İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği

Dr. Kadir İsa
Dr. Ayhan Onat

FRİTERM®
since 1979
www.friterm.com

FRİTERM®
Doğaya Dost Sanayi

FRİTERM® AKADEMİ

Teknik Kitaplar Dizisi No: 02

Genişletilmiş 2. Baskı

FRITERM® AKADEMİ

EĞİTİM PROGRAMLARI

BAYİ VE MÜŞTERİ EĞİTİMLERİ
- *ENERJİ VE PROSES SOĞUTMA EĞİTİMİ*
- *BATARYA EĞİTİMİ*
- *YENİ SERİ ÜRÜNLERİN TANITIMI VE PAZARA SUNULMASI EĞİTİMİ*

TEKNİK EĞİTİMLERİMİZ
- *İKLİMLENDİRME/SOĞUTMA EĞİTİMLERİ*
- *ÜRETİM TEKNİKLERİ EĞİTİMLERİ*

UYGULAMALI EĞİTİM ATÖLYESİ EĞİTİMLERİMİZ
- *MONTAJ UYGULAMA EĞİTİMİ*
- *SERT LEHİM UYGULAMA EĞİTİMİ*

KİŞİSEL GELİŞİM EĞİTİMLERİMİZ
- *KARİYERİM VE İLETİŞİM BECERİLERİM EĞİTİMİ*

TEKNİK GEZİLERİMİZ
- *ÜNİVERSİTE,MYO,LİSE TEKNİK GEZİLERİ*
- *DERNEK, VAKIF TEKNİK GEZİLERİ*
- *SEKTÖREL İŞ BİRLİĞİ TEKNİK GEZİLERİ*

YENİ ÇALIŞANLARIMIZA YÖNELİK ORYANTASYON VE GELİŞİM PROGRAMLARIMIZ
- *0-2 AY ARASI ORYANTASYON EĞİTİMİ PROGRAMIMIZ*
- *2-6 AY ARASI ORYANTASYON VE GELİŞİM PROGRAMIMIZ*

KİŞİSEL GELİŞİM EĞİTİMLERİMİZ
- *KARİYERİM VE İLETİŞİM BECERİLERİM EĞİTİMLERİ*
- *KULÜP EĞİTİMLERİMİZ*

SOSYAL SORUMLULUK PROJELERİ EĞİTİMLERİMİZ
- *ORGANİZE SANAYİ BÖLGESİ SOKAK HAYVANLARI SOSYAL SORUMLULUK PROJESİ EĞİTİMLERİ*
- *KURUMSAL SOSYAL SORUMLULUK STAJYER GÖNÜLLÜ ÇALIŞMA EĞİTİMLERİ*

UZUN SÜRELİ STAJLAR VE TEZ PROGRAMLARI

- *TEZ PROGRAMLARI*
- *LİSE STAJ PROGRAMI*
- *MYO STAJ PROGRAMI*
- *ÜNİVERSİTE STAJ PROGRAMI*

Eğitimlerimiz ve çalışmalar hakkında bilgi almak için; fritermakademi@friterm.com adresinden bizlere ulaşabilrsiniz.

Friterm Ar-Ge Ortamla Dengeli Tip Kalorimetrik Test Odası
Friterm R&D Ambient Balanced Type Calorimetric Test Room

Freon Evaporatörler Freon Unit Cooler	EN 328; Eurovent RS 7/C/001 - 2010 (R404A, R507, R407, R134A, R410A)
Freon Kondenserler Freon Condenser	EN 327; Eurovent RS 7/C/002 - 2010 (R404A, R507, R407, R134A, R410A)
Su, Su/Glikollü Soğutucular Water, Glycol/Water Cooler	EN 328; Eurovent RS 7/C/001 - 2010
CO_2 Evaporatörler CO_2 Unit Cooler	EN 328 (CO_2 Subcritic/Transcritical)
CO_2 Gaz Soğutucular CO_2 Gas Cooler	EN 327 (CO_2 Transcritical)
Kuru Soğutucu Bataryalar Dry Cooler	EN 1048; Eurovent RS 7/C/003 - 2010
Isıtma/Soğutma Bataryaları (Sulu, Su/Glikollü) Heating/Cooling Coil	Eurovent RS 7/C/005-2007; ANSI ASHRAE 33/2000
DX/Kondenser/CO_2 Bataryalar DX/Condenser/CO_2 Coil	EN 327, EN 328, ANSI ASHRAE 33/2000

Friterm Motor Kontrol ve İzleme Sistemi (FMC)
Friterm Motor Control System (FMC)

Friterm
Hava Sızdırmazlık Test Düzeneği
Friterm Air Tightness Test Rig

EN1886, EN 15727:2010,
EUROVENT 2/2 ve DW/143

İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği

Dr. Kadir İsa, Dr. Ayhan Onat

İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği

Dr. Kadir İsa, Dr. Ayhan Onat

1. Basım Eylül 2012
2. Basım Ağustos 2017
ISBN: 978-975-6263-22-8

Her hakkı mahfuz olup yazarların veya Friterm A.Ş.'nin müsadesi olmaksızın çoğaltılamaz, yayınlanamaz.

Bu kitap ekteki kaynaklara dayanılarak mümkün olduğunca dikkat gösterilerek hazırlanmıştır. Ancak Friterm A.Ş. ve kitabın yazarları kitabın içindeki bilgilerin tamlığı, doğruluğu veya uygulanabilirliği hakkında hiçbir garanti vermez; bu kitabın içerdiği bilgilere dayanan herhangi bir sorumluluk kabul etmez. Kitapta bulunan bilgilerin kullanımına ilişkin bütün risk ve sorumluluk bu bilgileri kullananlara aittir.

Adres ve İletişim:
Friterm Termik Cihazlar San. ve Tic. A. Ş.
Makine İhtisas Organize Sanayi Bölgesi
6. Cadde 17. Sokak No:1 Demirciler Köyü
Dilovası 41455, Kocaeli - Türkiye
Telefon: +90 216 394 12 82 (pbx)
Faks: +90 216 394 12 87
info@friterm.com
www.friterm.com

Doğa Yayıncılık Ltd. Şti.
Ali Nazım Sk. No: 30 Koşuyolu 34718 Kadıköy / İSTANBUL
Tel: 0216 327 80 10
Faks: 0216 327 79 25
www.dogayayin.com
info@dogayayin.com

Baskı ve Cilt:
Hanlar Matbaacılık Sanayi Ticaret Ltd. Şti.
Yeşilce Mahallesi, Aytekin Sokak No: 16/A
Seyrantepe / Levent / İstanbul
Tel: 0212 324 08 82 - 83
Faks: 0212 324 08 84
www.hanlarmatbaa.com
info@hanlarmatbaa.com

ÖNSÖZ

Ülkemizde iklimlendirme ve soğutma sektörünün gelişimine katkı sağlama amaçlı olarak yürütülen çalışmalarda aktif ve öncü bir misyon ile çalışan firmamız Friterm A.Ş, bünyesinde yürüttüğü eğitim, araştırma ve teknik yayın faaliyetlerini kurumsal bir yaklaşım dahilinde sürdürmek amacıyla 2009 yılında FRİTERM AKADEMİ'yi yapılandırmıştır. FRİTERM AKADEMİ çalışmalarında endüstrinin ihtiyaç duyduğu teknik yayın konusunu temel bir faaliyet olarak görmektedir.

Bu çerçevede birinci baskısı Haziran 2009 (2.500 adet) ve ikinci baskısı Nisan 2011 (2.500 adet) tarihlerinde yapılan ilk yayınımız "Plastik Endüstrisinde Soğutma Sistemleri ve Uygulamaları" kitabı sektörden ve meslektaşlarımızdan büyük ilgi görmüş; bu durum bizleri yeni teknik yayınlar çıkarma konusunda cesaretlendirmiştir.

TMMOB Makine Mühendisleri Odası İstanbul Şubesi tarafından düzenlenen Enerji Yöneticiliği Eğitim Programı dahilinde teorik ve uygulamalı "Soğutma ve İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Verimliliği" eğitimleri Kasım 2009-Mart 2011 tarihleri arasında FRİTERM AKADEMİ eğitmenleri tarafından verilmiştir. Bunun yanı sıra Isıtma Soğutma Klima Araştırma ve Eğitim Vakfı (ISKAV), çeşitli üniversite, firma ve mesleki kurumlar için firmamızda bu alana yönelik oldukça önemli teorik ve uygulamalı teknik eğitim ve geziler düzenlenmiş; günümüze kadar bu etkinliklerde binin üzerinde meslektaşımız bilgilendirilmiştir. Bu durum bizler için şüphesiz çok önemli bir mutluluk kaynağıdır.

Eğitimlerde yaratılan bilgilerin ve ortaya çıkartılan eğitim dökümanlarının süreç içerisinde gelişip olgunlaşması bizde yeni bir yayının bu alanda olması fikrini filizlendirmiştir. "Soğutma ve İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Verimliliği" başlıklı yeni kitabımıza yönelik hazırlıklar 2010 yılı sonlarında başlamıştır. Değerli Hocalarımız Sayın Dr. Kadir İSA ve Sayın Doç. Dr. Ayhan ONAT'ın yürüttüğü bu önemli çalışma için firmamızın uzmanlarından ve sektörümüzde faaliyet gösteren birçok değerli akademisyen ve meslektaşımızdan katkılar alınmıştır.

Değerli katkılarından dolayı Sayın A. Metin Duruk, Sayın Cafer Ünlü, Sayın Duygu Erten, Sayın Nedim Zalma, Sayın Onur Ünlü, Sayın Mehmet Rodop, Sayın Selman Ölmez, Sayın Özgür Küçükhüseyin, Sayın Hasan Acül, Sayın Hatice Canbaz, Sayın Prof. Dr. Birol Kılkış ve Sayın Prof. Dr. Macit Toksoy'a teşekkür ederim.

Enerji verimliliği ve enerjinin etkin kullanımının ne denli önemli olduğu günümüzde tartışılmayan bir gerçeklik olmuştur. Ülkemiz enerjiyi çok yoğun kullanan ülkeler grubundadır ve enerji verimliliğine yönelik yapılacak iyileştirme çalışmaları ile ortalamada % 30 oranında tasarruf etme potansiyeli vardır. Ülkemizin enerji alanındaki çok büyük oranlarda dışa bağımlılığı konuyu daha da yakıcı hale getirmektedir.

Yayınımızı belirli sürelerle alacağımız geri bildirimler doğrultusunda geliştirip, zenginleştirerek yenilemenin hedeflerimiz arasında olduğunu ilk baskımızda ifade etmiştik. Sizlerden gelen değerli yönlendirmeler neticesinde, genişletilmiş ikinci baskıyı hazırlama gereği duyduk.

Bunun yanı sıra, Friterm Akademi bünyesinde önceki yıllarda düzenlemiş olduğumuz ve enerji verimliliği ile ilgili başlıklar da içeren web seminerlerden elde ettiğimiz bilgi birikimi ile bir uzaktan eğitim portalının hazırlıkları ile ilgili çalışmalarımız da devam etmektedir.

Yayınımızın enerji yöneticilerine ve sektörümüzde çalışan tüm meslektaşlarımıza faydalı bir kılavuz olmasını ve bu sayede ülkemizde enerjinin etkin kullanımına karınca kararınca bir katkı sağlamasını ümit ediyoruz.

Sağlıklı, mutlu ve enerjimizi etkin kullandığımız bir yaşam diliyorum.

Saygılarımla,

Naci Şahin
Friterm A.Ş. Genel Müdürü
Ağustos 2017

İÇİNDEKİLER

BÖLÜM 1 - ENERJİ VE VERİMLİLİK

1.1 Giriş 1
1.2 Enerji ve Verimlilik Kavramları 1
1.2.1 Enerji Kaynakları 2
1.2.1.1 Dünyada Enerji Kaynakları Dağılımı 4
1.2.1.2 Ülkemizde Nükleer Enerji 7
1.2.2 Enerjinin Kullanımı 9
1.2.2.1 Dünya Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü 9
1.2.2.2 Kaya Gazı 17
1.2.2.3 Sanayide Enerji Kullanımı 20
1.2.2.4 Ulaştırma İçin Enerji Kullanımı 21
1.2.2.5 Konut ve Hizmet Sektöründe Enerji Kullanımı 21
1.2.3 Enerji ve Çevre 22
1.2.3.1 Sera Gazı Emisyonları 22
1.2.3.2 Enerjiyle İlgili Diğer Çevresel Baskılar 24
1.2.3.3 İklim Değişikliklerinin Enerji Üretimi ve Tüketimi Üzerindeki Etkileri 24
1.2.4 Enerji Verimliliği 27
1.2.5 Enerji Verimliliği Yönetimi 28
1.3 Soğutma ve İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Verimliliği 31
1.3.1 Binalarda Enerji Verimliliği 32
1.3.1.1 Yüksek Performanslı Bina Tanımı 34
1.3.2 Sanayi Tesislerinde Enerji Verimliliği 38
Kaynaklar 42

BÖLÜM 2 - SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1 Giriş 45
2.2 Soğutma Sistemleri 45
2.2.1 Vorteks Tüpü Soğutma Sistemi 46
2.2.2 Termoelektrik (Peltier) Soğutma Sistemi 48
2.2.3 Ejektör Soğutma Sistemleri 49
2.2.4 Stirling Soğutma Çevrimi 51
2.2.5 Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi 52
2.2.6 Paramanyetik Soğutma 54
2.2.7 Hava Soğutma Çevrimi 55
2.2.8 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi 56

2.2.9 Buhar Sıkıştırmalı Mekanik Soğutma Çevrimi 61
2.3 Soğutma Sisteminin Temel Elemanları 64
2.3.1 Kompresörler 64
2.3.2 Kondenserler 74
2.3.3 Evaporatörler 79
2.3.4 Basınç Düşürücüler 84
2.3.4.1 Kılcal Boru 85
2.3.4.2 Otomatik Genleşme Valfi 86
2.3.4.3 Termostatik Genleşme Valfi 87
2.3.4.4 Termal Genleşme Valfi 92
2.3.4.5 Elektronik Genleşme Valfi 94
2.4 Yardımcı Elemanlar 95
2.4.1 Servis Valfleri 96
2.4.2 Titreşim Giderici 96
2.4.3 Yağ Ayırıcılar 96
2.4.4 Sıvı Tankı 97
2.4.5 Filtre/Kurutucular 98
2.4.6 Gözetleme Camları 99
2.4.7 Çekvalf 100
2.4.8 Solenoid Valfler 100
2.4.9 Emiş Akümülatörü 102
2.5 Soğutucu Akışkanlar 104
2.5.1 Kloroflorokarbon (CFC) 105
2.5.2 Hidrokloroflorokarbon (HCFC) 105
2.5.3 Hidroflorokarbon (HFC) 106
2.5.4 Karışım Bazlı Akışkanlar 106
2.5.5 Hidrokarbonlar (HC) 106
2.5.6 Doğal Soğutucu Akışkanlar 109
2.5.7 Soğutucu Akışkanların Özellikleri 112
2.5.8 Soğutucu Akışkanların Numaralandırılması 112
2.5.9 Florlu Sera Gazları Yönetmeliği 115
2.6 Kızgınlık (Superheat) ve Aşırı Soğuma (Subcooling) Kavramları 119
2.7 Basınç-Entalpi (P-h) ve Sıcaklık-Entropi (T-s) Diyagramları 126
2.8 CO_2 Soğutma Çevrimi 132
2.9 Kaskad Soğutma Sistemleri 136
2.10 Enerji Verimliliği Kavramları. 139
2.10.1 Türkiye'deki Klimalar İçin Eko-Tasarım Kriterleri ve Yeni Enerji Etiketi 143

2.11 Ölçüm Cihazları 152
Kaynaklar 160

BÖLÜM 3 - İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

3.1 Giriş 161
3.2 Bireysel İklimlendirme Sistemleri 161
3.2.1 Pencere Tipi Klima 162
3.2.2 Oda Tipi Paket Klima 163
3.2.3 Hassas Kontrollü Klima Cihazları 163
3.2.4 Split Klimalar 165
3.2.5 Portatif Klimalar 168
3.2.6 Değişken Soğutucu Akışkan Debili (VRF) Sistemler 169
3.2.6.1 Hava Soğutmalı Kondenserli VRF 171
3.2.6.2 Su Soğutmalı Kondenserli VRF 173
3.2.6.3 Isı Geri Kazanımlı VRF Sistemler 175
3.2.6.4 VRF Sisteminin Seçim Kriterleri 179
3.2.6.5 VRF Sisteminin Avantaj ve Dezavantajları 181
3.3 Merkezi İklimlendirme Sistemleri 183
3.3.1 Klima Santrali Hücre Yapısı 185
3.3.2 Kaset (Panel) Yapısı 186
3.3.3 Hücre Yapısının EN 1886'ya Göre Tanımlanması 186
3.4 İklimlendirme Tekniği - Kavramlar ve Tanımlar 191
3.4.1 Psikrometrik Diyagram ve İlgili Temel Kavramlar 191
3.4.2 Hissedilen (Efektif) Sıcaklık 192
3.4.3 Tüm Havalı İklimlendirme 194
3.4.4 Primer Havalı İklimlendirme 194
3.4.5 Tanımlar 195
3.4.6 Psikrometrik Prosesler 196
3.4.6.1 Temel Prosesler 196
3.4.6.2 Yaz ve Kış Kliması Prosesleri 199
Kaynaklar 204

BÖLÜM 4 - SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

4.1 Giriş 205
4.2 Chiller 206
4.2.1 Su Soğutmalı Chiller 208
4.2.2 Hava Soğutmalı Chiller 211

4.3 Kompresörler ve Verimlilik Artırma Yöntemleri 213
4.3.1 Pistonlu Kompresörler 213
4.3.2 Santrifüj Kompresörler 214
4.3.3 Vidalı Kompresörler 215
4.3.4 Scroll (Sarmal) Kompresörler 216
4.3.5 Rotary (Dönel) Kompresörler 217
4.3.6 Verimlilik Artırma Yöntemleri 217
4.4 Evaporatörler ve Verimlilik Artırma Yöntemleri 224
4.4.1 Boru ve Kovan (Shell & Tube) Tipi Evaporatörler 224
4.4.2 Plakalı Tip Evaporatörler 226
4.4.3 Kanatlı Borulu Evaporatörler 229
4.4.4 Evaporatörlerde Verimlilik Artırma Yöntemleri 234
4.5 Kondenserler ve Verimlilik Artırma Yöntemleri 237
4.5.1 Hava Soğutmalı Kondenserler 238
4.5.2 Su Soğutmalı Kondenserler 240
4.5.3 Deniz Suyu Soğutmalı Kondenserler 242
4.5.4 Evaporatif Kondenserler 242
4.5.5 Kondenserlerde Verimlilik Artırma Yöntemleri 244
4.5.6 Kondenserlerde Enerji Etiketleme 251
4.5.7 Hava Soğutmalı Chillerlerde Doğal Soğutma Bataryası Kullanımı 254
4.6 Kuru Soğutucular ve Verimlilik Artırma Yöntemleri 254
4.6.1 Doğal Soğutma Sistemleri 255
4.6.2 Kuru Soğutucu ve Islak/Kuru Soğutucu Uygulamaları 262
4.6.3 Verimlilik Artırma Yöntemleri 271
4.6.4 Kuru/Islak Soğutucuların Tasarım/Performans Kriterleri ve Enerji Etiketleme 289
4.7 Su Soğutma Kuleleri ve Verimlilik Artırma Yöntemleri 290
4.7.1 Açık Su Soğutma Kuleleri 291
4.7.2 Kapalı Devre Su Soğutma Kuleleri 292
4.7.3 Soğutma Kulelerinde Verimlilik Artırma Yöntemleri 294
4.8 Pompalar ve Verimlilik Artırma Yöntemleri 296
4.8.1 Çevreye Duyarlı Tasarım Gerekleri Yönetmeliği 300
4.9 Kontrol Sistemleri ve Verimlilik Artırma Yöntemleri 308
4.10 Absorbsiyonlu (LiBr/Su) Su Soğutma Grupları ve Verimlilik Artırma Yöntemleri 315
4.11 Türbin Giriş Havasının Soğutulması 317
4.12 Buzda Enerji Depolama (BED) 328
Kaynaklar 330

BÖLÜM 5 - İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

5.1 Giriş 331
5.2 Merkezi İklimlendirme Sistemlerinde Verimlilik Artırma Yöntemleri 332
5.2.1 Klima Santrallerinde Verimlilik Artırma Yöntemleri 332
5.2.2 Hava Kaçakları 334
5.2.3 Filtreler 335
5.2.4 Yalıtım 336
5.2.5 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma (IGKH) 337
5.2.5.1 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Ünitelerinde Performans Standartları 344
5.2.5.2 Havalandırma Cihazlarında Eko-Design Direktifi 346
5.2.6 Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma Ünitesi 352
5.2.6.1 Atnalı Isı Borulu Nem Alma Ünitesi 353
5.2.6.2 Isı Geri Kazanım Cihazlarında Enerji Verimliliği (EN 13053) 355
5.2.7 Fanlar 357
5.2.7.1 Öne Eğik Kanatlı Fanlar 358
5.2.7.2 Geriye Eğik Kanatlı Fanlar 358
5.2.7.3 Serbest Dönen (Plug-In) Fanlar 358
5.2.7.4 Fan Seçim Kriterleri 362
5.2.8 Sulu ve Direkt Genleşmeli Kanal Isıtma ve Soğutma Bataryaları 362
5.2.8.1 Soğutma Serpantinleri 362
5.2.8.2 Isıtma Serpantinleri 368
5.2.9 Enerji Etiketleme 372
5.2.10 Klima Santrallerinde Enerji Geri Kazanım 373
5.2.11 Soğuk Tavan (Chilled Beam) Sistemleri ve Enerji Verimliliği 379
5.2.12 Hava Kanallarında Verimlilik Artırma Yöntemleri 386
5.3 Bireysel /Ticari Klimalarda Verimlilik Artırma Yöntemleri 389
Kaynaklar 393

BÖLÜM 6 - ÖRNEK ENERJİ ETÜTLERİ

6.1 Giriş 395
6.2 Etüt Çeşitleri 396
6.3 Etüt Adımları 397
6.4 Örnek Bir Endüstriyel İşletme Enerji Etüdü 398
6.4.1 Genel Enerji Analizi 398
6.4.2 Kazan Dairesi ve Isı Enerjisi Dağıtım Hatlarının Analizi 400
6.4.2.1 Kazan Dairesi 401
6.4.2.2 Isı Enerjisi Dağıtım Hatları 403

6.4.3 Basınçlı Hava Sistemi Analizi 405
6.4.4 Elektrik Motorları Analizi 407
6.4.5 Pompaların Analizi 409
6.4.6 Ekonomik Analiz Yöntemleri 411
6.4.6.1 Geri Ödeme Süresi Yöntemi 412
6.4.6.2 Net Bugünkü Değer (NBD) Yöntemi 412
6.4.6.3 İç Kârlılık Oranı Yöntemi 413
6.4.6.4 Örnek Hesap 413
6.5 Örnek Bina Enerji Etüdü 416
6.5.1 Enerji Dengesi ve İklimlendirme Sistemleri Analizleri 416
6.5.2 Aydınlatma Analizi 419
6.5.3 BEP-HY ve BEP-TR 422
Kaynaklar 424

BÖLÜM 7 - KURUMLAR, YASAL DÜZENLEMELER VE SERTİFİKALAR

7.1 Giriş 427
7.2 Uluslararası Kurumlar, Yasal Düzenlemeler ve Sertifikalar 427
7.2.1 Uluslararası Kurumlar 427
7.2.2 Uluslararası Kanunlar, Yönetmelikler, Direktifler 429
7.2.3 Uluslararası sertifikalar (LEED, Energy Star, BREEAM, Eurovent) 432
7.3 Ulusal Kurumlar, Yasal Düzenlemeler ve Sertifikalar 442
7.3.1 Ulusal Kurumlar 442
7.3.2 Ulusal Kanunlar, Yönetmelikler, Direktifler 445
7.3.3 Devlet Destek ve Teşvikleri 449
7.3.4 Ulusal Sertifikalar 450
Kaynaklar 451

BÖLÜM 1
ENERJİ VE VERİMLİLİK

1.1 GİRİŞ

Sürdürülebilir kalkınma, alternatif yakıtlar, yenilenebilir kaynaklar ve çevre duyarlılığı ve güvenliği ile doğrudan ilgili olan enerji verimliliği; binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşmesine yol açmadan birim hizmet ve ürün başına enerji tüketiminin azaltılmasını ifade eder.

Diğer yandan, Türk sanayinin dış pazarlarda rekabet gücünü artırmak için gerekli olan maliyet azalmalarının, sadece verimli enerji kullanımıyla bile belli oranlara kadar mümkün olacağı halen yeterince iyi anlaşılabilmiş değildir. Özellikle enerjinin çok yüksek hacimli temel bir girdi olduğu bazı sanayi kollarında, enerjinin verimli kullanımıyla sağlanabilecek faydalar şaşırtıcı ölçüde fazladır.

Politika yapıcısından sanayicisine, sivil toplum kuruluşlarından vatandaşına kadar geniş kesimli bir katılım ve sistemli bir yaklaşımla hayata geçirilecek bir enerji verimliliği seferberliğinin, Türkiye'nin enerji sorunlarının en azından bir kısmına kalıcı çözümler getireceği açıktır.

1.2 ENERJİ VE VERİMLİLİK KAVRAMLARI

Enerji, en geniş anlamda iş yapabilme yeteneği demektir. Türkçede erke olarak da bilinen enerji kelimesinin kökeni, eski Yunan dilindeki *energos* (hareketli, işleyen) kelimesinden türemiş "hareketlilik, iş yapma" anlamına gelen *energeia* kelimesidir. Latin dilinin geç dönemi içerisinde varolan *energia* kelimesi de diğer bir etimolojik köken olarak kabul edilmektedir. Enerji; ısıl, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, manyetik, kimyasal, nükleer gibi değişik biçimlerde yer alabilir.

Son yılların önemli kavramlarından biri olması dolayısıyla enerji verimliliğinin birçok kurum ve kuruluş tarafından tanımı yapılmaktadır. Bu tanımlardan bazıları şöyledir: Enerji verimliliği; enerji girdisinin üretim içindeki payının azaltılması, aynı üretimin daha az enerji tüketilerek gerçekleştirilmesidir (A.B.D. Enerji Bakanlığı). Bir başka tanımda ise enerji verimliliği, tüketilen enerji miktarının, üretimdeki miktar ve kaliteyi düşürmeden iktisadi kalkınmayı ve sosyal refahı engellemeden en aza indirilmesi biçiminde ifade edilmiştir (YEGM-Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü). Enerji Verimliliği Kanunu'nda enerji verimliliği; binalarda yaşam standardında ve hizmet kalitesinde, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesinde ve miktarında düşüşe yol açmadan enerji tüketiminin azaltılması olarak tanımlanmıştır.

Daha geniş anlamıyla enerji verimliliği; gaz, buhar, ısı, hava ve elektrikteki enerji kayıplarını önlemek, çeşitli atıkların geri kazanımı ve değerlendirilmesi veya ileri teknoloji ile üretimi düşürmeden enerji talebinin azaltılması, daha verimli enerji kaynakları, gelişmiş endüstriyel süreçler, enerji geri kazanımları gibi etkinliği artırıcı önlemlerin bütünüdür.

1.2.1 Enerji Kaynakları

Dünyada kullanılan bütün enerjilerin kaynağının güneş enerjisi olduğu bilinmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları enerji ihtiyaçlarını direkt olarak doğadan karşılayan koşullu kullanıma açık ama pratik olarak sınırsız enerji kaynaklarıdır. Enerji kaynakları iki gruba ayrılır. Bunlar yenilenebilir ve yenilenemeyen (kullandığımız ve yeniden oluşturamadığımız enerji kaynağı) enerji kaynaklarıdır. Bu kaynaklara temel kaynaklar adı verilir.

Yenilenemeyen enerji kaynakları

Enerji kaynaklarının kısa bir süre içinde yenilenemeyen türüne yenilenemeyen enerji kaynakları adı verir. En sık kullanılan dört yenilenemeyen enerji kaynağı şunlardır:

- Petrol ve petrol ürünleri
- Doğal gaz
- Kömür
- Uranyum ve toryum (nükleer enerji)

Kömür, petrol, doğal gaz ve propan, milyonlarca yıl önce yaşamış olan bitki ve hayvanların kalıntılarından meydana geldiğinden bunlara fosil yakıtlar denir. Yenilenemeyen enerji kaynakları topraktan sıvı, gaz ve katı olarak elde edilir. Sadece ham petrol doğada sıvı halde bulunan yenilenemeyen yakıttır. Doğal gaz ve propan normal koşullarda gaz, kömür ise katıdır.

Yenilenemeyen bir diğer enerji kaynağı da nükleer füzyon adı verilen bir işlemle enerji açığa çıkaran uranyum elementidir. Katı bir madde olan uranyum cevheri zenginleştirilerek nükleer enerji tesislerinde kullanılan bir yakıta dönüştürülür. Uranyum bir fosil yakıt değildir, ancak yenilenemeyen bir yakıttır.

Yenilenebilir enerji kaynakları

Yenilenebilir enerji kaynakları yeniden üretilebilir ve sınırsız şekilde üretilmeye devam edilebilir. En sık kullanılan beş yenilenebilir kaynak şunlardır:

- Güneşten sağlanan, elektrik ve ısıya dönüşebilen güneş enerjisi
- Rüzgâr enerjisi
- Yer kabuğu içindeki ısıdan temin edilen jeotermal enerji
- Bitkilerden biyokütle, ağaçlardan odun, mısırdan etanol ve bitkisel yağdan biyodizel enerjileri
- Barajdaki hidrotürbinlerden hidroelektrik enerji
- Deniz ve okyanuslarda dalga-gelgit enerjisi

Yenilenebilir enerji kaynakları doğrudan sera gazları yaymazlar. Bununla birlikte, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı her zaman ve kesintisiz olarak sağlanamayışı nedeniyle sınırlıdır. Örnek olarak bulutlu günler, güneşten elde edeceğimiz enerjiyi, kuraklık ise sudan elde edeceğimiz enerjiyi sınırlar.

Rüzgar Enerji Santralleri

Türkiye'de bulunan 172 Rüzgar Enerji Santrallerinin toplam kurulu gücü 5.789,39 MW'dır. 2016 yılında Rüzgar Enerji Santralleri ile 15.369.548.000 kilovatsaat elektrik üretimi yapılmıştır.

Güneş Enerji Santralleri

Türkiye'de bulunan 1078 Güneş Enerji Santrallerinin toplam kurulu gücü 860,63 MW'dır. 2016 yılında Güneş Enerji Santralleri ile 1.020.000.000 kilovatsaat elektrik üretimi yapılmıştır.

Jeotermal Enerji Santralleri

Türkiye'de bulunan 31 Jeotermal Enerji Santrallerinin toplam kurulu gücü 820,86 MW'dır. 2016 yılında Jeotermal Enerji Santralleri ile 4.213.526.000 kilovatsaat elektrik üretimi yapılmıştır.

Biyogaz, Biyokütle, Atık Isı ve Pirolitik Yağ Enerji Santralleri

Türkiye'de bulunan 82 Biyogaz, Biyokütle, Atık Isı ve Pirolitik Yağ Enerji Santrallerinin toplam kurulu gücü 467,37 MW'dır.

İkincil enerji kaynakları

İkincil enerji kaynakları, aynı zamanda enerjiyi bir yerden başka bir yere taşıdıklarından dolayı, enerji taşıyıcıları olarak da ifade edilirler. En iyi bilinen iki enerji taşıyıcısı şunlardır:

- Elektrik
- Hidrojen

Kömür, nükleer ve güneş enerjisi gibi enerji kaynaklarının dönüştürülmesi sonucunda elektrik ve hidrojen elde ederiz. Bazı enerji ihtiyaçları için, elektrik ve hidrojen kullanmak, temel enerji kaynaklarının kendisini kullanmaktan çok daha kolaydır.

1.2.1.1 Dünyada enerji kaynakları dağılımı

Dünya petrol rezervinin yaklaşık olarak yarısı Orta Doğu bölgesinde bulunmaktadır. Bu bölgeyi yaklaşık % 19'luk bir pay ile Güney ve Orta Amerika bölgesi takip etmektedir. Bu coğrafyadaki en önemli ülke Venezuela olup dünya rezervinin yaklaşık olarak % 18'i bu ülkede bulunmaktadır. Venezuela'yı yaklaşık olarak % 16 petrol rezerv payı ile Suudi Arabistan takip etmektedir. Bölge ve ülkelerin sahip oldukları rezerv miktarlarını gösteren veriler aşağıdaki Tablo 1.1 ve 1.2'de verilmiştir.

Tablo 1.1 Bölgelere Göre Görünür Petrol Rezervleri (2015)

Bölge	Miktar (milyar varil)	Dünya toplamındaki payı (%)
Orta Doğu	811	47,54
Güney ve Orta Amerika	325	19,05
Kuzey Amerika	233	13,66
Avrupa ve Avrasya	158	9,26
Afrika	130	7,62
Asya Pasifik	49	2,87
Dünya Toplamı	1.706	100

Tablo 1.2 Bazı Ülkelerin Görünür Petrol Rezervleri (2015)

Ülke	Miktar (Milyar varil)	Dünya toplamındaki payı (%)
Venezuela	298,35	17,5
Suudi Arabistan	267,00	15,7
Kanada	172,92	10,2
İran	157,80	9,3
Irak	150,00	8,8
Rusya	103,16	6,1
Kuveyt	101,50	6,0
Birleşik Arap Emirlikleri	97,80	5,8
ABD	48,46	2,9
Libya	48,36	2,8
Nijerya	37,07	2,2
Kazakistan	30,00	1,8
Dünya Toplamı	1.700,1	100

2015 yılı petrol üretim değerleri göz önüne alındığında ise Venezuela'nın ilk 10 ülke içinde yer almadığı görülmektedir. Üretim açısından yapılacak bir değerlendirmede Suudi Arabistan, Rusya ve ABD başı çeken ülkeler olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu üç ülkenin dünya üretimindeki payı ise % 38'dir. Bölge bazında petrol tüketim değerleri Tablo 1.3'de verilmiştir.

Tablo 1.3 Bölgelere Göre 2015 Yılı Petrol Tüketimi

Bölge	Miktar (Milyon ton)	Dünya toplamındaki payı (%)
Asya Pasifik	1.428,9	33,93%
Kuzey Amerika	1.024,4	24,33%
Avrupa ve Avrasya	858,9	20,40%
Ortadoğu	393,0	9,33%
Güney ve Orta Amerika	326,5	7,75%
Afrika	179,4	4,26%
Dünya Toplamı	4.185	100%

Doğal Gaz Rezervleri ve Tüketim Değerleri

Dünya görünür doğal gaz rezervi 2015 yılı sonu itibarıyla 216 trilyon m^3'dür. Bu rezervin % 37,5'i Orta Doğu bölgesinde bulunmaktadır. İran ve Katar bu bölgede önemli rezervlere sahip ülkeler olarak öne çıkmaktadırlar. Avrupa ve Avrasya bölgesi

görünür rezerv açısından % 36,1 ile ikinci sırada yer alırken bu bölgede rezerv açısından Rusya önemli bir pozisyona sahiptir. Orta Doğu bölgesi rezerv açısından zengin olmasına rağmen üretim/rezerv oranı düşük bir bölgedir. Avrupa Avrasya bölgesi dünya üretiminin % 32,1'ini karşılarken bu oran Orta Doğu bölgesi için % 15,7'dir. Dünya görünür doğal gaz rezervlerinin bölgesel dağılımları, bölgesel üretimler ve bazı ülkelerin doğal gaz tüketimleri Tablo 1.4 ve 1.5'de verilmiştir.

Tablo 1.4 Bölgelere Göre Dünya Görünür Doğal Gaz Rezervi

Bölge	Miktar (trilyon m^3)	Dünya toplamındaki payı (%)
Orta Doğu	81	37,5
Avrupa ve Avrasya	78	36,1
Asya Pasifik	19	8,8
Afrika	17	7,9
Kuzey Amerika	13	6,0
Güney ve Orta Amerika	8	3,7
Dünya Toplamı	216	100

Tablo 1.5 Bölgelere Göre 2015 Yılı Doğal Gaz Tüketimleri

Bölge	Miktar (milyar m^3)	Dünya toplamındaki payı (%)
Avrupa ve Avrasya	1.115	31,9
Kuzey Amerika	942	26,9
Asya Pasifik	717	20,5
Ortadoğu	438	12,5
Güney ve Orta Amerika	165	4,7
Afrika	120	3,5
Dünya Toplamı	3.497	100

Kömür Rezervleri ve Tüketim Değerleri

Dünyada en fazla rezerve sahip olan ve belirli bir bölgede yoğunlaşmamış bir enerji kaynağı olan kömür en fazla kullanılan enerji kaynağı durumunda olup önümüzdeki yıllarda da stratejik önemini koruyacaktır. UEA (Uluslararası Enerji Ajansı)'nın yayınlamış olduğu dünya kömür rezerv verilerine göre yaklaşık 968 milyar ton kesinleşmiş kömür rezervi bulunmaktadır (Tablo 1.6). Bu rezervin % 55,7'ine karşılık gelen 539 milyar ton kömür ABD, Rusya ve Çin'de bulunmaktadır. Dünya kömür üretimi incelendiğinde ise 2014 yılında toplam 8,02 milyar ton üretim gerçekleşmiş olup bu üretimin % 46,7'sine denk gelen 3,8 milyar ton üretimi Çin tek başına yapmış ve bu ülkeyi ABD, Avusturalya ve Hindistan'ın takip etmiştir. ABD 916,2 milyon ton, Hindistan 668,4 milyon ton ve Avusturalya 491,2 milyon ton üretim yapmışlardır.

Tablo 1.6 Bölgelere Göre Kesinleşmiş Kömür Rezervleri (Milyon Ton)

Bölge	Kanıtlanmış rezervler (milyon ton)	Dünya toplamındaki payı (%)
Avrupa Avrasya	314	32,4
Asya Pasifik	364	37,6
Kuzey Amerika	263	27,2
Ortadoğu ve Afrika	14	1,5
Güney ve Orta Amerika	13	1,3
Dünya Toplamı	968	100

Dünyada Nükleer Enerjinin Durumu

Uluslararası Atom Enerjisi Ajansı'nın (UAEA) Ekim 2016 verilerine göre 31 ülkede toplam 450 nükleer reaktör faaliyette bulunmaktadır. Aralarında daha önce işletmede nükleer santral bulunmayan Birleşik Arap Emirlikleri'nin de bulunduğu 16 ülkede ise hali hazırda toplam 63 nükleer santralin inşaatı devam etmektedir (Tablo 1.7). 2030 yılına kadar 164 yeni nükleer santralin inşa edilmesi planlanmakta olup 317 nükleer santral ise ülkelerin nükleer programlarında yer almaktadır.

Ülkemiz henüz nükleer santrale sahip değilken çoğunluğunu Avrupa ülkelerinin oluşturduğu birçok ülke elektrik üretiminin önemli bir bölümünü nükleer enerjiden sağlamaktadır. Dünya genelinde elektrik üretiminin %11'i nükleer enerjiden sağlanmaktadır. 100 santral ile dünyanın en fazla nükleer santraline sahip ABD, 2015 yılında elektrik üretiminin %19,5'ini nükleer enerjiden elde etmiştir. 35 nükleer santralin üretime devam ettiği, 8 santralin ise inşa aşamasında olduğu Rusya elektrik üretiminin %18,6'sını, 25 santrali bulunan Güney Kore %31,7'sini, 58 nükleer santralin üretimde olduğu Fransa ise %76,3'ünü nükleer enerjiden sağlamaktadır. 34 nükleer santrale sahip Çin ise önümüzdeki yıllarda gerçekleşecek elektrik talebini karşılamak için 21 yeni nükleer santral inşasına başlamıştır.

1.2.1.2 Ülkemizde Nükleer Enerji

Rekabetçi bir elektrik piyasası ve enerji arz güvenliğinin sağlanması amacıyla hazırlanan Elektrik Enerjisi Piyasası ve Arz Güvenliği Strateji Belgesinde yer alan 2023 yılı için Türkiye'nin hedefleri aşağıda sıralanmaktadır:

- Elektrik üretiminde doğal gazın payını % 30'a indirmek;
- Hidrolik enerji kaynaklarının tamamından faydalanmak;
- Yenilenebilir enerji kaynaklarından azami derecede faydalanmak;
- Yerli enerji kaynakları arasında yer alan linyitten azami seviyede faydalanmak;
- Yakıt çeşitliliğini arttırmak amacıyla nükleer enerjiyi arz portföyüne dâhil etmek.

Tablo 1.7 Dünyada İşletmedeki ve İnşaat Halindeki Nükleer Santral Sayıları ile Ülkelerin Elektrik Üretiminde Nükleer Enerjinin Payı

Ülkeler	İşletmedeki nükleer santral sayısı*	İnşaat aşamasındaki santral sayısı*	Elektrik üretiminde nükleer enerjinin payı (%)**
ABD	100	4	19,50
Fransa	58	1	76,30
Japonya	43	2	0,50
Rusya	35	8	16,30
Çin	34	21	3,00
Güney Kore	25	3	31,70
Hindistan	21	6	3,50
Kanada	19	-	16,60
Birleşik Krallık	15	-	18,90
Ukrayna	15	2	56,50
İsveç	10	-	34,30
Almanya	8	-	14,10
İspanya	7	-	20,30
Belçika	7	-	37,50
Çek Cumhuriyet	6	-	32,50
Tayvan	6	2	16,30
İsviçre	5	-	33,50
Finlandiya	4	1	33,70
Macaristan	4	-	52,70
Slovakya	4	2	55,90
Pakistan	3	3	4,40
Arjantin	3	1	4,80
Brezilya	2	1	2,80
Bulgaristan	2	-	31,30
Meksika	2	-	6,80
Romanya	2	-	17,30
Güney Afrika	2	-	4,70
Ermenistan	1	-	34,50
İran	1	-	1,30
Hollanda	1	-	3,70
Slovenya	1	-	38
BAE	-	4	-
Beyaz Rusya	-	2	-
TOPLAM	446	63	Dünya ortalaması %11

** UAEA 12 Temmuz 2016 itibarıyla*

*** UAEA Enerji İstatistikleri*

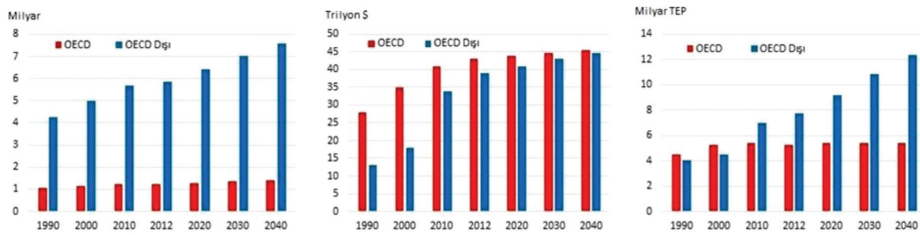
1.2.2 Enerjinin Kullanımı

Enerjinin, üretimden tüketime kadar her şeyin temel girdisi olması, enerjiyi çok önemli konuma getirmiştir. Enerji ihtiyacı arttıkça, enerji kaynaklarının verimli kullanımı da, bu kaynakların üzerinde hakimiyet kurma çabası da önem kazanmaktadır. Ülkeler dışa bağımlılıklarını, enerji arz güvenliliklerini artırmak, enerjinin çevreye olumsuz etkilerini azaltmak için alternatif kaynaklara yönelmişlerdir. Fosil enerji kaynakları bakımından fakir olan Türkiye, enerji ihtiyacını karşılamak için ithalatı ve dışa bağımlılığını devam ettirmek zorunda kalacaktır. Artan dış bağımlılığın önüne geçmek için Türkiye'nin yenilenebilir enerji kaynaklarını geliştirmesi yaşamsal önem kazanmıştır.

1.2.2.1 Dünya Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü

Nüfus artışı, kentsel gelişim ve sanayileşmeye paralel olarak dünya birincil enerji tüketimi de giderek artmaktadır. Enerji tüketiminin artmasına neden olan temel etkenlerin başında nüfus ve gelir artışı gelmektedir. Yapılan projeksiyonlar 2040 yılında dünya nüfusunun 9 milyara yükseleceğini göstermektedir. Bu durum, 2 milyar insana daha enerji arzı sağlanması gerekliliğini ortaya koymaktadır.

Öngörülen bu nüfus artışının % 90'ından fazlasının OECD dışı ülkelerden kaynaklanacağı ve söz konusu ülkelerin, gelişmekte olan sanayi ve kentleşmelerine bağlı olarak küresel GSYİH artışına % 70 ve küresel enerji talep artışına % 90'ın üzerinde katkı sağlayacağı öngörülmektedir. OECD dışı ülkelerin oluşturacağı bu etki Şekil 1.1'de verilen nüfus, gelir ve birincil enerji talebi projeksiyonlarında net olarak görülmektedir.



Şekil 1.1 *OECD ve dışı ülkelerde nüfus artışı*

Uluslararası Enerji Ajansı (UEA)'nın farklı senaryolar için yapmış olduğu projeksiyonlara göre 13,5 milyar ton eşdeğer petrol (Mtep) olan dünya birincil enerji talebinin 2040 yılında;

- Mevcut enerji politikaları ile devam senaryosuna göre % 45 oranında artışla 19,6 milyar TEP,

- Yeni politikalar senaryosuna göre % 32 oranında artış ile 17,9 milyar TEP,
- 450 ppm senaryosuna göre % 12 oranında bir artışla 15,2 milyar TEP'e ulaşması beklenmektedir.

Söz konusu senaryoların tamamına göre 2040 yılına kadar olan dönemde kömür ve petrolün paylarının nispeten azalmasına rağmen fosil yakıtlar hâkim kaynaklar olmaya devam edecektir. Dünya birincil enerji kaynaklarının % 81'ini oluşturan fosil yakıtların 2040 yılındaki payı, mevcut enerji politikaları ile devam senaryosuna göre % 79'a, yeni politikalar senaryosuna göre % 75'e ve 450 ppm senaryosuna göre % 60 olacağı beklenmektedir.

UEA projeksiyonlarına göre 2040 yılı birincil enerji talebinde kömürün payı, mevcut politikalar ile devam edilmesi durumunda % 28,6, yeni politikalar senaryosuna göre % 24,6 ve 450 ppm senaryosuna göre % 16,4'dür. Petrol ve doğal gazın payı her üç senaryoda da önemli derecede farklılıklar göstermemektedir. Petrolün payının % 27, doğal gazın payı ise % 24 seviyelerinde olacağı tahmin edilmektedir.

Nükleer enerjinin birincil enerji kaynakları içinde payı % 4,8 iken, 2040 yılında mevcut enerji politikaları ile devam senaryosuna göre % 5,3'de olması beklenirken, yeni politikalar senaryosuna göre % 6,7'ye ve 450 ppm senaryosuna göre % 10,7'e çıkacağı düşünülmektedir. Projeksiyonlar, nükleer enerjinin enerji kaynakları içindeki payının artacağını göstermektedir.

Yenilenebilir enerji kaynaklarının 2040 yılındaki payının ise mevcut politikalar senaryosuna göre % 12,8 oranında, yeni politikalar senaryosuna göre % 15,7 ve 450 ppm senaryosuna göre ise % 25 olacağı beklenmektedir.

Projeksiyonlar, enerji tüketimindeki artışın OECD üyesi olmayan ülkelerden kaynaklandığını göstermektedir.

Elektrik üretimi için kullanılan enerji miktarının 2040 yılına kadar yıllık ortalama % 2 olmak üzere % 70 oranında artacağı beklenmekte olup bu artış, küresel birincil enerji büyüme oranının % 42'sine karşılık gelmektedir.

Sanayide kullanılan birincil enerji tüketiminde % 81 oranında artış öngörülmekte olup bu oran, dünya birincil enerji büyüme oranının % 50'sini oluşturmaktadır.

2040 yılına kadar olan süreçte; yenilenebilir kaynaklar yıllık ortalama % 3 büyüme payları ile en hızlı büyüme oranına sahip enerji kaynaklarıdır.

Nükleer enerji yıllık ortalama % 3 ve hidroelektrik yıllık ortalama % 2,3 büyüme oranına sahip olacaktır. Bu iki kaynağın büyüme oranı, toplam birincil enerjinin büyüme oranından daha fazladır.

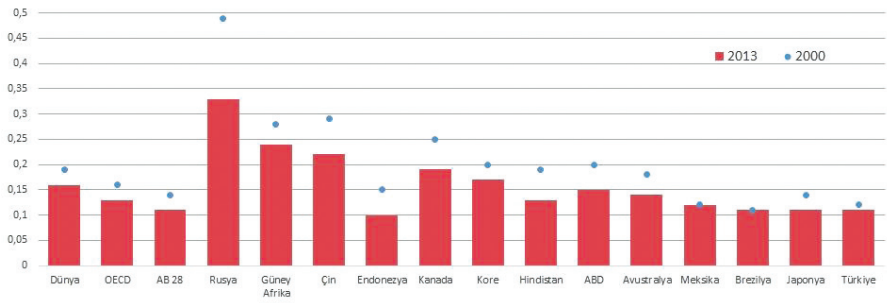
Fosil yakıtlar arasında en fazla büyüme oranına sahip olan kaynak yıllık ortalama % 1,7 büyüme oranı ile doğal gazdır. Doğal gazı sırasıyla yıllık ortalama % 0,5 büyüme oranları ile kömür ve petrol izlemektedir.

Dünyada toplam kanıtlanmış petrol rezervleri 1,7 trilyon varil civarında olup bu miktar, 50 yıllık tüketimi karşılamaktadır. Kalan üretilebilir petrol rezervlerinin yaklaşık % 60'ı kara, % 37'si deniz ve geri kalan kısmı Kuzey Kutbunda yer almaktadır. Geri kazanılabilir petrol kaynakları, çok kademeli hidrolik çatlatma gibi yeni teknolojilerin gelişmesi ve kaynak yerlerinin belirlenmesinde kullanılmaya başlanmasıyla birlikte artış göstermektedir.

OPEC ülkeleri küresel rezerv toplamının % 72,6'lık kısmını oluşturmaktadır. Güney ve Orta Amerika en yüksek rezerv üretim oranına sahiptir. Son on yılda küresel kesinleşmiş rezervler % 26 oranında yani 350 milyar varillik artış göstermiştir.

Birincil Enerji Tüketimi

Dünya birincil enerji tüketimi dikkate alındığında Çin ve Amerika ilk iki sırayı almakta ve bu iki ülkenin toplam birincil enerji tüketimi dünya tüketiminin yaklaşık % 41'ine tekabül etmektedir. Birincil enerji tüketimi dikkate alındığında ülkemiz 19. sırada yer almaktadır. Bazı ülkelerin birincil enerji tüketimleri Tablo 1.8'de verilmiştir. Bazı ülkelerin 1000 USD'lik GSYH için tüketilen TEP miktarları Şekil 1.2'de de görüldüğü üzere Dünya ortalaması 0,16, OECD ortalaması 0,13 ve AB28 ortalaması 0,11 iken ülkemiz 0,11'lik değer ile üst sıralarda yer almaktadır.



***Şekil 1.2** Ekonomilerin Enerji Yoğunluğu (OECD Factbook 2015-2016)*

Tablo 1.8 Dünya Birincil Enerji Tüketimi (Milyon TEP)

Ülke	2013	2014	2015	Dünya toplamındaki payı (%)	Sıra
Çin	2.903,9	2.970,3	3014,0	22,9	1
ABD	2.271,7	2.300,5	2.280,6	17,3	2
Hindistan	626,0	666,2	700,5	5,3	3
Rusya	688,0	689,8	666,8	5,1	4
Japonya	465,8	453,9	448,5	3,4	5
Kanada	335,0	335,5	329,9	2,5	6
Almanya	325,8	311,9	320,6	2,4	7
Brezilya	290,0	297,6	292,8	2,2	8
Güney Kore	270,9	273,1	276,9	2,1	9
İran	247,6	260,8	267,2	2,0	10
Suudi Arabistan	237,4	252,4	264,0	2,0	11
Fransa	247,4	237,5	239,0	1,8	12
Endonezya	175,0	188,3	195,6	1,5	13
Birleşik Krallık	201,4	188,9	191,2	1,5	14
Meksika	188,9	190,0	185,0	1,4	15
İtalya	155,7	146,8	151,7	1,2	16
İspanya	134,2	132,1	134,4	1,0	17
Avustralya	130,7	129,9	131,4	1,0	18
Türkiye	120,3	123,9	131,3	1,0	19
Tayland	120,3	123,4	124,9	0,9	20
Güney Afrika	124,6	128,0	124,2	0,9	21
Tayvan	109,9	111,4	110,7	0,8	22
BAE	97,2	99,0	103,9	0,8	23
Polonya	96,0	92,4	95,0	0,7	24
Ukrayna	114,7	101,0	85,1	0,6	25
TOPLAM	12.873,1	13.020,6	13.147,3	100,0	

** BP Dünya Enerji İstatistikleri 2016*

Elektrik Üretimi

Birincil enerji tüketiminde önemli bir kalem olan elektrik üretim değerleri dikkate alındığında 10.113,6 TWh üretim ile dünya elektrik üretiminin % 42'sini Çin ve ABD'de gerçekleşmiştir. Ülkemiz 259,7 milyar kWh ile 17. sırada bulunmaktadır. Elektrik üretimine ilişkin bazı ülkelerin verileri Tablo 1.9'da verilmiştir.

Tablo 1.9 Bazı Ülkelerin 2015 Yılı Elektrik Üretim Değerleri

Ülke	Miktar (TWh)	Dünya toplamındaki payı (%)	Sıra
Çin	5.810,6	24,1	1
ABD	4.303,0	17,9	2
Hindistan	1.304,8	5,4	3
Rusya	1.063,4	4,4	4
Japonya	1.035,5	4,3	5
Almanya	647,1	2,7	6
Kanada	633,3	2,6	7
Brezilya	579,8	2,4	8
Fransa	568,8	2,4	9
Güney Kore	522,3	2,2	10
Birleşik Krallık	337,7	1,4	11
Suudi Arabistan	328,1	1,4	12
Meksika	306,7	1,3	13
İran	281,9	1,2	14
İtalya	281,8	1,2	15
İspanya	278,5	1,2	16
Türkiye	259,7	1,1	17
Tayvan	258,0	1,1	18
Avustralya	253,6	1,1	19
Güney Afrika	249,7	1,0	20
Endonezya	234,7	1,0	21
Mısır	180,6	0,7	22
TOPLAM DÜNYA	24.097,7	100	

** BP Dünya Enerji İstatistikleri 2016*

Ülkemizde Elektrik Enerjisi Görünümü

Ülkemiz Elektrik Enerjisi Görünümüne bakacak olursak 2016 Yılı Haziran Ayı sonu itibarıyla elektrik üretiminin 131,3 milyar kWh, tüketiminin ise 133,8 milyar kWh olduğu görülmektedir. Ülkemizin son yıllarda yakalamış olduğu yüksek ekonomik büyüme oranlarıyla birlikte yıllık elektrik enerjisi tüketim artış hızımız son 14 yılda ortalama %5,4 seviyelerinde gerçekleşmiş ve 2002 yılında 132,6 milyar kWh olan elektrik tüketimimiz 2015 yılında yaklaşık 2 katına çıkarak 264,1 milyar kWh'e ulaşmıştır. Elektrik enerjisi talebindeki artış 2013 yılında %1,6, 2014 yılında ise %4,4 iken 2015 yılında %2,7 olarak gerçekleşmiştir (Tablo 1.10).

Tablo 1.10 Ülkemiz Elektrik Enerjisi Görünümü (GWh)

Yıl	Üretim	İthalat	İhracat	Tüketim	Üretim artış oranı (%)	Tüketim artış oranı (%)
2002	129.400	3.588	435	132.553	5,4	4,5
2003	140.581	1.158	588	141.151	8,6	6,5
2004	150.698	464	1.144	150.018	7,2	6,3
2005	161.956	636	1.798	160.794	7,5	7,2
2006	176.300	573	2.236	174.637	8,9	8,6
2007	191.558	864	2.422	190.000	8,7	8,8
2008	198.418	789	1.122	198.085	3,6	4,3
2009	194.813	812	1.546	194.079	-1,8	-2,0
2010	211.208	1.144	1.918	210.434	8,4	8,4
2011	229.395	4.556	3.645	230.306	8,6	9,4
2012	239.497	5.826	2.954	242.370	4,4	5,2
2013	240.154	7.429	1.227	246.357	0,3	1,6
2014	251.963	7.953	2.696	257.220	4,9	4,4
2015	259.690	7.411	2.951	264.150	3,1	2,7
2016 Haziran Sonu	131.334	3.047	599	133.782		

Enerji Bakanlığı, enerji arz güvenliği, alternatif enerji kaynakları, kaynak çeşitliliği, yerli kaynakların ekonomiye kazandırılması, sürdürülebilirlik, enerji piyasalarında serbestleşme ve enerji verimliliği başlıklarını öne çıkarmıştır. Bu kapsamda yerli kaynakların kullanımının artırılması, dışa bağımlılığın azaltılması açısından önem taşımaktadır. Doğalgazın ithal edilen bir kaynak olması sebebiyle Stratejik Plan'da doğalgazın elektrik enerjisi üretiminde payının 2019 sonunda % 38'e indirilmesi he-

deflenmektedir. Bu sebeple önümüzdeki süreçte yerli kömür ve yenilenebilir enerji kaynaklarının elektrik üretiminde öne çıkacağı düşünülmektedir (Tablo 1.11 ve 1.12).

ETKB tarafından, yenilenebilir enerji kaynaklarının enerji arzı içindeki payının artırılmasına yönelik olarak 6094 sayılı kanun kapsamında, hidroelektrik üretim tesisi ile rüzgâr enerjisine dayalı üretim tesisi için 7,3 $cent/kWh, jeotermal enerjisine dayalı üretim tesisi için 10,5 $cent/kWh, biyokütleye dayalı üretim tesisi (çöp gazı dahil) ile güneş enerjisine dayalı üretim tesisi için 13,3 $cent/kWh fiyat desteği sağlanmıştır. Bununla birlikte yenilenebilir enerji kaynaklarından elektrik üretimi yapan tesislerde yerli ekipman kullanılması halinde 0,4 ile 3,5 $cent arasında ek fiyat desteği de verilmektedir.

Bu doğrultuda enerji şirketleri yerli kömür ve yenilenebilir enerji santral yatırımlarını hızlandırmaktadır. % 98,5'inin yurtdışından ithal edildiği doğalgazın yerine, kaynak çeşitliliğinin sağlanarak, başta kömür olmak üzere yerli kaynakların kullanımının artırılması, dışa bağımlılığın azaltılması açısından enerji sektörü için önem arz etmektedir (Tablo 1.11).

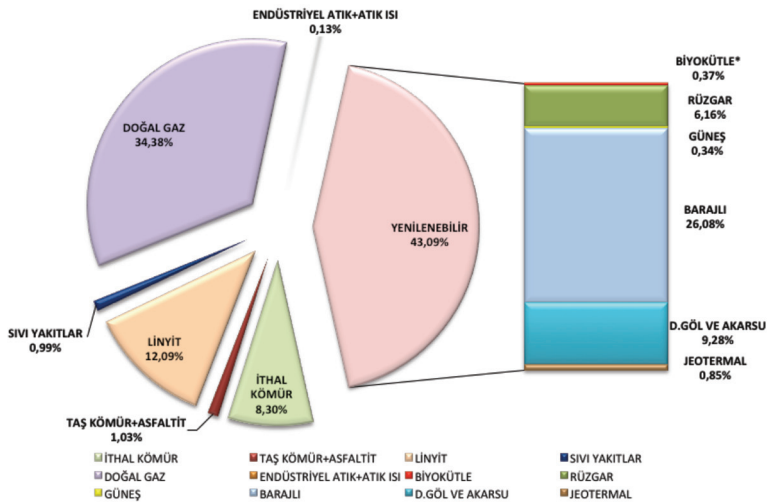
Tablo 1.11 Türkiye Elektrik Enerjisi Kuruluş Cinslerine Göre Kurulu Güç

Kuruluşlar	2015 Yılı sonu			31 Ekim 2016 sonu itibariyle		
	Kurulu güç (MW)	Katkı (%)	Santral sayısı (Adet)	Kurulu güç (MW)	Katkı (%)	Santral sayısı (Adet)
EÜAŞ + EÜAŞ'a Bağlı Ortaklık Sant.	20.322,6	27,8	77,0	20.414,1	26,0	71
İşletme Hakkı Devredilen Santrallar	946,2	1,3	60	1.477,5	1,9	66
Yap İşlet Santralları	6.101,8	8,3	5	6.101,8	7,8	5
Yap İşlet Devret Santralları	2.309,3	3,2	17	1.637,3	2,1	16
Serbest Üretim Şirketleri	43.129,8	59,0	954	47.975,8	61,2	1.061
Otoprodüktör	26,4	0,0	5	0,0	0,0	0
Lisanssız Santralleri	310,7	0,4	396	827,3	1,1	997
Toplam	73.146,7	100,0	1.514	78.433,8	100,0	2.216

Tablo 1.12 Türkiye Elektrik Enerjisi Yakıt Cinslerine Göre Kurulu Güç

Yakıt Cinsleri	2015 Yılı sonu			31 Ekim 2016 sonu itibariyle		
	Kurulu Güç (MW)	Katkı (%)	Santral Sayısı (Adet)	Kurulu Güç (MW)	Katkı (%)	Santral Sayısı (Adet)
Fuel-Oil + Nafta + Motorin	446,0	0,6	17	368,7	0,5	14
Taş Kömürü + Linyit + Asfaltit	9.418,4	12,9	29	9.842,4	12,5	29
İthal Kömür	6.064,2	8,3	8	7.479,9	9,5	10
Doğalgaz + Lng	21.222,1	29,0	233	22.560,1	28,8	245
Yenilen. + Atık + Atıkısı + Pirolitik Yağ	344,7	0,5	69	464,8	0,6	81
Çok Yakıtlılar Katı+Sıvı	667,1	0,9	23	667,1	0,9	23
Çok Yakıtlılar Sıvı+D. Gaz	3.684,0	5,0	46	3.719,0	4,7	46
Jeotermal	623,9	0,9	21	775,1	1,0	31
Hidrolik Barajlı	19.077,2	26,1	109	19.408,5	24,7	114
Hidrolik Akarsu	6.790,6	9,3	451	7.034,5	9,0	479
Rüzgar	4.498,4	6,1	113	5.275,4	6,7	147
Güneş				12,9	0,0	2
Termik (Lisanssız)	56,5	0,1	24	82,1	0,1	33
Rüzgar (Lisanssız)	4,8	0,0	9	10,6	0,0	20
Güneş (Lisanssız)	248,8	0,3	362	732,8	0,9	942
Toplam	73.146,7	100,0	1.514	78.433,8	100,0	2.216

Tablo 1.13 2015 Türkiye Kurulu Gücünün Birincil Enerji Kaynaklarına Göre Dağılımı (MW)



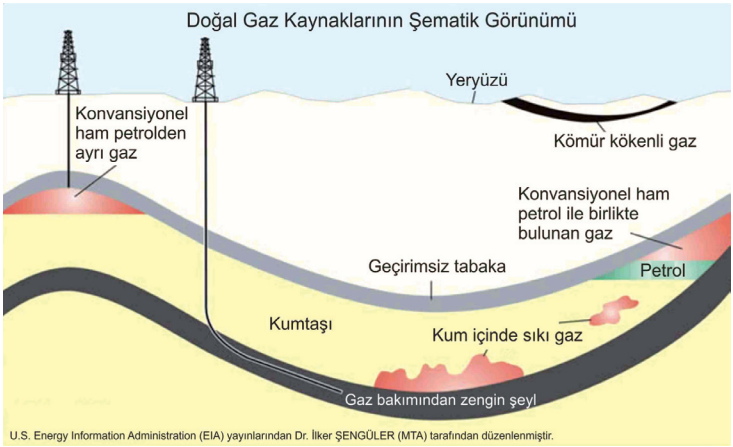
** Endüstriyel Atık Hariç.*
Not: Çok yakıtlı santrallerin kurulu gücü ana yakıtlarına göre dağıtılmıştır.

	MW	%
İthal Kömür	6.070,2	8,30
Taş Kömür+Asfaltit	755,0	1,03
Linyit	8.840,1	12,09
Sıvı Yakıtlar	722,4	0,99
Doğal Gaz	25.145,3	34,38
Endüstriyel Atık+Atık Isı	98,5	0,13
Biyokütle*	271,6	0,37
Rüzgar	4.503,2	6,16
Güneş	248,8	0,34
Barajlı	19.077,2	26,08
D.Göl Ve Akarsu	6.790,6	9,28
Jeotermal	623,9	0,85
Toplam	73.146,7	100,00

1.2.2.2 Kaya Gazı (Shale Gas)

Doğal gaz olarak bildiğimiz ve tanıdığımız metan gazı kömür, petrol ve doğal gazın ana bileşenidir. Kömür, petrol, doğal gaz gibi kaynaklar konvansiyonel enerji kaynakları olarak anılırlar. Son yıllarda ülkemizde kömür ve bitümlü kaya (oil shale) gibi yerli enerji kaynağı fosil yakıt arayışları sırasında kaya gazı (shale gas) gündeme gelmiştir. Konvansiyonel olmayan enerji kaynakları sınıflamasında yer alan ve ülkemizde kaya gazı olarak da anılan kaya gazı, adını içinde bulunduğu kayaç türünden almaktadır. Kaya gazı, şeyl (shale) adı verilen, kil ile kuvars ve kalsit minerallerinden oluşan tortul kayacın küçük gözeneklerinde bulunan gazdır. Konvansiyonel olmayan enerji kaynakları içinde kaya gazı (shale gas) ile birlikte sıkı kumtaşı (tight sandstone) ve kömür kökenli gaz (coalbed methane) da yer almaktadır (Şekil 1.3).

Bütün dünyada petrol ve doğal gazdan kaynaklanan sıkıntılar, petrol ve doğal gaz oluşturmuş kayaların bünyesindeki gazın üretilebilirliğini gündeme getirmiştir. Ancak bütün şeyller, kaya gazı içermez. Bu kayaların belirli oranda organik madde içermesi ve yeterli olgunluğa ulaşmış olması gerekir. Petrol ve doğal gaz, oluştuğu ana kayayı terk ederek farklı kayaçlar içerisine yerleşir. Bu göç sırasında oluşan petrol veya doğal gazın bir bölümü ana kayada kalır. Sözü edilen kaya gazı oluştuğu ana kayayı terk etmeyen ve oluştuğu kayacın gözeneklerinde kalan petrolden elde edilen gazdır.

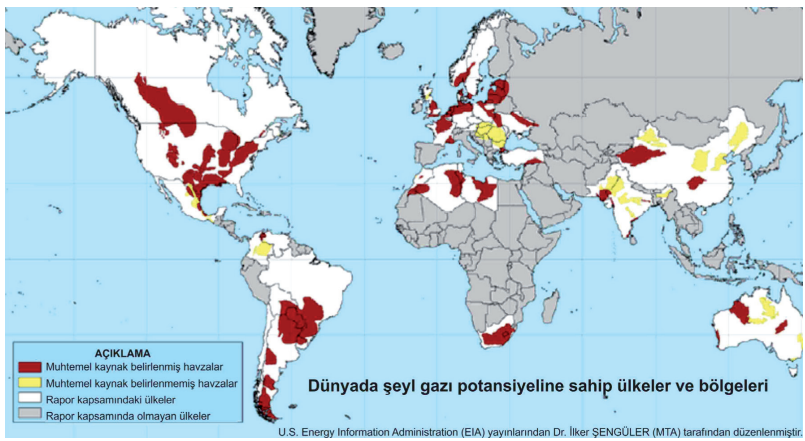


Şekil 1.3 *Doğal gaz kaynaklarının şematik görünümü (EIA)*

Dünyada Kaya Gazı

Kaya gazı (shale gas) kaynaklarının varlığı uzun yıllar öncesinden bilinmesine rağmen endüstriyel olarak düşünülmesi konvansiyonel doğal gaz sahalarındaki üretim düşüşleri ile petrol ve doğal gaz fiyatlarındaki yükselişe bağlı olarak gelişmiştir. Bunların yanında özellikle son yıllarda petrol ve doğal gazın stratejik öneminin artması da rol oynamıştır.

2015 yılı sonu itibariyle, dünyada açılan kuyuların sadece on binde beşi Kuzey Amerika dışında kazılmıştır. Bu olgu, kaya gazı üretim teknolojisinin Amerika kıtası dışında ne kadar yeni bir teknoloji olduğunu göstermektedir. Bu faaliyetler sonucunda, Amerika Birleşik Devletleri'nde doğal gaz fiyatları ortalama % 30 oranında düşmüş ve ülke doğal gaz ihraç edebilecek konuma ulaşmıştır.



Şekil 1.4 *Dünyada kaya gazı (shale gas) potansiyeline sahip ülkeler ve bölgeleri (EIA)*

Yapılan projeksiyonlar 2020 yılında Amerika'nın toplam doğal gaz üretiminin yarısının kaya gazından sağlanacağını göstermektedir.

Şeyl içerisinde hidrolik çatlatma (hydraulic fracturing) yapılarak gaz çıkışının sağlanması ve bu esnada çok az da olsa bazı kimyasallar içeren su kullanılması, kaya gazı üretiminde çevre sorunlarını gündeme getirmiştir. ABD'de hidrolik çatlatma sırasında kullanılan suyun yer altı suyuna olumsuz etkisini araştıran birçok çalışma yapılmıştır. Massachusetts Teknoloji Enstitüsü tarafından 2011 yılında yapılan bir araştırmada, kaya gazı eldesinin çevresel etkilerinin yönetilebilir düzeyde olduğu sonucuna varılmıştır.

Norveç şirketi Statoil, ABD'de kaya gazı üretimi amacıyla ortaklık kurmuş ve burada kazanacağı deneyimi Avrupa'da kaya gazı üretiminde kullanacağını belirtmiştir. Benzer yaklaşım ile Gazprom da girişimlerde bulunmuştur. Exxon Mobil Aşağı Saksonya bölgesinde 750.000 hektar genişliğinde bir bölgede 2009 yılında kaya gazı üretimi amacıyla çalışmalara başlamıştır. Yine Exxon Mobil Macaristan'da kaya gazı üretimi amacıyla 2009 yılında 5 kuyu açılmıştır. Cocono Phillips firması Polonya'da kaya gazı üretimine yönelik önemli çalışmaların tamamlandığını ve üretime geçileceğini belirtmiştir. Shell Oil de İsveç'de kaya gazı çalışmalarının yapılacağını bildirmiştir.

Dünyada geniş alanlarda kaya gazı potansiyelinin varlığı tahmin edilmektedir. Henüz ABD dışında kaya gazı arama ve üretim faaliyetlerine yeni yeni başlandığından gerçek potansiyel eski çalışmalara dayanan tahminlerin ötesine geçememektedir. Ancak; Rusya, Çin, Avustralya, Endonezya, Afrika, Orta Doğu, Güney Amerika, Ukrayna, Polonya, Hindistan, Kazakistan, Azerbaycan ve Türkiye gibi ülkelerin önemli kaya gazı potansiyeline sahip olduğu düşünülmektedir (Şekil 14).

Türkiye'de Kaya Gazı

Ülkemizde kaya gazı potansiyeline sahip alanların başında Güneydoğu Anadolu Bölgesi ve Trakya Bölgesi yer almaktadır (Şekil 1.5). Her iki bölgede tahmin edilen yerinde kaya ve sıkı kumtaşlarında yer alan gaz rezervi 13 trilyon m^3'tür. Bu rezervin üretilebilir miktarının ise, ABD'deki kurtarım oranları dikkate alınarak bir hesaplama yapıldığında 1,8 trilyon m^3 civarında olduğu tahmin edilmektedir.

Şekil 1.5 *Türkiye'nin önemli kaya gazı potansiyel alanları (EIA)*

Ülkemizin 2015 yılı doğal gaz tüketiminin 49 milyar m^3 olduğu düşünülürse bu rezervin bugünkü tüketim miktarı ile ülkemizin 40 yıllık ihtiyacını karşılayacak düzeyde olduğu ortaya çıkmaktadır. Bunların dışında Kuzeydoğu Anadolu Bölgesi, Toroslar ve Tuz Gölü civarı potansiyel alanlar olarak gösterilmektedir (TPJD).

1.2.2.3 Sanayide Enerji Kullanımı

Sanayi sektöründe farklı enerji kaynakları ve farklı kullanımlar vardır. Esas kullanım alanlarından biri, buhar veya sıcak su üretmektir. Bu amaçla daha sık kullanılan yakıt fueloil'dir. Başka bir kullanım alanı da, imalat sürecinde ürünlerin sıcaklığını doğrudan artırmak için uygulanan ısıtma işlemidir. Örneğin; ham petrolün bileşenlerinin petrol rafinerisinde ayrılması, otomobil imalatında boyanın kurutulması ve ambalajlı gıdaların pişirilmesi gibi. İmalat sektöründe hakim olan enerji kaynakları doğal gaz ve elektriktir (ikincil kaynak). İmalatçılar aynı zamanda ısı, güç ve elektrik üretimi için diğer bazı enerji kaynaklarını kullanır. Bunlar:

- Buhar
- Kağıt yapımında kullanılan kağıt hamuru likörü
- Tarımsal atık
- Odun

• İmalat işleminden ahşap kalıntılar
• Ahşap ve kağıtla ilgili atıklar olmaktadır.

1.2.2.4 Ulaştırma İçin Enerji Kullanımı

Kullandığımız enerjinin yaklaşık olarak % 27'si insan ve ürünlerin bir yerden bir başka yere taşınmasında kullanılır. İnsanları taşımak için otomobil, minibüs ve otobüsler yaygın olarak kullanılır. Kamyon, uçak, tren vb. araçlar insan ve yük taşımak için kullanılmaktadır.

Benzin; otomobil, motosiklet ve kamyonetlerde kullanılırken dizel yakıt genellikle ağır yük kamyonlarında, otobüs ve trenlerde kullanılır. Etanol ve biyodizel biyoyakıtları birlikte, benzin ve dizele eklenir. Bunlar nakliye için kullanılan bütün enerjinin % 81'ini oluşturmaktadır.

Halen, harmanlanmış yakıtlar veya petrol ürünleri dışındaki yakıtlarla çalışan araçların geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Günümüzde elektrik, doğal gaz, propan ve etanolla çalışan araçlar mevcuttur. Hibrid elektrikli araçlar, bir aracı hareket ettirmek için gereken yakıt miktarını azaltarak benzinli ve elektrik motorların avantajlarını birleştirir.

Otomobiller en yaygın kullanılan taşıma şeklidir. Özel araçlar (otomobil ve kamyonet gibi) nakliye için kullanılan toplam enerjinin % 60'ını tüketirken, ticari araçlar (tır ve inşaat araçları gibi), toplu taşıma (uçak, tren ve otobüs gibi) ve boru hatları geri kalanından sorumludur.

1.2.2.5 Konut ve Hizmet Sektöründe Enerji Kullanımı

Mekanların mekanik yöntemlerle ısıtılıp soğutulması modern teknolojinin önemli bir başarısıdır. Evlerimizin konforunu sağlamak üzere birçok enerji kullanılmaktadır. Aydınlatma, modern bir toplum için şarttır. Doğal gaz gelişmiş ülkelerde evlerde en çok tüketilen enerji kaynağıdır. Doğal gaz ve kalorifer yakıtı (fuel oil) çoğunlukla evleri ısıtmak için kullanılır. Elektrik, aynı zamanda ısıtma ve soğutma için kullanılır, evlerimizi aydınlatır, buzdolabı ve bilgisayar dahil olmak üzere hemen hemen bütün cihazlarımızı çalıştırır. Ticari binalar çeşitli tiplerden oluşur. Bunlar ofis, hastane, okul, karakol, ibadet yerleri, depo, otel ve alışveriş vb tesislerdir. Farklı ticari faaliyetlerin hepsinin farklı enerji ihtiyaçları vardır. Ticari binalar enerjilerinin yarısından fazlasını ısıtma ve aydınlatma için kullanırlar. Elektrik ve doğal gaz, ticari binalarda en yaygın kullanılan enerji kaynaklarıdır. Ticari binalar genellikle konutlarda kullanılmayan merkezi bir sistem de kullanabilir. Bir üniversitede veya büyük bir şehirde birbirine yakın birkaç bina olduğunda, bazen farklı binaların hepsine buhar, sıcak su veya soğutulmuş su dağıtan merkezi bir ısıtma ve soğutma tesisine sahip olmak daha verimlidir. Bu sistem (bölgesel sistem olarak ifade edilir) enerji tasarrufunun

yanı sıra malzeme ve bakım masraflarını da azaltabilir. Tarım ve enerji dışı sektörler olarak tanımlanan alanlardaki enerji tüketimi yaklaşık % 10 civarındadır.

1.2.3 Enerji ve Çevre

Enerji üretimi ve tüketimi çevre ve kamu sağlığı üzerinde büyük baskılar oluşturmaktadır. Bunlardan bazılarında ilerleme kaydedilmiştir.

- Sera gazı emisyonları
- Hava kirliliği
- Enerjiyle ilgili diğer çevre baskıları
- İklim değişikliklerinin enerji üretimi ve tüketimine etkileri

1.2.3.1 Sera Gazı Emisyonları

Karbondioksit, metan, nitroksit, hidroflorokarbonlar, perflorokarbonlar, sülfür heksaflorit, ozon, su buharı, kloroflorokarbonlar ısı tutma kapasitelerinin yüksek olmasından dolayı küresel ısınmaya neden olup, *sera gazları* diye tanımlanmaktadır. Ancak Kyoto protokolü tüm bu gazlardan sadece ilk altı tanesinin kontrol altına alınıp azaltılmasını talep etmektedir. Karbon Ayak İzi için de bu altı adet sera gazının hesabı yapılmaktadır.

Bilindiği üzere ülkemiz TBMM'nin 5 Şubat 2009 tarihli kararı ile Kyoto Protokolü'ne katılım sürecine girmiş ve 28 Mayıs 2009 tarihinde Kyoto Protokolü'ne katılım belgelenmiş, Birleşmiş Milletler Genel Sekreterliği'ne iletilmiştir. Türkiye 26 Ağustos 2009 tarihinden itibaren Kyoto Protokolü'ne taraf olmuştur.

Sera etkisini destekleyen, atmosferde bulunan ve en çok ısı tutma özelliğine sahip olan bileşikler olup doğrudan seragazları olan karbondioksit (CO_2), metan (CH_4), diazotmonoksit (N_2O) ve F-gazları ile dolaylı seragazları olan azotoksitler (NO_x), metan dışı uçucu organik bileşikler (NMVOC), karbonmonoksit (CO) ve kükürtdioksit (SO_2) emisyonlarını kapsamaktadır. Sera gazı emisyon hesaplamalarında, Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi (UNFCCC) kapsamında geliştirilen, Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli Kılavuzları (IPCC) kullanılmaktadır.

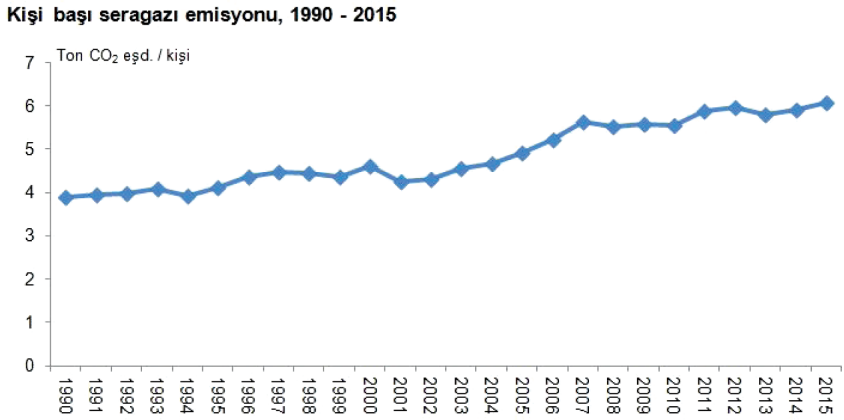
Emisyon hesaplamalarında kullanılan enerji denge ve petrol denge tabloları Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı'ndan, alüminyum üretim miktarı ETİ Alüminyum A.Ş. Genel Müdürlüğü'nden, çimento üretim miktarı Çimento Müstahsilleri Birliği'nden, atık yakma ve metan geri kazanımı ile ilgili veriler atık bertaraf ve geri kazanım tesislerinden, sıcaklık verileri Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden, hayvan sayıları, tarımsal üretim, sanayi üretim ve atık verileri ise TÜİK'in ilgili birimlerindeki idari kayıtlardan derlenmektedir. Arazi kullanımı, arazi kullanım değişikliği ve orman-

cılıktan kaynaklanan yutak ve emisyonlar Orman ve Su İşleri Bakanlığı ile Gıda, Tarım ve Hayvancılık Bakanlığı, HFC, PFC ve SF6 emisyonları Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, ulaştırma sektörü emisyonları Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı, elektrik üretiminden kaynaklanan emisyonlar ise Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı tarafından hesaplanarak TÜİK'e gönderilmektedir.

Seragazı Emisyon Envanteri 2015 yılına kadar, Revize 1996 IPCC Rehberleri ve 2000 İyi Uygulama Kılavuzunda belirtilen metodolojiler ile hesaplanarak raporlanmıştır. 2015 yılında ise Revize 1996 IPCC Rehberlerinde yapılan metodolojik değişiklikler sonucu oluşturulan 2006 IPCC Rehberlerince belirtilen kriterler çerçevesinde 1990-2015 yılları için hesaplanmıştır.

Envanter sonuçlarına göre, 2015 yılında toplam seragazı emisyonu CO_2 eşdeğeri olarak 475,1 milyon ton (Mt) olarak hesaplandı. 2015 yılı emisyonlarında CO_2 eşdeğeri olarak en büyük payı %71,6 ile enerji kaynaklı emisyonlar alırken, bunu sırasıyla %13,4 ile endüstriyel işlemler ve ürün kullanımı, %12,1 ile tarımsal faaliyetler ve %3,5 ile atık takip etti.

CO_2 eşdeğeri olarak 2015 yılı toplam seragazı emisyonu 1990 yılına göre % 122 artış gösterdi. 1990 yılında kişi başı CO_2 eşdeğer emisyonu 3,88 ton/kişi olarak hesaplanırken, bu değer 2015 yılında 6,07 ton/kişi olarak hesaplandı (Şekil 1.6).



Şekil 1.6 *1990-2015 yılları arası kişi başı sera gazı emisyonu*

Toplam CO_2 emisyonlarının 2015 yılında % 86,1'i enerjiden, % 13,7'si endüstriyel işlemler ve ürün kullanımından, % 0,2'si ise tarımsal faaliyetler ve atıktan kaynaklandı. CH_4 emisyonlarının % 59,3'ü tarımsal faaliyetlerden, % 28,8'i atıktan, % 11,8'i enerjiden, %0,2'si ise endüstriyel işlemler ve ürün kullanımından kaynaklandı.

N_2O emisyonlarının % 78,4'ü tarımsal faaliyetlerden, % 11,2'si enerjiden, % 6,1'i atıktan, %4,3'ü ise endüstriyel işlemler ve ürün kullanımından kaynaklandı.

Ulusal seragazı emisyonları, 2015 yılına kadar 1996 Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli (IPCC) Rehberleri kullanılarak hesaplanırken, 2015 yılında 2006 IPCC Rehberlerine göre 1990-2014 dönemi emisyonları hesaplanmış ve 1990-2014 dönemi verileri revize edilmiştir. Emisyon envanteri, enerji, endüstriyel işlemler ve ürün kullanımı, tarımsal faaliyetler ve atıktan kaynaklanan, doğrudan seragazları olan karbondioksit (CO_2), metan (CH4), diazotmonoksit (N_2O) ve F-gazları ile dolaylı seragazları azotoksitler (NO_x), metan dışı uçucu organik bileşikler (NMVOC), karbonmonoksit (CO) ve kükürtdioksit (SO_2) emisyonlarını kapsamaktadır.

1.2.3.2 Enerjiyle İlgili Diğer Çevresel Baskılar

Hava kirleticilerinin ve sera gazı emisyonlarının yanı sıra enerji kullanımı ve teminiyle ilgili konuların yanı sıra enerjiyle ilgili oluşabilecek başka çevresel baskılar da vardır.

Nükleer atık

Nükleer enerjinin kullanılması sürecinde dikkatlice depolanıp atılması gereken nükleer atık oluşur. Düşük ve orta nükleer atık için çeşitli imha yöntemleri bulunurken, yüksek seviyeli nükleer atıkların kalıcı olarak imha edilmesine yönelik çözümler henüz bulunamamıştır.

Petrol dökülmelerinden kaynaklanan kirlenme

Kıyıdaki rafinerilerden, deniz tesislerinden ve deniz nakliyesinden kaynaklanan petrol kirliliği deniz üzerinde önemli sorunlar yaratmaktadır. Dökülen petrolün yoğunluğu yüzeyin kirlenmesine neden olabilir ve deniz canlılarını öldürebilir. İlave olarak, kimyasal bileşenleri akut veya uzun süreli toksik etkilere neden olabilir.

Diğer çevre sorunları

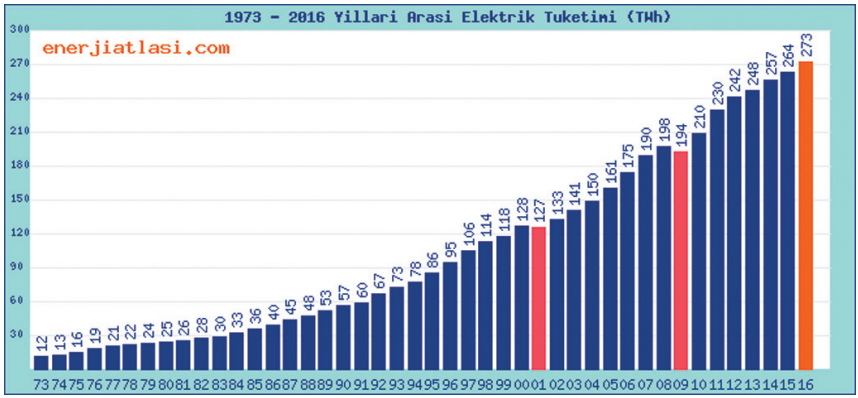
Diğer çevre sorunları da elektrik santralleri, rafineriler, nakil hatları, madencilik çalışmaları vs. için arazinin kullanılmasından kaynaklanır. Bu da ekosistemlerin bozulup dağılmasına yol açabilir. İlave olarak, yakma tesisleri (özellikle kömür) az miktarda ağır metaller (örneğin cıva, kurşun ve kadmiyum) açığa çıkarır. Bunlar zamanla biyolojik organizmalarda birikebilir ve zehirli etkileri olabilir. Ayrıca, yenilenebilir kaynaklar dahil olmak üzere bazı enerji kaynakları biyolojik çeşitliliği olumsuz etkileyebilirler (örneğin, bir hidroelektrik tesisi için baraj kurulması).

1.2.3.3 İklim Değişikliklerinin Enerji Üretimi ve Tüketimi Üzerindeki Etkileri

Enerji üretimi ve tüketimi gaz emisyonlarının ve iklim değişikliğinin en önemli kaynağını oluşturmaktadır. İklim değişiklikleri ve adaptasyonuyla ilgili iki özel husus aşağıda ele alınmaktadır.

Yıllar İtibariyle Elektrik Tüketimi

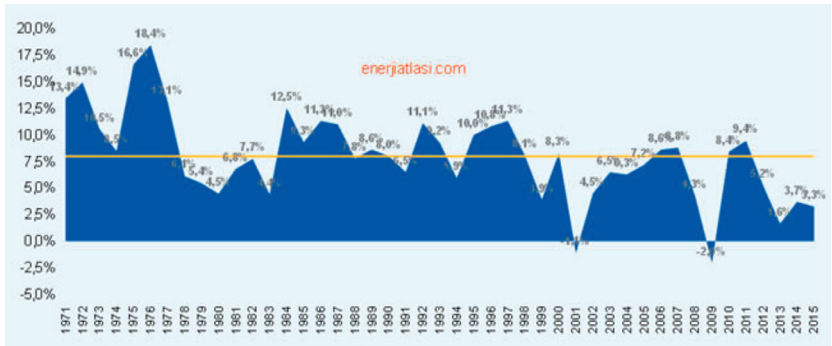
1923 - 2017 yılları arası Türkiye'nin yıllık elektrik tüketimi aşağıdaki grafiklerde verilmiştir. 2017 yılı tüketimi, 06.03.2017 tarihinden önceki 365 günü kapsayarak 275.755.718.770 kilovatsaat hesaplanmış olup yıl sonuna yaklaşıldıkça doğruluğu artacaktır. Şekil 1.7'de tüketim değerleri teravatsaat olarak verilmiştir.



Şekil 1.7 *1973-2016 yılları itibarıyla elektrik tüketimi*

Yıllar İtibariyle Elektrik Tüketiminin Yüzde Değişimi

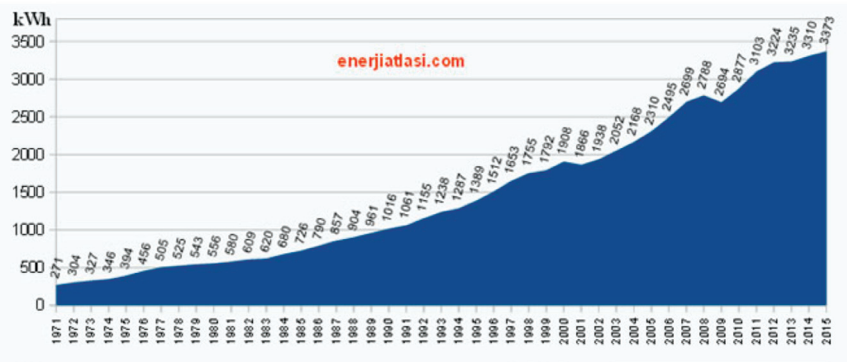
1971 yılından günümüze Türkiye'nin yıllık elektrik tüketiminin önceki yıllara göre yüzde olarak değişimi Şekil 1.8'de verilmiştir. Tüketimdeki en büyük artış % 18,4 ile 1976 yılında gerçekleşirken, 2009 yılında ise % 2 düşüş ile en büyük düşüş yaşanmıştır. 1971 yılından günümüze elektrik tüketimi sadece 2001 ve 2009 yıllarında önceki yıla göre düşmüştür. 1971'den 2015'e ortalama alındığında tüketimin her yıl % 8,0 arttığı, 2006-2015 yıllarını kapsayan son 10 yıl dikkate alındığında ise tüketimin her yıl % 5,1 arttığı görülmektedir. Son 10 yıl, her yıl için önceki 5 yılın ortalama elektrik tüketimi hesaplandığında da tüketimin her yıl ortalama yüzde 5,78 arttığı görülmektedir.



Şekil 1.8 *Yılları itibarıyla elektrik tüketiminin yüzde değişimi*

Yıllar İtibariyle Kişi Başı Elektrik Tüketimi

1971 yılından 2016 yılına kadar kişi başı yıllık elektrik tüketimi incelendiğinde tüketimin hemen hemen her yıl arttığı görülmektedir. Sadece toplam tüketimin de düştüğü 2001 ve 2009 yıllarında kişi başı elektrik tüketiminin azalmıştır. 1971'den 2016'ya kadar kişi başı elektrik tüketim Şekil 1.9'daki gibidir.



Şekil 1.9 *Yılları itibarıyla kişi başı elektrik tüketimi*

Elektrik üretimi; hidroelektrik santralleri ve termik santrallerin soğutulması ihtiyacında su kullanım zorunluluğu, suyun bulunabilirliğine bağlıdır. İklim değişikliğinden dolayı, su kaynakları özellikle Kuzey Avrupa'da artarken diğer bölgeler su kıtlığının yüksek riskleriyle karşı karşıya kalabilecektir (örneğin Akdeniz bölgesinde). İlave olarak, yükselen deniz seviyelerinin kıyıdaki kara parçalarının su altında kalması gibi doğal afetlerin artmasına neden olabilecektir.

İklim değişikliğinden dolayı, yağış grafikleri (ve böylece mevcut olan su miktarı) ve su sıcaklığı değişecek, bu nedenle enerji arzının sürekliliğini sağlayabilmek için özellikle bazı ülkelerde (özellikle güney Avrupa'da) enerji konusunda yasal kısıtlamalar getirilecektir.

Enerji tesislerini soğutmak için, soğutma suyunun kritik giriş sıcaklığı ortalama 23 °C'dir. Buna rağmen, son yıllarda sıcaklığın bu değeri aştığı günlerin sayısı artmıştır. Bu da pratikte bazı enerji tesislerinin üretim kapasitelerini azaltarak bu kriteri yerine getirebilmesi anlamına gelmektedir.

Enerji talebi modellerinin değiştirilmesi

İklim değişikliğinin enerji üretimi ve tüketiminde önemli bir diğer etkisi vardır. İklim değişikliği enerji talebinin modellerini etkiler. Avrupa'da değişen iklim, kışın ısınma talebinin azalmasına (özellikle Kuzey Avrupa'da) ve yazın soğutma talebinin artmasına (özellikle Akdeniz bölgesinde) yol açar. Enerji talebindeki bu değişim, aynı zamanda enerji kullanımını da etkiler ve enerji üretiminde değişimi gerekli kılar.

1.2.4 Enerji Verimliliği

Enerji, ülkelerin iktisadi ve sosyal kalkınması için önemli girdilerin başında gelmektedir. Dünya enerji ihtiyacının önemli bir bölümünü karşılayan petrol ve doğal gaz gibi fosil yakıt rezervlerinin hızla tükenmesi, enerji tüketimindeki hızlı artışa bağlı olarak ozon tabakasının incelmesi, sera gazı emisyonlarının insan yaşamını tehdit eder duruma gelmesi nedeniyle, enerji günümüzün en önemli sorunlarından birini oluşturmaktadır. Enerji talebinin % 70'ini ithalatla karşılayan Türkiye'de kalkınma ve sanayileşmede bir engel oluşturmaması için enerjinin verimli kullanılması önemli hale gelmiştir. Yapılan çalışmalara göre sadece enerjiyi verimli kullanarak yıllık nihai enerji tüketiminin % 30'u kadar tasarruf sağlanabilmesi mümkündür.

Enerji verimliliği, gelecekte sürdürülebilir enerji elde etmek için güçlü ve hesaplı bir araç sunmaktadır. Enerji verimliliğindeki gelişmeler, enerji altyapısına yatırım ihtiyacını azaltabilir, yakıt maliyetlerini düşürebilir, rekabeti ve tüketicinin refahını artırabilir. Sera gazı emisyonlarının ve bölgesel hava kirliliğinin azaltılmasıyla da çevresel yararlar elde edilebilir. Aynı zamanda ithal edilen fosil yakıta olan bağımlılığı azalttığından enerji güvenliğine katkı sağlar.

Enerji tasarrufu ve enerji verimliliği iki farklı kavramdır. Daha az enerji kullanmak (tasarruf) ve enerjiyi daha akıllıca kullanmak için (verimlilik) yapılabilecek bazı şeyler de vardır. Enerji tasarrufu enerjinin daha az kullanılmasına yol açan bir davranıştır. Odadan çıktığınız zaman ışıkları kapatmanız, alüminyum ve karton kutuları geri dönüşüm kutularına atmanız enerjiden tasarruf etmenin yollarıdır. Enerji verimliliği ise aynı fonksiyonu gerçekleştirmek için daha az enerjiye ihtiyaç duyan teknolojilerin kullanılmasıdır.

Enerji verimliliği, binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan, birim hizmet veya ürün miktarı başına enerji tüketiminin azaltılmasını ifade eder.

Enerji verimliliği, Avrupa Birliği'nin "Avrupa 2020" stratejisinin en önemli akıllı, sürdürülebilir, kapsamlı büyüme ve etkin ekonomiye geçişi için anahtar öneme sahiptir. Enerji verimliliği enerji kaynağının güvenliğini artırmak, sera gazlarının ve diğer kirletici maddelerin emisyonlarını azaltmak için en uygun yöntemlerden biridir. Birçok yönden, enerji verimliliği Avrupa'nın en büyük enerji kaynağı olarak görülebilir. Bu nedenle Avrupa Birliği 2020 yılı hedefleri arasında, enerji tüketiminden % 20 tasarruf etmek de vardır. Bu hedef, komisyonun "Communication on Energy 2020" başlığında uzun vadeli enerji ve iklim değişikliği hedefleri için önemli bir adım olarak tanımlanmıştır.

Bu amaç doğrultusunda özellikle cihazlarda ve binalarda önemli adımlar atılmıştır. Bununla birlikte, en son komisyon tahminleri Avrupa Birliği'nin % 20 hedefinin yalnızca yarısına ulaşmak üzere olduğunu göstermektedir. Komisyon, 4 Şubat 2011 tarihinde Avrupa Birliği'nde bina, nakliye ve ürünlerin daha fazla enerji tasarrufları için kapsamlı yeni bir enerji verimlilik planı hazırlamıştır.

Avrupa Birliği (AB)'nin 2012 yılındaki birincil ve toplam enerji tüketimi 2005 yılından itibaren hızlı bir düşüş kaydetmiştir. Enerji verimliliği politikalarının uygulanması ile beraber ekonomik durgunluk da bu sonucun önemli nedenlerinden biridir. Tüm AB üye ülkelerinin Enerji Verimliliği Yönergesi - Energy Efficiency Directive (EED) (2012/27/EU)'de ifade edildiği üzere 2020 için kendi enerji verimliliği hedeflerini koymaları beklenmiştir. Sonuç olarak, üye ülkelerin 2020'de ön görülen toplam birincil enerji tüketimleri % 4'lük bir fark ile AB hedefinin üzerinde kalmıştır. AB Komisyonu'nun Temmuz 2014'deki raporuna göre, 2020 hedefi % 1-2'lik fark (20-40 Mton eşdeğer) ile kaçırılmıştır. Ana sebep, mevcut politika ve alınan önlemlerin üye ülkelerde gereken şekilde hayata geçmemiş olması şeklinde ifade edilmiştir. 17 üye ülke 2020 enerji verimliliği hedeflerine uygun bir süreç izlerken, 7 ülke ise bu hedefleri kısmen karşılayabilmiştir. 4 ülke de hedefe ulaşma yolunda başarısız olmuşlardır.

EED'nin 7. maddesi, üye ülkeler için son kullanıcının söz konusu olduğu sektörlerde enerji tasarruf hedefi koymuştur. 2014 ile 2020 yılları arasında her yıl için % 1,5'luk bir enerji tasarrufu amaçlanmıştır. Bu ise, 1 Ocak 2014'de yürürlüğe giren yeni önlemler yoluyla 1 Aralık 2020 itibarıyla % 10,5'luk bir tasarrufa denk gelmektedir. Ekim 2014'de AB Konseyi 2020'deki % 30 hedefini % 27 olarak revize etmiştir. EED'nin yeniden gözden geçirilmesi ile 2030 için % 30 enerji tasarruf hedefi belirlenmiştir.

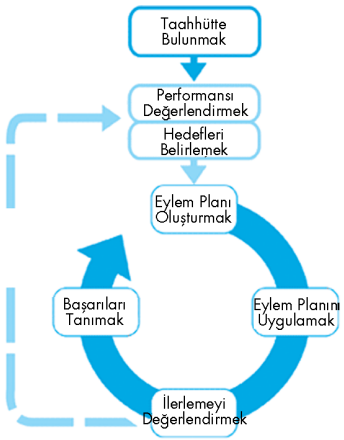
1.2.5 Enerji Verimliliği Yönetimi

Enerji Yönetim Planı

A.B.D.'deki Çevre Koruma Ajansı (EPA), yöntemin her aşamasına yardım edecek araç ve kaynaklarla, üstün enerji yönetimi için kanıtlanmış bir strateji sunmaktadır. Enerji yönetimiyle ilgili bu politikalar, kuruluşları bir çevre lideri olarak görürken, enerji ve mali performanslarının artmasına yardım etmektedir.

Enerji yönetiminin adımları:
1. Adım: Taahhütte bulunmak
2. Adım: Performansı değerlendirmek
3. Adım: Hedefler belirlemek
4. Adım: Eylem planı oluşturmak
5. Adım: Eylem planını uygulamak
6. Adım: İlerlemeyi değerlendirmek
7. Adım: Başarıları tanımak

Kuruluşların ve enerji yöneticilerinin kendi yönetim usullerini yönetmelikte belirtilen usullerle karşılaştırmasına yardım etmek amacıyla tasarlanan Enerji Programı Değerlendirme Matriksi (Energy Program Assessment Matrix) yol gösterici olabilir.
Şirket veya kurumsal düzeydeki enerji yöneticileri tesislerinin yönetimini değerlendirmelerine yardım etmek için Tesis Enerji Değerlendirme Matriksini (Facility Energy Assessment Matrix) kullanabilir.



1. Adım: Taahhütte Bulunmak

Mükemmel enerji yönetiminden önemli mali geri dönüşler elde eden kuruluşlar enerji performanslarını sürekli artırmaya çalışırlar. Bu kuruluşların başarıları enerji performansının sürekli olarak değerlendirilmesine ve enerji verimliliğini artıracak adımların uygulanmasına dayanır. Kuruluşun büyüklüğü ve şekli ne olursa olsun, başarılı enerji yönetiminin ortak unsuru taahhüttür. Kuruluşlar, sürekli gelişme kaydetmek için personel ve finansman tahsis etme taahhüdünde bulunurlar. Lider kuruluşlar kendi enerji programlarını oluşturmak için özel bir ekip kurarlar (bir enerji müdürü görevlendirirler ve enerji ekibi kurarlar) ve enerji politikası belirlerler.

2. Adım: Performansı Değerlendirmek

Günümüzdeki ve geçmişteki enerji kullanımının anlaşılması, kuruluşların enerji performansını artıracak ve finansal avantajlar kazandıracak fırsatlar için ilk adımdır. Performansın değerlendirilmesi; kuruluştaki bütün önemli imkanlar ve fonksiyonlar için enerji kullanımının değerlendirilmesi ve verimlilik çabalarının gelecekteki sonuçlarını ölçmek için bir referans oluşturulmasına yönelik periyodik bir süreçtir. Önemli hususlar; veri toplama ve yönetme, referans teşkil etme ve karşılaştırma, analiz ve değerlendirmeyi içerir. Enerji performansının değerlendirilmesi,

- Günümüzdeki enerji kullanımını yakıt türüne, işletme türüne, tesise, ürün hattına vs. göre kategorilere ayrılmasına,
- Tanıma ve yinelenen uygulamalar için yüksek performans gösteren tesisleri belirlenmesine,

- Hızlı gelişmeleri için yetersiz performans gösteren tesislere öncelik verilmesine,
- Enerji harcamalarının işletme maliyetlerine katkısının belirlenmesine,
- Gelecekteki eylem ve kararlar için tarihsel bir perspektif ve içerik geliştirilmesine,
- İyi performansı ölçüp, ödüllendirmek için referans noktaları oluşturulmasına yardım eder.

3. Adım: Hedefler Belirlemek

Performans hedefleri, enerji yönetimi çalışmalarını yönlendirir ve sürekli ilerlemeyi teşvik eder. Açık ve ölçülebilir hedefler belirlenmesi, düşünülen sonuçları anlamak, etkili stratejiler geliştirmek ve finansal kazançlar elde etmek için çok önemlidir. İyi ifade edilen hedefler, günlük karar alma, hedeflerin yayınlanması, ilerlemeyi takip etme ve ölçme sürecinin temelini oluşturur. İletişim ve haberleşme, personelin süreç boyunca enerji yönetimi çalışmalarına yardım etmesi için motive edebilir. Enerji yöneticisi enerji ekibiyle birlikte hedefleri belirler. Hedeflerin belirlenmesi enerji yöneticisinin;

- Kuruluştaki ilerlemenin ölçüsünü ayarlamasına,
- Enerji yönetimi programının başarısını ölçmesine,
- Enerji ekibine süreci ve tesis düzeyindeki aksaklıkların belirlenmesinde destek olmasına,
- Enerji yönetiminin sahiplenilmesine, bir amaç duygusu yaratmasına ve personeli motive etmesine,
- Çevre etkilerinin azaltılmasına yönelik taahhüdünü göstermesine,
- İyileştirme çalışmaları için programlar hazırlamasına ve kilometre taşlarının belirlemesine yardım eder.

4. Adım: Eylem Planı Oluşturmak

İşletme, yerinde hedeflerle bugün enerji performansını artırmak için bir yol haritası hazırlamaya hazırdır. Başarılı işletmeler, enerji performans tedbirlerini uygulayacak sistematik bir süreç sağlamak için ayrıntılı bir eylem planı kullanır. Eylem planı, enerji politikasından farklı olarak en son başarıları, performans değişikliklerini ve değişen öncelikleri yansıtmak için yılda bir defa düzenli olarak güncelleştirilmelidir. Eylem planının kapsamı ve ölçeği genellikle kuruluşa bağlıyken, adımları takip ederek bir plan oluşturmak için temel başlangıç noktası; teknik adımların ve hedeflerin görev ve kaynakların belirlenmesi olarak ifade edilebilir.

5. Adım: Eylem Planını Uygulamak

İnsanlar bir enerji programı yapabilir veya terk edebilirler. Kuruluşta farklı kademelerdeki yöneticilerin destek ve işbirliğini kazanmak, kuruluşlarda başarılı bir eylem planı uygulamak için önemli bir faktördür İlave olarak, hedeflerinize ulaşmanız genellikle projeleri uygulayacak olan insanların bilincine, taahhüdüne ve kabiliyetine bağlıdır.

Eylem planınızı uygulamak için şu adımlar izlenmeli; iletişime geçin, bilinci artırın, kapasite oluşturun, motive edin, takip edin ve denetleyin.

6. Adım: İlerlemeyi Değerlendirmek

İlerlemenin değerlendirilmesi, enerji kullanım verilerinin ve çalışanların performans hedefleri ile karşılaştırılan eylem planının bir parçası olarak yapılan çalışmaların biçimsel olarak gözden geçirilmesinden oluşur. Biçimsel olarak gözden geçirme sürecinde elde edilen değerlendirme sonuçları ve bilgileri birçok kuruluş tarafından yeni eylem planları oluşturmak, en iyi çalışmaları ve yeni performans hedefleri belirlemek için kullanılır. Gereken önemli adımlar; sonuçların ölçümü ve eylem planının gözden geçirilmesidir.

7. Adım: Başarıları Tanımak

Enerji yönetiminin başarılarının kabul edilmesi ve tanınmasının sağlanması, canlılığın oluşmasında ve programın desteklenmesinde kanıtlanmış bir adımdır. Kuruluşun bu sonuçlara ulaşmasına yardım edenlerin kabul görmesi personeli ve çalışanları motive eder, enerji yönetimi programına olumlu katkılar sağlar. Dış kaynaklardan onay alınması, enerji yönetimi programının hem iç hem dış pay sahipleri için önemini geçerli hale getirir ve kuruluşa bir bütün olarak olumlu katkılar sağlar. Onay verilmesi ve alınmasındaki önemli adımlar, içeriden onay verilmesi ve dışarıdan onay alınmasını içerir.

1.3 SOĞUTMA VE İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Kaynakları hızla tükenmekte olan dünyamızda, kullanılan enerji miktarının hızla artması ve buna bağlı olarak ekosistem dengesinin bozulması sadece çevreyi koruma konusunda değil, aynı zamanda enerji kullanımı üzerinde de yeni yaklaşımların oluşmasına neden olmuştur. Yeşil binalar, yeşil enerji ve sürdürülebilir çevre ve kaynak kullanımı gibi terimler, yukarıda belirtilen süreçlerin sonuçları olarak hem uygulama hem de yasal düzenlemelerde karşımıza çıkmaktadır. Özellikle enerji verimliliği konusu, yaşanan enerji krizleri ve sera gazı salınımlarının yarattığı iklim değişikliği gerçeği ile birleşince, öncelikle ABD'de ve Avrupa'da ve sonrasında küresel ölçekte mal ve hizmet alımlarında karar verme süreçleri giderek önemli bir etken olmuş ve aynı ölçüde yasal düzenlemelerde de yer bulmaya başlamıştır. Dünyanın en büyük ilk yirmi ekonomisi arasında bulunan Türkiye'de de bu konudaki çalışmalar kaçınılmaz bir şekilde devam etmekte ve ulusal politikalar şekillenmektedir.

Ülkemizde tüketimin sektörlere göre dağılımına bakıldığında, sanayinin birinci sırada olduğu görülmektedir (Tablo 1.14). İkinci olarak binalar gelmektedir ki, aslında sanayii ile oldukça yakın tüketim miktarlarına sahiptir. Tüketimin % 30'u binalar tarafından yapılırken, özellikle binaların enerji performansı ile bağlantılı yapılacak düzenlemeler ile bu tüketimin % 50'ye varan oranlarda tasarrufa dönüşebileceği aynı tabloda verilmektedir.

Tablo 1.14 Türkiye'de Ana Sektörlere Göre Enerji Tüketimi ve Tasarruf Potansiyeli

Sektör	Toplam tüketimdeki payı	Tasarruf potansiyeli
Sanayi	% 39	% 20-25
Binalar	% 30	% 30-50
Ulaşım	% 21	% 15-20
Tarım	% 5	-
Enerji dışı	% 5	-

Birleşmiş Milletler, nüfus ve konut konusunda ülkelerarası karşılaştırılabilir istatistikler elde edilmesi amacıyla sonu "0" ile biten ve bu yıllara yakın yıllarda ülkelerin "nüfus ve konut sayımı" yapmalarını önermektedir. Türkiye İstatistik Kurumu, idari kayıtlara dayalı geniş kapsamlı bir örnekleme araştırması olarak planladığı nüfus ve konut araştırmasına göre, 2016 itibarıyla ülkemizdeki hane sayısı 22 milyon'dur.

1.3.1 Binalarda Enerji Verimliliği

Konutlar ve endüstriyel yapılarda farklı tip klima cihazları (mekanik soğutma) ile yazın soğutma işlemi giderek yaygınlaşmakta ve bu soğutma işlemi enerji tüketiminin en büyük kalemlerinden birini oluşturmaktadır. Dünyamızda enerjinin önemi ve değeri, enerji alanındaki yasal düzenlemeler ve enerji birim fiyatlarının sıkça değişmesi, enerji verimliliğini sistem seçimlerinde en önemli ölçütlerden biri haline getirmektedir. Bugünün enerji fiyatlarıyla, soğutma gruplarının ilk yatırım maliyetleri arasındaki ilişkiye kabaca baktığımızda; soğutma grubunun bir yılda tükettigi elektrik enerjisinin, yaklaşık olarak ilk alım fiyatının % 20-30'larına denk geldiği görülmektedir. Enerji çağında yaşıyoruz ve son yıllarda alınan birçok karar ve kanunlar, enerjinin doğru kullanımına yöneliktir. Bu sebeple, özellikle kısıtlı enerji imkanlarına sahip olan ülkemiz için tasarruf, son derece önemli bir gerekliliktir.

Soğutma sistemlerinde tasarruf; ilk olarak bina tasarımıyla başlamakta ve cihaz seçimiyle son bulmaktadır. Çünkü her ne kadar yüksek EER değerine sahip soğutucu cihazlarınız olsa da, binamızın konumunun doğru değerlendirilmemesi ve ısıl kazanımlarının önceden engellenmemesi gibi etkenler, soğutma kapasitesini yükseltecek, gereksiz yere ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin artmasına neden olacaktır. Soğutma sistemi uygulamalarından önce enerji verimliliği açısından yapılması gerekenler aşağıda sıralanmıştır.

Bina Soğutma Yükünün Azaltılması

Yaz aylarında soğutma yüklerini; büyük oranda iç yükler ve güneşten olan ısı kazanımları oluşturmaktadır. Gün ışığının taşıdıgı enerji, yaz aylarında ortalama 0,7 kW/m² değerindedir. Bu enerjinin bir kısmı pencerelerden girerek iç hacimde hapsolurken,

bir kısmı da duvarlar tarafından emilir ve iç mekanlara iletim ve taşınım yolu ile geçer. Aynı zamanda ortam havalandırması için iç ortama alınan dış ortam havası, içerisindeki duyulur ve gizli ısıyı da iç ortama taşımış olur. Bu durumları önlemek için;

- Direkt güneş enerjisinden gelen kazançların azaltılarak, güneşin neden olduğu soğutma yükü % 20-% 90 oranında tasarruf edilebilir. Bu; dış gölgeleme elemanları (panjur, vb), iç gölgeleme elemanları (perdeler.. vb.), özel renklendirilmiş ya da ayna özelligi verilmiş yansıtıcı camlar, bina izolasyonu gibi tedbirlerle sağlanmaktadır. Ancak bu süreçte iç ortamlara gün ışığı girişinin engellenmesi ile aydınlatma ihtiyacı doğabilir bu ise enerji tüketimini artırabilir. Bu nedenle pek çok faktörü bir arada değerlendirerek optimum çözümleri belirlemek gerekir.
- Havalandırma işlemlerini -eğer mümkünse- özellikle güneş ısı kazancının azaldığı saatlerde yapmak, havalandırma yolu ile güneşten gelen ısı kazancını büyük oranda azaltacaktır.
- Yaşam mahallerinde, verimli ve ısı oluşturmayan armatürleri kullanarak ve mümkün olduğunca doğal aydınlatmadan faydalanarak, elektrik tüketimi ve elektrikli aletlerin yaydığı ısı enerjilerinden tasarruf imkanı vardır.
- İstenen konfor şartı olarak; dış ortam sıcaklığı ile 6 ºC civarında sıcaklık farkı oluşturmak, yerinde bir tercih olacaktır. Sıcaklık farkının 1 ºC artması, yıllık soğutma enerjisi tüketimini % 10 civarında artıracaktır. Bu sebeple dış ortam/iç ortam sıcaklık farkının biraz daha artması, enerji tüketimi açısından olumsuz yönde etkide bulunacağı gibi, aynı zamanda çok sık dışarı çıkılması durumunda, sıcaklık farkından dolayı hastalanma riskleri de artabilmektedir.

Soğutma sisteminin kurulumundan önce, yukarıda bahsedilen ön çalışmaların yapılması; ilk etapta hesaplanacak olan soğutma kapasitesinin yaklaşık olarak % 20-40 arasında daha düşük kapasitelerde ekipman seçimine sebep olacaktır. Bu sayede ilk kurulum ve çalışma maliyetleri düşürülmüş olacaktır.

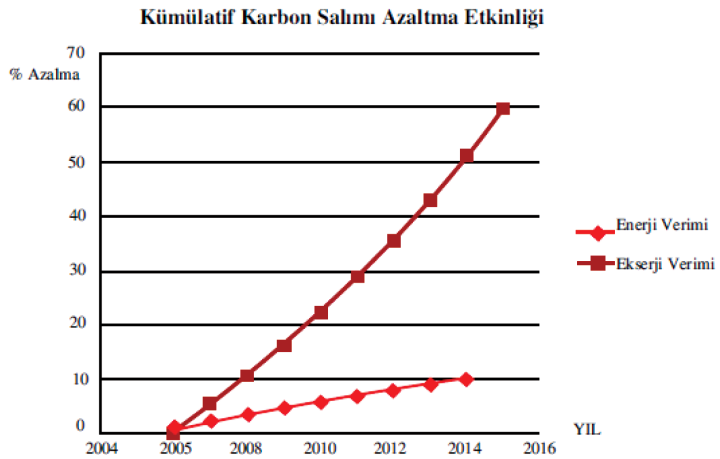
Soğutma sisteminin kurulumundan önce yapılması gereken çalışmalar sonrasında, cihaz seçiminde de tasarrufu ön planda tutmak gerekir. Çünkü alınmış olan tüm tasarruf tedbirleri, yanlış ekipman ve cihaz seçimleri ile boşa gidebilmektedir. Özellikle klima santralleri için chiller cihazı seçimlerinde, tasarruf ve verimli çalışma adına bazı özellikler ön plana çıkmaktadır. Bunlar;

- Düşük elektrik tüketimi,
- Değişken ortam ve çalışma şartlarına çabuk ve sorunsuz bir biçimde uyum sağlama,
- Fan hız kontrol sistemi ile, kondenserlerde ihtiyaç duyulan debide hava sirkülasyonunun sağlanarak elektrikten tasarruf edilmesi,
- Yüksek hassasiyetli işlemci kontrolü ile istenen sıcaklık değerlerine daha çabuk ve verimli bir şekilde ulaşılması,

• Tüm ana komponentlerin, birbirleriyle uyum içinde çalışacak biçimde ve ihtiyaç anında olası servis ihtiyaçlarının, imalatçı firması tarafından en hızlı ve uygun biçimde giderilebilecek cihaz seçimleri yapılması gerekmektedir.

1.3.1.1 Yüksek Performanslı Bina Tanımı

Yüksek performans binasının ne olup ne olmadığının ve sınırların henüz hiç kimse tarafından tam olarak belirlenememiş olmasıdır. Bu belirsizliğe karşın birçok kurum, kişi ve kuruluş tarafından değişik tanımlar yapılmakta ve kullanılmaktadır. Ancak hiç birisi tam değildir ve birbirlerini de tamamlamaktan uzak olup karmaşa söz konusudur. Bu konudaki en önemli sorunlardan bir diğeri ise genel bir tarif yapılabilse bile bu tarife uygun açık ve seçik sayısal ve objektif metriklerin (ölçüt) bulunmamasıdır. Örneğin, USGBC (US Green Building Council) tarafından geliştirilen LEED Yeşil Bina Sertifikasyon Programında puanlamaya esas ölçütlerin ve puan eşiklerinin büyük bölümü sözsel tanımlara dayandırılmakta, objektif olması beklenen bazı sayısal metrikler bile oldukça geniş aralıklar içerisinde verilen yüzdeler şeklinde olup puanlamada sıkıntılar yaşanabilmektedir. Yüksek performanslı binaların çok hassas bir şekilde tamamen objektif ve dar aralıklı, mümkünse sürekli ilgileşim denklemlerine bağlı sayısal ölçütlerin oluşturduğu metriklerle değerlendirilmesi ve sınıflandırılması gerekir. LEED benzeri bir değerlendirme mekanizması GBI (Green Building Initiative) tarafından geliştirilmişse de gene kesin ve hassas sayısal ve sürekli denklemlerle ifade edilen metrikler yoktur. Halbuki, özellikle karbon salımlarında binaların anlık ve mevsimler bazındaki karbon salımlarına karşılık gelen puanlar arasında bir ilgileşim gerekir ki, hassas bir değerlendirme gerçekleşebilsin.



Şekil 1.10 *Ekserji verimliliği ile enerji verimliliğinin yakın gelecekteki çevresel katkılarının karşılaştırması.*

Şekil 1.10'da görüldüğü üzere enerji verimliliğinin katkılarına oranla ekserji verimliliğindeki olumlu katkı payları potansiyeli çok yüksektir ve artık yüksek performanslı binaların tarifle- rinde ekserji ağırlık kazanmaktadır. Bu yöndeki atılımlar gerçekleşirse kısa sürede karbon salımlarında büyük azalma söz konusu olabilecektir. Bu nedenle, eğer binaların yüksek performanslı olmalarını gerçekten istiyorsak enerjinin niteliğine de yeterli ilgiyi göstermeli ve metrikler içerisine etkin bir biçimde katmalıyız.

ASHRAE TC 1.6, Yüksek Performanslı Bina konusunda aşağıdaki ilkeleri saptamıştır:

- Konfor, sağlık ve fizyolojik boyutlarda avantaj,
- Üretkenlik ve genel yaşamsal tatmin,
- Hijyen,
- İç hava kalitesi,
- Nem denetimi,
- Etkin hava basıncı denetimi,
- Bina basınçlandırma denetimi,
- Isıtma, havalandırma ve klima sistemlerinde ışıma ve taşınım ısı transferinin en iyi yük paylaşımının bir arada sürdürülmesi ve düşük ekserjili yeni HVAC sistemleri,
- Kestirimci ve yapay zekalı HVAC sistemleri,
- Enerji depolaması,
- Çevre yaya yolları, merdivenler, engelli yolları gibi alanlarda dış hava ve iklim risklerini en aza indirgeme (kar eritme, buz önleme, çatıda buz oluşumunu önleme gibi),
- Lejyoner hastalığına ve mantar-küf oluşumuna karşı kesin ve sürdürülebilir çözümler,
- Atık sulardan en üst düzeyde yararlanma ve kanalizasyon atıklarından biyogaz eldesi,
- Kendi ısı ve gücünü en uygun oranlarda üretme yeteneği. Bu üretim sırasında en az karbon salımları yanı sıra EU 2004/8/ (birkaç yönetmelikle birlikte yürürlükten kalkmış ve tadil edilerek 2012/27/EU olarak yer almıştır) direktifine uygunluk,
- Doğal afetler sırasında kendi enerji ve yaşamsal adacığını oluşturabilme ve sürdürebilme kabiliyeti,
- Yapay ve doğal aydınlatmada en uygun değerlerde tutulan yük paylaşımı,
- Yenilenebilir ve sürdürülebilir enerji kaynaklarından etkin (aktif) ve edilgen (pasif) yararlanma ve en uygun değerlerde (optimum) kümelenmesi,
- Tüm bina sistemleri ve bina yapısının ısıl, elektriksel, elektro-mekanik, termomekanik, elektro-kimyasal verimlerinin en üst düzeyde sürdürülmesi,
- Akılcı ekserji yönetimi ve en yüksek verim,
- Enerji tasarrufu ve enerji verimi,
- Verimli ve etkin temizlik, toz ve havada asılı parçacık denetimi,

- Yenilikci ve verimli tesisat,
- Atık yönetimi, tekrar kullanım, geri kazanım, işlemden geçmemiş ve geri kazanılmamış hiç bir atığın atılmaması,
- Yaşayanların ve binada bulunan her şeyin emniyeti,
- Cihazların bireysel ve tümleşik emniyeti, güvenirlik,
- Cihazların bakımda tutulabilmesi,
- Güç ve enerji sağlanmasında kalite ve süreklilik, çoğulculuk,
- Bina emniyeti,
- Engelliler için tüm önlemler,
- Bina otomasyonu,
- Arazi kullanımı ve yönetimi,
- Doğal kaynakların ve çevrenin sürekli korunması,
- Çevrenin emniyeti,
- Teröre karşı emniyet,
- Biyolojik ve kimyasal teröre karşı etkin önlemler,
- Mekanik ve elektrik tesisatında yeterli emniyet ve yedekleme,
- İç mekan ve çevre trafiğinde yenilikçi çözümler,
- Doğal afet-kriz yönetimi ve krizi sınırlama yöntemleri,
- İç ve dış elektronik haberleşmede yenilikçi, çevreci ve verimli sistemler,
- Yangın emniyetinde en üst düzey güvenilirlik,
- Özel binalar için özel ilkeler (Müzelerde eski eserlerin korunması gibi),
- Gömülü maliyetler ve çevresel zararlar dâhil olmak üzere en yüksek yarar/maliyet oranı,
- Güç santralleri yerine dağıtık enerji sistemlerinden ve bölge enerji sistemlerinden yararlanma,
- Fosil yakıtları en az düzeyde kullanma veya hiç kullanmama,
- Katı, sıvı, gaz halinde kirletici salımlarında sıfır atım hedefi, net-sıfır-enerji hedefi, net-sıfır ekserji ve net-sıfır karbon salımı hedefleri,
- AB'nin 12 Aralık 2008 tarihli Sürdürülebilir Enerji Kaynaklarının Özendirilmesi Direktifine uygunluk,
- Yeni uygulamalara açık bir bina,
- Yeşil ve yeşil ötesi bina

Son maddede görüldüğü üzere yeşil bina kavramı yüksek performans kavramı içerisinde bir alt kümeyi oluşturduğundan bir bina gerçekten yeşil bina olsa bile yüksek performanslı bina olmayabilir.

Tüm önceki çalışmaların derlenmesi ile ortaya dört ana yüksek performans parametresi çıkmaktadır. Bu parametreler:

1. Enerji Performansı (Enerji faktörü): Sürdürülebilir enerji ve ekserji verimi,
2. Konfor Performansı (İnsan Faktörü): Isıl, iç mekân, hava kalitesi, aydınlatma,
3. Çevre Performansı (Çevre Faktörü): Tüm atık ve salımların en aza indirgenmesi,
4. Parasal Performans (Ekonomi Faktörü): En fazla yarar/maliyet oranı,

Geliştirilecek metrikler de bu parametrelere uygun olarak dört ana maddede toplanabilir. Bu alanlarda metriklerin geliştirilmesi sürmekte olup aşağıda bazı yeni metrikler verilmiştir.

Yeni Enerji Metrikleri

a- Birincil Enerji Tasarrufu, PES

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHPH\eta}{RefH\eta} + \frac{CHPE\eta}{RefE\eta}}\right] x100$$

AB yönetmeliğine göre binalarda birleşik ısı ve güç sistemleri önemli enerji tasarrufu sağlamakta olup, birincil enerji tasarrufu 1 numaralı denklemle ifade edilmektedir. Bu ifadede ayrı ısı ve güç üretimi yerine birlikte üretim referans verimleri ile karşılaştırılmaktadır. Genelde bu tasarruf % 10 ile % 50 arasındadır. Yüksek performanslı binaların altyapısında birleşik ısı ve güç sistemleri önem kazanmaktadır.

b- Ekserji Gömülü Birincil Enerji Tasarrufu, PES_R

Yukarıdaki denklemde ekserji verimliliği yer almamaktadır. Halbuki, ekserjinin bilinçli kullanılamaması nedeni ile oluşan karbon salımları daha büyük mertebelerdedir. Bu olguyu göz önünde tutmak üzere yeni bir denklem;

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{CHPH\eta}{RefH\eta}\right) + \left(\frac{CHPH\eta}{RefE\eta}\right) x \frac{(2 - Ref\psi_R)}{2 - \psi_R}}\right] x100$$

Bu denklemde Akılcı Ekserji Yönetim Verimi, Ψ_R binalardaki ekserji verimsizliğinin yol açtığı kayıpların karşılanması için gereken ek birincil enerji tüketimini simgelemektedir.

c- Akılcı Ekserji Yönetim Verimi, Ψ_R

Bu denkleme göre doğal gazlı bir yoğuşmalı kazanın alev sıcaklığı, T_s yaklaşık 1500 K, ortam referans sıcaklığı olarak kışın ortalama toprak sıcaklığı, T_g=278 K ve konfor sıcaklığı, T_a=293 K alındığında bu verim sadece % 6 olmaktadır. Bunun anlamı,

enerji kalitesinin % 94'lük bir bölümünün geri dönüşü olmaksızın kaybedildiği, bu nedenle aynı orana yakın bir miktarda ek birincil enerji kaynaklarının tüketilmesi ve çevrenin daha da kirletilmesidir. Hâlbuki bu verim aynı koşullarda atık ısının (313 K) doğal gazı ikamesi ile % 46'ya yükselmektedir.

$$\psi_R = \frac{\left(1 - \frac{T_g}{T_a}\right)}{\left(1 - \frac{T_g}{T_s}\right)}$$

d-Birincil Enerji Oranı, BEO

Birincil enerji oranı ısı pompası ve benzeri cihazların gerçekte ne kadar çevreci olduklarının bir göstergesidir. Örneğin, ısı pompasının tahrikinde kullanılan elektrik gücü uzaktaki bir termik santralde üretiliyorsa ve toplam üretim ve iletim verimi, η_T=0,30, ısı pompasının ısıtmadaki etkinlik katsayısı (COP) 3,5 ise gerçek anlamda bir enerji tasarrufu doğal gazlı, yoğuşmalı kazana göre yok sayılacak kadar azdır (BEO=1,05). Bu değer yüksek performanslı binalarda ısı pompası kullanımının ancak dağıtık ve yerinde ısı ve güç üretimi ile anlam kazanacağını kanıtlamaktadır.

BEO = elektrik üretim iletim verimi x *COP*

e-Yenilenebilir Enerji Oranı, AER

Bir yüksek performans binasında doğal gazla çalıştırılan yüksek verimli bir birleşik ısı ve güç sistemi ile Akılcı Ekserji Yönetim Verimi % 70'e ulaşabilir. Ancak bu uygulama ne denli çevrecidir? Bunu irdelemek için yeni bir metrik geliştirilmiştir. Bu metriğe göre Ψ_R değeri yenilenebilir enerji kaynaklarının o binada hangi oranda kullanıldığına bağlı olarak düzeltilmelidir. Örneğin konfor yüklerinin yenilenebilir enerji kaynakları ile karşılanma oranı (kurulu güç bazında veya mevsimlik ortalamalar olarak) yani Q_a/Q=0,3 ve Ψ_R =0,6 ise AER değeri 0,86'dır. Kısacası ekserji verimi zamlanır. Hiç yenilenebilir enerji kaynağı kullanmayan bir binada AER, Ψ_R'ye eşittir.

$$AER = \frac{\psi_R}{1 - \left(\frac{Q_A}{Q}\right)}$$

1.3.2 Sanayi Tesislerinde Enerji Verimliliği

Sanayide enerji verimliliği uluslararası rekabet gücü açısından çok önemlidir. Sanayide enerji verimliliğini artırmak için, enerji muhasebesi, kontrol sistemleri, yalıtım, yeni teknolojiler ve endüstriyel süreçler, hammadde özellikleri, ürün çeşitleri ve özellikleri, iklim şartları ve çevresel etkiler, kapasite kullanımı gibi alanlarda çalışmalar yapılmalıdır.

Ayrıca, elektrik tüketimini miktar ve zaman yönünden etkileyecek, uygulama ve değerlendirme çalışmaları da yürütülmelidir. Bu çalışmalar talep yönetimi olarak adlandırılmaktadır. Üç yöntemle yapılan talep yönetimi çalışmalarının herhangi biri veya birkaçı bir arada uygulanabilmektedir. Bu yöntemlerden birincisi olan teknik önlemler; yüksek verim sağlayan aydınlatma armatürleri, yüksek verimli motorlar, soğutma sistemleri, bina yalıtımı gibi alanları içerir. İkinci yöntem bilgilendirme olup, hazırlanan teknik belgelerle tüketicilerin bilgi eksikliği giderilmektedir. Bilgilendirme; enerji verimlilik merkezlerinde enerji talebinin düşürülmesi ile ilgili çalışmaları yönlendirmek, danışmanlık yapmak, eğitim kursları ve seminerleri düzenlemek ve enerjiyi verimli tüketen donanım kullanımını özendirmek üzere tanıtım konularını içermektedir. Üçüncü ve en çok uygulanan yöntem ise, tarifelerde farklılığa gidip, tüketim yapısını değiştirmek, kullanma zamanına veya kullanma miktarına göre fiyatlandırmalar yapmaktır.

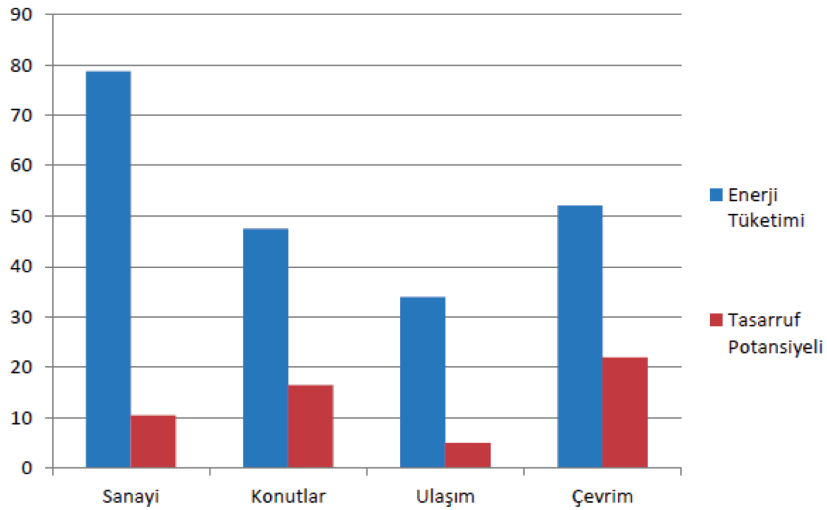
Yapılan çalışmalar sanayi sektörünün enerji tasarruf potansiyelinin yüksek olduğunu göstermiştir. Rekabetin artması ve üretim maliyetlerinin düşürülmesi gerekliliğinin de sektörde baskı oluşturması sonucunda ülkemizdeki enerji verimliliği çalışmaları sanayide başlamış olup başarılı örneklerin sayısı her geçen gün artmaktadır. Ancak bu çalışmalara rağmen sektörde hala 6,5 Mtep gibi bir değere sahip büyük bir tasarruf potansiyeli bulunmaktadır.

Enerji yoğunluğu değeri de (Enerji yoğunluğu = yıllık birincil enerji tüketimi / yıllık gayrisafi milli hasıla) verimlilik açısından önemli bir göstergedir. Bir ülkenin enerji yoğunluğu hesaplanarak enerjiyi verimli veya verimsiz kullandığı söylenebilir. Ülkemizde enerji yoğunluğu, OECD ülkelerinin iki, Japonya'nın ise dört katıdır.

Enerji verimliliği çalışmalarında en çok ön plana çıkan sektörler sanayi, ulaşım, konutlar ve enerji üretim-dağıtım sistemleridir. Farklı sektörlerin geçmiş dönemdeki enerji yoğunluğu değerlerindeki değişimlere baktığımızda konuyla ilgili gerekli ve yeterli iyileştirmelerin yapılmamış olması sebebiyle, enerji yoğunluğu değerlerinin sabit seyretmekte veya artış göstermekte olduğunu görüyoruz. Farklı sektörler arasındaki en ciddi artış ise hizmet sektöründe gerçekleşmiştir. Bunun sebebi verimsiz ve teknolojik olmayan gereçlerin kullanımı, aydınlatma, ısıtma ve havalandırma ile ilgili gerekli önlemlerin alınmamış olması olabilir. Endüstri sektöründe gerçekleşen büyümeye karşılık, gerekli verimlilik önlemlerinin alınmamış olması sonucu bu sektörde de artan enerji tüketimiyle beraber enerji verimliliğinin düştüğü gözlemlenmektedir. En az değişimin görüldüğü ulaşım sektöründe ise bu sabit trendin temel sebebi, sektörün büyümesiyle paralel olarak araç teknolojisinin de gelişmesi ve yakıt tasarrufu ile beraber daha verimli yakıtların kullanımının artmasıdır.

Türkiye diğer alanlarda olduğu gibi enerji tüketimi konusunda da hızlı büyüme göstermektedir. Türkiye'de yıllık enerji tüketimi % 4-5 artarken elektrik tüketimindeki artış

oranı da % 7-8 oranındadır ki, iki alanda da Türkiye'nin rakamları dünya ortalamasının iki katıdır. Türkiye'de, bu hızlı büyüme oranından dolayı ciddi bir tasarruf potansiyeli mevcuttur. Bu potansiyelin hayata geçirilmesi için hangi sektörde, ne tür düzenlemeler yapılması gerektiğinin bilinmesi önemlidir. Eğer bahsi geçen temel sektörlerde enerji verimliliği politikaları başarıyla işletilebilirse, tahminlere göre 2020 yılında sağlanacak enerji tasarrufu en az % 20 olabilecektir. Sektörlere göre enerji verimliliği potansiyelleri Şekil 1.11'de gösterilmektedir.



***Şekil 1.11** Sektörlere göre enerji verimliliği potansiyelleri*

Sanayideki toplam enerji tasarruf potansiyelinin % 25 olduğu ve kullanılan toplam yıllık yaklaşık 27 Mtep enerjinin 20 Mtep'lik (% 75'lik bölümü) kısmının demir çelik, çimento, cam, petrokimya ve petrol sektörlerinde tüketildiği göz önüne alındığında bu sektörlerde yapılacak tasarruf miktarlarının birinci derecede önem taşıdığı söylenebilir.

Sanayide sektörel bazda yapılabilecek tasarruf uygulamaları, ilgili sanayi kuruluşunun prosesine ve proseste kullandığı enerji kaynaklarına doğrudan bağlıdır. Bazı prosesler de elektrik enerjisi ön plana çıkar. Bazı prosesler çok yüksek sıcaklıklarda olup, atık baca gazları da çok yüksek sıcaklıklardadır ve bu atık önemli bir enerji tasarrufu odağıdır.

Sanayi Tesislerindeki Bazı Ekipmanlarda Yapılabilecek Enerji Tasarruf Örnekleri

Fanlar

CEMEP (Avrupa Elektrik Makinaları ve Güç Elektroniği İmalatçıları Komitesi) tara-

fından 2001 yılında yayınlanmış olan verim sınıfları (EEF1-EFF3), IEC (International Electrotechnical Commission) standardı ile yer değiştirmiştir. IEC 60034-30 standardı 2011 yılında yürürlüğe girmiştir. Buna göre, elektrik motorlarının sınıflandırılması 0,75-375 kW aralığında 2, 4 ve 6 kutuplu motorlar için:

Ultra-Premium IE5
Super-Premium Verim IE4
Premium Verim IE3
Yüksek Verim IE2
Standart Verim IE1

şeklindedir. Fan, standart kayış kasnaklı olarak veya direkt akuple olarak çalıştırıldığı gibi hız kontrollü bir elektrik motoru ile de döndürülebilir.

Tablo 1.15 Fanlarda Enerji Verimliliği

Fan verimliliği	Enerji verimi düşük fan sistemi	Enerji verimi yüksek fan sistemi
Enerji verimi farklı elektrik motoru (IE2-IE5)	% 90	% 95
Kayış kasnaklı veya direkt akuple	% 94	% 98
Değişken hız kontrolü var veya yok (debi ayarı klape ile veya devir ayarı ile yapılıyor)	% 85	% 95
Toplam verim	% 72	% 88

Tablo değerlerine göre toplam verimdeki fark % 16 olup, 100 kW enerji tüketen fan ile 16 kW daha az enerji harcanmış olur. Yılda 6500 saat çalışan ve elektrik gideri 0,27 ₺/kWh olan bu fandan yıllık toplam kazanç;

$$16\ kW\ .\ 6500\ h/yıl\ .\ 0{,}27\ ₺/kWh = 28.080\ ₺/yıl$$

Pompa ve Fanlarda Hız Kontrol Sisteminin Avantajı

Bir kompresör, bir fan veya bir pompada debiyi % 20 azaltmak için devir % 80'e çekilirse;

Bu durumdaki harcanan güç; $\frac{P_2}{P_1} = \frac{(0,8)^3}{(1)^3} = 0{,}51$ olur.

Bu da gücün % 51'e düştüğünü ifade eder. Sistemde harcanan güç % 49 oranında

azalmış olur ve büyük oranda enerji tasarrufu sağlanır. Klape veya vana ile debi ayarı yapılsa idi, güç ancak % 10 oranında azalmış olacaktı.

Pompalar

Tablo 1.16 Pompa Verimliliği

Pompa verimliliği		
Sistem bilgileri	Enerji verimsiz sistem	Enerji verimli sistem
Pompa verimi	% 75	% 85
Elektrik motoru	% 90	% 95
Boru ve vana kayıpları nedeni ile (boru çapı küçük seçilmiş, vanalar uygun seçilmemiş)	% 75	% 90
Toplam verim	% 50	% 72

Tablo değerlerine göre toplam verimdeki fark % 22 olup, 100 kW motor ile çalışan bir pompada 22 kW daha az enerji harcanmış olur. Yılda 6570 saat çalışan ve elektrik gideri 0,27 ₺/kWh olan bu pompadan yıllık toplam kazanç;

22 kW . 6570 h/yıl . 0,27 ₺/kWh = 39.026 ₺/yıl.

Bu pompadan çok sayıda varsa sistemi değiştirmek ekonomik olacaktır.

Kaynaklar

[1] Türk Dil Kurumu Web Sayfası, Büyük Türkçe Sözlük, (Nisan 2017'de erişildi).
[2] Energy Information Administration - EIA Web Sayfası (www.iea.org, www.eia.doe.gov), (Nisan 2017'de erişildi).
[3] BP Statistical Review of World Energy, June 2016
[4] Energy and Environment Report 2008, European Environment Agency, Copenhagen.
[5] The International Energy Agency (IEA) Web Sayfası (http://www.eia.doe.gov), (Nisan 2017'de erişildi).
[6] T.C. Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 25.10.2008, Resmi Gazete Sayı: 27035
[7] Özyurt, G., Karabalık, K., "Enerji Verimliliği, Binaların Enerji Performansı ve Türkiye'deki Durumu", ODTÜ İnşaat Mühendisliği Bölümü, TMH - 457 - 2009/5
[8] European Commision Web Sayfası (http://ec.europa.eu), (Nisan 2017'de erişildi).

[9] ABD Enerji Bakanlığı, Çevre Koruma Ajansı Energy Star Web Sayfası (www.energystar.gov) (Nisan 2017'de erişildi)
[10] Kavak, K., Dünyada ve Türkiye'de Enerji Verimliliği ve Türk Sanayinde Enerji Verimliliğinin İncelenmesi, Uzmanlık Tezi, DPT İktisadi Sektörler ve Koordinasyon Genel Müdürlüğü, Eylül 2005.
[11] Ankara Yenilenebilir Enerji Konusunda Kümelenme Analizi, Ankara Sanayi Odası, 2011.
[12] T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, "Dünya ve Ülkemiz Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü", 01.10.2016
[13] European Environment Agency (EEA) Report No 6/2014 , "Trends and projections in Europe 2014-Tracking progress towards Europe's climate and energy targets for 2020", ISSN 1977-8449, 2014.
[14] Şengüler, İ., Sayı 13, 2012, MTA Doğal Kaynaklar ve Ekonomi Bülteni, Ankara, s44-48.
[15] T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Strateji Geliştirme Başkanlığı "Dünya ve Ülkemiz Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü", Sayı 13, 01.07.2016
[16] TUİK Haber Bülteni, Seragazı Emisyon Envanteri 2016, Sayı: 24588, 17.04.2017,
[17] www.enerjiatlasi.com (Nisan 2017'de erişildi)

BÖLÜM 2
SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1. GİRİŞ

Daha önce de ifade edildiği üzere, binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan, birim hizmet veya ürün miktarı başına enerji tüketiminin azaltılması, günümüzde temel hedeflerden biri haline gelmiştir. Bina ve endüstriyel alanda soğutma sistemleri günümüzde yoğun olarak kullanılmakta ve bu sistemlerde enerjinin verimli kullanılması üretim ve konfor maliyetleri açısından büyük önem taşımaktadır. Soğutma sistemlerinde enerji verimliliğinin artırılması için öncelikli olarak soğutma sistemlerinin temel ve yardımcı elemanlarının çalışma prensiplerinin bilinmesi ve enerji verimliliği ile ilgili temel kavramların öğrenilmesi ve ölçülmesi gerekmektedir. Bu amaca uygun olarak bu bölümde temel soğutma çevrimleri kısaca izah edilmiş, buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimlerinin temel elemanları; kompresörler, kondenserler, evaporatörler ve basınç düşürücüler hakkında temel bilgiler verilmiştir. Ayrıca buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimlerinde kullanılan bazı yardımcı elemanlar hakkında bilgiler verilmiştir. Soğutucu akışkanlar sınıflandırılarak günümüzde kullanılan akışkanlara vurgu yapılmıştır. Kızgınlık ve aşırı soğutma kavramları ifade edilmiş ve nasıl ölçüldükleri örneklerle izah edilmiştir. Kaskad soğutma sistemleri ve çalışma prensibine değinilmiştir. Ayrıca buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimlerin P-h ve T-s diyagramlarında gösterimi verilmiştir. Enerji verimliliğine ilişkin kavramlar COP, EER, SEER, ESEER, IPLV ve AFUE tanımlanmış ve bazı kavramlar için örnek çözümler yapılmıştır.

2.2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Genel olarak bir ürün veya maddeden ısı çekme işlemi soğutma olarak tanımlana-

bilir. Daha geniş bir ifade ile ortamın veya maddenin sıcaklığını, bulunduğu ortam sıcaklığının altına indirme işlemidir. Bir ortamın veya maddenin soğutulabilmesi için o ortam veya maddeden ısının alınıp başka bir ortama veya maddeye verilmesi zorunludur. Soğutma işlemini gerçekleştiren elemanların oluşturduğu mekanizmaya soğutma sistemleri adı verilir. Soğutma işlemi esnasında sadece ortamdan veya üründen ısı çekme işlemi yeterli olmamaktadır. Ayrıca soğutma işlemi gerçekleştirilirken aşağıda belirtilen işlemlerin de dikkate alınması gerekmektedir.

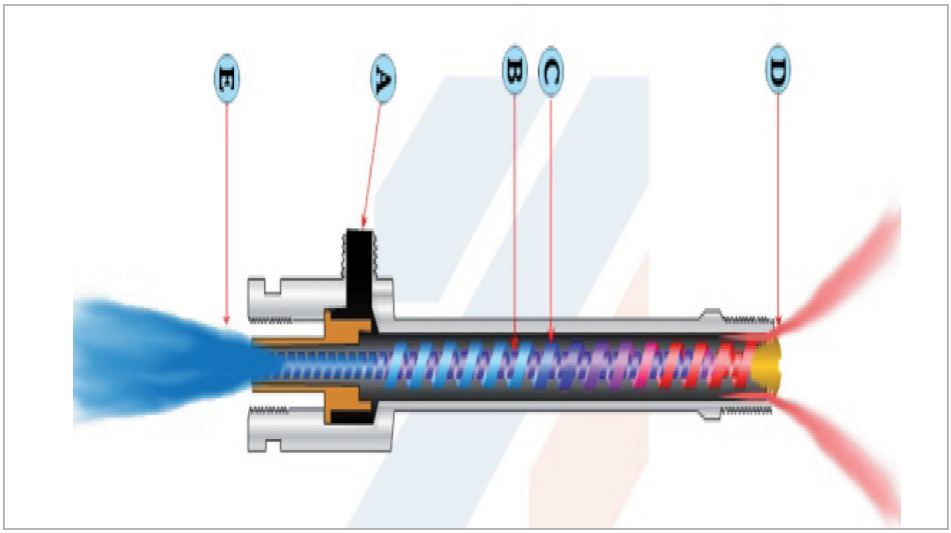
- Ürün veya ortam sıcaklığı uygun zaman ve şartlar içerisinde muhafaza sıcaklığına getirilmeli ve bu sıcaklıkta tutulmalıdır.
- Soğutma esnasında ürünün veya maddenin fiziksel yapısı ve özellikleri en az etkilenmelidir.
- Az enerji harcanarak soğutma işlemi gerçekleştirilmelidir veya soğutma etkinlik katsayısı (EER) yüksek olmalıdır.
- Kontrol sistemleri ile sistemin sürdürülebilirliği ve güvenliği sağlanmalıdır.
- Çevre olumsuz etkilenmemelidir.

Uygulamada çok farklı soğutma sistemleri vardır. En fazla kullanılan sistem ise buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimidir. Bunun yanında absorbsiyonlu soğutma sistemleri özellikle su soğutma (chiller) uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bunların yanında özel amaçlar için diğer soğutma sistemleri de kullanılmaktadır.

2.2.1 Vorteks Tüpü Soğutma Sistemi

Ranque-Hilsch tüpleri olarak da bilinen vorteks tüpleri, basınçlı havayı veya herhangi bir soy gazı sıcak ve soğuk akımlara ayıran mekanik bir cihazlardır. Vorteks tüplerinin hareketli parçası yoktur. Basınçlı hava, havanın çok yüksek hızda dönmesini sağlayan bir "üretece" doğru gönderilir. Hava dönerek tüpün diğer ucuna doğru hareket eder. Bu uçta bulunan konik bir tıkaç havanın dışta kalan kısmının dışarı atılmasını sağlar. Kalan hava, çapı daha küçük olan iç vortekse geri dönmeye ve üretecin merkez deliğinden geçmeye zorlanır. Vorteks tüp içerideki havanın "katı cisim dönüşü" hareketi yaptığı kabul edilir. Bir diğer deyişle, iç tarafta bulunan hava katmanının dış tarafta bulunanla aynı dönme oranına yani aynı açısal hıza sahiptir. Çoğunlukla katı cisim dönüş hareketi, vorteks tüpü içerisinde ayrışan iç ve dış hava akımları arasındaki sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Açıklamak gerekirse, merkezkaç kuvvetinden dolayı, dış tarafta kalan hava akımı içerde kalan havadan daha fazla basınca maruz olur. İç ve dış hava akımları aynı yönde ve açısal hızda dönmekteyken, içerde kalan akım açısal momentum değerini kaybetmektedir. Açısal momentumdaki azalma, dış hava akımına kinetik enerji transferine neden olur. Böylece besleme havası sıcak ve soğuk hava akımlarına ayrılmış olur. Bu nedenle dış yüzeyde kalan hava akımının

sıcaklığı içeride kalandan daha yüksektir. Akış özelliklerine göre paralel ve karşıt akışlı, tasarım özelliklerine göre adyabatik ve adyabatik olmayan vorteks tüpleri mevcuttur. Vorteks tüpleri farklı sınıflandırmalara tabi tutulmalarına rağmen, tüm cihazların çalışma prensibi aynıdır. Şekil 2.1'de karşıt akışlı vorteks tüpü çalışma prensibi gösterilmektedir. Basınçlı hava, (A) noktasından girer. Hava, tüpün içindeki üretkeç yardımıyla çok yüksek hızlarda kendi etrafında dönmeye başlar. Sıcak havanın dışarı çıktığı sıcak uç boyunca ilerleyen hava, daha sonra ters tarafa doğru döner ve birbirinin tersi yönde ilerleyen iki hava akımı (B) ve (C) oluşur. Sıcak uca doğru ilerleyen hava akımı ısınır ve (D) noktasından dışarı atılır. Orta bölümdeki hava soğuyarak (E) noktasından dışarı çıkar. Sıcaklık ve kapasite (D) noktasındaki tıkaçla ya da farklı üretkeçlerin kullanımıyla ayarlanabilir. (A) noktası basınçlı hava girişini, (B) noktası soğuk hava çıkış tarafını, (C) noktası sıcak hava çıkış tarafını, (D) noktası sıcak hava çıkışını ve (E) noktası ise soğuk hava çıkışını göstermektedir.



Şekil 2.1 *Vorteks tübünün çalışma prensibi*

Vorteks tüpleri verim açısında değerlendirilirken genelde soğutma oranına bağlı olarak giren hava ile soğuk taraftan çıkan hava arasındaki sıcaklık azalması göz önüne alınır. Soğutma oranı, soğuk hava çıkış miktarının toplam giriş hava miktarına oranı ile ifade eldir. Bir diğer deyişle, soğutma oranı 60 olan bir vorteks tüpünde, havanın % 60'ı soğuk hava ucundan, % 40'ı ise sıcak hava ucundan çıkıyor demektir. Soğuk uçtan çıkan hava sıcaklığı, giriş hava sıcaklığına bağlıdır. Örneğin, eğer giriş hava sıcaklığı 6,9 bar basınçta -12,2 °C ise, % 40 soğutma oranıyla neredeyse tüm vorteks tüpü üreticileri -70 °C sıcaklığa ulaşmayı garanti etmektedirler. Soğutma oranı azaltıkça giriş ve soğuk çıkış havaları arasındaki sıcaklık farkı artacak ve daha düşük

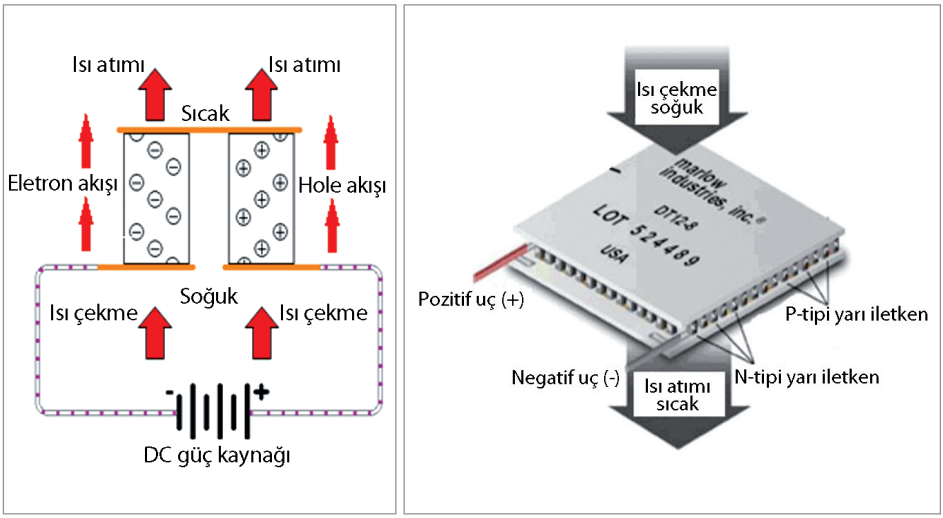
sıcaklıklar elde edilebilecektir. Örnek olarak % 80 soğutma oranında (6,9 bar) giriş ve soğuk çıkış havaları arasındaki sıcaklık farkı 30 °C olurken, % 50 soğutma oranında (6,9 bar) 47 °C ve % 20 soğutma oranında ise (6,9 bar) 68 °C olmaktadır.

Tüpün ucunda daha düşük sıcaklık elde edilmesi, her zaman en çok soğutma etkisi olacağı anlamına gelmez. Vorteks tüplerinde soğutma oranı değiştikçe, soğuk uçtaki sıcaklık ters oranda etkilenir. Soğutma etkisi, sıcaklık değeri ve hava akış debinin dengesiyle elde edilir. Vorteks tüpü seçiminde vorteks tüpünün soğutma kapasitesi öncelikli olarak değerlendirmeye alınmalıdır. Ayrıca vorteks'e giren hava basıncı ve kuruluk derecesi arttıkça vorteks tüpünün verimi artar. Basınçlı havadaki nemin alınması yani filtre kullanılması verimin artırılması için çok önemli bir parametredir. Vorteks tüpleri noktasal (spot) soğutma ihtiyacı olan yerlerde kullanılmaktadır.

2.2.2 Termoelektrik (Peltier) Soğutma Sistemi

Farklı metallerden yapılmış iki tel uçları birleştirilip kapalı bir devre oluşturulduğunda eğer sıcaklıklar aynı ise başlangıçta devrede bir elektrik akımı oluşmayacaktır. Uçlardan biri ısıtıldığı zaman devrede bir elektrik akımı meydana gelecektir. Bu olay 1821 yılında Thomas Seebeck tarafından yapılan bir gözlemle ortaya konmuştur. Bu etki günümüzde sıcaklık ölçümleri ve güç üretimi için kullanılmaktadır. 1834 yılında Jean Charles Athanese Peltier farklı malzemelerden yapılan iki telin birleşme uçlarından akım geçirdiğinde birleşme noktasının soğuduğunu görmüştür. Peltier etkisi de denilen bu işlem termoelektrik soğutmanın temelini oluşturmuştur.

Termoelektrik soğutucular, bazen termoelektrik modül veya Peltier soğutucusu diye de adlandırılırlar. Termoelektrik soğutucular, küçük bir ısı pompası gibi çalışan elektrik akımının bir değere kadar akmasına izin vermeyen bu değerden sonra sonsuz küçük direnç gösteren yarı iletken maddelerden oluşmaktadır. Bir doğru akım kaynağından sağlanan küçük bir DC gerilim sayesinde ısı modülün bir ucundan diğer ucuna doğru hareket eder. Böylece modülün bir yüzü ısınırken, diğeri de eş zamanlı olarak soğumaya başlar. Bu olay, doğru akım kaynağının artı ve eksi kutuplarının yer değiştirmesiyle tersine çevrilebilir. Bir termoelektrik modülü, kullanım amacına göre ısıtıcı veya soğutucu olarak kullanılmaktadır. Şekil 2.2'de termoelektrik soğutma sistemi ve modülü gösterilmektedir.



Şekil 2.2 *Termoelektrik soğutma ve modülü (peltier etkisi).*

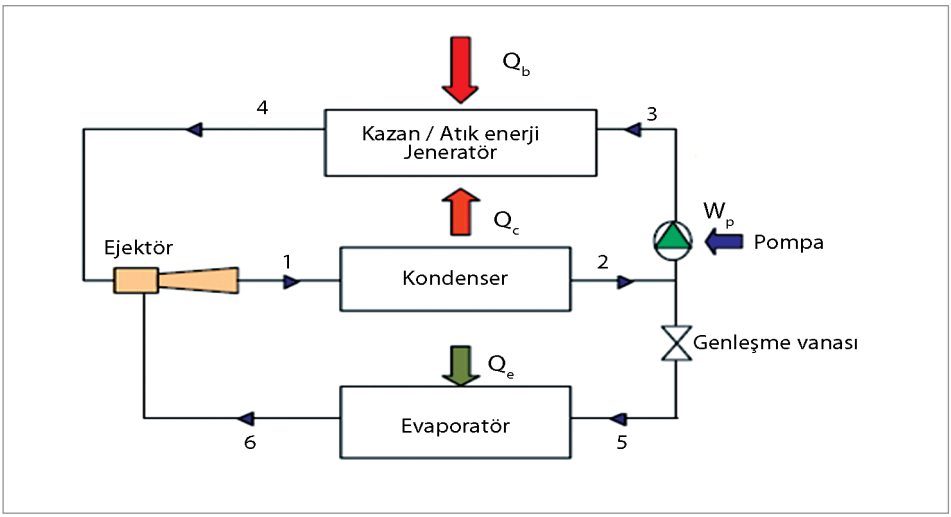
Termoelektrik soğutma sistemlerinin etkinlik değerleri mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine göre çok düşük olduğundan buhar sıkıştırmalı mekanik sıkıştırmalı soğutma sistemleri ile rekabet etmeleri söz konusu bile değildir. Ancak bazı özel küçük kapasiteli uygulamalarda basitlikleri, sessiz çalışmaları ve güvenilir olmaları nedeni ile ticari olarak kullanılmaktadırlar. Genelde 12 Volt doğru akımla çalışırlar. Bu yüzden uzay araçlarında güneş pillerinin sağladığı enerji ile kullanılmaktadırlar. Yemek servis araçlarında soğutucu ve ısıtıcı işlevini aynı anda görebildiği için tercih edilmektedirler. Otomobillerde bulunan mini soğutucular soğutma işlemini bu yöntemle yapmaktadırlar. Ayrıca laboratuar araç gereçlerinde, tıp, elektronik ve biyo-teknoloji alanlarında soğutucu olarak kullanılmaktadır. Özellikle elektronik kumanda panolarının normal fan ile soğutulmasının yeterli olmadığı durumlarda termoelektrik soğutma sistemleri kullanılabilir. Pano içerisindeki termoelektrik soğutucu yüzeyi çok fazla soğuduğu durumlarda yoğunlaşma meydana gelmekte ve elektronik devrelere zarar vermektedir. Bunun çözümü için termoelekrik devrenin soğutucu tarafı düşük devirli fan yardımı ile soğuyan hava yüzeyden uzaklaştırılmalı ve pano iç ortam sıcaklığının çiğ noktası sıcaklığının altına düşürülmemesi için önlem alınmalıdır. Pozitif ve negatif bağlantılarının yerleri değiştirilerek ısı pompası gibi çalışmaları sağlanabilir. Peltier soğutucularda soğutulan yüzeyden çekilen ısının diğer ısınan yüzeyden uzaklaştırması için mutlaka fan kullanılmalıdır.

2.2.3 Ejektör Soğutma Sistemleri

İlk buharlı ejektör soğutma sistemi Maurice Lablanc tarafından 1910 yılında geliştirilmiş ve 1930'lu yıllara kadar uygulamada yaygın olarak kullanılmıştır. Ejektörlü soğutma sistemleri 1930'lu yıllarda geliştirilen kloroflorakarbon soğutucu akışkanların

mekanik sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kullanılması ile kullanım alanını kaybetmiştir. Bu olumsuzluklara rağmen ejektörlü soğutma sistemleri ilgili araştırma ve geliştirme çalışmaları günümüzde de devam etmektedir. Ejektörlü soğutma sistemleri; soğutma ihtiyacı olan yalnızca atık veya çok ucuz maliyetli enerjilerin bulunduğu endüstriyel tesislerde ejektörlü soğutma sistemleri kullanılması uygundur. Çünkü ejektörlü soğutma sistemleri buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimlerine göre toplam maliyet açısından bakıldığında daha ucuzdur.

Ejektörlü soğutma sistemleri ile 60-150 °C sıcaklıkta atık ve düşük maliyetli enerji varsa 0-20 °C arasında sıcaklık elde etmek mümkündür. En önemli dezavantajı ise buhar sıkıştırmalı mekanik ve absorbsiyonlu soğutma çevrimlerine göre etkinlik katsayılarının (EER=0,2-0,3) düşük olmasıdır. Ayrıca sistem çalışma esnasında tasarım şartlarından uzaklaşıldıkça EER değerleri düşmektedir.



Şekil 2.3 *Ejektörlü soğutma sistemi.*

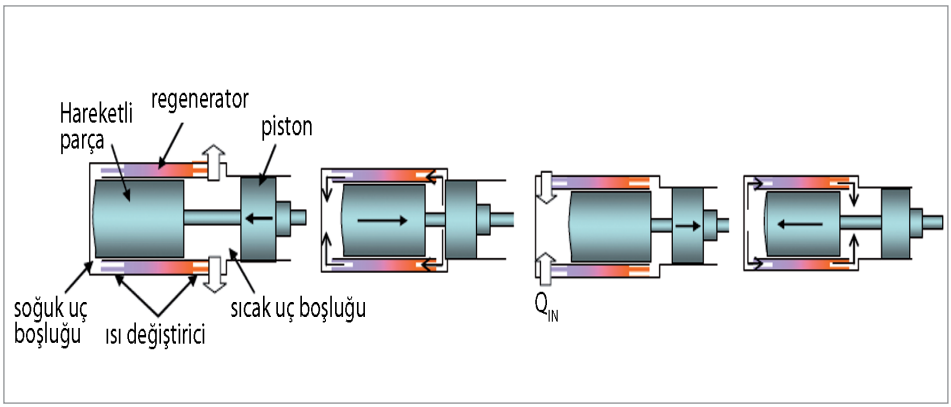
Şekil 2.3'de görüldüğü gibi bir ejektörlü soğutma çevrimi iki farklı devreden oluşmaktadır. Birinci devre (1-2-3-4-1) güç devresini, ikinci devre ise (1-2-5-6-1) soğutma devresini oluşturmaktadır. Güç devresinde, kazan veya jeneratörde dışardan sağlanan enerji (Q_b) ile yüksek basınçlı sıvı akışkanın buharlaştırılması sağlanır (3-4). Birinci akışkan olarak da ifade edilen üretilen bu yüksek basınçlı buhar ejektör memesinden yüksek hızda pulvarize edilir. Bu aşamada oluşan basınç düşümü ile (vakum) evaporatördeki (6) soğutucu akışkan emilir. Bu iki akışkan direncin oluştuğu ve akışın yavaşladığı ejektördeki difüzöre girmeden önce karışım hücresinde karışır. Daha sonra kondensere giren bu karışım çevreye ısı (Q_c) vererek yoğuşur (1-2).

