

ISISAN ÇALIŞMALARI NO.177

ISITMA SİSTEMLERİNDEKİ GELİŞMELER

YENİ DIN 4701 ISI KAYBI HESABI



ISISAN **Buderus**
THERMOSTREAM TEKNOLOJİSİ

Bilgi paylaştıkça çoğalır!



33 Yıl
ve
370
Yayın

33 yıllık başarı dolu geçmişi, tesisat, proje ve uygulama alanındaki deneyimi ve bilgi birikimi ile sektörün önde gelen firması Isisan'ın 2007 yılı Eylül ayında kurduğu Isisan Akademi'de bugüne kadar düzenlediği 77 eğitime yaklaşık 2000 kişi katıldı. Uygulamalı eğitimlerde ısıtma, soğutma ve havalandırma sektörü temsilcilerinin yetkinlikleri ve deneyimleri arttı.

Isisan Akademi, 2008 yılında 500'ü aşkın eğitim düzenlemeyi planlıyor. Isisan, böylelikle faaliyet gösterdiği ısıtma, soğutma ve havalandırma sektörünün gelişmesi açısından önemli bir boşluğu doldurmaya devam edecek. Isisan'ın eğitim faaliyetleri İstanbul ile sınırlı değil. Ankara, Adana, İzmir, Antalya ve Bursa bölge müdürlüklerinde düzenlenen eğitimlerle Isisan bayilerini, servislerini ve sektör temsilcilerini, pazara sunduğu ürünlerle ilgili bilgilendiriyor. Eğitimlere üniversitelerin makine mühendisliği, mimarlık bölümü öğrencileri, çeşitli üniversitelere bağlı meslek yüksek okullarındaki iklimlendirme-soğutma, makine, tesisat teknolojileri gibi alanlarda eğitim gören yüksek öğrenimli tekniker adayları ile teknik ve mesleki lise öğrencileri de katılabiliyor. Eğitimler öğrencilere ihtiyaç duydukları bilgileri Isisan'ın pratik eğitim salonlarında, cihazların üzerinde birebir uygulamalı örnekleri ile öğrenme fırsatı sunuyor.

Isisan Akademi eksiksiz bir eğitim merkezi görevi görüyor. Sergilenen tüm ürünlerin çalışır halde olması, uygulamalı eğitim için önemli bir olanak sunuyor. Isisan Akademi aynı zamanda, binanın kendisinin şartlandırılması için kullanılan tesisat teknolojileri, yangın tesisatları, projelendirme ve uygulama detayları, yenilenebilir enerjiler ve alternatif sistemler ile ilgili örnek çevre dostu uygulamalar, kontrol sistemleri ve ileri bilgi teknolojileri ile oluşturulmuş güçlü altyapısı ile eğitim faaliyetleri için benzersiz bir ortam sunuyor.



ISITMA SİSTEMLERİNDEKİ GELİŞMELER

Isısan Çalışmaları No.177 esas olarak iki kitaptan oluşmaktadır.

1. Kitap Buderus yayınlarından Gerd Böhm'ün "Auswahl und Einsatz von Heizkesseln und Warmwasserspeichern" isimli kitabının tercümesidir.

Isıtma sistemlerinin ana görevi yaşanılan iç mekanlarda konforun sağlanmasıdır. Günümüzde ısıtma sistemlerinden beklenen özellikler çok fazladır. Buna paralel olarak ısıtma sistemleri de son derece karmaşık teknik bir sistem haline dönüşmüştür. Bugün için ısıtma sistemleri teknolojisini zorlayan iki ana faktör, yakıt ekonomisi ve çevredir. Çevreye en az zarar veren ve en az yakıt tüketimi ile aynı konforu sağlayan sistemler yaşayabilme şansına sahiptir.

Bu kitap ısıtma sektöründeki gelişmelerin altını çizmeyi hedeflemektedir. Gelecekteki ürünler ne olacaktır? Kazan ve boyler seçimi nasıl yapılmalıdır? Isıtma sistemi ve kazan seçiminde rol oynayan ürün teknolojileri ve bunların yakıt ekonomisine yansımaları nedir? Bütün bu sorular detaylı bir biçimde örneklerle ele alınmıştır.

Bu kitapta Buderus'un modern ve geleceğe dönük teknoloji ve ürünleri de tanıtılmaktadır. Tipik örnekler olarak Buderus ürünleri üzerinde durulmuştur. Ele alınan konular aynı zamanda sektörün uzmanları ile yapılan sürekli temasların sonuçlarını da yansıtmaktadır; diğer bir anlatımla ısıtma sistemleri konusunda Buderus tecrübe ve teknolojsi uzman düzeyinde verilmektedir.

Yoğuşmalı kazan sistemleri Bölüm 5 olarak Isısan tarafından kitaba eklenmiştir. Özellikle birden fazla sayıda yoğuşmalı kazan sistemi oluşturmanın pratik çözümleri ve mantığı üzerinde durulmuştur. Bu bölüm daha çok şemalardan oluşmaktadır.

2. Kitap DIN 4701'in tercümesidir. (TSE için ön çalışma raporu niteliğinde ele alınabilir)

Sektörde en çok tartışılan konulardan biri de ısı kaybı hesaplarıdır. Halen Türkiye'de geçerli olan yöntem 1959 yılı Alman normlarına dayanmaktadır. Bu normlar Almanya'da değişmiş, hesap yöntemleri geliştirilmiş, daha hassas hesap yapma imkanı getirilmiştir. Bu ortamda DIN 4701'in son şeklinin Türkçeye kazandırılmasının yararlı olacağı kanaatine varılmıştır. Pek çok kişi tarafından çeşitli platformlarda parça parça sunulan bu en son Alman ısı kayıp hesap yöntemi, bir bütün halinde 2. kitabı oluşturmaktadır. TSE, tesisat sektöründeki uzmanların görüşlerini de alarak bu ön çalışmadan yararlanıp, yeni bir ısı kaybı hesap yöntemi oluşturulabilir. Düşük sıcaklık ısıtması (70/55°C)'da yeni yönetmeliğe eklenmelidir.

Konu olarak çok farklı olmayan Almanca iki kaynağın tercümelerinin tek kitapta toplanmasının yadırganmayacağı, tam tersine faydalı olacağı ümidi ile bu kitabı hizmetinize sunmaktan sevinç duyuyorum. Bu kitabın tercüme edilmesine izin veren ve yayınlanmasına katkıda bulunan Buderus Heiztechnik GmbH Başkanı Sayın **Reinhard Engel**'e özel teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca Prof.Dr. **Ahmet Arısoy**'a, kitabın yazarı **Gerd Böhm**'e, **TSE**'ye, Mak.Müh. **Selman Tarmur**'a, Mak.Y.Müh. **Fatih Baloğlu**'na, Elektronik Müh. **Nurettin Küçükçalı**'ya, Mak.Müh. **Serkan Köse**'ye, Mak.Müh. **Zahide Türe**'ye, Sayın **Arzu Tuna**'ya, Edebiyat Öğretmeni **Fatma Arısoy**'a, Isısan çalışanlarına ve bu kitabı okuyarak eleştirilerini ve önerilerini bize iletecek meslektaşlarıma teşekkür ederim.

Eylül / 1998

RÜKNETTİN KÜÇÜKÇALI
Makina Y. Mühendisi

İÇİNDEKİLER

SAYFA

SAYFA

I. ISITMA SİSTEMLERİNDEKİ GELİŞMELER		4.2. ISI DİYAGRAMI İLE BOYLER SEÇİMİ ...	63
1. KAZAN SEÇİMİ	7	4.3. KULLANMA SUYU ISITILMASININ EKONOMİKLİĞİ	70
1.1. ISITMA SİSTEMLERİ YÖNETMELİĞİ ESASLARI	7	4.3.1. Kullanıcıya Verilen Isı	70
1.2. KAZAN KONSTRÜKSİYONLARI İLE İLGİLİ TANIMLAR	8	4.3.2. Sıcak Suyun Hazır Tutulması	71
Standart Kazan	8	4.3.3. Isının Sıcak Suya Verilen Isı	73
Düşük Sıcaklık Kazanı	8	4.3.4. Isı Üreticisinin Kayıpları	73
Yoğuşmalı Kazan	10	4.3.5. Kullanma Suyu Isıtma Sisteminin Ekonomikliği	79
1.3. DEĞİŞKEN GÜÇLÜ BRÜLÖR MÜ YOKSA ÇOK KAZANLI SİSTEM Mİ?	12	4.4. BOYLER KONTRÜKSİYONLARI VE BUDERUS ÜRÜN TEKNOLOJİSİ	81
1.4. KAZAN GÜCÜNÜN BELİRLENMESİ	15	5. YOĞUŞMALI KAZAN SİSTEMLERİ ...	89
1.5. ISI KORUMA YÖNETMELİĞİ VE ISITMA TEKNİĞİ İLE İLGİLİ PLANLAMA	23	Duvar Tipi Yoğuşmalı Kazanlar	89
2. DÜŞÜK SICAKLIK VE ÜST ISIL DEĞER TEKNİĞİ	26	Kaskad Sistem	89
2.1. ORTAK TEMEL OLARAK ISITMA EĞRİSİ	26	Kaskad Sistemin Kumandası	89
2.2. İŞLETME ŞARTLARI VE KAZANDAN İSTENENLER	26	Kaskad Sistemin Çalışma Prensibi	89
2.3. KAZAN KONSTRÜKSİYONLARI VE BUNLARLA İLGİLİ TEKNOLOJİLER	29	Döşeme Tipi Orta Kapasitede Gaz Yakıtlı Yoğuşmalı Kazanlar	92
2.3.1. Düşük Sıcaklık Kazanı	29	Döşeme Tipi Büyük Kapasitede Gaz Yakıtlı Yoğuşmalı Kazanlar	92
2.3.2. Yoğuşmalı Kazan	33	İki Farklı Kazan Kullanılan Devreler	92
2.4. PRATİK İŞLETMEDEKİ DÜŞÜK SICAKLIK KAZANI	37	Yoğuşmalı Isı Eşanjörü + DSK Kombinasyonu	92
2.5. PRATİK İŞLETMEDEKİ YOĞUŞMALI KAZAN	40	II. YENİ DIN 4701 ISI KAYBI HESABI	
2.6. ISITMA VE ÇEVRE	43	BİNALARIN ISI KAYBININ HESAPLANMASI	
2.6.1. Ana Şartlar	43	DIN 4701 BÖLÜM 1	99
2.6.2. Zararlı Maddeler	44	1. KULLANIM ALANI	99
2.6.3. Prosese Bağlı Zararlı Madde Oluşumunun Azaltılması ile İlgili Teknolojiler	44	2. FORMÜL SEMBOLLERİ	99
2.6.4. Ölçme Büyüklükleri ve Dönüşümler	46	3. ÖNEMLİ BİRİMLERİN DÖNÜŞÜMÜ ...	99
3. KAZANIN EKONOMİKLİĞİ	49	4. HESAPLAMA YÖNTEMİNE GENEL BAKIŞ VE BUNUN ESASLARI	99
3.1. ESASLAR	49	4.1. ALIŞILMIŞ DURUMLAR	99
3.2. KAZANIN EKONOMİKLİĞİ İLE İLGİLİ KAVRAMLAR VE UYGULAMA İMKANLARI	50	4.2. ÖZEL DURUMLAR	99
3.2.1. Yanma Verimi	50	4.3. ALIŞILMIŞ DURUMLARLA İLGİLİ HESAPLAMA YÖNTEMİNİN ANA HATLARI	100
3.2.2. Kazan Verimi	51	4.3.1. Yeterli Isıtma	100
3.2.3. Kullanma Isıl Verimi	52	4.3.2. Homojen Isıtma	100
3.2.4. Norm Kullanma Isıl Verimi	58	5. ALIŞILMIŞ DURUMLAR İÇİN NORM-ISI KAYBININ HESAPLANMASI	100
3.3. EKONOMİKLİK ANALİZİ İLE İLGİLİ BUDERUS PC UYGULAMALARI	61	5.1. HESAPLAMANIN YAPISI	100
4. KULLANMA SUYUNUN ISITILMASI ...	62	5.2. SICAKLIKLAR	100
4.1. SİSTEMLE İLGİLİ HUSUSLAR	62	5.2.1. Norm-Dış Sıcaklık	100
		5.2.2. Norm-İç Sıcaklık	101
		5.3. NORM-İLETİMLE OLUŞAN ISI KAYBI ...	101
		5.3.1. Norm-Isı Geçiş Katsayısı	101

5.3.2.	Binanın Dış Kısımları	102	7.4.2.	Havalandırma Isı Kaybı	119
5.3.3.	Binanın İç Kısımları	102	7.5.	FARKLI AĞIRLIKTAKİ ODALARIN	
5.3.4.	Binanın Toprak İle Temasta Olan Bileşenleri .	102		KARARLI OLMAYAN DAVRANIŞI	119
5.3.5.	Kirscher - Değeri D	103	7.6.	ISITILMAYAN YAN ODALARIN	
5.4.	NORM-HAVALANDIRMA			SICAKLIKLARI	120
	(ENFİLTASYON) KAYBI	103			
5.4.1.	Enfiltrasyon Kaybı	103			
5.4.1.1.	Esaslar	104			
5.4.1.2.	Hesaplama Yöntemi	104			
5.4.1.3.	Binanın Hava Geçirgenliği (Sızdırması)	104			
5.4.1.4.	Binan Durum Katsayısı	104	1.	TABLÖLAR	122
5.4.1.5.	Yükseklik Düzeltme Faktörü	105	2.	ŞEKİLLER	134
5.4.1.6.	Oda Katsayısı	105	3.	ALGORİTMALAR	136
5.4.1.7.	Sıcaklık Farkı	105	3.1.	TABLÖLAR İLE İLGİLİ	
5.4.1.8.	Norm-Enfiltrasyon Isı Kaybının Minimum			ALGORİTMALAR	136
	Değeri	105	3.1.1.	Dış Yüzey-Düzeltilmeleri	136
5.4.2.	Mekanik Havalandırmadaki		3.1.2.	Komşu Odalardaki Sıcaklıklar	136
	Havalandırma Isı Kaybı	106	3.1.3.	Çatı Arasındaki Sıcaklıklar	136
5.4.2.1.	Egzost Havası Fazlalığı Olmayan Sistemler . .	106	3.1.4.	Yükseklik Düzeltme Faktörleri	136
5.4.2.2.	Egzost Havası Fazlalığı Olan Sistemler	106	3.2.	DİYAGRAM İLE İLGİLİ	
5.4.3.	İç Tarafında Bulunan Islak Hacimler	106		ALGORİTMALAR	136
5.5.	NORM-BİNA ISI İHTİYACI	106	3.2.1.	Toprağın Eşdeğer Isı İletim Direnci	136
5.6.	HESAPLAMANIN YAPILMASI	106	3.2.2.	İsınma Direnci	136
5.6.1.	Hesaplama İle İlgili Dökümanlar	106			
5.6.2.	Hesaplama Yöntemi	107			
5.6.3.	Yüksekliği 10 m'nin Altında Olan Bir Bina				
	ile İlgili Isı Kaybı Hesabı Örneği	107			
5.6.4.	10 m'den Daha Yüksek Binalarda Norm-Isı				
	Kaybının Hesaplanması ile İlgili Örnek	114			
5.6.4.1.	En Olumsuz Rüzgar Tesirinin Belirlenmesi . .	114			
5.6.4.2.	Oda Katsayılarının Belirlenmesi	114			
5.6.4.3.	Yükseklik Düzeltme Faktörlerinin				
	Belirlenmesi	114			
6.	ISI GEÇİRME DİRENCİNİN				
	HESAPLANMASI	115			
6.1.	ÇOK TABAKALI YAPI ELEMANLARI	115			
6.2.	YAN YANA DURAN YAPI				
	ELEMANLARI	116			
6.3.	ISI KÖPRÜLERİ	116			
6.3.1.	Bir Dış Duvar İçinde Kalan I-Profil	118			
6.3.2.	Her Tarafı Kapalı Metal Kılıflı (Mantolu)				
	Yapı Elemanı	118			
7.	ÖZEL DURUMLARDAKİ ISI KAYBININ				
	HESAPLANMASI İLE İLGİLİ				
	TALİMATLAR	118			
7.1.	NADİREN ISITILAN ODALARIN				
	ISI KAYBI	118			
7.2.	ÇOK AĞIR YAPI TÜRÜNDEKİ ISI KAYBI	118			
7.3.	BÜYÜK SALONLARIN VE BENZERİ				
	ODALARIN ISI KAYBI	119			
7.4.	SERALARIN ISI KAYBI	119			
7.4.1.	İletimle Oluşan Isı Kaybı	119			

1. KAZAN SEÇİMİ

1.1. ISITMA SİSTEMLERİ YÖNETMELİĞİ ESASLARI

22 Mart 1994 tarihinde yayınlanan Isıtma Sistemleri Yönetmeliği (Isıt.Sis.Yön.) 4 kW'tan daha büyük güçteki tüm kazanların planlanmasında esas teşkil etmektedir.

Isıtma sistemleri yönetmeliğinin talepleri, kullanılan kazanın konstrüksiyonuna yöneliktir. Bu yönetmelikte tanımlanan kazanlar şunlardır:

- Standart Kazan SK
- Düşük Sıcaklık Kazanı DSK
- Yoğuşmalı Kazan YK

Kazanlar uygun CE işareti ve EG (Avrupa birliği) uygunluk belgesine sahip olmak zorundadır. Kazanlar ilaveten, ısı ve verimleri ile ilgili özel işaretlerini (bir yıldızdan dört yıldıza kadar olabilmektedir) taşıyabilmektedir.

Tanımlar ve kullanma ısı verimi şartları 21 Mayıs 1992 tarihindeki kurulun 92/42 EWG No.lu talimatında kaleme alınmıştır.

Kazan Konstrüksiyonları

Standart Kazan

Tanım : Ortalama işletme sıcaklığı, dizaynı dolayısı ile sınırlı olan kazandır.

Kullanma ısı verimi şartları

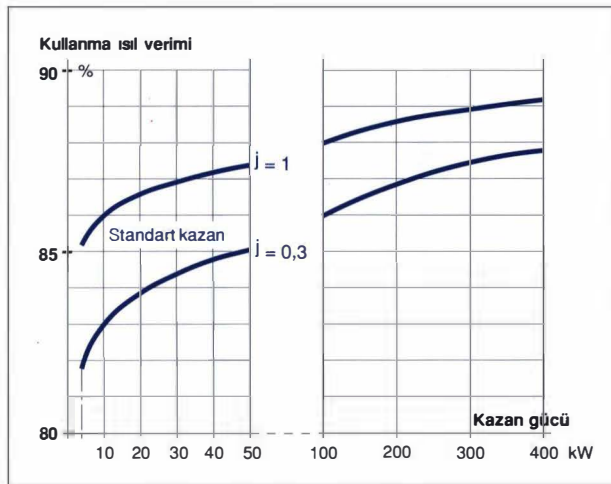
$$\left. \begin{array}{l} \varphi = 1 \\ \vartheta = 70^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \rightarrow \eta_N \geq 84 + 2 \log Q_K$$

Kazan yükü (φ)

$$\left. \begin{array}{l} \varphi = 0,3 \\ \vartheta \geq 50^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \rightarrow \eta_N \geq 80 + 3 \log Q_K$$

ϑ = Ortalama kazan suyu sıcaklığı
 Q_K = Kazan gücü [kW]

Önemli : 400 kW'a kadar olan SK'lar 1 Ocak 1998'den itibaren sürekli kullanılmak üzere tesis edilemeyecektir. Başvuru kaydıyla 30 kW'tan küçük kazanlar için özel izin verilebilir.



Şekil 1.1. MİNİMUM KULLANMA ISIL VERİMİ TALEBİ, SK İÇİN

Neticede 1 Ocak 1998'den itibaren sadece DSK'nın veya YK kullanılmasına müsaade edilecektir.

Düşük Sıcaklık Kazanı

Tanım: Sürekli olarak 35 ile 40°C'lik bir dönüş suyu sıcaklığı ile çalışabilen ve içinde belirli şartlar altında yoğuşma meydana gelebilen bir kazandır. Bu tanıma sıvı yakıtlı yoğuşmalı kazanlar da dahildir.

Bu tanım ile maksimum kazan suyu sıcaklığının bugüne kadarki 70°C'lik sınırı ortadan kalkmaktadır.

$$\left. \begin{array}{l} \varphi = 1 \\ \vartheta = 70^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \rightarrow \eta_N \geq 87,5 + 1,5 \log Q_K$$

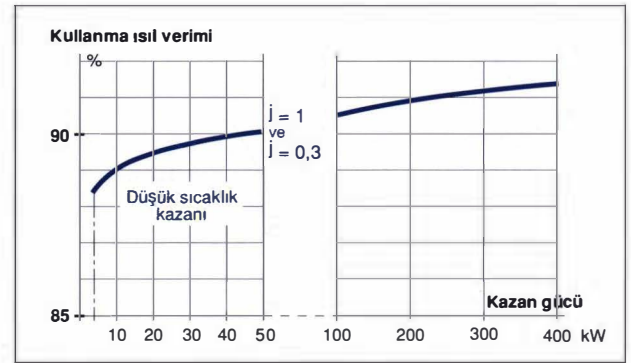
Kazan yükü (φ)

$$\left. \begin{array}{l} \varphi = 0,3 \\ \vartheta = 40^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \rightarrow \varphi = 1 \text{ 'deki gibi}$$

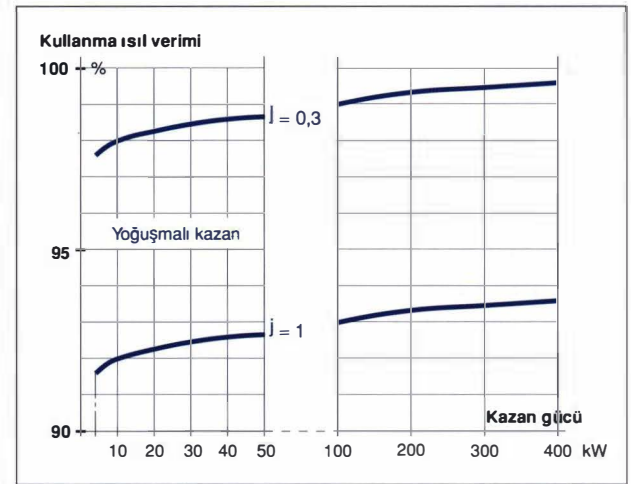
Önemli : Çok kademeli veya kademesiz olarak ayarlanabilen bir brülör gücüne sahip olan ve yukarıdaki kullanma ısı verimi taleplerini karşılayan, 40°C'den daha yüksek bir giriş (dönüş) suyu sıcaklığı bulunan kazanlar da DSK'dır.

Yoğuşmalı Kazan

Tanım: Duman gazı içinde bulunan su buharının büyük bir kısmının sürekli bir şekilde yoğuşması için tasarlanmış bir kazandır.



Şekil 1.2. MİNİMUM KULLANMA ISIL VERİMİ TALEBİ, DSK İÇİN



Şekil 1.3. MİNİMUM KULLANMA ISIL VERİMİ TALEBİ, YK İÇİN

Kullanma ısıl verimi talepleri

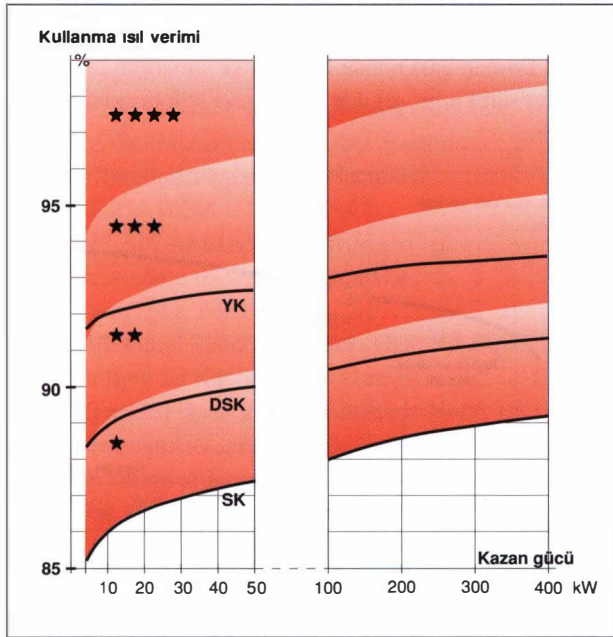
$$\left. \begin{array}{l} \varphi = 1 \\ \vartheta = 70^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \rightarrow \eta \geq 91 + \log \dot{Q}_K$$

Kazan yükü (φ)

$$\left. \begin{array}{l} \varphi = 0,3 \\ \vartheta = 30^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \rightarrow \eta \geq 97 + \log \dot{Q}_K$$

ϑ = Ortalama dönüş suyu sıcaklığı

Enerji verimi işareti (*) ile ilgili düzenleme, kullanma ısıl verimlerindekilere benzeyen bir algoritmaya göre ve aynı şekilde tam yük ($\varphi = 1$) ve kısmi yük ($\varphi = 0,3$) için yapılmaktadır. Şekil 1.4. üç kazan yapı tarzının karşılaştırılmasını ve enerji verimi işaretlerinin $\varphi = 1$ için düzenlenmesini göstermektedir. Şekilde müstakim renkli alanlar enerji verim işaretlerinin geçerlilik bölgesini vermektedir. (Minimum) kullanma ısıl verimi koşullarına uygun olan YK böylece iki yıldız elde etmektedir.



Şekil 1.4. ENERJİ VERİMİ İŞARETLERİNİN KAZAN YAPI TARZLARINA GÖRE DÜZENLENMESİ

1.2. KAZAN KONSTRÜKSİYONLARI İLE İLGİLİ TANIMLAR

Sıvı ve gaz yakıtlar için seçilebilecek kazanlar :

- Standart Kazan
- Düşük Sıcaklık Kazanı
- Yoğuşmalı Kazan

Önemli : Tanım için belirleyici olan, kazanla ilgili olan söz konusu yasaklamadır; tanımda sistemin getirdiği işletme tarzı belirleyici değildir.

Standart Kazan

Şartlar (Isıt.Sis.Yön.)

< 400 kW sadece 31.12.1997'ye kadar müsaade edilmektedir.

Anma ısı gücü (\dot{Q}_K), uygun zamlar dahil olmak üzere norm ısı ihtiyacına (\dot{Q}_H) karşılık gelmelidir.

İstisnalar:

- Isı ihtiyacı < 22 kW/(m².yıl)

- $\dot{Q}_K < 20$ kW kullanma suyu ısıtılması için veya < 25 kW maksimum 0,131 / kW 'lık ısı eşanjörü su hacminde $\dot{Q}_K < 0,07$ kW/(m² - ısıtılan alan) veya max. iki konutlu serbest duran bina için 0,1 kW/m² değerinde ise, kazan değişiminde \dot{Q}_H hesaplanmamalıdır.

$\dot{Q}_K > 70$ kW

Çok kademeli veya kademesiz olarak gücü ayarlanabilen bir brülör veya çok kazanlı bir sistem kullanılmalıdır.

Kullanım: Genellikle sabit sıcaklık ihtiyacı > 60°C olan ısı tüketicileri için.

Örnek:

- Kullanma suyu ısıtma öncelikli kazan

- Çok kazanlı sistemlerde pik yük kazanı

SK'lar ileri gelen imalatçılar tarafından artık piyasaya sunulmamakta ve pratikte de bir rol oynamamaktadır.

Düşük Sıcaklık Kazanı

Şartlar (Isıt.Sis.Yön.)

1.1.1998'den itibaren (YK'a) alternatif olarak kullanılması öngörülmektedir. Isıt.Sis.Yön.'nin bugüne kadar geçerli olan tanımına uygun kazanlar da 31.12.1997'ye kadar DSK olarak kabul edilmektedir.

Önemli: Anma ısı gücü binanın norm ısı ihtiyacından bağımsız olarak tespit edilebilmektedir.

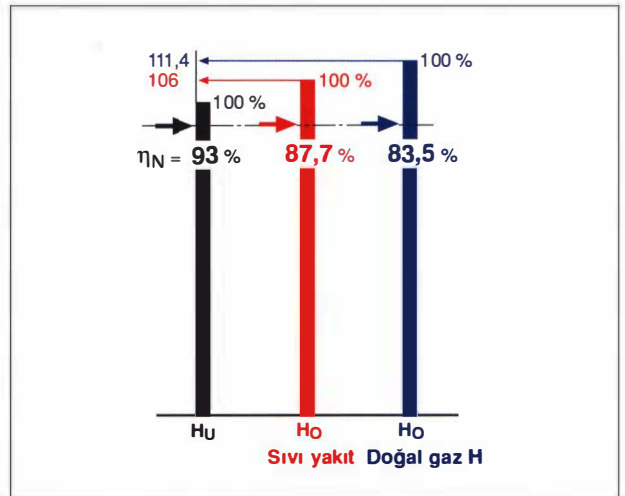
$\dot{Q}_K > 70$ kW

Çok kademeli veya kademesiz olarak gücü ayarlanabilen bir brülör veya çok kazanlı bir sistem kullanılmalıdır.

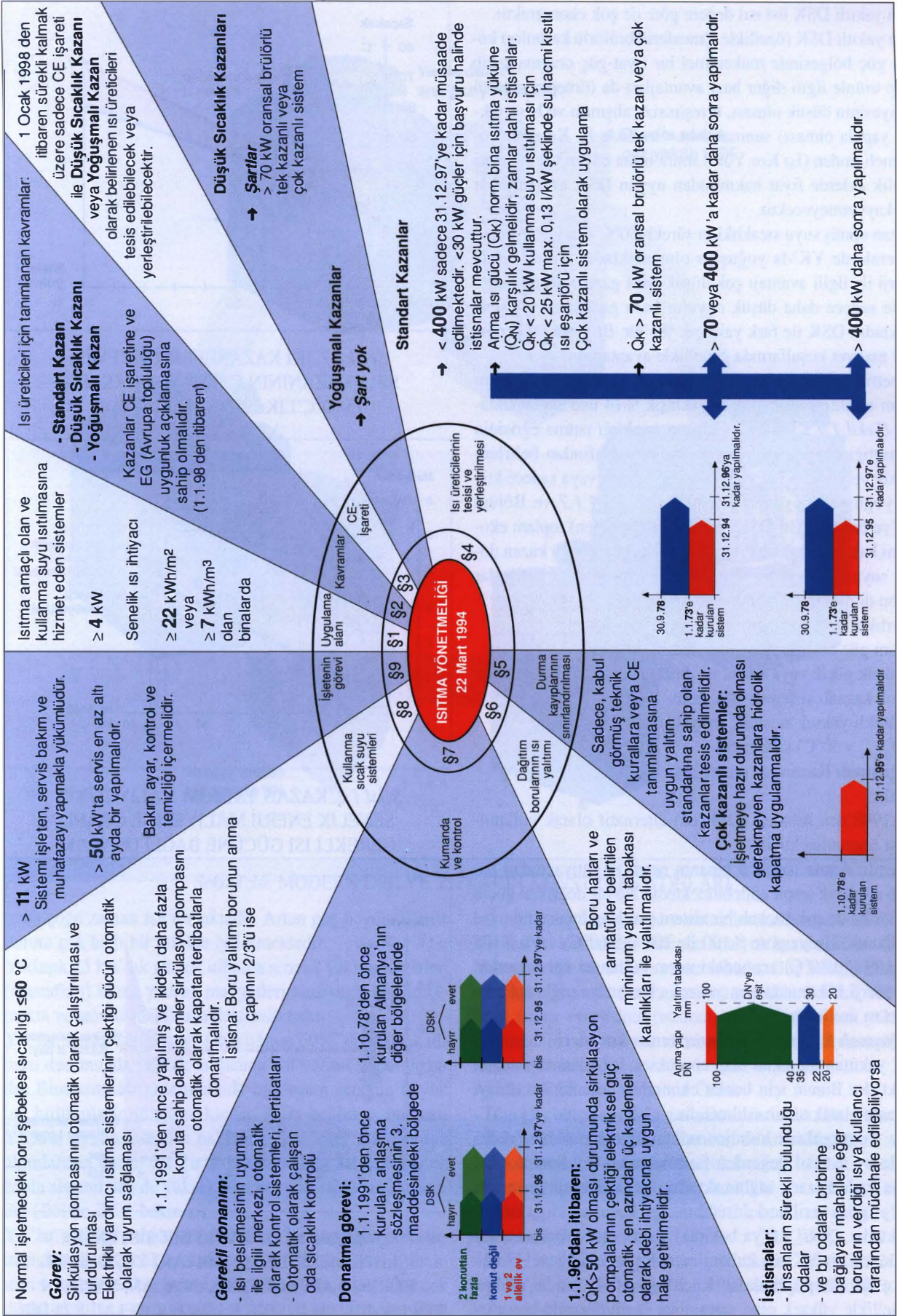
Kullanım: Sıvı ve gaz yakıt yakılması için, norm kullanma ısıl verimleri yaklaşık %92 ile 95 arasında olan modern, uygun fiyatlı kazanlar.

Düşük Sıcaklık Kazanları ile ilgili karar verme kriterleri

Sıvı yakıt yakılmasında tüm güç büyüklüklerinde DSK avantajlıdır ve bugün hâlâ en fazla uygulanan tip olma özelliğini korumaktadır.



Şekil 1.6. BİR DSK'NIN KULLANMA ISIL VERİMİ, SIVI YAKIT VE DOĞAL GAZ H'İN ÜST ISIL DEĞERLERİNE (H_0) GÖRE



Şekil 1.5. ISITMA SİSTEMLERİ YÖNETMELİĞİ İÇERİĞİNİN ÖZETİ

Sıvı yakıtlı DSK üst ısıl değere göre de çok ekonomiktir. Gaz yakıtlı DSK (özellikle atmosferik brülörlü kazanlar) küçük güç bölgesinde mükemmel bir fiyat-güç oranına sahip olup ürünle ilgili diğer bazı avantajları da (örneğin gürültü seviyesinin düşük olması, titreşimsiz çalışması ve basit teknik yapıda olması) sunmaktadır. Özellikle Isı Koruma Yönetmeliğinden (Isı Kor. Yön.) sonra inşa edilen tek veya iki ailelik evlerde fiyat bakımından uygun DSK avantajlarını hiç kaybetmeyecektir.

Kazan dönüş suyu sıcaklıkları sürekli 50°C'den yüksek olan sistemlerde YK'da yoğuşma olmamaktadır. Bu durumda enerji ile ilgili avantajı çok düşük baca gazı sıcaklığı nedeniyle sadece daha düşük duyulur baca gazı kaybı oluşturmaktadır. DSK ile fark yaklaşık %4'tür. Böylece DSK normal maliyet koşullarında genellikle avantajlıdır.

Simetrik yük dağılımlı iki kazanlı bir sistemin sıra kazanı norm ısı ihtiyacının sadece yaklaşık %14'ünü sağlamaktadır. (Şekil 1.9'a bakınız) Çalışma sıcaklığı ısıtma eğrisinin seyrettiği bölgelerden yukarıda olanı tarafından belirlenmekte ve genelde hiç yoğuşma olmamakta veya sadece kısmi yoğuşma meydana gelmektedir. (Şekil 1.7 ve Bölüm 2.2'ye bakınız) Bir DSK burada (muhtemelen) toplam ekonomi bakımından daha iyi şartlara sahiptir, çünkü kazan dönüş suyu sıcaklığının yükseltilmesi için gereken tertibatlar da bu durumda kullanılmayabilmektedir.

Ağırlıklı Kullanım Yerlerinin Özeti:

- Tüm güç bölgelerindeki sıvı yakıtlı sistemler.
- Küçük güçlü veya düşük ısı ihtiyacı gaz yakıtlı sistemler
- Çok kazanlı sistemde sıra kazan
- Sürekli yüksek sıcaklık seviyeli ($\vartheta_{\text{dönüş}} > 50^{\circ}\text{C}$) sistemler

Yoğuşmalı Kazan

Şartlar

1.1.1998'den itibaren (DSK'na) alternatif olarak kullanılması öngörülmektedir.

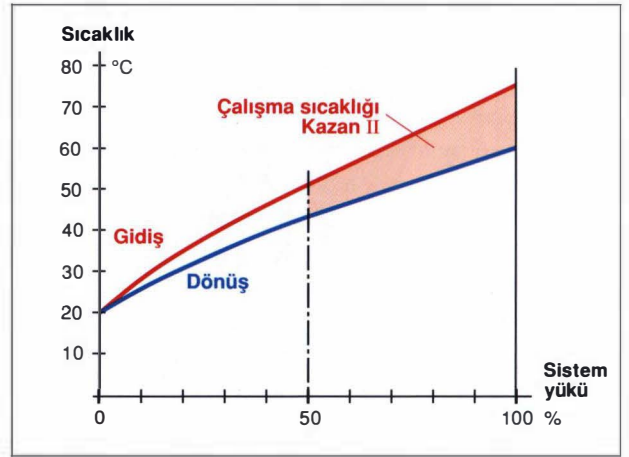
Önemli: Anma ısı gücü binanın norm ısı ihtiyacından bağımsız olarak tespit edilebilmektedir. Ne bir değişken güçlü brülör ne de çok kazanlı bir sistem şart koşulmaktadır.

Kullanım: Hu'ya göre %100 ile 105 (75/60°C) veya %105 ile 109 (40/30°C) arasındaki norm kullanma ısıl verimleri ile enerji bakımından en yüksek ekonomiyi sağlayan modern ısı üreticileri.