Kondenser çıkış noktasında (2) oluşan sıvının bir bölümü pompa ile tekrar kazana gönderilerek güç devresi tamamlanmış olur. Kalan diğer sıvı akışkan, soğutma işlemi için, genleşme vanasından geçirilerek basıncı düşürülür. Basıncı düşürülen bu akışkan evaporatöre girer (5). Evaporatörde ısı (Q_e) çekerek buharlaşır ve soğutma işlemi gerçekleşmiş olur (5-6). Bu işlemler sürekli tekrarlanır.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde 0 °C'nin altında sıcaklıklar elde edilmesi için su yerine diğer akışkanların da (CO_2 gibi) bu sistemlerde uygulanması için çalışmalar yapılmalıdır. Atık ısının fazla olduğu gıda sektöründe gıda üretimi ve taşınması esnasında, tri-generetion olarak da bilinen güç ve ısı üretimi olan santrallerin olduğu yerlerde baca ısısından faydalanarak ejektörlü sistem ile soğutma yapılabilir. Son yıllarda bazı firmalar araç kliması uygulamalarında ejektör soğutma sistemini kullanmak için çalışmalar yapmaktadır.

2.2.4 Stirling Soğutma Çevrimi

Stirling çevrimi, kapalı bir soğutma çevriminden oluşmaktadır. Ters Stirling çevrimi de dahil olmak üzere bütün soğutma sistemlerinde net iş girişi termodinamiğin ikinci yasasıyla uyumlu olmalıdır. Bu durum sistem içindeki gazın sıcak ve soğuk uçlar arasında ileri geri hareket ettirilerek, sıkıştırma esnasındaki sıcaklığın genişleme esnasındaki sıcaklıktan daha yüksek hale getirilmesiyle sağlanır. Bunun sonucu olarak şekil 2.4'de de görüleceği gibi sıkıştırma esnasında gazın yaptığı iş, genişleme esnasında yaptığı işten daha fazladır. Ayrıca sıcak ve soğuk uçlar, sırasıyla sıkıştırma ve genişleme boşluğu olarak tanımlanmaktadır. Sonuç olarak, işlem sırasında ısı sıcak uçtan ısı değiştirici yardımı atılmakta (kondenser) ve ısı soğuk uçtan, ısı değiştirici aracılığıyla ortamdan çekilir ve soğutma işlemi gerçekleşir. Isı değiştiricinin sıcak ucu kondenser, soğuk ucu ise evaporatör gibi işlev görmektedir.



Şekil 2.4 *Stirling soğutma çevrimi*

Bu sistemde kullanılan serbest pistonlu makinalar (SPM), mekanik olarak krank şaftına bağlı olmayan, fakat düzlemsel yay veya gaz yayıyla desteklenen bu yeni serbest piston teknolojisi ile pistona iş aktarımını lineer motora uygulanan bir hareketli mıknatıs ile sağlar. Bu sistem güneş enerji sistemi olarak başlamıştır. SPM'ler kompakt, helyum dolu (20-30 atm'ye kadar), hermetik kapalı Stirling soğutma makinalarıdır. Isı atma ve çekme işlemini sağlamak için ısı değiştiriciler SPM'nin sıcak ve soğuk uçlarına bağlanmalıdır. SPM ünitelerinin soğutma kapasitesi 40-100 Watt aralığındadır. SPM'nin evsel ve taşınabilir soğutucu uygulamalarında, dondurucularda ve meşrubat otomatlarında kullanımı deneysel olarak değerlendirilmektedir. SPM'nin EER değeri soğuk uç sıcaklığı 0 °C'ye kadar olan sıcaklıklarda 2-3 arasında değişmektedir. -40 °C uygulamalarda ise EER değeri düşmekte, yaklaşık 1 olmaktadır.

2.2.5 Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi

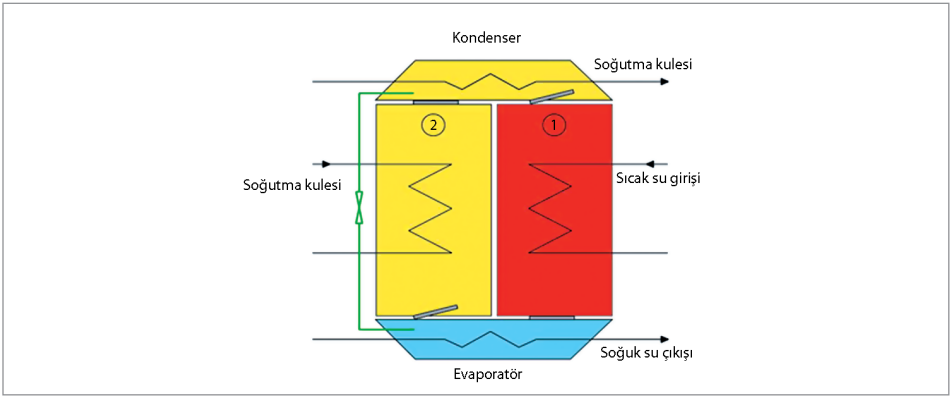
Aktif karbon, silika-jel ve zeolit gibi maddelerin gözenekleri büyük miktarda gaz emer. Bu gibi katı maddelerin bu özelliklerinden yararlanılarak adsorbsiyonlu soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Bu tür sistemlerde genelde silika-jel/H_2O, Zeolit/H_2O ve silika-jel-NH_3 çiftleri kullanılmaktadır. Silika-jel/H_2O ve Zeolit/H_2O su soğutma gruplarında kullanılmakta, silika-jel ve zeolit emici, su ise soğutucu akışkan işlevi görmektedir. Silika-jel/NH_3 ise soğutma uygulamalarında kullanılmakta, silika-jel emici amonyak ise soğutucu akışkan olmaktadır.

Soğutma uygulamaları için sistem, bir kaynatıcı (aynı zamanda absorber) yoğuşturucu ve bir buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Kaynatıcı içerisine elektrikli ısıtıcılar ve soğutma serpantinleri yerleştirilmiştir. Kaynatıcının ısıtılması ile silika-jel ısınır ve emmiş olduğu amonyak buharlaşarak, silika-jel'in bünyesinden ayrılır. Belirli bir basınca ulaştığında çıkış valfini açarak yoğuşturucuya geçer. Burada çevreye ısı vererek sıvı hale gelen amonyak, buharlaştırıcı içine akar. Bir süre sonra buharlaştırıcı içindeki şamandıra yükselerek, elektrikli ısıtıcı devresini kapatır. Soğutma suyu vanasını açar ve ısıtıcı soğumaya başlar. Ortamdan ısı çekerek buharlaşan amonyak, elektrikli ısıtıcı kapandığında absorber görevini üstlenen kaynatıcıdaki silika-jel tarafından emilmeye başlanır. Soğuyan kaynatıcı içerisindeki basınç düşümü sayesinde, amonyağın buharlaşması kolaylaşmış olacaktır. Oluşan amonyak buharı, emme valfini açarak, tekrar absorbere döner. Bir süre sonra buharlaştırıcıda sıvı seviyesi düşer ve şamandıra, soğutma suyu vanasını kapatıp, ısıtıcıyı devreye sokar. Bu şekilde sirkülasyon devam eder.

Adsorbsiyonlu sistemler su soğutma grupları olarakta kullanılmaktadır. Adsorpsiyon su soğutma grupları sıvı solüsyon yerine katı solüsyon maddeler kullanan

makinelerdir. Günümüze kadar uygulamada su, soğutucu akışkan, silika-jel ise emici olarak kullanılmıştır. Son yıllarda ise bazı üreticiler emici olarak silica-jel yerine zeolit kullanmaya başlamışlardır. İki farklı uygulama mevcuttur; Silica-jel/ H_2O ve Zeolit/ H_2O.

Şekil 2.5'de görülebileceği gibi sistem biri buharlaştırıcı diğeri ise yoğuşturucu olmak üzere iki emici bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümdeki emici, dış ısı kaynağından (örneğin atık enerji, güneş enerjisi) gelen sıcak su ile ayrıştırılırken, ikinci bölmedeki emici buharlaştırıcıdan gelen su buharını adsorbe eder. Sürekli bir adsorpsiyon sağlamak için ikinci bölüm soğutma kulesinden gelen soğutma suyu ile soğutulmalıdır. Buharlaştırıcıdan düşük basınç şartlarından dolayı buharlaşan akışkan, buharlaştırıcıya giren suyun soğumasını sağlar.



Şekil 2.5 *Adsorbsiyonlu su soğutma devre şeması.*

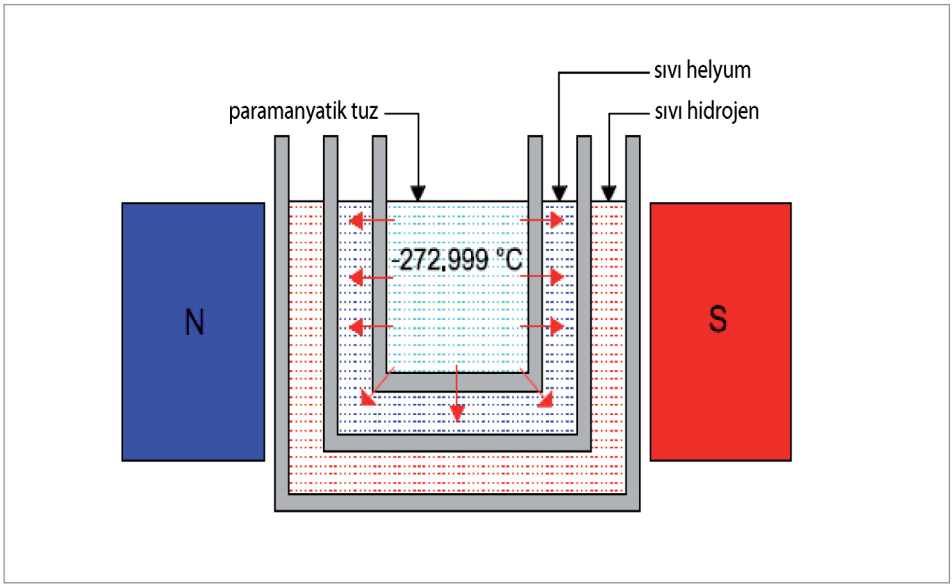
Günümüzde Asya ve Avrupa'da olmak üzere çok az sayıda adsorbsiyon su soğutucu üreticisi bulunmaktadır. En eski üretici Japonya olmasına rağmen günümüzde Almanya'daki üreticiler sektör içerisinde yer almaya başlamışlardır. Normal çalışma şartlarında sıcak su giriş sıcaklığı 80 °C ve bu şartlardaki EER değeri ise yaklaşık 0,6 değerinde olmaktadır. Fakat sıcak su giriş sıcaklığı 60 °C'ye kadar sistem çalışabilmektedir. Su soğutma kapasitesi aralığı ise 5,5-500 kW arasındadır.

Yapıları basit ve sağlamdır. Kristalleşme riskleri yoktur. Solüsyon pompasına ihtiyaç yoktur ve elektrik tüketimi yok denecek kadar azdır. Kapladıkları hacim ve ağırlıkları fazladır. Üretimleri fazla olmadığı için üretim maliyetleri yüksektir. Isı değiştiricileri tasarımı geliştikçe adsorbsiyon su soğutma gruplarının kapladığı hacim ve ağırlığın azalacağı belirtilmektedir.

2.2.6 Paramanyetik Soğutma

Mutlak sıfır sıcaklığına yakın seviyelerdeki sıcaklıklara ulaşılmasını sağlamak için araştırmacılar tarafından kullanılan bir soğutma şeklidir. Paramanyetik maddeler basit olarak "mıknatıs tarafında çekilemeyen maddeler" olarak tanımlanabilir. Bir paramanyetik madde aşırı şekilde soğutulduğunda, diğer maddelerde olduğu gibi moleküllerinin ısı iletimi azalır. Bu durumda bu maddeler şiddetli bir manyetik alana sokulduğunda, paramanyetik tuz moleküllerinin elementer birer mıknatıs durumuna geldiği görülür. Bu maddeye uygulanan manyetik alan kaldırıldığında, ısı alış verişi olmadığından paramanyetik tuzun sıcaklığı aşırı derecede düşmektedir. Bu şekilde yapılan deneylerle 0,001 K sıcaklıklara ulaşılması mümkün olmaktadır.

Bu olayı moleküler seviyede bir sıkıştırma çevrimine benzetmek mümkündür. Bu işlem şiddetli manyetik alan sıkışmasına yol açmakta ve molekül ısısı çevredeki helyum ve hidrojen tarafından alınmaktadır. Manyetik alan kaldırıldığında moleküller üzerindeki baskının azalması sonucu, aynen buhar sıkıştırma çevriminde genleşme vanasında olduğu gibi sıcaklık daha düşük seviyelere düşmektedir. Şekil 2.6' da paramanyetik maddenin soğutma sistemi gösterilmektedir.



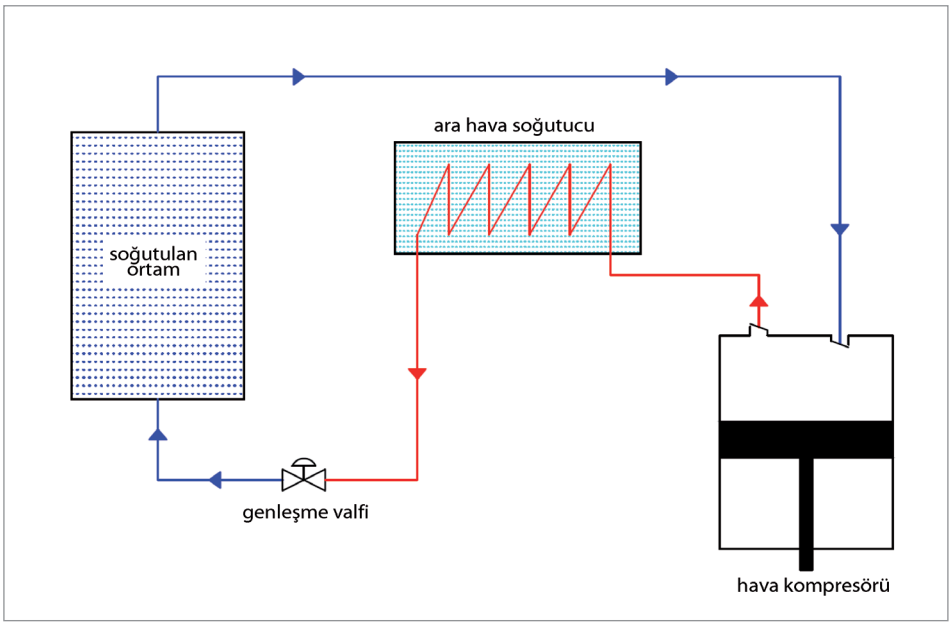
Şekil 2.6 *Paramanyetik maddenin manyetik soğutulması.*

Bu soğutma işleminin gerçekleşmesinde paramanyetik tuz, sıvı hidrojen ve sıvı helyum ile ön soğutmaya tabi tutulur ve daha sonra elektromıknatısların yardımı ile manyetik alan kaldırılırak paramanyetik tuzun sıcaklığının düşürülmesi gerçekleştirilir. Mad-

delerin mutlak sıfıra yakın sıcaklık değerlerindeki ısıl ve elektriksel iletkenliklerinin araştırılması, endüstri, tıp ve tarım alanında uygulamaları mevcuttur.

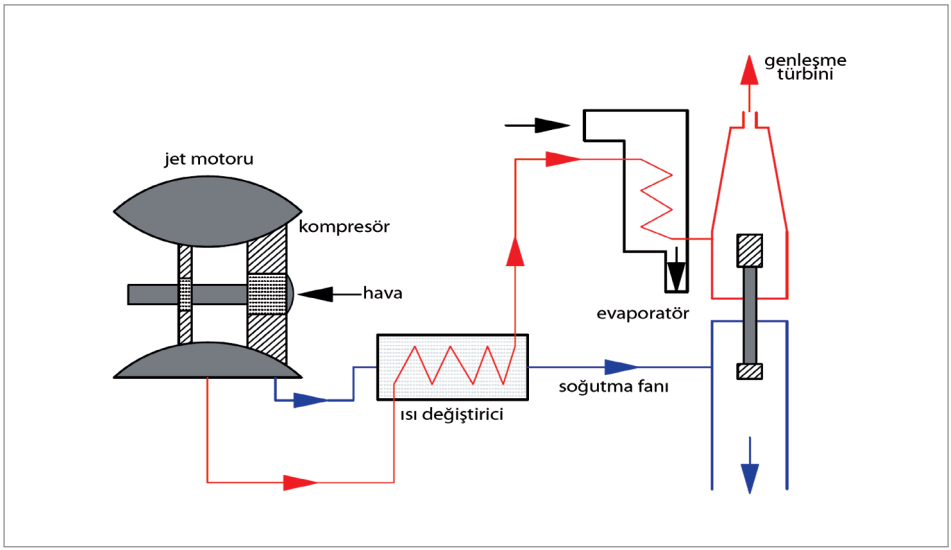
2.2.7 Hava Soğutma Çevrimi

Diğer soğutma çevrimlerinden farklı olarak bu çevrimde, soğutucu akışkan tüm sistemde daima gaz halinde kalır, hiç sıvılaşmaz. Hava soğutma çevrimi, açık sistem (soğutucu akışkan hava, devamlı atmosferden alınıp çevrimde soğutulduktan sonra kullanılır) veya kapalı sistem prensibine göre çalışır. Şekil 2.7'deki prensip şemasında genişleme silindiri, hem genleşme valfi görevini hem de kompresör için gerekli sıkıştırma gücünün bir kısmını sağlamakta ve böylece güç gereksinimi azalmaktadır.



Şekil 2.7 *Kapalı sistem hava soğutma sistemi*

Hava soğutma çevriminin yukarıdaki şekliyle uygulanması, düşük etkinlik katsayısı nedeniyle pek tercih edilmemektedir. Onun yerine, uçaklarda yolcu kabinlerini iklimlendirmek için şekil 2.8'de şeması verilen sistem kullanılmaktadır. Bu sistemin avantajları, ekipmanın hafif olması ve soğutucu akışkan görevi yapan havanın tüm çevrimde gaz halde bulunmasıdır.

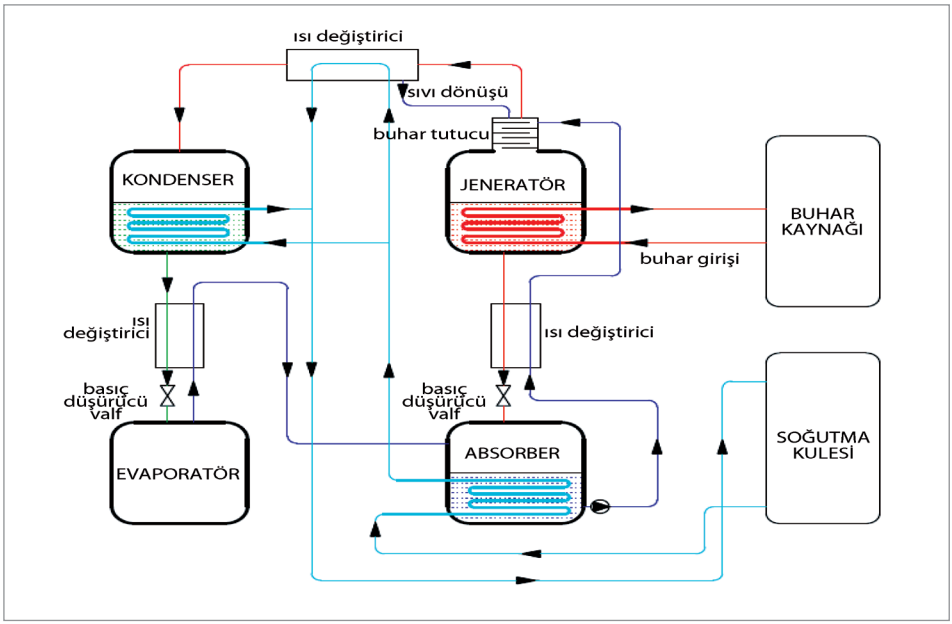


Şekil 2.8 *Basit hava çevriminin jet motoruna uygulanışı*

2.2.8 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri temelde çalışma prensibi olarak buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerine benzemektedir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinde akışkan dolaşımını sağlayan ve en fazla elektrik enerjisi tüketen mekanik kompresörler yerine termik kompresörler olarak da bilinen jeneratör ve absorber düzeneği kullanılır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde iki farklı akışkan dolaşır. Bu akışkanlardan birincisi soğutucu akışkan diğeri ise soğurucu olarak görev yapar. Çok fazla akışkan çift olmasına rağmen son yıllarda uygulamada Amonyak (NH_3)-Su ve Su-Lityum Bromür (LiBr) çiftleri kullanılmaktadır.

Amonyak-Su Çifti: Amonyak soğutucu akışkan, su ise soğurucu olarak kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak amonyak kullanıldığı için soğutma sistemlerinde ve düşük sıcaklık uygulamalarında bu tür absorbsiyonlu soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Amonyak-su soğutma makinasının patenti, 1859 yılında Fransız Ferinand Carre tarafından alınmıştır. İlk başlangıçta bu makinalar buz yapmak ve gıdaların soğutulması için kullanılmıştır. Şekil 2.9'da amonyak/su kullanılan absorbsiyonlu soğutma sistemi gösterilmektedir.



Şekil 2.9 *Absorsiyonlu soğutma sistemi (Amonyak/su)*

Küçük soğutma kapasiteli düşük sıcaklık (-40 °C'ye kadar) uygulamalarında amonyak-su çifti kullanılmaktadır. Soğutma kapasitesi küçük olan uygulamalarda genellikle hava soğutmalı kondenserler kullanılmaktadır. Büyük kapasiteli uygulamalarda ise su-LiBr uygulamalarında olduğu gibi su soğutma kuleleri ile birlikte çalışan su soğutmalı kondenserler kullanılmaktadır. Buhar kaynağı veya diğer enerji kaynağından alınan enerji ile jeneratörde buharlaşan amonyak ısı değiştiriciden geçirilerek amonyak içerisine karışan su, tekrar jeneratöre döndürülür. Amonyak, kondenserde sıvı hale getirilir, genleşme vanasından geçilerek basıncı düşürülür. Genleşme vanasında basıncı düşürülen amonyak evaporatörde buharlaşarak soğutma işlemi gerçekleşir. Evaporatörde buharlaşan akışkan absorbere gelir. Burada jeneratörden gelen su ile kondenserden gelen soğutma suyu sayesinde karışım tekrar eriyik haline gelir. Sıvı haldeki karışım, pompa vasıtasıyla tekrar jeneratöre gönderilir ve işlem bu şekilde devam eder.

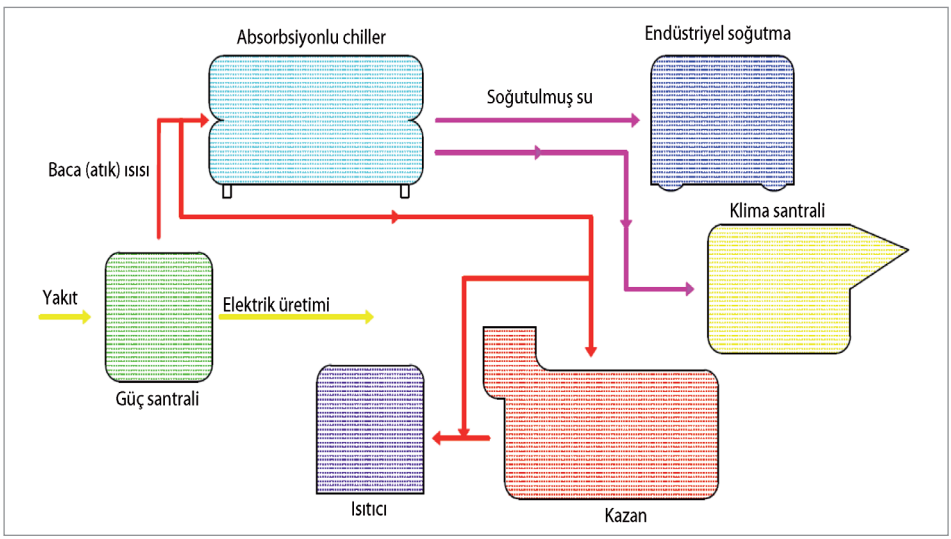
Özellikle elektriğin olmadığı bölgelerde veya kamp yerlerinde kullanılan küçük kapasiteli amonyak-su absorbsiyonlu soğutma sistemleri de mevcuttur. Bu tür uygulamalarda taşıyıcı görevini pompanın yerine üçüncü bir akışkan olan hidrojen yapmaktadır. Isı kaynağı olarak ise genellikle propan kullanılmaktadır.

Su-Lityum Bromür (LiBr) Çifti: Su soğutucu akışkan, Lityum Bromür (LiBr) ise soğurucu olarak kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak su kullanıldığı için 0 °C'ye ulaşmak oldukça zordur. Bu tür sistemlerde genelde evaporatördeki su va-

kum altında 4 °C'de buharlaştırılmakta ve soğutulması istenilen su ise uygulama ihtiyacına göre 6-7 °C sıcaklığa kadar soğutulabilmektedir. Bu tür absorbsiyonlu soğutma sistemleri endüstriyel prosesler ve merkezi klima sistemleri için soğuk su üretmektedirler. Genelde dört tip uygulaması mevcuttur.

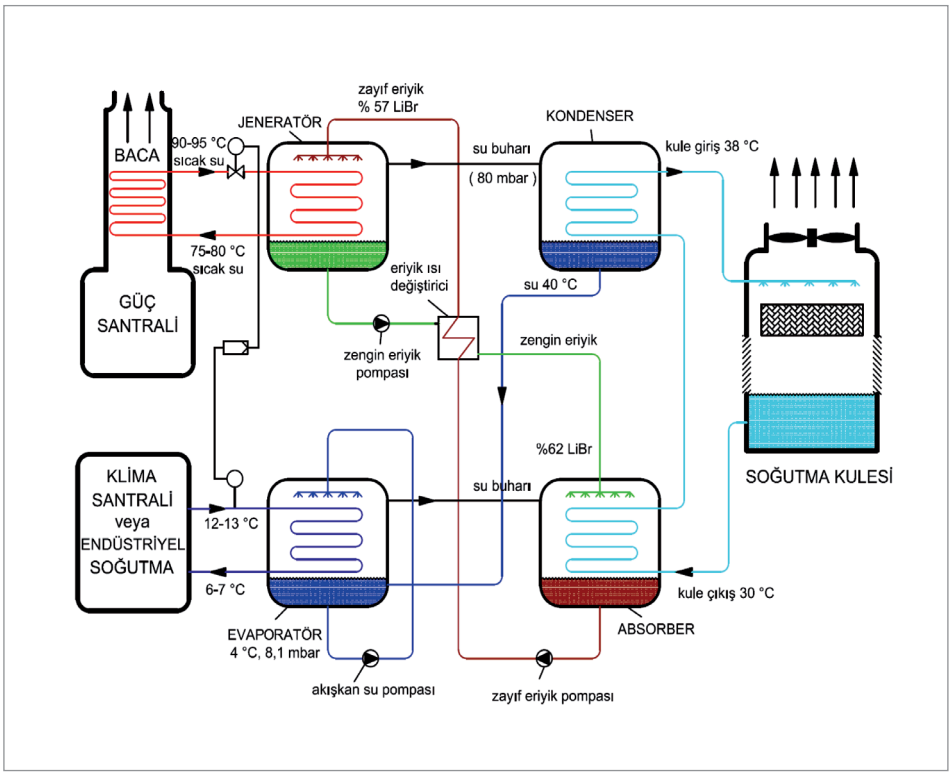
- Tek etkili absorbsiyonlu chiller
- Çift etkili absorbsiyonlu chiller
- Üç etkili absorbsiyonlu chiller
- Direkt yanmalı absorbsiyonlu chiller

Tek etkili absorbsiyonlu chiller: Bu tür sistemler özellikle atık buhar, baca gazı ve sıcak su enerjilerinin bulunduğu işletmeler için uygundur. Jeotermal ve güneş enerjisi vb. gibi enerji kaynakları olan ülkelerde absorbsiyonlu chillerlerin kullanılması uygun olmaktadır. Ayrıca doğalgazın çok ucuz olduğu ülkelerde direkt yanmalı absorbsiyonlu sistemlerin kullanılması avantajlı olmaktadır. Son yıllarda elektrik maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle büyük alış veriş merkezleri ve sanayi tesisleri elektrik ihtiyacını karşılamak için doğalgazlı güç santralleri kurmaya başladılar. Buradan çıkan atık ısı ile, kışın ısıtma veya proses ısıtma suyu, yazın ise proses soğutma suyu veya merkezi klima için gerekli olan soğuk su ihtiyaçları karşılanmaktadır. Günümüzde çok daha fazla yaygın olarak kullanılmaya başlayan bu sistemler trijenerasyon uygulamalar olarak ifade edilmektedirler. Trijenerasyon uygulamalarda elektrik üretimi, ısıtma ve soğutma ihtiyaçlara göre karşılanabilmektedir. Şekil 2.10'da trijenerasyon uygulaması şematik olarak gösterilmektedir. Ayrıca kurutma ihtiyacı olan işletmeler için "Quattro-generation" uygulaması da yapılabilir.



***Şekil 2.10** Trijenerasyon uygulaması.*

Tek etkili absorbsiyonlu chiller; jeneratör, kondenser, evaporatör, absorber ve ısı değiştirici gibi temel elemanlardan oluşmaktadır. Bunların dışında hız kontrollü akışkan (su), katı eriyik ve zengin eriyik pompaları sistemde mevcuttur. Ayrıca sistem vakumda çalıştığı için vakum pompası ve ölçüm elemanları sistem üzerinde kullanılmaktadır. Jeneratör, kondenser, evaporatör ve absorber ünitelerinde kapasiteye bağlı olarak oldukça fazla sayıda bakır boru kullanılmaktadır. Kullanılan borular, düz ve ısı transfer yüzeyini artırmak için genellikle yivli borulardır.



Şeki 2.11 *Tek etkili absorsiyolu chiller devre şeması*

Şekil 2.11'de gösterildiği gibi tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi, elektrik üreten güç santralinin baca gazından elde edilen enerji ile çalışmaktadır. Baca gazı atık enerjisi yaklaşık 90-95 °C sıcaklığa kadar ısıtılan yeterli debideki su ile, absorber'dan zayıf eriyik pompası tarafından jeneratöre basılan % 57 oranındaki zayıf Lityum bromür (LiBr) eriyiği ısıtılmakta ve eriyik içerisindeki soğutucu akışkan su ayrıştırılmaktadır. Ayrışan soğutucu akışkan su, kondensere gitmektedir. Diğer taraftan jeneratördeki zengin eriyik, zengin eriyik pompası vasıtasıyla ısı değiştiriciden geçirilerek absorbere gönderilmektedir. Kondensere giden soğutucu akışkan su, burada soğutma kulesinden ilk önce absorbere, oradan kondensere gelen soğutma kulesi suyu ile yoğuşturulmaktadır.

Yoğunlaşan 40 °C soğutucu akışkan su, kondenserden sıvı olarak çıkmakta ve sifon yardımı ile evaporatöre gelmektedir. Evaporatördeki bu su, akışkan su pompası ile nozullardan pulvarize edilerek basıncı (8,1 mbar) düşürülmekte ve 4 °C de buharlaştırılmaktadır. Buharlaştırılan bu su ile endüstriyel soğutma veya iklimlendirme için 12-13 °C suyu, 6-7 °C'ye kadar soğutulmaktadır.

Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin EER değerleri 0,7-1 aralığındadır. Bunlar kojenerasyon tesislerinde kullanılabilme olasılığı en yüksek tiplerdir. Bu sistemlerde iki türlü akışkan kullanılmaktadır.

- **Düşük Basınçlı Buhar:** Tek etkili absorbsiyonlu su soğutma sistemlerinde jeneratör buhar giriş basıncı 150 kPa (1,5 bar)- 450 kPa (4,5 bar) aralığında olmalıdır.

- **Sıcak Su:** Tek etkili absorbsiyonlu su soğutma sistemlerinde jeneratör su giriş sıcaklığı 90-135 °C aralığında olmalıdır. Son zamanlarda yapılan iyileştirme çalışmaları ile bu sıcaklık değerleri aşağıya doğru çekilmeye çalışılmaktadır. Çoğu sistemler 80-90 °C sıcaklık arasında çalıştığı belirtilmekle birlikte jeneratör giriş sıcaklığının 105 °C altına düştüğü zaman absorbsiyonlu su soğutma gruplarının veriminin azaldığı belirtilmektedir. Uygulamada bu tür sistemlerin 90-95 °C sıcaklığa kadar ekonomik olduğu kabul edilmekle birlikte, bu değerlerin altındaki uygulamalar için kaynağın maliyetine göre ekonomik açıdan değerlendirilmeleri gerekmektedir.

  Bu alandaki büyük firmalar 35 kW-10000 kW kapasiteli tek kademeli absorsiyonlu cihaz üretimi yapmaktadır. Eğer daha yüksek basınçlı buhar mevcut ise EER değeri daha yüksek iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleri tercih edilmelidir. Sistemin kapasitesine göre uygun su debisi sağlanmalıdır.

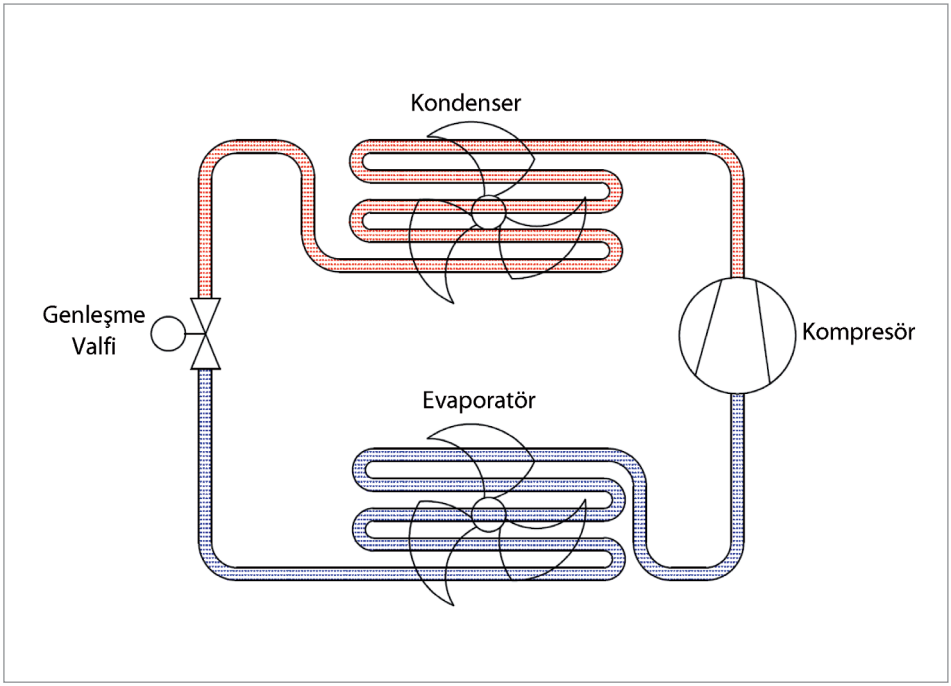
Çift Etkili Absorbsiyonlu Chiller: Çift etkili absorbsiyonlu chiller; 1. kademe jeneratör, 2. kademe jeneratör, kondenser, evaporatör, absorber ve ısı değiştiriciler gibi temel elemanlardan oluşmaktadır. Bunların dışında akışkan pompası ve hız kontrollü eriyik pompaları sistemde mevcuttur. Çift etkili absorsiyonlu su soğutma gruplarının tek etkililere göre temel farkı, yüksek basınçlı buhar ve ikinci kademe jeneratör kullanılmasıdır. EER değeri 1,2-1,4 arasında değişmektedir. Fakat aynı kapasite için ilk yatırım maliyeti açısından çift etkililer, tek etkili absorbsiyonlu su soğutma gruplarına göre ortalama % 40 ile % 50 arasında daha pahalı olmaktadır. Çift etkili sistemlerde buhar basıncının yüksek olması gerekmektedir. En düşük buhar basıncının 400 kPa (4 bar), ideal buhar basıncının ise 700 kPa (7 bar) ile 900 kPa (9 bar) arasında olması gerekmektedir.

Üç Etkili Absorbsiyonlu Chiller: Etkinlik katsayısının artırılması için son yıllarda üç etkili olan absorsiyonlu su soğutma gruplarının ticari anlamda kullanılması için araştırma ve çalışmalar sonuçlanmış ve yaklaşık EER değerlerinin 1,7 civarında olduğu belirtilmiştir.

Direkt Yanmalı Absorbsiyonlu Chiller: Direkt yanmalı absorbsiyonlu chiller tek etkili veya çift etkili olabilirler. Bu tür uygulamalarda EER değeri daha yüksek olan çift etkili absorbsiyonlu soğutma grupları tercih edilmektedir. Genellikle direkt yanmalı su soğutma grupları çift etkili olmaktadır. Aynı sisteme sahip olan bu tür uygulamalardaki fark, enerji kaynağı olan sıcak suyu veya buharı cihazın kendisinin üretmesidir. Bunun için cihaz üzerinde sıcak su veya buhar üretmek için kazan bulunmaktadır. Genellikle bu amaç için yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Özellikle doğalgazın ucuz olduğu ülkelerde bu sistemler avantajlıdır ve yaygın olarak kullanılmaktadır.

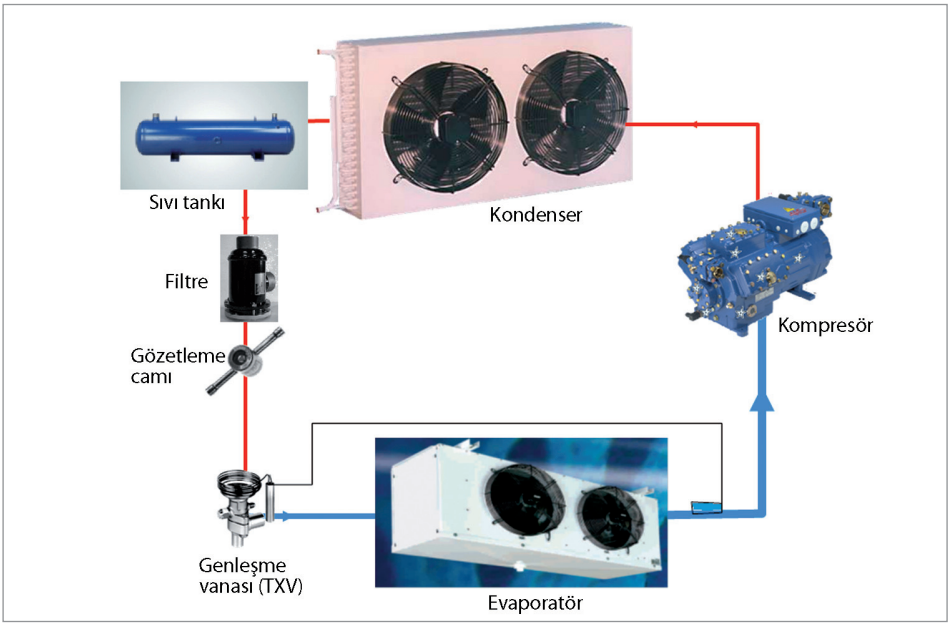
2.2.9 Buhar Sıkıştırmalı Mekanik Soğutma Çevrimi

Uygulamada en çok kullanılan buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemleri, dört temel elemandan (kompresör, kondenser, evaporatör, basınç düşürücü) oluşan ve boru içerisinde soğutucu akışkan dolaştırılan kapalı bir çevrimdir. Şekil 2.12'de temel soğutma çevrimi şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.12 *Temel soğutma çevrimi.*

Uygulamada mekanik sıkıştırmalı soğutma sisteminde kullanılan yardımcı elemanlar (sıvı tankı, filtre, gözetleme camı, dönüş akümülatörü, yağ ayırıcı, titreşim alıcı, servis vanaları, kartel ısıtıcı vb.) soğutma sisteminin daha güvenli ve verimli çalışmasını sağlayan elemanlardır. Şekil 2.13'de buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemi temel ve bazı yardımcı elemanları gösterilmektedir.

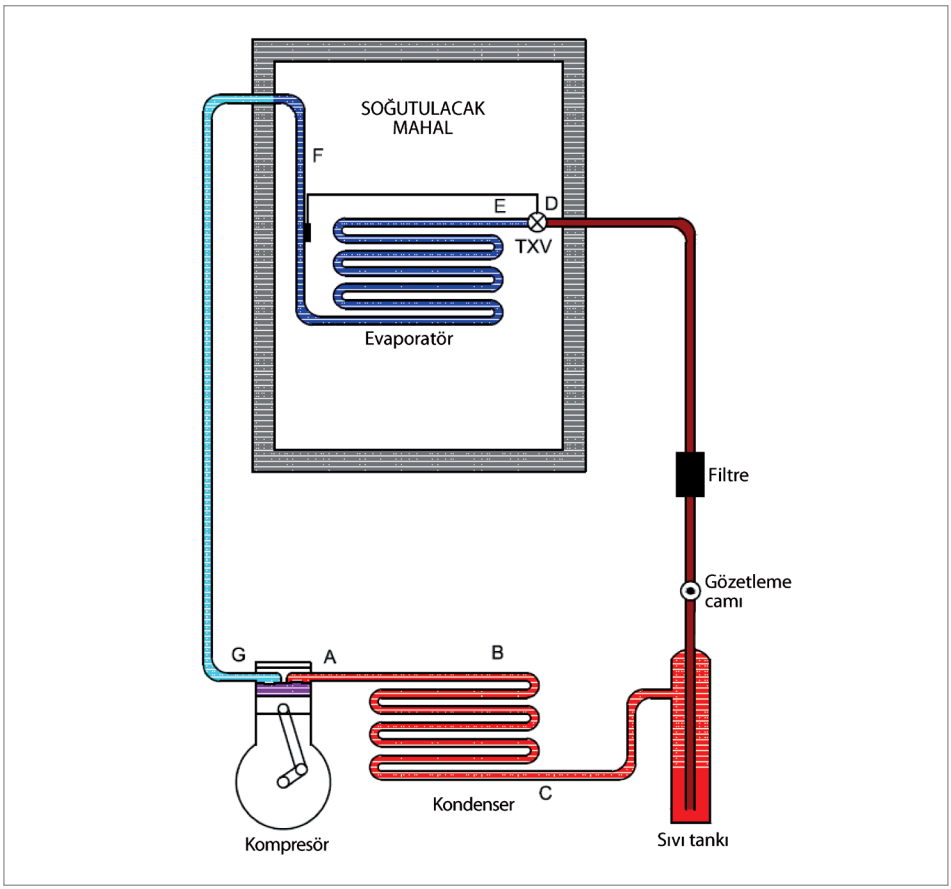


Şekil 2.13 *Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemi ve bazı yardımcı elemanları*

Şekil 2.14'de mekanik sıkıştırmalı soğutma çevriminde kullanılan temel elemanlar, boru hatları, akışkanın faz durumları verilmektedir. Soğutma sistemlerinde buhar sıkıştırmaya göre tasarlanan kompresörler evaporatörden alınan düşük basınçtaki kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı, yüksek basınçlı kondensere basan makinelerdir (G-A, sıkıştırma). Kompresör ile kondenser arası basma hattı olarak ifade edilir (A-B). Kompresörden gelen kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlayarak sıvı hale dönüştüren elemana kondenser veya yoğuşturucu adı verilir (B-C, yoğuşturma). Kondenser girişinde kızgınlığı alınan akışkan, daha sonra yoğuşmaya başlar ve çıkışta tamamen sıvı hale gelmesi istenir.

Kondenserde yoğuşan soğutucu akışkan ortama gizli ısı verir ve faz değiştirir. Bu esnada (borulardaki basınç kayıpları ihmal edilirse) akışkanın sıcaklığı sabit kalır. Kondenser çıkışı ile basınç düşürücü girişi sıvı hattı olarak ifade edilir (C-D). Sıvı deposundan gelen sıvı soğutucu akışkanın geçişini çeşitli metotlarla kısıtlayarak eva-

poratörde düşük basınç oluşmasını, dolayısıyla soğutucu akışkanın buharlaşacak hale gelmesini sağlayan eleman genleşme valfidir (D-E). Çok çeşitli tip ve kapasitelerde basınç düşürücüler kullanılmaktadır. Basınç düşürücüde basıncı düşürülen akışkanın düşük sıcaklıklarda buharlaşarak ortamdan veya maddeden ısı çektiği eleman buharlaştırıcı veya evaporatördür (E-F). Evaporatör çıkışı ile kompresör girişi emiş veya dönüş hattı olarak ifade edilmektedir (F-G).



Şekil 2.14 *Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemi ve faz değişiklikleri*

Burada;

- A-B arası; basma hattı veya gidiş hattı, yüksek basınç, kızgın buhar
- B-C arası; kondenser, yüksek basınç, kızgın buhar+doymuş buhar+doymuş sıvı +sıvı
- C-D arası; sıvı hattı, yüksek basınç, sıvı
- D-E arası; genleşme vanası, adyabatik basınç düşümü
- E-F arası; evaporatör, alçak basınç, sıvı+doymuş sıvı+doymuş buhar+kızgın buhar
- F-G arası; emiş veya dönüş hattı, alçak basınç, kızgın buhar

• G-A arası; kompresör, alçak basınç+yüksek basınç, kızgın buhar
• A-D arası; yüksek basınç
• E-G arası; alçak basınç

bölgelerini ifade etmektedir. Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinin temel elemanları ve yardımcı elemanları farklı başlık altında daha kapsamlı bir şekilde incelenecektir.

2.3 SOĞUTMA SİSTEMİNİN TEMEL ELEMANLARI

Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemleri kompresör, kondenser, evaporatör ve basınç düşürücü olmak üzere dört temel elemandan oluşmaktadır.

2.3.1 Kompresörler

Ev tipi klimalardan büyük ticari ve endüstriyel soğutma sistemlerine kadar çoğu soğutma uygulamalarında, buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinin kalbi ise kompresörlerdir. Kompresörlerin iki temel fonksiyonu vardır;

1) Soğutma sisteminde akışkan dolaşımını sağlamak,
2) evaporatörden alçak basınçta ve kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkanı emerek yüksek basınçta kondenserde yoğuşmasını sağlamak için sıkıştırma işlemi yapmaktır.

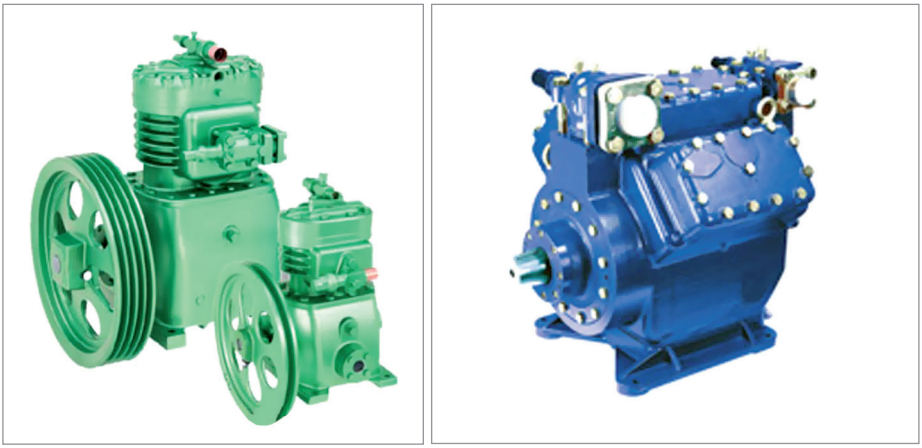
Soğutma kompresörleri buhar sıkıştırmaya göre tasarlanmıştır. Soğutma kompresörlerine akışkanın sıvı olarak gelmesi istenmez. Sıkıştırma işlemi esnasında kompresörlere sıvı yürümesinin önlenmesi için özel önlemler alınır. Buharlaştırıcıdan çıkan buharı yoğuşma basıncına çıkarmak için, farklı tiplerde kompresörler kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerindeki kompresörler gövde yapılarına göre üç ve sıkıştırma mekanizmalarına göre ise beş grup altında incelenebilir.

A) Gövde yapılarına göre mekanik soğutma kompresörleri

• Açık tip kompresörler
• Hermetik kompresörler
• Yarı-hermetik kompresörler

Açık Tip Kompresörler: Dış tahrik, genellikle elektrik motoru veya bazen bir motor olabilir (örneğin dizel motor). Kompresör kayış tahrikli veya dişli tahrikli olabilir. Açık tip kompresörler normalde orta ve büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde bütün soğutucu akışkanlar ve özellikle amonyak için tercih edilirler. Amonyak, hermetik motorlarda kullanılan malzemeler uyumlu olmadığından dolayı açık tip kompresörlerde kullanılır. Açık tip kompresörlerin; verimi yüksek, yapıları esnek,

kompresör başlıkları daha kolay soğutulur ve tamir-bakım hizmetleri daha kolay olmaktadır. Olumsuz yanı ise milin bağlantı yerindeki contadan akışkan kaçakları tamamen önlenememektedir. Bu nedenle, açık tip kompresör kullanılan soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan sızıntısına karşı önlem alınmalı ve contalar değiştirmek için düzenli bakım gerçekleştirilmelidir. Şekil 2.15'de açık tip kompresörler gösterilmektedir.



Şekil 2.15 *Açık tip kompresörler*

Hermetik Kompresörler: Soğutucu akışkan kaçaklarını engellemek için motor ve kompresör aynı gövde içine yerleştirilmiştir. Soğutucu akışkan giriş-çıkış ve güç giriş noktaları için kaynaklı bağlantılar bulunmaktadır. Bu tür kompresörlerden soğutucu akışkanın kaçması söz konusu değildir. Bütün motorlarda endüksiyon akımı ve sürtünmeden dolayı güç kaybı oluşur. Benzer şekilde kompresörler de sürtünmeden ve aynı zamanda sıkıştırma esnasında sıcaklığının artmasından dolayı güç kaybına uğrarlar. Açık tip kompresörlerde, kompresörün ve elektrik motorunun verimli çalışması için hava ile soğutulması sağlanır. Hermetik kompresörlerde hem kompresör hem de motor tek bir gövde içinde olduğundan dolayı, ısıyı uzaklaştırma daha zordur. Bu nedenle, emiş gazı kompresöre girmeden önce motor ve kompresörün üzerinden geçirilerek etkin bir soğuma gerçekleştirilir. Bu işlem motorun fazla ısınmamasını sağlar. Motor sargıları soğutucu akışkanla doğrudan temas eder.

Bu yüzden hermetik kompresörlerde kullanılan soğutucu akışkanların elektriği iletme direncinin yüksek olması istenir. Soğutma kapasitesi soğutucu akışkanın debisine, sıcaklığına ve ısıl özelliklerine bağlıdır. Eğer debi yeterli değil ve/veya sıcaklık yeterince düşük değilse, motorun sarımının üzerindeki izolasyon yanabilir veya sargılarda kısa devre oluşabilir. Bu nedenle, hermetik kompresörler tasarım sıcaklığı şartlarında tatmin edici ve güvenli performans değerleri vermektedir. Ancak

tasarım dışı koşullarda verimleri çok düşük olduğundan bu şartlarda çalıştırılmaları önerilmemektedir. Şekil 2.16'da hermetik tip kompresörler gösterilmektedir.

Şekil 2.16 *Hermetik tip kompresörler*

Soğutma etkisinin bir kısmı motor ve kompresörün soğutulmasında kullanıldığı için, hermetik kompresörlerin EER değerleri açık tip kompresöre göre daha düşüktür. Bununla birlikte, hermetik kompresörler neredeyse dünyanın her yerinde ev tipi soğutucular, su sebilleri, klimalar gibi küçük kapasiteli sistemlerde çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Buna ilave olarak, genleşme elemanı olarak kılcal boru kullanılan ve kritik gaz şarjı yapılan (küçük kapasiteli sistemler) sistemlerde hermetik kompresörlerin kullanılması idealdir. Hermetik kompresörler tamir edilmezler, gerektiğinde yenisi ile değiştirilirler. Değiştirme yapılırken aynı özellik ve kapasitede kompresör kullanılması gereklidir.

Yarı-Hermetik Kompresörler: Genellikle daha büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde kullanılırlar. Hermetik ve açık tip kompresörlerin arası bir sınıfı temsil etmektedirler. Silindir başlıkları çıkartılabilir ve tamir edilebilirler. Bu şekilde vanaların ve pistonların bakımı yapılmaktadır. Şekil 2.17'de yarı hermetik tip kompresörler verilmiştir.

Şekil 2.17 *Yarı hermetik kompresörler*

B) Sıkıştırma mekanizmalarına göre mekanik soğutma kompresörleri

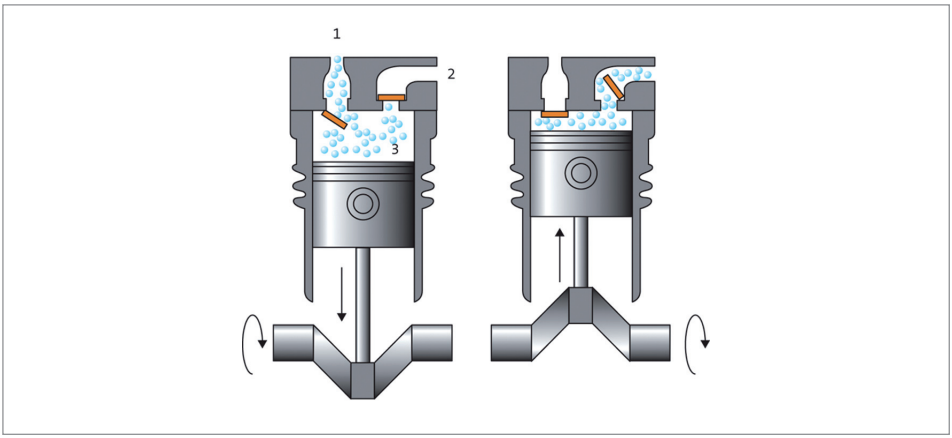
Buharı sıkıştırmak için çok farklı yöntemler vardır. Günümüze kadar sıkıştırma prensibine göre çok farklı tipte kompresörler geliştirilmiştir. Gerçek gruplandırmanın sıkıştırma veya çalışma prensiplerine göre yapılması daha uygundur. Örnek olarak pistonlu kompresörlerin hermetik, yarı hermetik ve açık tipleri bulunurken, sarmal kompresörlerin sadece hermetik ve yarı-hermetik tipleri mevcuttur. Sıkıştırma veya çalışma sistemlerine göre kompresörlerin beş farklı tipi vardır.

1) Pistonlu kompresörler
2) Dönel (rotary) kompresörler
3) Vidalı kompresörler
4) Sarmal (scroll) kompresörler
5) Santrifüj kompresörler

1.Pistonlu kompresörler

Pistonlu kompresörler günümüze kadar klima ve soğutma uygulamalarında en yaygın olarak kullanılan sıkıştırma elemanlarıdır. Son yıllarda uygulama alanına göre diğer kompresörler de yaygın kullanım alanı bulmaya başlamıştır. Mesela su soğutma gruplarında yaklaşık 1000 kW kapasiteye kadar vidalı, daha yüksek kapasiteli uygulamalarda santrifüj kompresörler kullanılmaktadır. Aynı şekilde hijyenik tip paket klima santrallerinde ve CO_2'li soğutma sistemlerinde sarmal kompresörler yaygın olarak kullanılmaktadır. Uygulama ve teknolojik gelişimlere göre kullanım oranları da değişmektedir.

Soğutma sistemlerinde kullanılan pistonlu kompresörler; otomotiv motorlarına benzer piston ve silindir düzeneğine göre sıkıştırma işlemi yapan elemanlardır. Otomotiv motorlarında yakıt harcayarak güç üreten pistonlu kompresörler, soğutma sistemlerinde elektrik enerjisi sarfederek soğutucu akışkanı sıkıştırırlar. Pistonlu kompresörlerde sıkıştırma işlemi silindir içerisindeki pistonun ileri-geri hareketi ile gerçekleşir. Tahrik motorunun oluşturduğu dairesel hareket krank-biyel mekanizması ile doğrusal harekete dönüştürülür. Pistonlu kompresörler piston ve silindir haricinde biyel kolu, krank mili, kompresör gövdesi, ana yataklar, silindir kapakları, emiş ve basma valfları, segman ve diğer küçük bağlantı ve sızdırmazlık elemanlarından oluşmaktadır. Dış yapılarına göre pistonlu kompresörlerde hermetik, yarı-hermetik ve açık tip yapılar bulunmaktadır. Şekil 2.18'de pistonlu kompresörlerin sıkıştırma işlemi verilmektedir.



Şekil 2.18 *Pistonlu kompresörlerin sıkıştırma işlemi*

Üst Ölü Nokta (ÜÖN) Pozisyonundaki Piston

Şekil 2.18'da görüldüğü gibi pistonun başlangıçta silindirin içinde üstte olduğunu düşünelim. Buna pistonun üst ölü nokta konumu denir. Bu konumda daha önce sıkıştırılmış olan soğutucu akışkan basma valfine gelir ve buradan sisteme gönderilir. Daha sonra piston, üst ölü nokta konumundan aşağı yönde hareket etmeye başlar. Bu aşamada basma vanası kapanır ve emiş vanası açılmış olur. Emiş borularından gelen soğutucu akışkan emiş valfinin açılması ile silindirin içine alınır. Piston aşağı doğru hareket ettikçe, silindirin içine alınan soğutucu akışkanın miktarı artar. Piston alt noktadaki konumuna ulaştığında, alt ölü nokta pozisyonunda olduğu söylenir. Bu konumda silindir veya kompresör tarafından maksimum miktarda soğutucu akışkan emilmiş olur.

Alt Ölü Nokta (AÖN) Pozisyonundaki Piston

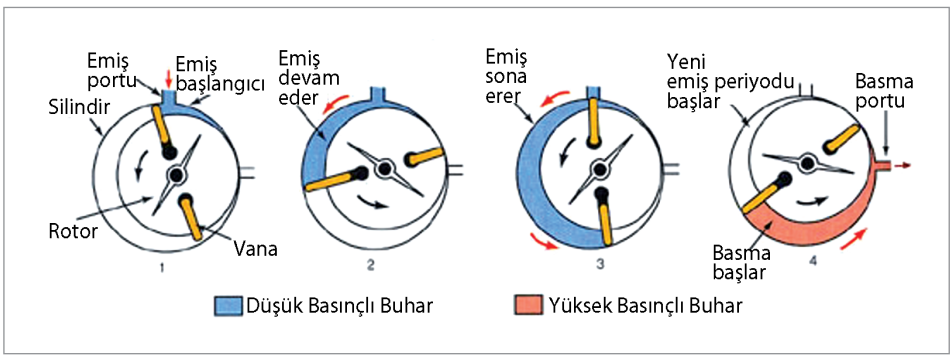
AÖN pozisyonunda, maksimum miktarda soğutucu madde soğutma sisteminin emiş hattından silindirin içine alınmıştır. Piston şimdi silindirin içindeki soğutucu akışkanın hacmi azaldığından dolayı yukarı doğru hareket etmeye başlar. Bu da soğutucu akışkanın sıkıştırılması ve dolayısıyla basıncının artmaya başlaması anlamına gelir. Silindirin içindeki soğutucu akışkanın basıncı yüksek olduğundan dolayı, emiş valfi kapanır. Krank milinin hareket etmesiyle, piston yukarı doğru hareket edip soğutucu akışkanı sıkıştırmaya devam eder. Soğutucu akışkan daha da sıkıştığında, basıncı artmaya devam eder. Sıkışma işleminin sonunda, basma valfi açılır ve soğutucu akışkan basma hattına veya kondensere gönderilir. Krank milinin dönme hareketinden dolayı, pistonun emme basma hareketi silindir içinde devam eder ve sonunda silindirin içindeki bütün soğutucu akışkanın basma hattına gönderildiği ÜÖN pozisyonuna ulaşır ve basma valfi kapanır. Bundan sonra piston tekrar AÖN pozisyonuna doğru hareket etmeye başlar ve kompresör çalışmaya devam eder.

Pistonun ve silindirin üst konumları arasında biraz boşluk kalır. Bu hacme "boşluk hacmi" adı verilir. Bu hacim aynı zamanda alttaki AÖN pozisyonunda da mevcuttur. Böylece pistonun içinde iki tane piston darbesi olur. Bunlar emme darbesi ve basma darbesidir. Krank milinin her darbesinde silindirin içinde bir emme darbesi ve bir de basma darbesi oluşur. Evaporatör ve kondenser basınçlarına göre pistonlu kompresörlerde verimi etkileyen temel parametreler aşağıda verilmektedir.

a) Süpürme hacmine göre kompresörün kütlesel debisi,
b) Kompresörün harcadığı güç,
c) Kompresörün çıkış sıcaklığı,
d) Kısmi yüklerdeki çalışma performansı,
e) Sıkıştırma oranı.

2. Dönel (paletli) kompresörler

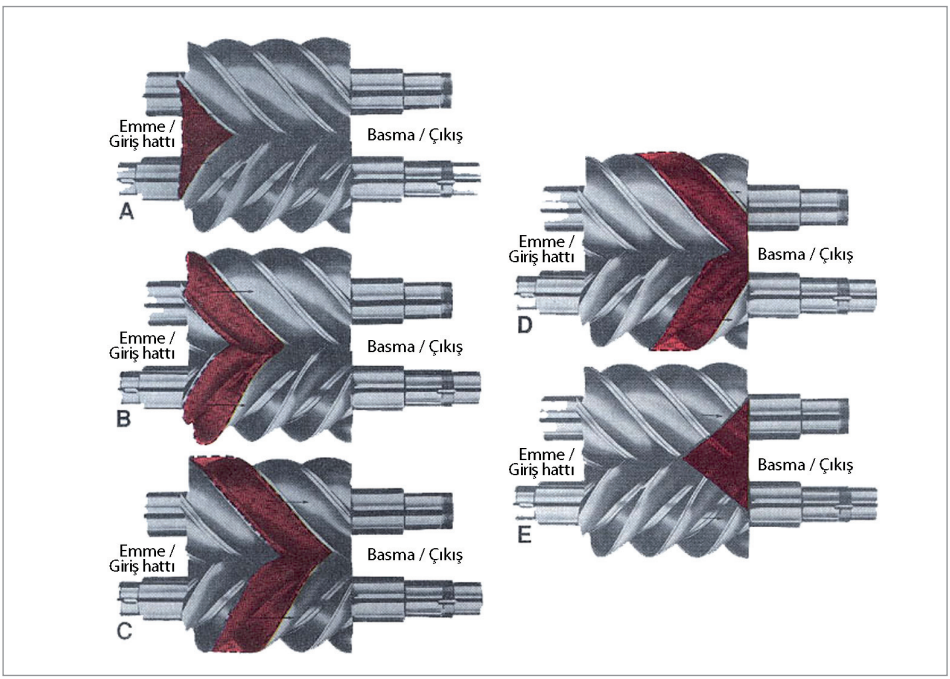
Klima cihazlarında kullanılan kompresör modellerinden biridir. Az yer kaplaması, pistonlu kompresörlere oranla daha az enerji harcaması ve daha sessiz çalışmaları en büyük avantajları olmuştur. Dönel kompresörlerde, silindirin içindeki rotorun dönme hareketiyle soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi gerçekleşir. Rotor bir milin etrafında (merkezin dışında) merkezkaç hareketiyle döner. Böylece silindirin bu kısmı her zaman silindirin iç yüzeyine temas eder. Yayla çalışan kanatçık her zaman rotora sürtünür. İki tane temas noktası silindirin içinde sürekli hacmi değişen iki farklı bölme oluşturur. Rotor dönerken belli bir noktada giriş valfi açılır ve bir miktar soğutucu akışkan, silindir içinde oluşturulan bölmelerden birine emilerek alınır. Silindir dönmeye devam ettikçe, soğutucu akışkanın bulunduğu bölmenin hacmi azalır ve soğutucu akışkan sıkışır. Basma valfi açık hale geldiğinde, yüksek basınçlı soğutucu akışkan basma valfini açılmaya zorlar ve soğutucu akışkan sisteme gönderilir. Soğutucu akışkanı emme ve sıkıştırma işlemi aynı anda olduğu için dönel veya rotary kompresörler çok verimlidir. Şekil 2.19'da dönel (paletli) kompresörlerin sıkıştırma işlemi verilmektedir.



Şekil 2.19 *Dönel (paletli) kompresörlerin sıkıştırma işlemi*

3. Vidalı kompresörler

Vidalı kompresörlerde bir çift sarmal rotor kullanır. Rotorlar döndükçe uçlarındaki interlob boşlukları kapatılarak birbirine geçer. Giriş ucundaki bir interlob alan açıldıkça, soğutucu akışkan içeri doğru emilir. Rotorlar dönmeye devam ettikçe, interlob alan içine alınan soğutucu akışkan rotorların uzunluğu boyunca sıkıştırılır. Sonuçta interlob alanın hacmi azalır ve soğutucu akışkan sıkışır. İnterlob diğer uca (erkek ve dişi) ulaştığında soğutucu akışkan sıkıştırılmış olur. Şekil 2.20'de vidalı kompresörlerin soğutucu akışkanı sıkıştırma işlemi gösterilmektedir.

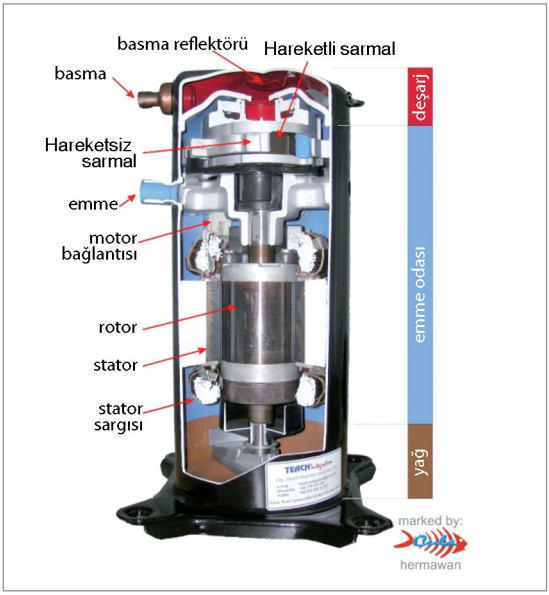


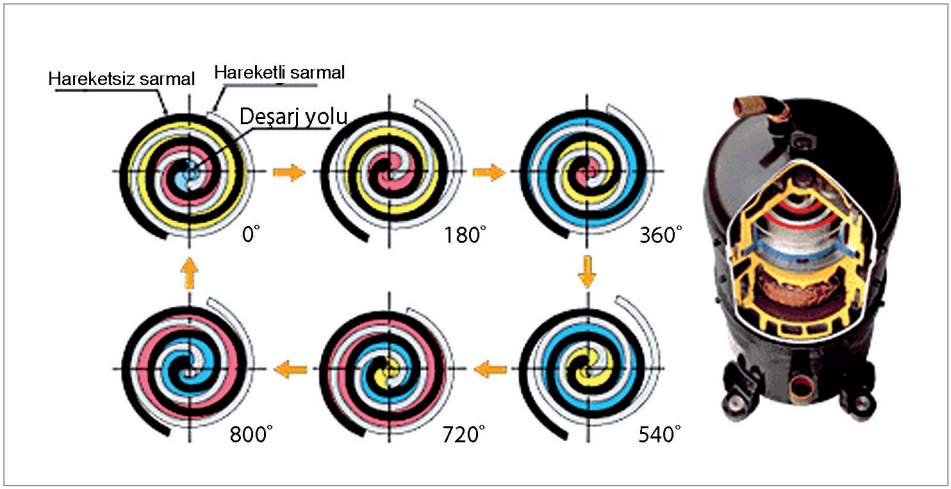
Şekil 2.20 *Vidalı kompresörlerin sıkıştırma işlemi*

4. Sarmal (Scroll) kompresörler

Son yıllarda klima cihazlarında çok sık rastladığımız kompresör modelidir. Sessiz çalışmaları ve düşük enerji sarfiyatları en büyük özellikleridir. Daha çok küçük tip split klima cihazlarında kullanılır. Her biri spiral şeklinde olan iki metal levhadan oluşur. Levhanın biri sabit, diğeri ise dönme hareketi yapar. İki spiral, alın alına dönerken buhar spiralin merkezine doğru sıkıştırılır. Sarmal kompresörler tam ve yarı hermetiktir. Spiral seti, kavrama, motor ve yatakları, silindir şeklinde kaynaklı çelik bir gövde içine yerleştirilmiştir. İklimlendirme ve soğutmada kullanılan sarmal kompresörlerin çoğu dikey konumlandırılmış, spiral çark setleri motor milinin üst ucuna monte edilmiştir. Değişik üreticilerin sarmal kompresörleri arasında yapısal

farklılıklar olmasına rağmen temel özellikleri farklı değildir. Sarmal kompresörlerin korunması basittir ve diğer kompresör tiplerindeki korumadan çok farklı değildir. Sarmal kompresörler; aşırı basınç, aşırı sıcaklık artışı, ters dönme ve kompresöre sıvı yürümesine karşı korunmalıdır. Tam ve kısmi yüklerde verimleri iyidir. Çok az sayıda hareketli parçaları nedeniyle sessiz çalışırlar. Titreşim seviyeleri oldukça düşüktür. Sızdırmazlıkları iyi hareketli parçalar arasında sürtünme seviyesi düşüktür. Hermetik yapıları olduğu için kompresör arızalarının sahada giderilmesi çok zordur. Şekil 2.21'de sarmal kompresörlerin sıkıştırma işlemi gösterilmektedir.

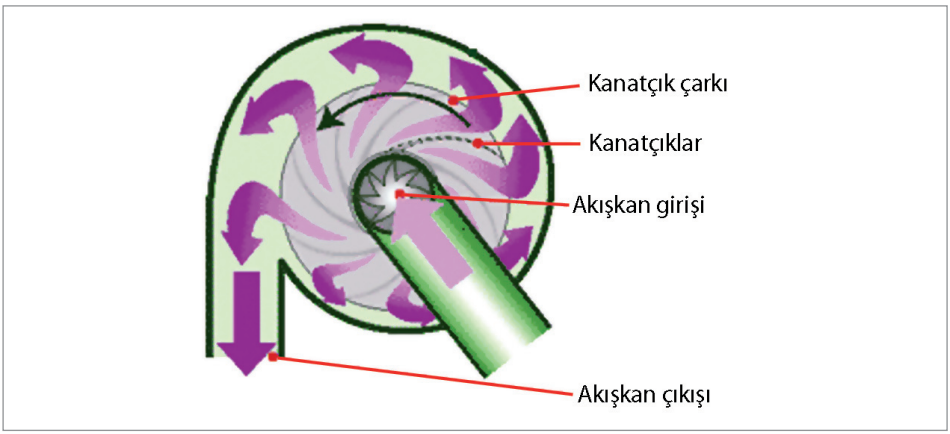




Şekil 2.21 *Sarmal kompresörlerin sıkıştırma işlemi*

5.Santrifüj kompresörler

Santrifüj kompresörler merkezkaç kuvvetini kullanarak sıkıştırma işlemini gerçekleştirir. Buhar yüksek devirde dönen çarkın merkezinden emilir ve merkezkaç kuvvet ile çıkış tarafına atılır. Çarkın dışında salyangoz biçimindeki zarf yardımıyla buhar basınçlı olarak basma tarafına yönlendirilir. Santrifüj kompresörler büyük debideki soğutucu akışkanları düşük basınçlara sıkıştırmaya çok uygundur. Bir çarkın ürettiği sıkıştırma kuvveti küçüktür. Böylece santrifüj kompresörlerde genellikle seri olarak dizilmiş birden fazla çark kullanırlar. Santrifüj kompresörler basit tasarımı ve az sayıda hareketli parçasından dolayı tercih edilirler. Bu kompresörlerin sıkıştırma oranı yüksek değildir, ancak buhar debisi yüksektir. Şekil 2.22'de santrifüj kompresörün sıkıştırma işlemi gösterilmektedir.

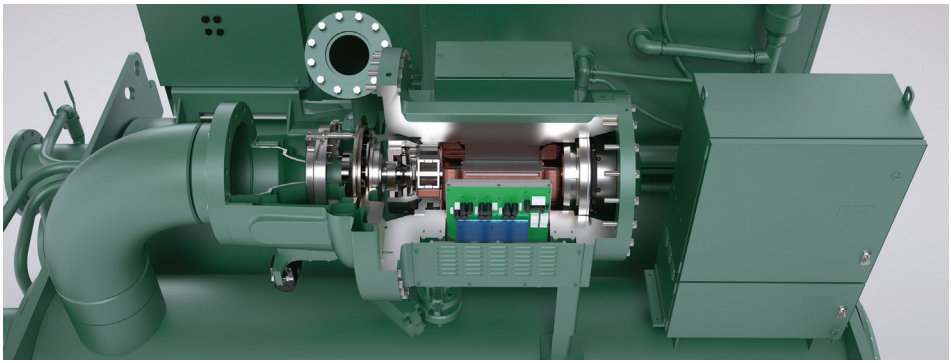


Şekil 2.22 *Merkezkaç kompresörlerin sıkıştırma işlemi*

Manyetik Yataklı Santrifüj Kompresörler

Geleneksel santrifüj kompresörler, belli bir enerji tüketen ve bir yağ ile yağlama sistemine gereksinim duyan makaralı ya da hidrodinamik yataklar kullanmaktadır. Son zamanlarda yağ ile ilgili gereksinimleri ortadan kaldıran ve enerji tüketimini azaltan seramik makaralı yatakların HVAC endüstrisinde kullanılmasına başlanmıştır. Bu tür yataklarda, yağlama işlevini soğutucunun kendisi görmektedir.

Manyetik yatak teknolojisi ise oldukça farklıdır. Dijital olarak kontrol edilen, sürekli mıknatıstan ve elektrik mıknatısından oluşan manyetik yatak sistemi, geleneksel yağlı yatak sisteminin işlevini yerine getirmektedir. Sürtünmesiz olarak hareket eden kompresör mili, kompresörün yegane hareketli parçasıdır. Mıknatıs etkisi ile oluşturulmuş manyetik bir yastık içinde havada dönen mil, eksenel ve radyal manyetik yataklar ile olması gereken pozisyonda tutulmaktadır.



Şekil 2.23 *Manyetik yataklı kompresör*

Yataklara enerji verildiğinde, manyetik mille doğrudan bağlantılı olan motor ve çark yükselir. Bu işlem sırasında, sürekli mıknatıslar asli işi yaparken, elektrikli mıknatıslar ile de hassas bir şekilde konumlama işlevi yerine getirilir. Her bir yataktan gelen dört adet konum sinyali vasıtası ile milin, motorun ve çarkın 0,0005 mm'lik bir tolerans ile istenilen konumda tutulması sağlanır. Bu konumdan bir sapma söz konusu olduğunda, elektrik mıknatıslarının şiddeti ayarlanarak gerekli düzeltme yapılır. Sistemin konumunu kontrol eden yazılım, söz konusu sistemin dengesini bozacak herhangi bir etkiyi telafi edecek şekilde tasarlanmıştır.

Kompresör çalışmaz iken; mil ve mile doğrudan bağlı olarak çalışan motor ve çarktan oluşan sistem (Şekil 2.23) grafit kaplı radyal olarak yerleştirilmiş olan yataklar üzerinde hareketsiz olarak durmaktadır. Rotor, normalde, manyetik yataklar vasıtası ile diğer metalik yüzeyler ile temas etmeyecek şekilde uygun bir pozisyonda tutulur. Manyetik yataklarda bir arıza oluşması durumunda, kompresörde herhangi bir hasarın oluşması yedek grafit yatakların kullanılması ile önlenmiş olur.

Motorun tahrik kısmında bulunan doğru akım hattındaki bağlantıda oluşabilecek dalgalanmaları önlemek amacıyla kondansatörler kullanılmaktadır. Herhangi bir güç kesintisinin hemen ardından, açısal momentumunu kullanarak elektrik enerjisi üretmeye başlayan motor (ters elektromotor kuvveti olarak da bilinir) bir jeneratör olarak çalışmaya başlar ve böylece kondansatörlerin yüklü şekilde kalmasını sağlar. Kondansatörler ise güç kesintisi süresince, sistemi havada tutan mıknatıslanma için gerekli olan gücü sağlayarak rotorun durmasına ve sitemin tekrar hareketsiz hale gelmesine yardımcı olur. Bu özellik sayesinde kompresör, herhangi bir güç kesintisini normal bir kapama işlemi gibi görmektedir.

Geleneksel kompresörlerin kullanıldığı soğutma sistemlerinde yağlama, soğutma sistemlerinin tasarımında önemli bir yere sahiptir. Kompresörlerde manyetik yatakların

kullanılması ile az miktarda bir yağın sadece sızdırmazlık halkaları ve valflerde kullanılmasına gerek kalmakta; dolayısıyla, yağlama sistemi önemini yitirmektedir. Yağ pompalarının, yağ toplama haznelerinin, ısıtıcıların, soğutucuların, yağ ayırıcıların kullanılmaması ve bütün bu yağlama sisteminin varlığı nedeni ile gereken servise ve zamana olan ihtiyacın da ortadan kalkması anlamına gelmektedir. Raporlara göre, birçok uygulamada kompresör bakım maliyetleri % 50'den daha fazla azalma göstermektedir.

Birçok hava soğutmalı ürün direkt genleşmeli (DX) buharlaştırıcılar kullanmaktadırlar. Yağ, soğutma sistemi içinde dolaşmakta ve daha sonra kartere geri dönmektedir. Yağın kompresöre dönüşünü sağlayan tasarım konusunda, özellikle parçanın yük altında olduğu ve soğutucu debisinin düştüğü durumlar için büyük özen gösterilmelidir.

Su soğutmalı chillerlerde ise, çok küçük miktarda bir kompresör yağı bile buharlaştırıcı borularında faydalı yüzey alanının azalmasına ve chiller performansının önemli bir şekilde düşmesine sebep olmaktadır. Performans düşüşünün önlenmesi için, yağın geri alınması karmaşık bir sistem ilavesini gerektirmektedir. Manyetik yataklar sayesinde bütün bu dezavantajlar bertaraf edilebilmektedir.

Manyetik yataklı kompresör; değişken frekans sürücülü (VFD), sürtünmesiz, doğru akım senkron motor içermektedir. Geleneksel indüksiyon motorlarında bulunan stator sarımlarının yerini sürekli mıknatıs işlevi gören rotor almıştır. Redresörden gelen akım ile sarımlar enerji ile yüklenir. Bu sırada herhangi bir çevirici fırçasına gerek duyulmadan stator ve rotor yer değiştirir. Motor ve temel elektronik parçalar kendi içlerinden soğutulduğu için, VFD'nin ve motorun soğutulması için herhangi özel bir sisteme gerek duyulmaz.

Uzun bir geliştirme sürecinden sonra, manyetik yataklı kompresörler; ekonomi, çevre ve enerji verimliliği alanlarında avantajlar sunmaktadır. Bunlar arasında; enerji verimliliği artışı, yağ kullanım zorunluluğunun ortadan kalkması, kompresör ağırlığının, gürültü ile titreşimin önemli ölçüde azaltılmasıdır.

2.3.2 Kondenserler

Soğutma sistemlerinde akışkanın ortama ısı atarak kızgın buhar halindeki akışkanın sıvı hale geçmesini sağlayan elemanlara kondenser adı verilir. Teorik olarak kondenserden atılan ısı evaporatörden çekilen ve kompresörde harcanan enerjilerin toplamına eşittir.

$$Q_{kondenser} = Q_{kompresör} + Q_{evaporatör}$$

Yalnız soğutma amaçlı kullanılan sistemlerde kondenser kapasitesi evaporatörden

daima büyüktür. Kondenser kapasite fazlalığı sistemde kullanılan akışkana, yoğuşma basıncına, evaporatör basıncına ve kompresör tipine göre değişmektedir. Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinde üç farklı tip kondenser kullanılmaktadır;

1) Yoğuşturma akışkanı olarak havanın kullanıldığı hava soğutmalı kondenserler
2) Yoğuşturma akışkanı olarak suyun kullanıldığı su soğutmalı kondenserler
3) Hava ve suyun bir arada kullanıldığı evaporatif kondenserler.

Hava soğutmalı kondenserler

Hava soğutmalı kondenserlerde ısı transferi üç safhadan oluşmaktadır. Bunlar soğutucu akışkanın kızgınlığının alınması, faz değişimi (yoğuşturma) ve sıcaklığın yoğuşma sıcaklığının altına düşürülmesi (subcooling) olarak ifade edilebilir. Kondenser yüzey alanının yaklaşık % 85'i yoğuşturma (kondenserin asıl görevi) işlevine hizmet eder. Kızgınlığının alınması için yaklaşık % 5 ve subcooling için ise harcanan yüzey alanı yaklaşık % 10 olmaktadır. Hava soğutmalı kondenserlerde yoğuşan soğutucu akışkanı kondenserden almak ve depolamak üzere özellikle basınç düşürücü olarak termostatik genleşme valfi (TXV) ve elektronik genleşme valfi (EEV) kullanılan sistemlerde sıvı (likit) tankı ile kullanılması usul haline gelmiştir. Buradaki amaç, kondenser yoğuşma basıncını artırmamak ve kondenserin faydalı alanını sıvı depolaması için harcamamaktır.

Halokarbon akışkanlar için genellikle alüminyum boru/alüminyum kanat, bakır boru/alüminyum kanat, bakır boru/bakır kanat ve bakır veya çelik boru/çelik kanat olmak üzere daha farklı tiplerde kondenserler imal edilirler. Alüminyum alaşımı boru/kanat imalatlara da rastlamak mümkündür. Kullanılan boru çapları 1/4" ile 3/4" arasında değişmektedir. 2,5 m/s hava geçiş hızında bu tip havalı kondenserlerin kanatçık yüzey alanı, 3,5 kW soğutma için 9 ila 14 m^2 arasında değişmektedir. Fan devirleri 900 ile 1400 devir/dak. arasında olmalıdır. Kondenser fanları genellikle aksiyal tip olur, sessiz olması istenen yerlerde radyal tip kullanılabilir. Soğutucu akışkan yoğuşma sıcaklığı ise, hava giriş sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı ortalama 10-20 °C aralığında olmalıdır. Genelde boruların durumu; kanat aralıkları, derinlik (boru sırası) alın alanı gibi dizayn özellikleri, rakım hava debisi ihtiyacını, hava direncini ve dolayısıyla fan büyüklüğü, fan motor gücünü, hatta grubun ses seviyesi ve dolayısıyla maliyetleri de etkileyecektir. Bugünkü kondenser tasarım şekli kızgın buhar akışkanın üstten bir kollektörle birkaç veya daha fazla müstakil devreye girmesi, yoğuştukça yer çekimi kuvveti ile aşağı doğru inmesi ve aşırı soğutma sağlanarak çıkışta bir kolektörden alınması şeklindedir. Hava soğutmalı kondenserler, grup tertip şekline göre; kompresör ile birlikte gruplandırılmış ve kompresörden uzak bir mesafeye konulacak tarzda tertiplenmiş (split kondenser) olmak üzere iki grupta toplanmaktadır. Kondenserden

hava geçişi düşey ve yatay yönde olacak tarzda düzenlenebilir. Diğer yandan, konderser fanı, havayı emici veya itici etkiyle hareketlendirecek şekilde konulabilir. Bir soğutma sisteminin bekleneni verebilmesi, büyük ölçüde yoğuşma basınç ve sıcaklığının belirli sınırlar arasında tutulabilmesiyle mümkündür.

Isı transferi şekline bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme katsayıları ile sıcaklık farkı değişik olmaktadır. Ancak kızgınlığın alınması esnasında ortalama sıcaklık farkının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transferi katsayısı mevcut olmaktadır. Fakat aşırı soğuma sırasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme katsayısı daha fazla olacaktır. Yoğuşma sırasında ise her iki değer de alt-üst seviyelerinin arasında bulunacaktır. Son yıllarda devir konrollü fanların kullanılması ve yüksek ısı iletim katsayıları sağlayan lamellerin geliştirilmesiyle çok daha büyük kapasitelerde hava soğutmalı kondenserler kullanılmaktadır. Şekil 2.24'de çeşitli tipte hava soğutmalı kondenserler gösterilmektedir.

Şekil 2.24 *Hava soğutmalı kondenserler (Friterm A.Ş.)*

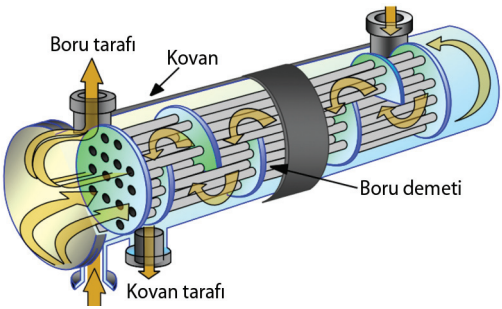
Su Soğutmalı Kondenserler

Su soğutmalı kondenserler bilhassa temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür. Su soğutmalı kondenserlerin tasarımı ve uygulamasında boru malzemesinin ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, su devresinin basınç kaybı, soğutucu akışkanın aşırı soğuma değeri gibi

hususlar göz önünde bulundurulmalıdır. Bakır boru kullanılan kondenserlerde halojen tipli soğutucu akışkanlar için genellikle borunun et kalınlığı azdır. Bakırın ısı geçirgenliği de yüksek olduğu için kondenserin tüm ısı geçirme katsayısına iletimin (kondüksiyonun) etkisi azdır ve bu katsayı daha ziyade dış (soğutucu akışkan tarafı) ve iç yüzeyindeki (su tarafı) taşınım katsayılarının değerine bağlı olur. Bazı durumlarda içden veya dıştan yivli borular kullanılır. Et kalınlığı daha fazla ve ısıl geçirgenliği daha az (demir boru gibi) olan borular kullanıldığında, örneğin amonyak kondenserlerinde, borudaki iletimli ısı geçişi de toplam ısı geçirme katsayısına oldukça etken olur.

Kirlenme katsayısı, kullanılan suyun zamanla su tarafındaki ısı geçiş yüzeylerinde meydana getireceği kalıntıların ısı geçişini azaltıcı etkisi dikkate almak gerekmektedir. Kirlenme katsayını etkileyen faktörler kullanılan suyun, içindeki yabancı maddelerin fiziksel özellikleri, yoğuşma sıcaklığı, belli aralıklarla kondenser borularının temizlenmesi ve kullanılan temizleyici kimyasalların özelliklerine bağlıdır. Özellikle 50 °C'nin üzerindeki yoğuşma sıcaklıkları için kirlenme katsayısı, uygulamanın gerektirdiğinden biraz daha yüksek alınmalıdır. 38 °C'nin altındaki yoğuşma sıcaklıklarında ise bu değer normalin biraz altında alınabilir. Su geçiş hızının düşük olması kirlenmeyi hızlandırır ve 1 m/s'den daha düşük hızlara izin verilmemelidir. Yüzey kalıntıları periyodik olarak temizlenmediği zaman kirlenme olayı gittikçe hızlanacaktır, çünkü ısı geçirme katsayısı zamanla azalacak ve gerekli kondenser kapasitesi ancak daha yüksek yoğuşma sıcaklığında sağlanabilecektir. Bu ise kirlenme olayına sebebiyet verecektir. Artan kirlenme ile su tarafı direncinin artacağı ve bunun sonucu su debisinin azalarak yoğuşma sıcaklığını daha da artıracağı bilinmelidir.

Su soğutmalı kondenserler, genellikle Shell-Tube tip olarak imal edilirler. Bu tip kondenserlerde boruların içinden su geçerken, boruların dış tarafında (gövde içinde) soğutucu akışkan bulunur. Bu tip kondenserler iki aynalı olarak imal edilirler. Kapakların sökülmesiyle mekanik olarak veya kimyasal yıkama ile temizlenebilirler. Bu tip kondenserlerde genellikle içten yivli ve dıştan ise finli bakır borular kullanılır. Amonyak kondenserlerinde ise dikişsiz çelik çekme borular kullanılır. Bu kondenserlerde gövdenin üst tarafındaki bağlantı; kompresör basma hattından gelen buhar fazındaki soğutucu akışkan girişi, gövdenin alt tarafındaki bağlantı ise sıvı çıkış bağlantısıdır. Bu bağlantılar genellikle birbirlerine göre ters taraftadır. Bu tip kondenserlerde gövde içinde boru boyuna bağlı olarak bir veya iki adet perde bulunur. Shell-Tube kondenserlerde akışı yönlendiren ve borulara destek olan yönlendiriciler bulunur. Bu yönlendiriciler 25-30 cm aralıklar ile yerleştirilir. Şekil 2.25'de su soğutmalı Shell & Tube tip kondenser verilmektedir.



Şekil 2.25 *Su soğutmalı shell & tube tip kondenser*

Su soğutmalı kondenserler; boru içindeki su hızına bağlı olarak genellikle iki geçişli veya dört geçişli olarak imal edilirler. Su soğutmalı kondenserlerde boru içindeki su hızının 1 m/s ile 2,6 m/s arasında olması tavsiye edilir. Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak kondenserlerin soğutucu akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur.

Deniz Suyu Soğutmalı Kondenserler

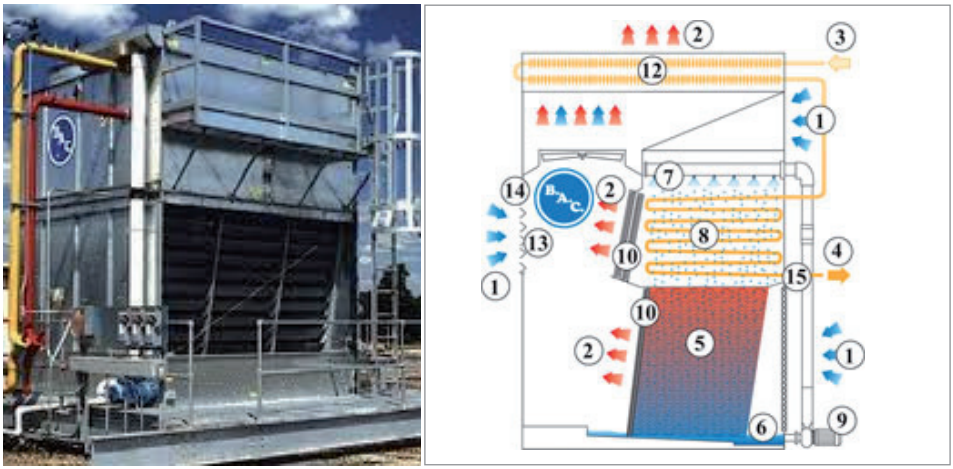
Bu tip kondenserler deniz kenarında kurulu tesislerde veya gemilerin ihtiyacı olan (marine tip) soğutma tesislerinde kullanılırlar. Bu tip kondenserler tasarım şekli açısından su soğutmalı kondenserlere büyük benzerlik göstermekle beraber, kullanılan malzemeler, uygulamadaki farklılık ve marine uygulaması sebebiyle ihtiyaç duyulan bazı tasarım farklılıkları sebebiyle su soğutmalı kondenserlerden ayrılırlar. Bu tip kondenserlerde dikkat edilmesi gereken en önemli husus, deniz suyu sebebiyle meydana gelen elektroliz etkisini ortadan kaldırmaktır. Bu sebeple bu tip kondenserlerde, uygun malzemelerin kullanılması ve kondenserin anot ile teçhiz edilmesi gereklidir. Bu tip kondenserlerde genellikle üzeri koruyucu kaplı gemi sacından veya deniz suyuna dayanıklı paslanmaz çelik malzemeden aynalar ve kapaklar, bakır-nikel alaşımlı özel borular ve çinko anot kullanılır.

Gemilerde kullanılan kondenserlerin (marine tip) tasarımda dikkat edilmesi gereken önemli bir husus vardır. O da, gemilerde seyir esnasındaki dalgalanmaları göz önüne alarak kondensere soğutucu akışkan girişinin üst kısmın orta tarafından yapılması ve bir tarafa likit yığılmasının önlenmesi için, alt taraftaki sıvı çıkış bağlantısının her iki uçta birer adet olmak üzere iki adet yapılması gerektiğidir. Daha sonra bu iki sıvı çıkışı, boru bağlantısı ile orta kısımda birleştirilerek, sıvı hattına devam edilir. Deniz suyu soğutmalı kondenserlerde boru içindeki su hızı 1 m/s ile 2,2 m/s arasındadır.

Evaporatif Kondenserler

Evaporatif kondenserler su ve havayı birlikte kullanarak akışkanın yoğunlaşmasını

sağlayan elemanlardır. Evaporatif tip kondenserler endüstriyel soğutma tesislerinde yoğuşturucu olarak kullanılmaktadır. Evaporatif kondenserlerin kapasitesi, soğutma sistemindeki evaporatörün kapasitesi ve kompresör giriş gücü, kondenser yoğuşma sıcaklığı ve dış ortamın yaş termometre sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Kompresörden gelen kızgın buhar halindeki akışkan (3) no'lu noktadan girer ve (4) no'lu noktadan sıvı olarak çıkması istenir. Kondenser serpantini üzerine su dağıtım nozulları vasıtasıla su püskürtülür ve diğer taraftan fan yardımı ile alınan hava yine kondenser serpantini üzerinden geçirilir. Su buharlaşırken ısı çekerek akışkanın faz değiştirmesine yani sıvı hale geçmesine neden olur. Hava dışarı atılırken damla tutucu sayesinde hava içerisinde su damlacıkları tutulur ve fazla su kaybı önlenmiş olur. Şekil 2.26'da evaporatif kondenser ve elemanları gösterilmektedir.



Şekil 2.26 *Evaporatif kondenser ve elemanları*

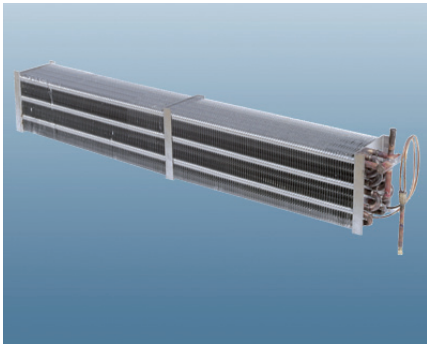
1. Hava girişi
2. Hava çıkışı
3. Kızgın buhar girişi
4. Sıvı çıkışı
5. Islak yüzey
6. Soğuk su haznesi
7. Su dağıtım sistemi
8. Serpantin
9. Su pompası
10. Damla tutucusu
12. Kanatlı serpantin
13. Hava modülasyon giriş damperleri
14. Servo motor
15. Basınç transmitleri

2.3.3 Evaporatörler

Evaporatörler, genleşme elemanında basıncı düşürülen ve düşük sıcaklıklarda buharlaşan akışkanın, ısı çekerek soğutmayı gerçekleştiği elemandır. Diğer bir ifadeyle, evaporatör bir soğutucudur. Evaporatörler kullanım alanı ve uygulamasına göre çeşitli tiplerde dizayn edilmektedir. Kondenserden direkt olarak veya soğutucu akışkan deposundan geçerek genleşme valfinde adyabatik olarak genişletildikten sonra evaporatöre sıvı-buhar karışımı şeklinde giren soğutucu akışkanın girişte büyük bir

kısmı sıvı haldedir. Evaporatör çıkışında ise akışkanın tamamen buhar halde olması istenir. Soğutma işlemi, sıvı haldeki akışkanın evaporatörde buharlaşarak ortamdan ısı çekmesi ile gerçekleşmektedir.

Evaporatörleri, basitçe doğal ve zorlanmış taşınımlı olarak sınıflandırmak mümkündür. Doğal taşınımda soğutucu akışkan, sıcak ve soğuk akışkan arasındaki yoğunluk farkından dolayı hareket eder. Genellikle düşük kapasiteli soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Uygulamada farklı tiplerde doğal taşınımlı evaporatörler mevcuttur. Şekil 2.27'de doğal taşınımlı evaporatör (vitrin soğutucu) gösterilmektedir.



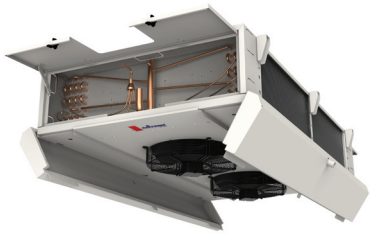
Şekil 2.27 *Vitrin soğutucu*

Zorlanmış taşınımlı evaporatörlerde ise, soğutulan hava bir fan veya bir vantilatör vasıtasıyla soğutulacak ortama basılır. Cebri hava sirkülasyonu evaporatörler daha az ısı geçiş alanı ile daha yüksek kapasiteler sağlayabilmektedir. Uygulamanın durumuna uygun ise daima tercih edilirler. Hava hareketi çoğunlukla aksiyal/pervane tipi bazen de radyal/santrifuj tip (kanalla hava iletimi ve aşırı basınç kaybı mevcutsa) vantilatörlerle sağlanmaktadır. Bu cihazlar soğutucu serpantin (evaporatör) hava vantilatörü ve damlama tavası ile sac dış muhafazadan meydana gelmektedir. Hava vantilatörü, üfleyici ve emici şekilde çalışacak tarzda yerleştirilebilir. Cebri hava hareketi evaporatörleri üç ana grupta toplamak mümkündür;

- Düşük hızlı soğutucular: Hava hızı 1-1,5 m/s arasında,
- Orta hızlı soğutucular: Hava hızı 2,5-4 m/s arasında,
- Yüksek hızlı soğutucular: Hava hızı 4-10 m/s arasında olmaktadır.

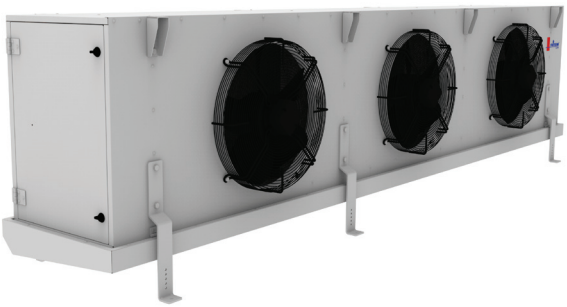
Bu ünitelerin içerisinde, CFC, HCFC, HFC ve karışımları, amonyak, propan, karbondioksit, su, su/glikol karışımı, vb. farklı soğutucu akışkanlar kullanılabilir. Kanatlarda karlanmanın önlenmesi için çeşitli defrost yöntemleri kullanılır. Düşük sıcaklık uygulamalarında evaporatör altındaki su toplama tavası ve tahliye boruları için de defrost uygulaması önerilmektedir. Evaporatörler gaz (genellikle hava), sıvı

(su, salamura, antifriz, metilen glikol, kimyasal akışkanlar, vb.) ve katı (buz, buz paten sahası, katı gıdalar, granül malzemeler, metaller, vb.) haldeki maddeleri soğutmak için kullanılırlar. Uygulamada yapılacak işleme göre çok farklı tipde evaporatör tasarımı yapılmaktadır. Endüstriyel oda soğutucularının bazı tipleri Şekil 2.28'de verilmektedir.



Standart oda soğutucuları tavan tipi oda soğutucuları

Endüstriyel evaporatörler



Şok evaporatörler Su-glikollu evaporatörler

***Şekil 2.28** Farklı tipdeki endüstriyel evaporatörler. (Friterm A.Ş.)*

Endüstriyel soğutma gruplarında evaporatör buharlaşma sıcaklığı ile oda sıcaklığı ve bağıl nem değerlerine göre Eurovent ENV 328'de tanımlanan DT1 şartları Tablo 2.1'de verilmektedir.

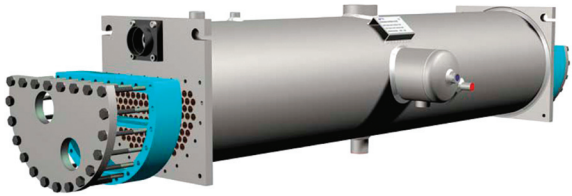
Tablo 2.1 Eurovent ENV 328'de tanımlanan DT1 Şartları

	Oda bağıl nemi (%)	Oda sıcaklığı (°C)	Buharlaşma sıcaklığı (°C)	Sıcaklık Farkı (°C)
SC1	85	10	0	10
SC2	85	0	-8	8
SC3	95	-18	-25	7
SC4	95	-25	-31	6
SC5	95	-34	-40	6

Soğutma gruplarında kullanılan evaporatörleri ise; Shell & Tube ve plakalı tip evaporatörler olarak iki gruba ayırmak mümkündür. Diğer taraftan Shell & Tube tip evaporatörler de kendi içlerinde direkt genleşmeli (DX) ve taşmalı (flooded) olarak ikiye ayrılabilir. Şekil 2.29'da shell ve tube evaporatörlerin yapısı gösterilmektedir.

Direkt Genleşmeli (DX) Evaporatörler

En yaygın olarak kullanılan evaporatör tipidir. Bu tip evaporatörlerde, gövde içinde bulunan bakır boruların içinden soğutucu akışkan geçerken, bakır boruların dış tarafından su veya salamura geçmektedir. Bu tip evaporatörler çift ve tek aynalı olup, genellikle tek aynalılar U-tip bakır boru firkete grubuna, çift aynalılar ise bakır düz boru tipine sahiptir. U-tip bakır boru firkete grupları sökülebilir yapıda oldukları için bakım ve temizlemeye imkan verirler. Gövde tarafı ile boru tarafı arasındaki sızdırmazlık; bakır boruların çelik ayna delikleri makineto denilen özel işlem usulüyle sabitlenir. Bu tip evaporatörlerde bakır boru firkete grubu üzerinde su yönlendirme perdeleri mevcuttur. Bu perdelerin konulmasının amacı, evaporatör gövdesi içinde sirküle eden sıvının türbülanslı bir akış ile hareket etmesi ve maksimum ısı transferinin sağlanmasıdır. Bu tip evaporatörlerde genellikle içten yivli bakır borular kullanılır. Bu evaporatörlerin gövdeleri üzerinde su giriş/çıkış bağlantıları, hava tahliye ve su boşaltma branşmanları ile duyar eleman cepleri bulunur. Bu tip evaporatörler kapasiteye ve tasarıma bağlı olarak 1, 2, 3 ve 4 gaz devreli olarak imal edilmektedirler.



Şekil 2.29 *Shell & tube evaporatörlerin yapısı*

Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak evaporatörlerin soğutucu akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur. Evaporatörler ısı kayıplarına ve terlemeye karşı, çalışma şartlarına bağlı olarak uygun kalınlıkta ve özellikte izolasyon malzemesi ile izolasyonu yapılmalıdır.

Taşmalı (Flooded) Evaporatörler

Soğutma sistemlerinde kullanılan taşmalı evaporatörler daha ziyade yüksek kapasiteler için uygun bir tercihtir. Söz konusu evaporatörler Shell & Tube tipinde imal edilirler. Uygulamada genellikle sıvı haldeki soğutucu akışkan boruların dışında (yani gövde içersinde), soğutulan su veya salamura ise boruların içinde bulunmaktadır. Taşmalı evaporatörler ayrıca gayet büyük hacimli sıvı tutucu separatörlerle teçhiz edilmişlerdir. Bu suretle gövde içinde buharlaşan sıvının, bir şekilde kompresöre yürümesi engellenmiş olmaktadır. Bu işlem evaporatörlerde soğutucu akışkan ile birlikte gelen yağın kompresöre döndürülmesi problemini ön plana çıkarır. Bu nedenle çalışma esnasında bünyesinde yağı birlikte taşımayan akışkanlar için taşmalı evaporatörler tercih edilir. Bu sebeple özellikle amonyak uygulamalarında bu tip evaporatörler kullanılır.

Diğer taraftan özellikle büyük kapasitedeki soğutucu akışkanlı sistemlerde de taşmalı evaporatörler kullanılmaktadır. Ancak bu evaporatörlerde yağın kompresöre döndürülmesi problemi vardır. Zira soğutucu akışkan sıvılarının yoğunluğu yağdan daha fazla olduğu için, yağlar soğutucu akışkan sıvısının üstünde toplanır ve gittikçe boruların seviyesine doğru inerek soğutmayı yavaşlatır. Buna engel olmak için gerekli önlemler alınmalı ve yağın kompresöre dönüşü sağlanmalıdır.

Taşmalı evaporatörlerin üzerinde manometre, hava tahliye vanası, sıvı seviyesini belli eden seviye borusu, sıvı giriş bağlantısı, gaz emiş bağlantısı, yağ tahliye vanası, soğutucu akışkan seviye kontrol sistemi, sıvı emniyet seviyesi kontrol sistemi, donma termostatı ve su giriş-çıkış bağlantıları bulunur.

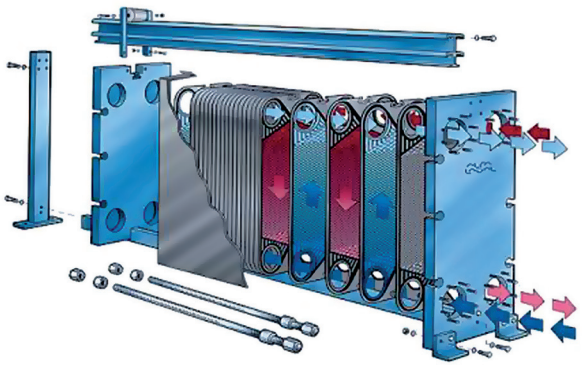
Amonyaklı tip evaporatörlerde normal olarak dikişsiz çelik çekme borular kullanılır. Bu borular çelik aynalara kaynak usulü ile monte edilirler. Halokarbon içeren

akışkanlı evaporatörlerde bakır veya bakır alaşımlı borular kullanılır. Bu borular, aynalara makineto usulü ile tespit edilirler. Evaporatörlerde kullanılan bakır veya bakır alaşımlı borular genellikle dıştan yivli borulardır.

Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak evaporatörlerin soğutucu akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur. Evaporatörler ısı kayıplarına karşı ve daha da önemlisi terlemeye yönelik izolasyon yapılmalıdır.

Plakalı Tip Evaporatörler

Soğutma gruplarında kullanılan evaporatör tiplerinden biri de plakalı tip evaporatörlerdir. Bu tip evaporatörlerin en büyük avantajı eşdeğer kapasitedeki Shell & Tube Tip evaporatörlere göre boyutlarının oldukça küçük olması dolayısıyla cihaz boyutlarının küçülmesi ve fiyat ucuzluğu sağlayabilmesidir. Su-su, su-yağ gibi birçok uygulamada oldukça başarılı olan plakalı eşanjörlerin, soğutucu akışkan-su yani evaporatör uygulamalarında bazı zaafları mevcuttur. Bu tip eşanjörler kaynaklı olarak imal edilirler. Bu sebeple bu eşanjörlerin sökülerek mekanik olarak temizlenmeleri mümkün değildir. Dolayısıyla kullanılacak suyun çok iyi filtre edilmiş ve çökelti oluşturmayacak karakterde olması gereklidir. Ancak birçok tesiste bahsedilen özellikte suyun temin edilememesi sebebiyle çalışmaya başladıktan belli süre sonra kirlenme neticesinde donma olayı ile karşılaşılmaktadır. Bunun neticesinde ise gaz devresine su karışarak kompresöre, kondensere su yürümekte ve büyük hasarlara sebep olabilmektedir. Şekil 2.30 Plakalı tip evaporatör gösterilmektedir.



Şekil 2.30 *Plakalı tip evaporatör*

2.3.4 Basınç Düşürücüler

Genleşme elemanın temel görevi kondenserden gelen sıvı haldeki yüksek basınçtaki soğutucu akışkanın basıncını evaporatör basıncına düşürmektedir. Genleşme valfi,

soğutma sisteminin yük gereksinimine göre, soğutucu akışkanın akışını başlatan, durduran ve modüle eden soğutma kontrol ekipmanlarıdır. Genleşme valflerinden verimli şekilde faydalanabilmek için, sistem yabancı maddelerden, aşırı nemden ve korozyondan korunmalıdır. Valfi bu gibi etkilerden korumak için sisteme, pislik tutucu, filtre veya kurutucu eklenmelidir. Uygulamada çok farklı tiplerde basınç düşürücü kullanılmaktadır.

2.3.4.1. Kılcal Boru

Evaporatör yük değişiminin olmadığı küçük kapasiteli soğutma sistemlerinde basınç düşürücü olarak kullanılırlar. Evaporatör yük değişimlerine cevap veremez ve kızgınlık ayarları yoktur. Kılcal boru ucuz, hareketli parçası olmadığı için arıza yapma riski çok az olan bir genleşme elemanıdır. Kılcal borulu sistemlerde kompresör durduğu zaman yüksek basınç bölgesinden alçak basınç bölgesine akış devam edeceği için sistemdeki basınç belli bir süre içerisinde aynı değerlere ulaşabilir. Bu da kompresörün ilk kalkış anında daha az enerji harcamasına neden olur. Durma ve kalma arasındaki zaman kısa ise bu işlem çok önemli bir avantaj sayılmaz.

Kondenser ve evaporatör arasına konan; iç çapı ve uzunluğu sistemin kapasitesi, kullanılan akışkan, kondenser yoğunlaşma sıcaklığı ve evaporatör buharlaşma sıcaklığına göre belirlenen çok küçük çaplı genellikle bakır bir borudur. Kılcal boru olarak ifade edilmesi boru çaplarının çok küçük olmasındandır. Kılcal borular için kritik (doğru şarj miktarı) şarj çok önemlidir. Kılcal borulu sistemlerde akışkan şarj miktarı iyi belirlenmeli şarj miktarı belirlenen değerlerde olmalıdır. Aşırı şarj kompresöre sıvı yürümesine neden olur. Sıvı olarak kartere dönen akışkan yağ ile karışabilir ve yağlama yağının özelliğinin kaybolmasına neden olabilir. Bunun sonucu kompresörün zarar görme olasılığı artmış olur. Şekil 2.31 Kılcal boru gösterilmektedir.

Şekil 2.31 *Kılcal boru*

Basınç düşürücü olarak kılcal boru kullanılan soğutma sistemlerinde yardımcı eleman kullanılması en aza indirilmelidir. Özellikle sıvı tankı kullanılmamalıdır. Boru hatları mümkün olduğu kadar kısa olmalıdır. Kılcal borulu sistemlerde en

iyi verim kondenser ile evaporatör bağlantılarının direkt yapıldığı uygulamalardır. Yani kılcal borulu sistemlerde sıvı hattı kullanılmamalıdır. Eğer iki eleman arası çok uzak, sıvı hattı kullanılması zorunluluğu varsa diğer basınç düşürücü elemanlar kullanılmalıdır.

Kılcal borulu sistemlerde sistem denge noktasının oluşturulması çok kolay olmamaktadır. Kılcal borulu sistemlerde kompresörün pompaladığı akışkan debisi ile kılcal borunun taşıyacağı akışkan debisi eşit olmalıdır. Kompresörün gönderdiği akışkan miktarı ile kılcal borunun taşıyacağı akışkan miktarı birbirine eşit olmazsa, sistem çalışma şartları tasarım şartlarına göre oluşmayacaktır. Eğer kılcal boyu normalden uzun veya dar seçilirse karşı direnç daha fazla oluşacağından kılcal borudan geçen akışkan miktarı kompresörün pompaladığı akışkan miktarından daha az olacaktır. Bunun sonucu evaporatöre giden akışkan miktarı azalacak ve evaporatör basıncı düşecektir. Aynı anda evaporatöre gönderilemeyen fazla akışkan kondenserin alt kısmında birikerek kondenser basıncının artmasına neden olacaktır. Bu işlem kondenser ile evaporatör arasındaki basınç farkının artmasına, dolayısıyla kılcal borudan geçen akışkan miktarının artmasına neden olacaktır.

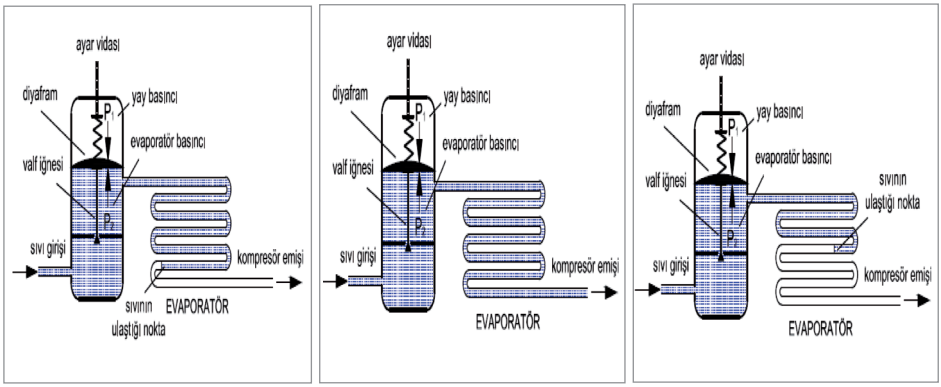
Sonuçta gerçek çalışma şartları tasarım şartlarında gerçekleşmeyecektir. Gerçek çalışma şartlarında, kondenser basıncı tasarım şartlarından fazla ve evaporatör basıncı da düşük olacaktır. Bu da sistemin istenilen değerlerde çalışmamasına ve sistem kapasitesinin düşmesine neden olacaktır. Diğer taraftan eğer kılcal boru boyu kısa veya çapı büyük seçilirse, kılcal boruda karşı direnç daha az oluşacağından evaporatöre aşırı miktarda akışkan girmesine neden olacaktır. Sonuç olarak evaporatöre sıvı halinde akışkan girişi, kompresöre sıvı yürümesi riskine yol açarken en olumsuzu ise evaporatörde tasarım basınç ve sıcaklık şartlarına ulaşılamayacağından istenilen sıcaklık değerleri elde edilemeyecektir.

Kılcal boru girişleri, tıkanma ve donma ihtimali (eğer sistemde nem varsa) olan en hassas noktalardır. Bu yüzden genellikle kılcal borudan önce filtre kullanılır veya kılcal boru filtre ile imal edilir. Bu yüzden kılcal borunun iç çaplanın biraz büyük seçilerek kılcal borunun aynı basıç değerlerini karşılayacak değerde uzatılması, tıkanma problemlerinin azaltılması açısından uygun sonuçlar vermektedir.

2.3.4.2. Otomatik Genleşme Valfi

Evaporatör yük değişiminin çok az olduğu küçük ve orta kapasiteli soğutma sistemlerinde basınç düşürücü olarak kullanılır. Kılcal borulu sistemler ile termostatik genleşme valfleri arası uygulamalarda da kullanılmaktadır. Kılcal boruya göre farklılığı, farklı soğutma yükleri oluşduğu zaman elle evaporatör buharlaşma sıcak-

lığının ayarlanabilmesidir. Termostatik genleşme valflerinde olduğu gibi değişen yüklere göre sistem kendi kendini kontrol edemez yani kızgınlık ayarı yapılamaz. Geçmişde çok fazla basınç düşürücü olarak kullanılan otomatik genleşme valfleri günümüzde pek kullanılmamaktadırlar. Fakat soğutma sistemlerinde farklı amaçlar için otomatik genleşme valfleri kullanılmaktadır. Şekil 2.32 otomatik genleşme vanasının evaporatördeki değişik yükler için çalışma şartları gösterilmektedir.

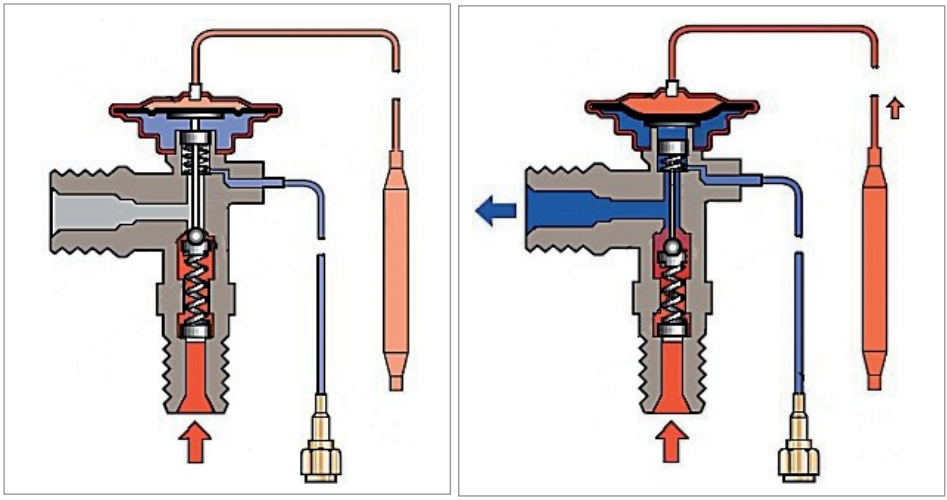


a) Yük normal *b) Yük az* *c) Yük fazla*

Şekil 2.32 *Otomatik genleşme vanasının evaporatördeki değişik yükler için çalışma şartları*

2.3.4.3. Termostatik Genleşme Valfi

Evaporatör yük değişimlerine göre evaporatöre soğutucu akışkan giriş miktarını hassas bir şekilde ayarlayan ve kontrol eden genleşme elemanlarıdır. Kızkınlık değerine göre evaporatöre gerekli miktarda akışkan beslemesi yaparlar. Bu yüzden evaporatörde yük azaltığı zaman genleşme vanası kapanma eğilimi göstereceğinden, geri kalan akışkan kondenserin alt kısmında birikerek kondenserin basıncını artıracak ve kullanım yüzey alanını düşürecektir. Sonuçta kondenser verimi düşecek ve soğutma kapasitesi azalacaktır. Bunun engellenmesi için özellikle TXV'li sistemlerde sıvı tankı kullanılması çok önemlidir. Duyarganın ortamdan etkilenmemesi için iyi yalıtılmalı ve evaporatör çıkışında uygun yere bağlanmalıdır. Şekil 2.33'de termostatik genleşme valfinin açık ve kapalı konumu gösterilmektedir.



a) Valf iğnesi kapalı *b) Valf iğnesi açık*

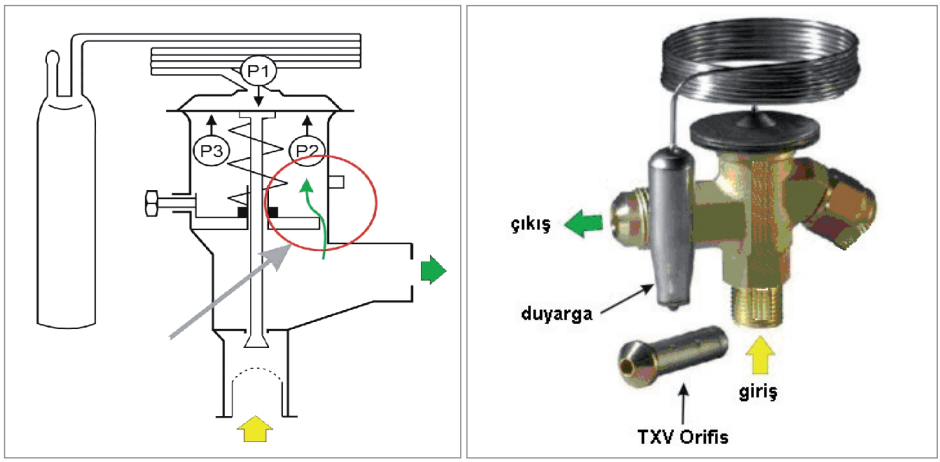
***Şekil 2.33** TXV nin kapalı ve açık konumu*

Termostatik genleşme valfleri; termostatik eleman, orifis ve valf gövdesi olmak üzere temelde üç ana kısımdan oluşur. Termostatik genleşme valfleri, termostatik elemanın şarjına göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir;

- **Aynı gaz şarjlı:** Bu tip termostatik eleman içindeki gaz sarjı, buhar fazındaki soğutucu akışkan miktarı ile sınırlıdır. Gaz şarjlı termostatik elemanlarda kullanılan akışkanın cinsi, soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan ile aynıdır.
- **Aynı sıvı şarjlı:** Duyargada kullanılan soğutucu akışkanın cinsi ile soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan aynı olmakla beraber, akışkan tüm çalışma sıcaklıklarında sıvı halde bulunur. Sıvı şarjlı duyargaların evaporatör buharlaşma sıcaklığı yüksek olan klima uygulamarında kullanılmaları uygun olmakta, düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaları önerilmemektedir.
- **Farklı sıvı şarjlı:** Bu tip termostatik elemanlarda kullanılan akışkan, soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan ile aynı değildir. Kızgınlık karakteristiği de, aynı gaz şarjlı ve sıvı şarjlı tip duyargalardan farklıdır. Genellikle 0 °C'nin altındaki sıcaklıklarda kullanılmaktadır.
- **Farklı gaz şarjlı:** Duyargada kullanılan akışkan soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan ile aynı değildir. Farklı sıvı şarjlı valflerle aynı gaz şarjlı valflerin işlevini bir arada yapmaktadır.

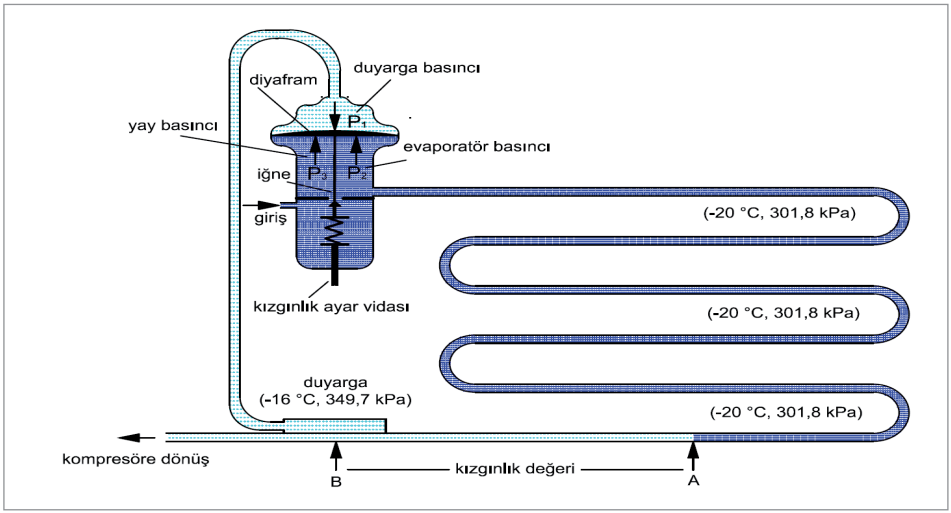
Temelde soğutma sistemlerinde sistemin kapasitesine göre iç dengelemeli ve dış dengelemeli olmak üzere iki farklı genleşme valfi kullanılır.

İçten Dengelemeli Termostatik Genleşme Valfi: Evaporatör yük değişiminin olduğu ve evaporatör basınç kayıplarının az olduğu soğutma uygulamalarında içten dengelemeli termostatik genleşme valfleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 2.34 içten dengelemeli termostatik genleşme valfi ve detay resmi gösterilmektedir.



***Şekil 2.34** İçten dengelemeli termostatik genleşme valfi ve detay resmi*

Şekil 2.35'te görülen R-404A kullanılan bir buhar sıkıştırmalı soğutma sistemindeki içten dengelemeli termostatik genleşme valfinde; duyarga basıncı (P_1), valfin açılması, evaporatör basıncı (P_2) ve yay basıncı (P_3), valfin kapatılması yönünde basınç oluşturmaktadır. Evaporatör kızgınlık değeri duyarga sıcaklığından evaporatör buharlaşma sıcaklığının çıkarılması ile bulunur. Burada sistemde kullanılan akışkan ile duyarga içerisinde kullanılan akışkanın aynı olduğu kabul edilmiştir.



***Şekil 2.35** R-404A kullanılan iç dengelemeli termostatik genleşme valfi ve çalışma değerleri*

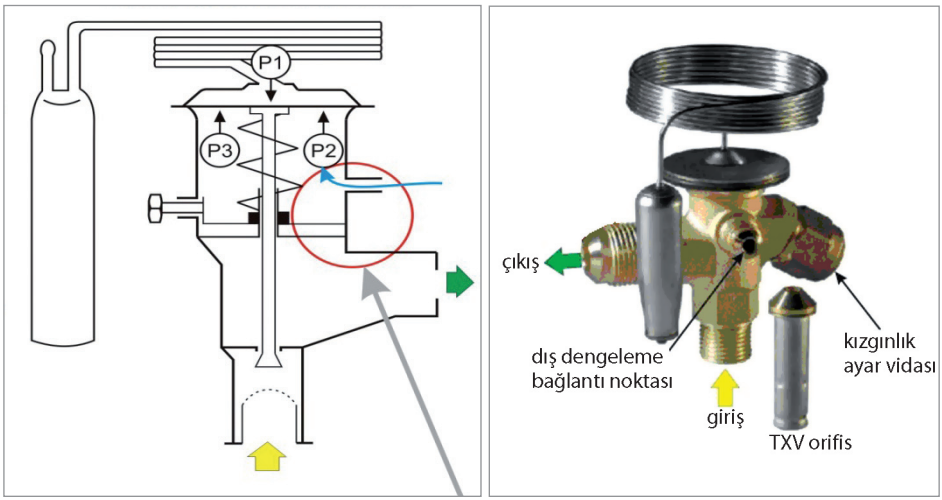
Evaporatör buharlaşma sıcaklığı ve basıncı -20 °C ve 301,8 kPa ve duyarga sıcaklığı ve basıncı -16 °C ve 349,7 kPa ise evaporatör kızgınlığı (-16)-(-20) = 4 °C bulunur. Bu durumda genleşme valfindeki basınç değerleri $P_1=P_2+P_3$ olması gerekir. $P_1=P_2+P_3$ eşitliğinden yay basıncı P_3=47,9 kPa olacaktır. Normal çalışma şartlarında 4 °C kızgınlık değerinin elde edilebilmesi için yay basıncı 47,9 kPa değerine ayarlanmalıdır. Bu durumda normal kızgınlık değeri için 349,7=301,8+47,9 eşitliği sağlanmış olur. Soğutma sistemleri çevresel şartlara ve evaporatör yük değişimlerine göre dinamik bir yapıya sahip olduğu için sürekli 4 °C kızgınlık değerini yakalamak mümkün değildir. Şekil 2.36'te kızgınlık değerlerinin karşılaştırılması verilmektedir.

Şekil 2.36 *Kızgınlık değerlerinin karşılaştırılması*

Eğer evaporatörde yük artar ve buharlaşma A noktasından önce biter ise kızgınlık değeri artacaktır. Bu durumda duyarga basıncı, evaporatör basıncı ile yay basıncının toplamından daha büyük olacaktır ($P_1>P_2+P_3$). Bunun sonucu duyarga diyaframa daha fazla basınç uygulayarak iğneyi aşağıya doğru itecek ve evaporatöre daha fazla akışkan girmesini sağlayacaktır.

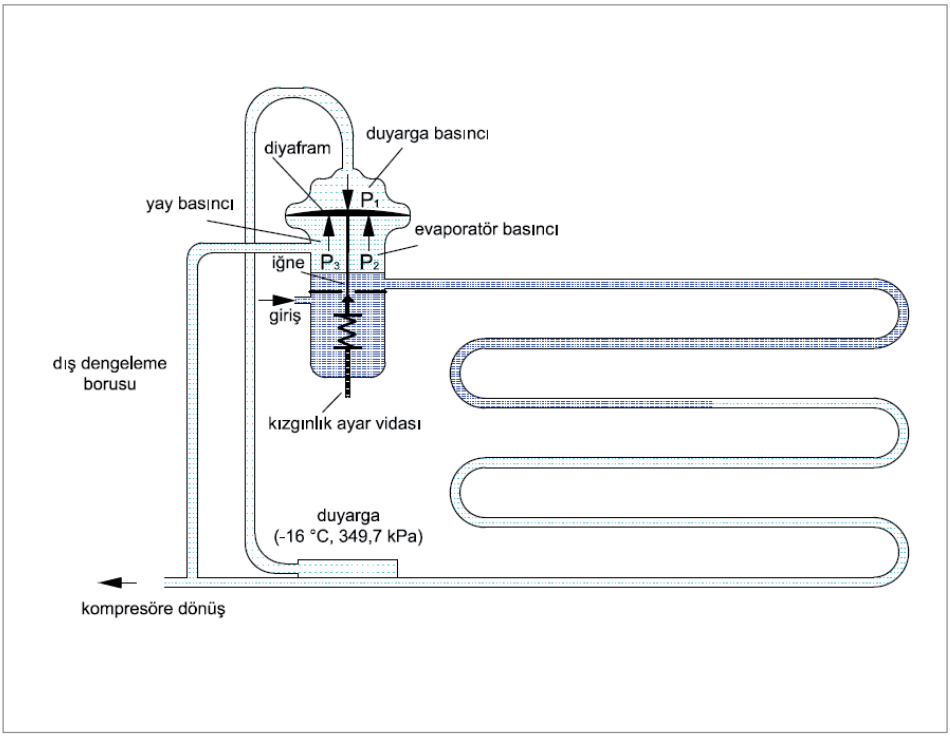
Evaporatöre akışkan fazla girince buharlaşma (A) noktasından sonra devam edecek ve kızgınlık değeri azalacaktır. Buna bağlı olarak duyarganın sıcaklığı azalmış olacak ve diyaframa uyguladığı basınç düşecektir. Bu durumda duyarga basıncı, evaporatör basıncı ile yay basıncının toplamından daha küçük olacaktır ($P_1<P_2+P_3$). Sonuçta iğne yukarı doğru kapama yönünde hareket ederek evaporatöre daha az akışkan girmesine neden olacaktır. Sistemin sürekli 4 °C kızgınlık değerine yakın değerlerde çalışmasını sağlayarak hem kompresöre sıvı yürümesini önleyecek, hem de evaporatörün bütün yüzeyini kullanarak evaporatör veriminin düşmesini önleyecektir. Genellikle seri üretimlerde aynı uygulamalar için iç dengelemeli TXV'lerin kızgınlık ayarları imalat esnasında yapılır. Bu tür genleşme valfleri için yay basıncı sabit olduğundan ayrıca yay ayar vidaları yoktur. Evaporatör giriş ve çıkışı arasındaki fark çok fazla ise içten dengelemeli TXV yerine dıştan dengelemeli TXV kullanılması önerilir.

Dıştan Dengelemeli Genleşme Valfi: Büyük kapasiteli mekanik sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde evaporatör kapasitesi büyük olacağından evaporatör giriş ve çıkışı arasındaki basınç kayıpları çok fazla olmaktadır. Evaporatördeki basınç kayıplarının çok fazla olması, içten dengelemeli termostatik genleşme valfinin yetersiz kalmasına ve evaporatör kapasitesinin düşmesine neden olur. Uygulamada bu tür olumsuzlukların önlenmesi için dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfleri kullanılır. Basınç kayıpları ortalama klima uygulamalarında 1,7 °C, soğutma uygulamalarında 1,1 °C, düşük sıcaklık uygulamalarında 0,6 °C ve çok daha düşük sıcaklık uygulamalarında ise bu değerler daha da düşmekte, dıştan dengeleme TXV yerine daha farklı genleşme valfleri kullanılmaktadır. Genel olarak distribütör kullanılan ve basnç kaybı 13,8 kPa üzerinde olan evaporatörler için dıştan dengelemeli genleşme valfi kullanılmasıönerilmektedir. Dıştan dengelemeli termostatik genleşme valflerinde evaporatör basıncı, evaporatör çıkışından alınır. Şekil 2.37'da dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfi ve detay resmi gösterilmektedir.



Şekil 2.37 *Dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfi ve detay resmi*

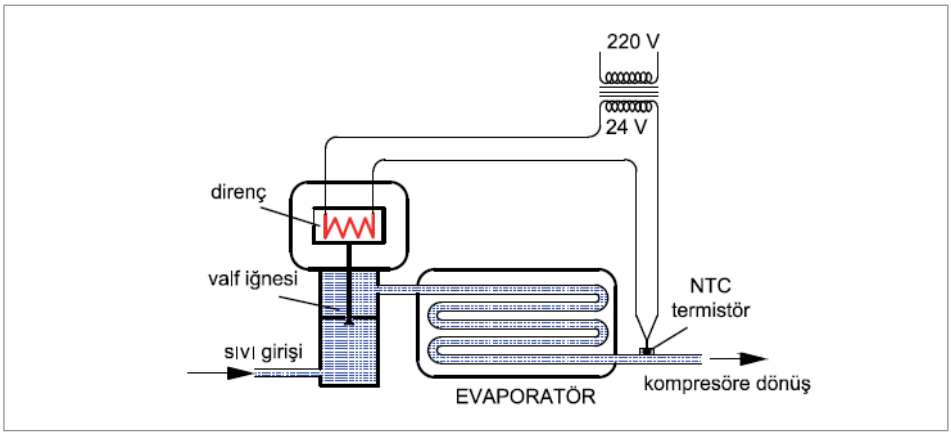
Dıştan dengelemeli TXV'lerde ise evaporatör basıncı evaporatör çıkışında duyarga bağlantı noktasının yaklaşık 10-15 cm ilerisinden alınarak diyaframın alt noktasına boru bağlantısı ile ulaştırılır.



Şekil 2.38 *Dıştan dengelemeli TXV ve dış dengeleme borusu bağlantısı*

2.3.4.4. Termal Genleşme Valfi:

Termal genleşme valfleri temel mantık olarak içten dengelemeli termostatik genleşme vanaları gibi çalışmaktadır. Termal genleşme valfi diyafram üzerine yerleştirilmiş rezistansın üzerinde oluşan voltaj değerine göre çalışmaktadır. Voltaj değeri arttığı zaman, rezistans daha fazla ısınmakta ve valfi daha fazla açmaktadır. Voltaj değeri azaldığı zaman ısınma azalmakta ve valf kapanmaktır. Voltaj değeri ise evaporatör çıkışına konan negatif etkili termistör tarafından kızgınlık değerine göre kontrol edilmektedir. Bu işlem Şekil 2.39'de gösterilmektedir.



Şekil 2.39 *Termal genleşme valfi ve valf çalışma şeması*

Negatif etkili termistörlerin sıcaklığı arttığı zaman direnci azalır, sıcaklığı düştüğü zaman ise direnci artar. Bu negatif etkili termistörün kendi özelliğinden kaynaklanan bir durumdur. Termistor termal genleşme valfindeki rezistans ile seri bağlıdır. Evaporatör çıkışına bağlı olan negatif etkili termistör ısındığı zaman direnci azalır. Buna karşılık rezistansın direnci artacağından dolayı diyafram üzerine uygulanan basınç artar. Evaporatöre gelen akışkan fazla olacağından evaporatör çıkışındaki termistör daha fazla soğuyacaktır. Soğuyan termistörün direnci artacağından rezistansın direnci birinci durumun aksine azalacaktır. Sonuçta diyafram açma iğnesi üzerindeki basınç azaldığı için kapama yönünde hareket ederek evaporatöre akışkan girişini azaltarak sistem kızgınlık değerine göre akışı kontrol edecektir. Termal genleşme valfleri

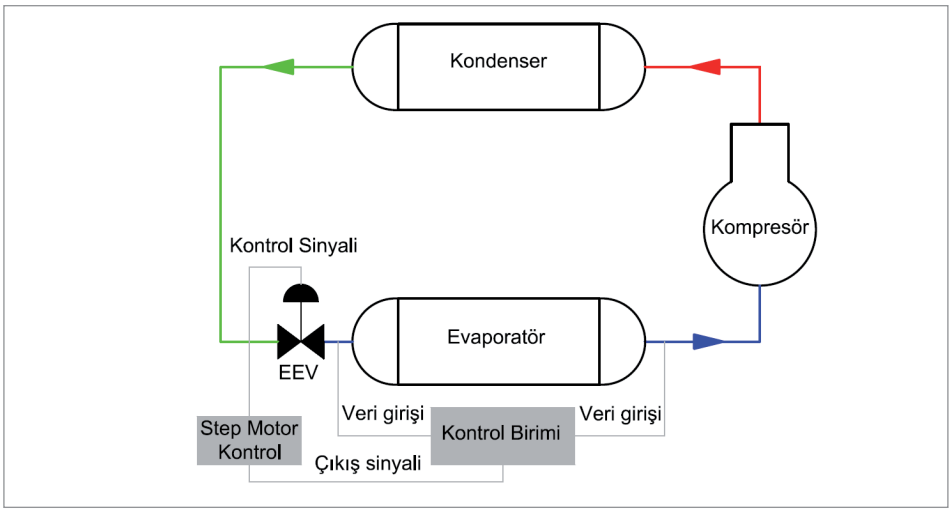
uygulamada çok fazla kullanım alanı bulamamıştır. Özellikle elektronik genleşme valflerinin kullanılmaya başlamasıyla kullanım alanı iyice azalmıştır.

2.3.4.5. Elektronik Genleşme Valfi (EGV)

Elektronik genleşme valfleri; günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Su soğutma grupları ve soğutucu akışkan debisinin sürekli değiştiği; değişken debili (VRF/VRV) sistemlerde evaporatörün yeterli miktarda soğutucu akışkan ile beslenebilmesi açısından EGV çok önemlidir. Bu sistemlerde elektronik genleşme valfleri, termostatik genleşme valflerinden daha verimli çalışmaktadır. EGV'de kontrol, evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın kızgınlık değerine göre yapılır. Elektronik genleşme valflerini ısı-motor kontrollü, elektromanyetik modülasyonlu, pulse (darbe) modulasyonlu (on-off) ve step (adım) motor kontrollü olmak üzere dört grup altında sınıflandırabiliriz. Şekil 2.40'ta çeşitli tip elektronik genleşme valf gösterilmektedir.

Şekil 2.40 *Elektronik genleşme valfleri*

Bilindiği gibi uygulamalarda kızgınlık değeri hesabı için iki yöntem kullanılmaktadır. En çok bilineni evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı ölçülerek, aynı bölgedeki soğutucu akışkan basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı farkı alınarak bulunur. Diğer yöntemde ise, evaporatördeki basınç düşümü ihmal edilerek akışkanın evaporatör giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı kızgınlık olarak alınır. Şekil 2.41'de step (adım) motor kontrollü EGV valfinin çalışma prensibi devre şeması verilmektedir.



Şekil 2.41 *Step (adım) motor kontrollü EGV valfinin çalışma prensibi*

Uygulamada yaygın olarak kullanılan step motor kontrollü EGV'lerde, kızgınlık değerini ayarlanan değerde tutabilmek için kontrol biriminden gelen sinyal değerine göre motor mili aşağı veya yukarı doğru hareket ettirilir. Motor mili aşağı hareket ederse vanadan geçen soğutucu akışkan miktarı azaltılmakta (kızgınlık artar), yukarı hareketinde ise vanadan geçen soğutucu akışkan miktarı artmaktadır (kızgınlık azalır). Özetlenirse; ölçülen kızgınlık değerine göre step motora ilgili hareketi yapması için sinyal gönderilir. Kontrol birimi evaporatör çıkışındaki gerçek kızgınlık değeri ile istenen değer arasındaki farka göre step motora açılma ya da kapanma sinyali göndermektedir. Bilindiği gibi kızgınlık arttıkça genleşme vanasının açılarak daha fazla soğutucu akışkan göndermesi, kızgınlık azaldığı durumda ise genleşme elemanının kapanması gerekmektedir.

2.4 YARDIMCI ELEMANLAR

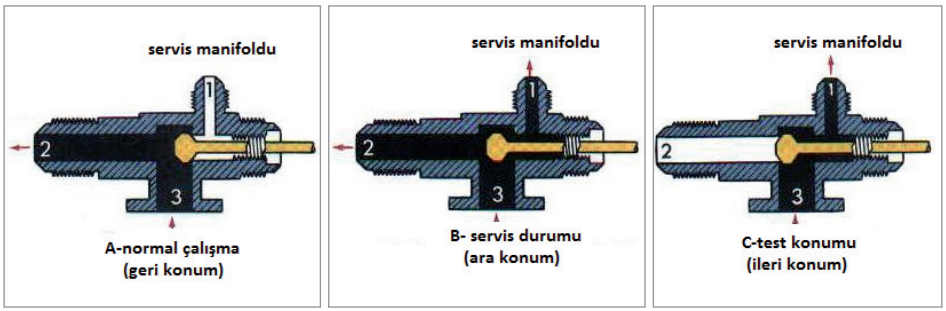
Soğutma sistemlerinde temel ana elemanların yanında farklı amaçlar için sistemin kapasitesi ve özelliklerine göre çok farklı sayıda yardımcı elemanlar kullanılmaktadır. Yardımcı elemanların temel görevleri aşağıda verilmektedir.

- Sistemin uzun ömürlü, emniyetli ve verimli çalışmasını sağlamak,
- Sistemin arıza yapmasını azaltmak veya önlemek,
- Servis-bakım-tamir esnasında kolaylık sağlamak,
- Normal çalışma esnasında oluşabilecek ses ve gürültü problemlerini azaltmak,
- Soğutucu akışkanın ve yağlama yağının temiz tutulmasını sağlamaktır.

Mekanik sıkıştırmalı soğutma çevriminde en çok karşılaşabileceğimiz yardımcı elemanlar ve işlevleri kısaca verilmiştir.

2.4.1 Servis Valfleri

Soğutma sistemlerinde akış kontrol ve servis için gerekli önemli elemandır. Servis vanası kompresör giriş ve çıkışına ayrıca sıvı hattı veya sıvı tankı üzerine konabilir. Servis vanası geri konum, ara konum ve ileri konum olmak üzere üç farklı konumda olabilir. (A) konumu sistemin normal çalışma durumunu göstermektedir. (B) konumu ise sistem çalışırken servis vanasına şarj manifoldu bağlanabilir ve sistemden basınç ve sıcaklık gibi değerler okunabilir ve sistem şarj veya deşarj edilebilir. (C) konumunda ise sistem çalıştırılmamalıdır. Ancak test veya ayar için kullanılmalıdır. Mesela alçak ve yüksek basınç otomatiklerin istenilen değerde devreyi kesip kesmediği, servis vanası ileri konuma getirilerek kontrol edilebilir. Şekil 2.42'de servis vanalarının çalışma konumları gösterilmektedir.



Şekil 2.42 *Servis valflerinin çalışma konumları*

2.4.2 Titreşim Giderici

Soğutma sistemlerinde kompresörde sıkıştırma esnasında oluşan titreşimler, borulara ve borularla sistem elemanlarına taşınır. Kompresörde oluşan titreşimler; sistemdeki borular ve kullanılan sistem elemanları üzerinde aşırı gerilmeler oluşturmaktadır. Ayrıca boruların kaynaklı veya rakorlu bağlantı noktalarında zararlar oluşmasına neden olur. Bu titreşimlerin soğutma sistemlerindeki olumsuzluklarını önlemek için kompresör çıkış ve emişine titreşimi absorbe eden esnek elemanlar yerleştirilir. Şekil 2.43'de titreşim alıcılar verilmektedir.

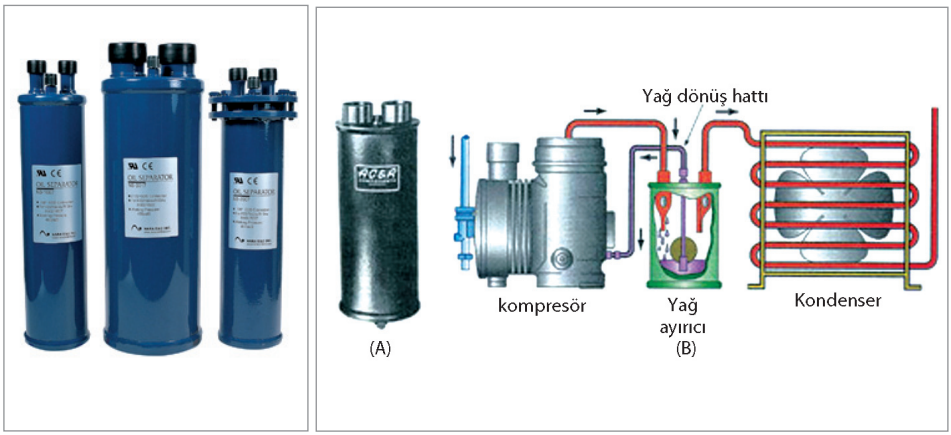
Şekil 2.43 *Titreşim gidericiler*

2.4.3 Yağ Ayırıcılar

Soğutma kompresörlerinde gürültü, sürtünme, aşınma ve ısınma problemlerini azaltmak için kompresörlerde yağlama yağı kullanılmaktadır. Kompresörlerin yağlanması; karterindeki yağın, kompresörün yağlanması gereken mekanizmalarında dolaştırılması

ile gerçekleştirirlir. Sıkıştırma esnasında akışkanla birlikte bir miktar yağ sisteme gönderilmektedir. Sisteme giden bu yağ çok fazla değilse çok fazla olumsuzluk yaratmaz. Ancak fazla miktarda yağın akışkanla birlikte sisteme karışması, sistem elemanları (kondenser, evaporatör, filtre vb.) üzerinde olumsuz etki yapar. Bunların başında kompresörde yağ seviyesinin düşmesi, kompresörlerde gürültü, sürtünme, aşınma, ısınma problemlerine ve hatta arızalara neden olabilir. Ayrıca düşük sıcaklık ortamı olan evaporatörde film tabakası oluşturarak ısı alış verişi olumsuz yönde etkilenir. Özellikle düşük sıcaklık uygulamalarında bu durum çok daha fazla önem kazanmaktadır. Bu tür olumsuzlukların azaltılması için sistemde yağ ayırıcı kullanılmalıdır.

Kompresör tarafından sıkıştırılan kızgın buhar halindeki akışkan içerisinde az miktarda da olsa yağlama yağı bulunur. Bu yağ ve buhar karışımı basma hattından geçerek yağ ayırıcına gelir. Yağ ayırıcısında bu karışımın hızı düşürülerek yağın akışkandan ayrışması sağlanır. Burada oluşan büyük yağ partikülleri yağ ayırıcısının alt kısmında toplanır. Yağ ayırıcısının altında toplanan yağ belirli seviyeye ulaşınca şamandıralı valf açılır ve kompresöre geri döner. Yağ dönüşü basınç farkına bağlı olarak hızlı bir şekilde gerçekleşir. Çünkü yağ ayırıcısının basıncı (basma hattı basıncı) kompresör karter basıncından (emiş hattı basıncı) daha fazladır. Yağ ayırıcısındaki yağ seviyesi düştüğü zaman şamandıralı valf kapanır ve kızgın buhar halindeki akışkanın kompresöre geri dönmesi önlemiş olur. Yağ ayırıcısından çıkan yağı alınmış akışkan yoluna devam eder ve kondensere gider. Şekil 2.44'te yağ ayırıcılar ve devreye bağlantısı gösterilmektedir.



Şekil 2.44 *Yağ ayırıcılar ve basit bir uygulaması*

2.4.4 Sıvı Tankı

Soğutma sistemlerinde kondenser çıkışına konan sıvı tankı; kondenserde yoğuşmayan soğutucu akışkanı yoğuşturarak, akışkanın genleşme vanasına sürekli sıvı olarak girmesinde yardımcı olur. Özellikle termostatik genleşme valflerinin kullanıldığı

evaparatörlerde fazla akışkan için depolama görevi yapar. Ayrıca sıvı tankları kondenserde akışkanın birikmesini engelleyerek kondenser kapasitesinin düşmesini önler. Soğutma sistemlerinin uzun süreli kullanılmaması veya tamir-bakım esnasında akışkanın depolanmasını sağlarlar. Genellikle sıvı çıkış tarafına bazen de giriş tarafına konulan kapama valfleri servis-bakım esnasında ve uzun süreli akışkanın depolanmasında kolaylık sağlar. Basınç düşürücü olarak kılcal boru kullanılan sistemlerde sıvı tankının kullanılması önerilmez. Sıvı tankının hacmi, sistemdeki akışkan miktarının ortalama 40 °C'de sıvı olarak kaplayabileceği hacimden ortalama % 20 daha büyük seçilmesi uygun olur. Yatık ve dikey tip olmak üzere iki şekilde imal edilirler. Yer sorunu olmadığı sürece dikey tip sıvı tankı kullanmak soğutucu akışkan şarjı ve sistemin çalışma şartlarının olumsuz etkilenmemesi için daha doğru bir seçim olacaktır. Şekil 2.45'de yatay ve dikey tip sıvı tankı gösterilmektedir.

Şekil 2.45 *Yatay ve dikey tip sıvı tankları*

2.4.5 Filtre/Kurutucular

Soğutma sistemlerinde filtre; nem/su, asit, tortu ve parçacıkları tutan ve bu parçacıkların sisteme zarar vermelerini önleyen bir elemandır. Filtre olmadan, buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimi çalışabilir olmasına rağmen, bütün buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde mutlaka filtre kullanılmaktadır. Filtreler, hermetik ve değişebilir ürünleri kapsamaktadır. Hermetik filtre kurutucular; standart, çift yönlü (bi-flow), kombi ve burn-out tiplerini içermektedir. Değişebilir filtreli ürünler ise standart filtreleri, burn-out filtreleri, mekanik filtreleri ve filtre gövdelerini içermektedir. Filtre kurutucular çok çeşitli bağlantı çaplarına, kurutma kapasitelerine, kaynaklı ve rakorlu tipte bağlantı seçeneklerine sahiptirler. Filtreler nemi ve asiti, kimyasal ve fiziksel olmak üzere iki farklı yöntemle tutabilmektedir. Günümüzde soğutma sistemlerindeki filtrelerde kimyasal yöntemler kullanılmamaktadır. Fiziksel yöntemlerin en çok kullanılanları; silikajel, aktif alümina, moleküler süzgeç, aktif karbon ve bunların moleküler süzgeçle birlikte kullanılan kombinasyonlarından meydana gelmektedir. Sıvı hattı filtrelerinin yanında emiş hattında da filtreler kullanılmaktadır. Emiş hattı filtreleri genellikle asit ve pislikleri tutmak için kullanılmaktadır. Şekil 2.46'da filtreler gösterilmektedir.

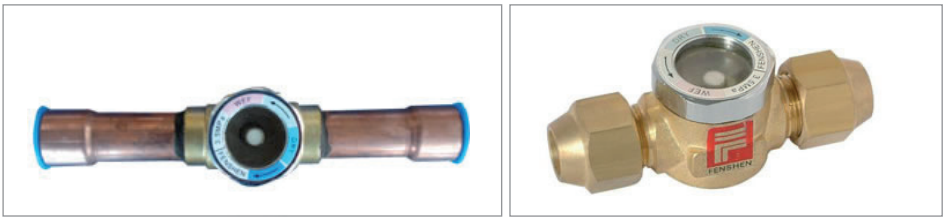
Şekil 2.46 *Soğutma sistemlerinde kullanılan filtre/kurutucular*

2.4.6 Gözetleme Camları

Soğutma sistemlerinde sıvı hattında filtreden önce konan gözetleme camlarının üç temel işlevi vardır. 1) sistemdeki akışkan şarjını 2) akışkan içerisindeki nemin varlığını 3) sıvı soğutucu akışkanın akışını göstermektedir.

Eğer gözetleme camında baloncuk yani köpürme oluşuyorsa, sistemdeki akışkan miktarı yeterli değildir. Gözetleme camında akışkan, dolu şekilde geçmeli köpürmeler oluşturmamalıdır. Ancak bu testin doğru olabilmesi için, birincisi sistemin belli bir süre çalıştırılıp kararlı hale gelmesi beklenmelidir. İkinci ise gözetleme camından önce fazla basınç kayıpları meydana gelmemelidir. Gözetleme camından önceki hatta, aşırı basınç kayıpları meydana gelirse sistemdeki akışkan yeterli olsa bile gözetleme camında köpürme yani baloncuklar görülebilir ve sonuç yanıltıcı olabilir.

Gözetleme camında nemden etkilenerek rengi değişen, kimyasal bir tuz emdirilmiş eleman bulunur. Akışkan içerisinde nemin varlığı ise gözetleme camı içerisinde bulunan kimyasalın renk değiştirmesi ile belirlenir. Gözetleme camı, merkezinde bulunan kimyasalın rengi gözetleme camı üzerinde yazan ıslak (wet) rengi ile aynı ise sistemde nemin varlığını ifade eder. Kimyasalın rengi uyarı (caution) rengi ile aynı ise, sistemde bir miktar nem var, ama çok fazla değil uyarısını gösterir. Kimyasalın rengi kuru (dry) rengi ile aynı ise nem yoktur anlamına gelmektedir. Bazı gözetleme camlarında ıslak (wet) ve kuru (dry) olmak üzere iki renk vardır. Gözetleme camları borulara havşalı veya kaynaklı birleştirme ile bağlanır. Gözetleme camlarının gövde kısmı genellikle pirinçten, amonyaklı sistemlerde ise çelikten yapılır. Ayrıca soğutma sistemlerinde sıvı seviyesi, yağ seviyesi gibi seviye gösteren elemanlar da kullanılmaktadır.



Şekil 2.47 *Gözetleme camları*

2.4.7 Çekvalf

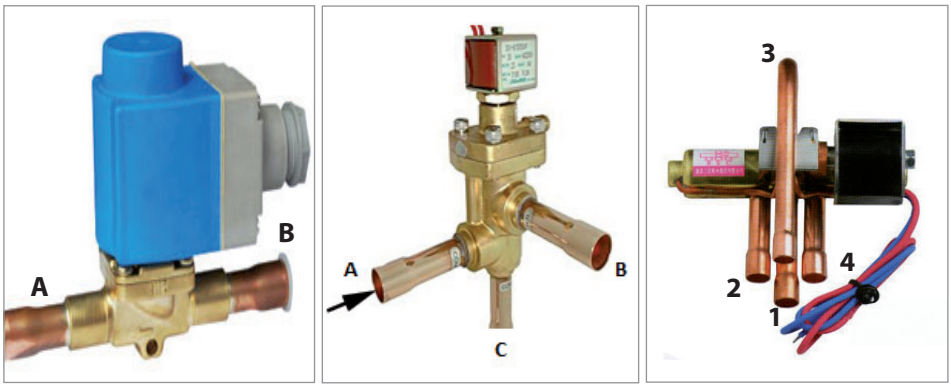
Tek yönde akış sağlayan elemanlardır. Soğutma sistemlerinde normal akış yönünün tersi yönünde akışın meydana gelmemesi için kullanılır. Çekvalfler basınç farkına göre açılıp kapanırlar. Birden fazla kompresör, çoklu hacim-çoklu evaporatör, paralel kondenserler, ısı pompası vb. uygulamalarda kullanılmaktadır. Şekil 2.48'de çekvalf verilmektedir.

Şekil 2.48 *Çekvalf*

2.4.8 Solenoid Valfler

Soğutma sistemlerinde elektriksel olarak akış kontrol elemanı olarak kullanılmaktadır. Solenoid valfler oda veya madde sıcaklığını kontrol etmek için termostatlarla açık veya kapalı konuma getirilir. Soğutma sistemlerinde genellikle üç farklı solenoid valf kullanılır.

- Tek hatta akışı kontrol eden iki yollu solenoid valfler
- Bir giriş, iki çıkışı olan, iki farklı hattı kontrol eden üç yollu solenoid valfler
- Genellikle ısı pompası uygulamaları için kullanılan dört yollu solenoid valfler



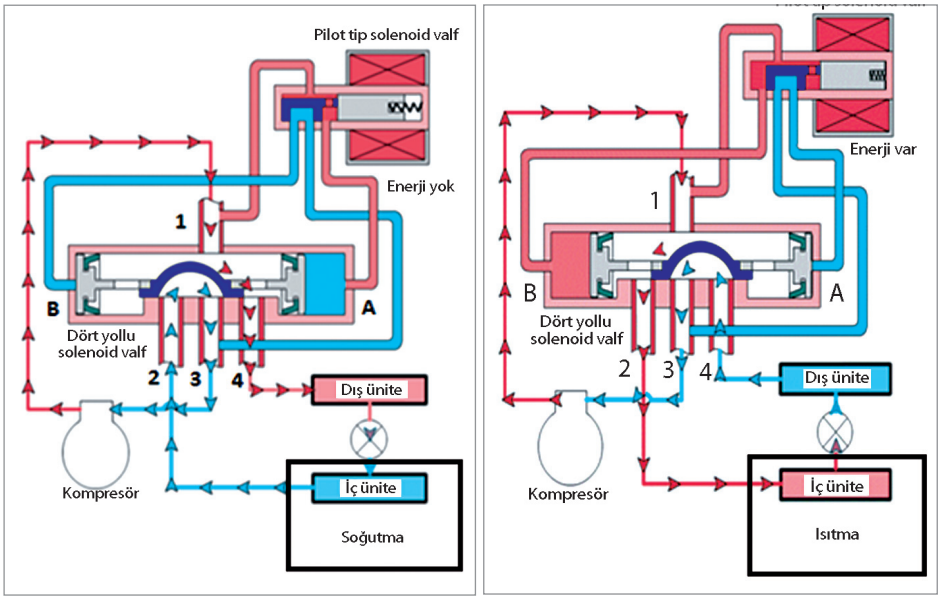
a) iki yollu solenoid valf *b) üç yollu solenoid valf* *c) dört yollu solenoid valf*

Şekil 2.49 *Soğutma sistemlerinde kullanılan solenoid valfler*

İki yollu solenoid valflerde tek yönlü akış vardır. Ters yönde akış gerçekleşmez. Şekil 2.49a'da görüleceği gibi (A) girişi, (B) ise valf çıkışını gösterir.

Üç yollu solenoid valfler genelde ticari tip soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Sıcak gazlı defrost çoklu evaporatör, paralel kondenser vb.uygulamalarda üç yollu solenoid valfler sıkça görülmektedir. Üç yollu valfin girişi sürekli açık konumdadır. Şekil 2.49b'de gösterilen üç yollu vananın girişi noktası (A) hep aynı ve her konumda açıktır. Diğer bir ifade ile hiç bir zaman kapalı tutulmaz. Eğer enerji kesilirse solenoid valfin iğnesi veya pistonu ağırlığından dolayı aşağı doğru hareket ederek (C) çıkışını kapatır ve (B) çıkışı açılmış olur. Akışkan (B) çıkışından istenilen yere gönderilir. İhtiyaca göre üç yollu solenoid valf enerjilendiğinde piston veya iğne ters yönde yani yukarı doğru hareket eder ve (B) no'lu çıkışı kapatarak (C) no'lu çıkışı açar. Sonuç olarak, sistem ihtiyaca göre iki farklı konumda çalışmaya devam eder.

Dört yollu vanalar genellikle akış yönünü ters yöne çeviren vanalardır. Bu vanalar genellikle ısı pompalarında kullanılır. İhtiyaca göre sistemin ısıtma ya da soğutma konumunda çalışmasını sağlar. Şekil 2.49c'de görüldüğü gibi dört yollu solenoid valflerde (1) no'lu nokta kompresör emişini, (3) no'lu nokta ise kompresör basma hattını gösterir. (2) ile (4) no'lu noktalar dönüşümlü olarak evaporatör ve kondenser giriş veya çıkışlarını ifade eder.



a) *b)*

Şekil 2.50 *Dört yollu solenoid valfin çalışma prensibi; a) soğutma konumu b) ısıtma konumu*

Şekil 2.50a'da görüldüğü gibi pilot tip solenoid valfde enerji olmadığı zaman (soğutma konumu) pilot tip solenoid valfin hareketli mekanizması ön konumdadır. Kompresörden gelen basıncı yüksek akışkan dört yollu solenoid valfin (1) no'lu giriş noktasına bağlı kılcal borudan pilot tip solenoid valfe gelir. Pilot tip solenoid valf ön konumda olduğu için yüksek basınçlı akışkan kılcal boru vasıtasıyla (A) noktasından dört yollu solenoid valfe girer ve valfin hareketli mekanizmasını ileri doğru iter. Dört yollu solenoid valfin (4) no'lu çıkışı açılır ve akışkan dış üniteye (kondenser) gelir. Diğer taraftan dış üniteden iç üniteye (evaporatör) geçen akışkan, buradan çıkarak dört yollu solenoid valfin (2) numaralı noktasından girer ve (3) numaralı noktadan çıkarak kompresöre döner ve böylece soğutma işlemi gerçekleşir. Şekil 2.50b'de ise (ısıtma konumu) pilot tip solenoid valfin bobinin enerji verilir ve hareketli mekanizması geri konuma gelir. Bu kez yüksek basınçlı akışkan (B) noktasından girer ve dört yollu solenoid valfin hareketli mekanizmasını ters yönde ileri doğru iter ve (2) no'lu boru çıkışı açılmış olur. Akışkan (2) no'lu noktadan geçerek iç üniteye (bu kez kondenser) gelir. İç üniteden dış üniteye (bu kez evaporatör) geçen akışkan buradan çıkarak dört yollu solenoid valfin (4) numaralı noktasından girer ve (3) numaralı noktadan çıkarak kompresöre döner ve böylece ısıtma işlemi gerçekleşmiş olur.

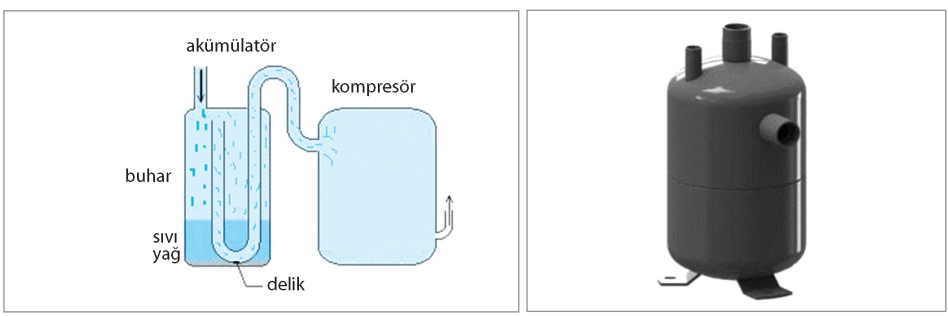
2.4.9 Emiş Akümülatörü

Soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörler buhar sıkıştırmak üzere tasarlanmıştır. Soğutma kompresörlerinde buhar sıkıştırılırken oluşacak sıvı akışkan partikülleri

emme ve basma valflerine zarar verebilir. Bundan daha da önemlisi kompresöre yağ dönüşümüyle birlikte gelen sıvı akışkanın ortaya çıkarabileceği zararlar daha da fazla olabilir. Uzun süreli çalışan soğutma sistemlerinde akışkanın tamamen buhar olarak kompresöre dönebilmesi için kızgınlık ayar değerinin en az 5-6 °C olması gerekmektedir. Kompresör üreticilerine göre, soğutma sistemlerinde kullanılan emiş hattı akümülatörleri soğutma sistemlerinin temel ve en pahalı elemanı olan kompresörlerin korunması için çok önemli bir ara elemandır. Soğutma sistemlerinde emiş akümülatörleri kompresör emişinde mümkün olduğu kadar kompresöre yakın konmalıdır. Emiş hattı akümülatörleri aşağıda belirtilen nedenlerden dolayı meydana gelebilecek kompresöre sıvı yürümesini önler. Sıvı yürümesine neden olabilecek faktörler aşağıda verilmektedir.

- Soğutma sistemlerinde aşırı şarj,
- Yanlış TXV ayarı (kompresör kızgınlığı yok veya çok az)
- Evaporatör fanının çalışmaması,
- Evaporatör soğutma yükü azlığı,
- Akış kontrol elemanının yetersizliği,
- Kompresör kızgınlık ayarının düşük olması,
- Evaporatör dış yüzeyinde kirlenme veya aşırı karlanma,
- Boru iç cidarlarında oluşan yağlanma

Ayrıca yağ dönüşümünü kolaylaştırarak kompresörde meydana gelebilecek arızalara karşı koruyucu görevi yapar. Bu yüzden kompresör imalatçıları soğutma sistemlerinin emiş hatlarında emiş hattı akümülatörü kullanılmasına çok önem vermektedir. Emiş hattı akümülatörünün sıvı depolama kapasitesi en az sistemdeki akışkanın % 50'ni alabilecek kadar olmalıdır. Akümülatörler aşırı basınç kayıplarına neden olmamalıdır. Teorik olarak uygun bir seçim yapılsa bile, uygulamada ortaya çıkacak arızalara karşı istenilen sonuç elde edilmeyebilir. Ancak emiş hattı akümülatörleri soğutma sisteminde meydana gelebilecek bütün bu problemlere karşı sistemi koruyamazlar ve diğer önlemler de alınmalıdır. Şekil 2.51 emiş akümülatörü gösterilmekdir.



Şekil 2.51 *Emiş Akümülatörü*

Emiş akümülatörlerinin geleneksel sıvı tutucularından farkı, içine ilave olarak basma hattının bağlandığı bir serpantin boru yerleştirilmesidir. Bu sayede emiş hattında soğutucu akışkan ısıtılmakta ve buharlaşma oranı geleneksel olanlara nazaran daha etkin olmaktadır. Sisteme montajı yapıldığı esnada içerisine imalatçının belirttiği miktarda kompresör yağı konularak devreye alınmasına dikkat edilmelidir.

2.5 SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Madde veya ortamdan ısı çekerek soğutma olayını gerçekleştiren maddelere veya akışkanlara soğutucu akışkanlar denir. Mekanik sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde ısının taşınması görevini yapar. Bir soğutma sisteminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortamda dışarı atılması işlevi, soğutucu akışkanlarla gerçekleştirilir. Soğutucu akışkanların evaporatörde ısıyı çekip, kondenserde dışarı atma işlemi faz değişimi ile gerçekleşir. Düşük basınçta akışkan evaporatörde buharlaşırken, yüksek basınçta kondenserde yoğunlaşmaktadır. Bu yüzden soğutucu akışkanların buharlaşma veya yoğunlaşma gizli ısı miktarları çok önemlidir.

Su ve buz ilk soğutucu akışkanlar olarak kullanılmasına rağmen, ticari anlamda ilk kullanılan soğutucu akışkan eterdir. 1850 yılında buharla çalıştırılan pompa vasıtasıyla eterin buharlaştırılması ile buz elde edilmiştir. 1931 yılı ve sonrasında CFC (Kloroflorokarbon), HCFC (Hidrokloroflorokarbon) ve HFC (Hidroflorokarbon) bazlı soğutucu akışkanların bulunmasına kadar amonyak, karbondioksit, sülfürdioksit, metil klorid, etil klorür, metilamin, azot oksit, bütan, propilen, karbon tetra klorür, etil bromür, nafta, pentan, izobütan ve benzin gibi zehirleyici, yanıcı, yakıcı, patlayıcı ve kötü koku özellikleri bulunan inorganik kimyasal bileşikler, soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır.

Halokarbon (CFC, HCFC ve HFC) türü soğutucu akışkanlar, metan (CH_4) veya etan (C_2H_6) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom atomları yerleştirmek suretiyle elde edilmektedir. Örneğin R-22 ($CHCLF_2$) soğutucu akışkanı, metan (CH_4) gazından üç hidrojenin sentez yoluyla bir klor ve iki flor gazı ile değiştirilmesi sonucu elde edilmiştir. Aynı şekilde HFC grubundan olan R-134a (CH_2FCF_3) soğutucu akışkanı, etan (C_2H_6) gazından birinci karbon bağında, bir hidrojen yerine bir flor ve ikinci karbon bağında üç hidrojen yerine üç flor atomunun sentez yoluyla değiştirilmesi sonucu elde edilmiştir.

1974 yılında soğutma sistemlerde kullanılan CFC ve HCFC'lerin ozonu tahrip ettiği ortaya konulunca 1978 yılında bu akışkanların üretimi ve kullanılması ile ilgili bazı önlemler alınmaya başlandı. Bazı soğutucu akışkanların yasaklanması ve kullanılmasının sınırlandırılması ile ilgili yasa ve yönetmelikler hazırlanmıştır. Bu yasa ve yönetmelikler halen uygulanmaktadır. Ülkemizde de Çevre ve Şehircilik Bakanlığı

(Çevre ve Orman Bakanlığı) tarafından 12 Kasım 2008 tarih 27052 sayılı Resmi Gazetede yayımlanarak yürürlülüğe giren "Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin Azaltılması ile İlgili Yönetmelik"te bazı yaptırımlar zorunlu hale gelmiştir. Revize OTİM yönetmeliği 07 Nisan 2017 tarih ve 30031 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanarak yürürlüğe girmiştir.

Son yıllarda ise mekanik sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde karışım gazlarının kullanılması yaygınlaşmıştır. Karışım gazları (R-404A, R-407C, R-410A R-438A, vb.) halen yoğun bir şekilde kullanılmasına rağmen küresel ısınma kaygıları yüzünden inorganik soğutucu akışkanlar (R-744, R-717, R-290, R-600, R-600a vb.) ön plana çıkmaya başlamıştır. Ayrıca son çalışmalarda bütün yağlarla (mineral yağ (MO), Alkilbenzen (AB) ve polyol ester (POE) uyum sağlayan yani dönüşümlerde yağ değişimi gerektirmeyen yeni alternatif karışım gazları (R-422D, R-437A, R-417A, R-422A vb.) elde edilmiş ve bu çalışmalar devam etmektedir. Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanları altı grup altında incelemek mümkündür:

2.5.1 Kloroflorokarbon (CFC)

Karbon yörüngesindeki hidrojen atomları tamamen klor ve flor atomları ile değişen soğutucu akışkanlara, tam halojenli soğutucu akışkanlar denir. CFC'ler etan veya metan serisinden olabilirler. CFC'lerin kimyasal kararlılıkları çok fazla olduğu için uzun zaman yapıları bozulmadan atmosferde kalabilmektedirler. CFC'ler ozon tabakası üzerinde en fazla tahribat yapan soğutucu akışkanlardır. Ayrıca küresel ısınma potansiyelleri oldukça fazladır. Bunlardan dolayı CFC'lerin kullanımı için bazı yasaklar ve önlemler dünya çapında alınmıştır. Eski sistemler hariç yeni sistemlerde bu akışkanlar kullanılmamaktadır. Uygulamada en çok kullanılmış olanları R-11, R-12, R-13, R-114 ve R-115'dır.

2.5.2 Hidrokloroflorokarbon (HCFC)

Metan ve etan moleküllerinin yapısındaki hidrojen atomlarının bir kısmının klor veya flor atomları ile yer değiştirmesi sonucu oluşan moleküle kısmi holejenlenmiş adı verilir. Yani karbon yörüngelerinde hala bazı hidrojen atomları bulunmaktadır. Bütün hidrojen atomları klor ve flor atomları ile yer değiştirmemektedir. Bu oluşan moleküle HCFC adı verilir. HCFC'lerde klor atomu içerdiği için ozon tabakası ile reaksiyona girer. Buna rağmen HCFC'lerin yapılarında hidrojen atomu olduğu için kimyasal kararlılıkları çok zayıftır. Atmosferde uzun süre yapıları bozulmadan kalamaz. HCFC'ler atmosfere doğru yükselirken yapılarındaki hidrojen havadaki su molekülleri ile reaksiyona girerek yapıları bozulur. Bu yüzden HCFC'lerin çoğu, atmosferin stratosfer tabakasına ulaşmaz ve çoğu atmosferin alt tabakalarında çözünür. HCFC'lerin ozonu delme potansiyelleri azdır. Uygulamada en çok kullanılan HCFC'ler R-22, R-124, R-123'dir.

2.5.3 Hidroflorokarbon (HFC)

HFC'lerin temel molekülü yalnızca flor atomu ile halojenlenmiştir. Molekülün yapısında klor atomu yoktur. HFC'lerin yapısında flor, hidrojen ve karbon atomları bulunmaktadır. Yapılarında klor atomu bulunmadığı için HFC'lerin ozonu delme potansiyelleri sıfırdır. Yani ozon tabakası üzerinde hiçbir olumsuz etki yapmazlar. Buna rağmen küresel ısınmaya olumsuz etkileri vardır. En çok bilinen hidroflorokarbon R-134A'dır.

2.5.4 Karışım Bazlı Akışkanlar

İki daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırılarak elde edilen yeni soğutucu akışkana, karışım bazlı akışkan adı verilir. Günümüzde en popüler karışımlar R-404A, R-407C, R-410A, R-507A ve R-508B'dir. Son zamanlarda yapılan çalışmalar sonucu bütün yağ grupları ile uyum sağlayan yeni karışım bazlı soğutucu akışkanlar (R-422D, R-437A, R-417A, R-422A vb.) geliştirilmiştir ve geliştirilmeye devam edilmektedir. Ozonu çok az veya hiç tahrip etmeyen karışım bazlı akışkanlar üzerindeki çalışmalar devam etmektedir. Fakat bu tür karışım bazlı akışkanların küresel ısınma üzerinde olumsuz etkileri vardır. İki tip karışım bazlı soğutucu akışkan vardır:

- **Zeotropik karışımlar:** Karışımda kendi karakteristik özelliklerini koruyan 400 serisi soğutucu akışkanlardan oluşmaktadırlar. Üretim sırasına göre numaralandırma işlemi yapılmaktadır. Termodinamik özellikleri iyi olan bu akışkanlar karışımda kendi özellikleri ile hareket ettikleri için akışkan kaçaklarında sorun olmaktadır. Karışımı oluşturan akışkanlardan hangi miktarda kaçak olduğu belli olmadığı için, akışkan tamamen boşaltılıp normal şarj işlemine göre akışkan şarjı yapılmalıdır. Uygulamada yaygın olarak kullanılanları R-404A, R-407C, R-410A'dır. Son yapılan çalışmalarda geliştirilen yeni alternatifler ise R-417A, R-422A, R-422D, R-423A, R-437A ve R-438A soğutucu akışkanlarından oluşmaktadırlar. Bu yeni alternatif soğutucu akışkanların en önemli özelliği ise çoğunun, soğutma sistemlerindeki kompresörlerde kullanılan her türlü yağlama yağı ile uyum sağlamalarıdır.
- **Azeotropik Karışımlar:** Karışımda özelliğini korumayıp yeni bir farklı akışkan gibi davranan 500 serisi akışkanlardır. Üretim sırasına göre numaralandırma işlemi yapılmaktadır. En çok bilinenleri R-507, R-508A, R-508B ve R-509A'dır.

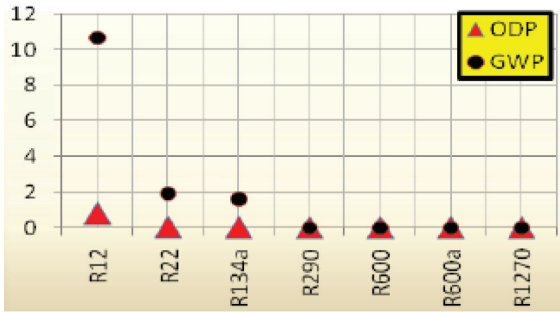
2.5.5 Hidrokarbonlar (HC)

Son yıllarda ozon tabakasının incelmesi ve küresel ısınma kaygıları yüzünden yanıcı ve patlayıcı olmalarına rağmen propan (R-290), bütan (R-600) ve izobütan (R-600a) soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Bütan ve izobüton, 400 serisi karışım gazlarında da kullanılmaktadırlar. Örneğin R-417A'da % 3,4 oranında bütan, R-422A ve R-422D'de ise % 3,4 oranlarında izobütan bulunmaktadır.

Hidrokarbonların Genel Özellikleri

Hidrokarbonlar (HC); doğal, zehirsiz, ozonu tüketmeyen, yüksek enerji verimliliği

sağlayan, küresel ısınma potansiyeli değeri ihmal edilebilir düzeyde olan, soğutma sistemi ekipmanları değişmeden çalışabilen ve mevcut soğutucu akışkan yağları ile uyumluluk gösteren akışkanlardır. Doğada saf olarak bulundukları için üretimi kolay ve maliyeti düşüktür. Şekil 2.52'de hidrokarbonlar ve halokarbonlar arasındaki ODP ve GWP değerlerinin karşılaştırmasını gösterilmektedir.



Şekil 2.52 *Hidrokarbon ve Halokarbonların ODP ve GWP değerlerinin karşılaştırılması*

Alternatif soğutucu akışkanların seçiminde termodinamik ve termofiziksel özellikleri göz önünde bulundurulur. Performans etkenliği, hacimsel soğutma kapasitesi, kritik sıcaklık ve basınç, moleküler ağırlık değerleri alternatifi olacakları akışkanlara göre yakın ya da üstün olmalıdır. Tablo 1'de literatürde kullanılan hidrokarbonlar ve R12, R22 ve R134a soğutucu akışkanlarına ait bazı termodinamik ve termofiziksel değerler gösterilmiştir.

Propan (R290) ve Propilen (R1270)'in normal kaynama sıcaklıkları -40 °C'nin altında olduğu için genel soğutma uygulamaları için uygundur. Bütan (R600) ve isobütan (R600a)'ın normal kaynama sıcaklıkları 0 ila -10 °C civarında olsa da, yüksek kritik sıcaklık değerleri sayesinde bu iki akışkan soğutma uygulamalarında verimli bir şekilde çalışabilirler. Yanıcılıkları nedeniyle sızdırmazlık başta olmak üzere alınacak güvenlik önlemleri ile araç, konut ve endüstriyel soğutma sistemlerinde halojenlere göre daha verimli ve sessiz olarak çalışabilirler.

Tablo 2.2 +30/-40 °C yoğuşma/buharlaşma sıcaklıklarında soğutucu akışkan özellikleri

	R12	R22	R134a	R290	R600	R600a	R1270
Sınıfı	A1	A1	A1	A3	A3	A3	A3
T_b (°C)	-29,8	-40,8	-26,07	-42,11	-0,49	-11,75	-47,62
M (kg/kmol)	120,9	86,47	102,03	44,096	58,12	58,122	42,08
T_c (°C)	117,9	96,14	101,06	96,74	151,9	134,66	91,061
P_c (MPa)	4,136	4,99	4,06	4,25	3,796	3,629	4,555
COP	2,547	2,519	2,484	2,468	2,589	2,499	2,471
HSK (J/dm^3)	453,1	765,3	387,37	693,36	138,1	211,56	883,55

Tablo 2.2'de görüldüğü üzere karşılaştırılan akışkanların COP (Performans Etkenliği) değerleri arasındaki değişim % 1 civarındadır ve R600'ün COP değeri karşılaştırıldığı diğer halokarbonlardan daha üstündür. HSK (Hacimsel Soğutma Kapasitesi) soğutucu akışkanların birim hacimde ortamdan alabileceği ısı miktarının bir göstergesidir. Tüm soğutucu akışkanlarda HSK değerleri normal kaynama sıcaklıkları ile doğru orantılı olarak değişmektedir ve en düşük buharlaşma sıcaklığına sahip olan R1270, en yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir.

Güvenlik Önlemleri

Hidrokarbonların yüksek yanıcılık ve patlayıcılık özellikleri, üreticileri kapsamlı güvenlik önlemleri almaya zorlamış ve soğutma sistemlerinde hidrokarbon kullanan birçok ülkede bu sistemlerin çalışma standartlarını belirlemek üzere kanun ve tebliğler yürürlüğe sokulmuştur. Avrupa Birliği ve Amerika'da belirlenen bazı standartlar ile hidrokarbonların soğutma sistemlerindeki kullanım miktarı kısıtlanmıştır. Soğutucu akışkanların ASHRAE tarafından sınıflandırma şekli Tablo 2.3'de gösterilmiştir. Sınıflandırmada kullanılan harfler zehirlilik özeliğini, sayılar ise yanıcılık özelliğini göstermektedir.

Tablo 2.3 Soğutucu akışkanların emniyet yönünden sınıflandırılması

Yanıcılık sınıfı		Zehirlilik sınıfı	
		A	B
		Düşük zehirli	Yüksek zehirli
1	Tutuşma özelliği yok	A1	B1
2	Düşük tutuşma	A2	B2
		A2L	B2L
3	Yüksek tutuşma	A3	B3

Güvenli sistem tasarımı ve konstrüksiyonu için gerekli ön koşulların değerlendirilmesi yapıldıktan sonra sistem ekipmanların seçimi ön plana çıkar. HC'li sistemlerde var olan kompresör teknolojisi yalnızca yarı hermetik kompresörlerdir. Avrupa Birliği (AB)'nin basınçlı kaplarla ilgili tüzüğü (PED-Pressure Equipment Directive) nedeniyle hermetik, pistonlu ve sarmal (scroll) kompresörlerin bu sistemlerde kullanımı yasaktır. AB uyum süreci çerçevesinde Türkiye'de de bu yönetmelikler yürürlüğe girmeye başlamıştır.

Sonuç olarak; hidrokarbonlar, mevcut soğutma sistemlerinde kullanılan, ozonu tüketen ve küresel ısınmaya sebebiyet veren soğutucu akışkanlara çevre dostu bir alternatif olarak sunulmuşlardır. Çalışmalar sonucunda her ne kadar yüksek performans etkenliği değerleri elde edilse de, yüksek enerji tüketimi saf hidrokarbonları dezavantajlı alter-

natifler olarak göstermektedir. HFC/HC karışımları ve HC karışımları kısa ve uzun vadede saf HC'lere göre daha iyi alternatifler olarak görülmektedir.

Soğutma sistemi tasarımı yapılırken HC kullanımından kaynaklanabilecek yanıcılık ve patlayıcılık gibi riskler göz önünde bulundurulmalıdır. HC'lerin sistemde kullanım miktarı minimum seviyede tutulmalıdır. Sızıntı ve kaçakları belirleyecek donanımların sisteme dâhil edilmesi hayati önem taşımaktadır. Hidrokarbonlu soğutma sisteminin bulunduğu ortamlar havalandırılmalı, kapalı alan içerisindeki elektrikli ekipmanların kıvılcım ve kaçak gibi olasılıkları göz önünde bulundurularak önlem alınmalıdır. Soğutma sistemi içerisindeki bağlantı noktaları minimuma indirilmeli ve tam sızdırmazlık sağlanmalıdır.

Ülkemizde CFC'lerin üretimi ve kullanımı 2010 yılı başında durdurulmuştur. HFC'lerin kullanımı ve piyasaya arzı konusunda F-Gaz yönetmeliği ile kısıtlamalar gündeme gelmektedir. Çevre dostu hidrokarbonların soğutma sistemlerinde kullanımı üzerine ülkemizde daha kapsamlı çalışmalar yapılmalıdır. Farklı oranlarda HC karışımları, CFC ve HFC ile çalışan sistemlere uygunlukları, mevcut yağlama yağları ile uyumlulukları ve güvenlik önlemleri üzerine çalışmalar önem kazanacaktır.

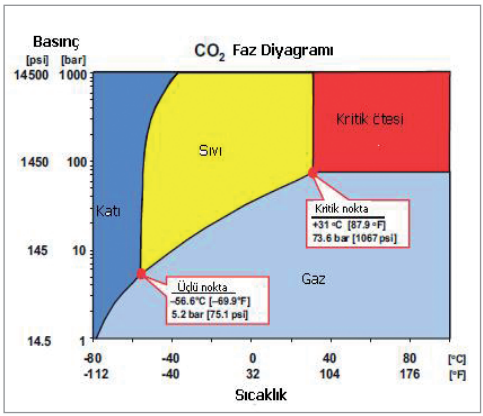
2.5.6 Doğal Soğutucu Akışkanlar

Doğal soğutucu akışkanlar 1900'lü yıllarda çok kullanılmıştır. En önemlileri karbondioksit ve amonyaktır. Karbondioksit, soğutma endüstrisinin gelişme dönemlerinde yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak, kritik nokta civarında veya üzerindeki ısı atımı nedeniyle ortaya çıkan soğutma tesir katsayısındaki düşüş ve yüksek çalışma basınçları nedeniyle yerini halokarbon soğutucu akışkanlara bırakmıştır. Halokarbon soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkileri nedeni ile alternatif, doğal soğutucu akışkan olarak yeniden kullanılmaya başlanmıştır. Güncel makine eşanjör teknolojisi, sistem kontrol elemanları sayesinde CO_2 verim yönünden transkritik çevrim ile özellikle kuzey ülkelerinde ve subkritik kaskad çevrim ile güney ülkelerinde rekabetçi seviyelere ulaşmıştır. Son zamanlarda soğuk içecek otomatlarında, süpermarketlerde, soğuk odalarda, gıda üretim ve işleme tesislerinde, endüstriyel dondurma üretim makinalarında, ısı pompalarında ve araç klimalarında CO_2'nin soğutucu akışkan olarak kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. R-744 (CO_2), 31,06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncından dolayı diğer geleneksel soğutucu akışkanlara nazaran bir takım ek teknik gereksinimlere ihtiyaç duymaktadır.

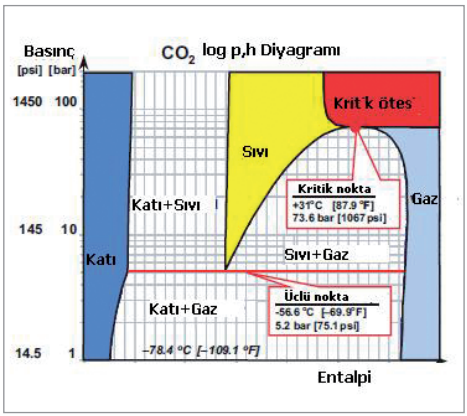
Bir soğutma sistemi tasarlarken soğutucu akışkan özellikleri büyük önem arz etmektedir. CO_2 özelliklerinin diğer geleneksel soğutucu akışkanlardan farklı olduğu bilinmektedir. Karşılaştırma yapıldığında CO_2'in en dikkat çekici özelliği düşük kritik nokta sıcaklığı

(31,06 °C) ve yüksek basıncıdır (73,8 bar). CO_2'yi uygulamadaki diğer bir sınırlayıcı etken -56,6 °C ve buna karşılık gelen 5,1 bar basınçtaki yüksek üçlü noktasıdır. Ayrıca geleneksel akışkanlarla (CFC, HCFC, HFC, HC) karşılaştırıldığında buhar basıncı ve hacimsel ısı transferi kapasitesi (0 °C'de 22545 kJ/m^3) oldukça yüksektir.

CO_2 faz diyagramından da görüleceği gibi iki fazın denge halinde bulunduğu üç durum vardır: Katı-Gaz, Katı-Sıvı, Sıvı-Gaz denge durumları. Atmosfer basıncı altında CO_2 yalnızca katı veya gaz halde bulunabilir. Bu basınçta sıvı faz mümkün değildir. Bu sıcaklığın üzerinde CO_2 süblimleşerek gaz fazına geçer. 5,2 bar ve -56,6 °C CO_2'in üç halinin dengede olduğu koşuldur. Bu şartlarda maddenin üç hali denge durumundadır. 31,1 °C'de CO_2 kritik noktaya ulaşır. Bu noktada sıvı ve gaz fazının yoğunlukları eşittir ve iki faz arasındaki farklılık ortadan kalkar. Bunun sonucunda yeni bir fazın ortaya çıkması söz konusudur. Maddenin bu fazına süperkritik faz denir. Şekil 2.53'de CO_2 faz diyagramı, Şekil 2.54'de ise CO_2'nin lnP-h diyagramı verilmektedir. Tablo 2.3'de günümüzde en çok kullanılan soğutucu akışkanların bazı temel kimyasal ve fiziksel özellikleri verilmiştir. R-12 yeni sistemlerde kullanılmamasına rağmen karşılaştırma amaçlı olarak tabloda verilmiştir.



Şekil 2.53 *CO_2 faz diyagramı [10]*



Şekil 2.54 *CO_2 lnP - h diyagramı [10]*

Tablo 2.3 En Çok Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Termofiziksel Özellikleri

	Kimyasal formülü	Karışım oranı	Buharlaşma sıc. 1 atm. (°C)	Buharlaşma gizli ısısı 1 atm (kJ/kg)	Kritik basınç (kPa)	Kritik sıcaklık (°C)	ODP (CFC-12=1)	GWP (CO_2=1) (GWP), C
R-12	CCl_2F_2	-	-29,8	151,3 (0 °C)	4116	112	1	8500
R-22	$CHClF_2$	-	-40,8	233,5	4981	96,24	0,05	1500
R-134a	CH_2FCF_3	-	-26,5	217,2	4060	101,1	0	1300
R-1234yf	$C_3H_2F_4$	-	-29,5	180,2	3360	94,7	0	<4
R-1234ze	$CF_3CH=CHF$	-	-18,95	195,4	3636	109,4	0	<1
R-404A	CHF_2CF_3 CH_3CF_3 $CH_2F\ CF_3$	R-125% 44 R-143a% 52 R-134a % 4	-46,5	201,5	3732	72,1	0	3260
R-407C	CH_2F_2 CHF_2CF_3 $CH_2F\ CF_3$	R-32 % 23 R-125 % 25 R-134a% 52	-43,5	245,1	4619	86,74	0	1526
R-410A	CH_2F_2 CHF_2CF_3	R-32 % 50 R125 % 50	-51,5	276,2	4926,1	72,12	0	1725
R-32	CH_2F_2	-	-51,7	381,8	5780	78,1	0	650
R-417A	CHF_2CF_3 $CH_2F\ CF_3$ $CH_3CH_2CH_2CH_3$	R-125% 46,6 R-134a % 50 R-600 % 3,4	-39,12	197,9	4036	87,04	0	1950
R-422A	$CH_2F\ CF_3$ CHF_2CF_3 $(CH_3)_3CH$	R-134a % 11,5 R-125 % 85,1 R-600a % 3,4	-46,5	175,8	3747	71,75	0	2530
R-422D	$CH_2F\ CF_3$ CHF_2CF_3 $(CH_3)_3CH$	R-134a % 31,5 R-125% 65,1 R-600a % 3,4	-43,20	187	3903	79,56	0	-
R-508B	CHF_3 CF_3CF_3	R-23 % 46 R116 % 54	-88	128,7 (-40^{0}C)	3926	14	0	10350
R-744	CO_2	Karbondi-oksit	-78,4	-	7377	31	0	1
R-717	NH_3	Amonyak	-33,3	-	11333	132,2	0	0
R-290	C_3H_8	propan	-42,1	-	4248	96,7	0	11
R-600	$CH_3CH_2CH_2CH_3$	bütan	-0,55	-	3796	152	0	3
R-600a	$(CH_3)_3CH$	izobütan	-11,67	-	3640	135	0	3

2.5.7 Soğutucu Akışkanların Özellikleri

Soğutucu akışkanların, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre özelliklerinin değişeceği bilinmektedir. Uygulama şartlarına ve kullanılan sistemin amacına göre uygun soğutucu akışkan seçilmektedir. Soğutucu akışkanlarda olması gereken özelliklerin hepsini yerine getirebilen bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Bir soğutucu akışkanda olması istenilen özellikler aşağıda verilmektedir:

- Çevre ile uyumlu olmalı,
- Zehirleyici, yanıcı, yakıcı ve patlayıcı olmamalı,
- Buharlaşma veya yoğunlaşma gizli ısısı yüksek olmalı,
- Çalıştığı sürece kimyasal kararlılığını sürdürmeli,
- Sistemde kullanılan diğer malzemelerle (filtre, yağ, boru vs.) reaksiyona girmemeli,
- Sistemde kullanılan yağ ile karışabilmeli ama reaksiyona girmemeli,
- Yoğuşma basıncı düşük olmalı,
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalı,
- Yüksek gerilim olduğu zaman bile elektriği iletmemeli,
- Nem çözünürlüğü az olmalı,
- Küçük kaçaklarda bile tespit edilebilmeli,
- Ucuz, kolayca taşınabilen ve yeniden kullanılmaya elverişli olmalı,
- Buharlaşma sıcaklığı düşük olmalı,
- Çabuk ve kolay temin edilebilmeli,
- Her yerde sisteme kolayca şarj edilebilmeli,
- Donma sıcaklığı düşük olmalı,
- Isı iletkenlik katsayısı yüksek olmalı,
- Özgül hacmi küçük olmalıdır.

Soğutucu akışkanların, yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal, fiziksel ve termodinamiksel özelliklere sahip olması gerekmektedir. Bir soğutma sisteminde; uygulamadaki çalışma şartları, çevresel etkiler ve enerji verimliliği gibi kavramlar göz önüne alınarak bu şartları sağlayan uygun soğutucu akışkan seçilerek kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanların çevresel özellikleri ile ilgili iki temel kavram mevcuttur. ODP (Ozon Tüketme Potansiyeli - Ozone Depletion Potential): Bir gazın ozon tabakasına verebileceği zararı ifade eder. Bağıl bir değer olarak bulunur. GWP (Küresel Isınma Etkisi - Global Warming Potential): CO_2'in GWP'si 1 kabul edilerek belli zaman sürecinde bir sera gazının çevreye küresel ısınma etkisini CO_2'e bağıl olarak veren değerdir.

2.5.8 Soğutucu Akışkanların Numaralandırılması

Halokarbonların (CFC, HCFC ve HFC) numaralandırma işlemi ilk olarak soğu-

tucu akışkan üreticisi olan Dupont firması tarafından ortaya konmuş, daha sonra ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration Air Conditioning Engineer) tarafından standart haline getirilmiştir. CFC, HCFC ve HFC gruplarındaki soğutucu akışkanlar aşağıda belirtilen sisteme göre numaralandırılır. Halokarbonların numaralandırılmasında genel kural R-XYZ şeklindedir. Burada R ingilizce "refrigerant" soğutucu akışkan anlamındadır. X, birinci sayıyı, Y ikinci sayıyı ve Z ise üçüncü sayıyı ifade etmektedir. Eğer atom sayıları eşit ve aynı ise karbon yörüngesindeki dizilişlerine ve bulunuş sırasına göre sonlarına a,b,c veya A,B,C gibi harf verilir (Örneğin R-134, R-134a, R-134b).

1. sayı = X = Karbon-1 (eğer 0 ise yazılmaz)
2. sayı = Y = Hidrojen+1
3. sayı = Z = Flor sayısı

Karışım gazları ise üretim sırasına göre, inorganik soğutucu akışkanlar ise mol kütlesine göre numaralandırılırlar. Tablo 2.4'te soğutucu akışkanların numaralandırılması örneklerle gösterilmektedir.

Örnek: Aşağıda kimyasal formülü verilen CH_2F_2 (Diflorometan) soğutucu akışkanı numaralandırınız.

1. sayı $\Rightarrow$ x = C-1 = 1-1 = 0 (yazılmaz)
2. sayı $\Rightarrow$ y = H+1 = 2+1 = 3
3. sayı $\Rightarrow$ F = 2 = 2 = 2

Tablo 2.4 Soğutucu akışkanların numaralandırılması (R: refrigerant, soğutucu akışkan)

Numara	Anlamı	Örnek
R-XYZ	**Halokarbonlar** X=Karbon atom sayısı-1 (C -1) Y=Hidrojen atom sayısı+1 (H+1) Z= Flor atom sayısı (F)	Monoklorodiflorametan: $CHCl F_2$ (C -1) = 1- 1=0 (H+1) = 1+ 1=2 (F)= 2 R-022 (X=0 ise yazılmaz) **R-22**
		Pentafloraetan: $C_2H F_5$ (C -1) = 2- 1 =1 (H+1) = 1+ 1=2 (F)= 5 **R-125**
		Propan: C_3H_8 (C -1) = 3- 1=2 (H+1) =8+ 1=9 (F)= 0 **R-290**
R-4xx	**Zeotropik karışım** xx = üretim sırasına göre	R-404A: (R-125+R-143a+R-134a) (% 44-% 52-4) R-410A: (R-32+ R-125) (% 50-% 50) R-407C: (R-32+R-125+R-134a) (% 23+% 25+% 52)
R-5xx	**Azeotropik karışım** xx = üretim sırasına göre	R-502 : (R-22 + R-115) (% 51,2-% 48,8) R-507A: (R-125+R-143a) (% 50-% 50) R-508B: (R-23+R-116) (% 50-% 50)
R-7xx	**İnorganik bileşimler** xx = molar kütlesine göre (yuvarlatılmış değerler)	R-717: Amonyak(M_{NH3}=17g/mol), (N=14, H=1) R-744: Karbondioksit(M_{CO2}=44g/mol), (C=12,O=16) R-764: Sülfirdioksit(M_{SO2}=64g/mol), (S=32, O=16) R-718: Su (M_{H2O}=18 g/mol), (H=1, O=16)
RxyzBt	**Halonlar** xyz CFC gibi ve t = bromine	R-13B1: 1 C, 0 H, 3 F, 1 Br, 1 CL
Halon xyzt	**Halonlar** X=C, y=F, z=CL, t=Br	Halon 1211=CF_2ClBr Halon 1301=CF_3Br

2.5.9 Florlu Sera Gazları Yönetmeliği

Florlu Gazlar (F-Gaz) terimiyle, hidroflorokarbonlar (HFC), perflorokarbonlar (PFC) ve sülfürhegzaflor (SF6) kastedilmekte olup, bu maddeler endüstriyel soğutma uygulamaları, iklimlendirme sistemleri, yalıtım ürünleri, yangın söndürücüler gibi değişik uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadırlar. F-Gazlar 1990'larda CFC ve HCFC'lerin yerini alan, ozon tabakasına zararlı olmayan, düşük zehirlilik değerlerine sahip ve çoğu yanıcı olmayan maddeleri içermektedir. Bununla beraber, küresel ısınma potansiyelleri (GWP) bağıl olarak yüksektir.

Avrupa Komisyonu; AB üyesi ülkeler, ilgili endüstriler ve sivil toplum kuruluşları ile yoğun müzakerelerden sonra, F-Gaz yönetmeliği (EC 842/2006) çalışmaları 2006 yılında sonuçlandırılmıştır. Bununla beraber, revize yönetmelik 20.05.2014 tarihinde 517/2014 sayı ile yayımlanmış ve bu haliyle 01.01.2015 tarihi itibarıyla AB'de yürürlüğe girmiştir. Ülkemizde de söz konusu yönetmeliğin uyumlaştırma çalışmaları Çevre ve Şehircilik Bakanlığı tarafından sonuçlandırılmış ve 842/2006 sayılı AB yönetmeliğini esas alan taslak yönetmelik yayımlanarak görüşe sunulmuştur.

F-Gaz Yönetmeliğinin amacı, florlu sera gazlarından kaynaklanan emisyonları kontrol altına almak üzere, ülkemizin taraf olduğu Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi'nin Kyoto Protokolü altında listelenmiş olan florlu sera gazlarının kullanımına dair usul ve esasları düzenlemektir.

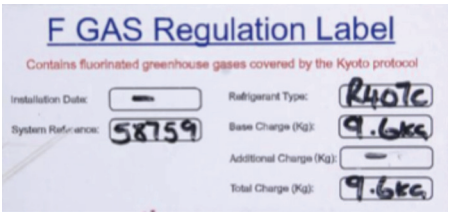
Bu yönetmelik; Kyoto Protokolü altında listelenmiş olan florlu sera gazlarının ve diğer florlu maddelerin piyasaya arzına ilişkin yasaklarını, geri kazanımını, geri dönüşümünü, ıslahını ve imha edilmesini, florlu sera gazı içeren cihaz ve ürünlerin etiketlenmesi ve sızıntılarının önlenmesini ve bu faaliyetleri yürüten şirket ve personelin eğitim ve sertifikasyonunu ve bu maddelere ilişkin bilgilerin rapor edilmesini kapsar. Taslak yönetmeliğe göre, 01 Ocak 2017 tarihinden itibaren aşağıda listelenen uygulamalarda florlu sera gazlarını içeren cihaz veya ürünlerin piyasaya sürülmesinin yasaklanması planlanmaktadır.

1- HFC ve PFC içeren direkt genleşmeli soğutma sistemleri
2- PFC veya HFC-23 içeren yangından koruma cihazları
3- Florlu sera gazları içeren evsel kullanıma yönelik pencereler
4- Florlu sera gazları içeren ayakkabılar
5- Florlu sera gazları içeren lastikler
6- GWP değeri 150 ve üzeri olan florlu sera gazları içeren tek bileşenli köpükler

7- GWP değeri 150 ve üzeri olan HFC'leri içeren, eğlence ve dekoratif amaçlar için pazarlanan ve halka satışa yönelik aerosoller
8- GWP değeri 150 ve üzeri olan HFC içeren evsel soğutucular ve dondurucular

Etiketleme

Taslak yönetmeliğe göre, florlu sera gazı içeren cihaz, ürün veya soğutucu akışkan silindirlerinin üzerine yerleştirilen etiket,



- Cihaz, ürün veya silindirin florlu sera gazı içerdiği veya işletilmesinde florlu sera gazlarının kullanıldığına dair ifade,
- Florlu sera gazlarının endüstriyel ya da kimyasal adını;
- 01 Ocak 2017'den itibaren; cihaz, ürün veya silindirde yer alan florlu sera gazlarının ağırlık ve CO_2 eşdeğeri cinsinden miktarını, içermelidir.

Sızıntı Kontrolleri

Taslak yönetmelikte, florlu sera gazı içeren cihaz ve ürünler,

a. 3 kg ve üzeri florlu sera gazı içeriyorsa - 12 (on iki) ayda bir,
b. 30 kg ve üzeri florlu sera gazı içeriyorsa - 6 (altı) ayda bir,
c. 300 kg ve üzeri florlu sera gazı içeriyorsa - 3 (üç) ayda bir muhtemel bir sızıntı için sertifikalandırılmış teknik elemanlar tarafından denetlenecektir.
d. 01 Ocak 2017'den itibaren, 300 kg ve üzeri florlu sera gazları içeren cihazlar için sabit sızıntı tespit sistemleri monte edilir ve bu sistem, 12 (on iki) ayda bir kontrol edilecektir, ifadesi yer almaktadır.

Not: *AB'de 2006 yılında yayımlanan yönetmelikte sızıntı kontrolü konusunda tüm sorumluluğu işletmeciye (operatör) verirken, 2014 tarihli revizyonda işletmeci bu sorumluluğu, yönetmelik kapsamında sertifikalandırılmış servis şirketlerine yapılacak bir sözleşme dahilinde devredebiliyor.*

Diğer bir farklılık ise, soğutucu akışkan miktarlarında göze çarpmaktadır. Eski AB yönetmeliğinde (842/2006) sızıntı kontrolü için alt sınır 3 kg soğutucu akışkan iken, yeni yönetmelikte (517/2014) sınır, CO_2 eşdeğeri cinsinden ifade edilmektedir.

Şahıs Sertifikasyonu

a. Soğutma, iklimlendirme, ısı pompası, yangından koruma, elektrikli şalt cihazlarının kurulumunu, bakımını veya teknik servisini, onarımını veya hizmetten çıkarılmasını gerçekleştiren, bu cihazlarda sızıntı kontrolü yapan veya bu cihazlardan florlu sera gazları geri kazanımı yapan gerçek kişiler, faaliyetlerine uygun bir şahıs sertifikasına sahip olmak zorundadır.
b. Florlu sera gazı içeren solvent içeren cihazlardan florlu sera gazlarının geri kazanımını yapan gerçek kişiler, bir şahıs sertifikasına sahip olmak zorundadır.

Şirket Sertifikasyonu

Soğutma, iklimlendirme, ısı pompası cihazı ve yangından koruma cihazlarının kurulumunu, bakımını veya teknik servisini, onarımını veya hizmetten çıkartılmasını gerçekleştiren tüzel kişilikler bir şirket sertifikasına sahip olmak zorunda olacaktır.

SORULAR VE CEVAPLAR

Florlu Gazlar (F-Gaz) yönetmeliği kapsamındaki eğitim ve sertifikasyon gereklilikleri nelerdir?

Eğitim ve sertifikasyon F-Gaz yönetmeliğinin en önemli maddesidir. Servis teknisyenlerinin montaj, bakım ve F-Gaz içeren ömrünü tamamlamış cihazlardaki emisyonları nasıl en aza indirecekleri konusunda teorik ve pratik yeterliliklere sahip olmasını amaçlamaktadır.

"Montaj" ne anlam ifade etmektedir?

Sahip olunması gereken minimum yeterliliklere yer veren EC/303/2008 sayılı AB tebliği bu ifadeyi, soğutma sisteminin değişik parçalarını sahada bir araya getirme faaliyetlerini içeren geniş bir aralıkta tanımlamıştır. Florlu sera gazları içermek üzere tasarlanmış sisteme ait iki veya daha fazla elemanın veya devrenin, işletileceği mekanda bir araya getirilmesi süreci olarak değerlendirmiştir.

Yönetmelikte yer alan "bakım ve servis" kelimeleri ne anlama gelmektedir?

EC/303/2008 sayılı tebliğ bakım ve servis işlemlerini; geri kazanım ve sızdırmazlık kontrolü dışında, florlu sera gazları içeren ve bu amaçla tasarlanmış soğutma sistemlerinin bir ya da birden fazla devre elemanlarının sökülmesi, yeniden montajı ve kaçaklarının onarılması şeklinde tanımlamıştır.

Eğitim ve sertifikasyon zorunluluğu hangi faaliyetleri kapsamaktadır?

Florlu soğutucu akışkan (özellikle HFC) içeren sabit iklimlendirme, soğutma ve ısı pompası sistemleri ile çalışan personelin aşağıdaki faaliyetleri kapsayan uygulamalar için sertifika alma zorunluluğu vardır.

- Montaj
- Sızdırmazlık kontrolü
- Bakım ve servis
- Soğutucu akışkan (soğutkan) geri kazanım
- Devreden çıkarma (ömrünü tamamlamış sistemlerin demontajı)

Not: *AB 517/2014 sayılı yeni F-Gaz yönetmeliğinde, frigorifik kasalı kamyonlar ve soğutma sistemi ile donatılmış römorklar da kapsama alınmışlardır.*

Yönetmelik kapsamında uygulanması muhtemel eğitim programında neler yer almaktadır?

Eğitim programlarının aşağıdaki başlıkları içermesi beklenmektedir.

- yönetmelik ve teknik standartlar hakkında bilgi
- emisyonun önlenmesi
- florlu sera gazlarının geri kazanımı
- verilecek olan sertifikanın kapsayacağı tip ve kapasitedeki cihazlarla güvenli çalışma ilkeleri

Not: *517/2014 tarihli yeni yönetmelikte, F-Gazların kullanımını azaltacak ya da alternatifi olabilecek teknolojiler ve emniyetli çalışma prensipleri hakkında da bilgi verilmesi zorunludur.*

Herkes aynı kategoride sertifikaya mı sahip olacak?

Hayır. EC/303/2008 sayılı AB Tebliği, sabit iklimlendirme, soğutma ve ısı pompası sistemleri üzerinde çalışacak personel için düzenlenecek olan sertifikaları faaliyet alanlarını gözeterek dört kategoriye ayırmıştır. Kategori I, gerçekleştirilecek tüm faaliyetleri kapsarken, diğer kategorilerde bazı kısıtlamalar getirilmektedir. Kategoriler Tablo 2.5'de yer almaktadır.

Tablo 2.5 F-Gaz sertifikasyon sınıfları

Kategori	Kapasite	Müsaade edilen faaliyetler
I	Her kapasite	Sızdırmazlık kontrolü, soğutkan geri kazanım, montaj, bakım ve servis
II	< 3kg*	Soğutkan geri kazanım, montaj, bakım ve servis, sızdırmazlık kontrolü (sistemi atmosfere açık hale getirecek servis faaliyetlerini gerçekleştiremez)
III	< 3kg*	Soğutkan geri kazanım
IV	Her kapasite	Sızdırmazlık kontrolü (sistemi atmosfere açık hale getirecek servis faaliyetlerini gerçekleştiremez)
* < 6 kg - eğer üzerinde servis valfi vb. olmayan hermetik sızdırmaz bir sistem ise.		

Servis şirketlerinin sertifika alma zorunluluğu var mıdır?

Sabit iklimlendirme, soğutma ve ısı pompası sistemlerine hizmet veren servis şirketlerinin sertifika alma zorunluluğu vardır. Yönetmelik kapsamındaki faaliyetleri 3. şahıslar adına gerçekleştiren şirketlerin sertifikalandırılması gerekmektedir. Bu kural, şahıs şirketleri ve limited şirketler için de geçerlidir.

Bu servis şirketlerinde çalışacak teknik elemanların da EC/303/2008'de belirtilen yeterliliklere dayanan sertifikaları olmak zorundadır. Aynı zamanda şirketin, yönetmelikte belirtilen faaliyetleri yürütmeye yeterli sayı ve nitelikte ekipmana sahip olması beklenmektedir.

Yönetmelik hükümlerine tabi olmayan faaliyetler ve personel tanımını yapar mısınız?

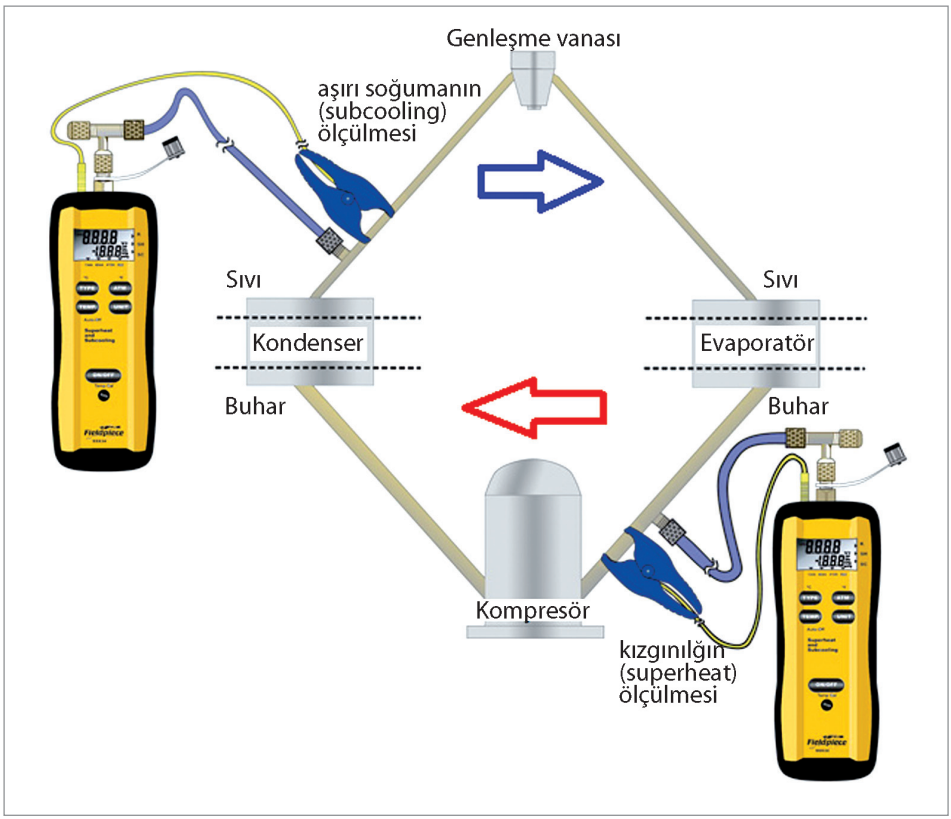
- Sertifikalı teknik elemanların gözetiminde çalışan stajyer iseniz,
- İklimlendirme, soğutma ve ısı pompası sistemlerindeki lehim ve kaynak işlerini yapan kişiler bu alanda ulusal ya da uluslararası yeterliliklerini belgeleyen sertifikaya sahip iseler ve F-Gaz sertifikalı bir teknik elemanın gözetiminde çalışıyorlarsa,
- WEEE Direktifi kapsamında 3kg'den daha az F-Gaz içeren hurda cihazlardan geri toplama işinde çalışıyorsanız,
- İklimlendirme, soğutma, ısı pompası alanlarında üretim yapıyorsanız ve tüm onarım işlerini üretim alanında gerçekleştiriyorsanız,

bireysel ya da şirket sertifikasına sahip olmanız beklenmeyecektir.

2.6 KIZGINLIK (SUPERHEAT) VE AŞIRI SOĞUMA (SUBCOOLING) KAVRAMLARI

Mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kızgınlık (superheat) emiş hattında ve aşırı soğuma (subcooling) ise sıvı hattında meydana gelmektedir. İki değer de soğutma sistemleri için önemli kavramlardır. Sistem tasarımı yapılırken aşırı soğuma

değerinin iyi belirlenerek soğutucu akışkanın genleşme vanasına buhar, kızgınlık değerinin iyi belirlenerek soğutucu akışkanın kompresöre sıvı olarak girmesi önlenmelidir. Şekil 2.55'te kızgınlık ve aşırı soğuma bölgeleri ve ölçüm noktaları gösterilmektedir.



Sekil 2.55 *Kızgınlık ve aşırı soğutma bölgeleri ve ölçüm noktaları*

Aşırı Soğuma (Subcooling)

Soğutucu akışkanların kondenserde tamamen sıvı hale gelmesi istenir ve buna göre tasarım yapılır. Kondenserden çıkan sıvı akışkanın, sıvı hattında meydana gelen basınç kayıplarından dolayı doyma sıcaklığı düşmekte ve genleşme vanası girişinde buhar oluşmaktadır. Oluşan buhar, genleşme vanasının çalışmasını ve verimini olumsuz yönde etkilemektedir. Aşırı soğuma; bu olumsuzları önlemek için sıvı hattındaki basınç kayıplarını karşılayacak şekilde akışkan sıcaklığının yoğuşma sıcaklığının altına düşürülme işlemidir. Sıvı hatlarında basınç kayıplarının az olması için akışkan hız değerleri düşük tutulmaktadır. Hız değerlerinin ortalama 1,5 m/s geçmesi istenmemektedir. Soğutma sistemlerde en büyük problemlerden birisi de sıkıştırma esnasında yağ ayırıcı kullanılsa bile sisteme yağ karışımının engellenememesidir. Sıvı hattında soğutucu akışkan hızının düşük olması, yağın kompresör karterine döndürülebilmesi

için olumsuz bir etken olarak görülebilir. Ancak sıvı hattında akışkan yağ ile kolay karışabildiği için, yağ akışı veya dönüşünde çok büyük problemler oluşmamaktadır.

Subcooling değerinin ölçülmesi için ise kondenser yoğuşma basıncı ölçülür ve akışkana göre tablolar yardımı ile o basınçtaki yoğuşma sıcaklığı belirlenir ve aynı zamanda genleşme valfi giriş sıcaklığı ölçülür. Kondenser yoğuşma sıcaklığından genleşme elemanı (TXV) giriş sıcaklığı çıkarılarak aşırı soğuma değeri bulunur.

Subcooling = Kondenser yoğuşma sıcaklığı-genleşme valfi (TXV) giriş sıcaklığı

Sıvı hatlarında basınç kayıplarının fazla olmaması için gereksiz yere yardımcı elemanlar kullanılmamalı, boru uzunluğu mümkün olduğu kadar kısa tutulmalı, dikey yükselen borulardan kaçınılmalı ve boru çapları uygun değerlerde seçilmelidir. Ayrıca boru işçiliği iyi yapılmalı, gereksiz yere dönüş ve kıvrılmalardan kaçınılmalıdır. Boru bağlantıları standartlara uygun olmalı ve borular ezilmemelidir. Sıvı hattında buhar moleküllerinin oluşması genleşme ve solenoid valflerinin kapasitelerinin düşmesine, genleşme valfi iğnesinde aşınmalara, evaporatöre giren sıvı akışkan miktarının dengesizleşmesine ve soğutma sisteminin kapasitesinin düşmesine neden olmaktadır. Bu olumsuzlukların önlenebilmesi için sıvı akışkanın sıvı hattındaki basınç kayıplarını karşılayacak şekilde akışkan sıcaklığının yoğunlaşma sıcaklığının altına düşürülmesi ve genleşme vanasına giren akışkanın tamamen sıvı olacak şekilde tasarım yapılmalıdır. Tasarım esnasında aşırı soğuma değerinin hesaplanabilmesi için sıvı hattında meydana gelebilecek basınç kayıplarının hesaplanması gerekmektedir.

Örnek: Soğutucu akışkan olarak R-404A kullanılan bir soğutma sisteminde;

- Yoğuşma basıncı ve sıcaklığı: 1958,3 kPa, 45 °C
- Yükselen borulardaki basınç kaybı (P_h): 145 kPa
- Borulardaki toplam sürtüme basınç kaybı (P_b): 45,5 kPa
- Sıvı hattı elemanlarında meydana gelen basınç kaybı (P_e): 82 kPa

Çözüm:

- Sıvı hattında meydana gelen toplam basınç kaybı $P_t = P_h + P_b + P_e$
  $P_t = 145 + 45,5 + 82$
  $P_t = 272,5$ kPa

- 45 °C'deki yoğuşma basıncı = 1958,3 kPa (manometrik basınç)
  Genleşme valfi giriş basıncı (P_{TXV}) = Kondenser yoğuşma basıncı - Sıvı hattı basınç kaybı
  = 1958,3-272,5
  = 1685,8 kPa (manometrik basınç)

$P_{TXV} = P_{kondenser} - \Delta P_{sıvı\ hattı}$

$P_{TXV} = 1958{,}3 - 272{,}5 \Rightarrow P_{TXV} = 1685{,}8$ kPa

- 1685,8 kPa'daki doyma sıcaklığı= 39 °C (manometrik basınç)

- Aşırı soğuma = Yoğuşma sıcaklığı - Genleşme valfi giriş sıcaklığı

$T_{aşırı\ soğuma} = T_{kondenser} - T_{TXVg}$

Aşırı soğuma= 45 °C-39 °C=6 °C

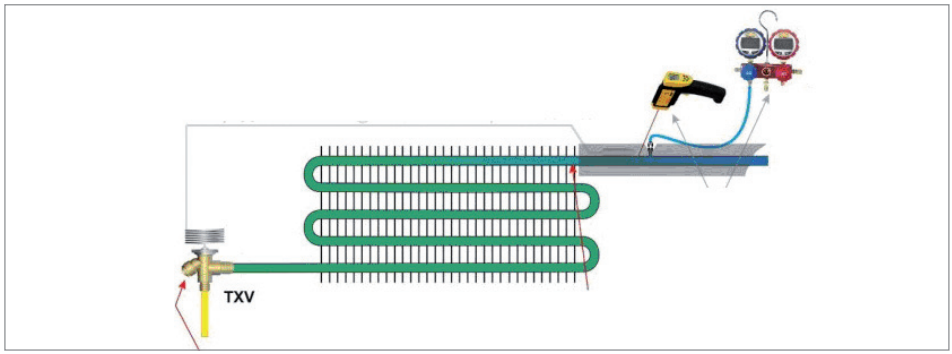
Bu sistemde kabul edilen basınç kayıplarına göre genleşme vanası girişinde buhar oluşmaması için aşırı soğuma değerinin en az 6 °C veya genleşme valfi giriş sıcaklığının en az 39 °C olması gerekmektedir.

Kızgınlık (Superheat)

Akışkanın doyma basıncına karşılık gelen sıcaklıktan daha yüksek sıcaklıkta bulunma haline kızgın buhar adı verilir. Mekanik sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde evaporatörde ısı çekerek tamamen doymuş buhar haline gelen akışkanın daha fazla ısıtılarak sıcaklığının artırılması kızgınlık olarak ifade edilir. Kızgınlık; evaporatörün çıkışı, emiş hattı ve kızgınlığı meydana getirmek için uygulanan özel işlemler sonucu oluşur. Kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan içerisinde sıvı akışkan bulunmaz. Kızgınlığın temel amacı kompresöre sıvı akışkan girişini önlemektir. Ayrıca, evaporatörün tüm yüzeyininin kullanılmasına yardımcı olur. Oto klimalarında 3-5 °C kızgınlık, yeterli olurken 10 °C'ye kadar çıkan kızgınlık değeri olan uygulamalar da vardır. Esas olan evaporatör kızgınlığı olmakla birlikte, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde kompresör kızgınlığı ifadesi de kullanılmaktadır.

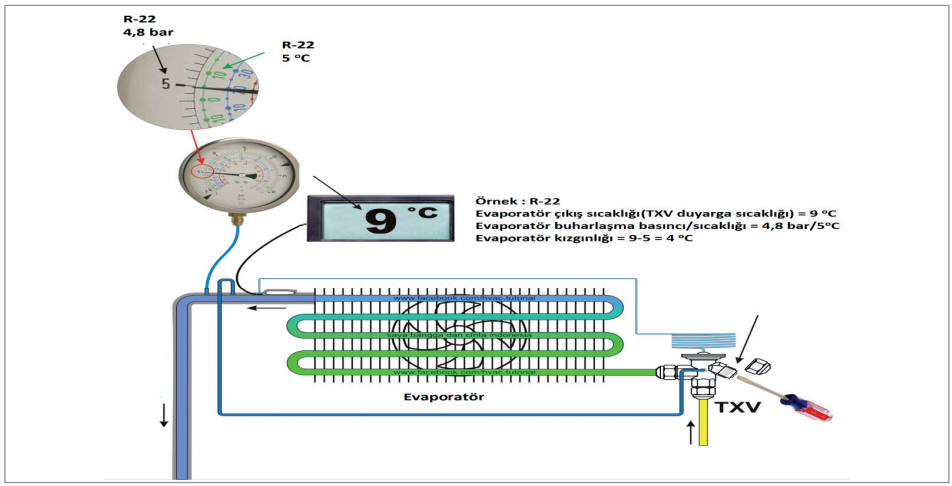
1. Evaporatör Kızgınlığı

Evaporatör kızgınlığın hesaplanabilmesi akışkanın evaporatördeki buharlaşma basıncı ölçülerek kullanılan soğutucu akışkana göre tablolarından yararlanılarak evaporatör buharlaşma sıcaklığı bulunur. Evaporatör çıkış sıcaklığının (TXV kuyruk sıcaklığı) termometre veya diğer sıcaklık ölçerleri ile ölçülmesi gerekmektedir. Evaporatör kızgınlığı; evaporatör çıkış sıcaklığından evaporatör buharlaşma sıcaklığının çıkarılması ile elde edilir. Şekil 2.56'da evaporatör kızgınlığının hesaplanması gösterilmektedir. Şekil 2.57'de de ise örnek bir uygulama verilmektedir.



Evaporatör Kızgınlığı = Evaporatör çıkış sıcaklığı – Evaporatör buharlaşma sıcaklığı

Şekil 2.56 *Evaporatör kızgınlığın ölçülmesi*

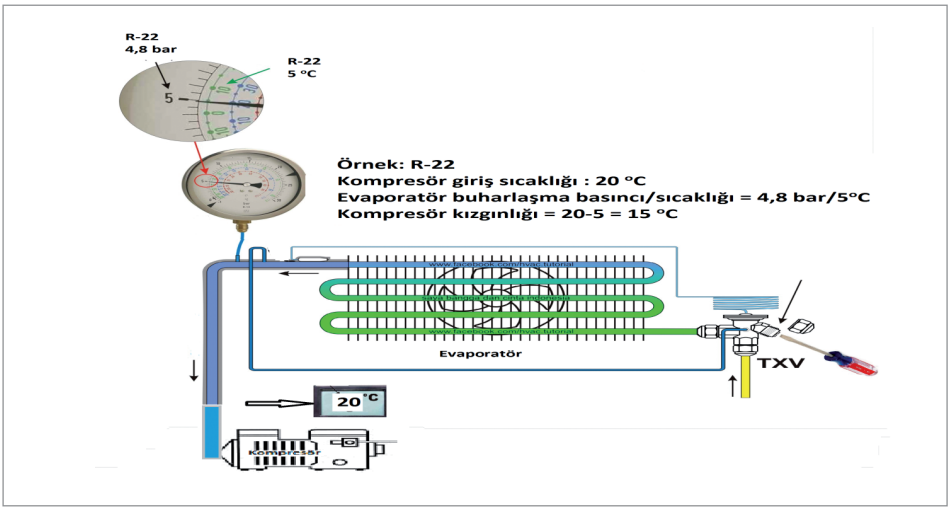


Şekil 2.57 *Evaporatör kızgınlığının hesaplanması*

2. Kompresör Kızgınlığı

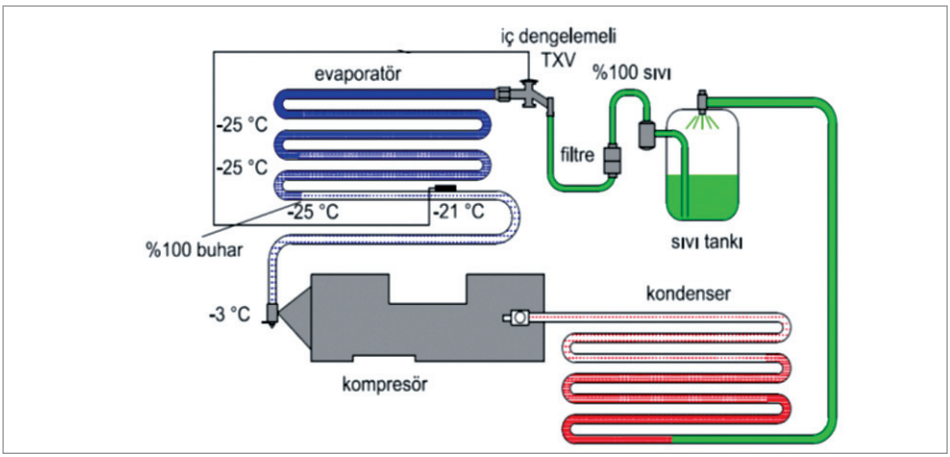
Kompresör kızgınlığın hesaplanabilmesi akışkanın evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı ile kompresör giriş sıcaklığının ölçülmesi gerekmektedir. Kompresör kızgınlığı; kompresör giriş sıcaklığından evaporatör buharlaşma sıcaklığının çıkarılması ile elde edilir. Şekil 2.58'de kompresör kızgınlığının hesaplanması gösterilmektedir.

Kompresör Kızgınlığı = Kompresör giriş sıcaklığı–Evaporatör buharlaşma sıcaklığı



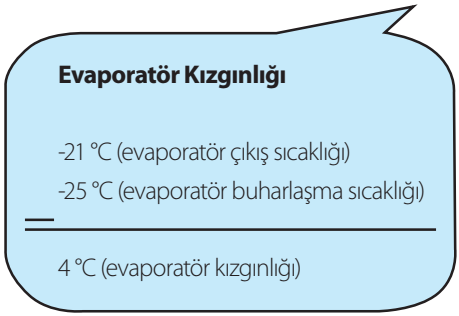
Şekil 2.58 *Kompresör kızgınlığının hesaplanması*

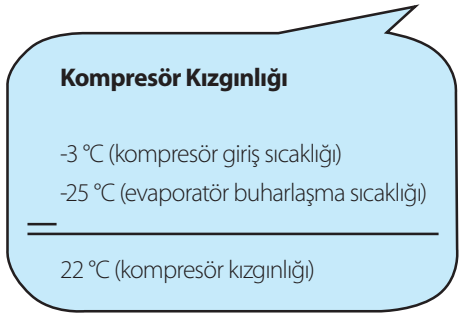
Şekil 2.59'da soğutma sisteminde evaporatör ve kompresör kızgınlığının hesaplanması örnek olarak gösterilmektedir. R-404A kullanılan bu sistemde evaporatör buharlaşma sıcaklığı -25 °C, evaporatör çıkış sıcaklığı -21 °C ve kompresör giriş sıcaklığı -3 °C olarak ölçülmüştür.



Şekil 2.59 *Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevriminde evaporatör ve kompresör kızgınlığının gösterilmesi.*

(Evaporatör kızgınlığı= [(-21)-(-25)]=4 °C, kompresör kızgınlığı = [(-3)-(-25)]=22 °C)





Çoğu servis elemanı emiş hattı ve kompresör girişinde aşırı derecede karlanma olduğu zaman, bu olayın soğutma sistemine özellikle kompresöre zarar vereceğini düşünürler. Aslında bu düşünce yüksek sıcaklık -özellikle- klima uygulamalarında doğrudur. Fakat düşük sıcaklık uygulaması olan soğutma işlemlerinde bu düşünce doğru değildir. Özellikle kompresör giriş sıcaklığı 0 °C altında olan soğutma uygulamalarında emiş borusu eğer yalıtılmamış ise, emiş hattı borusu yüzeyindeki havanın sıcaklığı çiğ noktası sıcaklığının altına düşeceğinden emiş hattı boru yüzeyinde veya kompresör girişinde yoğuşma meydana gelir. Yoğuşan su; emiş hattı boru yüzey sıcaklığı veya kompresör giriş sıcaklığı 0 °C altında ise donar ve karlanma meydana gelir. Bu normal bir durumdur ve kompresör için herhangi bir tehlike arz etmez.

Örnek: Ürün muhafaza (oda) sıcaklığı - 25 °C ve bağıl nem değeri % 95 olan bir soğuk odanın evaporatör kızgınlığı 5 °C ve kompresör kızgınlığı 20 °C olduğuna göre;

a) buharlaşma sıcaklığını,
b) evaporatör çıkış sıcaklığını (TXV kuyruk sıcaklığı),
c) kompresör giriş sıcaklığını bulunuz.
d) kompresör; çiğ noktası sıcaklığı 15 °C olan bir ortamda ve emiş hattı yalıtılmamış ise kompresör girişinde karlanma olur mu? Bu olay kompresör için normal bir durum mudur?

Çözüm:

a) Tablo 2.1'deki Eurovent ENV 328'e göre oda bağıl nemi % 95 ve muhafaza sıcaklığı -25 °C ise evaporatör buharlaşma sıcaklığı -31 °C seçilmelidir.

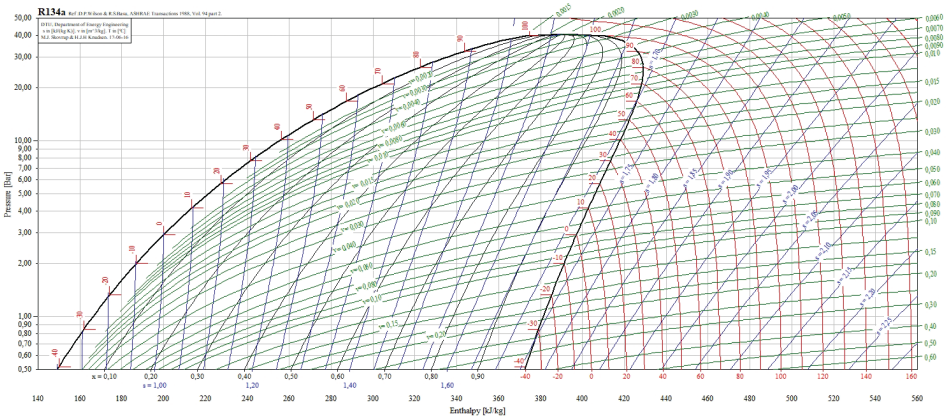
b) Evaporatör çıkış sıcaklığı: -31 + 5 = -26 °C

c) Kompresör giriş sıcaklığı: -31 + 20 = -11 °C

d) Kompresör giriş sıcaklığı = -11<15 çiğ noktası sıcaklığı olduğu için kompresör girişinde dış ortamdaki hava içerisindeki su buharı yoğuşur. Giriş sıcaklığı -11 °C olduğu için yoğuşan su karlanmaya neden olabilir. Bu nedenden dolayı meydana gelen karlanma, kompresör için normal bir durumdur. Çünkü, karlanma dış yüzeyde olmakta, kompresöre zarar vermemektedir.

2.7 BASINÇ-ENTALPİ (P-h) VE SICAKLIK-ENTROPİ (T-s) DİYAGRAMLARI

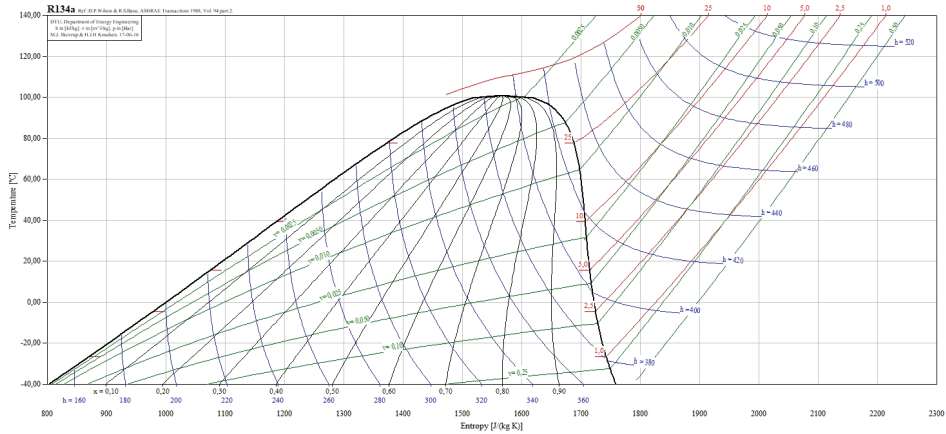
Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin analizinde P-h ve T-s diyagramları kullanılır. Uygulamada en yaygın olarak kullanılanı ise P-h diyagramıdır. Her bir akışkan için faklı P-h ve T-s diyagramları mevcuttur. Şekil 2.60'da R-134A akışkanı için P-h diyagramı gösterilmektedir. P-h diyagramında çanağın sol tarafında akışkan sıvı, çanak içerisinde sıvı+buhar karışımı ve çanağın sağ tarafında ise kızgın buhar halindedir. Soğutma çevrimleri çoğunlukla kritik sıcaklık veya kritik basınç değerlerinin altında gerçekleşir. Çok az da olsa, mesela CO_2'li soğutma sistemlerinde kritik sıcaklık üzerinde gerçekleşen soğutma çevrimi uygulamaları vardır. Çanağın sol tarafındaki eğri doymuş sıvı eğrisi, sağ tarafındaki eğri ise doymuş buhar eğrisidir. Çanağın tepe noktası kritik sıcaklık veya kritik basınç noktası olarak ifade edilir. P-h diyagramında yatay noktalı çizgiler basınç, dikey noktalı çizgiler entalpi, mavi çizgiler entropi, kırmızı çizgiler özgül hacim, sürekli siyah çizgiler sıcaklık (sıvı bölgesinde yaklaşık entalpi eğrilerine paralel, çanak içerisinde sabit, kızgın buhar bölgesinde ise eğimli bir şekilde devam etmektedir) ve çanak içerisindeki kesik çizgiler ise yüzde olarak sıvı+buhar oranlarını göstermektedir.



Şekil 2.60 *R-134A için basınç-entalpi (P-h) diyagramı*

Şekil 2.61'de ise T-s diyagramı gösterilmektedir. Diyagramda çanağın sol tarafındaki eğri doymuş sıvı eğrisi, sağ tarafındaki eğri ise doymuş buhar eğrisidir. Çanağın tepe noktası, kritik sıcaklık veya kritik basınç noktası olarak ifade edilir. T-s diyagramında

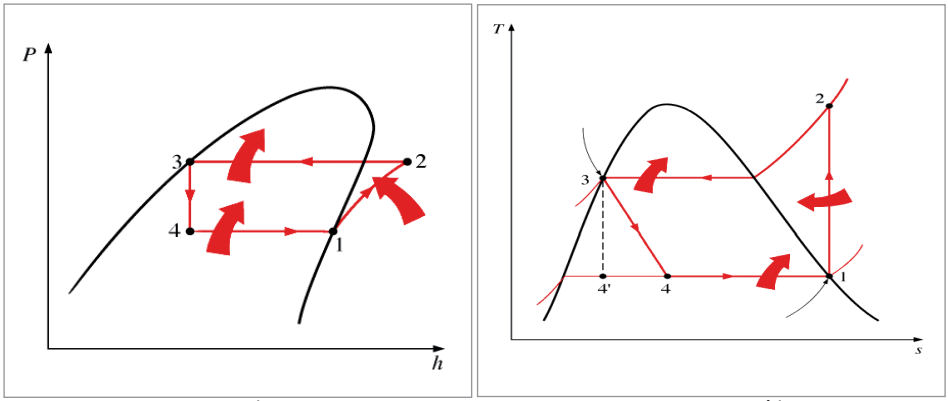
yatay noktalı çizgiler sıcaklık, dikey noktalı çizgiler entropi, mavi çizgiler entalpi, kırmızı çizgiler özgül hacim, sürekli siyah çizgiler basınç ve çanak içerisindeki kesik çizgiler ise yüzde olarak sıvı + buhar oranlarını göstermektedir.



Şekil 2.61 *R-134A için sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı*

Teorik soğutma çevrimlerinde sistemdeki evaporatör ve kondenserdeki basınç kayıpları, emiş hattı, basma hattı ve sıvı hattındaki basınç kayıpları ve ısı alış-verişleri, kızgınlık (superheat), aşırı soğuma (subcooling) değerleri ihmal edil-mektedir. Sistemdeki akışkanın evaporatörden doymuş buhar olarak çıktığı ve aynı şartlarda kompresöre girdiği kabul edilir. Kompresörde sıkıştırma sırasında entropinin sabit kaldığı (izentropik verim=1) kompresör çıkış şartları ile kondenser giriş şartlarının aynı kaldığı kabul edilmektedir. Aynı şekilde kondenser çıkışı ile genleşme vanası giriş değerlerinin aynı olduğu varsayılmaktadır. Şekil 2.62'de teorik buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemleri için P-h ve T-s çevrimleri gösterilmektedir.

Bu çevrimlerde 1-2 arası kompresörde sıkıştırma (entropi sabit) işlemini, 2-3 arası kondenserde yoğuşturma işlemini, 3-4 arası genleşme vanasında basınç düşümü iş-lemini (entalpi sabit) ve 4-1 arası ise evaporatörde ısı çekme işlemi gösterilmektedir.



a) b)

Şekil 2.62 *Teorik soğutma çevrimin a) P-h b) T-s diyagramlarında gösterilmesi*

Teorik P-h soğutma çevriminde;
1-2 arası kompresörde izentropik sıkıştırma işlemi;

$$Q_{komp} = m\ (h_2 - h_1)$$

2-3 arası kondenserde sabit basınçta ısı atma ile yoğuşturma işlemi;

$$Q_{kond} = m\ (h_2 - h_3)$$

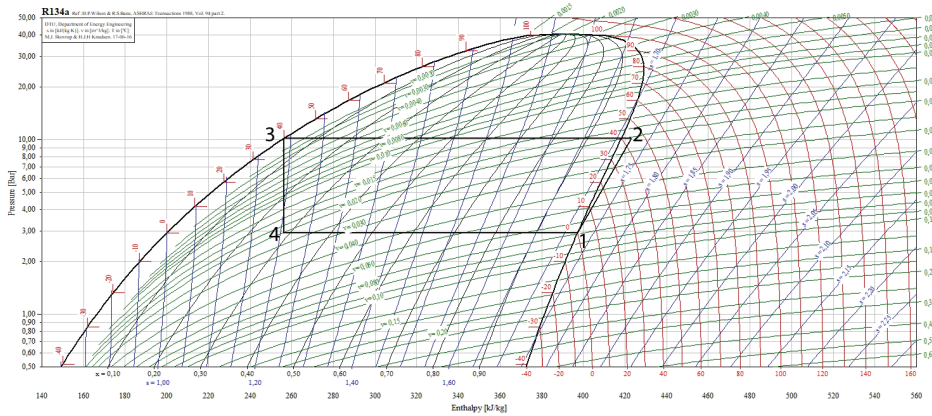
3-4 arası genleşme elemanında adyabatik (entalpi sabit) basınç düşürme işlemi;

$$Q_{txv} = m\ (h_3 - h_4) = 0 \qquad h_3 = h_4$$

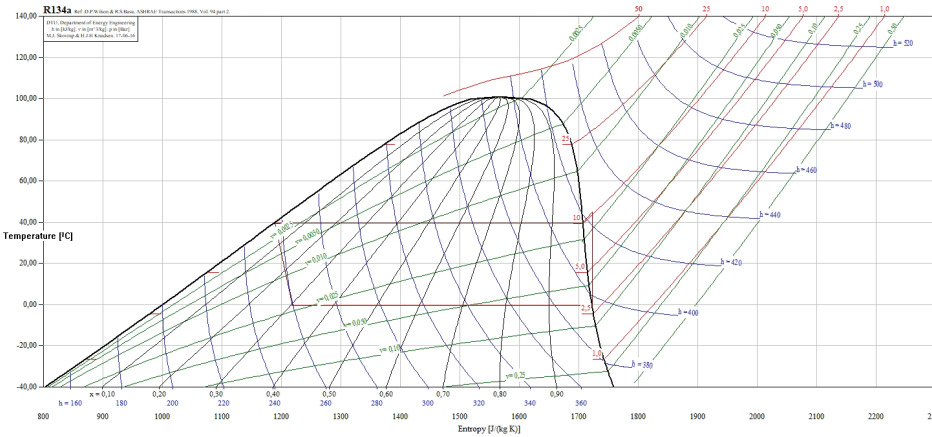
4-1 arası evaporatörde sabit basınçta ısı çekme ile buharlaşma işlemi

$$Q_{evap} = m\ (h_1 - h_4)$$

Örnek: Şekil 2.63'de R-134A soğutucu akışkan kullanılan teorik bir soğutma çevriminin evaporatör buharlaşma sıcaklığı 0 °C (293 kPa veya 2,93 bar), ve kondenser yoğuşma sıcaklığı 40 °C (1020 kPa veya 10,2 bar) ölçülmüştür. Bu teorik çevrimin P-h ve T-s diyagramlarında gösterimi şekil 2.63 ve şekil 2.64'de verilmiştir.

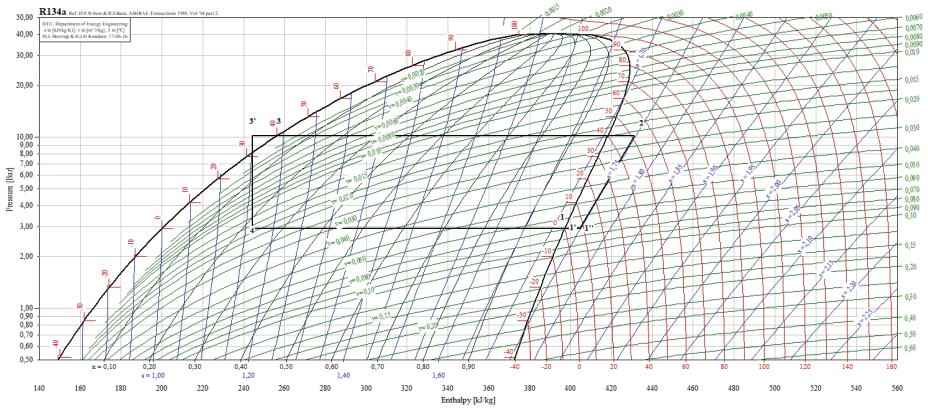


Şekil 2.63 *R-134A akışkanlı teorik soğutma çevriminin P-h diyagramında gösterilmesi*



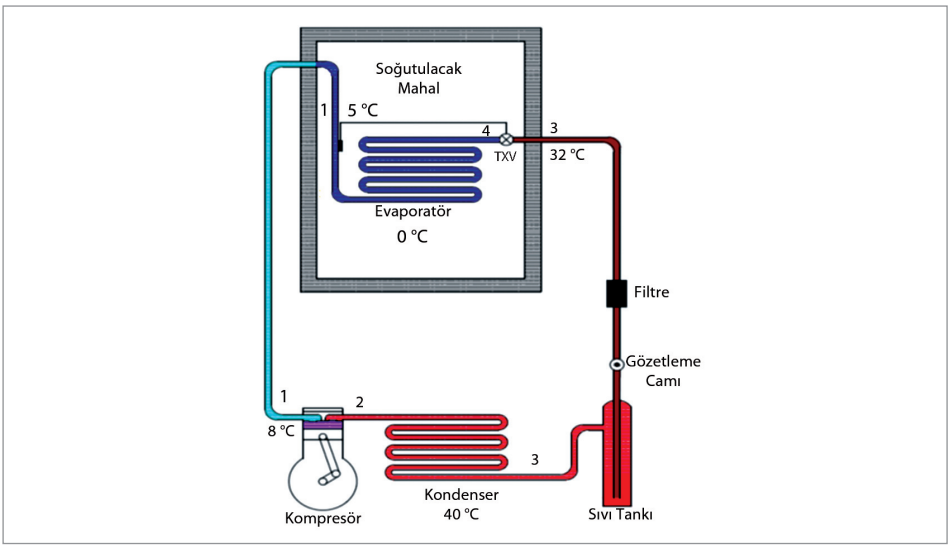
Şekil 2.64 *R-134A akışkanlı teorik soğutma çevriminin T-s diyagramında gösterilmesi*

Eğer sistemde kızgınlık ve aşırı soğuma varsa (gerçekte istenen ve gerçekleşen bir durumdur) Şekil 2.65'de P-h diyagramında aşırı soğuma ve kızgınlığın olduğu çevrimler gösterilmektedir. Çevrimlerde 3-3´ aşırı soğuma değerini ve 1-1´ ise kızgınlık değerini göstermektedir.



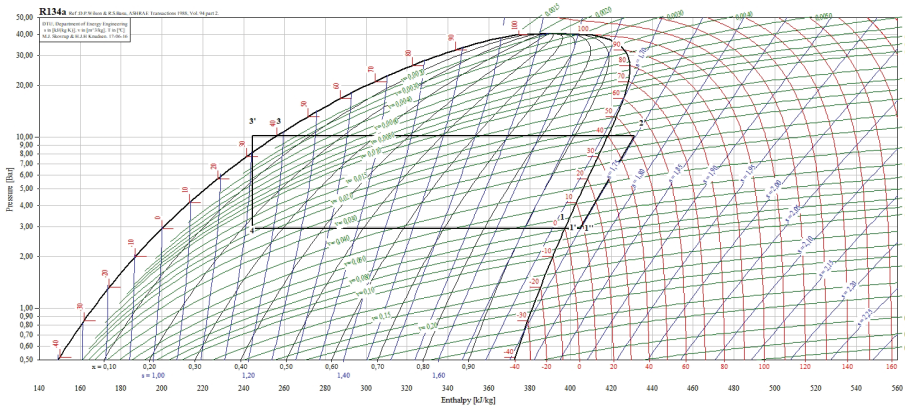
Şekil 2.65 *P-h diyagramında kızgınlık ve aşırı soğumanın gösterilmesi*

Örnek: Şekil 2.65'de sıcaklık ve değişim noktaları verilen soğutma çevriminde R-134A soğutucu akışkanı kullanılmaktadır. Yoğuşma sıcaklığı 40 °C ve buharlaşma sıcaklığı 0 °C olmaktadır. Evaporatör çıkış sıcaklığı (1') 4 °C ve kompresör giriş sıcaklığı (1") 8 °C ölçülmüştür. Sıkıştırma işlemi izentropik olarak gerçekleşmekte, sıkıştırma işlemi esnasında entropi sabit kalmaktadır. P-h diyagramı üzerinde çevrim gösterilmektedir. Basınç kayıpları ihmal edilmektedir.



Şekil 2.66 *R-134A Soğutma çevrimi*

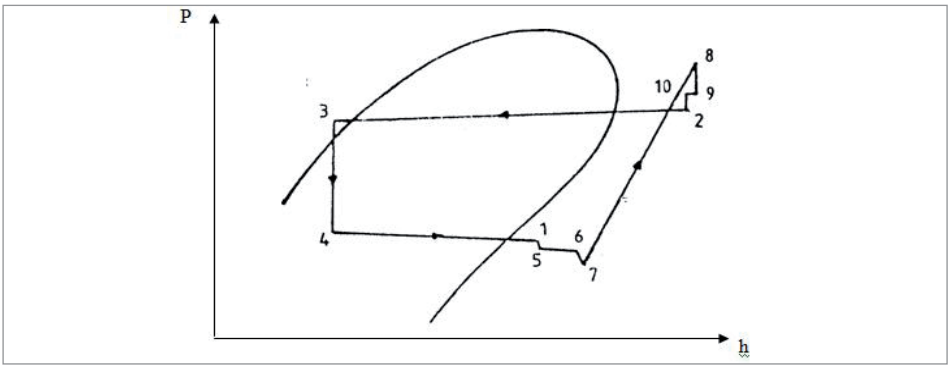
Çözüm:
Aşırı Soğuma = (40 - 32) = 8˚C
Evaporatör kızgınlığı = [(5) - (0)] = 5 °C
Kompresör kızgınlığı = [(8) - (0)] = 8 °C



Şekil 2.67 *Çevrimin P-h diyagramında gösterilmesi*

Gerçek Çevrimin P-h Diyagramında Gösterilmesi

Uygulamada P-h ve T-s çevrimleri daha farklı boyut kazanırlar. Bunun nedeni olarak, çevrim esnasında meydana gelen basınç kayıpları ve ısı alışverişleri gösterilebilir. Gerçek çevrimde; evaporatörü (1) noktasında terk eden soğutucu akışkanın (1-5) arasında emme hattındaki yük kaybından dolayı basıncı düşer. Soğutucu akışkana ortamdan ısı geçişi neticesinde (5-6) arasında sıcaklık artar ve (6-7) arasında ise emme valfindeki basınç kaybı yüzünden basınç düşer. Kompresöre (7) noktasında giren soğutucu akışkanın, (8) noktasında (8 noktası, kompresörün izentropik verim değerine göre değişir. Genelde eski ve verimsiz çalışan kompresörlerde bu değer sağa doğru kayar ve kompresörün harcadığı enerji artar) kompresörü terk ettikten sonra, (8-9) arasında çıkış valfinde basınç düşer, (9-10) arasında ortama ısı kaybı nedeniyle sıcaklığı azalır, (10-2) arasında basma hattındaki borularda yük kayıplarından dolayı basıncı düşer. Soğutucu akışkan yoğuşturucuya (2) noktasında girer ve yoğuşturucudaki borularda sürtünmeler sebebiyle basınç bir miktar düşer. Soğutucu akışkan (3) noktasında yoğuşturucuyu terk eder ve kısılma vanasına girer. (3-4) arasında kısılma işleminde soğutucu akışkan genişlerken basıncı ve sıcaklığı düşer. Kısılma işlemi, gerçek çevrimde sabit entalpide olmaz. Soğutucu akışkan (4) noktasında buharlaştırıcıya girer, ortamdan ısı çekerek buharlaştırıcıyı kızgın buhar olarak (1) noktasında terk eder. Yoğuşturucuda olduğu gibi borulardaki sürtünmeler sebebiyle evaporatörde buharlaşma esnasında basınç kaybı meydana gelir. Şekil 2.68'de gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimin P-h diyagramı verilmektedir.



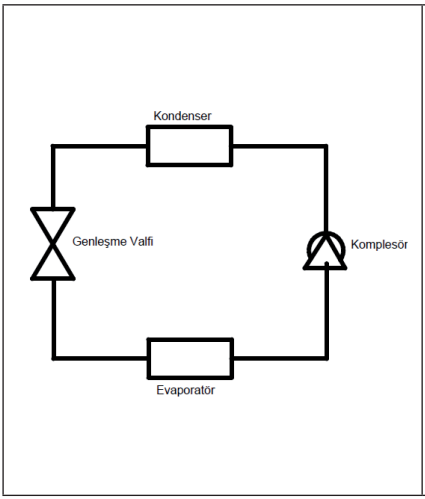
Şekil 2.68 *Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimin P-h diyagramında gösterilmesi*

2.8 CO_2 SOĞUTMA ÇEVRİMİ

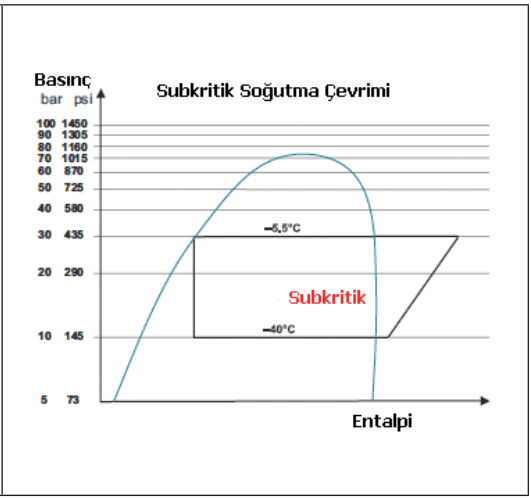
CO_2 soğutma sistemlerinde Subkritik ve Transkritik olmak üzere iki tip temel çevrim vardır. Subkritik olarak adlandırılan çevrimin tamamında basınç kritik noktanın altındadır. Transkritik çevrimde ise çevreye ısı geçişi kritik noktanın üzerinde gerçekleşir.

Direkt Genleşmeli CO_2 Subkritik Çevrim

Subkritik çevrim soğutma endüstrisinde en çok kullanılan sistemdir. Bütün sıcaklıklar ve basınçlar kritik noktanın altında, üçlü noktanın üzerindedir. Tek kademeli CO_2 subkritik çevrim oldukça basit bir sistemdir. Fakat kısıtlı sıcaklık aralığı ve yüksek basınçtan dolayı bazı dezavantajları bulunmaktadır. Düşük yoğuşma sıcaklığından dolayı çevreye ısı geçişinin gerçekleşmesi güçleşir. Çalışma basıncı 60 bar seviyelerindedir.



Şekil 2.69 *Direkt genleşmeli CO_2 subkritik çevrim*

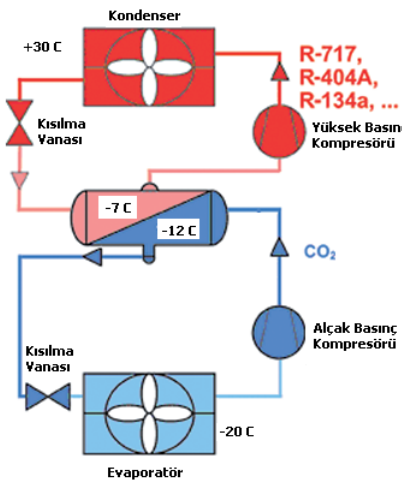


Şekil 2.70 *Direkt genleşmeli CO_2 subkritik çevrim ln P- h diyagramı*

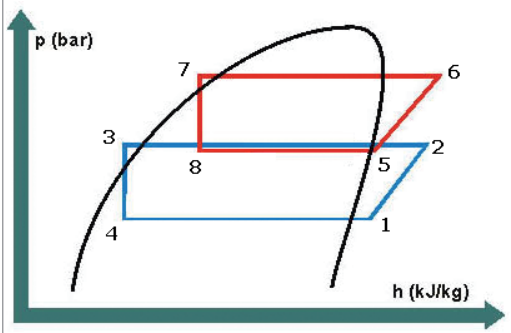
CO_2 Subkritik Kaskad Çevrimi

CO_2 kaskad sistem, birbirine karışmayan iki farklı akışkanlı iki çevrimden oluşan bir soğutma çevrimidir. İki çevrimden bir tanesi genellikle sıkıştırma çevrimidir ve dışarıya ısı geçişinin gerçekleştiği çevrimdir. Bu sistemlerde, akışkan olarak R 717 (NH_3-amonyak) başta olmak üzere, R404A ve uygun diğer HFC akışkanlar kullanılır. Bu tip sistemlerde çalışma basıncı 40-45 bar dolaylarındadır.

Kaskad sistemlerde farklı olarak kaskad kondenseri olarak bilinen ısı değiştiricisinde CO_2 yoğuşurken, yüksek sıcaklık tarafındaki akışkan buharlaşmaktadır. Bu tip ısı değiştiriciler plaka tipi veya boru-kovan tipinde olabilir.



Şekil 2.71 *Subkritik CO_2 - R-717/R-404A/R-134A kaskad çevrimi şeması*

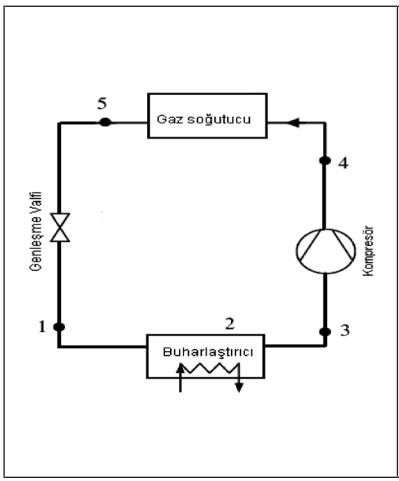


1-2 CO_2 kompresöründe izentropik sıkıştırma
2-3 Kaskad kondenserde (kovan tipi) CO_2'in sabit basınçta yoğuşması
3-4 Genleşme valfinde sıvı CO_2'in genleşmesi
4-1 Subkritik evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
5-6 R717/R404A/R134A,…vb. kompresöründe izentropik sıkıştırma
6-7 R717/R404A/R134A,…vb. kondenserinde sabit basınçta yoğuşma
7-8 R717/R404A/R134A,…vb. genleşme Valfinde sabit entalpide genişleme
8-5 Kaskad kondenserde (kovan tipi) sabit basınçta NH_3'ün buharlaşması

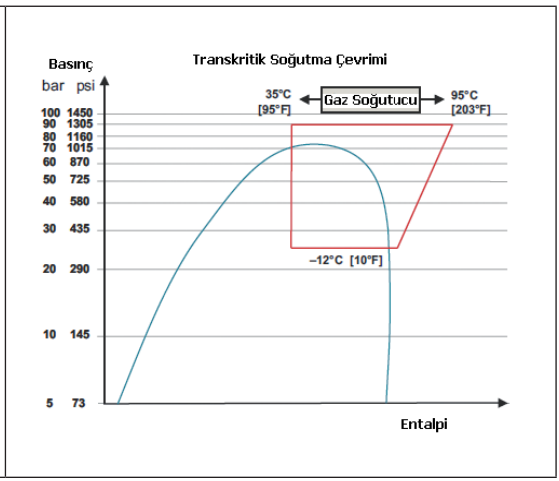
Şekil 2.72 *Subkritik CO_2 - R-717/R-404A/R-134A kaskad çevrimi In P-h diyagramı*

CO_2 Transkritik Çevrim

CO_2, 31,06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncına sahiptir. Klasik buhar sıkıştırmalı çevrimlerde olduğu gibi akışkanın kondenserde yoğuşarak atmosfere ısı atması mümkün değildir. Süperkritik bölgede çevreye ısı geçişi gaz fazındaki CO_2'in yoğuşmaksızın, sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşir. Bu şekilde gerçekleşen çevrimlere "transkritik CO_2 çevrimi" denir. Bu sebeple sistemde kondenserin yerini gaz soğutucu alır. Transkritik CO_2 çevriminde kompresörde sıkıştırılmış CO_2, gaz soğutucusunda ısısını çevreye verir.



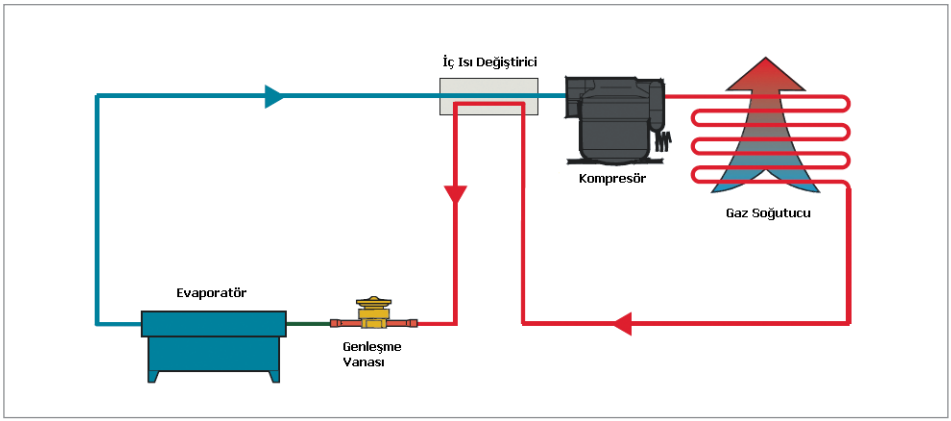
Şekil 2.73 *CO_2 Transkritik çevrim*



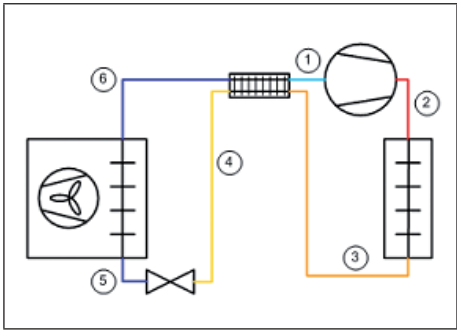
Şekil 2.74 *CO_2 Transkritik çevrim lnP-h diyagramı*

İç Isı Değiştiricili Tek Kademeli Basit Transkritik Çevrimi

Transkritik sistemlerde etkenliği artırmaya yönelik olarak iç ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu eşanjör, sistemin EER değerini artırmaya yönelik hem buhar soğutucu çıkış sıcaklığını düşürürken kompresöre sıvı kaçmasını engellemek için akümülatör görevi görerek evaporatör çıkışında buhar olmasını garanti altına alır. Şekil 2.75'de iç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim, Şekil 2.76'da iç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim, Şekil 2.77'de iç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim lnP-h diyagramı ve Şekil 2.78'de iç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrimin T-s diyagramı verilmektedir.

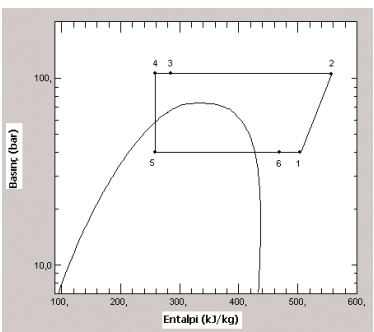


Şekil 2.75 *İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim*

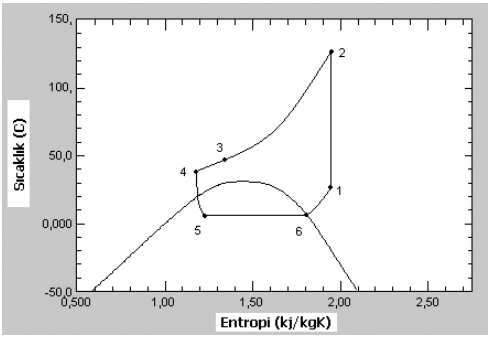


1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
2-3 Gaz soğutucusunda sabit basınçta ısı geçişi
3-4 İç ısı değiştiricide soğuma
4-5 Genleşme valfinde sabit entalpide genleşme
5-6 Transkritik evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
6-1 İç ısı değiştiricide kızdırma

Şekil 2.76 *İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim*



Şekil 2.77 *İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim lnP-h diyagramı*

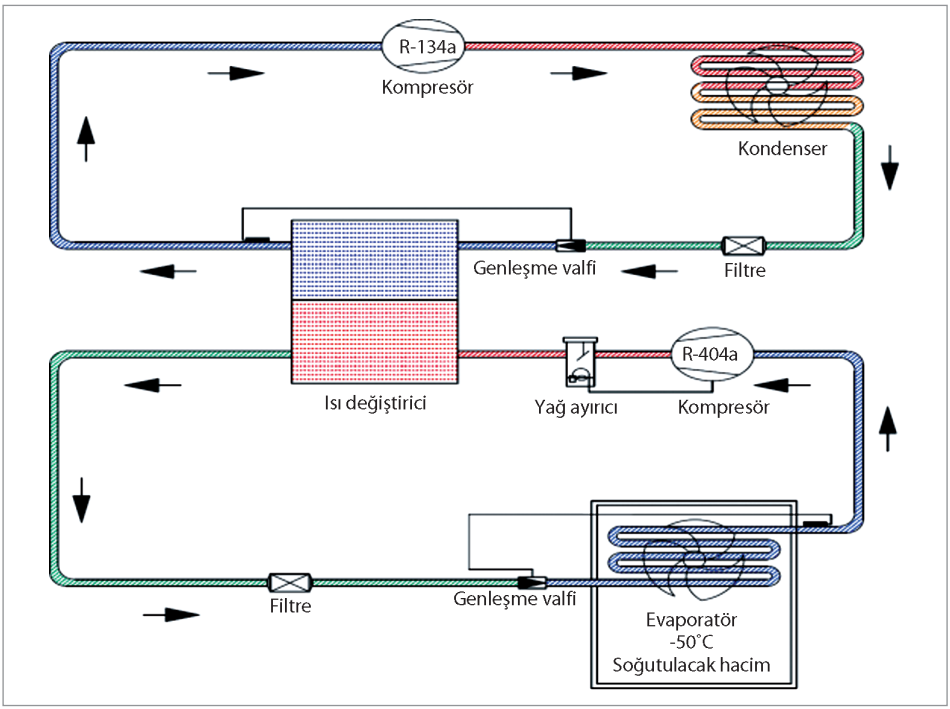


Şekil 2.78 *İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim T-s diyagramı*

2.9 KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Bazı özel endüstriyel ve laboratuvar uygulamalarında çok düşük sıcaklıklara ihtiyaç duyulur. Tek bir buhar sıkıştırmalı mekanik çevrim ile bu sıcaklığı elde etmek oldukça zor ve ekonomik açıdan avantajlı değildir. İki kademeli soğutma sistemlerinde kompresörlerde harcanan enerji az ve kompresör çıkış sıcaklığı daha düşüktür. EER değeri tek kademeli sistemlere göre daha fazla, fakat ilk kuruluş maliyetleri yüksektir. Kondenserdeki yoğuşma basıncı ile evaporatördeki buharlaşma basıncı arasındaki fark büyük olduğu için bu tür sistemlerde kullanılan kompresörlerin sıkıştırma oranları da çok yüksek olmaktadır. Sıkıştırma oranı arttıkça kompresörlerin verimi çok düşmekte ve enerji harcamaları aşırı derecede artmaktadır. Ayrıca kompresör maliyetleri yükselmektedir.

Şekil 2.79'da soğutucu akışkan olarak R-134A ve R-404A kullanılan iki kademeli soğutma çevrimi gösterilmektedir. İki kademeli soğutma sistemi iki ayrı buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinden oluşmaktadır. Birinci kademedeki soğutma sisteminin (R-134A) evaporatörü, ikinci kademe sistemin (R-404A) kondenseri olmaktadır (ısı değiştirici). Dolayısıyla ikinci kademe sistemin kondenser yoğuşma sıcaklığı düşürülmekte, sonuçta ikinci kademe soğutma sisteminin evaporatöründe -50 °C sıcaklığına daha kolay ulaşılmaktadır.

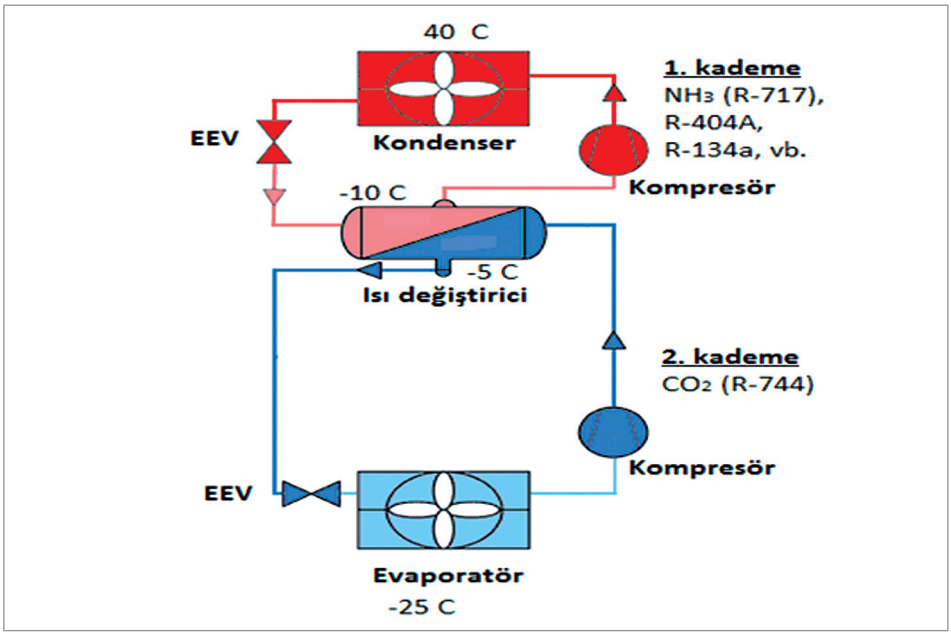


***Şekil 2.79** İki kademeli kaskad soğutma sistemi (R-134A/R-404A)*

Yukarıda verilen iki kademeli kaskad soğutma sisteminde (R-134a/R-404a) harcanan enerji; birinci kademe kompresörü, ikinci kademe kompresörü, birinci kademe kondenser fanı ve ikinci kademe evaporatör fanında tüketilen enerjilerinin toplamına eşittir. Soğutma kapasitesi ikinci kademe evaporatörde elde edilen soğutma enerjisine eşit olduğu bilindiğine göre EER değeri aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır.

$$EER = \frac{Q_{evap\ II}}{Q_{komp\ I} + Q_{komp\ II} + Q_{evap\ fanı\ II} + Q_{kondens\ fanı\ I}}$$

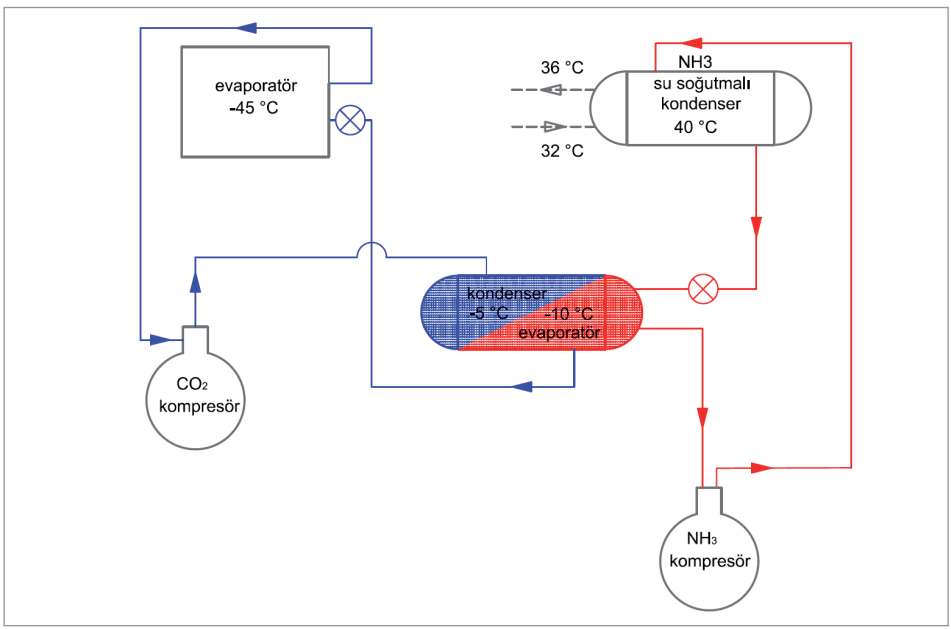
Ayrıca soğutucu akışkanların fiziksel ve termodinamik özelliklerine göre iki kademeli soğutma sistemi kullanılması kaçınılmaz hale gelmektedir. Özellikle son zamanlarda çevresel kaygılarla yeniden kullanılmaya başlanılan karbondioksitli sistemlerin yaygınlaşması kaskad soğutma sistemlerini ön plana çıkarmaktadır. Şekil 2.80'de görüldüğü gibi karbondioksit kullanılan kaskad bir soğutma sisteminde; birinci kademede amonyak, R-404A, R-134a vb. akışkan kullanılabilmektedir. Birinci kademe soğutma sisteminin kondenser yoğuşma sıcaklığı 40 °C ve evaporatör buharlaşma sıcaklığı ise -10 °C olmaktadır. İkinci kademe CO_2 tarafını ifade etmekte, kondenser yoğuşma sıcakılığı -5 °C ve evaporatör buharlaşma sıcaklığı -25 °C verilmektedir. Isı değiştiricideki sıcaklık farkı 5 °C olmaktadır. EEV elektronik genleşme vanasını ifade etmektedir.



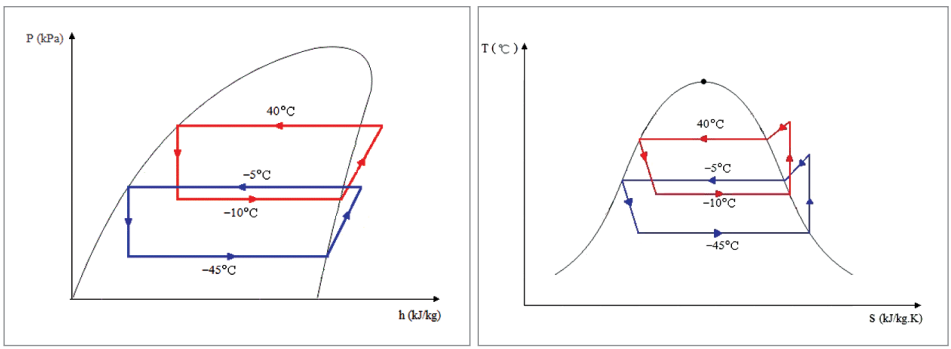
Şekil 2.80 *CO_2 ve diğer akışkanların kullanıldığı kaskad soğutma sistemi*

Kaskad Soğutma Sisteminin P-h ve T-s Diyagramlarında Gösterilmesi

Şekil 2.81'de NH_3/CO_2 çiftinin kullanıldığı kaskad soğutma sistemi verilmektedir. Burada birinci kademede (yardımcı soğutma devresinde) soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılmıştır. İkinci kademede ise (ana soğutma devresi) soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılmıştır. Kaskad soğutma sistemin P-h ve T-s diyagramında gösterilmesi Şekil 2.82'de verilmektedir. P-h diyagramında mavi renk ile gösterilen çevrim karbondioksitli sistemi (yoğuşma sıcaklığı: -5 °C, buharlaşma sıcaklığı -45 °C) kırmızı renk ise amonyaklı soğutucu akışkan kullanan çevrimi (yoğuşma sıcaklığı: 40 °C, buharlaşma sıcaklığı -10 °C) ifade etmektedir.



Şekil 2.81 *NH_3/CO_2 kaskad soğutma sistemi devre şeması*



Şekil 2.82 *Kaskad soğutma sisteminin P-h ve T-s diyagramında gösterimi*

Kaskad soğutma çevrimi iki farklı soğutma çevriminden oluşmaktadır. 1. kademede amonyak (NH_3) yer alırken, 2. kademede ise, karbondioksit (CO_2) soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Bu sistemde 1. kademe için; (5-6) arası kompresörde sıkıştırma, (6-7) kondenserde yoğuşma, (7-8) basınç düşürücüde genleşme ve (8-5) arası evaporatörde buharlaşma işlemlerini göstermektedir. Aynı şekilde ikinci kademede ise (1-2) arası kompresörde sıkıştırma, (2-3) kondenserde yoğuşma, (3-4) basınç düşürücüde genleşme ve (4-1) arası evaporatörde buharlaşma işlemlerini göstermektedir.

2.10 ENERJİ VERİMLİLİĞİ KAVRAMLARI

Enerji verimliliği, elde edilen enerjinin bu enerjinin elde edilmesi için kullanılan enerjiye bölünmesi ile elde edilen değerdir. Basit ifade ile bir koyup birden fazla alma sanatıdır. Birden fazla alma ne kadar yüksek ise sistemin enerji verimliliği o kadar fazla demektir. İklimlendirme, soğutma ve ısıtma cihazlarının enerji verimliliğinin hesaplanmasında bu mantık kullanılmaktadır. Soğutma ve ısıtma uygulamalarında enerji verimliliğini belirlemek için bazı kavramlar kullanılmaktadır. Bu kavramların tanımlanmasında birim farklılığı sistemin anlık ve sezonluk çalışması göz önünde bulundurulmuştur.

Performans Katsayısı (COP)

Performans katsayısı; çıkış enerjisinin giriş enerjisine oranıdır. Normalde ısı pompasında veya soğutucudaki ısıtma verimliliğinin ne kadar olduğunu ölçmek için kullanılır. Isıtma amaçlı kullanılan ısı pompalarında COP değeri ise aşağıda verilen formül ile hesaplanabilir.

$$COP\ \ (Isıtma\ etkinlik\ katsayısı) = \frac{Kondenser\ ısıtma\ kapasitesi\ (kW)}{Harcanan\ toplam\ enerji\ (kW)}$$

Enerji Verimlilik Oranı (EER)

Enerji verimlilik oranı (EER), bir soğutma cihazında evaporatörde elde edilen soğutma kapasitesinin (kW), cihazın tükettiği toplam elektrik enerjisine (kW) oranıdır. EER değeri yalnızca soğutma amaçlı kullanılmaktadır. O zaman eşitlik şu şekilde yazılabilir.

$$EER = (Enerji\ verimlilik\ oranı) = \frac{Evaporatör\ soğutma\ kapasitesi\ (kW)}{Harcanan\ toplam\ enerji\ (kW)}$$

EER Değerinin Hesaplanması

Isıtma ve soğutma cihazlarının enerji tüketiminin sınıflandırılması COP ve EER değerleri ile belirlenmektedir. Standartlar kısmında bunlarla ilgili geniş bilgi verilmiştir. Bu değerler belirli şartlar altında yapılan test ve alınan ölçümler sonucu oluşan değerlerdir.

Uygulamada çalışma şartları sürekli değişken olduğundan COP ve EER değerleride sürekli değişmektedir. Bu yüzden bu değerler anlık değerlerdir. Uygulamada EER'nin hesaplanabilmesi için aşağıda verilen ölçümler yapılmalıdır. Genleşme vanası giriş sıcaklığı (akışkan sıvı), evaporatör çıkış sıcaklığı (akışkan doymuş buhar veya kızgın buhar), akışkanın debisi (genleşme vanasından önce, sıvı hattı) ve sistemin harcadığı toplam enerji (kompresör, kondenser fanı, evaporatör fanı, kartel ısıtıcı, kontrol cihazları vb.) ölçülmelidir. Ölçüm cihazlarının kalibre edilmiş standartlara uygun olması unutulmamalıdır.

Örnek 1

Aşağıdaki yapılan ölçüm sonuçlarına göre R-22 ile çalışan hava soğutmalı split klimanın EER değerini bulunuz.

- TXV veya kılcal giriş sıcaklığı = 40 °C
- Evaporator çıkış sıcaklığı = 10 °C (doymuş buhar kabul edilmiştir)
- Akışkan debisi = 0,07 kg/s
- Cihazın çektiği toplam güç = 3,8 kW

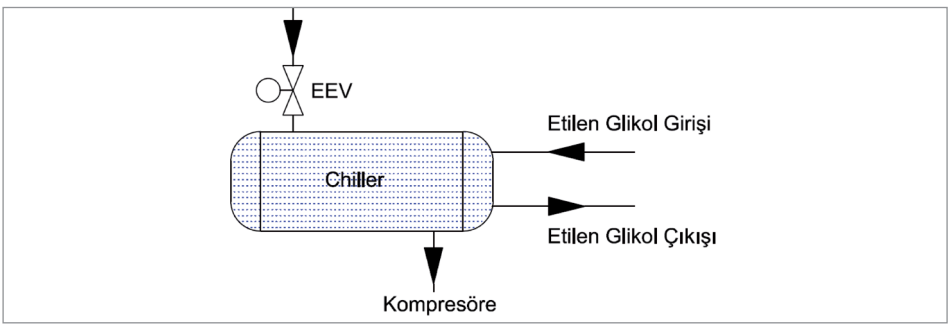
Çözüm 1

TXV veya kılcal giriş sıcaklığı=40 °C sıvı için (R-22 doymuş buhar tablosu, h_1=249,6 kJ/kg) Evaporatör çıkış sıcaklığı=10 °C buhar için (R-22 doymuş buhar tablosu, h_2=408,6 kJ/kg)

$$EER = \frac{Q_{evap}(kW)}{Q_{toplam}(kW)} = \frac{m(h_2_h_1)}{Q_{toplam}} = \frac{0{,}07(408{,}6 - 249{,}6)}{3{,}8} = \frac{11{,}13}{3{,}8} = 2{,}92$$

Örnek 2

Bir bira soğutma sisteminde ikincil akışkan olarak etilen glikol kullanılmaktadır. Yapılan ölçümlerde aşağıda verilen değerler elde edilmiştir. Cihazın EER değerini hesaplayınız.



Ölçülen değerler:

- Etilen glikol evaporatör giriş sıcaklığı = - 1 °C

• Etilen glikol evaporatör çıkış sıcaklığı = - 4,5 °C
• Etilen glikolün debisi = 3,5 kg/s
• Toplam enerji tüketimi= 40 kW
• Etilen glikolün özgül ısısı = 9,78 kJ/kg °C

Çözüm 2

$$EER = \frac{Evaporatör\ soğutma\ kapasitesi\ (kW)}{Harcanan\ toplam\ enerji\ (kW)} = \frac{Q_{evap}}{Q_{toplam}} = \frac{m.C.(T_1 - T_2)}{Q_{toplam}}$$

$$EER = \frac{3{,}5kg/s).9{,}78(kJ/kg\ ℃).[(-1) - (-4{,}5)]℃}{40(kW)} = \frac{119{,}8(kW)}{40(kW)} = 2{,}99$$

Chillerin Kısmi Yükteki Veriminin Hesaplanması

Chillerlerin soğutma amaçlı mevsimlik veya yıllık verimliliğini ifade eder. Bir sezon boyunca elde ettiğiniz soğutma kapasitesinin (kW) aynı sezonda soğutma cihazlarının tükettiği toplam elektrik enerjisine (kW) oranıdır. Bu oranlamada farklı birimler de kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerinde verim hesapları sadece tam yükte değil, kısmi yüklerde de hesaplanmalıdır. Özellikle chiller % 100 tam yükte çok az bir süre çalışır. Bu amaçla chillerlerin % 75, % 50 ve % 25 kapasitelerdeki performans değerlerine göre ortalama ESEER veya IPLV değerleri hesaplanmaya çalışılmaktadır. Tablodaki a, b, c ve d değerleri chillerin % olarak yükleme oranlarını (çalışma kapasitesini) ifade etmektedir. a= % 100 kapasitede EER değerini, b= % 75 kapasitede EER değerini, c= % 50 kapasitede EER değerini ve d= % 25 kapasitede EER değerini göstermektedir. ESEER değeri Avrupa çalışma şartlarına ve IPLV ise Amerika çalışma şartlarına göre formüle edilmiştir.

Formüllerde verilen katsayılar, o bölgede kondenser hava ve su giriş sıcaklıklarına göre mevsimlik veya yıllık için ortalama çalışma yüzdesini ifade etmektedir. Örneğin Avrupa'da (ESEER) kondenser hava giriş sıcaklığı 35 °C olan hava soğutmalı chillerin yılda veya sezonda toplam çalışma süresinin % 3'nü % 100 (a) kapasite ile çalıştığını kabul etmektedir. Ama bu değer Amerika (IPLV) şartları için % 1 olarak alınmıştır. Aynı şekilde Avrupa'da (ESEER) kondenser su giriş sıcaklığı 22 °C olan su soğutmalı chiller'in yılda veya sezonda toplam çalışma süresinin % 41'ni % 50 (c) kapasite ile yaptığını kabul etmektedir. Amerika'da ise kondenser su giriş sıcaklığı 18,3 °C'de % 45 oranında çalıştığını göstermektedir. Bu değerlerin bölgesel olarak değiştiği görülmektedir. ESEER veya IPLV değerleri cihazların kısmi yüklerdeki verimliliğini ortaya koyduğu için cihaz alımı esnasında, cihazların verimlilik açısından karşılaştırılmasında önemli bir değerdir.

Eurovent standartlarına göre ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio); (Avrupa Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranı) olarak adlandırılır. Tablo 2.6'da Eurovent standarlarına göre chillerlerin kısmi yük oranları verilmektedir. Avrupa Eurovent standartlarına göre ESEER değeri aşağıda verilen formül ile hesaplanmaktadır.

$$ESEER = 0{,}03 \cdot EER_a + 0{,}33 \cdot EER_b + 0{,}41 \cdot EER_c + 0{,}23 \cdot EER_d$$

Tablo 2.6 Eurovent standartlarına göre su soğutma grupları (chiller) kısmi yük oranları

Sembol	Yükleme oranı, kapasite (%)	Hava soğutmalı chiller	Su soğutmalı chiller
		Kondensere hava giriş sıcaklığı (°C)	Kondensere su giriş sıcaklığı (°C)
a	100	35	30
b	75	30	26
c	50	25	22
d	25	20	18

AHRI standartlarına göre ise IPLV (Integrated Part Load Value); Entegre Edilmiş Kısmi Yük Değeri olarak ifade edilebilir. Tablo 2.7'de AHRI standarlarına göre chillerlerin kısmi yük oranları verilmektedir. AHRI standartlarına göre IPLV değeri aşağıda verilen formül ile hesaplanır.

$$IPLV = 0{,}01 \cdot EER_a + 0{,}42 \cdot EER_b + 0{,}45 \cdot EER_c + 0{,}12 \cdot EER_d$$

Tablo 2.7 AHRI standartlarına göre su soğutma grupları (chiller) kısmi yük oranları

Sembol	Yükleme oranı, kapasite (%)	Hava soğutmalı chiller	Su soğutmalı chiller
		Kondenser hava giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser su giriş sıcaklığı (°C)
a	100	35	29,4
b	75	26,7	23,9
c	50	18,3	18,3
d	25	12,8	18,3

Örnek uygulama:
Tablo 2.8 değerlerine göre hava soğutmalı chiller'in Eurovent standartlarına göre ESEER değerini hesaplayınız.

Tablo 2.8 Örnek Uygulama

		% 100 Yükleme (a)	% 75 Yükleme (b)	% 50 Yükleme (c)	% 25 Yükleme (d)
35 °C	Soğutma kapasitesi (Qe) (kW) Harcanan enerji (W) (kW)	153,7 60	-	-	-
30 °C	Soğutma kapasitesi (Qe) (kW) Harcanan enerji (W) (kW)	-	126,4 39,4	-	-
25 °C	Soğutma kapasitesi (Qe) (kW) Harcanan enerji (W) (kW)	-	-	93,4 22,7	-
20 °C	Soğutma kapasitesi (Qe) (kW) Harcanan enerji (W) (kW)	-	-	-	50 10,9
	EER=Qe/W	EER=153,7/60 EERa=2,56	EER=126,4/39,4 EERb=3,21	EER=93,4/22,7 EERc=4,11	EER=50/10,9 EERd=4,59

$ESEER = 0,03 . EER_a + 0,33 . EER_b + 0,41 . EER_c + 0,23 . EER_d$
$ESEER = 0,03 . 2,56 + 0,33 . 3,21 + 0,41 . 4,11 + 0,23 . 4,59$
$ESEER = 3,88$

Yıllık Yakıt Kullanım Verimliliği (AFUE)
AFUE (Annual Fuel Utilization Efficiency), kazan ve kombi gibi ısıtma cihazlarının yıllık enerji verimliliğini belirlemek için kullanılan bir kavramdır. Isıtma cihazlarında kullanılan yakıtın ne kadarının ısıtma amaçlı enerjiye dönüştüğünü göstermekte ve yüzde olarak ifade edilmektedir.

Yıllık yakıt kullanım verimliliği, kazan ve kombilerde kullanılan fan, pompa ve kontrol elemanlarının elektrik tüketimini dikkate almaz. Ölçü olarak sadece yakıtın verimliliğini dikkate alır.

2.10.1 Türkiye'de Klimalar İçin Eko-Tasarım Kriterleri ve Yeni Enerji Etiketi

01.01.2013 tarihinden itibaren Avrupa'da yeni "Eko-Tasarım Direktifi" ve yeni "Klimaların Enerji Etiketlemesi Yönetmeliği" yürürlüğe girmiştir. Eko-tasarım direktifi kapasitesi 12 kW'dan küçük olan klimalar için minimum enerji verimlilik gerekliliklerini belirler.

Küresel ısınmanın olumsuz etkilerinin artması ve bu konuda önlemlerin alınması amacıyla 2005 yılında Kyoto protokolünün imzalanmasının ardından, Avrupa Komisyonu hem çevreye olan etkilerin azaltılması hem de enerji verimliliğini arttırmak için 20/20/20 denilen bir enerji politikası ortaya koymuştur. Bu politikayla 2020 yılına kadar % 20 daha az CO_2 emisyonu, % 20 yenilenebilir enerji payı ve % 20 daha az birincil enerji tüketimi hedeflenmektedir.

Şekil 2.83 *Avrupa 20/20/20 Politikası*

Bu hedefleri gerçekleştirmek amacıyla Avrupa Komisyonu Eko-Tasarım tebliğini yayınlamıştır. Bu direktif enerji kullanan ürünler için minimum verimlilik gerekliliklerini belirler. Gerçek çalışma şartlarını yansıtması amacıyla kapasitesi 12kW'ın altındaki klimalar için performans ölçüm metotları da değişmiş, sezonsal verimlilik terimi tanımlanmıştır. Bütün bunların sonucu olarak yeni enerji etiketi oluşturulmuştur. 01.01.2013'ten itibaren minimum verimlilik gerekliliklerini karşılamayan ürünler CE işaretini taşıyamayacak ve bu ürünler Avrupa'da satılamayacaktır.

Tablo 2.9'da Eko-tasarım direktifinde SEER ve SCOP olarak belirtilen minimum verimlilik gereklilikleri görülmektedir. Bu gereklilikler kademeli olarak 2013 ve 2014 yıllarında arttırılmıştır. Ayrıca bu direktifte iç ve dış ortama göre maksimum ses gücü seviyesi gereklilikleri de belirtilmiştir.

Tablo 2.9 Eko-tasarım direktifi minimum verimlilik gereklilikleri

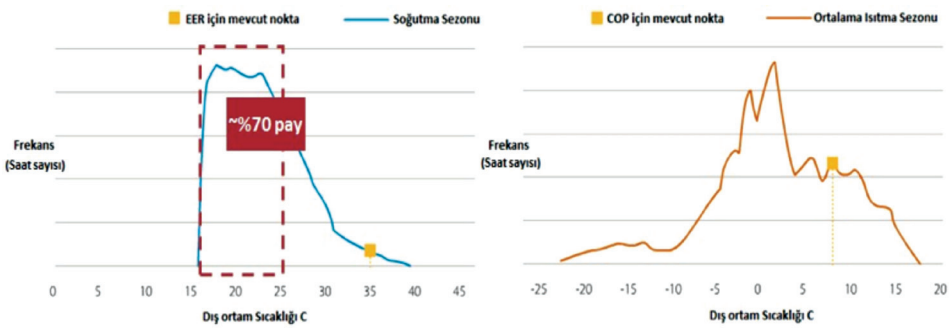
Eğer GWP >150		Minimum SEER	Minimum SCOP	Maksimum ses gücü iç ortam dB(A)	Maksimum ses gücü dış ortam dB(A)
* 1/1/2013	6kW	3,6	3,4	60	65
	6-12kW	3,6	3,4	65	70
* 1/1/2014	6kW	4,6	3,8	60	65
	6-12 kW	4,3	3,8	65	70

Sezonsal Verimlilik

Konuyu daha iyi anlamak için önce nominal verimlilik ile sezonsal verimlilik arasındaki farklara bakalım. Bu iki tanım arasında 3 temel fark vardır (Şekil 2.84).

Şekil 2.84 *Nominal Verimlilik - Sezonsal Verimlilik*

Bu temel farklardan birincisi sıcaklıktır. Nominal verimlilikte verim hesabı tek, sabit bir dış hava sıcaklığına göre yapılırken (örneğin; soğutmada 35 °C, ısıtmada 7 °C) sezonsal verimlilik tüm soğutma veya tüm ısıtma sezonunu dikkate alır. Şekil 3'deki grafikte görüldüğü üzere bir soğutma sezonu boyunca farklı sıcaklıklar farklı sürelerde görülmektedir. Grafikte bu frekans olarak belirtilmiştir. Grafiğe dikkatlice bakacak olursak nominal verimlilik hesabında kullanılan sabit 35 °C dış hava sıcaklığı, görülme süresi (frekans) açısından oldukça düşük bir yüzdeye sahiptir. Yani cihaz soğutma sezonu boyunca bu sıcaklığa çok az bir süre maruz kalacaktır. Buna karşılık cihaz yaklaşık 16 °C ile 25 °C arasındaki sıcaklıklara soğutma sezonunun büyük bir bölümünde maruz kalacaktır ki bu da yaklaşık % 70 civarındadır. Bu yüzden nominal verimlilik gerçek çalışma koşullarını yansıtmamaktadır. Aynı durum ısıtma sezonu için de geçerlidir (Şekil 2.85).



Şekil 2.85 *Sezonsal verimlilik tüm ısıtma veya tüm soğutma sezonunu dikkate alır*

Bir diğer fark ise yüktür. Nominal verimlilikte cihazın % 100 yükte çalıştığı koşul göz önüne alınırken sezonsal verimlilikte ise kısmi yükler de göz önüne alınmaktadır. Burada inverter teknolojisinin önemi devreye girer yani kompresör çalışma frekansını yüke göre ayarlayarak enerji tasarrufu sağlar.

Son temel fark ise sezonsal verimliliğin yardımcı konumlardaki enerji tüketimini de dikkate almasıdır. Yardımcı konum derken burada, nominal verimlilik hesabında dikkate alınmayan, cihazın kapalı konumda veya bekleme konumunda tükettiği enerjiden bahsediyoruz. İlk başta bu miktar çok az gibi görünse de bütün bir soğutma veya ısıtma sezonu düşünüldüğünde bu miktar verim hesabında önemli ölçüde etkili olmaktadır. Sonuç olarak sezonsal verimlilik gerçek çalışma şartlarında daha doğru bir verim tanımı sağlar.

Sezonsal Enerji Verimliliği Oranı - SEER

Soğutmada nominal verimlilik yani EER, 35 °C'deki soğutma kapasitesinin yine aynı sıcaklıktaki güç tüketimine bölünmesiyle elde edilir.

$$EER = \frac{\text{Soğutma Kapasitesi (35 °C)}}{\text{Güç Tüketimi (35 °C)}} \qquad (1)$$

Soğutmada sezonsal verimlilik yani SEER ise yıllık soğutma ihtiyacının, yıllık soğutmada çekilen güç ile yardımcı konumlarda çekilen gücün toplamına bölünmesiyle elde edilir.

$$SEER = \frac{\text{Yıllık Soğutma İhtiyacı}}{\text{Yıllık Soğutmada Çekilen Güç + Yardımcı Konumlarda Çekilen Güç}} \qquad (2)$$

EN 14825 standardında SEER hesabı için Strasburg şehrinin iklim verileri baz olarak alınmış ve tasarım sıcaklığı 35 °C seçilmiştir. Standartta 4 tane test noktası tanımlanmıştır (Tablo 2.10). Bunlar 20, 25, 30, 35 °C'dir. Değişik dış ortam sıcaklıklarında soğutma ihtiyacı farklı olduğundan cihaz kısmi yüklerde çalışabilir. Bu yüzden cihaz ayrıca farklı kısmi yüklerde de test edilmektedir (% 74, % 47, % 21 gibi). İnverter teknolojisi sayesinde cihaz kolaylıkla kapasitesini ihtiyaca göre ayarlayabilir. Bu 4 test noktasında hesaplanan EER değerlerinden yola çıkarak SEER değeri hesaplanır.

Tablo 2.10 SEER için test şartları

Nokta	Kısmi Yük Oranı (%)	Dış ortam kuru termometre sıcaklığı (°C)	İç ortam kuru termometre / yaş termometre sıcaklığı (°C)
A	100	35	27(19)
B	74	30	27(19)
C	47	25	27(19)
D	21	20	27(19)

Sezonsal Performans Katsayısı - SCOP

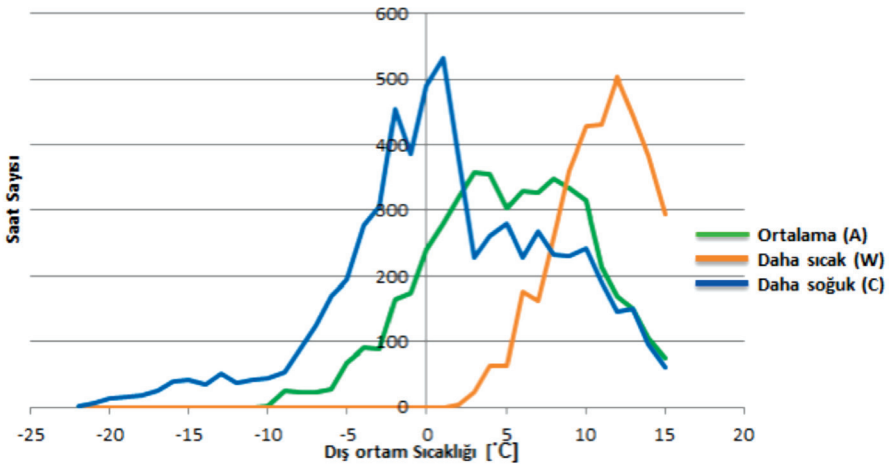
Isıtmada nominal verimlilik yani COP, 7 °C deki ısıtma kapasitesinin aynı sıcaklıktaki güç tüketimine bölünmesiyle bulunur.

$$\text{COP} = \frac{\text{Isıtma Kapasitesi (7 °C)}}{\text{Güç Tüketimi (7 °C)}} \qquad (3)$$

Isıtmada sezonsal verimlilik SCOP ise yıllık ısıtma ihtiyacının, yıllık ısıtmada çekilen güç ile yardımcı konumlarda çekilen gücün toplamına bölünmesiyle bulunur.

$$\text{SCOP} = \frac{\text{Yıllık Isıtma İhtiyacı}}{\text{Yıllık Isıtmada Çekilen Güç + Yardımcı Konumlarda Çekilen Güç}} \qquad (4)$$

EN 14825 standardında SCOP hesabı için 3 farklı iklim bölgesi tanımlanmıştır. Bunlar ortalama iklim bölgesi, daha sıcak iklim bölgesi ve daha soğuk iklim bölgesidir. Ortalama iklim bölgesi için Strasburg şehri (A), daha sıcak iklim bölgesi için Atina şehri (W), daha soğuk iklim bölgesi için Helsinki şehri (C) baz alınmıştır. Şekil 2.86'da bu iklim bölgelerine ait sıcaklıkların bir yıl boyunca görülme süresi yani frekansı görülmektedir. SCOP hesabında bu verilerden yararlanılmaktadır. Ayrıca, Tablo 2.11'de ilgili standartta verilen her bir iklim bölgesine ait tasarım sıcaklıkları ve Tablo 2.12'de de farklı iklim bölgeleri için SCOP hesaplamalarında kullanılacak test şartları görülmektedir. Parantez içinde % olarak gösterilen değerler kısmı yük oranlarını ifade etmektedir.



Şekil 2.86 *farklı iklim bölgesi için dış ortam sıcaklıklarının görülme süresi (frekans)*

Tablo 2.11 Farklı iklim bölgeleri için tasarım sıcaklıkları

Ortalama	Daha Sıcak	Daha Soğuk
-10˚C	2˚C	-22˚C

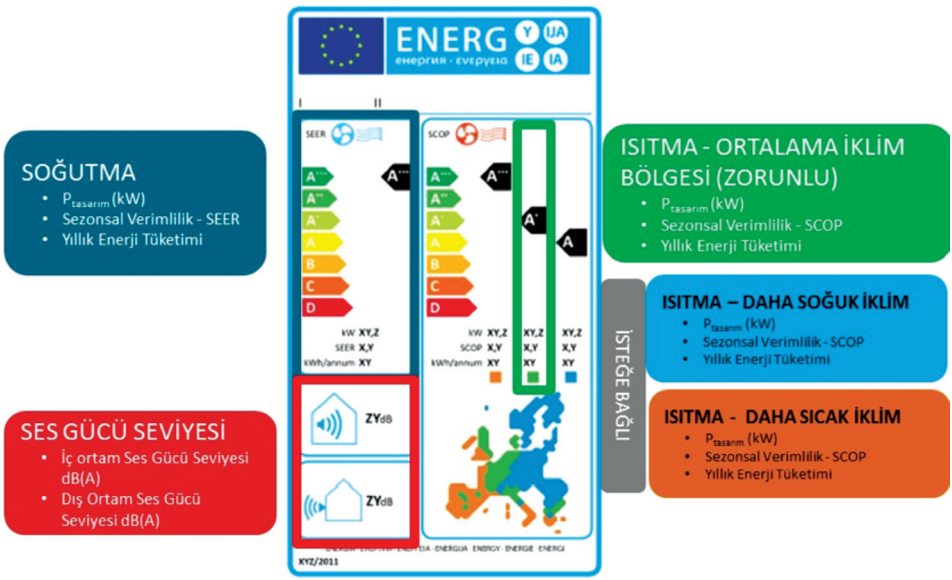
Tablo 2.12 SCOP hesabı için test şartları

Nokta	Ortalama	Daha Sıcak	Daha Soğuk
			-15/20 °C (82%)
A	-7/20 °C (88%)		-7/20 °C (61%)
B	2/20 °C (54%)	2/20 °C (100%)	2/20 °C (37%)
C	7/20 °C (35%)	7/20 °C (20%)	7/20 °C (24%)
D	12/20 °C (15%)	12/20 °C (29%)	12/20 °C (11%)

Avrupa Birliği Yeni Enerji Etiketi

Avrupa Birliği'nde 01.01.2013 tarihi itibariyle Klimaların Enerji Etiketlemesi Regülasyonu yürürlüğe girmiştir. Şekil 2.87'de kapasitesi 12kW'dan küçük olan klimalar için yeni enerji etiketi görülmektedir. Bu etikette sol üst köşe soğutma için ayrılmış olup sırasıyla cihaza ait Ptasarım yani 35 °C tasarım sıcaklığındaki cihazın kapasitesini, SEER değerini ve Yıllık Enerji Tüketimini göstermektedir. Sol alt köşede ise cihaza ait iç ve dış ortam ses gücü seviyeleri dB(A) cinsinden gösterilmektedir. Yeni etiketin sağ tarafı ise ısıtmaya ayrılmıştır. Ortada yeşil renkle belirtilen alan, ısıtmada ortalama iklim bölgesi için sırasıyla cihazın Ptasarım yani -10 °C tasarım sıcaklığındaki gerekli ısıtma kapasitesini, SCOP değerini ve Yıllık Enerji Tüketimini göstermektedir. Yine aynı şekilde turuncu ve mavi ile gösterilen alanlar ise sırasıyla

daha sıcak ve daha soğuk iklim bölgelerini belirtmektedir. İlgili yönetmeliğe göre klima üreticileri yeni enerji etiketinde ortalama iklim bölgesine göre gerekli değerleri hesaplayıp enerji etiketinde göstermek zorundadır. Diğer iki iklim bölgesi için ise böyle bir zorunluluk yoktur.



Şekil 2.87 *Avrupa Birliği Yeni Enerji Etiketi*

Tablo 2.13'de ise ilgili regülasyonda sezonsal verimliliğe göre tanımlanan yeni enerji sınıfları görülmektedir. Görüldüğü üzere eskiden en verimli sınıf A iken, yeni enerji etiketiyle beraber A+, A++, A+++ gibi yeni enerji sınıfları tanımlanmaktadır.

Tablo 2.13 Yeni Enerji Sınıfları

Enerji Verimliliği Sınıfı	SEER	SCOP
A+++	SEER ≥ 8,50	SCOP ≥ 5,10
A++	6,10 ≤ SEER < 8,50	4,60 ≤ SCOP < 5,10
A+	5,60 ≤ SEER < 6,10	4,00 ≤ SCOP < 4,60
A	5,10 ≤ SEER < 5,60	3,40 ≤ SCOP < 4,00
B	4,60 ≤ SEER < 5,10	3,10 ≤ SCOP < 3,40
C	4,10 ≤ SEER < 4,60	2,80 ≤ SCOP < 3,10
D	3,60 ≤ SEER < 4,10	2,50 ≤ SCOP < 2,80
E	3,10 ≤ SEER < 3,60	2,20 ≤ SCOP < 2,50
F	2,60 ≤ SEER < 3,10	1,90 ≤ SCOP < 2,20
G	SEER < 2,60	SCOP < 1,90

Türkiye'de Yeni Enerji Etiketi

Türkiye'de 19.07.2013 tarihinde Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından "Klimalar ve Vantilatörler İle İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklerine Dair Tebliğ" 28712 sayılı resmi gazetede yayınlanmıştır. Bu tebliğ Türkiye'de kapasitesi 12 kW'dan küçük olan klimalar için minimum enerji verimliliği gerekliliklerini belirlemektedir. Tebliğe göre;

01.01.2014'ten itibaren;

Tablo 2.14 Tek kanallı ve çift kanallı klimaların haricindeki klimalar için asgari enerji verimliliğine dair gerekler

	SEER	SCOP (Ortalama İklim Bölgesi)
Soğutucu akışkanın GWP'si > 150	3,60	3,40
Soğutucu akışkanın GWP'si ≤ 150	3,24	3,06

Tablo 2.15 Tek kanallı ve çift kanallı klimaların haricindeki klimalar için azami ses gücü seviyesine dair gerekler

Anma kapasitesi ≤ 6 kW			12 kW
dB(A) cinsinden iç ortam ses gücü seviyesi	dB(A) cinsinden dış ortam ses gücü seviyesi	dB(A) cinsinden iç ortam ses gücü seviyesi	dB(A) cinsinden dış ortam ses gücü seviyesi
60	65	65	70

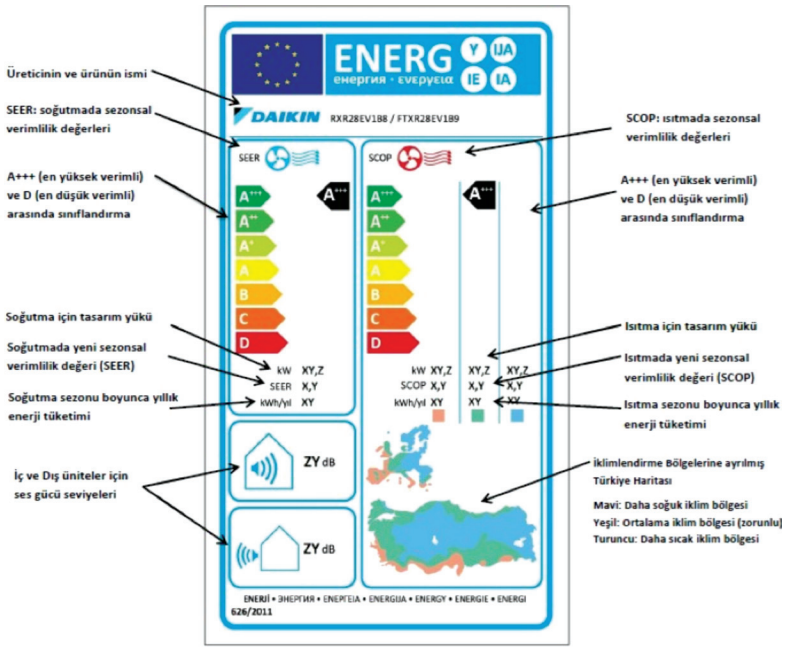
01.01.2015'ten itibaren;

Tablo 2.16 Tek kanallı ve çift kanallı klimaların haricindeki klimalar için asgari enerji verimliliğine dair gerekler

	SEER	SCOP (Ortalama İklim Bölgesi)
Soğutucu akışkanın GWP'si >150, < 6 kW için	4,60	3,80
Soğutucu akışkanın GWP'si ≤150, < 6 kW için	4,14	3,42
Soğutucu akışkanın GWP'si >150, 6-12 kW için	4,30	3,80
Soğutucu akışkanın GWP'si ≤150, 6-12 kW için	3,87	3,42

şeklinde olmak zorundadır. Belirtilen tarihlerde ilgili gereklilikleri sağlayamayan ürünler bu tebliğin geçerli olduğu ülkeler için (Avrupa Birliği ülkeleri ve Türkiye) üretilemeyecek ve ithal edilemeyecektir.

24.12.2013 tarihli ve 28861 sayılı resmi gazetede ise "Klimaların Enerji Etiketlemesine Dair Tebliğ" yayınlanmıştır. Bu tebliğde ısıtma sezonu için Türkiye'nin iklim haritası çıkarılarak Türkiye 3 farklı iklim bölgesine ayrılmıştır. Şekil 2.88'de görüldüğü üzere, Avrupa'da kullanılan enerji etiketiyle Türkiye'de kullanılacak olan yeni enerji etiketi arasındaki tek fark enerji etiketinde ısıtma bölümünde Avrupa haritası ile birlikte iklim bölgelerine ayrılmış Türkiye haritasının da bulunmasıdır. Bu tebliğ 01.01.2014 tarihinde yürürlüğe girmiştir.



Şekil 2.88 *Türkiye'de Yeni Enerji Etiketi*

Tablo 2.17'de, yayınlanan tebliğe göre yeni enerji sınıflarına geçiş tarihleri görülmektedir. Görüldüğü üzere belirlenmiş yıllara göre en düşük enerji sınıfı kaldırılıp buna karşılık yeni bir yüksek enerji sınıfı tanımlanmaktadır. Böylece düşük verimliliğe sahip ürünler piyasadan elenerek (örneğin sabit hızlı cihaz olarak tanımlanan inverter olmayan cihazlar) cihazların daha verimli olması sağlanmış olacaktır.

Tablo 2.17 Yeni enerji sınıflarına geçiş tarihleri

1 Ocak 2014 → A, B, C, D, E, F, G
1 Ocak 2015 → A+, A, B, C, D, E, F
1 Ocak 2017 → A++, A+, A, B, C, D, E
1 Ocak 2019 → A+++, A++, A+, A, B, C, D

Sonuç olarak, Türkiye'de yayınlanan "Klimalar ve Vantilatörler İle İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklerine Dair Tebliğ" ve "Klimaların Enerji Etiketlemesine Dair Tebliğ"e göre 01.01.2014 tarihinden itibaren; bütün klima üreticileri;

- Türkiye pazarına sürülecek bütün ürünler için (SEER) ve (SCOP) değerlerini hesaplamak,
- SEER ve SCOP bazında minimum gereklilikleri ve ses gücü seviyesi bazında maksimum gereklilikleri karşılamak,
- Yeni enerji etiketinde, yeni enerji verimliliği değerlerini, enerji sınıflarını, soğutma ve ısıtmada yıllık enerji tüketimini ve iç ve dış ortamdaki ses gücü seviyelerini belirtmek,
- Ürün karşılaştırması için gerekli olan tüm verileri herkesin erişebileceği şekilde internet ortamında yayınlamak zorundadırlar.

2.11 ÖLÇÜM CİHAZLARI

Endüstriyel soğutma sistemlerinde sistem performansının izlenmesi için sistemin hassas, kalibrasyonlu ölçüm cihazları ile doğru teknik kullanılarak ve doğru yerlerden ölçülmesi gerekmektedir. Soğutma sistemlerinde basınç, sıcaklık, akım, güç gibi parametrelerin ölçülmesi, aşırı kızgınlık, aşırı soğuma değerlerinin hesaplanması, kaçak tespitlerinin yapılması gerekmektedir. Bu ölçümlere dayanılarak hata analizi, arıza denetimleri, bakım gereklilikleri tespit edilebilmektedir. Soğutma sisteminin durumu sıcaklık, basınç, elektriksel parametrelerin ölçülmesi ve yorumlanmasına dayanır.

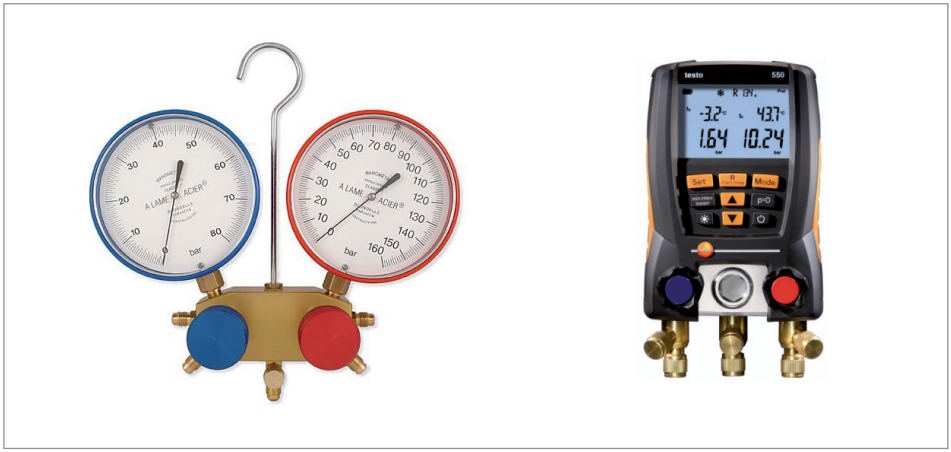
- Basınç ölçümü
- Boru yüzeyi sıcaklık ölçümü
- Aşırı kızgınlık
- Aşırı soğuma
- Akışkan tahliyesi
- Vakum
- Akışkan dolumu
- Sızdırmazlık testi
- Akışkan kaçağı tespiti

Basınç ölçümü

Sistemde emme ve basma hattı basınçları, pompalı yağlamalı kompresörlerde yağ basıncı, evaporatördeki karlanmayı ve kondenserlerdeki kirlenmeyi belirlemek için statik basınç farkları ölçülmelidir.

Basınç ölçümü analog manifoldlarla yapılmaktadır. Piyasada dijital ve analog manifold olarak iki farklı çeşitte cihaz bulunabilir. Şekil 2.89'te analog ve dijital manifold verilmektedir. Analog manifold kullanılırken sistemdeki akışkana uygun manifold kullanılmalıdır. Dijital manifold kullanılıyorsa ölçümden önce ilgili

akışkan tipi seçilmelidir. Manifoldlarda mavi taraf alçak basınç, kırmızı taraf ise yüksek basınç tarafını işaret etmektedir. Manifold kullanarak seçilen akışkanın ölçülen basınçtaki doyma sıcaklıkları okunur veya tablolardan bakılır. Doyma sıcaklığı, akışkanın uygulanmış basınç altındaki buharlaşma/yoğuşma sıcaklığıdır.



Şekil 2.89 *Analog ve dijital manifold*

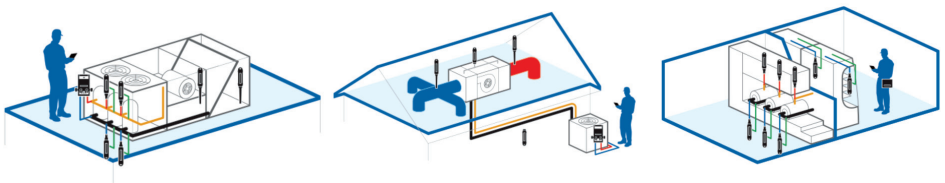
Yeni Nesil Manifoldlar

Özellikle 2014 yılından sonra saha elemanlarının kullanımına sunulan ölçüm cihazları, topladıkları verileri analiz edip raporlayabilme özelliklerine de sahiptirler. Değişik firmalar tarafından üretilen bu ölçüm-değerlendirme sistemleri, İOS ya da Android

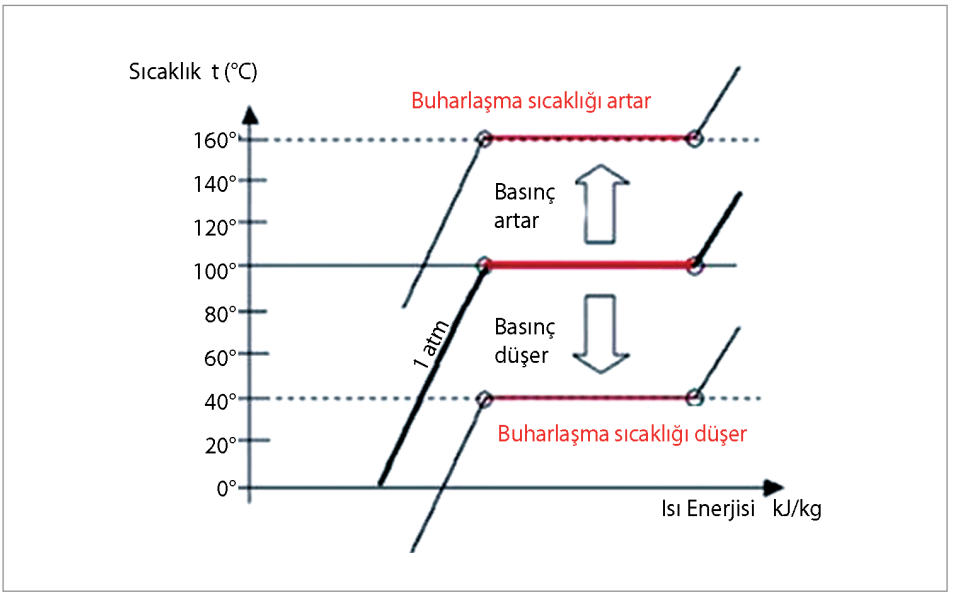
Şekil 2.90 *Yeni nesil manifold*

işletim sistemine sahip cep telefonu ya da tabletlere kurulacak yazılımlar vasıtasıyla bluetooth üzerinden haberleşebilmektedirler. Bünyelerinde 40'dan fazla soğutucu akışkanın basınç-sıcaklık değerlerine sahip cihazlar; basitçe superheat ve subcooling hesaplamaları yapıp, kablosuz gerçekleştirdikleri sıcaklık ölçümlerini de değerlendirmeye katıp arıza teşhisinde bulunabilmektedirler.

Bireysel ve ticari iklimlendirme ile soğutma sistemlerinde, gerçek zamanlı performans ve hava debisi hesaplamaları yapıp, sistem üzerinden kablosuz cihazlarla veri toplayıp, kızgınlık (superheat) ile aşırı soğuma (subcooling) değerlerini izleyip, eposta ile raporlama gerçekleştirebilmektedirler (Şekil 2.90).



Buharlaşma sıcaklığı, ilgili soğutucu akışkana ait basınç-sıcaklık tablosundan elde edilebilir. CFC, HCFC ve R-134a gibi saf soğutucu akışkanların buharlaşma sıcaklıkları, söz konusu basınçlarda buharlaşma (doyma) süreci boyunca sabit kalır (Şekil 2.91).



Şekil 2.91 *Basınç durumuna göre kaynama noktasındaki değişiklik*

Bununla beraber, yeni nesil soğutucu akışkan karışımlarının sıcaklıkları buharlaşma fazı boyunca değişkenlik gösterirler. Bu değişkenlik 5 °C ve üstüne çıkabilir ve sıcaklık kayması (glide) diye adlandırılır. O nedenle, bu tür soğutucu akışkanlarda doyma sıcaklığı yerine çiğ nokta sıcaklığı kullanılır. Bu sıcaklık değeri, buharlaştırıcıda son sıvı soğutucu akışkanın buharlaştığı sıcaklığı ifade etmektedir. Çiğ nokta sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklık artışı aşırı kızgınlık (superheat) olarak adlandırılır.

Boru yüzeyinden sıcaklık ölçümü

Soğutucu ünitelerde boru yüzeyinden sıcaklık ölçümü almak önemlidir. Bu işlemin sebebi boru içinden geçen akışkanın sıcaklık değerini görebilmektir. Sıcaklık ölçümleri soğutma çevriminin emme, basma, sıvı ve genleşme hatlarından yapılmalıdır. Bu ölçüm temaslı veya temassız (infrared) termometrelerle yapılabilmektedir. Şekil 2.92'de temaslı ve temassız (infrared) sıcaklık ölçüm cihazları verilmektedir. Yüzey tipi temaslı termometrelerin ölçüm doğruluğu temassızlarla karşılaştırlıdığında daha yüksektir. Temaslı ölçüm yaparken borunun şeklini alan esnek bantlı yüzey termometrelerinden veya boruya kenetlenebilen tarzda sensörlerden kullanmak ölçüm doğruluğunu arttırır. Temassız termometrelerin ise avantajı çok hızlı ölçüm yapmalarıdır. Bu cihazlarda ise kullanma kılavuzlarında belirtilen optik orana dikkat ederek, cihazı borunun sıcaklığını ölçecek mesafeye getirerek ölçüm yapılmalıdır. Ayrıca temassız termometrelerle parlak yüzeylerden ölçüm alınmamalıdır. Mümkünse parlak yüzeyler mat hale getirilmelidir.

Şekil 2.92 *Temaslı ve temassız (infrared) sıcaklık ölçüm cihazları*

Aşırı Kızgınlık

Aşırı kızgınlık (superheat) ve aşırı soğuma (subcooling) değerlerinin ölçülmesi, değişik noktalardan sıcaklık, akım ve basınç ölçümlerinin yapılması, sistemin çalışma durumu hakkında bize değerli bilgiler verir. Böylece, doğru ve hızlı müdahalelerde bulunmamız konusunda avantaj elde ederiz.

Nasıl ölçülür?

Aşırı kızgınlık direkt olarak ölçülemediğinden, birbirine paralel iki ölçüm ile hesaplanabilmektedir. Alçak basınç, yani evaporatörden aldığımız basınç değerine P_o diyelim. Sistemde bulunan akışkanın "P_o" basıncı altındaki kaynama noktasına "t_o" diyoruz. "t_o" değeri sistemdeki soğutucu akışkana ait analog manifoldun dış çeperindeki bölüntülere, doymuş buhar tablosuna bakarak veya dijital manifold üzerinden akışkanı seçtiğinizde otomatik olarak hesaplanan değere bakarak bulunabilir. İdealde aşırı kızgınlık değeri 5-8 K civarında olması gerekirken, bu değer 4 ile 12 K arasında değişebilir. Aşırı kızgınlık değerini ölçerken, sistemin rejime girmesi beklenmelidir. Aynı zamanda buharlaştırıcı üzerinde normal bir hava debisinin sağlandığından da emin olunmalıdır. Sıcaklık ölçüm probunun ucu evaporatör çıkışına bağlanır. Eğer emiş hattının uzunluğu 4 metreden az ise, boru sıcaklığı kompresör girişinden ölçülebilir. Boruların üzerindeki oksit tabakasının temizlenmesi ölçüm hassasiyetini artıracaktır.

Aşırı Soğuma

Aşırı soğuma değeri kondenser tarafında akışkanın tamamen sıvı fazına döndüğünün bir garantisidir. Eğer akışkan tamamen sıvı fazına geçmediyse ve genleşme valfine buhar fazında ulaştıysa oluşan baloncuklardan dolayı akışı bloke edebilir ve soğutma sisteminin kapasitesi düşer.

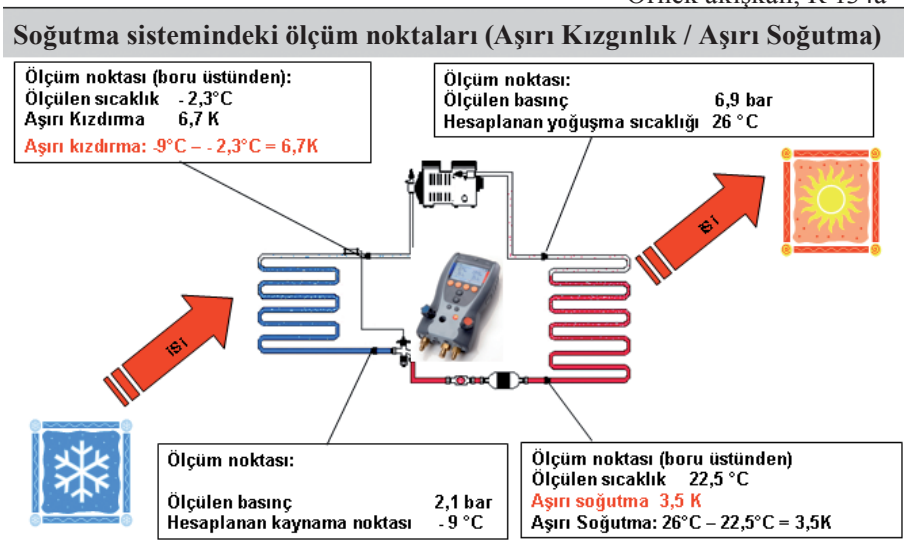
Nasıl ölçülür?