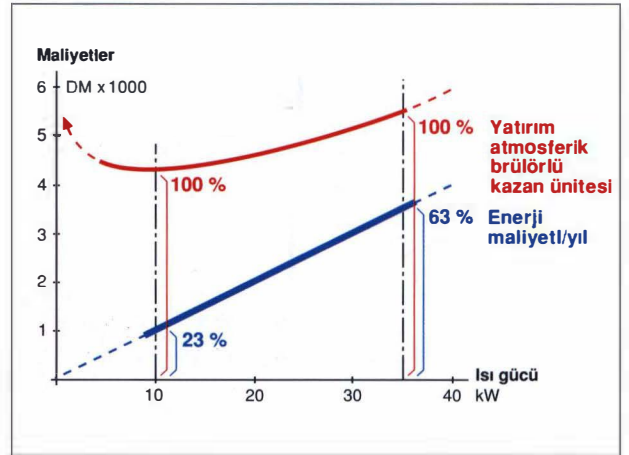
Yoğuşmalı Kazanlar için karar verme kriterleri

YK yakıttan mümkün olan en yüksek faydalanmayı sağlamaktadır. Bunun için bunlar ekonomik nedenlerden dolayı prensip olarak tercih edilmelidir.

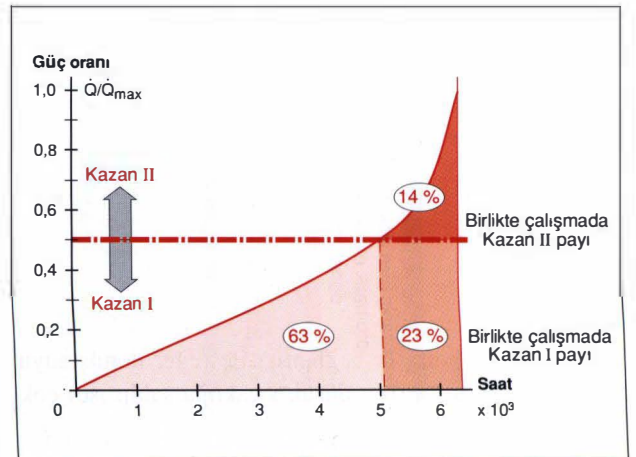
Gaz yakıt, yüksek hidrojen miktarına sahip olması nedeniyle ve üst ısıl değerden faydalanmada sıvı yakıtı göre daha fazla kazanç sağlamaktadır. Kullanma ısıl veriminin Ho'ya göre verilmesi durumunda bu husus açıklığa kavuşmaktadır. (Şekil 1.6'ya bakınız) Gazın mevcut olması durumunda bir YK'nın kullanılması bu nedenle genel olarak önceliğe sahip olmalıdır. Küçük güç bölgesinde YK'nın genellikle yüksek olan satın alma maliyetlerinin amortis-



Şekil 1.7. İKİ KAZANLI BİR SİSTEMİN SIRA KAZANININ ÇALIŞMA SICAKLIĞI, 75/60°C'LİK ISITMA EĞRİSİNDE



Şekil 1.8. KAZAN YATIRIM MALİYETİNİN SENELİK ENERJİ MALİYETİNE ORANI, GEREKLİ ISI GÜCÜNE BAĞLI OLARAK



Şekil 1.9. İKİ KAZANLI BİR SİSTEMİN İŞLETİLMESİNDE ISI MİKTARI YÜZDELERİ. EĞRİNİN ALTINDA KALAN ALAN, YAPILAN TOPLAM ISITMA İŞİNE KARŞILIK GELMEKTEDİR.



Şekil 1.10. MODERN DSK VE YK'LARIN KONSTRÜKSİYONLARI

manı çoğu zaman zor olmaktadır. Artan güç büyüklüğü ile durum çok hızlı bir şekilde iyileşmektedir.

Yaklaşık 25 kW'lık güçten itibaren senelik yakıt maliyetleri (masrafları) kazan yatırım maliyetleri karşısında baskın olmakta ve amortismanı çabuklaştırmaktadır.

YK'lar, kazan dönüş suyu sıcaklığının 50°C'den düşük olması durumunda yüksek kullanma ısıl verimi sağlamaktadır. Bina ısıtması sistemlerinde bu durum senenin büyük bir bölümünde görülmektedir. Ayrı besleme imkanı YK'nın uygun hidrolik bağlantısı ile (eğer dönüş suyu akımlarının en az %10'u düşük sıcaklığa sahip ise) çok zonlu sistemlerde de yüksek bir ekonomi sağlanabilmektedir. (Bölüm 2.5'e bakınız.)

YK'lar genelde pahalı hidrolik devre kumandaları gerektirmemektedir; böylelikle kazanın maliyetindeki fazlalık tamamen veya kısmen kompanze edilebilmektedir. Genellikle çok düşük olan baca gazı sıcaklığı nedeniyle muhtemelen fiyat

bakımından çok uygun baca sistemleri kullanılabilir. YK'nın iki kazanlı bir sistemin ana yük kazanı olması özellikle avantajlı bir durum yaratmaktadır. Güç bakımından simetrik bir seçimde (yani anma, ısı gücünün %50'si) YK senelik ısıtma enerjisinin (ısının) yaklaşık %86'sını yüksek kullanma ısıl verimli olarak nispeten düşük yatırım maliyetinde sağlamaktadır.

Ağırlıklı Kullanım Yerlerinin Özeti:

- Tüm güç bölgelerindeki gaz yakıtlı sistemler; Burada artan güç büyüklüğü ile birlikte ekonomi de artmaktadır.
- Çok kazanlı bir sistemin ana yük kazanı
- Tam yoğuşma ile ilgili şartlar özellikle
 - Dönüş suyu sıcaklığı < 50°C olan hakim tüketici devrelerinde
 - Farklı sıcaklığa sahip birden çok tüketici devresinde (eğer toplam gücün %10'u veya daha fazlası düşük bir dönüş suyu sıcaklığına sahip ise) uygundur.

1.3. DEĞİŞKEN GÜÇLÜ BRÜLÖR MÜ YOKSA ÇOK KAZANLI SİSTEM Mİ ?

Isıt.Sis.Yön. S.4'te 70 kW'tan daha yüksek anma ısı gücüne sahip merkezi ısıtma sistemleri için çok kademeli veya kademeli olarak gücü ayarlanabilen bir brülör veya birden çok kazan ile donanımı öngörmektedir. YK ve katı yakıtlı ısı üreticileri burada istisna teşkil etmektedir.

DSK'lı planlamalarda seçilebilecek en iyi türün hangisi olduğuna karar verme, sistem şartlarına ve sistemi işletenin arzularına bağlı olarak yapılmalıdır. Genelde ekonomi ile ilgili düşünceler ve işletme emniyeti ile ilgili hususlar karar üzerinde kesin etkili olmaktadır. Modern konstrüksiyona sahip kazanlar (özellikle değişken sıcaklık ile işletilenler) için hemen hemen genel bir geçerlilikle şu söylenebilir:

Değişken güçlü brülörlü (kademeli veya modülasyonlu olması fark etmez) tek kazanlı sistem enerji bakımından avantajlı olan türdür. Bu husus aslında pratik işletme şartlarının dikkate alınması halinde sekonder bir öneme sahip olabilmektedir. Enerji bakımından değerlendirme için baca gazı kaybı (q'_A), ışıınım kaybı (q'_S) ve durma kaybı (q'_B) değerleri ve özellikle bunların yakıt sarfiyatına indirgenmesi önemlidir. Bunun için bu kayıpların etki süresinin dikkate alınması gerekmektedir.

Yüzde büyüklükler şeklinde belirlenen baca gazı ve ışıınım kayıpları dolayısı ile meydana gelen yakıt kaybı brülörün çalıştığı sürelerde meydana gelmektedir. Yakıtlı ilişkili olan yüzde cinsinden baca gazı ve ışıınım kayıpları :

$$q_A = \frac{q'_A \cdot \Delta t_{\text{brülör}}}{\%100 \cdot \Delta t_{\text{brülör}}} \rightarrow q_A = q'_A$$

$$q_S = \frac{q'_S \cdot \Delta t_{\text{brülör}}}{\%100 \cdot \Delta t_{\text{brülör}}} \rightarrow q_S = q'_S$$

Bunun anlamı şudur : Örneğin %7'lik bir baca gazı kaybı kayıp ısı akımı şeklinde değerlendirilmenin yanı sıra aynı oranda kayıp yakıt miktarı olarak da anlaşılabilir. 3000 litrelik yıllık sıvı yakıt sarfiyatında böylelikle 210 litre, baca gazı kaybı olarak harcanmaktadır. Aynı düşünce ışıınım kaybı için de geçerlidir.

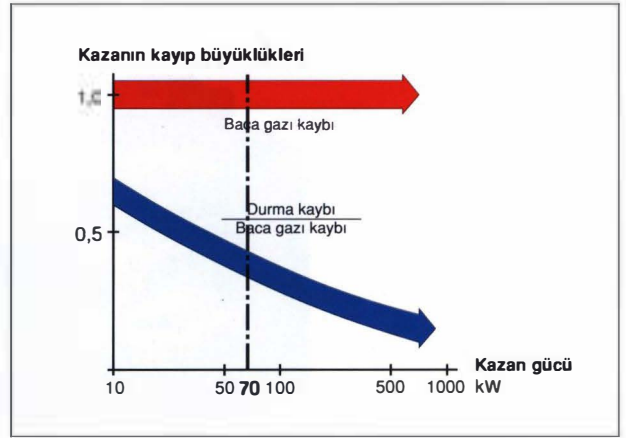
Tüm çalışmaya hazır tutulma süresi esnasında etkili olan durma kaybı için benzer şekilde :

$$q_B = \frac{q'_B \cdot \Delta t_{\text{hazır olma}}}{\%100 \cdot \Delta t_{\text{brülör}}} \rightarrow q_B > q'_B$$

Brülörün çalışma süresine göre genellikle durma süresinin daha uzun olması nedeniyle yakıt sarfiyatı olarak durma kaybı yüzdesi kayıp ısı akısı yüzdesinden daha büyüktür. (örneğin $q_B = \%0,8 \cdot 6500 / 1500 = \%3,5$)

Burada kullanılan sayısal değerlere göre her iki kayıp büyüklüğünün birbirine oranı $q_B/q_A = 3,5 / 7 = 0,5$ 'tir. Bu oran kazan gücünün artmasıyla birlikte daima küçülmektedir, çünkü baca gazı kaybı pratik olarak kazan büyüklüğünden bağımsızdır, ancak durma kaybı özgül kazan yüzeyi (m^2/kW) ile birlikte azalmaktadır.

Şekil 1.11'de modern konstrüksiyona sahip kazanların kayıp büyüklüklerinin oranı kazan gücüne bağlı olarak görül-



Şekil 1.11. DURMA KAYBININ BACA GAZI KAYBINA ORANI

mektedir. Isıt.Sis.Yön.'ne göre verilen işaretlemelerde 70 kW'ta baca gazı kaybı durma kaybının üç katı büyüklüğünde, 1000 kW'ta beş katından daha büyük bir değerdedir. Burada şu husus da dikkate alınmalıdır: Bugün hâlâ baca gazı kaybı denince baca gazı ısıısının sırf duyulur kısmı anlaşılmaktadır. Buna ilaveten yoğunlaşmış su buharı içinde bulunan gizli ısı da hesaba katıldığında 70 kW'lık kazanın baca gazı kaybı, durma kaybının yaklaşık yedi kat büyüklüğünde olmaktadır.

Bu gerçekten hareketle, modern konstrüksiyonlu ve işletmeli kazanlarda baca gazı kaybının (örneğin değişken bir brülör ile) azaltılması (bu husus daha yüksek q'_B değerleri nedeniyle eski kazanlar için geçerli değildir); enerji bakımından kazan hacminin devre dışı bırakılması veya kazan yüzeyinin azaltılması yoluyla durma kayıplarının azaltılmasına göre daha etkilidir. Bu ifade uygun ölçüm verilerinden (örneğin Buderus Kataloğu, çalışma föyü K5'teki) faydalanılarak sayısal olarak gösterilebilmektedir :

Tek Kazanlı Sistem

Yakma (brülör) gücü 150 kW

Baca gazı kaybı,

%100 brülör gücünde

$$q'_A = \%7 (\vartheta_A = 175^\circ\text{C})$$

Kısmi yükte

$$q'_A = \%4,8 (\vartheta_A = 125^\circ\text{C})$$

Durma kaybı

$$q'_B = \%0,5 (60^\circ\text{C})$$

İki Kazanlı Sistem

Brülör gücü her biri 75kW

Baca gazı kaybı

$$q'_A = \%7$$

Durma kaybı

$$q'_B = \%0,8$$

Şekil 1.12'de tam yük için enerji kaybı ile ilgili durumlar gösterilmiştir. Baca gazı kayıpları her birindeki %7'lik değere göre 10,5 kW veya 2 x 5,25 kW olarak eşdeğerdir. Bir kazanlı sistemdeki daha küçük özgül yüzey nedeniyle, 0,75 kW'lık durma kayıplı bir kazanlı sistem 2 x 0,6 kW = 1,2 kW'lık durma kayıplı iki kazanlı sisteme göre açıkça daha uygundur.

Şekil 1.9'dan da görüldüğü gibi, 6300 saat/yıl değerindeki çalışmaya hazır tutma süresinde Kazan II'nin 6300 - 5100 = 1200 saat devrede olması gerekmektedir.

Şekil 1.13 %50'lik kısmi yükteki durumu göstermektedir. Kademeli brülör sadece 3,6 kW'lık baca gazı kayıp ısı akımına sahiptir. Durma kaybının (sabit işletme sıcaklığı kabul edilmiştir) büyüklüğünde değişiklik yoktur.

Bir ve iki kazanlı sistemlerin kısmi yükteki enerji kayıpları: İki kazanlı sistemde kazan kayıpları, ikinci kazanın devre dışı bırakılması (kapatılması) ile yarıya inmiştir. Hesaplanan kayıp değerleri, örneğin 1700 saatlik tam kullanma süresi kabulü ve Şekil 1.9'daki veriler ile aşağıda gösterilen şekilde ortaya çıkmaktadır :

$$\text{Isı üretimi} = 150 \text{ kW} \cdot 1700 \text{ h} \cdot 0,63 = 160650 \text{ kWh}$$

Brülörün çalışma süresi,

$$75 \text{ kW'lık kısmi yükte} = 160650 \text{ kWh} / 75 \text{ kW} = 2142 \text{ h}$$

çalışmaya hazır tutma süresi = 5100 h

(Baca gazı kaybı için burada basitleştirme amacıyla brülör çalışma süresi tam kullanma süresine eşit alınmıştır.) Karşılaştırma, kısmi yükte iki kazanlı sistemin daha düşük durma kaybına sahip olduğunu (bu "güç uyumu" tarafından değil, daha küçük yüzey tarafından sağlanmaktadır) ancak bu avantajın bir kazanlı sistemin kısmi yüke geçen brülörünün oldukça azalmış baca gazı kaybı ile fazlasıyla kompanse edildiğini göstermektedir.

Çok kazanlı sistem için karar verme kriterleri

Esas itibarıyla burada çok kazanlı bir sistem denince iki

kazanlı bir sistem anlaşılmalıdır.

Yüksek işletme emniyeti gereksinimi

Bu husus:

- büyük kiralık konutlar
- otel işletmeleri
- büro binaları, okullar, umuma açık binalar
- tatilde kullanılan binalar

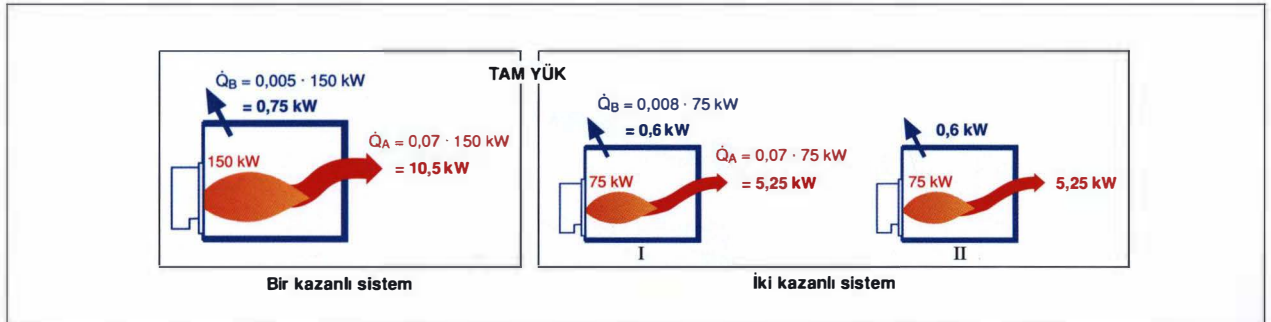
için kazanın arıza yapması ile istenmeyen etkilenmelerin, finansal zararların veya diğer hoş olmayan sonuçların beklenmediği durumlarda geçerli olabilmektedir.

Nispeten küçük güçlü yoğunlaşmalı sistemler

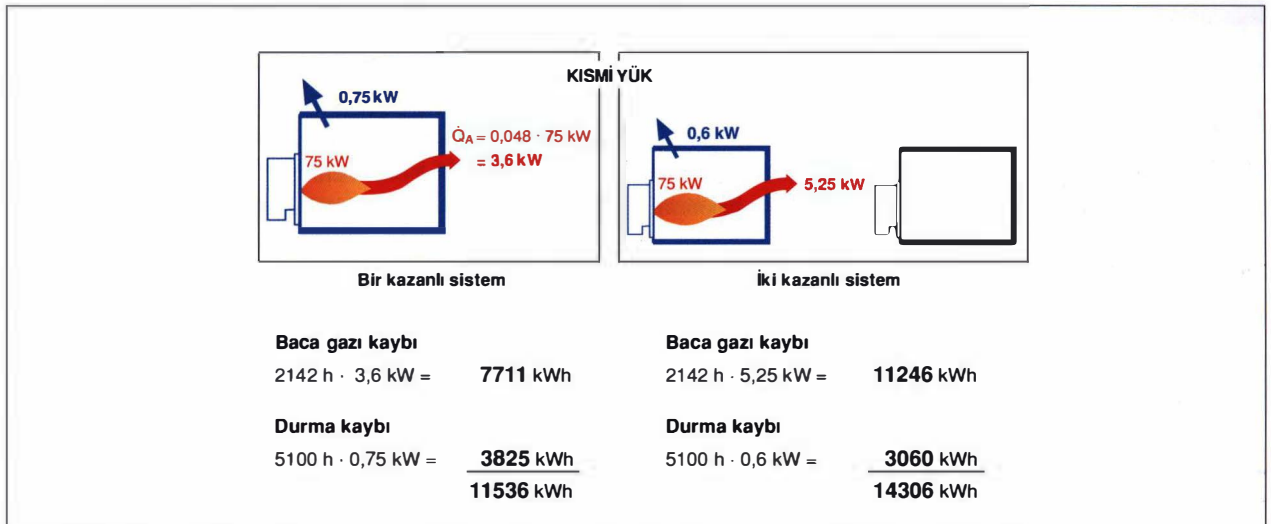
Duvara asılan YK'lar bugün yaklaşık 40 kW'lık güç büyüklüğüne kadar uygun fiyatla sunulmaktadır. Bu büyüklükten itibaren yer tipi cihazlar genellikle daha yüksek yatırım gerektirmektedir. Bu nedenle 80 kW'a kadar her biri 40 kW olan iki duvar tipi kazan genelde yer tipi bir kazandan daha ucuzdur.

Ana yük kazanı yoğunlaşmalı kazan olan büyük güçlü sistemler

Simetrik yük dağılımında YK norm ısı ihtiyacının yaklaşık %86'sını sağlamakta (Şekil 1.9) ve uygun sıcaklık şartlarında çalışmaktadır. Sıra kazan, sadece düşük enerji kayıpları ile ucuz bir DSK olabilmektedir. (Hatta SK'lar burada bir yaşam hakkına sahip olabilir.) Bunun için muhtemelen gerekli olabilen dönüş suyu sıcaklığı yükseltme önlemleri de



Şekil 1.12. BİR VE İKİ KAZANLI SİSTEMLERİN TAM YÜKLERİ ENERJİ KAYIPLARI



Şekil 1.13. BİR KAZANLI SİSTEM - İKİ KAZANLI SİSTEM



Şekil 1.14. STUTTGART - NORD IN KONGEN YÜK POSTA MERKEZİNDEKİ İKİ DÜŞÜK SICAKLIK KAZANLI SİSTEM (Toplam 1840 kW'lık ısı gücü mevcuttur)

kullanılmayabilmektedir. Çünkü kazan tamamen ısıtma eğrisinin yüksek sıcaklığa sahip kısmında çalışmaktadır. Sistem uygun yatırım maliyetlerinde enerji ekonomisi bakımından çok iyi şartlar sunmaktadır.

İki kazanlı bir sistemin yük dağılımı esas itibariyle simetrik olabilmektedir. Aynı konstrüksiyona sahip kazanlarda minimum planlama masrafı oluşmaktadır, çünkü kullanılan komponentler, hidrolik bağlantılar ve diğerleri eşdeğerdir. Diğer bir avantaj da bir kazanın arızalanması durumunda 0°C civarındaki dış hava sıcaklıklarına kadar ısıtmanın sağlanmasıdır. Simetrik kazanlar aynı zamanda iyi bir görünüme de sahiptir.

Değişken güçlü brülör için karar verme kriteri

Isıt.Sis.Yön.'ne göre bu, iki kazanlı sistem olarak planla-

namayan 70 KW'tan büyük, tüm düşük sıcaklık sistemleri için geçerlidir. Yönetmenliğin YK'dan değişken güçlü brülör ile ilgili bir şartı olmamasına rağmen bu uygulama burada DSK'na göre enerji bakımından daha avantajlı bir durum yaratmaktadır. Çünkü ısı geçişi ile ısıtma gazı kesitinde oluşan sıcaklık profili yoğunlaşma sayısını etkilemektedir. (Şekil 2.17'ye bakınız.) Yüksek verimli YK'lar bu nedenle bugün hemen hemen tüm güç büyüklüklerinde modülasyonlu (orsansal) veya kademeli brülörlerle birlikte kullanılmaktadır.

Değişken Güçlü Brülörün Özel Avantajları:

Yüksek ekonomi

Duyulur baca gazı kaybının (YK'da aynı zamanda gizli baca gazı kaybının) azaltılması ile verim artmaktadır. Ancak

daha uzun brülör çalışma süresini kompanze edebilmek için kısmi yükte de mümkün mertebe kontrollü bir hava fazlalığının olması ve brülör fanının güce uyum sağlaması şarttır.

Kontrol davranışının iyileşmesi

Azaltılmış brülör gücü, lüzumsuz büyük bir kütleli diğer dezavantajlarına katlanılmadan, özgül kazan kütleli (kg/kWh) artırmaktadır. Bu ifade özellikle küçük güçlü kazanlar için geçerlidir.

Küçük güçlerdeki işletme avantajları

Küçük güçlü gaz yakıtlı kazanlarda kullanma suyu ısıtılması için "maksimum güç" konumuna geçilmesi sağlanabiliyorsa bu durum avantaj yaratmaktadır. Özellikle hızlı işletilebilen, duvara asılan cihazlarda küçük boylerler kullanılabilir.

Düzenli ısıtma işletmesinde cihaz gücünün sınırlanması ile muhtemelen ilk yatırım maliyetlerinde avantajlar elde edilmektedir. 11 kW-sınırının altına inilmesi ile çeşitli şartların ortadan kalkması da mümkün olabilmektedir.

Pratikte şüphesiz iki kazanlı sistem veya değişken güçlü brülör seçenekleri için başka argümanlar da bulunmaktadır. Problem; Aslında anlaşılabilirlik yaratacak şekilde 70 kW civarındaki güçlerde Isıt.Sis.Yön.'nin öne sürdüğü şartlar nedeniyle oluşmaktadır. Doğal olarak kademeli veya oransal brülör iki kazanlı sistemde de özel avantajlara sahiptir.

1.4. KAZAN GÜCÜNÜN BELİRLENMESİ

DSK ve YK için Isıt.Sis.Yön.'ne göre $Q_K = Q_N$ şeklinde bir seçim (yani DIN 4701'e göre norm bina ısıtma yüküne ve Isı. Kor. Yön. şartlarına dayandırılma) mecburiyeti yoktur. $Q_K > Q_N$ şeklinde seçim pratik düşüncelere göre mantıklı veya gerekli de olabilir.

Kazanda bir güç rezervi bulunması gerekliliği zorunlu olarak ortaya çıkmaktadır. Örneğin kazandan binanın ısı ihtiyacını karşılamanın yanı sıra kullanma suyunu ısıtması da istenirse sadece bina ısı ihtiyacına göre seçilen kazan gücü küçük kalacaktır. Çünkü kazan "Norm noktası"nda bina ısı ihtiyacı karşısında bir güç rezervine sahip değildir (kazandan sırf bu ihtiyacı karşılama talep edilmiştir) ve boylerin ısıtılması için zaman kalmamaktadır. Bu durum binanın ve kullanma suyunun ısıtılması ile ilgili paralel işletmede açık bir şekilde ortaya çıkmakta ve her iki güç ihtiyacı toplanmaktadır. Pratikte alışılmış olan alternatif işletme tarzında boylerin ısıtılması sırasında kaybedilen termik bina kapasitesi sonradan dengelenmek zorundadır. Burada geçici bir konfor azalması önlenememektedir. Bina ısıtması yapılmayan süre ne kadar uzun ise bina ısı ihtiyacı karşısındaki güç rezervi o kadar büyük olmak zorundadır. Tersine, gerekli boyler ısıtma gücü bina ısıtması yapılmayan sürenin (boylerin ısıtılması amacı ile) uzamasıyla azalmaktadır. Bu ters yönlü işleyen mekanizmalar her somut ihtiyaç durumu için bina ve kullanma suyu ısıtması amacıyla verilen ısı miktarlarının dikkate alınmasıyla en küçük ortak kazan gücünü işaret eden bir kesişme noktasını oluşturmaktadır.

Böylelikle çeşitli ihtiyaç taleplerinin veya işletme tarzlarının dikkate alınmasıyla yapılan güç seçiminde önemli olan husus statik güç ihtiyacın karşılanması değil, bilakis enerji bilançosunun dengelenmesidir. Bununla ilgili olarak norm ısı ihtiyacı, sıcak su ihtiyacı ve bunun için gerekli kazan gücü arasındaki ilişkiyi gösteren basit bir örnek aşağıda verilmiştir:

Norm noktasında alışılmış bir gece sıcaklık düşümünden vazgeçildiği kabul edilmektedir. Bina ısıtması yapılmayan süre böylece yalnız boyler ısıtılmasına yöneliktir. Boylerin tek bir ısıtma (yükleme) çevriminde günlük ihtiyacın tamamı karşılanacak şekilde ısıtıldığı da kabul edilmektedir. Bu pratiğe her ne kadar uygun değilse de bu inceleme için önemli değildir, çünkü önemli olan enerji miktarıdır. (Bunun "parçaları" veya zamansal dağılımı değildir.)

Şekil 1.15 boylerin ısıtılması ile ilgili 1 saatlik bina ısıtması yapılmayan sürekli durumu üç karakteristik dönem şeklinde göstermektedir. Burada 5 kW'lık norm bina ısı ihtiyacı ve 12 kWh'lık günlük sıcak su kapasitesinden (4 kişinin ihtiyacı, sistem kayıpları dahil) hareket edilmektedir.

Dönem 1

Bina ısıtması yapılmayan sürenin başlangıcında dengeli bir termik durum görülmektedir. Gerekli kazan gücü binanın ısı ihtiyacına karşılık gelmektedir.

$$\rightarrow Q_K = 5 \text{ kW}$$

Dönem 2

Boyer ihtiyacının karşılanması için 1 saatlik mevcut ısıtma süresinde 12 kWh'lık boyler-ısıtma gücü gerekmektedir.

$$\rightarrow Q_K = 12 \text{ kW}$$

Dönem 3

Bina ısıtması yapılmayan sürenin sonunda bina sıcaklığı ve bununla birlikte kayıp ısı akımı örneğin 4,8 kW'a düşmüştür. Bina 4,9 kWh'lık ortalama kayıp ısı akımı ile bina ısıtması yapılmayan süre zarfında termik potansiyelinden 4,9 kWh.1h = 4,9 kWh vermiştir. (bununla ayrıca bir "sıcaklık düşümü" nün avantajı görülmektedir, çünkü bu olmasaydı kayıp ısı miktarı 5 kW.1h = 5 kWh olurdu)

Boyerin ısıtılması bittikten sonra binanın önceden sahip olduğu termik durumunun tekrar oluşturulması gerekmektedir. Bu nedenle aktüel kayıp ısı akımının dengelenmesi için 4,8 kW ve ilaveten bina-ısı potansiyeli için 4,9 kW temin edilmelidir.

Şimdi burada önemli olan bu termik dengelemenin ne zaman gerçekleşmesi gerektiğidir. Boylerin ısıtılması pratikte alışıldığı gibi gündüz saatlerinde gerçekleşiyorsa termik dengeleme süresi 1 saatten fazla olmamaktadır. Isı açığı (konfor azalması ile eş anlamlıdır) bu durumda toplam 2 saat boyunca oluşmaktadır. (1 saat boylerin ısıtılması için verilen ara +1 saat termik dengeleme için.)

Aktüel ısı ihtiyacını karşılamak için böylelikle ilaveten 4,9 kW temin edilmelidir.

$$\rightarrow Q_K = 4,8 + 4,9 = 9,7 \text{ kW}$$

Şekil 1.15'teki işletme durumunun minimum 12 kW gücündeki bir kazan gerektirdiği aşikardır. Aşık olan diğer bir husus da ısıtma yüzeylerinin (radyatörler v.b) veya bunlara verilen suyun sıcaklığının seçiminin 5 kW'lık norm bina ısı

ihtiyacına değil, bilakis 9 kW'lık geçici, tekrar ısınma ile ilgili ısı ihtiyacına dayandırılma mecburiyetidir.

Şekil 1.16, Şekil 1.15'e benzer şekilde bina ısıtması yapılmayan 2 saatlik süredeki üç dönemi göstermektedir. Boylerin ısıtılma süresinin iki katına çıkması, gerekli ısıtma gücünü ikiye bölerek 6 kW değerine indirmektedir. Buna karşılık binanın ısı açığı büyümekte ve bunun dengelenmesi ile ilgili ısı ihtiyacı 14,4 kW'a çıkmaktadır. Bu ısı aynı şekilde ısıtma yüzeyleri (radyatörler vb.) tarafından transfer edilmelidir. Şekil 1.16'daki duruma göre kazan gücü 14,4 kW olmalıdır. Her iki şeklin karşılaştırılması ile daha önce belirtilmiş olan boyler ısı ihtiyacı ve termik dengeleme ile ilgili bina ısı ihtiyacının ters yönde seyrettikleri açıkça görülmektedir.

Şekil 1.17'deki kesişme noktası en küçük ortak kazan gücünü belirlemektedir. Gerekli kazan gücü böylelikle norm bina ısı ihtiyacından 2 kat büyüktür. Böylece kazan "büyük seçilmiş" değildir, bilakis verilen ihtiyaç için tam doğru olarak seçilmiştir. Buna karşılık sırf norm bina ısı ihtiyacına göre yapılan bir belirleme bir küçük seçilme durumu yaratır. Şekil 1.15 ve 1.16 ile ortaya konan durumun genel formülasyonu için, bina ısıtması yapılmayan sürenin tekrar ısınma ile ilgili ısı ihtiyacına ve boyler ısı ihtiyacına olan etkisinin anlaşılması gerekmektedir.

Bina ısıtması yapılmayan sürenin binanın tekrar ısınması ile ilgili ısı ihtiyacına etkisi

Bu etki binanın ısı bilançosundan veya Dönem 3'ün bilançosundan çıkarılabilmektedir.

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{GE} + \frac{\dot{Q}_G \cdot \Delta t_S}{\Delta t_G} \quad (1.1)$$

\dot{Q}_K = binanın tekrar ısınması ile ilgili güç = kazan gücü

\dot{Q}_{GE} = bina ısıtması yapılmayan sürenin sonundaki binanın kayıp ısı akımı

\dot{Q}_G = bina ısıtması yapılmayan süre zarfındaki ortalama kayıp ısı akımı

Δt_S = boylerin ısıtılması için bina ısıtması yapılmayan süre = boylerin ısıtılma süresi

Δt_G = binanın ısı açığının dengelenmesine kadar geçen süre

Boylerin ısıtılması için gerekli bina ısıtması yapılmayan nispeten kısa sürelerde \dot{Q}_{GE} ve \dot{Q}_G yaklaşık olarak binanın ısı kaybına = norm ısı ihtiyacına (\dot{Q}_H) eşit alınabilmektedir. Böylece yukarıdaki bağıntı basitleşerek şu şekilde gelmektedir:

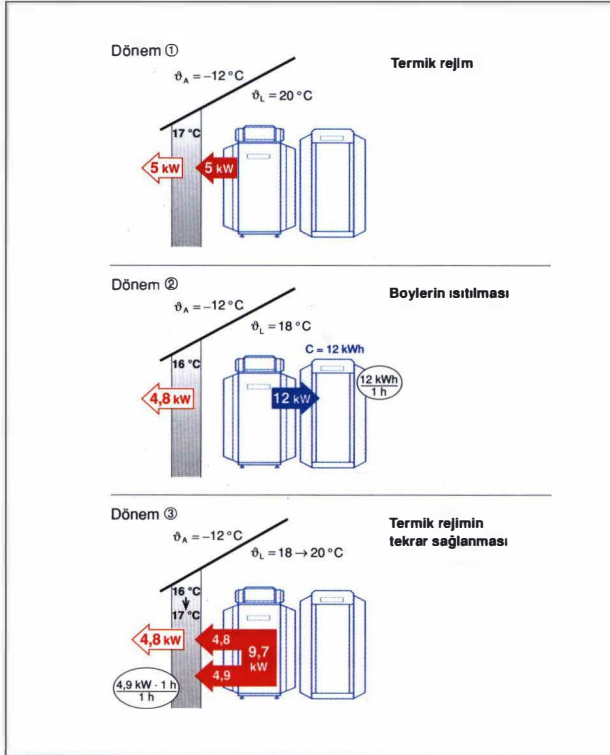
$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_N \cdot \left[\frac{\Delta t_S}{\Delta t_G} + 1 \right] \quad (1.2)$$

Şekil 1.18, $\Delta t_G = 1$ saat ve, $\dot{Q}_N = 3, 5$ ve 7 kW'lık norm ısı ihtiyacında bu fonksiyonu grafik şeklinde göstermektedir.

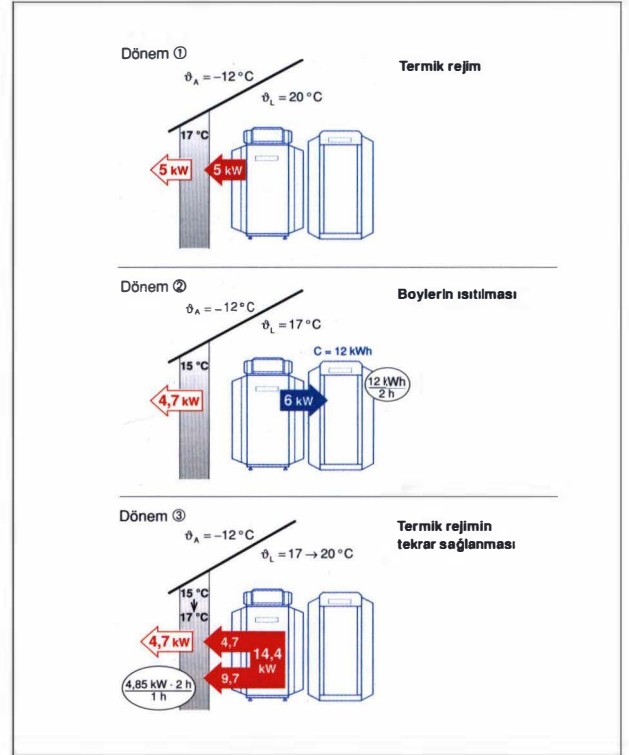
Mevcut boyler ısınma süresinin (= bina ısıtması yapılmayan süre) boyler ısıtma gücüne etkisi

Depolanacak sıcak su kapasitesi C, mevcut boylerin ısıtma süresi Δt_S ve gerekli ısıtma gücü \dot{Q}_K arasında şu ilişki mevcuttur :

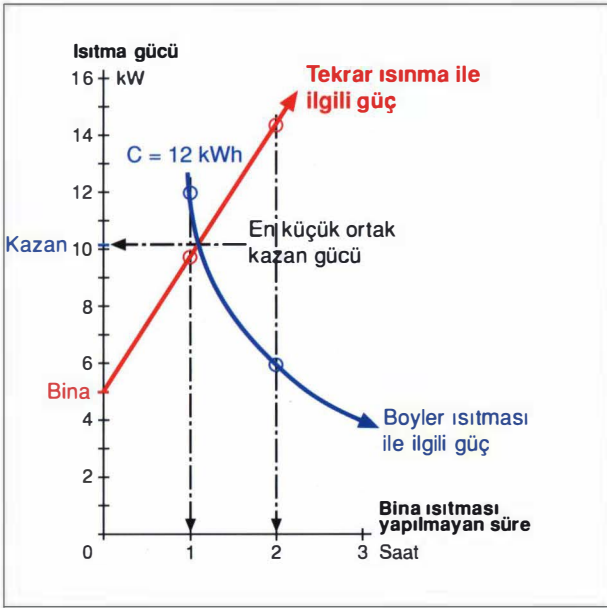
$$\dot{Q}_K = \frac{C}{\Delta t_S} \quad (1.3)$$



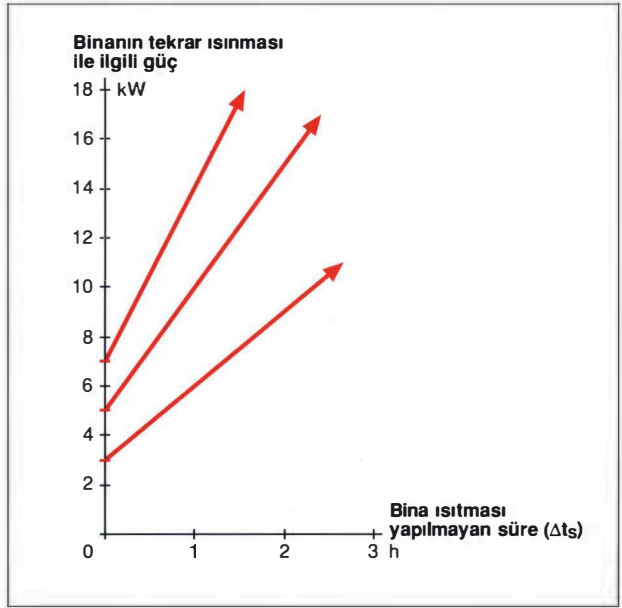
Şekil 1.15. SU ISITILMASI VE BİNA ISINMASI İLE İLGİLİ FONKSİYONEL ADIMLAR VE ISI İHTİYACI DEĞERLERİ, BOYLERİN 1 SAAT ISITILMASINDA



Şekil 1.16. SU ISITILMASI VE BİNA ISINMASI İLE İLGİLİ FONKSİYONEL ADIMLAR VE ISI İHTİYACI DEĞERLERİ, BOYLERİN 2 SAAT ISITILMASINDA



Şekil 1.17. ŞEKİL 1.15 VE 1.16'DAKİ İSİ İHTİYACI DEĞERLERİ VE EN KÜÇÜK ORTAK KAZAN GÜCÜ



Şekil 1.18. BİNANIN TEKRAR ISINMASI İÇİN GEREKEN GÜÇ, BİNA ISITMASI YAPILMAYAN SÜREYE GÖRE

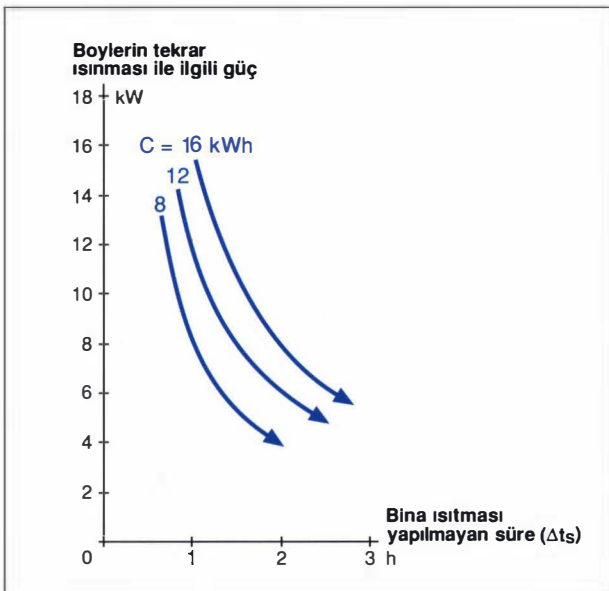
Bu fonksiyon da grafik haline dönüştürülebilmektedir. Eğriler 8 ile 16 kWh/gün arasındaki ihtiyaç kapasitelerine göre.

1.2 ve 1.3 eşitliklerinin veya 1.18 ve 1.19 şekillerinin bir araya getirilmesi ile, verilen şartlar altında bina ısıtması ve sıcak su hazırlanması ile ilgili en küçük ortak kazan gücü belirlenebilir. Şekildeki kesişme noktaları aranan en küçük ortak kazan gücünü vermektedir.

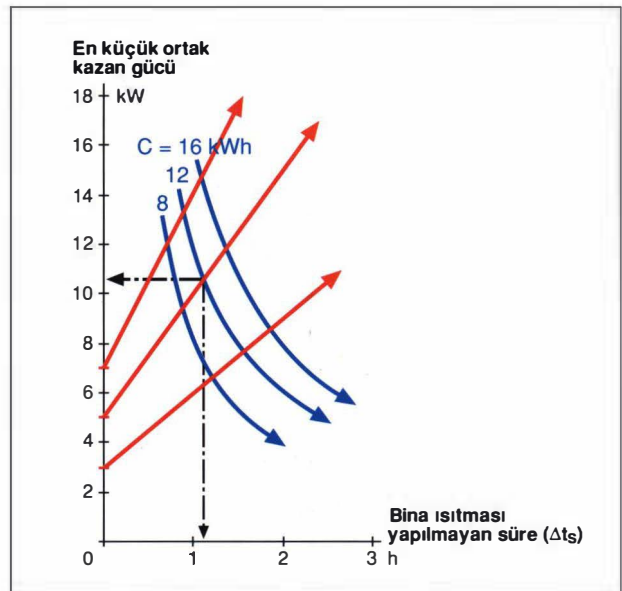
5 kW'lık norm ısı ihtiyacı ve 12 kWh'lık günlük sıcak su kapasitesinde 10,6 kW'lık kazan gücü gerekmektedir. Bu,

norm ısı ihtiyacının 2,1 katına karşılık gelmektedir. Bina ısı ihtiyacı ne kadar küçük ise bu çarpan o kadar büyük ve doğal olarak tersine durumda da o kadar küçük olmaktadır. Bu husus, bugüne kadarki binaların yüksek ısı ihtiyaçlarında kazanın "tam" (rezervesiz) olarak seçilmesinde dahi ısı açıklarının hiç fark edilmemesinin veya bunlara bugüne kadar göz yumulmasının nedenlerinden biri olsa gerek.

Daha önce belirtildiği gibi geçici olarak gereken daha yüksek ısı miktarı ısıtma yüzeyleri (radyatörler vb.) tarafından transfer edilmek zorundadır. Sistemin kontrol ünitesi bu du-



Şekil 1.19. BOYLERİN ISITILMA SÜRESİNE GÖRE, BOYLERİN ISITILMASI İÇİN GEREKEN GÜÇ



Şekil 1.20. ŞEKİL 1.18 VE 1.19'UN BİR ARAYA GETİRİLMESİ İLE ELDE EDİLEN KESİŞME NOKTALARI EN KÜÇÜK ORTAK KAZAN GÜCÜNÜ GÖSTERMEKTEDİR.

ruma müdahale edebilmelidir. (örneğin gidiş suyu sıcaklığını yükselterek) ısıtma yüzeylerinin seçilmesinde gerektiğinde uygun güç rezervleri öngörülmalıdır.

“En küçük ortak kazan gücü” tanımı gerçekten boylerden talep edilebilen günlük sıcak su ihtiyacından elde edilmiştir. Ancak pratikte sadece kısa süreli pik ihtiyaçları karşılayacak şekilde depolama yapılmasına (örneğin duvar tipi kazanlarla bağlantılı olarak) veya suyun akış halinde (ani olarak) ısıtılmasına alışılmıştır. Bu nedenle bireysel taleplere ve kullanıcı profiline bağlı olarak sıcak su pik ihtiyaçlarına yönelik daha yüksek bir güç gerekebilmekte veya arzu edilebilmektedir. (Bölüm 4)

Kazan gücünden sıcak su ile ilgili talepte bulunma konusunda pik ihtiyaç için bir depolama veya uzun zamanlı ihtiyaç profiline göre depolama arasında ayırım yapılması gerekmektedir. Bu nedenle tercihler müstakil ev ve apartman arasında farklıdır.

Müstakil (tek ailelik) Ev

Ani ısıtma sistemi

Kullanma sıcak suyu ile ilgili ısı ihtiyacı tüketim debileri tarafından, tüketim debileri de kullanım talepleri tarafından belirlenmektedir. Tam ani ısıtma sistemlerinde tüketim süresi bir rol oynamamaktadır.

Kullanıcı talepleri, örneğin :

	Tüketim debileri / Tüketim sıcaklığı	
Lavabo	5l/dak. 30°C	
Duş	8l/dak. 40°C	
Küvetli banyo	15l/dak. 40°C	

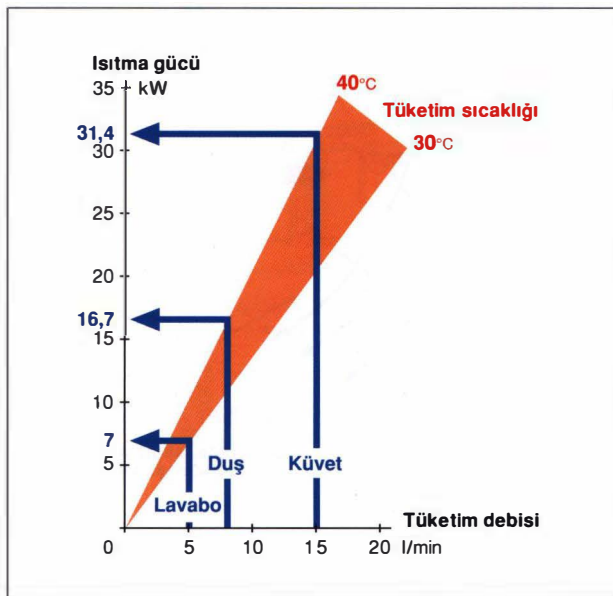
Isı ihtiyacı, tüketim debisi ve sıcaklık arasındaki bağıntı

$$Q_w = m_w \cdot c \cdot (\vartheta_w - \vartheta_k) \quad (1.4)$$

Q_w = kullanma suyu ihtiyacı kW

m_w = sıcak su tüketim debisi kg/h

$$m_w = \frac{Q_w}{c \cdot (\vartheta_w - \vartheta_k)}$$



Şekil 1.21. SUYUN ANİ ISITILMASINDAKİ ISI İHTİYACI

ϑ_w = tüketim sıcaklığı °C

ϑ_k = (soğuk) su sıcaklığı °C

Örnek 1.1 15 l/dak ve 40°C ile küvet için gerekli olan ısıtma gücü

$$Q_w = 15 \cdot 60 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40 - 10) = 31,4 \text{ kW}$$

İlişkinin grafik şeklinde gösterilmesi:

Kazan gücü en az maksimum ısı ihtiyacına karşılık gelmelidir. Genelde maksimum ısı ihtiyacı küvette ortaya çıkmaktadır; burada yaklaşık olarak 10 dakikalık bir dolma süresinden hareket edilebilmektedir.

$$Q_k = Q_{wmax}$$

Böylelikle kazan gücü, binanın norm ısı ihtiyacından bağımsız olarak, küvet halinde en az 31 kW veya duş halinde en az 17 kW seçilmek zorundadır.

Boylar (depolama) sistemi

Müstakil bir evin sıcak su ihtiyacı ev sakinlerinin taleplerine bağlı olarak geniş sınırlar içinde dalgalanabilir. Bölüm 4.2’de izah edildiği gibi kısa süreli pik ihtiyaç, boyler (depo) kapasitesi olarak kabul edilmelidir. Bu durumda kazan gücü ile ilgili kriter, talepleri karşılayan, boyler kapasitesi için gerekli ısıtma süresidir.

Örnek 1.2 Kazan gücünün sıcak su ihtiyacına göre belirlenmesi

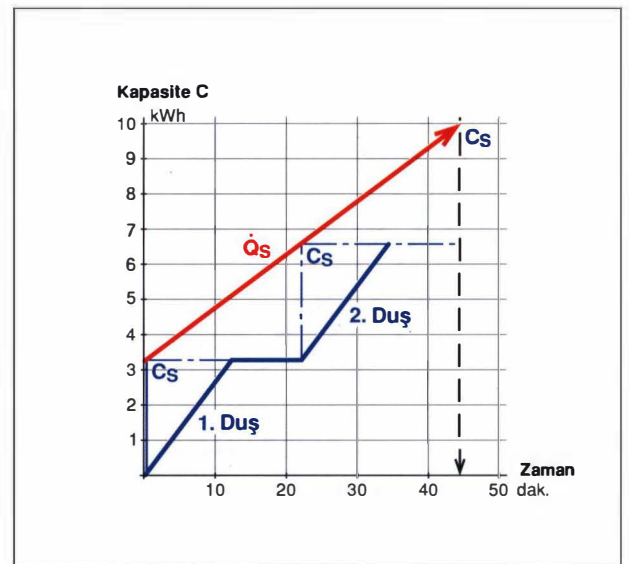
Pik ihtiyaç olarak arka arkaya alınan iki duş veya küvette banyo kabul edilmektedir.

Duş banyosu

İhtiyaç: 8l/dak 40°C’lik sıcak su, bir duş banyosunun süresi 12 dakikadır, ikinci duş banyosu birincisini 10 dakika ara ile takip etmektedir.

$$Q = m_w \cdot \Delta t \cdot c \cdot \Delta \nu = 8 \cdot 12 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40 - 10) = 3,3 \text{ kWh}$$

Bu ihtiyaç için gereken ısıtma gücü Şekil 1.22’de görülen ısı diyagramındaki Q_s doğrusunun eğiminden elde edilmektedir.



Şekil 1.22. DUŞ BANYOSUNDAKİ İHTİYAÇ DURUMU, ÖRNEK 1.2’YE GÖRE

(Isı diyagramının geliştirilmesi ve kullanılması Bölüm 4.2'de ayrıntılı olarak izah edilmiştir.)

$$Q_s = \frac{6,6 - 3,3}{22} \cdot \frac{\text{kWh}}{\text{h}} = 9 \text{ kW}$$

Talep değişikliğinde (örneğin her iki tüketim arasındaki sürenin azalmasında) Q_s - doğrusunun daha dik seyredebileceği ve gerekli ısıtma gücünün daha büyük olabileceği anlaşılmaktadır.

Isı diyagramından ısıtma gücünün yaklaşık olarak 45 dakika boyunca olan sıcak su ihtiyacı için talep edildiği görülebilmektedir.

Küvette banyo

İhtiyaç: 10 dakika içinde 40°C'de 150 litre sıcak sudur. Banyo süresi 20 dakika olunca son 5 dakika içinde tekrar 20 litre su el duşu ile tüketilmektedir. Bundan sonra küvette banyonun tekrarlanma durumu söz konusudur. Böylece sistem 30 dakika sonra yeniden pik ihtiyacı karşılamak zorundadır.

$$Q_1 = m_w \cdot c \cdot \Delta\theta = 150 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40 - 10) = 5,2 \text{ kWh}$$

$$Q_2 = 20 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40 - 10) = 0,7 \text{ kWh}$$

Isı diyagramından tespit edilen gerekli ısıtma gücü :

$$Q_s = \frac{17 - 5,2}{1} \cdot \frac{\text{kWh}}{\text{h}} = 11,8 \text{ kW}$$

Her iki diyagramda da gösterilen ihtiyaçlar, boyler ısıtma gücünün (Q_s) tüketimin başlangıcında hemen kullanıma hazır olmasını şart koşmaktadır. Bu kabul aslında çok teoriktir. Pratikte boyler, sıcaklık hissedicisinin montaj pozisyonuna kadar (yaklaşık %50 oranında) boşalması gerekmektedir. Böylece ısıtma eğrisi Q_s haline gelmekte ve gerekli güç

benzer şekilde aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır :

$$Q_s = \frac{17 - 5,2}{49} \cdot \frac{\text{kWh}}{\text{h}} = 14,4 \text{ kW}$$

Kazanın ısınması için (yaz işletmesi) daha uzun bir ölü zamanın geçmesi gerekiyorsa, bu da ayrıca göz önüne alınmalıdır.

Şekil 1.23'e göre $C_s = 5,2 \text{ kWh}$ değerindeki depolama kapasitesi, 55°C'lik boyler sıcaklığında aşağıdaki depolama hacmini gerektirmektedir :

$$m_s = \frac{C_s}{c \cdot (\theta_s - 10)} = \frac{5,2 \cdot 860}{55 - 10} = 99 \text{ l}$$

14 kW'tan daha küçük bir güç, daha büyük depolamayı gerektirir. Örneğin 11.8 kW güç

$$m_s = \frac{11,8 \cdot 860}{55 - 10} = 226 \text{ l}$$

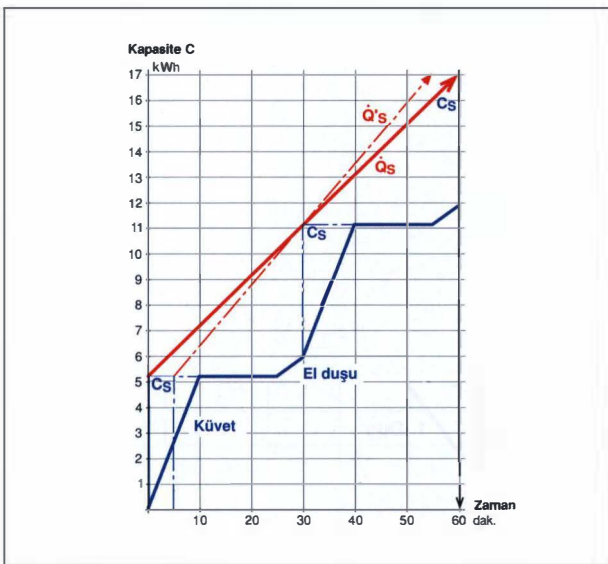
gerektirir.

Piyasada alışılmış olan buna en yakın (bir sonraki) boyler hacmi 300 litredir. 200 litre hacimli bir boylerde 55°C'lik depolama sıcaklığı, gerekli kapasitenin sunulabilmesi için

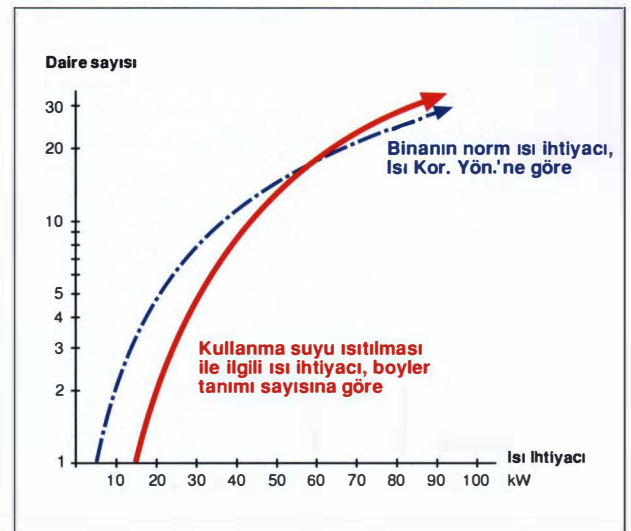
$$\theta_s = \frac{11,8 \cdot 860}{200} = 61^\circ\text{C}'ye \text{ yükseltilmektedir.}$$

Apartman

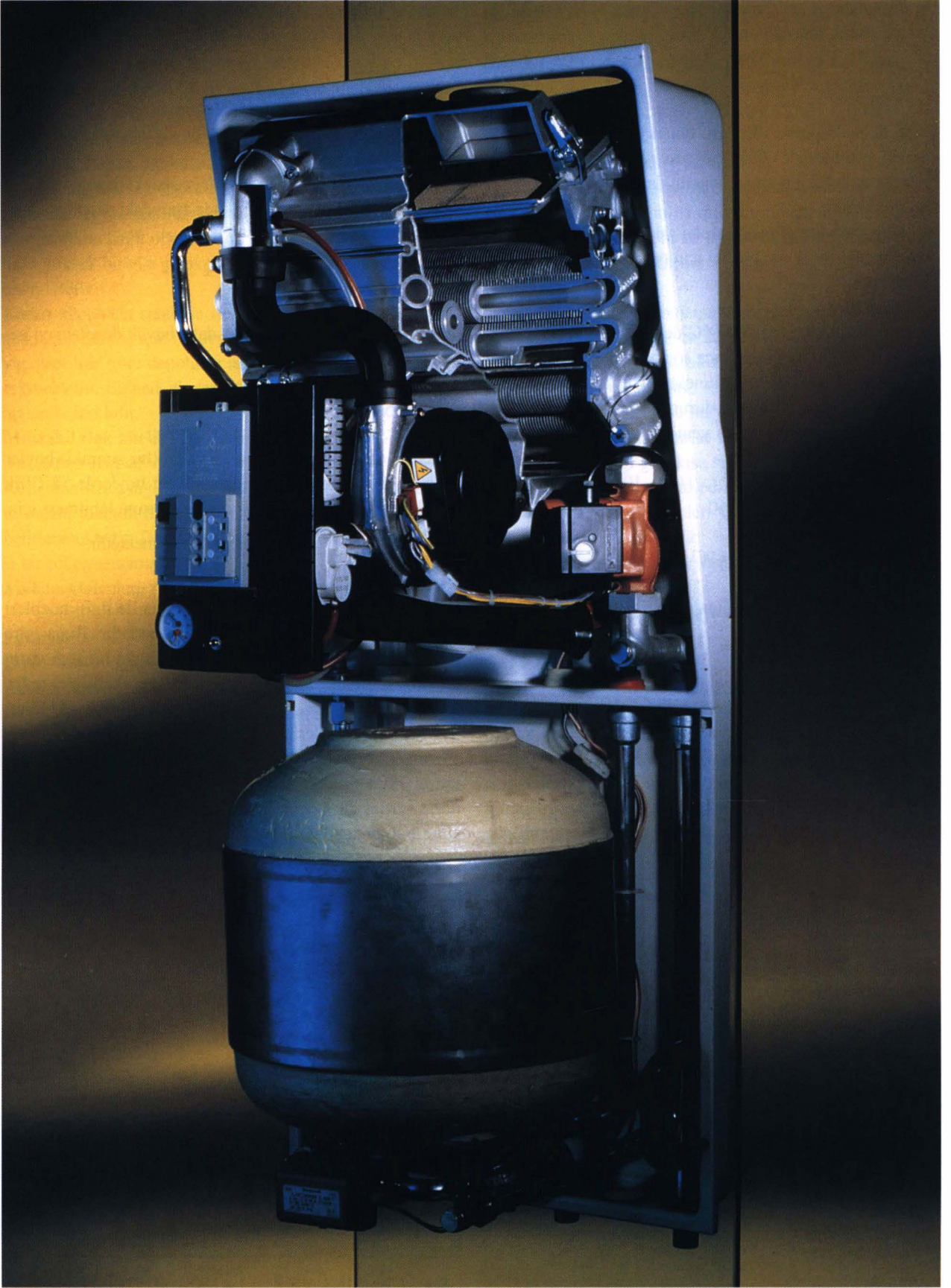
Kazanın anma ısı gücü, sıcak su ihtiyacı ile ilgili talepleri de karşılayacak şekilde seçilmek zorundadır. Buna göre büyük ihtiyaçlarda kazan anma ısı gücünün binanın norm ısı ihtiyacından daha büyük olması gerekebilmektedir. Kullanım şartlarına göre tespit edilen boyler büyüklüğünden hareketle boylerin güç talepleri kazan tarafından karşılanmak zorundadır. Boyler büyüklüğü sağlanan ihtiyaç tanım sayısının bir sonucudur. İhtiyaç tanım sayısı da norm şartlar altında beslenen dairelerin (konutların) sayısının bir sonucudur.



Şekil 1.23. KÜVETTE BANYO İLE İLGİLİ İHTİYAÇ DURUMU, ÖRNEK 1.2'YE GÖRE



Şekil 1.24. BİNA VE KULLANMA SUYU ISITILMASI İLE İLGİLİ ISI İHTİYAÇI (Bina ısı ihtiyacı Şekil 1.31'deki gibi hesaba dayanan bir tahmindir)



Şekil 1.25. DUVARA ASILAN GAZ YAKITLI YOĞUŞMALI KAZAN GB 112 WT,
ENTEĞRE EDİLMİŞ KÜÇÜK BOYLER (25 LİTRE) İLE BİRLİKTE

Örnek 1.3 İhtiyaç tanım sayısı N=14 olan bir boyler için gerekli kazan anma ısı gücü

Boyler 14 norm daireyi sıcak su ile beslemektedir. ST serisinden 400 litre hacimli bir boyler seçilmiştir. N=14'ün 70°C kazan gidiş suyu sıcaklığında sağlanabilmesi için 51,2 kW'lık bir ısıtma gücünün gerekli olduğu bilgi föyünden öğrenilebilmektedir. Bu güç, binanın norm ısı ihtiyacı daha düşük olsa bile kazan tarafından sağlanmak zorundadır.

Şekil 1.24, 16.08.1994 tarihli Isı Kor. Yön.'nin yayınlanmasından sonra inşaa edilen binalarla ilgili ortalama ısı ihtiyacı ve kullanma suyu ısıtılması ile ilgili ısı ihtiyacını göstermektedir. Buna göre gerekli minimum kazan gücü, bir ile on beş dairesi evler arasında kullanma suyu ve daha büyük apartman blokları için ise, artan şekilde binanın norm ısı ihtiyacı tarafından belirlenmektedir.

Kazan gücü ve enerji ekonomisi

Kazan gücü ile enerji ekonomisi arasında bir ilişki yoktur. Eğer kazandaki kayıpların büyüklüğüne (baca gazı kaybı ve soğuma kaybı) bakılırsa ifade kolaylıkla ispatlanabilmektedir. (Bölüm 3'e bakınız.)

Baca gazı kaybı doğal olarak sadece brülörün çalıştığı sürelerde meydana gelmektedir. Brülör gücünün artırılması (aynı ısıtma işinde) brülörün çalışma süresinde buna uygun bir azalma meydana getirmektedir. Değişikliğin etkisi böylelikle kendiliğinden yok olmaktadır.

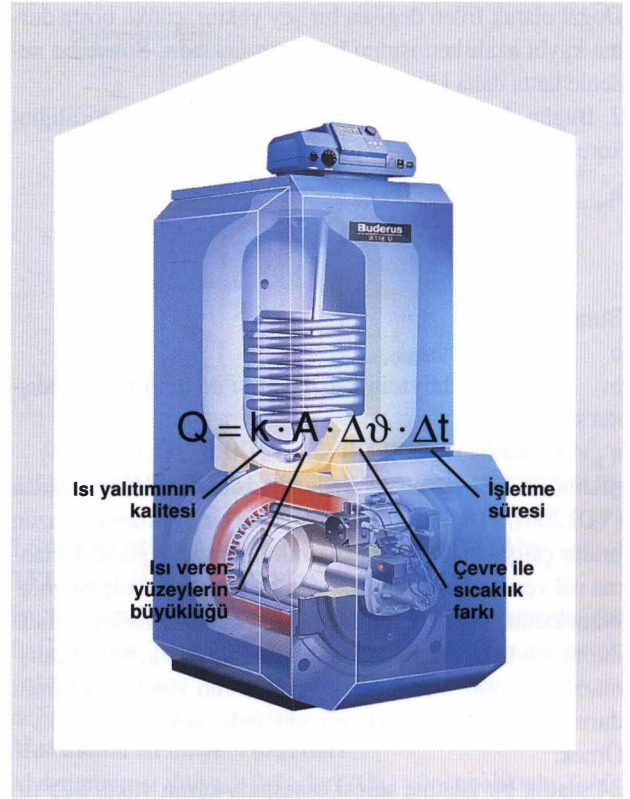
Bunun için bir örnek:

Isıtma işi 17000 kWh
 Brülör gücü 10 kW veya 50 kW
 ölçülen baca gazı kaybı herbirinde %7
 10 kW'lık kazanın baca gazı kaybı :
 Brülörün çalışma süresi = 17000 kWh/10kW = 1700 h
 Baca gazı kaybı = 10 kW.0,07.1700h = 1190 kWh
 50 kW'lık kazanın baca gazı kaybı:
 Brülörün çalışma süresi = 17000 kWh/ 50 kW = 340 h
 Baca gazı kaybı = 50 kW . 0,07 . 340h = 1190 kWh
 Baca gazı kayıpları eşittir. Böylelikle kazan gücü, sağlanan ısı miktarı ve baca gazı kaybı arasında bir ilişki mevcut değildir. Soğuma kaybı, kazanın belli bir sıcaklıkta tutulması esnasında, yani kazanın işletme süresi boyunca oluşmaktadır. Burada brülörün çalışması veya durması hiç önemli değildir. Çevreye ısı akışı Şekil 1.26'daki bilinen fiziksel kanuna göre olmaktadır.

Kazan soğuma kaybı boyler ve bina soğuma kaybı ile aynı fiziksel bağlantıya göre olmaktadır.

Buradaki faktörler arasında kazan gücü bulunmamaktadır. Bir "büyük seçilme" durumunun dezavantajlarından söz etmek istenirse bu olsa olsa yüzey büyüklüğü (kazanın boyutları) için geçerli olabilir, ancak bu da önemli değildir, çünkü diğer faktörler ile daima uygun bir dengeleme mümkündür. Şaşırtıcı olan husus, boyler ısı kayıplarının değerlendirilmesinde de kullanılması doğal olan bu elemanter fiziksel kuralın kazan için çoğu kez bilmezlikten gelinmesidir.

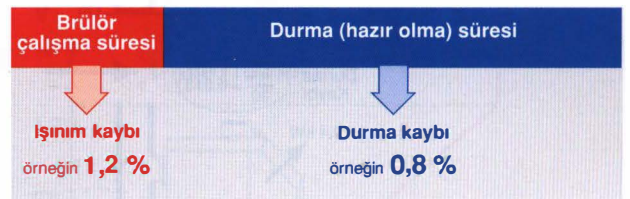
Bunun sebebi "senelik kullanma ısı verimi" tanımı ile getirilen çeşitli kavramlar ve tanımlar olsa gerekir. Bu alanda



Şekil 1.26

açıkça yanlış anlaşılmalara ve sonuçlara meydan gelmiştir: 1. Akan sıcak duman gazları nedeniyle kazanın soğuma kaybı brülörün çalıştığı sürelerde genelde durma sürelerindeki kadar daha büyüktür. Bu nedenle şu kavramlar oluşturulmuştur:

İşinim kaybı : Brülörün çalıştığı sürelerdeki soğuma kaybı
 Durma kaybı : Brülörün çalışmadığı sürelerdeki soğuma kaybı



Şekil 1.27

Kazan soğuma kaybı, işinim ve durma kaybının toplanması ile hesaplanmaktadır.

Soğuma kaybının işinim ve durma kaybı olarak ikiye bölünmesi ile "fiziksel baz" ($Q = k \cdot A \cdot \Delta\theta \cdot \Delta t$) kaybolmuştur. Durma kaybı (eski tip kazanlarda) ağırlıklı kayıp büyüklüğü olarak (yetersiz ısı yalıtımı, sürekli yüksek işletme sıcaklığı) özellikle popüler olmuş ve çok basit bir şekilde de brülör çalışma sürelerinin uzatılması ile minimuma indirilebileceği izlenimini yaratılmıştır. Uzun brülör çalışma sürelerine brülör gücünün azaltılması ile ulaşılabilmektedir. Daha sonra brülörü sürekli çalışan durma kaybı sıfır olan (matematiksel olarak tamamen doğrudur) ideal bir kazan ortaya çıkmıştır.

Doğal olarak fiilen değişen bir şey yoktur, çünkü boşta durma kaybı azalırken ışınlım kaybı artmaktadır. Sonuç bu nedenle hatta daha kötü olmaktadır.

2. Bugün de hala belirleyici fonksiyon olarak geçerliliğini koruyan

$$\eta_N = \frac{\eta_K}{\left[\frac{b}{b_V} - 1 \right] \cdot \dot{q}_B + 1}$$

Burada

b = İşletme süresi

b_V = Faydalı ihtiyacın karşılanması ile ilgili brülör çalışma süresi

\dot{q}_B = Durma kaybı

şeklindeki bilinen senelik kullanma ısıl verimi formülünden (VDI 2067/VDI 3808) doğru olmayan bir uygulama ile uzun brülör çalışma sürelerinin (= azaltılmış kazan gücü) kullanma ısıl verimini iyileştirmesi gibi bir (yanlış) sonuç çıkarılabilmektedir, çünkü formülde parantez içinde bulunan ifade durma kaybı (\dot{q}_B) için önemli bir faktördür. Bu, brülör çalışma süresi artınca azalmakta ve brülörün sürekli çalışması durumunda (yani %100 kazan yükünde) yok olmaktadır.

Örnek:

24 saatlik bir işletme süresi esnasında kazan yükü %25'tir. Bu nedenle brülör çalışma süresi 6 saat olup durma kaybı

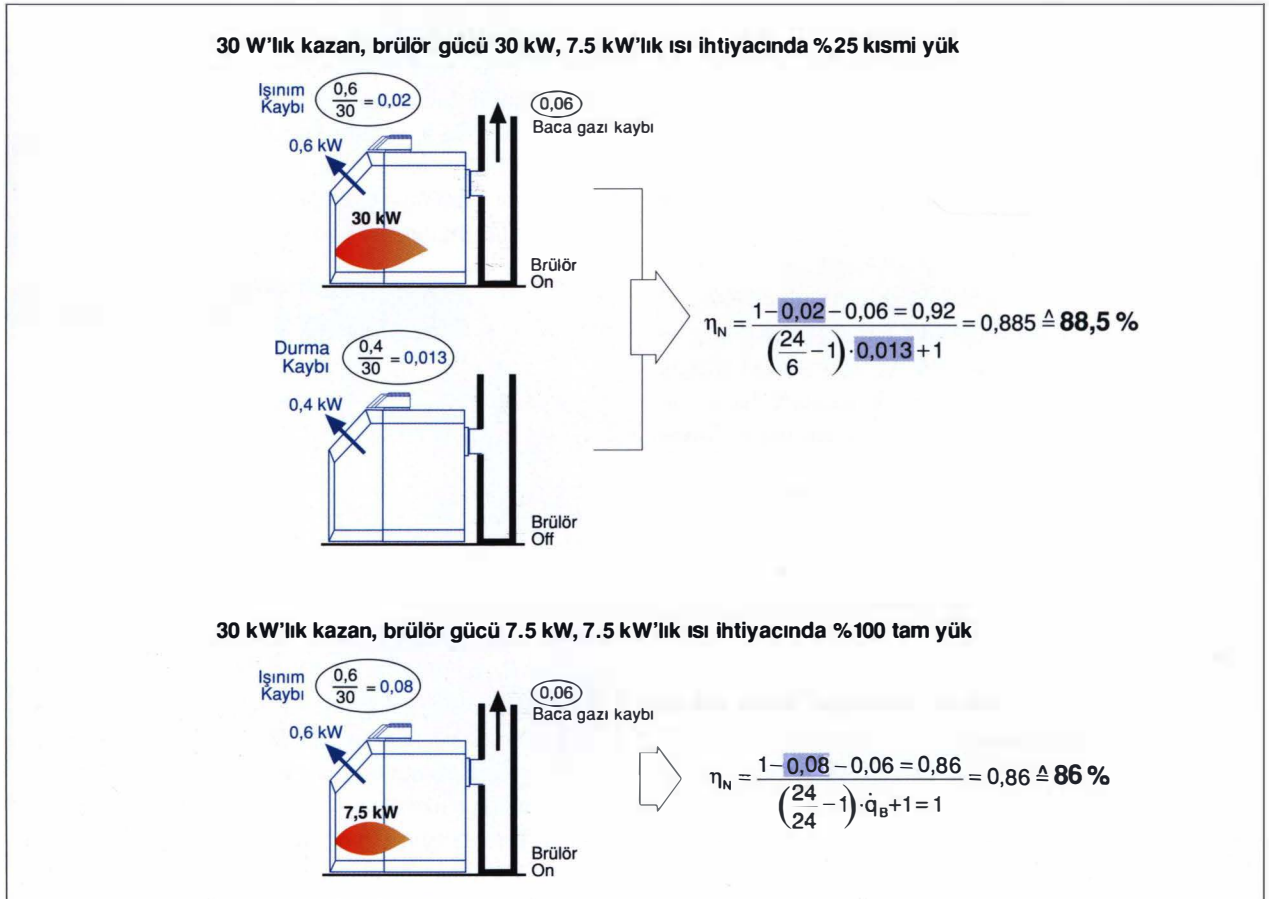
$$\left[\frac{24}{6} - 1 \right] \cdot \dot{q}_B = 3 \cdot \dot{q}_B \text{ dir.}$$

Uygun şekilde azaltılmış yükte brülör sürekli çalışırsa durma kaybı

$$\left[\frac{24}{24} - 1 \right] \cdot \dot{q}_B = 0 \cdot \dot{q}_B = 0 \text{ dir.}$$

Bu durumda kazan artık durma kaybına sahip değildir. Bu matematiksel olarak gerçeği doğrudur, ancak buna rağmen kazanın daha uzun brülör çalışma süreleri ile enerji bakımından daha iyi hale gelmesi konusunda çıkarılan sonuç yanlıştır. Durma kaybının yerine ışınlım kaybı geçmekte ve bu da daha önce belirtildiği gibi eğilim olarak daha da kötüleşmeye neden olmaktadır. Bu husus kullanma ısıl verimi formülünün genel olarak incelenmesinde görülebilmektedir. Şekil 1.28 bununla ilgili olarak %25 kısmi yüke sahip kazanın durumunu göstermektedir. %2'lik ışınlım kaybı ve %6'lık baca gazı kaybı ile $100 - 2 - 6 = \%92$ 'lik bir kazan verimine ulaşılmaktadır. Kullanma ısıl verimi %1,3'lük \dot{q}_B değeri ile %85,5 olmaktadır.

Tam yük kabulü ile (gücün 7,5 kW olması gerekir) durma kaybı yok olur ve kullanma ısıl verimi kazan verimi değerine (%92) yükselir. Ancak, çoğu zaman kazan gücü ile ekonomikliğin bağlantısını göstermede kullanılan bu sonuç yanlıştır, çünkü (yüzde büyüklük şeklinde verilen) ışınlım kaybı ile ilgili düzeltme yapılmamıştır.