Aşırı soğuma direkt olarak ölçülemediğinden dolayı, birbirine paralel iki ölçüm ile hesaplanabilmektedir. Yüksek basınç, yani kondenserden aldığımız basınç değerine P_c diyelim. Sistemde bulunan akışkanın "P_c" basıncı altındaki yoğuşma sıcaklığına "t_c" diyoruz. "t_c" değeri sistemdeki soğutucu akışkana ait analog manifoldun dış çeperindeki bölüntülere ve doymuş sıcaklık tablosuna bakarak veya dijital manifold üzerinden akışkanı seçtiğinizde otomatik olarak hesaplanan değerdir.

Yine yüksek basınç tarafından boru yüzeyinden aldığımız sıcaklığa ise "gerçek sıcaklık" denir ve "t_{ch}" olarak gösterilir. Aşırı soğuma bu iki değer arasındaki farktır. İdealde aşırı soğuma değeri 2-3 K civarında olması gerekirken, sıvı hattındaki basınç kayıplarına bağlı olarak bu değer 10-15 K civarına kadar çıkarılabilir.

Aşırı soğuma/aşırı kızgınlık değerlerinin ölçümleri için artık ağırlıklı olarak sıcaklıkta ölçebilen manifoldlar kullanılmaktadır. Basınç ve boru yüzeyinden sıcaklık ölçümünün aynı anda yapılabiliyor olması eş zamanlı olarak aşırı kızgınlık ve aşırı soğuma değerlerinin de görüntülenebiliyor olmasını sağlar. Bu da daha doğru bir ölçüm yapılmasına olanak sağlamaktadır. Şekil 2.93'de aşırı kızgınlık/aşırı soğuma ölçümü verilmektedir.

Örnek akışkan; R 134a



Şekil 2.93 *Aşırı kızgınlık/aşırı soğuma ölçümü*

Aşırı Kızgınlık/Aşırı Soğumanın işaret edebilecekleri;

- Kompresöre sıvı yürümesinin önlenmesi,
- Genleşme elemanına tamamen sıvı olarak girmesi,
- Kompresör verimi,
- Yağ geri dönüşünün sağlanması,
- Genleşme elemanı arızaları,
- Evaporatörün küçük olabilmesi,
- Eksik/Fazla soğutucu akışkan şarjı,
- Soğutma kapasitesinin izlenmesi

Elektriksel Verilerin Ölçülmesi

Arıza teşhisinde ve enerji verimliliğinin izlenmesinde akım, gerilim, frekans, güç katsayısı ölçümleri çok önemlidir. Bu ölçümlerden hareketle herhangi bir kompresörün sargı hasarları, mekanik hasarlar ve verim (COP, EER, ESEER vb.) değerleri belirlenebilir. Bu ölçümler zamana bağlı yapıldığında akım-zaman trendleri oluşturularak anormal değişimler arıza oluşmadan önce müdahale edilmesine olanak sağlar.

Hava Hız / Debisinin Ölçülmesi

Hava hızı ölçerler genelde pervaneli (Şekil 2.94), sıcak telli (Şekil 2.95) ve pitot tüpü prensibi ile çalışırlar. Doğru değeri alabilmek için hava hızı ölçümlerinde mutlaka

ortalama aldırmak gerekmektedir. Hava hızı ile debi arasındaki bağıntı aşağıdaki formülle ifade edilir;

$Q = V.A$
Q = Debi (m^3/s)
A = Kesit alanı (m^2)
V = Hız (m/s)

Şekil 2.94 *Pervaneli hız ölçer (anemometre)*

Şekil 2.95 *Sıcak telli hız ölçer*

Sızdırmazlık testi (Basınç düşüm testi)
Öncelikle sistemin sızdırmazlık testi yapılmalıdır ve tüm parçalar ve valfler düzgün monte edilmiş mi, kontrol edilmelidir.

- Tüm parçaların basınca karşı dayanıklılıkları test edilmelidir.
- Sisteme kuru azot gazı verilir.
- Tüpün iç basıncı ilk zamanda sisteme göre daha yüksek olduğundan sistem otomatik olarak tüpün içerisindeki akışkanı emer.
- İstenilen basınç değerine geldikten sonra sistem dengeye ulaşana kadar beklenir ve manifold'da okunan değer not edilir. Başlangıç ve bitiş zamanlarındaki ortam sıcaklıkları mutlaka not edilmelidir. Zira ortam sıcaklığındaki 2 °C'lik düşüş basınç değerini de 0,2 bar düşürecektir ve yanlış algılamalara sebep olabilecektir.

Ortam sıcaklıklarındaki artış ve azalışın sızdırmalık testine etki etmesinin önüne geçmek için ortam sıcaklığına göre basınç değerini düzeltebilen dijital manifoldlardan kullanmakta fayda vardır.

Vakum ve ölçümü
Nem ve soğutucu akışkan birleşimi sisteme fazlasıyla zarar verebilir. Sistem içindeki nemi atmak için sistem vakuma alınır. Vakum yapmanın asıl amacı sistemdeki akış-

kanın tahliyesi ile birlikte, sistemdeki nemi de tahliye etmektir. Basınç çok düşük seviyelere indiği için nemin (suyun) buharlaşma sıcaklığı da düşer. Sonuç olarak, sistem içindeki nem (su) buhar fazına dönüştürülerek sistemden tahliye edilir.

Örnek: Sistem basıncı 50 mbar'a inerse, suyun buharlaşma sıcaklığı yaklaşık 33 °C'ye inecektir. Düzgün pompa ve ölçüm cihazı kullanıldığında 0,5 mbar'lara kadar vakuma inmek mümkündür.

Kaçak testi

Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan miktarının normalden az veya fazla olması verimliliği dolaysız etkilemektedir. Bu nedenle Avrupa Birliği'nde 2006 yılında yürürlüğe giren ve ülkemizde de uyumlaştırılarak yayınlanması beklenen F-Gaz yönetmeliğiyle, içerdikleri soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak sistemlerin periyodik aralıklarla kaçak testine tabi tutulmaları zorunlu hale gelmiştir. Tüm bağlantı noktalarının titizlikle incelenmesi oldukça önemlidir. Tüm bu kontrol işlemlerini yerine getirirken soğutucu akışkanın havadan daha ağır olduğunu unutmamakta yarar vardır.

Gelişmiş elektronik kaçak dedektörleriyle tespit edildikten sonra dedektörün mevcut orandaki soğutucu akışkan kaçağında alarm vermeyecek duruma gelmesi, kaçağın daha fazla olduğu noktalarda alarm vermesine sebep olacaktır. Bu sayede kaçak noktasal olarak tespit edilebilecektir. Şekil 2.96'da elektronik kaçak dedektörü verilmektedir.

Şekil 2.96 *Elektronik kaçak dedektörü*

Kaynaklar

[1] Onat, A.,"Soğutma Tekniği Ders Notları" Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, İstanbul.

[2] Tomczyk, J., "Troubleshooting and Servicing Modern Air Conditioning & Refrigeration Systems", published by ESCO Press., 2004.

[3] http://www.grimsby.ac.uk/documents/defra/tech-ejector.pdf, (Nisan 2017'de erişildi).

[4] Acül, H., Canbaz H., Kasap F., Erbil S., "CO_2 soğutma sistemleri, CO_2 evaporatörler, CO_2 gaz soğutucular, Friterm A.Ş. Ar-Ge Bölümü.

[5] Scroll Compressors High Efficiency Compression for Commercial and Industrial Applications, Carrier Corporation Syracuse, New York, October 2004.

[6] Özkol, N. (2007). Uygulamalı Soğutma Tekniği. (6.Baskı) Ankara: Makine Mühendisleri Odası Yayını.

[7] Erken, O., Küçüka S., "İklimlendirme sistemlerinde elektronik genleşme vanasının kontrolü", Mühendis ve Makina, Cilt: 51 Sayı: 602.

[8] Teknik Dokümanlar Serisi, Danfoss, "Termostatik Genleşme Valfi" Totem ısı malzemeleri ve Makine Tic. San. ve Mümessillik A.Ş.

[9] Sporlan 3-way valves Installation and Servicing Instructions, 2003.

[10] Teknik katalog, Friterm A.Ş.

[11] www.solvay-fluor.com, Erişim Nisan 2017.

[12] Bulut, H., Termoelektrik soğutma sistemleri, Soğutma Dünyası, sayı 31, s.9-16, 2005.

[13] Onat, A., İmal, M., İnan, A.T., Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, K.S.Ü. Fen ve Mühendislik Dergisi, 2004.

[14] Özcan, H. , Arcaklıoğlu, E. , Alternatif Soğutucu Akışkanlar Olarak Çevre Dostu Hidrokarbonların Kullanılması Üzerine Bir Değerlendirme, 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey

[15] Termodinamik Dergisi, Sürtünmesiz Kompresör Teknolojisi, Haziran 2008

[16] İsa, K., Florlu Gazlar Yönetmeliği, ISK Teknik, Mayıs-Haziran 2015

[17] İsa, K., Florlu Gazlar Yönetmeliği ve Sertifikasyon, ISK Teknik, Ocak- Şubat 2008

[18] Yakut, A., Sezonsal Verimlilik, Türkiye'de Klimalar için Eko-Tasarım Kriterleri ve Yeni Enerji Etiketi, 2015.

[19] TESTO, "Teknik Dokümanlar", 2010.

[20] İsa, K., Bulgurcu H., Adaköy M., "Soğutma Sistemlerinde Ölçme ve Değerlendirmenin Enerji Verimliliği Açısından Önemi", X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13/16 Nisan 2011, İzmir.

[21] www.imanifold.com (Ocak 2016'da erişildi)

BÖLÜM 3
İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

3.1 GİRİŞ

İhtiyaca ve amaca göre bulunduğu ortamı konfor şartlarında tutan cihazlara **klima** adı verilir. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) klimayı; *"belli bir ortamdaki havayı, ihtiyaç duyulan koşullara ulaştırabilmek için sıcaklığını, bağıl nemini, temizliğini ve dağılımını aynı anda kontrol eden sistem"* olarak tanımlamıştır. Türk Dil Kurumu sözlüğünde ise *iklimlendirme; amaç doğrultusunda, ortam havasının fiziksel özelliklerinin ve kalitesinin sürdürülebilir esaslarda kontrol edilmesidir* şeklinde ifade edilmektedir. Klima cihazları, herhangi bir ortamda uygun konfor şartları oluşturmak adına aşağıda belirtilen beş temel görevi yerine getirmekle sorumludur.

1. Soğutma
2. Isıtma
3. Nem kontrolü
4. Havanın dolaşımı
5. Filtreleme (havanın temizlenmesi)

3.2 BİREYSEL İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

Yukarıda verilen görevler, boyutsal özellikleri ve kapasiteleri itibarıyla farklı şekilde isimlendirilen klima cihazları ile sağlanabilir. Bu anlamda, ev, büro gibi ortamların havasını şartlandırmak üzere tasarlanmış klimalara **Bireysel Klima** adı verilir. Bireysel klimalar temel olarak dört elemandan oluşur. Bunun yanı sıra; fan, emniyet otomatikleri vb. yan donanımlara da sahip olabilirler.

1. Kompresör
2. Kondenser (Yoğuşturucu)

3. Genleşme valfi (Kılcal, termostatik veya elektronik)
4. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Soğutma sistemi elemanlarının klima gövdesi veya gövdeleri üzerindeki yerleşim şekline göre iki tip bireysel klima tanımlanabilir:
1. Mono Blok Klima- Bu tip klimalarda soğutma sistem elemanlarının hepsi tek bir gövde içinde bulunur. Bu özelliğinden dolayı, klimanın monte edileceği duvar veya pencerenin atmosfere açık bir yüzeyi olması gerekir.
2. Split Klima- Soğutma sistem elemanları, ayrık en az iki gövde içine yerleştirilmiştir.
Bireysel klimalar, yukarıda verilen sınıflamanın haricinde, kullanım şekillerine göre de tasnif edilirler. Günümüzde kullanılan tipler;
1. Pencere tipi
2. Split tip
3. Portatif tip
4. Kanallı tip

klimalardır.

Yukarıda verilen sınıflamanın haricinde, kullanım şekillerine göre de sınıflandırma yapılmaktadır. Bireysel klima tipleri, aşağıda verildiği gibidir.
1- Mono Blok Klima
   Pencere Tipi Klima
   Oda Tipi Paket Klima
2- Split Tip Klima
   Duvar Tipi
   Yer-Tavan Tipi
   Kaset Tipi
   Kanallı Split Tip Klima
   Gizli Tavan (Kanallı) Tip
   Salon Tipi
3- Portatif Tip Klima
4- Inverter / Multi (Çoklu) Split Klima
5- Değişken Debili İklimlendirme Sistemleri (VRF)

3.2.1 Pencere Tipi Klima

Soğutma sistemi elemanlarının tek bir gövde içine yerleştirilmesi ile oluşan ve dış ortamla direkt teması olan duvar veya pencereye monte edilen cihazlara, Pencere Tipi Klima adı verilir. Günümüzde kullanımları son derece sınırlıdır. Şekil 3.1'de pencere tipi klima verilmektedir.

Şekil 3.1 *Pencere tipi klima*

3.2.2 Oda Tipi Paket Klima

Bunlar mono blok cihazlardır. Cihaz, odanın dış duvarında oluşturulan özel bir kasa içine yerleştirilir. Cihazın yarısı oda içinde ve diğer yarısı dışarıdadır. Soğutma çevrimi pencere tipi klima cihazlarında olduğu gibidir. Özellikle villalarda, bakır borulama ve dış ünite yerleşiminin görüntü olarak sorun olduğu mahallerde kullanılır ve montajı çok kolaydır. İstenilen oranda taze hava alma imkanı vardır. İç hava kalitesini arttırır ve ortamda pozitif basınç oluşturur. Taze hava için ayrı bir filtre olduğundan, filtre kirlenmesi ve bakım periyodu süresi uzar. Şekil 3.2'de oda tipi paket klima verilmektedir.

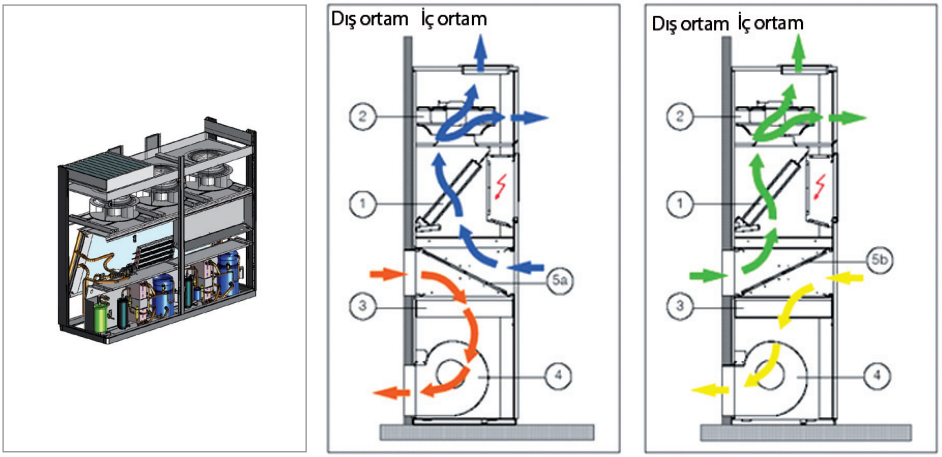
Şekil 3.2 *Oda tipi paket klima*

3.2.3 Hassas Kontrollü Klima Cihazları

Hassas kontrollü klima cihazları sıcaklık ve nem oranlarının çok düşük bir tolerans ile sabit tutulması gereken bilgisayar odaları, UPS odaları, bilgi işlem merkezleri, telekomünikasyon alanları, yüksek otomasyonlu ofisler, sistem salonları, arşiv odaları, baz istasyonları, kalibrasyon odaları, laboratuvarlar ve benzeri hacimlerde iklimlendirme amacı ile kullanılmaktadır. Şekil 3.3'de hassas kontrollü klima cihazları gösterilmektedir.

Sıcaklık ve nemin sürekli kontrolü, kademesiz kapasite kontrolü, inverter kompresörlerin sürekli çalışması ile sağlanmaktadır. Sistem kısmi yüklerde yüksek evapo-

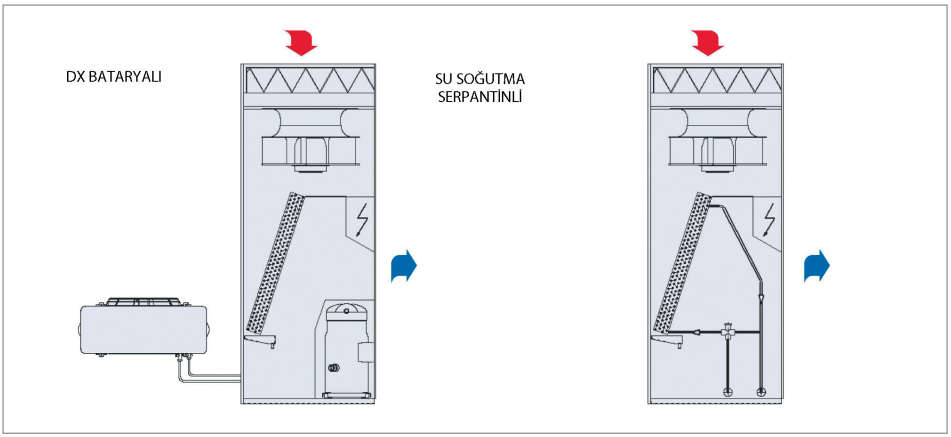
ratör sıcaklıklarına ulaşmaktadır. Sıcaklık değişimlerine karşı cihazın tepki süreleri 6 Hz/s'ye kadar inebilmektedir.



1. Evaporatör 2. Evaporatör fanı 3. Kondenser 4. Kondenser fanı

***Şekil 3.3** Hassas kontrollü klima cihazları*

Hassas kontrollü klima cihazları, evaporatör tiplerine göre iki ana gruba ayrılırlar: Birincisi grup "DX (direkt genleşmeli) serpantinli" ikinci grup ise "su soğutma serpantinli" olarak adlandırılmaktadır. Şekil 3.4'te direkt genleşmeli ve su soğutmalı cihazlar verilmektedir.



***Şekil 3.4** Direkt genleşmeli ve su soğutmalı cihazlar*

3.2.4 Split Klimalar

Soğutma sistemi elemanlarının iki veya daha fazla gövde içine yerleştirilmesi ile oluşan cihazlara, **Split Tip Klima** adı verilir. Split kelimesinin sözlük anlamı, ayrık, bölünmüş olarak tanımlanır. Bununla beraber, pencere tipi klimalara nazaran yüksek enerji verimine sahiptirler. Şekil 3.5'te duvar tipi split klima iç ve dış ünitesi verilmektedir.

Şekil 3.5 *Duvar tipi split klima iç ve dış ünitesi*

Pencere tipi klimalarda olduğu gibi, "yalnız soğutma" ve "ısı pompalı (heat pump)" split tipleri bulunmaktadır. Montaj sırasında montaj yerinin seçim esnekliği, iç ünitenin nispeten daha küçük olması ve daha sessiz çalışması, split klimaların en büyük avantajları olarak göze çarpmaktadır.

Duvar Tipi

Ses seviyeleri düşüktür. Üfleme mesafesi tavan tiplerine göre düşük olduğu için, orta büyüklükteki ofis, yatak ve oturma odası gibi mekanlarda kullanılabilir.

Kaset Tipi

Kaset tip split klimalar, asma tavanı olan geniş mekanlar için iyi bir çözümdür. Asma tavan içine monte edilmek üzere tasarlanmıştır. Bazı tiplerde dışarıdan ortama temiz hava alma imkanı mevcuttur. Taze hava, kasetli klimanın iç ünitesinden dışarıya bağlantılı bir hava kanalı yardımı ile alınır ve dönüş havası ile karıştırılarak sisteme gönderilir. Şekil 3.6'da kaset tipi split klimalar verilmektedir.

Şekil 3.6 *Kaset tipi split klimalar*

Farklı yönlerde üfleme özelliği ile ortamı homojen olarak havalandırır. Filtre, kolaylıkla yerinden çıkartılabilir ve temizlenebilir. İç ve dış ünite arasında uzun soğutucu akışkan boru mesafesi montajda esneklik sağlar. Ofisler, toplantı salonları, mağazalar ve lobi gibi geniş hacimli mekanlarda kullanılır.

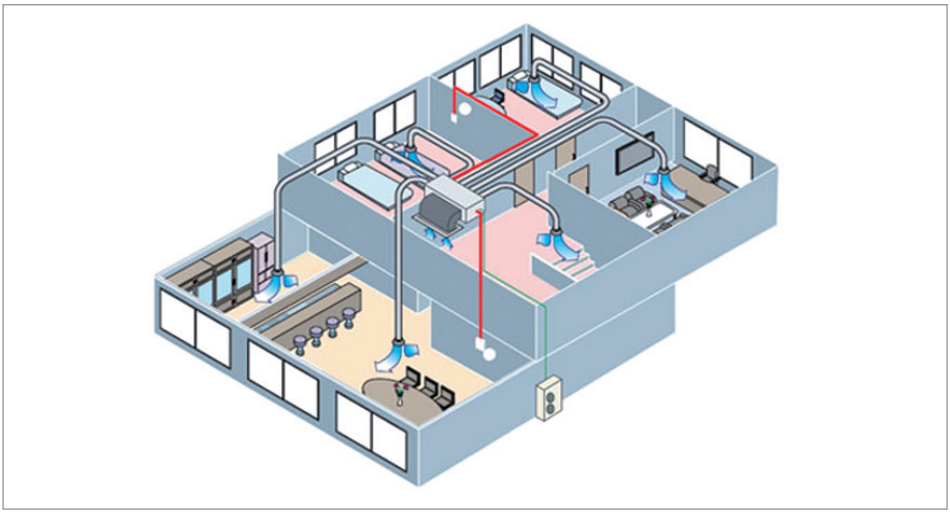
Salon Tipi

Şekil 3.7 *Salon tipi klima*

Salon tipi klimalar yüksek soğutma kapasiteleri ve hava üfleme mesafesinin uzun olması ile ofis, restoran, kafeterya, toplantı odası, otel lobisi, ibadethaneler gibi geniş mekanlarda estetik ve modern görünüşü ile ideal çözümlerdir. Homojen hava dağılımı sağlar. Hava debileri yüksek olduğundan ses seviyeleri diğer modellere nazaran biraz daha yüksek olabilir. İç ve dış ünite arasında uzun bakır boru montajına müsade eder. Şekil 3.7'de Salon tipi klima verilmektedir.

Kanallı Split Tip Klima

Gelişen teknoloji ile birlikte insanların kapalı ortamlarda bulunma süreleri yükselmekte ve ısıl konfor daha çok önem kazanmaktadır. İş yerleri, okullar, hastaneler, laboratuvarlar, bankalar, restoranlar, sinemalar gibi insanların çok sayıda bulunduğu kapalı mahallerin konfor şartlarında tutulabilmesiyle, insanların daha mutlu ve daha verimli olmaları sağlanabilmektedir. Şekil 3.8'de kanallı split klima sistemi verilmektedir.



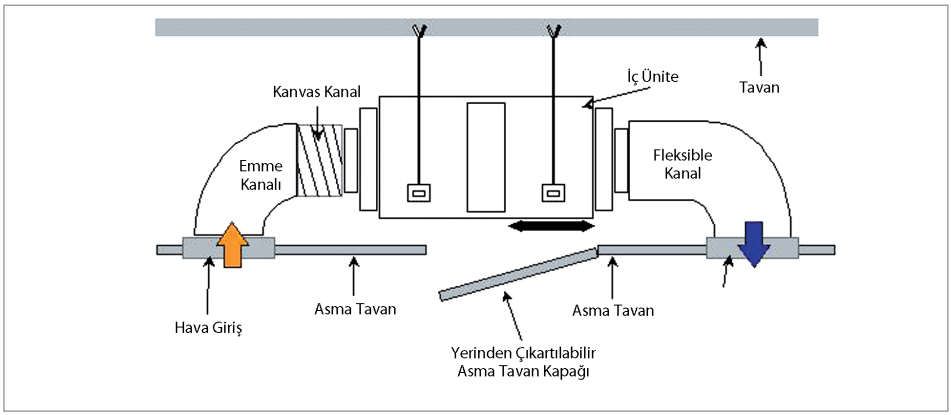
Şekil 3.8 *Kanallı split klima sistemi*

Kanallı split klimaların bazı özelliklerini şöyle sıralayabiliriz:

1. Taze hava alma imkanı vardır.
2. Ortamda pozitif basınç oluşturulabilir. Böylece şartlandırılmamış havanın mahale girmesi önlenebilir.
3. Cihazın iç ünitesi için kanal bağlantılarının yapılabileceği uygun bir yere ihtiyaç vardır.
4. Hava ortama homojen olarak dağılır.
5. Hava kanalarının gizlenmesi için kısmi veya tam asma tavana ihtiyaç vardır.
6. Bununla beraber, belirli uzunluktaki kanal boyları için uygulanabilir.

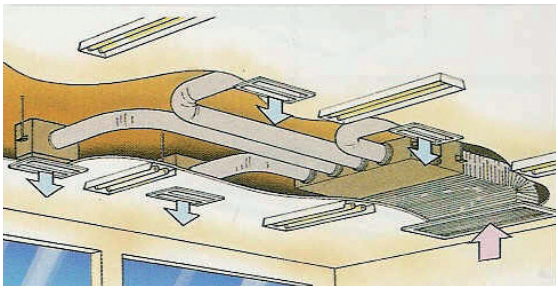
Gizli Tavan (Kanallı) Tip

Gizli tavan (kanallı) tipi klimalar, ülkemizde son yıllarda en çok kullanılan cihazlar arasındadır. Cihazın iç ünitesi ince tasarımı sayesinde asma tavanların içine rahatlıkla yerleştirilir. İklimlendirilen havayı esnek kanallar vasıtasıyla istenilen bütün mahallere dağıtabilir. Bir iç ünite ile birden fazla mekan iklimlendirilebilir. Homojen bir hava dağılımının yapılabilmesi için kanal sistemi üzerinde bulunan dağıtıcı menfezlerin yükleri sağlıklı olarak hesaplanmalıdır. Şekil 3.9'da gizli tavan tip split klima verilmektedir.



Şekil 3.9 *Gizli tavan tip split klima*

Kanal tesisatının iç üniteden başlaması, iç ünitenin asma tavan içine gizlenerek kullanım ortamına yakın yerlerde monte edilebilmesi nedeni ile kanal işçilik ve malzemesi açısından avantajlıdır. Ayrıca çok katlı binalarda her katın dış ünitelerinin çatı, balkon veya bodrum katta toplanarak iç ünitelere bakır boru ile bağlanması imkanı bulunmaktadır. Gizli tavan (kanallı) tipi klimalarla, iklimlendirilecek mahale taze hava alma imkanı vardır. Dönüş kanalları yapılmayacaksa, cihazın bulunduğu yere açılacak bir menfez kapağı ile ortamdan direkt olarak dönüş havası alınabilir. Cihaza taze hava bağlantısı rahatlıkla yapılabilir bu sayede havalandırma amacıyla da kullanma imkanı doğar. Bu tür cihazlara ısı geri kazanım üniteleri bağlanabilir. Şekil 3.10'da gizli tavan tipi uygulama örneği verilmektedir.



Şekil 3.10 *Gizli tavan tipi uygulama örneği*

Multi (Çoklu) Split Klima

Tek bir dış ünite ile bağımsız çalışan birden çok iç ünite kontrol edilir. Bu sayede yerden tasarruf sağlar. Bağlanan her bir iç ünitenin bağımsız kontrolünü mümkün kılar, işletim giderlerini azaltır. Balkona veya çatıya kolaylıkla monte edilir. Şekil 3.11'de multi split klima uygulaması verilmektedir.

Şekil 3.11 *Multi split klima uygulaması*

3.2.5 Portatif Klimalar

Pencere tipi klimalarda olduğu gibi, portatif klimaların bazı modellerinde de soğutma sistemi elemanları tek bir gövde içine yerleştirilmiştir. Dış ünitesi ayrı olan modeller mevcuttur. Daha çok çadır, stand ya da konteynır gibi geçici kullanım amaçlı ve küçük mahallerde kullanılabilir. Ses seviyeleri yüksektir. Şekil 3.12'de portatif klima verilmektedir.

Şekil 3.12 *Portatif klima*

3.2.6 Değişken Soğutucu Akışkan Debili (VRF) Sistemler

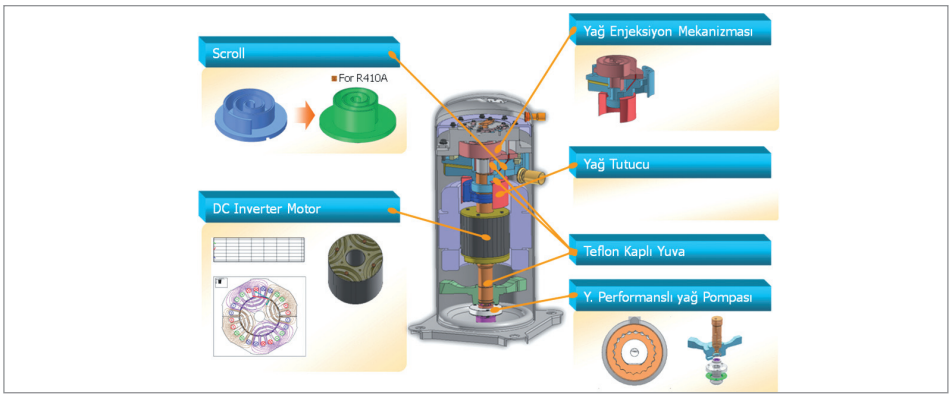
Günümüzün hızlı, üretken ve şehirli yaşam tarzı, özellikle şehircilik ve mimari alanlarında yeni ihtiyaçlar doğurmuş, modern mimari anlayışı ile inşa edilen yüksek katlı, çok bölmeli ve pek çok farklı teknolojiyi barındıran binalar bu ihtiyaçlar doğrultusunda hayatlarımıza girmiştir. Modern mimari aynı zamanda enerji verimliliği konusunu da göz önünde bulunduran yeni nesil klima sistemlerinin geliştirilmesini zorunlu kılmıştır.

Değişken debili çoklu sistemler bu yeni nesil klima sistemleri içinde önemli yer tutmaktadır. Bu sistemler tek bir dış üniteye (veya dış ünite grubuna) tek bir bakır boru hattı ile bağlanabilen çok sayıda iç ünite ile tüm bağımsız mekânlarda, ısıtma ve/veya soğutma ve kısmi havalandırma yaparak istenilen iklim koşullarını sorunsuz sağlayan üstün bir klima teknolojisidir.

Genel Özellikleri

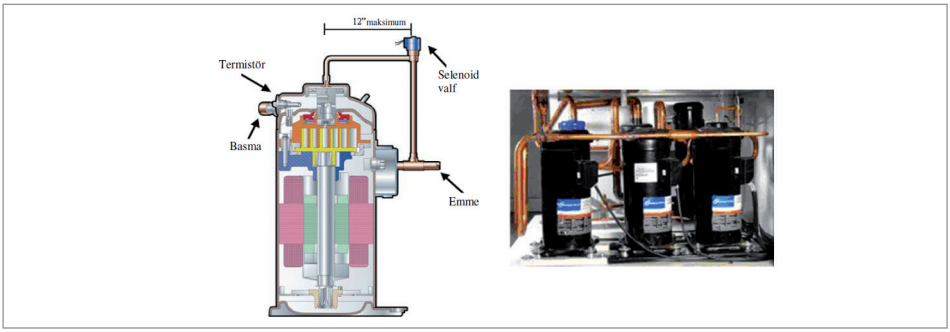
Inverter kompresör teknolojisine sahip değişken debili çoklu sistemler genelde VRF adıyla anılırlar. VRF, (Variable Refrigerant Flow-Değişken Debili Soğutucu Akışkan) kelimelerinin baş harflerinden oluşmaktadır.

VRF sistemlerinde, çeşitli markaların farklı kompresör teknolojileri bulunmaktadır. Dış ünite bloklarında tek inverter kompresör, inverter ve sabit hızlı kompresör kombinasyonu ya da birden fazla inverter kompresör kombinasyonu kullanılabilmektedir. Hangi tip olursa olsun, değişken debi kontrolü yani bir anlamda kapasitenin arttırılması ya da azaltılması inverter kompresörün hızının frekans kontrolü ile arttırılıp azaltılması ile sağlanmaktadır. Genellikle sistemlerde yüksek verim ve sıkıştırma oranlarından dolayı DC Inverter Scroll kompresörler kullanılmaktadır. Şekil 3.13'te inverter scroll kompresör gösterilmektedir.



Şekil 3.13 *Inverter scroll kompresör*

Değişken akışkan debisinin elde edilmesi için geliştirilmiş bir diğer kontrol yöntemi dijital scroll kompresörlü sistemlerdir. Bu sistemlerde temel olarak ihtiyaca göre akışkan debisi üretmek üzere geliştirilmiştir. Kompresör motor devrini değiştirmeden sarmalların birbirinden ayrılması ile sıkıştırma ve soğutucu akışkanın akışı durdurulması prensibi ile çalışır.



Şekil 3.14 *Dijital scroll kompresör ve gruplanması*

Sarmalların birbirinden ayrılması, bir solenoid valf ve yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına borulama hattı kullanılarak yapılır. Dijital scroll kompresörler, üst sarmal yaklaşık 1 mm kadar yukarı kalkacak şekilde tasarlanmıştır. Şekil 3.14'te dijital scroll kompresör ve gruplanması verilmektedir. Üst sarmal üzerinde bulunan yay mekanizmasının hareketi ile sarmal yukarı kalkmaktadır. Yay mekanizmasının üst kısmında, bir delik ile basma hattına açılan modülasyon odası bulunmaktadır. Solenoid valf, modülasyon odası ile emme tarafı basıncını birbirine bağlar. Solenoid valf kapalı iken, dijital scroll kompresör normal bir scroll kompresör gibi çalışır. Solenoid valf açık iken basma odası ve emme tarafı gaz basıncı birbirine bağlanarak bir miktar basınç azalması olur. Bu durumda yay mekanizmasını aşağı doğru basacak ve tutacak kuvvet azalmış olur. Bu nedenle yay kuvvetiyle mekanizma yukarı hareket ederek üst sarmalın yukarı kalkmasını sağlar. Bunun sonucu sarmallar birbirinden ayrılır, kompresörde sıkıştırma sona ererek soğutucu akışkan akışı durur. Solenoid valf tekrar enerjilendiğinde hattı kapatarak kompresörde sıkıştırmanın devam etmesini sağlar.

Solenoid valfın kapalı durumunda kompresör tam kapasitede çalışır ve akış debisi maksimum olur. Kapasite, bir elektronik kart ile % 10 ile % 100 arasında ayarlanabilir. Örnek olarak, 20 saniyelik çevrimde, solenoid valf 2 saniye kapatılır, 18 saniye açılırsa soğutma sisteminde % 10 kapasite elde edilir veya 10 saniye kapalı 10 saniye açık çalışırsa % 50 kapasite elde edilir. Bu yöntemde sisteme bağlı bir basınç algılayıcı ve aktarıcı (transmitter) sayesinde ihtiyaç duyulan kapasiteye bağlı oranda elektronik kartın solenoid valfi açıp kapatması ile çok hızlı ve geniş bir kapasite aralığı sunmaktadır. Bu yöntemin en belirgin özellikleri ise % 10 - 100 sürekli kapasite modülasyon yapabilmektedir. Basit elektronik kart ile çalıştığından inverter panolarında olduğu gibi fazla

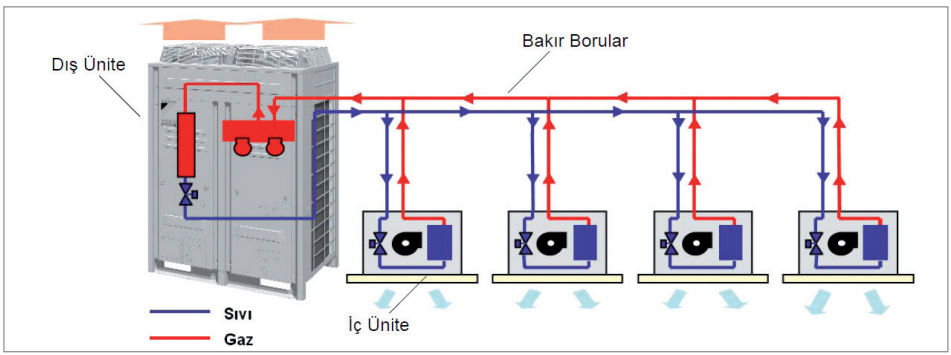
kablolama gerektirmez, elektromanyetik etki oluşturmaz, yağ geri dönüş sistemi basittir. Daha az boru kullanılır. Kontrol ve haberleşmede VRF ile benzer özellikler gösterir.

VRF sistemlerde, mahallerin kapasite ihtiyaçlarının tespiti ve dış ünite ya da diğer otomasyon üniteleri ile haberleşmesini sağlayan çok gelişmiş elektronik ve haberleşme teknolojileri kullanılır. İç ortam sıcaklıkları ile kullanıcıların belirledikleri ayar sıcaklıkları arasındaki farklar hesaplanarak, çoğunlukla dış ünitede bulunan sistem ana kontrol ünitelerine aktarılır. Sistem ana kontrol üniteleri tüm iç ünitelerden gelen bilgileri derleyerek gereken kapasite ihtiyacını belirler. Optimum düzeyde soğutucu akışkan iç ortam tarafına aktarılmak üzere kompresör ve elektronik genleşme valfi (EGV) gibi elemanlar yardımı ile kontrol edilir.

Her bir mahalde kullanım zamanı ve ihtiyaçlarına göre değişebilen ısıtma ve soğutma yüklerine göre sistem kapasitelerini ayarlayabilen değişken debili çoklu sistemler, kondenser yapılarına göre iki ana gruba ayrılırlar. Birinci grup "Hava Soğutmalı Kondenserli Sistemler" olarak anılırken ikinci grup "Su Soğutmalı Kondenserli Sistemler" olarak adlandırılmaktadır.

3.2.6.1 Hava Soğutmalı Kondenserli VRF

Hava soğutmalı kondenserli sistemler, iç mahal havasından alınan istenmeyen ısının, dış ortam havasına direkt teması olan bir kondenser yardımı ile dışarı atıldığı sistemlerdir. Bu sistemlerde dış üniteler, sistem ısıtma konumunda çalışırken dış ortam havasında serbest olarak bulunan ısı enerjisini absorbe ederek soğutucu akışkanın şartlandırılmasını sağlar. Hava soğutmalı kondenserli sistemler, soğutucu akışkanın debisinin kontrolü yöntemine göre iki ayrı kategoride değerlendirilebilirler. Birinci kategori inverter teknolojisine sahip kompresörlerle çalışan sistemler, ikinci kategori ise dijital scroll kompresör teknolojisi ile çalışan sistemlerdir.



Şekil 3.15 *Hava soğutmalı kondenserli VRF sistem şeması*

Şekil 3.15'te tipik bir VRF sistemin (heat-pump veya sadece soğutma) tek bir dış ünite modülünden ve iç ünitelerden oluşan sistem şeması görülmektedir.
Sistemdeki ana ve yan donanımlar;

1. Dış ünite (ler),
2. İç üniteler,
3. Bakır boru tesisatı,
4. Branşman kitleri,
5. Kumandalar.

Sistemin temel çalışma prensibi bilinen soğutma çevriminden çok farklı değildir. Sistemin dış ortam tarafındaki temel donanımları normal soğutma çevriminde olduğu gibi özetlenebilir. İç ortamdan soğutucu akışkan tarafından alınan ısının dışarı atılmasına yarayan bir kondenser (VRF dış ünite) ve bu kondenserin içinde akışkanı basınçlandırmaya yarayan kompresör/kompresörler yer alır. İç ortam tarafında ise, iç mahallerden akışkanın üzerine ısı alarak buharlaşmasını sağlayan iç üniteler (evaporatör) ve iç üniteye gitmesi gereken akışkan miktarını belirleyen ve basınç düşürücü eleman olarak çalışan genleşme vanaları (EGV) yer alır.

Sistemde ayrıca akışkanın iç-dış ortam arasında dolaşımını sağlayan bakır boru sistemi, bakır boru sisteminin bağlantı ve dağıtım noktalarını oluşturan branşman kitleri ve mahallerdeki kapasitif kontrolü sağlayan kumanda sistemlerinden bahsedebiliriz. Bunların dışında kompresörler için yağ akümülatörleri, soğutucu akışkanın çok uzun mesafelerde yol almasını sağlayan sub cooler (aşırı soğutucu) üniteleri, sistemin tüm kontrolünü yapan elektronik kartlar, çeşitli noktalarda sıcaklık ve performans ölçen termistörler, kontrol jigleri ve ara haberleşme elemanları bulunur. Şekil 3,16'da subcooler örnekleri verilmektedir.

Şekil 3.16 *Sub-cooler örnekleri*

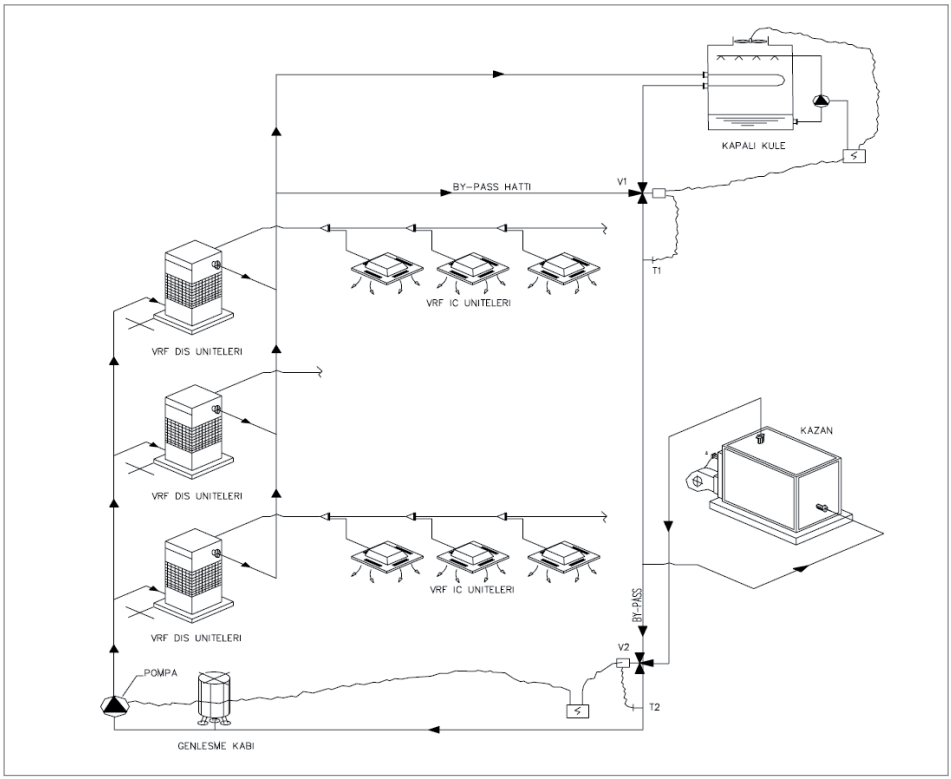
Bir dış ünite bloğuna/grubuna bağlanabilen iç ünite sayısı çeşitli markaların çeşitli sistemlerine göre farklılık gösterir. Bir dış ünite bloğuna bağlanabilen çok sayıda iç ünite mevcuttur. VRF sistemlerde, toplam sistem kapasitesi, çeşitli kapasitelerdeki

dış ünitelerin kombinasyonları ile türetilmektedir. Her bir markanın farklı kapasite aralıkları bulunmakla beraber, genelde 4HP ile 18HP (Beygir Gücü) arasındaki değişik kapasiteli dış üniteler birbirlerine 2'li, 3'lü ya da 4'lü kombinasyonlar halinde eklenmek suretiyle daha büyük sistem kapasite değerlerine ulaşılmaktadır. Çeşitli markaların 3'lü, 4'lü ya da daha fazla birleştirilebilen dış ünite sistemleri bulunur. Bu sistemler ile daha büyük kapasitelere ulaşmak mümkündür. Sistemlerin ulaşabileceği maksimum kapasiteler ve bunların hangi dış ünite kombinasyonları ile yapılabileceği konusunda firmaların teknik dokümanları referans alınmalıdır.

3.2.6.2 Su Soğutmalı Kondenserli VRF

İç ünite, borulama ve sistem genel hatlarıyla hava soğutmalı VRF ile aynıdır. Temel fark kondenserin hava yerine su ile ısıyı ortama atmasıdır. Hava soğutmalı cihazlarda, dış ünitelerde havadan soğutucu akışkana olan ısı aktarıcının yerini sudan-soğutucu akışkana ısı aktarıcılar almıştır. Sistem; çatı, teras veya uygun balkon ve benzeri açık alan bulunmayan veya görüntü kirliliği istenmeyen binalar için mükemmel bir çözüm sunmaktadır. Binanın muhtelif yerlerine yerleştirilen VRF dış üniteleri bir su boru devresi ile bir birlerine bağlanmaktadırlar. Bu devreye bir kule ve ısı kaynağı ilave edilerek sistem tamamlanmaktadır. Sistemde dolaşan su 10 °C ile 45 °C arasında tutulmaktadır. Su soğutmalı sistemlerin hava soğutmalı sistemlere göre en büyük avantajı, dış hava şartlarına hava soğutmalı sistemler kadar sıkı sıkıya bağlı olmamalarıdır. Diğer bir avantaj ise, EER değerinin su soğutmalı klasik soğutma grupları kadar yüksek olmasıdır. Ayrıca hava soğutmalı VRF sistemlerinde elde edilen ısı geri kazanımı, bu sistemlerde iki kademe olarak yapılmakta ve daha yüksek değerlere erişmektedir.

Şekil 3.17'de, su devresini besleyen kule, kazan ve üç yollu vanalardan oluşan sistem görülmektedir. Yazın su devresine atılan ısı sonucu su sıcaklığı yükselmekte ve kule devreye girmektedir (V1 üç yollu vanası by-pass hattını kapatmaktadır), su sıcaklığı istenilen değere düştüğünde kule tekrar devreden çıkmaktadır (V1 üç yollu vanası by-pass hattını açmaktadır). Kışın ise, iç üniteler ısı çektikleri için boru devresindeki su sıcaklığı düşmektedir. Su sıcaklığı belirli bir değerin altına indiğinde kazan devreye girmektedir (V2 üç yollu vanası by-pass hattını kapatmaktadır). Su devresindeki sıcaklık istenilen değere yükseldiğinde kazan devreden çıkmaktadır (V2 üç yollu vanası by-pass hattını açmaktadır).



Şekil 3.17 *Su soğutmalı VRF sistemi*

Su soğutmalı VRF sistemleri amaca uygun olarak iyi planlanmalı ve kurulmalıdır. Dış ünitelerin gizlenebilmesi, klasik soğutma grupları kadar EER'ye sahip olmaları ve iç ünitelerin kullandıkları enerjinin kolay paylaşımı başlıca avantajlarıdır. Dış hava şartlarına çok bağlı değildir, ancak ılıman iklimlerde ısı pompaladıkları bir ortam yoksa ve kazan gibi bir ısı kaynağından besleniyor ise hava soğutmalı sistemlere karşı avantajlarını kaybeder.

Sıcaklığı yükselen kondenser suyunun soğutulması kule tarafından gerçekleştirilir. VRF'nin yüksek dış ortam sıcaklıklarında çalışması esnasında kondenser suyunun soğutulması bu biçimde sağlanır. Açık devre olarak çalışan kulelerde bu sistemin temel avantajı ve dezavantajları şöyle özetlenebilir:

Avantajlar

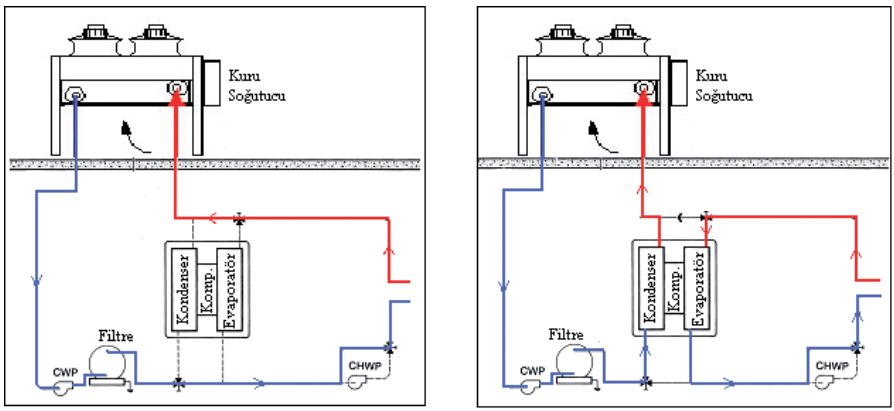
İhtiyaç duyulan soğuk su sıcaklığı ortam yaş termometre sıcaklığına en üst düzeyde yaklaştırılabilir. Bu durumda doğal soğutmadan sağlanan fayda da en üst düzeyde olacaktır.

Dezavantajlar

Kirli kondenser suyunun temiz soğuk su sisteminde kirlenmeye yol açması sistemdeki en önemli dezavantajdır. Kapalı devre indirekt sistemler olarak çalışan soğutma kulesi uygulamaları ya da aynı ihtiyacı karşılayacak kuru soğutucu uygulamaları bu durumu ortadan kaldırmaktadır.

Kuru Soğutucuların VRF Sistemleri İle Akuple Çalışma Durumu

Açık ve kapalı tip su soğutma kulelerinde olduğu gibi sıcaklığı yükselen kondenser suyunun soğutulması kuru soğutucu tarafından sağlanır (Şekil 3.18). Sistemin yüksek dış ortam sıcaklıklarında çalışması esnasında kondenser suyunun soğutulması bu şekilde sağlanır. Bu sistemin temel avantajı şöyle özetlenebilir, ihtiyaç duyulan soğuk su sıcaklığı ıslak - kuru soğutucularda ortam bağıl nemi % 90 seviyelerine adyabatik olarak çıkartacağı için yaş termometre sıcaklığına yaklaştırılabilir. Bu durumda doğal soğutmadan sağlanan fayda da en üst düzeyde olacaktır. Sistemdeki ciddi başka bir avantaj ise açık tip kulelerde gerçekleşen göreceli olarak kirli kondenser suyunun temiz soğuk su sisteminde kirlenmeye yol açmamasıdır. Kapalı devre indirekt sistemler olarak çalışan soğutma kulesi uygulamaları ya da aynı ihtiyacı karşılayacak kuru soğutucu uygulamaları bu durumu ortadan kaldırmaktadır.



Şekil 3.18 *Islak/Kuru soğutucuların VRF uygulaması*

3.2.6.3 Isı Geri Kazanımlı VRF Sistemler

Bir mahalde soğutma yapılırken, aynı zamanda o mahalde istenmeyen ısı enerjisi dışarıya atılmaktadır. Bazı binalarda ise belirli mahallerde soğutma yaparken belirli mahallerde ısıtma ihtiyacı olabilmektedir. Örneğin, güney-kuzey uzanımlı binalarda özellikle geçiş mevsimlerinde güneş alan, güneye bakan özellikle cam kaplı cepheler, gün içerisinde fazla ısınırken, güneş almayan cephelerde halen ısı kaybı ve ısıtma ihtiyacı olabilmektedir. Ya da bir otel binasının tamamında ısıtma

yapılırken, 1000 kişinin bir arada bulunduğu bir konferans salonunun o an için soğutulması gerekebilir. Bina ölçeği büyüdükçe bu tarz ihtiyaçlar artmaktadır. Öyleyse, neden zaten binamızın belirli bir mahallini soğuturken enerji harcayarak topladığımız enerjiyi dışarıya atalım? Bu enerjiyi, ihtiyaç duyan başka bir mahalde neden kullanmayalım?

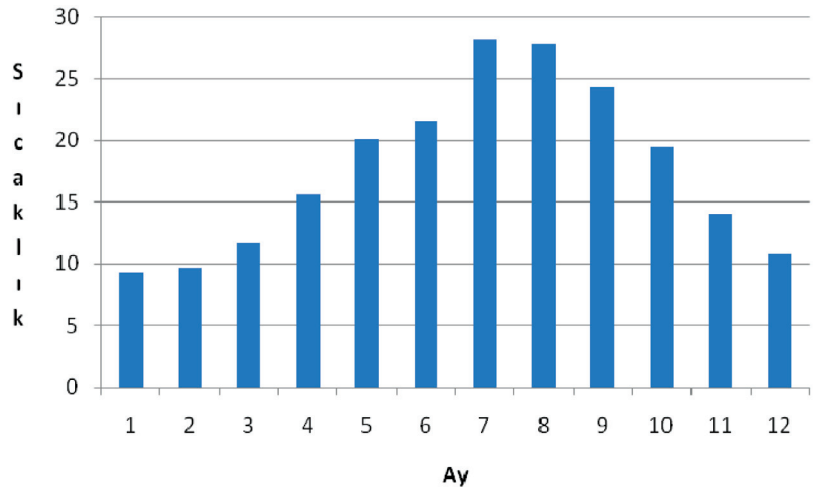
İşte ısı geri kazanımlı VRF sistemleri bize bu imkanı sağlar. Normal VRF sistemlerinde sıvı ve buhar olarak iki bakır boru hattı mevcutken, ısı geri kazanımlı sistemlerde mahaller arasındaki ısının transferini sağlayan bir üçüncü bakır boru hattı daha bulunur. Bu nedenle üç borulu sistem olarak da ifade edilir. Ayrıca bir mahalde ısı yüklenmiş soğutucu akışkanın ısısının başka mahallere aktarılmasını sağlayan ısı geri kazanım kutuları mevcuttur. Isı geri kazanım kutuları solenoid valfler, elektronik akış kontrol üniteleri ve haberleşme üniteleri ile bu işlevi yerine getirirler.

Isı Pompalı VRF Sistemleri

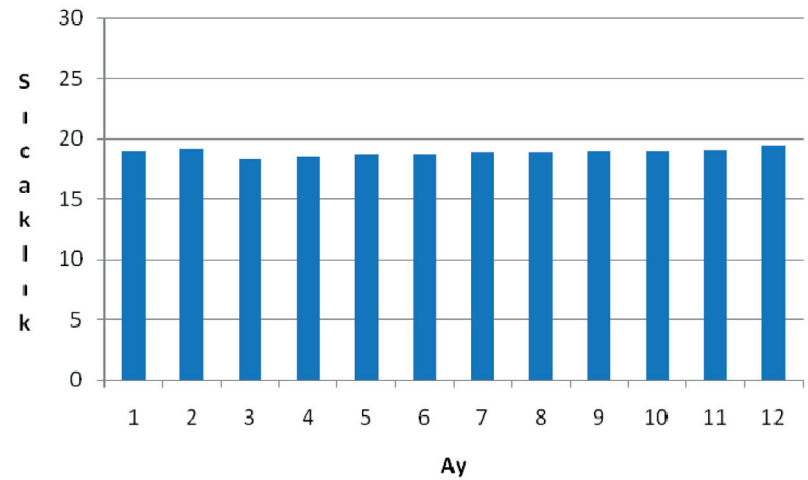
Su kaynaklı VRF sistemi kolaylıkla ısı pompası olarak kullanılabilmektedir. Bu nedenle bu kısımda kısaca ısı pompası özetlenmiştir. Isı pompalarının verimleri enerji pompaladıkları dış ortam sıcaklığına bağlı olarak büyük değişim gösterirler. Buna karşın, insanların yaz ve kış aylarında istemiş oldukları konfor şartları çok değişmez ve 24ºC'nin bir iki derece altında veya üzerindedir. Kış aylarında ısı ihtiyacının maksimuma çıkması durumunda dış hava sıcaklığı da en düşük değerlere gelmiş demektir. Isı emilen ve ısı pompalanan ortamlar arasındaki sıcaklık farkının büyük olması düşük verim demektir. Havadan-havaya ve havadan suya ısı pompalamak yerine sudan-havaya ve sudan-suya ısı pompalanması durumunda daha verimli ve büyük kapasitelerde ısı pompaları ve ısı geri kazanım sistemleri kurmak mümkündür.

Isı emilecek olan kaynağa göre, ısı pompaları hava kaynaklı ve su kaynaklı olmak üzere iki ana gruba ayrılırlar. Bu ana sınıflandırmadan sonra genellikle havadan-havaya, sudan- havaya ve sudan suya olmak üzere tasarlanırlar. Havadan-havaya ısı pompalarının çoğu evlerde ve diğer konutlarda ısıtma ve soğutma amaçlı olarak yaygın şekilde kullanılmaktadır. Sudan- havaya ısı pompaları konut ısıtma amaçlı olarak ülkemizde yeni olarak kullanılmaya başlanmıştır. Sudan-suya ısı pompaları uygulaması ise yok denecek kadar azdır. Havadan-havaya ısı pompaları ile sudan-suya ve sudan-havaya ısı pompaları arasındaki en önemli fark ısı emilen kaynağın enerji kapasitesidir. Kaynağın su veya hava olmasının sistemin verimliliğini nasıl etkilediğini şu şekilde düşünerek anlayabiliriz. Bir m^3 suyun sıcaklığını 1ºC düşürerek çekilen enerji, bir m3 havanın sıcaklığını 1ºC düşürerek çekilen enerjinin yaklaşık 3000 katıdır, bu değer havanın yoğunluğunun düşük olduğu bölgelerde 4000 kata varan rakamlara erişmektedir. Şekil 3.19 ve 3.20'de Antalya için aylara göre kuyu suyu sıcaklığı ve atmosfer sıcaklığı değerleri verilmiştir. Hava sıcaklığı kuyu suyu

sıcaklığına göre daha büyük salınım göstermektedir. Kullanılacak bir kuyu veya gölde farklı değerler elde edilecektir. Antalya ılıman bir iklim bölgesinde olduğu için, Şekil 3.19'da hava sıcaklığındaki salınım negatif değerler içermemektedir. Soğuk iklim bölgelerinde bu salınım çok büyük değerler alacaktır.



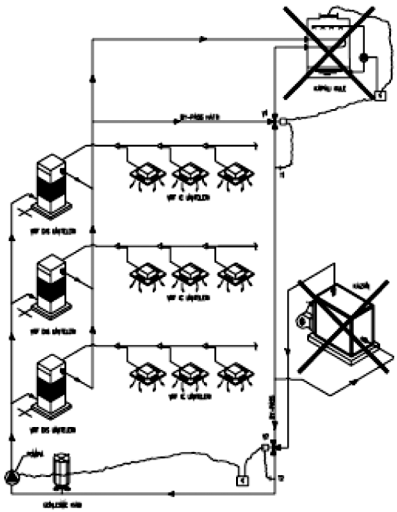
Şekil 3.19 *Antalya İli Atmosfer Sıcaklık Değerleri Ortalamasının Aylara Göre Değişimi*

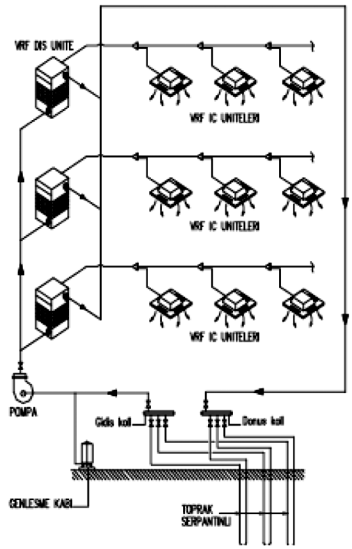


Şekil 3.20 *Antalya İli Kuyu Suyu Sıcaklık Değerleri Ortalamasının Aylara Göre Değişimi*

Su soğutmalı VRF kapalı devresinde Şekil 3.21'de görüldüğü gibi kule devresi ısı atılan ortam, kazan ise ısı kaynağını oluşturmaktadır. Bu iki kaynak yerine, toprak veya göl ve benzeri yer üstü suları ile yer altı sularını kullanma fikri bu sistemlerin

kurulmasını gündeme getirmiştir. Aşağıda anlatılacak olan sistemler "Su Kaynaklı Isı Pompaları" için geliştirilmiş olup yıllardır başarılı şekilde kullanılmaktadır. Su soğutmalı VRF ünitelerinin yaygın olarak kullanımı bu alt yapıdan dolayı hızlı olacaktır.





Şekil 3.21.a *Şekil 3.21.b*

Şekil 3.21 *Su kaynaklı VRF sistemlerinin yer (toprak) kaynaklı ısı pompasınadönüşümü*

Su soğutmalı VRF üniteleri, nihayetinde su kaynaklı bir ısı pompası olduğu için su kaynaklı ısı pompası sistemlerine benzer şekilde kullanılmaya başlanmışlardır. Sistemlerdeki tek fark, su kaynaklı ısı pompalarının yerini su soğutmalı VRF dış ünitelerinin almasıdır. Su soğutmalı VRF ünitelerine "Su Kaynaklı VRF" demek yanlış olmayacaktır.

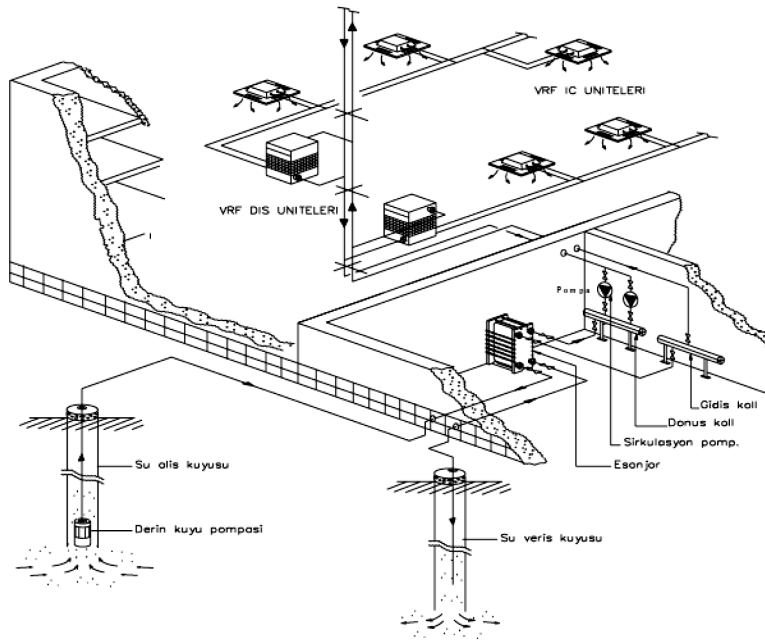
Yer (Toprak) kaynaklı ısı pompası tipleri (TKIP)
- Yer Altı Suyu Isı pompaları (YASIP)
- Yüzey Suyu Isı Pompaları (YSIP)
- Toprak Serpantinli Isı Pompaları (TSIP)

Yer-toprak kaynaklı ısı pompaları yukarıda özetlendiği gibi birçok şekilde uygulanmaktadır.

Yer Altı Suyu Isı Pompaları (YASIP)
Toprak kaynaklı ısı pompalarının gelişmesine kadar yaygın olarak kullanılmıştır. Çok küçük araziden yeteri kadar kuyu suyu pompalama fikri yaygın olarak kullanım getirmiştir. Tek yüksek hacimli kuyu, tüm bir bina için kullanılır. İyi tasarlanmış

bir sistem yaygın kullanılan klasik sistemlerden daha fazla bakım istemez. Yer altı suyunun alınıp tekrar toprağa veya diğer göl, ırmak gibi ortamlara pompalanması ile sistem çeşitlilik gösterir. Büyük ve çoklu ünitelerin kullanıldığı sistemlerde ısı pompaları ayrı bir kapalı devre oluşturur, yer altı suyu dolaştıran açık devreden bir ısı eşanjörü ile ayrılır. (Şekil 3.22)

Yer altı suyunun kuyulardan pompa devresiyle alınıp ısıtma veya soğutma işleminde kullanıldıktan sonra başka bir ortama yine aynı sistemle atılmasını yerel belediyeler her zaman müsaade etmez. Zaten artan kullanım suyu talebi bu tür sistemleri kurmayı imkânsız hale getirmiştir. Ancak emilen yer altı suyu işlemden sonra Şekil 3.22'de görüldüğü gibi tekrar yeraltına verilebilir. Emiş kuyusundan yeterli mesafede uzağa tekrar pompalanan su, yer altında hareket ederek ilk emiş kuyusuna ulaşacaktır; bu esnada kat ettiği yol boyunca toprağın enerjisini ilk kuyuya taşıyacaktır veya tersi işlemle soğutma sezonunda toprağa ısı atacaktır. Yer altı suyu ısı pompaları toprak serpantinli ısı pompalarına göre daha yüksek verimli ve daha düşük maliyetlidirler.



Şekil 3.22 *Yeraltı suyu kullanan ısı pompası*

3.2.6.4 VRF Sisteminin Seçim Kriterleri

Villalar, apartman daireleri, iş merkezleri, oteller, hastaneler, yatılı okullar, çok katlı akıllı binalar ve benzerleri için kullanılabilecek olan VRF sisteminin seçim kriterleri, titizlikle incelenmesi gereken birçok konuyu içermektedir. Bunlar öncelikle projeye (yatırıma) uygunluk kriterleri ve daha sonra diğer sistemlerle karşılaştırılması gereken

kriterler olarak iki grupta toplanabilir. VRF sisteminin kullanılıp kullanılmayacağına bu değerlendirmeler sonunda karar verilmelidir:

a) Projeye uygunluk kriterleri (olmazsa olmaz koşullar)

- İklim koşullarına uygunluk
- Mal sahibinin ilk yatırım koşulları ve işletme tercihlerine uygunluk (yapının kiraya verilip verilmeyeceği, mahaller için bağımsız kontrol gerekip gerekmediği, finansman modelleri vb.)
- Mimari tasarıma uygunluk (bahçe-teras- balkon, asma tavanlar vb.)
- Havalandırma ihtiyacı yönünden yeterli olma durumu
- Ses seviyelerinin kabul edilebilirliği
- Yapı içinde kullanılacak iç ünitelerin estetik yönden kabul edilebilirliği
- İç ünitelerinin yerleşimi konusunda istenen esneklik

b) Diğer iklimlendirme sistemleri ile karşılaştırmalı değerlendirme kriterleri

- Tesisat saftlarının gerekli olup olmadığı
- Soğutma ve ısıtma konforu
- Mahallerin bağımsız kontrol ihtiyaçları (işletme saatleri, sıcaklıklar vb. farklılıklar nedeniyle)
- Enerji giderleri paylaşımı olanağı
- Zonlama olanağı
- Pik yüklerde enerji verimliliği değerlendirmesi (EER, COP)
- Kısmı yüklerde enerji verimliliği değerlendirmesi (EER, COP)
- İlk yatırım giderleri
- Işletme giderleri (enerji maliyeti, bakım-onarım-servis, işletme personeli, yedek parçalar vb.)
- Finansman maliyeti
- Amorti süresi
- Sistemin ekonomik ömrü
- Yakıt depolama koşulları
- Çevre dostu sistem olup olmadığı
- Mevsim geçiş kolaylığı
- Isı geri kazanım imkanları
- İç hava kalitesi (taze hava imkanı, filtre çeşitliliği vb.)
- Nem alma-nemlendirme olanakları
- Montaj süresi ve kolaylığı
- İşletme kolaylığı
- Kapasite ilavesi olanakları
- Diğer değişiklik olanakları
- Bakım-onarım gereksinmesi

- İşletme için uzman teknik kadroya ihtiyaç olup olmadığı
- Kontrol tipi (on-off, oransal)
- Otomasyon ve merkezi kontrol olanakları, yapı yönetim sistemine (BMS) entegrasyon imkanı
- Isıtma ve soğutmanın aynı anda yapılabilmesi olanağı
- Servis-bakım sıklığı ve maliyetleri
- Arıza yapma olasılıkları
- Su kaçağı riski
- Gaz kaçağı riski
- İşletme güvenilirliği ve arızanın işletmeye etkisi
- Emniyetli işletme durumu (yangın, patlama vb.)
- Yedekleme gereksinimi

Bunlar içinde ilk yatırım giderlerinin dikkatli hesaplanması ve VRF tesisatı kurulumunun, örneğin tekli ve çoklu split sistemler, bunlara başka çeşit ısıtma ilavesi (radyatör vb.) gereken karma sistemler, fan-coil sistemleri (iki ve dört borulu), geleneksel kanallı iklimlendirme sistemleri vb.ile karşılaştırılması uygun olur. İlk yatırım giderleri içinde tesisat için ayrılan alanların inşaat içindeki toplam maliyeti , kullanılacak cihazlar, borular ve bağlantı parçaları, drenajboruları, pompalar, borukılıfları, kollektörler, nakliye ve montaj, cihaz kaideleri, cihaz üstü gölgelikler, ses duvarları, uzaktan kumanda cihazları, otomasyon unsurları, ilave primer havalandırma tesisatı, hava kanalları, izolasyon, menfez ve anemostatlar, damperler, elektrik kabloları ve elektrik panoları vs. tümüyle gözönüne alınmalıdır. İlk yatırım maliyeti bina tipine, büyüklüğüne ve tasarım kriterlerine göre çok değişken ve tartışmaya açık olmakla birlikte, çok standard bir yapı için başka bir ısıtma sistemi ile tamamlanmayan tekli split sisteminin ilk yatırım maliyeti 1,0 kabul edilirse, radyatör vs. takviyeli tekli split sistem 1,5, kanallı geleneksel iklimlendirme sistemi 1,9, havalandırmalı VRF sistemi ise 2,5 alınabilir.

3.2.6.5 VRF Sisteminin Avantaj ve Dezavantajları

VRF sisteminin ilk bakışta sayılabilecek özellikleri aşağıda avantaj ve dezavantaj şeklinde listelenebilir:

Avantajlar

- Bina içinde ayrı bir mekanik odaya ihtiyaç olmaması
- Dış ünite boyutlarının, alternatif sistemlere göre (chiller vb.) daha küçük olması
- Dış ünitelerin, modüllerden oluştukları için taşınma ve montaj kolaylıkları
- İşletme giderlerinin merkezi sistemlere oranla paylaşım kolaylığı
- Enerji veriminin (COP ve EER değerleri) yüksek, işletme giderlerinin düşük olması

- Otel, hastane gibi gün içinde ısıl yüklerin çok değişken olduğu projelerde % 40'a varan enerji tasarrufu sağlanabilmesi
- Yakıt depolanmasına gerek olmaması
- Sistemin ekonomik ömrünün uzun olması
- Arsa ve inşaat maliyetlerinde azalma
- Mahallerin birbirlerinden bağımsız kontrol imkanı
- Sistemde kullanılan iç ünite modellerinin 10'dan fazla model seçeneği olması ve bunların yerlerinin daha
- sonra sulu sistemlere oranla kolayca değiştirilebilmesi
- Farklı tip iç ünitelerin aynı hatta bağlanabilmesi
- Kapasite arttırımının kolaylıkla yapılabilmesi
- İç ünitelerdeki serpantinlerin fan-coil sistemi iç ünitelerine nazaran daha küçük, dolayısıyla fanlarının da daha küçük olması nedeniyle iç ünitelerin daha sessiz çalışabilmeleri
- Zonlama ve ısı geri kazanımı vasıtasıyla aynı zamanda hem ısıtma hem soğutma yapılabilmesi
- Her türlü otomasyona bağlanma kolaylığı (gelişmiş merkezi kumanda seçenekleri)
- Çevre ile ilgili özellikler (CO_2 emisyonu düşük ve Kyoto protokoluna uygundur)
- R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının ısı taşıma kabiliyetinin suya göre daha fazla olması nedeniyle
- Boru kesitlerinin çok daha küçük olması
- Soğutucu akışkan daha hızı kontrol edilebildiği için mevsim geçişlerinde esneklik ve sürat sağlanması
- İç ünitelerin uzaktan ayarlanabilir menfez kanatları vasıtasıyla ısıtma ve soğutmada daha iyi bir dağılım
- sağlanabilmesi
- Sabit oda sıcaklığı kontrolunun (±0,5 °C) elektronik genleşme valfleri vasıtasıyla hassas olarak sağlanabilmesi
- İşletme için uzman teknik kadroya gerek olmaması
- Yedekleme gereksinimi olmaması
- Sistemde kullanılan bakır boruların işçilik ve montajının kolay ve süratli olması
- Bakım kolaylığı
- Bina Yönetim Sistemi vasıtasıyla odalardaki sicaklik kontrolu, yetki alma verme, enerji tasarrufuna yönelik programlama, raporlama, arızanın yerinin elirtilmesi, her mahallin harcadığı enerji maliyetinin hesaplanması,
- haftalık işletim programları vs.nin yapılabilir olması
- Kompresörlerin eşit sürede eşit dağılım esası ile sıralı olarak çalıştırılabilmeleri
- Dış ünitedeki kompresörlerden birinin arızalanması halinde, sadece arızalanan kompresörün devre dışı bırakılarak sistemin çalışmaya devam edebilmesi
- Aynı şekilde iç ünitelerden birinin arızalanmasının diğerlerini etkilememesi

Dezavantajlar

- Taze hava imkanlarının sınırlı olması ve ilave sistemler gerekebilmesi
- İlk yatırım bedelinin göreceli olarak fazla olması
- Servis için özel ekip gerekmesi
- Drenaj ihtiyacının (özellikle tavan tiplerinde) sorun olabilmesi
- Soğutucu akıskan maliyetinin yüksekliği
- Bir noktadan sıcak veya soğuk üflemenin mahallerde konforu olumsuz etkileyebileceği
- Nemlendirme gerektiğinde ilave havalandırma sistemleri düşünülmesi ihtiyacı (primer hava)
- Nem almanın kısıtlı oluşu
- İç ünite filtre cinslerinin standart ve sınırlı oluşu
- Seçilen markaya göre iç ünitelerde ses olabilmesi
- İyi tasarım yapılmazsa, çok sıcak veya çok soğuk bölgelerde sorun çıkabilmesi
- Tavan tipi ünitelerde ısıtma modunda sıcak havayı aşağıya indirmek için fan devrinin arttırılmasının gerekebilmesi (ses de artacaktır)
- Boru boylarında kısıtlama olması
- Servis mahal içinde olduğu için zorluklar; özellikle asma tavan içindeki ünitelerin servisinin zahmetli oluşu
- Asma tavan içinde iç ünite olduğu takdirde, yangın algılama-söndürme ihtiyacının ortaya çıkması
- Asma tavan içinde drenaj boruları meyilinin kısıtlı oluşu, drenaj zorlukları
- Yasanılan hacimlerdeki her iç üniteye drenaj borusu ve elektrik bağlantısı çekilmesi zorunluluğu
- Bazı projelerde, üretim ülkeleri kısıtlılığı nedeniyle kabul edilmesinin zorluğu ve rekabetin engellenmesi

VRF İklimlendirme Sistemleri'nin enerji ekonomisi, sürdürülebilir enerji kullanımı, sürdürülebilir çevre ve esnek işletme imkanları açısından alternatif iklimlendirme sistemlerinin yanı sıra her yapı türü için uygulanabilirliği araştırılmalıdır. Bunlara ilave olarak, diğer avantaj ve dezavantajları da incelenerek sistem seçimi yapılmalıdır.

3.3 MERKEZİ İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

Kısaca hava şartlandırma üniteleri şeklinde tanımlanabilir. Kullanım amacı; kapalı bir mahaldeki havanın sıcaklığının ve neminin istenilen sınır şartlarında sabit tutmasıdır. Bu proses bilinen dört termodinamik hava şartlandırılma fonksiyonu ile gerçekleştirilir. Bunlar;

- Isıtma
- Soğutma

- Nem Alma
- Nemlendirme

şeklinde tanımlanır. Klima santralleri bu fonksiyonlarının dışında, kapalı mahaldeki kişilerin ihtiyaç olan temiz havayı da temin etmek ayrıca temiz hava veya geri dönüş havasındaki katı partikülleri, gazları ve mikroorganizmaları tutabilmek amacıyla da kullanılır.

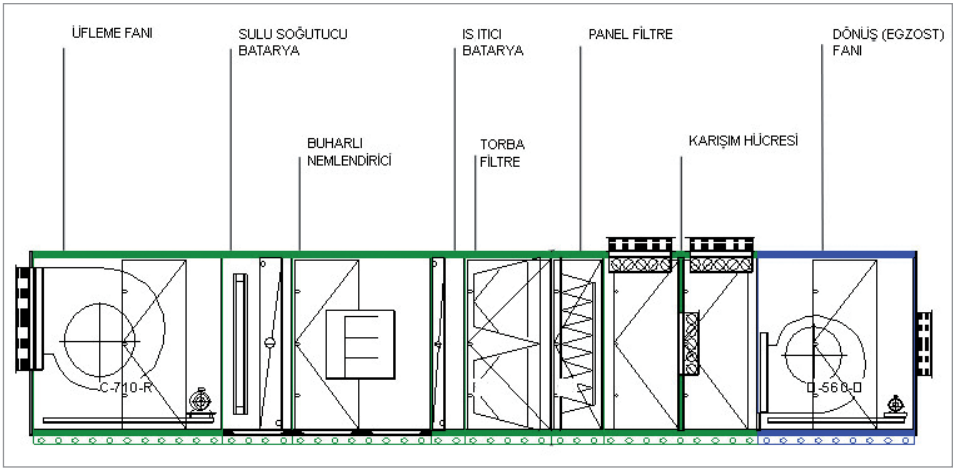
Klima santrallerini, konfor ve endüstriyel olmak üzere iki ana grupta sınıflandırmak mümkündür. Konfor amaçlı klima santralleri insanların yaşam alanlarındaki uygun hava koşullarını elde etmek için kullanılır. Endüstriyel tip klima santrallerin amacı ise üretilen ürün için uygun hava koşullarının elde edilmesidir. En yaygın uygulama alanları ise iplik üretim tesisleri, kâğıt üretimi ve baskı tesisleri, gıda endüstrisi, seramik fabrikaları ve petro- kimya tesisleridir.

Tüm bunların dışında ilaç üretim tesislerinde, ameliyathanelerde, havuzlarda, müzelerde ve laboratuarlarda kullanılan klima santralleri özel bir yere sahiptirler. Havuz ve hijyen klima santralleri tasarım, üretim ve testler anlamında hassas mühendislik çalışması gerektirmektedir.

Bazı endüstriyel uygulamalarda klima santralleri için inşai karkas kullanılsa da genellikle, alüminyum profilli veya çelik çekme taşıyıcı konstrüksiyon ve izoleli çift cidarlı paneller kullanılarak klima santralı dış gövdesi oluşturulur. Bir klima santrali en genel anlamıyla aşağıda tanımlanan hücrelerden oluşur;

- Damperli hava karışım hücreleri,
- Filtre hücreleri
- Isıtıcı batarya
- Soğutucu batarya
- Nemlendirici
- Isı geri kazanım ünitesi
- Kimyasal nem alıcı ünite
- Emiş ve üfleme hücreleri
- Fan hücreleri
- Susturucu

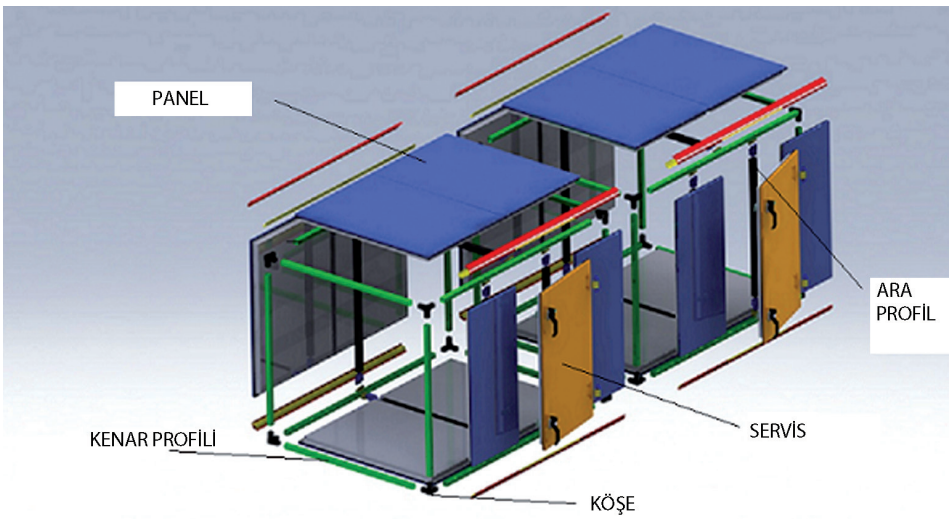
Standart bir uygulama için tasarlanmış bir klima santralı Şekil 3.23'de gösterilmiştir.



Şekil 3.23 *Klima santrali*

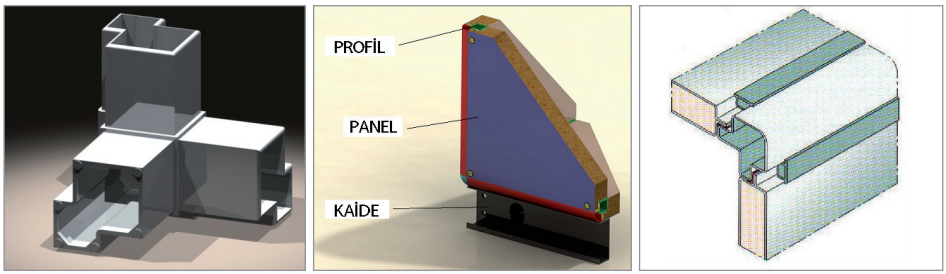
3.3.1 Klima Santrali Hücre Yapısı

Klima santrali hücresi, klima santralinin elemanlarını içinde toplayan, ses ve ısı yalıtımı sağlayan santralin dıştan görünen kısmıdır. Klima santrali hücresi, taşıyıcı profil, paneller (kaset) ve kaideden oluşur. Şekil 3.24'de klima santrali hücresi verilmektedir.



Şekil 3.24 *Klima santrali hücresi*

Klima santrallerinde taşıyıcı profil olarak alüminyum veya çelik çekme profil kullanılır. Bu profiller köşelerde sert plastik veya döküm alüminyum köşe parçaları ile birbirlerine bağlanırlar.



Şekil 3.25 *Klima santral paneli*

3.3.2 Kaset (Panel) Yapısı

Daha çok iki sac arasına konulan izolasyon malzemesinden oluşur (Şekil 3.25). Sac olarak galvaniz, galvaniz üzeri boyalı sac veya paslanmaz sac (hijyenik klima santrallerinde) kullanılır. İzolasyon malzemesi olarak, poliüretan, cam yünü veya kaya yünü kullanılır. İzolasyon kalınlığı ısıl iletkenlik katsayısı kaset yüzeyindeki yoğuşma esas alınarak belirlenir. Yaygın olarak 25 mm ve 50 mm izolasyon kalınlıkları tercih edilmektedir.

Kaseti oluşturan tüm paneller ve kapılar, 25 mm ile 50 mm kalınlığında olup genelde iç yüzeyde sac 0,8 mm ile 1,2 mm galvaniz dış yüzeyi oluşturan sac ise 0,8 mm ile 1,2 mm galvaniz veya galvaniz üzeri tercih edilen RAL renginde kendinden boyalı sacdan imal edilmektedir.

İç ve dış sac arasında izolasyon malzemesi olarak yanmazlık sınıfı DIN 4102'ye göre A1 sınıfı olan 70 kg/m³ yoğunlukta kaya yünü veya A2 sınıfı yoğunluğu 50 kg/m³ olan camyünü kullanılması önerilmektedir.

Poliüretan İzolasyonlu Kaset

Kaseti oluşturan tüm paneller ve kapılar 25 mm ile 50 mm kalınlığında olup, genelde iç yüzeydeki sac 0,5 mm ile 1 mm galvaniz sac, dış yüzeyi oluşturan sac ise 0,5 m ile 1 m galvaniz veya galvaniz üzeri tercih RAL renginde kendinden boyalı sactan imal edilmektedir. İç sac ve dış sac arasında izolasyon malzemesi olarak yanmazlık sınıfı DIN 4102'ye göre B3 olan 48 kg/m³ yoğunlukta su bazlı poliüretan (ozon tabakasına zarar vermeyen gaz) kullanılmalıdır.

3.3.3 Hücre Yapısının EN 1886'ya Göre Tanımlanması

Tasarlanan santral kasetleri, standartlarda belirtilen testlere tabi tutulmakta ve çeşitli açılardan değerlendirilmektedirler. Yapılan testler sonucunda , kasetin işlevselliği sınırları belirlenmiş sınıflara dahil edilerek ilgililere yapısı hakkında fikir vermektedir. Uluslararası firmalar, santral kaset kalitelerinin değerlendirilmesini EN 1886 stan-

dardına göre yapmakta ve alıcıya bu sonuçlara göre ürününü sunmaktadır. Santral konusu ile yakından ilgilenen üretici ya da tüketiciler tarafından bu standartta belirtilen kavramlar yeterince bilinmektedirler. Ancak, bu konuların tekrar gözden geçirilmesi, bilgilerin tazelenmesi faydalı olacaktır.

EN 1886 standardına göre santral kasetlerinin işlevselliği dört grupta değerlendirilmektedir:

- Hücrenin Mekanik Dayanımı
- Hücrenin Hava Sızdırmazlığı
- Hücrenin Isıl Performansı
- Hücrenin Akustik Özellikleri

Burada EN 1886 standardında santral kasetleri ile ilgili yukarıdaki kategorilerde tanımlanan sınıflar ve katsayılar detaya girmeden açıklanmıştır.

Hücrenin Mekanik Dayanımı

Santral kasetleri dayanıklılık açısından üç ayrı sınıfta değerlendirilmektedir (Tablo 3.1).

Tablo 3.1 EN 1886 - 2007'e göre mekanik dayanım sınıfları

Gövde sınıfı 2007	Maksimum bağıl sehim mm/m	Maksimum fan basıncına dayanım	Kalite
D3	Özellik yok	Evet	-
D2	10	Evet	+
D1	4	Evet	++

Santral dayanıklılık sınıfını belirlemek için beyan edilen çalışma basıncında, karkas ve panel deformasyon miktarı ölçülmekte ve ölçülen en büyük deformasyon miktarına göre santral mukavemet sınıfı belirlenmektedir.

Sınıf D1, D2 ve D3'e dahil olan santral kasetlerinin, fanın maksimum çalışma basıncında tabloda belirtilen değerlerin altında deformasyon ölçülmesi gerekmektedir. Muhafazada hasar oluşmadan, 1 m²'lik yüzeyde maksimum ± 2 mm kalıcı deformasyon oluşmalıdır.

Hücre Hava Sızdırmazlığı

Santrallerde hava kaçağının doğal olarak mümkün olduğu kadar az olması istenmektedir. Hava kaçaklarının ana nedeni, santral içi ve dışı arasındaki basınç farkıdır. Santral içinde oluşan pozitif basınç durumlarında, santral içi havası dışarıya sızarken, negatif basınç durumlarında ise hava, dış ortamdan santral içine sızmaktadır. Eşit pozitif veya negatif basınç değerlerinde hava kaçak oranı farklı olabilir. Bu nedenle EN 1886 standardında, hava kaçak sınıfı pozitif ve negatif basınç durumları için farklı oranlarda tanımlanmıştır.

Hava kaçak miktarı -400 Pa negatif, +700 Pa pozitif test basıncı değerlerinde ölçülür ve hesaplanır. Negatif test basıncında santrale sızan (giren) hava miktarı, pozitif test basıncı değerinde ise santralden ortama kaçan (sızan) hava miktarı ölçülür ve hesaplanır. Eksilen hava miktarı yüzey alanına bölünerek santralin sızdırmazlık sınıfı elde edilir.

Tablo 3.2 EN 1886 - 2007'e göre hava kaçak sınıfı

Kaçak sınıfı 2007	-400 Pa'da maksimum kaçak l/sm^2	+700 Pa'da maksimum kaçak l/sm^2	EN779'a göre maksimum filtre sınıfı	Kalite
L1	0,15	0,22	F9'dan iyi	++
L2	0,44	0,63	F8-F9	+
L3	1,32	1,90	G1-F7	-

Pozitif basınçlarda hava kaçak sınıfını belirlemek için, santral içinde 700 Pa pozitif basınç yaratılmaktadır. Bu basınçta santraldeki hava kaçak miktarı ölçülmekte, daha sonra ölçülen miktar santral yüzey alanına bölünmekte ve böylece hava kaçak oranı elde edilmektedir. Hava kaçak oranına göre Tablo 3.2'den santral kasetinin hava kaçak sınıfı belirlenmektedir.

Hücrenin Isıl Performansı

EN 1886'ya göre santral kasetinin ısıl performansı iki kategoride incelenmektedir.

- Hücrenin ısı iletkenliği
- Hücrenin ısı köprüsü

Kaset Isıl İletkenliği

Literatürde bilinen toplam ısıl geçirgenlik katsayının tanımı santraller için de geçerlidir. Ancak dikkat edilmesi gereken husus tanımlanan ısıl geçirgenlik katsayısının santral toplam dış yüzey alanına göre hesaplanmasıdır. Isıl iletkenlik testleri santral iç ve dış ortamları arasındaki toplam ısı transfer katsayısını belirler ve santral yüzeyinden transfer edilen ısı miktarını hesaplamak için kullanılır. Santrallerde ısı iletkenlik katsayısının düşük olması santralden ortama veya ortamdan santrale transfer edilen ısı miktarının az olduğunu ve enerji tasarrufu sağladığını gösterir.

Deneysel olarak yapılan çalışmalarda santral içinde konulan ısıtıcı vasıtası ile, santral içindeki hava ile dış ortam havası arasında 20 K sıcaklık farkı yaratılmaktadır. Santral toplam yüzey alanı ve sıcaklık farkı bilindiğine göre, santral içerisinde harcanan toplam elektrik gücünün ölçülmesi ile santralin toplam ısıl geçirgenlik katsayısı rahatlıkla hesaplanabilmektedir.

Santral ısı geçirgenlik sınıflandırması Tablo 3.3'teki U değerlerine göre yapılmaktadır.

Tablo 3.3 EN 1886 - 2007'ye göre ısı geçirgenlik (U)

Sınıfı	Isı Transfer Katsayısı [W/m^{2}K]	Kalite
T1	U ≤ 0,5	++++
T2	0,5 < U ≤ 1,0	+++
T3	1,0 < U ≤ 1,4	++
T4	1,4 < U ≤ 2,0	+
T5	Gereksinim yok	-

Kaset Isıl Köprüleme

Santral kaset ısıl direnci kasetin her bölgesinde aynı değildir. Örneğin panelin bütün yüzeyinde ısıl direnç aynı olmadığı gibi panel ile profilin arasındaki ısıl direnç de oldukça farklıdır. Isıl köprüleme katsayısı, ısıl direnci açısından oluşan kısa devrelerin U göstergesi olarak değerlendirilebilir. Santral kasetinde ısıl direnci düşük olan bölgelerde ısı transferi daha fazla olup, santral çalışma şartlarına bağlı alarak o bölgelerin iç veya dış yüzeylerinde yoğuşma ihtimal daha yüksektir. Isıl köprüleme değeri, ısı iletkenlik katsayısına benzer şekilde ölçülmektedir. Santral iç havası soğutularak iç ile dış ortam arasında 20 K sıcaklık farkı yaratılmaktadır. Kaset yüzeyinde oluşan maksimum yüzey sıcaklığı ölçülerek; aşağıdaki eşitliğe göre ısıl köprüleme katsayısı hesaplanmaktadır.

$$K_b = \frac{(t_{max} - t_i)}{(t_a - t_i)}$$

Eşitlikte;

t_i : Santral içi ortalama hava sıcaklığı,

t_a : Santral dışı ortalama hava sıcaklığı,

t_{max} : Santral dış yüzey maksimum sıcaklığı

değerlerini ifade etmektedir. Hesaplanan ısıl köprüleme katsayısına göre, santral kasetin ısıl köprüleme sınıfı Tablo 3.4'de gösterilmiştir.

Tablo 3.4 EN 1886 - 2007'ye göre ısıl köprüleme faktörü (K_b)

Sınıfı	Isı Köprüleme faktörü	Kalite
TB1	0,75 < K_b < 1	++++
TB2	0,60 ≤ K_b < 0,75	+++
TB3	0,45 ≤ K_b < 0,60	++
TB4	0,30 ≤ K_b < 0,45	+
TB5	Özellik yok	-

Görüldüğü gibi, ısıl köprüleme katsayısının yüksek olması santral kasetinin kalitesinin yüksek olduğunu göstermektedir. Isıl köprüleme katsayısı kullanılarak istenilen çalışma şartlarında, kaset yüzeyinde yoğuşma olasılığı tahmin edilebilir.

Santral Yüzeyinde Yoğuşma Olasılığı Hesaplanması:
Santral ısı köprüleme katsayısı : $K_b = 0,5$
Santral içinde hava sıcaklığı : $t_i = 16$ °C
Dış ortam sıcaklığı : $t_a = 34$ °C
Buna göre santral dış yüzeyindeki sıcaklık : $t_{max} = 25$ °C olarak bulunur.

Dış ortam yaş termometre sıcaklığı 24 °C ise, psikrometrik diyagramından çiğ noktası 20 °C olarak bulunur. Santral dış yüzey sıcaklığı, çiğ noktası sıcaklığının üzerinde olduğundan (25 °C > 20 °C) santral dış yüzeyinde her hangi bir yoğuşma meydana gelmez.

Hücrenin Akustik Özellikleri
Santral içinde oluşan gürültünün dış ortama iletilmemesi için, santral kasetinde ses yutma değerinin yüksek olması istenmektedir. Bu nedenle, santral kaseti etrafında değişik oktav bantlarında net ses basınç seviyesi ölçülmekte, daha sonra aynı ölçüm aynı noktalarda kasetin bulunmadığı durumunda tekrar edilmektedir. Sonuç olarak, her iki ölçümde belirli oktav bandında ölçülen ses basınç seviyelerinin farkı, santral kasetinin o oktav bandındaki ses yutma değerini vermektedir. Ses yutma değerinin büyük olması santral içinde oluşan gürültünün dışarıya iletilmemesi açısından büyük avantajdır. Sesin serbest alanda yayılması prensibine göre santralden belli uzaklıktaki gürültü azalma değerleri Tablo 3.5'te verilmiştir.

Tablo 3.5 Ses Sönümleme Değeri

Klima Santralinden Uzaklık (m)	Ses Sönümleme Değeri, Q			
	1	2	4	8
1	-11 dB	-8dB	-5dB	-2 dB
2	-17 dB	-14 dB	-11 dB	-6 dB
3	-20,5 dB	-17,5 dB	-14,5 dB	-11,5 dB

Ses sönümleme değeri;
Q=1 cihazın etrafında hiç yansıtıcı yüzey bulunmadığını (cihazın boşlukta gibi durduğunu), ses sönümleme değeri,
Q=2 cihazın etrafında bir adet yansıtıcı yüzey bulunduğunu (cihazın düz bir yüzey üzerinde durduğunu, etrafının boş olduğunu), ses sönümleme değeri,
Q=4 cihazın etrafında iki adet yansıtıcı yüzey bulunduğunu (cihazın düz bir yüzey üzerinde ve bir duvarın kenarında durduğunu, diğer kenarının boş olduğunu), ses sönümleme değeri,
Q=8 cihazın etrafında üç adet yansıtıcı yüzey bulunduğunu, (cihazın düz bir yüzey üzerinde ve iki duvarın köşesinde durduğunu, diğer kenarların boş olduğunu) gösterir.

Tipik bir klima santrali hücre dizilişi ve özellikleri:

- Aspiratör Hücresi
- Karışım Hücresi
- Ön Filtre Hücresi (G3)
- Hassas Filtre Hücresi (F7)
- Isıtıcı Batarya Hücresi
- Soğutucu Batarya Hücresi
- Vantilatör Hücresi

Klima santrali seçilirken serbest kesitteki hava hızı 2 m/s, batarya hava geçiş yüzeyindeki hava hızı 2,5 m/s altında tutulmalıdır. Emiş damperlerindeki hava hızı 5 m/s' den yüksek olmamalıdır. Vantilatör üfleme ağzındaki hava hızı 11 m/s' den yüksek olmamalıdır. Vantilatör ve aspiratör hücrelerinde aydınlatma ve gözetleme camı olmalıdır. Isıtma ve soğutma bataryaları arasında bakım ve temizleme için kapak olmalıdır. Dış ortamda çalışacak cihazlarda mutlaka çatı koruması bulunmalıdır.

Klima santralinin karakteristik özellikleri (TS EN 1886) en az aşağıdaki sınıflarda olmalıdır ve enerji verimliliği açısından üst sınıflar tercih edilmelidir.
En büyük nispi sehim: D1
Sızdırmazlık sınıfı: L2 (F9)
Isıl geçirgenlik sınıfı: T3
Isı köprüleme sınıfı: TB3

3.4 İKLİMLENDİRME TEKNİĞİ - KAVRAMLAR VE TANIMLAR

3.4.1 Psikrometrik Diyagram ve İlgili Temel Kavramlar

Psikrometri, nemli havanın termodinamik özellikleri ile bu özellikleri kullanarak nemli havadaki işlemler ve şartlar ile ilgilenen, termodinamiğin bir dalıdır. Psikro-

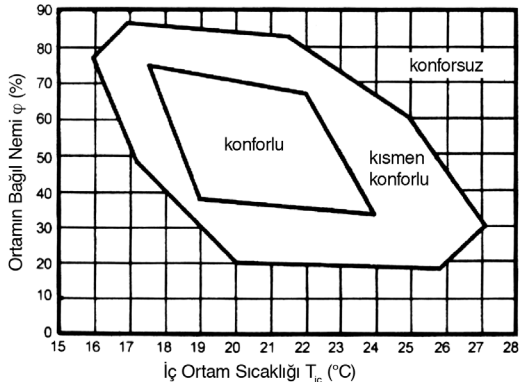
metrik diyagram, genel itibariyle kapalı mahalleri istenilen (sıcaklık, nem) koşullara getirmek amacıyla gerekli hesapları yapabilmek için kullanılmaktır. Bu mahaller, yaşama alanları veya özellikleri gereği belli koşullarda kalması gereken hacimler olabilir (bilgi işlem üniteleri, tekstil malzemeleri vb.).

Isıl Konfor

Dünyada kabul edilmiş araştırmalara göre, insanlar belli bir sıcaklık ve nem aralığında ve temiz havalı ortamlarda rahat etmektir. Bu aralık konfor bölgesi olarak tanımlanmıştır. Konfor koşulları yaz ve kış olarak ayrılmalıdır (nem % 30 ile % 60, sıcaklık 20 - 27 °C). Sıcaklığın gereğinden fazla veya az olması boğaz kuruluğu, gözlerde yanma gibi rahatsızlıklara yol açmasının yanında, fazla nem de terlemeye ve bunaltıcı bir sıcaklık hissine neden olur. Konfor kapalı bir ortamda sıcaklık ve diğer hava şartlarından ileri gelen bir rahatsızlık olmaması halidir. Konforun tam manasıyla belirlenebilmesi için deneysel olarak gözlenebilecek kesin bir fizyolojik olay yoktur. Deri sıcaklığı bu konuda iyi bir fikir sağlayabilir. Tarafsız sıcaklık aralığı konfor için bir kriter olarak alınabilir. Ayrıca ortamın havası temiz ve taze olmadır. Toz, duman, polen ve diğer zararlı maddelerin filtre edilmesi ve temiz havayı getirip kirli havayı götürecek bir hava dolaşımı gerekmektedir. Günümüzde pek çok insanın yaşamının önemli bir bölümü kapalı mekanlarda geçmektedir. Bu mekanlar gerek hacim, gerekse barındırdıkları insan sayısı olarak büyük boyutlara ulaşmıştır. Fuar, konferans, tiyatro, sinema salonlarının, alışveriş ve eğlence merkezlerinin, pencereleri açılmayan yüksek binaların vb. yaşanabilir halde tutulması için iklimlendirme (klima) şarttır. Oteller, hastaneler, gıda, tekstil, elektronik, kağıt, tütün, vb. endüstrileri de klimaya tam anlamıyla muhtaçtır. Mahallerin iklimlendirilmesi için başlıca önemli iki metot vardır. Bunlar tüm havalı iklimlendirme ve primer havalı iklimlendirme olarak adlandırır.

3.4.2 Hissedilen (Efektif) Sıcaklık

Sıcaklık ile beraber bağıl nem ve hava hızını da dikkate alarak yeni bir sıcaklık ölçeği tarif etmek gerekmiştir. Bu sıcaklığa (ET) adı verilmiş olup fizyolojik olarak hissedilen sıcaklığı temsil eder. Şekil 3.26'da (ET) ve konfor bölgeleri görülmektedir.



Şekil 3.26 *İç ortam sıcaklığı ve ortamın bağıl nemine bağlı olarak konfor bölgesi*

Ortam havasına ilişkin, konfor ve kişisel performans için gerekli olan ve insan vücudundaki fazla ısıyı atma işlemini etkileyen parametreleri ısıl karakteristikler olarak adlandırabiliriz. Bunlar;

- kuru termometre sıcaklığı
- bağıl nem
- ortamdaki hava hareketi
- sıcaklığın homojen dağılımı
- ışınım yüzeylerinin sıcaklığı

olarak sayılabilir. Tablo 3.6'da bağıl neme bağlı hissedilen sıcaklık değerleri verilmektedir.

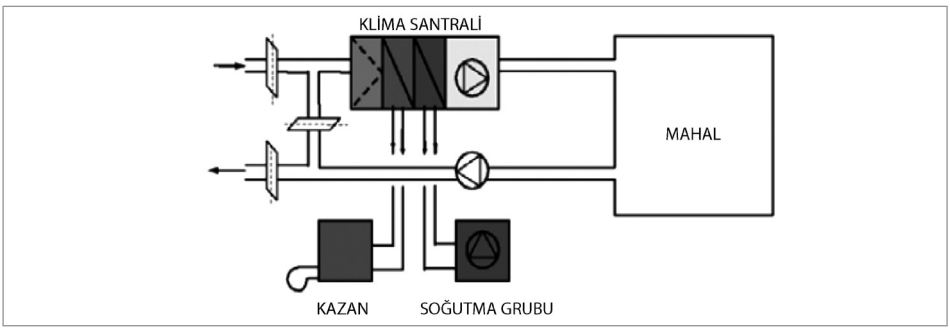
Tablo 3.6 Bağıl neme bağlı olarak hissedilen sıcaklık değerleri.

Hissedilen Sıcaklık Tablosu									
Bağıl Nem (%)									
Sıcaklık (°C)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
40	37	40	43	49					
39	36	38	41	47	52				
38	35	37	40	43	49				
37	34	36	38	41	43	52			
36	33	35	37	40	42	49	53		
35	32	34	36	38	42	46	51		
34	32	34	35	38	41	44	50		
33	31	32	33	36	38	41	46	50	
32	29	31	32	33	36	38	41	46	50
31	28	30	31	32	34	35	38	41	46
30	27	29	29	31	32	33	36	38	43
29	27	28	29	30	31	32	34	36	39
28	25	26	27	27	29	30	32	33	35
27	24	25	26	26	27	28	29	30	31
26	22	24	25	26	26	27	27	28	29
25	22	23	24	25	25	26	26	27	27

27-30 °C sıcaklıkları arasındaki bir havanın hareketsiz olduğu durumda, çıplak bir insan için öyle bir denge noktası vardır ki, insan bu aralıkta ne üşür ne de aşırı terler. Bir insanın ısıl konfor halinde bulunması, sadece havanın sıcaklığına bağlı değildir. Havanın nemi, hareketi, temizliği ve civar yüzeylerinin ortalama sıcaklığı konfora etki eder. Yaz aylarında bağıl nemin % 6 artması insan vücudu tarafından 1 °C sıcaklık artışı olarak algılanır, hava hızı arttığında ise insanlarda üşüme hissi oluşur. Bu nedenlerle, iç ve dış ortam sıcaklık farkının 5-7 °C aralığında tutulması ve iç tasarım sıcaklıklığının her 1 °C artışının yaklaşık % 10'luk bir enerji tasarrufuna denk geldiği düşünülerek tasarım kriterlerinin yeniden gözden geçirilmesi önem arz eden başlıklardır.

3.4.3 Tüm Havalı İklimlendirme

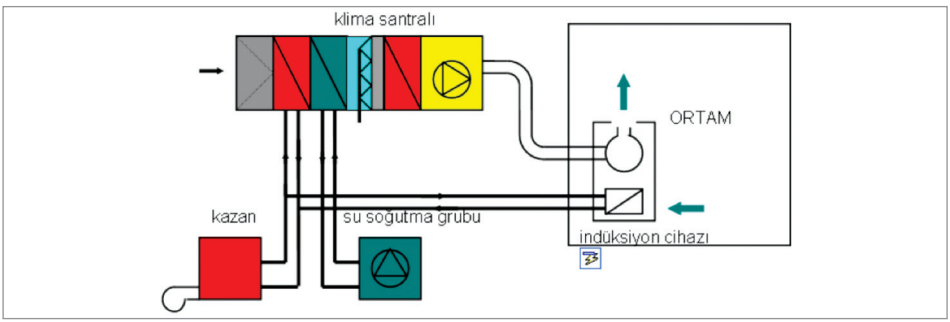
Tüm havalı sistem; merkezi bir klima santralinde şartlandırılan havanın kanallar yardımıyla iklimlendirilecek ortama gönderilmesidir. Şekil 3.27'de tüm havalı iklimlendirme sistemi verilmektedir.



Şekil 3.27 *Tüm havalı iklimlendirme sistemi*

3.4.4 Primer Havalı İklimlendirme

Statik ısıtma ve/veya soğutma yüklerinin mahallerde kullanılan cihazlardan (örneğin fan-coil veya radyatör) karşılanırken, mahal taze hava ihtiyacının klima santrali ile karşılanmasıdır. Şekil 3.28'de primer havalı iklimlendirme sistemi verilmektedir.



Şekil 3.28 *Primer havalı iklimlendirme sistemi*

3.4.5 Tanımlar

Kuru Termometre Sıcaklığı (KT- °C)
Normal bir termometre ile yani haznesinin etrafı kuru olup hava ile temas halinde olan bir termometre ile ölçülen hava sıcaklığına denir.

Yaş Termometre Sıcaklığı (YT- °C)
Normal hava akımı içinde, hazne etrafındaki hava doygunluk sınırına getirildiğinde, haznesinde ıslak bir bezin sarılı olduğu termometrenin gösterdiği sıcaklıktır.

Çiğ Noktası Sıcaklığı (ÇN- °C)
Sabit basınçta soğutulan nemli havanın içerdiği su buharının yoğuşmaya başladığı sıcaklığa denir.

Entalpi (h-kJ/kg)
Kuru hava-su buharı karışımına (ıslak havaya) ısıtılması esnasında verilmesi ya da soğutulması esnasında alınması gereken ısı miktarıdır. Havadaki ısı miktarını, belirlenmiş bir referans değerine göre gösteren bir ısıl özelliktir.

Bağıl Nem (φ–%)
Mevcut havada bulunan su buharı miktarının aynı sıcaklıktaki doymuş havada bulunan su buharı miktarına oranına denir.

Özgül Nem (w-g/kg)
Mevcut havada bulunan birim miktardaki nemli havanın ihtiva ettiği su buharı miktarına denir. Yani mevcut şartlarda 1 kg havadaki nemin gram cinsinden miktarıdır.

Yoğunluk (ρ-kg/m^3)
Nemli hava ağırlığının, kapladığı hacme oranı hava yoğunluğu olarak tanımlanır. Hava yoğunluğunu etkileyen unsurlar, icindeki su buharı miktarı, havanın sıcaklığı, ve havanın bulunduğu rakım ve acık hava basıncı olarak sayılabilir. Psikrometrik diyagram üzerinde bu değişkenlere göre havanın yoğunluğu belirlenebilmektedir.

Duyulur Isı (Q_d-kJ/kg)
Nemli havadan, kuru termometre sıcaklığını değiştirmek için verilmesi ya da alınması için gereken ısı miktarıdır.

Gizli Isı (Q_g-kJ/kg)
Nemli havadan, kuru termometre sıcaklığı değişmeksizin içeriğindeki su buharının yoğuşturulması yani faz durumunu değiştirmek için verilen veya alınan ısı miktarıdır.

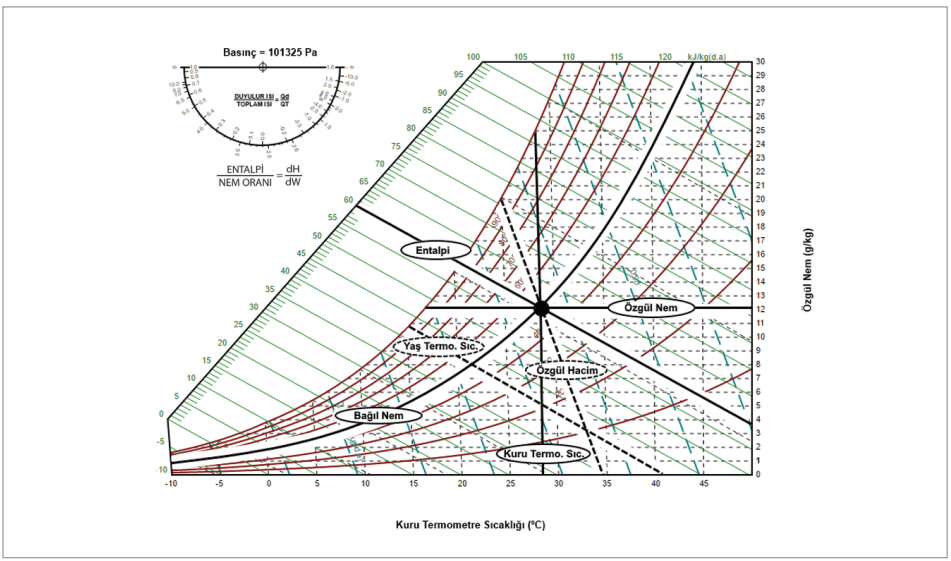
Duyulur Isı Oranı
Duyulur ısının (Q_d) toplam ısıya (Q_d+Q_g) oranıdır.

Duyulur Isı Oranı Doğrusu
Duyulur ısı oranı ile referans noktasından gecen çizgiye duyulur ısı oranı çizgisi denir. Referans noktası psikrometrik diyagram üzerinde bulunan ve rakıma bağlı olarak yeri değişken olan bir noktadır. (Deniz seviyesine göre hazırlanmış psikrometrik diyagramda referans noktası yaklaşık olarak 20 °C KT ile % 50 bağıl nem eğrisi üzerindedir.)

Havanın Özgül Isısı (Cp-kJ/kg °C)
1 kg nemli havanın sıcaklığını 1 °C artırmak icin gereken ısı miktarına özgül ısısı denir. -100 ile + 100 °C aralığı icin, C_p = 1,004 kJ/kg °C = 0,24 kcal/kg °C

3.4.6 Psikrometrik Prosesler

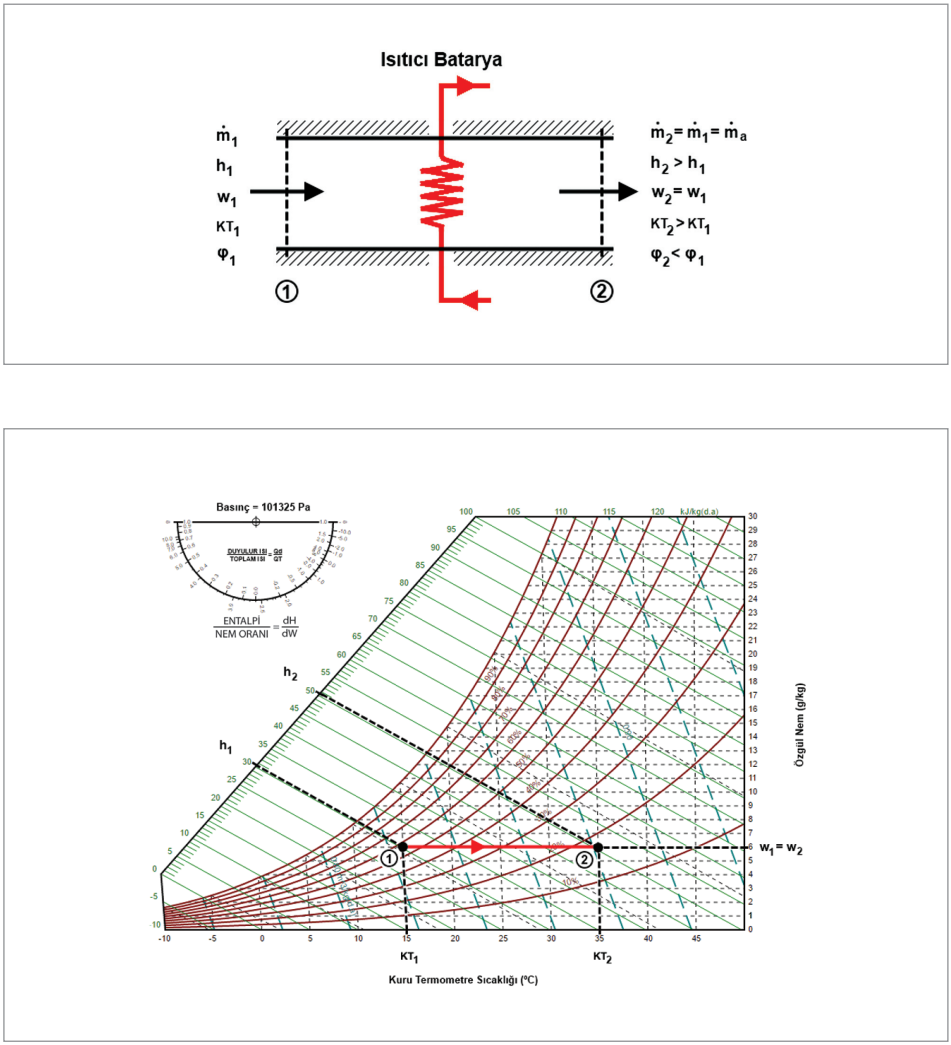
3.4.6.1 Temel Prosesler
Çeşitli formüllerle bulunan nemli havaya ait termodinamik özelliklerin toplu olarak bir grafik halinde gösterilmesi mümkündür. Bu grafiğe psikrometrik diyagram denir. Psikrometrik diyagram yardımı ile iklimlendirme mühendisliğinde karşılaşılan problemleri analiz etmek, hepsi de çözüm verebilen çeşitli değerler içerisinde en uygun olanını seçmek veya çeşitli çözüm yollarını birbirinden ayırt etmek mümkündür. Şekil 3.29'da psikrometrik diyagram özellikleri verilmektedir.



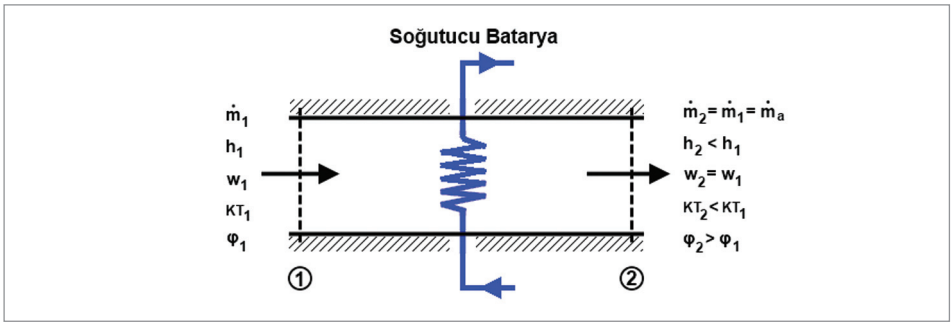
Şekil 3.29 *Psikrometrik diyagram özellikleri*

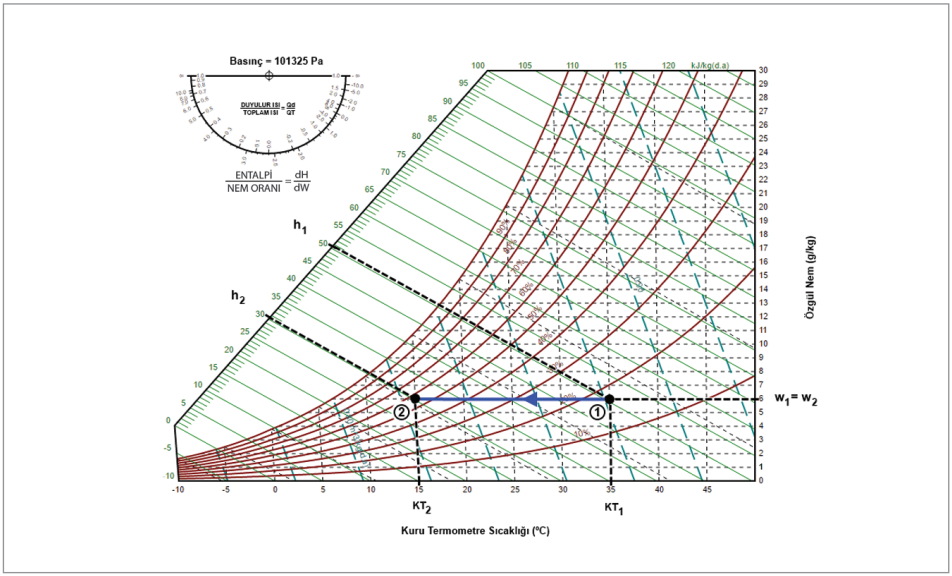
Nemli Havanın Isıtılması/Soğutulması

Ortam havası, nem kaybı veya kazancı olmaksızın ısıtıldığında veya soğutulduğunda bu süreç, psikrometrik diyagram üzerinde düz yatay çizgi olarak görülür, çünkü nem oranı sabittir (Şekil 3.30 ve 3.31). Isı eşanjöründen nemli hava geçişi bu tür bir süreçtir. Soğutmada ise, ısı eşanjörü yüzeyinin bir kısmı havanın çiğ nokta sıcaklığının altında ise, yoğuşma ve bunun sonucu olarak da nem kaybı söz konusudur.



Şekil 3.30 *Duyulur ısıtma prosesi*

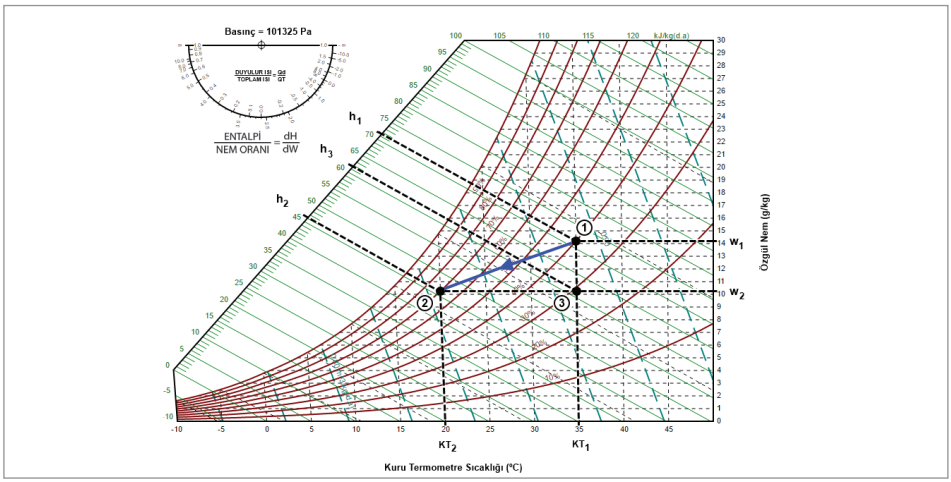




Şekil 3.31 *Duyulur soğutma prosesi*

Nemli Havanın Soğutulması ve Neminin Alınması

Nemli hava bir yüzey üzerinden geçirilerek, hava akımının bir kısmı, çiğ noktası sıcaklığının altına düştüğünde su buharının bir bölümü yoğuşacak ve belki de hava akımından ayrılacaktır. Şekilde sürecin psikrometrik diyagramda izlediği yol verilmiştir. Asıl gerçekleşen süreç, yüzey türüne, sıcaklığına ve akış koşullarına bağlı olarak ciddi farklılıklar gösterecek olsa da net ısı ve kütle alışverişi, başlangıç ve son durumdaki akış şartları cinsinden ifade edilebilir. Soğutma ve nem alma sürecinde hem duyulur hem gizli ısı alışverişi gerçekleşir, duyulur ısı alışverişi beraberinde kuru termometre sıcaklığı düşer, gizli ısı alışverişinde ise nem miktarı azalır. Şekil 3.32'de soğutma ve nm alma prosesi gösterilmektedir.



Şekil 3.32 *Soğutma ve nem alma prosesi*

3.4.6.2 Yaz ve Kış Kliması Prosesleri

Kış Uygulamaları

1- % 100 taze hava ısıtma
2- % 100 taze hava ısıtma + sulu nemlendirme
3- Karışım havalı ısıtma
4- Karışım havalı ısıtma + sulu nemlendirme

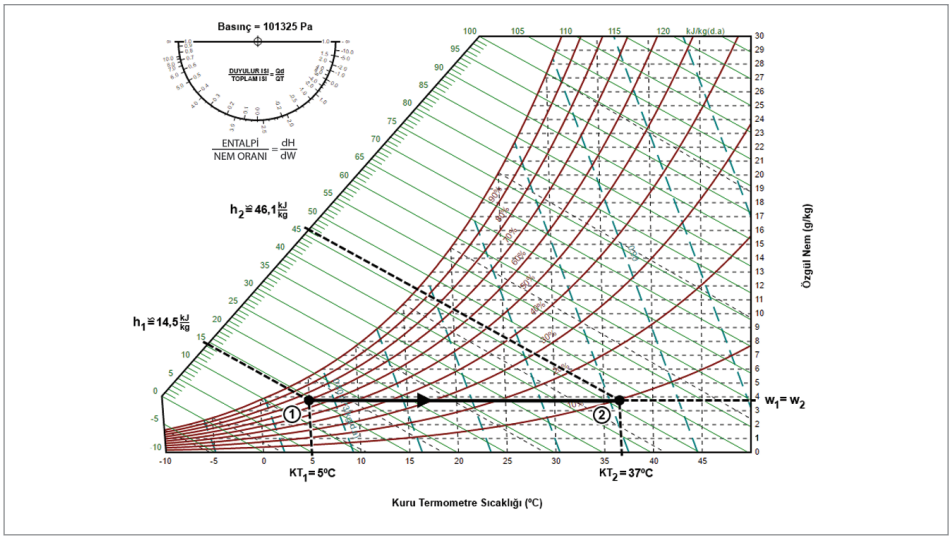
Psikrometrik diyagramda kış uygulamaları sayısal örnekler (% 100 iç hava) için hesaplamada kullanılacak sayısal veriler;

Hava debisi: 7.500 m^3/h
Dış Ortam sıcaklığı ($t_{dış}$): 5 °C
Dış Ortam Bağıl Nemi (BN): % 90
C_{hava}= 1,004 kJ/kg °C
ρ_{hava}= 1,2 kg/m^3
Mahal Sıcaklığı ($t_{iç}$): 20 °C

% 100 Taze Havalı Isıtma

İlk önce dış ortam koşulları psikrometrik diyagramda işaretlenir (1). Hava ısıtıcı bataryadan geçerken duyulur olarak ısınır. Özgül nem sabit kalarak yatay eksene paralel olarak üfleme sıcaklığına (3) kadar ısıtılır. Genel olarak üfleme sıcaklığı ile bataryaya giriş sıcaklığı arasındaki fark (ΔT), formülde yerine konularak ısıtma kapasitesi hesaplanır. Şekil 3.33'de % 100 taze havalı duyulur ısıtma verilmektedir.

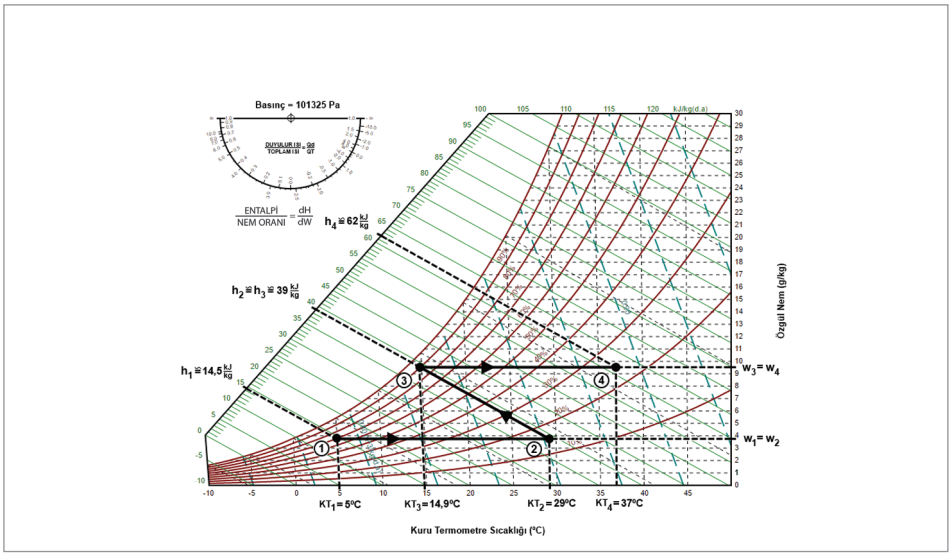
$Q_{ısıtma} = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{üf} - t_g)$
t_g = % 100 taze havalı sistemlerde dış hava sıcaklığına eşittir.
$Q_{ısıtma} = 7.500 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}004$ (kJ/kg °C) . (37-5)
$Q_{ısıtma}$ = 289.152 kJ/h (80,32 kW)



Şekil 3.33 *% 100 taze havalı duyulur ısıtma*

% 100 Taze Havalı Isıtma, Sulu Nemlendirme

Dış ortam koşulları psikrometrik diyagramda işaretlenir (1). Yatay eksende (1) noktasından geçen bir doğru çizilir. Ardından mahal koşulları işaretlenir (4) mahal koşullarından havayı duyulur olarak ısıtıp üfleme sıcaklığına (5) ulaşırız. Sulu nemlendirme işlemi esnasında havanın nem seviyesi artarken kuru termometre sıcaklığı azalır psikrometrik diyagramda sulu nemlendirme işlemi sabit yaş termometre sıcaklığında gerçekleşir. Kuru termometre sıcaklığında meydana gelen azalma (3) konfor şartlarından uzaklaşmamıza yol açar. Şekil 3.34'de % 100 taze havalı ısıtma ve sulu nemlendirme verilmektedir.



Şekil 3.34 *% 100 taze havalı ısıtma ve sulu nemlendirme*

Bundan dolayı havayı neme doyurduktan sonra tekrar ısıtıp istenen konfor şartlarını (4) sağlamış oluruz. Bu işlem yapılırken ön ısıtmanın hangi sıcaklığa kadar yapılması gerektiğini hesaplamak için mahal noktasından (4) geçen ve kuru termometre sıcaklığının azalması yönünde olan yatay doğru çizilir. Çizilen bu doğrunun % 90 bağıl nem eğrisini kestiği noktadaki yaş termometre sıcaklığına karşılık gelen kuru termometre sıcaklığı, son ısıtıcıya giriş sıcaklığı olarak alınır (3). Bu noktadaki sabit yaş termometre doğrusunun yatay eksende (1) noktasından geçen doğruyu kestiği noktadaki kuru termometre sıcaklığı ön ısıtıcı üfleme sıcaklığı olarak alınır (2).

$Q_{ön\ ısıtıcı} = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{üf} - t_g)$
$Q_{ön\ ısıtıcı} = 7.500 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}004 \cdot (29-5)$
$Q_{ön\ ısıtıcı} = 216.864$ kJ/h (60,24 kW)

$Q_{son\ ısıtıcı} = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{üf} - t_g)$
$Q_{son\ ısıtıcı} = 7.500 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}004 \cdot (37-14{,}9)$
$Q_{son\ ısıtıcı} = 199.696$ kJ/h (55,47 kW)

Karışım (% 50 Taze) Havalı Isıtma, Sulu Nemlendirme

% 100 taze havalı ısıtma + sulu nemlendirme işleminin aynısı söz konusudur. Tek fark ısıtma işlemine dış hava sıcaklığından değil, karışım havası sıcaklığından başlamamızdır. Şekil 3.35'de % 50 taze havalı ısıtma ve sulu nemlendirme verilmektedir.

Karışım havası sıcaklığı $T_g = T_k = 22\text{-}x/22\text{-}5 = 0,5$ (% 50 taze, % 50 iç hava)

$T_k = 13,5$ °C

$Q_{ön\ ısıtıcı} = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{üf}\text{-}t_g)$

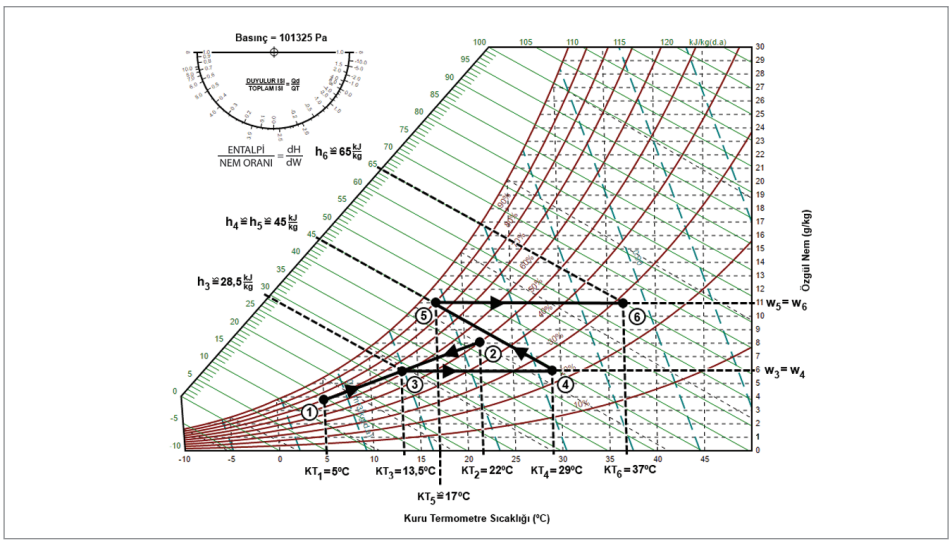
$Q_{ön\ ısıtıcı} = 7.500 \cdot 1,2 \cdot 1,004 \cdot (29\text{-}13,5)$

$Q_{ön\ ısıtıcı} = 140.058$ kJ/h (38,91 kW)

$Q_{son\ ısıtıcı} = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{üf}\text{-}t_g)$

$Q_{son\ ısıtıcı} = 7.500 \cdot 1,2 \cdot 1,004$ x (37-17)

$Q_{son\ ısıtıcı} = 90.360$ kJ/h (25,1 kW)



Şekil 3.35 *% 50 taze havalı ısıtma ve sulu nemlendirme*

Psikrometrik Diyagramda Yaz Uygulamaları

1- % 100 taze havalı soğutma

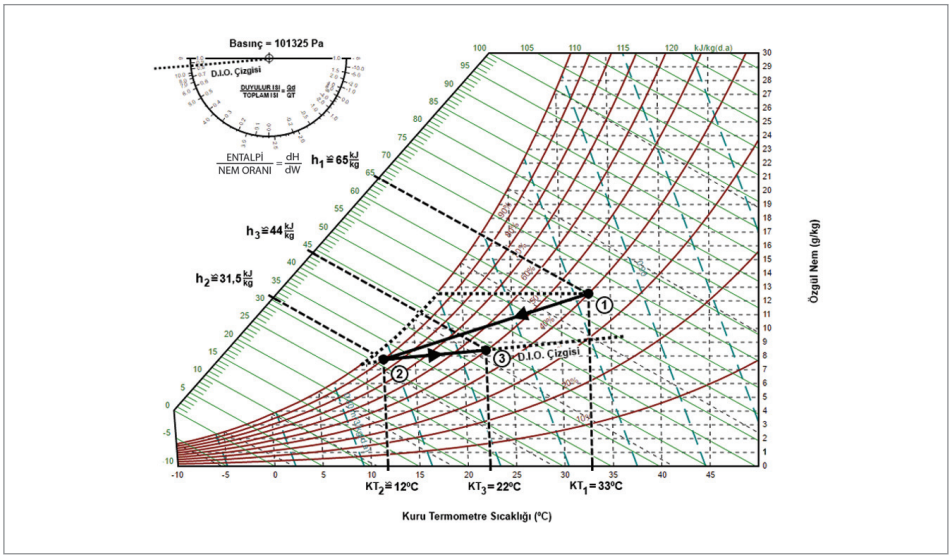
2- Karışım havalı soğutma

Psikrometrik Diyagramda Yaz Uygulamaları Sayısal Örnekler

- Yapılan örnekler için verilen değerler
- Hava debisi (V): 7.500 m^3/h
- Dış Ortam sıcaklığı ($t_{dış}$): 33 °C
- Yaş Termometre sıc. (YT): 22,5 °C
- Mahal Sıcaklığı (t_{ic}): 26 °C KT, % 50 BN
- Mahal Duyulur Isı Oranı: 0,857

% 100 Taze Havalı Soğutma

Yaz dış hava koşulları işaretlenir (1). Hava soğumaya başladığında özgül nem yoğuşmanın başladığı noktaya kadar sabit kalacak şekilde (duyulur soğutma) psikrometrik diyagram üzerinde hareket eder. Yoğuşmanın başladığı sıcaklıktan itibaren havanın hem nemi hem de kuru termometre sıcaklığı azalır. Yoğuşma % 90 BN eğrisi üzerinde gerçekleşir ve soğuyan hava % 90 BN eğrisini takip ederek sıcaklığı ve nemi azalır. % 90 eğrisi üzerinde hangi noktaya kadar soğutma yapacağımıza duyulur ısı oranı çizgisini kullanarak karar veririz. Şekil 3.36'da % 100 taze havalı soğutma verilmektedir.



Şekil 3.36 *% 100 taze havalı soğutma*

Duyulur ısı oranı ile referans noktasını birleştiren bir doğru çizilir. Çizilen bu doğru duyulur ısı oranı çizgisidir. Duyulur ısı oranı çizgisini paralel olarak öteleyip konfor noktamızı (3) kesen doğruyu çizip % 90 BN eğrisini kestiği nokta (2) üfleme sıcaklığımızdır. (1) noktası ile (2) noktasına karşılık gelen entalpi eğrileri çizilerek soğutma kapasitemizi hesaplamak için kullanacağımız entalpi değerlerini buluruz.

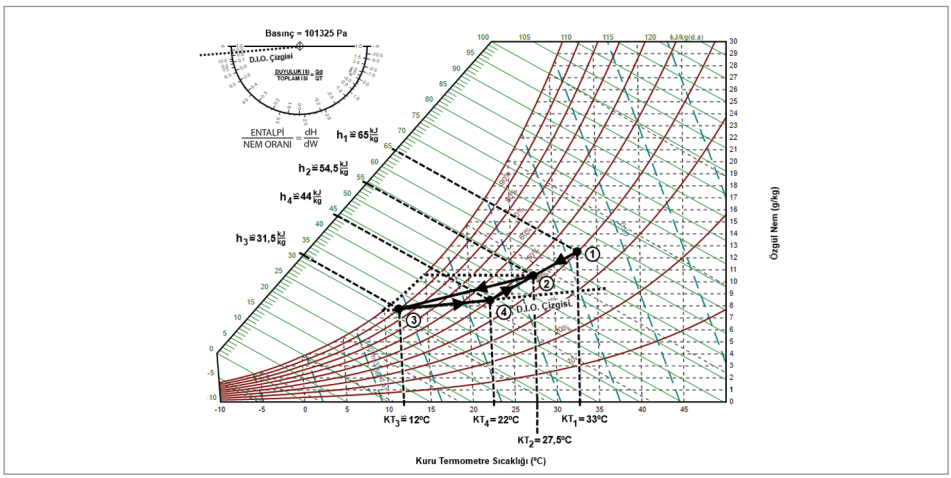
$Q_{soğutma} = V \cdot \rho \cdot (h_1-h_2)$
$Q_{soğutma} = 7.500 \cdot 1,2 \cdot (65-31,5)$
$Q_{soğutma} = 301.500$ kJ/h (83,75 kW)

% 50 Taze Havalı Soğutma

Yaz dış ortam koşulları (1) ve istenen iç mahal koşulları (4) (konfor şartları 26 °C KT, % 50 BN) psikrometrik diyagramda işaretlenir. Bu iki nokta cetvel yardımıyla birleş-

tirilir. Karışım oranına bağlı olarak bu doğru üzerinde karışım noktası bulunur. % 50 taze hava için karışım noktası bu doğrunun orta noktasıdır. Taze hava yüzdesi arttıkça dış mahal noktasına, azaldıkça konfor noktasına yaklaşır. Örneğimiz için % 50 taze hava bu doğrunun orta noktasıdır. Bu nokta karışım havası sıcaklığıdır (2). Karışım havasını soğutmaya başlayarak yoğuşma eğrisine kadar yatay çizgimizi çizip yoğuşma eğrisi üzerinde üfleme sıcaklığımızı (3) mahal noktamızdan (4) geçen duyulur ısı oranı çizgisine paralel çizilen doğru yardımıyla buluruz. (2) noktası ile (3) noktasına karşılık gelen entalpi eğrileri çizilerek soğutma kapasitemizi hesaplamak için kullanacağımız entalpi değerlerini buluruz. Şekil 3.37'de % 50 taze havalı soğutma verilmektedir.

$Q_{soğutma} = V. \rho . (h_1-h_2)$
$Q_{soğutma} = 7.500 . 1,2 . (54,5-31,5)$
$Q_{soğutma} = 207.000$ kJ/h (57,5 kW)



Şekil 3.37 *% 50 taze havalı soğutma*

Kaynaklar:

[1] İsa, K., Bireysel Klimalar ve VRF Sistemleri, ISKAV Yayınları, 2010

[2] Bilge, M., Klima Santralleri, ISKAV Yayınları, 2010.

[3] Çınar, A., Psikrometri Nedir?, Temel Bilgiler Tasarım ve Uygulama Eki, TTMD Dergisi, Sayı 27, Mayıs-Haziran 2007.

[4] Özer, A., Psikrometri, Temel Bilgiler Tasarım ve Uygulama Eki, TTMD Dergisi, Sayı 2, Mayıs-Haziran 2003.

[5] Doğan, V., Su Kaynaklı VRF ve Antalya'da Bulunan Bir Alışveriş Merkezinde Su Kaynaklı VRF Uygulaması, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 6-9 Mayıs 2009, İzmir

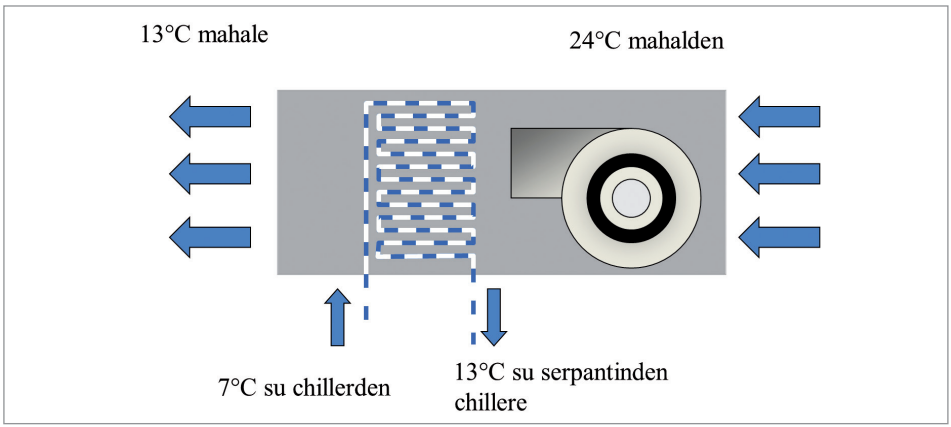
[6] Çölaşan, F., Değişken Debili Soğutucu Akışkanlı (VRF) İklimlendirme Sistemleri, TTMD Dergisi Sayı: 83 Ocak-Şubat 2013

BÖLÜM 4

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

4.1 GİRİŞ

Soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi olup, ısının kontrol edilen ortamdan daha sıcak olan kontrolsüz hacme soğutucu akışkanın buharlaşması ile taşınması ve kompresör ile sistemde dolaştırılması esasına dayanır. Buhar sıkıştırmalı soğutma makinaları kompresörün çalışma prensibine göre sınıflandırılır. Küçük kapasiteli havadan havaya sistemlerin yoğuşma ünitelerinde genellikle pistonlu veya sarmal (scroll) kompresör bulunur. Bu üniteler, klima santralinde yer alan direkt genleşmeli (DX) bir evaporatör bataryası ile birlikte kullanılırlar. Büyük binalarda yer alan soğutma sistemleri ise, mahal ısı yükünün uzaklaştırılması için genellikle chiller vasıtasıyla üretilen soğuk suyu kullanırlar. Şekil 4.1'de chiller ve klima santrali soğutma serpantini ikilisinin çalışma prensibi verilmektedir.



Şekil 4.1 *Chiller ve klima santrali soğutma serpantini ikilisinin çalışma prensibi*

4.2 CHILLER

Chiller, buhar sıkıştırmalı veya absorpsiyonlu soğutma çevrimiyle bir sıvıyı (suyu) soğutan cihazdır. Bu akışkan daha sonra havanın ısısını almak için bir ısı değiştiriciden geçirilir. İklimlendirme sistemlerinde, soğutma suyu klima santrallerindeki ısı değiştirici veya serpantinleri ya da terminal ünitelere dağıtılır. Daha sonra soğutma suyu tekrar soğutulmak üzere chillere geri döner. Bu soğutucu bataryalar duyulur ve gizli ısıyı havadan soğutma suyuna transfer ederler ve böylece soğutma ile nem alma işlemi gerçekleşir. İklimlendirme uygulamalarında kullanılan chiller'lerin soğutma kapasitesi 50 - 6.000 kW arasındadır, kapasite değeri teknolojiye bağlı olarak artmaktadır. Soğutma suyu sıcaklıkları uygulamaya bağlı olarak 1,5-7 °C arasında değişebilir.

Sanayi uygulamalarında soğutma suyu veya diğer akışkanlar prosese gönderilir. Chillerler genellikle plastik sanayinde enjeksiyon ve hava üflemeli kalıplama, kaynak ekipmanları, pres döküm ve genel imalat uygulamaları, kimyasal işlemler, ilaç üretimi, yiyecek ve içecek işleme, kağıt ve çimento işleme, vakum sistemleri, güç kaynakları ve güç üretme sistemleri, yarı iletkenler, basınçlı hava ve gaz soğutması için kullanılır. Aynı zamanda yüksek ısı üreten ekipmanı soğutmak için, hastane ve otellerde kullanılırlar.

Endüstriyel chillerler genellikle paket halinde gelirler. Bu çevrim içinde soğutma ünitesi (evaporatör), kondenser ve sirkülasyon pompası, genleşme vanası, akış anahtarı, dahili soğuk su deposu ve termostat bulunur. Dahili depo soğuk su sıcaklığını muhafaza etmeye yardım eder ve ani sıcaklık yükselmeleri meydana gelmesini engeller. Kapalı çevrim endüstriyel chillerler, suyla soğutulan makinelerin kararlılığını artırmak için temiz bir soğutucu sıvıyı sabit sıcaklık ve basınçta uygun katkı maddeleriyle sirküle eder. Su, chillerlerden uygulama noktasına gider ve daha sonra tekrar chillere geri döner.

Giriş ve çıkış arasındaki su sıcaklık farklarının yüksek olması halinde, soğuk suyu depolamak için daha büyük bir harici su deposu kullanılır. Bu durumda, soğutulmuş su chillerlerden doğrudan doğruya uygulamaya gitmez, ancak bir çeşit "sıcaklık tamponu" görevi gören harici su deposuna yönlendirilir. Soğuk su harici uygulamaya gider ve uygulamadan geri dönen sıcak su, chillere değil, harici depoya gider.

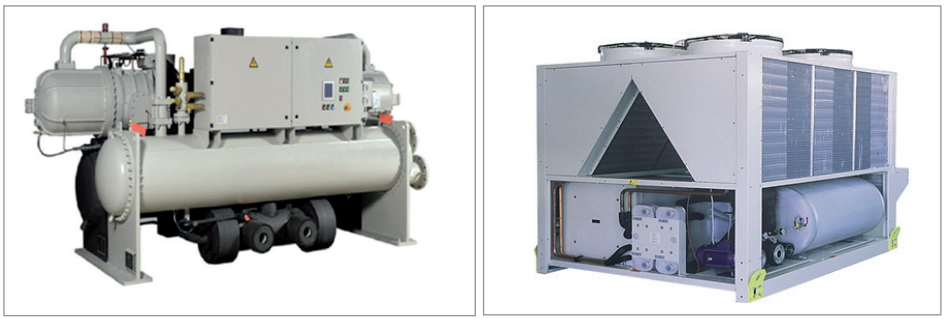
Daha az kullanılan açık çevrimli endüstriyel chillerler açık bir depo veya haznede bulunan bir sıvıyı sürekli sirküle ederek sıvının sıcaklığını kontrol ederler. Tanktan tahliye edilen su chiller üzerinden tekrar tanka pompalanır. Ayarlanabilen bir termostat, deponun sıcaklığını sabit tutmak için sıvı sıcaklığını hisseder ve chilleri devreye sokup çıkartarak depodaki su sıcaklığını sabit tutar.

Endüstriyel su soğutucularındaki uygulamalardan biri de kondenserdeki soğutucu akışkanın hava yerine su ile soğutulmasıdır. Bu durumda, kondenser hava yerine, soğutma kulesi ile soğutulan suyu kullanır. Bu yöntem enerji ihtiyaçlarında % 15'ten daha fazla enerji tasarrufu sağlar. Aynı zamanda su soğutmalı kondenserin yüzey alanı küçük olduğundan ve fanlar bulunmadığından dolayı chillerin boyutlarında önemli bir azalmaya gidilebilir. İlave olarak, fanların bulunmaması gürültü seviyelerinin önemli şekilde azalmasına neden olur. Bir çok endüstriyel chiller soğutma sistemi olarak mekanik buhar sıkıştırmalı çevrimi kullanır.

Endüstriyel Chiller Seçimi

Endüstriyel chiller seçimi yapılırken, toplam ömür maliyeti, güç kaynağı, soğutma kapasitesi, evaporatörün kapasitesi, evaporatör malzemesi, evaporatör tipi, kondenser malzemesi, kondenser kapasitesi, dış hava sıcaklığı, motor fan tipi, gürültü seviyesi, boru malzemeleri, kompresör sayısı, kompresör tipi, soğutma devrelerinin sayısı, soğutma suyu için katkı maddesi ihtiyaçları, akışkan çıkış sıcaklığı ve EER değerleri gözönüne alınmalıdır. Orta ve büyük kapasiteli chillerler için EER değeri 3,5-7,0 arasında olmalıdır. Genellikle chillerin soğutma kapasitesi kilowatt [kW] olarak ifade edilir.

Proseste kullanılan pompada dikkate alınacak önemli teknik özellikler; debi, basınç, pompa malzemesi, elastomer, mekanik mil keçe malzemesi, motor gerilimi, motorun elektrik sınıfı, motorun IP değeri ve pompa gücüdür. Su sıcaklığının -5 °C'den daha düşük olduğu durumda, daha yüksek konsantrasyonlarda etilen glikol pompalayabilmek için, özel bir pompa kullanılması gerekebilir. Diğer önemli teknik özellikler, dahili su deposunun büyüklüğü ve malzemesi ile tam yükteki akım değeridir. Şekil 4.2'de hava ve su soğutmalı chiller grubu gösterilmektedir.



Şekil 4.2 *Hava ve su soğutmalı chiller grupları*

Bu chillerlerde CFC veya HCFC tip akışkanlar yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak günümüzde chillerlerde R-22, R-134A, R-404A, R-407C, R-410A, R-123, R-114 ve amonyak soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Mevcut bazı santrifüj chillerler,

imalatı ve kullanımı Montreal Protokolü'ne göre yasaklanan CFC-11 soğutucu akışkanını kullanmaktadırlar. Ancak mevcut cihazdaki soğutucu akışkan değişiklikleri toplam kapasiteyi yüzde 15-25 oranında azaltabilecektir.

Yaklaşık 1750-2800 kW soğutma kapasiteli doğalgazlı motorla çalışan chillerler mevcuttur. Motor sürücülü bu chillerler, doğal gaz maliyetlerinin yeterince düşük olması durumunda geçerli bir çözüm olarak ele alınabilirler. Kısmi yük mekanizması, soğutma yükü profiline uygun hale getirmek için motorun devrini değiştirir ve % 50 nominal yük altında maksimum verimliliğe yakın değere ulaşırlar. Motor ceketindeki soğutma suyundan ve egzoz ısısından yararlanarak ısıyı geri kazanma seçenenekleri de mevcuttur.

Türbinle çalışan kompresörler tipik olarak 4000 kW veya daha fazla kapasiteli çok büyük cihazlarda kullanılırlar. Türbin, kojenerasyon sisteminin bir parçası olarak kullanılabilir, ancak gerekli değildir. Yeteri kadar atık buhar olması halinde, sanayide veya büyük hastanelerde chilleri çalıştırmak için bir buhar türbini kullanılabilir. Diğer yandan maliyet analizleri yapılırken türbin kondenserinden dolayı soğutma kulesinde oluşacak büyük yükler de dikkate alınmalıdır.

Kapasitesi en fazla 700 kW olan küçük chillerler pistonlu veya vidalı kompresörlüdürler ve genellikle hava soğutmalı oldukları için soğutma kulesi kullanmazlar. Hava soğutmalı chillerler tek veya birden fazla kompresör kullanırlar. Ticari binalarda ve büyük ölçekli konutlarda yaygın şekilde kullanılmaktadır. Sıvı beslemeli sistemler dahil olmak üzere diğer soğutma sistemleri, taşmalı batarya sistemleri ve çok kademeli sistemlerdir. Bu sistemler genellikle büyük endüstriyel uygulamalarda veya düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılırlar.

Buhar sıkıştırmalı soğutmaya alternatif olarak, soğutma sistemini tahrik etmek için ısı enerjisini kullanan absorpsiyonlu sistemler mevcuttur. Absorbsiyonlu chillerler santrifüj chillerlerden daha fazla enerji kullanırlar ve yalnızca atık ısı kaynağıyla çalıştırılması halinde ekonomiktirler. Absorbsiyonlu chillerle ilgili verimlilik arttırma yöntemleri bu bölümün sonlarında detaylı olarak verilmektedir.

4.2.1 Su Soğutmalı Chiller

Hava ve Su Soğutmalı Kondenserli Chillerlerin Karşılaştırılması

Burada, hava ve su soğutmalı kondenserli grupların performansları karşılaştırılacaktır. Ancak bazı durumlarda hava soğutmalı grupların kullanılmaları tercih edilmektedir. Bunlar:

- Su bulunma imkanlarının kısıtlı olması veya suyun çok pahalı elde edilmesi,

- Elektriğin bol ve ucuz olması,
- Bölgenin çok soğuk olması, gece/gündüz sıcaklık farklılıklarından dolayı don tehlikesinin ortaya çıktığı yerler,
- Kışın soğutma grubunun çalışma zorunluluğunun olması,
- İşletmenin küçük olması ve dolayısıyla işletmeci personelin çok az sayıda istihdam edildiği, elektrik giderlerindeki artışın çok önemli olmadığı durumlar,
- Çok küçük kapasiteli uygulamalar,
- Yer kısıtlaması nedeniyle bir makina dairesinin oluşturulamadığı ve grubun dışarı konulma zorunda olduğu yerler,
- Son yıllarda devir kontrollü fanların kullanılması, özellikle küçük ve orta kapasitedeki hava soğutmalı chiller'leri ön plana çıkarmaktadır.

Hava ve su soğutmalı grupları belirlerken ve karşılaştırırken aşağıdaki hususlar gözönüne alınmalıdır.

- Hava soğutmalı gruplarda her 1 °C'lik dış hava sıcaklığındaki artış için kapasite yaklaşık % 1 düşmektedir. Aynı anda kompresörün çektiği güç ise yaklaşık % 1 artmaktadır.
- Hava soğutmalı gruplarda yükseklik arttıkça kapasite düşmektedir. Bu, Ankara'da yaklaşık % 1 mertebesindedir.
- Su soğutmalı grupların kompresörleri, hava soğutmalı grupların kompresörlerinden nispeten daha az güç çekmektedirler.
- Su soğutmalı grupların EER/ESEER/IPLV değerleri hava soğutmalılardan nispeten daha iyidir.
- Su soğutmalı gruplarda yoğuşma basıncı hava soğutmalı gruplara göre daha düşüktür.
- Su soğutmalı grupların ağırlıkları hava soğutmalı gruplara göre daha azdır.
- Su soğutma gruplarının izdüşüm alanları hava soğutmalı gruplara göre daha düşüktür. Bununla beraber, soğutma kulesi ihtiyacı ve ek tesisatlara ihtiyaç vardır.
- Su soğutma gruplarının ilk yatırım maliyetleri, hava soğutmalı gruplara göre kule, kule pompaları, kule termostatı, ilave montaj malzemelerini dikkate aldığımızda artmaktadır. Ancak kapasiteler büyüdükçe su soğutmalı chillerler avantajlı olmaktadır.
- Vidalı kompresörlü gruplar, pistonlu kompresörlü gruplara göre daha az güç çekmektedir.

Çoğu chiller, maksimum yük için tasarlanmışlar, ama çoğu zaman maksimum değerden daha az yüklerde çalışmaktadır.

Bazı chiller imalatçıları kısmi yükte verim değerlerini enerji maliyetlerini belirlemek amacıyla istenildiğinde temin ederler. İdeal olarak bir chiller, yükü karşılamak üzere

verilen debide istenen sıcaklık farkında çalışır. Yük ihtiyacı arttıkça veya azaldıkça, chillerin yük ihtiyacını karşılaması için kapasite artırılacak veya azaltılacaktır. Soğutma suyunun sıcaklığının binanın ısıl yüklerini entalpi esasına göre karşılayacak şekilde ayarlanmasına izin veren bir işletme programı, enerji tüketimini azaltmak için ideal bir yöntemdir.

Eğer mümkünse, chiller % 50'den daha az nominal yükte çalıştırılmamalıdır. Bu da chillerin düşük verimle çalışma potansiyelinin yanı sıra hem ani yüklenmeleri hem de sıcak gaz bypass ihtiyacını ortadan kaldırmaktadır. Sürekli olarak büyük kapasiteli bir chilleri nominal yükünün yarısından daha azında çalıştırma ihtiyacı söz konusu ise, bu yükü karşılamak üzere daha küçük kapasiteli bir chiller seçmek daha ekonomik bir yoldur.

Son yıllarda, Değişken Hız Sürücüsü (VSD) teknolojisinin uygulanması, buhar sıkıştırmalı chillerlerin verimini artırmıştır. İlk VSD teknolojisi 1970'lerin sonunda santrifüj kompresörlü chillerlere uygulandı ve enerji maliyetleri arttıkça daha çok kullanılmaya başlandı. Bugün Değişken Hızlı Sürücüler vidalı ve sarmal (scroll) kompresörlere uygulanmaktadır.

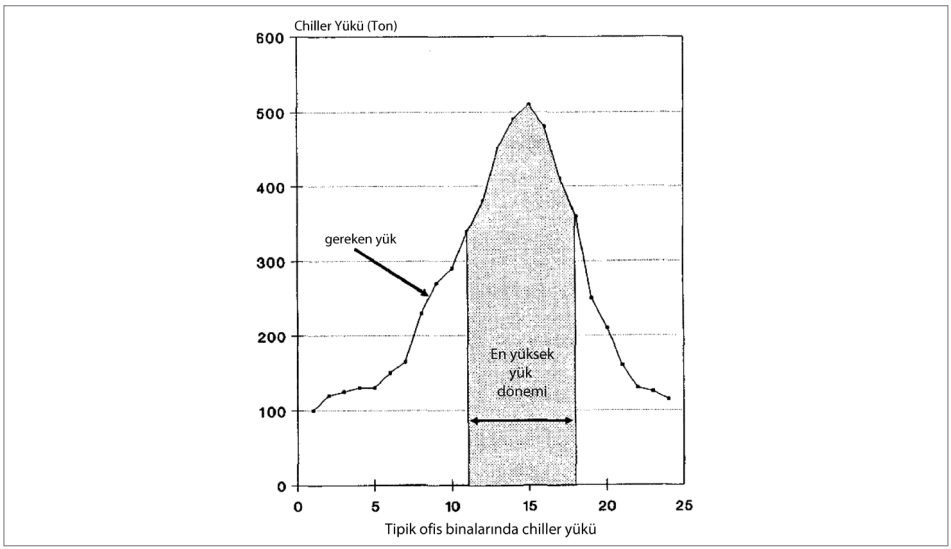
Isıl Depolama

Talep edilen süre içerisinde pik yükleri karşılamak için soğutulmuş su veya buzu kullanarak elektrik talebi kontrolünü sağlayacak diğer bir yöntemde ısıl depolamadır. Kullanım avantajlarının ve/veya yük profilinin iyi bilinmesi ısı depolanmanın uygulanabilirliğinin belirlenmesinde esastır.

Enerji talebinin yüksek olduğu maksimum yük gerektiren bazı durumlarda, dağıtım şirketleri yüksek bedeller talep ederler. Bu durumda öncelik kazanan konu, enerji üretim tesislerinin verimli çalışmalarıdır. Enerji talebi arttıkça diğer enerji üretim üniteleri devreye girmektedir. Ancak sıklıkla kullanılmayan bu ek üniteler daha az verimlidirler. Bu durum, talep yönetimi kavramını ön plana çıkarmakta ve önemli kılmaktadır. Isıl depolama, enerjiyi yoğun dönemlerde kullanmak için muhafaza etme esasına dayanır.

Şekil 4.3'te, chillerleri maksimum yük zamanında çalıştırma ihtiyacını azaltmak veya ortadan kaldırmak için bir ısıl depolama sisteminin profilini göstermektedir. Chillerleri, yoğun olmayan saatlerde çalıştırarak ve bu kapasiteyi yoğun saatlerde kullanmak için depolamakla, enerji maliyetlerinde azalma sağlanabilir. Yeni bir sistem tasarlanırken veya sistemlerin yenileneceği zaman, bu uygulamalar için küçük kapasiteli chillerlerin seçilmesi daha uygun olur. Çünkü, bu durumda chiller, maksimum

yükü karşılamak üzere seçilmek yerine, toplam yükün tüm güne yayılması esasına göre boyutlandırılacaktır.



Şekil 4.3 *Tipik ofis binalarında chiller yükü*

4.2.2 Hava Soğutmalı Chiller

Hava soğutmalı grupları seçerken dikkat edilmesi gereken hususlar aşağıda verilmektedir.

- İhtiyaç duyulan minimum kapasiteler sağlanmalıdır.
- Yükseklik faktörü göz önüne alınmalı, kapasiteler rakıma göre düzeltilmelidir.
- Kontrol şekli; mikro işlemci, evaporatör çıkış suyu sıcaklığını ölçüp ihtiyaca göre kapasite kontrolü yaparken, cihazın en verimli noktada çalışabilmesi için aynı anda gerekli verileri alıp, kondenser fanı-genleşme valfi-kompresör üçlemesinin en uygun kombinasyonunu bulup çalıştırdığı cihazlar tercih edilmelidir.
- Zaman zaman dış hava sıcaklığı çok yüksek değerlere ulaştığında bile ($T_{dış}$= 47-51 °C), grup kapasitesindeki düşmelere rağmen çalışabilir olmalıdır.
- Cihazları mümkün olduğunca yüksek basınçtan korumak için kondenser hava debisi yüksek olmalı, düşük veya orta basınçlı soğutucu akışkanlar tercih edilmelidir. Farklı akışkanları için kondenser sıcaklığı (yoğuşma sıcaklığı) 55 °C için yaklaşık basınç değerleri aşağıda verilmektedir.

R-134a için yaklaşık basınç 14 bar
R-22 için yaklaşık basınç 21 bar
R-407C için yaklaşık basınç 21,4-24 bar
R-410A için yaklaşık basınç 33 bar
R-404A için yaklaşık basınç 25 bar

- EER/ESEER/IPLV değerleri tam ve kısmi yüklerde en yüksek cihazlar seçilmelidir.
- Evaporatör su tarafı basınç kaybı değerleri mümkünse 60 kPa'ı geçmemeli, daha düşük evaporatör basınç kaybı olan gruplar tercih edilmelidir.
- Cihazların boyutları kontrol edilmeli, mümkün olduğunca iz düşüm alanı düşük olan gruplar tercih edilmelidir.
- Gürültü seviyesinin önemli olduğu yerlerde pratik olarak, serbest alan (free field) şartlarda 5 m mesafede ses basınç değerinin 75 dBA'yı geçmediği gruplar seçilmeli, daha düşük gürültü seviyesine sahip gruplar tercih edilmelidir.
- Seçilen gruptaki kompresör sayısı ile soğutucu akışkan devre sayısı mutlaka şartnamelere yazılmalıdır. Şekil 4.4'de hava soğutmalı chiller gösterilmektedir.

Şekil 4.4 *Hava soğutmalı chiller (kaynak: Carrier)*

İşletme Esnasında Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar

- Toplam soğutma yükü, tesisin toplam işletme maliyetini en aza indirecek şekilde chillerler arasında dağıtılmalıdır,
- Chillerler için zaman programlama kontrolörü kullanılmalıdır,
- Soğutma ihtiyacı olmadığı zaman bütün chiller'leri kapatmak için otomatik kontrol sistemi olmalıdır,
- Chillerin çalışması dış havanın sıcaklığına veya entalpisine göre sınırlandırılmalıdır,
- Sabit bir tesis/bina programınız var ise, chillerleri bu programa göre çalıştıran zamanlayıcılar kullanılmalıdır,
- Ön soğutma gerektiren uygulamalarda, optimum başlatma kontrolü olmalıdır,
- Chillerlerin otomatik çalışması arzu edilmiyorsa, personeli elle çalıştırma için uyaracak bir otomatik kontrol sistemi kullanılmalıdır. Chiller durduğunda, onunla entegre çalışan batarya da devre dışı bırakılmalıdır,
- Birden fazla chillerin olduğu tesislerde su pompalarının çalışmasını en aza indirmek üzere boşta çalışan entegre evaporatörleri devre dışı bırakılmalıdır,
- Yedek pompaların gereksiz çalışmasını engelleyen güç şalterleri kullanılmalıdır,

4.3 KOMPRESÖRLER VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Soğutma için tüketilen enerjinin çoğu soğutma kompresörleri veya gerçekte bunları çalıştıran motorlarda kullanılır. Kompresörlerin verimliliğini arttırmak için alınacak önlemler, soğutma yükünü azaltmak için yapılan tüm düzeltici işlemler kadar tasarruf sağlar. Bununla birlikte, kompresörlerin geliştirilmesi masraflıdır, bu işlemler için bazı temel parçaların değiştirilmesini veya ilave edilmesini gerektirir. Farklı tiplerdeki kompresörün verimlilik karakteristiklerinde büyük farklılıklar vardır. Aynı zamanda, aynı tipteki farklı modellerin verimliliğinde de büyük farklılıklar bulunmaktadır. Mevcut tesislerde bugün kullanılan kompresörlerin onlarca yıl önce kullanılan modellerden belirgin şekilde daha verimli olması da önemli bir gerçektir.