Şekil 1.28. "GÜÇ UYUMU" NUN KAZAN KULLANMA ISIL VERİMİNE ETKİSİ, AYNI KAZAN BÜYÜKLÜĞÜNDE

Işınım kaybı mutlak büyüklük olarak (örnekte 0,6 kW) aynı kalmaktadır, çünkü kazanın kayıp belirleyen parametreleri (yüzey büyüklüğü, işletme sıcaklığı) brülör gücünün azaltılması ile değişmemiştir. Işınım kaybının kazan verimi formülüne brülör gücüne bağlı bir büyüklük olarak girmesi ve brülör gücünün değişmesinde uygun şekilde düzeltilmesi gerekmektedir. Örnekte bu düzeltme ışınım kaybının 0,6 kW/7,5 kW = 0,08 veya %8 değerine getirilmesi şeklindedir. Böylece kullanma ısıl verimi %92 değil, sadece %86 olup 30 kW'lık güç ile ilgili ilk durumdan daha kötüdür.

Pratikte, kötüleşme ya kısmen ya da tam olarak azaltılan brülör gücü nedeniyle küçülen baca gazı kaybı ile dengelenmektedir. Buna karşılık daha uzun brülör çalışma süreleri nedeniyle enerji bakımından bir avantaj oluşmamaktadır.

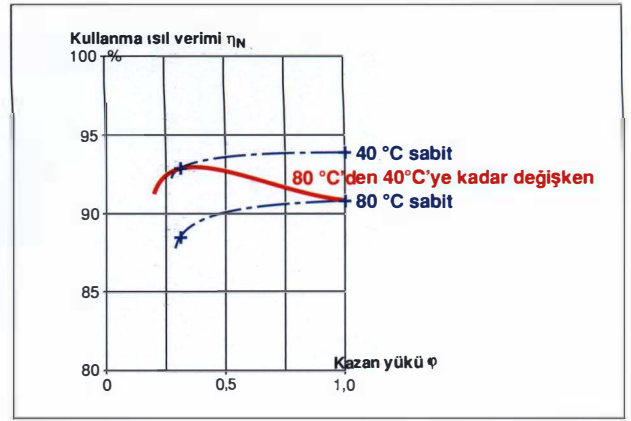
Verilen bir kazanın kullanma ısıl verimi sabit şartlarda (A,Δθ) kısmi yükte mecburen daha düşük olmaktadır. Bu husus genellikle kazandaki bir kötüleşme ile eşdeğer tutulmaktadır ; fakat böyle bir şey söz konusu değildir, çünkü kayıplar kısmi yükte daha büyük olmamaktadır. Sadece referans büyüklük olarak faydalı ısı miktarı ve bununla bağıntılı olarak kayıp değişmektedir. Bu nedenle bir kazanın kısmi yük işletmesi ile ilgili olarak iyileştirilmesi gerekmemektedir. Kısmi yük işletmesi için tipik olan ve bir kayıp azalması (mutlak büyüklükte) sağlayabilen faktörlerin araştırılması daha enteresandır. Buna örnek olarak toplam gücün birçok bağımsız güçlere bölünmesi ile sağlanan bir yapısal büyüklük uyumu (kısmi yükte yüzey küçültme etkisi olan çok kazanlı sistem) gösterilebilmektedir.

Diğer bir tipik kısmi yük faktörü (en azından bina ısıtmasında) sabit hacimsel debideki ısıtma devresi sıcaklığıdır. Bunun için tipik olan ısıtma eğrisidir. Bu, kazana kendiliğinden taşınabiliyorsa (DSK), Δθ ve bununla soğuma kaybı küçülmektedir. Buradaki enerji ile ilgili pozitif etki, bir yüzey uyumunu pratik olarak etkisiz kılacak kadar büyüktür.

Modern konstrüksiyona sahip, kompakt, iyi ısı yalıtımlı kazanlarda düşük sıcaklık işletmesinin pozitif etkisi, kullanma ısıl veriminin kısmi yükün geniş bir bölgesinde hatta önce yükselmesini sağlayacak kadar kayıpların göreceli artışına üstün gelmektedir.

DSK'ların bu tipik karakteristiği, kullanma ısıl verimi kısmi yük nedeniyle yükseliyormuş gibi sık sık yanlış anlatılmaktadır. Böyle bir durum doğal olarak söz konusu değildir, kullanma ısıl verimi kısmi yükte prensip olarak kötüleşmektedir. Burada etkili olan, bu relatif kötüleşmeyi geniş alanlarda dengeleyen veya hatta aşırı kompanze eden düşük işletme sıcaklığıdır. (Bu faktör "tesadüfen" kısmi yük ile aynı zamanda oluşmaktadır.)

Şekil 1.29'da kullanma ısıl verimlerinin, çeşitli sabit işletme sıcaklıklarında, kısmi yükte düştüğü görülmektedir. Ancak eğrinin seyir şekli ile ilgili seviye düşük sıcaklıkta daha yüksektir. DSK'nın değişken sıcaklık ile işletilmesinde kullanma ısıl verimi daha yüksek seviyelere çıkmakta, bu şekilde artış meydana gelmektedir.



Şekil 1.29. DEĞİŞKEN SICAKLIK İLE İŞLETİLEN DSK'LARIN KULLANMA ISIL VERİMİNİN ARTMASI

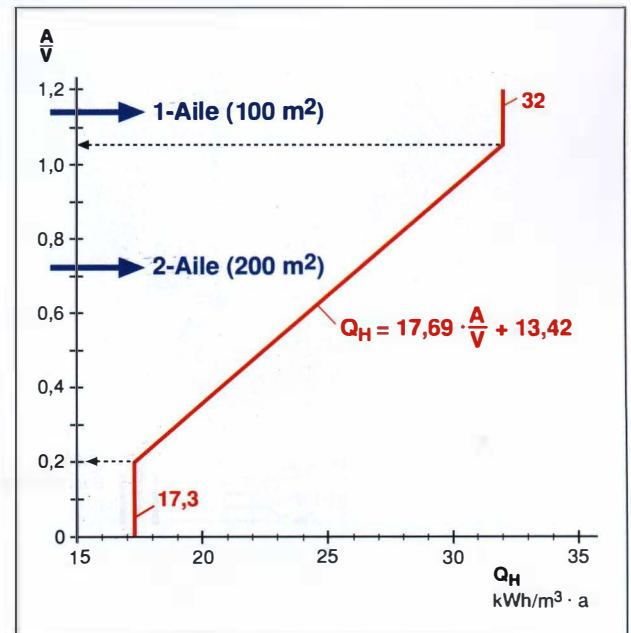
1.5 ISI KORUMA YÖNETMELİĞİ VE ISITMA TEKNİĞİ İLE İLGİLİ PLANLAMA

Isıt.Sis.Yön.'nin aksine ısıtma tekniği ile ilgili planlama için Isı Kor.Yön.'nin içeriğinin tam olarak bilinmesine gerek yoktur. Planlama ile ilgili neticeler maksimum ısı ihtiyacı değerlerinden çıkarılmaktadır.

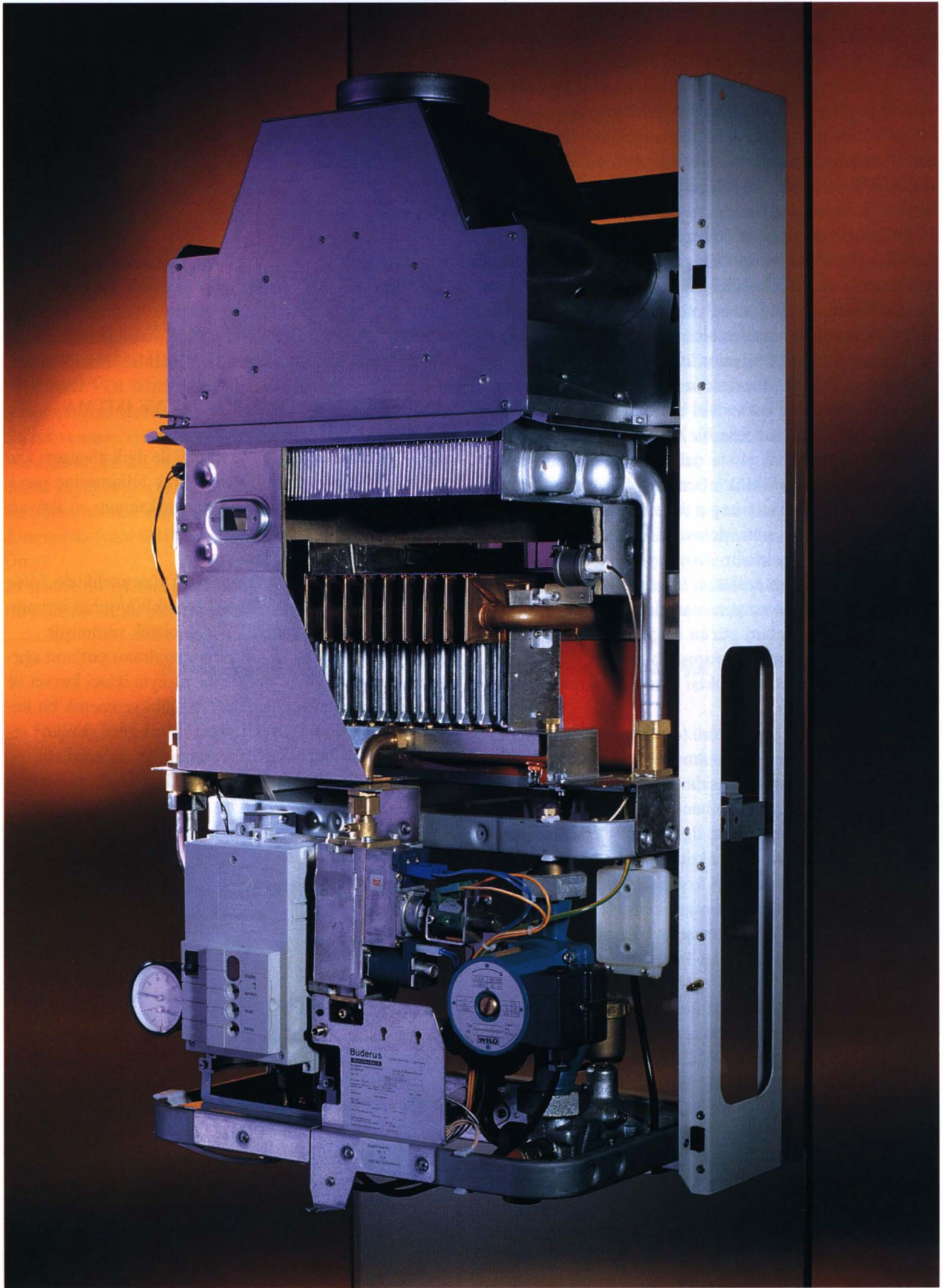
Maksimum ısı ihtiyacı değerleri

Maksimum ısı ihtiyacı değerleri (Q_H) yönetmelikteki Tablo I'de kaydedilmiş ve kWh/(m³.a) veya kWh/(m².a) biriminde yüzey-hacim oranına (A/V) bağlı olarak verilmiştir.

Azalan A/V - oranı ile Q_H- değerinin azalması şartların ağırlaşması demek değildir, bilakis bu yüzeyin ikinci kuvvet ve hacmin üçüncü kuvvet ile değişmesi gibi geometrik bir kuralın sonucudur, yani gerekli özgül ısıtma gücü (kW/m² veya kW/m³) bina büyüklüğünün artması ile azalmaktadır. Bununla ilgili olarak, hesaplama kolaylığı nedeniyle



Şekil 1.30. MÜSADE EDİLEN MAKSİMUM ISI İHTİYACI DEĞERLERİ, ISI KOR.YÖN.'NE GÖRE



Şekil 1.32. DUVARA MONTE TİPİ GAZ YAKITLI DÜŞÜK SICAKLIK KAZANI U 104 W 75 LİTRE VE DAHA BÜYÜK HACİMLİ BOYLERLER KOMBİNE EDİLEBİLMEKTEDİR.

geometrik şekil haline getirilmiş bir bina Örnek 1.4'te gösterilmektedir.

Örnek 1.4 Bir binanın maksimum ısı ihtiyacı ve gerekli ısıtma gücüne etkisi

Örnekten iki sonuç çıkarılabilmektedir.

– Müstakil evin özgül ısı ihtiyacı 60 W/m^2 'nin altında olup gerekli ısıtma gücü, eskiye göre (yaklaşık 5 ila 10 kW arasındaki bir değer kadar) oldukça daha düşüktür.

– Müstakil evin düşük enerji ihtiyacı daha çok kullanıcıya yönelik olan ve yatırım maliyetleri farklılık gösteren bir ısı tekniği uygulaması gerektirmektedir.

Isı ve enerji ihtiyacı

Bölüm 1.4'te de izah edildiği gibi kazanın gerekli ısıtma gücü sırf statik bina ısı ihtiyacından elde edilememektedir. İla-
veten statik olmayan ısı yükleri ve özellikle kullanma suyu ısıtılmasına özgü talepler dikkate alınmalıdır. Bununla ilgili eksik güç rezervleri konfor açıkları olarak veya diğer dezavantajlar şeklinde de kendini göstermektedir.

Değişken brülör güçleri pratik bir öneme sahiptir. Bunlar bir taraftan pik ihtiyaçları karşılarken diğer taraftan düşük referans fiyatlarının (gaz yakıtta) ve 1. Alman Çevre Koruma

Yönetmeliğinin 15. Maddesinde belirtilen periyodik kontrolleri gerektirmemenin (güç sınırı 11 kW) muhtemel avantajlarına sahiptir.

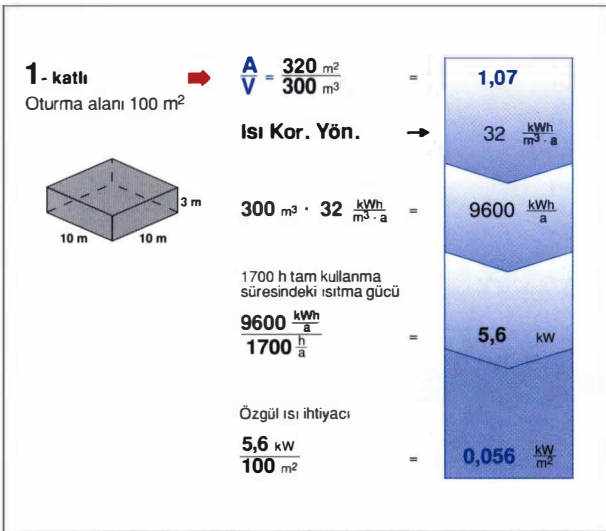
Düşük enerji ihtiyacı

Müstakil evin düşük enerji ihtiyacı senelik enerji maliyetleri / sistem maliyetleri oranını ötelemektedir. Şekil 1.33'te atmosferik brülörlü gaz yakıtlı bir kazanın yatırım maliyeti senelik enerji maliyetleri ile karşılaştırılmıştır.

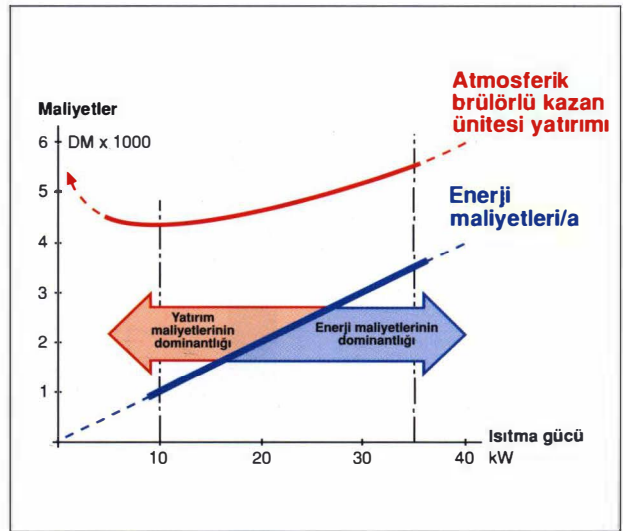
Küçük ısıtma güçlerindeki yatırım maliyetlerinin üstünlüğü daha büyük ısıtma güçlerindeki enerji maliyetlerinin üstünlüğüne göre farklı bir ürün sunulmasını gerektirmektedir.

Güç ne kadar küçük olursa, oran o kadar olumsuz olmakta ve ürün tipleri içinde özel tasarruf veya fazla harcama önemsiz hale gelmektedir. Artan güç veya enerji ihtiyacı ile birlikte bunun tam tersi oluşmaktadır. Senelik enerji maliyetleri bir seferlik kazan yatırımına göre öncelik kazanmaktadır. Enerji tasarrufuna yönelik fazla yatırımların amortisman süresi daima daha kısa olmaktadır.

Bir taraftan enerji maliyetleri ve diğer taraftan yatırım maliyetleri bunun yanı sıra çok düşük zararlı madde emisyonu; çekici bir fiyat - güç oranı sunan farklı bir öneriyi gerektirmektedir.



Şekil 1.31. ÖRNEK



Şekil 1.33.

2. DÜŞÜK SICAKLIK VE ÜST ISIL DEĞER TEKNİĞİ

2.1. ORTAK TEMEL OLARAK ISITMA EĞRİSİ

DSK ve YK'nın ortak tarafları binanın dış hava sıcaklığına bağlı olan ısı ihtiyacına uyum sağlayan değişken sıcaklık ile işletme tarzına sahip olmalarıdır.

Isıtma sistemi ile ilgili gerekli işletme sıcaklığı dış hava sıcaklığının bir fonksiyonu olarak elde edilebilmektedir. Bu fonksiyonun grafik şeklinde gösterilmesi ısıtma eğrisi veya ısıtma doğrusu olarak adlandırılmaktadır. Isıtma eğrisinin işletme şartlarından elde edilmesi Şekil 2.1'de gösterilmiştir. ϑ'_v belirli bir dış hava sıcaklığında gerekli olan gidiş suyu sıcaklığıdır. Dönüş suyu sıcaklığı ısıtma yüzeylerindeki soğuma sonucunda kendiliğinden oluşmaktadır.

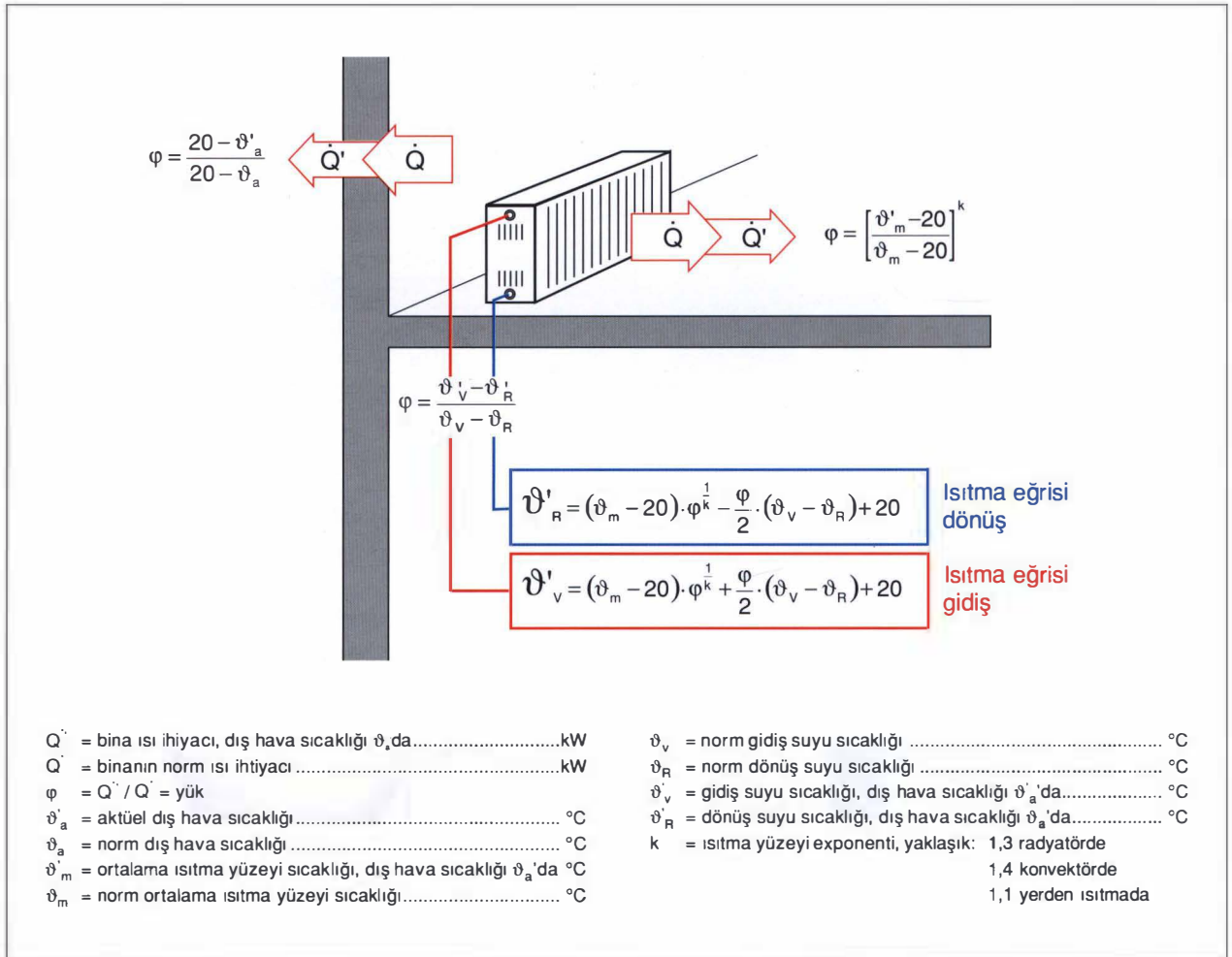
Sıcaklık çifti $\vartheta'_v / \vartheta'_R$ daha önce radyatörler için 90/70°C olarak (yani 20 Kelvin'lik bir sıcaklık farkıyla) tespit ediliyordu. Bugün daha ziyade 75/60°C veya 70/50°C'lik sıcaklık çiftleri kullanılmaktadır. Yerden ısıtma sistemlerinde ise sıcaklık farkı yaklaşık 8 ile 12 Kelvin arasındadır. Norm gidiş suyu sıcaklığı genellikle 50°C'nin altında kalmaktadır. Şekil 2.2 ısıtma eğrisinin bir DSK'nın veya

YK'nın işletilmesine yönelik etkilerini göstermektedir. Karşılanması gereken ısı ihtiyacı (her biri 5 Kelvin'lik sıcaklık aralıklarına bölünmüştür) ısıtma eğrisi altındaki alan olarak verilmiştir. Buna göre ısıtma sezonundaki ortalama dış hava sıcaklığı yaklaşık +2°C'dir.

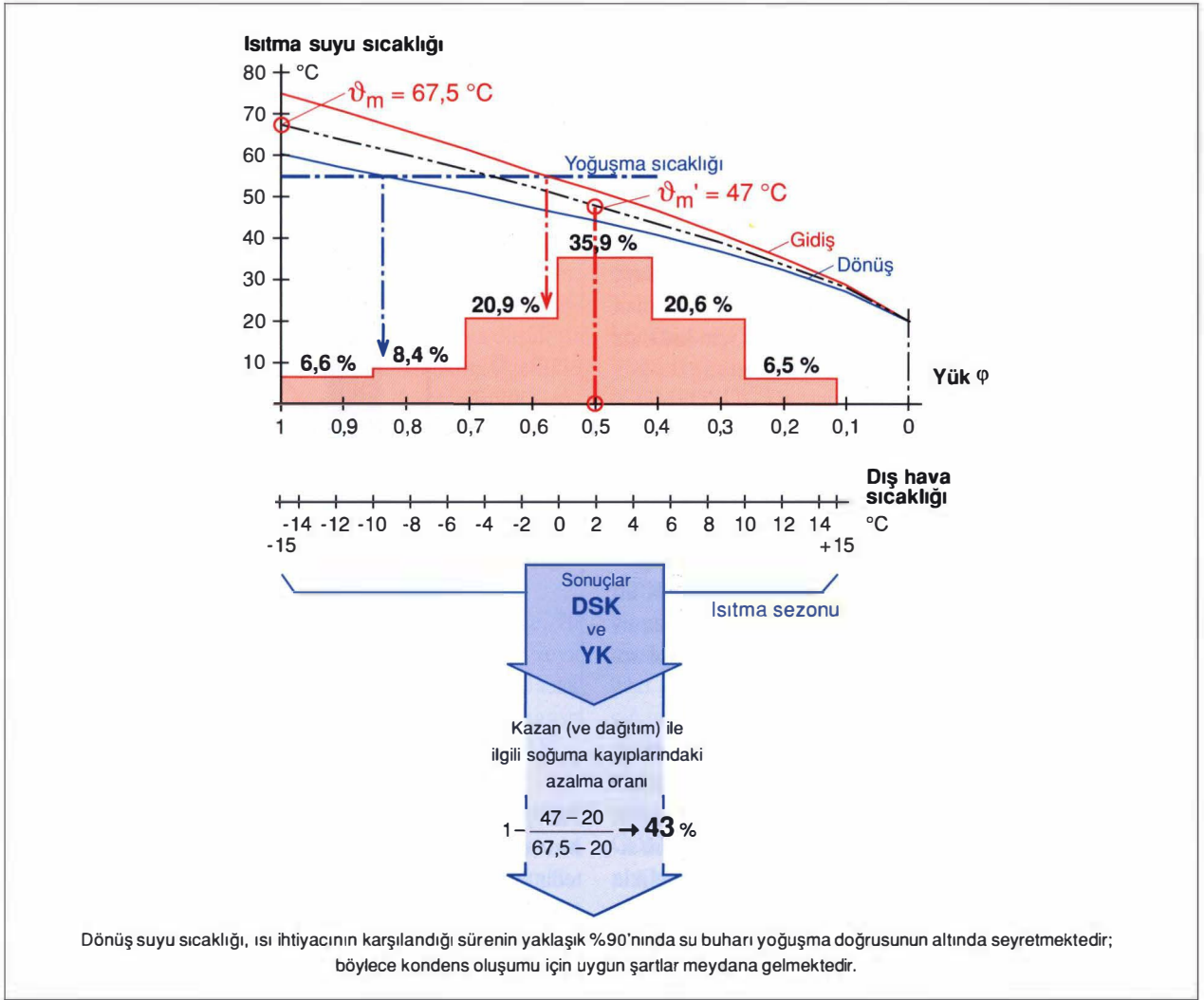
Isıtma eğrisinin durumu ve seyri kazanın ekonomikliğini belirleyen önemli faktörlerle ilgili sonuçlar vermektedir. Böylece değişken sıcaklık ile işletmede sağlanan soğuma kaybı azalması kolaylıkla tahmin edilebilmektedir. (Ancak burada binanın muhtemel bir ısı kazancı dikkate alınmamaktadır.) Bir YK'nın yoğunlaşma şartları ile ilgili sonuçları da buradan çıkarmak mümkündür.

2.2. İŞLETME ŞARTLARI VE KAZANDAN İSTENENLER

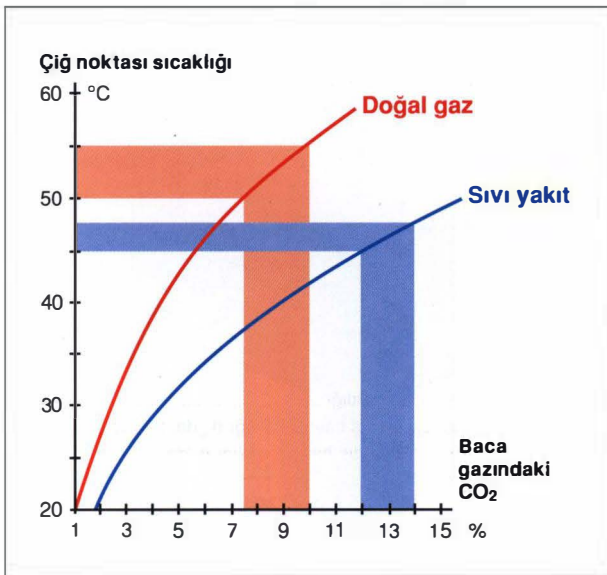
Kazanın değişken sıcaklık ile işletilmesi sırasında su buharı çığ noktası sıcaklığının altına inilmesi durumunda doğal gazda pH-değeri 3,5 ile 4 arasında ve sıvı yakıtta pH-değeri 2,5'a kadar olan kondens oluşmaktadır. Bu olay YK'da enerji kazancı olarak teşvik edilmektedir. DSK'da ise kondens nedeniyle işletme arızaları veya korozyon oluşmaması için dikkatli olunması gerekmektedir. Bu nedenle DSK'da



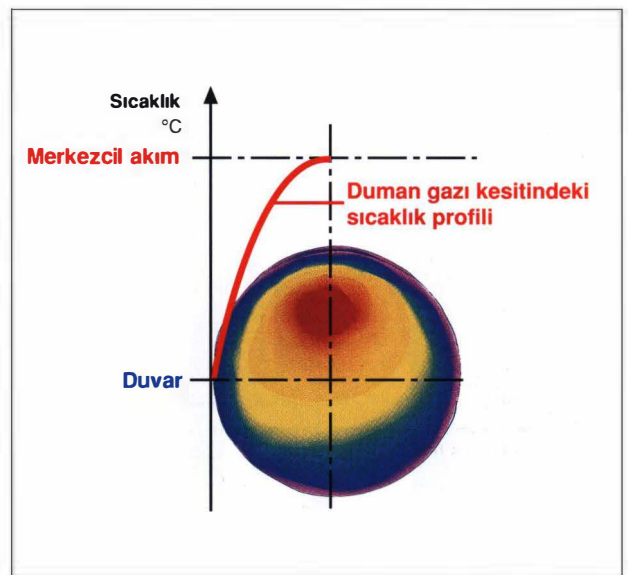
Şekil 2.1. "ISITMA EĞRİSİ" NİN İŞLETME ŞARTLARINDAN ELDE EDİLMESİ



Şekil 2.2. ISITMA EĞRİSİNİN SEYRİ SİSTEMİN İŞLETME ŞARTLARINI VE EKONOMİKLİĞİNİ ETKİLEMEKTEDİR.



Şekil 2.3. SU BUHARI ÇİĞ NOKTASI SICAKLIĞININ BACA GAZINDAKİ CO₂ MİKTARINA BAĞLILIĞI



Şekil 2.4. BİR DUMAN GAZI BORUSUNUN AKIŞ KEŞİTİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI

genellikle kondens oluşumunun kesin olarak önlenmesi ve ya azaltılması amaçlanmaktadır.

Çiğ noktası sıcaklığı yakıttaki hidrojen miktarı ve yanmada ki hava fazlalığı tarafından belirlenmektedir.

DSK'larda ekonomi sağlayabilmek için hava fazlalığı mümkün mertebe düşük tutulmaktadır. Bu nedenle modern DSK'ları esas itibariyle daha yüksek hava fazlalığı ile işletilen eski kazanlara göre daha fazla tehlikeye maruzdur. Aynı zamanda $\leq 40^{\circ}\text{C}$ 'ye düşen işletme sıcaklığı da buna ilave olarak gelmektedir. Bu nedenle duman gazı ile temasta olan yüzeylerde korozyon hasarlarını önleyebilmek için kazanda konstrüktif önlemlerin alınması gerekmektedir.

YK ile ilgili sonuçlar:

Üst ısı değerden faydalanma bugün hemen hemen tamamen doğal gaz ile sınırlıdır, çünkü burada üst ısı değer (Ho) ile alt ısı değer (Hu) arasındaki fark ve bununla enerji kazancı sıvı yakıtın yaklaşık iki katıdır. Ayrıca çiğ noktası sıcaklığı da yaklaşık 8 K daha yüksektir; pratik olarak üst ısı değerden faydalanma bu nedenle oldukça iyileşmektedir. DSK'ların aksine YK'lar kondens oluşumunu mümkün olduğunca artıracak ve burada işletme arızalarına veya korozyona yol açmayacak şekilde tasarlanmak zorundadır.

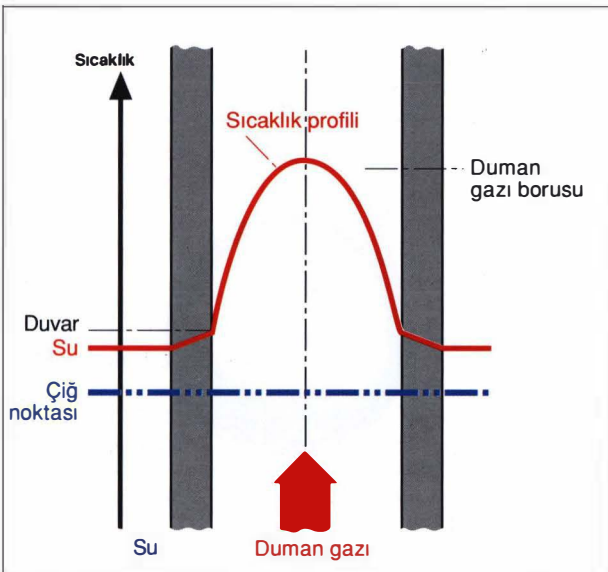
Kondens oluşumuyla ilgili şartlar:

Kondens oluşumu duman gazı akış kesitindeki sıcaklık dağılımı tarafından belirlenmektedir. Burada termografik kayıtlardan çok iyi görülebilen bir sıcaklık profili oluşmaktadır. İki kriter belirleyicidir; Duman gazının merkezdeki akım sıcaklığı ve duvarın cidar sıcaklığı. Cidar sıcaklığı öncelikle boru dışındaki kazan suyu sıcaklığı tarafından belirlenmektedir. Kazan suyu sıcaklığı kondens oluşabilmesi için esasen ilk şartı oluşturmaktadır.

Sıcaklık profilinin su buharı çiğ noktası doğrusu ile ilişkisine bağlı olarak üç tipik işletme durumu görülebilmektedir.

Yoğuşmanın olmadığı durum

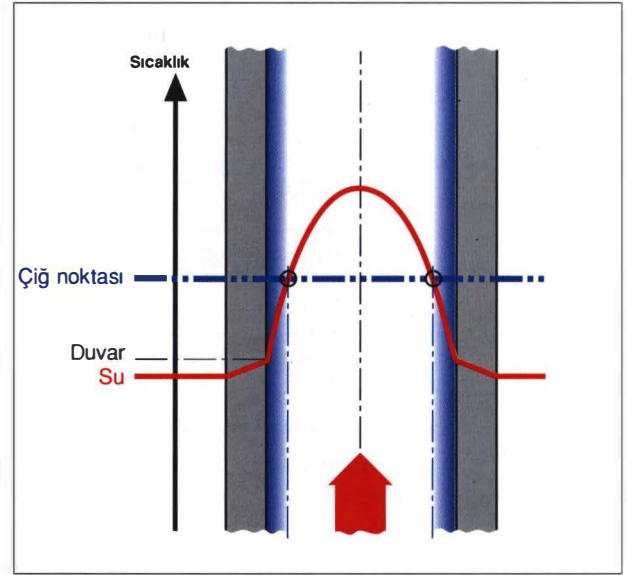
Su sıcaklığı çiğ noktasının üzerinde bulunmaktadır.



Şekil 2.5.

Kısmi yoğuşma

Su sıcaklığı çiğ noktasının altında, ancak merkezdeki akım sıcaklığı bunun üstünde bulunmaktadır. Kondens miktarı sıcaklık profili ile çiğ noktası doğrusunun kesişme noktasına bağlıdır. Bu, yoğuşma bölgesinin tabaka genişliğini belirlemektedir.

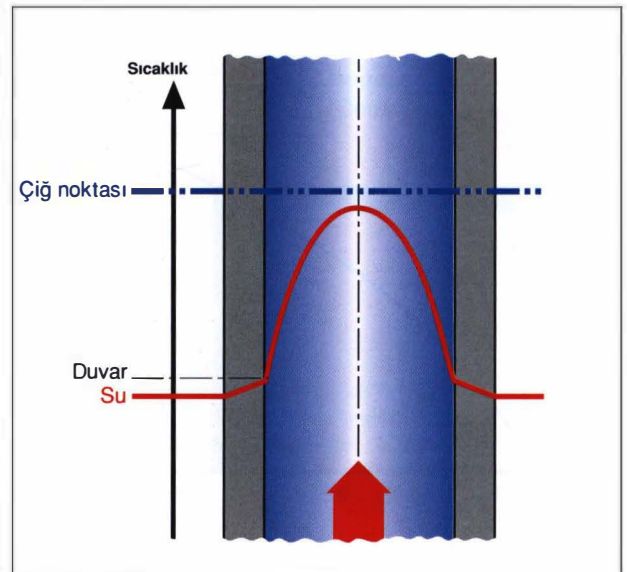


Şekil 2.6.

Tam yoğuşma

Merkezdeki akım sıcaklığı çiğ noktasının altında seyretmektedir. Yoğuşma tüm akış kesiti boyunca sürmektedir.

YK için doğal olarak mümkün olduğunca büyük bir tam yoğuşmalı çalışma bölgesi amaçlanmalıdır. DSK için bunun tersi geçerlidir. DSK'nın işletme sıcaklığı Avrupa topluluğu tanımı nedeniyle en azından 40°C 'ye kadar inmesi gerektiğinden ilgili işletme durumlarında kısmi bir yoğuşma önlenememektedir. Pratik tecrübelerle göre bu, kondens miktarlarının belirli bir seviyeyi aşmaması ve işletmede



Şekil 2.7.

mümkün olduğunca hızlı bir şekilde tekrar buharlaştırılması kaydıyla zararlı da değildir. Merkezdeki akım/su sıcaklık çiftinin ayarlanması ile hem DSK hem de YK için uygun şartlar oluşturulabilmektedir.