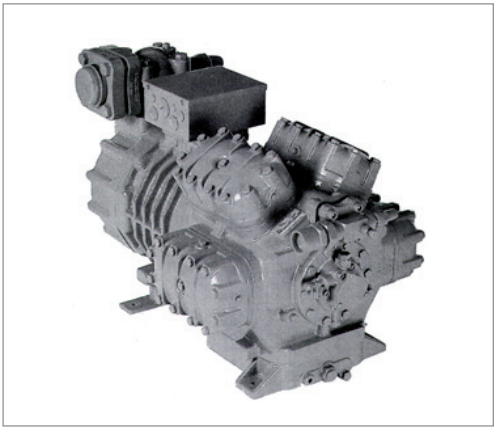
4.3.1 Pistonlu Kompresörler

Pistonlu soğutma kompresörleri; krank milini tahrik eden dairesel hareketi doğrusal harekete çeviren, evaporatördeki soğutucu akışkan buharını silindir içerisine emerek, arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin edip, silindir içerisine emilen soğutucu akışkanın basıncını yoğuşturucudaki yoğuşma basıncına çıkartarak akışın sürekliliğini sağlayan makinelerdir. Pistonlu soğutma kompresörleri genellikle tek etkili, yüksek devirli, tek veya çok silindirli makinelerdir.

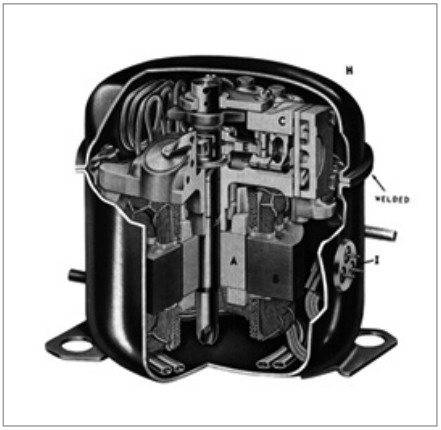
Birim ağırlıkta soğutucu akışkan kapasitesine düşen silindir hacmi ihtiyacı az olan, fakat alçak ve yüksek basınç farkı oldukça fazla olan soğutucu akışkanlar için kullanılması uygun düşmektedir.

Yarı Hermetik Pistonlu Kompresörler

Bu tip kompresörler genellikle soğuk depolar, ticari tip soğutuculardа kullanılır. Elektrik motoru milinin atmosfere kapalı ortamda kompresör ana miline doğrudan bağlı olması soğutucu akışkan ve yağın motor sargılarıyla temas halinde olmalarına neden olmaktadır. Elektrik motoru veya kompresör grubu arızalandığı zaman, soğutucu akışkan sistem sıvı tankına alındıktan sonra istenilen onarım, uygun değişiklikler veya belirli bir grubun yenisi ile değiştirilmesi mümkündür. Soğutucu akışkan sıvı deposuna alınmadan sisteme müdahale edilirse, atmosfere tahliye edilme sonucu olumsuz çevresel etkilere neden olacaktır. Arızalanan kısmın tamir edilebilir, yenilenebilir olması nedeniyle günümüzde tercih edilen soğutma kompresörleri arasına girmektedir. Şekil 4.5'de yarı hermetik pistonlu kompresör ve Şekil 4.6'da ise hermetik tip pistonlu soğutma kompresörler verilmektedir.



Şekil 4.5 *Yarı hermetik pistonlu kompresör*



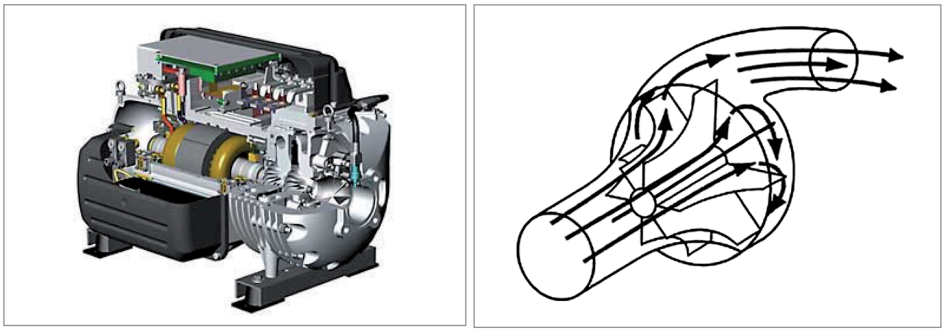
Şekil 4.6 *Hermetik tip pistonlu soğutma kompresörleri*

Hermetik Pistonlu Kompresörler

Bu tip kompresörler genellikle ev tipi soğutuculardа, pencere tipi klimalarda, split tip klimalarda ve ticari tip soğutuculardа kullanılmaktadır. Elektrik motoru mil ile kompresör ana mili doğrudan bağlı olup atmosfere kapalı kaynakla birleştirilmiş bir gövde içerisine yerleştirilmiştir. Yarı hermetik tip kompresörden tek farkı elektrik motoru ve sıkıştırma grubunun tüm aksamları bir gövde içerisine yerleştirilmiş olmasıdır. Bu kompresörlerde elektrik motoru, yağ ve soğutucu akışkanla temas halindedir. Elektrik motoru veya sıkıştırma mekanizmasının arızalanması durumunda kaynaklı bölmenin açılması ve tekrar sızdırmazlığı sağlamak için yüksek sıcaklık altında kaynak edildiğinden, sargı grupları olumsuz yönde etkilenmektedir. Bu tip kompresörler arızalandığı zaman genellikle yenisi ile değiştirilmektedir.

4.3.2 Santrifüj Kompresörler

Bu tip kompresörlerde, santrifüj kuvvetler yardımıyla akışkanın kazandığı dinamik enerjinin tekrar basınca dönüştürülmesiyle sıkıştırma işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu tip kompresörler alçak ve yüksek taraf basınç farkı fazla olmadığı durumlarda, büyük süpürme hacimleri gerektiren düşük yoğuşma basınçlı soğutucu akışkanlar için uygun olup, devir sayısını veya kademe sayısını çoğaltmak suretiyle yüksek yoğuşma basınçlı soğutucu akışkanlar için de uygulanabilmektedir. Açık, yarı hermetik, hermetik tipleri mevcuttur. Büyük kapasiteli chillerlerde, market tipi merkezi soğutuculardа kullanılmaktadır. Şekil 4.7'de yarı hermetik santrifüj kompresör gösterilmektedir.



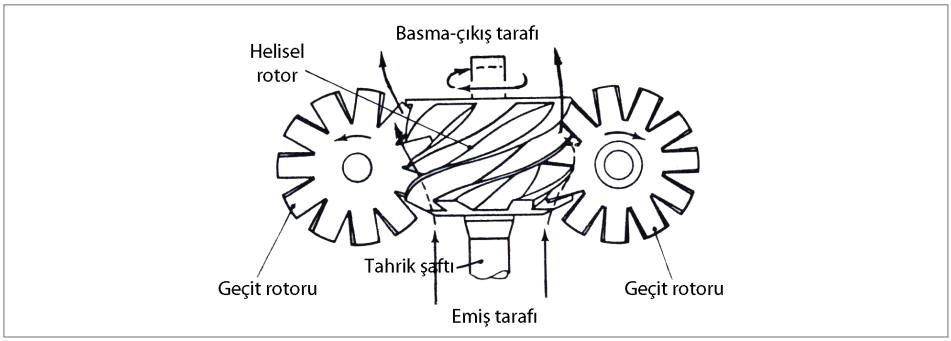
Şekil 4.7 *Yarı hermetik santrifüj kompresör (Kaynak: Danfoss Turbocor)*

4.3.3 Vidalı Kompresörler

Hava kompresörü olarak imal edilen bu kompresörler daha sonraki yıllarda soğutma uygulamalarında kullanılmaya başlanmıştır. Yağsız çalışacak şekilde imal edildiği gibi daha çok yağ püskürtmeli olarak da imal edilir. Yağsız tiplerde sıkıştırma oranı ve giriş çıkış basınç farkı sınırlıdır. Yağ püskürtmeli tiplerde sınırlamalar geniş ölçüde kalkmaktadır. Püskürtülen yağın, vida üzerinde bir film tabakası oluşturarak sızdırmazlığı sağlamada, soğutmada, sesin ve aşınmaların azaltılmasında önemli görevleri vardır. Pistonlu kompresörlere göre sıvı yürümesinden kaynaklanan olumsuz etkilere karşı daha dayanıklıdır. Dıştan tahrikli vidalı kompresörlerde ana mil sızdırmazlığı pistonlu kompresörlerde olduğu gibi körük sistemleriyle sağlanmaktadır. Yarı hermetik hatta küçük ticari sistemler için hermetik olanlarını bulmak mümkündür. Yağ püskürtmeli vidalı kompresörler yüksek yoğuşma basınçlı soğutma sistemlerinde rahatlıkla kullanılabilir. Yaygın olarak kullanılan bu tip kompresörleri iki grupta incelemek mümkündür.

1. Tek Vidalı (Helisel) Kompresörler

Helisel bir rotor ile yıldız şeklindeki bir çift geçit rotorundan meydana gelmiş olan bu tip kompresörlerin soğutma uygulamalarındaki dizaynı şekil 4.8'de tek vidalı (Helisel) kompresörün ana elemanları verilmektedir.

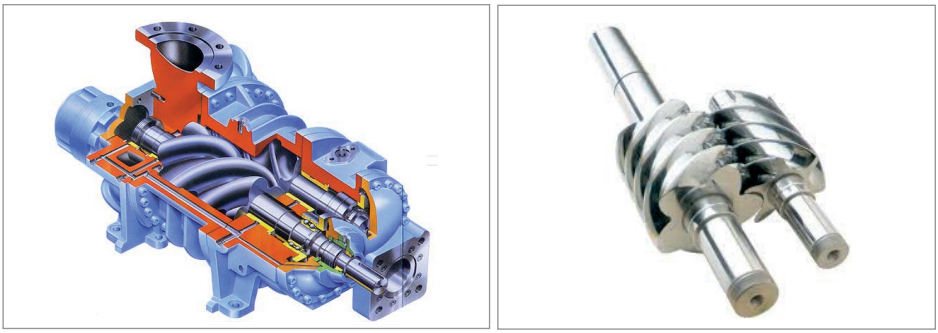


Şekil 4.8 *Tek vidalı kompresörlerin ara elemanları*

Tüm dönel kısımları yataklamak ve çevrelemek üzere emiş ve çıkış ağızlarına da sahip bir dış gövde bulunur. Kompresör helisel rotor şaftından tahrik edilir, geçit rotorları da helisel rotor şaftıyla birlikte dönerek emme ve basma işlemi gerçekleştirilir.

2. Çift Vidalı (Helisel) Kompresörler

Bu tip kompresörler iki helisel vida çiftinden meydana gelmektedir. Bu helisel vidalar bir dış gövde içerisine yerleştirilmiş ve her iki başlarından yataklanmıştır. Dış gövdede soğutucu akışkan giriş çıkış ağızları bulunur. Helisel dişlilerden birisi tahrik gücünü sıkıştırma işlemine iletir ve bu işlem sırasında diğer dişli serbest durumda tahrik edeni takip ederek döner. Her iki helisel dişlilerinde ayrı, ayrı tahrik edildiği çift vidalı kompresör tiplerinde rastlamak mümkündür. Şekil 4.9'da çift vidalı kopresör görülmektedir.



Şekil 4.9 *Çift vidalı (helisel) kompresör (Kaynak: Mayekawa Europe)*

4.3.4 Scroll (Sarmal) Kompresörler

Son yıllarda geniş ölçüde kullanılan bu kompresörlerde birisi sabit diğeri uydu şeklinde dönen iki spiral elemandan oluşmaktadır. Aşırı sıvı yürümelerine karşı dayanıklı olmaları, yüksek verime sahip olmaları, ses ve titreşim seviyelerinin düşük olması gibi önemli üstünlüklere sahiptirler. Şekil 4.10'da sarmal (scroll) kompresörler gösterilmektedir.

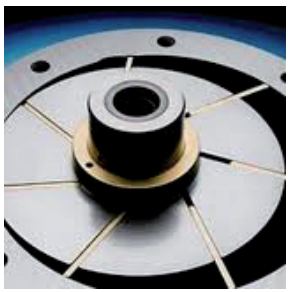
Şekil 4.10 *Sarmal (scroll) kompresörler (Kaynak: Copeland)*

4.3.5 Rotary (Dönel) Kompresörler

Tek Paletli (Paleti Dönmeyen) Kompresörler
Küçük kapasiteli ve hermetik kompresör tiplerine uygulanan bu tip paletli kompresörlerde palet dış gövdeye yerleştirilmiştir. Palet dönel harekete katılmaz, sadece dönel rotorun eksantrik hareketini takip ederek doğrusal hareket yapar. Tek paletli ve diğer paletli kompresörlerde hareket eden parçaların boşluklarını doldurmak, sürtünmeden dolayı aşınmaları en aza indirebilmek için hassas bir yağlama sistemine sahiptir. Pistonlu kompresörlere göre ölü hacim çok az olduğu için volümetrik verim çok yüksek, ayrıca ses ve titreşim seviyeleri çok düşüktür.

Çok Paletli (Paleti Dönen) Kompresörler
Bu tip kompresörler daha çok büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde çift kademeli (kaskad) soğutma sistemlerinin alçak devresi için rahatlıkla kullanabilmektedir.

Bu kompresörlerde paletlerde rotorla birlikte dönel harekete katılırlar, aynı kapasitedeki diğer tip kompresörlerden daha küçük boyutlu ve hafif olmaları çok düşük buharlaşma sıcaklıklarında başarıyla kullanabilmeleri soğuk depoculukta, endüstriyel soğutma uygulamalarında cazip hale gelmektedir. Şekil 4.11'de çok paletli kompresör rotoru gösterilmektedir.



Şekil 4.11 *Çok paletli kompresör rotoru*

4.3.6 Verimlilik Artırma Yöntemleri

Eğer kompresör motoru arızalanırsa, daha verimli motor ile değiştirilmelidir.
Eskiden, bir chiller kompresör motoru arızalandığı zaman olağan prosedür, elektrik motoru değiştirilmesi yerine tekrar sarılmasıydı. Tekrar sarma maliyetleri yeni bir motor maliyetinin yaklaşık yarısı kadardır. Diğer yandan, arızalı motorun yerine yüksek verimli yeni bir motor takılmasını göz önünde bulundurmak seçenekler arasındadır.

Mevcut Motorların Verimliliği Nasıl Belirlenir?

Çalışan bir motorun yerine yüksek verimli bir motor yerleştirmeyi düşündüğünüzde, potansiyel tasarrufu hesaplamak için var olan motorunuzun verimliliğini bilmeniz gerekir. Maalesef, mevcut motorlar için bu bilgileri eksiksiz olarak bulamayabilirsiniz. Bunu yapmanın en iyi yolu, değiştirme kararı vermek için mevcut olan motorlarınızın verimliliğini mümkün olduğu kadar doğru olarak tahmin etmektir. Aşağıdaki yöntemlerden biri veya bir kaçı bu amaçla uygulanabilir.

- **Motorun etiketi kontrol edilmelidir.** Eski motorlarda genel olarak etiketlerinin üzerinde verimlilik bilgileri yoktur, ancak kontrol edilmesinde fayda vardır. Mevcut sistemden önceki motor verimlilik değerleri nominal olabilir veya daha önceki verimlilik değerleri ile karşılaştırma yapma imkanı bulunmayabilir.
- **İmalatçı aranmalıdır.** İmalatçının ilgili birimine etiketlerde verilen bilgiler iletilmelidir.
- **Orijinal montaj dokümanları kontrol edilmelidir.** Motor monte edildiği zaman motorla birlikte sunulan bilgilerin içinde verimlilik bilgileri olabilir. Özellikle test metodunun belirtilmediği, promosyonel amaçlı dökümanlardaki verimlilik değerlerine karşı dikkatli olunmalıdır. Üreticinin şartnamesinde belirtilen motor verimlilik değerini montajı yapılan motordan beklemek pek gerçekçi olmaz.
- **Diğer karakteristiklere göre tahminde bulunulmalıdır.** Motorun verimliliği açıkça belirtilmese bile, aynı büyüklük ve tipteki yeni motorlarla karşılaştırılarak yaklaşık olarak karar verilebilir. Motor etiketinden veya başka bir yerden ipucu elde edilebilirse aşağıda belirtilen hususlar göz önünde bulundurulmalıdır.
- **Motorun yaşı** - 1980'li yıllardan itibaren motorların verimliliği önemli ölçüde arttı. Dolayısıyla, bu tarihten önce imal edilmiş bir motorun yenisi ile değiştirilmesi önemli ölçüde bir verimlilik artışı anlamına gelecektir.
- Etiketin üzerinde gösterilen ***tam yük devri*** ifadesi verimlilikle ilgilidir. Genel olarak bu değer ne kadar yüksek olursa verimlilik o kadar yüksektir. Diğer yandan, böylesine bir karşılaştırma yalnızca belli bir tork sınıfında geçerlidir. Yüksek torklu motorlar düşük tam yük devirleri için tasarlanmıştır. Özellikle eski motorlarda tam yük devir değeri nominal olabilir.
- Motorun sıcaklık değeri verimliliğiyle dolaylı olarak bağlantılıdır. Daha verimli olan motorların sıcaklık sınıfı genellikle daha yüksektir. İzolasyon teknolojisi yıllar içinde değişmiştir. Bu nedenle sıcaklık sınıfı aynı yaştaki diğer motorların sıcaklık sınıfı ile karşılaştırılmalıdır.

Kısmi Yüklerde Verimlilik

Kompresör tek kademeli olmadıkça motor, zamanının büyük bir bölümünde kısmi yüklerde çalışmaktadır. Eğer kademeli veya modülasyonlu bir kompresörün motoru değiştirilecekse, kısmi yük verimliliğine göre bir motor seçilmelidir.

Değişken Frekans Sürücülü (VFD) Chillerler
Eğer motor değişken frekanslı elektronik bir sürücü mekanizmasına sahip ise, bu sürücülerle kullanılan motorlara has gereksinimler dikkate alınmalıdır.

Yarı-Hermetik Motorların Değiştirilmesi
Yarı-hermetik kompresörlü chillerlerin motorları özellikle bu modeller için yapılır. Bu nedenle, yeni motor seçiminde seçenekler sınırlıdır. Diğer yandan, bazı çevre yönetmeliklerini yerine getirmek için chiller farklı bir soğutucu akışkanla çalışmak üzere dönüştürülmüş ise, yeni bir motora ihtiyaç duyulabilir. Orijinal yarı-hermetik motorlarda kullanılan sarım izolasyonu ve diğer malzemeler, yeni soğutucu akışkan ile uyumsuz olabilir. Yeni motor verimliliği de artıracaktır. Soğutucu akışkan değişimleri genel olarak chillerde kompresör kanat çapının azaltılması (santrifüj kompresör) ve sızdırmazlık elemanlarının değiştirilmesi gibi birçok revizyon gerektirebilir. Soğutucu akışkan değiştirme işlemi aynı zamanda bir miktar kapasite kaybına da neden olabilir.

Ekonomik Değerlendirme
Enerji Tasarrufu: Eski motoru sarmak yerine, verimi daha yüksek yeni bir motor kullanarak yaklaşık % 1 ile % 5 arasında enerji tasarrufu sağlanabilir.
Maliyet: Yeni bir motorun maliyeti, eskisini yeniden sarıp kullanmaya nazaran yaklaşık iki kat daha yüksektir. Ayrıca, yüksek verimli bir motorun maliyeti ortalama bir motordan yaklaşık olarak % 20 daha yüksektir. Ancak bu değerler değişebilir.
Amorti Süresi: Bir yıldan birkaç yıla kadar değişir.

Verimli olmayan kompresörler verimli kompresörlerle değiştirilmelidir.
Eğer chillerin oldukça verimsiz bir kompresörü varsa, yerine daha verimli kompresör kullanarak verimliliği büyük ölçüde artırılabilir. Bu sonuç bütün kapasitelerdeki kompresörler için söz konusudur. Eskiden bu seçenek bir kompresör arızalandığı veya servis ömrünün sonuna yaklaştığı zaman düşünülürdü. Bugün ise, kompresörü değiştirmek, aynı zamanda yeni nesil soğutucu akışkanları kullanmanın doğal bir sonucu da olabilmektedir.

Kompresörler Kısmi Yüklerde Verimli Çalışacak Şekilde Seçilmelidir.
Bir kompresör seçtiğiniz zaman, aynı çalışma koşullarında diğer kompresörlerin verimliği ile karşılaştırılmasına dikkat edilmelidir. Özellikle buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları başta olmak üzere kompresörün çalışma koşullarının, performans üzerinde cihazın kendi çalışma karakteristiklerinden daha büyük bir etkisi olabilir. Kompresörün verimliliği tüm yük değerlerinde dikkate alınmalıdır. Yeni kompresörlerin önemli bir avantajı, düşük yüklerde daha verimli şekilde çalışabilmesidir. Bu durum, HVAC uygulamalarında cihazın tam yük çalışma veriminde yapılacak bir iyileştirmeden daha değerli olabilir.

Yeni Kompresörün Chiller ile Uyumu

Bir kompresörü daha verimli eşdeğeri ile değiştirmenin fizibilitesi yapılırken sorulması gereken sorulardan bir tanesi de, kompresörün özellikle evaporatör ve kondenser gibi sistemin diğer elemanlarına nasıl bağlandığıdır. En basit durum, kompresörün yalnızca normal borulama yapılmış ve diğer parçalardan tamamen ayrı olduğu durumdur. Paket chillerlerde yer alan pistonlu kompresörler, bu şekilde monte edilirler. Diğer bir durum ise kompresörün paketin bir parçası olarak bağlantı elemanlarıyla doğrudan evaporatöre ve/veya kondensere monte edildiği chillerlerdir. Bu durum özellikle santrifüj chillerde karşımıza çıkar. Bir kompresörün farklı bir üretici tarafından imal edilmiş başka bir üniteye yerleştirilmesi önemli bir uyarlama ve ek bir boş alan ihtiyacı doğurabilir. Belli bir tip kompresör yerine farklı bir tip yerleştirebilmeliyiz. Örneğin, tek kademeli küçük bir pistonlu kompresör yerine sarmal (scroll) kompresör veya büyük pistonlu kompresörün yerine vidalı kompresör yerleştirebilirsiniz. Bu tür işlemler uzmanlık ve bilgi birikimi gerektirmektedir. Çünkü, cihaz üzerindeki evaporatör, kondenser ve genleşme valfi belli bir kompresör tipi için tasarlanmış olabilir. Diğer bir husus da, yeni kompresörün chillerin kontrol sistemi ile uyumlu olmasıdır. Eğer yeni kompresör, orijinaliyle aynı kontrol sinyallerini kullanmıyorsa, yapılacak değişiklikler özel bir uzmanlık gerektirebilir.

Kompresörün Kapasitesi Küçültülebilir

Chiller soğutma kapasitesinin büyük olduğu bir tesiste, kompresör yenileme maliyeti mevcut olandan daha küçük kapasiteli bir kompresör ile değiştirilmesiyle azaltılabilir. Bu işlem var olan evaporatör ve kondenser kapasitesini göreceli olarak yeni kompresöre nazaran daha büyük kılar ve bu da ortalama verimliliği artırır. Bunun nedeni bir ısı eşanjöründeki sıcaklık düşüşünün yükle artmasıdır. Daha küçük bir kompresörün kullanılması, eşanjörün düşük verimli çalıştığı aşırı yükteki göreceli olumsuz işletme şartlarını bertaraf eder. Bu yaklaşımla mevcut chillerlerinizden birisini verimliliğinizi artırmak üzere küçük kapasiteli bir lider chiller olarak kullanabilirsiniz. Bu da düşük soğutma yüklerinde uzun süre çalışan sistemlerde arzu edilen bir durumdur.

Düşük yüklerde verimsiz çalışmayı önlemek için başlıca yöntemimiz, chillerin ve yardımcı elemanlarının kapasitesini dikkatlice seçmektir. Hedef, her yük koşulunda chillerin verimli çalışmasını sağlayacak kombinasyonları gerçekleştirebilmektir.

Örneğin, eğer chiller iklimlendirme amacıyla çalışıyorsa, ilkbahar ve sonbahar yüklerini yaz yükleriyle, gece yüklerini ise gündüz yükleriyle aynı verimlilikte karşılayabilmelidir. Bu, zaten olması gereken bir durum diye düşünülebilir ama bu basit prensibe aykırı çalışan chiller sistemi için fazla uzağa gitmenize gerek yoktur. Genellikle, iki büyük kapasiteli chillere sahip bir işletmede birinci chiller maksimum yükleri karşılamak üzere çalışırken, yaklaşık aynı kapasitedeki diğeri yardımcı (ye-

dek) ünite olarak çalışır. İşletme saatlerinin çoğunda, birinci chiller oldukça düşük verimde çalışır. Kompresör kapasitesinin azaltılması, suyu evaporatör veya kondensere pompalamak için gereken gücü azaltmayabilir. Uzaklaştırılması gereken ısı miktarı önemli ölçüde azalsa da, pompalar evaporatör ve kondenserde belirli bir debiyi sağlamak üzere çalışmaya devam edebilirler.

Soğutucu Akışkanı Değiştirmek

Eğer halen çevresel etkileri nedeniyle aşamalı olarak azaltılması gereken bir soğutucu akışkan kullanıyorsanız, kompresörün değiştirilmesi soğutucu akışkanı da değiştirmek için iyi bir fırsat yaratır. Uyum problemlerinin çoğu kompresör kaynaklıdır. Değiştirme aşamasında yeni soğutucu akışkanlar için tasarlanan bir kompresör kullanarak bu sorun önlenebilir. Yeni kompresörler yeni soğutucu akışkanlarla maksimum verimlilik elde etmek için tasarlanmışlardır. Yine de yoğunluk farkları, ısı transfer özellikleri ve diğer karakteristiklerinden dolayı, yeni soğutucu akışkanlar mevcut evaporatör ve kondensere uygun olmayabilir.

Kompresörü değiştirmeden soğutucu akışkan değiştirilebilir, ancak bu değişim, sorunları da beraberinde getirebilmektedir. Örneğin HCFC-123, CFC-11'li cihazlarda kullanılan salmastralara zarar verebilir. Ayrıca bir miktar verimlilik kaybına yol açar. HCFC-123 aynı zamanda bu soğutucu akışkanla çalışacak şekilde tasarlanmamış olan hermetik motorların izolasyonuna da zarar verebilir.

Fizibilite ve Alternatifler

Bu önlem, mevcut olan kompresörün değiştirilmesi gerektiği zaman ekonomik olacaktır. Eğer orijinal kompresör yıpranmışsa, kompresör değişimi konusunda nihai sonuca varmak üzere chillerin diğer elemanlarının iyi durumda olup olmadığına karar verilmelidir. Olağandışı durumlar haricinde verimliliği artırmak için, çalışan bir kompresörün değiştirilmesi ekonomik değildir. Daha iyi bir alternatif ise, var olan chillerin yerine daha verimli bir chiller ünitesi kullanmaktır. Isı transfer verimliliğindeki önemli gelişmelerle son yıllarda chillerlerin verimliliği bütün yönleriyle artırılmıştır. Birden fazla chillerin bulunduğu tesislerde bir diğer alternatif ise, chillerleri birbirine bağlamaktır. Bu sayede en az verimli olan chiller çok daha az çalıştırılmaktadır. Bu durum yalnızca diğer chillerlerin daha verimli olması halinde işe yarar.

Ekonomik Değerlendirme

Enerji Tassarufu: Chiller işletme maliyetinden yüzde 10-35 tasarruf.

Maliyet: Karşılaştırma esasına bağlıdır. Bu yöntem yeni bir chiller satın almaktan daha ucuzdur. Daha yüksek verimlilikteki bir kompresör satın almanın avantajı, büyük ölçüde çeşitlilik gösterir. Yeni kompresöre uyumu sağlamak için diğer ekipman değişikliklerinin maliyeti dikkate alınmalıdır.

Amorti Süresi: Koşullara bağlı olarak bir yıldan birkaç yıla kadar değişir.

Santrifüj Chillerlere Değişken Hız Sürücüleri Monte Etmek

Santrifüj chillerler tam yüke yakın olarak çalıştıklarında en verimli sistemlerdir, ancak verimlilikleri düşük yüklerde ciddi ölçüde azalmaktadır. Santrifüj kompresörler şartların elverdiği sürece sürekli çalışma prensibine göre tasarlanmışlardır. Bir santrifüj kompresörün sık sık durup çalışması istenmez. Bu yüzden, chilleri sürekli çalıştırmak için hayali yükleme senaryoları oluşturma eğilimi ortaya çıkabilir. Bu bir anlamda kaynak israfıdır. Değişken hızlı elektronik bir sürücü kullanarak santrifüj chillerin hem kısmi yük verimliliğini artırıp hem de durup-kalkma oranı azaltılmalıdır. Bu cihaz, motora verilen gerilimin frekansını değiştirerek kompresörün hızını kontrol eder. Hız kontrol yönteminin avantajı, chiller donanımında büyük değişikliklere ihtiyaç duyulmamasıdır. Kompresör sürücü motoru için yapılan elektrik bağlantıları oldukça kolaydır. Korunaklı olan bir yere elektronik kontrol paneli yerleştirilebilir. Bu tür değişiklikleri hızlı ve kolay bir şekilde yapmak için gerekli olan kitler artık rahatlıkla temin edilebilmektedirler. Yapılan değişiklikler, hız kontrolünü, özellikle yükün üst yarısındaki kısmı için ana kapasite kontrol yöntemi yapmaktadır. Daha düşük yüklerde, kompresör sabit bir minimum hızda çalışır ve santrifüj kompresörün orijinal emiş yönlendirici vanalarıyla kapasitede daha fazla azalma sağlanır. Bu karmaşık kontrol düzeni chillerin var olan kontrol sistemi ile entegre edilmelidir.

Enerji Tasarrufu Potansiyeli ve Sınırlamaları

Değişken hızlı sürücülerle sağlanan enerji tasarrufu, chillerin, yük aralığının verimli olmayan bölümünde çalıştığı süreye bağlıdır. Klasik iklimlendirme uygulamalarında yük, zamanın büyük kısmında düşüktür. Tesiste sadece bir veya iki tane büyük kapasiteli chiller olması halinde, enerjiden tasarruf etme fırsatı daha yüksektir. Çünkü bu chillerler çalışma sürelerinin önemli bir yüzdesinde düşük yükte çalışmak zorunda kalırlar.

Eğer minimum chiller kapasitesini sağlamak üzere hayali yükler kullanılıyorsa, tasarruf potansiyeli de yüksek olacaktır. Hayali yükleme, chiller bünyesinde genellikle sıcak gaz bypass şeklinde olabilir veya teknik personel, örneğin klima santrallerinin ekonomizer çevrimini devreden çıkararak, yapay bir yük yaratabilir. Sürekli kullanılması halinde anlaşılması zor olan hayali yüklemeler dikkatle belirlenmelidir. Değişken hız sürücüler, santrifüj fan ve pompalarda olduğu gibi santrifüj chillerlerde aynı kapasite düşümünü sağlamayabilir. Santrifüj chiller tasarımındaki sıkıntılardan biri, kompresördeki kanat boyutlarının yalnızca tek bir hız için optimize edilebilmesidir. Bunun sonucunda, kanat hızının değiştirilmesi yalnızca sınırlı bir hız aralığı içinde verimlidir. Bu yüzden düşük yüklerde kontrol için kompresör emiş ağzında yönlendirme vanaları gerekmektedir.

Sürücünün kendi kayıplarından ve motorun içindeki kayıplardan dolayı, elektronik bir sürücü kullanılması yük aralığının üst sınırında verimliliği azaltır. Bu yüzden performans talepleri iyi incelenmelidir. Enerji verimliliğindeki gelişmeler abartıya eğilimlidir. Değişken hız mekanizmasının yapabilecekleri sınırlıdır, çünkü bir chillerin verimliliği birçok faktöre bağlıdır. Bu önlem, çiller verimini sadece bir yönden geliştirebilir.

Chillerin Hasar Görme Durumu

Bir santrifüj kompresörün değişken hızlı bir sürücüye uyarlanması bir pompaya veya fana uygulanmasından çok daha zordur. Santrifüj kompresördeki kanat hızının soğutucu akışkan debisine uygun olmadığı durumlar kararsızlıklar oluşturur. Bu gibi kararsız durumlar verimliliği azaltır, gürültüye neden olur ve kompresöre zarar verebilir. Ayrıca, kompresör hızının değiştirilmesi burulma rezonansı ile kompresörün kanatlarını veya yönlendirici mekanizmayı tahrip edebilir. Üç fazlı motorlar, fazlar dengeli olduğu sürece güvenilir güç kaynaklarıdır. Öte yandan, sürücünün hız aralığında da burulma rezonansları meydana gelebilir. Ayrıca, elektronik sürücünün ürettiği düzensiz güç dalgası bir miktar burulma titreşimine neden olabilir. Bu nedenle, değişken hızlı bir sürücü takmadan önce chiller imalatçısına danışılması gerekir. Sürücü, özel bir chiller modeli için düşünülen bir paket olarak tasarlanmalı ve güvenilirlik ve etkili performans garantisi veren üretici tarafından montajı yapılmalıdır. Başka bir imalatçının kitlerini kullanarak değişiklikler yaptığınız zaman sorunlar çıkabileceğini unutulmamalıdır. Sorun çıkması durumunda, taraflardan biri muhtemelen diğerini sorumlu tutacaktır, bu durumda ekipmanın garantisi geçersiz olabilir.

Chiller Tesisinin Dışındaki Sorunlar

Değişken frekanslı sürücüler artık yaygın kullanılmakta ve bugün güvenli bir şekilde çalışmaktadır. Diğer yandan, bu sürücülerde dikkate alınması gereken problemler gelişebilir. En ciddi sorun, bir tesisteki diğer ekipmanlarda parazit oluşma olasılığıdır.

Düşük Yüklerdeki Verimliliği Artırmanın Diğer Yolları

Bu önlemin amacı, düşük soğutma yükünde verimliliği artırmaktır. Bunu yapmanın en etkili yolu düşük yükleri karşılamak için küçük, verimli bir ana (lider) chiller kullanmaktır. Eğer bir kuruluş birden fazla chiller tesisiyle hizmet veriyorsa, düşük yüklerdeki verimliliği, tesisleri birbirine bağlayarak artırılabilir.

EKONOMİK DEĞERLENDİRME

Enerji Tasarrufu: Chillerin enerji tasarrufu ortalama % 10-40'dır. Bu tasarruf sahte yüklemenin azaltılması veya ortadan kaldırılması halinde daha da fazla gerçekleşebilir.
Maliyet: Mevcut cihazları değişken hızlı çalışabilmesi için adapte etme maliyeti; 1500 kW'lık bir chiller için yaklaşık olarak 20.000 Amerikan Dolarıdır.
Amorti Süresi: Birkaç yıl veya daha uzun süre.

4.4 EVAPORATÖRLER VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

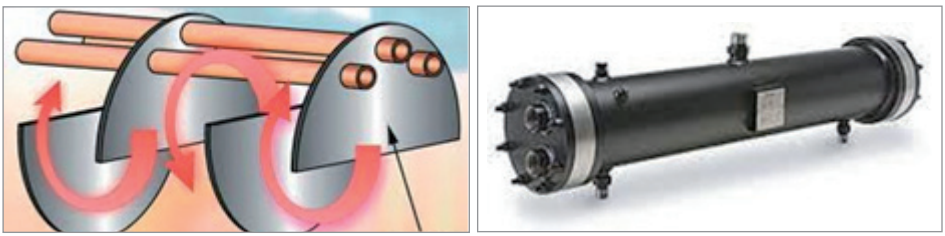
Evaporatörlerde, kirlenme sonucunda ısı transferi azalır. Kirlenme, enerji tüketimini artırır ve kapasiteyi azaltır. Bu alt bölümde, kirlenmeyi azaltmak ve ısı transfer etkinliğini artırmak amacıyla yapılması gereken bakıma dikkat çekilmektedir. En son önlem eski, ama hala tartışmalı bir teknik olan türbülatörlerin monte edilmesiyle su soğutmalı chillerlerin evaporatörlerinin ısı transfer verimliliğinin artırılmasıdır.

4.4.1 Boru ve Kovan (Shell & Tube) Tipi Evaporatörler

Soğutma gruplarında kullanılan evaporatörleri boru ve kovan (shell & tube) tip evaporatörler ve plakalı tip evaporatörler olarak iki gruba ayırmak mümkündür. Diğer taraftan boru ve kovan tip evaporatörler de kendi içlerinde direkt genleşmeli (DX) ve taşmalı olarak ikiye ayrılabilir.

Direkt Genleşmeli (DX - Direct Expansion) Evaporatörler

En yaygın olarak kullanılan evaporatör tipidir. Bu tip evaporatörlerde, gövde içinde bulunan bakır boruların içinden soğutucu akışkan geçerken bakır boruların dış tarafından su veya salamura geçmektedir. Bu tip evaporatörler genellikle tek aynalı olup, U-tip bakır boru firkete grubuna sahiptirler. U-tip bakır boru firkete grupları sökülebilir yapıda oldukları için bakım ve temizlemeye imkan verirler. Gövde tarafı ile boru tarafı arasındaki sızdırmazlık; bakır boruların çelik ayna delikleri özel işlem usulüyle sabitlenmesiyle sağlanır. Bu tip evaporatörlerde bakır boru firkete grubu üzerinde su yönlendirme perdeleri mevcuttur. Bu perdelerin konulmasının amacı evaporatör gövdesi içinde dolaşan sıvının türbülanslı bir akış ile hareket etmesi ve maksimum ısı transferinin sağlanmasını temin etmektedir. Şekil 4.12'de direkt genleşmeli evaporatörler gösterilmiştir.



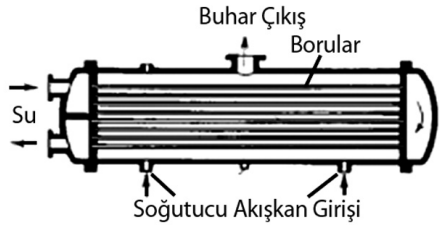
Şekil 4.12 *Direkt genleşmeli (DX) evaporatörler*

Bu tip evaporatörlerde genellikle içten yivli bakır borular da kullanılır. Bu evaporatörlerin gövdeleri üzerinde su giriş/çıkış bağlantıları, hava tahliye ve su boşaltma branşmanları ile duyar eleman cepleri bulunur. Bu tip evaporatörler kapasiteye ve tasarıma bağlı olarak 1, 2, 3 ve 4 soğutucu akışkan devreli olarak imal edilmektedirler.

Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak evaporatörlerin soğutucu akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur. Evaporatörler ısı ve terlemeye karşı, çalışma şartlarına bağlı olarak uygun kalınlıkta ve özellikte yalıtım malzemesi ile izole edilmelidirler.

Taşmalı (Flooded) Evaporatörler

Soğutma sistemlerinde kullanılan taşmalı evaporatörler daha ziyade yüksek kapasiteler için uygun bir tercih olmaktadır. Söz konusu evaporatörler shell &tube tipinde imal edilirler. Uygulamada sıvı haldeki soğutucu akışkan boruların dışında (yani gövde içersinde), soğutulan su veya salamura ise boruların içinde bulunmaktadır. Taşmalı evaporatörler ayrıca gayet büyük hacimli sıvı tutucu separatörlerle teçhiz edilmişlerdir. Bu suretle gövde içinde buharlaşan sıvının, bir şekilde kompresöre yürümesi engellenmiş olmaktadır. Bu evaporatörlerde soğutucu akışkan ile birlikte gelen yağın kompresöre döndürülmesi problemi ön plana çıkar. Bu nedenle çalışma esnasında bünyesinde yağı birlikte taşımayan soğutucu akışkanlar için taşmalı evaporatörler tercih edilirler. Taşmalı evaporatörlü chillerlerde mutlaka yüksek kapasiteli yağ tutucular kullanılmalıdır. Özellikle amonyak uygulamalarında bu tip evaporatörler kullanılır. Şekil 4.13'te taşmalı (flooded) evaporatörler gösterilmiştir.



Şekil 4.13 *Taşmalı (flooded) evaporatörler*

Diğer taraftan özellikle büyük kapasitedeki halokarbon soğutucu akışkan kullanan sistemlerde de taşmalı evaporatörler kullanılmaktadır. Ancak bu evaporatörlerde yağın kompresöre döndürülmesi problemi vardır. Zira soğutucu akışkanların yoğunluğu yağdan daha fazla olduğu için, yağlar soğutucu akışkanın üstünde toplanır ve gittikçe boruların seviyesine doğru inerek soğutmayı yavaşlatır. Buna engel olmak için gerekli tedbirler alınarak yağın kompresöre dönüşü sağlanmalıdır.

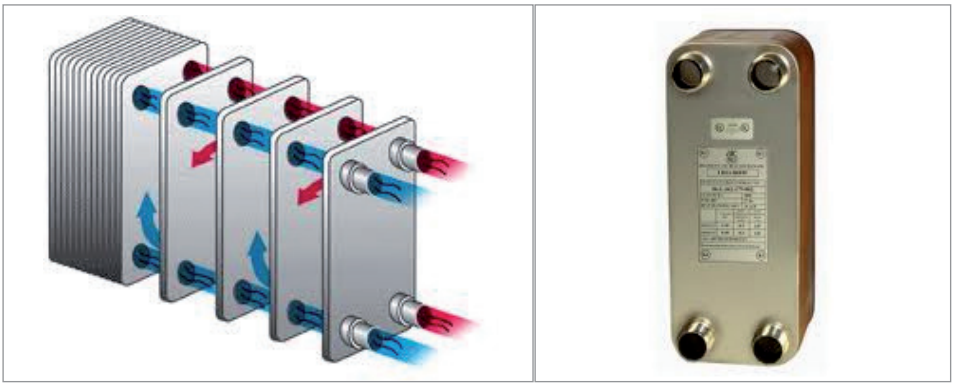
Taşmalı evaporatörlerin üzerinde manometre, hava tahliye vanası, sıvı seviyesini belli eden seviye borusu, sıvı giriş bağlantısı, gaz emiş bağlantısı, yağ tahliye vanası, soğutucu akışkan seviye kontrol sistemi, sıvı emniyet seviyesi kontrol sistemi, donma termostatı ve su giriş-çıkış bağlantıları bulunur.

Amonyaklı tip evaporatörlerde normal olarak dikişsiz çelik çekme borular kullanılır. Bu borular çelik aynalara kaynak usulü ile tespit edilirler. Halokarbon tip evaporatörlerde bakır veya bakır alaşımlı borular kullanılır. Bu borular, aynalara makineto ile bağlanırlar. Soğutucu akışkan ile çalışan evaporatörlerde kullanılan bakır veya bakır alaşımlı borular genellikle dıştan yivli borulardır.

Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak evaporatörlerin soğutucu akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur. Evaporatörler ısı kayıplarına ve terlemeye karşı, çalışma şartlarına bağlı olarak uygun kalınlıkta ve özellikte yalıtım malzemesi ile izole edilmelidirler.

4.4.2 Plakalı Tip Evaporatörler

Soğutma gruplarında kullanılan evaporatör tiplerinden biri de plakalı tip evaporatörlerdir. Bu tip evaporatörlerin en büyük avantajı eşdeğer kapasitedeki boru ve kovan tip evaporatörlere göre boyutlarının oldukça küçük olması dolayısıyla cihaz boyutlarının küçülmesi ve fiyat ucuzluğu sağlayabilmesidir. Su-su, su-yağ gibi birçok uygulamada oldukça başarılı olan plakalı eşanjörlerin, soğutucu akışkan ve su ile birlikte kullanılması durumunda evaporatör uygulamalarında bazı zaafları mevcuttur. Bu tip eşanjörler kaynaklı olarak imal edilirler. Bu sebeple bu eşanjörlerin sökülerek mekanik olarak temizlenmeleri mümkün değildir. Bu sebeple bu evaporatörlerde kullanılacak suyun çok iyi filtre edilmiş ve çökelti oluşturmayacak karakterde olması gereklidir. Ancak birçok tesiste bahsedilen özellikte suyun temin edilememesi sebebiyle çalışmaya başladıktan belli süre sonra kirlenme neticesinde donma olayı ile karşılaşılmaktadır. Bunun neticesinde ise soğutucu akışkan devresine su karışarak kompresöre ve kondensere su yürümekte ve büyük hasarlara sebep olabilmektedir. Şekil 4.14'te bir plakalı tip ısı eşanjörünün kavramsal şeması verilmektedir.



Şekil 4.14 *Bir plakalı tip ısı eşanjörünün kavramsal şeması*

Plakalı Tip Isı Eşanjörlerinin Tasarımı

Plaka tipi ısı eşanjörü, ısının orta ve düşük basınçlı akışkanlar arasında aktarılmasına çok uygun olan özel bir tasarımdır. Kaynaklı, yarı kaynaklı ve sert lehimli ısı eşanjörleri yüksek basınçlı akışkanlar arasındaki ısı alışverişi için veya daha küçük bir ürün gerekli olması durumunda kullanılır. Bir borunun bir bölmeden geçtiği yerde, bunun yerine genellikle derinliği az olan, en büyük yüzeylerinde dalgalı metal bir levhayla ayrılmış olan iki tane alternatif bölme bulunmaktadır. Levha tipi ısı eşanjöründe kullanılan levhalar metal levhaların bir parçasını presleyerek elde edilir. Paslanmaz çelik, yüksek sıcaklıklara ve korozyona dayanıklı ve sağlam olduğundan dolayı, levhalar için yaygın olarak kullanılan metaldir. Levhalara genellikle kenarlarından bir kesit halinde yapıştırılan plastik sızdırmaz contalar yerleştirilir. Levhalar, doğru açılarda ısı eşanjöründeki kanallardan akan sıvının akış yönünde oluklar oluşturacak şekilde preslenir. Bu oluklar, kanalı levhalar arasındaki 1,3-1,5 mm boşluklarla şekillendiren diğer levhalarla ara bağlantı oluşturacak şekilde düzenlenir.

Levhalar, mümkün olan en hızlı ısı transferine izin veren büyük bir yüzey alanına sahiptir. Her bölmenin inceltilmesi sıvının hacminin büyük kısmının levhaya temas etmesini sağlayarak ısı transferini artırır. Oluklar aynı zamanda ısı eşanjöründeki ısı transferini maksimuma çıkarmak için sıvının içinde türbülanslı akış yaratır ve bunu devam ettirir. Düşük debilerde yüksek derecede türbülanslı akış elde edilebilir ve daha sonra yüksek ısı transferi katsayısına ulaşılabilir.

Bir levha tipi ısı eşanjörü yukarıda belirtilen bir dizi ince, dalgalı levhalardan oluşur. Bu levhalar, ısı eşanjörünün uygulamasına bağlı olarak contalanır, kaynak yapılır veya lehimlenir. Levhalar, sabit aynalar içinde değişen sıcak ve soğuk akışkanlarla paralel akış kanallarının bir düzenini oluşturacak şekilde sıkıştırılır.

Kovan ve boru tipi ısı eşanjörleriyle karşılaştırıldığında, levha tipi ısı eşanjörlerindeki sıcaklık yaklaşımı 1 °C kadar düşük olabilir. Halbuki kovan ve boru tipi ısı eşanjörleri 5 °C veya daha fazla yaklaşım gerektirir. Levhalarla sağlanan büyük ısı transferi alanından dolayı, aynı miktardaki ısı alışverişi için levha tipi ısı eşanjörünün ebatları daha küçüktür.

Plakalı ısı eşanjörlerinin değerlendirilmesi

Bütün plakalı ısı eşanjörleri dıştan birbirine benzer görünür. Farklılığı iç kısmında levha tasarımının detaylarında ve kullanılan sızdırmazlık teknolojilerinde yatar. Bu nedenle, bir plakalı ısı eşanjörü değerlendirildiğinde, sadece temin edilmekte olan

ürünün detaylarını araştırmak değil, aynı zamanda imalatçı firmanın araştırma ve geliştirme düzeyini ve işletmeye alındıktan sonraki hizmet ve yedek parçalarının varlığını analiz etmek için çok önemlidir.

Bir ısı eşanjörü değerlendirildiğinde hesaba katılacak olan önemli bir husus da ısı eşanjörünün içindeki geometrik yapılardır. İki tip geometrik yapı vardır. Bunlar üst üste gelen ve zikzak desenli yapılardır. Genel olarak, ısı transferinde daha büyük artış basınç düşüşünde verilen bir artış için zikzaklardan elde edilir ve üst üste gelen geometrik yapılarda daha yaygın şekilde kullanılır.

Plakalı ısı eşanjörlerinin avantajları ve dezavantajları

Avantajları

- *Küçük olması:* Bir plakalı ısı eşanjöründeki üniteler, küçük bir hacimden oluşan büyük bir yüzey alanı elde ederek daha az zemin alanı kaplar. Bu da karşılığında dar geçitlere ve dalgalanmalı yüzeylere bağlı olarak ısı transferinden dolayı yüksek bir toplam ısı transfer katsayısını verir.
- *Esneklik:* Çeşitli tasarım özelliklerine uyarlanacak şekilde değiştirilebilen çeşitli akışkanlardan ve koşullardan yararlanarak ısı eşanjörünün performansında değişiklikler yapılabilir. Bu özellikler farklı levha dalgalanmalarıyla eşleştirilebilir.
- *Düşük Yapım Maliyetleri:* Kaynaklı levhalar presli levhalardan çok daha pahalıdır. Plakalı ısı eşanjörleri korozyona ve kimyasal reaksiyonlara dayanıklılık sağlayan presli levhalardan yapılır.
- *Temizleme Kolaylığı:* Isı eşanjörü kontrol etmek ve temizlemek için (özellikle gıda üretiminde) kolayca sökülebilir ve levhalar aynı zamanda tek tek çıkarılıp değiştirilebilir.
- *Sıcaklık Kontrolü:* Levha tipi ısı eşanjörü oldukça küçük sıcaklık farklarıyla çalışabilir. Bu durum yüksek sıcaklıklardan kaçınılması gerektiği zaman bir avantajdır. Lokal olarak aşırı ısınma ve durgun bölgelerin bulunma ihtimali aynı zamanda akış geçiş şekliyle azaltılabilir.

Dezavantajları

- Plakalı ısı eşanjörünün en büyük dezavantajı levhaları bir arada tutan uzun contalara olan gereksinimdir. Contalar dezavantaj olarak görülse de plakalı eşanjörler yüksek sıcaklık ve basınçlarda başarılı şekilde çalışmaktadır.
- Sızıntı potansiyeli vardır. Meydana gelen sızıntılar akışkanlarla karışmaz, atmosfere gönderilir.
- Plakalı ısı eşanjöründe meydana gelen basınç düşüşü oldukça yüksek olup, pompalama sisteminin işletme giderleri ve yatırım maliyeti hesaba katılmalıdır.

- Basınç kaybı meydana geldiği zaman, daha büyük yapılarda yüzlerce levha kullanıldığından dolayı bu tip ısı eşanjörünün temizlenmesi ve başlangıç durumuna getirilmesi uzun sürebilir.
- Levhalar arasındaki dar boşluklar akışkanın içinde bulunan iri pisliklerle, örneğin merkezi ısıtma sistemlerindeki oksit ve çamur partikülleriyle tıkanabilir.
- Yukarıda belirtilen nedenle, birçok imalatçı kendi cihazı için sadece 12 ay garanti vermektedir. Ayrıca yeni levha ve conta takımları da tek tek satın almak yeni cihaz almak kadar maliyetli olacaktır.

4.4.3 Kanatlı Borulu Evaporatörler

Evaporatörler (buharlaştırıcılar-soğutucular), soğutucu akışkanın buharlaşarak, soğutulmak istenen ortamdan ısının çekilmesini sağlayan elemanlardır. Soğutma uygulamalarında, soğutucu akışkanın cinsine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine, soğutucu akışkan kontrol tipine ve uygulama yerine göre değişen çok farklı konstrüksiyon ve boyutlarda dizayn edilmiş buharlaştırıcı tipleri bulunmaktadır.

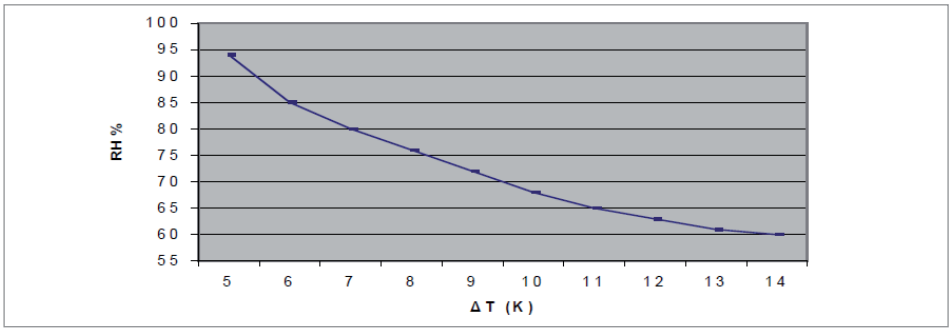
Evaporatör seçiminde gerek duyulacak bilgiler aşağıda sıralanmıştır:

- Oda sıcaklığı ve bağıl nem değerleri
- Oda sıcaklığı-buharlaşma sıcaklık farkı (mal cinsine göre)
- Oda sıcaklığı-hava üfleme sıcaklığı
- Oda boyutları (En x Boy x Genişlik) / Üfleme mesafesi
- Gerekli hava debisi

Evaporatör Seçiminde Göz Önüne Alınması Gereken Temel Konular

Soğuk oda bağıl nem koşulu

Özellikle besin maddelerinin soğutulması esnasında soğuk odanın bağıl neminin belirli koşullarda olması istenir. Soğutulmuş bir hacimde, sıcaklığın en düşük olduğu yer evaporatör yüzeyidir. Bu nedenle oda nemi yeterli seviyede yüksekse, oda havası evaporatör üzerinden geçerken çiğ nokta sıcaklığının altına düşecek ve havanın içerisindeki nem yoğuşmaya başlayacak ve su damlacığı haline gelecektir. Hava sıcaklığı 0ºC'nin altında ise, bu su damlacığı donacaktır. Oda sıcaklığı ile buharlaşma sıcaklığı farkını belirli sınırların altında tutmak suretiyle, oda havasının bağıl nemini de belirli bir seviyede tutmak mümkündür. Odanın bağıl nemi, soğuk oda sıcaklığı ile buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı (veya buharlaşma sıcaklığı) farkının bir fonksiyonudur. Şekil 4.15'de oda bağıl nem değerine göre ΔT'nin belirlenmesi verilmektedir.



Şekil 4.15 *Oda bağıl nem değerine göre ΔT'nin belirlenmesi*

ΔT = Oda sıcaklığı - Buharlaşma sıcaklığı

0-5 ºC soğuk odalarda istenilen nem koşullarını sağlayabilmek için evaporatör seçiminde ΔT tayini grafik yardımıyla yapılabilir. Oda sıcaklığı ve malın cinsi biliniyorsa, o mal için uygun nem, teknik tablolardan yararlanılarak bulunabilir. Bulunan nem için olması gerekli oda-buharlaşma sıcaklığı farkı tespit edilebilir. Böylece buharlaşma sıcaklığı bulunmuş olur. Buna bağlı olarak kompresör ve evaporatör seçimlerinin netleştirilmesi gerekir.

Hava Hızı

Lamel ve boru üzerinden geçen havanın hızı dış yüzey ısı transfer katsayısını doğrudan ve büyük oranda etkiler. Hava hızının artırılması elbette ki güç harcamasını da önemli ölçüde artıracaktır. Dolayısıyla değerlendirme yapılırken elde edilen kapasite artışı ile fanların çektiği güç artışı birlikte değerlendirilmeli ve optimum bir seçim yapılmalıdır.

Şoklama işlemi sırasında ise yüksek bir hava hızına ihtiyaç vardır. Yüksek hava hızı daha güçlü ve yüksek basınçlı fan demektir. Basınç yeterli değilse hava miktarı düşeceği için şoklama iyi olmaz. Daha güçlü fan ise tünel içinde soğutma cihazı tarafından alınması gerekli daha fazla ısı üretimi demektir. Çeşitli ürünler için farklı olabilmekle birlikte genel olarak 3-6 m/s hızlar en uygun ve ekonomik hızlar için farklı değerler verilmektedir. Bu değer boş odada hava geçiş kesitindeki hava hızlarıdır. Bundan daha yüksek hızlara çıkmak çok az kazanç sağlamaktadır. Ürün üzerinde ortalama 5 m/s gibi bir hava hızı alarak tasarım yapmak, çalışma sahasında güzel bir hava dağılımı ile birleştirildiğinde dondurucu içindeki tüm ürün üzerinde tavsiye edilen hava hızlarını sağlamaktadır.

Evaporatörlerde Uygulanan Defrost Yöntemleri

Oda soğutuculardа, 0 °C'nin altındaki buharlaşma sıcaklıklarında kar eritme (defrost) sistemi mutlaka bulunmalıdır. Aksi halde kanat aralarında donan su, kısa sürede hava hareketini azaltarak (hatta tamamen durdurarak) soğutma işleminin devamına engel olur. Kanat aralarının geniş tutulması bir dereceye kadar karlanma süresinin uzun olmasına yardım eder. Evaporatör buharlaşma sıcaklığı düştükçe kanat aralığı artırılmalıdır.

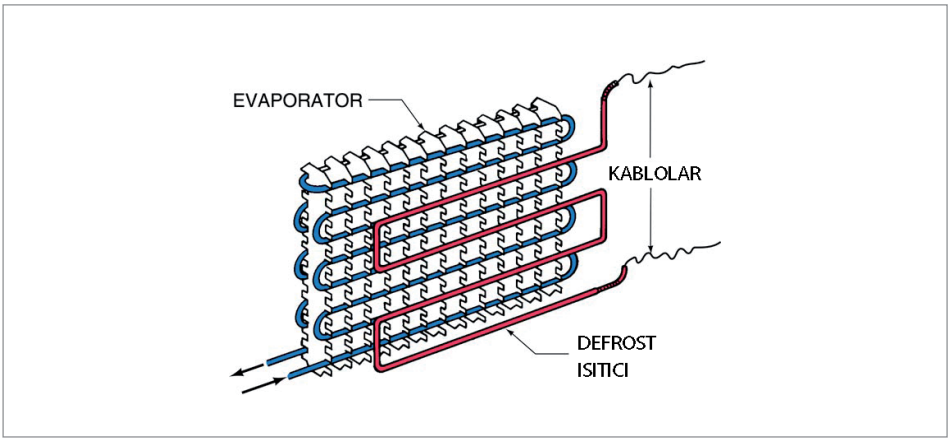
Uygulanan defrost sistemleri:

- Elektrikle eritme
- Sıcak gaz ile eritme
- Su ile eritme
- Sıcak salamura ile eritme
- Oda havasıyla eritme (2ºC'nin üzerinde oda sıcaklıkları için)
- Isıtılmış hava ile eritme (sıcak hava oda dışından irtibatla, yan damperlerle alınır.)

Defrost süreleri her odanın ve muhafaza edilecek ürünün kendi şartlarına, kullanılan evaporatöre, lamel aralığına v.b. bağlı olarak değişkenlik gösterir. Bunu işletmeci kontrol etmeli ve doğru defrost sürelerini uygulamalıdır. Günümüzde özel PLC kontrol sisteminde duyar eleman vasıtası ile yüzey sıcaklığı kontrol edilir ve zaman saati yardımıyla optimum evaporatör defrost zamanı elde edilir.

Elektrikli Defrost

Lamel üzerindeki özel ısıtıcı deliklerinin içindeki boş borulara ısıtıcılar yerleştirilerek defrost işlemi yapılır. Defrost işlemi, el ile veya otomatik defrost zaman saatleriyle kontrol edilir. Kullanılacak elektrik, rezistansının gücü evaporatörün soğutma değerine göre değişecektir. Elektrikli defrost yönteminde hafif defrost (E1 Tip) ve yoğun defrost (E2 Tip) sistemleri bulunur. Buharlaşma sıcaklığı -10 ºC'a kadar olan uygulamalarda hafif defrost sistemi, buharlaşma sıcaklığının daha düşük olduğu uygulamalarda ise yoğun defrost sistemi uygulanır. Yoğun defrost sisteminde uygulanan güç, hafif defrost sistemine oranla daha fazladır. Bunun yanında uygulama özelliklerine göre, ağır defrost sisteminde tava ısıtıcısı, yalıtımlı tava ve drenaj borusu ısıtıcısı da bulunur. CE direktifleri doğrultusunda imalat yapması gereken üretici firmalar, ısıtıcıların test ve montajında hassas olmalıdırlar. Şekil 4.16'da elektrikli defrost gösterilmektedir.

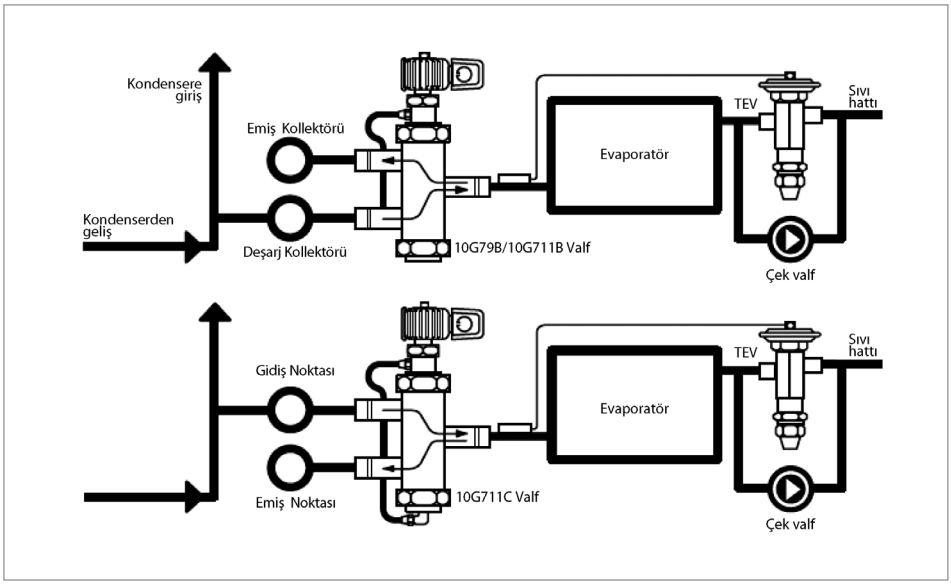


Şekil 4.16 *Elektrikli defrost*

Serpantine 7 saniye boyunca 500 V yüklenir ve ölçülen min direnç 1MΩ 'dur. Bunun yanı sıra, ısıtıcıların ısınınca hareket etme meyilleri vardır. Hareket eden ısıtıcılar bataryanın içinde kayarak kapak saclarına dayanır. Böylece bağlantılarda kısa devreler meydana gelir. Bu durumun oluşmasını mutlaka önlemek gerekmektedir.

Sıcak Gaz Defrostu

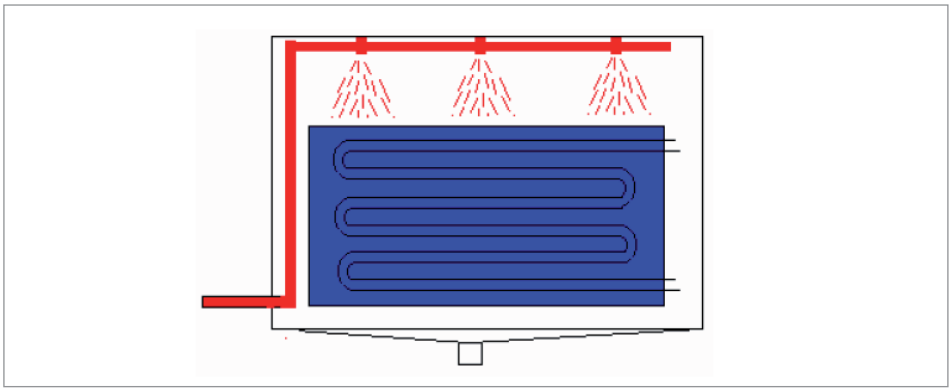
Sık uygulanan diğer bir defrost sistemi, kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkanın kondenser yerine direkt olarak evaporatöre yönlendirilmesi suretiyle defrost yaptırılması yöntemidir. Bu tarzda, evaporatöre verilen sıcak gazın ısısını burada vererek yoğuşması çok ciddi kompresör hasarlarına neden olabilir. Bu nedenle bazı önlemler almak gerekir; bu önlemlerden en geçerli olanı, sisteme yardımcı bir evaporatör konulmasıdır. Evaporatör sayısı fazla olan ve yağla çalıştırılan sistemler de tavsiye edilir. Küçük sistemlerde sıvı akümülatörlü olarak da uygulanmaktadır. Şekil 4.17'de sıcak gaz defrost ve üç yollu valf uygulaması gösterilmektedir.



Şekil 4.17 *Sıcak gaz defrost ve üç yollu valf (Sporlan)*

Sulu Defrost

Diğer bir defrost sistemi de sulu defrosttur. Su ile defrost yaptırılması ekonomik ve geçerli bir usuldür. Bu sistemde, defrost yapmak için evaporatöre ılık su püskürtülür. Ayrıca, tavaya da ayrıca su püskürtülebilir. Bu su ve erittiği kar süratle odadan (cihaz tavasında toplanarak) atılmalıdır. Burada dikkat edilecek nokta; eriyen su ve püskürtülen suyun tahliye ağzından dışarı alınmasının mümkün kılınması gerekliliğidir. Bu sebeple, tahliye çaplarının yarısının tahliyede efektif kullanıldığını bilmek ve kapasiteyi buna göre ayarlamak yerinde olacaktır. Şekil 4.18'de sulu defrost şematik gösterim verilmektedir.



Şekil 4.18 *Sulu defrost şematik gösterim*

Evaporatörlerde kullanılan kanat malzemesi özellikleri

Evaporatörlerde kullanılan ana kanat malzemesi alüminyumdur. Kullanım yerine bağlı olarak kullanılması tavsiye edilen kanat malzemeleri Tablo 4.1'de detaylıca tanımlanmıştır.

Tablo 4.1 Evaporatörlerde kullanılan kanat malzemeleri

Kanat Malzemesi	Kanat Malzemelerinin Tavsiye Edilen Kullanım Yerleri
Normal aluminyum lamel	Normal ortam, normal atmosfer şartları içerisinde aşındırıcı etkinin yüksek olmadığı yerlerde
Epoksi kaplı lamel	Deniz kenarları, gemiler, termik santraller, tütün işleme tesisleri, peynir üretim ve stok yerlerinde
Tamamen epoksi kaplı batarya	Yoğurt üretim yerleri, peynir üretim ve stok yerleri, korozif ortamlarda
Hidrofilik kaplı lamel	DX ve sulu soğutma bataryalarının özellikle hijyenik santraller ve yüksek nemli yerlerde kullanımında
Bakır lamel	Deniz kenarları, gemiler, yüksek korozif ortamlarda
Epoksi+Poliüretan	Yüksek korozif şartlardaki ortamlar, yüksek nem, gaz türbini giriş havası soğutma bataryalarında

4.4.4 Evaporatörlerde Verimlilik Artırma Yöntemleri

Chillerlerde, evaporatör borularının su tarafındaki yüzeylerinin uygun aralıklarla temizlenmesi gerekmektedir. Evaporatörün su tarafındaki yüzeylerinin kirlenmesi, enerji tüketimini artırır. İmalat esnasında sistem içinde kalan kirin, koruyucu maddelerin ve dolgu maddelerinin temizlenmesi gerekir. Küçük partiküller filtrelerle toplanır, ancak malzemenin bir kısmı çözünerek sistemin yüzeylerinde toplanır. Sistemin belirli aralıklarla temizlenmesi gerekebilir. Kapalı soğuk su devrelerinde pislik, tortu ve korozyon etkesi çok yavaş oluşur. Borularda su hızının yüksek olması boru yüzeylerinin temiz tutulmasını sağlar. Eski sistemlerde, sistemi temizlemek için yaklaşık temizleme aralığı daha uzun olabilir. Bu yüzden örneğin kondenserin su tarafındaki temizliği yapılırken, bunu da programa alabilirsiniz. Birçok katı maddenin çözünürlüğü su sıcaklığı düştükçe azalır. Böylece doyma noktasına kadar çözünen katı maddeler evaporatörün içine dökülmeye başlar. Diğer yandan, eğer soğuk suyun içinde çözünen katı madde içeriği doyma noktasının hemen altında tutulursa sorun olmaz.

Temizleme Yöntemleri

Evaporatörün su tarafındaki yüzeyleri genellikle kondenserin su tarafındaki yüzeylerini temizlemek için kullanılan aynı malzemeyi kullanarak, yani fırçalanarak temizlenir. Evaporatörün kirlenmesi kondenserin kirlenmesinden daha az olur ve genellikle temizlenmesi daha kolaydır. Yine de, boruya zarar vermemeye özen gösterilmelidir. Maalesef, eğer evaporatörün içinde önemli kirlilik tespit edilirse, sistemde muhte-

melen daha büyük bir soruna yol açmaktadır. Bu durumda, bütün sistemin uygun bir kimyasal yöntem kullanarak temizlenmesi gerekebilir.

Önlemek Tekrar Temizlemekten Daha İyidir
Soğuk su sistemini iyice temizledikten sonra, uzun süre temizlemek gerekmez. Normal çalışırken kirlenmesini engellemek için uygun kimyasal maddeler kullanılmalıdır. Bu kimyasal maddeler, pisliği düşük bir "kirlenme faktöründe" dengede tutar. Sisteminizin soğutma suyu içinde bir antifrize ihtiyaç duyması halinde, bu çözeltinin içinde uygun bir kirlenme inhibitörü kullanılabilir.

Ekonomik Değerlendirme
Enerji Tasarrufu: Chiller enerji tüketiminin % 0,5-3'ü kadar tasarruf edilebilir.
Maliyet: Kondenser ve evaporatör boruları için tipik dönen fırçalı temizleme ekipmanlarının maliyeti ebatlarına ve özelliklerine bağlı olarak 1.500-3.000 Amerikan Doları arasında değişir.
Amorti Süresi: Değişkendir. Uzun vadede elde edilen tasarruf, maliyetin üzerindedir.

Soğutulmuş Su Sistemlerinde, Evaporatör Borularına Türbülatörler Takılması
Evaporatörlerde, ısı transferi verimliliği, yüzey alanının artmasıyla artar. Maalesef, evaporatörün yüzey alanı soğutma sisteminin maliyetinde önemli bir faktördür. Bu nedenle, bazı chillerlerde iyi bir verimlilik elde etmek için yeterince yüzey alanı yoktur. Bir su soğutmalı sistemde, evaporatörün su tarafındaki ısı transfer verimliliğini "türbülatörler" takarak artırabilirsiniz. Bunlar borulardan akan suyun türbülansını arttırmak için boru ve kovan tipi ısı eşanjörlerinin su borularının içine yerleştirilen geçme parçalardır. Borunun yüzeyinde artan türbülans, ısı iletimini artırır (Aynı prensip kondenser borularına da uygulanır). Bununla birlikte, türbülatörler soğutma suyunun içinde bulunan kiri hapsedeceğinden kondenserlerde çok kullanışlı olmaz). Türbülatörlerin değişik konfigürasyonları bulunmaktadır.

Türbülatörlerin Dikkate Alınması Gereken Yerler
Türbülatörlerin kullanıldığı başlıca yerler, evaporatör boyunca önemli bir sıcaklık düşüşüne sahip olan çillerlerdir. Evaporatörün tasarım sıcaklık düşüşünü tespit etmek için imalatçı kataloğu varsa, evaporatörün kapasite aralığının alt kısmında yer alan ekonomik bir model olup olmadığı kontrol edilmelidir. Son olarak, chiller maksimum yük altındayken evaporatör su çıkış sıcaklığıyla sıvı soğutucu akışkanın sıcaklığı arasındaki fark ölçülmelidir. Genleşme vanası kullanan sistemlerde, genleşme vanasının görevi kızgınlığı ayarlamak olduğu için, bu sıcaklık farkına karar vermek için kompresör emiş sıcaklığı kullanılmamalıdır. Bazı yeni chillerlerde kullanılan evaporatör boruları ısı transferini artıran özellikte yapılmıştır. Türbülatörleri bu chillerlerde kullanmak verimli değildir.

Enerji Tasarrufu Potansiyeli

Türbülatörlerin enerji tasarrufu potansiyeli sınırlıdır. Akış doğal olarak belli bir hızın üzerinde türbülanslı olarak gerçekleşir ve chillerler bu hızın üzerine çıkacak şekilde tasarlanmıştır. Dolayısıyla, türbülatör satıcılarının beyan ettikleri verim değerlerine şüpheci yaklaşılmalıdır.

Ekipmanlarda Oluşabilecek Arızalar

Türbülatörler yıllarca kullanılmaktadır ve tartışma konusudur. Kayıtlar türbülatörlerin yol açtığı boru arızalarının birkaç nedenden kaynaklandığını göstermektedir.

- Artan türbülanslı akışla birlikte borularda aşınma miktarı artabilir.
- Türbülatörlerin boruların yüzeylerinde oluşturduğu sarsıntı mekanik hasarlara neden olabilir.
- Türbülatörlerle borular arasındaki metallerin birbiriyle uyuşmaması sonucunda elektrolitik aşınma meydana gelebilir.

Bu sorunların niteliği ve tekrarlanma sıklığıyla ilgili sistematik bir çalışma bulunmamaktadır. Bu nedenle türbülatörlerin soruna neden olup olmadığını veya hangi tür türbülatörlerin daha az soruna yol açacağını önceden kestirmek imkansızdır. En iyi yaklaşım, takılması düşünülen türbülatörlerde deneyime sahip olan başka kullanıcılara danışmaktır. Aynı zamanda, türbülatörlerin uzun süreli etkileriyle ilgili saha raporları olan chiller imalatçılarıyla da iletişime geçilmelidir.

Sistemin Verimliliği ve Kapasitesi Üzerindeki İkinci Derece Etkiler

Türbülatörler, evaporatörün soğutma suyu akışına karşı direncini artırırlar. Direnç, boru kesitinin azalmasıyla, türbülatörlerin sürtünme kayıplarıyla ve neden olduğu türbülansla birlikte artar. Su soğutmalı sistemlerde başka düzenleme ve ayarlar yapmadan türbülatörler ilave edilmesi su debisini biraz azaltacaktır. Bu kısma etkisi, soğutma suyu pompalarının güç tüketimini küçük miktarda azaltacaktır. Eğer chiller verimliliğini maksimuma çıkarmak için yeni bir su sıcaklığı kullanılırsa, azalan debi nedeniyle istenilen soğutma yükünü karşılamak için daha düşük soğutma suyu sıcaklığına ihtiyaç duyulacaktır. Böylece chillerin verimi düşecektir. Bunlar önemli olmayan çok küçük etkilerdir. Yine de, sistemde balans vanaları kullanılmış olması durumunda, gerçekçi bir su debisi elde edilir. Bu vanalar ek türbülatörlerin direncini dengelemek için yeterince açılmalıdır. Balans vanaları kullanımıyla azalan enerji kaybı, evaporatördeki artan enerji kaybını dengeler. Bu noktada soğutma suyu debisi optimum değere getirilebilir. Eğer sistemde değişken debili soğutma suyu pompaları varsa, pompanın gücü biraz arttırılacaktır. Eğer sistemin soğutma suyu pompalama kapasitesi her zaman düşükse, yetersiz debi sistemin soğutma kapasitesini sınırlandıracaktır. Değişiklikler yapmadan önce bunların dikkate alınması gerekir. Türbülatörlerin direncini karşılamak için pompaları değiştirmek ekonomik değildir.

Ekonomik Değerlendirme
Enerji Tasarrufu: Türbülatör ile chiller enerji maliyetlerinin en fazla % 3'ü tasarruf edilebilir. Tasarruf, verimi düşük chillerlerde daha fazla olabilir. Toplam tasarruf, yüksek pompa gücüyle azalır.
Maliyet: Spiral türbülatörlerin maliyeti genellikle boru başına 18-36 ₺ olabilir. Büyük kapasiteli bir chillerde yüzlerce boru bulunmaktadır.
Amorti Süresi: Tipik olarak birkaç yıldır.

4.5 KONDENSERLER VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Soğutma sisteminde soğutucu akışkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olan ısının sistemden alınması kondenserde yapılır. Böylece soğutucu akışkanın sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genleştirilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilir. Buhar ve gazların bir yüzeyde yoğuşması, yüzeyin vasıflarına bağlı olarak "*damla veya film teşekkülü*" tarzlarında oluşur. Damla teşekkülü ile yoğuşma (dropwise condensation) durumunda çok daha yüksek (film teşekkülünden 4-8 defa daha fazla) ısı geçirgenlik katsayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada soğutucu akışkanın özellikleri ve kondenser imalatının ekonomik faktörlerle sınırlanmaları nedeniyle, ancak film tarzı yoğuşma ve az ölçüde de damla teşekkülü ile yoğuşma birlikte olmaktadır.

Kondenserdeki ısı alış verişinin üç safhada oluştuğu düşünülebilir,

- Kızgınlığın alınması
- Soğutucu akışkanın yoğuşması
- Aşırı soğutma.

Kondenser tasarımına bağlı olarak aşırı soğuma için kondenser alanının yaklaşık % 0-10'u kullanılmaktadır. Kızgınlığın alınması için ise kondenser alanının % 5'ini bu işleme tahsis etmek gerekir. Bu üç değişik ısı transferi şekline bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme katsayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olacaktır. Ancak kızgınlığın alınması safhasındaki ortalama sıcaklık aralığının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transferi katsayısı mevcut olacak, fakat aşırı soğutma sırasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme katsayısı daha fazla olacaktır. Yoğuşma sırasında ise her iki değer de alt-üst seviyelerinin arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı transferi katsayısının artmasının karşısında sıcaklık farkının azalması (veya tersi) yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır. Hesaplamada sağladığı basitlik de göz önüne bulundurularak kondenserlerin hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile tek bir ortalama sıcaklık aralığı değerleri uygulanmaktadır.

Genel olarak üç değişik tip kondenser mevcuttur;

- Su soğutmalı kondenserler
- Hava ile soğutmalı kondenserler
- Evaporatif (Hava-Su) kondenserler.

Uygulamada, bunlardan hangisinin kullanılacağı, daha ziyade ekonomik yönden yapılacak bir analiz ile tespit edilecektir. Bu analizde kuruluş ve işletme masrafları beraberce etüt edilmelidir. Diğer yandan, su soğutmalı ve evaporatif kondenserlerde yoğuşma sıcaklığının daha düşük seviyelerde olacağı ve dolayısıyla soğutma çevrimi termodinamik veriminin daha yüksek olacağı muhakkaktır, bu nedenle yapılacak analizde bu hususun dikkate alınması gerekir. Ancak işletme kolaylığı ve fanlardaki değişken debili kontrol sistemlerinin geliştirilmesi özellikle küçük ve orta kapasiteli soğutma sistemlerinde hava soğutmalı kondenser kullanımını tartışmasız hale getirmiştir.

4.5.1 Hava Soğutmalı Kondenserler

Küçük ve orta büyüklükte kapasiteli gruplarda istisnasız denecek şekilde kullanılan bu tip kondenserlerin tercih nedenleri; basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım-tamirlerinin kolaylığı şeklinde sayılabilir. Ayrıca her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karakterdedir (Ev tipi veya ticari soğutucular, soğuk odalar, split klima cihazları gibi). Şekil 4.19'da hava soğutmalı kondenser gösterilmiştir.

Şekil 4.19 *Hava soğutmalı kondenser*

Kondenser Kapasitesi = Evaporatör Soğutma Kapasitesi + Kompresörün Çektiği Güç

Hava soğutmalı kondenserlerde yoğuşan soğutucu akışkanı kondenserden almak ve depolamak üzere genellikle bir soğutucu akışkan deposu (receiver) kullanılması

usul haline gelmiştir. Burada amaç, kondenserin faydalı alanını sıvı depolamak için harcamamaktır. Mümkünse yalnız aşırı soğutma yapılan kısım sıvı ile dolmalıdır.

Havalı kondenserler, halokarbon soğutucu akışkan için genellikle bakır boru/alüminyum kanat tertibinde, bazen de bakır boru/bakır kanat ve bakır veya çelik boru/çelik kanat tertibinde imal edilirler. Alüminyum alaşımı boru/kanat imalatlara da rastlamak mümkündür. Kullanılan boru çapları 1/4″ ile 3/4″ arasında değişmektedir. Uygulamada bu aralık 5/16″ ile 1/2″ arasındadır. Kondenser bataryalarında yaygın olarak kullanılan kanat aralıkları 1,8-3,2 mm şeklindedir. Fan devirleri 900 ila 1400 d/d arasında olmalıdır. Kondenser fanları genellikle aksiyal tip olup sessiz istenen yerlerde radyal tip kullanılabilir.

Soğutucu akışkanın yoğuşma sıcaklığı ise, hava giriş sıcaklığının 10-20 °C üzerinde bulunacak şekilde düşünülmelidir. Genelde boruların durumu, kanat aralıkları, derinlik (boru sırası) alın alanı gibi tasarım özellikleri hava debisi ihtiyacını, hava direncini ve dolayısıyla fan büyüklüğünü, motor gücünü ve hatta grubun ses seviyesiyle maliyetleri etkileyecektir. Bugünkü kondenser tasarım şekli sıcak soğutucu akışkanın üstten bir kollektörle birkaç müstakil devreye verilmesi, yoğuştukça gravite ile aşağı doğru inmesi ve aşırı soğutma sağlanarak yine bir kollektörden alınması şeklindedir.

Bir soğutma sisteminin bekleneni verebilmesi, büyük ölçüde yoğuşma basınç ve sıcaklığının belirli sınırlar arasında tutulabilmesiyle mümkündür. Bu ise kondenserin çalışma rejimi ile yakından ilgilidir. Aşırı yoğuşma sıcaklık ve basıncının önlenmesi kondenserin yeterli soğutma yüzeyine ve dış hava sıcaklığına bağlıdır. Bu nedenle, bilhassa soğuk havalarda çalışması, devresinde yeterli debi ve sıcaklıkta havanın bulunmasıyla da ilgilidir. Yoğuşma sıcaklık ve basıncının düşük olması halinde ise yeterli soğutucu akışkan akışının olamamasına bağlı sorunlar çıkmaktadır. Örneğin, termostatik genleşme valfinde yeterli basınç düşümü sağlanamamasından dolayı kapasitenin düşmesi sık olduğunda, çok düşük yoğuşma basıncını önleyici tedbirler alınır ki bunları iki grupta toplamak mümkündür;

- Soğutucu akışkanın tarafını kontrol etmek
- Hava tarafını kontrol etmek

Hava soğutmalı kondenserler, grup tertip şekline göre;

(a) Kompresör ile birlikte gruplanmış,

(b) Kompresörden uzak bir mesafeye konulacak tarzda tertiplenmiş (Split Kondenser) olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir.

Kondenserden hava geçişi, düşey ve yatay yönde olacak tarzda tertiplenebilir. Diğer

yandan fan, havayı emici veya itici etkiyle hareketlendirecek şekilde konulabilir.

4.5.2 Su Soğutmalı Kondenserler

Bilhassa temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilebilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür. Fakat son yıllarda yüksek ısı geçirme katsayıları sağlanan hava soğutmalı kondenserlerin yapılmasıyla, çok daha büyük kapasitelerde hava soğutmalı kondenserlerin kullanıldığı görülmektedir.

Su soğutmalı kondenserlerin tasarımı ve uygulamasında boru malzemesinin ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi, su devresinin basınç kaybı, soğutucu akışkanın aşırı soğutulma seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur. Su soğutmalı kondenserler, genellikle boru-kovan (shell & tube) tip olarak imal edilirler.

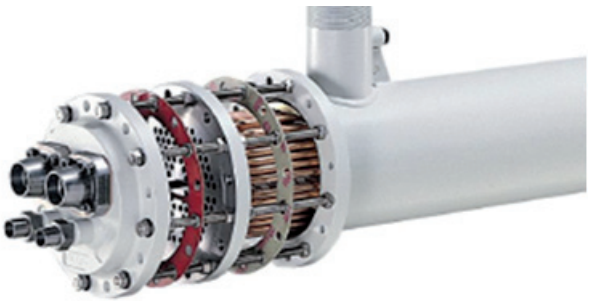
Bakır boru kullanılan kondenserlerde genellikle borunun et kalınlığı azdır. Bakırın ısı geçirgenliği de yüksek olduğu için kondenserin tüm ısı geçirme katsayısına kondüksiyonun etkisi azdır ve bu katsayı daha ziyade dış (soğutucu akışkan tarafı) ve iç (su tarafı) film katsayılarının değerine bağlı olur. Aslında, et kalınlığı fazla ve ısıl geçirgenliği az (demir boru gibi) olan borular kullanıldığında, örnek olarak amonyak kondenserlerinde, borudaki kondiktif ısı geçişi de tüm ısı geçirme katsayısı üzerinde bir etkendir.

Kirlenme katsayısı, kullanılan suyun zamanla su tarafındaki ısı geçiş yüzeylerinde meydana getireceği kalıntıların ısı geçişini azaltıcı etkisini dikkate almak amacına hizmet eder. Kirlenme katsayısını etkileyen faktörler şunlardır:

- Su içindeki yabancı maddelerin özellikleri
- Yoğuşum sıcaklığı
- Kondenser borularının temiz tutulması için uygulanan koruyucu bakımın derecesi

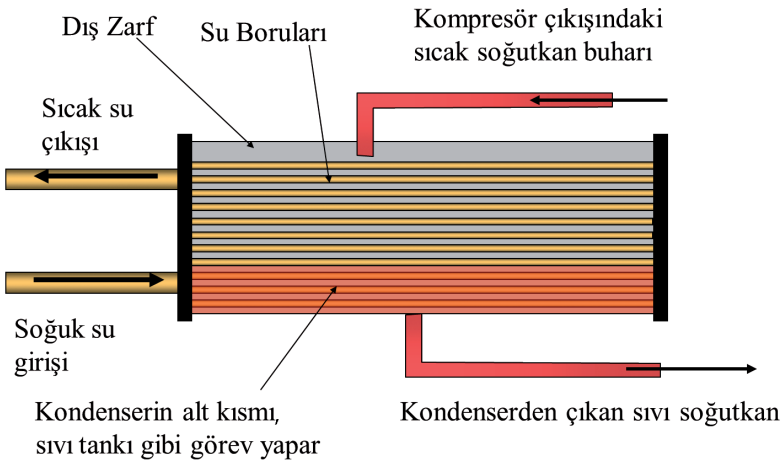
Bilhassa 50 °C'nin üzerindeki yoğuşum sıcaklıkları için kirlenme katsayısı, uygulamanın gerektirdiğinden biraz daha yüksek alınmalıdır. 38 °C'nin altındaki yoğuşum sıcaklıklarında ise bu değer normalin biraz altında alınabilir. Su geçiş hızının düşük olması da kirlenmeyi hızlandırır ve 1 m/s'den daha düşük hızlara meydan verilmemelidir. Yüzey kalıntıları periyodik olarak temizlenmediği takdirde, kirlenme olayı gittikçe hızlanacaktır, zira ısı geçirme katsayısı git gide azalacak ve gerekli kondenser kapasitesi ancak daha yüksek yoğuşum sıcaklığında sağlanabilecektir. Bu ise kirlenme olayına neden olacaktır. Artan kirlenme ile su tarafı

direncinin artacağı ve bunun sonucu su debisinin azalarak yoğuşum sıcaklığını daha da arttıracağı muhakkaktır. Şekil 4.20'de su soğutmalı kondenser gösterilmektedir.



Şekil 4.20 *Su soğutmalı kondenserler*

Bu tip kondenserlerde boruların içinden su geçerken, boruların dış tarafında (gövde içinde) soğutucu akışkan bulunur. Bu tip kondenserler iki aynalı olarak imal edilirler. Kapakların sökülmesiyle mekanik olarak veya kimyasal yıkama ile temizlenebilirler. Bu tip kondenserlerde genellikle içten yivli ve dıştan ise yüksek finli bakır borular kullanılır. Amonyak kondenserlerinde ise dikişsiz çelik çekme borular kullanılır. Bu kondenserlerde gövdenin üst tarafındaki bağlantı; kompresör basma hattından gelen buhar girişi, gövdenin alt tarafındaki bağlantı ise sıvı çıkış bağlantısıdır. Bu bağlantılar genellikle birbirlerine göre ters taraftadır. Bu tip kondenserlerde gövde içinde boru boyuna bağlı olarak perdeler bulunur. Şekil 4.21'de su soğutmalı kondenserlerin yapısı gösterilmektedir.



Şekil 4.21 *Su soğutmalı kondenserlerin yapısı (Kaynak: Delmar Learning)*

Su soğutmalı kondenserler; boru içindeki su hızına bağlı olarak genellikle iki geçişli veya dört geçişli olarak imal edilir. Su soğutmalı kondenserlerde boru içindeki su hızının 1 m/s ile 2,6 m/s arasında olması tavsiye edilir. Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak kondenserlerin akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur.

4.5.3 Deniz Suyu Soğutmalı Kondenserler

Bu tip kondenserler deniz kenarında kurulu tesislerde veya gemilerin ihtiyacı olan (marine tip) soğutma tesislerinde kullanılırlar. Bu tip kondenserler tasarım şekli açısından su soğutmalı kondenserlere büyük benzerlik göstermekle beraber, kullanılan malzemelerdeki farklılık ve marine uygulaması sebebiyle ihtiyaç duyulan bazı tasarım farklılıkları ile su soğutmalı kondenserlerden ayrılır. Bu tip kondenserlerde dikkat edilmesi gereken en önemli husus, deniz suyunun yol açtığı elektroliz etkisini ortadan kaldırmaktır. Bu sebeple bu tip kondenserlerde, uygun malzemelerin kullanılması ve kondenserin anot ile teçhiz edilmesi gereklidir. Bu tip kondenserlerde genellikle üzeri koruyucu kaplı gemi sacından veya deniz suyuna mukavim paslanmaz çelik malzemeden aynalar ve kapaklar, bakır-nikel alaşımlı özel borular ve çinko anot kullanılır.

Gemilerde çalışan kondenserlerin (marine tip) tasarımda dikkat edilmesi gereken önemli bir husus da şudur: Gemilerde seyir esnasındaki dalgalanmaları göz önüne alarak kondensere gaz girişinin üst kısmın orta tarafından yapılması ve bir tarafa sıvı yığılmasının önlenmesi için alt taraftaki sıvı çıkış bağlantısının her iki uçta birer adet olmak üzere iki adet yapılması önemlidir. Daha sonra bu iki sıvı çıkışı, boru bağlantısı ile orta kısımda birleştirilerek, sıvı hattına devam edilir. Deniz suyu soğutmalı kondenserlerde boru içindeki su hızının 1 m/s ile 2,2 m/s arasında olması tavsiye edilmektedir.

4.5.4 Evaporatif Kondenserler

Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak yapılan evaporatif kondenserler bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri, sık sık arızalanmaya müsait oluşları nedeniyle gittikçe daha az kullanılmaktadır.
Evaporatif kondenser üç kısımdan oluşmaktadır: (a) Soğutma serpantini, (b) Su sirkülasyon ve püskürtme sistemi, (c) Hava sirkülasyon sistemi.

Soğutma serpantininin içinden geçen soğutucu akışkan, hava soğutmalı kondenserde olduğu gibi, yoğuşarak sıvı deposuna gelir. Serpantinin dış yüzeyinden geçirilen hava, ters yönden gelen atomize haldeki suyun bir kısmını buharlaştırarak soğutma etkisi meydana getirir (Aynen soğutma kulesinde olduğu gibi). Böylece kondenserdeki yoğuşma sıcaklığı ve dolayısıyla basıncı daha aşağı seviyelere düşürülmüş olur. Ser-

pantinin dış yüzeyi, ısı transferi film katsayısının düşük oluşunun etkisini karşılamak üzere, alanı artırmak için kanatlarla teçhiz edilmektedir. Ancak, modern evaporatif kondenserlerde, boru dış yüzeylerinde iyi bir ıslaklık elde edilmesi neticesinde yüksek ısı transfer katsayılarına ulaşılmakta ve kanatsız düz borular kullanılmaktadır. Kondenserin alt seviyesinde bulunan su toplanma haznesinden su devamlı bir pompa ile alınıp soğutma serpantinin üst tarafında bulunan bir meme grubuna basılır ve memelerden püskürtülür. Bu suyun takriben % 3-5'i buharlaşarak havaya karıştığından, su haznesine, flatörlü valf aracılığıyla devamlı su verilir. Ancak bu kondenserdeki su ilavesi, su soğutmalı kondenseri ve soğutma kulesi bulunan bir sisteme oranla çok daha azdır ve bunun % 5-10'u mertebesinde olmaktadır.

Soğutma kulelerinde olduğu gibi, evaporatif kondenserlerde de, buharlaşma sebebiyle geride kalan suyun sertliği ve kirliliği gittikçe artacağından, su toplanma haznesinden bir miktar suyu sürekli sızdırmak gerekir. İyi vasıflı su kullanıldığında sızdırılan su miktarı, bir ton kapasite için kima uygulamalarında yaklaşık 9 l/h ve endüstriyel soğutma uygulamaları için ise 12 l/h olması tavsiye edilmektedir. Su haznesinde yumuşatılmış su olması halinde bu miktar sıfıra indirilebilir ve bu tercih edilmelidir.

Bir evaporatif kondenserin ısıl performansı, sadece havanın kuru veya yaş termometre sıcaklıkları veya havanın giriş-çıkış entalpi farkları baz alınarak gösterilemez. Zira püskürtülen suyun ve üflenen havanın sıcaklıkları girişten çıkışlarına kadar çok değişik değerler gösterir. Havanın yaş termometre sıcaklığı normal olarak sürekli artar ve çıkışta en yüksek seviyeye ulaşır. Suyun sıcaklığı ise soğutucu akışkandan alınan ısı ile yükselme eğilimi gösterirken suyun buharlaşmaya başlamasıyla sıcaklığı düşmeye başlar. Bunun sonucu, su sıcaklığı soğutma serpantinin girişinde yükselir (hava yaş termometre sıcaklığı bu kısımda oldukça yükseldiğinden) ve sonradan, havanın giriş yerine yaklaşınca sıcaklığı düşmeye başlar. Toplanma havuzunda su sıcaklığı, kararlı bir çalışmaya erişilince fazla değişmez.

Evaporatif kondenserler genellikle binanın dışına ve çatıya konulur, fakat bina içine konularak hava giriş-çıkışları galvanizli sactan kanallarla da sağlanabilir. Bina dışındaki cihazların kışın da çalışması söz konusu ise donmaya karşı tedbir alınmalıdır. Bina içindeki uygulamalarda ise, ıslak havanın atıldığı kanalın soğuk hacimlerden geçmesi halinde kanalın içinde yoğuşma olacağı hatırda tutulmalı ve bu suyun toplanıp atılması için önlem alınmalıdır. Bina içi uygulamaları, bir egzoz sistemi ile entegre olarak uygulandığında egzoz fanı ve elektrik enerjisinden tasarruf sağlayacaktır.

Hava soğutmalı kondenserlerde olduğu gibi evaporatif kondenserlerde de soğuk havalarda çalışma sırasında çok düşük yoğuşma basınçları oluşumunun önlenmesi

gerekir. Bu maksatla uygulanan tertipler; (a) vantilatör motorunun durdurulup çalıştırılması (b)hava debisini azaltıp çoğaltmak üzere hava akımına bir damper ve ayar servomotoru kullanılması (c) vantilatör motorunun devrinin azaltılıp çoğaltılması olarak sayılabilir.

4.5.5 Kondenserlerde Verimlilik Artırma Yöntemleri

Yoğuşma sıcaklığının kapasiteye etkisi

Soğutucu akışkan yoğuşma (kondenzasyon) sıcaklığı genel uygulamalarda hava giriş sıcaklığının 6-20 °C üzerinde olacak şekilde düşünülmektedir. Yoğuşma sıcaklığı seçimi sistemin çalışacağı ortam sıcaklığına bağlı olarak değişir. Bu durumda uygulamalarda yaygın olarak yoğuşma sıcaklığı 30-60 °C arasında kabul edilmektedir. Yoğuşma sıcaklığı belirlenmesinde göz önüne alınan faktörler:

- Ortam sıcaklığı,
- Soğutucu akışkanın termo fiziksel özellikleri
- Seçilmiş olan kompresörün özellikleri
- Kondenser boyutlarıdır.

Kondenserlerde Eurovent standardına göre nominal kondenser kapasitesi verilirken, 25 °C hava giriş sıcaklığı ve 40 °C yoğuşma sıcaklığı baz alınmaktadır. Diğer bir deyişle sıcaklık farkı (ΔT) = 15 °C'dır.

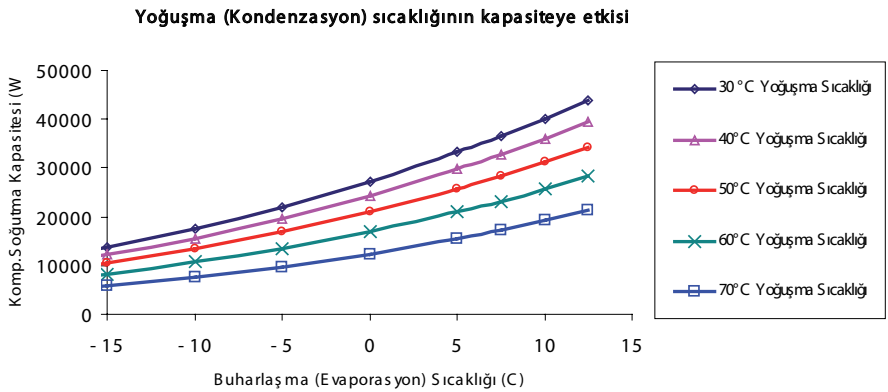
ΔT sıcaklık farkı ortam sıcaklığı yüksek olan yerlerde düşük seçilmelidir. Örneğin, Antalya şartlarında bir tasarım yapılıyorsa ΔT değeri 7-10 °C aralığında tercih edilmelidir. Türkiye şartlarında dış mahalde çalışacak sistemler için kuzeyden güneye indikçe sıcaklık farkı düşürülmeli ve seçimler bu duruma göre yapılmalıdır. Yüksek yoğuşma sıcaklığının kompresörün üzerinde verimlilik düşürücü ve çalışma ömrünü kısaltıcı yük oluşturduğu unutulmamalıdır. Tasarımda yoğuşma sıcaklığının olabildiğince düşük tespit edilmesi oldukça yararlıdır. Ancak, bazı şartlarda yoğuşma sıcaklığının düşük alınması mümkün değildir. Örneğin, dış ortamın 50-55 °C derece olduğu Arap ülkelerinde yoğuşma sıcaklığının yüksek olması kaçınılmazdır. Bu tür bölgelerde sıcaklık farkı (ΔT) düşük tutularak cihaz yüzey alanı artırılmalıdır.

Aşağıda, örnek olarak, BOCK firması tarafından imal edilen yarı hermetik tip HGX4/555-4 model bir kompresörde R-134A soğutucu akışkanı kullanımı için değişik yoğuşma sıcaklıklarında kompresör tarafından çekilen güç ve elde edilen soğutma kapasiteleri verilmiştir (Tablo 4.2). Tabloda görüldüğü üzere yoğuşma sıcaklığı 30 °C'dan 60 °C'ye yükseldiğinde, kompresör % 25 daha fazla enerji çekmekte, buna karşın soğutma kapasitesi % 38,5 ve EER değeri (soğutma kapasitesinin kompresörün çektiği güce oranı) % 51 azalmakta, tasarlanan soğutma kapasitesini elde

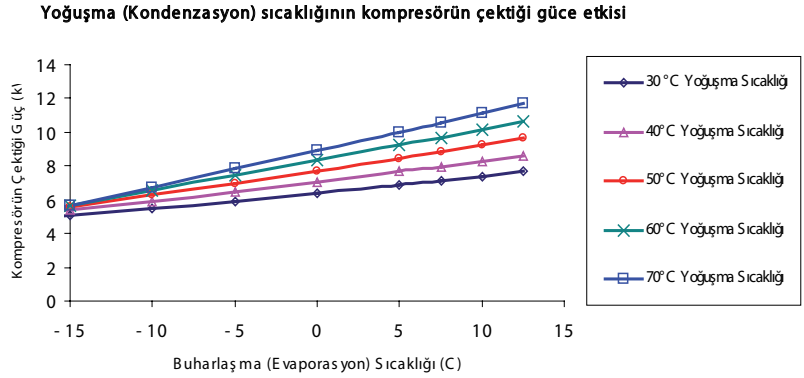
etmek için % 38,5 daha büyük bir ünite kullanmak gerekmektedir. Şekil 4.22'de değişik yoğuşma sıcaklıklarında soğutma kapasitesinin değişimi ve Şekil 4.23'de ise değişik yoğuşma sıcaklıklarında kompresörün çektiği gücün değişimi verilmektedir.

Tablo 4.2 Sabit buharlaşma (evaporasyon) ve değişik yoğuşma (kondenzasyon) sıcaklıklarında kompresör tarafından çekilen güç, elde edilen soğutma kapasitesi ve etkenlik değerlerinin değişimi

Yoğuşma Sıcaklığı (°C)	Buharlaşma Sıcaklığı (°C)	Soğutma Kapasitesi (kW)	Kompresörün Çektiği Güç (kW)	EER
30	-5	21,99	5,93	3,70
40	-5	19,66	6,49	3,03
50	-5	16,87	6,99	2,41
60	-5	13,54	7,43	1,82
70	-5	9,58	7,82	1,22



Şekil 4.22 *Değişik yoğuşma sıcaklıklarında soğutma kapasitesinin değişimi*



Şekil 4.23 *Değişik yoğuşma sıcaklıklarında kompresörün çektiği gücün değişimi*

Örnek Karşılaştırma: 50 °C ve 35 °C yoğuşma sıcaklıkları için yıllık harcama farkı (Euro/yıl)

Seçilen Kondenser: A sınıfı kondenser 160 kW soğutma yükü için değerlendirilecek

Seçilen Kompresör: Yarı hermetik (BOCK HGX7/2110-4 S) Buharlaşma Sıcaklığı: 5 °C

Tablo 4.3 50 °C ve 35 °C yoğuşma sıcaklıkları için yıllık harcama farkı (Euro/yıl)

Yoğuşma sıcaklığı (°C)	Soğutma Kapasitesi (kW)	Kompresörün çektiği güç (kW)	EER etkinlik	160 kW'a karşılık çekilen güç (kW)	Nominal yoğuşma (40 C) ile arasındaki fark	Tüketim bedeli ($/kW)	Ünite çalışma süresi (saat/yıl)	Kompresör yıllık fark ($/yıl)	Fan gücü farkı ($/yıl)	Ünite toplam fark ($/yıl)	Ünite toplam fark (Euro/yıl)	50 °C-35 °C yoğuşma farkı (Euro/yıl)
30	186,2	45,47	4,10	39,05	-13,47	0,13	6000	-10,232	-	-	-	
35	173,0	49,00	3,53	45,27	-7,25	0,13	6000	-5,505	607,63	4,897	-3,588,05	
40	159,9	52,52	3,04	52,52	-	-	-	-	-	-	-	13,504
45	146,3	55,65	2,63	60,79	8,27	0,13	6000	6,280	303,82	3,976	4,378,48	
50	132,8	58,78	2,26	70,74	18,22	0,13	6000	13,838	303,82	13,534	9,915,60	

40 °C yoğuşma sıcaklığı temel nokta kabul edilirse, 50 °C ve 35 °C yoğuşma sıcaklıkları için karşılaştırmada yıllık harcama farkı 13.500 Euro/yıl'dır.

Hava soğutmalı kondenserlerin enerji verimliliğini artırmak için uygulanan sistemlerden bir tanesi ağ üzeri su spreyleme sistemidir. Ağ üzeri su spreyleme sistemi, hava soğutmalı kondenserin ön kısmına yerleştirilmiş geniş sık gözlü ağ yapılı malzemenin üzerine belirli mesafelerde bulunan nozullardan aralıklı olarak sistemin ihtiyacı kadar su spreyleme sistemidir. Spreylenen suyun adyabatik olarak buharlaşması sonucu ısı değiştirici yüzeyine temas eden giriş havası sıcaklığının düşürülerek, soğutmada verimin artırılmasını sağlayan bir sistemdir.

Su spreyleme, giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Belirlenmiş set değerlerinin aşılması ile kontrol sistemi ısı değiştiricisine giren hava sıcaklığını düşürmek için su spreyleme sistemini başlatır. Su spreyleme sisteminin çalışma süresi ve frekans ayarı, sistem performansının optimizasyonu ve su tüketiminin en aza indirilmesi amacı ile sürekli olarak kontrol cihazı tarafından

sağlanır. Su, ısı değiştiricisi yüzeyine doğrudan püskürtülmediği, ağ yüzeyine püskürtüldüğü için lamellerin üzerinde kireç tabakası oluşmaz. Böylelikle ısıl transfer verimliliğinin düşmesi engellenir. Bu sistemde su yumuşatma işlemine ayrıca gerek de kalmamaktadır. Şekil 4.24'te A-B dik ve yatık tip ağ üzeri su spreyleme sistemli hava soğutmalı kondenserler verilmiştir.

Şekil 4.24 *A-B Dik ve yatık tip ağ üzeri su spreyleme sistemli hava soğutmalı kondenserler*

Lamel Geometrisinin Kapasiteye Etkisi

Hava soğutmalı kondenserlerin tasarımında boru çapı ve borular arasındaki mesafeleri tanımlayan lamel geometrisi, kapasite ve basınç kayıpları üzerinde etkilidir. Lamel geometrisi, tasarım şartlarında ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesinin uygun basınç kayıpları dahilinde sağlanacağı şekilde üretici tarafından kendi standartları arasından seçilir.

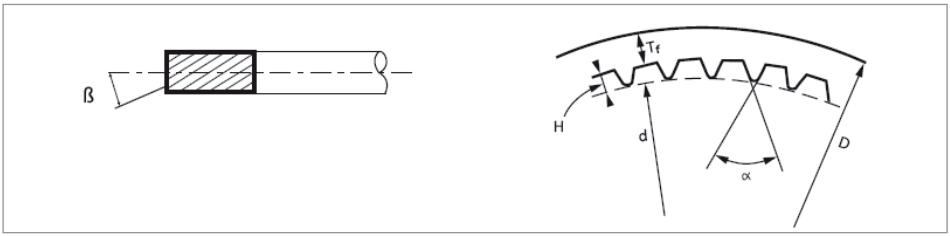
Yoğun borulu geometrilerin daha avantajlı kapasite/fiyat değeri verdikleri söylenebilir; fakat bu durumda basınç kayıpları da artacağı için optimizasyona gidilmesi gerekmektedir. Pratik olarak, aynı ısı transfer yüzeyine sahip fakat farklı lamel geometrisi kullanılmış hava soğutmalı kondenserin, aynı şartlarda farklı soğutma kapasitesi ve farklı basınç kayıpları vereceğine dikkat edilmelidir.

Hava Hızının Kapasiteye Etkisi

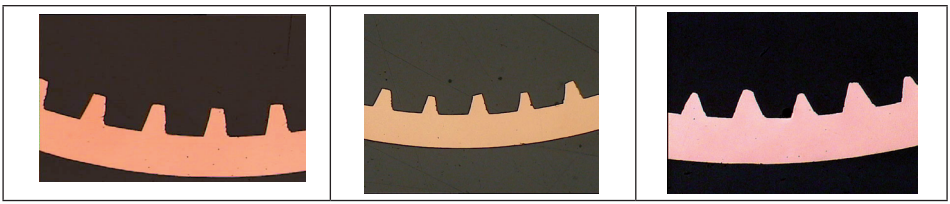
Hava hızı, hava tarafındaki kısmi ısı transfer katsayısını etkilediği için önemli bir kriterdir. Hava hızı arttıkça ısı transferi arttığı için daha küçük bir ısı değiştiricisi yeterli olacaktır; bununla birlikte hava tarafı basınç kaybının artması nedeniyle yüksek hızlarda fan performansı düşer. Bu nedenle hava hızının optimum değerlerde seçilmesi gereklidir. Hava soğutmalı kondenser tasarımında, standart ses seviyelerinde, tavsiye edilen hava hızı 3 - 4 m/s civarındadır. Daha düşük ses seviyesi arandığı ortamlarda hava hızının seviyesi de düşecektir. Belirtilen hız değerlerinin altında hava hızları ısı değiştiricinin büyük seçilmesini gerektirir. Yüksek hava hızları ise daha güçlü ve pahalı fanlar gerektirir.

Yivli boru kullanımının kapasiteye etkisi

Hava soğutmalı kondenserlerde kullanılan boruların iç yüzeyi tasarıma ve maliyet optimizasyonuna göre farklılık gösterebilmektedir. Düz-Yivsiz (smooth) borular ve yivli (grooved) borular kondenser bataryalarında kullanılabilmektedir. Yivli boru ya da düz boru kullanımı için kullanılacak akışkan ve uygulama özellikleri irdelenmelidir. Şekil 4.25'de Yivli boruların teknik özelliklerine konu olan ölçüler ve Şekil 4.26'da farklı geometrik yapıya sahip yivli boruların kesit görünümleri verilmektedir.



Şekil 4.25 *Yivli boruların teknik özelliklerine konu olan ölçüler*



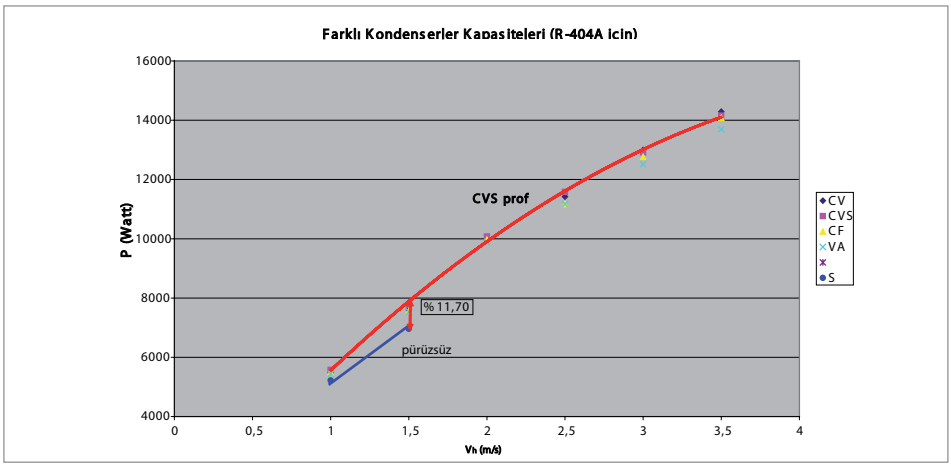
Şekil 4.26 *Farklı geometrik yapıya sahip yivli boruların kesit görünümleri*

Bakır boru üreticisi uluslararası bir firma tarafından, hava soğutmalı kondenserlerde yivli boru kullanımı ile kapasitenin batarya alın yüzeyi hava hızına bağlı değişimine yönelik deneysel bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada beş farklı yiv geometrisine sahip prototip üniteler kullanılmıştır. Test edilen prototiplerin çalışma koşulları ve kullanılan akışkan aynı tutulmuştur.

Tablo 4.4 ve Şekil 4.27'de yapılan testlerin verileri ve sonuç değerleri mevcuttur. 40 °C yoğuşma, 25 °C hava giriş sıcaklığı ve R-404A kullanımı şartlarında Düz-Yivsiz (smooth) borular ve yivli (grooved) borular arasında yapılan karşılaştırmada, yivli boru kullanımı ile % 11,70 yüksek kapasite elde edildiği gözlemlenmiştir.

Tablo 4.4 R-404A ve R-22 için test edilen farklı yiv geometrili prototiplerin test sonuçları

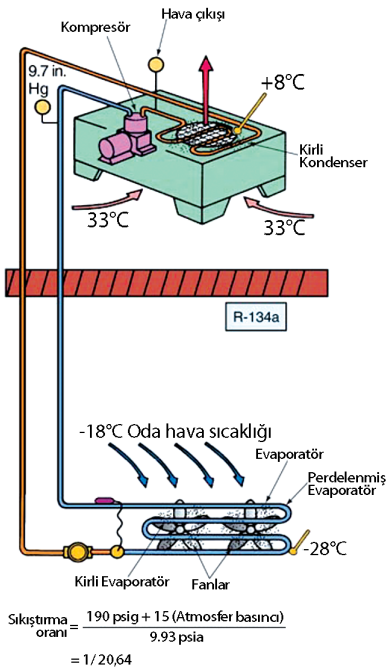
Test Koşulları	Test n1	Test n2	Test n3	Test n4	Test n5	Test n6	Test n1	Test n2	Test n3
Akışkan	R-404A						R-22		
Kanat Tipi	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy
Test Koşulları ENV327									
Yoğuşma Sıcaklığı (°C)	40	40	40	40	40	40	37,4	37,4	37,4
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	25	25	25	25	25	25	26	26	26
ΔT (°C)	15	15	15	15	15	15	11,4	11,4	11,4
Aşırı Soğutma(K)	2	2	2	2	2	2	4	4	4
Hava Debisi (m^3/h)	1069,2	1603,8	2138,4	2673	3207,6	4347	1440	1728	1958
Hava Hızı (m/s)	1	1,5	2	2,5	3	3,5	2,5	3	3,4
Kapasiteler-Test Sonuçları (kW)									
CV Tip Yiv Geometrisi	5,49	7,60	9,96	11.42	12,99	14,28	4,56	4,80	4,95
CVS Tip Yiv Geometrisi	5,57	7,77	10,07	11,58	12,91	14,15	-	-	-
CF Tip Yiv Geometrisi	5,49	7,57	9,97	11,17	12,76	14,08	4,59	4,71	4,86
V veya VA Tip Yiv Geometrisi	-	7,53	9,89	11,17	12,51	13,69	-	-	-
Düz - Smooth Tip Yiv Geometrisi	5,21	6,96	-	-	-	-	3,64	3,88	4,08



Şekil 4.27 *R-404A için yapılan deneylerin sonuçları*

Dış Yüzeylerin Korunması

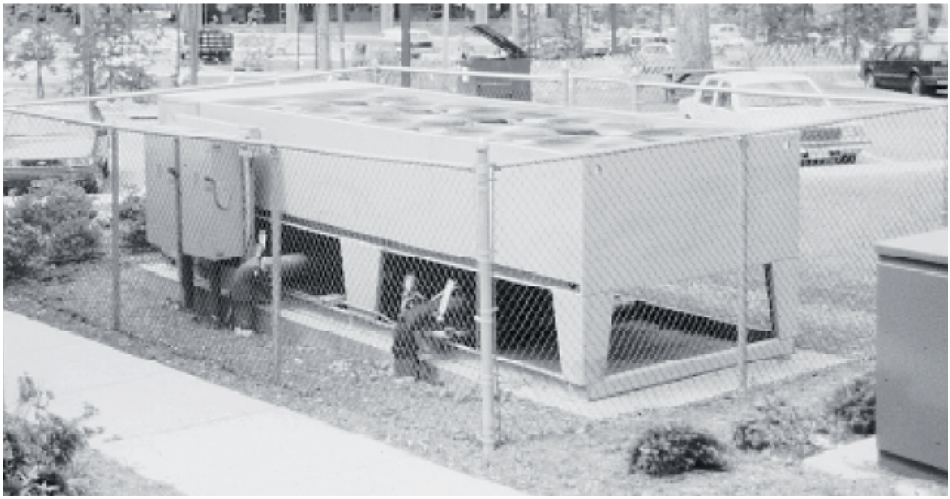
Kir birikmesini en aza indirmek için dış ünitelere koruyucu perde takılabilir. Eğer dış ünitenizde çok fazla kirlilik oluşuyorsa, birkaç değişiklik ile bunu azaltabilir ve cihazı verimliliğini artırabilirsiniz. İki kolay çözüm vardır: Bunlardan biri, dış ünitenizi kirlilik kaynaklarından daha yüksek bir noktaya yerleştirmek, diğeri de soğutma ünitesinin etrafına perde monte etmektir. Şekil 4.28'de kirli kondanserlerin kompresörün sıkıştırma oranının artmasına olan etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.28 *Kondenserlerin kirli ortamlardan korunması*

Kafeslerin Takılması

Genellikle en iyi yol kafesi dış ünitenin tüm hava girişlerini kapsayacak şekilde monte etmektir. Eğer kafesleri dış üniteden çıkan hava üstlerine çekilecek şekilde yerleştirirseniz, fanlar durduğunda pislikler kendiliğinden yere düşecektir. Kafesler hava akışını engellememelidir. Yaprak ve kuşları tutmaya uygun olan kalın bir kafes hava akışını engellemeyecektir. Buna rağmen kafesin bir bölümünde tıkanma olursa, kafes yüzey alanını artırarak iyileştirme yapılabilir. Bazı durumlarda, cihazın etrafına kafes takmak daha pratik olabilir. Bir örneği Şekil 4.29'da gösterilmektedir. Bu düzenlemeyle tam koruma sağlanmaz, ama hava akışına da engel olunmaz.



Şekil 4.29 *Cihazın etrafına kafes uygulaması*

Dış Ünitelerin Zeminden Daha Yüksek Yere Monte Edilmesi
Eğer dış ünite yapraklarla kirleniyorsa, üniteyi yükseltmek yararlı olabilir. Bu sayede kirlerin giriş havasının yüksek hızıyla yanındaki yüzeyden yukarı doğru emilmesi önlenir. Hava giriş hızını istenilen değerde tutabilmek için, hava giriş tarafı mümkün olduğu kadar temiz tutulmalıdır.

4.5.6 Kondenserlerde Enerji Etiketleme

Hava Soğutmalı Kondenserlerde Standartlar ve Enerji Sınıflandırması
Hava soğutmalı kondenserlerde standart kapasiteler TS EN 327 *(Isı Eşanjörleri-Hava Soğutmalı Zorlanmış Konveksiyonlu Soğutucu Akışkanlı Kondenserlerin Performansının Tayini İçin Deney Metotları)* standardında belirlenen şartlarda tanımlanmaktadır.

Kondenser bataryaları, 97/23/EC PED (Basınçlı Ekipmanlar Direktifi) altında tanımlanan SEP (Sound Engineering Practice) kapsamına uygun üretilmeli, ünitenin tümü CE şartlarını karşılamalıdır. Ürünlerde enerji verimliliği *EUROVENT Rating Standard (for Forced Convection Air Cooled Condensers For Refrigeration "Air Cooled Condensers") 7/C/002-2007* standardına göre Tablo 4.5'te verilen değer aralıkları için hesaplanabilir.

Tablo 4.5 Enerji Verimliliği Sınıfı

Sınıf	Enerji Sarfiyatı	Enerji Oranı (R)*
A	En Düşük (Extremely low)	R > =110
B	Çok Düşük (Very low)	70 =< R < 110
C	Düşük (Low)	45 =< R < 70
D	Orta (Medium)	30 =< R < 45
E	Yüksek (High)	R < 30

** Enerji oranı "R", ürün standart kapasitesinin fan motorlarının toplam enerji tüketimine bölünmesi ile elde edilir.*

Enerji verimliliğinin artırılması ile ilk yatırım masrafları arasında ciddi bir ilişki söz konusudur. Enerji verimliliği yüksek ürünlerin ilk yatırım maliyetleri göreceli olarak yüksek olsa da aradaki maliyet farkını kısa zamanda geri kazandırmaktadır.

Tablo 4.6.'da aynı şartlarda çalıştıkları, aynı cins soğutucu akışkan kullandıkları ve eşit kapasiteye sahip oldukları varsayılan dört farklı hava soğutmalı kondenser üzerinde yapılan örnek karşılaştırma görülmektedir. Karşılaştırmada sistemdeki kondenser kapasitesi ihtiyacının 160 kW olduğu varsayılmış ve alternatif kondenser dizaynları bu kapasiteye göre yapılmıştır. Örnek üniteler arasındaki temel farklar:

- Isı transfer yüzeyleri,
- Ünite boyutları,
- Batarya alın hava hızları,
- Elektrik güçleri,
- Enerji verimliliği sınıfları,
- Ses seviyeleri ve
- Maliyetlerdir.

İlk yatırım maliyeti fazla olan ünitenin boyutları ve ısı transfer alanı daha fazladır. Bu kısım maliyete doğrudan etki etmektedir. Ancak hava hızı, dolayısıyla hava tarafı basınç kaybının düşüklüğü fanların elektrik tüketim değerleri düşmektedir. Bu durum ünitenin enerji verimliliğini artırmakta, buradaki örnekte olduğu gibi üniteleri A, B, C, D enerji sınıflandırmalarında ifade ettirmektedir.

Tablo 4.6 Varsayılan dört kondenser üzerinde yapılan örnek karşılaştırma

ÖZELLİKLER	KONDENSER 1		KONDENSER 2	
MODEL	FUH YK 80 23 C1 2,1 E		FUH YK 63 24 C1 2,1 Q	
Enerji Verimliliği Sınıfı	A	Birimi	B	Birimi
Kondenser Kapasitesi	161,39	kW	163,43	kW
Isı Transfer Yüzeyi	543,3	m^2	522,6	m^2
Batarya Uzunluğu	3600	mm	4000	mm
Batarya Genişliği	2150	mm	1800	mm
Hava Debisi	39150	m^3/h	40730	m^3/h
Hava Hızı	1,4	m/s	1,6	m/s
Fan Çapı	800	mm	630	mm
Fan Devri	330	d/d	480	d/d
Fan Adedi	6	Adet	8	adet
Toplam Fan gücü	1,2	kW/h	1,52	kW/h
Ses Gücü Seviyesi (LwA)	68	dBA	72	dBA
Ses Basınç Seviyesi (LpA)	36	dBA	40	dBA
Enerji oranı (R)	134,5	-	107,5	-
Ünite Fiyatı	8.525 €	Euro	6.676 €	Euro

Tablo 4.7'de ise A sınıfı ürün ile D sınıfı ürün arasındaki fark gösterilmiştir. İlk yatırım masrafı yüksek olan A sınıfı ürünün, D sınıfı ürün kullanımına göre kendisini 2,9 yıl içerisinde geri kazandırdığı görülmektedir.

Tablo 4.7 Varsayılan kondenserlerin karşılaştırması ve ilk yatırım maliyeti geri ödeme süresi hesabı

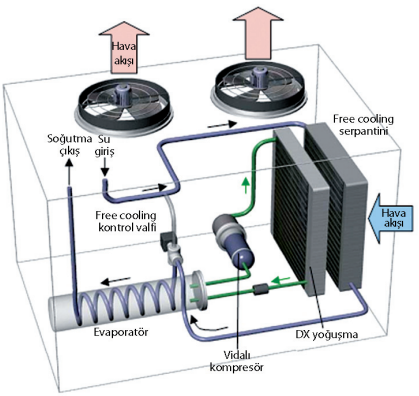
HESAPLAMALAR	A sınıfı ve D sınıfı ürün arası fark	
Ünitelerin fan motorlarının elektriksel tüketimleri arasındaki fark	3,48	kW/h
Yıllık olarak fan motorlarının elektriksel tüketimleri arasındaki fark (20 saat/gün)	25.404	kW
Birim elektrik harcaması maliyeti	0,12	€/kW
Yıllık Toplam elektrik harcaması farkı (EURO)	3.048	€
Üniteler arası maliyet farkı	4.010	€
Ünite maliyet farkının geri kazanım süresi	1,3	Yıl

4.5.7 Hava Soğutmalı Chillerlerde Doğal Soğutma Bataryası Kullanımı

Geleneksel hava soğutmalı kondenserli chillerlerden farklı olarak entegre doğal soğutma bataryalı grupların kullanımı son yıllarda yaygınlaşmaya başlamıştır. Doğal soğutma, ortamın düşük hava sıcaklığından faydalanarak chiller kompresörünün çalışması olmaksızın ya da kısmen çalıştırılarak soğutma suyu elde edilmesidir. Örneğin İngiltere'de yıllık soğutma ihtiyacının % 62'sinin doğal soğutma ile sağlanmasında entegre doğal soğutma bataryalı su soğutma gruplarının etkisi vardır. Bu ülkede yıllık soğutma ihtiyacının yalnızca % 38'i mekanik soğutma ile sağlanmaktadır.

Entegre doğal soğutma bataryalı gruplar, yirmi dört saat soğutma ihtiyacı olan büyük bilgisayar ve sunucu odaları, internet telekomünikasyon veri merkezleri ve proses soğutma uygulamaları için alternatif sistemdir. Hem mekanik soğutma hem de doğal soğutma (kısmi ve tam) yapabilme kabiliyetine sahiptirler. Şekil 4.30a'da entegre doğal soğutma bataryalı chillerin kasetlenmiş ünite halinde, Şekil 4.30b'de ise bu tip grupların yapısı basitleştirilmiş olarak gösterilmektedir. Doğal soğutma bataryası hava soğutmalı kondenser bataryasının -ünitenin hava giriş yönüne göre- ön kısmına yerleştirilir. Ortam sıcaklığının dönüş suyu sıcaklığının altına düşmesi ile birlikte kontrol vanası, dönüş suyunu doğal soğutma bataryasına ön soğutma ya da tam doğal soğutma amaçlı olarak gönderir.

Şekil 4.30a *Entegre doğal soğutma bataryalı hava soğutmalı chiller*



Şekil 4.30b *Entegre doğal soğutma bataryalı hava soğutmalı chiller*

4.6 KURU SOĞUTUCULAR VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Binalarda enerji yoğunluğunun azaltılması ve enerji verimliliğinin artırılması günümüzde en temel küresel konulardan bir tanesidir. Enerji verimliliğinin artırılması için doğal kaynakların kullanımı her geçen gün yaygınlaşmakta; bu amaca

hizmet eden yeni teknolojilerin ve ürünlerin geliştirilmesinin önemi daha da fazla hissedilmektedir.

Kış ve bahar aylarında binalarda ısıtma yapılması gerekirken (dış kabuk), binaların iç kısmında (iç kabuk) soğutma ihtiyacı olan bölümler olabilmektedir. Yirmi dört saat soğutma ihtiyacı olan büyük bilgisayar ve sunucu odaları, internet ve telekomünikasyon veri merkezleri, konferans salonları, alışveriş merkezlerinin enerji yoğun bölümleri, ısı yoğun ofisler vb. kış aylarında da soğutma gerektiren iç ortam hacimlerindendir.

Dış ortam sıcaklıklarının gerekli olan soğutma suyu sıcaklıklarının altına düşmesi ile birlikte doğal soğutma sistemleri kullanılabilir ve bu sayede önemli derecede enerji tasarrufu sağlanır. Dış ortamın düşük sıcaklığından faydalanarak doğal soğutma yapan kuru soğutuculu sistemler hakkında ülkemiz şehirleri esas alınarak doğal soğutma ile enerji verimliliğinin ne oranda artırılabileceği ve soğutma tesisatlarında, (dolayısıyla binalarda) enerji verimliliği konuları araştırılmıştır. Bu bilgilerin yanı sıra kuru soğutucu ünitelerin malzeme, performans, enerji kullanımı ve konstrüktif özellikleri hakkında da çalışmalar yapılmaktadır.

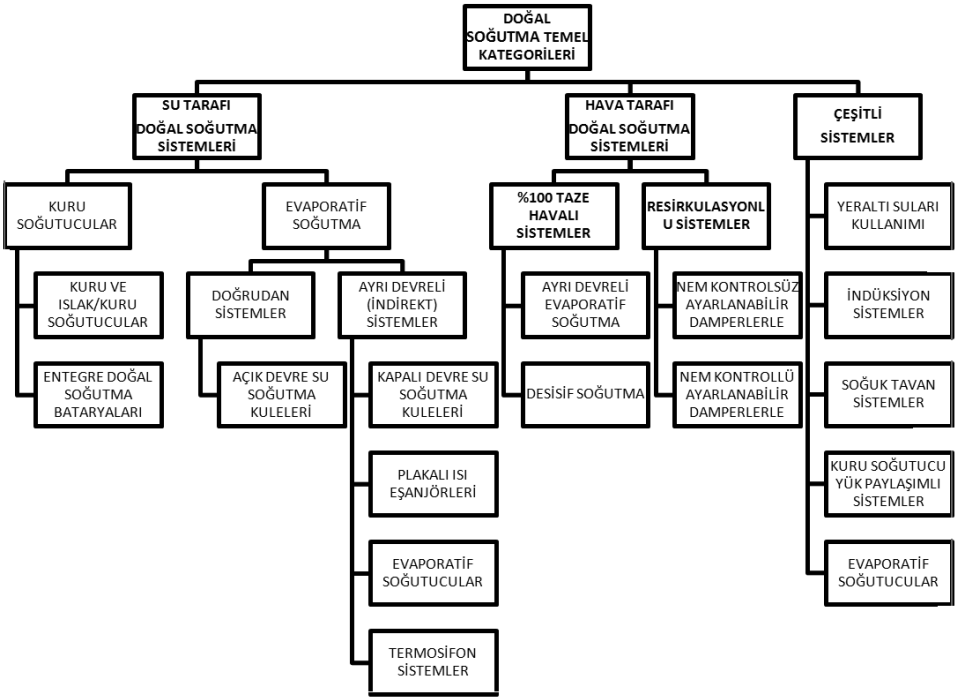
4.6.1 Doğal Soğutma Sistemleri

Doğal soğutma sistemleri, havalı ve sulu sistemlerde yapılan uygulamalar olmak üzere iki temel kategoridedir. Şekil 4.31'de doğal soğutma temel kategorileri verilmektedir.

Havalı sistem soğutma uygulamaları için doğal soğutma, düşük dış hava sıcaklığı koşullarında, bir ortamın soğutulmasında doğrudan dış havadan faydalanmak sureti ile soğutma için harcanacak enerji maliyetini azaltmaya yönelik uygulamaları kapsar.

Sulu sistem soğutma uygulamaları için doğal soğutma ise merkezi bir soğutma grubundan sağlanan soğuk su üretiminin maliyetini azaltmaya yönelik uygulamaları kapsamaktadır. Soğutma suyu ihtiyacı olan sistemlerde uygulanan doğal soğutma, ortamın düşük hava sıcaklığından faydalanarak chiller kompresörünü çalıştırmadan ya da kısmen çalıştırılarak soğutma suyu elde edilmesidir.

Şekil 4.31'de verilen farklı doğal soğutma sistemlerinden her biri kendi avantaj ve dezavantajlarına sahip olmakla birlikte uygulanacak sistem seçimini etkileyen en önemli unsurlardan biri soğutma sisteminin hangi amaç doğrultusunda kullanıldığı veya kullanılacak olduğudur. Bu durum sistem tasarımını doğrudan etkilemektedir.



Şekil 4.31 *Doğal soğutma temel kategorileri*

Aşağıda belirtilen noktalar da sistem seçiminde göz önüne alınması gereken diğer önemli etkenlerdir.

- Sistemin soğutma kapasitesi
- Soğutma grubunun çalışma aralıkları ve çalışma süresi
- Doğal soğutma maliyeti ve uygulama ile geri ödeme süresi
- Sistemde kullanılan diğer yardımcı ekipmanların sisteme etkisi
- Sistemin kurulacağı bölgenin elektrik, su vb. maliyetleri

Tablo 4.8'de doğal soğutma sistemleri ve bina karakteristiklerinin eşleştirilmesi görsel bir yaklaşım ile aktarılmaktadır. Eşleştirme, doğal soğutma sisteminin türüne göre enerji tasarrufu potansiyeli, harici kazançlardan elde edilen yük büyüklükleri, dahili kazançlardan elde edilen yük büyüklükleri, kurulu sisteme uyarlanma potansiyeli, düşük bakım maliyeti gereksinimi, düşük chiller soğutma suyu sağlama özelliği, minimum tasarım/işletme riski, sistemi işletmek için uzman operatör bilgisi gereksinimi, yatırım maliyeti yönlerinden ele alınmaktadır.

Tablo 4.8 Doğal Soğutma Sistemleri ve Bina Karakteristiklerinin Eşleştirilmesi

Doğal Soğutma Sisteminin Türü	Enerji Tasarrufu Potansiyeli	Harici Kazançlardan Elde Edilen Yük Büyüklükleri	Dahili Kazançlardan Elde Edilen Yük Büyüklükleri	Kurulu Sisteme Uyarlanma Potansiyeli	Düşük Bakım Maliyeti Gereksinimi	Düşük Chiller Soğutma Suyu Sağlama Özelliği	Minimum tasarım/işletme riski	Uzman Operatör Bilgisi Gereksinimi	Yatırım Maliyeti
Soğutma kuleleri ve plakalı ısı değiştiricileri (ayrı, kapalı devreli - indirekt doğal soğutma)	++	-	+++	++	++	H	++	İ	+
Soğutma kuleleri ve plakalı ısı değiştiricileri (kapalı devreli indirek doğal soğutma - yük paylaşımlı)	+++	+-	+++	++	++	E	+	İ	+
Soğutma kuleleri ve pislik tutucular (açık devreli doğrudan doğal soğutma)	+++	-	+++	++	-	H	-	E	+
Termosifon sistemli soğutma grubu chillerler	+++	+-	+++	-	+++	E	+++	İ	+-
Ayarlanabilir damperler (tüm hava sistemi nem kontrolsüz)	++	+	++	-	+++	-	+++	H	-
Ayarlanabilir damperler (tüm hava sisteminde evaporatif nem kontrollü)	+++	++	++	+	++	-	++	İ	++
% 100 Taze havalı sistem (evaporatif nemlendirici ve ısı geri kazanımı)	+++	++	++	-	++	-	++	İ	-
Nem almalı (desisif) soğutma sistemleri	+++	++	++	-	+	-	+	İ	+
Yeraltı suları ile doğrudan soğutma	+++	+++	+++	+	++	H	+	E	+-
Fancoiller	+	-	+++	+++	+++	-	++	H	++
Soğuk tavan sistemleri	++	-	+++	+++	+++	-	++	H	++
Kuru soğutucular (yük paylaşımlı ve tamamen doğal soğutmalı)	+	-	+++	+	+++	-	+++	H	+
Doğal soğutma bataryalı chillerler (yük paylaşımlı ve tamamen doğal soğutmalı)	++	-	+++	+++	+++	E	+++	H	+
Evaporatif ön soğutmalı (yük paylaşımlı)	+	+++	++	+++	+	-	++	İ	+
Evaporatif soğutucular	+++	+++	++	++	++	-	++	H	+

+: olumlu, -: olumsuz, + -: olumlu ve olumsuz yönler var, E: evet, H: hayır, İ: ideal

Soğutma sisteminin kurulu olduğu/kurulacağı bölgenin iklim koşulları, doğal soğutmadan elde edilebilecek faydanın belirlenmesinde en önemli unsurdur. Soğutma sistemi proje aşamasında iken doğal soğutma uygulanmasının avantajlı olup olmadığının belirlenebilmesi ve sağlıklı bir yatırım kararı alınabilmesi için sıcaklık değerlerin yıllık tekrar edilme sıklıklarının bilinmesi (bin değerleri) ve bu verilerin değerlendirilmesi (bin metodu) çok önemlidir.

Kanatlı Borulu Tip Isı Değiştiricili Doğal Soğutma Uygulamaları

Doğal soğutmadan faydalanmak için yapılan uygulamalarda kullanılan ürünlerin yaygın bir bölümü kanatlı borulu tip ısı değiştiricilerine sahip ürünlerdir. Kanatlı-borulu ısı değiştiricili doğal soğutma bataryalı sistemleri için iki farklı biçimde uygulanabilir:

- Soğutma grubu ve entegre doğal soğutma bataryası uygulamaları
- Kuru soğutucu ve ıslak/kuru soğutucu uygulamaları

Bu iki kapsama giren ürünler, uygulamada ihtiyaç duyulan soğuk su sıcaklık değerlerine bağlı olarak herhangi bir chiller olmaksızın çalışabilmekle birlikte doğal soğutma uygulamaları için bir chiller ile beraber entegre veya bağlantılı olarak da kullanılabilirler. Su kulelerine alternatif olan bu sistemin kapalı devre çalışması sayesinde soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşılmaz, bunun yanı sıra devre içerisinde kirlenme vb. riskler bu uygulamalarda tamamen ortadan kalkmaktadır. Sadece daha büyük yüzey alanlarına ihtiyaç vardır.

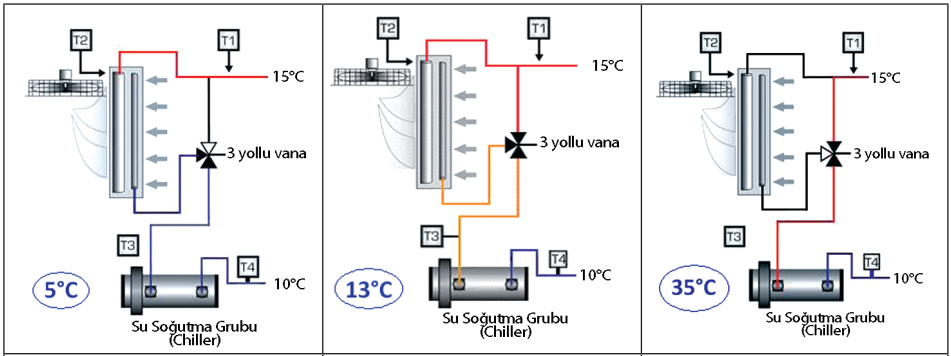
Sistemin çalışma yapısı üç değişik yaklaşım ile tanımlanabilir:

- *Tamamen mekanik soğutma:* Doğal soğutma uygulaması yok,
- *Kısmi doğal soğutma (yük paylaşımı-ön soğutma):* Ortam sıcaklık değerinin istenilen soğutma suyu sıcaklığının 1,5 - 2,0 °C altına düşmesi ile birlikte yük paylaşımlı olarak kullanılmaya başlanabilir.
- *Tamamen doğal soğutma (soğutma grubu çalışmıyor):* Ortam sıcaklık değerinin istenilen soğutma suyu sıcaklığının en az 5 °C altına düşmesi ile birlikte kullanılmaya başlanabilir.

Kış mevsimi çalışma koşulu: Ortam sıcaklığı istenilen soğuk su sıcaklık değeri ve dönüş suyu sıcaklık değerinin altındadır (Örnek: T_{ortam}: 5 °C, $T_{soğutma\ suyu}$: 10 °C, $T_{dönüş\ suyu}$: 15 °C). Sistemde ihtiyaç duyulan soğuk su tamamen ortam havası vasıtası ile doğal soğutma bataryası tarafından sağlanır. Bu durumda soğuk su elde edilmesi için harcanacak enerji yalnızca chillerin üzerindeki fanların çektiği güç kadar olacaktır (Şekil 4.32a).

Bahar mevsimi çalışma koşulu: Ortam sıcaklığı istenilen soğuk su sıcaklık değerinin üzerinde ve dönüş suyu sıcaklık değerinin altındadır (Örnek: T_{ortam}: 13 °C, $T_{soğutma\ suyu}$: 10 °C, $T_{dönüş\ suyu}$: 15 °C). Soğutma dönüş suyu öncelikli olarak doğal soğutma bataryasından geçirilerek ortam havası ile ön soğutmaya tabi tutulur. Doğal soğutma kapasitesi ortam sıcaklık değerine bağlıdır. Üç yollu vana ve kontrol ünitesi vasıtası ile doğal soğutmadan yararlanılır (Şekil 4.32b).

Yaz mevsimi çalışma koşulu: Ortam sıcaklığı istenilen soğuk su sıcaklık değeri ve dönüş suyu sıcaklık değerinin üzerindedir (Örnek: T_{ortam}: 35 °C, $T_{soğutma\ suyu}$: 10 °C, $T_{dönüş\ suyu}$: 15 °C). Soğuk su ihtiyacı tamamen geleneksel soğutma çevrimi içerisinde chillerin kompresörünün çalışması ile sağlanır. Doğal soğutma bataryası çalışmamaktadır (Şekil 4.32c).



(a)	(b)	(c)
Kış Mevsimi	Bahar Mevsimleri	Yaz Mevsimi çalışma

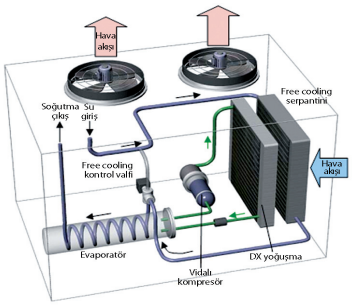
Şekil 4.32 *Chiller ile doğal soğutma bataryalı sistemin birlikte uygulanması*

Chiller ve Entegre Doğal Soğutma Bataryası Uygulamaları

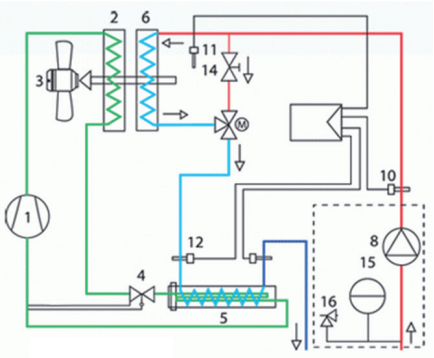
Enerji verimliliğinin tesisatlarda giderek ön plana çıkması, tesislerde enerji tüketiminin hatırı sayılır bir kısmını yaratan soğutma gruplarının tasarımlarını da etkilemeye başlamıştır. Geleneksel chillerlerden farklı olarak entegre doğal soğutma bataryalı gruplar uygulamalarda kendilerini hissettirir olmuşlardır. Örneğin İngiltere'de yıllık soğutma ihtiyacının % 62'sinin doğal soğutma ile sağlanmasında entegre doğal soğutma bataryalı chillerlerin katkısı vardır. Bu ülkede yıllık soğutma ihtiyacının yalnızca % 38'i mekanik soğutma ile sağlanmaktadır. Entegre doğal soğutma bataryalı gruplar yirmi dört saat soğutma ihtiyacı olan büyük bilgisayar ve server odaları, internet ve telekomünikasyon veri merkezleri soğutma uygulamaları için alternatif sistemdir. Hem mekanik soğutma hem de doğal soğutma (kısmi ve tam) yapabilme kabiliyetine sahiptir.

Şekil 4.33a'da entegre doğal soğutma bataryalı su soğutma grubunun ünite halinde resmi; Şekil 4.33b'de bu tip grupların yapısı ve Şekil 4.33c'de devre elemanları basitleştirilmiş olarak gösterilmektedir. Doğal soğutma bataryası hava soğutmalı kondenser bataryasının -ünitenin hava giriş yönüne göre- ön kısmına yerleştirilir. Ortam sıcaklığının dönüş suyu sıcaklığının altına düşmesi ile birlikte kontrol vanası dönüş suyunu doğal soğutma bataryasına ön soğutma ya da tam doğal soğutma amaçlı olarak gönderir.

Şekil 4.33a *Entegre doğal soğutma bataryalı hava soğutmalı su soğutma grubu*



Şekil 4.33b *Entegre doğal soğutma bataryalı hava soğutmalı su soğutma grubu şematik*



Şekil 4.33c *Entegre doğal soğutma bataryalı su soğutma grubunun basit devre şeması*

Devre elemanları:

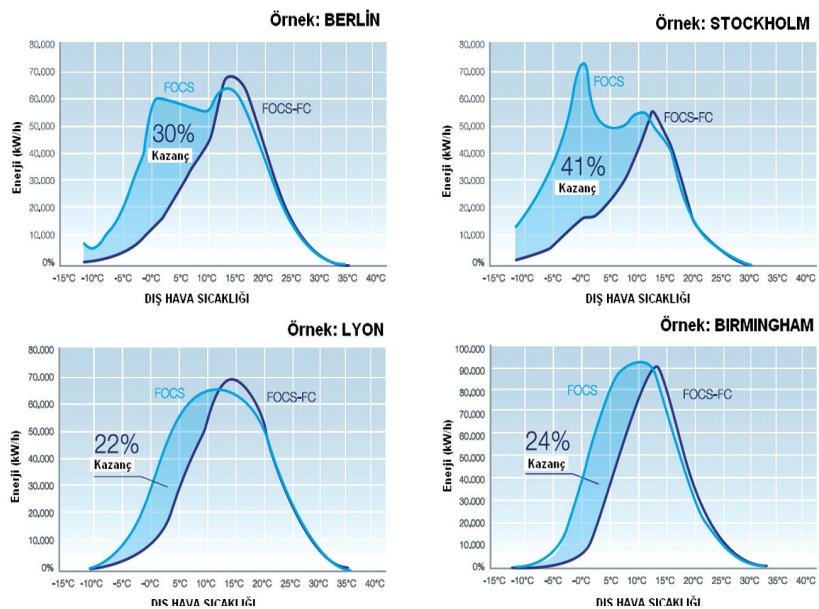
1. *Kompresör*
2. *Kondenser bataryası*
3. *Fan*
4. *Genleşme vanası*
5. *Evaporatör*
6. *Doğal soğutma bataryası*
7. *Üç yollu vana (doğal soğutma için)*
8. *Pompa*
9. *Mikroprosesör*
10. *Ewt sensörü*
11. *Ortam sıcaklığı sensörü*
12. *(Evaporatör girişinde) sıcaklık sensörü*
13. *Donma sensörü*
14. *Kapama vanası*
15. *Genleşme tankı*
16. *Güvenlik vanası*

Entegre doğal soğutma bataryalı grupların tasarımı ve seçimi için su soğutma uygulamasının yapılacağı tesisin hangi amaç doğrultusunda kullanılacak olduğu (iklimlendirme veya endüstriyel proses soğutma) mutlaka belirtilmelidir. Bunun yanı sıra devrede dolaşan suyun sıfırın altındaki dış ortam sıcaklıkları ile karşılaşıp karşılaşmayacağı da

tasarım için önemlidir. Sistemin soğutma suyu ihtiyacında % 100 su kullanılabileceği gibi, sıfırın altındaki dış ortam sıcaklıklarında çalışma durumunda donmayı önlemek için glikol-su karışımlı (salamuralı) suyun kullanılması gerekmektedir.

Örneğin, hacmen % 20 etilen-glikollu bir karışım yaklaşık -8 °C, hacmen % 30 etilen-glikollu bir karışım ise suyun sıcaklığının yaklaşık -16 °C'a kadar donmasını engeller. Glikol-su karışımlı sistemin kullanımı durumunda unutulmaması gereken iki önemli konu vardır. Birincisi, soğutucu bataryada donmayı önlemek için kullanılan glikol-su karışımının kapasitesinin % 100 su kullanılan sistemlere göre çok daha düşük olduğu ve bu nedenle de daha büyük ısı transfer alanına, dolayısıyla daha büyük (maliyeti daha yüksek) bir soğutma grubuna gereksinim olduğudur.

İkinci nokta ise, klima santrali, fancoil gibi iklimlendirme cihazlarında glikol-su karışımının kullanılmasının istenmemesidir ki bu durumda glikol-su sistemine göre dizayn edilmiş soğuk sulu ünite ile soğuk su devresi arasına ek bir ısı değiştirici gereksinimi duyulur. Tasarım öncesi uygulama yeri ve sıcaklıklarına göre yukarıda bahsi geçen noktalar muhakkak dikkate alınmalıdır. Şekil 4.34'de doğal soğutmanın iklimlendirme sistemlerinde kullanılması esnasında oluşan kazancı göstermek için chiller üreticisi bir firmanın entegre doğal soğutma bataryalı soğutma gruplarına yönelik olarak Avrupa'nın dört farklı şehrinde yaptığı ölçümlere bağlı sonuçlar yukarıda grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 4.34 *Entegre doğal soğutma bataryalı chillerler için Avrupa'nın dört faklı şehrinde dış hava sıcaklığına bağlı enerji ölçümleri.*

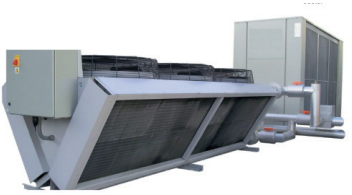
4.6.2 Kuru Soğutucu ve Islak/Kuru Soğutucu Uygulamaları

Kuru Soğutucular

Su soğutma işleminde kullanılan kanatlı-borulu ısı değiştiricili bir diğer yöntem de Kuru Soğutucu olarak adlandırılan sistemlerdir (Şekil 4.35 a, b, c). İklimlendirme ve proses su soğutma sistemlerinde oldukça yaygın kullanım alanına sahiptirler. Temel mantık sistemdeki dönüş suyu yükünün bir fanlı eşanjör sistemi yardımıyla havaya aktarılmasıdır. Fanlar (vantilatörler) ile emilen havanın kanatlar (lameller) arasından geçerken boru içindeki akışkanı soğutması esasına göre çalışır. Bu yöntemde eşanjörün dış yüzeyi kurudur. Bu durumda kanatlarda kireçlenme ve korozyon gibi sorunlar yoktur. Sistemin kapalı devre çalışması sayesinde soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşılmaz.

Şekil 4.35a *Yatık tip kuru soğutucu*

Şekil 4.35b *V tipi kuru soğutucu*



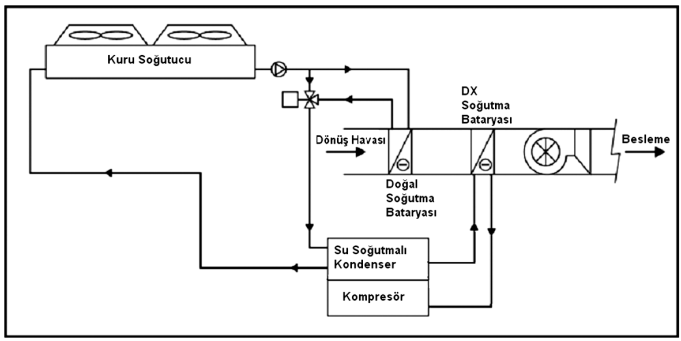
Şekil 4.35c *Soğutma grubu ve kuru soğutucu uygulaması*

Kuru soğutuculardaelde edilen su sıcaklığı ortamın kuru termometre sıcaklığına bağlıdır ve bu nedenle de kuru soğutucu olarak anılır. Kuru soğutucular ile kuru termometre sıcaklığının yaklaşık 5ºC üzerine kadar soğutulmuş su elde edilebilir. Daha düşük sıcaklıklarda soğutma suyuna ihtiyaç duyulan durumlarda Islak-Kuru Soğutucular kullanılır.

Kuru soğutucular yukarıda açıklaması yapılan entegre doğal soğutma bataryalı sistemler ile aynı mantıkta çalışmaktadır. Tesiste kurulmuş bir su soğutma grubu mevcutsa ve düşük ortam sıcaklıklarında doğal soğutma işleminden faydalanılmak isteniyorsa kuru soğutucu sistemler bu durum için idealdir. Kuru soğutucular plastik, kimya, enerji, iklimlendirme vb. sektörü içindeki uygulamalarda bir soğutma grubu ile birlikte kullanılabileceği gibi ayrıca soğutma suyu sıcaklıklarına bağlı olarak tek başına da kullanılabilmektedir.

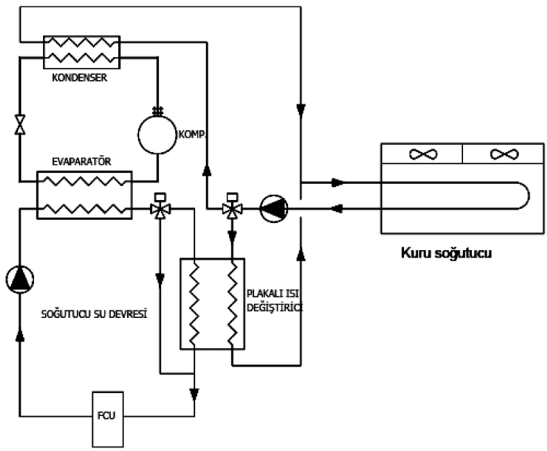
Şekil 4.36'da paket tipi iklimlendirme cihazı ile yük paylaşımlı olarak çalışan örnek bir kuru soğutucu sisteminin prensip şeması verilmiştir. Kuru soğutucular özellikle yirmi dört saat sürekli soğutma ihtiyacı olan bilgisayar ve server odaları, internet ve telekomünikasyon veri merkezlerinin soğutulması için kullanılan paket tipi iklimlen-

dirme cihazlarında enerji tasarrufu için uygulanan yöntemlerdendir. Sistemin gece periyodunda sağladığı tasarruf ciddi boyuttadır.



Şekil 4.36 *Paket tipi klima ile yük paylaşımlı çalışan kuru soğutucu sistemi prensip şeması*

Şekil 4.37'de Moskova'da uygulaması yapılan bir alışveriş ve iş merkezi projesinde kullanılan doğal soğutma sisteminin prensip şeması verilmiştir. Alışveriş merkezinde kış ve bahar aylarında da soğutma ihtiyacı mevcuttur. Bu mevsimlerde soğutma grubu kullanılmamakta, soğutma için kuru soğutucu görev yapmaktadır. Kuru soğutucu yaz mevsiminde su soğutmalı kondenserin yoğuşturucu suyunu soğutmak amacı ile kullanılmaktadır. Dış hava sıcaklığının -30ºC derecelere ulaşması nedeniyle kuru soğutucuya yüksek oranda etilen glikol (antifriz) yüklemesi yapılmıştır.



Şekil 4.37 *Moskova'da bulunan alışveriş merkezinde kurulu kuru soğutucu prensip şeması*

Islak/Kuru (Evaporatif/Adyabatik) Soğutucular

Islak-Kuru, Evaporatif veya Adyabatik Kuru Soğutucular olarak farklı adlandırmalara sahip bu sistemler, temel prensip olarak kuru soğutucular gibi çalışır. Sistemde gerektiğinde ek soğutma sağlayacak bir su spreyleme sistemi veya soğutucu evaporatif

petekler bulunmaktadır. Spreylenen su ve soğutucu evaporatif petekler giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Bu sistemlerde giriş havası neme doyurulur ve giriş hava sıcaklığı ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırılmaya çalışılır. Islak-kuru soğutucular temel mantık aynı olmak üzere beş farklı biçimde uygulanabilir:

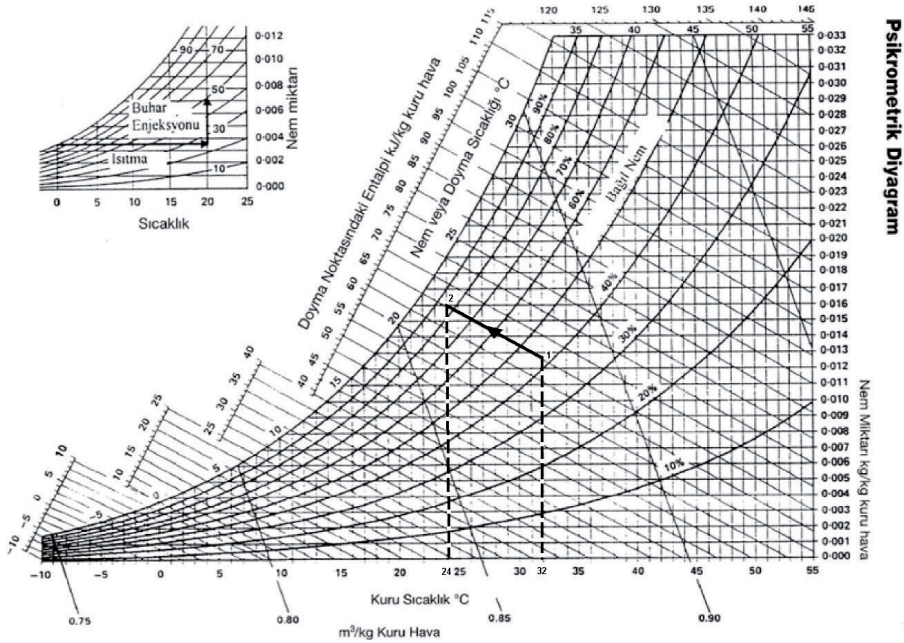
1. Doğrudan spreyleme sistemi
2. Sisleme sistemi
3. Ağ üzeri spreyleme sistemi
4. Ön soğutucu evaporatif petekli sistem
5. Hibrit sistemler

Islak-Kuru, Evaporatif veya Adyabatik olarak adlandırılan kuru soğutucu sistemlerde adyabatik verimlilik en önemli kavramdır. Adyabatik verimlilik aşağıdaki formül vasıtası ile hesaplanabilir:

$$Adyabatik\ Verim = \frac{T_{KT,1} - T_{KT,2}}{T_{KT,1} - T_{YT}}$$

Örnek olarak, Şekil 4.38'de psikrometrik diyagramdan da görüldüğü üzere, 32 ºC kuru termometre ve 22 ºC yaş termometre sıcaklığındaki (1. durum) hava, kuru soğutucuya girmeden önce adyabatik ön soğutma işlemine tabi tutulur. Böylelikle 24 ºC kuru termometre sıcaklığına düşürülür (2. durum). Psikrometrik diyagramda görüldüğü üzere hava % 80'nin üzerinde bağıl neme ulaşmıştır. Eğer hava % 100 bağıl neme doyurulabilseydi giriş sıcaklığı 22 ºC'ye düşürülebilecekti. Bu durumda örnekteki adyabatik verim:

$$Adyabatik\ Verim = \frac{32 - 24}{32 - 22} = \frac{8}{10} = 0{,}8 = \%80$$ olarak gerçekleşir.



Şekil 4.38 *Psikrometrik diyagram üzerinden örnek noktaların gösterimi*

Doğrudan Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Su püskürtme sistemi yıl boyunca yalnız en sıcak günlerindeki belli saatlerde termostat kontrollü olarak devreye girerek ihtiyaç duyulan ek soğutmayı gerçekleştirmek için kullanılmaktadır. Diğer zamanlarda kuru çalışma olacağı için sistemde su tüketimi yoktur. Spreyleme sistemi kuru soğutucuların yanı sıra hava soğutmalı su soğutma gruplarının kondenserlerine de uygulanabilir.

Aralıklı olarak yerleştirilmiş nozüllerden giriş havasına püskürtülen su zerrecikleri giriş havasını neme doyurmakta ve ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır. Spreyleme sisteminde kullanılan suyun sertliği alınmış ve filtrelenmiş olması gerekir; aksi halde eşanjör kanatları üzerinde biriken kireç ve tortu, zamanla eşanjörün kapasitesini düşürecek ve ömrünün kısalmasına neden olacaktır. Bu etkiyi önlemek için bir ağ sistemi üzerine su spreyleme yapılan *Ağ Üzeri Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru* soğutucular geliştirilmiştir.

Islak-Kuru Soğutucularda aşındırıcı etkiye karşı ek önlem olarak epoksi kaplı lamel kullanılmalıdır. Epoksi kaplama, ortamdaki tuz ve aside karşı oldukça yüksek dayanıma sahiptir. Ünitenin epoksi toz boyalı galvaniz sac ya da ileri korozif ortamlarda paslanmaz çelik olması tercih edilir. Su kulesine kıyasla suyun zararlı etkilerine çok daha az maruz kalmasına karşın, Islak-Kuru Soğutucuların uzun ömürlü olması

için bu önlemlerin alınması önemlidir. Şekil 4.39'da doğrudan su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu verilmiştir.

Şekil 4.39 *Doğrudan su spreyleme sistemli Islak-kuru soğutucu*

Giriş havasının neme doyurulabilmesi amacıyla harcanacak su miktarı kullanılan püskürtücüye ve püskürtme basıncına göre değişiklik gösterir. Seçim, ortam havasının bağıl nemine bağlıdır; bağıl nemi % 100'e mümkün olduğunca yaklaştırmak için yeterli miktarda ve kalitede su püskürtüldüğünden emin olunmalıdır. Bu nedenle tamamen buharlaşacak miktardan bir miktar daha fazla su püskürtülür ve artan su ortamda sıvı olarak kalır. Bu önlem, püskürtme sisteminin performansında zamanla oluşabilecek kayıplara karşı da emniyet sağlar. Doğrudan su spreyleme sistemli Islak-kuru soğutucularda herhangi bir su haznesi yoktur.

Sisleme (Fogging) Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Doğrudan su spreyleme sistemlerine benzer bu uygulamada yüksek basınçta (70 bar) nozüllerden 35 mikronunun altında püskürtülen su zerrecikleri giriş havasını neme doyurmakta ve ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır. Bu sistemde de spreyleme sisteminde olduğu gibi kullanılan suyun sertliği alınmış ve filtrelenmiş olması gerekir. Sisleme sistemli Islak-kuru soğutucularda herhangi bir su haznesi yoktur. Şekil 4.40'da sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucu gösterilmiştir.