2.3. KAZAN KONSTRÜKSİYONLARI VE BUNLARLA İLGİLİ TEKNOLOJİLER

2.3.1. Düşük Sıcaklık Kazanı

Sıvı yakıtlı DSK'ları bugün tüm güçlerde kullanılmaktadır. Doğal gaz halinde ise YK gittikçe önem kazanmaktadır. Ancak ucuz DSK burada da, bilhassa küçük güç veya düşük ısı ihtiyacı ile ilgili bölgede önemini korumaktadır. Özellikle atmosferik brülörlü gaz yakıtlı kazanlar düşük gürültü seviyeleri sayesinde ve bugün ayrıca yüksek kullanma ısı verimlerine ve düşük zararlı madde emisyonlarına sahip olmaları (burada artık üflemlü brülörlü kazanlarla farklılık yoktur) nedeniyle çok caziptir. Ayrıca atmosferik brülörlü gaz yakıtlı kazanların yapıları basittir ve elektriksel fan tahrikinin olmaması nedeniyle de özellikle uygundur.

Isıt.Sis.Yön.'nin getirdiği şartlar DSK'ları için sadece, 70 kW'tan büyük güçlerde değişken bir brülör gücünün veya çok kazanlı bir sistemin kullanılması ile ilgili şart kalacak şekilde azalmıştır. DSK'ları güç bakımından binanın norm ısı ihtiyacından bağımsız olarak seçilebilmektedir.

Konstrüktif temel şart

Değişken sıcaklık ile işletmede zararlı kondens meydana gelen dönemler görülmemelidir. Soğuk dönüş suyu en yüksek duman gazı sıcaklığı bulunan yerden beslenmeli-

dir. (Yani duman gazı ve kazan suyunun aynı yönlü paralel akımı sağlanmalıdır.)

Merkezdeki akım sıcaklığı sayesinde yoğuşmanın tabaka genişliği düşük su sıcaklığında da minimumdur. Aynı durum, duman gazı yolunun sonunda (merkezdeki akım sıcaklığı düşük olmasına rağmen) yüksek su sıcaklığı ile elde edilmektedir. Bu prensip, aynı zamanda sıcak gidiş suyunun soğuk dönüş suyuna karıştırılması şeklinde de gerçekleştirilebilir. (THERMOSTREAM - Prensibi)

Yüksek cidar sıcaklıkları ile alakalı olarak diğer bir konstrüktif önlem toplam ısı geçiş katsayısının ısı akış yoğunluğuna kısmi uyum sağlamasıdır. Bu prensip (COMPOSIT - Duman gazı borusunda olduğu gibi) üç tabakalı bir duman gazı ısı geçiş yüzeyi ile çok iyi bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir.

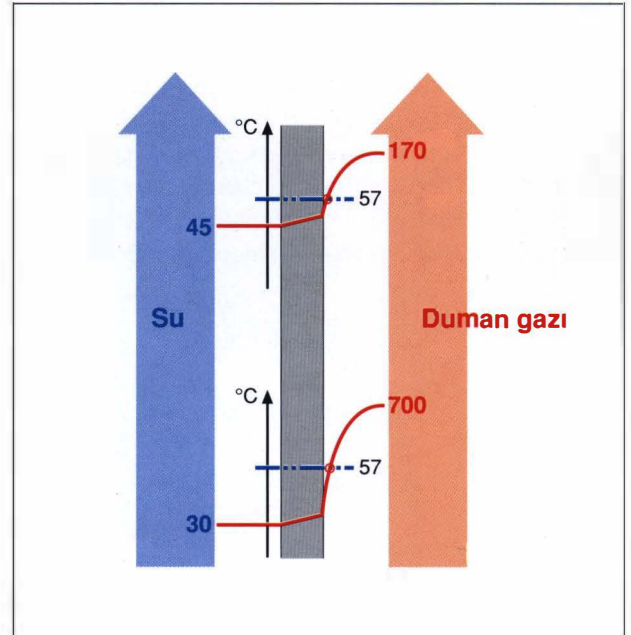
COMPOSIT - Duman gazı borusunun yapısı

Isı iletim direncine tesir edilmek suretiyle duman gazı tarafındaki yüzey sıcaklığının yükseltilmesi amaçlanmaktadır. Burada dikkate alınması gereken husus, ısı akış yoğunluğunun akış yolu boyunca duman gazı sıcaklığı ile birlikte azalmasıdır. Konstrüktif olarak önemli olan ısı akışının, duman gazı tarafındaki yüzey sıcaklığı tüm yol boyunca su buharı çığ noktası üzerinde bulunacak ve mümkün olduğunca dengelenecek şekilde ayarlanmasıdır. Bu nedenle yüksek ısı akış yoğunluğu bulunan yerlerde ısı transferi, düşük ısı akış yoğunluğu olan yerlere göre daha iyi olmalıdır.

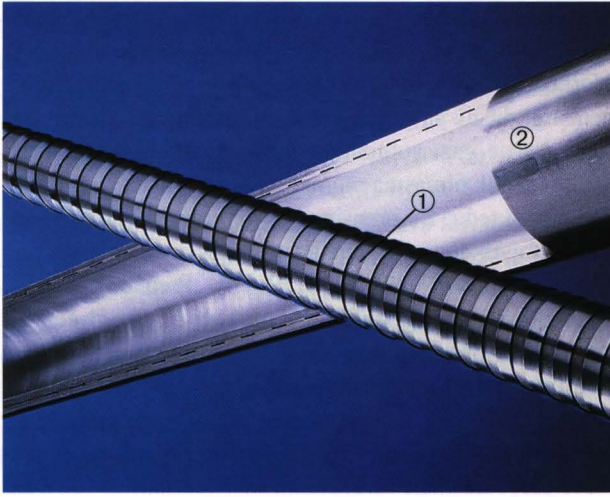
COMPOSIT - Duman gazı borusunun üç tabakalı duvar yapısı boruların iç içe yerleştirilmesi ile elde edilmektedir. Bo-



Şekil 2.8. SIVI/GAZ YAKITLI DÜŞÜK SICAKLIK KAZANI G 515 KAZAN GRİ DÖKÜMDEN, DİLİMLİ KONSTRÜKSİYONDA THERMOSTREAM TEKNIĞİNE SAHİP OLARAK İMAL EDİLMİŞTİR.



Şekil 2.9. DUMAN GAZI VE KAZAN SUYUNUN AYNI YÖNLÜ PARELEL AKIMI KONDENS OLUŞUMUNA OLAN EĞİLİMİ AZALMAKTADIR, ÇÜNKÜ DÜŞÜK SU SICAKLIĞI YÜKSEK MERKEZDEKİ AKIM SICAKLIKLARI İLE VEYA TERSİ KOMBİNE EDİLMEKTEDİR.

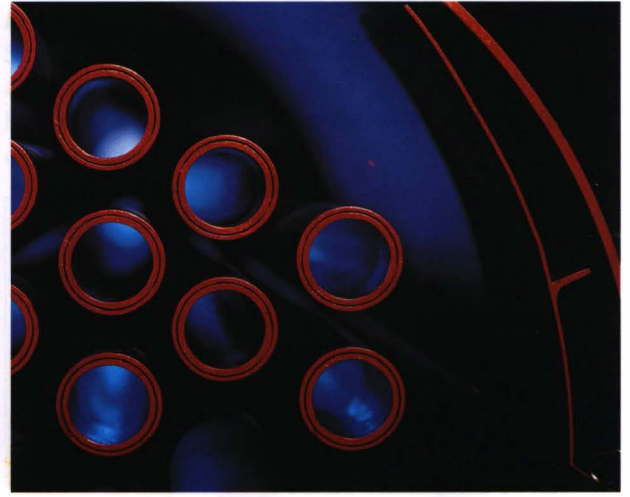


Şekil 2.10. COMPOSIT - DUMAN GAZI BORUSUNUN YAPISI

- 1- ISI İLETİM BANTLI İÇ BORU
- 2- İÇ VE MANTO BORUDAN OLUŞAN KOMPLE COMPOSIT - DUMAN GAZI BORUSU

ruharın arasındaki hava boşluğu, sarımlarının hatvesi duman gazlarının akış yönünde artan, içerdeki boru etrafına sarılmış olan bir metal bant ile yaratılır. Metal bant yardımıyla sağlanan boru cidarlarının metalik teması sayesinde boru uzunluğu boyunca tanımlanmış bir ısı geçişi ve böylece duman gazı tarafında dengelenmiş ve yükseltilmiş bir duvar yüzey sıcaklığı oluşmaktadır.

Duman gazı sıcaklığı duman gazı boruları girişinde yaklaşık 850°C, çıkışında ise baca gazı sıcaklığı olarak yaklaşık 175°C'dir. Borunun ön kısmında ısı iletim bantı küçük sarım hatvesi ile yerleştirilmiştir. Küçük ısı iletim direnci, kazan suyuna duman gazı sıcaklığına uygun yüksek bir ısı akışı oluşturmakta ve duvar sıcaklığının aşırı yükselmesini önlemektedir. Borunun sonuna doğru büyütülmüş olan sarım hatvesi bunun tam tersi yönde etkimektedir. Yükseltilmiş ısı iletim direnci duvar yüzey sıcaklığında bir artma meydana getirmektedir.

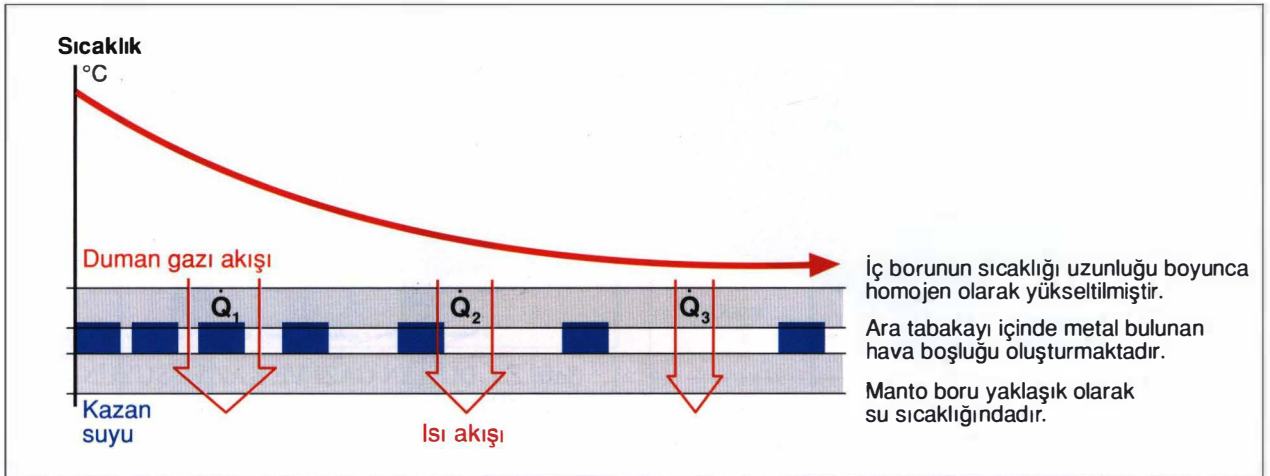


Şekil 2.12. ÇELİK DÜŞÜK SICAKLIK KAZANI S 625'TEKİ COMPOSIT - DUMAN GAZI BORULARI

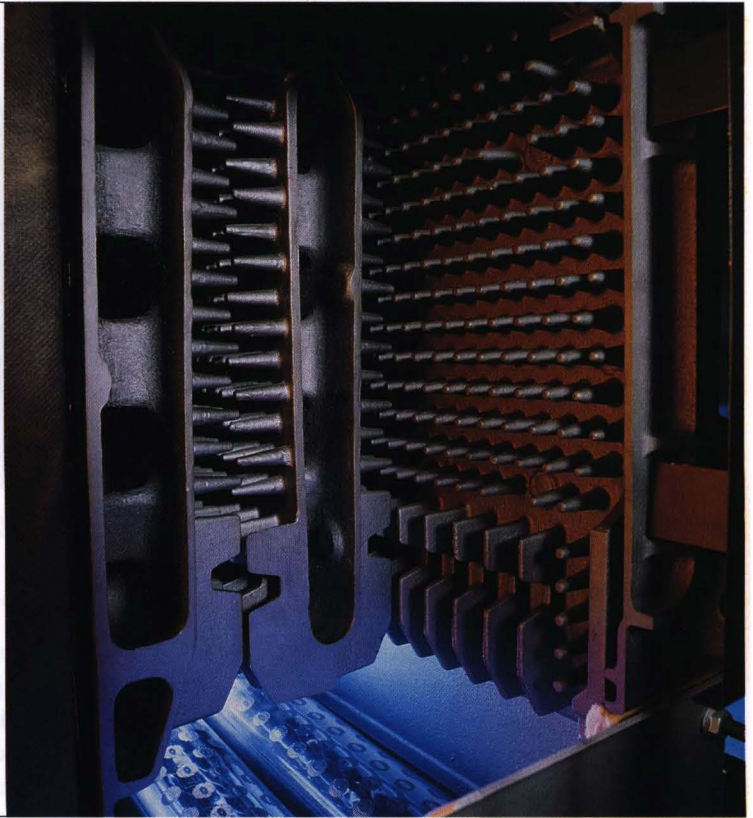
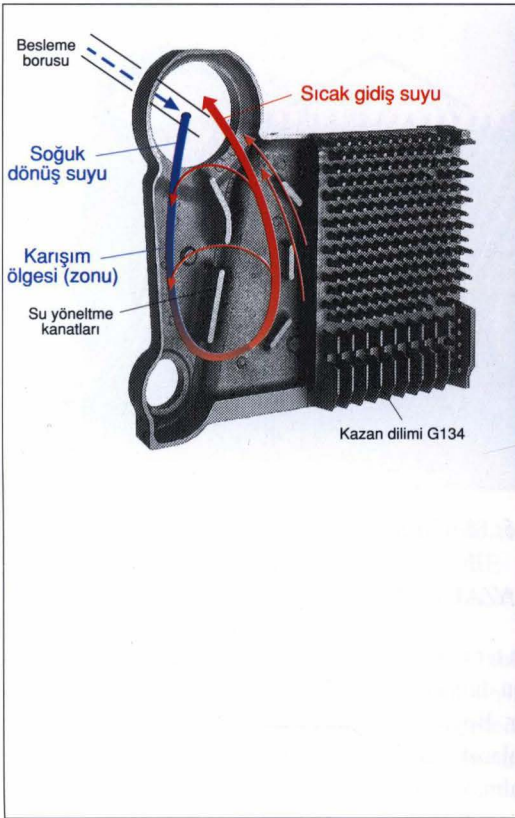
THERMOSTREAM - Tekniği

THERMOSTREAM - Tekniği soğuk dönüş suyunun sıcak gidiş suyu ile tanımlanmış bir karışımını sağlamaktadır. Farklı kazan geometrileri ve konstrüksiyonları nedeniyle bu teknik küçük güç bölgesinde büyük güç bölgesindeki ne göre farklı bir şekilde uygulanmaktadır.

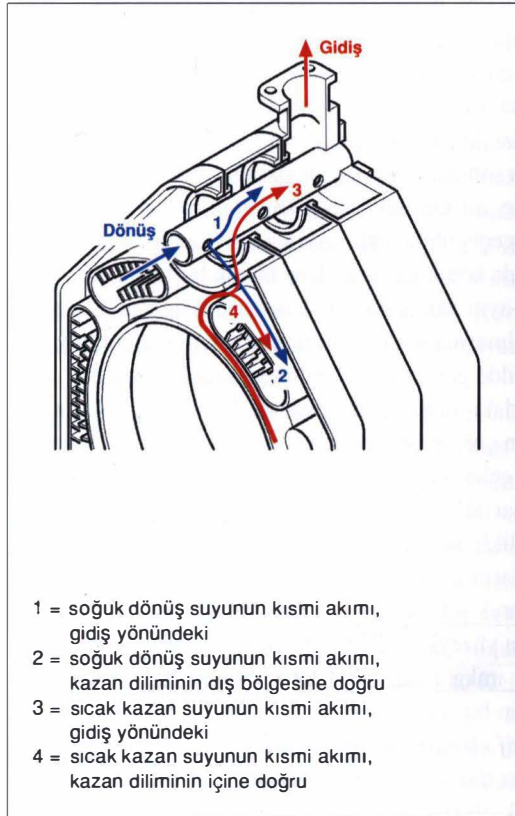
Soğuk dönüş suyu nipel yuvalarından geçirilen besleme borusunun çıkış delikleri ile, kazan diliminin su kısmındaki özel olarak oluşturulmuş bir karışım bölgesine verilmektedir. Enjeksiyon etkisi ve su kısmındaki dökümden yaratılan yöneltme kanatlarının desteği ile sıcak gidiş suyu hemen dönüş suyuna karışmaktadır. Yanma gazları karışım kısmına temas etmediği için kondens oluşumu mümkün değildir. Isıtılan dönüş suyu daha sonra termik olarak en yüksek yüke sahip bulunan yere (su kısmının direkt olarak brülör yüzeyinin üzerinde bulunan bölgesi) sevk edilmektedir. 15°C'nin altındaki dönüş suyu sıcaklıklarında dahi, gidiş suyu sıcaklığı 40°C olmak kaydıyla zararlı bir kondens oluşumu meydana gelmemektedir.



Şekil 2.11. ISI AKIŞININ COMPOSIT - DUMAN BORUSU İÇİNDE DUMAN GAZI AKIŞI BOYUNCA AYARLANMASI



Şekil 2.13. THERMOSTREAM - PRENSİBİNİN GAZ YAKITLI DÜŞÜK SICAKLIK KAZANI G 134 ÖRNEĞİNDEKİ UYGULAMASI



Şekil 2.14. THERMOSTREAM - PRENSİBİNİN GAZ YAKITLI DÜŞÜK SICAKLIK KAZANI G 515 ÖRNEĞİNDEKİ UYGULAMASI

Büyük güçlü sıvı/gaz yakıtlı kazanlarda THERMOSTREAM - Prensibi konstrüktif olarak daha değişiktir. Burada da soğuk dönüş suyu bir dağıtım borusu yardımıyla dilimin nipel yuvalarına verilmektedir. Ancak karışım olayı doğrudan çıkış deliği çevresinde meydana gelmektedir. Delikten çıkan dönüş suyu akımı kısmi akımlara (1 ve 2) ayrılmakta, bunlar da kazanın su kısmından yükselmekte olan sıcak su ile karışmaktadır. Kısmi akımların enjeksiyon etkisi ve gidiş ile ilgili basınç düşüşü nedeniyle gidiş suyu ve alt su kısmının sıcaklığını belirleyen sıcak kısmi akımlar (3 ve 4) oluşmaktadır.

Kazan su çıkış deliğindeki akış kazan dilimindeki hidrolik davranışlarla bağlantılıdır.

Kısmi akımlar (1 ile 3) , (2 ile 4) birbirine karışmaktadır. Karışmış, istenen sıcaklığa getirilmiş akımlar (2 ve 4) dış duvara temas ederek aşağı inmekte ve iç tarafta termik olarak yüklenen sıcak yanma odası duvarlarına temas ederek ısınmakta ve yukarı çıkmaktadır. Yukarıda sıcak kazan suyu olarak tekrar kısmi akımlara (3 ve 4) ayrılmaktadır.

Öncelikli amacı (zararlı kondens oluşumunun engellenmesi) yanı sıra THERMOSTREAM - Prensibi kazanda iyi bir iç sirkülasyon da sağlamakta, böylece bugüne kadar minimum kazan su debisi ile ilgili alışılmış koşullar ortadan kalkabilmektedir.

CD - Isıtma yüzeyi

CD, Bilgisayar Tasarımını ifade etmektedir. Bu tanım ısıtma yüzeyinin bilgisayar destekli yöntemlerle termodinamik olarak optimize edildiğini göstermektedir. CD- Isıtma yüzeyi özel olarak atmosferik brülörlü gaz yakıtlı kazanlar için geliştirilmiştir. Atmosferik brülörlü gaz yakıtlı kazanlar fan desteği olmadan çalışmaktadır. Sıcak duman gazları sahip oldukları termik kaldırma kuvvetleri nedeniyle kazanın ısı geçiş yüzeylerinden akmaktadır. Bu esnada gazlar soğumakta (örneğin 850'den 160°C'ye) ve hacimleri azalmaktadır. Bu olay gaz kanunları yardımıyla kolaylıkla açıklanabilir.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} \quad (2.1)$$

\dot{V} = duman gazı debisi

T = mutlak duman gazı sıcaklığı

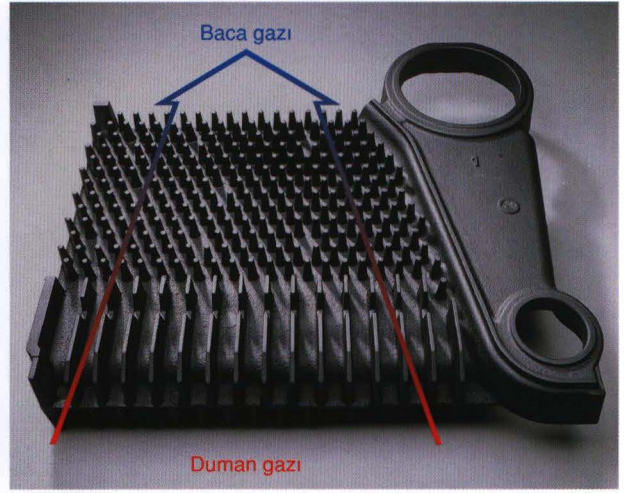
1 = akış yolunun başlangıcındaki

2 = akış yolunun sonundaki

$$\text{örneğin } \dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{160 + 273}{850 + 273}$$

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot 0,39$$

Duman gazı yolunun sonunda duman gazının hacmi başlangıç değerinin sadece %39'u kadardır. Ancak duman gazı hacminin azalması ile birlikte hızı ve böylelikle ısı transfer kalitesi de azalmaktadır. Gerçi türbülansı teşvik eden parçalar (örneğin duman gazlarına girdap hareketi veren sac parçalar) ile ısı transferi iyileştirilebilmektedir. Ancak akış dirençlerinde de bir artış görülmektedir. Bu ise fan desteği olmadan çalışan atmosferik brülörlü kazanlarda istenmeyen bir durumdur.



Şekil 2.15. SERBEST KESİTİN ŞEKİLLENDİRİLMESİ İLE DUMAN GAZI HACMİNİN AZALMASI DENGELENMEKTEDİR.

Problemin termodinamik bakımdan doğru olan çözümü akış kesitlerinin duman gazındaki hacim azalmasına göre düzenlenmesidir. Böylece akış hızı ısıtma yüzeylerine iyi bir ısı transferi olacak şekilde duman gazı yolunun sonuna doğru da aynı kalmaktadır.

Pratik sonuç: Aynı ısı eşanjör yüzeyi ile duman gazlarından daha fazla ısı alınmakta ve böylelikle kazanın kullanma ısı verimi bugüne kadar sadece üflemlü brülörlü kazanlarda görülen %93'ün üzerindeki değerlere yükselmektedir.

Özel avantajlar: elektrikli fan tahrik enerjisinin gerekmesi, çok düşük gürültü seviyesi ve titreşimsiz çalışma.

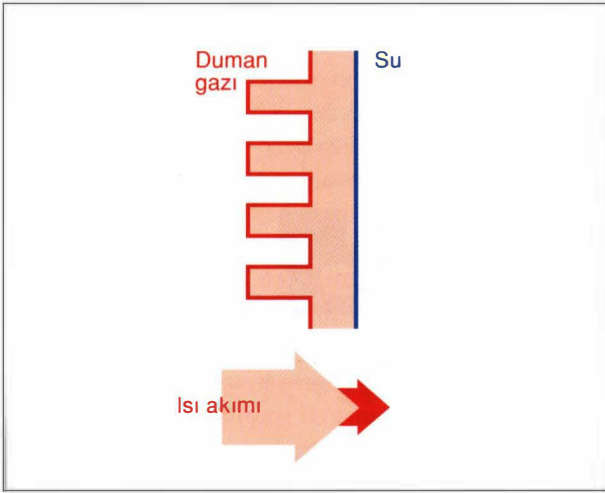
CD- Isıtma yüzeyi karakteristik özellikler göstermektedir: Duman gazı ile temasta olan yüzey yukarı doğru (duman gazı yolunun sonuna doğru) azalmaktadır. Buna paralel olarak bu bölgede, alt taraftaki yassı kanatlardan konik kanatlara doğru bir geçiş olmaktadır. Ayrıca bu yüzeyin son üçte birlik kısmında konik kanatlar daha büyük bir taban çapına sahiptir. Bu aynı zamanda akış kesitlerinin duman gazlarının hacim azalmasına uyumunun üretim tekniği bakımından da iyi bir şekilde gerçekleştirilebilmesini sağlamaktadır.

Alt kısımdaki yassı kanatlar sıcak, büyük hacimli duman gazları için çok serbest bir kesit sunmakta ve aynı zamanda brülörden gelen yüksek ışıyım miktarını alabilmektedir. Konik kanatlar akan duman gazlarının içine dalmış durumda olup öncelikle konvektif ısı transferini üstlenmektedir. Konik kanatların geometrisi, sayısı ve düzeni akış yollarının serbest olarak şekillendirilmesini sağlamaktadır.

CD- Isıtma yüzeyi gri döküm malzemenin mükemmel şekillendirilme imkanından faydalanmakta ve malzemeye özgü tasarım için bir örnek oluşturmaktadır.

Konstrüktif eleman olarak kanatlar

Kanatlar ısı transfer yüzeyini büyütmede ve bu nedenle termodinamik olaylarda, kanatların ısı akımı içinde olma veya olmama durumuna göre verilen veya alınan ısı miktarının artması sağlanmaktadır.



Şekil 2.16. DUMAN GAZI TARAFINDAKİ YÜZEYE KONAN KANATLAR İLE ISI AKIŞ YOĞUNLUĞUNUN ARTTIRILMASI

Özellikle duman gazı tarafındaki yüzeylere kanat konması döküm veya çelik düşük sıcaklık kazanları için istenmeyen kondens oluşumuna karşı en uygun önlemlerden birisidir. Böylece ısı akış yoğunluğu ve bununla da duvar sıcaklığı artırılmaktadır.

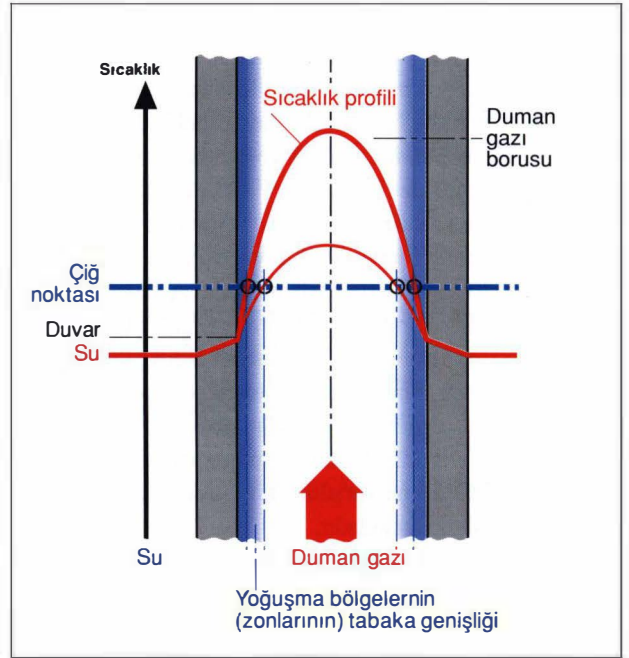
Kanatlar YK'larda ve hatta yoğuşma bölgesindeki ısı geçiş yüzeylerinde de başarı ile kullanılmaktadır. Böylece genellikle birçok mekanizmanın bir araya geldiği ve konstrüktif şekillendirmeye bağlı olarak çok belirgin özelliklerin kullanıldığı anlaşılmaktadır.

2.3.2. Yoğuşmalı Kazan

YK'lar bugün hemen hemen bütün güç aralıklarında üfleli brülörlü gaz yakıtlı kazan şeklinde sunulmaktadır. Isıt.Sis.Yön. YK'lar için CE- işareti ile ilgili şartların dışında başka bir şart koşmamaktadır. Böylelikle DSK'ları için geçerli olan değişken brülör gücü veya çok kazanlı sistem uygulaması da ortamdaki kalkmaktadır. Kazan gücü, DSK'larında olduğu gibi binanın norm ısı ihtiyacından bağımsız olarak belirlenebilir.

YK'larda önemli olan tam bir yoğuşma için mümkün olduğunca uygun şartların sağlanmasıdır. Duman gazı kesitindeki sıcaklığın seyir şekli ve bunun çığ noktası doğrusuna olan konumu belirleyicidir. Şekil 2.17 çığ noktasının altında bulunan bir duvar yüzey sıcaklığında (yaklaşık su sıcaklığına karşılık gelmektedir) kondens miktarının merkezdeki akım sıcaklığı tarafından belirlendiğini göstermektedir. İyi YK'larda bu nedenle duman gazı yolunun sonunda kazan suyu ile duman gazı arasında sadece bir kaç Kelvin'lik sıcaklık farkı mevcuttur. Buna yüksek etkenliğe sahip, özel olarak yoğuşma şartlarına uygun olan ısıtma yüzeyi konstrüksiyonları ve kısmi yük bölgesine mümkün olduğunca giren değişken bir brülör ile ulaşılmaktadır.

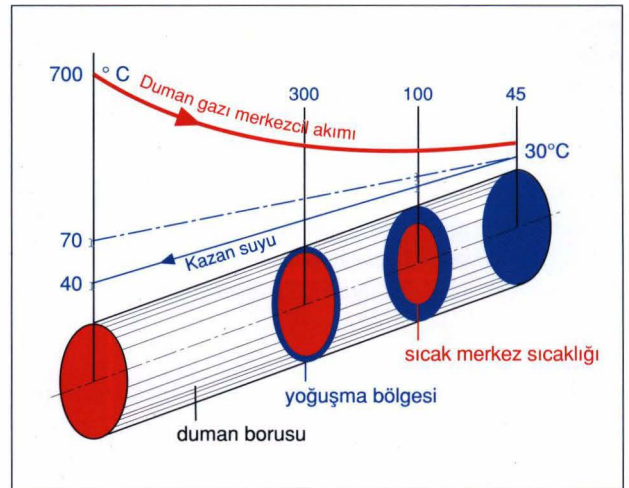
En düşük merkezdeki akım sıcaklığına doğal olarak duman gazı yolunun sonunda ulaşılmaktadır. Mümkün olduğunca



Şekil 2.17. AZALTILAN BRÜLÖR GÜCÜ MERKEZDEKİ GAZ AKIMININ SICAKLIĞINI AZALTMAKTA VE YOĞUŞMAYA EĞİLİMİ İYİLEŞTİRMEKTEDİR.

efektif bir yoğuşma elde edilebilmesi için en düşük su sıcaklığının da burada bulunması gerekmektedir. DSK'larının (bu kazanlarda aynı yönlü paralel akım prensibi konstrüktif esasını oluşturmaktadır) aksine YK'larda duman gazı ve kazan suyu için ters yönlü paralel akım söz konusudur.

Şekil 2.18'de mavi ile gösterilen boru kesitleri yoğuşma bölgesinin (zonunun) tabaka kalınlığı, kırmızı ile gösterilenler ise çığ noktası üzerinde bulunan merkezdeki gaz akım bölgesi ile ilgilidir.



Şekil 2.18. DUMAN GAZI VE KAZAN SUYUNUN ZİTYÖNLÜ PARELEL AKIMI KONDENS OLUŞUMUNU İYİLEŞTİRMEKTEDİR. KAZAN DÖNÜŞ SUYU SICAKLIĞI BELİRLEYİCİDİR.

40°C'lik bir gidiş suyu sıcaklığında dahi (yani çığ noktasının oldukça altında) duman gazı yolunun ön kısmında pratik olarak kayda değer bir yoğunlaşma meydana gelmemektedir, çünkü 300 ile 700°C arasındaki merkezdeki akım sıcaklığı sadece teorik olarak mevcut bir yoğunlaşma bölgesine (zonuna) müsaade etmektedir. Aynı şey 200 ile 300°C arasında merkezdeki akım sıcaklığına sahip olan duman gazı yolunun orta bölgesi için de geçerlidir. Asıl yoğunlaşma duman gazı yolunun son %20 ile 25'inde başlamaktadır. Ancak burada gidiş suyu sıcaklığı kondens miktarı için pratik olarak bir rol oynamamaktadır. Burada çığ noktasının oldukça üzerine çıksa dahi, bunun duman gazı yolunun sonundaki sıcaklık durumuna kayda değer bir etkisi olmamaktadır.

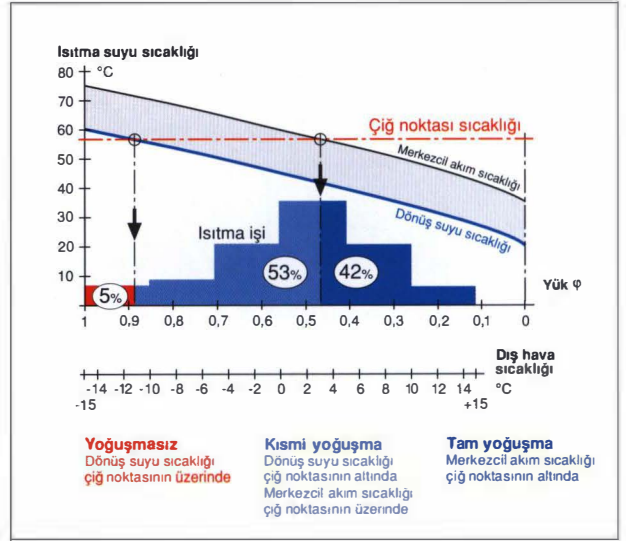
Önemli: YK'nın etkinliği dönüş suyu sıcaklığı tarafından belirlenmektedir. Buna karşılık gidiş suyu sıcaklığı sadece önemsiz bir rol oynamaktadır.

Bir YK'nın değişken sıcaklık ile işletilmesi halinde, dönüş suyu sıcaklık eğrisi üzerinde belirleyici işletme büyüklüğü olarak üç karakteristik dönem (tam yoğunlaşma, kısmi yoğunlaşma ve yoğunlaşmaz) tariflenebilir. Bu dönemler ısı ihtiyacı değerleri ile ilgili yüzdelerle birlikte belirlenebilmektedir. Şekil 2.19, konutlarda çok sık karşılaşılan 60°C'lik norm dönüş suyu sıcaklığı için Almanya şartlarında üç karakteristik dönemin yıllık gerçekleşme yüzdelerini vermektedir. (Şekil 2.2 ile de karşılaştırmamız.)

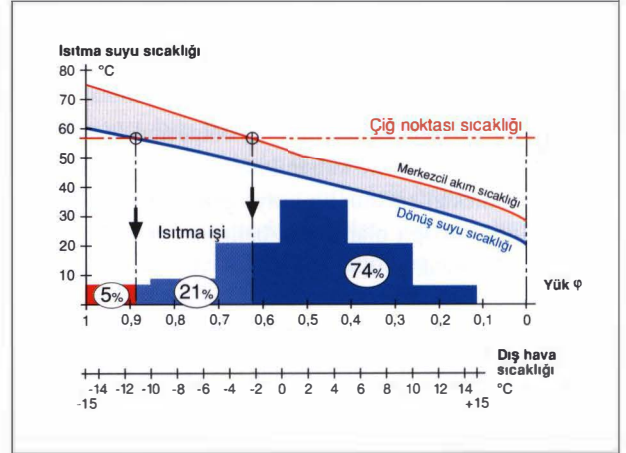
Merkezdeki akım sıcaklığı Şekil 2.19'da 15K'lık mesafe ile dönüş suyu sıcaklığına paralel olarak çizilmiştir. Kısmi yükte azaltılan bir brülör gücü çok etkilidir, çünkü bununla merkezdeki akım sıcaklığı düşürülmekte ve tam yoğunlaşmalı işletme dönemi genişletilmektedir. Şekil 2.20'de brülör gücü 0°C'lik dış hava sıcaklığında anma ısı gücünün %50'sine düşmüştür. Çığ noktası ile merkezdeki akım sıcaklığının kesişme noktası sola kaymakta ve tam yoğunlaşma ile sağlanan ısı miktarı %74'e yükselmektedir. Bu şartlar altında yaklaşık olarak %105 değerindeki norm kullanma ısı verimine ulaşılmaktadır.

Kullanma ısı verimleri Almanya'da geleneksel olarak yakıtın alt ısı değerine göre belirlendiğinden YK'larda %100'ün üzerinde değerler görülebilmektedir. Böylece alt ısı değerinin bugün artık uygun bir ölçek sunmadığı anlaşılmaktadır. Kullanma ısı veriminin yakıtın üst ısı değeri ile ilişkilendirilmesi, duruma açıklık kazandırmaktadır. Ayrıca yoğunlaşmalı olmayan kazanların fiili kayıp büyüklükleri de ortaya çıkmaktadır. Ölçekler arasındaki dönüşüm büyüklüğü Ho/Hu oranıdır. Doğal gaz için yaklaşık olarak $9,8 \text{ kWh} / 8,8 \text{ kWh} = 1,114$ geçerlidir.