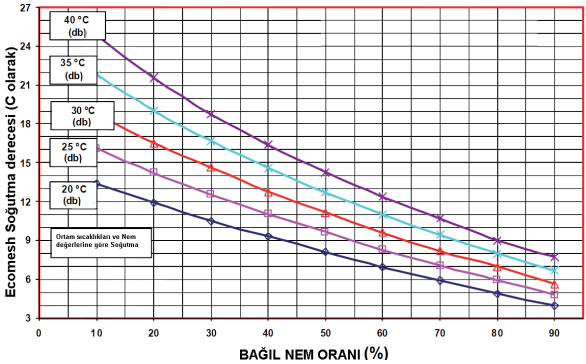
Şekil 4.40 *Sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucu*

Ağ Üzeri (Ecomesh) Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Ağ üzeri (Ecomesh) su spreyleme sistemi, kuru soğutucuların ön kısmına yerleştirilmiş geniş sık gözlü ağ yapılı malzemenin üzerine belirli mesafelerde bulunan nozullardan aralıklı olarak sistemin ihtiyacı kadar su spreyleme ve spreylenen suyun adyabatik olarak buharlaşması sonucu ısı değiştiricisi yüzeyine temas eden giriş havası sıcaklığının düşürülerek, soğutmada verimin artırılmasını sağlama mantığı ile çalışan sistemdir. Daha önce de açıklandığı üzere su spreyleme, giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Belirlenmiş set değerlerinin aşılması ile kontrol sistemi ısı değiştiricisine giren hava sıcaklığını düşürmek için su spreyleme sistemini başlatır. Çok kuru iklim şartlarında su spreyleme sistemi giriş havası için 15 °C ile 20 °C arası değerlere varan adyabatik soğutma sağlayabilir. Nem değerine ve ortam kuru termometre sıcaklığına karşın yapılabilecek soğutma değerleri Şekil 4.42'de verilmektedir.

Su spreyleme sisteminin çalışma süresi ve frekans ayarı, sistem performansının optimizasyonu ve su tüketiminin en aza indirilmesi amacı ile sürekli olarak kontrol cihazı tarafından sağlanır. Su, ısı değiştiricisi yüzeyine doğrudan püskürtülmediği, ağ yüzeyine püskürtüldüğü için lamellerin üzerinde kireç tabakası oluşmaz. Böylelikle ısıl transfer verimliliğinin düşmesi engellenir. Bu sistemde su yumuşatma işlemine ayrıca gerek de kalmamaktadır. Şekil 4.41a ve b'de Ağ üzeri (ecomesh) su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu yapısı görülmektedir.

Şekil 4.41a ve b *Ağ üzeri (Ecomesh) su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu*



Şekil 4.42 *Nem değerine ve ortam kuru termometre sıcaklığına karşın yapılabilecek soğutma (°C) (Not: Şekil 4.42'de verilen değerler Ağ (Ecomesh) üreticisi firma tarafından, ürünün zemine yakınlığı ve zemindeki hava sıcaklığının ortam sıcaklığından ortalama 3 °C daha yüksek olduğu kabulü ile hazırlanmıştır.*

Kuru- Islak/Kuru Soğutucu seçiminde dikkat edilmesi gereken bir nokta, tasarımın ortam sıcaklığının yüksek olduğu zamanlarda ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesini sağlayacak şekilde yapılması gerekliliğidir. Ancak, hava sıcaklığının daha düşük olduğu zamanlarda, istenen kapasitenin elde edilmesi için fanların hepsinin tam devirde çalışması gereksiz ve masraflı olur. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı üzerinden kontrol edilen sistemlerde, fanların düşük devirle çalıştırılması veya devreden çıkarılması ile sistem için uygun debide hava tedariki sağlanır. Otomatik kontrol ile birlikte çift devirli fanların, hız kontrol cihazlarının ve elektronik kontrollü EC fanların kullanılması sisteme ek enerji tasarrufu kazandıracaktır.

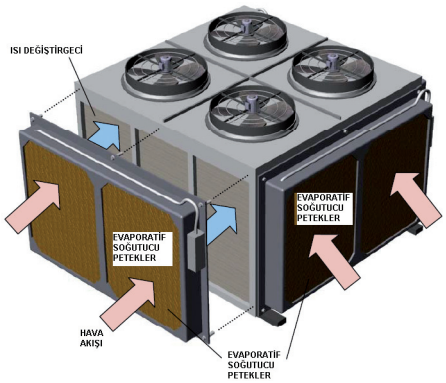
Tablo 4.9'da Ecomesh kontrol cihazı çalışma prensibi verilmiştir. Örneğin, operatör H=35 °C bir üst ayar sıcaklığı tanımlamış ise, bu sıcaklığın altında spreyleme süresini (1) 30 saniye ve iki spreyleme arası durma süresini (2) 30 saniye ayarlayabilir. Ortam sıcaklığı 35 °C üzerine çıktığı zamanlar da ise spreyleme süresini (3) 60 saniye ve iki spreyleme arası durma süresini (4) 15 saniye ayarlayarak spreyleme yoğunluğunu değiştirebilir. (5) ve (6) no'lu ayarlar ile bağımsız kontrol yaptırma durumu da mevcuttur.

Tablo 4.9 Ağ Üzeri (Ecomesh) Spreyleme Kontrol Cihazı Çalışma Prensibi

1.Durum: "t" ortam sıcaklığının L (Alt Sınır Ayar Sıcaklığı) ve H (Üst Sınır Ayar Sıcaklığı) arasında olması durumu		**2.Durum:** "t" ortam sıcaklığının H'ın (Üst Sınır Ayar Sıcaklığı) üzerinde olması durumu	
L < t < H		**t > H**	
1	Ortam sıcaklığının (t), belirlenen alt sınır set sıcaklığı (L) ile üst sınır set sıcaklığı (H) arasında bir değerde olması durumunda spreyleme yapılma süresi (Saniye)	**3**	Ortam sıcaklığının (t), belirlenen üst sınır set sıcaklığı (H) üzerinde bir değerde olması durumunda spreyleme yapılma süresi (Saniye)
2	Ortam sıcaklığının (t), belirlenen alt sınır set sıcaklığı (L) ile üst sınır set sıcaklığı (H) arasında bir değerde olması durumunda iki spreyleme arası zaman (Değer x 60 saniye)	**4**	Ortam sıcaklığının (t), belirlenen üst sınır set sıcaklığı (H) üzerinde bir değerde olması durumunda iki spreyleme arası zaman (Değer x 60 saniye)
3.Durum: Sıcaklık değerlerinden bağımsız olarak çalışma			
5	Sıcaklık değerlerinden bağımsız olarak çalışma durumunda spreyleme yapılma süresi (Saniye)		
6	Sıcaklık değerlerinden bağımsız olarak çalışma durumunda iki spreyleme arası zaman (Değer x 60 saniye)		

Evaporatif Ön Soğutuculu Kuru Soğutucular

Evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucuların çalışmasındaki temel mantık da ortam sıcaklığını yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktır. Isı değiştiricilerinin ön kısmına yerleştirilen evaporatif peteklerin üzerinden şebeke basıncındaki suyun akıtılarak peteklerin ıslatılması vasıtası ile havanın geçerken evaporatif ön soğutması sağlanır. Ön soğutucuların tasarımları imalatçı firmalara göre farklılık göstermekle birlikte kasetleme malzemesi genellikle paslanmaz çeliktir. Petekler farklı kalınlıklarda imal edilebilirler. Su, ünitenin yukarısında yer alan dağıtım borusundan püskürtülür ve ünitenin altında toplanarak sirküle ettirilir. İlave su ise, taze su kullanılarak sağlanır. Şekil 4.43a ve b'de evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucu şematik olarak verilmektedir.



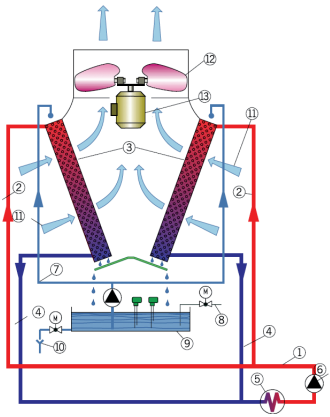
Şekil 4.43a *Evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucu*

Şekil 4.43b *Evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucu şematik*

Ön soğutma performansı hava şartlarına ve ünite verimliğine doğrudan bağlı olmasına karşın, BSRIA (Building Services Research and Information Association) hesapları bize Londra gibi bir yerde enerji tasarrufunun % 10-12 olabileceğini göstermiştir. Evaporatif soğutucu peteklerin uygulanacakları ünitenin giriş havası basınç kaybını yükselteceği ve buna uygun fan ve motor seçimi yapmak gerekliliği unutulmamalıdır. Evaporatif ön soğutucu sistemin en büyük dezavantajı, havadan gelen toz ve kirin peteklerde toplanmasıdır. İyi bir temizlik ve bakım işlemi yapılmadığı sürece lejyonel vb. bakterilerin su haznesinde oluşması engellenemez. Dolayısıyla mutlaka sık periyotlarda bakım gerektirmektedir. Evoparatif soğutuculu sistemlerin işletme maliyetleri son derece düşüktür. Kış aylarında adyabatik ön soğutma gerekmediğinden, petekler kolayca sökülüp depolanabilir.

Hibrid Kuru Soğutucular

Spreyleme sistemli bir diğer ıslak-kuru soğutucu tip "Hibrid Kuru Soğutucu" olarak adlandırılan sistemdir. Temel olarak diğer adyabatik soğutucular ile aynı mantıkta çalışır. Bir su haznesinden sağlanan su doğrudan lameller üzerine verilmekte ve bu şekilde sirküle ettirilmektedir (Şekil 4.44 a, b, c). Bu sistemlerde suyun sertliğinin alınmış olması veya belirli zamanlarda hızla blöf edilmesi gerekir.



Şekil 4.44a *Hibrid kuru soğutucu*

1. Proses soğutma dönüş hattı
2. Proses soğutma hattı giriş borusu
3. Kanatlı borulu bataryalar
4. Proses soğutma gidiş hattı
5. Proses ısı kaynağı
6. Soğutma devresi pompası
7. Nemlendirme - ıslatma suyu çevrimi
8. Besleme suyu
9. Su toplama haznesi
10. Atık su çıkışı
11. Giriş havası
12. Aksiyal fan
13. Aksiyal fan motoru

Şekil 4.44b

Şekil 4.44c

4.6.3 Verimlilik Artırma Yöntemleri

Kuru soğutucu ve hava soğutmalı chiller grubunun birlikte çalışması ile soğutma verimliliğinin incelenmesi aşağıda verilen örnek bir çalışma ile açıklanmıştır.

Kuru soğutucu ve hava soğutmalı chiller grubunun birlikte çalışması ile doğal soğutma verimliliğinin incelenmesi için, aşağıda kurgusu yazılmış bir senaryo ile elde edilebilecek enerji kazancı hesaplanmıştır. Hesaplamadaki tüm kabul ve yaklaşımlar aşağıda verilmiştir:

1. Soğutma gereksinimi olan mekân, aydınlatma ve insan yoğunluğun yüksek olduğu, restoranların sürekli çalıştığı bir iş ve alış veriş merkezi olarak kabul edilmiştir. Mekânın enerji yoğun karakterinden dolayı geçiş mevsimlerinde ve kış aylarında dahi soğutmaya gerek duyulmaktadır.
2. Binada günlük 16 saat/365 gün boyunca soğutma istenmektedir.
3. Sistemdeki toplam soğutma yükü, geçiş mevsimlerinde ve kış aylarında sabit yük olarak 130 kW kabul edilmiştir. (Mevsimsel değişimlerin getireceği ısı yükü değişiminin etkileri hesaplamanın anlaşılırlığı ve kolaylığı açısından eklenmemiş, yük sabit alınmıştır).
4. Soğutmanın mahallerde değişken soğutma yüküne karşılık verebilen değişken hava debili (VAV) cihazlar ve belirli bölgelerde tavan tipi fancoiller ve paket-tavan tipi sulu santraller ile yapılacağı varsayılmıştır.
5. Su rejimi soğutma suyu gidiş sıcaklığı = 12 °C, soğutma suyu dönüş sıcaklığı = 16 °C olarak kabul edilmiştir.
6. Hesaplamalar doğal soğutma ile enerji tasarrufunun ne miktarda olduğunu belirlemeye yönelik olduğu için, karşılaştırmaya ve hesaplamaya konu olan sıcaklık aralıkları 16 °C ve altındadır.
7. Doğal soğutma ile enerji verimliliği incelemesi detaylıca ilk olarak Ankara şehrimiz için yapılmış, sonrasında aynı yöntem kullanılarak tüm şehirlerimizde doğal soğutma ile enerji verimliliği hesaplanmıştır. Farklı şehirlerimize ait bin verileri Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü (D.M.İ) kaynaklarından alınmıştır.
8. Çalışma bölgeleri ve çalışma senaryoları kabulü şu şekilde yapılmıştır (Tablo 4.10):

   % 100 mekanik soğutma aralığı: Ortam havası sıcaklığı, soğutma suyu dönüş sıcaklığının üzerinde olduğu zamanlar % 100 mekanik soğutma gereklidir. $T_{ortam} \geq 15$ °C olduğu zaman mekanik soğutma bölgesine girilir. Kondenser fanları ve kompresör % 100 yükte çalışmaktadır. Kuru soğutucu çalışmamaktadır.

   Kısmi doğal soğutma (yük paylaşımı) aralığı: $14\ °C \geq T_{ortam} \geq 7\ °C$ olduğu zamanlar kısmi soğutma aralığında çalışma kabul edilmiştir.

9. Ortam havası sıcaklığı dönüş suyu sıcaklığının en az 2 °C altına düşmesi ile birlikte (T_{ortam} = 16 °C - 2 °C = 14 °C) kuru soğutucu, ön soğutucu olarak, çalışmaya başlamaktadır. Su soğutma grubuna gönderilen dönüş suyu sıcaklığının düşmesi nedeni ile kompresör yükü de oransal olarak düşmektedir. Çalışmada, soğutma grubu kompresörünün oransal olarak kapasite kontrollü olduğu varsayılmış ve buna uygun kompresör seçimi yapılmıştır. Ancak, hesaplamada kolaylık açısından belirli sıcaklılar ve bu sıcaklıklara karşılık gelen oranlar kullanılmıştır. Oransal kontrol ile hesaplanan kazancın bir miktar daha üzerine

çıkacağı hesaba katılmalıdır. Ayrıca, kuru soğutucu ve kondenser fanlarının adım (step) kontrollü olarak çalıştığı kabul edilmiştir.

% 100 kuru soğutucu ile doğal soğutma aralığı: Ortam havası sıcaklığı soğutma suyu gidiş sıcaklığının en az 5 °C altında ve daha düşük sıcaklıklarda ($T_{ortam} \leq 7$ °C) tamamen kuru soğutucu çalışır. Su soğutma grubu çalışmaz.

10. Karşılaştırmada kuru soğutucu olarak -enerji verimliliği sınıflarının verimlilik, maliyet ve geri dönüş sürelerine etkisinin de açıklıkla görülmesi için A sınıfı, C sınıfı ve E sınıfı üç farklı enerji sınıfından ürün seçilmiştir.
11. Tablo 4.10'da A sınıfı Kuru Soğutucu değerleri verilmiştir. (C ve E sınıfı ürünler için fan sayıları ve adım kontrollü olarak fanların devreye girip çıkması için değişim sıcaklıkları farklı olabilir.) A, C ve E sınıfı ürünlere ait detaylı hesaplama değerleri Tablo 4.12'de birlikte görülmektedir.

Tablo 4.10 Kuru Soğutucu ve Soğutma Grubu Birlikte Çalışma Senaryosu (Ankara)

Sıcaklık tekrar sıklığı (saat/Yıl)	2	14	52	140	318	575	823	878	876	851	866	899
Günlük 16 saat çalışma için tekrar sıklığı (saat/Yıl)	1,3	9,3	34,7	93,3	212	383,3	548,7	585,3	584	567,3	577,3	599,3

Sıcaklık aralığı (°C)	**-18/-15**	**-15/-12**	**-12/-9**	**-9/-6**	**-6/-3**	**-3/0**	**0 / 3**	**3/6**	**6/9**			**9/12**			**12/15**			**15/18**
									7	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	
Çalışma Aralığı	% 100 Doğal Soğutma 4 Fan Çalışır			% 100 Doğal Soğutma 6 Fan Çalışır		% 100 Doğal Soğutma 8 Fan Çalışır		% 100 Doğal Soğutma 10 Fan Çalışır		% 20 MS (4 Fan)	% 80 Doğal Soğutma (10 Fan)	% 45 Mekanik Soğutma (6 Fan)		% 55 Doğal Soğutma (10 Fan)	% 72 Mekanik Soğutma (8 Fan)		% 28 DS (10 Fan)	% 100 Mekanik Soğutma Bölgesi (8 Fan)
	% 100 Doğal Soğutma Bölgesi									Kısmi Soğutma Bölgesi								

Notlar:

1. Kısmi bölge yük ve güç hesapları için kullanılan sıcaklık değerleri 6 / 9 °C aralığı için 8,5 °C; 9 / 12 °C aralığı için 11 °C; 12 / 15 °C aralığı için 13,5 °C'dir. bu sıcaklıklarda kuru soğutucunun ön soğutma yapması vasıtası ile (oransal olarak kontrol edilen yükte) kompresöre düşen yük sırasıyla % 20, % 45 ve % 72 olmaktadır.
2. Hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kuru soğutucu fanları da adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadırlar ve fan güçleri azalmaktadır. yapılan hesaplamalarda fanların kontrol ile çalışmayı durdurma sıcaklıkları yukarıdaki aralıklarından 1-2 °C farklılık göstermekle birlikte hesap kolaylığı açısından meteorolojik sıcaklık aralıkları fan kontrolleri için de değişim bölgeleri kabul edilmiştir.

Kuru soğutucu ve soğutma grubunun kapasite, güç ve yük paylaşım değerleri belirli sıcaklık derecelerine bağlı olarak Tablo 4.11a'da verilmektedir.

Tablo 4.11a Kuru Soğutucu ve Soğutma Grubu kapasite, güç ve yük paylaşım oranları

Çalışma Bölgesi	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Kuru Soğutucu Kapasitesi (kW)	Kuru Soğutucu Gücü (kW)	Kuru Soğ. Kapasitesi / Gücü Oranı	Kuru Soğutucu Yükü (%)	Kompresör Kapasitesi (kW)	Kompresör Gücü (kW)	Kompresör Kapasitesi / Gücü Oranı	Kompresör Yükü (%)	Kondenser Fanları Gücü (kW)	Toplam Soğutma Grubu Gücü (kW)	Kuru Soğ.+Soğutma grubu Güç (kW)	Sistem Soğutma Kapasitesi (kW)
% 100 Mekanik Soğutma	15 °C üstü	0	0,00	0,0	0,0%	132,1	17,3	7,6	100,0	6,24	23,54	23,54	132,1
Kısmi Soğutma	13-14 °C	36,21	2,00	18,1	27,4	96,3	12,2	7,9	72,9	6,24	18,44	20,44	132,51
	(9/12) 10-11-12 °C	72,7	2,00	36,4	55,0	60,2	8	7,5	45,6	4,68	12,68	14,68	132,9
	8-9 °C	109,5	2,00	54,8	82,9	26,4	3,46	7,6	20,0	3,12	6,58	8,58	135,9
% 100 Doğal Soğutma	3 / 7 °C	132,1	2,00	66,1	100,0	0	0	-	0,0	0	0,00	2,00	132,1
	0 / 3 °C	132,1	1,60	82,6	100,0	0	0	-	0,0	0	0,00	1,60	132,1
	-3 / 0 °C	132,1	1,60	82,6	100,0	0	0	-	0,0	0	0,00	1,60	132,1
	-6 / -3 °C	132,1	1,20	110,1	100,0	0	0	-	0,0	0	0,00	1,20	132,1
	-9 / -6 °C	132,1	1,20	110,1	100,0	0	0	-	0,0	0	0,00	1,20	132,1
	-12 / -9 °C	132,1	0,80	165,1	100,0	0	0	-	0,0	0	0,00	0,80	132,1
	-15 / -12 °C	132,1	0,80	165,1	100,0	0	0	-	0,0	0	0,00	0,80	132,1
	-18 / -15 °C	132,1	0,80	165,1	100,0	0	0	-	0,0	0	0,00	0,80	132,1

Soğutma Sistemi için farklı senaryolarda kullanılan soğutma grubu ve A, C ve E sınıfı kuru soğutucuların güç değerlerinin hesabı Tablo 4.11b'de verilmektedir. Tablo 4.11b değerleri, hem Tablo 4.11a hem de Tablo 4.12 için güç değeri hesap tablosudur.

Tablo 4.11b Çalışma Senaryoları İçin Güç Hesapları

Sıcaklık Aralığı (°C)	-18/-15	-15/-12	-12/-9	-9/-6	-6/-3	-3/0	0 / 3	3 / 6	6 / 9			9 /12			12/15			15/18
									7	8	9	10	11	12	13	14	15	
% 100 MEKANİK SOĞUTMA SENARYOSU İÇİNDE SOĞUTMA GRUBU GÜÇ HESABI																		
Kompresör gücü (% 100) (kW) *	14,83								14,83			15,61			16,44			17,30
Fan gücü (kW) *	3,12								3,12			4,68			6,24			6,24
Soğutma Grubu gücü (kw)	17,95								17,95			20,29			22,68			23,54
* Kondenser hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kompresör verimi artmaktadır. bu nedenle kompresör gücü düşmektedir. bunun yanı sıra kondenser fanları adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadırlar ve fan güçleri de azalmaktadır.																		
KISMİ SOĞUTMA ÇALIŞMASI SENARYOSU İÇİNDE SOĞUTMA GRUBU GÜÇ HESABI																		
Kompresör gücü (% Kısmi) (kW) *	0,00								3,46			8,00			12,20			-
Fan gücü (kW) *	0,00								3,12			4,68			6,24			-
Soğutma Grubu gücü (kW)	0,00								6,58			12,68			18,44			0,00
KISMİ VE % 100 DOĞAL SOĞUTMA SENARYOSU İÇİN A SINIFI KURU SOĞUTUCU GÜÇ HESABI																		
Fan gücü (kW) **	0,80	0,80	0,80	1,20	1,20	1,60	1,60	2,00	2,00			2,00			2,00			0,00
** Hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kuru soğutucu fanları da adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadırlar ve fan güçleri azalmaktadır. yapılan hesaplamalarda fanların kontrol ile çalışmayı durdurma sıcaklıkları yukarıdaki aralıklarından 1-2 c farklılık göstermekle birlikte meteorolojik sıcaklık aralıkları fan kontrolleri içinde temel aralık kabul edilmiştir.																		
KISMİ SOĞUTMA SENARYOSU A SINIFI KURU SOĞUTUCU İLE TOPLAM GÜÇ HESABI																		
Toplam güç (kW)	0,80	0,80	0,80	1,20	1,20	1,60	1,60	2,00	8,58			14,68			20,44			0,00

Tablo 4.11b Çalışma Senaryoları İçin Güç Hesapları (devamı)

KISMİ VE % 100 DOĞAL SOĞUTMA SENARYOSU İÇİN C SINIFI KURU SOĞUTUCU GÜÇ HESABI												
Fan gücü (kw) **	1,32	1,32	1,98	1,98	2,64	2,64	3,30	3,96	3,96	3,96	3,96	0,00
** Hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kuru soğutucu fanları da adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadırlar ve fan güçleri azalmaktadır.												
KISMİ SOĞUTMA SENARYOSU C SINIFI KURU SOĞUTUCU İLE TOPLAM GÜÇ HESABI												
Toplam güç (kw)	1,32	1,32	1,98	1,98	2,64	2,64	3,30	3,96	10,54	16,64	22,68	0,00
											Bu bölgede verimsizdir. Bu nedenle % 100 Mekanik Soğutma	
KISMİ VE % 100 DOĞAL SOĞUTMA SENARYOSU İÇİN E SINIFI KURU SOĞUTUCU GÜÇ HESABI												
Fan gücü (kw) **	4,00	4,00	4,00	6,00	6,00	8,00	8,00	10,00	10,00	10,00	10,00	0,00
** Hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kuru soğutucu fanları da adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadırlar ve fan güçleri azalmaktadır.												
KISMİ SOĞUTMA SENARYOSU E SINIFI KURU SOĞUTUCU İLE TOPLAM GÜÇ HESABI												
Toplam güç (kw)	4,00	4,00	4,00	6,00	6,00	8,00	8,00	10,00	17,95	20,29	22,68	0,00
Bu şartlarda E sınıfı bir ürün ancak % 100 doğal soğutma bölgesinde kullanılabilir.									Bu şartlarda E sınıfı bir ürün verimli değildir. Bu nedenle % 100 mekanik soğutma yapılmaktadır.			

Tablo 4.11a ve b için notlar:

1. Karşılaştırmada kuru soğutucu olarak, A , C ve E sınıfı üç farklı enerji sınıfından ürün seçilmiştir.
2. A sınıfı urun FDH 2E 80 23 E352 2 QY (2x3=6 fanlı-toplam fan gücü 1,08 KW), C sınıfı urun FDH 2E 91 23 E221 2 QY (2x3=6 fanlı-toplam fan gücü 3,84 KW), E sınıfı urun FDH 2E 91 15 E121 2 LY (1x5=5 fanlı- toplam fan gücü 7,85 KW)
3. Soğutma kompresörü olarak; 30 KW gucunde %33 ile %100 arasında kademesiz kapasite kontrol imkanı sunan, RC2-140B vidalı kompresör secilmiştir.
4. Chiller kondenseri olarak; soğutucu akışkan olarak R134a kullanan B enerji sınıfı hava soğutmalı FCW 3E 91 22 E111 3 ED (2x2=4 fanlı) secilmiştir. Toplam fan gücü 1,64 KW'dır.
5. Tablo 4.11A sadece A sınıfı kuru soğutucu içindir.
6. Tablo 4.11A'da (*) ile işaretli kapasite değerleri 3 yollu vananın dönüş ve gidiş suyunu karıştırması ile 132 kW olmaktadır. Diğer türlü kapasite yükselmekte, gidiş suyu sıcaklığı 10 °C'nin altına düşmektedir.
7. Kuru Soğutucuların farklı giriş sıcaklıklarındaki kapasite hesabı sabit akışkan debisi ile yapılmıştır.
8. Yapılan hesaplamalarda fanların adım (step) kontrol ile devre dışı kalma sıcaklıkları tabloda belirtilen sıcaklık aralıklarından 1-2 °C farklılık göstermekle birlikte, meteorolojik sıcaklık aralıkları temel aralıklar kabul edilmiştir. Farklı kuru soğutucular için farklı fan adım (step) kontrol sıcaklıkları olabilir. Fan sayısı ve sıcaklık değişim bölgesine bağlı olarak güçler değişiklik gösterebilir.
9. Hesap aralığı -18/-15 ve +18/+15 °C olarak kabul edilmiştir.
10. Pompalama güçleri karşılaştırma hesabına katılmamıştır.
11. Kuru soğutucu ve kondenser fanlarının adım (step) kontrollü olarak çalıştığı kabul edilmiştir.
12. Yukarıdaki değerler üretici firmaların ürün seçim programları kullanılarak bulunmuştur.

Tablo 4.12'de Ankara şehrimiz için kuru soğutucu ve soğutma grubu birlikte çalışma senaryosunda enerji kazancı hesabı verilmektedir.

Tablo 4.12 Kuru Soğutucu ve Soğutma Grubu Birlikte Çalışma Senaryosu (Ankara)

Sıcaklık Tekrar Sıklığı (saat/Yıl)	2	14	52	140	318	575	823	878	876			851	866			899
Günlük 16 Saat Çalışma İçin Tekrar Sıklığı (saat/Yıl)	1,3	9,3	34,7	93,3	212,0	383,3	548,7	585,3	584,0			567,3	577,3			599,333
Sıcaklık Aralığı (°C)	-18/-15	-15/-12	-12/-9	-9/-6	-6/-3	-3/0	0 / 3	3 / 6	6 / 9			9 /12	12/15			15/18
									7	8	9		13	14	15	
% 100 MEKANİK SOĞUTMA																
Harcanan Enerji (kW/h)	17,95	17,95	17,95	17,95	17,95	17,95	17,95	17,95	17,95	17,95	17,95	20,29	22,68	22,68	23,54	23,54
Harcanan Toplam Enerji (kW)	23,9	167,5	622,3	1675,3	3805,4	6880,8	9848,6	10506,7	3494,3	3494,3	3494,3	11511,2	4364,6	4364,6	-	-
Saatlik Enerji Bedeli(€/kWh)	0,09 €															
Harcanan Enerji Bedeli (€)	2 €	15 €	56 €	151 €	342 €	619 €	886 €	946 €	314 €	314 €	314 €	1.036 €	393 €	393 €	-	-
TOPLAM Harcanan Enerji Bedeli (€)	5.783 €															

Tablo 4.12 Devamı

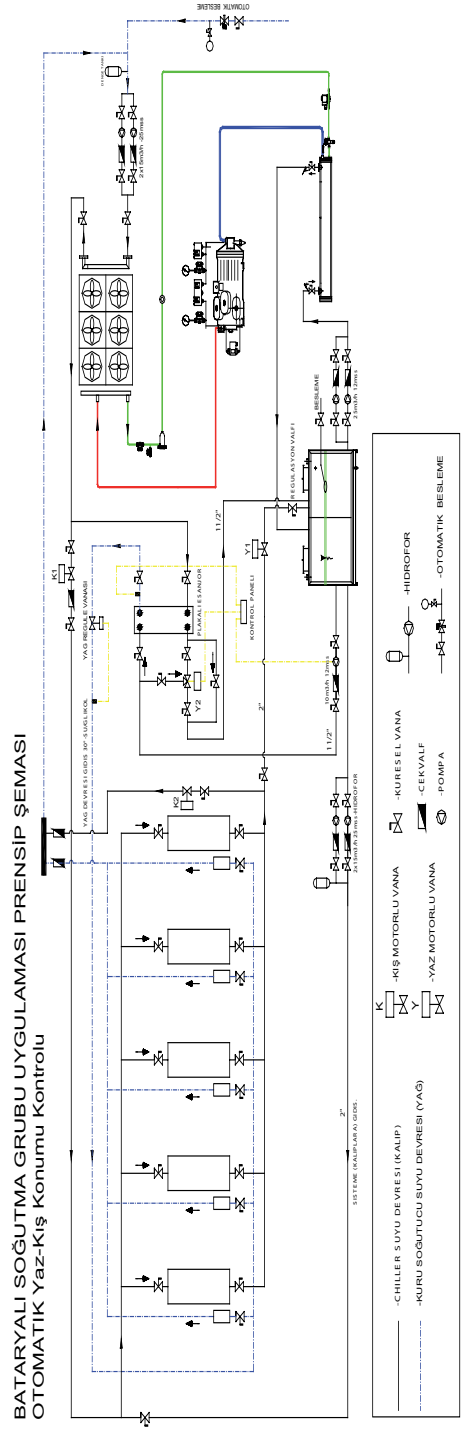
KISMİ SOĞUTMA: A SINIFI KURU SOĞUTUCU KULLANIMI İLE KARŞILAŞTIRMA																
Harcanan Enerji (kW/h)	0,8	0,8	0,8	1,2	1,2	1,6	1,6	2	2	8,58	8,58	14,68	20,44	20,44	-	-
Harcanan Toplam Enerji (kW)	1,1	7,5	27,7	112,0	254,4	613,3	877,9	1170,7	1670,2	1670,2	1670,2	8328,5	3933,6	3933,6	-	-
Saatlik Enerji Bedeli (€/ kWh)	0,09 €															
Harcanan Enerji Bedeli (€)	0 €	1 €	2 €	10 €	23 €	55 €	79 €	105 €	150 €	150 €	150 €	750 €	354 €	354 €	-	-
TOPLAM Harcanan Enerji Bedeli (€)	2.184 €															
HESAPLAR	YILLIK KAZANÇ (EURO)						VERİMLİLİK (%)						YATIRIM GERİ DÖNÜŞÜ (YIL)			
	3.598 €						% 62,23						3,6			

Tablo 4.12 Devamı

KISMİ SOĞUTMA: C SINIFI KURU SOĞUTUCU KULLANIMI İLE KARŞILAŞTIRMA																
Harcanan Enerji (kW/h)	1,98	1,98	1,98	2,64	2,64	3,3	3,96	3,96	3,96	10,54	10,54	16,64	22,68	22,68	23,54	23,54
Harcanan Toplam Enerji (kW)	2,6	18,5	68,6	246,4	559,7	1265,0	2172,7	2317,9	2051,8	2051,8	2051,8	9440,4	4364,6	4364,6	-	-
Saatlik Enerji Bedeli (€/kWh)	0,09 €															
Harcanan Enerji Bedeli (€)	0 €	2 €	6 €	22 €	50 €	114 €	196 €	209 €	185 €	185 €	185 €	850 €	393 €	393 €	-	-
TOPLAM Harcanan Enerji Bedeli (€)	2.788 €															
HESAPLAR	YILLIK KAZANÇ (EURO)						VERİMLİLİK (%)						YATIRIM GERİ DÖNÜŞÜ (YIL)			
	2.995 €						% 51,79						4,1			

Tablo 4.12 Devamı

KISMİ SOĞUTMA: E SINIFI KURU SOĞUTUCU KULLANIMI İLE KARŞILAŞTIRMA																
Harcanan Enerji (kW/h)	4	4	4	6	6	8	8	10	10	17,95	17,95	20,29	22,68	22,68	23,54	23,54
Harcanan Toplam Enerji (kW)	5,3	37,3	138,7	560,0	1272,0	3066,7	4389,3	5853,3	3494,3	3494,3	3494,3	11511,2	4364,6	4364,6	-	-
Saatlik Enerji Bedeli (€/kWh)	0,09 €															
Harcanan Enerji Bedeli (€)	0 €	3 €	12 €	50 €	114 €	276 €	395 €	527 €	314 €	314 €	314 €	1.036 €	393 €	393 €	-	-
TOPLAM Harcanan Enerji Bedeli (€)	4.144 €															
HESAPLAR	YILLIK KAZANÇ (EURO)						VERİMLİLİK (%)						YATIRIM GERİ DÖNÜŞÜ (YIL)			
	1.639 €						% 28,34						5,5			



Şekil 4.45 *Entegre doğal soğutma bataryalı hava soğutmalı chiller uygulamasına yönelik prensip şeması*

Şekil 4.45'de verilen prensip şeması plastik sektörüne yönelik olarak İstanbul'da yapılmış bir uygulamaya aittir. Sistemde mevsimsel dış hava sıcaklıklarına bağlı olarak chiller devreden çıkarılmakta, kalıp ve yağ soğutma için doğal soğutma kullanılmaktadır. Böylelikle sistemde enerji verimliliği sağlanmaktadır. Çalışma otomatik kontrol sistemi ile kumanda edilmektedir.

Doğal soğutma bataryası hava soğutmalı chillerin kondenseri ile entegre olarak aynı kaset içerisindendir. Böylelikle ünitenin kompakt bir yapıda olması da sağlanmıştır. Soğutma sisteminin kurulu olduğu fabrika plastik sektörü içersinde faaliyet göstermekte, giyim askıları imalatı yapmaktadır.

Fabrika 12 ay, 6 gün/24 saat üretim yapmaktadır. Toplam 7 adet enjeksiyon makinesi prensip şeması verilen entegre doğal soğutma bataryalı hava soğutmalı chillere bağlı çalışmaktadır. Sistem yaz konumunda 4 ay (Haziran - Eylül); kış konumunda 8 ay (Ekim - Mayıs) çalışmaktadır.

Yaz Konumunda (Haziran - Eylül)

1. Kalıpları soğutmak için soğutma grubu çalıştırılmaktadır. Soğutma suyu çalışma sıcaklık aralığı alt sınır değeri: 24,5ºC, üst sınır değeri: 26ºC'dir. Sistemde chiller saatte toplam 30 dakika beklemekte, 30 dakika çalışmaktadır. Üretilen giyim askılarının malzemesi polistren ve polipropilendir. Üreticinin yaptığı çeşitli denemeler sonrasında kalıpların daha düşük sıcaklıklarda soğutulmasının üretilen bu ürünün üretim hızını çok fazla etkilemediği, ihmal edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür. Bu nedenle de yüksek sıcaklıkta kalıp soğutulması yapılmaktadır. Ürün için farklı bir malzeme kullanılması veya ürün kalınlıklarının artması durumunda daha düşük sıcaklıkta kalıp soğutma suyuna ihtiyaç duyulabilir ve düşük sıcaklıkta su kullanımı ile üretim hızı artırılabilir.

2. Enjeksiyon makineleri hidrolik yağı soğutulması için entegre doğal soğutma bataryası (entegre kuru soğutucu ünitesi) kullanılmaktadır. Yağ soğutma için soğutma suyu çalışma sıcaklık aralığı alt sınır değeri: 30ºC, üst sınır değeri: 36ºC'dir. Mevsim normallerinin üzerindeki aşırı hava sıcaklıklarında plakalı eşanjör devreye girmektedir.

Kış Konumunda (Ekim - Mayıs)

1. Kalıpları soğutmak için entegre doğal soğutma bataryası (entegre kuru soğutucu ünitesi) kullanılmaktadır. Chiller kapalıdır. Soğutma suyu çalışma sıcaklık aralığı alt sınır değeri: 24,5ºC, üst sınır değeri: 26ºC'dir. Altı fandan oluşan ünitenin ikisi sürekli çalışmakta, diğer fanlar termostat kontrolü ile sisteme girmektedir (Bunun yanı sıra Ocak ve Şubat aylarında bazı günlerde lodos estiği zaman oluşan hava akımı fanları kendisi çevirmekte böyle durumlarda fanlar günde sadece 5 saat çalış-

makta, ek bir enerji kazancı sağlamaktadır. Bu durumun oluşma zamanları belirsiz olduğundan dolayı uygulama için yapılan analizde dikkate alınmamıştır).

2. Enjeksiyon makineleri hidrolik yağı soğutulması için entegre doğal soğutma bataryası (entegre kuru soğutucu ünitesi) kullanılmaktadır. Yağ soğutma için soğutma suyu çalışma sıcaklık aralığı alt sınır değeri: 24,5 ºC, üst sınır değeri: 26 ºC'dir. Yağ sıcaklığı kışın düşük kaldığından makinelere giden hattaki su debisi ayarlanarak yağ sıcaklığı istenilen değerde tutulmaktadır.

Tablo 4.13 Varolan sisteminin çalışma durumu ve doğal soğutma olmaması senaryosundaki durum

<table>
<tr><th>Soğutma İşlemi</th><th>Ocak</th><th>Şubat</th><th>Mart</th><th>Nisan</th><th>Mayıs</th><th>Haziran</th><th>Temmuz</th><th>Ağustos</th><th>Eylül</th><th>Ekim</th><th>Kasım</th><th>Aralık</th></tr>
<tr><td colspan="13">VAROLAN DURUM</td></tr>
<tr><td>Kalıp Soğutma</td><td colspan="5" rowspan="2">Kuru Soğutucu</td><td colspan="4">Soğutma Grubu(Chiller)</td><td colspan="3" rowspan="2">Kuru Soğutucu</td></tr>
<tr><td>Yağ Soğutma</td><td colspan="4">Kuru Soğutucu</td></tr>
<tr><td colspan="13">DOĞAL SOĞUTMA UYGULANMAMASI SENARYOSUNDAKİ DURUM</td></tr>
<tr><td>Kalıp Soğutma</td><td colspan="12">Soğutma Grubu (Chiller) 1</td></tr>
<tr><td>Yağ Soğutma</td><td colspan="12">Soğutma Grubu (Chiller) 2</td></tr>
</table>

Doğal soğutma ile ortaya çıkan kazancın bulunması için yapılan hesaplamada, sistemin varolan durumu ile doğal soğutmanın yapılmaması durumu (ikinci bir chillerin kullanılması) karşılaştırılmıştır.

Sistemde gerekli olan soğutma kapasite ihtiyacı 180 kW'dır. Kalıp soğutma için 60 kW ve yağ soğutma için 120 kW güç gerekmektedir. Chiller daha sonra yapılacak yatırımlar içerisinde ortaya çıkacak kapasite gereksinimlerini karşılaması için gereken kapasiteden daha büyük seçilmiş bu nedenle de saatte toplam 30 dakika beklemekte, 30 dakika çalışmaktadır. Doğal soğutma bataryası hava soğutmalı grubun kondenseri ile entegre olarak aynı ünite içerisindendir. Ünitede 6 adet yüksek devirli Ø630 mm çaplı fan mevcuttur.

Doğal soğutma uygulanmaması durumundaki senaryoda ise sistemdeki yağ ve kalıp soğutma prosesleri için gerekli toplam 180 kW'lık soğutma kapasitesini karşılamak için iki adet 120 kW'lık chiller kullanımı öngörülmüştür. Sistemde ihtiyaç duyulan 180 kW soğutma yüküne karşılık toplam 240 kW kapasiteli chiller'lerin 18'er saat çalışması yeterlidir. Analizde elektrik birim fiyatının KDV ve benzeri eklentiler dahil 0,09 €/kWh olduğu kabul edilmiştir. Doğal soğutma uygulamalı ve doğal

soğutma uygulanmaksızın yaz ve kış aylarında yapılan proses soğutma esnasında harcanacak enerji bedelleri dönemlere bağlı olarak yıllık toplamda aşağıdaki tabloda verilmiş, ekonomik kazanç gösterilmiştir. Ele alınan uygulamada yıllık 15.998,73 € (% 63,72) kazanç sağlanmaktadır.

Tablo 4.14 Doğal Soğutma ile ortaya çıkan kazanç hesap tablosu

VAROLAN DURUM (CHILLER + DOĞAL SOĞUTMA BATARYASI UYGULAMASI)		
KALIP SOĞUTMA & YAĞ SOĞUTMA	4 Aylık YAZ DÖNEMİ	5.612,52 €
	8 Aylık KIŞ DÖNEMİ	3.498,08 €
	YILLIK TÜKETİM BEDELİ	9.110,60 €
CHILLER + CHILLER SENARYOSU (DOĞAL SOĞUTMA YOK)		
KALIP SOĞUTMA & YAĞ SOĞUTMA	4 Aylık YAZ DÖNEMİ	10.761,14 €
	8 Aylık KIŞ DÖNEMİ	14.348,19 €
	YILLIK TÜKETİM BEDELİ	25.109,33 €
EKONOMİK KAZANÇ (EURO/YIL)		15.998,73 €
EKONOMİK KAZANÇ (%)		% 63,72

Ses Seviyesi ve Fanlar

Özellikle yerleşim yerlerine yakın uygulamalarda kuru soğutucuların çalışma sırasında fazla gürültülü olmaması önemli bir kriter haline gelmiştir. Temel olarak fan motorundan ve fan kanatlarının yapısından kaynaklanan ses seviyesi, üretici verileri değerlendirilerek belirlenir ve uygun sınırlar arasında kalıp kalmadığı kontrol edilir. Gerekirse motor devri düşürülerek ses seviyesi azaltılabilir; bu durumda gerekli soğutma kapasitesinin sağlanması için ısı değiştiricisinin ısı transfer yüzeyi artırılmalıdır.

Batarya seçiminde dikkat edilmesi gereken bir nokta da, tasarımın ortam sıcaklığının yüksek olduğu zamanlarda ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesini sağlayacak şekilde yapılması gerekliliğidir. Hava sıcaklık değerlerinin düşük olduğu zamanlarda istenen kapasitenin elde edilmesi için fanların hepsinin tam devirde çalışması gereksiz ve masraflı olur. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı üzerinden kontrol edilen sistemlerde, fanların düşük devirle çalıştırılması veya devreden çıkarılması ile sistem için uygun debide hava tedariki sağlanır.

Çift Devirli Fanlar

Değişken debide hava sağlanması için en pratik yol, çift devirli fan kullanımıdır. En yüksek çalışma devrinin 3/4'ü gibi bir ikinci hızda da çalışabilen bu fanlar sayesinde,

hava giriş sıcaklığının tasarım sıcaklığının çok altına düştüğü zamanlarda önemli oranda enerji tasarrufu sağlanabilmektedir.

Örneğin, 870 kW'lık 4 fanlı bir kuru soğutucu, ortam sıcaklığı 33ºC'tan 20ºC'a düştüğünde fan devri düşürülerek çalıştırılabilir. Bu durumda fan başına 0,75 kW az güç harcanır ki, bu da % 40'a yakın tasarruf demektir. Bu örnek 4 fan içindir; çoğu tesiste çok daha fazla fanlı sistemler kullanılmaktadır.

Örnekte kullanılan 800 mm çaplı fanın her iki devirde harcadığı güç ve daha düşük devirlerde kullanılabilecek diğer bir fana ait veriler Tablo 4.15'de verilmektedir.

Tablo 4.15 Örnek bir fanın farklı devirlerde harcadığı güç tablosu

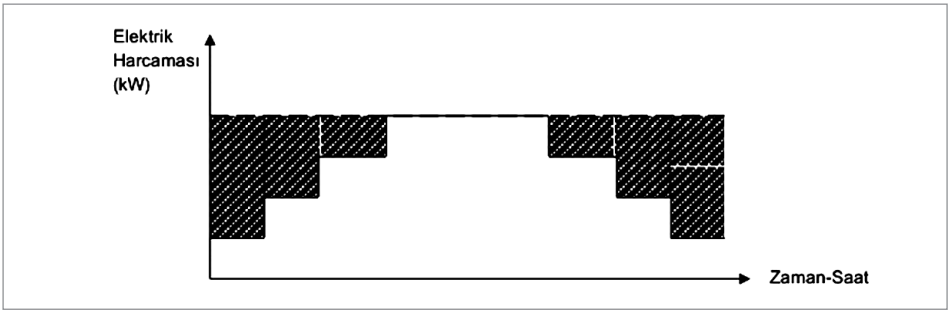
880 d/d	2,00 kW
660 d/d	1,25 kW
440 d/d	0,37 kW
330 d/d	0,20 kW

Fan Hız Kontrol Üniteleri

Tek devirli fanlarda da, çift devirli fanlarda da kullanılabilen kontrol üniteleri ile de hava debileri ihtiyaca göre değiştirilebilir.

Fan devirleri üzerinde hassas kontrol gerekmeyen yerlerde, fanların sırayla devreye girdiği ve devreden çıktığı step kontrol sistemleri uygulanır. Fanların hangi sırayla çalışacakları kullanıcı tarafından tariflenebilmektedir; fan çalışma sürelerinin dengeli dağıtıldığı alternatifler de vardır. Step kontrol üniteleri fanın sadece açık ya da kapalı olması esasına göre çalıştığı için, fan devrinin kontrol edildiği sistemlerden daha ucuza mal edilebilmektedir. Bu nedenle, çok sayıda fanın bulunduğu ve hassas kontrol gerektirmeyen sistemlerde genellikle bu yöntem tercih edilir.

Şekil 4.46'da, dört fanlı bir kuru soğutucunun step kontrollü çalışmada elektrik harcamasındaki tasarruf görülmektedir. Günün sıcak saatlerinde dört fanın da çalıştığı, en serin saatlerde ise tek fanın yeterli olduğu kabul edilmiştir.



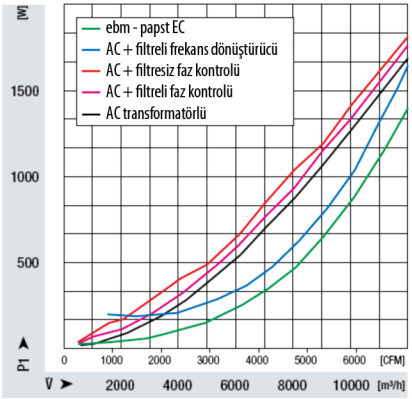
Şekil 4. 46 *Fanların step kontrol uygulanarak ihtiyaca göre devreye alındığı bir kuru soğutucuda bir günlük periyotta fanların elektrik harcaması (Taralı alan, tüm fanların sürekli kullanılmaması sayesinde tasarruf edilen elektrik miktarını kWh olarak göstermektedir).*

Soğutma suyu dönüş sıcaklığının fazla değişmemesi istenen ve kullanılan fan adedinin az olduğu yerlerde step kontrol ile yeterli sonuç alınamaz. Böyle yerlerde fan devirlerinin kontrol edildiği ve dolayısıyla hava debisi üzerinde çok daha hassas kontrol sağlayan sistemler (frekans invertörleri/konvertörleri) kullanılır. Frekans invertörleri/konvertörleri ilk yatırım maliyeti açısından step kontrol ünitelerinden daha pahalıdır; bu nedenle genellikle tüm fanların ayrı frekans invertörleri/konvertörleri ile kontrol edildiği sistemler yerine, fanların gruplar halinde kontrol edildiği ve step kontrol üniteleri ile frekans invertörleri/konvertörlerinin birlikte kullanıldığı sistemler tercih edilmektedir.

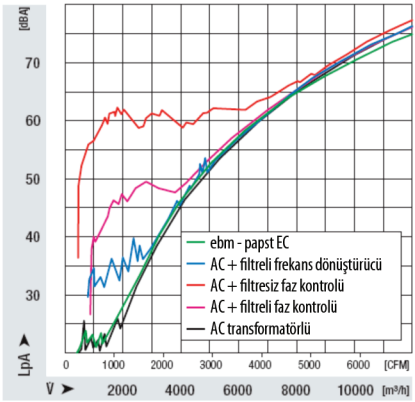
EC (Electronically Commutated) Fanlar

Farklı devir aralıklarındaki motor seçeneklerinin yanı sıra son yıllarda kullanım alanları hızla artan EC motor teknolojisi kuru soğutma uygulamalarında da kullanılmaktadır. EC fanlar kutup sayılarından bağımsız olarak fan motorunun tüm hızlarda kontrol edilebilmesini sağlamaktadır. Şekil 4.47a'da verildiği üzere EC motor sistemleri, frekans invertörü-step kontrol-trafo, vb. konvansiyonel hız kontrol sistemleri ile karşılaştırıldığında nominal hızlarda ortalama % 10 enerji tasarrufu sağlamaktadır.

EC motorların akustik avantajlı tasarımı sayesinde ne frekans konvertörlü sistemlerin istenmeyen rezonansları ne de faz kontrollü sistemlerin uğultuları, EC motorlarda söz konusu olmaz. Bu sayede EC motor sistemlerinde daha düşük ses seviyeleri sağlanır. Şekil 4.47b'de görüldüğü üzere EC motor sistemleri faz kontrollü ve frekans konvertörlü sistemlere nazaran asgari 4 dBA avantaj sağlamakla birlikte, özellikle düşük fan hızları ve hava debilerine inildiğinde bu fark 15~30 dBA civarına çıkmaktadır.



Şekil 4.47a *EC-Motor Güç Tüketimi*



Şekil 4.47b *EC Motor Ses Seviyesi*

4.6.4 Kuru ve Islak Kuru Soğutucuların Tasarım/Performans Kriterleri ve Enerji Etiketleme

Temel Tasarım Verileri

Bir kuru soğutucunun ihtiyaç duyulan performansı gösterebilmesi için dikkat edilmesi gereken tasarım kriterleri vardır. Diğer bir bakış açısından ele alınırsa, bazı noktalar belirlenmeden verilen soğutma kapasitesi bilgisi anlamlı değildir.

Doğal soğutma sistemlerinde kullanılan kuru soğutucuların tasarım ve seçimi için gerekli veriler; ünitenin boyutları, ortam giriş havası kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, proses su giriş ve çıkış sıcaklıkları, su debisi, su tarafı basınç kaybı istenen değeri, glikol oranı ve istenen soğutma kapasitesi değerleridir.

Üretici firmalar, yukarıda belirtilen tasarım verileri ve istenen ek özelliklerin bilinmesi sureti ile kendi üretim tekniklerine uygun olarak kuru soğutucu tasarımı ve imalatı yapabilir. Üretici firmanın performans onaylı tasarım yazılımının olması ve bataryaların bu yazılım/program yardımı ile tasarım edilmesi sonradan ortaya çıkabilecek telafisi zor olumsuz durumları önlemede çok önemlidir.

Akışkan Özellikleri

Sistemin soğutma suyu ihtiyacında % 100 su kullanılabileceği gibi, sıfırın altındaki dış ortam sıcaklığı altında çalışan sistemlerde donmayı önlemek için glikol-su karışımlı (salamuralı) suyun kullanılması gerekmektedir. Örneğin, hacmen % 20 etilen-glikollü bir karışım yaklaşık -8^{o}C, % 30 etilen-glikollü bir karışım ise yaklaşık -16 ^{o}C'a kadar koruma sağlar.

Kuru Soğutucularda Standart Kapasite ve Enerji Sınıflandırması

Kuru soğutucularda standart kapasiteler TS EN 1048 *(Isı Değiştiriciler-Hava Soğutmalı Sıvı Soğutucular "Kuru Soğutucular" - Performansın Belirlenmesi İçin Deney Metotları)* standardına göre hacmen % 34 etilen glikol oranı için tanımlanmaktadır.

Ürünlerde enerji verimliliği *Eurovent Rating Standard for Condensers and Dry Coolers - RS 7/C/005 - 2012* standardına göre aşağıdaki tabloda verilen değer aralıkları için hesaplanabilir (Tablo 4.16).

Tablo 4.16 Kondenser ve Kuru Soğutucular İçin Enerji Sınıfları (Eurovent RS 7/C/005-2012)

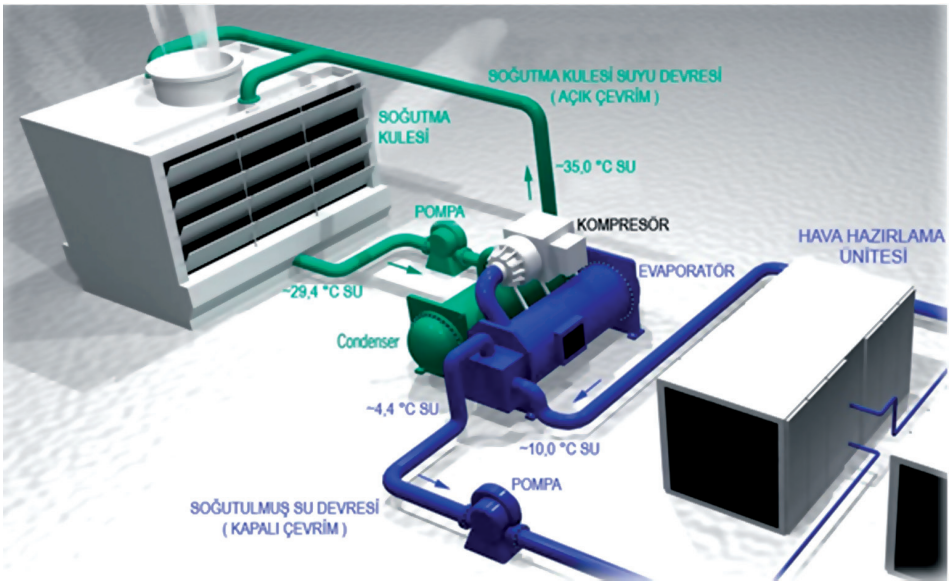
Sınıf	Enerji Sarfiyatı	$R_{\text{kondenser, kuru soğutucu}} \frac{\text{Kapasite@DT1 15K}}{\text{Fan gücü}}$
A++	Olağanüstü düşük	$R \geq 240$
A+	Son derece düşük	$160 \leq R \leq 240$
A	Çok düşük	$110 \leq R \leq 160$
B	Düşük	$70 \leq R \leq 110$
C	Orta	$45 \leq R \leq 70$
D	Yüksek	$30 \leq R \leq 45$
E	Çok yüksek	$R < 30$

4.7 SU SOĞUTMA KULELERİ VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Soğutma kuleleri atmosferik havayı kullanarak yoğuşturucudan veya bataryadan çıkan suyu buharlaştırarak soğutur. Genellikle fandaki hava akışı ve kulenin içindeki su akışı arasındaki ilişkiye göre adlandırılan üç tip soğutma kulesi vardır. Bunlar ters akışlı indüksiyonlu, çapraz akışlı ve karşı akışlı zorlamalı kuledir.

HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) uygulamalarında kullanılan soğutma kulesi ise, chillerin sistemden ısıyı uzaklaştırdığı uygulamada bir alt kategori elemanıdır. Su soğutmalı chillerler hava soğutmalılardan daha enerji verimlidirler. Çünkü kondenser ısısı, dış hava yaş termometre sıcaklığına yakın değerlerde çalışan soğutma kulesi suyuna verilir. Hava soğutmalı chillerlerin attığı ısı ise, dış hava kuru termometre sıcaklığına bağlıdır. Bu nedenle, ortalama ters Carnot çevrimi verimleri daha düşüktür. Büyük ofis binaları, hastaneler ve okullar genellikle bir veya birden fazla soğutma kulesini iklimlendirme sistemlerinde kullanırlar. Genellikle endüstriyel soğutma kuleleri, HVAC soğutma kulelerinden çok daha büyüktür.

HVAC sisteminde, su soğutmalı chiller ve su soğutmalı kondenser ikilisi kullanılır.



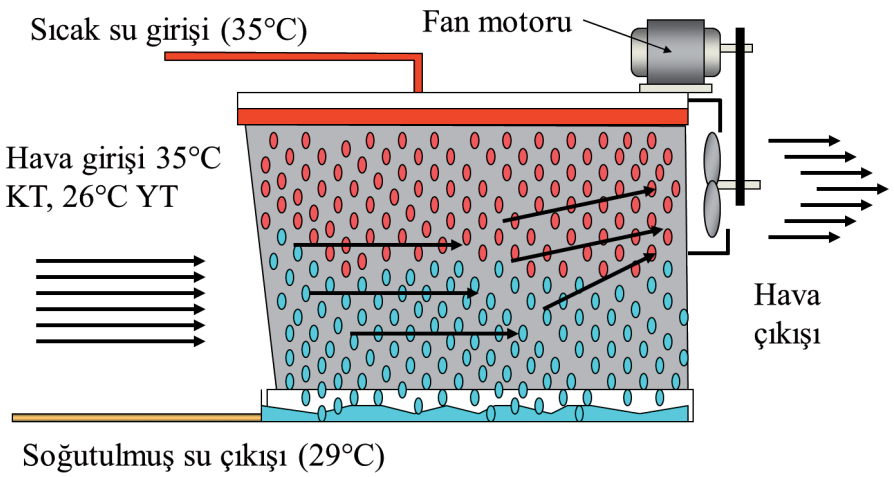
Şekil 4.48 *Su soğutmalı chiller çalışma prensibi*

HVAC sisteminde kullanılan soğutma kulelerinde, ortak su devresi kullanan birden fazla su kaynaklı ısı pompası da bulunabilir. Bu tür sistemlerde su devresinde sirküle olan su, ısı pompası soğutma yaparken, ısı pompasının kondenserinden ısı çeker ve bu ısıyı atmosfere atar. Isı pompası ısıtma modunda çalışırken, kondenser su devresinden aldığı ısıyı mahale verir. Şekil 4.48'de su soğutmalı chiller çalışma prensibi verilmektedir.

4.7.1 Açık Su Soğutma Kuleleri

Açık devre bir soğutma kulesinde, soğutulacak su, bir dolgu malzemesinin üzerine dağıtılırken hava, dolgu malzemesi üzerinden geçer. Bu esnada çok az miktarda su, buharlaşarak geri kalan suyun soğumasını sağlar. Soğumuş su, kulenin dibindeki havuza düşer ve sudan çekilen ısı kuleyi terk eden hava akımıyla birlikte sistemden atılır. Buharlaşan su, hava içine nem olarak girerek, havanın özgül neminin ve bağıl neminin artmasına sebep olur.

Soğutma kulesinde su teorik olarak en fazla giriş havasının yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulabilir. Kule ne kadar etkili ise, pratikte yaş termometre sıcaklığına o kadar yaklaşılabilir. Pratikte su, giriş havasının yaş termometre sıcaklığının 4 veya 5 °C üzerindeki sıcaklığa kadar soğutulabilir. Soğutma kulesinin su havuzuna, buharlaşan su miktarına eşit miktarda besleme suyu ilave edilmelidir. Şekil 4.49'da su soğutma kulesi çalışma prensibi verilmektedir.



Şekil 4.49 *Su Soğutma kulesi çalışma prensibi*

4.7.2 Kapalı Devre Su Soğutma Kuleleri

Kapalı devre soğutma kuleleri ve evaporatif kondenserler, dolgu malzemesi yerine kulenin içinde kapalı döngü bir eşanjör içerir. İkinci bir su akışı ise eşanjör üzerine dağıtılır ve benzer bir buharlaşma süreci ile ısı, sudan uzaklaştırılır.

Kapalı devre soğutma kulelerinde kullanılan sıvının kimyasal (genellikle su ya da glikollu su) ve fiziksel özelliklerinin zaman içerisinde bozulmaması ve dış etkenler nedeniyle kirlenmemesi gereken durumlar için ısı eşanjörlü açık tip soğutma devrelerine bir alternatif olarak üretilmiştir. Burada, soğutma için kullanılan sıvı, soğutma kulesi yerleştirilen ısı eşanjörünü oluşturan boruların içerisinde dolaşmaktadır.Sırayla, batarya sürekli olarak kulenin havuzunda yer alan su ile ıslatılmakta ve uygun pompa yoluyla nozulları olan sprey sistemine gönderilmektedir. Spreylenen suyun küçük bir kısmının buharlaşmasının da yardımcı etkisi ve boruların içerisinde oluşturulan hava akımı sayesinde, soğutulmak üzere ekipmana geri döndürülecek olan soğutma sıvısı elde edilebilir. Şekil 4.50'de kapalı devre su soğutma kulesi gösterilmiştir.

Şekil 4.50 *Kapalı devre su soğutma kulesi*

Kapalı devre soğutma kulesi şu elemanlardan oluşmaktadır;

1. Yapı ve ana kasa
2. Çok kanatlı aksiyal fan
3. Su dağıtım sistemi
4. Isı eşanjörü
5. Santrifüj su sirkülasyon pompası ve sprey su devresi boruları
6. Havuz
7. Damla tutucu

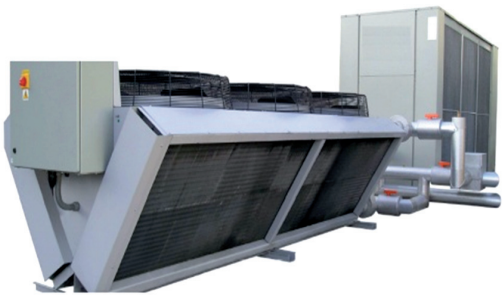
Standart yapılandırma, su toplama havuzu ve tamamen fiberglastan (FRP) imal edilen fan silindirlerinin yanı sıra elektrik rezistansı, termostatlı antifriz ısıtıcı, sprey pompasını ve elektrikli ısıtıcıyı korumak için düşük seviye kesme anahtarı gibi aksesuarlar ve sprey suyu emiş kısmında kavitasyon önleme sistemi ile tamamlanmaktadır. Bir kapalı tip soğutma kulesinin ısıl performansı, tüm evaporatif soğutma ünitelerinde olduğu gibi ortamdaki yaş termometre sıcaklığına bağlıdır. Kapalı tip soğutma kulesi, çoğu durumda, açık devre evaporatif soğutma kulesine bağlı bir ısı eşanjörüne oranla daha az maliyete yol açmakta ve aynı zamanda tüm ısı alışveriş aşamalarını tek bir ekipmanda birleştirmektedir.

4.7.3 Soğutma Kulelerinde Verimlilik Artırma Yöntemleri

Değişken hızlı, iki hızlı veya üç hızlı fanların kullanılması güç tüketimini azaltmak ve yeterli soğutma kapasitesini sağlamak için soğutma kulesi optimizasyonunun bir yoludur. Gerekli soğutma kapasitesi arttığında veya azaldığında, fanlar yaklaşım (approach) sıcaklık farklarını korumak için sıralı çalıştırılabilir. İklimlendirme sistemleri için bu sıcaklık farkı genellikle 3-7 °C arasında değişir. Kışın çalıştırıldığında, hava debisi suyun donmasına izin vermeyecek şekilde ayarlanmalıdır. Soğuk iklimlerde donmaları önlemek için kulenin içinde bir ısıtma elemanı kullanılması gerekebilir. Bu amaçla elektrik rezistanslı ısıtıcılar kullanılabileceği gibi, mümkünse ısı kaynağı olarak sıcak su veya buhardan yararlanmak daha etkili olacaktır.

Su tarafı ekonomizeri

Besleme havasını veya soğutma suyunu soğutmak için soğutma kulelerini kullanarak "serbest soğutmanın (free cooling)" yapılması su tarafı ekonomizeri (wet side economizer) olarak tanımlanır. Soğutma kulesinin suyunu soğuk su devresine bağlamanın en yaygın ve verimli yolu, yüksek bir ısı transfer hızı ve düşük basınç düşüşü sunan plakalı tip ısı eşanjörü kullanmaktır. Bu yöntem, soğutma kulesinin suyunu kapalı soğutma suyu devresinin bütünlüğünü koruyarak soğuk su devresinden izole eder. Bir diğer yöntem de, soğutma kulesinin suyunun bir klima santrali içinde bulunan serpantinde dolaşmasına izin veren ayrı bir devre ve pompa kullanmaktır.



Şekil 4.51 *Free cooling uygulaması*

Soğutma kulesinin suyunun bir filtreden geçirilerek soğuk su devresine girmesi bakım sorunları yaratabilir ve önlenmesi gerekir. Soğuk su devresindeki suyun temiz olması gerektiği için iyileştirme programı uygulanmalıdır. Şekil 4.51'de free cooling uygulaması gösterilmiştir.

Su İyileştirme İşlemi

Soğutma kuleleri kirletici organizmalar için beslenme yeridir ve bu yüzden kirlenmeye çok yatkındır. Dolayısıyla, açık çevrimli soğutma kuleleriyle soğutulan

kondenserler ciddi kirlenmeye maruz kalabilirler. Kirler uygun olmayan koşullarda hızla birikebilir. Kondenserin kirlenmesi yoğuşma sıcaklığını yükselterek enerji tüketimini artırabilir ve kapasiteyi % 10'dan fazla azaltabilir. Kondenser boruları çok fazla kirlenmeden düzenli olarak temizlenmeli ve onaylanmış yöntemler kullanılmalıdır. Orta derecedeki pislikler özel boru temizleme fırçalarıyla uzaklaştırılmalıdır. Pisliklerin veya ulaşılamayan ısı transfer yüzeylerindeki kirliliklerin güçlü kimyasal çözeltiler kullanılarak temizlenmesi gerekebilir. Kondenserlerin temizlenmesi zordur, sızıntılar meydana gelmesine ve borunun çatlamasına neden olabilir. Bu işlemi yapacak kişilerin uzman olması gerekir.

İyi bir su iyileştirme programı, etkili bir bakım için şarttır. Soğutma kulesinin suyunun filtrelenmesi değerlendirilmelidir. Bazı durumlarda, suyun kalitesine dikkat edilerek kullanıcının kimyasal maddelerde büyük miktarda tasarruf etmesi sağlanabilir. Chiller performansı verilen tasarım parametrelerine bağlı olup, bu parametreler chiller imalatçısı tarafından yayınlanmaktadır. Performans, bina yükü, soğutma suyu sıcaklığı, kondenser su sıcaklığı ve kirlilik faktörüyle değişecektir. Kirlilik faktörü chillerin içindeki boruların yüzeyinde bulunan kir, tortu, çökelti veya diğer kalıntılardan kaynaklanan dirençtir ve soğutma sisteminin toplam ısı transferini önemli şekilde etkiler.

Kondenserler Ne Zaman Temizlenmelidir?
Kondenserdeki sıcaklık farklarını izleyerek kondenserin temizlik zamanı tespit edilebilir.

- Kondenserdeki sıvı soğutucu akışkanla soğutma kulesine giren su arasındaki sıcaklık farkı düşük olmalıdır. Böylece soğutucu akışkanla soğutma suyu arasında verimli ısı transferi gerçekleşir.
- Kondenser suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın büyük olması su ile soğutucu akışkan arasında daha verimli bir ısı transferine işaret eder.

Bu sıcaklık farkları sadece birkaç derecedir, bu yüzden bunları yeterli doğrulukla ölçmek için iyi kalibre edilmiş sıcaklık ölçerlere ihtiyaç vardır. Sıcaklık farkları chiller yüküyle değişir. Bu yüzden sıcaklıkların chiller yükünün her kapasitesinde ne olması gerektiğini gösteren bir diyagram hazırlanması yararlı olabilir.

Uygun su koşullarını sağlamak ve su tüketimini en azda tutmak için blöf oranını ayarlayın.
Su, soğutma kulelerinden ve evaporatif kondenserlerden hızla buharlaşır. Bu su kaybı şehir su şebekesinden su ilave ederek dengelenir. İlave edilen suyun içinde çözünmüş mineraller ve belli oranda partiküller bulunmaktadır. Ayrıca suyun kulede atmosferik şartlara açık olması kirlenmeye yol açar. Buharlaşmayı dengelemek için

sisteme sadece yeterli miktarda su ilave edildiğinde, sudaki minerallerin ve diğer maddelerin konsantrasyonu artacaktır.

Bu birikme, soğutma ünitesinin, kondenserin ve bütün boru sisteminin yüzeylerinde hızla tortu oluşturacaktır. Bunu engellemek için, suyu belirli bir oranda soğutma sisteminden boşaltmalısınız. Böylece konsantrasyonu artmış ve ileride kirliliğe neden olacak olan pislikler uzaklaştırılır. Su genellikle yakındaki drenaj hattına boşaltılır. Blöf işlemi bütün su soğutma kulelerinde gerekli olup, sistem çalıştığı sürece devam etmelidir. Blöf işleminin maliyeti yüksektir. Blöfde önemli bir su kaybı söz konusudur ve kirlenmeyi önleyen kimyasalların bir kısmı da uzaklaştırılmış olur.

Kimyasal işlemin kontrolü için bir su iyileştirme şirketi ile çalışıyor olsanız bile, bu yüklenicinin blöf oranını optimum seviyede tutması beklenmemelidir. Bu yetkili firma, kimyasal madde satışı da yaptığı için ilk amacı, kirlenmeyi önlemektir ve bu yüzden su sızıntı oranını yüksek tutmaya yatkındır. Dolayısıyla, blöf kontrolünün ayrı bir maliyet konusu olarak ele alınması gerekir. Blöf oranı elle veya otomatik olarak ayarlanabilir. Soğutma kulesindeki buharlaşma hızı soğutma yüküyle değiştiğinden dolayı, blöf miktarının elle ayarlanması kayıplara neden olabilir. Yüksek soğutma yüklerinde uygun konsantrasyon için yapılan bir blöf ayarı, düşük yüklerde gereksiz olabilir. Blöfü kontrol etmenin en etkili yolu, bir konsantrasyon sensörüyle kontrol edilen bir blöf vanası kullanmaktır.

Blöf Maliyeti

Suyun genellikle birim maliyeti makul düzeyde olmasına karşın, blöf ihtiyacı chiller çalıştığı sürece gereklidir. Ayrıca, eğer su arıtma kimyasalları kullanılması gerekirse, blöf işlemi kimyasal maddelerin fazla tüketimine neden olacaktır.

Ekonomik Değerlendirme

Tasarruf: Soğutma ünitelerinde kullanılan su ve su arıtma kimyasallarının maliyetinin en fazla % 80'idir. Ayrıca, ekipmanların bakım maliyetleri de azalmaktadır.
Amorti Etme Süresi: Küçük sistemler hariç olmak üzere kısadır. Uzun vadede yapılan tasarruf, işlem maliyetinden daha fazla olmaktadır.

4.8 POMPALAR VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Elektrik tüketen makineler arasında yapılan bir araştırmada, pompalar % 20 ile başta gelmektedir. Bu sebeple, pompaların uygun kullanımı ve enerji verimliliği önemle ele alınan bir konu olmuştur. Bilindiği gibi, pompa verimlerinde üst sınırlara yaklaşıldığı, yapılacak iyileştirmelerin birkaç puandan fazla olamayacağı görülmektedir. Ancak, enerji tasarrufunun pompaların uygun seçimi ve kullanımı, borulardaki basınç kayıplarının en uygun hale getirilmesi, değişken debili sistemlerin ve otomasyonda kullanılan

tasarım sistemlerinin iyileştirilmesi yolu ile % 30 civarında olacağı hesaplanmıştır.

Pompa sistemleri, inşaat, elektrik, boru sistemleri, pompalar, vanalar ve motorlardan meydana gelmektedir. Bir mekanik tesisatta pompalar, yaklaşık olarak yatırım maliyetinin % 8'ini fakat işletme maliyetinin % 60'ını oluştur.

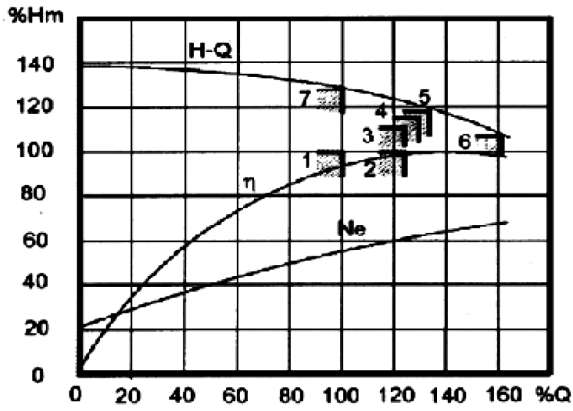
Pompalar gibi akış üreten cihazlar genellikle hız ayarı olmadan kullanılmaktadır. Bunun yerine akış, geleneksel metot ile regülatörler, valflar veya supaplar yardımı ile kontrol altına alınmaktadır. Akış, değişken motor devriyle kontrol edilmediğinde, motor sürekli tam devirde çalışır. Pompaların hizmet verdikleri sistemlerin azami debiye nadiren ihtiyaç duymaları yüzünden, debi ayarsız bir sistem çoğu zaman önemli miktarda enerjiyi boşa kullanmaktadır. Frekans Konvertör (FK) ile motor hızının ayarlanması sisteme göre değişmekle beraber % 70'e varan bir enerji tasarruf imkânı sunmaktadır.

Enerji verimliliği yüksek pompa sistemleri için neler dikkat etmeliyiz?

a- Pompa karakteristiği çalışacağı sisteme uygun mu?
b- Debi değişken mi?
c- Debi değişken ise, pompa ve sistem değişken devirli pompa kriterlerine uygun mu?
d- Boru ve pompa sistemleri uygun mu seçilmiş?
e- Pompa ISO, HI, EUROPUMP standartlarına uygun mu?
f- Sistem ömür boyu maliyet esaslarına uygun mu?

Pek çok uygulamada pompaların gereğinden çok büyük seçildiği gözlenmektedir. Örneğin bir projede hesaplamalar sonunda Q=100 m^3/h ve H_m=100 mSS (1) olan bir pompa sipariş edilirken ilerideki ihtiyaçlar için debi % 25 artırılıyor (2). Manometrik basma yüksekliği az gelirse diye H_{de} % 10 artırılıp pompa sipariş ediliyor (3). Siparişi alan pompacı da debi ve basma yüksekliğine % 5 zam yaparak pompayı seçiyor (4). Elektrik motorları da tam yükte çalışmadığı için biraz hızlı döndüğünden çalışma noktası (5)'e geliyor. Pompa yerine monte edilip çalıştırıldığında sistem karakteristiği (5) noktasında değil (6) noktasında oluştuğundan pompa debisi 160 m^3/h oluyor.

Debi, hesapla bulunan 100 m^3/h yerine 160 m^3/h olunca, tasarım debisine vana kısılarak ulaşılacağından, basma yüksekliğini 130 mSS'den 100 mSS'na düşürürken vanada yok ettiğimiz enerjinin % 30 olabileceği tahmin edilmektedir. Bu sebepten, pompaların gereğinden büyük seçilmemesi gerekir. İlerideki ihtiyaçlara göre seçim yapılacaksa, pompa motorunu biraz büyük ve en büyük çark çapından daha küçük bir çapta seçmek uygun olur. İleride tüm pompayı değiştireceğimize sadece yeni bir çark alarak gereksiz yere enerji harcamamış oluruz. Bu durum Şekil 4.52'de gösterilmektedir.



Şekil 4.52 *Emniyet faktörlerinin pompa seçimine etkisi*

1- Hesaplanan debi ve basma yüksekliği
2- Debi için % 25 emniyet
3- % 10 emniyetli H
4- Pompanın emniyeti % 5
5- Elektrik motoru devir sayısı
6- Pompa % 60 daha fazla debi veriyor
7- Vana kısılarak istenen debi elde ediliyor ama % 30 fazla enerji tüketerek

Birçok uygulamada debi sabit değildir. Debiyi azaltmak için vana kullanılırsa, basıncı yaratmak için pompaya aktardığımız enerjiyi vanayı kısarak yok etmiş oluruz. Bu durum, otomobilin gaz pedalına sonuna kadar basıp, aracın hızını frenle kontrol etmeye benzemektedir. "Debiyi değiştirmek gerekli mi?" sorusuna verilecek cevaplar sistem tasarımını etkileyecektir.

Seçilen debi değiştirme yönteminin sistemin enerji verimliliğine etkisi vardır. Debi değiştirme yöntemleri ve çözümleri aşağıda sıralanmıştır:

1. Pompayı ihtiyaç olunca çalıştırmalı (kesintili çalıştırma) yaygın olarak kullanılmaktadır. Pompaları büyük seçmek hem satın alma hem de kullanım maliyetini artıracaktır. Burada uygun enerji tarifesi süresinde çalıştırmak da düşünülmelidir.
2. Sistemi bir depodan besleyerek pompayı depo seviyesine göre kesintili çalıştırmak; sistemi depodan besleyerek depoyu enerji tarifesinin uygun olduğu zamanlarda doldurup gün boyunca kullanmak da uygun bir çözümdür.
3. Çalışan pompa sayısını değiştirmek (paralel pompalar) suretiyle debiyi ayarlamak bilhassa basma yüksekliği büyük, sürtünme kaybı az olan sistemlerde yegane debi kontrol metodudur.

4. Pompayı devamlı çalıştırarak akışkanın bir bölümünü depoya geri döndürmek (by-pass) veya vana ile kısma yaparak debiyi kontrol etmek hiç arzu edilmeyen bir çözümdür. Onun yerine frekans değiştiricili bir pompa kullanılmalıdır.
5. Sabit devirli elektrik motoru ile pompa arasına hidrolik veya elektrikli kavrama koyarak pompa devrini debi veya basınç ihtiyacına göre ayarlamak da yöntemlerden biridir.
6. Elektrik motoruna frekans değiştirici yardımı ile uygulanan gerilim ve frekansı değiştirip pompayı istenen debi ve basma yüksekliğini sağlayacak devirde döndürmek de mümkündür. Bir pompa sisteminde debi değişken olduğunda elde edilecek kazanç, düşük debilerde sürtünme kayıplarının azalmasıyla pompayı daha yavaş döndürerek elde edilir. Frekans Konvertörü (FK) veriminin % 95 civarında olduğu göz önüne alınırsa, sürtünme kayıplarının azalması ile elde edilecek kazancın FK kullanımından dolayı kaybedilenden daha fazla olması gerekir. Sürtünme kaybının toplam basma yüksekliğine göre az olduğu sistemlerde FK yerine paralel pompalar kullanılmalıdır. Enerji verimliliği bakımından pek çok uygulamada frekans değiştiricisi kullanmak en uygun çözüm olarak sunulmaktadır. Debi değişken değil ise en iyi çözüm daima en iyi verim noktasında çalışan sabit devirli bir pompadır.

Frekans Konvertörlü (FK) Pompa Uygulamalarında Maliyet Analizi
Uygulaması: Üç adet santrifüj pompa bir ilaç tesisinin soğutma suyunu sirküle etmektedir. 6 °C'ye kadar soğutulan su çeşitli kullanım alanlarına transfer edilmektedir. Sistem soğutma suyunda mevsimsel olarak oluşan iniş çıkışları gidermek amacı ile kullanılmaktadır ve minimum 150 m³/h'den 620 m³/h'e kadar olan pik yüklemelere göre tasarlanmıştır. Kullanılan pompanın teknik verileri aşağıdadır:

- Soğutma kapasitesi: 4.250 kW
- Tam yükteki debi: Q= 620 m³/h
- Pompa çalışma saati: 7640 h/yıl

Hidrolik seçim: üç pompa (100% yedekli), her pompa FK ile çalışmaktadır. Bu uygulama sonucunda % 47 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

	3 pompa FK bağlı değil	3 pompa FK bağlı
Alış Fiyatı	14.465 Euro	29.988 Euro
Montaj ve devreye alma	600 Euro	1.200 Euro
Toplam alış maliyeti	15.065 Euro	31.188 Euro

	3 pompa FK bağlı değil	3 pompa FK bağlı
1 yıllık enerji maliyeti	20.123 Euro	10.724 Euro

4.8.1 Çevreye Duyarlı Tasarım Gerekleri Yönetmeliği

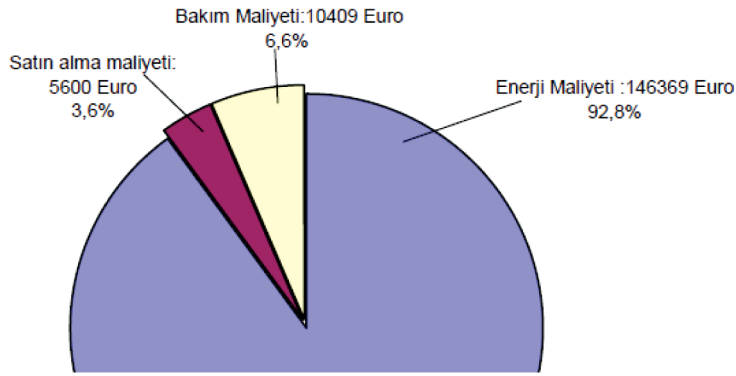
İlk önce Avrupa'da, daha sonra da ülkemizde yürürlüğe giren ErP ya da "Çevreye Duyarlı Tasarım Gerekleri Yönetmeliği" enerji harcayan birçok ürünün daha az enerji tüketmesine yönelik bazı sınırlamalar getirdi. Avrupa'da ErP yönetmeliği ile 11 milyon ton daha az CO_2 salınımı, 4 milyar € nakit tasarrufu, % 90 daha az elektrik enerjisi tüketimi ve yılda 23 milyar kWh elektrik enerjisi tasarrufu yapılması hedefleniyor. Enerji tüketen ürünler arasında tüketim konusunda % 20 paya sahip olan pompalar, "Çevreye Duyarlı Tasarım Gerekleri Yönetmeliği"nde öne çıkan ürünler arasında yer alıyor. Pompaların enerji tüketim miktarları çok kısa sürede ilk yatırım maliyetlerini aşıyor ve ilk yatırım maliyeti düşük ama verimsiz olan pompalar, kısa sürede çok fazla enerji sarf edilmesine ve tesiste verimli pompaya harcanan bedelin üzerinde harcamalara neden oluyor. Bu durumda da yüksek verimli ürünler, yatırımcının da ilgisini çekiyor.

2013 yılında başlayan ve 2015 yılında da devam eden yönetmeliğin ikinci ayağında kuru rotorlu pompalar için bazı sınırlamalar getiriliyor. Buna göre sabit devirli kuru rotorlu pompaların 7,5 kW'dan büyük olan modelleri için IE3 motor verimine sahip olması zorunluluğu geliyor. Sanılanın aksine, sabit devirli pompaların kullanımına, yönetmelikte de bahsedildiği gibi motor verimliliklerindeki iyileştirmeyle birlikte devam edilebilecek. Fakat 7,5 kW ve üzeri motorlarda, motor verim sınıfındaki sınırlama IE2'den IE3'e çıkacak. 7,5 kW'ın altındaki güçlerde motor verimlilik sınırlaması 2017 yılına kadar IE2 olarak devam edecek. Yani 7,5 kW ve üzeri sabit devirli kuru rotorlu bir pompanın en düşük verim sınıfı IE3 olabilecek.

Yönetmelik ıslak rotorlu pompaları da kapsıyor. Islak rotorlu pompalar yapısı itibariyle kuru rotorlu pompalara kıyasla daha düşük verimli olup, küçük kapasitelerde kullanılabiliyor. Yönetmelikte ıslak rotorlu pompaların verimliliklerinin hesabı kuru rotorlu pompalardan farklı olarak tanımlanmış durumdadır. Islak rotorlu pompalar, enerji verimlilik indeksine (EEI) göre değerlendiriliyor. Yönetmeliğe göre ısıtma ve soğutma pompaları için EEI değerinin 0,27'den düşük olması gerekiyor. 1 Ağustos 2015 tarihinden itibaren bu değer 0,23'e kadar düşürüldü. Güneş enerjisi sistemlerine entegre pompalarda da EEI değerinin 0,23'ten düşük olması zorunluluğu aranmaktadır.

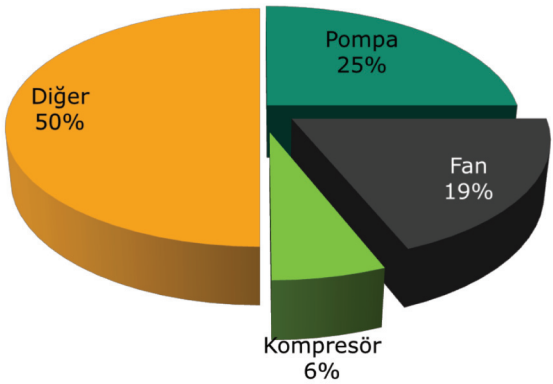
Son yıllarda enerji kaynaklarının giderek azalması, enerji maliyetlerinin artmasına ve yeni enerji kaynaklarının aranmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda enerjinin verimli kullanımı da en önemli tasarruf programlarının başında gelmektedir.

Türkiye'de elektrik enerjisi tüketiminin yaklaşık % 20'lik bir bölümü pompa sistemleri tarafından harcandığı düşünülürse, pompalarda yapılacak verimlilik çalışmalarının önemi göstermektedir. Pompa sistemlerinde ana eleman olan pompaların sahip olduğu verim değerleri enerji tüketimini direkt etkilemektedir. Bu nedenle pompa seçiminde dikkat edilmesi gereken önemli faktörlerden bir tanesi pompanın enerji tüketiminin göstergesi olan verim değeridir. Fakat genel piyasa koşullarında birçok tüketici pompa seçiminde ilk yatırım maliyetini dikkate almaktadır. Verim yerine fiyat esaslı alım yapılması firmaların enerji maliyetini ve bununla birlikte dolaylı olarak çevreye de zarar vermektedir. Yıllık 2000 saat ve üzerinde çalışan bir pompanın yaşam döngüsü maliyetine bakıldığında en büyük kısmının elektrik tüketiminden kaynaklandığı görülmektedir (Şekil 4.53). Ömür boyu maliyet analizi yapıldığında pompalar ilk yatırım maliyetinin, enerji maliyetine göre çok düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.53 *Bir Pompanın Ömür Boyu Maliyeti İçinde Enerjinin Payı (KSB Pompa)*

Avrupa Birliği (AB) tarafından kabul edilen ve ürünlerin çevreye olan duyarlığı ile ilgili birçok direktif aslında ürünlerin daha az enerji tüketmesini sağlaması için gerekli şartları anlatmaktadır. Pompalar ile ilgilide bu konuda birçok çalıma yapılmaktadır. Bu çalışmaların en sonuncusu AB Komisyon'u tarafından (EU) 547/2012 no'lu 'Su Pompaları İçin Ekotasarım Uygulama Direktifi'dir. Bu direktif ile pompalar için minimum verim indeksi (MEI) adı altında pompa verimlerini karşılaştırmaya yarayan boyutsuz bir sayı oluşturulmuştur. Pompaların verimlerine göre 0 ile 0,7 arasında olan bu değerin yüksek olması pompa veriminin daha yüksek olduğuna işaret etmektedir.



Şekil 4.54 *Sanayide elektrik motorlu ekipmanların enerji tüketimi dağılımı (WILO)*

Ekotasarım yönetmeliği kapsamında Avrupa'da 2020 itibari ile su pompaları için 40TWh, sirkülatörler için de 24TWh elektrik tasarrufu hedeflenmektedir. Bu şekilde Avrupa'da 2020'de karbon salınımının 29 milyon ton azalması tahmin ediliyor. Ekotasarım yönetmeliği bu kapsam altında ürünlerin enerji tüketimi ve tasarruf potansiyelleri ile ilgili yasal düzenlemeleri içermektedir.

Düzenlemeler ürünlerle ilgili ulaşılması gereken minimum verim sınıflarını belirtmektedir. Şu anda güncel olan üç düzenleme ve geliştirilme aşamasında olan iki düzenleme bulunmaktadır.

Güncel düzenlemeler;
Su Pompaları - EU 547 / 2012 Düzenlemesi
Su pompaları için gerekli minimum verimlilik değerleri:
MEI (Minimum Efficiency Index - Minimum verim indeksi)
1 Ocak 2013'den itibaren MEI≥ 0,1
1 Ocak 2015'den itibaren MEI≥ 0,4

Sirkülatörler - EU 622 / 2012 (Eskisi EU 641 / 2009) Düzenlemesi
Sirkülatörler için gerekli minimum verimlilik sınıfları:
EEI (Energy Efficiency Index - Enerji verimlilik indeksi)
1 Ocak 2013'den itibaren EEI≥ 0,27
1 Ocak 2015'den itibaren EEI≥ 0,23

Elektrik Motorları - EU 640 / 2009 Düzenlemesi
Elektrik motorları için geçerli olan verim indeksleri;
IE4 = Super premium verim

IE3 = Premium verim
IE2 = Yüksek verim
IE1 = Standart verim
1 Ocak 2015'den itibaren IE3 veya Frekans invertörlü IE2 P = 7,5 kW - 375 kW
1 Ocak 2017'den itibaren IE3 veya Frekans invertörlü IE2 P = 0,75 kW - 375 kW

(EU) 547/2012 Avrupa Birliği Direktifinin Kapsamı

Direktif; ticari tesislerde, içme suyu tesislerinde, sulamada ve gıda endüstrisinde kullanılan pompaların minimum sahip olması gereken verimleri için bir hesaplama yöntemi belirlenmiştir ve uyulması gereken asgari koşullardan bahsetmektedir.
Bu direktif belirli şartlar altında aşağıdaki pompaları kapsamaktadır. Pompa tipine göre kapsadığı alan Tablo 'de verilmiştir.

- Uçtan emişli norm pompalar (ESOB)
- Uçtan emişli monoblok pompalar (ESCC)
- Hat tipi santrifüj pompalar (ESCCI)
- Düşey çok kademeli pompalar (MS)
- Kademeli dalgıç pompaları (MSS) içermektedir.

Tablo 4.17 Pompa tipine göre geçerlilik şartları

Pompa tipi	Geçerlilik Şartları				
ESOB	n = 1450 d/d	$Q_{e.v.n.} \geq 6\ m^3/h$	$H_{b.e.p.} \leq 90\ m$	$6\ min^{-1} \leq n \leq 80\ min^{-1}$	$P_2 \leq 150\ kW$
ESCC					
ESCCI					
ESOB	n = 2900 d/d	$Q_{e.v.n.} \geq 6\ m^3/h$	$H_{b.e.p.} \leq 140\ m$	$6\ min^{-1} \leq n \leq 80\ min^{-1}$	$P_2 \leq 150\ kW$
ESCC					
ESCCI					
MS	n = 2900 d/d			$Q_{e.v.n} \leq 100\ m^3/h$	
MSS	3" ≤ nominal büyüklük ≤ 6"				

Aşağıda belirtilen koşullarda kullanılan pompalar kapsam dışında bulunmaktadır.

- -10 °C sıcaklığından düşük ve 120 °C sıcaklığından yüksek sıvıları basmak için özel tasarlanan pompalar
- Sadece yangın pompası için tasarlanan pompalar
- Pozitif deplasmanlı pompalar ve kendinden emişli pompalar.

Bu direktif çalışmasında Darmstadt Üniversitesi tarafından Avrupa'daki pompa üreticilerinin verileri istatiksel olarak incelenmiş ve akışkanlar mekaniği kanunları dikkate alınarak pompaların etkenliğini belirleyen ve pompalar arasında bir karşılaştırma yapmayı mümkün kılan bir endeks tanımlamak için çalışma yürütülmüştür. Gerekli

minimum verimlerin belirlenmesinde pompa tipleri (uçtan emişli, hat tipi, vb.), pompa devir sayısı, pompa debisi ve pompa özgül hızı dikkate alınmıştır. Pompanın en yüksek verim noktası, düşük yükte (% 75) ve aşırı yükte (% 110) verimlerini dikkate alınarak, pompa tiplerinin, tasarımlarının ve büyüklülerinin birbirleri ile karşılaştırılmasını sağlayan Minimum Verimlilik Endeksi (Minimum Efficiency Index-MEI) adında boyutsuz bir büyüklük tanımlanmıştır. Bu endeks değerleri, firmaların pompa tasarım ve imalat süreçlerinin kalitesi göstermekte ve farklı firmaların ürünleri arasında tasarım ve imalat kalitesi arasında kıyaslama yapmayı mümkün kılmaktadır.

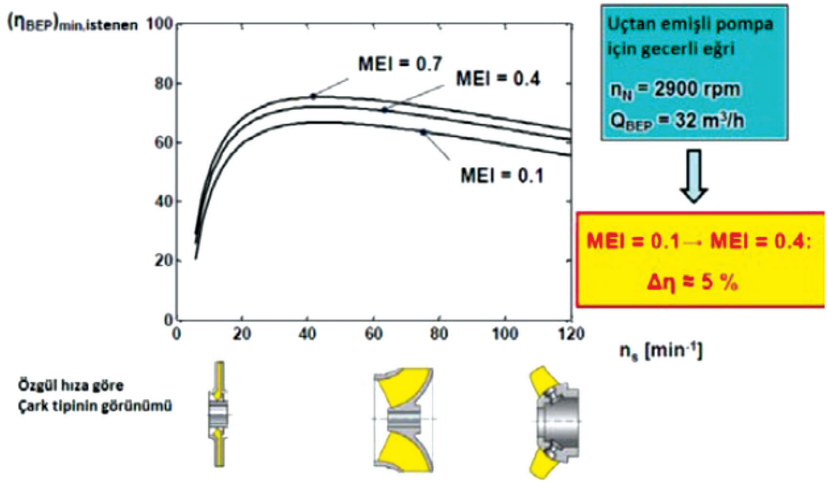
Bu direktif ile su pompalarının ekotasarım gerekliliklerine uygunluğu için aşağıdaki şartları yerine getirmesi beklenmektedir. Bu değerleri sağlayamayan pompaların AB üye ülkelerde satışının yapılmasına izin verilmeyecektir. Ayrıca AB'de satışa sunulan su pompaların da MEI değerlerini belirtme zorunluluğu olmaktadır. Yayınlanan direktife göre yıllara göre MEI değerleri aşağıdaki şartları sağlamak zorundadır.

1 Ocak 2013 tarihinde su pompaları için MEI $\geq$ 0,1
1 Ocak 2015 tarihinde su pompaları için MEI $\geq$ 0,4

Eğer üretici firmalar bu verim indeksini sağlayamazsa ürünleri CE koşullarını sağlayamayacaktır.

Pompa MEI Değerlerinin Enerji Verimliliği Açısından Önemi

Pompanın sahip olduğu minimum verim indeksi, pompa verim değerini ve dolayısıyla pompanın enerji maliyetini belirlemektedir. Minimum verim indeksi değeri belirlenmesi ile beraber, verim indeksini sağlayamayan pompaların üretilmesi ve piyasaya sürülmesi engellenmektedir. Yapılan bu çalışma ile beraber düşük verimli ürünlerin kullanımının azaltılması planlanmaktadır. Şekil 4.55'de pompa özgül hızına göre MEI değerinin 0,1, 0,4, ve 0,7 olmasının verim üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Şekil 'da görüldüğü gibi, pompanın verim indeksinin 0,1 den 0,4'e yükseltilmesi durumunda yaklaşık % 5'lik verim artışı ve aynı oranda enerji maliyetinde azalma görülmektedir.

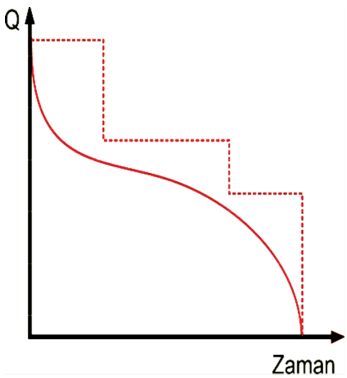


Şekil 4.55 *Örnek bir debi için MEI değerinin verime etkisi*

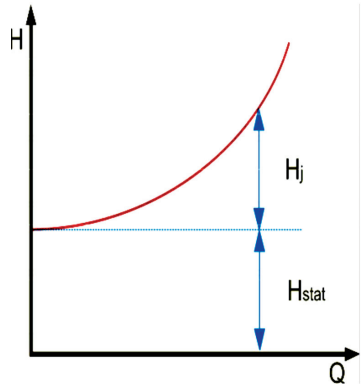
Santrifüj Pompa Sistemlerinde Enerji Verimliliği İçin Neler Yapılmalı?

1. H ve Q hesaplanırken emniyet payları büyük tutulmamalı, aksi takdirde pompa maksimum verimli noktalarda çalışamaz.
2. Pompa şartnamelerinde gereksiz sınırlamalar koyarak imalatçıların maksimum verimli pompalar seçmesi engellenmemeli. Aşağıdaki sınırlamalardan kaçınılmalıdır;
   - Maksimum çark çapının % 95'ine kadar pompa seçimi,
   - Maksimum verimli noktanın solunda pompa seçilmesi şartı,
   - Pompa hızının sınırlanması,
3. Kapasite ihtiyacının değişken olduğu sistemlerde, mümkün olduğu kadar pompa sayısı arttırılmalı ve paralel çalışma enerji tasarrufu sağlayabilir
4. Yüksek devirli pompalar genellikle daha yüksek verime sahiptir, istisnaları; çamur pompaları veya düşük NPSH (Net Pozitif Emme Yüksekliği) gerektiği durumlar olabilir.
5. Değişken devirli pompa kullanımı özellikle statik basma yüksekliğinin küçük olduğu sistemlerde enerji tasarrufu sağlayabilir.
6. Pompa ufak dahi olsa pompa verimi ilk satın almada dikkate alınmalıdır.
7. Büyük seçilmiş pompaların düşük kapasitelerde çalıştırılmasından kaçınılmalıdır.
8. Geniş bir aralıkta çalışacak pompaların maksimum verimli bölgesinin geniş aralıkta olmasına dikkat edilmelidir
9. Eskiyen pompaların iç yüzeylerinin kaplanması ve elden geçirilmesi verimde % 1-2 artış sağlamaktadır.
10. Sistem maksimum kapasiteyi karşılayacak şekilde seçilmeli, fakat sistemin zamanın çoğunda hangi kapasitede çalışacağı bilinmelidir. Bu analizden sonra boru sistemi tasarlanmalıdır. Eğer maksimum kapasitede sadece kısa süre çalışacaksa, büyük çaplı boruya gerek yoktur veya tersi durum geçerlidir (Şekil 4.56).

Prosesin İhtiyacı Nedir?



Şekil 4.56 *Debi-zaman ilişkisi*



Şekil 4.57 *Basma yüksekliği-debi ilişkisi*

- Maksimum ihtiyaç belirlenmelidir.
- Zaman kapasite ihtiyaç eğrisi çizilmelidir.
- Boru çapı bu eğri dikkate alınarak tayin edilmelidir.
- Boru sistemi tasarlanırken sistem eğrisi de çizilmelidir.

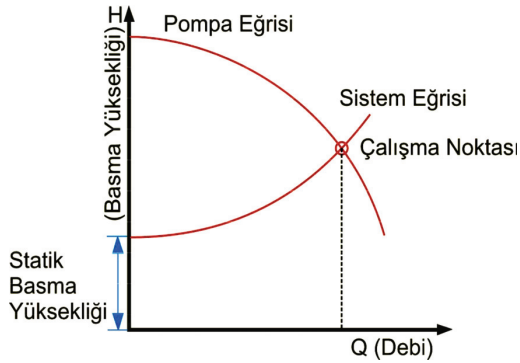
Sistem eğrisi nedir?

Sistem eğrisi, pompanın istenen bir kapasiteyi pompa sistemi boyunca vermesi için, ne kadar basma yüksekliği (basınç) gerekli olduğunu gösterir (Şekil 4.57).

$$\text{Basma Yüksekliği} = H_{statik} + H_{dinamik}$$

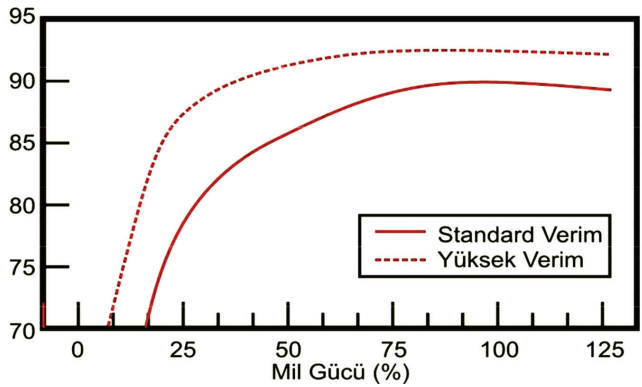
Statik Basma Yüksekliği, kapasiteden bağımsız, kot farkı veya basınçlı bir tanka basılıyor ise fark basınçtır.
Dinamik Basma Yüksekliği, tesisat sistemindeki sürtünme kayıplarından oluşur ve kapasite değişiminin karesi ile orantılı olarak artar veya azalır.

- Elektrik motorları tam yüke yakın değerlerde çalıştırılmalıdır.
- Aşırı büyük seçilmiş motor, direkt kayıplara ve aynı zamanda reaktif gücü etkilediği için indirekt kayıplara neden olmaktadır.
- Motorun çektiği güç/etiket değerleri arasındaki oran 0,4 veya altında ise bu sistem incelenmelidir.



Şekil 4.58 *Pompa eğrisi-sistem eğrisi ilişkisi*

Örnek olarak, 4 kutuplu 30 KW gücündeki ‘’Standart Verimli’’ motor ile ‘’Yüksek verimli’’ elektrik motorlarının değişik yüklerdeki verimlilik kıyaslamasını yapacak olursak;



Şekil 4.59 *Standart ve yüksek verimli motor eğrileri*

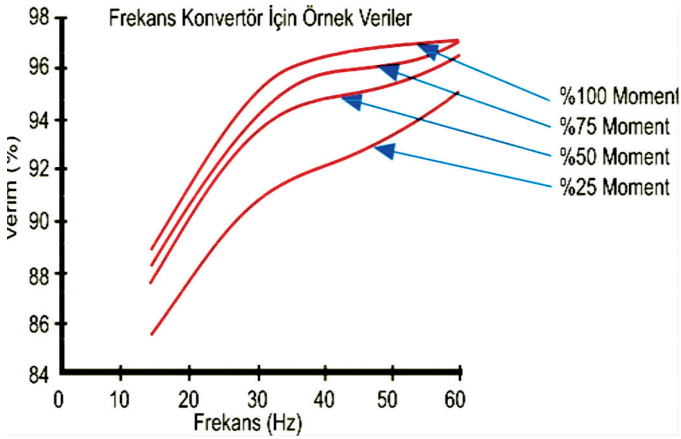
Mevcut durumda; pompaya akuple edilmiş 30 KW gücündeki motor % 30 yükte çalışmaktadır. Motorun tam yük verimi % 90 ve % 30 yükteki verimi ise % 83 olarak okunmaktadır. Verim düşümü % 7’dir (Şekil 4.50).

Saatteki enerji kaybı 2,1 KWh ve çalışma saati 8000 saat/yıl kabulüyle, 30 KW’lık motoru 11 KW’lık bir motorla değiştirirsek;

Yıllık enerji tasarrufu 16800 KWh/yıl olur ve elektrik birim fiyatı 0,075 Euro alınırsa yıllık enerji tasarrufu 1260 Euro/yıl ve 10 yıllık enerji tasarrufu ise 12600 Euro olarak gerçekleşir. 11 KW’lık bir elektrik motorunun yaklaşık maliyeti ise 260 Euro civarındadır.

Frekans Konvertörlerin (FK) Kullanımı

- Frekans konvertör cihazları % 2 ila % 6 arasında güç harcar.
- Motor hızı düştükçe kayıplar artar (Şekil 4.60).
- Özellikle değişken yükte çalışan sistemler vana ile kısma yapılması yerine FK kullanılması bu kayıpları telafi edecek tasarruf sağlar.
- Pompa devrinin değiştirilmesi ile bir pompadan çok sayıda pompa türetilmiş olmaktadır.



Şekil 4.60 *Frekans konvertör verim eğrisi*

- Pompa verimliliği genellikle değişmemektedir, fakat santrifüj pompalarda pompanın nominal debisinin % 60 altına düşülmesi durumunda, çark içindeki akış düzeni değişmektedir ve pompada titreşim artışı ve verim düşüşü yaşanmaktadır.

4.9 KONTROL SİSTEMLERİ VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Kontrol sistemleri uygulamaların ayrılmaz bir parçasıdır. Çok karmaşık bilgisayar kontrolü gerektiren endüstriyel uygulamalardan, basit bir ev tipi termostata kadar geniş alanda yer alırlar. Kontrol sistemlerinin tutarlı çalışması, müşteriye ekonomik getiri ve projenin geliştirilmesine katkı sağlar. Bu bölümde, enerji yönetimi alanında çalışanlar için pratik uygulamalara yer verilecektir. Sistemin kontrol edilebilirliği ve kullanıcı dostu olmasının önemi öncelikli tasarım parametresi olarak vurgulanmıştır. Temel kontrol stratejileri ve otomatik kontrol kullanımından elde edilecek tasarruflar ele alınmıştır. Bu bölümün amacı, enerji tasarrufu elde etmek için otomatik kontrol uygulamalarının bir araç olarak kullanılmasının vurgulanmasıdır. Otomatik kontrol, birçok teknik bilgi, yazılım, donanım çeşitleri ve detayları ile faal olan bir teknolojidir.

Neden Otomatik Kontrol?

- *Ayarlama:* Koşulların değiştirilmesi veya değişen talepler gibi birçok durumu karşılamak üzere yeniden ayar gerekmektedir. Canlı organizmadan örnek olarak, vücut sıcaklığı ve kan basıncı vb. verilebilir. Proses kontrol sistemi bu tür doğal uygulamalara benzerlik gösterir. Otomatik kontrol, belirli ölçülebilen değişkenleri sabit tutmak için sürekli olarak bazı kontrol elemanlarının yeniden ayarlanmasıdır. Maksimum yüke ayarlanmış ısıtma, soğutma ekipmanının kısmi yük şartlarında verimli çalışabilmesi için girişindeki vananın kısılması örnek verilebilir.
- *Koordinasyon:* Çeşitli uygulamaları etkili ve mantıklı şekilde sıraya sokmak otomatik kontrolün önemli bir yönüdür.
- *Otomasyon:* İnsanoğlu manuel kontrolü mükemmel bir şekilde gerçekleştirebilmektedir. Çünkü birçok değişkeni birlikte dikkate alabiliyoruz. Bununla beraber, çoğu kontrol işleminde tekrarlayan işler vardır ve bu sistemler otomasyon için uygundur. Otomatik işlem, insanlara sistem işletimini gözlemeyi ve zamanlarını daha efektif kullanmalarını sağlar.
- *Uygunluk:* Manuel kontrol insanlar için etkili olabilir ama bazen tekrarlayan işlerde dikkatsizliğe yol açabilir. Otomatik kontrol mekanizmalarının kullanılması, tekrar eden uygulamaları daha verimli hale getirir. Tekrar edilebilirlik ve uygunluk özellikleri otomatik kontrolü üretimde önemli hale getirmiştir.
- *Koruma:* Destek kontrol rutinlerine yer verilerek iyi bir kontrolün yanı sıra enerji kullanımında da azalma sağlanabilir. Kontrol sistemleri özel olarak bu amaçla tasarlanmadılar ise, enerji sarfiyatını azaltmazlar.

Kontrol Modları

Kullanılan teknoloji ne olursa olsun, hangi kontrol modunun tercih edileceği ve uygun teknoloji tiplerinden hangisinin bu modlara uygulanabileceğini anlamak önemlidir. Birçok durumda, basit on-off kontrol yeterlidir. Diğer durumlarda istenen etki sadece modülasyonlu kontrol ile sağlanabilir.

Tablo 4.18 Değişik kontrol teknolojilerinin olumlu ve olumsuz yönleri

TEKNOLOJİ	ARTILARI	EKSİLERİ
KONVEKSİYONEL ELEKTRİK	basit	Donanım değişikliği olmadıkça belli amaçlı kontroller esnek değiller
	ispatlanmış	Optimizasyon için sınırlı olanaklar
	anlaşılması ve onarımı kolaydır	
	ucuz	
	basit seri- paralel devreler ile (röle mantığı) 've-veya' mantığı ile düzenlemek	
	düşük maliyeti ile analog kontrollü değişik yüzer kontrol varyasyonları	
ANALOG ELEKTRONİK	modülasyonlu kontrol seçeneği için düşük maliyet	Düzenli bakım yapılmazsa uzun süreli kullanımda etki kaybı
	Paket HVAC cihazlarında standart ekipman	Kısa ömürlü parçalar
		Donanım değişikliği olmadıkça belli amaçlı kontroller esnek değiller
		Optimizasyon için sınırlı olanaklar
		Kullanıcı dostu değiller
		Giriş çıkış donanım parçaları özellikle kumandalar, alışılagelmiş on-off mekanizmalarına göre pahalıdır
PNÖMATİK	basit	Düzenli bakım yapılmazsa uzun süreli kullanımda etki kaybı
	ispatlanmış	Sıcaklığa bağlı etki kaybı
	Parçalar dayanıklıdır	Donanım değişikliği olmadıkça belli amaçlı kontroller esnek değiller
	Düzgün tasarlanmış ve bakımı yapılırsa uzun süreli kullanılabilir	Optimizasyon için sınırlı olanaklar
		Eğer basınçlı hava devresi kirlenmişse, hassas sistem bozulur
		Pnömatik kontroller için anlaşılması zor ayarlar
		Satın alma maliyetine altyapı maliyeti de (boru sistemi) dahildir
		Bu teknoloji için kalifiye eleman bulmak zor

DİJİTAL KONTROL (DDC)	Mükemmel esneklik. Mevcut donanım üzerinde yazılım değişikliği yapılabilmesi	Yüksek ilk yatırım maliyeti
	Hesaplamadaki üstünlüğü nedeniyle optimizasyon için en iyi tercih	İlk yatırım maliyetine alt yapı maliyeti de (kablolama) dahildir
	diğer uyumlu sistemlerle iletişim imkanlarının genişliği nedeniyle büyük miktarlarda veri toplayabilmesi	Hızlı gelişen teknoloji sayesinde kolay demode olur
	Temel değerler, geçmiş veriler, eğilimler, çalışma zamanı vb. önemli ölçümlerin kaydedilmesi için uygun yöntemler sunar	Özel yapım ekipman üreticilerine bağımlılık yüzünden yüksek yazılım ve yedek parça ücretleri
	pratik uzaktan görüntüleme	

Otomatik Kontrol Sistemlerinin Kullanımı Sonucu Tasarruf

Ekonomik kaygılar, enerji yöneticileri ve otomatik kontrol uygulamaları önündeki en büyük engeldir. Yeni teknoloji maliyetinin kabulü neredeyse her zaman ekonomik gerekçeler, değerlendirmeler gerektirmektedir. Doğru öngörülerde bulunmak ve elde edilecek tasarruf konusunda gerçekçi hesaplamalar yapmak bir otomatik kontrol projesi için önemli adımlardır. Çünkü, gelecek muhtemel projeler büyük oranda bir öncekinin sonuçlarından etkilenecektir. Otomatik kontrol iyileştirmeleri sonucunda elde edilen tasarrufun elle tutulur sonuçları olmasına rağmen, çalışma öncesi tahminde bulunmak zorlu bir süreçtir. Maliyet tahminleri birer beklenti olduğu için bu durum enerji yöneticileri için bir ikilem doğurur.

Maliyet analizleri zaman alıcı ve pahalı olabilir. Bu yönüyle de projelerin önünde bir engel olarak görülebilir. Kısaltılmış metotlarla veya kurallarla geçerli yaklaşımlar üretilebilir. Bütün yaklaşımlarda olduğu gibi başarının anahtarı tutucu olmaktan geçmektedir. Enerji yöneticisinin güvenirliği, yaptığı bu tahminlerin doğruluğu üstüne inşa edilmiştir. Unutulmamalıdır ki, tahmin sürecinde her zaman belirsizlikler ve kontrol edilemeyen değişkenler vardır. Hesapladığınız tasarruf oranlarını yeniden gözden geçirmek iyi bir uygulamadır. Proje sonunda elde edeceğiniz tasarrufları suni olarak azaltmak ve proje maliyetini bir kalemde artırarak yeniden değerlemenin iki sonucu olur;

Tahmini tasarrufların azaltılmasının etkileri

- Proje performansının kusurları ölçüsüz beklentilerle birlikte artar.
- Marjinal geri dönüşlü projeler kötü gözükebilir ve iptal edilebilir.

Kontrol değişimleri sonucunda elde edilen ölçülebilen tasarruf önündeki engeller

- Kontrol parametreleri neredeyse her zaman kullanıcı tarafından ayarlanabilir ve genellikle proje sonrası ölçme süreci de dahil olmak üzere proje boyunca ince ayara tabi tutulacaktır.
- Kontrol algoritmaları genellikle bağımsız olmayan çoklu değişkenler içerir. Buradaki belirsizlik, bir değerin diğeri ile etkileşim içinde olmasıdır. Proje aşamasında suni olarak artırılmış olan toplam tasarruf miktarı, bölümlerin toplam tasarrufundan düşük olabilir.
- Kalite, konfor, havalandırma veya diğer özelliklerde iyileşmeye yol açan kontrol sistemindeki değişiklikler, bazı durumlarda enerji kullanımını artıracaktır. Böylece elde edilecek tüm tasarruf baştan kaybedilecektir.

Metodoloji

Değişkenleri ve kendi aralarındaki etkileşimleri tanımlamak gerekir. Analizleri basitleştirmek için değişkenler azaltılır. Belirsizlikler ile elde edilmesi planlanan tasarruf arasında ilişki vardır. Tecrübelere dayanılarak hesaplanan tasarruf miktarı, toplam maliyetin bir oranı olarak belirtilmelidir. Tüm bu göstergeler kullanılarak, gerçekçi olmayan aşırı tasarruf miktarı revize edilmelidir. Proje tamamlandıktan sonra gerekli ölçümler yapılarak gerçek ve tahmin edilen tasarruf arasındaki fark belirlenmelidir.

Nicel tasarruf örnekleri

Aşağıda otomatik kontrol ile genel olarak nasıl tasarruf yapılacağının örnekleri verilmektedir. Metotların çoğu basitleştirilmiş yöntemlere dayanmaktadır. Daha hassas sonuçlar bilgisayar modelleri elde edilebilir. Fazla yatırım yapmadan aşağıda gösterilen metotlar kullanılarak olası tasarruflar belirlenerek, alınan önlemlere değip değmediği sonucuna varılabilir.

Değişkenler

Chillerin kW/ton değeri soğutma yüküne ve soğutma kulesi kW/ton değeri ise, yaş termometre sıcaklığı ve yaklaşım değerine (soğutma kulesi terimi olan "yaklaşım (approach)", kondenser suyu çıkış sıcaklığı ile ortam yaş termometre sıcaklığı arasındaki farktır) göre değişir. Soğutma kulesi fanının sarf ettiği enerji ise saatteki ton cinsinden soğutma kapasitesine, kule kapasitesine ve dış hava yaş termometre sıcaklığına bağlı olan yoğuşma sıcaklığına göre değişiklik gösterir. Toplam tasarruf değeri, yıllık ton-saat cinsinden kapasiteye, chiller verimine, chiller veriminin kule verimine oranına (kW/ton), chillerin kondenserine girecek en düşük su sıcaklığı ve anlık yaş termometre değerlerine göre değişir. Yaş termometre sıcaklığının bir değişken olarak bu hesaplamalarda yer alması, yıllık tasarruf değerlerinin coğrafik koşullara bağlı olarak değişeceğini gösterir.

Kondenser yoğuşma sıcaklığı düşürüldüğü zaman chiller için ihtiyaç hissedilen enerji talebi de azalacaktır (derece başına % 1-1,5). Bununla beraber, düşük yaklaşım sıcaklıklarında soğutma kulesi verimi azalır ve chillerin sarfettiği enerjiden elde edilen kazancın soğutma kulesindeki verim azalışına denk geldiği bir noktaya ulaşılır. Bu denge noktasının yeri soğutma kulesi kapasitesine bağlıdır. Soğutma kulesinin kaybı, yaklaşım sıcaklığına bağlıdır ve 4 °C'nin altındaki yaklaşım değerinin her bir derece azalmasında keskin bir şekilde düşüş gösterir. Yaklaşım değerinin her 1 °C azalmasında soğutma kulesi fan gücünde % 9 artış olur.

Chillerler kontrol prosesini fiziksel olarak sınırlar. Bazıları diğerlerinden daha soğuk kondenser suyu kullanırlar. Santrifuj chillerler, üretici firmaya göre değişmekle birlikte 13-21 °C kondenser suyu dolaştırırlar. Vidalı chillerler için genellikle kondenser giriş suyu sıcaklığı 21 °C'dir. Pistonlu kompresörlü chillerlerde ise bu sıcaklık 21 °C ile sınırlandırılmakla beraber, daha düşük sıcaklıklarda da çalışabilirler.

ÖNEMLİ: Her bir uygulama için chillerin su rejimi sınırları belirlenmelidir ve kontrol sistemi chillerin zarar görmesini önlemek için bu sınırlar dahilinde çalıştırmalıdır.

0,5 kW/ton verimliliğe sahip ve 0,07 kW/ton ve yaklaşım değeri 7 °C'den 4 °C'ye düşen soğutma kulesiyle birlikte çalışan bir chillerin enerji sarfiyatı, 7 °C yaklaşım değerine nazaran daha yüksek olacaktır. Çünkü soğutma kulesinin fan gücü artacaktır. Aynı örnekte her şeyi sabit tutarak, yalnızca soğutma kulesini 0,04 kW/ton kapasitede kullanarak, her 1 °C başına toplam soğutma enerjisinden % 0,35 tasarruf edilebilirdi. Bu örnek göstermiştir ki, tasarım yaş termometre koşullarına yakın değerlerde çalışıldığında, kondenser su sıcaklığının yeniden set edilmesiyle elde edilecek tüm tasarruf, daha verimli bir kule (0,04 kW/ton) kullanılmadığı müddetçe soğutma kulesinin sarfiyatının artmasından dolayı başa baş gelecektir.

Dolayısıyla, kontrol stratejisi işletme set değerinin dış hava yaş termometre sıcaklığına bağlı olarak sürekli ayarlanması esasına dayanacaktır. Dış hava yaş termometre sıcaklığı tasarım değerinin altına indiğinde, daha az enerji ile daha soğuk su üretecektir. Şüphesiz ki, geçiş dönemlerinde ve geceleri chiller yükü düşük olacaktır. Bu yüzden chiller yük profilini ve anlık yaş termometre sıcaklığını bilmek tasarrufları hesaplamak için anahtar öneme sahiptir. Düşük kondenser su sıcaklıklarında çalışan ve İç Anadolu gibi düşük yaş termometre sıcaklıklarında soğutma ihtiyacını karşılayan chillerler, kondenser su sıcaklığının dış hava yaş termometre sıcaklığına göre yeniden ayarını mümkün kılan bir kontrol sistematiği ile yıllık % 10-15 tasarruf ile gerçekleştirebilirler. Tablo 4.19'da bahsedilen sistematiğin sayısal sonuçları gösterilmektedir.

Tablo 4.19 Kondenser Rejiminin Yeniden Ayarlanmasından Sağlanacak Toplam Enerj Tasarrufunda Soğutma Kulesi Seçiminin Etkileri (Yaklaşım değeri 6 °C'den 3,5 °C'ye düşürüldü, Chiller 0,5 kW/ton)

Nominal soğutma kulesi (kW/ton)	Nominal chiller/kule (kW/ton oranı)	Her 0,5 °C Sıcaklık düşüşünde tasarruf edilen soğutma enerjisi toplamı yüzdesi (%)
0,03	16,7	0,63
0,04	12,6	0,35
0,05	10,0	0,08
0,06	8,3	-0,18
0,07	7,1	-0,42
0,08	6,3	-0,66
0,09	5,6	-0,88
0,10	5,0	-1,10

Tablo 4.20, soğutma kulesinin bağıl güç değerinin (kW/ton) soğutma kulesi optimum su çıkış sıcaklığının ayar değerini nasıl etkilediğini göstermektedir. Yaklaşım değeri, optimum kondenser sıcaklığı hesabı için parametredir ve kullanımda olan soğutma kulesi baz alınarak seçilmelidir. Toplam soğutma verimliliği (kW/ton) için önerilen soğutma kulesi yaklaşım değerleri aşağıda gösterilmiştir. Bu değerler bütün chiller ve soğutma kulesi kombinasyonlarına uygulanabilir. Optimum soğutma kulesi set değeri, hesaplanan yaş termometre sıcaklığına yaklaşım değeri eklenerek bulunur.

Tablo 4.20 Optimum Kondenser Su Sıcaklığında Soğutma Kulesinin Etkileri

Chiller (kW/ton)	Kule (kW/ton)	Chiller/kule oranı (kW/ton)	Kondenser su rejiminin yeniden ayarlanması için en düşük ekonomik kule *"yaklaşım"* değeri, (°C)
0,5	0,1	5:1	7,5
0,5	0,085	6:1	6,75
0,5	0,07	7:1	6
0,5	0,06	8:1	5,5
0,5	0,05	10:1	5
0,5	0,04	12,5:1	4,25
0,5	0,03	17:1	3,5

4.10 ABSORBSİYONLU (LiBr/Su) SU SOĞUTMA GRUPLARI VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri temelde çalışma prensibi olarak buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerine benzerler. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinde akışkan dolaşımını sağlayan ve en fazla elektrik enerjisi tüketen mekanik kompresörler yerine termik kompresörler olarak da bilinen jeneratör ve absorber düzeneği kullanılır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde iki farklı akışkan dolaşır. Bu akışkanlardan birincisi soğutucu akışkan diğeri ise soğurucu olarak görev yapar.

Çok fazla akışkan çiftleri olmasına rağmen son yıllarda uygulamada Amonyak (NH_3)-Su ve Su-Lityum Bromür (LiBr) çiftleri kullanılmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerine göre daha pahalıdır. Yapıları daha karmaşık ve kapladıkları hacim daha fazladır. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri atık ısıl enerjinin olduğu tesislerde veya birim enerji maliyetlerinin elektriğe göre çok daha düşük olan yakıtların kullanıldığı ülkelerde enerji maliyetlerini çok fazla düşürmektedir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerin etkinlik katsayısı (EER) aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$EER = \frac{Soğutma\ Kapasitesi}{Harcanan\ Enerji} = \frac{Q_{evap}}{Q_{ısıtma} + W_{pompa}}$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, konsantre sıvıdan, soğutucu sıvının ısı ile ayrıştırılıp tekrar birleştirilmesi mantığı üzerine çalışmaktadır. Yüksek konsantreli sıvı soğutucu, sıvıyı kendi bünyesine alarak doğal bir seyrelme durumu gerçekleştirir. Bunun tersi durumda ise, ısı ile soğutucu sıvı konsantreden ayrışarak daha derişik bir konsantre ortaya çıkaracaktır. Lityum Bromür; soğuduğu zaman suyu kendi bünyesine alıp ve ısıya maruz kaldığında da suyu kendi bünyesinden ayırdığı için piyasada mevcut en yaygın maddedir. Su, LiBr içerisine geçtiğinde soğurma olayı, LiBr bünyesinden ayrıldığında ise buharlaşma olayı gerçekleşir. İstenilen sıcaklık değerini yakalamak için suyun düşük sıcaklık değerlerinde buharlaştırılması dolayısıyla sistemin çok düşük basınçlarda (vakumda) çalışması gerekmektedir.

Kullanılan absorbsiyonlu soğutma sistemleri tek kademeli ve çift kademeli olmak üzere temelde iki farklı çevrimden oluşmaktadır. Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleri, enerjilerini sıcak su veya düşük basınçlı buhardan alır ve daha basit bir makine tasarımına sahiptirler. Soğutma tesir katsayıları (EER) 0,7 ile 1 arasında değişmektedir. Çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleri, enerjisini nispeten daha büyük basınçlı buhardan elde eder ve biraz daha karmaşık bir yapıya sahiptir. Soğutma tesir katsayıları 1,0 ile 1,4 arasında değişmektedir. Her ikisinde de soğutma

prensibi aynıdır. Sistemlere enerjinin verilmesi farklı yollarla yapılabilmektedir.

Atık ısının direkt olarak sisteme uygulanması yerine atık ısıdan buhar elde edilerek gerçekleştirilen uygulamalarda ilave bir takım yatırımlar sistemin ilk maliyetini artırmaktadır, ancak sonraki işletme giderleri ve gereken ısı dengelerinin korunması açısından işletme sırasında sistem daha verimli çalışmaktadır. Atık ısının direkt olarak kullanılması durumu da söz konusudur, bu gibi durumlarda ilk yatırım maliyetini etkileyen en büyük unsur, makina bedelinin yükselmesi olacaktır. İşletme sırasında da ısı ile ortaya çıkacak bir takım olumsuzluklar olabilmektedir.

Buharlı sistemlerin en avantajlı yönleri şunlardır;

- Uygulama için daha az alana ihtiyaç vardır.
- Makine bedeli daha düşüktür.
- İşletme esnasında ısı kontrolü daha zordur.
- Daha az servis gerektirir.

Direkt ısı uygulanan sistemlerin olumsuz yönleri ise şunlardır;

- Yanma gazının tahliyesi gerekmektedir.
- Makine bedeli daha yüksektir.
- Yanmaya maruz kalan metal kısımların ömürleri daha düşüktür.
- İşletme sırasında ısı kontrolü kontrol edilemez duruma geçebilir.

Kullanılacak makinanın belirlenmesi enerji verimliliği için en önemli unsurlardandır. Uygun enerji kaynağına göre uygun absorbsiyonlu cihaz seçilmelidir. Uygun cihaz ve makine tipi belirlenmelidir. Diğer önemli nokta, bir sistemin verimli çalışması için o sistemdeki kontrol elemanlarının işlevselliği ve kontrol aralıklarının hassasiyeti olmaktadır. Absorbsiyonlu makineler elektrikli makinelere göre daha geç tepki verdiklerinden, kontrol elemanları daha hassas ve daha çabuk tepki vermek üzere seçilmelidir. Sistem kontrol elemanlarından gelen bilgilere göre, genel anlamda makinenin nasıl çalıştığına doğru olarak karar verebilmeli ve gerekli olan ısı girişini ayarlayabilmelidir. Gecikmiş bir tepki, makinanın ve sistemin çökmesine sebep olabilir.

Verimi artırıcı diğer bir önemli unsur ise, sistemin işletme sırasındaki servis ve bakım işlemleridir. Makinenin içi yani konsantre tarafı, makinanın dışı yani; kule, soğutma devresi, buhar hatlarında sezon başı ve sezon sonu yapılması gereken bir çok kontrol ve ölçümler söz konusudur. Bu kontroller sonrasında yapılacak iyileştirmeler, sistemdeki verim kayıplarını ortadan kaldıracaktır. Sonuç olarak absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde enerji verimliliğini artırmak için aşağıda belirtilen hususlar göz önünde bulundurulmalıdır:

- Makine tipi

- Konsantre sıvı yoğunluğu
- Jeneratöre su giriş sıcaklık veya buhar basıncı giriş değerleri
- Enerjinin uygulanma tipi
- Kontrol elemanlarının çeşitliliği
- İşletme bakımları
- Ortam şartlarıdır

Absorsiyonlu chillerler ile normal mekanik chillerlerin sayısal değer olarak karşılaştırmasını yapmak için aşağıda bir örnek verilmiştir. Bu örnekte absorbsiyonlu chillerin jeneratöründe kullanılan enerji % 100 atık enerjiden elde edilmiştir. Aşağıda verilen değerler A firmasının tek etkili absorsiyolu chilleri için gerçek değerlerdir.

Soğutma kapasitesi: 515 ton (515 x 3,52 kW)=1812,8 kW
Toplam elektrik tüketimi: 13,1 kW
- Solüsyon pompası: 5,5 kW jeneratör
- Solüsyon pompası: 2,2 kW absorber
- Soğutucu akışkan pompası: 1,5 kW evaporatör
- Vakum pompası: 0,4 kW
- Otomatik kontrol ve diğer harcamalar: 3,5 kW

Soğutma kapasitesi yaklaşık 515 ton (1812 kW) ve sistemin harcadığı toplam enerji ise 13,1 kW olmaktadır. Kullanılan absorbsiyonlu chillerde atık baca gazı enerjisinden faydalanılmaktadır. Eğer bu sistem yerine mekanik chiller kullanılırsa ve en ideal yaklaşımla sistemin EER değeri 5 kabul edilirse harcayacağı toplam enerji 1812,8/5=326,5 kW olacaktır. İki değer arasında çok büyük fark (326,5-13,1=313,4 kW) bulunmaktadır.

Enerji verimliliği açısından ele alındığına eğer atık enerji sistemde mevcut ise absorbsiyonlu chillerler çok avantajlı olmaktadır. Eğer sisteminizde atık enerji veya atık buhar yok ise absorbsiyonlu chillerler avantajlı değildirler. Ancak ülkelere göre doğalgaz veya kömür gibi yakıtlardan herhangi biri çok ucuz ve elektrik pahalı ise direkt yanmalı absorbsiyonlu chillerler tercih edilmelidir.

4.11 TÜRBİN GİRİŞ HAVASININ SOĞUTULMASI

Türkiye gibi sıcak iklim kuşağında yer alan ülkeler için türbin giriş havası soğutmasının getirdiği verim artışı oldukça açıktır. Verimliliği arttırmak, üretimi en üst düzeye çıkarmak ve böylece birim maliyeti en düşük düzeye indirmek günümüzün rekabetçi ortamında en can alıcı noktadır. Kazandırdıkları verim artışı ile kuruluş ve işletme maliyetlerini kısa sürede geri kazandıran türbin giriş havası soğutma sistemlerinin enerji verimliliği yönünden incelenmesi; kullanılan soğutma ünitelerinin

malzeme, performans ve konstrüktif özelliklerinin bilinmesi ve düşük ömürlü, arıza riski görece olarak yüksek uygulamalardan kaçınılması, enerji sektörü içerisinde yatırım yapan yatırımcılar açısından oldukça büyük önem taşımaktadır.

Türbin-jeneratör sistemlerinin hemen tümü sabit volumetrik akışa sahiptir. Bu özellik nedeniyle soğuyan havadaki yoğunluk artışı sistemin giriş havasının ağırlıkça artmasına bunun sonucu olarak da türbin-jeneratör sisteminin enerji üretim kapasitesinin artmasına yol açmaktadır. Türbin-jeneratör sisteminde özellikle yaz aylarında büyük kapasite kayıpları ortaya çıkmaktadır. Giriş havasını soğutma için kullanılan tüm ek güç kayıpları göz önüne alındığında dahi, giriş havası soğutması, üretilen enerjiyi artırmakta ve ısıyı düşürmektedir. Giriş havası sıcaklığı düştükçe hemen hemen lineer olarak enerji üretim kapasitesi artmakla birlikte buzlanma riski oluşmaması için hava sıcaklığı yaklaşık 5-6 °C'ların altına inmeyecek şekilde tasarım yapılmaktadır.

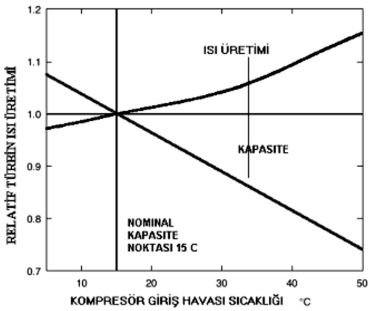
Tipik bir gaz türbini için, giriş havasının 15 °C'den 38 °C'ye yükselmesi, standartlarda tayin edilen kapasitenin % 73' üne düşmesine neden olur. Bu düşüş, sıcaklığın yükselip soğutucu cihaz-makinelere çok daha fazla ihtiyaç duyulan günlerde ortaya çıkacak olan artan güç talebini karşılama ve dolayısıyla satışlarını arttırma fırsatını kaçırmalarına neden olabilir. Tersinden bir bakışla, giriş havasının 38 °C den 15 °C soğutulması standart kapasitesinin % 27 oranındaki kaybını önler. Eğer giriş havası 6 °C ye soğutulursa, gaz türbin güç üretim kapasitesi, standart kapasitenin % 110'una yükselecektir. Böylece, eğer giriş havası 38 °C den 6 °C'ye soğutulursa, gaz türbininin güç çıkışı belirlenmiş kapasitesinin % 73'ünden % 110'nuna çıkacaktır ki, yaklaşık olarak % 40-50 civarı güç artışı olarak düşünülebilir.

Giriş havası sıcaklığına bağlı olarak türbin kapasitesi ile ısı üretiminin değişim eğrisi Şekil 4.61'de, ayrıca ABD'de kurulu bir türbin için giriş havası sıcaklığına bağlı bir enerji üretim kapasitesi ölçüm değerleri Şekil 4.62'de verilmektedir.

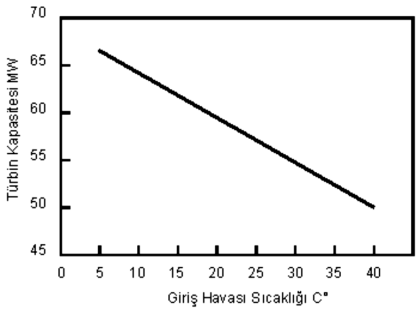
Gaz türbini kapasiteleri ISO tarafından tanımlanan 15 °C sıcaklık, % 60 bağıl nem ve deniz seviyesindeki atmosfer basıncında (101,3 kPa) verilmektedir. Diğer koşullardaki kapasiteler için düzeltme katsayıları üretici firmadan alınmalıdır. Ancak genel bir yaklaşım olarak aşağıdaki oranlar kullanılabilir.

- Giriş havası sıcaklığında her 10 °C yükseliş % 8 güç kaybına yol açar.
- Rakımda her 300 metre yükseliş güç üretimini % 3,5 düşürür.
- Girişte filtre, susturucu ve kanallardaki toplam her 1 kPa ek basınç kaybı güç üretimini % 2 düşürür.

• Çıkışta boyler, susturucu ve kanallardaki toplam her 1 kPa ek basınç kaybı güç üretimini % 1,2 düşürür.

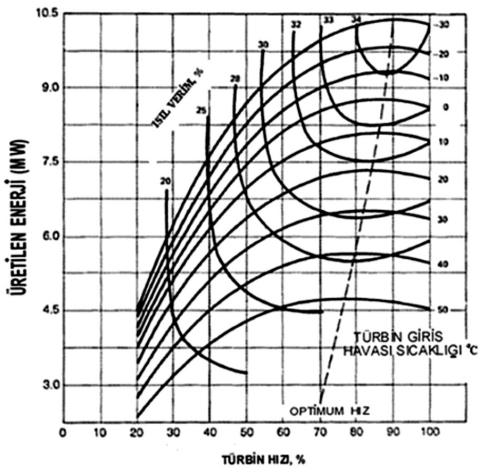


Şekil 4.61 *Hava giriş sıcaklığına bağlı türbin kapasitesi ve ısı üretim oranı*



Şekil 4.62 *Türbinde giriş havası sıcaklığının kapasiteye etkisi*

7,5 MW'lık bir türbin motorunun tipik bir performans eğrisi Şekil 4.63'de gözükmektedir. Burada hava sıcaklığına bağlı olarak türbinin hangi hızda hangi verimde olduğu görülebilmektedir.

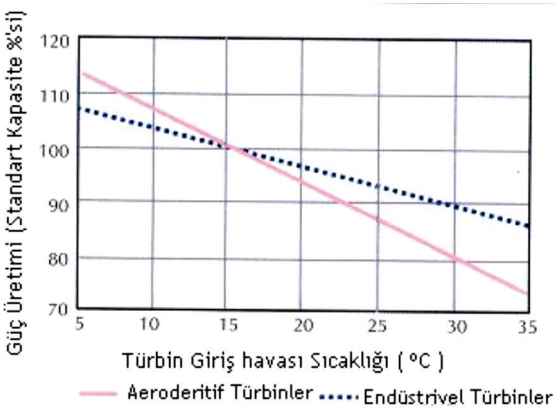


Şekil 4.63 *Türbin Giriş Havası Sıcaklığına Bağlı Performans Karakteristikleri*

Türbin Giriş Havası Soğutma Sisteminin Avantajları

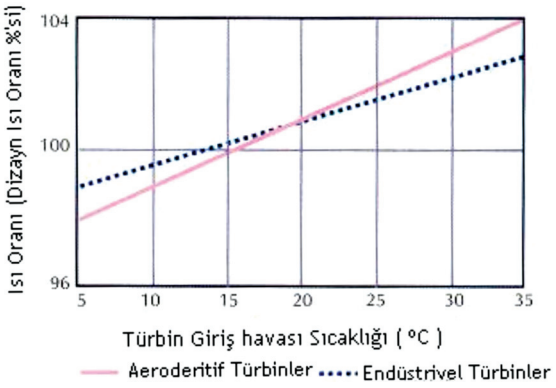
1. *Kapasite artırımı* - Ortam sıcaklığının 15 °C'nin üzerinde olduğu durumlarda standart kapasiteler ile karşılaştırıldığında, gaz türbini güç kayıplarının önlenmesi veya azaltılmasını sağlamak türbin giriş havası soğutmasının birinci faydası olarak kabul edilebilir. Türbin giriş havasının 15 °C'nin altına soğutulması, aynı zamanda

santral sahiplerine, standart gaz türbini güç üretim kapasitesinin üzerinde bir güç elde etmelerine izin verir (Şekil 4.64).



Şekil 4.64 *Ortam havası değişiminin gaz türbini güç üretimine etkisi*

2. *Yakıt verimliliğinin artması* - Ortam sıcaklığının 15 °C'nin üzerine yükseldiği zamanlarda, tasarımda belirlenen verimlilik ve ısı oranı ile karşılaştırıldığında, yakıt verimliliğinin düşüşünü engelleyici bir unsur olması, türbin giriş havası soğutmasının önemli faydasıdır (Isı oranı: bir birim elektrik enerjisi için gerekli olan yakıt miktarıdır).
   Hava giriş sıcaklığının 15 °C'den 38 °C'ye yükselmesi ısı oranını yükseltir. Bu durum yakıt verimliliğinde yaklaşık % 4 oranında düşüşe sebep olur. Yakıt oranındaki düşüş türbin giriş havasının soğutulması ile önlenebilir. Tipik bir gaz türbini için giriş havasını 15 °C'den 6 °C'ye soğutmak, ısı oranını düşürür ve yakıt verimliliğini yaklaşık % 2 yükseltir.



Şekil 4.65 *Endüstriyel ve aeroderitif türbinler için giriş hava sıcaklığının ısı oranı üzerindeki etkisi*

3. *Güç üretim ünitelerinin kapasite çıkışına bağlı olarak ana yatırım maliyetinin azaltılması* - Eğer güç üretim sisteminde türbin giriş havası soğutması uygulanmıyor fakat ortam sıcaklığındaki yükselme nedeniyle oluşan kapasite kaybı karşılanmak isteniyor ise, uygulanabilir tek seçenek, sistemde diğer bir gaz türbini kullanmak veya diğer bir tip jeneratör tesis etmektir. Bu alternatifler genelde türbin giriş havası soğutmasından çok daha pahalı yöntemlerdir. Ayrıca, uygulanacak soğutma sistemi ile ortaya çıkan kapasite artırımı (kazanılan ek kapasite) gerekli yeni yatırımın geciktirilmesine de olanak tanır.

4. *Buhar ve buhar türbini güç çıkışının arttırılması ve kombine çevrim veriminin yükseltilmesi* - Türbin giriş havası soğutması ortam sıcaklığının 15ºC üstüne çıktığı zamanlarda, kojenerasyon sistemi içinde üretilen buhar kaybını ve birleşik çevrim içersindeki buhar türbinlerinin güç üretim kayıplarını önler. Daha önce de ifade edildiği gibi bir gaz türbininin güç üretimi, hava sıcaklığının yükselmesi ile (ters olarak) düşer. Bunun sebebi, giriş havası kütlesel akış oranının azalmasıdır. Düşük kütlesel akış oranı, gaz türbini egzoz gazlarının toplam enerjilerinin düşmesine ve böylece çevrim içerisinde ısı geri kazanım buhar jeneratörlerinde üretilen buhar miktarının azalmasına neden olur. Isı geri kazanım buhar jeneratörlerinde düşük miktarda buhar üretimi, birleşik çevrim içerisinde buhar türbinlerinin düşük üretim yapmasına neden olur.

5. *Güç üretimi miktarının önceden belirlenmesini sağlar* - Bazı türbin giriş havası soğutma teknolojileri, hava koşullarından bağımsız, potansiyel olarak minimum 6ºC'ye kadar arzulanan sıcaklıkta çalışmaya imkan verir. Bu teknolojideki sistemler, güç çıkış miktarının önceden tahmin edilmesini kolaylaştırırlar ve gaz türbini kullanan güç üretim santrallerin üretim tahminlerinin yapılması için gerekli olan değişkenlerden biri olan havanın değişkenler listesinden elenmesini sağlarlar.

6. *Su/buhar püskürtülme ihtiyacını yok eder* - Türbinin kütlesel debisini artırmak ve NOx emisyon miktarını düşürmek için su/buhar püskürtme uygulamaları yapılmaktadır. Ancak bazı durumlarda buhar püskürtülmesi türbin kapasitesini düşürmekte ya da CO emisyonunu artırmaktadır. Türbin giriş havası soğutma uygulaması sayesinde düşük giriş havası sıcaklığı elde edilmesi yanma gazı sıcaklığını düşürerek NOx emisyon miktarını düşürür ve bu sayede NOx kontrolü için su/buhar püskürtme ihtiyacı ortadan kalkar. Türbin giriş havası soğutma sistemi ayrıca CO emisyon artışına yol açan çeşitli türbin/jeneratör kapasite artırma tedbirlerine de ihtiyaç bırakmaz ayrıca kontrol kolaydır ve karmaşık kontrol sistemlerinden bizi korur.

7. *Sistemin temel verimini artırır* - Enerji kullanım yükünün az olduğu zamanlarda elektrik tahrikli chiller vasıtasıyla enerji depolanması sistemin toplam verimini artırır. Ayrıca gece çalıştırılan elektrikli chiller düşük kondenser sıcaklığı nedeniyle yüksek verimde çalışır. Sürekli olarak yüksek elektrik ve ısı üretimi amaçlanıyorsa enerji depolama değil sürekli çalışan sistemler kullanma zorunluluğu vardır.

8. *Türbin ömrünü artırır* - Türbinin düşük emiş havası sıcaklığında çalışması ömrünü artırır ve bakım masraflarını düşürür. Daha düşük ve sabit emiş havası sıcaklığı türbin ve parçalarındaki aşınmayı azaltır.

Sistemin diğer bazı faydaları da aşağıdaki gibidir.

1. Evaporatif ortam aynı zamanda havayı filtre de eder.

2. Soğutucu bataryalar önemli miktarda suyu yoğuştururlar ve bu su soğutma kulesi ya da evaporatif kondenserler için kıymetli bir besleme suyudur.

3. Basit bir sistemdir ve sadece gerektiğinde kullanılabilir.

4. Giriş havası sıcaklığı gerekli türbin kapasitesine uygun olarak kontrol edilebilir. Bu sayede kontrol amaçlı olan giriş yönlendirici vanası % 100 açık tutularak, sistem basınç kaybından dolayı ortaya çıkan zarardan kurtulabilir.

Türbin Giriş Havası Soğutma Sisteminin Dezavantajları

1. Ek yer ihtiyacı ve ek ilk yatırım maliyeti ortaya çıkar
2. Sistemin ek bakım ihtiyacı ortaya çıkar.
3. Hava girişine yerleştirilen ısı değiştirici batarya ya da evaporatif ortam basınç kaybına yol açar.

Türbin Giriş Havası Soğutma Sistemi Kurulmasına Karar Verilirken İrdelenmesi Gerekli Konular

- Türbin tipi
- Bölge iklim özellikleri
- Hava debisinin üretilen enerjiye oranı
- Sıcaklık düşümü ile elde edilecek üretim miktarı artış oranı
- Hava soğutma metodu
- Soğutma bataryaları ya da evaporatif ortam vasıtası ile oluşan basınç kaybı (Çok önemlidir)
- Kontrol sistemi
- Yakıt bulunabilirliği ve maliyeti

- Bakım onarım giderleri
- Pompalama ihtiyacı
- Enerji depolama tipi ve şarj/deşarj stratejisi
- Elde edilen elektrik enerjisi satış değeri
- Elde edilen elektrik enerjisi maliyeti

En verimli teknolojiyi seçmek

Türbin giriş havası soğutma sistemleri hakkındaki örneklerimiz, kuru termometre sıcaklığının 31 °C, yaş termometre sıcaklığının 18 °C olduğu ortam içindir. Buna karşın bu bilgi türbin giriş havası soğutmasının ekonomik çekiciliği olup olmadığına ve hangi soğutma yönteminin en ekonomik yöntem olduğuna karar vermek için yeterli değildir. Bu tip varsayımlar tüm yıl boyunca detaylı hava koşulları bilgisiyle yapılan hesaplamaları, yakıt masrafı, güç talebi profili ve üretilen gücün pazar değerinin bilinmesini gerektirir.

Türbin giriş havası soğutmasının önerilen en büyük avantajı, türbinin güç üretim artışına imkan vermesi ve ortam sıcaklığı yüksek iken bile güç üretiminin sabit kalmasını sağlamasıdır. Bu sistemin en büyük avantajı, ortam sıcaklığının yüksek-kuru olduğu zamanlarda görülür. Türbin giriş havası soğutmasının soğuk bölgelerde ekonomik avantajın görece olarak daha az olduğu söylenebilir.

Giriş Havası Soğutma Ünitelerinin Malzeme ve Konstrüktif Özellikleri, Dizayn ile Performans Kriterleri

İkincil soğutucu akışkanlı sistemlerde (Secondary Fluid Cooling) ve kombine olarak evaporatif soğutma ve ikincil soğutucu akışkanlı sistemler beraber uygulandığında kullanılan soğutma bataryalı türbin giriş havası soğutma ünitelerinin malzeme, performans ve konstrüktif özellikleri enerji sektörü içerisinde yer alan yönetici ve teknik kadrolar tarafından detaylıca bilinmelidir.

Şekil 4.66 *Türbin Giriş Havası Soğutma Ünitesi Uygulama Örneği*

Giriş Havası Soğutma Ünitelerinin Tasarım ve Performans Kriterleri

Ana Tasarım Verileri

Türbin giriş havası soğutma bataryası tasarımında ana veriler; istenen batarya boyutları, bataryadan geçecek olan toplam hava debisi, giriş havası sıcaklığı ve bağıl nem değeri, soğuk su giriş ve çıkış sıcaklığı, su debisi, sistemdeki su ve hava tarafı basınç kaybı değerleri, çıkış havası sıcaklığı ve istenen soğutma kapasitesi değerleridir.

Üretici firmalar, yukarıda belirtilen ana tasarım verileri ve istenen ek özelliklerin bilinmesi ile kendi üretim tekniklerine uygun olarak türbin giriş havası soğutma bataryası tasarımı ve imalatı yapabilir. Dikkat edilmesi gereken en önemli husus, üretici firmanın uluslararası standartlarda geçerliliği olan, performansı onaylı bataryalar üretmesidir. Üretici firma, türbin giriş havası soğutma bataryası tasarımında EUROVENT *(Eurovent 7/C/005-2016 Rating Standard for forced circulation air cooling and air heating coils)* veya eşdeğeri bağımsız kuruluşların ölçüm standart şartlarını sağlamalıdır. Üretici firmanın performans onaylı tasarım yazılımının olması ve bataryaların bu yazılım/program yardımı ile tasarlanması sonradan ortaya çıkabilecek telafisi zor olumsuz durumları önlemede çok önemlidir.

Basınç Kayıpları

Batarya tasarımında yüksek basınç kayıplarının kapasiteyi ve ekonomikliği olumsuz etkileyeceği göz önünde tutularak basınç kayıplarının en düşük değerlerde olması amaçlanmalı; hava tarafında oluşacak basınç kaybının -aksi belirtilmiyorsa- ön filtre, batarya ve sonrasındaki damla tutucuda meydana gelecek basınç kayıpları ile toplam (maksimum) 254 Pa'yı (25,4 mmSS) geçmemesine dikkat edilmelidir. Bu nedenle, soğutucu batarya için tavsiye edilen basınç kayıpları değerleri 150-170 Pa mertebelerinde olmalıdır.

Hava tarafı basınç kaybının yanı sıra, soğutucu bataryanın su tarafında da basınç kayıpları düşük olması hedeflenmeli, genellikle -aksi belirtilmiyorsa- su tarafı basınç kaybının maksimum 80-100 kPa değerlerini aşmaması sağlanmalıdır.

Hava Hızı

Soğutucu batarya hava geçiş kesiti hava hızı tercihen 2 m/s, maksimum 2,5 m/s olacak şekilde tasarlanmalıdır.

Akışkan Özellikleri

Soğutucu bataryada glikol kullanılması donmayı önlemek için gerek şarttır. Ağırlıkça % 20 glikollü bir karışım -10 °C; % 30 glikollü bir karışım ise -16 °C'ye kadar

koruma sağlar (Mevsimsel kullanım ve sulu uygulamalarda ise batarya içindeki tüm suyun boşaltılabilirliğinin garantiye alınmış olması gerekir. Bu nedenle dikey borulu batarya kullanılması yaygın bir uygulamadır).

Devreleme
Batarya dizaynında, tüm borulardan eşit miktarda akışkan gececek, bataryadaki tüm suyun boşaltılması ve havanın tahliyesini sağlayacak şekilde devreleme ve dizayn yapılmalıdır.

Soğutma Üniteleri Malzeme ve Konstrüktif Özellikleri
Gaz türbinlerinin ekonomik servis ömrü 15-20 yıl kabul edilebilir. Türbin giriş havasının soğutulması için seçilecek soğutma sisteminin ekonomik ömrünün de türbin ömrüne eşdeğer olması gerekmektedir. Soğutma ünitesinin ekonomik ömrü, kullanım şartlarına uygun malzeme seçimine bağlıdır ve özellikle ünite içerisindeki soğutucu batarya endüstriyel şartlara uygun olarak üretilmiş olmalıdır.

Soğutucu Batarya Özellikleri
Soğutucu bataryalar, 2014/68/EU (Basınçlı Ekipmanlar Direktifi) altında tanımlanan SEP (Sound Engineering Practice) kapsamına uygun üretilmelidir. EUROVENT (Eurovent 7/C/005-2016 Rating Standard for forced circulation air cooling and air heating coils) veya muadili bağımsız kuruluşların ölçüm standartlarının şartlarını sağlamalı; kapasite, hava tarafı basınç kaybı ve akışkan tarafı basınç kaybı değerleri açıkça tarif edilmiş test sonuçlarına dayanmalıdır. Aksi taktirde soğutucu ünitenin enerji verimliliği düşük olacak ve bu tüm sistem verimine olumsuz yansıyacaktır.

Soğutucu Batarya tasarım pozisyonu - Türbin giriş havası soğutması sistemleri için soğutma bataryasının yatay olarak değil de, dikey olarak imal edilmesi üzerinde durulması gereken çok önemli bir özelliktir.

Bataryadan Suyun Boşaltılması ve By-pass - Dış ortam sıcaklıklarının kış aylarında doğru yaklaştıkça düşmesi ile birlikte türbin giriş havası soğutma sistemini ilkbahar ve yaz aylarında olduğu gibi çalıştırmaya gerek kalmamaktadır. Bu durumda, (düşük sıcaklıkların olduğu) kış aylarında sistemin suyunun donmaya karşı tamamen boşaltılması gerekmektedir. Yatay pozisyonda (konstrüksiyonda) suyun tamamen boşaltılması mümkün olmamakla birlikte, dikey pozisyondaki soğutma bataryasında sistemdeki tüm suyun boşaltılması mümkündür.

Performans ve Basınç kayıpları - Soğutma bataryası üzerindeki yoğuşma damlacıklarının büyük miktarı yer çekiminin etkisi ile aşağıya doğru süzülürken, az bir miktarda damlacık da hava akımı ile yüzeyden koparak damla tutucuya doğru hareket

ederler. Dikey pozisyonda tasarlanmış bir bataryada borular dik ve lameller yatay, yatay pozisyondaki bataryada ise borular yatay ve lameller dikey pozisyondadırlar. Yatay tasarımda süzülen damlacıkların üstten alta akışı sırasında birleşmeleri ile alt kısımlara doğru lameller arası boşlukların kapanması durumu oluşabilmektedir. Bu durum soğutma bataryası performansında düşüş ve basınç kayıplarında artış meydana getirmekte, böylece türbin veriminin düşmesine neden olmaktadır. Buna karşın, dikey batarya pozisyonunda lamellerin yatay olması, damlacıkların yatay olarak lamellerin yüzeyinden sürüklenerek bataryanın herhangi bir noktasında birikme riski oluşturmadan lamellerin uç noktalarından aşağı doğru akmalarını sağlar.

Borulama, Bakım ve hava tahliyesi - Su tesisatı borulaması, dikey konstrüksiyona haiz bataryalardan oluşan bir sistemde yataya göre çok daha pratiktir ve daha az yer kaplar. Bakım maliyetleri bu nedenle dikeyde göreceli olarak daha azdır. Bunun yanı sıra, batarya içerisinde oluşan havayı dikey sistem ile sistemden uzaklaştırmak çok daha kolaydır.

Borular

Soğutucu bataryalar için performans ve ekonomiklik göz önüne alındığında en uygun boru malzemesi bakırdır. Kullanılan bakır borular uluslararası standartlarda üretilmiş olmalıdır. Uygulamalarda en önemli özellik borunun et kalınlığıdır. Önerilen boru ve dirsek (kurve) et kalınlığı 0,635 - 1,00 mm aralığındadır.

Lameller

Soğutucu bataryalarda yaygın olarak kullanılan lamel malzemesi alüminyumdur ve malzemenin uluslararası standartlarda üretilmiş olması önemlidir. Dış ortamda çalışacak bataryaların korozyon dayanımını arttırmak için epoksi veya yüksek korozif ortamlarda epoksi üzeri poliüretan kaplı alüminyum lameller kullanılmalıdır.

Lameller için tavsiye edilen kalınlık 0,25 mm olmakla birlikte 0,15 - 0,25 mm arası kalınlıklar da uygulamaya bağlı olarak kullanılabilir. Alüminyum kanatların yüzey formu (basınç düşümünün en az olması için) düz olmalı, kirlenme ve direnç etkisi sebebiyle kanat aralığı minimum 3,2 mm, optimum 4 mm seçilmelidir. 3,2 mm lamel aralığından daha düşük değerler kullanılmamalıdır. Lameller, dikey ünitenin konstrüktif yapısı nedeni ile yatay pozisyonda, borular ise dikey durumda olmalıdırlar.

Kollektör

Giriş ve çıkış kollektör boru malzemesi olarak uygulamalarda genellikle bakır boru tercih edilmekle birlikte paslanmaz çelik malzeme de uygulamalarda kullanılmaktadır. Kollektör boru çapları soğutucu bataryanın kapasitesine göre teknik standartlara uygun olarak belirlenir. Kollektör boru et kalınlığı çapa bağlı farklılık göstermektedir.

Giriş ve çıkış kollektör borularına ek olarak sistemde, batarya içerisinde birikmiş havanın alınması ve istendiği zaman suyun tamamının tahliyesi için bir düzenek olmalı, havalık ve drenaj çıkışı tek bir noktaya toplanmalıdır.

Giriş-Çıkış kollektör borularının ana tesisat ile bağlantılarının sökülebilir olmasına dikkat edilmelidir. Dikey olarak tasarlanmış bir ünitede giriş-çıkış bağlantıları ünitenin altındadır.

Soğutucu Ünite Hücresi Özellikleri

Soğutucu batarya, damla tutucu, ön hava filtreleri ve drenaj tavasını içine alan, böylelikle farklı görevlere haiz parçaların bir bütün içerisinde türbin giriş havası soğutma ünitesi haline gelmesini sağlayan hücrenin kasetleme malzemesi olarak genelde paslanmaz çelik tercih edilmektedir. Paslanmaz malzemenin yanı sıra korozyon ve UV dayanımı yüksek boyalı galvaniz çelik sac malzeme de maliyeti daha düşük bir alternatif olarak, düşük korozif seviyedeki ortamlarda kullanılabilir.

Filtre Özellikleri

Soğutucu batarya üzerinde zamanla oluşacak toz vb. kir birikimi batarya veriminin düşmesine sebep olacaktır. Bunun önlenmesi için batarya girişine ön hava filtresi konması gereklidir. Hava filtresinin aşırı basınç kayıplarına yol açmayacak tipte olması önemlidir. Uygulamalarda genellikle, EU2/EUROVENT 4/5 (G2/EN 779) tip, % 65-% 80 verimlilikte poliüretan ön hava filtresi tercih edilmektedir. E3 tip hava filtresi de uygulamalarda kullanılabilmekte olup, EU2 tip filtreye göre daha yüksek basınç kaybı oluşturur.

Drenaj (Yoğuşma) Tavası Özellikleri

Soğutucu bataryada yoğuşan suyun toplanması ve sistemden tahliye edilmesi için soğutucu ünite hücresinin en alt kısmına, damla tutuculardan gelecek suyu da alabilecek genişlikte tasarlanmış drenaj tavası konmalıdır. Drenaj tavası paslanmaz sacdan olmalı, yoğuşmaya karşı izole edilmiş, çift cidarlı olarak imal edilmelidir.

Damla Tutucu Özellikleri

Soğutucu ünitelerde, yüksek debili hava akışı ile su damlacıklarının türbine gitmesini engelleme amacı ile alüminyum veya PVC malzemeden mamul damla tutucular kullanılmalıdır. Damla tutucular, hava içinde bulunan su damlacıklarını ayırarak, damlacıkların yer çekiminin etkisi ile (damla tutucu yüzeyinden akarak) yoğuşma tavasına gitmelerine yardımcı olur.

Sistemde kullanılacak damla tutucuların aşırı basınç kayıpları oluşturmayacak şekilde tasarlanması gerekmektedir.

4.12 BUZDA ENERJİ DEPOLAMA (BED)

Soğutmak ısıtmaya oranla hem yatırım hem de işletme açısından daha pahalı ve zor olan bir süreçtir. Chillerler ısıtma sistemlerine oranla daha karmaşık ve daha çok bakım isteyen sistemlerdir. Bu nedenle soğutmanın en ucuz enerji ile ve en yüksek verimle gerçekleştirilmesi bugünün enerji, çevre, ekonomi üçgeninde büyük önem taşımaktadır.

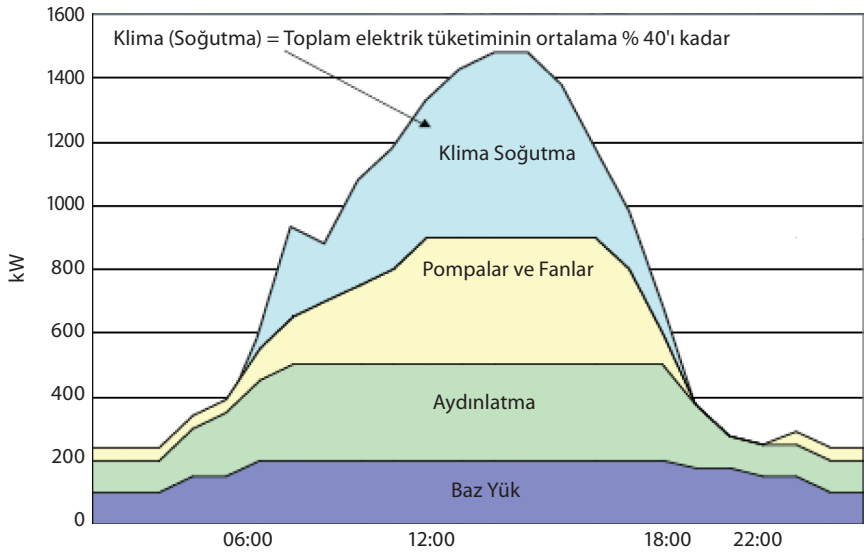
Ülkemizde elektrik enerjisi satışlarında uygulanmakta olan üçlü tarifeye göre satış sisteminde, gün 06:00-17:00 (Gündüz), 17:00-22:00 (Puant) ve 22:00-06:00 (Gece) olarak üç zaman dilimine ayrılmış ve her zaman dilimine ait elektrik birim satış fiyatı TL / kW-h olarak tespit edilmiştir. Elektrik enerjisine olan talebe göre belirlenen birim fiyatlar her üç zaman diliminde de birbirinden farklılıklar göstermektedir. En ucuz elektrik enerjisi birim fiyatı 22:00-06:00 arasında olup, 17:00-22:00 arasındaki en pahalı fiyattan % 75-% 80 civarında daha ucuzudur. Elektrik enerjisi birim fiyatlarındaki bu fark 22:00-06:00 arasında buz üreterek, soğuğu depolamayı ve 17:00-22:00 arasında tüketmeyi ekonomik bir tercih haline getirmektedir.

Özellikle binaların konfor soğutmasında pik yükler gündüz saatlerine denk geldiği için daha pahalı elektrik tarifelerinin uygulandığı zaman dilimleri ile örtüşmekte, bu durum da işletme maliyetinin daha da artmasına neden olmaktadır. Ayrıca soğutma yüklerinin en çok olduğu gündüz saatlerinde dış ortam sıcaklığı da yüksek olduğu için soğutma gruplarının verimi de düşmektedir (Şekil 4.67).