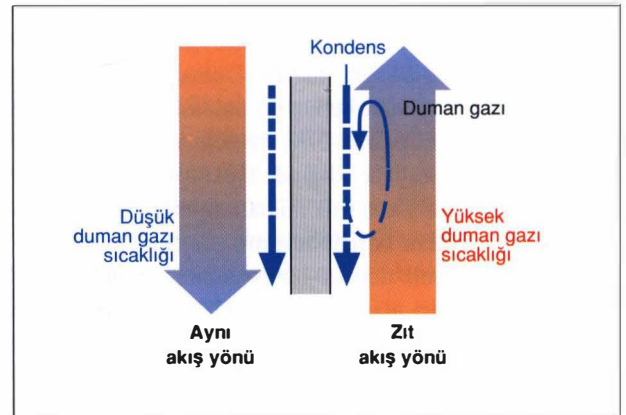
Doğal olarak YK'larda söz konusu olan husus kondens oluşumunun en iyi şekilde teşvik edilmesidir. Bölüm 2.2'de verilen yoğunlaşma ile ilgili temel şartların yanı sıra bir dizi konstrüktif teknik detayın büyük bir önemi vardır; bunlar öncelikle damla yoğunlaşmasını teşvik etme ve birikintileri ve film oluşumlarını önleme amacına hizmet etmektedir. Diğer bir amaç da doğal olarak korozyon emniyetidir; bu, korozyona dayanıklı uygun malzemelerin kullanılması ile sağlan-



Şekil 2.19. YOĞUŞMASIZ DURUMDAKİ, KISMİ VE TAM YOĞUŞMADAKİ ISITMA ZAMANI YÜZDELERİ, TEK KADEMELİ BRÜLÖRDE



Şekil 2.20. YOĞUŞMASIZ DURUMDAKİ, KISMİ VE TAM YOĞUŞMADAKİ ISITMA ZAMANI YÜZDELERİ, MODÜLASYONLU (ORANSAL) BRÜLÖRDE



Şekil 2.21. DUMAN GAZI İLE KONDENSİN AYNI AKIŞ YÖNÜNE SAHİP OLMASI KONDENS KAZANCINI İYİLEŞTİRMEKTEDİR.

maktadır. Gaz yakıt yakılmasında belirli alüminyum alaşımları ve paslanmaz çelikler pratik olarak kabul görmüştür.

Damla yoğuşması ile ısı transferinin en etkin şekline ulaşılmaktadır. Buradaki ısı transferi film yoğuşmasındakinden 10 kat daha büyüktür ve buna göre YK'nın kullanma ısı ve verimi, yapısal büyüklüğü ve yatırım maliyetleri üzerine doğrudan etkiler oluşmaktadır. Film yoğuşması, birbiriyle ilişkili büyük ve iyi ıslatılabilen yüzeyler tarafından teşvik edilmektedir. Eğer kondens akışı engellenirse, ısı transferini engelleyen ilave kondens birikintileri oluşmaktadır.

Tüm bunlara göre yoğuşma yüzeylerinin mümkün olduğunca düşey olarak yerleştirilmesinin gerektiği anlaşılmaktadır. Ayrıca kondens duman gazı ile aynı yönde akması durumunda, oluşturulan kondensin bir kısmı yüksek sıcaklığa sahip duman gazları ile temas sonucunda yeniden buharlaşır ve bundan enerji kazancı olarak faydalanılamaz.

Teknik uygulama şekilleri

Daha önce belirtilen termodinamik olaylar nedeniyle duman gazı yolunun, duyulur duman gazı ısısının alınabilmesi için yoğuşma döneminin başladığı bölgeye kadar kanatlı yapılması ve daha sonra düz duvarlara geçilmesi mantıklıdır. Kanatlar gerçekte duvar sıcaklığını artırmaya yardım etmektedir ama önceki bölümde izah edildiği gibi burada merkezdeki yüksek akım sıcaklığı nedeniyle zaten pratik anlamda kon-

dense rastlanmamaktadır. Bundan sonra borunun üzerindeki düz yüzeyli kısım yoğun olarak başlayan yoğuşmayı su sıcaklığına çok yakın olan sıcaklığı nedeni ile teşvik eder.

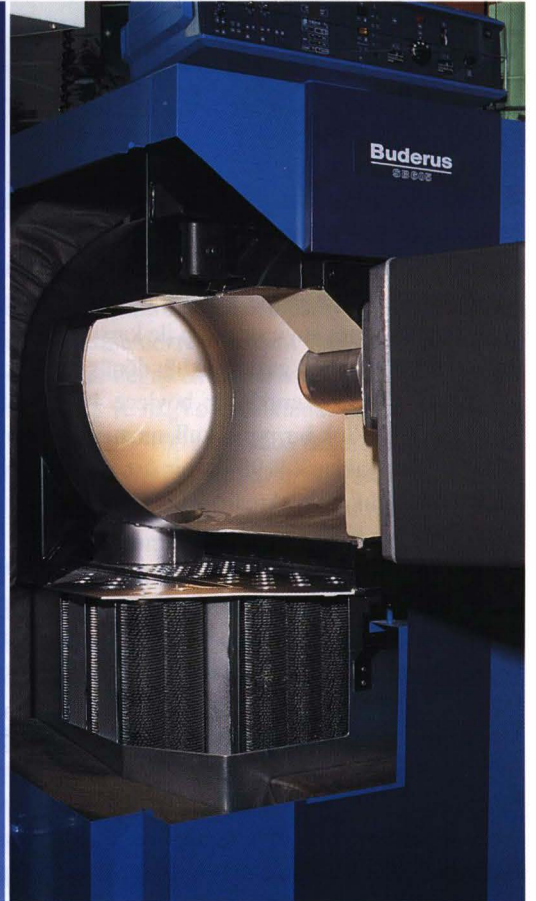
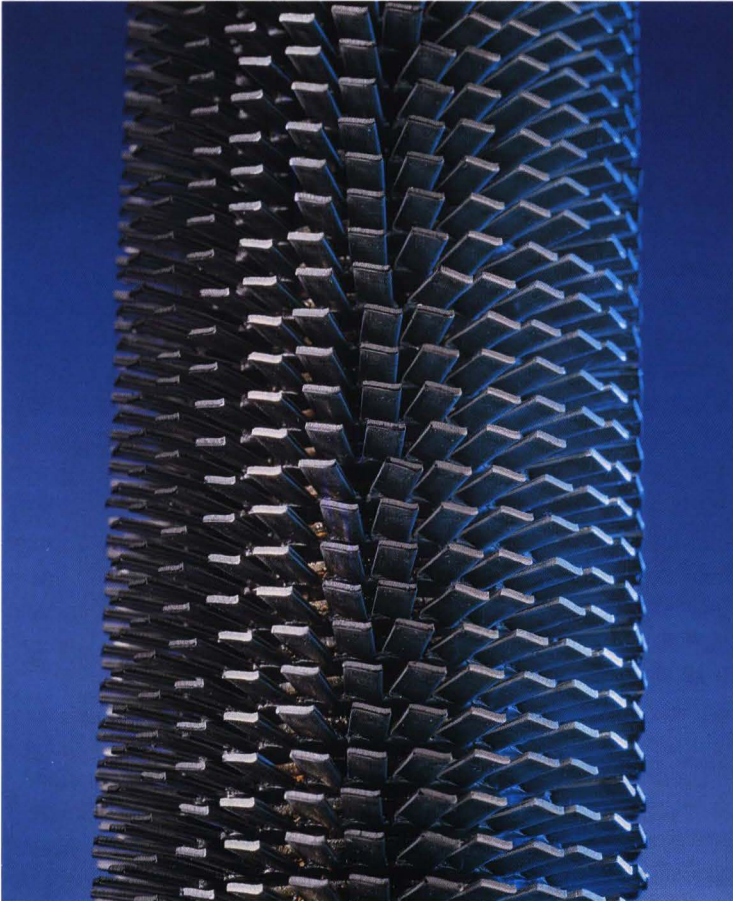
Ancak bu teorik temel kabullere pratik işletme şartları altında farklı bakılmalıdır. Duman gazı yolunun sonunda tüm sıcaklık seviyesi ve ısı akış yoğunluğu zaten termik "kanat etkisi" hiç etkili olmayacak kadar düşüktür.

Ancak kanatlara şekil verme ve bunların düzenlenmesi ile başka bir etkinin yaratılması mümkündür. Burada, kanatlar yardımıyla amaçlanan damla yoğuşmasını teşvik etmek, daha avantajlı bir durum yaratmaktadır. Öncelikle büyük güçlü kazanlarda bu, özellikle istenmektedir.

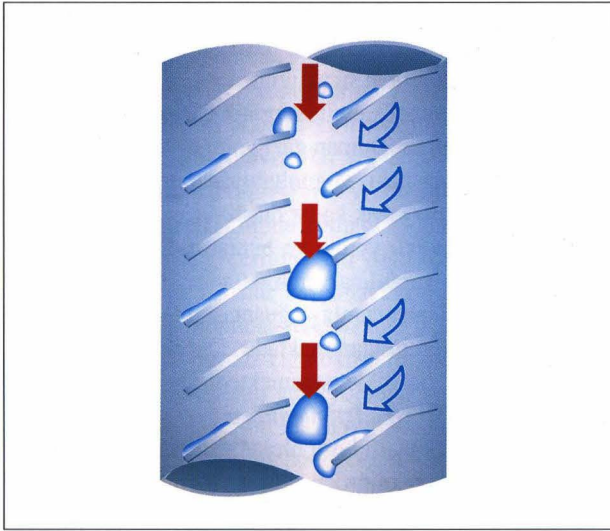
TURBO - KONDENS - Isıtma yüzeyi

Tüm ısı eşanjörü kanatlı boru bloku şeklinde imal edilmiştir. Duman gazları eşanjörden çapraz zıt yönlü akım şeklinde geçmektedir.

Kanatların kendileri radyal olarak yarılmıştır ve bu şekilde oluşturulan her bir müstakil eleman eğik şekilde durmaktadır. Kondens önce küçük, sonra adhezyon kuvveti yenilinceye ve damla kanat aralarından aşağı düşüncüye kadar sürekli büyüyen damla şeklinde oluşmaktadır. Bu damla, yolu üzerindeki diğer, daha küçük damlaları da sürüklemekte, bunların kendileri diğer kanat elemanlarının üzerine düşmekte ve böylece kalınlaşan bir su filmi mekanik bir şekilde önlenmektedir.



Şekil 2.21. GAZ YAKITLI YOĞUŞMALI KAZAN SB 605'İN TURBO - KONDENS - ISITMA YÜZEYİ



Şekil 2.23. TURBO-KONDENS - ISITMA YÜZEYİNİN ETKİME PRENSİBİ

Kayma ve yüzey elemanları ile çok sayıdaki temas damlacıkların iyi bir şekilde soğumasını da sağlamaktadır ; burada düşük bir duman gazı sıcaklığının oluşmasının yanı sıra meydana gelen kondensatör ısı çekilmesi de önemlidir.

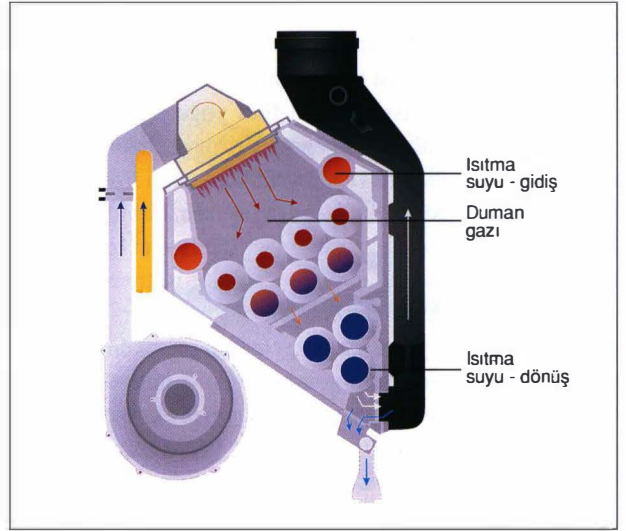
Kompakt duvar tipi kazanının alüminyum - kanatlı ısıtma yüzeyi

Duvara asılabilen küçük güçlü YK'lar doğal olarak kompakt ve hafif olmak zorundadır. Buna rağmen gerekli yoğuşma yüzeyinin yerleştirilebilmesi için aynı şekilde öncelikli olarak kanatlı borular kullanılmaktadır. Kanat malzemesi olarak yüksek ısıl iletkenliğe sahip alüminyum veya alüminyum alaşımları kullanılmaktadır. Kanat geometrisi yoğuşma şartlarına uygun ise kanat etkisi büyük olmakta ve film yoğuşması önlenmektedir.

Duman gazları Şekil 2.24'teki ısı eşanjör blokundan çaprazıt yönlü akım prensibiyle geçmektedir. Duman gazı yolunun sonunda dönüş suyu sıcaklığı ile karşılaşmaktadır. Anma ısı gücündeki baca gazı sıcaklığı dönüş suyu sıcaklığının yaklaşık 2 Kelvin üzerindedir; böylece 40/30°C lik ısıtma eğrisinde %109'luk bir norm kullanma ısıl verimine ulaşılmaktadır. Bu yaklaşık %98'lik bir üst ısıl değerden faydalanmaya karşılık gelmektedir. 75/60°C'lik ısıtma eğrisinde ise bu değerler %105 ve %94'tür.

Üst ısıl değerden yüksek oranda faydalanma %100 ile %30 arasındaki modülasyonlu (orsal) brülör işletmesi ile sağlanmaktadır. Bu işletme tarzı 75/60°C'lik ısıtma eğrisi ile dahi ısının %71'inden fazlasını tam yoğuşma şartları altında sağlamaktadır.

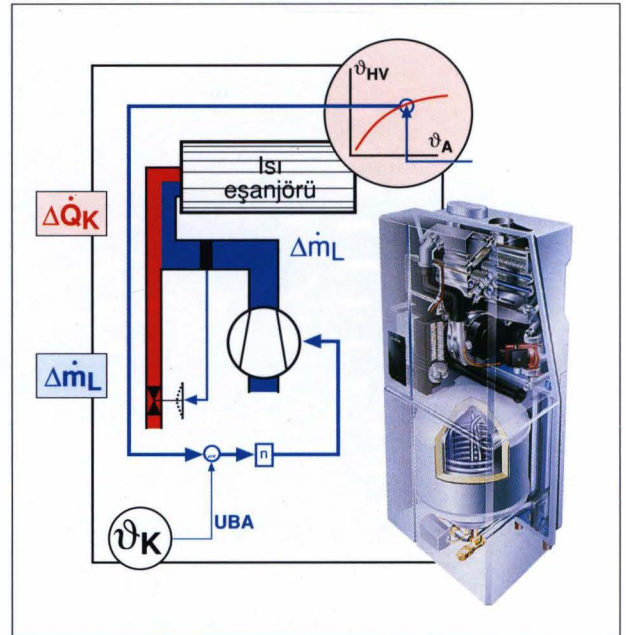
Üst ısıl değerden optimal şekilde faydalanma ile ilgili diğer önemli bir husus da yanmadaki hava fazlılığına doğrudan bağlı olan çığ noktası sıcaklığı değeridir. Tüm modülasyon bölgesi boyunca sabit düşük hava fazlılığı ile çalışabilmesi için otomatik gaz yakıt-hava karışımı bir güç kumandası gereklidir. Bu nedenle bir gaz-yakıt-hava-birleşik kontrolü aynı şekilde yüksek verimli YK'ların olması gereken özelliklerinden biridir.



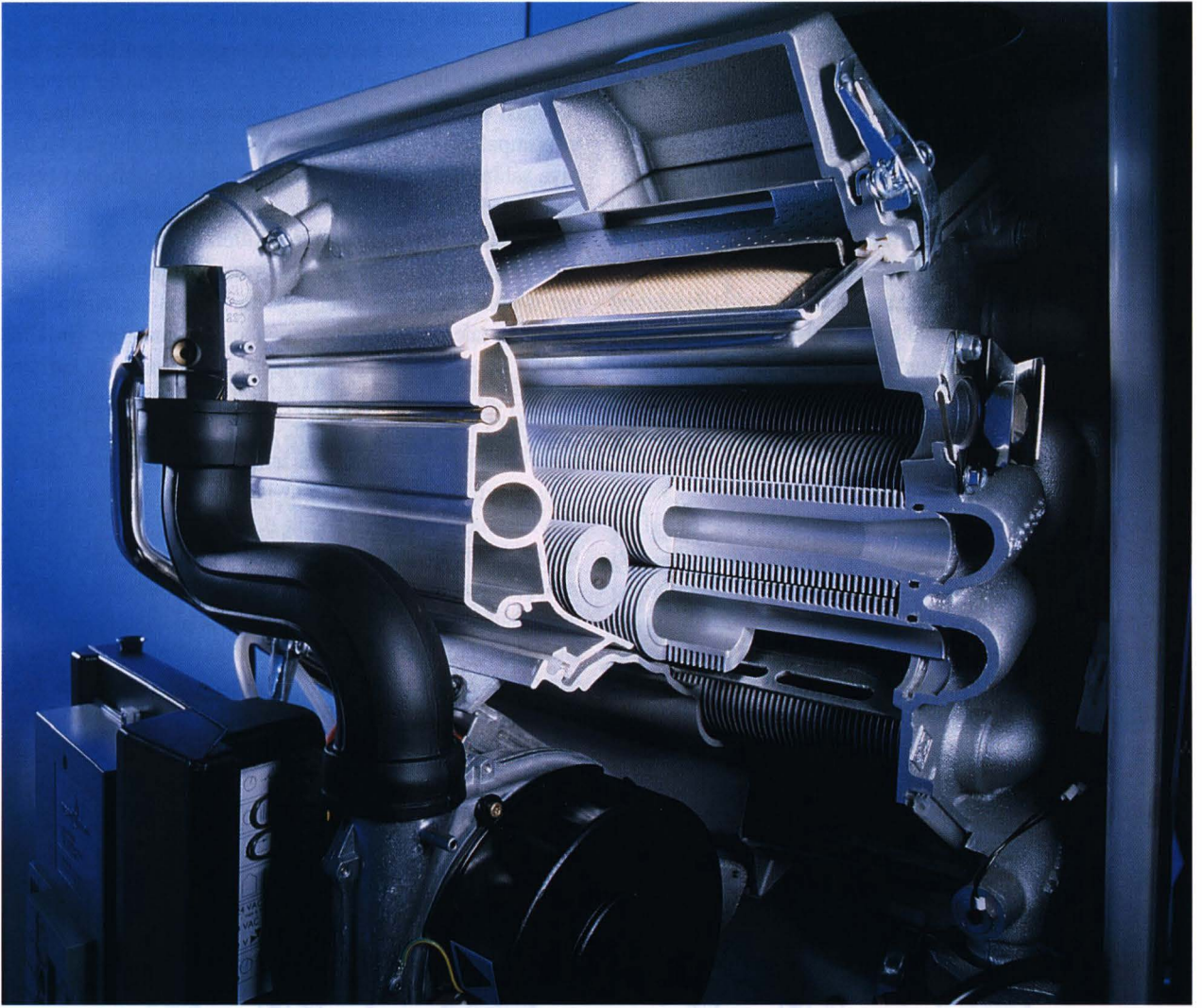
Şekil 2.24. DUMAN GAZI VE SU AKIMININ GENEL SEYİR ŞEKLİ, DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZAN GB 112'DE

Gaz yakıt - hava - bileşik kontrolü

Buradaki giriş büyüklüğü, dış hava sıcaklığına uygun olarak kazan su sıcaklığının (ϑ_K) fiili değeri ile karşılaştırılan ısıtma eğrisinin sıcaklığıdır. Sapma durumu fan devir sayısında (n) ve böylece sevk edilen kütleli hava debisinde (m'_L) değişiklik meydana getirmektedir. Hava akımı, üzerinde hava debisi ile orantılı bir basınç farkı oluşan bir lüleden geçmektedir. Bu basınç farkı da bir membran yardımıyla gaz yakıt kumanda ventilini ve akan gaz yakıt miktarını (m'_G) etkilemektedir. Bu tür bir kumandanın ilave bir avantajı hava-baca gazı yolundaki basınç farkları ile ilgili işletmeye bağlı değişikliklerin de (örneğin kirlenmelerin) göz önüne alınabilmesidir.



Şekil 2.26. GAZ YAKIT-HAVA-BİLEŞİK KONTROLÜNÜN ETKİME PRENSİBİ, DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZAN GB 112'DE



Şekil 2.25. DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZAN GB 112'NİN BRÜLÖRÜ VE ISI EŞANJÖRÜ

2.4. Pratik İşletmedeki Düşük Sıcaklık Kazanı

Buderus - DSK'nın işletme şartları ile ilgili ayrıntılı talimatlar, kontrol sistemleri Ecomatic 3000 ve 4000'e ait planlama dokümanlarından ve genel katalogta bulunan çalışma föyleri K2 ve K6'dan alınabilmektedir.

Genelde bir DSK'nın işletilmesi ile ilgili olarak karşılanması gereken çok belirgin koşullar bulunmaktadır. Kazanın konstrüktif yapılış tarzına bağlı olarak bunlar aşağıda belirtilen işletme kriterleri veya şartlarından bir kaçını veya hepsini olabilmektedir :

- minimum veya sabit kazan suyu hacimsel debisi
 - minimum kazan suyu sıcaklığı
 - minimum işletme süresi
 - minimum kazan dönüş suyu sıcaklığı
 - minimum brülör gücü (değişken yakma güçlü brülörlerde)
- Genellikle bu şartları karşılayabilmek için birçok imkan bulunmaktadır. Burada her biri için tipik bir imkan bir uygulama örneği olarak gösterilmiştir.

Minimum veya sabit kazan suyu hacimsel debisi

Şekil 2.27 a) temel durumu göstermektedir. Isıtma devresi

kütlesel su debisi ısıtma devresi pompası (H_p) tarafından belirlenmekte ve ısıtma devresi karışım vanasının (H_M) konumuna bağlı olarak değişken kazan ve ısıtma devresi kısmi akımlarından (m'_K ve m'_H) oluşmaktadır. Kazan devresi debisi (m'_K) burada %0 - 100 arasındaki değerleri alabilmektedir. Ancak kazan devresine bir kazan devresi pompası (K_p) konması halinde kazandan geçen debi sabit tutulabilir.

Karışım vanasının tam açık ve pompa sevk debilerinin (m'_{KP} ve m'_{HP}) aynı olması durumunda hidrolik dengeleme hattından akış olmamaktadır. Karışım vanası kazan devresinden girişi kısıtığında bir kısmi akım dengeleme hattına gönderilmekte, m'_{KP} karışım vanası konumundan bağımsız olarak sabit kalmaktadır.

Buderus'un DSK'ları için (döküm veya çelik fark etmez) minimum kazan suyu kütlesel debisi ile ilgili bir talepte bulunulmamaktadır. Bu nedenle Şekil 2.27 b)'de gösterilen devre esasen gerekli değildir.

Minimum kazan suyu sıcaklığı

Modern kazan konstrüksiyonları sayesinde artık sağlanması gereken belirli sistem sıcaklıkları ile ilgili işletme koşulları

ortadan kalkmıştır. Ancak bu husus henüz genel olarak geçerli değildir. İmalatçının minimum sıcaklıklar talep etmediği durumlarda aşağıda belirtilenlerin anlamı yoktur. Aşağıdaki önlemler hidrolik sistemin basitleşmesi ve maliyet azalması ile ilgili hangi önemli avantajların bu taleplerin ortadan kalkması ile elde edildiğini anlama konusunda yardımcı olmaktadır. Bir minimum kazan suyu sıcaklığı ile ilgili talep kazana ait olan kontrol elemanları tarafından sağlanmaktadır. Buna rağmen kazanın müsaade edilmeyecek kadar düşük sıcaklıkta nispeten uzun olarak çalıştığı işletme dönemleri (örneğin büyük su hacimli sistemlerde uzun durma sürelerinden sonraki ısınmada olduğu gibi) oluşmaktadır. Bu durumda aşağıda belirtilen soğuk ısıtma devresi dönüş suyunun kazana girmesinin sınırlandırılması ile ilgili hidrolik tedbirlerin alınması gerekmektedir.

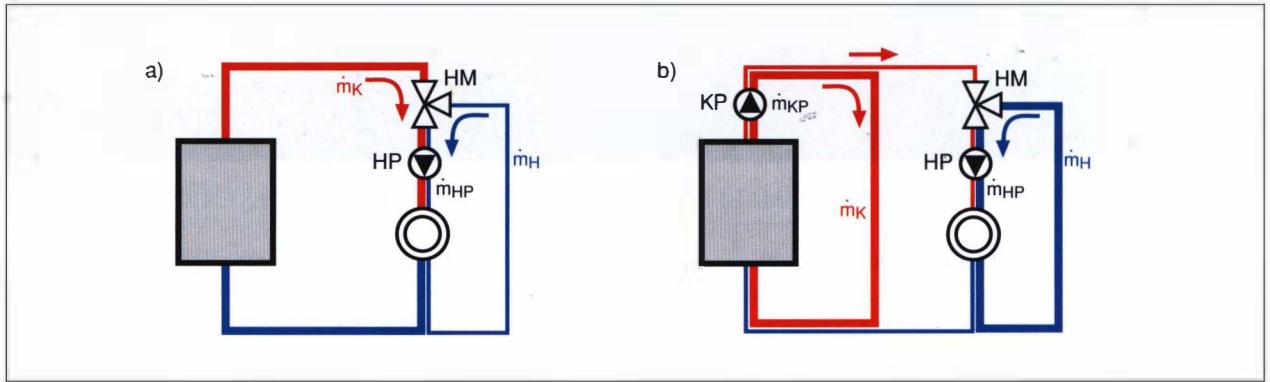
Minimum kazan dönüş suyu sıcaklığı

Bu talep ya genel ya da sadece değişken brülör güçleri ile bağlantılı olarak şart koşulmaktadır. Burada genellikle sıvı ve gaz yakıt ile ilgili olarak istenenler farklıdır (örneğin sıvı yakıt yakılmasında 45°C, gaz yakıt yakılmasında 55°C). Talep edilen minimum dönüş suyu sıcaklığının sağlanabilmesi için çok sayıda hidrolik uygulama alternatifi mevcuttur. Bunların hepsinde ortak olan husus relatif olarak en yüksek ısıtma devresi sıcaklığına sahip durumdaki kazan gidiş suyunun kazan dönüş suyunun kısa devre edilmesidir. Bu doğal olarak, kazan gidiş suyunun kendisinin yeterince yüksek bir

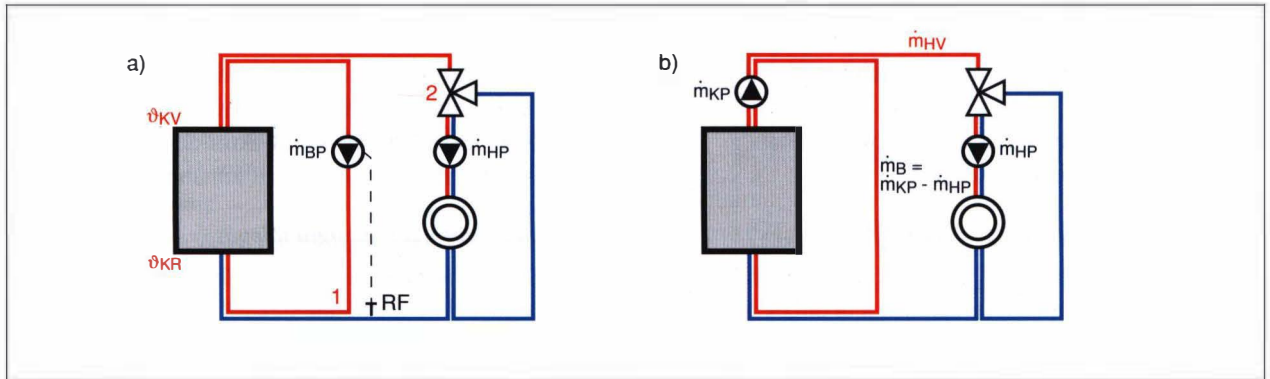
mutlak sıcaklık seviyesine sahip olmasını şart koşmaktadır. Karışım bir by-pass hattı üzerinden gerçekleşmektedir. Karışım miktarı (m_B), ya bu by-pass hattına konan bir “by-pass pompası” (Şekil 2.28 a) ya da ısıtma devresi pompasına veya pompalarına seri bağlı ve bunlara göre daha büyük bir debiye sahip olan bir kazan devresi pompası tarafından belirlenmektedir. (Şekil 2.28 b)

Her iki temel devrenin etkime şekilleri stasyoner olan ve olmayan işletme durumu için incelenmek zorundadır. Stasyoner işletme durumunda tüm sistem işletme sıcaklığındadır. Kazanda talep edilen dönüş suyu sıcaklığına göre 10 K'lık daha yüksek bir sıcaklık bulunması durumunda karışım miktarı (m'_B) ısıtma devresi kütlelesel su debisinin (m'_H) yaklaşık %15'i olmak zorundadır.

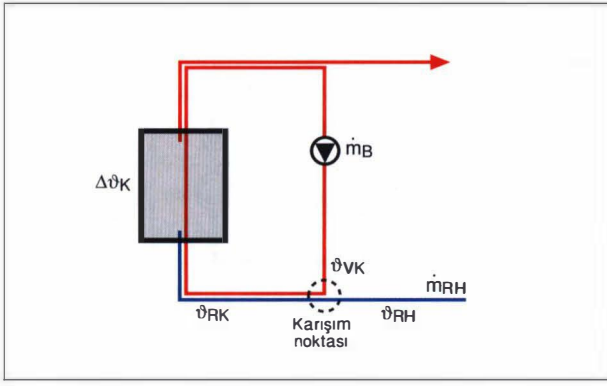
Stasyoner işletmede karışım için sıcak kazan suyu daima mevcuttur. Sıcaklık düşümlü işletmeden sonraki ısınma olaylarında tüm sistem soğuk durumdan yüksek sıcaklığa ısıtılmaktadır. Kararlı olmayan bu işletme durumunda kazan, şartlara bağlı olarak çok uzun bir süre müsaade edilmeyen düşük bir sıcaklık bölgesinde çalışmaktadır. Kazan suyu sıcaklığı gerekli dönüş suyu sıcaklığının altında seyrettiği sürece dönüş suyunun kazan gidiş suyunun karıştırılması fayda sağlamamaktadır. Isınma olayında karışım vanaları kontrol tekniği bakımından tüketici devrelerinde bir müdahale olmaksızın önce tam açık durumdadır, çünkü gerekli olan gidiş suyu sıcaklığına ulaşamamaktadır. Sistemden gelen



Şekil 2.27. a) DEĞİŞKEN KÜTLESEL DEBİLİ KAZAN DEVRESİ b) SABİT KÜTLESEL DEBİLİ KAZAN DEVRESİ



Şekil 2.28. a) BİR BY PASS POMPASI İLE DÖNÜŞ SUYU SICAKLIĞININ YÜKSELTİLMESİ b) BİR KAZAN DEVRESİ POMPASI VE BY PASS HATTI İLE DÖNÜŞ SUYU SICAKLIĞININ YÜKSELTİLMESİ



Şekil 2.29. KARIŞIM NOKTASINDAKİ SICAKLIK ŞARTLARI VE ISITMA SUYU KÜTLESEL DEBİLERİ KAZAN DÖNÜŞ SUYU SICAKLIĞINI BELİRLEMEKTEDİR.

değişmeyen soğuk dönüş suyu debisinde (m'_{RH}) kazan gidiş suyu sıcaklığının ulaşabileceği maksimum değer.

$$\vartheta_{VK} = \vartheta_{RH} + \Delta\vartheta_K \quad (2.2)$$

$$\left(\Delta\vartheta_K = \frac{Q'_K \cdot 860}{m'_{RH}} \right) \text{ olmaktadır.}$$

Burada ϑ_{VK} karışım miktarından (m'_B) tamamen bağımsızdır. Bu tamamen kazan dönüş suyu sıcaklığını (ϑ_{RK}) etkilemektedir. Karışım noktasında (Şekil 2.29) aşağıdaki enerji bilançosuna göre

$$m'_B \cdot (\vartheta_{VK} - \vartheta_{RK}) = m'_{RH} \cdot (\vartheta_{RK} - \vartheta_{RH})$$

Kazan dönüş suyu sıcaklığı

$$\vartheta_{RK} = \frac{m'_B \cdot \vartheta_{VK} + m'_H \cdot \vartheta_{RH}}{m'_{RH} + m'_B} \text{ olmaktadır.}$$

$m'_{RH} = 1$ ve m'_B 'de kendine göre olan bir yüzde (X_B) şeklinde yerine konursa bağıntı basitleşerek şu hale gelmektedir.

$$\vartheta_{RK} = \frac{X_B \cdot \vartheta_{VK} + \vartheta_{RH}}{1 + X_B} \quad (2.3)$$

Örnek 2.1 Soğuk durumdan başlayan ısınmada dönüş suyunun karıştırılması

Karışım debisi $m'_B = m'_{BH}$ kabul edilmiştir.

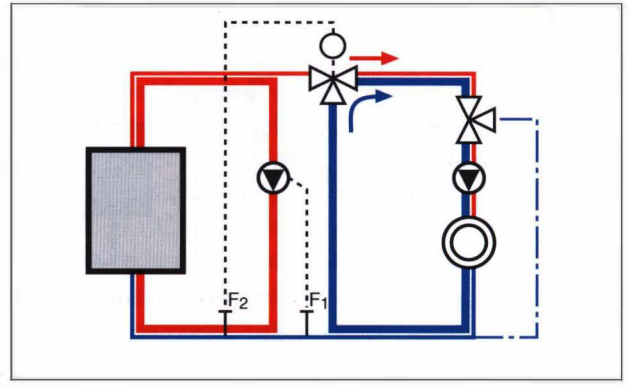
Isıtma devresi dönüş suyu sıcaklığı 20°C , kazan gidiş suyu sıcaklığı 40°C 'dir.

$$\vartheta_{RK} = \frac{1 \cdot 40 + 20}{1 + 1} = 30^\circ\text{C}$$

Sonuçtan da görüldüğü gibi çok büyük karışım miktarları halinde bile dönüş suyu sıcaklığının etkili bir şekilde yükseltilmesi mümkün değildir. Mevcut sıcaklık durumu tüm sistem su hacmi değiştirilene kadar böyle kalmaktadır. Aşağıdaki formüle göre durum şöyledir :

$$\Delta t = \frac{m'_{sistem}}{m'_{RH}} \quad (2.4)$$

Kazan gidiş suyu sıcaklığını ve bununla karışma etkisini mümkün olduğunca hızlı bir şekilde artırabilmek için



Şekil 2.30. DÖNÜŞ SUYUNA GİDİŞ SUYUNUN KARIŞTIRILMASI, KAZAN KÜTLESEL SU DEBİSİNİN SINIRLANMASIYLA BİRLİKTE

m'_{RH} 'nin sınırlandırılması gereklidir. Şekil 2.28'deki ısıtma devresi karışım vanasının veya Şekil 2.30'daki müstakil dağıtım ventilinin kapatılması ile bu mümkündür. Sıcaklık hissedicisi (F_1) ihtiyaca bağlı olarak by-pass pompasını çalıştırmakta, F_2 kazan dönüş suyu sıcaklığını ölçmekte ve istenen değer altına inilmesi durumunda dağıtım ventilinin kapanmasını sağlamaktadır.

m'_{RH} 'nin Z faktörü ile sınırlandırılması ile kazandaki sıcaklık artışı $\Delta\vartheta_K$ 'dan $\Delta\vartheta'_K$ 'ya yükselmekte ve böylelikle kazan gidiş suyu sıcaklığı

$$\vartheta'_{VK} = \vartheta_{RH} + \Delta\vartheta'_K \quad (2.5)$$

$$\Delta\vartheta'_K = \frac{\Delta\vartheta_K}{Z} \quad Z < 1 \quad (2.6)$$

olmaktadır.

m'_B burada, önceden olduğu gibi sırf kazan dönüş suyu sıcaklığını belirlemekte, ancak şimdi bunu

$$\vartheta'_{RK} = \frac{X_B \cdot \vartheta_{VK} + Z \cdot \vartheta_{RH}}{Z + X_B} \quad (2.7)$$

değerine yükseltmektedir.

Örnek 2.2 Soğuk durumdan başlayan ısınmada dönüş suyunun karıştırılması, ısıtma devresi dönüş suyunun sınırlandırılması ile birlikte

Örnek 2.1'deki veriler geçerlidir. Isıtma devresi dönüş suyu debisi $Z = 0,5$ 'e düşmektedir.

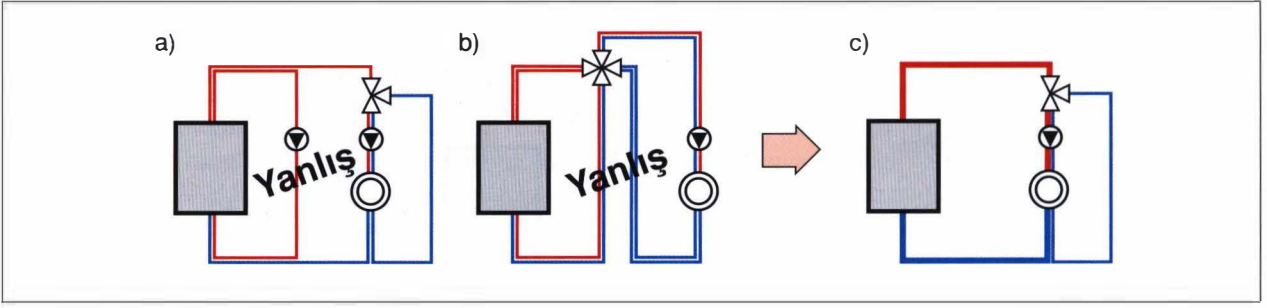
$$\vartheta'_{VK} = 20 + \frac{20}{0,5} = 60^\circ\text{C}$$

$$\vartheta'_{RK} = \frac{1 \cdot 60 + 0,5 \cdot 20}{0,5 + 1} = 46,7^\circ\text{C}$$

Minimum brülör gücü ile ilgili talep

Talep imalatçı bilgilerine uygun olarak sağlanmak zorunda olup Bölüm 2.2'de gösterilen merkezdeki akım sıcaklığı, su sıcaklığı ve kondens miktarları arasındaki ilişkiye dayanmaktadır.

Minimum brülör gücü ile yeterince yüksek bir merkezdeki akım sıcaklığı sağlanmakta ve muhtemel bir kondens oluşumu düşük tutulmaktadır.