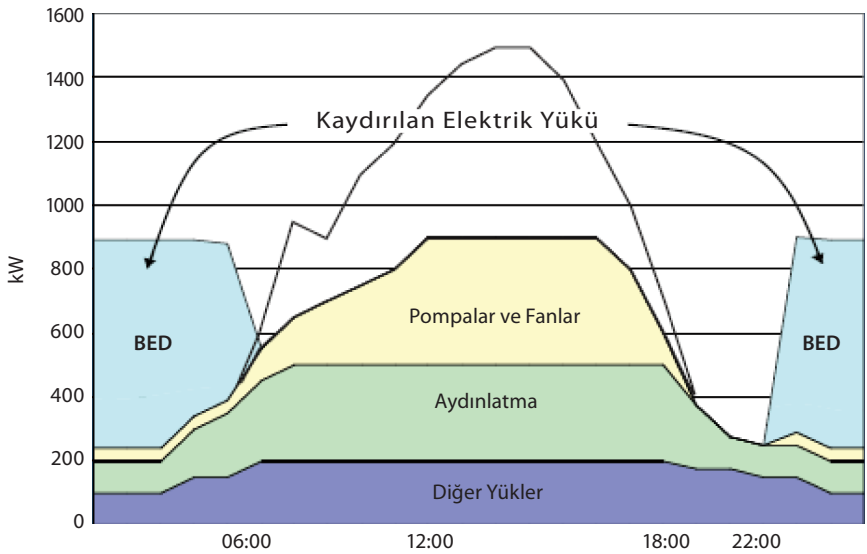
Bu noktadan hareketle, soğutmayı her yönü ile en uygun bir zaman dilimi içerisinde gerçekleştirerek talebin arttığı zaman dilimine kadar saklanması en akılcı çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Özetle; soğuğun gece saatlerinde, elektrik enerjisi satış fiyatlarının, üçlü tarifede en düşük olduğu 22:00-06:00 arasında üretilerek, talebin arttığı gündüz saatlerinde kullanılmak üzere buzda depolanması işletme ekonomisi açısından en uygun yöntemdir

Suyun hem özgül ağırlığının hem de buzun gizli ısısının yüksek olması nedeni ile soğuğun buzda depolanması da enerji depolama sistemleri arasında en emniyetli, bakımı ve işletimi kolay, ucuz bir sistem olarak tercih edilmektedir.

Buzda enerji depolama (BED) sisteminin gerekçesi ve amacı bu şekilde özetlenebilse de buzda enerji depolanması başlı başına özel bir teknoloji ve tasarım becerisi gerektirmektedir.



Şekil 4.67 *Tipik Ofis Binası Günlük Elektrik Yük Dağılımı*



Şekil 4.68 *Soğutmadan Kaynaklı Pik Elektrik Yüklerinin BED ile Tıraşlanması*

Kaynaklar:

[1] Wulfinghoff, D., Energy Efficiency Manual, ISBN 0-9657926-7-6, Energy Institute Press, 1999.

[2] Turner, W., Steve Doty, Energy Management Handbook, 6th edition, ISBN: 0-88173-542-6, The Fairmont Press, Inc., 2007.

[3] ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) http://www.ashrae.org/publications/page/158, Mayıs 2011'de erişildi.

[4] Demirel, Ö., Alarko-Carrier San. ve Tic. A.Ş. TTMD Dergisi-Mayıs-Haziran 1999.

[5] Shires, H., G, Bott, T., 1994, Process Heat Transfer, CRC Press Inc, Florida.

[6] Ege, E., Hava Soğutmalı Kondenserin Isıl Analizi ve Tasarımı, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ocak 2007.

[7] Acül, H., Kanatlı Borulu Tip Hava Soğutmalı Kondenserler ve Sistem Enerji Verimliliğine Etkileri.

[8] Acül, H., Kuru Soğutuculu Doğal Soğutma Uygulamaları ile İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Verimliliği.

[9] http://www.derenkimya.com.tr/documents/Sogutma_Kulesi_Guvenligi.pdf, Nisan 2011'de erişildi.

[10] http://www.alarko-carrier.com.tr/Urun/brosur/Mita_MCC_brs.pdf, Mayıs 2011'de erişildi.

[11] Yumurtacı, Z., Sarıgül, A., Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği ve Uygulamaları, Mart 2011, http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/49e2c3e449a0ffa_ek.pdf?dergi=1116

[12] Şahin, N., Acül, H., Türbin Giriş Havası Soğutmasının Enerji Verimliliğine Etkisi Friterm Termik Cihazlar Sanayi ve Ticaret A.Ş.

[13] Henden, B., Karaman, B., "Pompalarda Enerji Verimliliği-Minimum Verimlilik İndeksinin Belirlenmesi", MAS DAF Makina Sanayi A.Ş.

[14] Standart Pompa (http://www.standartpompa.com/tr/content/yasal-yonetmelik-ve-duzenlemeler) 06.01.2016'da erişildi.

[15] Çuha, D., "Santrifüj Pompa Sistemlerinde Enerji Tasarrufu", KSB Pompa

[16] www.buzdaenerjidepolama.com (Cryogel) Aralık 2015'te erişildi.

BÖLÜM 5

İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

5.1 GİRİŞ

Bir binadaki mekanik ısıtma ve soğutma yükü, güneşten ve dahili ısı kazançları ile bina zarfından ve dış havadan sızıntı ile olan ısı kayıp ve kaçaklarından oluşur. Bir binadaki iklimlendirme sisteminin esas amacı, ısı enerjisi ekleyip çıkartarak binanın kuru termometre hava sıcaklığı, nem oranı ve hava kalitesini düzenlemektir. Ticari binaların değişik mekanik sistemlerinde önemli rol oynayan enerjinin doğası gereği, ısıtma ve soğutma yükü ile iklimlendirme sisteminin harcadığı enerji arasında çok küçük bir ilişki vardır. Bu bölümde, ticari binalardaki iklimlendirme sistemlerinde enerjinin boşa harcanmasının nedenleri anlatılmaktadır. Bu nedenler, enerji dönüşüm teknolojileri, sistem tipi seçimi, dış havanın kullanımı veya yanlış kullanımı, kontrol stratejileri vb. olmak üzere çeşitli alt başlıklara ayrılabilir.

Bir iklimlendirme sisteminin tasarım şartlarına uygun çalışıp çalışmadığını belirlemek oldukça yararlı olur. Eğer uygun ise, sistem üzerinde iyileştirmeler yapmadan önce bakım işlemlerini gerçekleştirmek uygun bir çözümdür. Bununla beraber, çok eski sistemleri orijinal tasarım değerlerine getirmek için yapılacak çalışmalar, harcanacak para ve zamana değmeyebilir. Bina ve iklimlendirme sistemi için gelecekte planlanan değişimleri de gözönünde bulundurmak, enerji verimliliği açısından dikkate alınması gereken bir husustur. Binanın işletme planlarında değişiklikler olacak mı? Değişimlerin boyutu nedir? Sistemin mevcut ve gelecek durumu hakkında yeterli veriler topladığımızda, uygulanması düşünülen enerji tasarrufu tekniklerinin sonuçlarını daha iyi değerlendirebiliriz.

5.2 MERKEZİ İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Bir tesisteki HVAC sistemleri incelendiğinde ilk adım, çalışılması gereken cihaz ve kontrol sistemlerini belirlemektir. Genellikle iklimlendirme sistemini iki kategoriye ayırmakta fayda vardır. Bunlar, ısıtma ve soğutma, havalandırma sistemleridir. Kazanlar, chillerler, soğutma kuleleri ve klima santralleri gibi ana ekipmanlardan otomatik veya manuel termostat, vana ve ölçme cihazları da dahil olmak üzere çeşitli kontrol sistemlerine kadar bütün cihazların özelliklerini belgelendirmek gerekir. Böylece sistemde enerji verimliliği için yapılabilecek değiştirme ve geliştirmeler rahatlıkla izlenebilir ve değerlendirilebilir. İkinci adım, sistemin nasıl işletildiğini belirlemektir. Bu da sistemin işletme parametrelerine ve amacına uygun çalışıp çalışmadığını belirlemeyi gerektirir. Teoride ve tam yükte çalışma koşullarında belirlenen verimlilikle normal şartlar altındaki verim arasında önemli farklılıklar olabilir. Sistemin çalışma saatleri nelerdir? Sistemde ne tür otomatik kontrol kullanılıyor?

Sistemin çalışması tasarlandığından farklı olabileceği için sistemin gerçekte nasıl çalıştığı gözlemlenmelidir. Mühendis veya yöneticilerden ziyade sistemin nasıl çalıştığını bilen operatör veya kullanıcılara danışmak daha yararlı olacaktır. Eğer sistem tasarım koşullarında çalışmıyorsa, hangi parametrelerin bu değişiklikliğe neden olduğunu belirlemek son derece yararlıdır. Bakımdaki gecikmeler ve bina veya sistemdeki değişiklikler potansiyel sebeplerdir. İklimlendirme sisteminde eşdeğer değişiklikler yapmadan binada yapısal veya mimari değişiklikler yapılmış mıdır? Bina işletme şartlarında değişiklikler var mı? Sistem hala düzgün bir şekilde dengede mi? Rutin bakım yapılmış mı? Planlı koruyucu bakım yapılıyor mu?

5.2.1 Klima Santrallerinde Verimlilik Artırma Yöntemleri

Klima santralleri kısaca hava şartlandırma üniteleri şeklinde tanımlanabilir. Kullanım amacı; kapalı bir mahaldeki havanın sıcaklığının ve neminin istenilen sınır şartlarında sabit tutmasıdır. Bu proses bilinen dört termodinamik hava şartlandırılma fonksiyonu ile gerçekleştirilir. Bunlar;

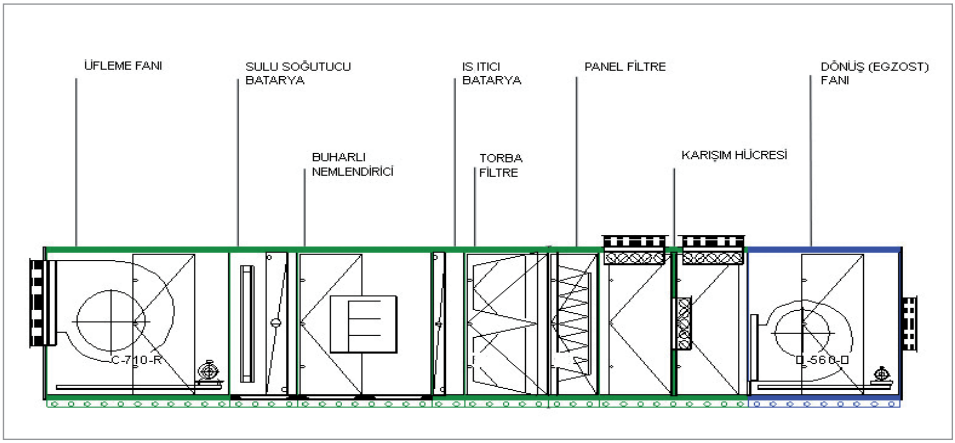
- Isıtma
- Soğutma
- Nem Alma
- Nemlendirme

şeklinde tanımlanır. Klima santralleri bu fonksiyonlarının dışında, kapalı mahaldeki kişilerin ihtiyaç olan temiz havayı da temin etmek ayrıca temiz hava veya geri dönüş havasındaki katı partikülleri, gazları ve mikroorganizmaları tutabilmek amacıyla da kullanılır. Klima santrallerini, konfor ve endüstriyel olmak üzere iki ana grupta sınıflandırmak mümkündür.

Konfor amaçlı klima santralleri insanların yaşam alanlarındaki uygun hava koşullarını elde etmek için kullanılırlar. Endüstriyel tip klima santrallerin amacı ise üretilen ürün için uygun hava koşullarının elde edilmesidir. En yaygın uygulama alanları ise iplik üretim tesisleri, kâğıt üretimi ve baskı tesisleri, gıda endüstrisi, seramik fabrikaları ve petro- kimya tesisleridir.

Tüm bunların dışında ilaç üretim tesislerinde, ameliyathanelerde, havuzlarda, müzelerde ve laboratuarlarda kullanılan klima santralleri özel bir yere sahiptirler. Bu santraller tasarım, üretim ve testler anlamında hassas mühendislik çalışması gerektirmektedir. Bazı endüstriyel uygulamalarda klima santralleri için inşai karkas kullanılsa da, genellikle alüminyum profilli veya çelik çekme taşıyıcı konstrüksiyon ve izoleli çift cidarlı paneller kullanılarak klima santralı dış gövdesi oluşturulur. Standart bir uygulama için tasarlanmış bir klima santralı Şekil 5.1'de gösterilmiştir. Bir klima santrali en genel anlamıyla aşağıda tanımlanan hücrelerden oluşur;

- Damperli hava karışım hücreleri,
- Filtre hücreleri
- Isıtıcı batarya
- Soğutucu batarya
- Nemlendirici
- Isı geri kazanım ünitesi
- Kimyasal nem alıcı ünite
- Emiş ve üfleme hücreleri
- Fan hücreleri
- Susturucu



Şekil 5.1 *Klima Santrali*

Klima santrallerinde enerji verimliliği söz konusu olduğunda, fan motorları, enerji geri kazanım bölümleri yanı sıra ısıtma ve soğutma bataryalarında harcanan primer enerjinin miktarı gibi bazı parametrelerin incelenmesi gerekir.

Burada klima santralinin ısıtma ve soğutma bataryalarına enerjinin taşınması için tüketilen enerji, primer enerji (örneğin sulu bataryalarda sirkülasyon pompasının harcadığı enerji gibi) olarak adlandırılmaktadır.

5.2.2 Hava Kaçakları

Santrallerde hava kaçağının doğal olarak mümkün olduğu kadar az olması istenmektedir. Hava kaçaklarının ana nedeni, santral içi ve dışı arasındaki basınç farkıdır. Santral içinde oluşan pozitif basınç durumlarında, santral içi havası dışarıya sızarken, negatif basınç durumlarında ise hava, dış ortamdan santral içine sızmaktadır. Eşit pozitif veya negatif basınç değerlerinde hava kaçak oranı farklı olabilir. Bu nedenle EN 1886 standardında, hava kaçak sınıfı pozitif ve negatif basınç durumları için farklı oranlarda tanımlanmıştır. 2013 yılında EUROVENT 6/12 Air Handling Units Energy Efficiency Class Fourth Edition yayınlanmıştır.

Klima santralinin konstrüksiyonuna ve nominal çalışma basıncına bağlı olarak hava kaçağı aşağıdaki test şartlarında ölçülür:

- Eğer cihazda sadece negatif basınç varsa, tüm hücreler 400 Pa negatif basınçta
- Eğer fandan sonraki çalışma basıncı 250 Pa'dan fazla ise, pozitif basınç hücreleri 700 Pa ve üzerinde.

Eğer çalışma basıncı 700 Pa'ın üzerinde ise pozitif basınçlı hücreler çalışma basıncında test edilir. Geri kalan bölümler 400 Pa negatif basınçta test edilir. İlgili gövde bölümünde izin verilen hava kaçağı filtre sınıfı ile ilişkilidir. Tablo 5.1'de ilgili filtre sınıfları ile birlikte hava kaçak sınıfları verilmektedir.

Tablo 5.1 EN 1886 - 2007'e göre hava kaçak sınıfı

Kaçak sınıfı 2007 (1998)	-400 Pa'da maksimum kaçak L/sm^2	+700 Pa'da maksimum kaçak L/sm^2	EN779'a göre maksimum filtre sınıfı	Kalite
L1	0,15	0,22	F9'dan iyi	++
L2	0,44	0,63	F8-F9	+
L3	1,32	1,90	G1-F7	-

Aralık 2016 tarihi itibarıyla Eurovent'in RS 6/C/005-2017 sayılı revize edilmiş "Rating Standard for the Certification of Air Handling Units" dokümanı yürürlüğe girmiştir.

5.2.3 Filtreler

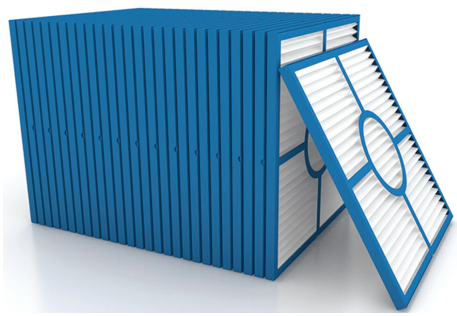
HVAC sistemlerindeki filtrelerin görevi sadece havalandırılan odaları kirlilikten korumak değil, aynı zamanda HVAC sisteminin kendisini korumaktır. EN 779'a göre F5 ve F9 filtre sınıflarının kullanımı ile bu sağlanabilir. Filtreler üretilirken bakteri oluşumuna neden olacak eleman ve malzemeler kullanılmamalıdır. Sızdırmazlık, direnç ve bypass kaçakları için genel şartlar EN 1886'da belirtilmiştir. Filtre bölümünün servis tarafına kapı konmalıdır. Servis kapısının eni ve boyu sökülüp değiştirilmesi gereken filtre elemanından büyük olmalıdır. Servis kapısı tarafında ve filtrelerin ön tarafında filtrelerin çıkarılması ve değiştirilmesi için yeterli boş alan olmalıdır. Filtre bölümüne basınç kaybını görmek için manometre eklenmelidir. Soğuk iklimlerde kırağının toplanma olasılığı için giriş havasının hafif ön ısıtmaya tabi tutulması gerekir. Tablo 5.2'de partikül boyuna göre kullanılması gereken filtre sınıfları belirtilmiştir. Klima santralinde kullanılan filtreleri altı ana grupta toplayabiliriz.

1. Ön Filtreler (Düşük Verimli)
2. Hassas Filtreler (Orta / Yüksek Verimli)
3. Rijid Filtreler
4. HEPA ve ULPA Filtreler (Çok Yüksek Verimli)
5. Aktif Karbon Filtreler
6. Nükleer Filtreler

Tablo 5.2 Partikül boyu ile filtre sınıfı ilişkisi

Partikül boyutu (µm)	Filtre sınıfı
30-10 µm	G1-G3
10-15 µm	G4
5-3 µm	F5
3-1 µm	F6-F8
1-0,5 µm	F9
0,5-0,01 µm	H13

Filtre Testleri



Eurovent 4/21 (2016), ISO 16890 sınıflandırma ve test yöntemlerine geçişi sağlamak üzere çalışmaktadır. Bu nedenle, 4/21 kodunun ikinci versiyonunu yayımlanmıştır.

Bu ikinci versiyon, genel havalandırma amaçlı hava filtrelerinin enerji verimliliği değerlendirmesini tanımlamaktadır. Eurovent 4/21 (2016), yeni EN ISO 16890'ın

sınıflandırma ve test yöntemlerini uygulamaktadır. İlk versiyon, Eurovent 4/21 (2014), uzun süredir kurulan EN 779 standardıyla ilgili olup, yeni ISO standardına doğru yeterli bir geçiş süresine izin vermek için 31 Aralık 2017 tarihine kadar geçerli kalmaya devam edecektir.

Eurovent 4/21 (2016) 'nın amacı, EN ISO 16890 dikkate alınarak, enerji tasarruflu çalıştırma açısından hava filtresi sınıflandırma yöntemini tanımlamaktır. Ayrıca, hava filtreleri kullanıcılarına filtre seçimi konusunda rehberlik etmeyi amaçlamaktadır. Eurovent belgesinde verilen yöntem, standart test koşullarına sahip laboratuvar test verilerine dayanmaktadır. Eurovent 4/21 (2016)'ya göre, hava filtrelerinin enerji tüketimi, hacim akış hızının, fan verimliliğinin, çalışma süresinin ve ortalama basınç düşüşünün bir fonksiyonu olarak belirlenebilir.

Artan enerji fiyatları ve CO_2 emisyonlarını azaltma bağlamında, hava filtreleri ile ilgili enerji tüketimi konusu giderek artan bir ilgi görmektedir.

2017 yılı boyunca, Eurovent Certita Sertifikasyonu tarafından bağımsız olarak test edilen hava filtreleri için 'Eurovent Sertifikalı Performans' programına katılanlar, Eurovent 4/21 (2016) 'yi kullanarak EN ISO 16890'a göre ürünlerini değerlendireceklerdir. Güncellenen 'Eurovent Sertifikalı Performans' enerji sınıfları ve değerlerinin Ocak 2018'den itibaren www.eurovent-certification.com'da yayınlanması planlanmaktadır.

5.2.4 Yalıtım

Isı yalıtımı; enerji kazanımı amacıyla, sıcaklık farklarından oluşabilecek ısı kayıp ve kazançlarını azaltmak için alınması gereken bir önlemdir. Genel olarak binalarda ve tesisatta kullanılmaktadır. Isı yalıtımı üç boyutu ile değerlendirilmektedir. Bunlardan ilki enerji tasarrufu boyutudur. Isı kaybı azaltılarak, kullanılan ısıtıcı malzemeden (radyatör, kazan kapasitesi gibi) tasarruf edilmekte ve tesisattaki ilk yatırım maliyetleri düşürülmektedir. Bunlarla birlikte, daha az yakıt kullanımı da parasal tasarrufu ortaya çıkarmaktadır.

Isı yalıtımı yolu ile enerji tasarrufu konusunda birçok Avrupa ülkesinden geride olan ülkemizde; enerjinin etkin ve tasarruflu kullanılması bilinci halen tam olarak yerleşmemiştir. Halbuki, her yıl artan enerji ihtiyacını karşılamak için enerji kapasitesini artırmak kadar, onu tasarruflu kullanmak da önem arz etmektedir. Bir diğer boyut, çevre boyutudur. Kömür, petrol gibi fosil yakıtların yanması sonucu CO_2 ve SO_2 gibi büyük miktarlarda atık gaz hava kirliliğine sebep olmaktadır. Bu atık gazlar, dünyanın geri yansıttığı güneş ışınlarını da tutarak, dünya sıcaklığının artmasına yol açarlar. Maalesef ilerki yıllarda iklimlerin değişmesi, bitki ve canlıların zararlı asit yağmurlarına maruz kalması kaçınılmaz olacaktır.

Isı yalıtımının son boyutu ise ısıl konfordur. Günümüzde; özellikle insanların toplu şekilde bulundukları ofis ortamları, alışveriş merkezleri ve konutlarda ısıl konforun sağlanması esastır. Ancak bilinmelidir ki, ısıl konforun tam anlamıyla sağlanması sadece ortamı ısıtarak değil, ısıtma sisteminin yapı ve tesisat yalıtımıyla da desteklenmesi sayesinde mümkün olur. Sanayi tesisleri için de aynı durum geçerlidir. Yalıtılmamış borulardan ve armatürlerden kaybolan enerji bir yana; yalıtımsız elemanlara dokunmak suretiyle meydana gelen yaralanmalar ve fazla ısınan ortamın sistem arızalarına ve performans düşüklüklerine neden olması asla istenmeyen durumlardır.

Isı Yalıtım Malzemesi Çeşitleri ve Özellikleri

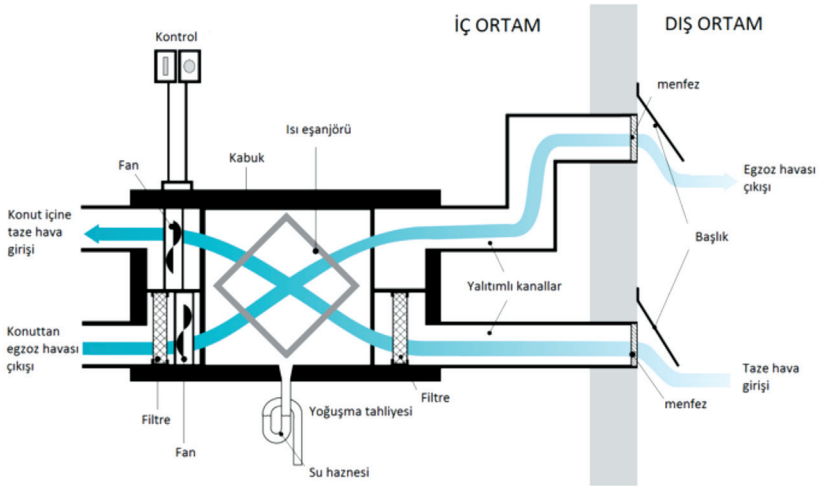
Isı yalıtım malzemeleri; genelde bina yalıtımında, teknik tesisat yalıtımında ve sanayi tesisat yalıtımında kullanılmaktadır. Bina yalıtımında genel olarak; çatı, duvar, döşeme gibi yapı bileşenlerinin yalıtımları yapılır. Tesisat yalıtımında, ısıtma tesisatının ve sıhhi tesisatın yalıtımı, sanayi tesisatının yalıtımında ise, çeşitli endüstri tesislerinde boruların, kazan elektrofiltre gibi tesisatın yalıtımı yapılmaktadır.

Bu amaçlar için kullanılan malzemeler aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler:

- Mineral lifli malzemeler (Camyünü, Taşyünü, Seramikyünü)
- Sert plastik köpükler (Ekspanded polistren-EPS, Ekstrüde Polistren-XPS, Fenol Köpüğü, Poliüretan)
- Yumuşak köpükler (flex malzemeler) (Elastomerik kauçuk köpüğü, polietilen köpük)
- Cam köpüğü, kalsiyum silikat türü malzemeler

5.2.5 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma (IGKH)

Isı geri kazanımlı havalandırmanın günümüzdeki tanımı, yaşam hacimlerinden (iç ortamlardan) dışarıya atılan kirli hava ile dış ortamdan yaşam hacmine alınan taze-temiz hava arasında ısı transferini gerçekleştirerek taze havanın iç ortam şartlarına (kışın ısıtılarak ya da yazın soğutularak) getirilmesi için gerekli enerjiyi azaltan cihazlar ile yapılan havalandırmadır (Şekil 5.2).



Şekil 5.2 *Isı geri kazanımlı havalandırma*

Yaşam hacimlerinin havalandırılmasında enerjinin geri kazanılması için kullanılan IGKH cihazlarının TS EN 308 standardına göre en genel sınıflandırılması Tablo 5.3'de görülmektedir.

Tablo 5.3 IGKH cihazlarının TS EN 308 standardına göre en genel sınıflandırılması.

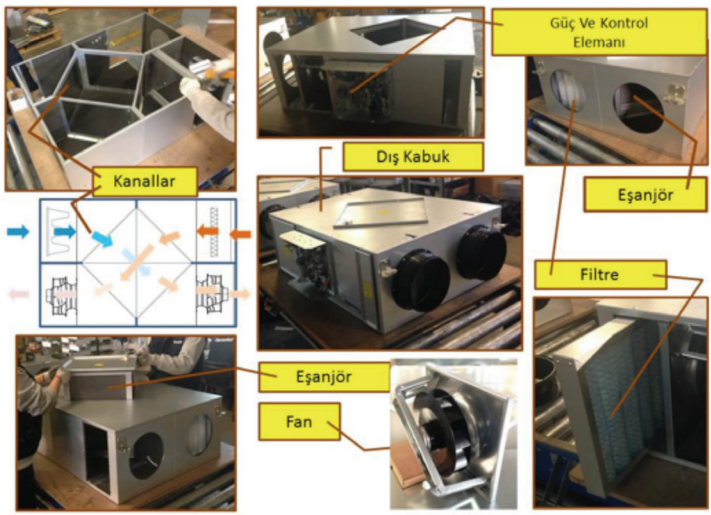
Kategori I	Reküperatörler	
Kategori II	Ara bir ısı transfer akışkanı kullananlar	
	-	Kategori II a: Faz değişimsiz cihazlar
	-	Kategori II b: Faz değişimli cihazlar
Kategori III	Rejeneratörler (kütle birikimli)	
	-	Kategori III a: Higroskopik olmayanlar
	-	Kategori III b: Higroskopik olanlar

Hangi kategoriye girerse girsin, herhangi bir ısı geri kazanım cihazının beş temel bileşeni söz konusudur (Şekil 5.3):

- Isı transfer elemanı (eşanjörler),
- Hava transfer ekipmanları (fanlar),
- Dış kabuk ve kanallar,
- Hava temizleme elemanları (filtreler),
- Güç ve kontrol elemanı.

Bu beş temel bileşene ek olarak, IGKH cihazlarına aşağıdaki ekipmanlar eklenebilir:

- Isıtma-soğutma serpantinleri
- By-Pass damperi
- Elektrikli ısıtıcılar
- Isı pompası
- Karışım damperi



Şekil 5.3 *Bir IGKH cihazının elemanları.*

Isı Transferi Elemanı

Isı transferi elemanı iç ortamdan atılan (egzoz edilen) kirli hava ile iç ortama verilen taze hava arasında enerji transferini sağlayan ısı eşanjörüdür veya ısı eşanjörü sistemidir. Isı geri kazanımlı havalandırma cihazını farklı kategorilerde sınıflandırılmasına neden olan da bu bileşendir.

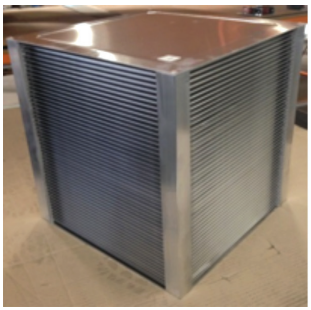
Reküperatif Eşanjörler

Reküperatif sistemlerde kullanılan ısı eşanjörleri ısı transferi terminolojisi içinde kompakt ısı eşanjörü tanımı içine giren, bir yüzünden bir akışkanın diğer yüzünden diğer akışkanın geçtiği, iki yüzeyi arasında madde (su) geçişine imkân vermeyen (metal, plastik) veya veren (kağıt) levhaların art arda birleştirilmesinden oluşan ekipmanlardır.

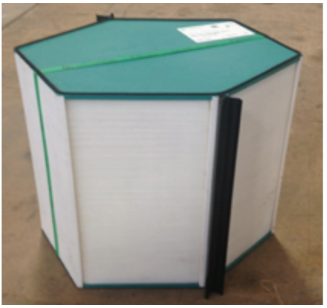
Kâğıt (selüloz) esaslı eşanjörler, egzoz havası ile taze hava arasında nem transferine de olanak sağlar. Böylelikle kâğıt levhanın iki yüzü arasında duyulur ısının transferi yanında nem transferi yoluyla gizli ısının transferine de imkân verir. Geçirgen olmayan (metal,

plastik) eşanjörler ise, iki yüzü arasında sadece duyulur ısı transferine müsaade eder. Eşanjörlerin seçimi, önce uygulama yerinin özelliğine (hijyenik gereklilikler, yıkanabilir olma özelliği) sonra da istenilen verime bağlıdır. Genel olarak ters-çapraz akımlı eşanjörlerin (Şekil 5.4b), çapraz akımlı eşanjörlerden (Şekil 5.4a ve 5.4c); metal ısı eşanjörlerinin de (Şekil 5.4a) plastik (Şekil 5.4b) ve kağıt (Şekil 5.4c) esaslı eşanjörlerden verim anlamında daha yüksek performansa sahip olduğu söylenebilir.

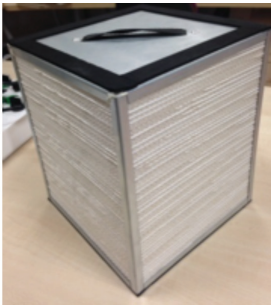
Çapraz ve ters-çapraz akımlı (Şekil 5.5) eşanjörler birlikte kullanılarak oluşturulan "kombi" eşanjörler de uygulamada kullanılan yüksek verimli ısı transfer ekipmanlarıdır (Şekil 5.6).



(a) Metal, çapraz akımlı eşanjör

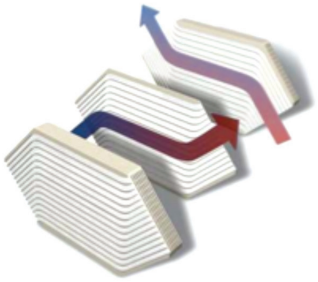


(b) Plastik (polimer), ters-çapraz akımlı eşanjör

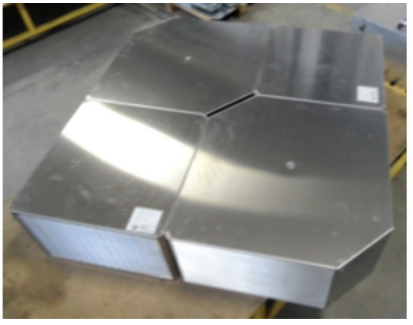


(c) Kağıt (sellüloz) esaslı çapraz akımlı eşanjör

***Şekil 5.4** Reküperatif eşanjörler*



***Şekil 5.5** Ters-çapraz akımlı eşanjör*



***Şekil 5.6** Kombi eşanjör*

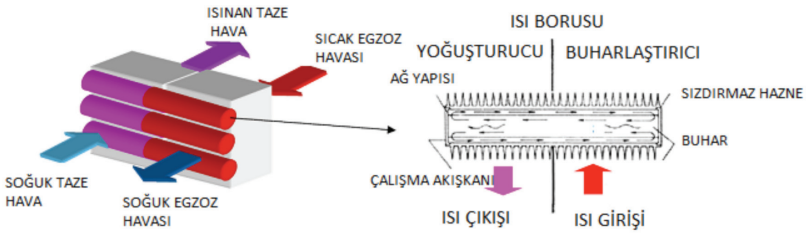
IGKH Cihazlarında kullanılan farklı malzemelerden yapılmış reküperatif eşanjörlerin birbirlerine göre üstünlükleri ve zayıflıkları Tablo 5.4'de gösterilmiştir. Havalandırmanın söz konusu olduğu yere göre uygun malzeme seçilmelidir.

Tablo 5.4 Malzeme cinslerine göre reküperatif eşanjörlerin üstünlükleri ve zayıflıkları

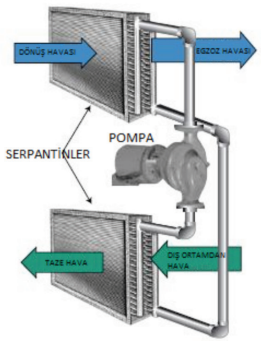
Üstünlükler	Zayıflıklar
Alüminyum eşanjörler	
Yıkanabilir ve temizlenebilir.	Ağırdır.
İletim katsayısı ve sıcaklık verimi yüksektir.	
Mekanik olarak daha güçlüdür.	
Plastik (polimer) eşanjörler	
Hafiftir.	Hava akımı nedeniyle statik elektrik brikimi oluşur. Bu, hava içindeki parçacıkların eşanjör yüzeylerinde birikmesine neden olabilir. Sonuçta eşanjörde bakteri ve küf birikimine kadar giden sonuçlar doğabilir [5].
Yıkanabilir.	Isı iletim katsayısı (*) ve sıcaklık verimi düşüktür.
kimyasal yapısı kararlıdır ve korozyona dayanıklıdır.	Yüksek basınca karşı duyarlıdır.
Ucuzdur.	Ömrü kısadır.
Esnektir.	
Selüloz eşanjörler	
Nem transferi ile gizli ısı transfer edilir.	Yıkanamaz.
Nem kontrol daha kolaydır.	
Hafiftir.	
(*) Michigan Üniversitesi'nde yapılan araştırmalarla çağdaşlarından 10 kat daha yüksek ısı iletim katsayısına sahip plastiklerin geliştirilebileceği gösterilmiştir. Plastik eşanjörlerin bu yeni malzemelerle daha fazla uygulama alanı bulacağı düşünülmektedir.	

İkinci Akışkanlı Isı Transfer Ekipmanları

İkinci bir ısı transferi akışkanı kullanan ısı transfer ekipmanları, ısı boruları (Şekil 5.7a) ile iki kanatlı borulu eşanjör ve bu eşanjörler arasında bir ısı transferi akışkanının dolaştırıldığı boru ve pompa sistemidir (Şekil 5.7b).



(a) Isı borusu (heat pipe) [3]



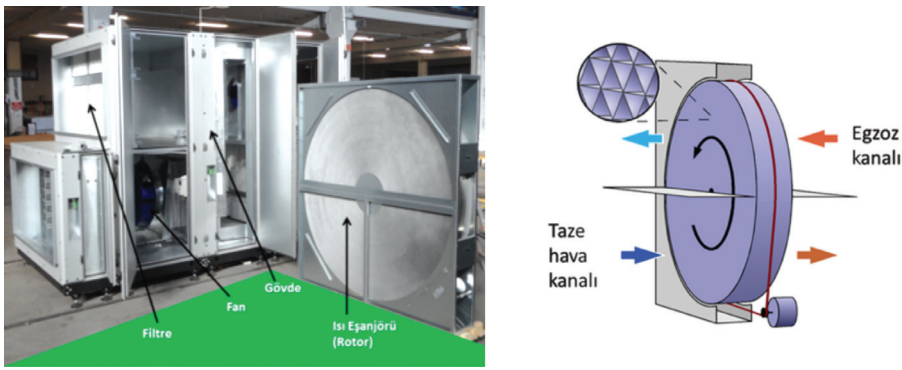
(b) İkinci akışkan devreli ısı eşanjörü (run around coil) [4]

Şekil 5.7 *İkinci ısı transferi akışkanı kullanan eşanjörler ve sistemleri.*

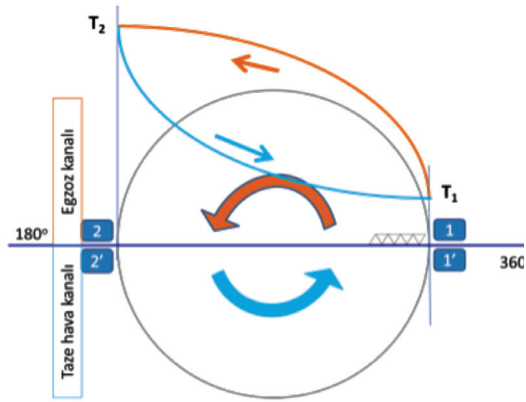
Rejeneratif Eşanjörler

Rejeneratif IGKH cihazlarında levhalı ısı değiştiricinin yerini, havanın içindeki kanallarından geçtiği dönen kütlesel bir teker (rotor) almıştır (Şekil 5.8). Kış aylarında kanalları oluşturan alüminyum levhalar, egzoz kanalı içerisinde 180 derecelik dönme esnasında içlerinden geçen egzoz havası tarafından ısıtılırlar (Şekil 5.9, 1-2 konumları arası). Levhalar egzoz kanalı içindeki yolunu tamamlayıp taze hava kanalına geçtiklerinde (2' konumu) depoladıkları ısı enerjisini 360 derecelik yörüngelerini tamamlayıncaya kadar yüzeylerini yalayan taze havaya aktarırlar (Şekil 5.9: 2'-1' konumları arası). Yaz aylarında fiziksel anlamda benzeri ama tersine bir enerji transferi söz konusudur. Burada tanımlanan ısı tekeri ile tanımı yapılan ısı transferi, duyulur ısı transferidir.

Isı tekerindeki kanal yüzeylerinin higroskopik ve sorpsiyon (adsorbsiyon veya absorbsiyon) malzemeleri ile kaplanması sonucu, duyulur ısının yanında nemin de taşınması söz konusu olur. Bu tür ısı tekerlekleri, entalpi rotoru, sorpsiyon rotoru gibi isimlerle de anılmaktadırlar. Bir kanaldan diğerine nemin taşınması, o nemin buharlaştırılması için gerekli enerjinin de transferi demek olduğundan, bu tür ısı tekerlerinde duyulur ısının yanında gizli ısı da transfer edilmiş olur ve verimleri bu yüzden yüksektir.



Şekil 5.8 *Rejeneratif eşanjörlü ısı geri kazanımlı havalandırma cihazı.*



Şekil 5.9 *Hava kanallarını oluşturan metal levhaların 360 derecelik yörünge boyunca sıcaklık değişimi.*

IGKH'da kullanılan reküperatif ve rejeneratif eşanjörlerin birbirlerine göre üstünlük ve zayıflıkları Tablo 5.5'de verilmiştir.

Tablo 5.5 Reküperatif ve rejeneratif eşanjörlerin karşılaştırılması

Üstünlükler	Zayıflıklar
Reküperatif eşanjörler	
Eşanjörde taze hava ve egzoz havası karışımı yoktur.	Özellikle soğuk iklimlerde donma olasılığı yüksektir.
Kirlilik ve koku transferi yoktur.	Verim düşüktür.
Rejeneratif eşanjörler	
Donma olasılığı azdır.	Eşanjörde taze hava ve egzoz havası karışımı vardır.
Verim yüksektir.	Kirlilik ve koku transferi vardır.

Reküperatif eşanjörler, kaçaklar dışında egzoz ve taze hava karışımına imkan vermediğinden, istenilmeyen hava kirliliğini (kirletici, koku taşınması vs) engeller. Ancak özellikle soğuk iklimlerde donma riski yüksektir. Rejeneratif eşanjörlerde donma problemi daha azdır ancak hareketli yapısı dolayısıyla, önlenmesi mümkün olmayan aralıklardan taze havaya egzoz tarafından kirletici ve koku transferi olması söz konusudur.

5.2.5.1 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Ünitelerinde Performans Standardları

Tipine (konut tipi, konut dışı) bağlı olsa da en genel anlamda bir ısı geri kazanım cihazının 11 sınıfta (Tablo 5.6) toplanabilecek 150'ye yakın özelliği vardır. Bu özelliklerin pek çoğu, uluslararası (EN, ISO) ve ulusal (TR, DIN, BRE) standartlarla tanımlanmış sınırlar ve sınıflara göre düzenlenir ve standart testlerle denetlenir.

Tablo 5.6 IGKH Cihazı özellik grupları (tasarım parametre grupları).

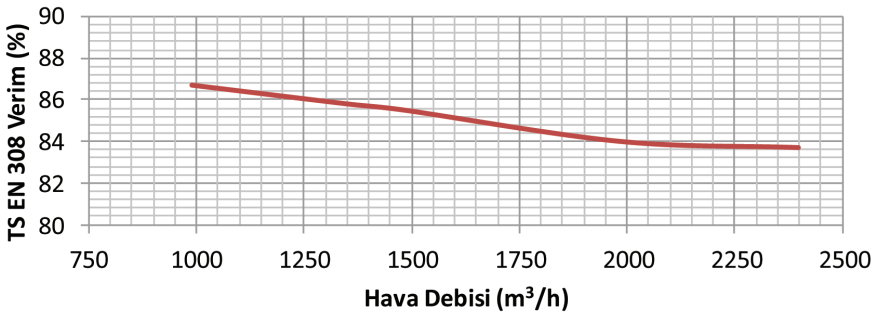
1	Kabuk	7	Kontrol Ünitesi
2	Sürücüler/Bileşenler	8	Kontrol Fonksiyonları
3	Fanlar	9	Yazılıma Erişim
4	Performans	10	Ses-Gürültü Özellikleri
5	Isı Eşanjörü	11	Sertifikasyon
6	Isıtıcı/Soğutucu Üniteler		

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının performansını gösteren ve farklı cihazların karşılaştırılmasında kullanılan cihaz ısıl verimi TS EN 13053 normuna göre tanımlanmıştır. Cihaz ısıl verimi, Eşitlik 1'de verildiği gibi, TS EN 308 normuna göre hesaplanmış iki değişken (sıcaklık verimi ηt ve performans katsayısı ε) kullanılarak tanımlanır.

$$\eta e = \eta t \, (\, 1 - 1/ \varepsilon) \qquad (1)$$

Farklı cihazların enerji verimliliği açısından karşılaştırılmasında, bu iki değişkenin (ηt ve ε) ilgili standartlarda (TS EN 308 ve TS EN 13141-7) tanımlanan standart şartlarda belirtilen sıcaklıklarda (Tablo 5.7a, 5.7b ve 5.7c) ve atmosferik basınçta, farklı hava debilerinde gerçekleştirilmiş deneyler sonucu elde edilen değerlerini temel alarak hesaplanmış cihaz ısıl veriminin (ηe) değişimi kullanılmalıdır. Şekil 5.10'da IGKH cihazlarının TS EN 308 normuna göre test edilmesi için inşa edilmiş bir laboratuvarın test esnasındaki görüntüsü, Şekil 5.11'de de test sonucuna göre elde edilmiş konut dışı bir IGKH cihazının sıcaklık verim eğrisi verilmiştir.

Şekil 5.10 *TS EN 308 Sıcaklık Verimi test laboratuvarı.*



Şekil 5.11 *Sıcaklık-verim eğrisi.*

Tablo 5.7a IGKH Cihazlarında sıcaklık verimi test sıcaklıkları: Konut dışı bina cihazları (T_{db}: Kuru termometre sıcaklığı, T_{wb}: Yaş termometre sıcaklığı, φ: Havanın bağıl nemi, T_{dp}: Çiğlenme noktası sıcaklığı.)

EN 308	KONUT DIŞI BİNALAR İÇİN ISI GERİ KAZANIMLI HAVALANDIRMA CİHAZLARI									
	ISITMA		KATEGORİLER							
			(I) Reküperatör (II) Transfer akışkanlı (IIIa) Regeneratör (Duyulur)				(IIIb) Regeneratör (Higroskopik)			
			T_{db}	T_{wb}	ϕ	T_{dp}	T_{db}	T_{wb}	ϕ	T_{dp}
	Isıtmada yoğuşma yoksa	Eksoz havası giriş	25	<14	<28	5.12	25	18	51	14.1
		Besleme havası giriş	5				5	3	72	0.3
	TEST TANIMI		Reküperatör							
	Yoğuşma varsa	Eksoz havası giriş	25	18	51	14.1				
		Besleme havası giriş	5							
	Soğuk İklim	Eksoz havası giriş	15	10	53	5.48				
		Besleme havası giriş	-15							

Tablo 5.7b IGKH Cihazlarında sıcaklık verimi test sıcaklıkları: Konut cihazları.

EN 13141 -7	KONUTLAR İÇİN ISI GERİKAZANIMLI HAVALANDIRMA CİHAZLARI									
	TEST TANIMI		(I) Rekütperatör				(II) Regeneratör			
			T_{db}	T_{wb}	ϕ	T_{dp}	T_{db}	T_{wb}	ϕ	T_{dp}
	Zorunlu Test	Eksoz havası giriş	20	12	38	5.13	20	12	38	5.13
		Besleme havası giriş	7				7			
	Zorunlu Test	Eksoz havası giriş					20	15	59	11.8
		Besleme havası giriş					2	1	84	-0.39
	Opsiyonel Test	Eksoz havası giriş	20	12	38	5.13	20	12	38	5.13
		Besleme havası giriş	-7	-8	72	-10.66	-7	-8	25	-0.76
	Opsiyonel Test	Eksoz havası giriş	20	15	59	11.8				
		Besleme havası giriş	2	1	84	-0.39				
	Soğuk iklim testi(*) Opsiyonel	Eksoz havası giriş	20	10	59	11.77	20	10	59	11.8
		Besleme havası giriş	-15				-15			
			T_{db}	T_{wb}	hava debisi	(*) Cihaz dış sıcaklığı -15 °C'den daha düşük bir yer için tasarlanmışsa bu test yapılmalı				
	Bekirsizlik		± 0,2	± 0,3	± 3 %					

Tablo 5.7c Isı pompalı IGKH cihazları.

EN 131341 -7	ISI POMPALI IGKH CİHAZLARI					
	TEST TANIMI (*)		T_{db}	T_{wb}	ϕ	T_{dp}
	Zorunlu Test Noktası 1 Isıtma	Eksoz havası giriş	20	12	38	5.13
		Besleme havası giriş	7	6	87	4.97
	Zorunlu Test Noktası 2 Isıtma	Eksoz havası giriş	20	12	38	5.13
		Besleme havası giriş	2	1	84	-0.39
	Zorunlu Test Noktası 3 Isıtma	Eksoz havası giriş	20	12	38	5.13
		Besleme havası giriş	-7	-8	72	-10.66
	Zorunlu Test Noktası1 Soğutma	Eksoz havası giriş	27	19	47	14.7
		Besleme havası giriş	35	24	40	19.52
	Opsiyonel Test Noktası 2 Soğutma (**)	Eksoz havası giriş	27	19	47	14.7
		Besleme havası giriş	27	19	47	14.7
	(*) Isı pomplaı HRU'ların kapasite ve COP tanımları EN 14511'de yapılmış, yukarıdaki test şartları EN 14511-2'de verilmiş.					
	(**) Standardta opsiyonel olan soğutma şartlarında neden giriş ve çıkışın aynı şartlarda (27/19)					

5.2.5.2 Havalandırma Cihazlarında Ecodesign Direktifi

Direktif, AB üyesi ülkelerin tamamında zorunludur. Bunun anlamı, Ecodesign direktifine uymayan herhangi bir ürününün AB içerisine satılamayacağıdır. Ancak AB dışına ihraç edilecek bir ürünün AB içerisinde üretilmesi konusunda bir engel yoktur. Öte yandan, AB ile ticaret yapan ülkeler bu direktiften direkt olarak etkilenmektedir.

Ecodesign Gerekliklerine Genel Bakış

Karışıklık genellikle iki bağımsız regülasyona aynı anda uyma gerekliliğinden kaynaklanmaktadır. Aşağıdaki tabloda regülasyonların yürürlüğe girme sırasına göre basit bir özet bulunabilir:

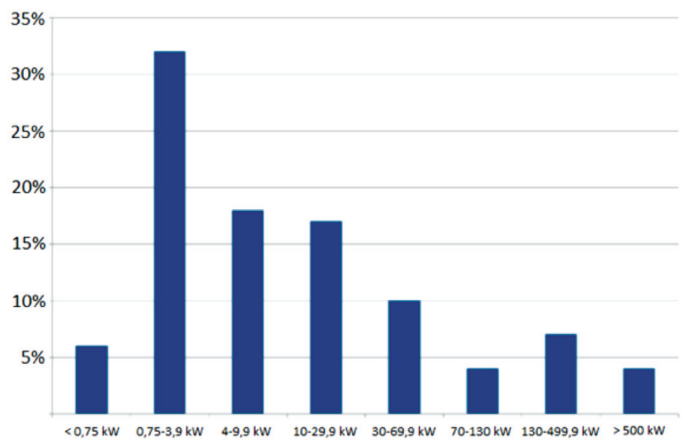
Tablo 5.8 2009/125 Sayılı Ecodesign Direktifi

Şekil 1	2009/125 Sayılı Ecodesign Direktifi ("ErP Direktifi")		
	IEC motorlar 640/2009 sayılı regülasyon	Fanlar Nozul + kanat + motor + kumanda devresinden oluşmaktadır. 327/2011 sayılı regülasyon	Havalandırma sistemleri 01.01.2016 tarihinden itibaren 1253/2014 sayılı regülasyon (Havalandırma cihazları), 1254/2014 sayılı regülasyon (konut tipi cihazların etiketlenmesi)
2018			Havalandırma cihazı talebinde artış. En düşük iki enerji sınıfı olan F ve G'nin etiketlerden kaldırılması.
2017	0.75 - 375 kW arası IEC motorlar Verimlilik sınıfı: IE3 veya IE2+FI *		
2016			30 W'dan büyük, konut tipi havalandırma cihazları için enerji etiketi zorunluluğu
2015	7.5 - 375 kW arası IEC motorlar Verimlilik sınıfı: IE3 veya IE2+FI *	125 W ve daha üstü Fanlar Minimum verimlilik Düzey 2 **	
2013		125 W ve daha üstü Fanlar Minimum verimlilik Düzey 1 **	
2011	0.75 kW ve daha üstü IEC motorlar Verimlilik sınıfı: IE2		

*** Frekans invertörü**
**** Önceden tanımlı bir formüle göre hesaplanmıştır.**

Fanlar için 327/2011 Sayılı AB Yönetmeliği

ErP Direktifi sayesinde enerji tüketen birçok ürünün enerji tasarruf potansiyeli araştırılmakta ve enerji verimliliklerine ilişkin asgari gereksinimler belirlenmektedir. Bunun sonucunda, Haziran 2010'da fanlar için zorunlu sınır değerleri belirlenmiştir. Direktif, fanları nozul, kanatlar ve motorun yanında eğer varsa kumanda devresinden oluşan bir cihaz olarak tanımlamaktadır. Buradaki amaç, Avrupa pazarındaki fan şartnamelerine genel bir asgari verim sınırlaması getirmekti ve ilk etap 2013 yılında yürürlüğe girmiştir. Neden fanlara odaklanıldığı ise Şekil 5.12'de açıkça ortaya çıkmaktadır.



Şekil 5.12 *Dünyada tüketilen elektrik enerjisinin elektrik motorlarına göre dağılımı*

Şekil 5.12'de, dünyada tüketilen elektrik enerjisinin elektrik motorlarına göre dağılımı görülmektedir. Buradan da anlaşılacağı üzere özellikle havalandırma cihazlarında kullanılan 0,75-30kW aralığındaki fanlar enerjinin %68'ini tüketmektedirler.

327/2011 sayılı regülasyonun ikinci aşaması ise 2015'de yürürlüğe girmiş olup fanlarla ilgili asgari verim gereklilikleri zorlaştırılmıştır. Bunun sonucunda da birçok ürün piyasadan çekilmiş ve yerlerine yeni ve daha verimli modeller sürülmüştür.

1253/2014 ve 1254/2014 Sayılı Yönetmelikler

1 Ocak 2016'da ise ErP direktifinin son aşaması devreye girmiştir. Buna göre bir binada veya binanın bir kısmında, havayı dış hava ile değiştiren tüm havalandırma cihazları yönetmeliği kapsamında tanımlanmıştır. Kanal, çatı tipi veya hücreli fanlar, konut tipi klima santralleri ve modüler klima santralleri bu regülasyon kapsamına dahildir. Direktif kapsamında bu cihazlar mekanik uygulamacı kapsamında da olabilmek kaydıyla kesinlikle minimum 3 hızlı bir kumanda devresine de sahip olmalıdır. Daha önce devreye girmiş olan 327/2011 sayılı regülasyon ise sadece komponent üreticilerini etkiler durumda kalmıştır.

Hangi Ürünler Etkileniyor?

30W'ın üzerinde elektrik gücüne ihtiyaç duyan her tipten AC motorlu fan direktiften etkilenmektedir. EC motorlu fanlar ise hali hazırda günümüz gerekliliklerinin tamamını karşılamaktadırlar.

Motorlar için de ayrı bir yönetmelik var. "Motor Direktifi"nin farkı nedir?

640/2011/AT sayılı ErP uygulama yönetmeliği daha önceden yürürlüğe girmiştir. Bu yönetmelik elektrik motorlarının IEC standartlarına göre minimum verimliliklerini belirlemektedir. Yönetmelik sadece motorlar ile ilgili olup 2011 yılından itibaren ülkemizde de geçerlidir. Buna göre 2015 yılı itibariyle 7,5-375kW arası motorlar direkt sürülecek ise minimum IE3 verim sınıfı aranmakta, hız kontrolü olması durumunda ise IE2 verim sınıfında motor kullanımına izin verilmektedir.

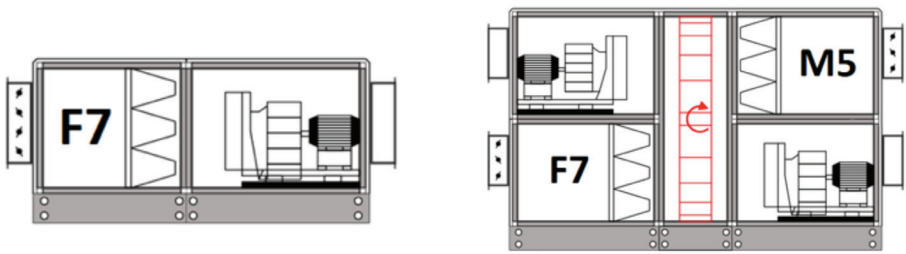
Konut dışı ve konut tipi havalandırma cihazları için 1253/2014 sayılı AB Ecodesign Direktifi

1 Ocak 2016 itibariyle yürürlüğe giren direktif havalandırma ünitelerini konut tipi ve konut dışı (residential, non-residential) olmak üzere ikiye ayırmıştır. 250 m^3/h debinin altındaki tüm cihazlar bu sınıflandırmada konut tipi olarak geçmekte olup, aynı beyaz eşyalarda olduğu gibi üzerlerinde enerji etiketi bulunması zorunludur. Bu enerji etiketinde cihazın nominal debisi ve ses güç seviyesi de belirtilmek zorundadır. 250-1000 m^3/h debi aralığındaki cihazların sınıflandırması ise üreticiye bırakılmıştır. Eğer üretici ürettiği ürünü "Konut Tipi Havalandırma Cihazı" olarak piyasaya sürerse enerji etiketi vurmak zorundadır. Aksi halde böyle bir gereklilik yoktur.

1000 m^3/h üzeri cihazlar ise kesinlikle konut dışı havalandırma cihazı olarak tanımlanmış olup, kendi içlerinde tek yönlü (Unidirectional) ve çift yönlü (bidirectional) olmak üzere ikiye ayrılmışlardır. Literatürde bu sınıflandırma UVU ve BVU olarak geçmektedir.

Ecodesign Direktifi klima santrallerinde neyi değiştiriyor?

İklimlendirme sektöründe klima santrali şartnameleri fan kanat tipi, motor verimi, fan verimi, ısı geri kazanım tipi, ısı geri kazanım verimi, kesit hızı, by-pass damperleri gibi santral total verimine etki edebilecek birçok parametreyi barındırmaktadır. Aslında tüm bunlar elektrik enerjisi ve ısıtma-soğutma enerjisi ihtiyacında tasarruf sağlamaya yöneliktir. Ecodesign direktifi, tüm bu parametrelerin etkisi içeren bir hesap tekniği getirmiş ve minimum gereksinimleri karşılamayan klima santrallerinin pazara sunulmasını engellemiştir. Burada dikkat edilmesi gereken bir nokta, Eurovent 6/12'ye göre yapılan enerji sınıflandırmasından farklı olarak Ecodesign direktifinin cihaz dışı basınç kayıplarını dikkate almayıp, cihazları referans dizaynlar üzerinden karşılaştırmasıdır.



Tek yönlü cihaz referans tasarım *Çift yönlü cihaz için referans tasarım*

***Şekil 5.13** Referans tasarımlar*

Direktifte referans dizayna göre limit SFP_{int} (iç spesifik fan gücü) değerleri belirlenmiş olup, referans dizaynın dışında yaptığınız her değişiklik için belirli formülleri kullanarak bu limit değeri değiştirilir. Örneğin direktifte belirtilenden daha verimli bir ısı geri kazanım sistemi seçtiğinizde hedef SFP_{int} yukarı çekilirken, referans dizayndan daha düşük sınıfta filtre kullandığınızda hedef aşağı çekilerek zorlaştırılır.

Tablo 5.9 Havalandırma Cihazlarında Ecodesign Direktifi

Tek Yönlü Havalandırma Cihazı, UVU	2016	2018
Minimum fan verimi η_{vu}; P≤30kW	% 6,2 . ln(P)+% 35	% 6,2 . ln(P)+% 42
Minimum fan verimi η_{vu}; P>30kW	% 56,1	% 63,1
SFP_{int_limit}; 1 filtre dahil	250	230

Çift Yönlü Havalandırma Cihazı, BVU	2016	2018
Çok hızlı veye kademesiz fan kontrolü	Zorunlu	Zorunlu
Isı Geri Kazanımı	Zorunlu	Zorunlu
Isı geri kazanımda termal by-pass	Zorunlu	Zorunlu
Minimum IGK verimi (η_{t_min})	% 67	% 73
IGK verim bonusu ($\eta_{t_nrvu} > \eta_{t_min}$)	$E=(\eta_{t_nrvu} - 0,67) . 3000$	$E=(\eta_{t_nrvu} - 0,73) . 3000$
SFP_{int_limit} ($q_{norm} < 2$ m³/s)	$1200+E-300 . q_{norm}/2-F$	$1100+E-300 . q_{norm}/2-F$
SFP_{int_limit} ($q_{norm} > 2$ m³/s)	900+E-F	800+E-F

Ecodesign Direktifi'nin klima santrallerine getirdiği birkaç temel değişiklik ise aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Taze hava oranı % 10 üzerinde olan tüm santraller bir "havalandırma cihazı"dır ve ısı geri kazanım sistemine sahip olmak zorundadır.
- 2016 itibariyle run-around ısı geri kazanım sistemleri minimum % 63, plakalı veya döner tamburlu ısı geri kazanım sistemleri minimum % 67 verime sahip olmalıdırlar. 2018 yılında ise bu değerler % 67 ve % 73 olarak yükseltilecektir.
- Isı geri kazanım sistemleri kesinlikle termal by-pass'a sahip olmalıdır. Bu, plakalı sistemler için üfleme tarafında by-pass damperi, döner tamburlu sistemde ise rotoru durdurabilme anlamına gelmektedir.
- 2018 yılı itibariyle tüm filtrelerde analog manometre bulunmalıdır.
- Kullanılan fanlar minimum 3 hızlı veya değişken devirli olmalıdır.
- Üretici, klima santralinin veya fanın teknik çıktısı üzerinde Ecodesign hesabını kesinlikle göstermeli ve limit SFP_{int} değerine karşılık cihazın uyumluluğunu belgelendirmelidir.

Kapsam dışı uygulamalar:

- Hava akımı başına çekilen gücün 30W'ın altında olduğu cihazlar
- Sadece gövdeden oluşan aksiyel veye santrifüj fanlar
- Ex-Proof uygulamalar
- Günlük havalandırma için kullanılmayan tek kademeli duman egzoz fanları

- Sürekli 100°C üzerinde havanın taşındığı fanlar
- 65°C üzerinde ortam sıcaklıkları için olan fanlar
- -40°C altı ortam sıcaklıklarında çalışacak fanlar
- 1000V AC veya 1500V DC üzerindeki besleme gerilimi
- Zararlı, korozif gazların tahliyesi için kullanılan fanlar
- Dahili ısı pompası bulunan klima santralleri
- Endüstriyel mutfak egzoz uygulamaları

Direktifin Türkiye'ye etkisi nedir?

Direktif AB üyesi olmadığımız için Türkiye'yi direkt olarak etkilememektedir, yani iç piyasada satılacak olan havalandırma cihazlarında Ecodesign uyumluluğu şartı aranmaz. Ancak Türkiye için en büyük kafa karışıklığı cihaz üzerine CE etiketi basımı ile ilgili konudur. 2016 yılı itibariyle fanlar, ısı geri kazanım cihazları ve klima santrallerine CE etiketi basabilmek için aşağıdaki alt direktiflere uyumluluk gerekmektedir:

CE

- Makine Direktifi 2006/42/EC
- Alçak Gerilim Direktifi 2006/95/EC
- EMC Direktifi 2004/108/EC
- Ecodesign Direktifi 2009/125/EC – EU 1253/2014

Bu şartlar altında, Ecodesign'a uygun olmayan cihazlara CE etiketi basılması Türkiye için de mümkün değildir.

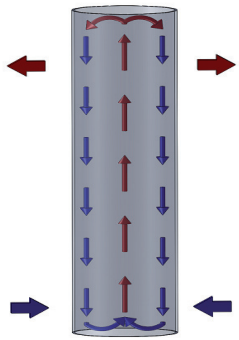
Yapılan istatiksel çalışmalar Ecodesign direktifine uygun klima santrallerinin direktif öncesinde satılan santrallerle kıyaslandığında yaklaşık % 20 daha büyük hacimde olduğunu göstermektedir. Bu, daha büyük mekanik alanlar ve daha yüksek yatırım maliyetleri anlamına gelmektedir. Yatırım sahiplerine Ecodesign'ın faydalarını ve düşük enerji tüketimini anlatarak buna uygun projeler üretmekte büyük bir sorumluluk da vizyon sahibi mekanik proje müelliflerine düşmektedir.

Öte yandan, en büyük ticaret ortağımız olan AB'ye ihracat yapmakta olan üreticilerimiz için de Ecodesign hayati önem taşımaktadır. Üreticiler kısa sürede gerekliliklere hakim olmalı ve seçim programı, teknik ve kalite dökümanlarını uyumlu hale getirmelidirler. Tüm bu çabalar neticesinde, ilerleyen birkaç yıl içerisinde Türkiye'de de havalandırma cihazları için Ecodesign Direktifi'nin olmazsa olmaz bir gereklilik olarak karşımıza çıkacağından hiç şüphe yoktur.

5.2.6 Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma Ünitesi

Isı Borusu Nedir?

Isı borusu, yapısında buharlaşmayla ortaya çıkan gizli ısıyı çok düşük sıcaklık farkıyla uzun mesafelere aktarabilen pasif bir ısı transfer aracıdır. Çalışması sırasında içindeki akışkan, borunun evaporasyon bölümünde buharlaşıp ısı çekerken, kondenzasyon bölümünde yoğuşup ısı atar. Yoğuşan akışkan yerçekimi etkisiyle borunun evaporasyon bölümüne geri döner. Isı borusu, çeşitli alanlarda arzu edilen gereksinimleri karşılamak amacıyla değişik tipte üretilebilmektedir. Sadece ısı geri kazanımının esas olduğu durumlarda tek ve çift bataryalı dikey ve açılı yatay tipte *Isı Borulu Isı Geri Kazanım Bataryaları* kullanılmaktadır. İhtiyaca bağlı olarak sistemin buharlaşma ve yoğuşma kısımlarının birbirinden uzakta olması gerekiyorsa, sistem çift bataryalı olmalıdır. Bu tür durumlarda, bataryalar arasında akışkanın hareketini sağlayabilmek için bir pompadan yararlanılır. Şekil 5.14 ısı borusu çalışma prensibi verilmektedir.



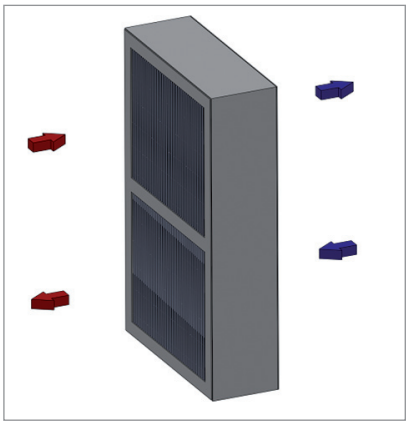
Şekil 5.14 *Isı borusu çalışma prensibi*

Bu sistemler de *Pompalı Isı Borulu Sistemler* olarak adlandırılır. Isı kazanımına ek olarak, şartlandırılacak ortamın istenen nem seviyesine sahip olması için nem alma işleminin de gerçekleştirilmesi gerekiyorsa, bu uygulamalarda Atnalı Isı *Borulu Nem Alma Sistemleri (Wrap Around Heat Pipes)* en ideal çözümü sunmaktadır. Yüksek enerji verimliliği, sistem içindeki bu döngünün ve diğer bir ifadeyle gerekli yeniden ısıtma ve ön soğutmanın, herhangi bir hareketli parça ve ek güç kullanılmadan yalnızca borunun uçları arasındaki sıcaklık farkıyla sağlanmasından kaynaklanmaktadır.

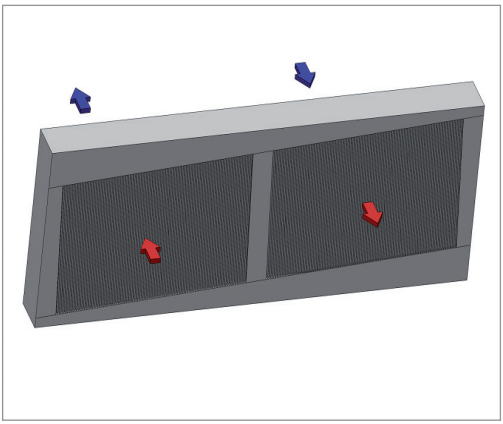
Temel Özellikler

- Verimlilik % 50 ila % 70 arasındadır. Sistemi çalıştırmak için güç gereksinimi yoktur.

• Bakım gerektirmez.
• Galvaniz veya çelik kasetli seçenekleri mevcuttur.
• Alüminyum epoksi kaplamalı alüminyum ve bakır lameller kullanılabilir.
• Düz ve yivli bakır boru çeşitleri mevcuttur.
• R 134A ve R 404A akışkanları ile kullanıma uygundur.
• Her devre için ayrı servis vanaları (schrader valve) bulunmaktadır.
• Maksimum çalışma basıncı 28 bar
• 34 bar'da test edilebilir.
• Dik, açılı yatay tipte üretimi mümkündür.
• Gizli ısı ile geçen ısı, bir bakır levha veya kablodan geçebilecek ısıdan 1000 kat daha fazladır.
• Akışkanda yoğuşma ve buharlaşma aynı sıcaklılarda gerçekleşerek, düşük sıcaklık farklılıklarında bile yüksek ısı geçişi sağlanır (Şekil 5.15 ve 5.16).



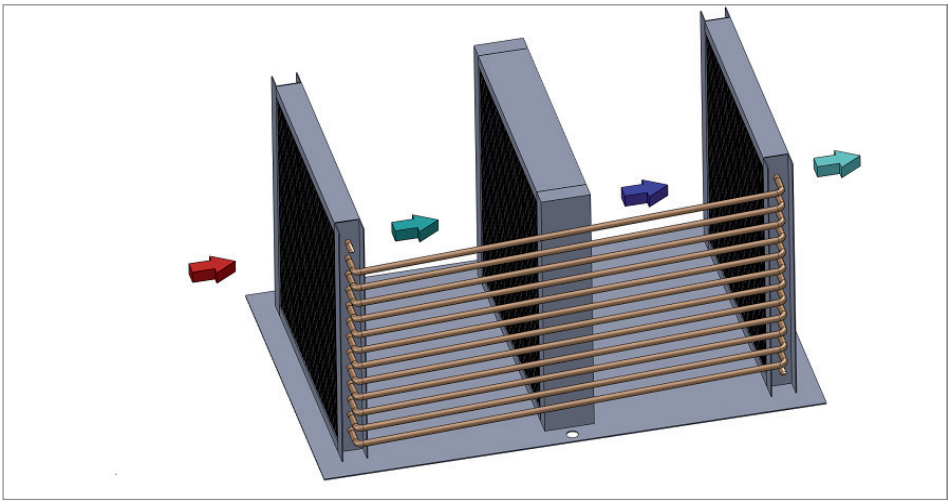
Şekil 5.15 *Dik tip ısı borulu ısı geri kazanım ünitesi*



Şekil 5.16 *Yatık tip ısı borulu geri kazanım ünitesi*

5.2.6.1 Atnalı Isı Borulu Nem Alma Ünitesi

Isı borulu ısı geri kazanım bataryaları, istenen konfor şartlarının sağlanmasında dış hava sıcaklığının istenen sıcaklık ve nem özelliğine getirilmesi noktasında soğutma bataryası ile birlikte çalışarak sistemde daha yüksek verimliliğin elde edilmesini sağlar. Isı borulu ısı geri kazanım sisteminde havanın şartlandırılması ve neminin alınmasında kullanılan bataryalar ve bu iki bataryanın arasına konumlandırılan soğutma bataryası ile hava istenen şartlara getirilir (Şekil 5.17).



Şekil 5.17 *Atnalı ısı borulu nem alma ünitesi*

Sistemde buharlaşma (evaporasyon), yoğuşma (kondenzasyon) ve soğutma olmak üzere üç değişik bölge bulunmaktadır. Soğutma bölgesi yani soğutma bataryası, sistemin buharlaşma ve yoğuşma bölgesini oluşturan ısı borulu bataryaların arasına yerleştirilmiştir. Buharlaşma bölgesinde, taze giriş havası ön soğutmaya tabi tutulur. Bu hava, soğutma bataryasında istenen nem alma koşulunu da sağlayacak şekilde soğutulur. Daha sonra hava, yoğuşma bölgesinde istenen hava üfleme sıcaklık seviyesini sağlamak için yeniden ısıtılır. Bu sistemlerde ön soğutmayla yeniden ısıtma işlemleri için ek bir enerji tüketilmemesi ve bu işlemlerin sadece ısı borulu ısı değiştiricilerinde sıcaklık farkıyla sağlanması, sistemi diğer benzer amaçlarla kullanılan konvansiyonel uygulamalar karşısında üstün kılmaktadır.

Temel Özellikleri

- Havadaki nemin alınması amacıyla düşük sıcaklığa indirilmesi ve sonrasında iç ortama çok soğuk üfleme yapmamak için havanın tekrar ısıtılmasının gerektiği durumlarda tercih edilir.
- Isı borusu, bu uygulamalarda kolaylık ve önemli enerji kazancı sağlar.
- İç ortam hava kalitesini artırır.
- Isı borusu ve soğutma bataryası birlikte tek hücrede imal edilebilir. Bu sayede herhangi bir batarya gibi klima santraline kolayca soğutma bataryası ile birlikte monte edilir.
- Isı borusu soğutucu akışkan yüklenmiş halde teslim edilir.
- Standart soğutma bataryasına oranla derinlik daha fazladır.

5.2.6.2 Isı Geri Kazanım Cihazlarında Enerji Verimliliği (EN 13053)

Isı geri kazanımda enerji verimliğini, enerjinin geri kazanımı için harcadığımız toplam enerji (ısı geri kazanım ünitesi hava ve su tarafı ile ilave kullanılan filtrelerin basınç kaybı nedeniyle tüketilen enerji) olarak açıklayabiliriz.

Isı geri kazanım sisteminin basınç kaybı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$\Delta P_{IGK} = \Delta P_{besleme} + \Delta P_{egzoz} \quad (5.2)$$

Eşilikte;
ΔP_{IGK} = Isı geri kazanım sisteminin üfleme ve egzoz tarafı basınç kaybının toplamı [Pa]
$\Delta P_{besleme}$ = Isı geri kazanım sisteminin üfleme tarafı basınç kaybının toplamı [Pa]
ΔP_{egzoz} = Isı geri kazanım sisteminin egzoz tarafı basınç kaybının toplamı [Pa]

Basınç kaybı değerleri belirlenirken tüm ısı geri kazanım sistemi basınç kayıpları gözönüne alınmalıdır (örneğin filtreler, vb.). Isı geri kazanım ünitesisin toplam elektrik enerji tüketimi (P_e) aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$P_e = V \cdot \Delta P_{IGK} \cdot \frac{1}{\eta_D} + P_{e,diğer} \quad (5.3)$$

Eşitlikte ;
V = Hava debisi [m³/s] (standart yoğunluk of 1,2 kg/m³)
η_D = Ortalama toplam enerji tüketimi statik verimliliği, 0,6 olarak alınmaktadır (%)
$P_{e,diğer}$ = İlave elektrik enerji tüketimi (örneğin pompalar, vb.) (W)

İki bataryalı ısı geri kazanım ünitelerindeki bataryaların pompaların enerji tüketimi eşitlik 5.4'ten faydalanarak bulunur $\Delta P_{IGK,toplam}$ değeri her iki bataryadaki basınç kaybını ve boru devresindeki basınç kayıplarını içermektedir.

$$P_{e,pompa} = V \cdot \Delta P_{IGK,toplam} / \eta_D \quad (5.4)$$

Eşitlikte;
V = Su debisini [m³/s] (standart yoğunluk 1000 (kg/m³)
η_D = 0,6 - ortalama pompa toplam enerji tüketimi statik verimliliği [%]
$P_{e,pompa}$ = Pompa elektrik enerjisi tüketimi. [W]

Performans göstergesi (ε), ısıyı geri kazanmak için tüketilen toplam enerji aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$\varepsilon = Q_{IGK,ısı}/P_e \quad (5.5)$$

Enerji verimliliği (η_e) ise,

$$\eta_e = \eta_t \cdot (1\text{-}1/\varepsilon) \quad (5.6)$$

hesaplanır. Sıcaklık verimliği η_t ise eşitlik 5.1 yardımı ile bulunur. Tablo 5.10'da ısı geri kazanım sınıfları değerleri kararlı kütle akış şartlarında verilmiştir (EN 13053).

Tablo 5.10 Isı geri kazanım sınıfları

Sınıf	$\eta_{e\ 1:1}$ min. [%]
Sınıf H1	≥ 71
Sınıf H2	≥ 64
Sınıf H3	≥ 55
Sınıf H4	≥ 45
Sınıf H5	≥ 36
Sınıf H6	Belirli bir verim yok

Örnek: % 100 taze havalı, bataryalı tip ısı geri kazanımlı klima santrali ve egzoz fanı için aşağıdaki değerler verilmiştir. Ünitenin toplam enerji verimliliğini hesaplayınız.

Taze hava debisi	: 28.500 m^3/h
IGK ısıtıcı tarafı hava giriş sıcaklığı	: -3 °C
IGK ısıtıcı tarafı hava çıkış sıcaklığı	: 6,8 °C
IGK akışkan debisi	: 0,00361 m^3/s (13 m^3/h)
IGK ısıtıcı su tarafı basınç farkı	: 25 kPa
IGK ısıtıcı hava tarafı basınç farkı	: 166 Pa
Glikol oranı	: % 20
IGK kapasitesi	: 88,2 kW
Egzoz hava debisi	: 28.500 m^3/h
IGK soğutucu tarafı hava giriş sıcaklığı	: 20 °C
IGK soğutucu tarafı hava çıkış sıcaklığı	: 10,6 °C
IGK akışkan debisi	: 0,00361 m^3/s (13 m^3/h)
IGK ısıtıcı su tarafı basınç farkı	: 25 kPa
IGK ısıtıcı hava tarafı basınç farkı	: 175 Pa

Yukarıda verilmiş olan değerlere göre IGK verimi (η_t),

IGK verimi (η_t) = [6,8 °C - (-3 °C)] / [20 °C - (-3 °C)]

= % 42,6

olarak hesaplanır. Bataryaların hava tarafı toplam basınç kaybı,

ΔP_{IGK} = 166 Pa + 175 Pa

= 341 Pa

olarak bulunur.

Bataryaların su tarafı basınç kaybı boru devresi ve kontrol vanası basınç kaybı 30 kPa olarak kabul edilmiştir.

$\Delta P_{IGK,toplam}$ = 25+25+30
= 80 kPa olarak hesaplanır.

Batarya su tarafında tüketilen elektrik enerjisi,
$P_{e,diğer}$ = (0,00361 m^3/s . 80 kPa . 1.000) / 0,6 (*)
=480 W
olarak bulunur.
(*) Akışkan pompası ve elektrik motoru toplam verimi % 60 olarak varsayılmıştır.

Batarya hava ve su tarafında tüketilen enerji,
P_e = 7,917 m^3/s . 341 Pa . (1/0,6) +480W
= 4980 W

bulunur. Performans göstergesi ise,

ε = 88,2kW / 4,98kW
= 17,71
Enerji verimliliği (η_e) ise, sınıf H5 olarak hesaplanır.

η_e = 42,6 (1- 1/17,71)
= % 40,19

5.2.7 Fanlar

Fan, bir basınç farkı oluşturarak havanın akışını sağlayan cihazdır. Fanın hareketli elemanı olan çarkı, hava üzerinde iş yaparak ona statik ve kinetik enerji kazandırır. Fanlar genel olarak havanın çark üzerindeki akış doğrultusuna bağlı olarak Santrifüj (radyal) veya Aksiyal (eksenel) olarak sınıflandırılır. Şekil 5.18'de radyal (Santrifüj) fan gösterilmektedir.

Şekil 5.18 *Radyal (santrifüj) fan*

Klima santrallerinde yaygın olarak üç tipte fan kullanılmaktadır. Bunlar;

1. Öne eğik sık kanatlı santrifüj (Forward Curved) fanlar
2. Geri eğik seyrek kanatlı santrifüj (Backward Curved) fanlar
3. Serbest dönen, eksenel akışlı (plug-in) fanlar

5.2.7.1 Öne Eğik Kanatlı Fanlar

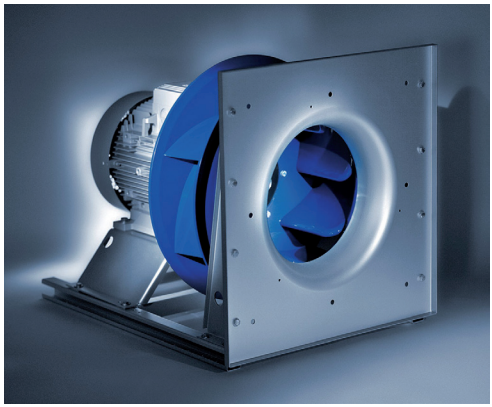
- Verimi % 50-65 arasındadır.
- Basınç eğrisi yatık, maksimum basıncın solunda minimum yapıyor (Bu arada basma yüksekliğinin artması ile debinin artması söz konusu, bu bölgede seçilen fan motorunda aşırı yükleme olabilir). Fan maksimum basıncın sağında kalan bölgede çalıştırılmalıdır.
- Fan devirleri geri eğimli fanlara nazaran düşüktür.
- Fan fiyatı daha düşüktür.

5.2.7.2 Geri Eğik Kanatlı Fanlar

- Verimi % 70-80 arasındadır.
- Basınç eğrisi düzgün minimum debide maksimum basma yüksekliğini vermektedir
- Fan devri öne eğik fanlıya nazaran yaklaşık iki katı daha yüksektir.
- Yüksek hızda döndüğünden konstrüksiyonu daha güçlü olmalı, balans ayarı çok hassas yapılmalıdır. Fan fiyatı daha pahalıdır.
- Fan temizliği kolaydır.

5.2.7.3 Serbest Dönen (Plug-In) Fanlar

Fan motoru ve kaidesi ile birlikte kompakt bir dizayna sahiptir.



Şekil 5.19 *Serbest dönen fanlar*

- Motor ve fan bağlantısı direkt akuple olarak yapılmaktadır.
- Dinamik basınç kaybı düşük olduğu için enerji tüketimi daha azdır.
- Yüksek verimli fanlardır (iletim kaybı yok). Verim % 80'e kadar çıkabilir.
- Diğer fanlarda salyangozdan sonra bırakılması gereken difüzör hücresine gerek yoktur.
- Fan bulunduğu hacmi basınçlandırdığı için, hücrede her yönden çıkış imkânı sağlar (Şekil 5.19).
- Titreşim, santrifüj fanlara nazaran daha düşüktür
- Kayış-kasnak mekanizması dolayısıyla kayış koruması kullanılmaz.
- Kayış yıpranması olmadığından fandan sonra kullanılan filtrenin ömrü daha uzun olur.
- Sağlıklı fan debi ayarı yapılabilmesi için frekans invertörü ile kullanılması tavsiye edilir, böyle durumda motorda PTC termistör kullanılmalıdır.
- Fan temizliği ve bakımı çok kolaydır optimum hijyen imkanı sağlar.

Üfleme havası fanları 1. ve 2. kademe filtreler arasında, fan içerisinde su birikmesine izin vermeyecek yapıda olmalıdır. İşletmeye alma ve bakım personeli tarafından kolaylıkla erişilebilmelidir. Salyangoz gövdesi olmayan fanlar, temizlenmesi daha kolay olduğu için tercih edilmelidir. Temizlik gereksinimleri sebebiyle, salyangoz gövdeli santrifüj (radyal) fanların bir su boşaltma açıklığı olmalı ve fan gövdesinde ilgili kapama bulunmalı; 400 mm ve üzerindeki çaplarda kolayca sökülebilen gözetleme kapağı olmalıdır. Kanatlar, ana çerçeve ve bölüm çeliği dahil komple fan ünitesi, korozyona karşı korunmalıdır (en azından galvanizli veya kaplamalı).

Aşağıdaki bilgiler her fan hücresinin üzerinde bulunmalıdır:

- Tip/imalat tarihi/model
- Nominal hava debisi

- Toplam basınç kaybı
- Nominal ve maksimum devir
- Nominal motor gücü
- Fan dönüş yönü (fan gövdesine veya gövdede gösterilebilir)

Bir klima santralı içerisindeki fan motor gücü; tasarım hava debisi ve tasarım statik basıncı (harici ve cihaz içi basınç kayıpları toplamı) değerlerinden faydalanarak aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanır. Toplam fan basıncı, seçilen fanın dinamik basıncı ile statik basıncı toplayarak hesaplanır.

$$P_e = V \cdot P_t / (\eta_f \cdot \eta_m \cdot 1000) \quad (5.7)$$

Eşitlikte:
V: Fan debisi (m^3/s)
P_t: Toplam Basınç (Pa)
η_f: Toplam fan verimliliği (şaft ve iletim kayıpları)
η_m: Elektrik motoru verimi
P_e: Fan motor gücü (kW)

Enerji verimliliği standartlarında sıkça kullanılan spesifik fan gücü (SFP) ise, elektrik gücünün fan debisine bölünmesi ile bulunur.

$$SPF = P_e/V \; kW/(m^3/s) \quad (5.8)$$

Örnek olarak, hava debisi 3,89 m^3/s (14.000 m^3/h) statik basıncı 932 Pa, olan bir fanın atış ağzındaki hava hızı 12 m/s dir. Toplam fan verimi % 73,9 ve motor verimi % 85 olduğuna göre motor gücünü ve SFP yi hesaplayalım.

Fanın dinamik basınç,

$$P_d = 1{,}2\frac{12^2}{2x10} \quad (5.9)$$

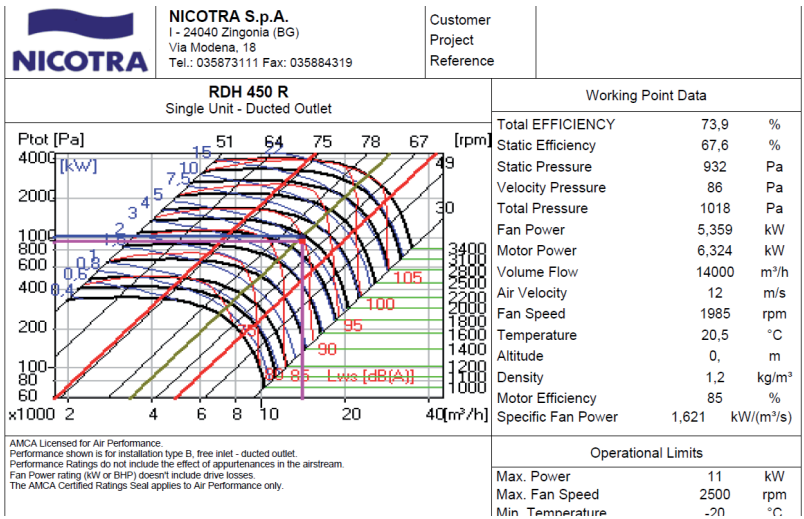
P_d = 8,6 mmSS veya 86 Pa olarak hesaplanır.
Toplam basınç

P_t = 932+86
P_t =1018 Pa olarak bulunur. Motor gücü,

P_e = 3,89 . 1018 / 0,739 . 0,85 . 1000
P_e = 6,3 kW elde edilir.

SFP = 6,3/3,89
SFP= 1,62 kW/(m^3/s) olarak hesaplanır.

Seçilen fan EN 13779 (Havalandırma ve İklimlendirme Tesisleri İçin Yeni Enerji Etkinliği Planlama Şartları) Özgül Fan Gücünün Sınıflandırması Tablosuna göre SFP 4 kategorisinde yer almaktadır. Teorik olarak hesaplanan motor gücü ve SFP değerleri Şekil 5.20'de gösterilen bir firmanın fan bilgisayar çıktıları ile mukayese edilmiş, elde edilen değerlerin uyumlu olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5.20 *Fan seçim çıktısı*

Yukarıdaki seçimi yapılan fanın EN 13053'e göre güç tüketimi anlamında hangi sınıfa girdiği anlayabilmek için EN 13053'de tanımlanan eşitlikten faydalanılacaktır.

$$P_{m,ref} = (\Delta P_s / 450)^{0,925} \cdot (V + 0,08)^{0,95} \qquad (5.10)$$

formülde;
$P_{m,ref}$ = Referans enerji tüketimi [kW]
ΔP_s = Fan hücresinde ölçülen statik basınç [Pa]
V = Fanın hava debisi [m^3/s]

$P_{m,ref}$ = (932/450)^{0,925} . (3,89 + 0,08)^{0,95}
$P_{m,ref}$ = 7,25 kW bulunur.

P_2 sınıf fan için aşağıdaki formül kullanılır

$P_{m,max}$ = 7,25 . 0,90

= 6,53 kW olarak bulunur.

Yukarıda hesaplanan fanın gerçek enerji tüketimi ise 6,3 kW olarak bulunmuştur. 6,3 < 6,53 olduğundan bu fan EN 13053 e göre P_2 sınıf fan olarak tanımlanır.

5.2.7.4 Fan Seçim Kriterleri

Fan tipi (sık veya seyrek kanatlı) tespit edildikten sonra seçim kriterlerinde şunlara dikkat etmek gerekir.

- Fan tipi için çalışma şartları ve basınç bölgesine bakarak karar verilebilir. Değişken debili veya değişken basınçlı sistemlerde sık kanatlı kullanılması tavsiye edilmez. Sık kanatlılar özellikle 500 Pa altında düşük basınçlarda ve sabit debili konfor ve endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Hijyenik sistemler için kesinlikle sık kanatlı fan kullanılamaz. Genel olarak geri eğik kanatlı fan kullanımı tavsiye edilir. Fiyat dezavantajı yanında başka bir problemi yoktur. Plug fan uygulaması ülkemizde yaygınlaşmakta ve bazı hijyenik sistemlerde kullanılmaktadır.
- İstenen çalışma noktası için en yüksek verimli fan seçilmesi tavsiye edilir. En yüksek verimli fana alternatif olarak en fazla % 5 puan altına kadar seçim yapılması önerilir.
- Üfleme hızlarının; fan üfleme hızları 12-13 m/s değerlerini geçmemesi önerilir. Bu değerlerin aşılması durumunda hıza bağlı olarak gürültü oluşmaktadır.
- Gürültü ve ses seviyesi fan devriyle de ilgilidir. Devir sayısı düştükçe (aynı fan için) ses şiddeti azalmaktadır. Fan seçiminde ses şiddetleri en önemli seçim kriterlerinden biridir. Fan seçiminde şartname ve mahal şartları göz önünde bulundurularak karar verilmelidir.

5.2.8 Sulu ve Direkt Genleşmeli Kanal Isıtma ve Soğutma Bataryaları

Soğutucu bataryanın seçimi ve performansını etkileyen faktörlerin doğru belirlenmesi iklimlendirme mühendisliğinin en önemli konularından biridir. Yanlış seçilen veya tasarlanan soğutucu bataryanın tüm iklimlendirme sistemini etkileyeceği unutulmamalıdır.

5.2.8.1 Soğutma Serpantinleri

Soğutma serpantinleri havayı zorlanmış taşınımla, nem alarak veya nem almadan soğutmak için kullanılır. Nem alma seviyesi serpantinin yapısına, giriş havasının çiğ noktası sıcaklığına, su debisine ve su sıcaklıklarına bağlıdır. Duyulur ısı değişiminin toplam ısı değişimine oranını belirten serpantinin duyulur ısı oranı, nem alma seviyesini belirlemekte kullanılabilir. Kullanılan soğutucu akışkana göre soğutma

serpantinleri iki tipe ayrılır:

- sulu serpantinler
- doğrudan genleşmeli serpantinler

Kış aylarında soğuk iklimlerde donmayı engellemek için sulu serpantinlerde su ve antifrizden meydana gelen bir soğutucu kullanılabilir.Isıtma serpantinleri gibi enerji, serpantinin primer tarafında ve/veya hava tarafında harcanır.

Primer Taraf Enerji Sarfiyatı

Soğutma enerjisinin kaynaktan kullanıcıya ulaştırılması için harcanan enerji, primer taraf enerji sarfiyatı olarak kabul edilir. Dikkate alınacak primer enerji tüketimi serpantin çeşidine göre farklılık gösterir.

Sulu Serpantinler

Serpantin içerisinde dolaşan suyun hareketi bir veya birden fazla sirkülasyon pompası ile sağlanır. Sirkülasyon pompalarının enerji tüketimini dağıtım boru ağının hidrolik tasarımı ve serpantindeki su tarafı basınç kaybı belirler.

Pompaların enerji tüketimi ayrıca aşağıdakilerden etkilenir:

- pompa verimliliği (boyut ile bağlantılı)
- serpantin kontrol tipi (değişken su debisi, değişken su sıcaklığı)
- sirkülasyon pompası hız kontrolü

Dikkate alınması gereken parametrelerin fazlalığından dolayı enerji tüketiminin serpantin ve pompa debilerine orantılı olduğu var sayılarak sadeleştirme yapılır. Yıllık harcanan elektrik enerjisini belirle mek için kullanılan temel denklem aşağıdaki gibidir:

$$W_s=(P_s/1000) \cdot t_{eş}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi
P_s = W cinsinden soğutma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü
$t_{eş}$ = saat/yıl cinsinden tam kapasitede eşdeğer işletim süresi

Serpantinde su hareketini sağlayan pompanın elektriksel gücü aşağıdaki denklem ile belirlenebilir.

Su sirkülasyonu için gerekli güç: $P_s= V_{serpantin} \cdot (2 \cdot \Delta P_{serpantin} + \Delta P_{soğ.\ akışkan})/\eta_p$

P_s = W cinsinden soğutma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü
$V_{serpantin}$ = l/s cinsinden serpantinden geçen su debisi
$\Delta P_{serpantin}$ = kPa cinsinden serpantin su tarafı basınç kaybı
$\Delta P_{soğ.\ akışkan}$ = kPa cinsinden soğutma sisteminde serpantin kaynaklı basınç kaybı
η_p = % cinsinden pompaların ve elektrik motorlarının toplam verimi

Gerçek veriler olmadığında, sirkülasyon pompalarının eşdeğer işletim süresi $t_{eş}$'nin klima santrallerinin çalışma süresine eşit olduğu varsayılır. Hız kontrollü pompalar için veya optimize edilmiş soğutma için pompa işletim süresi % 50 daha az kabul edilir:

$$W_s = (P_s/1000) \cdot 0{,}5 \cdot t_{işletim}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi
P_s = W cinsinden soğutma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü
$t_{işletim}$ = saat/yıl cinsinden klima santrali işletim süresi

Serpantinden geçen su debisi ve su tarafı basınç kaybı değerleri klima santral ünitesi spesifikasyonlarından edinilmelidir.

Direkt genleşmeli serpantinler (DX)
Soğutucu akışkanın serpantinde akışını sağlamak için gereken primer enerji sarfiyatı, soğutma enerjisi maliyetine dahildir. Soğutma cihazındaki kompresör soğutucu akışkanın serpantinde ve boru hattında dolaşması için gereken basıncı sağlar.

Hava Tarafı Enerji Tüketimi
Serpantin üzerinden gereken debide hava taşımak için klima santralinin içerisindeki fan belirli bir basınç sağlar. Buradaki enerji tüketimi, fanın harcadığı elektrik enerjisine dahildir.

Duyulur Soğutma İçin Enerji Tüketimi
Bir soğutma serpantindeki havanın duyulur soğutması için anlık enerji tüketimi aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$Q_{anlık} = V \cdot \rho \cdot (h_g - h_ç) \cdot t_s$$

$Q_{anlık}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji
$V = m^3/s$ cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi
$\rho = kg/m^3$ cinsinden kabul edilen havanın yoğunluğu
h_g = kJ/kg cinsinden serpantin girişindeki havanın entalpisi
$h_ç$ = kJ/kg cinsinden serpantin çıkışındaki havanın entalpisi

t_s = saniye cinsinden sabit giriş - çıkış şartlarının oluştuğu süre

Havanın nem özellikleri duyulur soğutmada değişmediğinden dolayı $(h_g-h_ç)$ yerine $c_p \cdot (t_g-t_ç)$ ifadesi yazılabilir.

$$Q_{anlık} = V_{hava} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_ç-t_g) \cdot t_s$$

$Q_{anlık}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji
V_{hava} = m^3/s cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi
ρ = kg/m^3 cinsinden kabul edilen havanın yoğunluğu
c_p = kJ/kg °C cinsinden havanın özgül ısısı
t_g = °C cinsinden serpantin girişindeki havanın sıcaklığı
$t_ç$ = °C cinsinden serpantin çıkışındaki havanın sıcaklığı
t_s = saniye cinsinden sabit giriş-çıkış şartlarının oluştuğu süre

Son formülde su buharının duyulur ısı düşüşü dikkate alınmamıştır. Bu, havanın nem içeriği nispeten küçük olduğu için konfor çözümlerinin standart uygulamaları için geçerli bir varsayımdır.

Soğutma serpantininin yıllık ısıl enerji tüketimi aşağıdaki faktörler göz önüne alınarak belirlenmelidir:

- Uygun dış ortam şartları ile klima santralinin coğrafi yeri
- Kuru termometre sıcaklığına göre karakterize edilen herhangi bir ısı geri kazanım cihazının etkinliği
- Seçilen uygun sıcaklık senaryoları
- İşletim süresi

Soğutma serpantininin duyulur yıllık enerji tüketimi, anlık duyulur enerji tüketimlerinin toplamına eşittir.

$$Q_{c,yıllık} = \sum_{i=Q_{anlık,1}}^{i=Q_{anlık,n}} \left(Q_{anlık,i}/3600\right)$$

$Q_{C,\ yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden serpantin yıllık enerji tüketimi
$Q_{anlık,i}$ = kJ/yıl cinsinden $t_{s,i}$ süresinde tüketilen enerji
$t_{s,i}$ = saniye cinsinden yıllık çalışması boyunca sabit giriş-çıkış şartlarının oluştuğu süre
3600 = kJ/kWh dönüşüm çarpanı

Gizli Soğutma (Nem alma) için Enerji Tüketimi

Bir soğutma serpantindeki havanın gizli soğutulması için anlık enerji tüketimi aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$Q_{anlık} = V \cdot \rho \cdot (x_g - x_ç) \cdot 2500 \cdot t_s$$

$Q_{anlık}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji
V = m^3/s cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi
ρ = kg/m^3 cinsinden kabul edilen havanın yoğunluğu
x_g = kg/kg cinsinden serpantin girişindeki havanın özgül nemi
$x_ç$ = kg/kg cinsinden serpantin çıkışındaki havanın özgül nemi
2500 = kJ/kg cinsinden serpantin çıkış sıcaklıklarında su buharının ortalama yoğuşma gizli ısısı
t_s = saniye cinsinden sabit giriş-çıkış şartlarının oluştuğu süre

Soğutma serpantininin gizli soğutma yükü için yıllık ısıl enerji tüketimi aşağıdaki faktörler göz önüne alınarak belirlenmelidir.

- Uygun dış ortam şartları ile klima santralinin coğrafi yeri
- Nem verimine göre karakterize edilen herhangi bir ısı geri kazanım cihazının etkinliği
- Seçilen uygun nem senaryoları
- İşletim süresi

Soğutma serpantininin gizli yıllık enerji tüketimi, anlık gizli enerji tüketimlerinin toplamına eşittir.

$$Q_{c,gizli,yıllık} = \sum_{i=Q_{anlık,1}}^{i=Q_{anlık,n}} \left(Q_{anlık,i}/3600\right)$$

$Q_{C,gizli,yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden gizli ısı için yıllık enerji tüketimi
$Q_{anlık,i}$ = kJ/yıl cinsinden $t_{s,i}$ süresinde tüketilen enerji
$t_{s,i}$ = saniye cinsinden yıllık çalışma süresinde sabit giriş-çıkış şartlarının oluştuğu süre
3600 = kJ/kWh dönüşüm çarpanı

Soğutma için toplam enerji tüketimi

Soğutma için harcanan toplam enerji, duyulur ve gizli ısının alınması için harcanan enerjilerin toplamıdır.

$$Q_{C,toplam,yıllık} = Q_{C,duyulur,yıllık} + Q_{C,gizli,yıllık}$$

$Q_{C,toplam,yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden soğutma serpantininin toplam yıllık ısıl enerji sarfiyatı
$Q_{C,duyulur,yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden soğutma serpantininin duyulur ısı yıllık ısıl enerji sarfiyatı
$Q_{C,gizli,yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden gizli ısı için harcadığı yıllık enerji tüketimi

Soğuk Sulu Batarya Seçim Kriterleri

Soğutucu batarya seçimi için başta soğutucu batarya alın hızı tanımlanmalıdır. Bu parametre soğutucu batarya seçimini doğrudan etkiler. Bu değer tanımlanırken aşağıdaki hususlar göz önünde bulundurulmalıdır.

1. Yüksek hava hızı batarya bypass faktörünü (BF) artırır.
2. Yüksek hava hızı hava tarafı basınç kaybını artırır, bu da fan motor gücünün artmasına neden olur.
3. Yüksek hava hızı batarya yüzeyindeki su damlacıklarının taşınmasına neden olur.
4. Yüksek hava hızı bataryadaki ses seviyesini artırır.

Tavsiye edilen batarya alın hava hızı 2,0-2,7 m/s arasındadır.

- Bataryaya giren ve çıkan hava şartları kuru ve yaş termometre sıcaklığı olarak belirlenmelidir.
- Bataryaya giren hava debisi belirlenmelidir.
- Soğutucu bataryada dolaşan soğutulmuş su sıcaklıkları belirlenmelidir. (t_{sg} , $t_{sç}$)
- Batarya sıra sayısının artması batarya hava tarafı basınç kaybını artırmakla beraber batarya verimsizliğini de hissedilir oranda artırmaktadır. Batarya sıra sayısını optimumda tutabilmek için aşağıdaki hususlar göz önünde bulundurulmalıdır:

  1. Bataryaya gönderilecek su sıcaklığı, batarya ortalama yüzey sıcaklığından (CÇN) yaklaşık 3 °C düşük olmalıdır.
  2. Bataryadan çıkan havanın şartları CÇN'na çok yakın olmamalıdır (BF % 8-15 olmalıdır).
- Logaritmik sıcaklık farkını tavsiye edilen değerden yüksek tutmak, bataryadan alınacak toplam kapasiteyi artıracak, buna karşılık ise chiller verimi düşük buharlaşma sıcaklığı nedeniyle düşeceğinden genel enerji verimliliği azalacaktır.
- Hidrolik hesaplarda esas alınan batarya akışkan tarafı basınç kaybı için sınırlama getirilmelidir. Sulu bataryalar için akışkan tarafı basınç kaybı 40 kPa'ı geçmemesi tavsiye edilir. Pompa veriminin genel enerji verimliliğine etkisi nedeniyle kayıp mümkünse daha düşük tasarlanmalıdır.
- Yüksek alın hava hızı nedeniyle batarya yüzeyinde yoğuşan suyun sürüklenmesi riski göz önünde bulundurularak, damla tutucu kullanımı dikkate alınmalıdır.

Direkt Genleşmeli (DX) Bataryalar

Direkt genleşmeli bataryalar sıklıkla yoğuşma üniteleri (dış ünite) ile birlikte hava soğutma uygulamalarında kullanılmaktadırlar. Direkt genleşmeli batarya kanala monteli veya klima santrali içerisinde, dış ünitesi ise dış ortamda bulunur.

- Nem alma amaçlı tasarlanmış soğutma bataryalarında aşağıdaki konulara dikkat edilmelidir:
  - Bataryadan sonraki bölüm veya hücrelere nem taşınmamalıdır.

- Islak bataryaların damlama tavası korozyona dirençli (örneğin min. AISI 316 veya korozyona dayanıklı aluminyum alaşım (min. AlMg) malzemeden imal edilmelidir.
- Gövde içerisinden geçen bağlantı boruları yoğuşmayı önlemek için izole edilmelidir.
- Enerji ve hijyenik gereksinimlerden dolayı damla tutucu sadece damlanın sürüklenme riski varsa kullanılmalıdır.
- Korozyon direnci açısından bakır/bakır veya bakır/aluminyüm batarya kulanılmışsa batarya kollektörünün bakır olması tavsiye edilir. Eğer galvaniz ıslak batarya kullanılacaksa, sıcak daldırma galvaniz tercih edilmelidir.

Direkt genleşmeli Batarya Seçim Kriterleri

- Direkt genleşmeli bataryalarda sulu bataryalara ek olarak soğutucu akışkanın cinsi, buharlaşma sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığı belirlenmelidir. Yüksek basınçlı soğutucu akışkan kullanılan bataryalar için bakır boru et kalınlığına özellikle dikkat edilmelidir.
- Direkt genleşmeli bataryalarda soğutucu akışkan tarafı basınç kaybının 30 kPa'yı geçmemesi önerilmektedir.
- Direkt genleşmeli bataryalarda R-410A ve benzeri yüksek basınçlı soğutucu akışkan kullanılması durumunda bakır boru et kalınlıkları artırılmalıdır.
- Direkt genleşmeli bataryalarda enerji verimliliğini artırmak amacıyla yüksek buharlaşma sıcaklığı hedeflenmelidir (kompresör verimini yükseltir).
- Direkt genleşmeli sistemler su sirkülasyonlu sistemlere nazaran izafi olarak daha verimli sistemlerdir.

5.2.8.2 Isıtma Serpantinleri

Hava ısıtma serpantinleri havayı zorlanmış taşınımlı ısıtmak için kullanılır. Isıtma aracına bağlı olarak serpantinler aşağıdaki kategorilere ayrılır:

- sulu serpantinler
- buharlı serpantinler
- elektrikli ısıtıcı serpantinler

Enerji, serpantinin primer tarafında ve/veya hava tarafında tüketilir.

Sıcak Sulu Batarya Seçim Kriterleri

Yoğuşma olmaması nedeniyle ısıtıcı bataryalarda alın hızı, soğutucu bataryalarda ki alın hızı kadar kritik bir değerde değildir. Bununla birlikte soğutucu batarya ile aynı santral içine yerleştiğinden pratikte aynı alın kesitine sahip olmaktadır. Basınç kaybı açısından yüksek hızlar burada da önerilmez. Yalnız ısıtıcı bataryaya sahip sistemlerde hava hızının 3 m/s'yi geçmemesi tavsiye edilir.

Bataryada dolaşan akışkan sıcaklığının bataryaya giren hava sıcaklığına göre oldukça yüksek olması nedeniyle, batarya yüzey alanı dolayısıyla batarya sıra sayısı ve

hava tarafı basınç kaybı soğutucu bataryaya göre oldukça düşük çıkmaktadır.

- Düşük sıcaklıklı akışkanlarla yapılan ısıtma, enerji verimliliği yönünden avantajlıdır.
- Bataryaya giren ve çıkan havanın kuru termometre sıcaklığının belirlenmesi gerekmektedir.
- Isıtıcı bataryada dolaşan su rejimi belirtilmelidir.
- Batarya hava ve akışkan tarafı basınç kaybı belirtilmelidir.
- Bataryaya giren hava debisi ve ısıtma kapasitesi tanımlanmalıdır.
- Su tarafı basınç kaybını 40 kPa'ı geçmemesi önerilir.

Primer Taraf Enerji Tüketimi

Isıtma enerjisinin kaynaktan kullanıcıya ulaştırılması için harcanan enerji, primer taraf enerji tüketimi olarak kabul edilir. Dikkate alınacak primer enerji sarfiyatı serpantin çeşidine göre farklılık gösterir.

Sulu Serpantinler

Serpantin içerisinde dolaşan suyun akımı bir veya birden fazla sirkülasyon pompası ile sağlanır. Sirkülasyon pompalarının enerji tüketimini ısıtma dağıtım boru ağının hidrolik tasarımı ve serpantindeki su tarafı basınç kaybı belirler.

Pompaların enerji tüketimi ayrıca aşağıdakilerden etkilenir:

- pompa verimliliği (boyut ile bağlantılı)
- serpantin kontrol tipi (değişken su debisi, değişken su sıcaklığı)
- sirkülasyon pompası hız kontrolü

Dikkate alınması gereken parametrelerin fazlalığından dolayı enerji sarfiyatının serpantin ve pompa debilerine orantılı olduğu var sayılarak sadeleştirme yapılır. Yıllık harcanan elektrik enerjisini belirlemek için kullanılan temel denklem aşağıdaki gibidir:

Sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi:

$$W_s = (P_s/1000) \cdot t_{eş}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi
P_s = W cinsinden ısıtma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü
$t_{eş}$ = saat/yıl cinsinden tam kapasitede eşdeğer işletim süresi

Gerçek veriler olmadığında, sirkülasyon pompalarının eşdeğer işletim süresi $t_{eş}$'in klima santrallerinin çalışma süresine eşit olduğu varsayılır. Hız kontrollü pompalar için veya optimize edilmiş ısıtma ile pompa işletim süresi % 50 daha az kabul edilir:

Böylece;

$$W_s = (P_s/1000) \cdot 0{,}5 \cdot t_{işletim}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi
P_s = W cinsinden ısıtma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü
$t_{işletim}$ = saat/yıl cinsinden klima santrali işletim süresi

Serpantinde su hareketini sağlayan pompların elektriksel gücü aşağıdaki denklem ile belirlenebilir.

Su sirkülasyonu için güç:

$$P_s = V_{serpantin} \cdot (2 \times \Delta P_{serpantin} + \Delta P_{serpantin,soğ.akışkan})/\eta_p$$

P_s = W cinsinden ısıtma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü
$V_{serpantin}$ = l/s cinsinden serpantinden geçen su debisi
$\Delta P_{serpantin}$ = kPa cinsinden serpantin su tarafı basınç kaybı
$\Delta P_{serpantin,soğ.akışkan}$ = kPa cinsinden ısıtma sisteminde serpantin kaynaklı basınç kaybı
η_p = % cinsinden pompaların ve elektrik motorlarının toplam verimi

Serpantinden geçen su debisi ve su tarafı basınç kaybı değerleri klima santrali spesifikasyonlarından edinilmelidir.

Elektrikli ısıtıcılı serpantinler

Elektrikli ısıtıcı serpantinlerin primer taraf enerji kayıpları güç besleme kablolarında oluşan ısıdan meydana gelir. Kaybı, ısıtma elemanına giden akım ve kabloların elektrik direnci belirler. Güvenlik sebebi ile elektrik kablolarında ısı üretimi için yapılan voltaj düşümleri ulusal ve uluslararası standart ve yönetmeliklerle kısıtlanmıştır.

Elektrikli ısıtıcı serpantinin primer tarafta sarfettiği ek elektrik enerjisi aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$W_{el} = (PEL/100) \cdot Q_{ısıtma,yıllık}$$

W_{el} = kWh/yıl cinsinden elektrikli ısıtıcı serpantinin primer tarafında harcanan yıllık elektrik enerjisi (güç besleme kablolarında enerji kaybı)
PEL =Primer enerji sarfiyatı
$Q_{ısıtma,yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden elektriklı ısıtıcı serpantin yıllık enerji sarfiyatı

Buharlı serpantinler

Buhar serpantinleri için primer enerji sarfiyatının termal ısıtma enerjisi sisteminde dikkate alındığı kabul edilir. Kazandaki buhar basıncı, buhar ve yoğuşmuş su akışının devamını sağlar.

Hava Tarafı Enerji Sarfiyatı

Serpantin üzerinden gereken debide hava taşımak için klima santralinin içerisindeki fan belirli bir basınç sağlar. Buradaki enerji tüketimi, fanın harcadığı elektrik enerjisine dahildir.

Isıtma Enerjisi Sarfiyatı

Bir ısıtma serpantininin anlık enerji sarfiyatı aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$Q_{ısı,anlık} = V \cdot \rho \cdot (h_ç - h_g) \cdot t_s$$

$Q_{ısı,anlık}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji
V = m^3/saniye cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi
ρ = kg/m^3 cinsinden kabul edilen havanın yoğunluğu
$h_ç$ = kJ/kg cinsinden serpantin çıkışındaki havanın entalpisi
h_g = kJ/kg cinsinden serpantin girişindeki havanın entalpisi
t_s = saniye cinsinden sabit giriş-çıkış şartlarının sağlandığı süre

Havanın nem özellikleri değişmediğinden dolayı $(h_ç - h_g)$ yerine, $c_p \cdot (t_ç - t_g)$ yazılabilir.

$$Q_{anlık} = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_ç - t_g) \cdot t_s$$

$Q_{anlık}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji
V = m^3/s cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi
ρ = kg/m^3 cinsinden kabul edilen hava debisinin yoğunluğu
c_p = kJ/kg °C cinsinden havanın özgül ısısı
$t_ç$ = °C cinsinden serpantin çıkışındaki havanın sıcaklığı
t_g = °C cinsinden serpantin girişindeki havanın sıcaklığı
t_s = saniye cinsinden sabit giriş-çıkış şartlarının oluştuğu süre

Son formülde su buharının duyulur ısı yükselmesi dikkate alınmamıştır. Bu, havanın nem içeriği nispeten küçük olduğu için konfor çözümlerinin standart uygulamaları için geçerli bir var sayım olarak kabul edilebilir.

Isıtma serpantininin yıllık ısıl enerji sarfiyatı aşağıdaki faktörler göz önüne alınarak belirlenmelidir.

- uygun dış ortam şartları ile klima santralinin coğrafi yeri
- kuru termometre sıcaklığına göre karakterize edilen herhangi bir ısı geri kazanım cihazının etkinliği
- seçilen uygun sıcaklık senaryoları
- işletim süresi

Isıtma serpantininin yıllık enerji sarfiyatı, anlık enerji sarfiyatlarının toplamına eşittir.

$$Q_{I,yıllık} = \sum_{i=Q_{anlık,1}}^{i=Q_{anlık,n}} \left(Q_{anlık,i}/3600\right)$$

$Q_{I,yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden elektriklı ısıtıcı serpantin yıllık enerji tüketimi
$Q_{anlık,i}$ = kJ/yıl cinsinden $t_{s,i}$ süresinde sarfedilen enerji
$t_{s,i}$ = saniye cinsinden yıllık çalışma süresinde sabit giriş-çıkış şartlarının oluştuğu süre
3600 = kJ/kWh dönüşüm çarpanı

5.2.9 Enerji Etiketleme

Genel olarak enerji tüketimini azaltmak, enerji verimliğini artırmak ve sistem içerisindeki atık enerjiyi geri kazanmak hedefleri AB ülkelerinin geçerli olan yönetmeliklerinde gün geçtikçe artan bir oranda yer edinmektedir. Klima santrallerini ilgilendiren yönetmeliklerle de enerji tüketiminin ve beraberinde CO_2 emisyonlarının azaltılması öngörülüyor.

Sadece konfor amaçlı kullanılan klima santralleri için geliştirilen Eurovent Klima Santralleri Enerji Etiketlemesi Uygulaması, klima santrallerinin enerji tüketiminin azaltılmasında önemli payı olabileceği fikrinden hareketle hazırlanmıştır. Daha önce 2007 yılında hazırlanmış olan bir önceki enerji sınıflandırması TS EN 13053:2006+A1:2011(EN) numarasıyla 31.01.2012'de Türk Standartları arasına katılmıştır.

Klima santralleri için enerji iki ana gruba ayrılır. Isıl enerji (ısıtma ve soğutma için) ve fanlar için tüketilen elektrik enerjisi ve ısı geri kazanım sisteminin verimi değerlendirilmelidir. Isıl enerji tüketimi için iklim farklılıkları dikkate alınmalı ve ısı geri kazanımındaki basınç düşümlerinin etkisini değerlendirmek için ısıl enerji ile elektrik enerjisi arasındaki birincil enerji farklılığı 2:1 oranında alınmalıdır. Fanların elektrik enerjisiyle ilgili olarak yöntem, fanın verimini ve cihazın boyutunu dikkate almaktadır. Klima santralleri içinde enerji verimliliğini etkileyen birçok faktör var-

dır. Eurovent bu faktörlerden en önemlisi olarak gördüğü için fan enerji tüketimini özellikle dikkate almaktadır. Bu tüketimi etkileyen faktörleri filtre kesit hızı, ısı geri kazanımı basınç kaybı, üfleme ve egzoz fan sistemi, elektrik motorlarının bütünsel statik verimliliği şeklinde sıralayabiliriz.

Tanımın daha net olması içinde klima santralleri üç ana gruba bölünmüştür.

Grup 1: Kış tasarım dış hava sıcaklığı minimum ≤ 9 °C olan % 100 veya karışım hücreli kısmi taze havalı ünitelerdir. Bu sınıfın etiketi A .... F işareti ile gösterilmektedir.

Grup 2: Resirkülasyon üniteleri veya tasarım giriş sıcaklığının her zaman > 9 °C ünitelerdir. Bu gruba ön koşullandırmadan geçirilen üniteler de dahildir. Bu sınıfın etiketi A↬ .... F↬ işareti ile gösterilmektedir.

Grup 3: Hücreli aspiratörler. Bu sınıfın etiketi A↑ .... F↑ işareti ile gösterilmektedir. Hesaplama ile ilgili değerler, EN13053 standardından alınmaktadır.

5.2.10 Klima Santrallerinde Enerji Geri Kazanımı

Klima santrallerinde enerji geri kazanım cihazları ile uygulama, ısıl enerji tüketimini azaltmak için yaygın olarak kullanılan bir metottur. Enerji tüketimindeki azalma bir hava akımından diğerine ısıl enerji (duyulur veya gizli) transferi ile sağlanmaktadır. En sık karşımıza çıkan ısı geri kazanım sistemleri

- Run around serpantinler
- Plakalı ısı eşanjörleri
- Rotorlu ısı eşanjörleri

Run Around Serpantinler

Run around serpantinler, dışarı atılan havadan ısı geri kazanımı (kış çalışması) veya dış ortam havasından egzoz havasına duyulur enerji transferi (yaz çalışması) prensibi ile çalışır.

Bir run around serpantin sistemi basitçe dönüş havasında bir serpantin, üfleme havasında bir serpantin ve bu iki serpantini birbirine bağlayarak bir hava akımından diğerine geri kazanılan enerjinin transferini sağlayan borulardan meydana gelir.

Isı geri kazanım verimleri

$$\text{Kış çalışması (soğuk taraf):}\ \eta_{t2} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$$

η_{t2} = ısıtılan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)
t_{22} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı
t_{21} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı
t_{11} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

$$\text{Yaz çalışması (sıcak taraf):}\ \eta_{t1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}}$$

η_{t1} = soğutulan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)
t_{11} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı
t_{12} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı
t_{21} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı
Tüm ısı geri kazanım sistemleri için sadece ısıl enerji tasarrufları değil, süreçteki ek enerji tüketimi de göz önünde bulundurulmalıdır.

Run around serpantin için enerji tüketimleri

Primer taraf
Primer taraftaki enerji tüketimleri, ısı transferi için kullanılacak akışkanı ısı geri kazanım sistemi boyunca pompalamak için gereken enerjidir.

Sirkülasyon pompalarının enerji tüketimini boru ağının hidrolik tasarımı ve serpantinlerdeki su tarafı basınç kaybı belirler.

Pompaların enerji tüketimi ayrıca aşağıdakilerden etkilenir:
- pompa verimliliği (boyut ile bağlantılı)
- serpantin kontrol tipi (değişken su debisi, değişken su sıcaklığı)
- sirkülasyon pompası hız kontrolü
- geri kazanım yetersiz olduğunda otomatik kapatma sistemi

Yıllık harcanan elektrik enerjisini belirlemek için kullanılan temel denklem aşağıdaki gibidir:

$$W_s = (P_s/1000) \cdot t_{eş}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi

P_s = W cinsinden run around serpantinlere hizmet eden pompaların elektrik gücü
$t_{eş}$ = saat/yıl cinsinden tam kapasitede eşdeğer işletim süresi

Eğer sistem klima santrali üreticisi tarafından sağlandıysa pompaların elektriksel gücü ısı geri kazanım sisteminin teknik verilerinde belirtilmiş olmalıdır.

Hava tarafı
Serpantinlerin yarattığı basınç kaybının üstesinden gelmek, klima santrallerinin fanlarına düşmektedir. Bu şekilde ek enerji tüketimi, fanların hesaplanan elektrik enerjisi harcamasına dahil edilmelidir.

Plakalı ısı eşanjörleri
Klima santrali sistemlerinde ısı geri kazanımı için plakalı ısı eşanjörleri kullanılabilir. Bir plakalı ısı eşanjöründe, duyulur ısı kıvrımlı plakalar üzerinde sıcak bir hava akımından soğuk bir hava akımına transfer edilmektedir. Kış süresince ısı transferi dönüş havasından taze havaya doğrudur. Yazın ise tam tersi olmaktadır. Isı transferi bu kıvrımlı plakalardan iletim ile sağlanmaktadır. Zaman zaman plastik gibi farklı malzemeler kullanılsa da kıvrımlı plakalar genelde alüminyumdan üretilmektedir. Plakalar paralel olarak dizilmekte ve her köşeden bir çerçeve ile sabitlenmektedir.

Isı geri kazanım verimleri

$$\text{Kış çalışması (soğuk taraf):}\ \eta_{t2} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$$

η_{t2} = ısıtılan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)
t_{22} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı
t_{21} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı
t_{11} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

$$\text{Yaz çalışması (sıcak taraf):}\ \eta_{t1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}}$$

η_{t1} = soğutulan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)
t_{11} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı
t_{12} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı
t_{21} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

Tüm ısı geri kazanım sistemleri için sadece ısıl enerji tasarrufları değil, süreçteki ek enerji tüketimi de göz önünde bulundurulmalıdır.

Plakalı ısı eşanjörleri için enerji tüketimi

Plakaların yarattığı basınç kaybının üstesinden gelmek, klima santrallerinin fanlarına düşmektedir. Bu şekilde ek enerji sarfiyatı, fanların hesaplanan elektrik enerjisi harcamasına dahil edilmelidir.

Rotorlu ısı eşanjörleri

Rotorlu ısı eşanjörlerinde gizli ve duyulur ısı, mikro kanallı matriks bir yapı aracılığı ile transfer edilmektedir. Bu yapı besleme ve dönüş kanalları arasında dönmektedir. Isı eşanjörleri rejeneratif ve ters yönlü hava akışları arasında çalışmaktadır ve bu sebeplerle yüksek geri kazanım oranı elde edilmektedir. Bu matriks yüksek ısı ve kütle transferi yüzeyi bulundurmalı ve aynı zamanda içinden hava geçtiğinde düşük basınç kayıplarına sahip olmalıdır. Rotorlar için en yaygın kullanılan malzeme alüminyumdur.

Rotor, dönüş ve besleme havalarının karışmasını engellemek için sızdırmaz bantı bir hücre içinde bulunmaktadır. Kayışlı bir tahrik motoru bu rotorun işletimi için gereklidir. Dönüş hızının ayarı rotor geri kazanım oranını kontrol edebilir.

Kirli dönüş havasının besleme havası ile karışmasını engellemek amacı ile çoğu rotorlu ısı geri kazanım bölümleri bir hava tahliye alanına sahiptir. Bu alan dış hava ile dönüş havası arasında bir hava geçişi sağlamakta ve basınç farkı ile rotor gözenekleri besleme havası ile karışmadan önce dönüş havasından kurtulmaktadır. Alanın açısı rotor hızına ve dönüş havası ile dış hava basınç farkına göre ayarlanmaktadır. Ancak yine de % 1-2 oranında hava karışımı meydana gelmektedir.

Isı geri kazanım verimleri

Kış çalışması (soğuk taraf)

$$\text{Sıcaklık verimi: } \eta_{t2} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$$

η_{t2} = ısıtılan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)
t_{22} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı
t_{21} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı
t_{11} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

$$\text{Nem verimi: } \eta_{x2} = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}}$$

η_{x2} = nemlendirilen hava için nem geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)
x_{22} = kg/kg cinsinden besleme havası özgül nemi

x_{21} = kg/kg cinsinden dış ortam hava özgül nemi
x_{11} = kg/kg cinsinden dönüş havası özgül nemi
Yaz çalışması (sıcak taraf)

$$\text{Sıcaklık verimi: } \eta_{t1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}}$$

η_{t1} = soğutulan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)
t_{11} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı
t_{12} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı
t_{21} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

$$\text{Nem verimi: } \eta_{x1} = \frac{x_{11} - x_{12}}{x_{11} - x_{21}}$$

η_{x1} = nemi alınan hava için nem geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)
xt_{11} = kg/kg cinsinden dış ortam hava özgül nemi
x_{12} = kg/kg cinsinden besleme havası özgül nemi
x_{21} = kg/kg cinsinden dönüş havası özgül nemi

Sıcak ısı geri kazanımı
Eğer $(t_d\text{-}t_o) < 0$ ise $t_d\text{-}t_o = 0$ olarak sabitlenir.

$$t_o + (t_d\text{-}t_o)\,\eta_t/100 > t_b \text{ ise } (t_d\text{-}t_o)\,\eta_t/100 = t_b - t_o \text{ olur.}$$

$Q_{IGK,I}$ = kWh/yıl cinsinden yıl boyu geri kazanılan ısıtma enerjisi
$t_{işletim}$ = saat/yıl cinsinden senelik işletim süresi
V_b = m^3/s cinsinden besleme hava debisi
t_d = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı
t_o = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı
η_t = % cinsinden sıcaklık verimi
t_b = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı

Soğuk ısı geri kazanımı
Eğer $(t_d\text{-}t_o) < 0$ ise $t_d\text{-}t_o = 0$ olarak sabitlenir.

$$(x_d\text{-}x_o) < 0 \text{ ise } x_d\text{-}x_o = 0 \text{ olur.}$$

Eğer rotor higroskopik değilse $Q_{IGK,gizli} = 0$
$Q_{IGK,duyulur}$ = kWh/yıl cinsinden yıl boyu geri kazanılan duyulur soğutma enerjisi
$Q_{IGK,gizli}$ = kWh/yıl cinsinden yıl boyu geri kazanılan gizli soğutma enerjisi

$t_{iş}$ = saat/yıl cinsinden senelik işletim süresi
V = m^3/s cinsinden besleme hava debisi
t_o = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı
x_o = kg/kg cinsinden dış ortam hava mutlak nemi
t_d = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı
x_d = kg/kg cinsinden dönüş havası mutlak nemi
η_t = % cinsinden sıcaklık verimi
η_x = % cinsinden nem verimi

Rotorlu ısı eşanjörleri için enerji tüketimi
Rotordaki basınç kaybını yenmek için ek fan gücü

$$P_{e,kayıp} = \frac{V_b \cdot \Delta P_b}{\eta_b \cdot 1000} + \frac{V_d \cdot (\Delta P_d + P_{damper})}{\eta_d \cdot 1000}$$

formülü ile hesaplanır.

P_e = kW cinsinden rotorun oluşturduğu basınç kaybını yenmek için gereken fan gücü
V_b = m^3/s cinsinden besleme hava debisi
ΔP_b = Pa cinsinden besleme yönünde rotorda oluşan basınç kaybı
η_b = besleme tarafı, fan verimi
V_d = m^3/s cinsinden egzoz hava debisi
ΔP_d = Pa cinsinden egzoz yönünde rotorda oluşan basınç kaybı
ΔP_{damper} = Pa cinsinden dönüş hava yönünde dengeleme damperindeki basınç kaybı
η_d = egzoz tarafı, fan verimini ifade etmektedir.

Rotordaki kaçaklar için egzoz ek fan gücü

$$P_{e,kaçak} = (V_{kaçak}/V_{egzoz}) \cdot P_e$$

$P_{e,kaçak}$ = kW cinsinden rotordaki kaçaklar için egzoz ek fan gücü
$V_{kaçak}$ = m^3/s cinsinden besleme bölümünden egzoz bölümüne kaçan hava debisi
V_{egzoz} = m^3/s cinsinden egzoz hava debisi
P_e = kW cinsinden rotordaki kaçaklar olmadan egzoz fan gücü

Rotor motoru

$$P_{e,sürücü} = k \cdot D^2/1000$$

$P_{e,sürücü}$ = kW cinsinden rotor motoru gücü
k = sabit, 25-35 arası, sızdırmazlığa bağlı olarak
D = m cinsinden rotor çapı

Yıllık enerji sarfiyatı şöyle hesaplanır:

$$W = (P_{e,kayıp} + P_{e,kaçak}) \cdot t_{iş,AHU} + P_{e,sürücü} \cdot t_{iş,rotor}$$

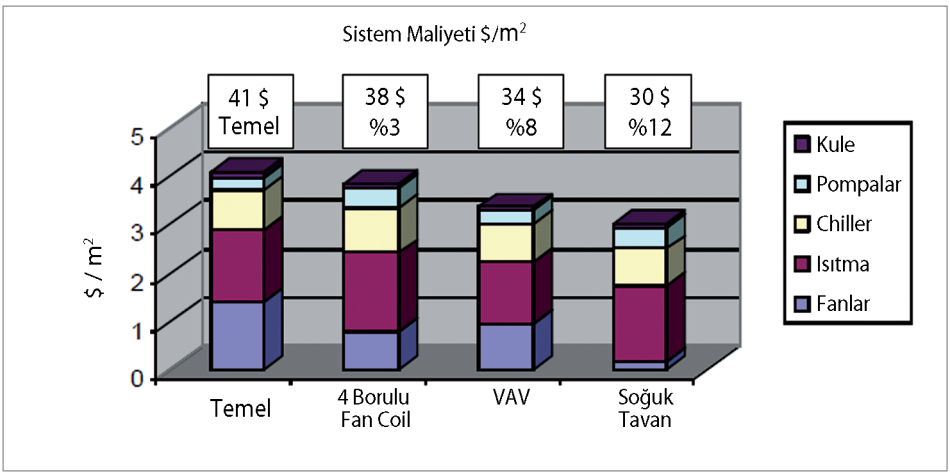
W = kWh cinsinden yıllık ek enerji sarfiyatı
$P_{e,kayıp}$ = kW cinsinden rotorun oluşturduğu basınç kaybını yenmek için gereken fan gücü
$P_{e,kaçak}$ = kW cinsinden rotordaki kaçaklar için egzoz ek fan gücü
$P_{e,sürücü}$ = kW cinsinden rotor motoru gücü
$t_{iş,AHU}$ = saat cinsinden yıllık klima santrali işletim süresi
$t_{iş,rotor}$ = saat cinsinden yıllık rotor işletim süresi

5.2.11 Soğuk Tavan (Chilled Beam) Sistemleri ve Enerji Verimliliği

Aktif soğuk tavan üniteleri 1970'lerin ortalarından beri kullanılmakta olan sistemlerdir. Son yıllarda "Yeşil Bina" kavramının gelişmesinin bir sonucu olarak tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de ofis, otel, hastane gibi binalarda önerilen bir seçenek haline gelmiştir. Bu sistemin ticari binalarda uygulanabilecek diğer sistemlere göre enerji verimliliği ve konfor bakımından bazı avantajları olduğu bilinmektedir. Bunlar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

- Soğuk tavan sistemleri aşağıda açıklandığı gibi soğutmada yoğuşma olmadan çalışmaktadır. Bu amaçla daima yoğuşma sıcaklığının üzerinde tutulan soğutma suyu kullanılır. Yüksek sıcaklıklı soğutma (14-17 °C), soğutma gruplarının veriminin klasik yönteme göre % 20 oranında artmasını sağlar.
- Soğuk tavan sistemlerinde ısı yükü, klima santrali ile karşılanmakta ve nem değeri yoğuşmasız işletme amacıyla uygun seviyede tutulmaktadır. Düşük su sıcaklığı kullanan oda klima cihazları gerekenden çok yoğuşmaya ve enerji tüketimine neden olmaktadır.
- Fancoil vb. fanlı ünitelerin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisi bina bazında karşılaştırıldığında, indüksiyon prensibi ile çalışan ve içinde fan bulunmayan soğuk tavan cihazlarına göre çok yüksektir. İndüksiyon sistemi sayesinde üniteye verilen bir birim taze hava, nozul basıncına bağlı olarak 1/3 ile 1/5 oranında indükleme yaparak, 3 ile 5 birim oda havasını batarya üzerinden çevirir. Bu sayede şartlandırılan oda havası, önceden şartlandırılan taze hava ile karışarak odaya verilmiş olur.
- Fanlı ünitelerde, fanın oluşturduğu ısı enerjisi soğutmada ilave maliyet oluşturmaktadır.
- Fan sisteminin merkezileştirilmesi (klima santralinin fanı) ile düşük sıcaklıklı ısıtma ve yüksek sıcaklıklı soğutmanın getirdiği performans artışı, fan coil cihazlarının kullanıldığı bir sisteme göre % 15 ile % 30 arasındaki bir oranda daha ekonomik işletme sağlamaktadır. Bu oran, binanın bulunduğu bölgeye göre farklılık göstermektedir.

• Tam havalı ve değişken debili sistemlerle kıyaslandığında ise bu işletme avantajı soğuk tavan lehine % 10-12 arasındadır. Free cooling olarak bilinen uygun dış hava sıcaklığı ile mahalin soğutulması avantajına sahip olan VAV (Değişken Hava Debili) sistemler ile kıyaslandığında bile soğuk tavan, avantajlı bir işletme sağlamaktadır. Şekil 5.21'de ABD'nİn Illinois eyaletinde, Chicago şehrinde LEED modeli temel alınan 13.000 m^2 6 katlı bina için yapılan analiz gösterilmektedir.



Şekil 5.21 *ABD'nin Illinois eyaletinde, Chicago şehrinde LEED modeli temel alınan 13.000 m^2 6 katlı bina için yapılan analiz.*

Binanın dış cephe ve ısı kazancı şartları ASHRAE 90.1-2016 minimum standartlarına uygun belirlenmiştir. Bu örnek projede çeşitli HVAC sistemlerinin birim bina alanına göre işletme enerji tüketimi incelenmiştir.

- Düşük sıcaklık ile ısıtma yapmaya uygun olan batarya tasarımı ve indüksiyon sistemi sayesinde soğuk tavan üniteleri 4 K ile 10 K arasındaki ΔT su rejimi ile en yüksek 60 °C su sıcaklığı ile ısıtma yapmaktadır. Isı pompası ile kullanıldığında 45/35 °C su rejimi ile çalışması mümkün olmaktadır.
- Dış hava kullanan sistemlerde (DOAS - Dedicated Outdoor Air System) taze hava debisinin talebe bağlı kontrolü, enerji verimliliği açısından önemlidir. Bu açıdan taze hava ile çalışan soğuk tavan sistemleri değişken hava debili olarak tasarlanabilir ve ilave enerji ekonomisi sağlanır. Otel odası uygulamaları ve ofislerdeki toplantı salonları bu tip uygulamalara güzel birer örnektir.
- Yeşil bina uygulamalarında iç hava kalitesi bir değerlendirme kriteridir. Bu açıdan taze hava ile çalışan soğuk tavan sistemi yeşil bina uygulamalarında daha yüksek seviyede hava kalitesi elde etmektedir.
- Tahliye tesisatı, fan bakım maliyeti ve filtre maliyeti olmaması sistemin bakım maliyetini azaltmakta ve ekonomik ömrünü uzatmaktadır.

Soğuk tavan uygulamalarının ilk yatırım maliyetinin yüksek olmaması daha çok binanın enerji verimli yeşil bina kavramı ile tasarlanmış olması ile doğrudan ilgilidir. Günümüzde aydınlatma sistemlerinin, ofis makinelerinin oluşturduğu ısı kazanımları eskiye göre azalmıştır. Daha iyi gölgeleme kabiliyeti olan camların maliyetleri düşmüştür. Dış gölgeleme elemanlarının kullanımının önemi anlaşılmıştır. Bu tip önlemler ile duyulur soğutma yükleri 75 W/m² veya bu değerden daha az olan binalar tasarlanabilmektedir.

Sistem Tasarımı

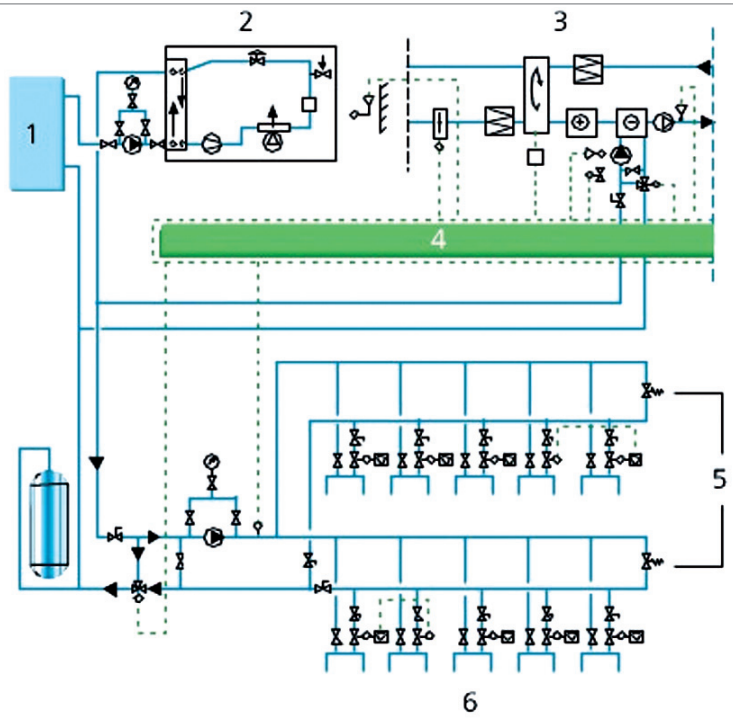
Oda ünitelerinin düzenlenmesi

Soğuk tavanlar ve çevre sistemleri iki yollu valflerle kontrol edilecek şekilde bağlanır. Bu durum, üç yollu vana kontrolüne kıyasla avantajlıdır. Düşük maliyetlidir, tasarım ve ayarları basittir. Frekans konvertörlü pompaların uygun bir maliyet karşılığında monte edilebilmesi, iki yollu sistemin tercih edilmesini destekler.

Yoğuşma koruması

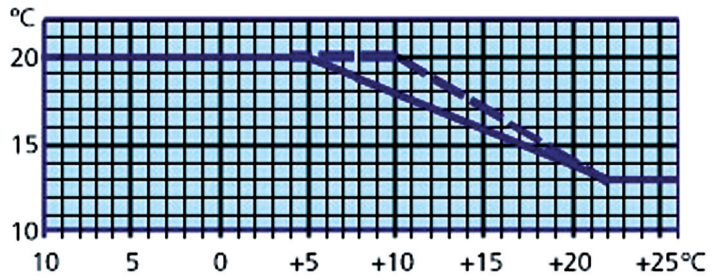
Yazın sıcak günlerinde havanın nemi yüksek olabilir. Havadaki nem ne kadar yüksekse, yüzeyler üzerindeki yoğuşma için çiğ noktası sıcaklığı o kadar yüksektir. Mollier diyagramı (nem-entalpi-diyagram) bu ilişkiyi göstermektedir (Şekil 5.25). Sözgelimi 25 °C'de ve % 50 bağıl nem oranında çiğ noktası 14 °C'dir. Başka bir deyişle sıcaklığı 14 °C veya altında olan yüzeylerde yoğuşmaya başlar. Yaz aylarının bazı günlerinde, sağanak yağmur sonrası çiğ noktası sıcaklığı bazen 15 °C'ye çıkabilir ve ender durumlarda 17 °C'ye kadar yükselebilir. Yoğuşma sorunlarını önlemek için sistemin oda ünitelerinde yoğuşmayı önlemesini sağlamak için önlemler alınmalıdır. Tedarik edilen hava, bu hava ünitesi üzerinde bulunan soğutma bataryasında yoğuşmayı önlemek için her zaman soğutulmalıdır.

Başka bir yöntem de bağıl nemi ölçen bir sensör kullanmaktır (Şekil 5.24). Şant grup valfi su sıcaklığını çiğ noktası sıcaklığı üzerinde tutmak için kontrol edilir. Yüksek dış mekan sıcaklıklarında ve yüksek bağıl nemde havanın kurutulmasını sağlamak için tedarik edilen hava sıcaklığı Şekil 5.23'de belirtildiği gibi hava durumuna göre düzeltilmelidir (kesik çizgili alternatif eğriye bakınız). Ancak +22 °C ve üzerindeki dış mekan sıcaklıklarında taze havanın nemini almak önemlidir. Böylece tedarik edilen havanın çiğ noktası sıcaklığı, soğuk tavan ünitesinin batarya sıcaklığından düşük veya buna eşittir.

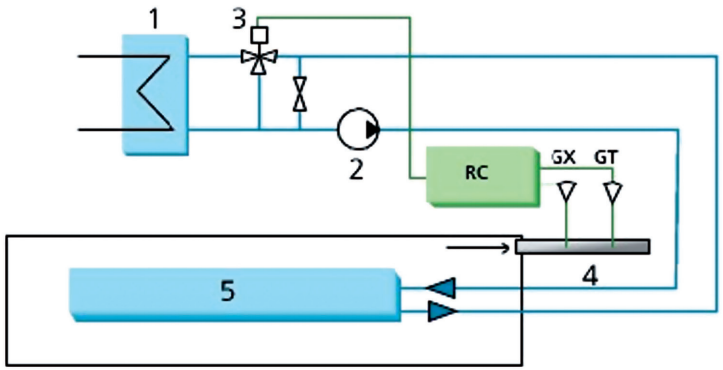


Şekil 5.22 *Sistem çözümü*

1 - Su tankı
2 - Su soğutucu
3 - Klima santrali
4 - Kontrolör
5 - Diferansiyel basınç valfi
6 - Soğuk tavanlar



Şekil 5.23 *Dış mekanın hava sıcaklığına göre tedarik edilen havanın düzeltilmesi*



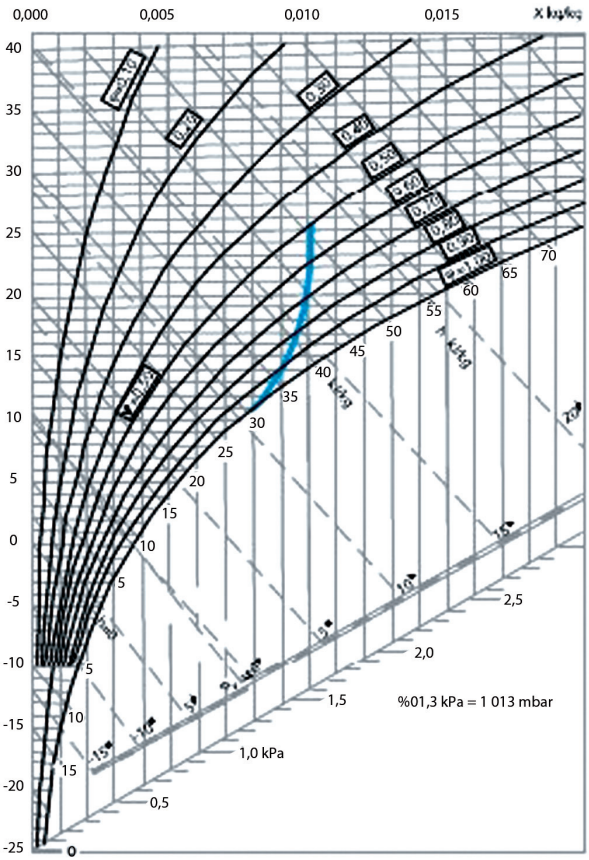
Şekil 5.24 *Şant grubu yoluyla yoğuşma koruma kontrolü*

1 - Buharlaştırıcı/yoğuşturucu
2 - Sirkülasyon pompası
3 - Şant
4 - Çıkan hava kanalı
5 - Soğuk tavan
RC - Kontrolör
GX - Nem sensörü
GT - Sıcaklık sensörü

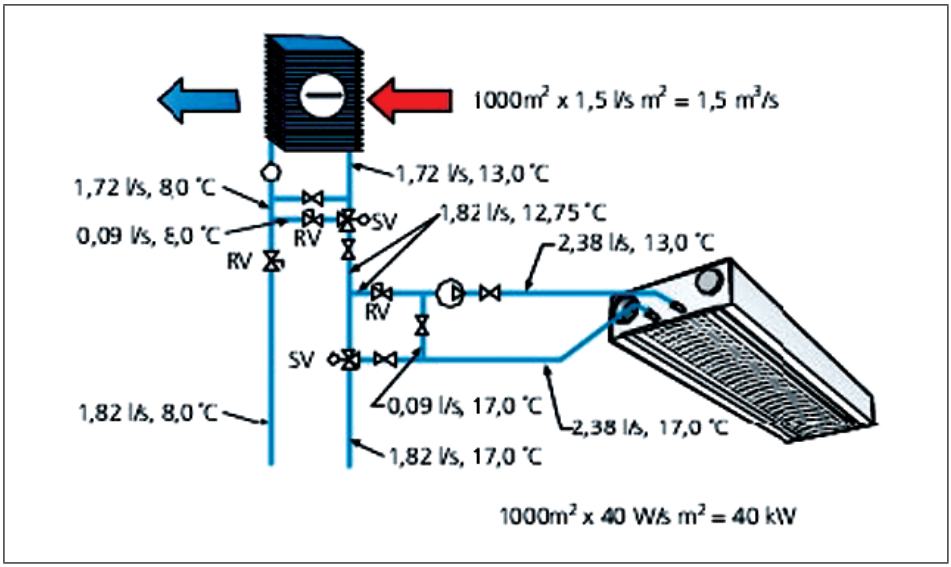
Yoğuşma koruma tasarımı

Yoğuşma yoluyla, tedarik edilen havanın kurutulması ile yoğuşmaya karşı soğuk su sıcaklığının oda ünitesine verilmesi arasında etkileşimi sağlamak için ilgili kontrol ve ayar valflerine sahip uygun boru sistemi tasarımları için öneriler burada verilmektedir. Sistem, 14 °C'deki bir çiğ noktasına tekabül eden 25 °C KT ve % 50 RH durumu için seçilmiştir. Soğuk tavan için soğutma aracının seçilen sıcaklığı, tedarik sırasında 13 °C'ye ve dönüşte 17 °C'ye ayarlanmıştır (Şekil 5.25). Hava idare kısmında soğutma bataryası tedarik sıcaklığı da 8 °C ve dönüşte 13 °C olarak seçilmiştir. Bunlar bölge soğutmasında dahi iyi şartlar sağlayan sıcaklıklardır. Burada 1000 m^2'lik bir tesiste 1,5 l/s m^2'lik bir hava debisi varsayılmıştır. Bu bölge soğutmasında tercihen 16 °C'den daha yüksek bir dönüş sıcaklığı istenir. Dolayısıyla hava idaresinde dönüş sıcaklığını korumak önemlidir. 0,09 l/s bypass debisi hava soğutucusundan sonraki üç yollu valf SV1'e ulaşır. Ayrı debiler ve

sıcaklıkların yardımıyla boru sisteminin ayrı parçalarının karışım sıcaklıkları hesaplanır. Hesaplanan karşım sıcaklıklarına bakarak tasarım sırasında iyi bir etkileşimde bulundukları açık görülmektedir. Sonuçta ortaya çıkan debi ve sıcaklıklar görülmektedir (Şekil 5.26).



Şekil 5.25 *Yoğuşma koruması çalışma anı. Tedarik edilen hava için durum değişikliği.*



Şekil 5.26 *Yoğuşma koruması çalışma anı*

Sıcaklıklar

Aşağıda verilen sıcaklıklar tavsiye niteliğindedir. Belirtilen sıcaklık farklarının oluşması beklenmektedir.

Tavsiye edilen sıcaklıklar	
Tedarik sıcaklığı, soğutma	>13 °C (Yoğuşma koruması bölümüne bakınız)
Sıcaklık artışı soğutma	2-4 K
Soğutma sırasında vantilasyon havası	Şekil 5.23'e bakınız

Oda ayarı

Oda sıcaklığının ayarlanması bir oda termostatı yoluyla her odada bağımsızdır. Oda ünitesi soğutmayı ve (uygun olduğunda) sekanslı ısıtma valfini kontrol eder. Böylece oda, ısıtma ve soğutmayı aynı anda almaz. Kötü yalıtımlı yaşlı binalarda soğutma ve ısıtmanın her zaman peşi sıra gelmesi beklenmemelidir. Burada yönlendirilen çalışma sıcaklığının kontrol edilmesi tavsiye edilir. Bu durumda, iç alanlarda soğutma zorunluluğu olduğundan ısıtmayı aynı anda çevre duvarlardan da alma ihtiyacınız olabilir.

5.2.12 Hava Kanallarında Verimlilik Artırma Yöntemleri

Klima santrallerinde şartlandırılan veya direkt temiz havanın kullanım yerine ulaştırılmasını sağlayan ve kullanım yerinde kirlenen havanın dışarı atılmasını veya tekrar kullanılması için santrale taşıyan dairesel, dikdörtgen, oval ve daha farklı geometrik yapılardır. Düşük hızlı hava kanallarında hava hızı konfor tesisatlarında 10 m/s'yi geçmezken endüstri tesislerinde hız 12-15 m/s civarında olmaktadır. Kanallar 1000 Pa'ya kadar düşük basınçlı kanallar, 1750 Pa'ya kadar orta basınçlı kanallar ve 2500 Pa'ya kadar ise yüksek basınçlı kanallar olarak sınıflandırılırlar. Hava kanalları geometrik yapılarına göre aşağıdaki gibi sınıflandırılırlar.

- Dairesel kesitli hava kanalları
- Dikdörtgen veya kare kesitli hava kanalları
- Oval hava kanalları
- Esnek hava kanalları
- Tekstil (bez) hava kanalları

a) *Yuvarlak* b) *Dikdörtgen* c) *Oval* d) *Esnek* e) *Tekstil (bez)*

Şekil 5.27 *Hava kanalları çeşitleri;*

İşletme ve enerji verimliliği açısından hava kanallarının tasarımı ve malzeme seçimi çok önemlidir. Hava kanallarını tasarımı yapılırken aşağıda belirtilen hususlar değerlendirmeye alınmalıdır.

- Kanal için gerekli olan hacim
- İstenilen bölgeye yeterli miktardaki hava
- Hava dağılımı, hızı ve dengeleme
- Kanallardaki hava kaçağı
- Gürültü, titreşim, estetik ve ses seviyesi
- Kanallardaki ısı kaybı ve kazancı
- Yangın ve duman kontrolü
- Kanalların yalıtımı
- Sistemin ilk yatırım ve işletme maliyetleridir

Kanallarda Hava Sızıntısı

Kanal sistemlerindeki kaçaklar yolu ile kaybedilen enerji çok yüksek boyutlardadır. Hava sızıntı kayıpları yalnızca havalandırma yapılan uygulamalarda fan enerji maliyetlerini artırmaktadır. Kaçak ne kadar fazla ise, bu oranda fan gücü boşa harcanmış olacaktır. Eğer önceden tahmin edilmezse yeterli temiz hava miktarı sağlanamaz. Klima kanallarında ise kaçak hava; aynı zamanda soğutma ve ısıtma enerjisi kaybı anlamına gelmektedir. Dolayısı ile klima sistemlerinde hem fanda, hem de soğutma (veya ısıtma) grubunda enerjinin boşa harcanması söz konusudur. Şartlandırılan hacimlerden geçen kanallardaki kaçaklar, yine iklimlendirilen hacme olacağından, bir kayıp oluşturmayacağı ileri sürülebilir. Ancak bu halde bile sızan hava istenilen fonksiyonu yerine getirmeyecek, menfezlerden hedef bölgeye istenilen hava üflenemeyecektir.

Montajı tamamlanan hava kanallarında hava sızıntıları, genellikle flanş ek yerlerinden, ayrılmalardan, köşe parçalarından ve flanş içindeki silikon kurumasından meydana gelmektedir. Ayrıca birleştirme kıskaçlarının (G Clamps) yeterli aralıklarla atılmaması hava kaçaklarını artırmaktadır. Birleştirme kıskaçlarının aralıkları SMACNA' ya göre 15 cm'i geçmemelidir. Özellikle montaj esnasında kanalların üst flanş birleşme yerlerine kıskaç atılmamakta ve aşırı miktarda hava kaçakları meydana gelmektedir.

Kendinden flanşlı kanal sisteminde daha az hava kaçağı olmaktadır. Klima tesisatınızın hijyenik ve ekonomik olması için kendinden flanşlı hava kanalı kullanılmalıdır. Klima kanallarında meydana gelen kaçaklar; fan enerji maliyetlerinin yanında soğutma ve ısıtma uygulamalarında enerji kaybı anlamına gelmektedir.EN 15727 Mayıs 2010 standardına göre dairesel ve dikdörtgen kesitli kanallar için kaçak sınıflandırılması yapılmıştır. Tablo 5.4 ve Tablo 5.5'de dairesel ve dikdörtgen veya kare kesitli kanallar için EN 15727'ye göre sızdırmazlık sınıfları verilmektedir.

Tablo 5.11 EN 15727 göre dairesel kesitli kanallar için sızdırmazlık sınıfı

Sızdırmazlık sınıfı	Statik basınç (Pa)		Maksimum sızıntı miktarı (m^3/sm^2)
	Pozitif	Negatif	
A	500	500	$0{,}0027 x P_{test}^{0{,}65} x 10^{-3}$
B	1000	750	$0{,}009 x P_{test}^{0{,}65} x 10^{-3}$
C	2000	750	$0{,}003 x P_{test}^{0{,}65} x 10^{-3}$
D	2000	750	$0{,}001 x P_{test}^{0{,}65} x 10^{-3}$

Tablo 5.12 EN 15727 göre dikdörtgen veya kare kesitli kanallar için sızdırmazlık sınıfı

Sızdırmazlık sınıfı	Maksimum sızıntı miktarı (f_{max}) (m^3/sm^2)	Statik basınç ($P_ş$) (Pa)			
		Negatif basınç	Pozitif basınç		
			1	2	3
A	$0{,}0027xP_{test}^{0{,}65}x10^{-3}$	200	400	-	-
B	$0{,}009xP_{test}^{0{,}65}x10^{-3}$	500	400	1000	2000
C	$0{,}003xP_{test}^{0{,}65}x10^{-3}$	750	400	1000	2000
D	$0{,}001xP_{test}^{0{,}65}x10^{-3}$	750	400	1000	2000

Sızıntı kaçak testleri izolasyon yapılmadan ve uç noktalarındaki ekipmanlar takılmadan yapılmalıdır. Herhangi bir bölümdeki hava sızıntı kaçak miktarı standartlar tarafından belirlenen kabul edilebilir sınırlar içinde olmalıdır. Eğer ilk testte kanaldan olan sızıntı miktarı sınır değerlerin üzerinde ise kanal bağlantıları arzu edilen değerlere ulaşılana kadar tekrar kontrolü yapılmalı ve tekrar test edilmelidir. Test gerçekleşirken limit değerlere ulaşabilmek için özel olarak bir sızdırmazlık önlemi alınmışsa ya test kabul edilmez ya da tüm kanallar teste tabi tutulmalıdır. Pratikte, kanal sızdırma miktarı kanal yüzeyi ile orantısal kabul edilebilir. Kanal birleştirme çevre uzunluğu (toplam flanş uzunluğu) önemli bir etkendir. Dairesel veya kare kesitli kanalın çaplarına, kesitlerine ya da fittings miktarına göre kanallardan gerçekleşen sızıntı miktarı değişmektedir. Hesaplanan kaçak miktarı hava debisine göre, proje değerlerine ilave edilmelidir.

Temiz oda ve bazı endüstriyel uygulamalarda enerji maliyetlerinin yanında uygulamaya göre hijyenik şartlar ayrı önem ifade etmektedir. İç hava kalitesinin sağlanması ile ilgili çalışmalar göstermiştir ki kanalların temizliği büyük önem taşımaktadır. Besleme ve dönüş kanallarında toplanan toz, mantar vs. gibi kirleticilerin hastalık kavramına büyük etkileri vardır. Bu nedenle özellikle besleme kanallarının içinin temizlenmesi gereği, bazı batı ülkelerinde örneğin İsveç'te bina yönetmeliklerine dahil edilmiştir. Kanal içi temizliği için çeşitli temizlik yöntemleri ve cihazları geliştirilmiştir. Bu cihazların standart çapları ve uygun geometrisi nedeniyle dairesel kesitli kanallara uygulanması daha kolay ve daha ucuz olmaktadır. Hava kanallarında olması istenen özellikler;

- İç yüzeylerinin pürüzsüz olması,
- Toz yutan ve tutan kısımlarının olmaması,
- Korozyona karşı dayanıklı olması,
- Taşıması kolay ve hafif olması,

- Hava sızdırmazlığı iyi olması,
- Isıya karşı dayanıklı olması,
- Yanmaması ve alev taşımaması,
- Ucuz ve montajının kolay olması,
- Darbelere karşı dayanımlı olmasına,
- Hijyenik şartlara uygun olmasına
- Bakteri, mikrop vb. canlıların üremesine neden olmamalıdır.

5.3 BİREYSEL /TİCARİ KLİMALARDA VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Bu bölümde paket soğutma ünitelerinin ve ısı pompalarının verimliliğinin artırılması için gerekli önlemler açıklanmıştır. Bu kategori ekipmanları, pencere tipi klimalar, paket tipi klima cihazları, VRF'ler ve havadan havaya ısı pompalarıdır. Hemen hemen tüm soğutma üniteleri soğutucu akışkan sıkıştırma prensibi ile çalışır. Ünitelerdeki bileşenlerin hepsi tek bir paket içindedir. Dış hava, kondenserdeki soğutucu akışkanın ısısını almak için kullanılır. Isı pompası durumunda, dış hava ısı kaynağıdır. Üniteler genellikle bina zarfına monte edilirler.

Bireysel klima ve ısı pompaları uygun aralıklarla temizlenmeli, ayarlanmalı, yağlanmalı ve bakımı yapılmalıdır. Modern bireysel klimalar normal çalışma şartlarında kullanılmış ise servis süreleri boyunca güvenli şekilde çalışırlar. Çok az bakıma ihtiyaç duymalarına rağmen uygun aralıklarla bakım yapmanın enerji verimliliği açısından faydası vardır.

Filtreler ve filtre montajları: Filtreler genellikle kısa aralıklarla, birkaç ayda bir temizlenir. Konaklama tesisi gibi yerlerde filtreler bir kaç haftada bir temizlenmelidir. Filitrelerin tıkanması cihazların soğutma kapasitelerini oldukça düşürür. Eğer filtreler çok kirlenirse, cihazın eski kapasitesine ulaşabilmesi için değiştirilmelidir. Aksi takdirde, serpantinler de kirlenebilir. Eğer filtreler sık sık temizlenirse özelliğini daha çabuk kaybeder. Yenisiyle değiştirilen filtrelerin, yerine düzgün bir şekilde yerleştirilmesi önemlidir. Sıkı şekilde oturmazsa, pislik filtreden kaçar ve serpantin üzerinde toplanır.

Serpantinler: Temizlikleri ve lamel aralıkları kontrol edilmelidir. Birçok durumda, tıkanmış serpantinler hava akışını engeller, evaporatör aşırı soğur ve kondenser serpantini ise aşırı ısınır. Bu durum, cihazın daha uzun çalışmasına ve fan enerji tüketiminin artmasına ve verimliliğinin azalmasına neden olur. İç ünite fanının daha fazla güç çekmesine ve ısınmasına neden olabilir. Tıkanmış evaporatörler iç hava kalitesi ile ilgili sorunlara yol açarlar. Evaporatör üzerinde yoğuşan su buharı da kiri

tutar. Bu kir üzerindeki mikroorganizmalar oda içerisine fan ile üflenir. Kirlenmeler, elektrik süpürgesi ve fırça ile temizlenebilir. Eğer gerekirse serpantinler deterjanlı su ve basınçlı hava ile yıkanabilir. Bazı durumlarda, çok tıkalı evaporatörlerin temizliği için dezenfektan gerekebilir. Serpantin kanatlarındaki eğrilikler özel tarak ile düzeltilmelidir.

Drenaj tavası ve borusu: Yoğuşma tavaları biriken çamur sayesinde tıkanabilir. Tavada biriken suyu, bazı mikroorganizmaları barındırdığından ve bu mikroorganizmaları fan ile ortam havasına ilettiğinden dolayı sağlık için zararlı olabilir. Yoğuşma tavasında yoğuşan su serbestçe akabilmelidir. Aksi takdirde, uygun eğimde monte edilip edilmediği kontrol edilmelidir.

Dış ünite serpantini: Dış ünite serpantinleri genellikle yaprak, diğer dış atıklar ve çamur tarafından tıkanır. Kirli serpantin boşa giden enerji demektir. Çoğu zaman basınçlı su ile temizlemek yeterli olmaktadır.

Fan Kanatları: Verimli bir hava akışı için fan kanatları temiz tutulmalıdır. Unutulmamalıdır ki santrifüj fan kanatlarını temizlemek daha fazla sese neden olur. Çünkü kir, fan gürültüsünü engellemektedir.

Fan motoru yağlanması: Eğer fan motoru düzenli olarak yağlanmıyorsa belirli aralıklarla yağlama yapılması gerekmektedir.

***Kullanıcı kontrolleri*:** Fan hız ve fonksiyon düğmeleri bazen dayanıksız olabiliyor. Eğer kullanıcı, kontrolü uygun bir şekilde yapamıyorsa, ünite verimsiz ve yetersiz çalışacaktır. Kontrol elemanlarının belirli aralıklarla denetlenmesi ve arızalı düğmelerin onarılması gerekir.

Dış hava damperleri: Eğer dış hava damperleri kullanılıyorsa, uygun açıklık, kullanıcı kontrol paneline bağlantısının ve hareket serbestisinin kontrolü gerekmektedir. Damperlerin kapatılması unutulur veya gereğinden fazla açıklık bırakılırsa önemli miktarda iklimlendirilmiş hava kaybı olabilir.

Soğutucu akışkan şarj miktarı: Uygun olmayan soğutucu akışkan şarjı, verimliliği ve kapasiteyi büyük ölçüde azaltır. Soğutucu akışkan miktarının uygun olup olmadığı yetkin teknik elemanlar tarafından kontrol edilmeli ve düzeltici işlemler gerçekleştirilmelidir.

Maliyet: Ünite başına yılda ortalama 150 ₺.

Amorti Süresi: Kısadır. Uygun bakımla yapılan toplu tasarruflar uzun vadede büyük işletme maliyeti azalışı sağlar.

UYARILAR

İzleme: İnsanlar filtreleri ve serpantinleri temizlemekten hoşlanmazlar. Bu yüzden konu üstünde durulmalıdır. Filtreleri bilinenden çok daha sık temizlik gerektirir. Ekibinizin bu konuda eğitilmesi gerekmektedir. Kullanıcı kontrollerinin durumu sık sık denetlenmelidir. Soğutucu akışkan şarjının az olmasından kaynaklanabilecek konfor şikayetleri dikkate alınmalıdır.

Yedek Parça: Yeterli miktarda yedek filtre, kontrol düğmesi ve kontrol panelleri bulundurulmalıdır. Bunların gözden çıkarılabilir ihtiyaçlar olarak değerlendirilmesi gerekir. Bazı önemli yedek parçaları stok tutmadan temin etmek, gerektiğinde bakım için büyük bir zaman ve para kaybıdır.

Yeterlilikler: Eğer cihazınıza son bir veya iki yıl içinde bir onarım yapıldıysa ve istenilen değerlerde çalışmıyorsa, büyük ihtimalle bakımı yapanlar yeterince donanımlı değildir ya da işlerini ciddiye almamışlardır. Sadece konusunda yeterliliğe sahip teknik elemanların soğutma sistemine müdahalesine izin verilmelidir.