Şekil 2.31. YK'larla dönüş suyu sıcaklığının yükselmenin önlenmesi

2.5. PRATİK İŞLETMEDEKİ YOĞUŞMALI KAZAN

YK'nın enerji ekonomisi doğrudan dönüş suyu sıcaklığına bağlıdır. Bunun yükseltilmesi ile ilgili hidrolik önlemlerin alınması ters işlemekte ve bir hata olmaktadır. Dönüş suyu sıcaklığının yükseltilmesi ile ilgili her türlü tertibatın ortadan kalkması, sistem tekniği bakımından maliyetleri de düşüren önemli bir basitleşme demektir.

YK ile ilgili hatalar dönüş suyu sıcaklığının istenerek yükseltilmesi ile ilgili önemlerdir. Bunlara by-pass (karışım) pompaları ve önceki bölümde bahsedilen önlemler dahildir. Mevcut sistemlerde konvansiyonel kazanların YK'larla değiştirilmesinde mevcut olan dönüş suyu sıcaklığını yükseltme ile ilgili hidrolik tertibatlar devre dışı bırakılmalıdır.

Dört yollu karışım vanaları da kazan dönüş suyu sıcaklığını yükseltmektedir. Bu nedenle bunlar kullanılmamalı veya üç yollu vana ile değiştirilmelidir.

YK ile ilgili eksiklikler tüketicilere özgü yüksek dönüş suyu sıcaklıkları veya farklı sıcaklıklara sahip dönüş suları ve bunların karışımı ile istenmeyen veya önlenemeyen dönüş suyu sıcaklık yükselmeleridir.

Bu tür "eksiklikler" in enerji bakımından dezavantajlı etkisi sadece bir bakışta değerlendirilmemelidir. "Eksiklik" bazen önemsiz pratik bir anlama sahip olmaktadır.

Bununla İlgili Tipik Birkaç Örnek :

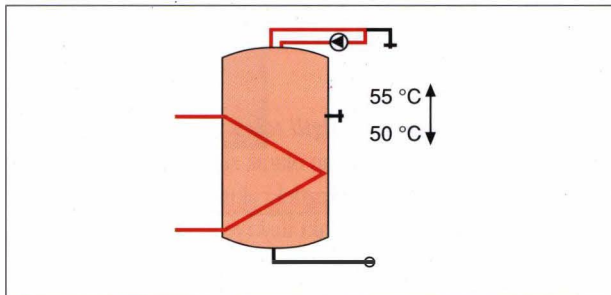
Isı eşanjörü içinde olan boiler sistemleri ile kullanma suyu ısıtılması

Boiler ısıtılmasına iki tipik işletme durumu neden olmaktadır:

a) Sistem kayıplarının karşılanması

Boylerin tüm hacmi oldukça homojen bir şekilde ısıtılmıştır. Isıtımda bu nedenle en iyi durumda YK'nın kısmi yoğuşmasına ulaşılmaktadır.

$$\eta_{BWK} \approx \%96$$

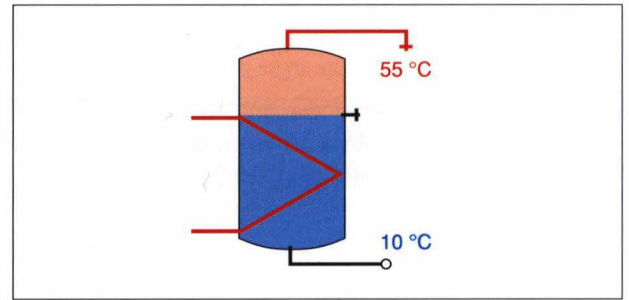


Şekil 2.32.

b) Faydalı bir tüketimin karşılanması

Sıcak su tüketiminde boylere giren soğuk su, sıcaklık hissedicisinin montaj düzlemine ulaşınca bir ısıtma gerçekleşmektedir. Isı eşanjörü soğuk su içinde bulunmakta ve ısıtma süresinin büyük bir kısmında YK'nın tam veya kısmi yoğuşmalı olarak çalışmasını sağlamaktadır.

$$\eta_{BWK} \approx \%100$$



Şekil 2.33.

Örnek 2.3 Kullanma suyu ısıtılmasında bir YK'nın enerji bakımından değerlendirilmesi

Bu değerlendirme gerçek sistemle idealize edilmiş bir sistemin karşılaştırılması ile gerçekleşmektedir. Faydalı - sıcak su ihtiyacı, 4 kişilik (2 kWh/gün ve kişi)

Faydalanma süresi 330 gün/yıl

Boiler kayıpları 1,1 kWh/24h

Sirkülasyon kayıpları 0,5 kWh/24h

Gerçek olarak ulaşılabilen kullanma ısıl verimleri ile ilgili tahmin : boylerin ısıtılmasında %100, boiler ve sirkülasyon kayıplarının karşılanmasında %96

$$Q_w = \frac{8 \text{ kWh/gün} \cdot 330 \text{ gün/yıl}}{1,0} + \frac{1,6 \text{ kWh/gün} \cdot 330 \text{ gün/yıl}}{0,96} = 3190 \text{ kWh/yıl veya } 319 \text{ m}^3 \text{ gaz yakıt/yıl}$$

Tam yoğuşmalı ideal sistem :

$$Q_w = \frac{(8 + 1,6) \text{ kWh/gün} \cdot 330 \text{ gün/yıl}}{1,09}$$

$$= 2906 \text{ kWh/yıl veya } 291 \text{ m}^3 \text{ gaz yakıt/yıl}$$

Gerçek ve ideal sistem arasındaki küçük mutlak fark pratik olarak önemli bir eksiklik göstermemektedir. Örneğin YK'larla bağıntılı ısıtma (boiler) sistemleri ile ilgili talep bu nedenle tamamen ortadan kaldırılmamalıdır. Büyük kapasitelerde ise kayda değer sistem avantajları ve enerji tasarruf miktarları sağlanmaktadır.

Hidrolik dengeleme hatlı sistemler

YK minimum hacimsel debiler veya minimum sıcaklıklar ile ilgili hiç bir talepte bulunmamaktadır. Şekil 2.35'teki gibi veya hidrolik denge kabı şeklindeki bir dengeleme hattı bu nedenle gereksizdir. Konvansiyonel kazanı bir YK ile değiştirilen mevcut sistemlerde bu dengeleme hattı, gereksiz dönüş suyu karışımlarının kesin olarak önlenememesi için devre dışı bırakılmalıdır. İki ve çok kazanlı sistemlerdeki hidrolik denge kabı istisna oluşturmaktadır. Sadece bir kazan işletmede ise dönüşten gidişe doğru bir dengeleme meydana gelmektedir.

By-pass hattı

By-pass hatları, gidiş ve dönüş arasındaki yüksek basınç farklarını dengelemek olan esas görevlerinin yanı sıra şartlara bağlı olarak, düşük özgül su hacmine (L/kW) sahip ısı üreticileri ile birlikte, ısı üreticisinin sık sık durup kalkmasını (on/off olmasını) önlemek için de öngörülmektedir. By-pass hattının aynı zamanda bir rezerv hacmi hazırlanmadan faydasının az olmasının dışında yoğunmalı işletmeye enerji ile ilgili olan negatif etkisi genellikle oldukça büyütülmektedir.

Hidrolik dengeleme hattının (burada kazan devresi pompasının her fazlalığı kazan dönüş suyuna kısa devre edilmektedir) aksine by-pass hattı yolu sadece talep edilen bir minimum kütesel debinin altına inilmesi durumunda açmaktadır. (Burada by-pass ventilinin doğru ayarlanmış olması şarttır.) Böylece dönüş suyu sıcaklığını yükselten karışım sadece geçici olarak ve doğru ayarlanmış ısıtma eğrisinde de sadece belirtilen düşük yüklerin görüldüğü sürelerde meydana gelmektedir. Burada işletme sıcaklığı seviyesi tam yoğunlaşma sıcaklığının oldukça altında bulunmakta ve gidiş/dönüş arasındaki sıcaklık farkı sadece birkaç Kelvin olmaktadır. Kullanma suyu ısıtılması durumundaki gibi bir gerçek/ideal karşılaştırması yardımıyla enerji ile ilgili etki tahmin edilebilmektedir.

Örnek 2.4 By-pass hattının enerji ile ilgili etkisi

By-pass hattının, hacimsel anma debisinin %50'sinin altı-

na inilmesi durumunda etkili olduğu kabul edilmektedir. Bu durum Almanya için +5°C'lik bir dış hava sıcaklığının üzerinde sürekli mevcuttur. Böylece söz konusu olan +5°C ile +15°C arasındaki zaman dilimidir. Buradaki ısıtma eğrisi sıcaklıkları ve faydalı ısı ihtiyacı ile ilgili kabuller Şekil 2.34 te gösterilmiştir.

+5°C ile +15°C arasındaki faydalı ısı ihtiyacı senelik ısı ihtiyacının yaklaşık %27'sidir. (Şekil 2.2 ile de karşılaştırmamız.) Gidiş ve dönüş suyu sıcaklıkları kazanın şalt aralıklarının dikkate alınmasıyla da büyük bir fark göstermemektedir. Dönüş suyu sıcaklığına eşit alınsa bile, bu by-pass hattı olmayan duruma göre ortalama sadece 2 ila 3K daha yüksek olup hala çığ noktası doğrusunun oldukça altındadır. Ulaşılabilen norm kullanma ısıl verimi en az %107, buna karşılık ideal durumda %109'dur.

$$Q_{5-15^{\circ}\text{C}} = 15 \text{ kW} \cdot 1700 \text{ h/yıl} \cdot 0,27$$

$$= 6885 \text{ kWh veya } 689 \text{ m}^3 \text{ gaz yakıt/yıl}$$

YK'nın ulaşılabilen kullanma ısıl verimi ve yakıt sarfiyatı: gerçek: %107 (by-pass ventilinin devreye girdiği kabul edilmiştir)

$$\frac{689}{1,07} = 625 \text{ m}^3 \text{ gaz yakıt/yıl}$$

ideal : %109

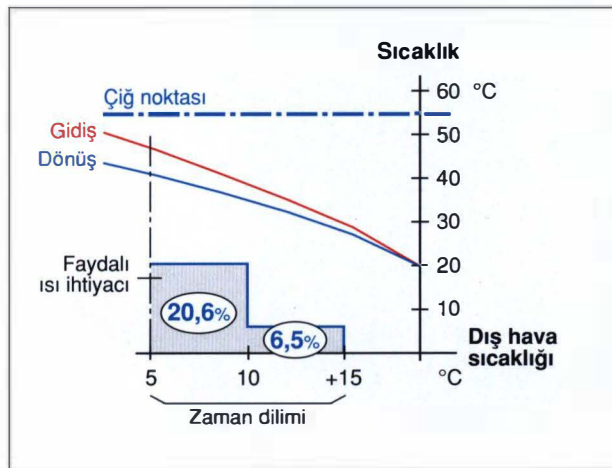
$$\frac{689}{1,09} = 614 \text{ m}^3 \text{ gaz yakıt/yıl}$$

Gerçek kullanma ısıl verimi sadece %103 kabul edilse bile enerji bakımından kötüleşme hiç özel bir pratik anlam taşımaz.

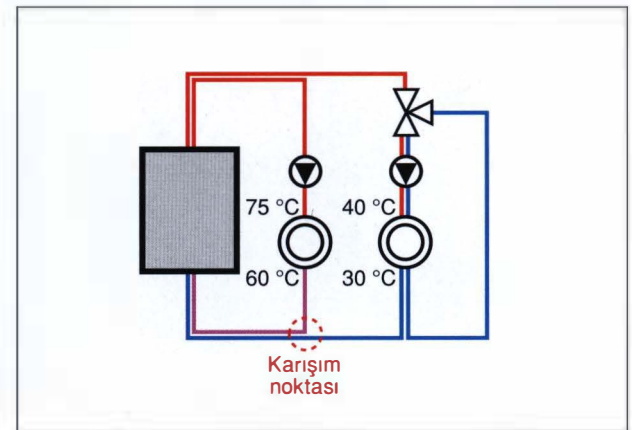
Farklı sıcaklıklara sahip tüketiciler

Bu durum hemen hemen bütün büyük sistemler için tipik olarak geçerlidir. Şekil 2.35'te 60°C'lik ve 30°C'lik dönüş suları karışmaktadır.

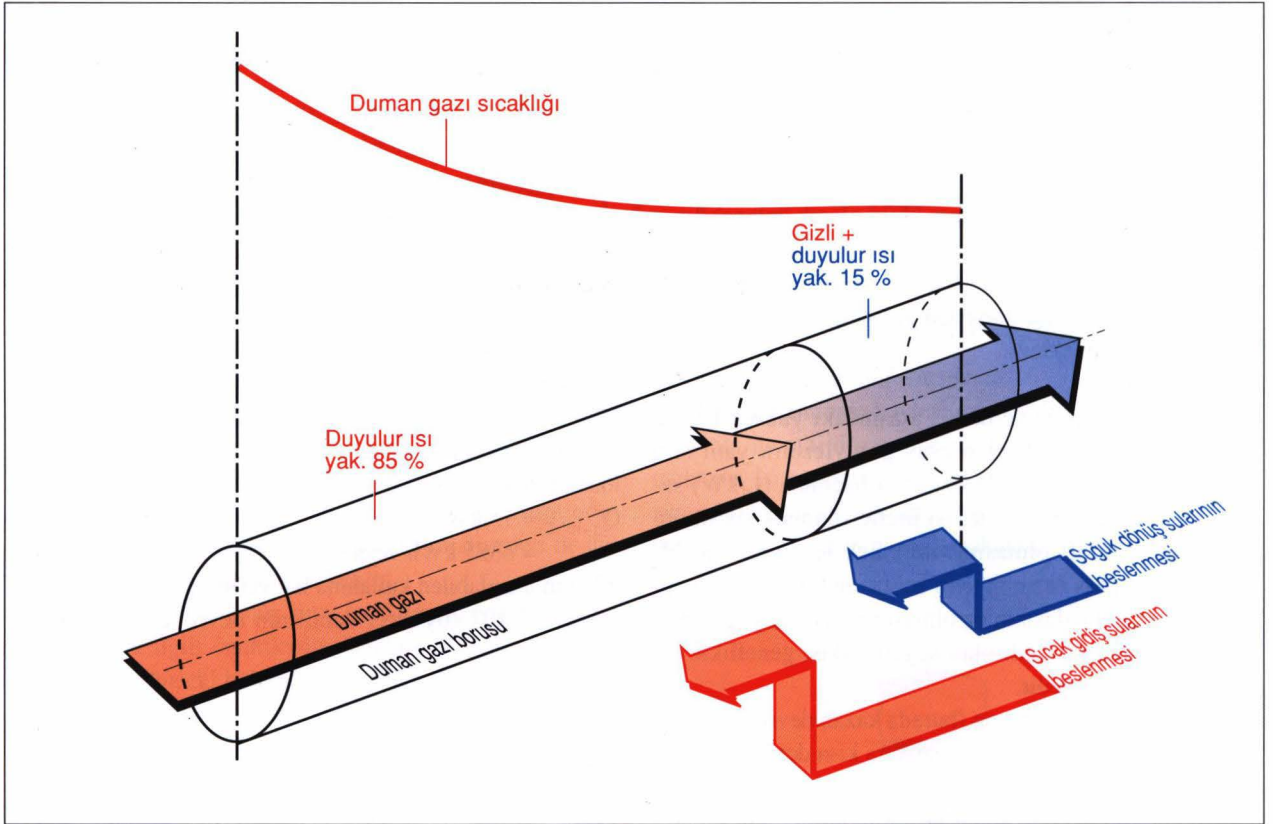
YK'ların duman gazı ısı eşanjörünün yoğunlaşma kısmında müstakil bir dönüş suyu bağlantı ağzına ve bu kısım dışındaki bir yerde ikinci bir dönüş suyu bağlantı ağzına daha sahip olması enerji bakımından büyük bir avantaj sağlamaktadır. Şekil 2.18'de ve bundan geliştirilmiş olan Şekil 2.36'ya göre 100°C'nin altındaki duman gazı içinde kalmış duyulur ve



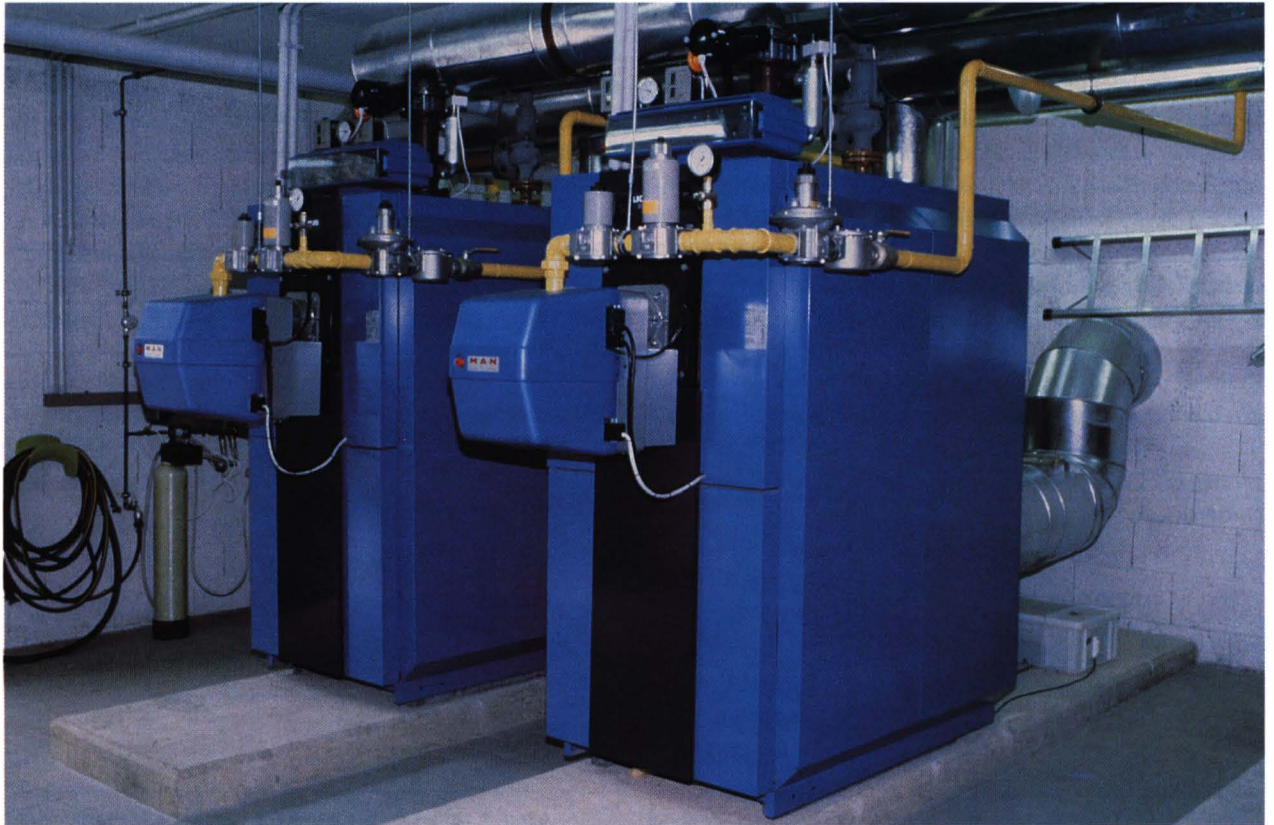
Şekil 2.34. BİR BY - PASS HATTININ KULLANILMASINDAKİ İŞLETME ŞARTLARI



Şekil 2.35. FARKLI SICAKLIKLARA SAHİP ISITMA DEVRELERİ İLE DÖNÜŞ SUYU SICAKLIĞININ YÜKSELMESİ



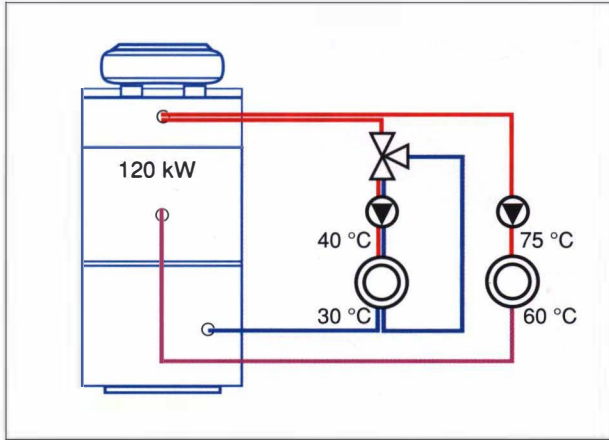
Şekil 2.36. DÜŞÜK SICAKLIĞI SAHİP DÖNÜŞ SULARININ AYRI OLARAK BESLENMESİ



Şekil 2.38. KÖLN'DEKİ ŞEHİR BAHÇE İŞLETMELERİNDE BULUNAN KAZAN SİSTEMİ, HER BİRİ 430 KW GÜCÜ SAHİP OLAN İKİ YOĞUŞMALI KAZAN SB 605 MONTE EDİLMİŞTİR.

gizli ısı H_o 'ya göre belirlenen toplam ısı içeriğinin yaklaşık %15'i kadardır. Isı eşanjörünün bu bölümünde kondens oluşumunu dönüş suyu sıcaklığı belirlemektedir. Bu nedenle, eğer toplam tüketici gücünün %15'i düşük sıcaklığa sahip dönüş suları şeklinde bulunuyorsa, bu YK'nın ekonomikliğini vurgulamak için yeterli olmaktadır.

Şekil 2.37, SB 305 veya SB 605'in bağlantı imkanlarını göstermektedir. Kazanın yoğunlaşma bölgesindeki müstakil dönüş suyu bağlantı ağzına düşük sıcaklığa sahip dönüş suyu bağlanmaktadır. Böylece kazan mevcut durumda pratik olarak tüm sene boyunca tam yoğunlaşmalı çalışmaktadır.



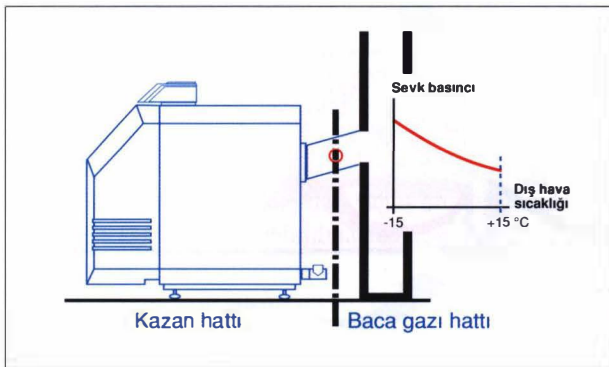
Şekil 2.37. YOĞUŞMALI KAZAN SB 305 VEYA SB 605'TEKİ MÜSTAKİL DÖNÜŞ SUYU BAĞLANTI AĞZINA YAPILAN BAĞLANTI

2.6. ISITMA VE ÇEVRE

2.6.1. Ana Şartlar

Bir kalorifer sisteminde kazan, su ve gaz tarafındaki prosesler arasında kesişme noktası olarak bulunmaktadır. Gaz tarafındaki prosesler sırayla yanma, duman gazı, suya ısı transferi ve kazan yolunun sonunda baca gazlarının dışarı atılmasından oluşmaktadır.

Yanma ve ısı transferinin kaliteleri için kazan duman yolları ile baca hattının etkileşimi oldukça büyük bir öneme sahiptir. Burada brülör fanı basıncı veya doğal baca çekişi etkili olmaktadır. (Şekil 2.39)



Şekil 2.39. KAZAN VE BACA GAZI HATLARI BİR FONKSİYON BİRİMİ OLUŞTURMAKTADIR.

DIN 4705'e göre "sevk basıncı" olarak tanımlanan bu baca çekiş basıncı çevreye karşı negatiftir, yani negatif (atmosfer altı) bir basınçtır. Bu basınç baca gazlarının tahliyesini olumsuz şartlarda da sağlamak zorundadır. Bu nedenle baca hesapları +15°C'lik dış hava sıcaklığına göre yapılmaktadır. Sevk basıncı, azalan dış hava sıcaklığı ile birlikte artmaktadır. (Şekil 2.40) Bu pratik işletmede düşük hava sıcaklığında yanmadaki hava fazlalığının artmasına neden olmaktadır.

Hava fazlalığı artınca

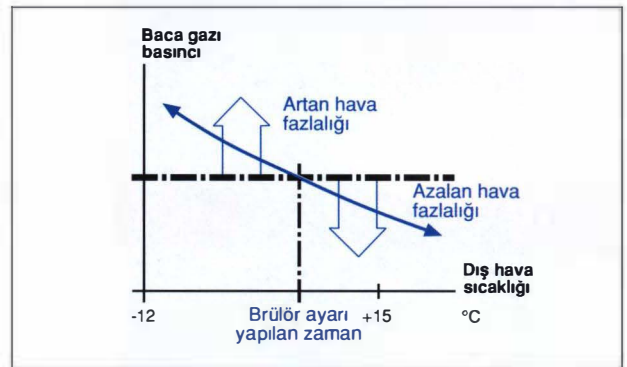
- Baca gazı kaybı artmaktadır
- Kazanın içi daha fazla soğuduğundan durma kaybı (q_B - değeri) artmaktadır.

Daha yüksek baca gazı kaybına hava fazlalığı artışının yanı sıra baca gazı sıcaklığı artışı da neden olmaktadır.

Değişken sevk basıncının diğer bir sonucu da optimal bir brülör ayarı ile ilgili zorluktur. Ayar soğuk günlerde yüksek sevk basıncında ve enerji ekonomisi nedeniyle mümkün olduğunca düşük hava fazlalığında (baca gazında yüksek CO_2 - miktarı) yapılırsa, artan dış hava sıcaklıklarında ve buna bağlı olarak azalan sevk basıncında hava eksikliği nedeniyle CO 'lu, muhtemelen aynı zamanda is oluşumlu (öncelikle sarı alevli brülörlerde) işletme dönemlerinin meydana gelme tehlikesi ortaya çıkmaktadır.

Kararlı basınç şartları nispeten düşük maliyet ve minimum teknik çabayla (örneğin DIN 4795'e uygun yardımcı hava tertibatları ile) tüm seneyi kapsayan işletme döneminde sağlanmalıdır. Çok etkili yan etki olarak bacanın ıslanmasına eğilim azaltılmaktadır. Çünkü baca gazına karıştırılan yardımcı hava dumanın bağıl nemini ve böylelikle su buharı çığ noktası sıcaklığını düşürmektedir. Ayrıca baca gazı kütesel debisi ile yükseltilecek akış hızı nedeniyle baca gazlarının oyalanma süresi ve böylece soğuması azalmaktadır.

Yardımcı hava tertibatları fonksiyon tarzları nedeniyle pozitif basınç altında bulunan baca gazı hatlarında (örneğin ekstrem düşük baca gazı sıcaklığına sahip YK'da) kullanılmaktadır. Ayrıca burada bir yardımcı hava tertibatı bir avantaj da sağlamaz. Çünkü karşı basınç çevre basıncına eşittir ve böylece senelik dalgalanma göstermez.



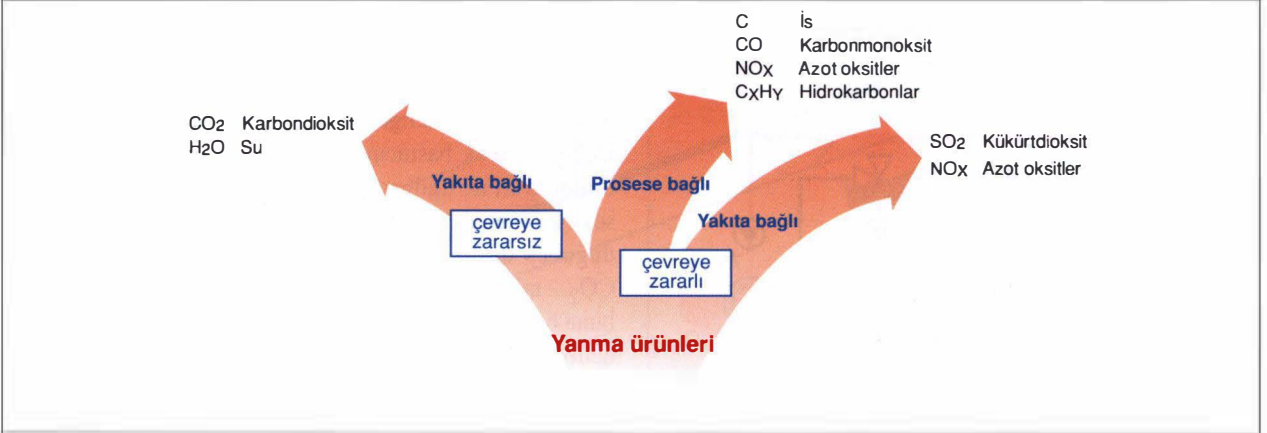
Şekil 2.40. DIŞ HAVA SICAKLIĞI İLE DEĞİŞEN BACA SEVK BASINCININ YANMA ŞARTLARINA ETKİSİ

2.6.2. Zararlı Maddeler

Havanın oksijeni ile reaksiyon sonucunda yakıt elementlerinden ağırlıklı olarak gaz halinde bileşikler meydana gelmektedir. Bunlar “duman gazı” olarak duyulur ve gizli ısı potansiyelini oluşturmaktadır. Duman gazı mümkün olduğunca soğutulduktan sonra baca gazı olarak atmosfere bırakılmaktadır. Tüm baca gazı bileşenlerinin herhangi bir şekilde çevreyi etkilemelerine rağmen çevreye zarar vermeyen ve çevreye zarar veren olarak ikiye ayrılmaları mümkündür. Baca gazı içinde bulunan yanma ürünlerinin türü ve miktarı

kürt bakımından çok fakir olarak ($\leq 0,1$ ağırlık-% veya kü-kürdü tamamen giderilmiş) kullanıma sunulmaktadır. Doğal gaz kükürt bileşeni taşımamaktadır. Yakıtın azot miktarı yanmada oluşan azot oksitlerin oranını etkilemektedir. Azot oksit oluşumu ayrıca prosese de bağlıdır.

Prosesle ilgili olan diğer zararlı maddeler (is, karbonmonoksit ve hidrokarbon bileşikleri) eksik bir yanmanın ürünleridir. Prosesle ilgili NO_x çeşitli oluşma mekanizmaları ile meydana gelmektedir. Bunlardan “termik NO_x - oluşumu” en büyük pratik öneme sahiptir.



Şekil 2.41. SIVI VE GAZ KULLANILMASINDA KARŞILAŞILAN YANMA ÜRÜNLERİ

yakıtın kimyasal bileşimi ve proses şartları (reaksiyonlara eşlik eden sıcaklık, basınç, karışım oranı vb. etkileri) tarafından belirlenmektedir.

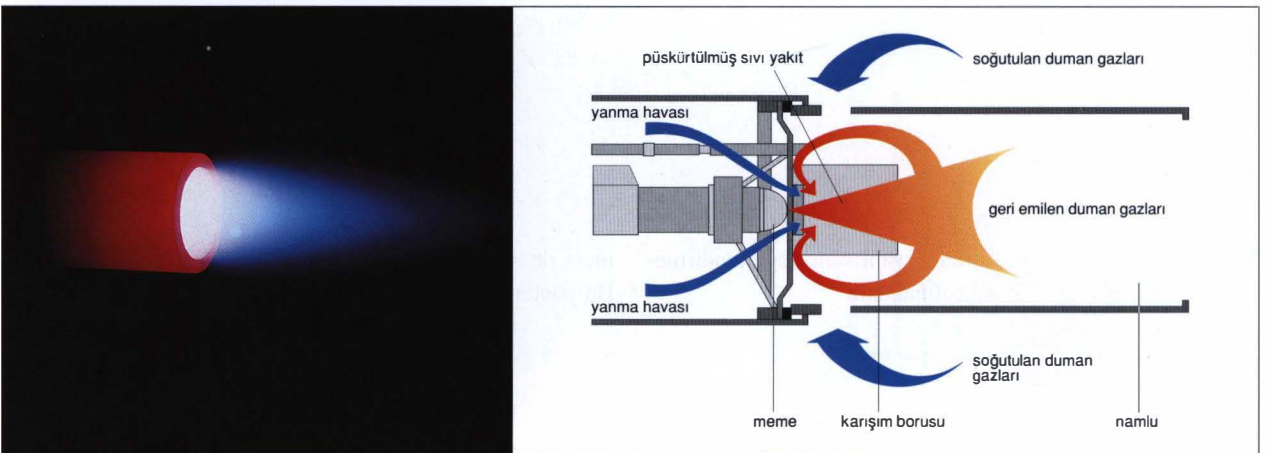
Doğal olarak çevreye zarar veren yanma ürünlerine özellikle dikkat edilmelidir, ancak “çevreye zarar vermeyen” CO₂'e de sera etkisi oluşturduğu için önem verilmelidir. Burada önemli olan tasarruflu ve ekonomik yakıt kullanımı ile insan eliyle oluşturulan CO₂ emisyonunun (doğal proseslerin yanında) mümkün olduğunca düşük tutulmasıdır.

Çevreye zarar veren SO₂ kömür gibi kükürt içeren yakıtlar ve çok daha az olmak üzere sıvı yakıtlar tarafından açığa çıkarılmaktadır. Sıvı yakıt (motorin) bugün Almanya'da kü-

2.6.3. Prosesle Bağlı Zararlı Madde Oluşumunun Azaltılması ile İlgili Teknolojiler

Eksik yanma ürünlerinin önlenmesi

Ana şart yeterli miktarda yanma havası gönderilmesi ve reaksiyon bölgesinde yeterince yüksek sıcaklığın oluşmasıdır. Gerekli yanma havası miktarı kazan dairesinin doğru havalandırılması ve kararlı sevk basıncında kontrollü brülör ayarları (hava ve yakıt tarafında) ile sürekli sağlanmalıdır. Farklı brülör konstrüksiyonları homojen bir karışım teşkili için değişik şartlar sunmaktadır. Genel olarak zengin yanma havası temin edilmesinde dahi yetersiz karışım zararlı madde emisyonuna neden olan, hava eksikliği görülen kısmı



Şekil 2.42. SIVI YAKIT MAVİ ALEVİLİ BRÜLÖRÜN ÇALIŞMA PRENSİBİ



Şekil 2.43. GAZ YAKITLI ÖN KARIŞIMLI ATMOSFERİK BRÜLÖR LP'NİN ALEV ŞEKLİ

bölgeler oluşabilmektedir. Alev ve yanma odası geometrisinin kötü uyumu da (alevin duvarla temas etmesine varıncaya kadar) zararlı madde emisyonuna neden olabilmektedir. Bu durumda hem kısmi hava eksikliği ve kısmi aşırı soğuma meydana gelmektedir. Bu nedenle eksik yanma ürünlerinin önlenmesi ile ilgili ana şart ısı üreticisinin “ünite” (kazan ve brülörden oluşan sistem) şeklinde tasarlanmalıdır.

Mavi alevli brülör prensibi sıvı yakıt yakılmasında homojen bir karışım teşkili için mükemmel imkanlar sunmaktadır. Bu prensipte duman gazlarının bir kısmının reaksiyon bölgesine geri emilmesi, ince zerrecikler halindeki sıvı yakıtın tam olarak gaz haline geçmesini sağlamaktadır. (Bununla ilgili dışardan görülen belirti alevin tipik mavi gaz rengidir.) Mavi alevli brülörün özellikle kuvvetli olan bir tarafı da pratik olarak, brülörün start (çalışmaya başlama) döneminde dahi sıfır ısı oluşturmasıdır.

Atmosferik gaz brülöründe ön karışım prensibi sekonder hava girişinden ve bunun reaksiyon bölgesine dağılımından neredeyse tamamen bağımsız olunmasını sağlamaktadır.

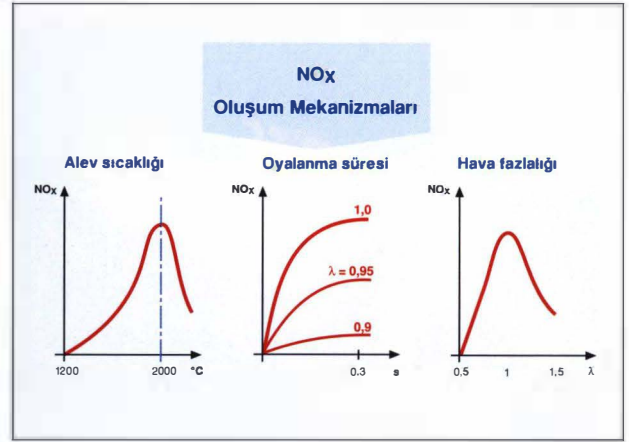
Her iki prensip (sıvı yakıtlı üflemlerli mavi alevli brülör ve gaz yakıtlı ön karışimli atmosferik brülör) 10 veya 5 mg/kWh'ın altında CO - değerleri sağlamakta ve bunlar çevre ile ilgili sıkı koşulların (örneğin çevre işareti “Mavi Melek”) oldukça altında bulunmaktadır. Yanmamış hidrokarbonların ve isin pratik olarak mevcut olmadığı söylenebilmektedir.

Zararlı maddelerin emisyonu konusunda kritik olan şu hususa dikkat çekilmelidir : Brülörün konstrüksiyon prensibine bağlı olarak işletmenin ilk 60 ila 90 saniyesi içinde CO ve hidrokarbonlar gibi yanmamış bileşenler rejim değerlerinin yüz katına varan yükseklikte oluşabilmektedir.

Bu gibi durumlarda rejim değerinin zararlı madde emisyonlarının ölçüsü olarak verilmesinin yanlış bir değerlendirmeye yol açacağı doğrudan anlaşılmaktadır.