Verimli Klimalar ve Isı Pompaları

Bireysel iklimlendirme cihazları ve ısı pompalarının verimlilikleri modellerine göre değişiklik gösterir. Klimanın ve ısıtmada ısı pompasının uzun süreli kullanıldığı tesislerde yüksek verimli üniteler kullanarak enerji maliyetinde tasarrufa gidilebilir. Bu durum hem yeni hem de üzerinde iyileştirme yapılan uygulamalar için geçerlidir. Paket tipi klimalar ve ısı pompaları büyük bakım gerektirmeden genellikle 15 ile 20 yıl çalışabilir. Ana bakım gerektiği zaman, maliyet yüksek olabileceğinden dolayı üniteyi yenilemek daha makul bir çözümdür. Enerji tasarrufu için verimliliği daha yüksek ünite kullanma şansı bu aşamada dikkate alınmalıdır. Enerji verimli sistemleri değiştirmek ekonomik bir çözüm değildir. Diğer yandan, eğer ünitelerin yıl içindeki toplam çalışma süreleri uzun ise ve ömürlerinin sonuna geldilerse bütün üniteleri değiştirmek daha ekonomik olabilir. Eğer değiştirilmesi öngörülen üniteler bazı ek montajlar gerektiriyorsa, ünitelerin bir grup olarak değiştirilmesi arzu edilebilir.

Verimlilik Değerlendirmesi

Klimaların ve ısı pompalarının verimliliği bir çok faktöre bağlıdır. Daha iyi verimlilik için kompresör, kompresör motoru, fan motoru, ısı değiştiricisi ve genleşme valflerinin geliştirilmesi gerekmektedir. Isı pompası verimliliği ise, evaporatördeki defrostun iyi kontrolü ve yedek rezistanslı ısıtıcı ile iyileştirilebilir. Verimli bir ünite seçimi için bütün bu faktörlerin analiz edilmesine gerek yoktur. Bir çok ülkenin yasaları minimum verimlilik değerlerini zorunlu kılar. Bu değerler paket klimalarda

ve ısı pompalarında yer almaktadır.

- *Enerji Verimlilik Oranı (Energy Efficiency Ratio - EER):* Verilen birim Watt başına alınan BTU'dur (çoğu yeni kaynaklarda W/W olarak da verilmektedir). Belirli bir ünitenin EER'si büyük ölçüde sıcaklık ve neme bağlıdır. Bu yüzden yayınlanmış değerler belirli koşullardaki çalışmaya dayanır. Bu yöntem, klima cihazının gerçek çalışma alışkanlıklarına uymadığı için A.B.D.'de artık bir standart olarak benimsenmemektedir.
- *Mevsimsel Enerji Verimliliği Oranı (Seasonal Energy Efficiency Ratio - SEER):* Bir ünitenin değişik standart koşullar altında çalışmasını simüle eden ortalama EER'sidir. SEER, klimaların ve ısı pompalarının soğutma performanslarının A.B.D.'de tüketiciler tarafından kullanılan standartıdır.
- *Isıtma Mevsimsel Performans Faktörü (Heating Seasonal Performance Factor - HSPF)* tanımı SEER ile aynıdır. A.B.D.'de ısı pompalarının ısıtma performansının değerlendirilmesinde kullanılır. Isı pompasının tek başına çalışmasının yeterli olmadığı düşük dış hava sıcaklıklarında elektrik rezistanslı ısıtıcıların enerji tüketimini de kapsar. Soğutma üniteleri için SEER değeri Btu/Wh olarak 8 ile 15, W/W olarak ise 2,3 ile 4,4 arasındadır. Yeni, çevreye zararı az olan soğutucu akışkanların kullanımı sabit şartlar altında yeni ünitelerin verimliliğini azaltmaktadır. Diğer yandan bu durum soğutma sistemlerinin tasarımında yeniliklere gidilmesine neden olmuş, böylece ekipman verimlilikleri ve diğer bir çok özellik geliştirilmiştir.

Dikkat Edilecek Diğer Özellikler

Mikroişlemcilerin daha fazla kullanılmasıyla yeni iklimlendirme ünitelerine bir çok fonksiyon eklenmiştir. Bu yeni özellikler, iyi kalibre edilmiş termostatlar, zaman kontrolleri, sıcaklık ayarları, işletme süresince sıcaklığın otomatik yeniden ayarı ve fan çalışmasının verimli kontrolüdür. Bazı üniteler bu özelliklerin uzaktan kullanımına izin verir. En önemli özelliklerden biri; kompresörün çalışmadığı durumlarda evaporatör (iç) fanının kapanmasıdır. Böylece fan, serpantin üzerinde yoğuşan nemin yeniden buharlaşmasını engelleyerek odaya gönderilmesini önler. Bu özellik fanın enerji sarfiyatını azaltır ve durma periyodunda fan gürültüsünü önlemiş olur. Mevsimsel verimlilik önemli ölçüde artırılabilir. Bu özellik termostatları ünite dışında ve direkt ortam sıcaklığına maruz kalan ünitelerde başarılı olmaktadır.

Maliyet Bilançosu

Daha fazla verimlilik daha büyük ağırlık, boyut ve maliyet demektir. Düşük enerji verimliliğine sahip bir ünite ile karşılaştırıldığında, daha yüksek verimli bir ünite ağırlık ve hacim olarak % 50, maliyet olarak ise % 40 daha fazla olacaktır. Mevcut üniteleri değiştirmeye en büyük engel olarak yeni ünitelerin büyük boyutları gös-

terilebilir. Eğer ünitenin değiştirilmesi gerekiyorsa ve yeterli yer mevcut değilse, mümkünse kapasite küçültülebilir. Orijinal ünite gereğinden daha büyük kapasitede seçilmiş olabilir.

Grup değişikliklerinde alternatifleri dikkate alınmalıdır. Eğer tesisteki bütün ünitelerin çalışma ömürleri dolduysa, değişimleri için alternatiflerin gözden geçirilmesi gerekebilir.

Ekonomik Değerlendirme

Ünitelerin işletme maliyetlerinin % 20'si ile % 50'si oranında tasarruf edilebilir. Verimli üniteler, diğer ucuz ünitelere göre % 20 ile % 50 daha pahalıdır. Bu ek maliyet genellikle üniteyi daha cazip kılan, daha sessiz çalışma ve daha kolay kontrol gibi ek özellikleri beraberinde getirir. Halen faaliyetteki ünite değişimlerinde bu süre birkaç yıl olabilir. En büyük etken elektrik maliyeti ve işletme süresidir.

Kaynaklar:

[1] Wulfinghoff, D., Energy Efficiency Manual, Energy Institute Press, 1999.

[2] Turner, W., Doty, S., Energy Management Handbook, 6th edition, The Fairmont Press, Inc., 2007.

[3] Sevgen, U., "Yapılarda Otomasyon ve Enerji Yöntemleri", Klima Santrallerinde ve Hava Kanallarında Isı ve Akustik Yalıtımı, 2008.

[4] Bilge, M., Klima Santralleri, ISKAV Yayınları, 2010.

[5] Heat Recovery Ventilators. Energy Publications, Office of Energy Efficiency, Revised February, 2012.

[6] Kim, G.H., Lee, D., Shanker, A., Shao, L., Kwon, M.S., Gidley, D., Kim, J., Pipe, K.P., "High thermal conductivity in amorphous polymer blends by engineered interchain interactions", Nature Materials, 2014.

[7] Van Holsteijn and Kemna, "Lot 6: Air-conditioning and ventilation systems. Final Report Task 5", 2012.

[8] http://www.dac-hvac.com/wp-content/uploads/Traditional-Pumped-Glycol-Energy-Recovery-System.jpg, , Erişim Tarihi: 28.01.2015.

[9] Şentürk, U., Aktakka, S., Toksoy, M., "Havalandırmada Enerji Geri Kazanımı: Araştırma ve Geliştirme" TESKON 2015, İzmir

[10] Eurovent Hava Filtre Verimliliği Standardının İkinci Versiyonunu Yayımladı, Termodinamik Dergisi, Aralık 2016.

[11] Andıç, A., Havalandırma Cihazlarında Ecodesign Direktifi, Termodinamik Dergisi, Eylül 2016

BÖLÜM 6
ÖRNEK ENERJİ ETÜTLERİ

6.1 GİRİŞ

Enerji denetlemeleri binaların ve endüstriyel tesislerin enerji performanslarını anlamak ve enerji tasarrufu yapılacak yerleri tespit etmek amacıyla yapılır. Bir binanın ya da tesisin ne kadar enerji tükettiği, enerji tüketimi modelleri, eğilimleri ve bu enerjinin maliyeti incelenir ve enerji tüketimini azaltmak için uygulanacak verimlilik artırıcı projeler tespit edilir.

Tipik bir enerji denetlemesi için izlenmesi gereken basamaklar aşağıdaki gibidir:

- Denetleme kriterlerinin ve kapsamının belirlenmesi,
- Denetleme takımının oluşturulması,
- Denetleme planının yapılması,
- Kontrol listesinin hazırlanması,
- Denetleme yapılacak yere saha ziyareti düzenlenmesi,
- Enerji tüketimi ve diğer gerekli bilgilerin toplanması,
- Ön analiz yapılması,
- Verilerin toplanması ve ölçümler yapılması,
- Enerji tüketimi modellerinin analiz edilmesi,
- Karşılaştırmalı incelemelerin yapılması,
- Verimlik artırıcı projelerin uygulanabileceği noktaların tespit edilmesi ve önerilerde bulunulması,
- Maliyet-fayda analizinin yapılması,
- Denetleme raporunun yazılması,
- Uygulamaya geçilmesi için eylem planının oluşturulması.

Enerji denetlemelerinin kapsamı, denetlemenin amacına ve sahip olunan kaynaklara bağlıdır. Temel amaç, binanın veya endüstriyel işletmenin ne kadar enerji tükettiğinin, neden tükettiğinin ve konfor şartlarını ya da kaliteyi bozmadan nasıl daha az enerji tüketeceğinin tespit edilmesi olmalı; ve bu sayede kısa, orta ve uzun vadeli stratejik enerji yönetim ve yatırım planları yapılmalıdır.

6.2 ETÜT ÇEŞİTLERİ

Yapılacak çalışmaların kapsamına bağlı olarak enerji değerlendirme sonucu iki ayrı başlıkta toplanır: Ön Enerji Etüdü ve Detaylı Enerji Etüdü.

Ön Enerji Etüdü Değerlendirmesi

Ön enerji değerlendirmesi, yapılacağı işletmeye düzenlenen saha ziyareti sırasında edinilen gözlemler doğrultusunda yapılır. Genelde hazır verilerin ve bilgilerin kullanıldığı, çok fazla ölçümün yapılmadığı bu denetleme türünde elde edilen sonuçlar, denetlenen yerin enerji performansı ile ilgili genel bir bakış açısı kazandırma ve enerji verimliliği için ön değerlendirme amaçlıdır. Verimlilik artırıcı projeler için basit geri ödeme hesapları ve benzer tüketiciler ile karşılaştırma analizleri verilir. Ancak, unutulmamalıdır ki, ön enerji denetlemeleri gözlem tabanlı denetlemeler olduğundan, çıkacak verimlilik artırıcı projeler genellikle kaçakların giderilmesi, izolasyon eksikliklerinin giderilmesi ya da gerekli bakımların yapılması gibi sıfır yatırımlı ya da düşük yatırımlı önlemler olacaktır. Ön enerji denetlemeleri düşük maliyetli ve kısa sürede hazırlanan denetlemelerdir. Detaya girilmemesine rağmen ön enerji denetlemesi sayesinde tüketici, önemli tasarruf fırsatları elde edilebilir.

Detaylı Enerji Etüdü Değerlendirmesi

Detaylı enerji değerlendirmesi için, ön enerji incelemesinde yapılan çalışmalara ek olarak, oldukça detaylı bilgi toplanması ve ölçümler yapılması gerekir. Ölçümler her bir sistem ve proses için ayrı ayrı gerçekleştirilir. HVAC sistemi, aydınlatma, fanlar, motorlar, panolar, pompalar, basınçlı hava, fırınlar, kazanlar, buhar ve sıcak su sistemi, proses ısıtma sistemi ve denetlenen yerde var olan diğer spesifik sistemlerin hepsi tek tek incelenir ve analiz edilir. Ön enerji denetlemesine kıyasla daha zahmetli ve daha uzun süreli, dolayısıyla daha maliyetli bir çalışmadır. Bu denetleme türü çok daha detaylı bir çalışma olduğu için elde edilen sonuçlar çok daha kesin, kapsamlı ve ayrıntılıdır.

Tespit edilen verimlilik artırıcı projeler, yapılan ölçümler doğrultusunda sistem için özel hesaplamalardır. Bu projelerin maliyet analizleri de basit geri ödeme hesaplamasının ötesine gider ve iç kârlılık oranı, net bugünkü değer ve ömür maliyet analizi hesaplamalarını kapsar. Dolayısı ile, detaylı denetleme sonucunda

hazırlanacak raporlar doğrultusunda işletme geleceğe yönelik stratejik planlama yapabilir. Yatırımları kısa, orta ve uzun vade olarak programlayabilir ve enerji eylem planını oluşturabilir.

6.3 ETÜT ADIMLARI

Öncelikle yapılması gereken, endüstriyel işletmenin ne ürettiğinin ve nasıl ürettiğinin tespitidir. Bu noktadan hareketle;

- İşletmenin yerleşim resmi
- Proses akış şemaları
- Kullanılan enerji türleri
- Kullanılan enerji türlerinin birim maliyetleri
- Enerji dağıtım şemaları (her bir enerji türü için)
- Günlük, haftalık ya da aylık bazda üretilen ürün miktarları (en az son bir yılı içermeli)
- Günlük, haftalık ya da aylık bazda tüketilen enerji miktarları (en az son bir yılı içermeli)
- İşletmenin çalışma süreleri

temel olmak üzere inceleme sırasında ve inceleme sonrasında raporlama ve hesaplamalarda kullanılacak her türlü bilgi toplanır. Temel bilgilerin toplanmasının ardından, yardımcı işletmeler (kazan dairesi, pompa dairesi, kompresör dairesi vb.) başta olmak üzere enerji üreten ya da tüketen bütün ekipmanların, proseslerin gerekli ölçümleri gerçekleştirilir. Kullanılan ekipman ve cihazların etiket değerleri ve varsa teknik veriler toplanır. Kontrol sistemleri tespit edilir ve çalışma şartları gözlemlenir. Yapılan bütün çalışmalar önceden hazırlanmış olan bilgi toplama formlarına kaydedilir. Raporlama sırasında işletme koşullarını hatırlatıcı notlar alınır ve fotoğraflamalar yapılır.

Enerji Yönetimi'nin en önemli ayağı sağlıklı veri toplama ve bu verilerin analizidir. Bu nedenle mevcut durumun tespiti ve geleceğe yönelik hedeflerin oluşturulabilmesi için veri toplama periyoduna ihtiyaç vardır. Sayaçlardan okunacak veriler ile sağlıklı analiz yapabilmek için topladığımız veri adedinin fazla olması gerekmektedir. İstatistiksel analiz yapabilmek için 15-20 adet veriye ihtiyaç vardır.

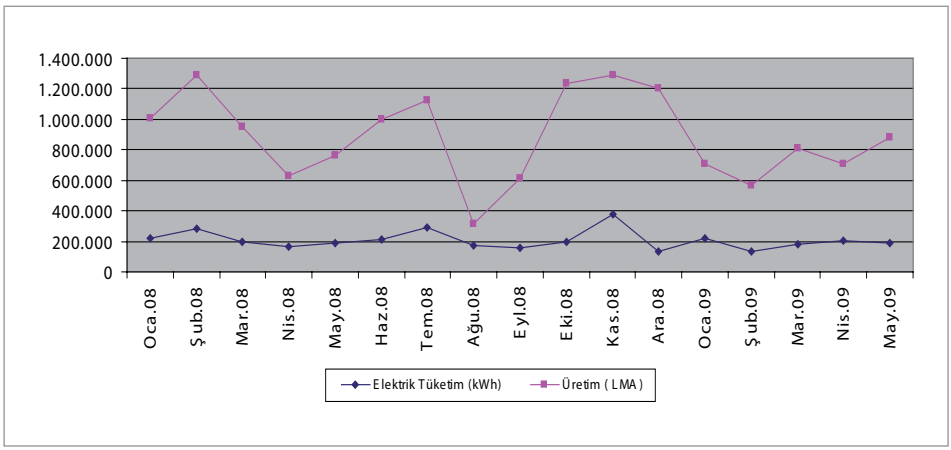
Toplanan, ölçülen ve gözlemlenen tüm veriler incelenerek ve analiz edilerek denetleme raporları oluşturulur. Hazırlanacak raporların anlaşılır olması; yapılan denetlemeyi ve elde edilen sonuçları da içeren yönetici özetinin bulunması; toplanan bilgileri, ölçülen değerleri ve gözlemlenen şartları açıkça ifade etmesi; önerilen verimlilik artırıcı projeler için ekonomik analizlerin yer alması ve kısa, orta ve uzun vadeli enerji eylem planları içermesi gerekmektedir.

6.4 ÖRNEK BİR ENDÜSTRİYEL İŞLETME ENERJİ ETÜDÜ

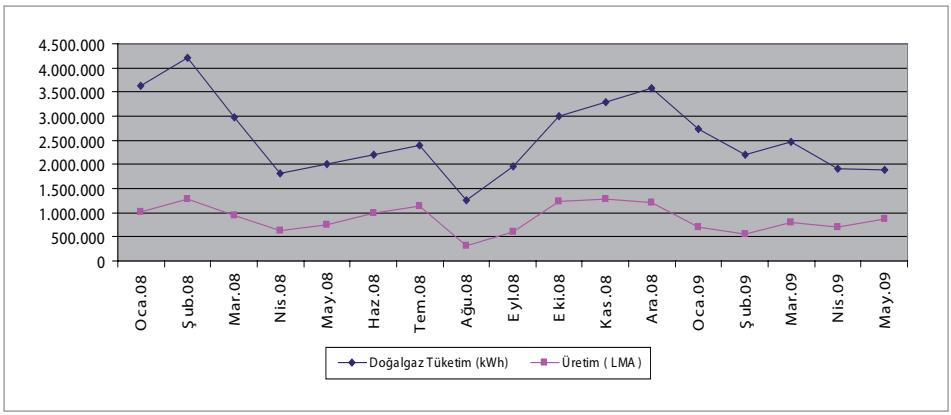
Bu çalışmada amaç bir endüstriyel işletmede enerji etüdü yapılırken hangi noktalardan nasıl ölçüm alınması gerektiğini, alınan ve ölçülen değerlerin nasıl değerlendirildiğini göstermektir. İncelenen sistemlerde gereksiz tekrarları önlemek için bir kısmı bu başlık altında, bir kısmı ise bir sonraki konu başlığı olan Örnek Bir Bina Enerji Etüdü konusunda anlatılmıştır. Sunulan değerler ve analizler gerçek ölçümlerden alınmış olup, endüstriyel işletmelerin isimleri gizlilik anlaşmaları nedeni ile verilmemiştir.

6.4.1 Genel Enerji Analizi

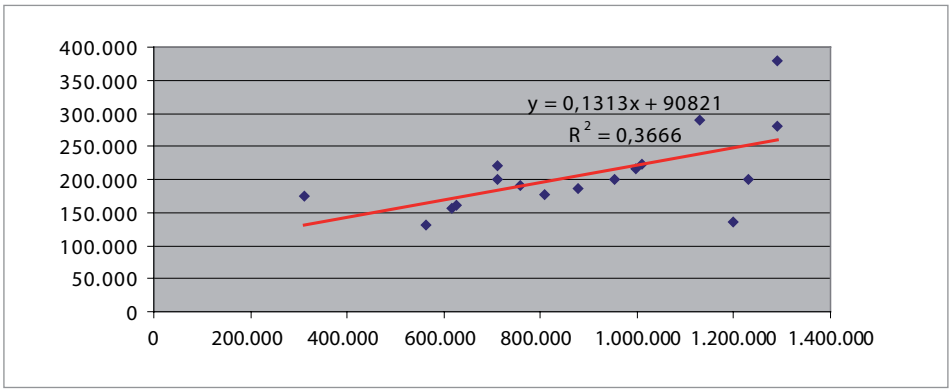
Bir enerji etüdünde ilk adım, endüstriyel işletmenin genel enerji tüketiminin zaman ve üretim ile ilişkisinin incelenmesidir. Şekil 6.1'de aylık üretim-elektrik tüketim dengesi ve Şekil 6.2'de ise aylık üretim-doğalgaz tüketim dengesi verilmektedir.



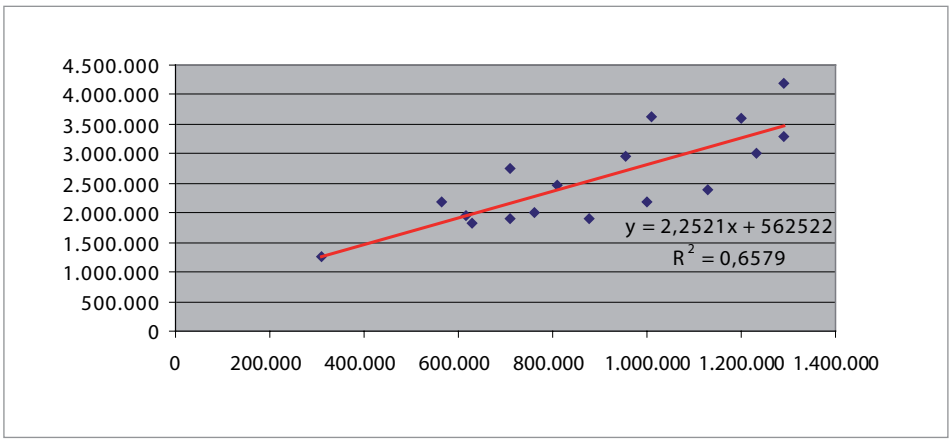
Şekil 6.1 *Aylık üretim-elektrik tüketim dengesi*



Şekil 6.2 *Aylık üretim-doğalgaz tüketim dengesi*



Şekil 6.3 *Üretim-elektrik tüketim ilişkisi*



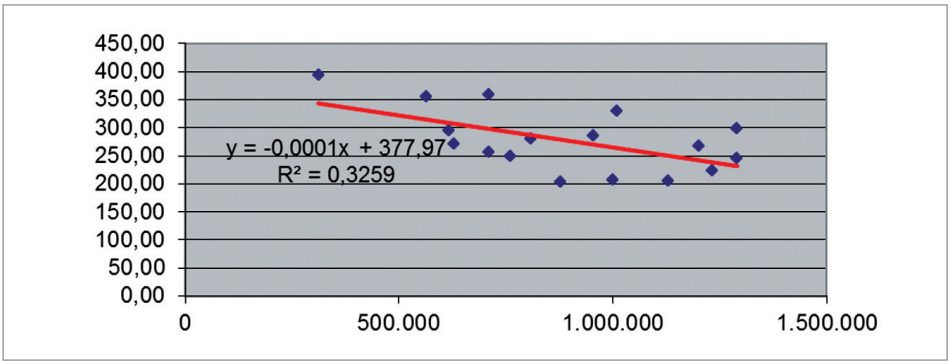
Şekil 6.4 *Üretim-doğalgaz tüketimi ilişkisi*

Enerji tüketim değerlerinin üretim rakamları ile birlikte aylık analizindeki amaç üretim değişimlerinden enerji tüketimlerinin nasıl etkilendiğini ve bu etkilenmede mevsimsel değişikliklerin rolünü saptayabilmek açısından önemlidir. Enerji tüketim değerlerinin üretim değerleri ile analizi ise birbirleri ile olan etkileşimlerin gücünü ve yönünü görmektir. Şekil 6.3'de üretim-elektrik tüketim ilişkisi ve Şekil 6.4'de ise üretim-doğalgaz tüketimi ilişkisi gösterilmektedir.

Ele alınan örnekte endüstriyel işletmenin elektrik tüketiminin üretimin değişimi ile orantılı değiştiği, mevsimsel değişikliklerden ise etkilenmediği görünmektedir. Bu tür bir analizden çıkartılabilecek ilk önemli sonuç, işletmenin enerji tüketiminin iklimlendirme sistemlerinde kullanılmadığı, üretimin değişimi ile değişim gösterdiği ve dolayısı ile bu işletme de sağlanabilecek elektriksel enerji tasarrufunun daha verimli sistem (motor, aydınlatma, vs.) seçimleri ile sağlanabileceğidir.

Öte yandan doğalgaz tüketimlerinin analizi yapıldığında, doğalgaz tüketiminin hem üretim değişikliklerinden hem de mevsimler değişikliklerden etkilendiği görülmektedir. Şekil 6.2'de de görüleceği gibi kış aylarında üretim-tüketim grafikleri arasındaki farkın açıldığı, yaz aylarında ise kapandığı; bununla birlikte üretimde ne yönde bir değişim var ise doğalgaz tüketiminde de olduğu anlaşılmaktadır. Bu tespitimizi destekleyen bir diğer nokta ile Şekil 6.4'de görülen ortalama değer grafiğinin korelasyon katsayısıdır. Üretim ile yakıt tüketimi arasındaki ilişkinin standart sapması 0,6579 olup, bu değerinin kare kökü alınarak korelasyon katsayısı 0,81 olarak hesaplanır. Bu da yakıt tüketiminin üretim ile direkt etkileşim içinde olduğunun kanıtıdır.

Bu noktada çıkartılabilecek ilk önemli sonuç ise kış aylarındaki ısıtma ihtiyaçlarının karşılanmasında ve üretimde yoğun olarak ihtiyaç duyulan ısı enerjisinin bu alanlarda yapılacak iyileştirmelerle düşürülebileceğidir. Dolayısı ile odaklanılması gereken nokta sadece verimli sistem seçimleri ve proses iyileştirmeleri değil, aynı zamanda kışın ısıtma ihtiyacının optimize edilmesidir.



Şekil 6.5 *Üretim - SET ilişkisi*

Endüstriyel işletmenin genel enerji analizi yapılırken bir diğer analiz edilmesi gereken değer ise SET'tir. Spesifik Enerji Tüketimi (SET = TEP/birim ürün), birim üretilen ürün başına harcanan enerjinin (TEP - Ton Eşdeğer Petrol) oranıdır. Şekil 6.5'de de görüldüğü üzere üretim arttıkça birim ürün başına harcanan enerji miktarı azalmaktadır. Eğrinin üzerinde kalan ve verimsiz olarak çalışılan üretimleri işaret eden noktaların dağınık oluşu, enerji tasarrufu potansiyelini göstermektedir.

6.4.2 Kazan Dairesi ve Isı Enerjisi Dağıtım Hatlarının Analizi

Hangi alanda faaliyet gösterirse göstersin, endüstriyel işletmelerinin hemen hemen tamamında ısı enerjisi kullanılmaktadır. İster buhar, ister kızgın yağ ya da sıcak/kızgın su olsun ısı enerjisi prosesler için hem önemli bir kaynak hem de potansiyel

enerji kayıpları için kritik noktalardır. En yüksek enerji tüketim noktalarının başında gelen kazanlar ve kazanların efektif çalışmasına hizmet veren yardımcı işletmelerin ve ısıl enerji dağıtım hatlarının doğru analizi enerji tasarrufu çalışmalarında olumlu sonuçlar almak için kritik öneme sahiptir.

6.4.2.1 Kazan Dairesi

Bir endüstriyel işletmede yapılacak kazan dairesi denetlemelerinde ilk ayak kazanların denetlenmesidir. Bu çalışmada endüstride en yaygın kullanılan buhar kazanları ele alınmış olup, kızgın yağ, sıcak su ya da kızgın su kazanları da benzer şekilde analiz edilebilir. Üretilen termal enerji hangi formda taşınırsa taşınsın ya da kazan tipi ne olursa olsun, her endüstriyel işletmenin birinci hedefi en az yakıt tüketimiyle maksimum enerjiyi üretebilmektir. Bu noktada iyi ve kötü arasındaki performansı karşılaştırabilmek için incelemesi ve hesaplanması gereken en önemli parametre *verim*'dir. Verim, termodinamik olarak kazana yakıt formunda verilen enerjinin, elde edilen enerjiye oranıdır. Dolayısı ile bu durumu formülize edersek;

$$Kazan\ Verimi(\eta) = \frac{Elde\ Edilen\ Isı\ Enerjisi}{Verilen\ Isı\ Enerjisi} x100$$

Bu hesabın yapılabilmesi için;

Elde edilen Isı Enerjisi = Buhar Debisi x (İşletme Basıncındaki Buharın Entalpisi - Besi Suyu Entalpisi)

Verilen Isı Enerjisi = Yakıt Debisi x Yakıt Alt Isıl Değeri

Dolayısı ile yapılması gereken ölçümler; Buhar debisi, buhar basıncı (sıcaklığı), besi suyu sıcaklığı ve yakıt debisidir. Direkt verim hesabı yöntemi ile hesaplamalar kolay olsa da kazan verimine etki eden faktörler hakkında bilgiye sahip olunamadığından ve en ufak ölçüm hatasının sonuca direkt etki etmesinden dolayı tercih edilmez.

Diğer buhar kazanı verim analizi yöntemi ise *Endirekt Yöntem*'dir. İngiliz Standartları'nın (BS845) açıkladığı gibi, endirekt yöntemde kazan verimi % 100 kabul edilir ve bu değerden kayıplar tespit edilerek çıkartılarak gerçek verim değerine ulaşılır.

Bu yöntem ile kazan verimi şu şekilde hesaplanır:

$$Kazan\ Verimi = 100 - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7)$$

L_1: Baca gazına bağlı kayıp
L_2: Yakıttaki hidrojene bağlı kayıp (H_2)
L_3: Yakıttaki neme bağlı kayıp (H_2O)
L_4: Havadaki neme bağlı kayıp (H_2O)
L_5: Eksik yanma kaybı
L_6: Kazan yüzey ısı kayıpları (Işınım ve taşınım)
L_7: Blöf kaybı

Bu şekilde hem kazanın verimi tespit edilir, hem de kayıp oranları tespit edileceğinden nereye müdahale ederek kazan veriminin nasıl yükseltilebileceği tespit edilmiş olunur. Ayrıca ölçüme bağlı hatalar direkt yöntemde olduğu gibi sonuca ciddi oranda tesir etmez.

Örnek 1: Endüstriyel bir işletmenin kazan dairesinde gerçekleştirilen ölçümler ve incelemelerde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Kazan ısıl kapasite	: 2.790,5 kW
Buhar üretme kapasitesi	: 4.000 kg/h
Buhar işletme basıncı	: 6 bar_g
Kazan verimi	: % 92
Ölçüm süresi	: 30 dak.
Doğal gaz tüketim	: 90 nm^3/30 dak. (180 Nm^3/h)
Yakıt alt ısıl değeri	: 8.250 kcal/nm^3
Buhar üretim	: 2.400 kg/h
Besi suyu sıcaklığı	: 99 °C
Buhar basıncı	: 6 bar_g
Buharlaşma entalpisi	: 2.066 kJ/kg (6 bar_g)
Besi suyu entalpisi	: 414 kJ/kg (99 °C)
Su entalpisi	: 697,5 kJ/kg (6 bar_g & 165 °C)
Baca gazı oksijen oranı	: % 3,60
Baca gazı CO oranı	: % 0
Baca gazı sıcaklığı	: 177 °C
Ortam sıcaklığı	: 16 °C
Ön yüzey sıcaklığı ve yüzey alanı	: 112 °C - 4,337 m^2
Sol yan yüzey sıcaklığı ve yüzey alanı	: 57 °C - 15,319 m^2
Sağ yan yüzey sıcaklığı ve yüzey alanı	: 58 °C - 15,319 m^2
Arka yüzey sıcaklığı	: 82 °C - 4,337 m^2
Besi suyu iletkenlik	: 250 µS/cm
Kazan içi iletkenlik	: 3.500 µS/cm

Alınan bu ölçümler kullanılarak yapılan hesaplamalarda kayıplar ve kazan verimi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

L_1 = Kuru baca gazı kaybı = % 5,71
$L_2 + L_3 + L_4$ = Baca gazındaki su buhar kaybı = % 2,23
L_5 = Yanmamış yakıt kaybı = % 0
L_6 = Yüzey kayıpları = % 1,29
L_7 = Blöf kaybı = % 1,01

Toplam kayıp = % 10,24
Toplam verim = % 89,76

Öneri 1: Kazan verimi hesabımızda ortaya çıkan sonuçlardan en önemlisi kuru baca gazı kaybının kullanılabilecek olmasıdır. Baca gazının sahip olduğu bu enerji ile besi suyunun ön ısıtmasını gerçekleştirebiliriz.

Baca gazı giriş sıcaklığı	: 177 °C
Baca gazı çıkış sıcaklığı	: 120 °C
Besi suyu giriş sıcaklığı	: 99 °C

$$Q_{geri\ kazanım} = M_{baca\ gazı} \cdot Cp_{bg} \cdot (T_{baca\ gazı\ giriş} - T_{baca\ gazı\ çıkış}) = 43,5\ kW$$

$$T_{besi\ suyu\ çıkış} = T_{besi\ suyu\ giriş} + [Q_{geri\ kazanım} / (M_{buhar} \cdot Cp_{su})] = 114,6\ °C$$

Dolayısı ile baca gazı ekonomizeri yatırımı ve kullanımı ile atıl enerjiden faydalı enerji elde edebiliriz. Bu örnekte besi suyu sıcaklığını yaklaşık 16 °C artırmak ve saatte 5 Nm^3 doğalgaz tasarrufu yapmak mümkündür.

6.4.2.2 Isı Enerjisi Dağıtım Hatları

Buhar tesisatlarında içinden sıcak buhar geçen çıplak borulardan dış ortama ısı kaybı gerçekleşir. Bu durum hem enerji kaybı nedeni ile hem de ısı kaybeden buhar yoğuşması sonucu oluşacak kondens ve buna bağlı olarak yaşanacak problemler nedeni ile istenmeyen bir durumdur (Tablo 6.1 ve 6.2).

Tablo 6.1 Çıplak Buhar Borularından Dış Ortama Isı Kaybı Tablosu

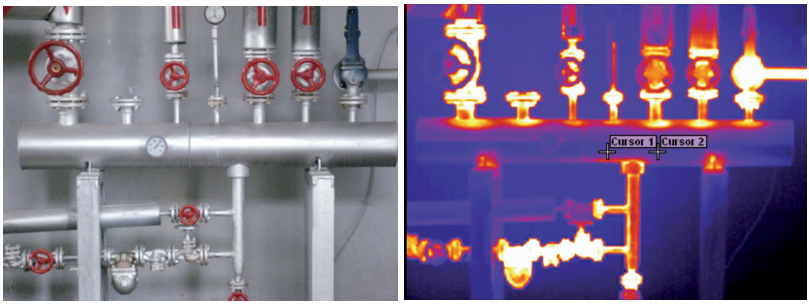
Buhar ile hava arasındaki sıcaklık farkı	Boru Çapı (mm)									
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
°C	W / m									
56	54	65	79	103	108	132	155	188	233	324
67	68	82	100	122	136	168	198	236	296	410
78	83	100	122	149	166	203	241	298	360	500
89	99	120	146	179	205	246	289	346	434	601
100	116	140	169	208	234	285	337	400	501	696
111	134	164	198	241	271	334	392	469	598	816
125	159	191	233	285	321	394	464	555	698	969
139	184	224	272	333	373	458	540	622	815	1133
153	210	255	312	382	429	528	623	747	939	1305
167	241	292	357	437	489	602	713	838	1090	1492
180	274	329	408	494	556	676	808	959	1190	1660
194	309	372	461	566	634	758	909	1080	1303	1852

Tablo 6.2 Vanaların Eşdeğer Boru Isı Kayıpları

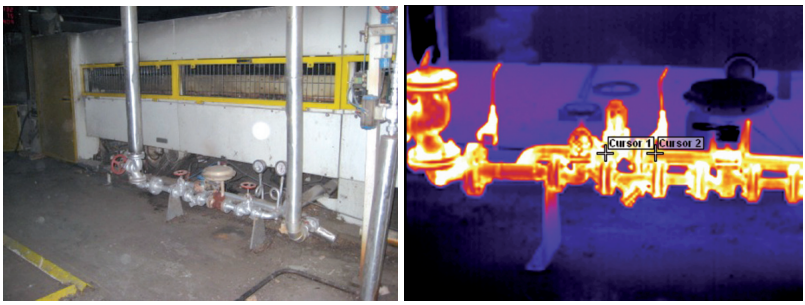
Parça	DN	Boru Sıcaklığı °C		
		50	100	300
Flanş Çifti	25	0,2 m	0,4 m	1,0 m
	100	0,5 m	1,0 m	2,5 m
	300	1,5 m	3,0 m	7,0 m
Vana	25	0,5 m	1,0 m	2,5 m
	100	1,2 m	2,5 m	7,0 m
	300	3,0 m	6,0 m	12 m
Toplam	**25**	**0,7 m**	**1,4 m**	**3,5 m**
	100	**1,7 m**	**3,5 m**	**9,5 m**
	300	**4,5 m**	**9 m**	**19 m**

Ayrıca, ısıtma ve soğutma tesisatlarında vana, çekvalf, pislik tutucu ve flanşlar toplam tesisat içinde dikkate değer bir oranda ısı kaybı yüzeyi oluşturmaktadırlar. Söz konusu tesisat elemanlarına ya yalıtım uygulanmamakta ya da yalıtım uygulaması, yetersiz kalmaktadır.

Bu tür yalıtım kaçaklarının tespiti için termal görüntülemeye ihtiyaç vardır. Şekil 6.6 ve 6.7'de bu konu ile ilgili olarak birkaç örnek verilmiştir.



Şekil 6.6 *Termal görüntüleme 1*



Şekil 6.7 *Termal görüntüleme 2*

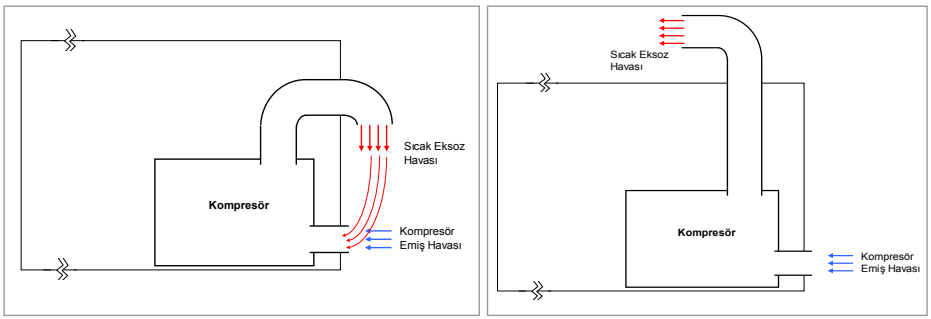
6.4.3 Basınçlı Hava Sistemi Analizi

Basınçlı hava uygun, güvenli ve emniyetli olduğu için bir güç kaynağı olarak kontrol valflerinde, hava motorlarında, temizleme amaçlı olarak hava tabancalarında ve diğer birçok amaçlar için kullanılmaktadır. Basınçlı havanın birçok avantajlara sahip olması nedeniyle onun yüksek maliyetli bir güç kaynağı olduğu gerçeği sık sık gözden kaçırılır. Basınçlı havanın maliyeti elektrik fiyatlarından 7-10 misli daha fazla olduğundan basınçlı hava pahalı bir güç kaynağıdır. Bu nedenle basınçlı havanın ekonomik olarak tatminkar olduğu durumlarda kullanılması gereklidir. İyi bir bakım yapılması ve atıkların değerlendirilmesi son derece önemlidir.

Basınçlı hava kompresörlerinde atık ısıdan geri kazanım yapmak mümkündür. Kompresör tarafından kullanılan enerjinin % 94'ü ısı enerjisine dönüştürülür. Enerji tasarrufu potansiyelinin en yüksek olduğu kısımlar ara ve son soğutucu kısımlarıdır. Son soğutucu tarafından alınan ısı, basınçlı havadan nemi uzaklaştırırken ara soğutucu tarafından alınan ısı, sıkıştırma verimliliğini artırır. İşletmenizde kompresörden atılan sıcak havadan enerji geri kazanım uygulaması (ortam ısıtması gibi) yapılabilir.

Ayrıca, kompresör verimini artırmak için giriş havasının mümkün olduğunca soğuk, temiz ve kuru olması gerekmektedir. Bu nedenle binanın kuzey yönünde ve yağmurdan korunmuş bir hava girişi tercih edilmelidir. Genelde yapılan yanlış

uygulama ise egzoz çıkış ile hava emişinin aynı yerden yapılmasıdır. Bu şekilde yapılan uygulamalarda hava emiş sıcaklığı egzoz sıcaklığı nedeni ile daha sıcak olacaktır ve verim düşecektir. Giriş sıcaklığındaki her 5 °C'lik düşme, enerji tüketiminde % 2 bir azalmaya neden olur. Şekil 6.8'de kompresör egzoz ve hava emiş- yanlış ve doğru uygulama örnekleri gösterilmektedir.



Şekil 6.8 *Kompresör egzoz ve hava emiş- yanlış ve doğru uygulama örnekleri*

Kompresör denetlemesi yapılırken ölçülmesi gereken parametreler;

- Egzoz debisi
- Egzoz sıcaklığı
- Hava emiş sıcaklığı
- İşletme basıncı
- Yükte - boşta çalışma süreleri
- Güç faktörü

Basınçlı hava dağıtım sistemlerini incelerken kontrol edilmesi gereken en önemli parametre kaçakların olup olmadığıdır. Basınçlı hava kaçakları enerji tüketimini ciddi oranda artırmakta işletmenin maliyetlerini yükseltmektedir. Tablo 6.3'te hava kaçak miktarları, basınç ve kaçak büyüklüğüne göre yaklaşık olarak verilmektedir. Genellikle kaçakların oluştuğu noktalar bağlantı noktaları ya da esnek boruların kırılma noktalarıdır.

Tablo 6.3 Değişik Çaptaki Deliklerden Meydana Gelen Hava Kaçakları (L/s)

Basınç	Değişik çaptaki deliklerden (L/s) olarak meydana gelen hava kaçakları						
(bar)	0,5 mm	1 mm	2 mm	3 mm	5 mm	10 mm	12,5 mm
0,5	0,06	0,22	0,92	2,1	5,7	22,8	35,5
1,0	0,08	0,33	1,33	3	8,4	33,6	52,5
2,5	0,14	0,58	2,33	5,5	14,6	58,6	91,4
5,0	0,25	0,97	3,92	8,8	24,4	97,5	152
7,0	0,33	1,31	5,19	11,6	32,5	129	202

Basınçlı hava dağıtım hatları denetlenirken kontrol edilmesi gereken bir diğer nokta ise dağıtım hatların çap ve tasarımıdır. Uygulanabilecek hallerde basınçlı hava dağıtım sisteminin "ring" yapılması enerji kayıplarının azaltılması açısından uygundur. Öte yandan, basınçlı hava depolama tankı, hava kurutucu (nem tutucu) vb. ekipmanlardaki basınç kayıpları ölçülmeli ve ortaya çıkan duruma göre önlem alınmalıdır.

6.4.4 Elektrik Motorları Analizi

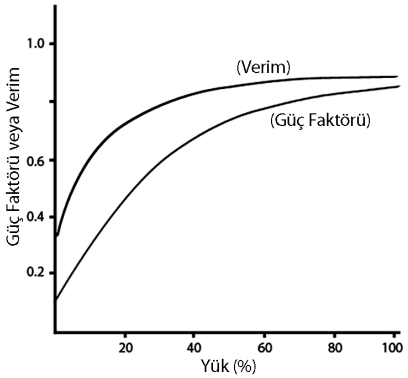
Elektrik motorları, elektriksel gücün mekanik güce çevrilmesi amacı ile en yaygın olarak kullanılan makinelerdir. Sanayide kullanılan elektrik enerjisinin yarısından fazlasının elektrik motorları tarafından tüketilmesi elektrik motorlarının analizini çok önemli hale getirmektedir. Bu nedenle motor seçimi, çalıştırılması ve bakımı özel dikkat gerektirir. Elektrik motorlarında kayıplar ikiye ayrılır:

- Boşta çalışırken oluşan kayıplar,
- Yükte çalışırken oluşan kayıplar.

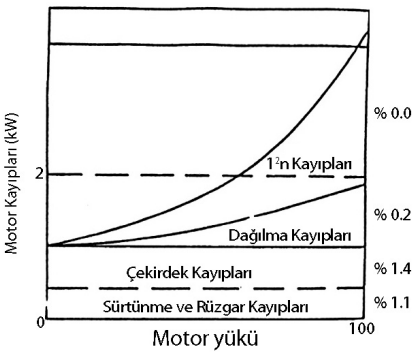
Bu kayıplar ortalama olarak % 15 civarındadır. Elektrik motorları genellikle kritik proseslerde motor devre dışı kalmaması için, ileride meydana gelebilecek kapasite artırımları için, yedek motor ihtiyacını azaltmak için ve yük değişimlerinde güvenlik payı olması için büyük seçilirler. Ancak bu durum aşağıdaki sorunlara yol açar.

- Düşük verim ve güç faktörü
- Yüksek satınalma fiyatı
- Yüksek enerji dağıtım maliyeti
- Büyük seçilmesi gereken şalt malzemeleri

Elektrik motorlarında verimli çalışmayı etkileyen birçok faktörün başında motor yükü gelmektedir. % 50-60 motor yükü kritik bölgedir. Motor yükleri bu aralığın altına indiklerinde verim hızla düşer. Düşük verimler genellikle düşük yükte veya boşta çalışan motorlar nedeni ile oluşur ki; bu durumlar mümkün olduğunca engellenmelidir.



Şekil 6.9 *Yük-verim ilişkisi*



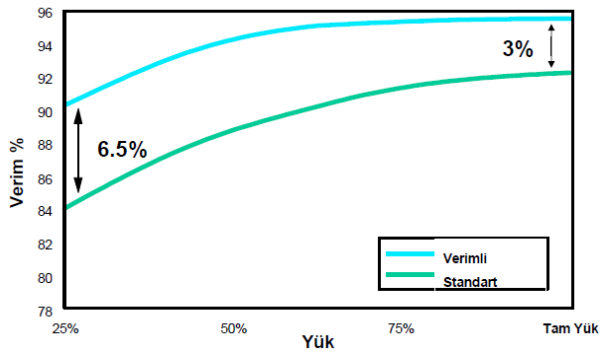
Şekil 6.10 *Yük-kayıp ilişkisi*

Günümüzde, enerji tasarrufu bilinci ve gelişmiş teknoloji kullanımı ile enerji tüketimlerini azaltmak mümkündür. Elektrik motorlarının milinden aldığımız faydalı güç, motorun şebekeden çektiği güçten kayıp güçlerin çıkmış halidir. Bu noktadan hareket ile enerji tasarrufu sağlamak, bir başka deyişle elektrik tüketimini azaltmanın yolu kayıpların azaltılmasından geçmektedir. Bu durumu sağlayabilmek için yüksek verimli motorlara (IE2 veya IE3) geçilmelidir. Yüksek verimli motorlara geçiş yaparak; enerji maliyetlerinin azaltılması ve trafo ile dağıtım şebekelerine yüklenmelerin azaltılması sağlanır. Yüksek verimli motorların yatırım maliyetleri düşük verimli motorlara göre pahalı gibi dursa da, yatırım maliyetlerini 10-22 ayda amorti ederler. Şekil 6.9'da yük-verim ilişkisi ve Şekil 6.10'da yük-kayıp ilişkisi verilmektedir.

Bir örnek vermek gerekirse, 20 HP gücündeki standart bir motorun verimi % 88 civarındadır. Ama aynı güçteki yüksek verimli bir motorun verimi % 91'e çıkmakta ve en yüksek verimli motorlarda bu değer % 93'e ulaşmaktadır. Yani standart motorlar tükettikleri elektrik enerjisinin % 12'sini ısıya dönüştürüp atık ısı olarak çevreye yayarken, uygulamada var olan en yüksek (premium) verimli motorlar bu % 12'lik dilimin % 5'lik kısmı kullanılabilir mekanik güce dönüştürebilir. Sadece % 7'lik kısmı atık ısıya dönüştürmektedir. Düşük atık ısı oranı motorun daha serin çalışmasını sağlayıp ömrünü uzatmakta ve motorun aşırı yükleme ve anormal işletme şartlarına daha iyi direnç gösterip elektrik akımı ve voltajındaki kalitesizliklere daha toleranslı olmasını sağlamaktadır.

Ortalama % 75 yük faktörü ile yılda 6000 saat çalışan 20 HP'lik bir motorun % 88,3 verimli standart olanı yerine verimi % 93 olan daha yüksek verimli motor ile değiştirilmesi, yılda 4102 kWh elektrik enerjisinin tasarrufunu sağlayacaktır. Türkiye'de her kWh elektrik üretiminde ortalama 0,60 kg CO_2 salındığı dikkate

alınırsa, yüksek verimli motor, yılda yaklaşık 2,5 ton sera gazının atmosfere girmesini önleyecektir. Enerji tasarrufu ve çevre katkısına ek olarak yüksek verimli motorlar daha yüksek güvenilirlikleri (dolayısı ile daha az arızalanıp üretim kaybına daha az sebep olmaları) daha düşük bakım masrafları ile de işletme maliyetlerini düşürürler. Verimsiz motorların arızalandıklarında tamir edilerek ve sargılarının yenilenerek ömürlerinin süresiz olarak uzatılması yerine yüksek verimli motorlar ile değiştirilmesi uygun olmaktadır.



Şekil 6.11 *Elektrik motorlarında verim yük karşılaştırması*

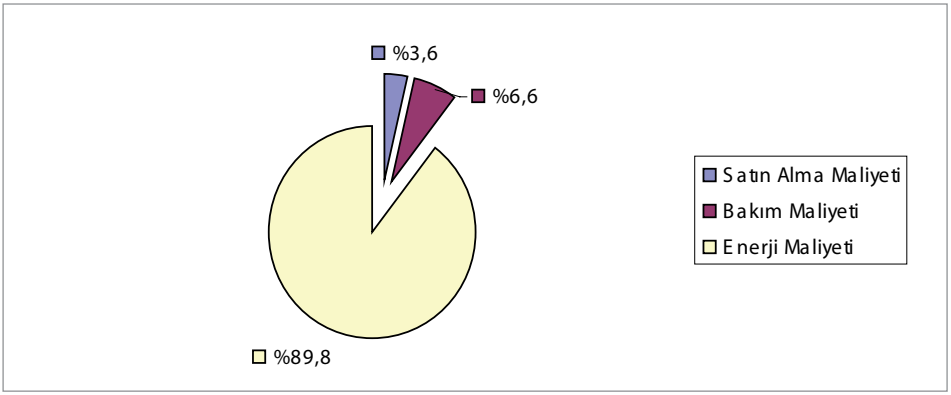
Şekil 6.11'de görüldüğü gibi özellikle değişken yükte çalışma durumunda mutlaka yüksek verimli motorlar kullanılmalıdır. İşletmenizde gözlemlenen bir diğer konu ise, çok sayıda küçük kapasiteli motorların bozulması ve motor sargılarının yeniden sardırılması işlemidir. Motorların tamamının değişimi, işletme için yüksek maliyetli olacaktır. Bu nedenle öncelikle motorlarla ilgili bir bakım planı çıkarılmalıdır. Bu aşamadan sonra arızalanan motor eğer yeniden sardırma ihtiyacı ortaya çıkartıyor ise; motorun verimini, yeni sargının orijinali gibi olmayacağı ve kullanılacak malzemenin yanlış seçilme riskinden dolayı olumsuz yönde etkileyeceğini göz önünde bulundurmak gerekir. Bu tür durumlarda yeniden sardırmak yerine verimli motor ile değiştirmek işletmeye enerji tasarrufu ve süreklilik kazandıracaktır.

6.4.5 Pompaların Analizi

Endüstriyel işletmelerde çeşitli proseslere hammadde ya da enerji nakli için gerekli akışkanların transferi için kullanılan pompalar, genellikle sistem tasarımı ile sistem çalışma şartlarının farklılık göstermesi nedeni ile verimsiz çalışmaktadırlar. Pompalar, genellikle işletmenin gelecekte yaşayabileceği büyümeler düşünülerek ya da yüksek emniyet faktörleri hesaba katılarak büyük seçilir. Endüstriyel işletmenin analizi sırasında pompa sisteminin aşırı boyutlandırıldığını anlamak için temel göstergeler vardır. Bu göstergeler aşağıda verilmektedir:

- Pompaların önündeki kontrol vanalarının kısılması
- Pompa şalt (dur-kalk) sayısının fazla olması
- By-pass hatlarının kullanımı
- Bakım-onarım ihtiyacının fazla olması
- Yüksek gürültü

Dünyada bu konu ile ilgili yapılan çalışmalarda, işletmelerin elektrik tüketiminin ortalama % 20'sinin gerçekleştiği pompalarda çalışma sistemi tasarımı, kontrol sistemi ya da kullanılan pompaların değişimi ile % 30'lara varan enerji tasarrufu sağlamak mümkündür. Şekil 6.12'de 65 kW'lık pompanın ömür boyu maliyet analizi verilmektedir.



Şekil 6.12 *65 kW'lık pompanın ömür boyu maliyet analizi*

Pompalarda enerji tasarrufu sağlayabilmenin üç önemli yöntemi vardır. Bu yöntemler şu şekilde sıralanabilir;

1. Devir hızı ayarı ile enerji tasarrufu
2. Yüksek verimli motor kullanılması ile enerji tasarrufu
3. Etkin güç gereksiniminin azaltılması ile enerji tasarrufu

Hesaplara ve analizlere geçilmeden önce unutulmaması gereken ana kurallar vardır. Bu kurallar aşağıdaki şekilde listelenebilir;

1. Akışkan debisi motor hızı ile *doğru* orantılıdır
2. Dinamik basınç (basma yüksekliği) motor hızının *karesi* ile orantılıdır
3. Güç, motor hızının *kübü* ile orantılıdır

Pompalar analiz edilirken ilk bakılması gereken nokta çalışma sistemidir. Debi kontrolünün yapılabilmesi için kullanılan metotlar aşağıda çıkartılmıştır.

- On/Off kontrol
- Vana kontrolü
- By-Pass kontrolü
- Devir hızı ayarı (frekans kontrolü)

Bu noktada karar vermeden önce bakılması gereken nokta ise debinin değişimidir. Sabit debili bir sistem mi yoksa değişken debiye mi ihtiyaç duyuluyor sorularına cevap vererek sistem kontrol mekanizması seçilir. Örnek olarak, değişken debili bir sistem ele alalım. Bu sistemde devir hızı ayarı uygulaması yapılır ve motor hızı % 10 azaltılır ise; basma yüksekliği (dinamik basınç) % 81'e ve çekilen güç % 72,9'a düşer. Bu sayede ciddi enerji tasarrufu sağlanmış olur. Ancak, eğer debi değişken değilse bu tür bir uygulama yapmanın işletmeye herhangi bir tasarruf sağlaması mümkün değildir. Dolayısı ile yukarıda listelenen kontrol sistemlerinden en iyisi diye bir durum yoktur, en iyi çözümün sistemden sisteme göre değişim gösterdiği unutulmamalıdır.

6.4.6 Ekonomik Analiz Yöntemleri

Enerji verimliliğini artırıcı yöntemler tespit edildikten sonraki adım, bu projelerin şirketlere maliyetlerini ve sağlayacağı maddi tasarrufları hesaplamaktır. Ancak bu şekilde bu projelerin işletmeler için gerçek katkısı ortaya çıkmış olur. Projelerin ekonomik analizlerinin yapılabilmesi için bilinmesi gereken parametreler, yatırım tutarı, yatırım ömrü, yatırımın hurda değeri, iskonto oranı ve paranın zaman değeridir. Bu parametreler kullanılarak aşağıdaki ekonomik analiz yöntemler ile projenin kârlılık ve zararlık durumu tespit edilir:

- Geri ödeme süresi yöntemi
- Bugünkü değer yöntemi
- Gelecekteki değer yöntemi
- Net bugünkü değer yöntemi
- Net gelecekteki değer yöntemi
- İç kârlılık oranı yöntemi
- Fayda/masraf oranı yöntemi
- Net fayda/masraf oranı yöntemi
- Yıllık eşdeğer hasıla yöntemi
- Yıllık eşdeğer masraf yöntemi

Bu yöntemler arasında şirketler tarafından en çok tercih edilenler ve kullanılanlar; Geri Ödeme Süresi Yöntemi, Net Bugünkü Değer Yöntemi ve İç Kârlılık Oranı Yöntemi'dir.

6.4.6.1 Geri Ödeme Süresi Yöntemi

Geri ödeme süresi, en basit tanımıyla yatırımın kendini ne kadar hızlı geri ödeyebileceğini gösterir. Bu yöntemde, bir yatırımın sağlayacağı net nakit girişlerinin, yatırım tutarını karşılayabilmesi için gerekli süre veya yıl sayısı hesaplanır.

$$Geri\ Ödeme\ Süresi = \frac{Toplam\ Masraf}{Yıllık\ Net\ Nakit\ Girişi}$$

Yatırım projelerinin geri ödeme süresi kısaldıkça, yatırımın daha az riskli olacağı ve likiditesinin artacağı düşünülür. Yöneticiler, bu yöntemle, ayrıntıya girmeden, yatırımların rasyonel olup olmadıklarını anlayabilirler. Geri ödeme dönemi, bir zaman kavramıdır, kârlılık ölçüsü değildir. Yatırım kendini geri ödedikten sonraki nakit akımları dikkate alınmaz. Bu nedenle, geri ödemeden sonra meydana gelen nakit girişleri ve hurda değer, hesaplamalarda ihmal edilir. Ayrıca, geri ödeme dönemi yönteminde paranın zaman değeri de dikkate alınmaz.

6.4.6.2 Net Bugünkü Değer (NBD) Yöntemi

Bu yöntemde, projenin nakit girişlerinin şimdiki değeri ile nakit çıkışlarının arasındaki fark belirlenir. Yöntemin uygulanabilmesi için net nakit girişlerinin iskonto edilmiş tutarları, projenin maliyeti ve iskonto oranının bilinmesi gerekir. NBD değeri sıfırdan büyükse proje faydalı olarak değerlendirilir.

NBD yönteminde önce projenin yatırım tutarı belirlenir. Yatırım projesinin net nakit girişleri, hurda değeri ve ekonomik ömrü tespit edilir. Daha sonra nakit akışlarını bugüne indirgemede kullanılacak iskonto oranı belirlenir ve belirlenen iskonto oranı kullanılarak, net nakit girişlerinin bugünkü değerleri bulunur. Eğer, yatırım süresi bir yıldan uzun ise, yıllık yatırım harcamalarının da bugünkü değerleri bulunur. Net nakit girişlerinin bugünkü değerleri toplamından, yatırım harcamalarının bugünkü değerleri toplamı çıkarılarak, yatırım projesinin net bugünkü değeri bulunur. Yatırımın net bugünkü değeri, sıfırdan büyük ise, proje kabul edilir. Net bugünkü değer sıfırdan küçük ise, proje kabul edilmez.

$$\sum_{t=1}^{n} \frac{Net\ Nakit\ Girişleri_t}{(1+k)^t} - Y_0$$

Y_0: İlk yatırım bedeli
k : iskonto oranı
t : yıl

Birden fazla yatırım projesi arasından, en yüksek net bugünkü değere sahip olan proje seçilir.

6.4.6.3 İç Kârlılık Oranı Yöntemi

İç kârlılık oranı, projenin nakit giriş ve çıkışlarını birbirine eşitleyen iskonto oranıdır. Bu yöntem, NBD yöntemine çok benzeyen bir yöntemdir. Net bugünkü değer yönteminden sadece iskonto oranı açısından farklılık gösterir. Net bugünkü değer yönteminde belli bir iskonto oranı kullanılarak nakit giriş ve çıkışları bugünkü değere indirgenmeye çalışılır. İç kârlılık oranı yönteminde ise, nakit giriş ve çıkışlarının bugünkü değerlerini birbirine eşitleyen oran aranmaktadır.

Nakit Çıkışlarının İskonto Edilmiş Değerleri Toplamı = Nakit Girişlerinin İskonto Edilmiş Değerleri Toplamı

$$\sum_{t=0}^{n} \frac{Net\ Giriş_t}{(1+r)^t} = \sum_{t=0}^{n} \frac{Net\ Çıkış_t}{(1+r)^t}$$

t : yıl
r : İç kârlılık oranı

6.4.6.4 Örnek Hesap

Aşağıda aydınlatma verileri ve değerleri verilen X fabrikası, aydınlatma sistemindeki verimliliği artırmak için bir proje gerçekleştirmek istemektedir.

Tablo 6.4 Genel Aydınlatma Değerleri

	Armatürdeki Fluoresan sayısı	Armatür sayısı	Fluoresan Tipi
Montaj Alanı			
Tavan 6 m	2	119	Phillips TL-D 58W
Tavan 9 m	2	280	Phillips TL-D 51W Phillips TL-D 58W
Prosesler			
Tavan 6 m	2	48	Phillips TL-D 58W
Tavan 9 m	2	38	Phillips TL-D 51W Phillips TL-D 58W
İdari Bina			
Ofisler	4	120	Phillips TL-D 18W
Koridorlar	4	10	Phillips TL-D 18W

Tablo 6.5 Bireysel Aydınlatma Değerleri

	Armatürdeki Fluoresan sayısı	Armatür sayısı	Fluoresan Tipi	Lüks Değeri
Montaj	2	160	Phillips TL 36W	370 - 782
Proses 1	2	2	Phillips TL 36W	560
	2	5	Phillips TL 36W	790
	2	4	Phillips TL 36W	1130
Proses 2	2	1	Phillips TL 36W	165
	2	2	Phillips TL 36W	243
	2	2	Phillips TL 36W	330
	2	4	Phillips TL 36W	550
	2	5	Phillips TL 36W	1050
Proses 3				
A Makinesi	2	1	Phillips TL 36W	605
B Makinesi	2	1	Phillips TL 36W	349
C Makinesi	2	5	Phillips TL 36W	285 - 809
Proses 4	2	4	Phillips TL 36W	212
	2	6	Phillips TL 36W	300
Proses 5	2	4	Phillips TL 36W	1030

Bu fabrikanın aydınlatma sistemini daha verimli bir hale getirebilmek için var olan armatürler, bir aydınlatma firmasının XX model 2x35W armatürleri ile değiştirilecektir. Bu projenin kurulum maliyeti 51.080 € ve yıllık işletme maliyeti de 29.458 €'dur. Fabrikanın mevcut yıllık işletme maliyeti ise 53.730 €'dur. Dolayısıyla, bu proje sonucunda sağlanacak yıllık tasarruf miktarı ise 24.272 € olarak hesaplanmıştır. Projenin ömrü 5 yıl olarak öngörülmüştür.

Bu projenin ekonomik analizi aşağıdaki gibidir:

Geri Ödeme Süresi

$$Geri\ Ödeme\ Süresi = \frac{Toplam\ Masraf}{Yıllık\ Net\ Nakit\ Girişi}$$

$$Geri\ Ödeme\ Süresi = \frac{51.080\ Euro/yıl}{24.272\ Euro/yıl}$$

$$Geri\ Ödeme\ Süresi = 2.1\ yıl$$

Net Bugünkü Değer Yöntemi

Tablo 6.6 Yıllık Net Nakit Akışı

Yıllar	0	1	2	3	4	5
Net Nakit Girişi	-51.080	24.272	24.272	24.272	24.272	24.272

$$NBD = \sum_{t=1}^{n} \frac{Net\ Nakit\ Girişleri_t}{(1+k)^t} - Y_0$$

$$NBD = \sum_{t=1}^{5} \frac{(24.272\ Euro/yıl)_t}{(1+0{,}10)^t} - 51.080\ Euro/yıl$$

$$NBD = 41.930\ €$$

Projenin net bugünkü değeri 41.930 €'dur. Bu değer pozitif olduğu için proje kabul edilir.

İç Kârlılık Oranı Yöntemi

Tablo 6.7 Yıllık Net Nakit Akışı

Yıllar	0	1	2	3	4	5
Net Nakit Girişi	-51.080	24.272	24.272	24.272	24.272	24.272

$$\sum_{t=0}^{n} \frac{Net\ Giriş_t}{(1+r)^t} = \sum_{t=0}^{n} \frac{Net\ Çıkış_t}{(1+r)^t}$$

$$\sum_{t=1}^{5} \frac{24.272\ \ Euro/yıl_t}{(1+r)^t} = \sum_{t=0}^{n} \frac{51.080_t}{(1+r)^0}$$

$$r = 0.3919$$

Bu projenin İç Karlılık Oranı % 39,19'dur.

Tablo 6.8 Ekonomik Analiz Tablosu

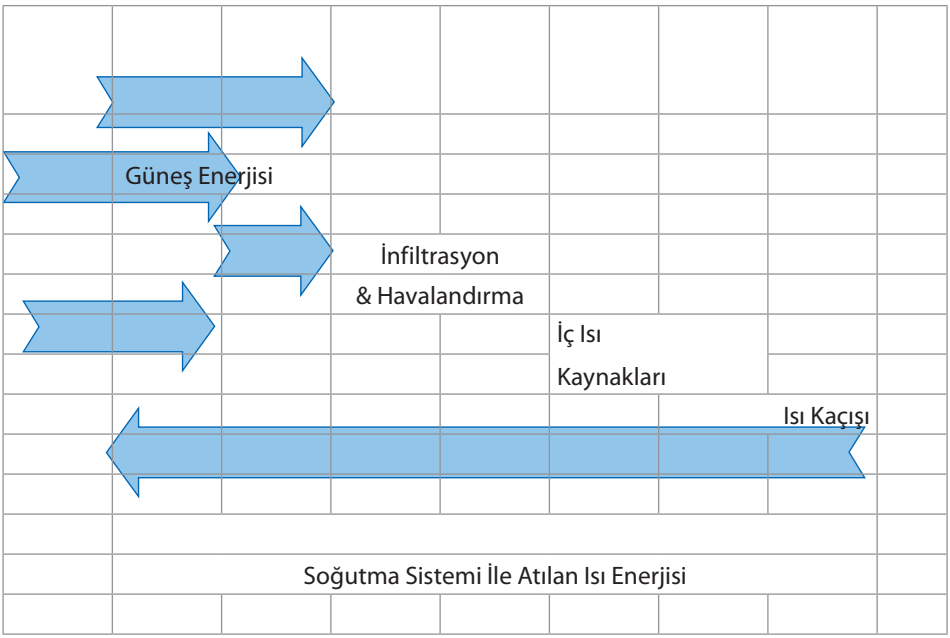
Geri Ödeme Süresi	2,1 yıl
Net Bugünkü Değer	41.930 €
İç Karlılık Oranı	% 39,19

6.5 ÖRNEK BİNA ENERJİ ETÜDÜ

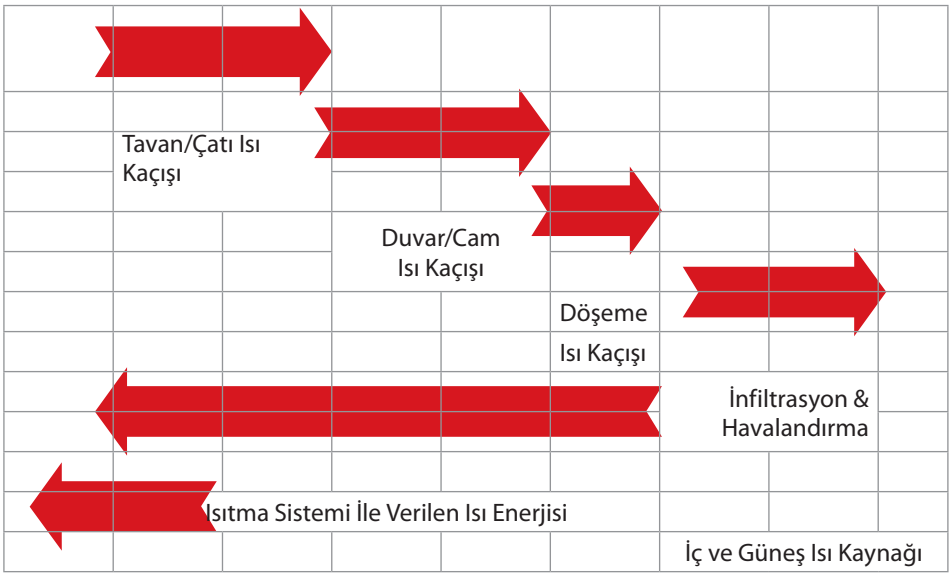
Bu çalışmada amaç, binalarda incelenmesi, ölçülmesi ve analiz edilmesi gereken ana noktalardan örnekler vererek bina enerji denetimini tanıtmaktır. Ele alınan konular gereksiz tekrarlanmaması için örnek, sanayi enerji etüdü konusunda işlenen konu başlıklarından farklıdır. Birçok bina ve sanayi tesisi benzer sistemleri kullanmaktadır. Aralarında nicelik ve çalışma süresi olarak farklar vardır.

6.5.1 Enerji Dengesi ve İklimlendirme Sistemleri Analizleri

Binalarda enerji etüdüne başlamadan önce bina dış zarfı ve enerji ilişkisini anlamak gerekir. İlk olarak anlaşılması gereken konu binadaki konforun sağlanması için enerji akışlarının kaynaklarının bilinmesidir. Binalarda konfor şartlarının sağlanması için iki farklı sistem kullanılır. Şekil 6.13a'da soğutma sistemi ve Şekil 6.13b'de ısıtma sistemi gösterilmektedir.



Şekil 6.13a *Soğutma Sistemi*



Şekil 6.13b *Isıtma sistemi*

Bir binadaki en büyük enerji tüketimi binanın ısıtılması ve soğutulması gibi konfor şartlarının sağlanması için kullanılmaktadır. Bir binanın yazın ısı kazançları, kışın ise ısı kayıpları minimize edilmelidir. Yeni bir binada enerji tasarrufu sağlamanın en önemli adımı enerji verimli tasarım, planlama ve inşaat yapmaktır. Mevcut binalarda ise mühendisler ve teknik elemanlar hava şartlarına bağlı olarak düzenlemeler yaparak enerji tasarrufu sağlamaya çalışırlar. Bu tür düzenlemeleri önermek ve tasarlamak enerji etüdünü gerçekleştirenlerin görevidir. Çünkü, enerji etüdü yapılırken bu tür analizler yapabilmek için ölçümlemeler ve hesaplamalar yapılır.

Bir binada iklimlendirme sistemleri analiz edilirken aynı zamanda ısı yüklerinin de tespit edilmesi gerekir. Isıl yüklerle ilgili olarak aşağıdaki değerler kullanılabilir. Bu değerler yaklaşık değerler olup, herhangi bir bağlayıcılığı yoktur.

- İnsanlardan gelen soğutma yükü ofislerde 130 W/kişi olarak alınabilir.
- Ofislerde her kişi için 40 m^3/h taze hava ortama verilmelidir.
- Aydınlatmadan yaklaşık 40 W/m^2, bilgisayardan 116 W/adet, fotokopi makinasından 290 W/adet soğutma yükü meydana gelmektedir.
- Işınım hesabında camların hangi yöne baktığı ve jaluzili, film kaplamalı veya perdeli olup olmadığı dikkate alınır.
- Binanın duvarlarından, çatıdan ve zeminden izolasyona bağlı olarak meydana gelen soğutma yüküdür. Ayrıca kapı, cam gibi dışarıya açılan noktalardan içeriye sızan sıcak hava miktarı da hesaba katılmalıdır.

Binanın enerji etüdü gerçekleştirilirken ölçülmesi gereken parametreler ise aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Ortam sıcaklığı
- Ortam nemi
- Üflenen hava sıcaklığı
- Üflenen hava nemi
- Dış ortam sıcaklığı
- Dış ortam nemi
- Chiller kapasitesi
- Chiller yük kullanım oranı
- Kazan kapasitesi
- Kazan kullanım oranı
- Üflenen hava debisi
- Egzoz debisi

Yukarıdaki ölçülen parametreler dışında, havanın kaç kere sirküle ettiği (hava değişim sayısı), havalandırma sisteminin ne oranda taze hava kullandığı ve kontrol sisteminin nasıl olduğu tespit edilmelidir. Bu bilgiler ışığında havalandırma sisteminin kapasitesi, verimi ve ne kadar iyileştirme sağlanabileceği hesaplanabilir ve analiz edilir.

Unutulmaması gereken en önemli konu her bir parametrenin teker teker sorgulanması ihtiyacıdır. Bu noktada önceden hazırlanmış olan sorular etüt sırasında çok büyük kolaylık sağlayacaktır. Örnek sorular aşağıda verilmiştir:

1- Saatlik hava değişim sayısı nedir? Azaltılabilir mi?
2- Üflenen hava sıcaklığı nedir? Azaltılabilir mi? (ısıtma için)
3- Soğutucu akışkan kontrol sistemi nedir? İyileştirilebilir mi? (soğutma için)
4- Taze hava kullanım oranı nedir? Azaltılabilir mi?
5- Isı geri kazanım sistemleri var mı?
6- Hız sürücü uygulaması var mı?

Yukarıda verilen sorular hem sistemleri tanımaya hem de enerji tasarruf potansiyeli belirlemeye yardımcı olacaktır.

Örnek Uygulama

İklimlendirme sistemlerinde enerji geri kazanımı sağlamak ve enerji maliyetlerini azaltmak için en önemli sistemlerin başında reküperatörler gelir. Bir reküperatör hava hazırlama sisteminin besleme ve boşaltım hava akımları içine ya da bir endüstriyel işlemin boşaltım gazları içine yerleştirilen özel maksatlı, ters akımlı, enerji geri-kazanımlı bir ısı değiştiricisidir. Reküperatör kullanımında amaç; kış aylarında

dışarıya atılan sıcak egzoz ile içeriye alınan soğuk taze havanın ön ısıtılmasının yapılması; yaz aylarında ise dışarıya atılan soğuk egzoz ile içeriye alınan sıcak taze havanın ön soğutmasının yapılmasıdır. Bu sayede ciddi enerji tasarrufu sağlamak mümkündür.

Bir binanın havalandırma sistemlerinde yapılan incelemelerde aşağıdaki ölçümler alınmıştır.

Hava Debisi	: 60.000 m^3/h = 60.000 / 3600 = 16,66 m^3/s
Egzoz (İç Mahal) Sıcaklığı	: 21,5 ºC
Taze Hava (Dış Hava) Sıcaklığı	: 11,5 ºC
Temiz Hava Miktarı	: % 30
Üflenen Sıcaklık	: 22,5 ºC
ρ_{hava}	: 1,293 kg/m^3
c_{hava}	: 1 kJ/kg °C

Reküperatör kullanımı ile egzoz sıcakığını 21,5 ºC'den 14,5 ºC'ye düşürerek ve taze havayı 11,5ºC'den 18,5ºC'ye ön ısıtarak elde edilebilecek enerji tasarrufu şu şekilde hesaplanabilir.

$$Q = V_{temiz\ hava} \cdot \rho_{hava} \cdot c_{hava}\ (\Delta T)$$

$$Q = \frac{60.000 \times 0,30}{3600} \cdot 1,293 \cdot 1(18,5 - 11,5) = 45,25\ kW$$

Bu enerjinin doğalgaz karşılığı 5,25 cm^3/h olup, yıllık 2000 saat çalışan bir sistemde sağlanacak parasal tasarruf 5.250 ₺/yıl olacaktır.

** Doğalgaz fiyatlandırılırken birim fiyat cm^3 üzerinden verilir. 1 cm^3 gaz, 1 atm basınç ve 15 °C koşullarındaki gaz hacmidir.*

6.5.2 Aydınlatma Analizi

Sanayi işletmelerinin elektrik tüketiminde aydınlatmanın payı genelde düşüktür. Buna karşın aydınlatmanın önemli olabileceği bazı sanayi dalları da bulunmaktadır. Ancak binalarda, özellikle otel, iş merkezi ve AVM gibi, ise aydınlatmanın payı yüksektir. Aydınlatma yükünün çok az olduğu yerlerde bile, enerjide önemli bir tasarruf sağlanabilir. Etkin bir enerji yönetim programı yapılırken aydınlatma göz ardı edilmemelidir. Piyasada çeşitli enerji verimliliği değerlerine sahip değişik türde aydınlatma kaynakları bulunmaktadır. Tablo 6.9 ve Tablo 6.10'da bazı aydınlatma kaynaklarının temel özellikleri verilmektedir.

Tablo 6.9 Genel Aydınlatma Kaynaklarının Özellikleri

Tip	Güç (Watt)	Verim (Lümen/Watt)	Ömür (saat)
Akkor flamanlı			
Normal	15 - 1000	10 - 20	1000
Halojen	20 - 2000	20 -25	2000 - 3000
Fluoresan			
Tüp	6 - 25	50 - 95	4000 - 7000
Kontakt	9 - 25	45 - 80	8000 - 10000
Yüksek basınçlı			
Civa	50 -1000	40 - 60	7000
Sodyum	50 -1000	70 -120	6000
Metal Halide	400 -2000	80 -90	2000 - 6000
Alçak Basınçlı			
Sodyum	8 -180	100 - 180	6000
LED	30 - 60 mW	20 - 145	35000 - 50000

Tablo 6.10 Genel Aydınlatma Kaynaklarının Verimleri

Tip	Işığın rengi	Renk geri verimi	Maliyeti
Akkor Flamanlı			
Normal	Sıcak	İyi	Düşük
Halojen	Sıcak	Çok iyi	Orta
Flüoresan			
Tüp	Çeşitli renkler	Ortadan iyiye	Orta
Kontakt	Sıcak	iyi	Orta
Yüksek Basınçlı			
Civa	Sıcak	Orta	Yüksek
Sodyum	Sıcak	Çok zayıf	Yüksek
Metal Halide	Gün ışığı	zayıf	Çok yüksek
Alçak Basınçlı			
Sodyum	Sarı	Yok	Orta
LED	Her renk	Çok İyi	Çok yüksek

** Verimlilik, lümen/Watt olarak ifade edilmektedir. (Giren birim enerji başına çıkan ışık akısı)*

Aydınlatmada göz önüne alınacak ilk özellik verimliliktir. Aydınlatma tekniğinde verimlilik ile akla etkinlik faktörü gelmektedir. Etkinlik faktörü, bir lambanın ışık akısının o lambanın güç tüketimi ile arasındaki ilişkiyi tanımlayan büyüklüktür. Lümen/Watt olarak ölçülür. Bununla birlikte dikkate alınması gereken bir takım etkenler de vardır. Bu etkenlerden bazıları Tablo 6.11'de verilmiştir.

Tablo 6.11 Aydınlatma Kaynakları Verim ve Ömür Katsayılarının Karşılaştırması

Aydınlatma kaynağı	Verim katsayısı	Tahmini ömür katsayısı
Halojen	2,1 - 2,5	2 - 3
Tüp flüoresan	5 - 9	4 - 7
Kompakt flüoresan	5 - 8	8 - 10
Yüksek basınçlı civa	4 - 6	7 - 8
Yüksek basınçlı sodyum	7 - 12,5	7
Metal halide	8 - 9	2 - 6
Alçak basınçlı sodyum	10 - 18	6
LED	2 -15	35 - 50

Aydınlatmada sağlanacak enerji tasarrufuna örnek olarak bir hesaplama yapılır ise; dış ortam aydınlatması 250 Watt'lık 65 adet yüksek basınçlı civa buharlı ampul ile sağlanan bir fabrikada ampuller (verim=52 lümen/Watt), 90 Watt'lık alçak basınçlı sodyum buharlı ampullerle (verim 150 lümen/Watt) değiştirilirse ne kadar elektrik tasarrufu sağlanır.

Mevcut aydınlatma = Lamba sayısı x Etkinlik faktörü x Lambanın gücü
= 65 . 52 . 250 = 845 000 Lümen

LS: Aynı aydınlık seviyesi için gerekli lamba sayısı

Önerilen aydınlatma = LS . 90 . 150 = 845.000 Lümen

LS = 62,59 yaklaşık olarak LS 63 alınırsa:

Enerji Tasarrufu = (65 . 250) - (63 . 90) = 10.580 Watt

Aydınlatma ihtiyacını 3650 saat/yıl olarak kabul edersek;

Yıllık enerji tasarrufu = 10,58 . 3650 = 38.617 kWh/yıl olur.

Bu değer ampullerin değiştirme masrafı ile karşılaştırılmalıdır. Bu değerlendirme yapılırken yüksek basınçlı sodyum buharlı ampullerin ömürlerinin biraz daha kısa olduğu göz önüne alınması gereklidir.

Bu noktadan hareketle aydınlatma sistemlerinde yapılabilecek işlemler aşağıda listelenmiştir.

- Aydınlatma sistemleri gözden geçirilmeli ve daha verimli aydınlatmaya geçebilmek için fırsatlar değerlendirilmelidir.
- Aydınlatma armatürlerinde herhangi bir değişiklik yapılması düşünülmüyorsa 1000 saat/yıldan fazla kullanılmış akkor flamanlı ampuller kompakt fluoresan ampullerle değiştirilmelidir. Armatürde de değişiklik yapılacak ise akkor flamanlı ampuller, fluoresan tüp Iambalarla değiştirilmelidir.
- Ampullerde değişiklik yapılabiliyor ise, yüksek basınçlı civa buharlı ampullerin yüksek basınçlı sodyum buharlı ampuller ile değiştirilmesi kayda değer olabilir.
- Çalışılmayan sahalarda aydınlatma için alçak basınçlı sodyum buharlı ampullerin kullanılması her zaman uygundur.
- Aydınlatma armatürlerinizin değiştirilmesi isteniyorsa, modern verimli aydınlatma kaynakları ile değiştirilmesinin maliyeti kontrol edilmelidir. Bu maliyet karşılaştırılmasında uzun ömürlü kaynakların bakım masraflarının daha az olacağını göz önüne alınmalıdır.
- Basit ve düşük masraflı önlemler şunları içerir:
  1. Aydınlatma armatürleri temiz tutulmalıdır.
  2. Yapay aydınlatma gereğini azaltmak ve gün ışığından daha fazla yararlanabilmek üzere pencere camları düzenli olarak temizlenmelidir.
  3. Ortam aydınlatması gün ışığına göre çalışan fotosellerle kontrol edilmelidir.
  4. Çalışılmayan zamanlarda sadece güvenlik amaçlı asgari seviyede aydınlık sağlanmalıdır.

6.5.3 BEP-HY ve BEP-TR

BEP Hesaplama Yöntemi, BEP Yönetmeliği kapsamına giren binaların yıllık m^2 başına düşen enerji tüketim miktarını ve buna bağlı olarak CO_2 salımının nasıl hesaplanacağının yol haritasıdır. Bu hesaplama yöntemi ilgili AB standartları ile gerekli görülen durumlarda ASHRAE ve Türk standartlarından yararlanılarak oluşturulmuştur. BEP-HY sonuçlarına göre binanın enerji performansı ve emisyon sınıfı belirlenecektir. Hesaplama yöntemi, konutlar, ofisler, eğitim binaları, sağlık binaları, oteller ile alışveriş ve ticaret merkezleri gibi farklı bina tiplerinde, mevcut ve yeni binaların enerji performansını değerlendirmek için kullanılır.

Mevcut binalar için binalarda enerji verimliliği uygulandığı ve uygulanmadığı durumlardaki farkı görebilmek ve standart performans seviyelerini belirlemek için hesaplamalar yapılır. Yeni yapılacak binalar için de çeşitli tasarım alternatiflerinin enerji performansları karşılaştırılır. BEP-HY aynı zamanda farklı bina türlerini temsil edecek nitelikteki tipik binaların enerji kullanımlarının hesaplanarak bölgesel, ulusal ve uluslararası ölçekte gelecekteki enerji ihtiyacı konusunda öngörülerde bulunulabilir ve ulusal veri tabanı geliştirilir.

BEP-HY sırasında yapılan hesaplamalar:

- Binaların ısıtılması ve soğutulması için binanın ihtiyacı olan net enerji miktarı
- Net enerjiyi karşılayacak kurulu sistemlerden olan kayıpları ve sistem verimlerini de göz önüne alarak binanın toplam ısıtma-soğutma enerji tüketimi
- Havalandırma enerjisi tüketimi
- Binalarda gün ışığından yararlanılmayan süre ve gün ışığının etkili olmadığı alanlar için aydınlatma enerji ihtiyacı ve tüketimi,
- Sıhhi sıcak su için gerekli enerji tüketimi

Hesaplama yöntemi, "basit saatlik dinamik yöntem"dir. Basit saatlik dinamik yöntem, binanın ısıtma-soğutma için gereken net enerji ihtiyacını ve bu ihtiyacın karşılanacağı sistemlerin tüketimini saatlik olarak hesaplar. Hesaplama sonucunda, binanın yıllık ısıtma, soğutma, sıcak su, aydınlatma, havalandırma tüketimleri birincil enerji olarak belirlenir. Bu tüketim değerlerine bağlı olarak CO_2 salımı hesaplanır. Binanın hesaplanan enerji tüketim miktarı ve CO_2 salımı, daha önceden belirlenen referans binanın değerleriyle karşılaştırılır.

Sınıflandırma nasıl yapılır?

- Bina için yapılan hesaplamanın aynısı, hayali referans bina için de yapılır
- Hesaplamaların sonuçları karşılaştırılarak, gerçek binanın enerji performansı referans binanınkine oranlanır.
- Elde edilen orana göre, binanın enerji sınıfı belirlenir. İşlem sonucunda bina için enerji kimlik belgesi düzenlenmiş olur.

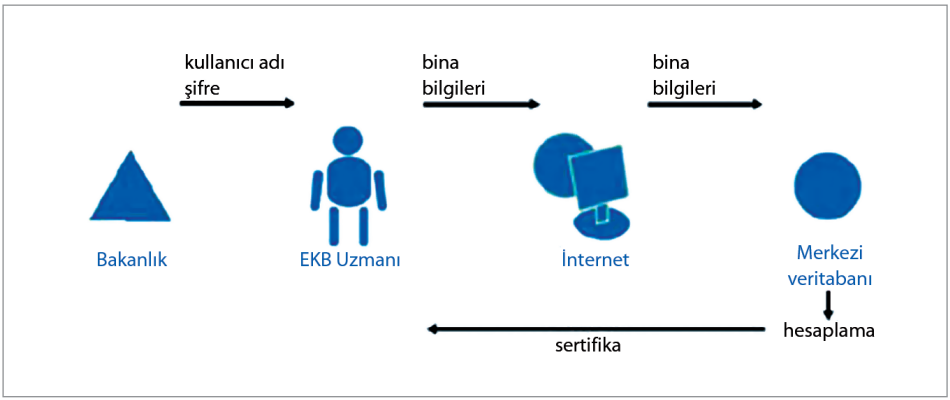
BEP-TR Yöntemi

BEP-TR, ulusal hesaplama yönteminin internet tabanlı yazılımıdır. BEP Yönetmeliği kapsamına giren binaların yıllık m^2 başına düşen enerji tüketim miktarını ve buna bağlı olarak CO_2 salımını hesaplar. BEP-TR'ye girilen bilgiler Bakanlık kontrolünde olan merkezi veritabanında depolanır. Böylece Türkiye'de binalar ile ilgili ayrıntılı bir takip sistemi ve veritabanı oluşturulmaktadır.

BEP-TR yalnızca kayıtlı kullanıcılar tarafından kullanılabilir. Sistemin kayıtlı kullanıcıları, Bakanlık, yerel yönetimler, akredite olmuş Serbest Mühendis Müşavirler veya Enerji Verimliliği Danışmanlığı firmaları ve Enerji Kimlik Belgesi (EKB) uzmanlarıdır. Bakanlık, sistemdeki bütün kullanıcıları ve işlemleri tanımlar, kontrol eder, denetler, istediği zaman istediği yere müdahale edebilir. Yerel yönetimler, yeni projelere ait EKB'leri kontrol eder ve onaylarlar. Firmalar, kendi çalışanlarını ve firmaları bünyesinde yürütülen projeleri takip ve kontrol ederler. EKB uzmanları, binalara enerji kimlik belgesi düzenlemek için yazılımın hesaplama bölümünü kullanırlar.

BEP-TR Nasıl Kullanılır:

Bakanlık, eğitimi tamamlamış ve sınavdan başarılı şekilde geçerek akredite olmuş EKB uzmanlarına, kişiye özgü kullanıcı adı ve şifre verir. Uzmanlar, şifreleriyle giriş yaptıkları yazılımın internet sitesinde, binaya ait bilgilerin girişini yapar. Girilen bilgiler tamamlandığında, dosya merkezi veritabanına gönderilir. Hesaplama, merkezi sistemde yapılır. Hesaplama sonucu üretilen sertifika, e-mail ile EKB Uzmanına gönderilir. Şekil 6.14'te akış şeması gösterilmektedir.



***Şekil 6.14** Akış şeması*

Kaynaklar:

[1] BEGGS, C., "Energy: Management, Supply and Conservation", Elsevier Butterworth - Heinemann, 2005

[2] H.Ehringer, "Energy Conservation in Industry - Combustion, Heat Recovery and Rankine Cycle Machines", Proceedings of the Contractors' Meetings, Brussels 10 - 18 Haziran, 29 Ekim 1982

[3] Rajan, G.C., "Optimising Energy Efficiencies in Industry", McGraw-Hill, 2003

[4] Dağsöz, A.K., "Sanayide Enerji Tasarrufu", Alp Teknik Kitaplar, 1991

[5] 21. Yüzyılda Bütün Yönleriyle Enerji Bildirileri, Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomi Komisyonu "Energy Efficiency 2000" Projesi Çerçevesinde Uluslararası Sempozyum, Teknik Yayıncılık, 1994

[6] Thumann, A., "Plant Engineers & Managers Guide To Energy Conservation", The Fairmont Press, 2002

[7] Buhar Tesisatları ve Buhar Cihazları El Kitabı, İntervalf, 2007

[8] Enerji Ekonomisi, Isısan Çalışmaları No.351, 2005

[9] Studebaker, J.M., "ESCO Energy Services Company Handbook", Pennwell, 2001

[10] Enerji Yönetimi İçin Personel Motivasyonu, Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları T.A.Ş. Enerji Yöneticiliği
[11] Türedi, S., Berber, M., "Enerji Tüketimi ve Ekonomik Büyüme İlişkisi Uzun Dönem Analizi: Türkiye Örneği (1976-2005), İkinci Uluslararası İşletme ve Ekonomi Çalıştayı Bildiri, Özetler ve Pratik Bilgiler Kitabı, Giresun Üniversitesi, 2007
[12] Soğancı, M., TMMOB Yönetim Kurulu Başkanı ile Enerji Tasarrufu Söyleşisi, Enerji Dergisi, Kasım 2005
[13] Kavak, K., "Dünyada ve Türkiye'de Enerji Verimliliği ve Türk Sanayinde Enerji Verimliliğinin İncelenmesi", DPT İktisadi Sektörler ve Koordinasyon Genel Müdürlüğü, Uzmanlık Tezi, DPT, Yayın No: 2689, Ankara, 2005.
[14] Narin, M., Akdemir, S., "Enerji Verimliliği ve Türkiye", http://paribus.tr.googlepages.com/narin_akdemir.doc
[15] Thumann, A., Younger, W.J., "Handbook of Energy Audits", The Fairmont Press, 2008
[16] Kreith, F., Goswami, D.Y., "Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy", CRC Press, 2007
[17] Arkun, M.E., "Enerji Verimliliğine Çağdaş Yaklaşım ve Türkiye", 22.Enerji Tasarrufu Haftası Etkinlikleri, EİE, 23-24 Ocak 2003
[18] Kaya, D., Güngör, C., "Sanayide Enerji Tasarrufu Potansiyeli - II", Mühendis ve Makine Dergisi, Sayı.515, Aralık 2002
[19] Uslu, H., "Vana Yalıtımı", İzocam Teknik Yayınlar
[20] Bilgiç, M., "Endüstri Kazan Dairelerinde Enerjinin Etkin Kullanılması İçin; Yakıttan Baca Gazına Kadar Dikkate Alınması Gereken Hususlar", TTMD Dergisi, Temel Bilgiler, Tasarım ve Uygulama Eki, Sayı.8, Mayıs - Haziran 2004
[21] Krarti, M. "Energy Audit of Building Systems, CRC Press, 2000
[22] Krigger, J. & Dorsi, C. "Residential Energy", Saturn Resource Management, 2009
[23] Elektrik İşleri Etüt İdaresi "Enerji Yöneticisi Kursu Ders Kitapları - 4 Cilt"
[24] Ünlü, O., Sanayide Enerji Verimliliği Etütleri, ESCON Energy Savings Consultancy, 2012.

BÖLÜM 7
KURUMLAR, YASAL DÜZENLEMELER VE SERTİFİKALAR

7.1 GİRİŞ

Enerji verimliliği; enerjide arz güvenliğinin sağlanması, dışa bağımlılıktan kaynaklanan risklerin azaltılması, enerji maliyetlerinin sürdürülebilir kılınması, iklim değişikliği ile mücadelenin etkinliğinin artırılması ve çevrenin korunması gibi ulusal stratejik hedefleri tamamlayan kavramlardır. Sürdürülebilir kalkınmanın öneminin gittikçe daha çok anlaşıldığı günümüzde, enerji verimliliğine yönelik çabaların değeri de aynı oranda artmaktadır. Bu çerçevede; enerji üretimi ve iletiminden nihai tüketime kadarki bütün aşamalarda enerji verimliliğinin geliştirilmesi, bilinçsiz kullanımın ve israfın önlenmesi, enerji yoğunluğunun gerek sektörler bazında gerekse makro düzeyde azaltılması ulusal enerji politikamızın öncelikli ve önemli bileşenlerindendir.

7.2 ULUSLARARASI KURUMLAR, YASAL DÜZENLEMELER VE SERTİFİKALAR

7.2.1 Uluslararası Kurumlar

- **OECD - Sürdürülebilir Kalkınma:** Bugünün ihtiyaçlarını, gelecek nesillerin ihtiyaçlarının karşılama kapasitesini azaltmadan nasıl karşılayabiliriz? Kalıcı çözümlere ulaşmak için sürdürülebilir kalkınmayla refah artırılabilir ve günlük yaşamda ve küresel işbirliği çözümlerinde geniş bir perspektif sağlanabilir.
- **İklim Değişimi, Enerji ve Taşıma:** Enerji ve ulaşım kullanımında son zamanlardaki olağanüstü büyüme, daha fazla kirliliğin olması, kaynakların tükenmesi ve sera gazı emisyonlarının artması iklim değişikliğine sebep olmaktadır.
- **Uluslararası Enerji Ajansı (IEA-International Energy Agency):** IEA'nın ama-

cı, yeni enerji teknolojileri, alternatif enerji kaynakları, enerji tasarrufu ile enerji güvenliğini artırmak, araştırma geliştirme konularında katılımcı ülkeler arasında işbirliğini geliştirmek.

- **Enerji İstatistikleri ve Dengeleri - Uluslararası Enerji Ajansı (IEA):** Kurumunun Enerji İstatistik Bölümü (Energy Statistics and Energy Balances - The Energy Statistics Division-ESD) enerji üretimi, ticareti, depolanması, nakliyesi, kullanımı, ücreti, vergisi ve sera gazı emisyonu, üzerine bilgi ve veri toplar, düzenler ve yayınlar. IEA istatistiklerinin coğrafi kapsamı 30 OECD üyesi ve 100'den fazla OECD üyesi olmayan ülkeleri kapsamaktadır.
- **Enerji Teknolojilerini Destekleyen Analiz ve Yayılım Merkezi (CADDET-Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies):** Birçok ülkede temsilcilikleri bulunan, CADDET, yöneticilere, mühendislere, mimarlara ve araştırmacılara yenilenebilir enerji ve enerji tutumlu teknolojiler hakkında bilgi sağlayan uluslararası bilgi ağıdır.
- **Dünya Enerji Konseyi (WEC-World Energy Council):** Uluslararası Elektrik Endüstrisi Ortaklığı adı ile 1923'te kurulmuştur. WEC, petrol, kömür, gaz, uranyum, hidro ve güneş ve rüzgâr gibi yenilenebilir enerji kaynaklarını ayrıca enerji verimliliği ve tasarrufunu geliştirmekten sorumludur. Herkesin yararına bütün enerji formlarının kullanımını sürdürülebilir şekilde sağlamaya teşvik etmek için kurulmuştur.
- **Dünya Konseyi (Earth Council):** Dünya Zirvesinin doğrudan sonucu olarak 1992'de kurulmuş uluslararası bir sivil toplum örgütüdür. Dünya Konseyinin misyonu insanları daha güvenli, adil ve sürdürülebilir gelecek için destekler ve güçlendirir.
- **EPEE Enerji ve Çevre için Avrupa Ortaklığı (EPEE-European Partnership for Energy and Environment):** EPEE'nin misyonu, HVACR sektörünün Avrupa'da daha iyi anlaşılmasını teşvik etmektedir. Bu sektör, uzun vadede sürdürülebilirlik gündemine ulaşmak amacıyla Avrupa politikalarının etkin gelişimine katkıda bulunmaktadır. EPEE'nin gelecek yıllar için ana öncelikleri; verimi yüksek olan ürünlerin (örneğin, çevreci tasarım, enerji etiketi, çevre etiketi, binalardaki enerji performansı yönergesi, yeşil üretim ilkeleri, yenilenebilir enerji kaynaklarının desteklenmesi) kullanımını teşvik etmek için tasarlanmış AB politikalarını destekleyerek, HVACR sektöründe enerji verimliliğinin teşvik etmektir. Bunun sayesinde CO_2 emisyonlarının azalması, çevresel etkiler, optimum enerji performansı, sorumlu ve güvenli kullanımı dikkate alınarak verimli ve sürdürülebilir akışkan seçimlerini desteklemektedir.
- **Worldwatch Institute:** Worldwatch sürdürülebilen çevresel gelişimi beslemeye tahsis edilmiştir. İnsanlığın yararına, doğal çevreyi ve gelecek nesilleri tehdit etmeyecek şekilde bir araya getirmeye çalışan çevreci bir kuruluştur.

- **Sürdürülebilir Enerji Alanları için Uluslararası Projeler (IPSEP-International Project for Sustainable Energy Paths):** IPSEP, enerji ve gelişim politikalarına odaklanmış özel araştırma organizasyonudur. Aynı zamanda fosil yakıttan düşük karbon emisyonları üreterek maliyetten tasarruf, iş alanlarının artırılması, ekonomik çıktılar ve yoksul ve zengin ülkelerin haklarının benzer şekilde geliştirilmesini öngörmektedir.
- **GLOBE**: Avrupa Birliği, Japonya, Rusya ve Amerika milletvekillerinden oluşan 1989'da kurulmuş uluslararası bir organizasyondur. Amacı küresel çevre konularında milletvekilleri arasında uluslararası işbirliği geliştirmektedir.

7.2.2 Uluslararası Kanunlar, Yönetmelikler, Direktifler

Binalarda Enerji Verimliliği Gereksinimlerinde Uluslararası Gelişmeler
Geçmiş yıllarda uluslararası enerji ihtiyaçları ve standartları tüm dünyada kullanılmaya başlanmıştır. Örnek olarak; ABD ve Kanada'daki konutlar için uluslararası enerji yasaları veya Avrupa Birliği'nin yönergeleri aşağıda ele alınacaktır. Bu şartlar ve standartlar ulusal bina yasalarını ve standartlarını doğurmuş ve alınan önlemlerin düzenlenmesine katkıda bulunmuştur.

AB Bina Enerji Performansı Yönergesi
Avrupa Birliği'nin (AB) 2002 yılında yayımladığı Binalarda Enerji Performansı Direktifi'nin (EPBD) 2010 yılında 2010/31/EU sayı ile revize edilmesiyle birlikte Avrupa'da "yaklaşık sıfır enerji bina" kavramı ortaya çıkmış ve bu kapsamda ulusal çalışmalar da başlatılmıştır. Binalarda Enerji Performansı Revize Direktifi (EPBD-Recast) ve onu destekleyen AB yönetmeliğinde yaklaşık sıfır enerji bina seviyelerinin tanımlanması için uygulanması gereken yöntemin genel çerçevesi açıklanmış ve 2020 yılı sonunda tüm yeni binaların yaklaşık sıfır enerji bina olması zorunlu kılınmıştır. Bu nedenle, AB ülkeleri ulusal düzeyde ilgili çalışmaları gerçekleştirmekte ve açıklanan yöntem çerçevesine uygun ulusal yöntemlerini geliştirerek binalar için yaklaşık sıfır enerji seviyelerini belirlemektedir.

Türkiye'de de AB mevzuatı uyum sürecinde 2002 yılında EPBD'nin getirdiği yasal yükümlülüklere yönelik çalışmalar yürütülmüştür ve 2010 yılında EPBD Recast ile getirilen yenilikler de gündemdedir. Tüm AB üyesi ülkelerin üzerinde çalışmakta olduğu bu konunun yakın bir gelecekte AB uyum sürecinde bulunan Türkiye için de bir zorunluluk olacağı ön görülmektedir.

Yaklaşık sıfır enerji bina kavramı, Binalarda Enerji Performansı Revize Direktifi (EPBD-Recast) ile ortaya konulmuştur. Bu direktifte "yaklaşık sıfır enerji bina", çok yüksek enerji performansına sahip bina olarak tanımlanmış ve ihtiyaç duyulan az

miktardaki enerjinin çoğunlukla yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanması zorunlu kılınmıştır. Bu tanımda belirtilen "çok yüksek enerji performansı" için mevzuata bağlı standart bir değer verilmemiş olup, her AB üyesi ülkenin hesaplamalar yolu ile kendi ulusal koşullarına uygun şekilde bu seviyeyi belirlemesi beklenmektedir. Yaklaşık sıfır enerji bina kavramı, aynı direktifte yer alan maliyet optimum enerji verimliliği kavramı ile de doğrudan ilişkilidir. Maliyet optimum enerji verimliliği seviyesi, EPBD-Recast'e göre "ekonomik yaşam dönemi boyunca en düşük maliyet ile sonuçlanan enerji performansı seviyesi" olarak tanımlanmakta ve bu seviyenin 2020 yılı sonuna kadar yaklaşık sıfır enerji seviyesini yakalaması hedeflenmektedir. Binalarda maliyet optimum enerji verimliliği seviyelerinin belirlenebilmesi için üye ülkelerin gerçekleştirmesi beklenen ulusal hesaplamalara yol göstermesi amacıyla, EPBD-Recast'ı destekleyen ve Ocak 2012'de Avrupa Komisyonu tarafından yayımlanan yönetmelikte bir çerçeve yöntem sunulmuştur. Ulusal yöntemlerin bu çerçeve yönteme uygun olarak geliştirilmesi beklenmektedir. Temel olarak, binalarda enerji performansı analizleri ile maliyet analizlerinin entegre edilmesiyle karşılaştırmalı olarak optimum düzeylerin belirlenmesini hedefleyen bu yöntem, aynı zamanda yaklaşık sıfır enerji düzeyinin belirlenmesine yönelik çalışmalarda da kullanılmaktadır.

Yöntemin ana adımları aşağıdaki gibi sıralanmaktadır:
1. Referans binaların belirlenmesi
2. Enerji verimliliği tedbirlerinin belirlenmesi,
3. Birincil enerji tüketiminin hesaplanması,
4. Toplam maliyetlerin hesaplanması,
5. Analizlerde kullanılan verilere ilişkin duyarlılık analizlerinin yapılması,
6. Referans binalar için maliyet optimum enerji verimliliği seviyelerinin belirlenmesi.

Yukarıda da belirtildiği gibi, yayınlanan yöntem, yalnızca bir ana yapı oluşturmakta ve ülkelerin kendi koşullarını gözeterek bu çerçeveyi esas alan bir ulusal yöntem geliştirmeleri beklenmektedir. AB yasaları uyum sürecinde olan ülkemizde bu konuda sonuçlandırılmış ve yasal olarak yürürlüğe girmiş ulusal bir yöntem veya araştırma henüz bulunmamaktadır.

Diğer Avrupa Yönergeleri ve Düzenlemeleri

EPBD'den bağımsız olarak enerjinin yapılardaki yönleriyle ve ilgili hükümleriyle ilgilenen birçok tamamlayıcı hüküm de bulunmaktadır. Örnek olarak; enerji son kullanım etkinliği ve enerji hizmetleri yönergesinin (Energy Services Directive - ESD) ulusal enerji tasarrufu hedefleri vardır. Elle tutulabilir bir örnek olarak, Fransız hükümeti enerji verimliliği ile ilgili eylem planı ortaya koymuştur. Enerji verimliliği hedeflerine ulaşmada katkıda bulunan bir örnek olan bu planın hükümet destekli HOMES programına değindiğinin de bilinmesi gerekir. Benzer olarak ürünlerde

enerji kullanımı yönergesindeki Eco-design da ESD tarafından belirlenen hedeflere ulaşmaya katkıda bulunan ürünlerdeki enerji performansını artırmayı amaçlamaktadır. Bazı yönergelere ayrıntılı olarak değinilmese de bunlar, sürdürebilir bir yapı stokunu desteklemede ayrılmaz bir bütündür.

Enerji etiketleri ve sertifikaları

Enerji etiketleri ve sertifikaları, iyi uygulamalar ve enerji verimliliği çözümlerinin kullanımını desteklemekte ve böylece standartlar ve yönetmelikler tarafından ön görülen minimum gereksinimler karşılanmaktadır. Çeşitli enerji verimliliği etiketleri, yapılardaki farklı seviyedeki enerji verimliliği performans değerlerine denk gelmektedir.

Standart Yapılar

"Standart Yapı" minimum enerji verimliliği gereksinimlerini karşılamak amacı ile inşa edilen binadır.

Düşük enerjili yapılar

Tanımları ve yorumları Avrupa ülkelerine göre farklılık gösterse de düşük enerjili yapılar genellikle standart veya özgün yeni yapılara göre daha iyi enerji performans gösterirler. Birçok ülkede düşük enerjili yapıların gelişmesi için devlet tarafından veya özel yatırımcı organizasyonları tarafından düşük faizli krediler gibi teşvikler verilmektedir. Düşük enerjili yapılar için vergi muafiyeti veya CO_2 vergisiyle tanışma gibi başka olasılıklar da mevcuttur. Buna ek olarak zorunlu sertifika planları ile puanlama veya sınıflandırma yaparak, çok yüksek enerjili yapılar kısıtlanarak, düşük enerjili yapıların desteklenmesi beklenmektedir.

Enerji nakliyesinden son tüketiciye kadar bütün enerji aşamalarında yeni yönergeler için yapılan tasarılar enerji verimliliğinde üye ülkelerin önlemleri artırmasına neden olacaktır.

Komisyonun basit fakat geniş kapsamlı önlemleri:

- Enerji tasarrufu planının bütün üye ülkelerde yayınlanması konusunda yasal zorunluluk koydurmak,
- Örneklerle kamusal sektörün öncülük etmesini sağlamak,
- Tüketiciler için geniş kapsamlı enerji tasarruf önlemleri aldırmaktır.

Sıfır Enerji (Zero Energy) Yapılar

Sıfır, pozitif, artı enerjili yapılar veya nötr enerji ile sıfır karbon emisyonlu yapılar genel bir kural ve açıklama olmamasına rağmen, yılda kullandığı enerjiden daha fazlasını üretmek zorundadır. Bunun anlamı; maksimum enerji verimliliği elde et-

mek için her yapı enerji ihtiyacını kendi enerji sisteminden üretip kullanması veya satmasıdır. 2020 itibariyle Avrupa'daki bütün yeni yapıların net sıfır enerji yapılar olması gerekmektedir. Birçok ülke bu tür yapılar için hedeflerini yayınlamıştır. Bu hedeflere ulaşmada en büyük rolü, enerji yönetimi, gözlemleme ve kontrol sistemleri kullanımı meydana getirmektir.

Yeşil Binalar

Birçok çevreci kriteri sağlayan yeşil binalar; akıllı, çevreci ve ekolojik binalar olarak da adlandırılır. Bu binalar yüksek enerji verimliliği sağlar, su tüketimini azaltır. Bu yapılarda sağlığa zararlı olmayan çevreci malzemeler kullanılır. Bunlara ek olarak, iç hava kalitesi ve yerel malzeme kullanımı da kriter olarak kabul edilebilir.

Bütün ülkelerde yeşil bina tanımı değişiklik gösterdiği için bazı ülkeler yapıların çevre performanslarını belirlemek, ödüllü etiketler vermek ve değerlendirmek ve sertifikalandırmak için standartlar belirlemiştir. Bu binalar birçok çevreci ve sürdürülebilir kriterlerle belirlenir. Her bir performans seviyesinin kendi puanlaması vardır, dereceyi toplam alınan puan belirler. Farklı değerlendirme sistemleri farklı değerlendirme ve düzenlemelere dayalıdır ve ülkelerin farklı iklim, tedarik zinciri ve ana kaynaklarına bağlı olarak tasarlanmıştır.

7.2.3 Uluslararası sertifikalar (LEED, Energy Star, BREEAM, Eurovent)

The Leadership in Energy and Environmental Design (LEED)

Enerji ve Çevre Dostu Tasarımda Liderlik (LEED), ABD'deki Yeşil Binalar Konseyi (USGBC) tarafından geliştirilen, sürdürülebilir yeşil bina uygulamalarını destekleyen kriterlerden oluşan bir sertifikasyon programıdır. Tasarım, yapım ve işletme performanslarının kabul edilen ölçütlere göre karşılaştırılması prensibine dayanan bu sistem bina sahiplerine ve işletmecilere binanın performansını ölçme imkânı vermektedir.

LEED; "Yeşil Bina"nın tanımlanması için ölçülebilir ortak bir standart oluşturmak, bina tasarım işlerini bütün olarak tanımlamak, bina endüstrisinde çevresel öncülüğü tanımak, yeşil rekabeti desteklemek, yeşil binanın yararlarının farkında olan tüketicilerin sayısını artırmak, yapı pazarını "yeşil bina" içeriğine uygun olarak dönüştürmek amacıyla oluşturulmuştur. LEED sürdürülebilirlik konularında altı ana alanda tüm binayı incelemektedir;

1. Sürdürülebilir araziler
2. Su kullanımında etkinlik
3. Enerji ve atmosfer

4. Malzeme ve kaynaklar
5. İç hava kalitesi
6. Yeni metotlar ve tasarım

Binalar performanslarına göre dört ayrı sınıfta belgelendirilirler:
1. Sertifika
2. Gümüş
3. Altın
4. Platin

LEED Çeşitleri
Farklı projeler için farklı LEED sertifika sistemleri geliştirilmiştir.

- **LEED-NC (New Construction and Major Renovations):** Yeni inşaat ve renavosyon alanına yönelik olarak geliştirilen LEED-NC'de yeni geliştirilen ticari ve endüstriyel projelerden en yüksek performansın sağlanması amaçlanmaktadır.

- **LEED-EB (Existing Buildings):** Mevcut binalara yönelik LEED-EB'de bina sahibi ve bina üzerindeki bakım, güçlendirme, geliştirme çalışmalarının nasıl sistematize edileceğine ilişkin kriterleri içerir.

- **LEED-CI (Commercial Interiors):** Binada yaşayanlar için iç mekan tasarım kriterleri sunar (ofis, yönetim merkezi vb).

- **LEED-CS (Core and Shell Projects):** Bina merkezi ve kabuğu denen iskelete yönelik bu türde tasarımcılara, bina yapımcılarına, geliştiricilerine ve yeni bina sahibi olacak kişilere sürdürülebilir bir tasarımın sağlanacağı iskelet inşası kriterleri sunulmaktadır.

Konutlar ve LEED
Yeni geliştirilen diğer iki LEED türü de; konutlara ve bölge gelişimine yönelik LEED'dir.

- **LEED-H (Houses):** Konutlar yüksek performanslı yeşil binaların oluşturulmasına yönelik bir dizi kriter barındırır.

- **LEED-ND (Neighborhood):** Bölge gelişimine yönelik LEED-ND şehircilik, akıllı büyüme (smart growth), yeşil binalara yönelik kriterleri içeriyor olması ile komşu ünitelerin tasarımına dair bir ilk olma özelliğini taşır.

Energy Star

Amerika Çevre Koruma Dairesi (U.S. Environmental Protection Agency - EPA) ve Amerika Enerji Bakanlığı tarafından ortak yürütülen bu program, enerji verimli ürünler ve uygulamalarla herkese hesaplı şekilde ve çevreyi koruyarak yardımcı olmaktadır.

1992 yılında EPA, sera gazı emisyonlarını azaltmak için enerji verimli ürünleri uygun olarak belirlemek ve desteklemek için ENERGY STAR'ı gönüllü etiket programı olarak tanıtmıştır. İlk etiketlenen ürünler bilgisayarlar ve monitörlerdir. 1995 sonuna kadar EPA, etiketlemeyi ofis malzemeleri ve ısıtma soğutma cihazlarını ekleyerek genişletmiştir. 1996 yılında, Amerika Enerji Bakanlığı ile belirli ürün kategorilerinde beraber hareket etmeye başlamıştır. ENERGY STAR etiketi şu anda beyaz eşya, ofis malzemeleri, aydınlatma, ev elektronik sistemleri ve daha fazla alanlarda kullanılmaktadır. EPA aynı zamanda etiketini yeni evlerde, reklamda ve endüstriyel yapılara uygulanmaktadır.

20.000'den fazla özel ve kamu kuruluşları ile ortakları sayesinde ENERGY STAR, organizasyonların ve tüketicilerin ihtiyacı olan enerji verimliliği ile ilgili çözümler ve en iyi çalışma yöntemleri hakkında teknik bilgileri ve araçları sağlamaktadır. ENERGY STAR A.B.D.'de 2013 yılında 32 milyar dolar enerji ve maliyet tasarrufu sağlamıştır. Son on yıl içinde, ENERGY STAR, verimli florasan lamba, ofis malzemelerinde güç yönetimi ve bekleme modunda düşük enerji kullanımı gibi konularda teknolojik yeniliklerin kullanımını yaygınlaştırmada harekete geçiren güç olmuştur. Enerji fiyatları tüketiciler için önemli bir kaygı haline gelmiştir. ENERGY STAR ayrıca, evlerde ve yapılarda kolay kullanımlı değerlendirme araçları sunmaktadır.

Bina Araştırma Kuruluşu Çevresel Değerlendirme Metodu (Building Research Establishment Environmental Assessment Method - BREEAM)

BREEAM, en iyi uygulamalar için sürdürülebilir yapılardaki tasarım, inşaat, işletim standartlarını belirlemektedir. BREEAM, yapıların çevresel performanslarını ölçerek etkileyici ve yaygın biçimde tanınır hale gelmiştir. BREEAM değerlendirme sistemi tanınan performans kabul ölçümleri kullanılır. Bunlar, yapının şartnamesinin, tasarımının, yapısının ve işletmesinin değerlendirmesi ve ilgili inşaat kriterleridir. Ölçüm kategorileri ve kriterleri enerjiden ekolojiye geniş bir alanı temsil eder. Enerji ve su kullanımı, iç çevre, kirlilik, nakliye, malzeme, atık, ekoloji ve yönetim prosesleri ile ilgili bakış açılarını içerir. BREEAM çok çeşitli çevresel ve sürdürülebilirlik konularını ele alır. Müşterilerin ve planlamacıların çevresel kimliklerinin geliştiriciler, tasarımcılar ve yapı yöneticileri tarafından desteklenmesini mümkün kılar.

BREEAM;

- Araştırmalara ve kanıtlara dayanan şeffaf, esnek, anlaşılması kolay adil puanlama sistemini desteklemektedir.
- Binaların tasarım, yapı ve yönetiminde pozitif etkisi vardır.
- Güçlü teknik standartlar, kalite güvencesi ve sertifikasyonu temsil eder.

Şu anda BREEAM değerlendirmesi aşağıdaki şemalardan biri için seçilebilir:

1. Mahkeme salonları (BREEAM Courts)
2. Konutlar (The Code for Sustainable Homes veya eski adıyla BREEAM Ecohomes)
3. Mevcut konutlar (BREEAM EcohomesXB)
4. Konut tadilatları (BREEAM Domestic Refurbishment)
5. Toplu konutlar (BREEAM Multi-Residential)
6. Sağlık binaları (BREEAM Healthcare)
7. Endüstriyel binalar (BREEAM Industrial)
8. Hapishaneler (BREEAM Prisons)
9. Ofisler (BREEAM Offices)
10. Satış merkezleri (BREEAM Retail)
11. Eğitim binaları (BREEAM Education)
12. Bölgeler (BREEAM Communities)
13. Kullanımda olan binalar (BREEAM In-Use)
14. Uluslararası (BREEAM International)
15. Diğer binalar (BREEAM Other Buildings)

Ayrıca projeler, binanın bulunduğu aşamaya göre de farklı şekillerde değerlendirilir. Her şema için geçerli olan seçeneklerin başlıcaları şunlardır:

1. Tasarım ve üretim
2. İnşaat sonrası
3. Yönetim ve işletme

BREEAM, sürdürülebilir binayı aşağıdaki kategorilerle ele alır:

1. Yönetim
2. Sağlık
3. Enerji
4. Taşıma
5. Su
6. Malzeme ve Atık
7. Arazi Kullanımı ve Ekoloji
8. Kirlilik

Puanlar binanın her bir kredi için gösterdiği performansa göre verilir. Her bir kategorinin çevresel etkilerine göre bir ağırlık katsayısı vardır. Puanların toplamı ve ağırlık katsayılarının uygulanması ile toplam bir puan elde edilir. Sonra bu puan, bulunduğu aralığa göre Geçer (**Pass**), İyi (**Good**), Çok İyi (**Very Good**), Mükemmel (**Excellent**) veya Olağanüstü (**Outstanding**) sertifikalarından biri ile eşleştirilir.

BREEAM, 2003 yılından başlayarak çeşitli hükümet organizasyonlarında zorunlu hale gelmeye başlamıştır. Office of Government Commerce (Devlet Ticaret Ofisi), Mart 2003'te bütün yeni binalarının "BREEAM Mükemmel" sertifikası almasını zorunlu kılar. Mayıs 2008 tarihinden sonra inşa edilecek bütün yeni konut binaları, *The Code for Sustainable Homes* ile sertifikalandırılmak zorundadır. "Department for Children", Schools and Families (Çocuk, Okul ve Aile Departmanı) belli bir maliyetin üzerindeki bütün yeni bina ve büyük tadilat projelerinin, BREEAM Okullar şemasından **"Çok İyi"** sertifikası alması kuralını getirir. Department of Health (Sağlık Departmanı), Temmuz 2008 itibariyle yeni sağlık binalarının **Mükemmel**, bütün tadilat projelerinin de **Çok İyi** sertifikası almasını zorunlu kılar.

DGNB (Deutsche Gesellschaft für Nachhaltiges Bauen e.V)
Almanya Sürdürülebilir Binalar Konseyi (DGNB) ikinci jenerasyon bir sistem yaratma iddiasıyla sistemine sürdürülebilir yeşil bina sertifikası adını vermiştir. Alman DGNB sistemini diğer Yeşil Bina sistemlerinden ayıran en önemli özellik, binaları ömür boyu maliyetlerini de göz önünde bulundurarak sertifikalandırmasıdır.

Binalar için Yaşam Döngüsü Analizi
Sürdürülebilir binaların temeli, yaşam döngüsünü, düşünme ve harekete geçme süreçlerinde gözönünde bulundurmaktır. Binalar inşa edilirken enerji verimliliğinin yüksek olması halinde, kullanım ömrü boyunca harcayacakları enerji de bu oranda düşük olacaktır. Buna bağlı olarak, binaların nasıl inşa edildiği, kullanılan malzemelerin seçimi ve nasıl işlendiği büyük önem kazanmaktadır.

Her bina farklı özelliklere sahiptir ve bu bakımdan çevresel etkilerin, sürdürülebilirlik performansının ortaya konulması ve optimizasyon potansiyellerinin belirlenmesi için ayrı bir analize ihtiyaç duyulmaktadır. Bir binanın Yaşam Döngüsü Analizi sadece talep edilen bilgiyi sağlamakla kalmayıp aynı zamanda DGNB sertifikası ile belgelendirilmesi sürecinin de esas bileşenini oluşturmaktadır.

DGNB, binanın planlanmasında ve çevresel değerlendirilmesinde kullanılmak üzere kurulmuş bir sistemdir. Bir sınıflandırma sistemi olarak, tüm ilgili sürdürülebilir bina konularını içermektedir. Şartlara uyan projeler Bronz, Gümüş ve Altın kategorilerinde sınıflandırılmaktadır. Alman Sürdürülebilir Bina Sertifikası, kaliteye

önem veren bir bakış açısı içeren, bina planlaması ve değerlendirilmesi amacıyla Almanya Sürdürülebilir Bina Konseyi (DGNB) ile Alman Federal Ulaştırma, İmar ve İskan Bakanlığı'nın (BMVBS) birlikte geliştirdiği bir sistemdir.

Alman Sürdürülebilir Bina Sertifikası, tüm ilgili sürdürülebilir bina konularını içermektedir. Değerlendirmeyi etkileyen altı madde şu şekilde belirtilmiştir: Çevrebilim, ekonomi, sosyal kültürel ve operasyonel konular, teknik konular, arazi yerleşimi ve süreçler. Sertifika, projenin başlangıç noktasında belirlenen sürdürülebilir bina hedeflerinin bütünleşik tasarım prensipleri doğrultusunda uygulanması üzerine kurulmuştur. Böylelikle, sürdürülebilir binalar, güncel teknolojiye göre tasarlanıp kalitelerini bu yeni sertifika ile belgelendirebilirler. DGNB altı farklı alanda 61 kriter üzerinden binayı değerlendiren sistem, kullanıcı profillerini kullanarak bir değerlendirme matrisi oluşturulmasını istemektedir. Toplam performans indeksinde diğer sistemlerde kullanılan arazi kalitesi rol oynamamaktadır. Bu altı alanı incelersek:

Ekolojik Kalite

- Küresel ısınma potansiyeli
- Ozon tabakası delinme potansiyeli
- Fotokimyasal ozon yaratma potansiyeli
- Asitleştirme potansiyeli
- Ötrofikasyon potansiyeli (*)
- Yerel çevreye riskler
- Yerel çevreye başka riskler

(*) Ötrofikasyon, göl gibi herhangi bir büyük eko-sistemde, çeşitli nedenlerden besin maddelerinin büyük oranda çoğalması sonucunda bitki varlığının aşırı şekilde artmasıdır.

- Kaynakların sürdürülebilir kullanımı/Ahşap
- Mikro iklim
- Yenilenebilir olmayan öncelikli enerji talebi
- Toplam öncelikli enerji talebi ve yenilenebilir öncelikli enerjinin oranı
- Yenilenebilir olmayan başka kaynakların kullanımı
- Kategorilerine göre atık
- İçme suyu talebi ve atık suyun hacmi
- Alan talebi

Ekonomik Kalite

- Binayla ilgili yaşam döngüsü maliyetleri
- Üçüncü kişilerin kullanımı için uygunluk

Sosyokültürel ve Fonksiyonel Kalite

- Kışın termal konfor
- Yazın termal konfor
- İç hava hijyeni
- Akustik konfor
- Görsel konfor
- Kullanıcı kontrol olasılıkları
- Dış alanların kalitesi
- Tehlikeli kazaların güvenliği ve riski
- Özürlülerin ulaşabilmesi
- Alan etkinliği
- Çevirim için uygunluk
- Halkın kullanım hakkı
- Bisikletli olanlara kolaylık
- Yarışmalarda urban gelişme kalitesi ve tasarım güvencesi
- Sanat eseri yüzdesi
- Kullanıcı profili kalite özellikleri
- Sosyal entegrasyon

Teknik Kalite

- Yangın önleme
- Ses yalıtımı
- Sıcaklık ve neme göre bina kabuğunun kalitesi
- Bina servislerinin yedeklenebilme kabiliyeti
- Bina servislerinin kullanım kolaylığı
- Bina servislerinin teçhizat kalitesi
- Dayanıklılık
- Temizlik ve bakım kolaylığı
- Dolu, fırtına ve sele direnç
- Geri dönüşüm ve ayırma kolaylığı

Proses Kalitesi

- Proje hazırlama kalitesi
- Entegre planlama
- Planlama metotlarının optimizasyonu ve kompleksitesi
- İhalelerin verilmesinde istenilen sürdürülebilir özelliklerin kanıtları
- Optimum kullanım ve yönetim için gereken durumların yaratılması
- Şantiye/şantiye süreçleri
- Müteahhitlerin kalitesi/ön eleme

- İnşaat için kalite teminatı
- İşletmeye alma
- Kontrol
- Yönetim
- Sistematik inceleme, onarım ve servis
- Operasyonda çalışanların profili

Arazi Kalitesi

- Mikro çevrede riskler
- Mikro çevrenin durumu
- Şantiyenin ve çevresinin durumu ve halkın algısı
- Ulaştırmaya yakınlık ve bağlantı
- Temel servislerin kullanımına yakınlık
- Kamu hizmetlerine yakınlık
- Planlama için hukuki durum
- Uzatma opsiyonları/rezervler

Değerlendirme

DGNB sisteminde her kriter için 10 puana kadar alma hakkı verilmiştir. Her kritere sunulan dokümantasyon ve hesaplanma kalitesine bakılarak maksimum 10 puan verilir. Aynı zamanda, her kriterin ağırlığını sosyal ve politik uygunluğa göre ve kullanıcı için önemine bakarak üç katı artırmak veya tamamen bu kriterden puan almayı reddetmek opsiyonları da vardır.

Performans Bazlı Skor; Altın, Gümüş veya Bronz

Her kriter için DGNB değerlendirmecisi olarak, bütün bina için altı farklı alana bakarak puanlama yapılmaktadır. Sonunda elde edilen skorla nasıl bir yeşil dereceye karşılık geldiği belirlenir. Mesela yüzde 50 puan alınırsa bu, DGNB Bronz sertifikasına; eğer skor yüzde 65 ise bu Gümüş sertifikasına karşılık gelmektedir. Altın almak için yüzde 80'in üstüne çıkmak gerekir. Altın almak için ilk 5 kategoriden en az yüzde 65 almak şartı vardır. Gümüşte yüzde 50, bronzda ise yüzde 35 gerekmektedir.

EUROVENT

Eurovent sertifikası, iklimlendirme, soğutma, klima alanında kullanılan belli başlı ürün çeşitlerine yönelik isteğe bağlı alınan, uluslararası "ispat" belgesidir. Ürünlerin kapasite ve performans değerlerinin, Avrupa ve diğer uluslararası standartlara göre bağımsız test laboratuvarlarında doğrulandığını ispat eden ürün sertifikasıdır. Geçerlilik gördüğü temel pazar Avrupa'dır.

Eurovent Sertifikası bir kalite veya güvenlik sertifikasyonu olmayıp, yalnızca imalatçıların yazılımlarında ve teknik ürün kataloglarında yayınladıkları/belirttikleri ürün performans ve kapasite değerlerinin doğruluğunu sertifikalamaktadır. Eurovent Sertifikasyon firmasının kurucusu ve sahibi Brüksel merkezli Eurovent (isim değişikliği öncesi Eurovent-Cecomaf) Derneği'dir.

Eurovent Sertifikasyon programları, konfor klimaları, hassas klimalar, fancoil üniteleri, kanallı fancoil üniteleri, soğutma grupları, oda soğutucu evaporatörler, hava soğutmalı kondenserler, kuru soğutucular, soğutma kuleleri, klima santralleri, soğutuculu teşhir dolapları, kanatlı borulu tip ısıtma ve soğutma eşanjörleri, plakalı ve döner tip hava eşanjörleri, hava filtreleri, soğuk tavan üniteleri ve çatı tipi klima üniteleri ürün gruplarını kapsamaktadır. Ürünler için sertifikayı bir kez almak yeterli olmamaktadır. Her program için farklı periyotlarda tekrar testleri yapılması zorunludur.

Uluslararası Yeşil Bina Sertifikalarında Enerji Modellemesi

Bu değerlendirme sistemleri binaların yeşil tasarlanması veya inşa edilmesi için tasarım veya inşaat süreçlerinde çeşitli başlıklardaki işlemi ve parametreyi kontrol etmekte ve her bir kontrolün sonuçlarını puanlama sistemi ile değerlendirmekte ve sonuçta değerlendirilen binanın referans binaya göre yeşil sınıfını belirlemektedir. Bu değerlendirme sistemlerinin hepsinde binanın enerji performans sınıfı en önemli yeri işgal etmekte ve binanın ısıtılması, soğutulması, havalandırılması ve aydınlatılması için enerji tüketimi ve buna bağlı emisyon miktarları binanın yeşil olarak sınıflandırılmasında en önemli rolü oymaktadırlar. Bu değerlendirme sistemleri yalnızca enerji tasarrufunu değil ısıl ve görsel konfor koşullarının da değerlendirilmesini şart koşmakta, dolayısı ile salt tasarrufu değil verimliliği desteklemektedirler.

Yeşil bina sertifikasyonunda da en önemli yeri işgal eden bina enerji performansını ölçmek için farklı yöntemlerin olduğu bilinmektedir. Bilindiği gibi, binaların enerji performansını etkileyen parametreler, iklim, ışık vb. çevresel parametreler, mimari tasarımla belirlenen pasif sistem parametreleri, kullanıcılara bağlı parametreler ve pasif sistemin enerji ihtiyacını karşılamak üzere tasarlanmış mekanik ve elektrik sistemine ait parametrelerdir. Bu sayılan her bir grup parametre içerisinde çok sayıda değişkeni barındırmaktadır.

Aşağıda, LEED ve BREEAM gibi uluslararası yaygınlığı olan çevresel değerlendirme yöntemlerinin özellikle binaların enerji performansı değerlendirme puanlama sistemleri arasındaki farka değinilmekte ve farklı yöntemlerle enerji performansı değerlendirme durumlarında arada ne gibi farklılıklar çıkabileceği açıklanmaktadır.

LEED ve BREEAM Sistemlerinde Enerji Performansı Yöntemlerinin Değerlendirilmesi

Bina enerji performansını etkileyen parametrelerin sayısının çokluğu ve bunların birbirleriyle oluşturabileceği sayısız kombinasyonu el ile hesap yaparak değerlendirmek imkansızdır. O nedenledir ki; binaların tasarım aşamasından başlayarak işletme dönemi boyunca, yani tüm yaşam dönemi boyunca enerji, çevresel ve ekonomik açılardan etkinliğinin belirlenmesinde artık bilgisayar tabanlı simülasyon programlarından yararlanılmaktadır.

Yeşil bina sertifikalandırma sistemleri de enerji performansının değerlendirmesinde ve puanlamasında bütün dünyada, daha binanın tasarım aşaması sırasında yaşam dönemi enerji maliyetlerini doğruya yakın tahmin edebilmek ve dolayısı ile farklı tasarım senaryoları deneyerek enerji etkin çözüme ulaşabilmek için çok kapsamlı ve hem içeriği hem de kullanımı oldukça karmaşık simülasyon araçları geliştirilmiş ve geliştirilmeye devam etmektedir. Parametrelerin çokluğu ve problemin karmaşıklığı nedeniyle, bu simülasyon araçlarının tasarım aşamasındaki binanın gerçek enerji performansını gösterebilecek şekilde kullanımı özel uzmanlık gerektirmektedir. Aksi durum hatalı sonuç alma ihtimalini artırmaktadır.

Detaylı bina enerji performansı belirlemede kullanılan simülasyon araçları genellikle eşzamanlı-çok zonlu hesaplama yapabilen araçlardır. Yani ısıl koşulları birbirinden farklı zonlar ve bu zonların birbirleriyle ısıl ilişkileri eşzamanlı olarak hesaba katılabilmektedir. Bu tür simülasyon araçlarından en bilinen ve dünyada yaygın olarak kullanılanlar arasında Blast, DOE-2, Trnsys, Ecotect, Energyplus ve ESP-r sayılabilir. Bunlardan EnergyPlus bu alandaki en yeni teknolojilerden birisidir ve BLAST ile DOE-2' nun en belirleyici özelliklerini ve kapasitelerini kullanarak geliştirilmiştir. Ülkemizde de bugün detaylı bina enerji performansı belirlemede kullanılan simülasyon aracı EnergyPlus'tır. EnergyPlus A.B.D Enerji Bakanlığı tarafından desteklenerek geliştirilmiştir ve oldukça yüksek bir hesaplama kapasitesine sahiptir. Ancak gerçek anlamda geliştirilmiş bir kullanıcı ara yüzüne sahip değildir. Bu nedenle de, programın girdi ve çıktılarının yönetimi ve hedefe uygun olarak kullanımı diğer programlardan daha fazla uzman yaklaşımı gerektirmektedir. Basitleştirilmiş arayüzü olan programlar ise her parametreyi yeterli duyarlıkta hesaba katamadığı için sonuçları gerçeklerden daha fazla sapma göstermektedir.

Gerek LEED ve gerekse BREEAM uluslararası değerlendirme sistemleri bina enerji performansı için enerji modelleme istendiğinde farklı simülasyon araçlarını kabul edebilmektedir. Bu simülasyon araçları farklı hedefler için geliştirilmiş ise binanın enerji açısından gerçek anlamda yeşil olduğunu göstermede yetersiz kalabilir. O nedenle yeşil sertifikasyon sistemlerinin yönlendirdiği başlıca enerji simülasyon araçlarının kullanım hedeflerine göre analiz edilmesi gerekir.

7.3 Ulusal Kurumlar, Yasal Düzenlemeler ve Sertifikalar

7.3.1 Ulusal Kurumlar

Bayındırlık ve İskan Bakanlığı

Bayındırlık ve İskan Bakanlığı'nın bazı görevleri şunlardır:

1. Konut politikası ilkelerine göre konut yapmak, yaptırmak,
2. Ülkenin şart ve imkânlarına göre, en gerekli ve faydalı yapı malzemesinin ekonomik ve standartlara uygun şekilde üretimi ve kullanımını sağlayacak tedbirler almak ve aldırmak,
3. Bu işlerle ilgili tüzük, yönetmelik, tip sözleşme, şartname, rayiç, fiyat analizleri ve birim fiyatları hazırlamak ve yayımlamak,
4. Belediyelere ve İl Özel İdarelerine genel bütçe vergi gelirlerinden pay verilmesi hakkındaki mevzuat uyarınca kurulan Belediyeler Ortak Fonundaki paylarının İller Bankasının yıllık programa giren yatırımları için dağıtımını onaylamak ve izlemek,
5. Bakanlık ilgili kuruluşlarına ait görevlerin yapılmasını sağlamak; bu kuruluşların kanunları ile diğer kanunların Bakanlığa verdiği görevleri yapmak.

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı

3154 Sayılı Kanuna göre Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı'nın kuruluş amacı; enerji ve tabii kaynaklarla ilgili hedef ve politikaların, ülkenin savunması, güvenliği ve refahı, milli ekonominin gelişmesi ve güçlenmesi doğrultusunda tespitine yardımcı olmak; enerji ve tabii kaynakların bu hedef ve politikalara uygun olarak araştırılmasını, geliştirilmesini, üretilmesini ve tüketilmesini sağlamaktır.

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK)

Toplumumuzun yaşam kalitesinin artmasına ve ülkemizin sürdürülebilir gelişmesine hizmet eden, bilim ve teknoloji alanlarında yenilikçi, yönlendirici, katılımcı ve paylaşımcı bir kurum olma vizyonunu benimseyen TÜBİTAK, akademik ve endüstriyel araştırma geliştirme çalışmalarını ve yenilikleri desteklemek, ulusal öncelikler doğrultusunda Araştırma-Teknoloji-Geliştirme çalışması yürüten Ar-Ge enstitülerini işletme işlevlerinin yanı sıra, ülkemizin Bilim ve Teknoloji politikalarını belirlemektedir. Bilim insanlarının yurt içi ve yurt dışı akademik faaliyetleri burs ve ödüller ile desteklenmekte, özendirilmekte, üniversitelerimizin, kamu kurumlarımızın ve sanayimizin projeleri fonlanarak, ülkemizin rekabet gücünün artırılması hedeflenmektedir.

Kalkınma Bakanlığı

Kalkınma Bakanlığının görevlerinden bazıları şunlardır:

- Ülkenin doğal, beşeri ve iktisadi her türlü kaynak ve imkanlarını tespit ederek, takip edilecek iktisadi, sosyal ve kültürel politika ve hedeflerin belirlenmesinde Hükümete müşavirlik yapmak,
- Uluslararası kuruluşlarla iletişim içerisinde çalışarak ileriye dönük stratejiler geliştirmek ve topluma perspektif sağlayan politika önerilerini katılımcı bir yaklaşımla belirleyerek özel kesim için orta ve uzun dönemde belirsizlikleri giderici genel bir yönlendirme görevini yerine getirmek,
- Kalkınma planlarının ve yıllık programların başarı ile uygulanabilmesi için ilgili kurum ve kuruluşların ve mahalli idarelerin kuruluş ve işleyişlerinin iyileştirilmesi konusunda görüş ve tekliflerde bulunmak,
- Özel sektör ve yabancı sermaye faaliyetlerinin plan hedef ve amaçlarına uygun bir şekilde yürütülmesini düzenleyecek teşvik ve yönlendirme politikalarının genel çerçevesini hazırlamak ve Hükümete teklif etmek,
- Kalkınma planı ve yıllık programlardaki ilke ve hedeflere uygun olarak, uluslararası ekonomik kuruluşlarla ilişkilerin geliştirilmesinde, temas ve müzakerelerin yürütülmesinde gerekli görüş ve tekliflerde bulunmak,
- Bölgesel veya sektörel bazda gelişme programları hazırlamak.

TMMOB Makina Mühendisleri Odası

TMMOB Makina Mühendisleri Odası ana yönetmeliğinin 6. maddesinde de belirtildiği üzere kuruluş amaçları arasında; ülke ve toplum yararları doğrultusunda yurdun doğal kaynaklarının işletilmesini, üretimin artırılmasını, yurt sanayinin ulusal çıkarlara uygun yönde gelişmesini sağlamak için teknik ve bilimsel çalışmalar yapmak ve bunları üyelerinin ve sanayinin yararına sunmak, makina mühendisliği hizmetleri ile ilgili her türlü araştırma, inceleme, proje ve raporların hazırlanmasını, uygulanmasını ve teknik uygulama sorumluluğunun uzman makina mühendisleri tarafından yapılmasını sağlamak ve bunların teknik kurallara uygunluğunu incelemek, denetlemek ve onaylamak yer almaktadır.

Küçük ve Orta Ölçekli İşletmeleri Geliştirme ve Destekleme İdaresi Başkanlığı (KOSGEB)

Ülkenin ekonomik ve sosyal ihtiyaçlarının karşılanmasında küçük ve orta ölçekli işletmelerin payını ve etkinliğini artırmak, rekabet güçlerini ve düzeylerini yükseltmek, sanayide entegrasyonu ekonomik gelişmelere uygun biçimde gerçekleştirmek amacıyla, Küçük ve Orta Ölçekli İşletmeleri Geliştirme ve Destekleme İdaresi Başkanlığı (KOSGEB) kurulmuştur.

İşletmelerin ve girişimcilerin yatırım, üretim, ihracat, istihdam, teknoloji geliştirme, pazarlama ve diğer konularda ihtiyaç duydukları ürün ve hizmetleri temin edebilmeleri ile sermaye piyasalarına açılabilmeleri için gerekli geri ödemeli veya geri ödemesiz destekleri ile işletmelerin ve girişimcilerin kamu bankaları, özel bankalar ve katılım bankaları ile diğer finans kuruluşlarından uygun koşullarda nakdi veya gayri nakdi kredi temin edebilmeleri için faiz, komisyon ve diğer masraflarına geri ödemeli veya geri ödemesiz destekler sağlamak ana görevleri arasındadır.

Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu (EPDK)

Kurum; 4628 sayılı Elektrik Piyasası Kanunu (2001), 4646 sayılı Doğal Gaz Piyasası Kanunu (2001), 5015 sayılı Petrol Piyasası Kanunu (2003), 5307 sayılı Sıvılaştırılmış Petrol Gazları (LPG) Piyasası Kanunu (2005) ile kendisine verilen görevleri ifa etmekte ve yetkileri kullanmaktadır. Söz konusu kanunlar ile elektrik, doğalgaz, petrol ve LPG'nin; yeterli, kaliteli, sürekli, düşük maliyetli ve çevreyle uyumlu bir şekilde tüketicilerin kullanımına sunulması için, rekabet ortamında özel hukuk hükümlerine göre faaliyet gösterebilecek, mali açıdan güçlü, istikrarlı ve şeffaf bir enerji piyasasının oluşturulması ve bu piyasada bağımsız bir düzenleme ve denetimin sağlanması amaçlanmaktadır.

Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM)

1935 yılında 2819 sayılı kanun ile kurulan Elektrik İşleri Etüt İdaresi (EİE), ilgili kanunun yürürlükten kaldırılması ve aynı kanun hükmünde kararname ile yerine Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM) kurulmuştur. Ülkemizin hidrolik, rüzgar, jeotermal, güneş, biokütle ve diğer yenilenebilir enerji kaynakları öncelikli olmak üzere tüm enerji kaynaklarının değerlendirilmesine ve enerjinin etkin ve verimli tüketilmesine yönelik, hidrolik, rüzgar ve güneş enerjisi potansiyellerini belirlemekte, fizibilite ve örnek uygulama projeleri hazırlamakta, tanıtım amaçlı pilot sistemler geliştirmekte, etüt, eğitim ve bilinçlendirme hizmetleri yürütmektedir.

Yeşil Binalar Derneği

Yeşil Binalar Derneği 2007 yılında, Türkiye'deki yapı sektörünün sürdürülebilir ilkeler ışığında gelişmesine katkı sağlamak amacıyla kurulmuştur.

Ekolojik sorunların arttığı günümüzde, bütüncül bir yaklaşım ve ekolojik duyarlılıkla inşa edilmiş bina ve yerleşimler aracılığıyla daha sağlıklı yaşam ortamlarının oluşmasına yardımcı olmak amacıyla kurulmuştur.

ÇEDBİK, toplumsal farkındalığı artırmak ve inşaat sektörünü bu ilkeler ışığında üretim yapmaya teşvik etmek amacıyla eğitimler düzenlemekte, yerel yönetimler,

üniversiteler vb. konunun tüm ilgilileri ile örnek projeler ve çalışma modelleri geliştirmekte ve yaygınlaşması için çalışmaktadır. Bina ve yerleşimleri çevresel etkilerine göre değerlendiren sistemler, hedeflenen yeşil dönüşüm sürecinde etkili bir araçtır. Bu alanda ulusal ve uluslararası gelişmeleri takip eden ÇEDBİK, ülkemizde önemli bir boşluğu doldurmak amacıyla ulusal koşullara uygun bir Değerlendirme Sistemi oluşturma çalışmalarına başlamıştır. ÇEDBİK, Dünya Yeşil Binalar Konseyi (WGBC) Gelişmekte olan Konsey Statüsü kazanmıştır ve yeşil bina hareketinin altyapısını oluşturma çalışmalarına giderek artan bir katılımla devam etmektedir.

7.3.2 Ulusal Kanunlar, Yönetmelikler, Direktifler

Enerji Verimliliği Kanunu
Bu kanunun amacı, enerjinin etkin kullanılması, israfının önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının ve enerjinin kullanımında verimliliğin artırılmasıdır (02.05.2007 tarih ve 26510 sayılı Resmi Gazete).

Yönetmelikler
Genel Aydınlatma Yönetmeliği
Resmi Gazete Tarihi:27.07.2013/28720

Sürdürülebilir Yeşil Binalar İle Sürdürülebilir Yerleşmelerin Belgelendirilmesine Dair Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:08.12.2014/29199

Enerji İle İlgili Ürünlerin Çevreye Duyarlı Tasarımına İlişkin Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:07.10.2010/27722

Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:27.10.2011/28097

Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliğinde Değişiklik Yapılmasına Dair Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:20.04.2011/27911

Küçük ve Orta Ölçekli Sanayi Geliştirme ve Destekleme İdaresi Başkanlığı(KOSGEB) Destekleri Yönetmeliği
Resmi Gazete Tarihi:15.06.2010/27612

Ev Tipi Buzdolapları, Derin Dondurucular, Buzdolabı Derin Dondurucular ve Bunların Bileşimlerinin Enerji Etiketlemesine Dair Yönetmelikte (94/2/AT) Değişiklik Yapılmasına Dair Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:21.05.2010/27587

Millî Eğitim Bakanlığına Bağlı Okullarda Enerji Yöneticisi Görevlendirilmesine İlişkin Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:17.04.2009/27203

Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği
Resmi Gazete Tarihi:05.12.2008/27075

Ulaşımda Enerji Verimliliğinin Artırılmasına İlişkin Usul ve Esaslar Hakkında Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:09.06.2008/26901

Sıvı ve Gaz Yakıtlı Yeni Sıcak Su Kazanlarının Verimlilik Gereklerine Dair Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:05.06.2008/26897

Merkezi Isıtma ve Sıhhi Sıcak Su Sistemlerinde Isınma ve Sıhhi Sıcak Su Giderlerinin Paylaştırılmasına İlişkin Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:14.04.2008/26847(Mükerrer)

Tanıtma ve Kullanma Kılavuzu Uygulama Esaslarına Dair Yönetmelikte Değişiklik Yapılması Hakkında Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:08.10.2007/26667

Ev Tipi Klimaların Enerji Etiketlenmesine İlişkin Yönetmelikte Değişiklik Yapılmasına Dair Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:11.06.2007/26549

Ev Tipi Klimaların Enerji Etiketlemesine İlişkin Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:14.12.2006/26376

Tanıtma ve Kullanma Kılavuzu Uygulama Esaslarına Dair Yönetmelik
Resmi Gazete Tarihi:14.06.2003/25138

Tebliğler

Yetki Belgesi ve Sertifika Bedelleri ile Sertifika Bedellerinin Yetkilendirilmiş Kurumlara Ödenecek Bölümü Hakkında Tebliğ (Sıra Numarası: 2016/1)
Resmi Gazete Tarihi:24.02.2016/29634

5627 Sayılı Enerji Verimliliği Kanununun 10 uncu Maddesine Göre 2016 Yılında Uygulanacak Olan İdari Para Cezalarına İlişkin Tebliğ (Sıra Numarası: 2016/2)
Resmi Gazete Tarihi:24.02.2016/29634

Yatırımlarda Devlet Yardımları Hakkında Kararın Uygulanmasına İlişkin Tebliğ(Tebliğ No: 2012/1)'de Değişiklik Yapılmasına Dair Tebliğ (Sıra No: 2014/3)
Resmi Gazete Tarihi:25.09.2014/29130

Kojenerasyon ve Mikrokojenerasyon Tesislerinin Verimliliğinin Hesaplanmasına İlişkin Usul ve Esaslar Hakkında Tebliğ (Sıra No.2014/3)
Resmi Gazete Tarihi:08.09.2014/29123

Enerji Verimliliği Eğitim ve Sertifikalandırma Faaliyetleri Hakkında Tebliğ (Sıra No:2012/5)
Resmi Gazete Tarihi:18.09.2012/28415

Enerji Verimliliği Hizmetlerini Yürütecek Kurum ve Kuruluşlara Yetki Belgesi Verilmesi Hakkında Tebliğ (Sıra No:2012/4)
Resmi Gazete Tarihi:25.07.2012/28364

Enerji Verimliliği Destekleri Hakkında Tebliğ (Sıra No:2012/3)
Resmi Gazete Tarihi:03.07.2012/28342

Enerji Verimliliği Hizmetlerini Yürütecek Kurum ve Kuruluşlara Yetki Belgesi Verilmesi Hakkında Tebliğ (Sıra No:2012/4'de Değişiklik Yapılmasına Dair Tebliğ - Sıra No:2013/1)
Resmi Gazete Tarihi:05.01.2013/28519

Enerji Verimliliği Eğitim ve Sertifikalandırma Faaliyetleri Hakkında Tebliğ (Sıra No:2012/5'de Değişiklik Yapılmasına Dair Tebliğ - Sıra No:2012/6)
Resmi Gazete Tarihi:10.11.2012/28463

Ev Tipi Soğutma Cihazlarının Enerji Etiketlemesine Dair Tebliğ
Resmi Gazete Tarihi:22.06.2012/28331

Ev Tipi Soğutma Cihazlarının Enerji Etiketlemesine Dair Tebliğde Değişiklik Yapılmasına Dair Tebliğ
Resmi Gazete Tarihi:16.12.2015/29564

Klimaların Enerji Etiketlemesine Dair Tebliğde Değişiklik Yapılmasına Dair Tebliğ
Resmi Gazete Tarihi:16.12.2015/29564

- 5627 Sayılı Enerji Verimliliği Kanunu'nun 10 uncu Maddesine ve 5326 Sayılı Kabahatler Kanunu'nun 3 üncü ve 17/7 nci Maddelerine Göre 2010 Yılında Uygulanacak Olan İdarî Para Cezalarına İlişkin Tebliğ (Sıra No: 2011-2), Resmi Gazete Tarihi: 24.02.2011 Resmi Gazete Sayısı: 27856
- Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmeliğin 7. Maddesine Göre Yetki Belgesi ve Sertifika Bedelleri ve Sertifika Bedellerinin Yetkilendirilmiş Kurumlara Ödenecek Bölümü Hakkında Tebliğ (Sıra No: 2011-1), Resmi Gazete Tarihi: 24.02.2011 Resmi Gazete Sayısı: 27856
- 5627 Sayılı Enerji Verimliliği Kanunu Kapsamında Yapılacak Yetkilendirmeler, Sertifikalandırmalar, Raporlamalar ve Projeler Konusunda Uygulanacak Usul ve Esaslar Hakkında Tebliğ (Sıra No: 2009-2), Resmi Gazete Tarihi: 06.02.2009 Resmi Gazete Sayısı: 27133

Binalarda Isı Yalıtımı Yönetmeliği
09.10.2008 tarihinde, 27019 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanan Bayındırlık ve İskân Bakanlığı'nın Binalarda Isı Yalıtımı Yönetmeliği'nin amacı; binalardaki ısı kayıplarının azaltılmasına, enerji tasarrufu sağlanmasına ve uygulamaya dair usul ve esasları düzenlemektir. Bu Yönetmelik, 10/7/2004 tarihli ve 5216 sayılı Büyükşehir Belediyesi Kanunu kapsamındaki belediyeler dahil olmak üzere, bütün yerleşim birimlerindeki binalarda uygulanır. Münferit olarak inşa edilen ve ısıtılmasına gerek duyulmayan depo, cephanelik, ardiye, ahır, ağıl ve benzeri binalarda bu Yönetmelik hükümlerinin uygulanması zorunlu değildir. 180 sayılı Bayındırlık ve İskân Bakanlığının Teşkilat ve Görevleri Hakkındaki Kanun Hükmünde Kararnamenin 32. maddesi kapsamına giren kamu kurum ve kuruluşları, il özel idareleri ve belediyeler, bu Yönetmeliğe uymak ve bu Yönetmeliği uygulamakla yükümlüdürler.

Binalarda Enerji Performansı (BEP) Yönetmeliği
05.12.2008 tarihinde 27075 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanan Bayındırlık ve İskan Bakanlığı'nın Binalarda Enerji Performansı (BEP) Yönetmeliği'nin amacı, dış iklim şartlarını, iç mekan gereksinimlerini, mahalli şartları ve maliyet etkinliğini de dikkate alarak, bir binanın bütün enerji kullanımlarının değerlendirilmesini sağlayacak hesaplama kurallarının belirlenmesini, birincil enerji ve karbondioksit

(CO_2) emisyonu açısından sınıflandırılmasını, yeni ve önemli oranda tadilat yapılacak mevcut binalar için minimum enerji performans gereklerinin belirlenmesini, yenilenebilir enerji kaynaklarının uygulanabilirliğinin değerlendirilmesini, ısıtma ve soğutma sistemlerinin kontrolünü, sera gazı emisyonlarının sınırlandırılmasını, binalarda performans kriterlerinin ve uygulama esaslarının belirlenmesini ve çevrenin korunmasını düzenlemektir.

01.04.2010 tarih ve 27539 sayılı Resmi Gazete'de yayınlanarak bazı maddelerinde değişiklik yapılmıştır.

Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmelik

25.10.2008 tarihinde 27035 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanan Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı'nın Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmeliğinin amacı; enerjinin etkin kullanılması, enerji israfının önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının ve enerjinin kullanımında verimliliğin artırılmasına ilişkin usul ve esasları düzenlemektir.

7.3.3 Devlet Destek ve Teşvikleri

TTGV Enerji Verimliliği Desteği

Enerji Verimliliği Destek Programı, Türkiye'nin dünyada artan enerji fiyatları karşısında, özellikle enerji yoğun sektörlerde rekabet gücünün korunması, dışa bağımlılığın ve sera gazı salınımlarının azaltılmasına katkı sağlanması ve sanayicinin ilgili faaliyetlerinin teşvik edilmesi amacıyla oluşturulmuştur. Destek kapsamında enerji verimliliği etütleri de dahil olmak üzere, enerji verimliliğine yönelik uygulama projelerinin uygun şartlarda desteklenmesi amaçlanmaktadır. Bu destek programı ile aynı zamanda Enerji Verimliliği Kanunu ve Enerji Verimliliği Yönetmeliği ile belirlenen amaç ve hedeflerin gerçekleştirilmesine katkı sağlanması öngörülmektedir.

KOSGEB Destekleri

İşletmelerin, 5627 sayılı Enerji Verimliliği Kanunu kapsamında yetkilendirilmiş Enerji Verimliliği Danışmanlık Şirketlerinden, enerji verimliliğine yönelik alacakları Ön ve Detaylı Etüt, Verimlilik Artırıcı Proje (VAP) İçin Danışmanlık ve Enerji Yöneticisi Eğitimi hizmetlerine destek verilir. Bu desteklerden, KOSGEB'in belirlediği kriterler doğrultusunda, KOBİ sınıfına giren işletmeler faydalanabilir. Kobiler KOSGEB desteklerinden hibe olarak aşağıda belirtilen esaslara göre faydalanabilir;

Türkiye Sürdürülebilir Enerji Finansman (TURSEFF) Programı Destekleri

TURSEFF, enerji verimlilik ya da yenilenebilir enerji projelerine yatırım yapmak isteyen endüstriyel firmalar, ticari girişimciler ve özel konut sahiplerine yönelik kredi fırsatıdır. TURSEFF, müşterilerin ihtiyaçları doğrultusunda finansal destek sağlamaktadır: Kredi, Avrupa İmar ve Kalkınma Bankası (EBRD) tarafından geliştirilmiş olup krediler ortak bankalar yoluyla dağıtılır. Borç alan tarafların, mali olarak uygun olması, ortak bankanın kredi kriterlerine uyması ve ortak bankanın kredi değerlendirme usullerine uygun olarak onay alması gerekir. TURSEFF altında finanse edilen projeler belirli performans kriterlerini karşılamalıdırlar. Endüstriyel ve ticari işlemlerde enerji verimliliği özelliklerine ilişkin projeler, % 20'den fazla enerji tasarrufu sağlamalıdır. İnşaat sektöründe enerji verimliliğine ilişkin projeler % 30'dan fazla tasarruf sağlamaktadır.

Türkiye Kalkınma Bankası Dünya Bankası Yenilenebilir Enerji ve Enerji Verimliliği Kredisi

Özel Sektör tarafından gerçekleştirilecek yenilenebilir kaynaklara dayalı enerji üretim yatırımları ve enerji verimliliği sağlayan yatırımların mal, hizmet, inşaat giderleri ve bunlara ilişkin danışmanlık hizmetlerinin finansmanıdır.

Uygulama: Proje konusu, "Yenilenebilir Enerji" ve "Enerji Verimliliği" tanımlarına uyan ve Türkiye Çevre Mevzuatı ile Dünya Bankası Çevre Politikasına uygun olan, ilgili Kurullarca getirilen düzenlemeler sonucu sahip olunması gereken tüm izin ve belgelere sahip olan yatırımcılar yararlanabilir.

Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM)
Enerji etüt çalışması ile belirlenen önlemlerin uygulanması ve enerji tasarruf potansiyelinin geri kazanılması için hazırlanan verimlilik artırıcı projelerdir (VAP).

7.3.4 Ulusal Sertifikalar

Binalarda Enerji Kimlik Belgesi (EKB)
"*5627 Sayılı Enerji Verimliliği Kanunu*" ve buna bağlı olarak çıkartılan "*Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği*" ne göre, binalarda enerjinin ve enerji kaynaklarının etkin ve verimli kullanılmasına, enerji israfının önlenmesine ve çevrenin korunmasını sağlamak için, asgari olarak binanın enerji ihtiyacı ve enerji tüketim sınıflandırması, yalıtım özellikleri ve ısıtma ve/veya soğutma sistemlerinin verimi ile ilgili bilgileri içeren belgedir. *Enerji Kimlik Belgesi* (EKB), aşağıda belirtilen yapıların dışında tüm binalarda kullanılacaktır.

- Sanayi alanlarında üretim faaliyetleri yürütülen binalar,
- Planlanan kullanım süresi iki yıldan az olan binalar,
- Toplam kullanım alanı 50 m^2'nin altında olan binalar,
- Seralar, atölyeler,
- Münferit olarak inşa edilen ve ısıtılmasına, soğutulmasına gerek duyulmayan depo, ardiye, ahır, ağıl gibi binalar,
- Mücavir alan dışında kalan ve toplam inşaat alanı 1.000 m^2'den az olan binalar.

EN 13790 ve BEP-TR Net Enerji Hesaplama Yöntemi

Türkiye, AB yasaları uyum sürecinde birçok konuda olduğu gibi, binaların enerji performansı direktifi kapsamında da gerekli adımları atmış ve T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı tarafından 05.12.2008 tarihinde Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği yayınlanmıştır. Bu yönetmeliğin öngördüğü, binalara enerji kimlik verilmesinde kullanılacak ulusal hesaplama yöntemi için de çalışmaları başlatmıştır. Türkiye için bina enerji performansı ulusal hesaplama yöntemi (BEP-TR), Bayındırlık ve İskan Bakanlığı eşgüdümünde, binanın enerji tüketimine etki eden tüm parametrelerin, binaların enerji verimliliğine etkisini değerlendirmek ve enerji performans sınıfını belirlemek için geliştirilmiştir. Hesaplama yöntemi konutlar, ofisler, eğitim binaları, sağlık binaları, oteller ile alışveriş ve ticaret merkezleri gibi bina tipolojilerindeki mevcut ve yeni binaların enerji performansını değerlendirmek için kullanılacaktır.

Kaynaklar:

[2] http://www.kma.com.tr/tr/LEED_KMA_GREEN_V1.pdf (6.4.2017'de erişildi)

[7] http://www.edsmenerji.com.tr/File/Enerji_Verimliligi_Destekleri.pdf

[8] http://www.mmo.org.tr/ (6.4.2017'de erişildi)

[9] Enerji Verimliliği Strateji Belgesi 2012-2023, 2011, EİE

[10] http://www.itas.fzk.de/eng/infum/gch_int.htm (6.4.2017'de erişildi)

[11] Ahmad, H., "Role of Simulation in Energy Efficient Building Design", Environmental Design Solutions.

[12] Haves, P., Salsburry T., Claridge, D., Liu, M., "Use Of Whole Building Simulation In On-Line Performance Assessment: Modeling And Implementation Issues" Seventh International IBPSA Conference, Brazil, 2001.

[13] Erten D., Yılmaz Z., (2010) "Comparison of Energy Performance Evaluations for LEED and BREEAM Certification Systems" 10. National HVAC Congress-13-16 Nisan 2011.

[14] Sağlam, N., Yılmaz, Z. "Avrupa Birliği Direktifi Doğrultusunda Binalarda Yaklaşık Sıfır Enerji Düzeyinin Akdeniz Ülkesi Olan Türkiye'de Konut Binaları İçin Belirlenmesine Yönelik Uygulama Örneği", Tesisat Mühendisliği Dergisi, Temmuz-Ağustos 2015, s.82-97.

Notlar:

Web sitemizi Yeniledik!

Yenilenen web sitemizde aradığınız bilgiye
çok daha kolay ulaşabilir, mobil uyumlu özelliğiyle tablet ve
telefonlarınızdanrahatça görüntüleyebilirsiniz.

Friterm'i daha yakından tanımak, ürün ve hizmetlerimiz konusunda
detaylı bilgi almak için web sitemizi ziyaret edin.

www.friterm.com

Friterm ve sektörle ilgili son gelişmeleri sosyal medyadan da takip edebilirsiniz.

facebook.com/friterm twitter.com/friterm linkedin.com/company/friterm

FRITERM®
1979'dan beri

FRITERM®
Doğaya Dost Sanayii

FRITERM AKADEMİ®

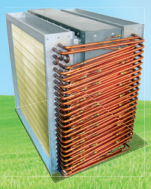
Sürdürülebilir çevre için yenilikçi ürünler

EUROVENT CERTIFIED PERFORMANCE COIL
www.eurovent-certification.com

SERTİFİKALI GEOMETRİLER	ID Numarası
M2522-3/8"	14.06.001
F3228-12mm	14.04.002
F3833-12mm	14.04.003
F3833-15mm	14.04.004
M4035-12mm	14.04.005
M4035-15mm	14.04.006

Tasarım ve uygulamalarınızda
Friterm **A sınıfı** ürünleri tercih ediniz.

Oda Soğutucular



Atnalı Isı Borulu
Nem Alma Ünitesi

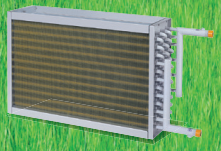
Yüksek Verimli Isı
Geri Kazanım Bataryası

Hava Soğutmalı
Kondenser

Paslanmaz Borulu NH3
ve Glikol Soğutucular

V Tip Kuru
Soğutucu

Kanal Tip
Isıtma ve Soğutma
Bataryaları



Sıcak-Soğuk
Su Bataryaları

TEİD · EAC · TSEK · CE · SEKTÖR İŞ ETİK İLKELERİNİ UYGULUYORUZ · eurammon · MEMBER OF EUROVENT · S.S.İ.A.D · İSKİD · SOSİAD · ISKAV · rehva

FRİTERM®
1979'dan beri

Merkez / Fabrika:
İstanbul Deri Organize Sanayi Bölgesi Dilek Sokak
No:10 X-12 Özel Parsel Tuzla 34957 İstanbul / TÜRKİYE
Tel: +90 216 394 12 82 (pbx) **Faks:** +90 216 394 12 87
info@friterm.com
www.friterm.com

twitter.com/friterm facebook.com/friterm linkedin.com/company/friterm