NO_x oluşumunun azaltılması

NO_x, baca gazında bulunan NO ve NO₂ için bir toplam gösteriliş olup burada NO - miktarı atmosferde oksidasyonun devam etmesi nedeniyle aynı şekilde NO₂'ye dönüştürülmüştür. NO_x oluşumundan sorumlu olan azot, ağırlıklı olarak yanma havasından ve yakıtın bileşimine bağlı olarak



Şekil 2.44. AZOT OKSİT OLUŞUMU MEKANİZMALARI

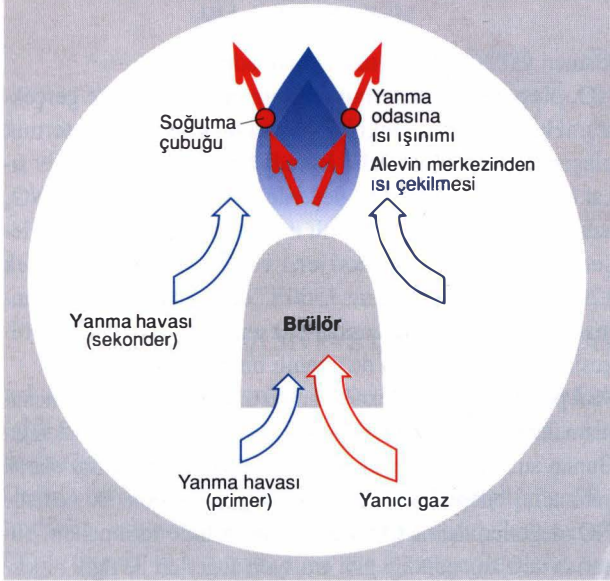
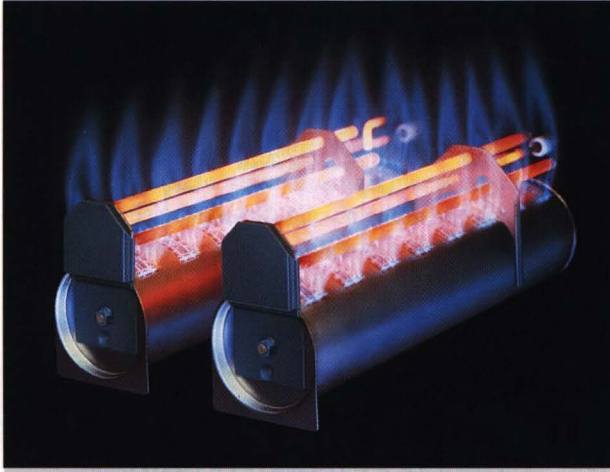
kısmen yakıttan da kaynaklanmaktadır.

NO_x oluşumu ani ve termik oluşum prensibine göre gerçekleşmektedir. Isıtma tekniği bakımından öncelikle termik oluşum prensibi önemlidir. Burada belirleyici olarak alev sıcaklığı ön plandadır. Bu nedenle alevin soğutulması NO_x azaltılması ile ilgili en önemli önlemdir. Yanma havası bileşenlerinin (azot ve oksijen) reaksiyonunu yaklaşık 1200°C'de başlamakta ve 1500°C'den itibaren çok hızlanmaktadır. Reaksiyona katılan bileşenlerin sıcak yanma bölgesindeki kalma süresi de önemli bir rol oynamaktadır.

Asıl problemi NO_x ve eksik yanma ürünlerinin oluşma mekanizmalarının birbirine ters yönde seyretmesi oluşturmaktadır. Bunun anlamı NO_x azaltma ile ilgili önlemlerin eğilim olarak yanmamış bileşenlerin artmasına neden olmasıdır. Bu nedenle NO_x değerleri daima CO değerleri ile birlikte verilmelidir. Yukarıda da işaret edildiği gibi emisyon değerleri ile ilgili objektif bir bilgi zaten sadece zararlı madde yükleri ile mümkündür. Oyalanma süresinin NO_x oluşumundaki rolü doğrudan anlaşılmaktadır, çünkü reaksiyon partnerlerinin reaksiyonu ve eşleşmesi için zaman gerekmektedir. Hava fazlalığının etkisi de doğrudan anlaşılmaktadır, çünkü bununla reaksiyon partnerlerinin sayısı artmaktadır. Ancak hava fazlalığının daha da artması durumunda oluşan NO_x miktarları tekrar düşmektedir, çünkü reaksiyonda kullanılmayan hava kütlesi alevin soğumasını sağlamaktadır.

Bu tür bir alev soğuması aslında arzu edilmemektedir, çünkü böylelikle baca gazı kaybı artmakta ve üst ısıl değerden faydalanmada su buharının yoğuşma sıcaklığı düşmektedir. 100mg/kWh'ın altında düşük NO_x değerlerine sahip sıvı yakıtlı brülörler genelde yanmış duman gazlarının geri emilmesi ile sağlanan alev soğutma yöntemi ile çalışmaktadır. Bu yöntem ayrıca alev hacmini ve bununla ısı ışınımı yapan yüzeyi artırmaktadır.

Yanıcı gazların (gaz yakıtların) kullanılmasındaki NO_x azaltılması ile ilgili yaklaşımlar son yıllarda iki karakteristik brülör teknolojisini ortaya çıkarmıştır. İlk önce soğutma çubuğu prensibi oluşmuş, bunun yerini 1991'den itibaren ön karışım prensibi almıştır.



Şekil 2.45. SOĞUTMA ÇUBUKLARI İLE ALEVIN SOĞUTULMASININ ETKİME PRENSİBİ

TİPİK REJİM DEĞERLERİ: 100 mg/kWh'in üzerinde NO_x ; 30 mg/kWh'in üzerinde CO

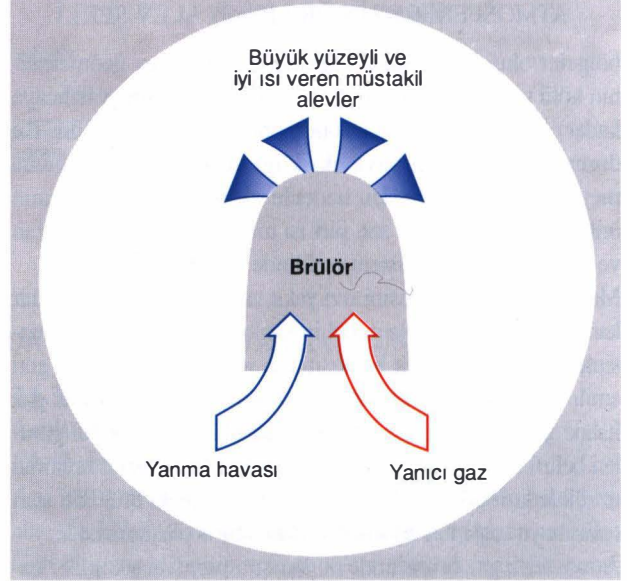
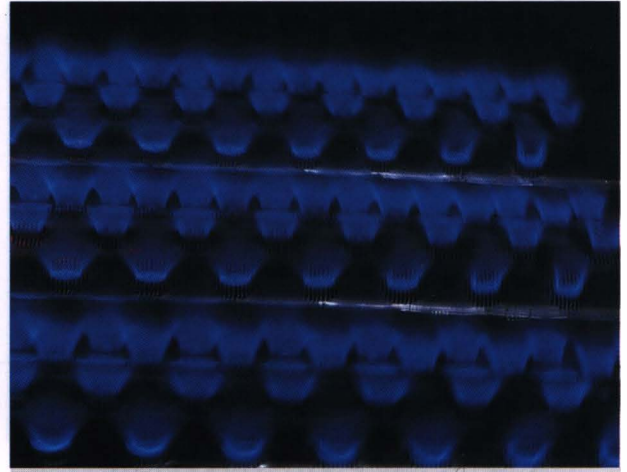
Soğutma çubuğu prensibi

Bu prensipte metal veya seramik "soğutma çubukları" sıcak alev merkezinden ($2000^{\circ}C$ 'ye varan sıcaklıklar) ısı almakta ve bunu 800 ila $1000^{\circ}C$ 'de ısı ışınımı olarak yanma odası duvarlarına ve dolayısıyla kazan suyuna vermektedir.

Bugün ileri gelen imalatçılar soğutma çubuğu prensibini artık kullanmamaktadır. Ancak bu prensip ön karışım prensibine geçişte önemli bir ara kademe oluşturmuştur.

Ön karışım prensibi

Yanma havası ve yanıcı gaz reaksiyon bölgesine tam (sekonder havasız) veya oldukça ön karışimli (daha düşük sekonder hava miktarlı) olarak sokulmaktadır. Azot miktarı burada doğrudan reaksiyon bölgesinde ısı dengeleyicisi olarak etkimekte ve alevi soğutmaktadır. Alev ön karışım sayesinde büyük toplam yüzeye sahip çok sayıda küçük küçük alev haline getirilebilmektedir. Sıcak kısmi bölgeler



Şekil 2.46. GAZ YAKITLI ÖN KARIŞIMLI BRÜLÖR, ÇOK SAYIDA MÜSTAKİL ELEMANTER ALEV İLE KARAKTERİZE EDİLMEKTEDİR.

TİPİK REJİM DEĞERLERİ: 30 mg/kWh civarında ve altında NO_x ; 5 mg/kWh'in altında CO

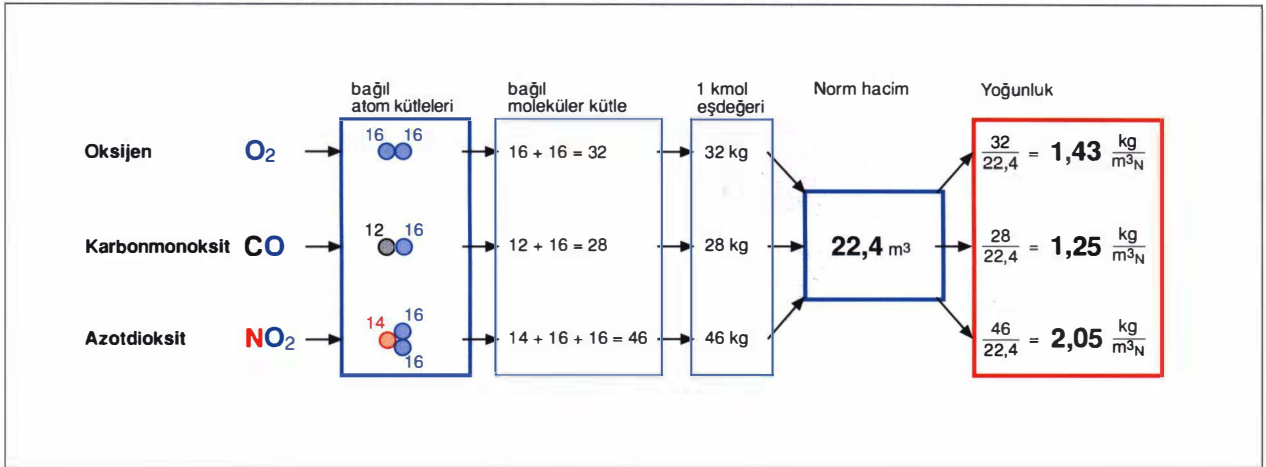
oldukça önlenmelidir.

Ön karışım prensibi bugün gaz yakıtlı brülör (atmosferik veya üfleli fark etmez) teknolojisi için zararlı madde emisyonu düşürmede temel eleman olarak kullanılmaktadır.

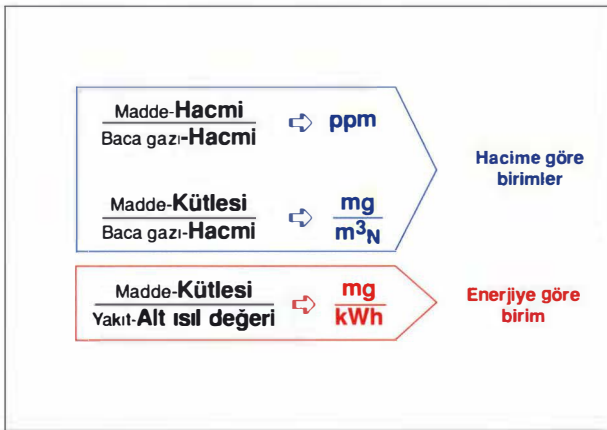
2.6.4. Ölçme Büyüklükleri ve Dönüşümler

Pratikte kullanılan çeşitli birimlerin dönüşümü ile ilgili baz kmol (kilomol)'dür. 1 kmol bir gazın molekül kütesidir. Molekül miktarı bağıl atom kütlelerinden oluşan bağıl molekül kütedir. Böylece oksijen molekülü (O_2) bağıl atom kütesi 16 olan iki oksijen atomundan oluşmakta, böylelikle bağıl molekül kütle 32 ve bir kmol'ünki $M = 32$ kg olmaktadır.

1 kmol fiziksel norm şartlar altında (1013 mbar ve $0^{\circ}C$) ve gaz türünden bağımsız olarak $22,4$ m³/lük bir hacim (V) oluşturmaktadır. Böylece gaz yoğunluğu $\rho = M/V$ ile belirlenir.



Şekil 2.47. GAZ HALİNDEKİ YANMA ÜRÜNLERİNİN YOĞUNLUĞUNUN ATOM YAPILARINDAN BULUNMASI



Şekil 2.48. ÖLÇME BİRİMLERİNİN TANIMI

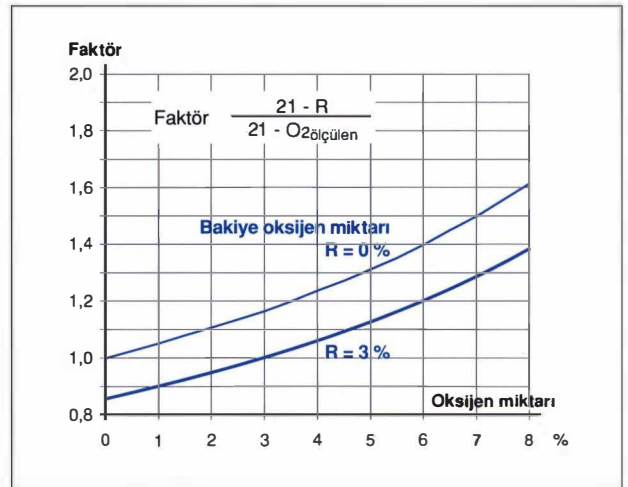
Ölçülen baca gazı bileşenleri ya hacimsel veya kütleli olarak baca gazı hacmine oranları ile ya da yakıtın ısı değeriyle oranla kütleli yüzde olarak mg/kWh birimlerinde verilmektedir.

Hacime göre birimler ppm ve mg/m³_N

Bu birimler baca gazındaki belirli bir artık oksijen miktarına göre tanımlanmalıdır. Çünkü baca gazı hava fazlılığına veya sonradan karışan havaya (akım sigortası, yardımcı (yan) hava tertibatı) bağlı olarak çok veya az seyreltilmektedir. Bu referans oksijen miktarı BlmSchV (Alman Emisyon Koruma Yönetmeliği), TA Luft (havanın temiz tutulması ile ilgili teknik talimat)'a göre %3 olarak tespit edilmiştir. Modern ölçme bilgisayarları yardımıyla doğrudan tespit edilen farklı fiili-artık oksijen miktarında Şekil 2.49'daki faktörün yardımıyla uygun bir dönüşüm yapılmalıdır. Genelde imalatçı verileri (ppm olarak verilmişse) zaten %3'lük referans oksijen miktarına göredir. Oksijen miktarının yerine baca gazındaki CO₂ değeri ölçülmüş ise oksijen miktarı

$$O_2 = 21 \cdot \left(1 - \frac{CO_2}{CO_{2 \max}}\right) \quad (2.8)$$

bağıntısı ile elde edilmektedir.



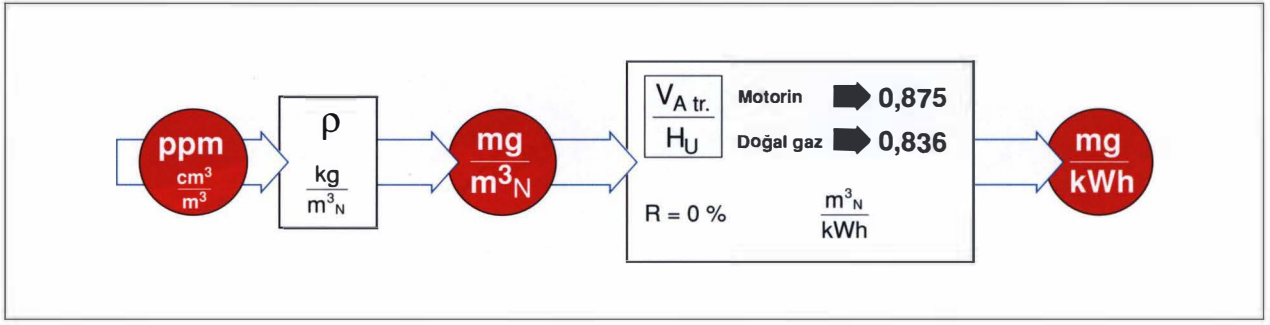
Şekil 2.49. FİİLİ OKSİJEN MİKTARININ %0 VEYA %30'LUK BAKİYE OKSİJEN MİKTARINA DÖNÜŞTÜRÜLMESİ

Enerjiye göre birim mg/kWh

Bu birim pratikte ve imalatçı föylerinde gün geçtikçe daha çok kullanılmaktadır, çünkü madde verileri ısıtma işi ile doğrudan ilişkilendirilebilmekte ve konstrüksiyona ve işletmeye bağlı faktörlerin dikkate alınması gerekmemektedir.

Birimlerin dönüşümü

Zararlı madde verileri için ölçme tekniği ile ilgili temel ppm birimindeki hacim ölçümüdür. mg/m³_N ve mg/kWh birimleri bu ölçme büyüklüğünden hesaplanmaktadır. ppm ve mg/m³_N birimleri gaz yoğunluğu (ρ), ppm ve mg/kWh birimleri ise alt ısı değere göre verilen kuru baca gazı hacmi ve alt ısı değeri (Hu) üzerinden birbiriyle bağıntılıdır. Bu nedenle dönüşüm faktörleri farklı yakıt bileşimlerinde farklılık göstermektedir. Şekil 2.50 hesaplanmış sonuç değerleri (motorin için 0,875 ve doğal gaz H için 0,836) içermektedir. Özgül kuru baca gazı hacmi (V_{an}) hava fazlalık katsayısı λ=1'e (teorik yanma) göredir, bu nedenle ppm birimindeki ölçme büyüklüğü baca gazındaki %0 oksijene dönüştürülmelidir.



Şekil 2.50. ÖLÇME BİRİMLERİ DÖNÜŞÜMÜ

Örnek 2.5 Sıvı yakıtlı , mavi alevli brülörlü bir kazanın ölçülen emisyon değerlerinin dönüşümü

Ölçme büyüklükleri:

$NO_x = 45 \text{ ppm}$

$CO = 14 \text{ ppm}$

Her iki değer $R = \%3$ 'lük bir artık oksijen miktarına göredir.

Dönüşüm

$$\text{ppm} \rightarrow \frac{\text{mg}}{\text{m}^3_N} \quad NO_x \rightarrow 45 \frac{\text{cm}^3}{\text{m}^3} \cdot 2,05 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3_N} = 92,3 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3_N}$$

$$CO \rightarrow 14 \cdot 1,25 = 17,5 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3_N}$$

$(\text{cm}^3 \cdot \text{kg}) / \text{m}^3$ birimlerinin birbiriyle bağlantısı doğrudan mg birimini oluşturmaktadır.

$$\rightarrow 10^{-6} \cdot 10^6 \frac{\text{mg}}{\text{kg}} \cdot \text{kg} \rightarrow \text{mg}$$

Dönüşüm

$$\frac{\text{mg}}{\text{m}^3_N} \rightarrow \frac{\text{mg}}{\text{kWh}}$$

Ölçüm değerleri $R = \%0$ 'a dönüştürülmelidir. Dönüşüm faktörü Şekil 2.49'a veya (aşağıdaki) dönüşüm formülüne göre

$$F = \frac{21 - 0}{21 - 3} = 1,17 \text{ dir.}$$

$$NO_x \rightarrow 92,3 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3_N} \cdot 1,17 \cdot 0,875 \frac{\text{m}^3_N}{\text{kWh}} = 94,5 \frac{\text{mg}}{\text{kWh}}$$

$$CO \rightarrow 17,5 \cdot 1,17 \cdot 0,875 = 17,9 \frac{\text{mg}}{\text{kWh}}$$

3. KAZANIN EKONOMİKLİĞİ

3.1. ESASLAR

Genellikle çeşitli sistem çözümlerinin veya tiplerinin karşılaştırılması yakıt sarfiyatına göre olmaktadır.

$$B_1 = \frac{Q}{\eta_{N1} \cdot H_U} \Leftrightarrow B_2 = \frac{Q}{\eta_{N2} \cdot H_U} \quad (3.1)$$

B = Yakıt sarfiyatı L; m³

Q = Faydalı ısı ihtiyacı kWh

η_N = Kullanma ısıl verimi

H_U = Yakıtın alt ısıl değeri kWh/L; kWh/m³

Sonuç olarak yakıt sarfiyatı ile ilgili, yüzdesel veya mutlak bir fark verilmektedir. Eğer aynı kalan büyüklükler (örneğin yukarıdaki Q ve H_U) elimine edilirse hesaplar oldukça kolaylaşmaktadır. Bu durumda yüzdesel sapma

$$\Delta B = \frac{B_1 - B_2}{B_1} = 1 - \frac{\eta_{N1}}{\eta_{N2}} \% \quad (3.2)$$

Mutlak yakıt farkı

$$\Delta B = B_1 \cdot \left(1 - \frac{\eta_{N1}}{\eta_{N2}}\right) \text{ L ; m}^3 \quad (3.3)$$

olur. Ekonomiklik incelemeleri için öncelikle mutlak yakıt farkları önemlidir.

Kullanma ısıl verimleri ya bellidir (örneğin imalatçı bilgisi veya tecrübi değerler olarak) ya da çok veya az bir çaba ile hesaplanabilir. Bir kabul yapılabilirse hesap oldukça kolaydır. Bu gibi kabuller PC - programlarının kullanılması halinde de geçerlidir. Diğer yandan mevcut olmayan veya sağlıklı olmayan işletme verileri ve karakteristik büyüklükler durumunda zaten sadece bir kabul yapmak mümkündür.

$$\text{Verim } \eta = \frac{N}{A} \quad (3.4)$$

N = Fayda

A = Harcama

$$\text{Kullanma ısıl verimi } \eta_N = \frac{N \cdot \Delta t_N}{A \cdot \Delta t_A} \quad (3.5)$$

Δt_N = Faydanın karşılanması ile ilgili zaman aralığı

Δt_A = Harcamanın karşılanması ile ilgili zaman aralığı

İşletme karakteristiğinin verim ile mi yoksa kullanma ısıl verimi ile mi ifadesi gerektiğinin bilinmesi önemlidir. Bununla ilgili bir örnek olarak kısmi yük işletmesindeki sabit brülör güçlü bir kazanın durumu aşağıda verilmiştir.

Örnek 3.1 Aralıklı çalışan kazan, kısmi yükte

Δt_1 = Zaman aralığı , brülör on

Δt_2 = Zaman aralığı , brülör off

Q_K = Anma ısı gücü (fayda)

Q_F = Brülör gücü (harcama)

Dönem 1 : Brülör - On

$$\rightarrow \eta_N = \frac{Q_K \cdot \Delta t_1}{Q_F \cdot \Delta t_1} = \eta_K$$

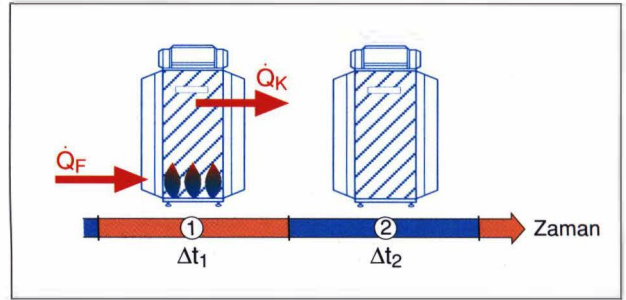
Kullanma ısıl verimi verimle eşdeğerdir. Ancak tipik işletme durumu sadece brülör-on ve brülör-off sırasıyla (Şekil 3.1'deki dönem 1 ve 2'ye karşılık gelmektedir) doğru olarak gösterilebilir.

Dönem 1 ve Dönem 2 : Şalt aralığı

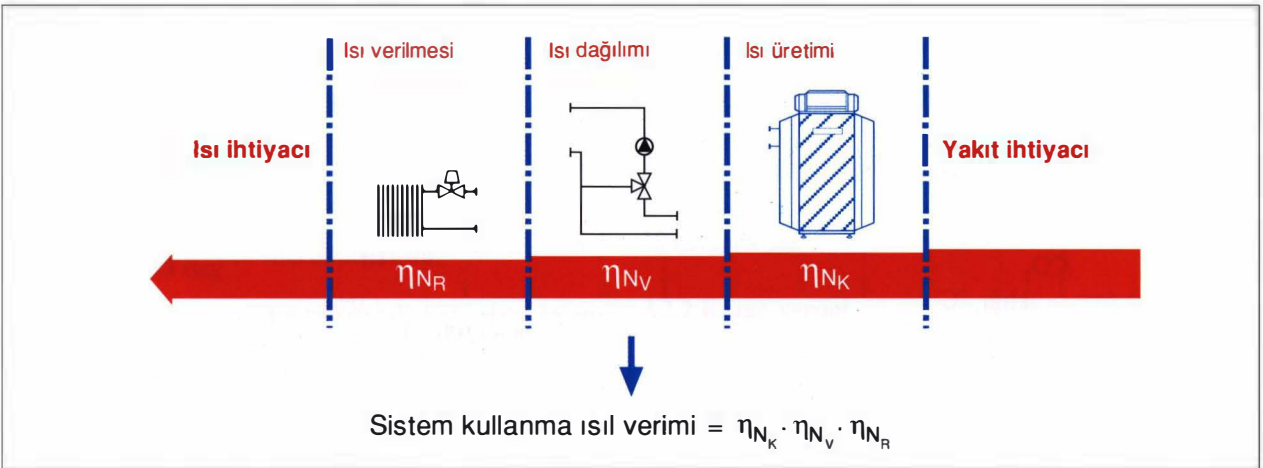
$$\rightarrow \eta_N = \frac{Q_K \cdot \Delta t_1}{Q_F \cdot (\Delta t_1 + \Delta t_2)} = \eta_K \cdot \varepsilon \quad (3.6)$$

Δt_2 = Dönem 2'deki kazan kayıplarının karşılanması ile ilgili brülör çalışma süresi

Burada kullanma ısıl verimi ve verim eşdeğer değildir. Tipik



Şekil 3.1.



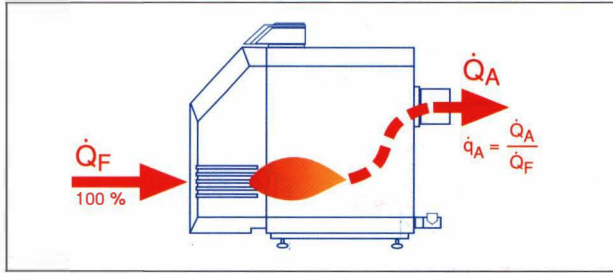
Şekil 3.2. MÜSTAKİL KULLANMA ISIL VERİMLERİNİN ETKİ ZİNCİRİ OLARAK, SİSTEM KULLANMA ISIL VERİMİ

işletme karakteristiğini veren ve en küçük zaman birimi tek bir şalt aralığından oluştuğundan sadece kullanma ısı verimi doğru değerlendirme kriteridir. Bu “anlık” kullanma ısı verimi olarak gösterilebilir. Çünkü incelenen zaman dilimi uzatılırsa şalt aralıkları yan yana sıralanmakta ve günlük veya senelik kullanma ısı verimleri oluşturulabilmektedir. Kazan yükünü ve davranışını gösteren $\Delta t_1 / \Delta t_2$ oranı aynı kaldığı sürece kullanma ısı verimi değişmemektedir. Bu nedenle periyodik olup olmaması önemlidir. Ekonomiklik incelemeleri için genellikle “senelik kullanma ısı verimi” kullanılmaktadır, çünkü bu mümkün olan tüm yük durumlarını kapsamaktadır. Kullanma ısı verimi tanımı bir “sistem incelemesinde” oldukça genişletilebilmektedir. Böylece mahal ısıtılması ile ilgili olay ısı verilmesi, ısı dağıtımı ve ısı üretimi aşamalarından oluşan bir etki zincirine dayanmaktadır.

Bunun aksine, eğer olaya iştirak etmeyen veya daha az öneme sahip hususlar elemine edilirse, kolaylık sağlanabilmektedir. Bir kazan değişiminde, örneğin; genelde sistem verimi, ısı üretimindeki kullanma ısı verimine indirgenebilmektedir.

3.2. KAZANIN EKONOMİKLİĞİ İLE İLGİLİ KAVRAMLAR VE UYGULAMA İMKANLARI

3.2.1. Yanma Verimi



Şekil 3.3.

Q' = Brülör gücü kW

Q'_A = Baca gazı kayıp gücü kW

q'_A = Baca gazı kaybı %

$$\eta_F = \frac{N}{A} = \frac{Q'_F - Q'_A}{Q'_F} = 1 - \frac{Q'_A}{Q'_F} = 1 - q'_A \quad (3.7)$$

Doğal olarak baca gazı kaybı sadece brülör çalışırken meydana gelmektedir. Bu pratikte ölçme tekniği bakımından kolaylıkla ve aşağıdaki bağıntılar yardımı ile elde edilebilmektedir:

$$q'_A = (\vartheta_A - \vartheta_L) \left[\frac{A_1}{CO_2} + B \right] \quad (3.8)$$

ϑ_A = Baca gazı sıcaklığı °C

ϑ_L = Yanma havası sıcaklığı °C

CO_2 = Baca gazındaki hacimsel miktar %

O_2 = Baca gazındaki hacimsel miktar %

veya

$$q'_A = (\vartheta_A - \vartheta_L) \left[\frac{A_2}{21 - O_2} + B \right] \quad (3.9)$$

bağıntıları ile elde edilebilmektedir.

	Sıvı yakıt	Doğal gaz	LPG
A ₁	0,5	0,37	0,42
A ₂	0,68	0,66	0,63
B	0,007	0,009	0,008

Eşitlikler böylece aslında sadece duyulur baca gazı kaybını vermektedir. Baca gazı içinde gizli ısı olarak bulunan su buharı yoğunlaşma ısı kayıp olarak görülmemektedir. Halbuki DSK ve YK'ların baca gazı kayıpları bu nedenle sadece duyulur ve gizli kayıp ısının toplamı q''_A olarak karşılaştırılabilir.

$$q''_A = q'_A + (100 - \alpha) \cdot \left[\frac{H_O}{H_U} - 1 \right] \quad (3.10)$$

α yüzdesel bir büyüklük olarak ifade edilen yoğunlaşma faktörüdür:

$\alpha = 0$ eğer yoğunlaşma meydana gelmiyorsa, YK dışında tüm kazanlardaki gibi

$\alpha = 100$ ideal tam yoğunlaşmada (Baca gazı sıcaklığı = 20°C)

H_O = Yakıtın üst ısı değeri : Sıvı yakıt 12,7 kWh/kg ;

Doğal gaz 11,1 kWh/m³

H_U = Yakıtın alt ısı değeri : Sıvı yakıt 11,9 kWh/kg ;

Doğal gaz 10 kWh/m³

Kazanın ekonomiklik ölçüsü olarak η_F tamamen eskimiştir.

$$q'_A = Q'_A / Q'_F \text{ veya } Q'_A = q'_A \cdot Q'_F$$

kullanılmaktadır, çünkü bu durumda yüzdesel büyüklük (q'_A) mutlak büyüklüğe dönüştürülebilmektedir.

Q'_A kazan suyu sıcaklığı, brülör çalışma süresi ve muhtemel bir değişken brülör gücünden etkilenmektedir. Ölçümler bu nedenle tipik işletme durumunda yapılmalıdır.

Ölçme talimatına göre, ölçüm baca gazı kesitinin en sıcak yerinde ve rejim sıcaklığına ulaşıldığında yapıldığından gerçek baca gazı kaybı ölçülenden daha küçüktür.

Örnek 3.2 Duyulur ve gizli baca gazı kaybı

Sıvı yakıtlı bir kazanın ölçülen baca gazı kaybı: $q'_A = \%7$
Gizli baca gazı kaybının ilaveten göz önüne alınmasıyla

$$q''_A = 7 + 100 \cdot \left[\frac{12,7}{11,9} - 1 \right] = \%13,7$$

Gaz yakıtlı bir DSK'da benzer şekilde

$$q''_A = 7 + 100 \cdot \left[\frac{11,1}{10} - 1 \right] = \%18$$

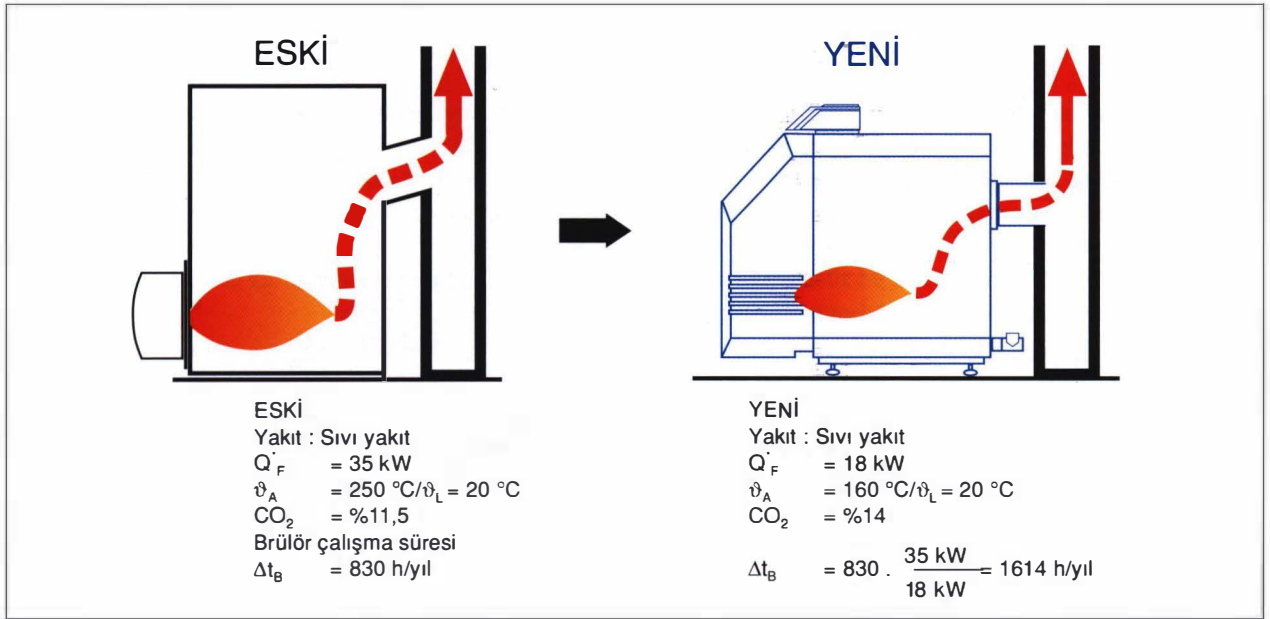
Gaz yakıtlı kazan YK olarak $\alpha = \%60$, $\vartheta_A = 60^\circ\text{C}$ ve $CO_2 = \%10$ değeriyle çalışırsa:

$$q'_A = (60 - 20) \cdot \left[\frac{0,37 + 0,009}{10} \right] = 1,8 \text{ duyulur baca gazı kaybı}$$

$$q''_A = 1,8 + (100 - 60) \cdot \left[\frac{11,1 - 1}{10} \right] = \%6,2 \text{ toplam baca gazı kaybı}$$

Örnek 3.3 Eski bir kazanın değiştirilmesi

Burada, aynı ısının verilmesinde brülör çalışma süresinin yaklaşık brülör gücü oranında değiştiği kabul edilmektedir. Anma ısı güçlerinin oranı daha doğrudur. (Bölüm 3.2.2'ye bakınız)



Şekil 3.4.

Daha Düşük Baca Gazı Kaybı ile Yakıt Tasarrufu

Baca gazı kaybı

Eski

$$q'_A = (250 - 20) \cdot \left[\frac{0,5 + 0,007}{11,5} \right] = \%11,6$$

Baca gazı kayıp gücü

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_F \cdot q'_A = 35 \text{ kW} \cdot 0,116 = 4,1 \text{ kW}$$

Baca gazı kayıp ısısı

$$Q_A = \dot{Q}_A \cdot \Delta T_B = 4,1 \text{ kW} \cdot 830 \text{ h/yıl} = 3403 \text{ kWh/yıl}$$

$$\text{veya } \frac{Q_A}{H_U} = \frac{3403 \text{ kWh/yıl}}{10 \text{ kWh/L}} = 340 \text{ L/yıl}$$

Yeni

$$q'_A = (160 - 20) \left[\frac{0,5 + 0,007}{14} \right] = \%6$$

$$\dot{Q}_A = 18 \text{ kW} \cdot 0,06 = 1,08 \text{ kW}$$

$$Q_A = 1,08 \text{ kW} \cdot 1614 \text{ h/a} = 1743 \text{ kWh/yıl}$$

$$\text{veya } 174 \text{ L/yıl}$$

Yakıt tasarrufu $340 - 174 = 166 \text{ L/yıl}$ 'dir.

Baca ısı yüküne etki

Yeni kazanın bacaya verilen baca gazı kayıp gücü eski kazandaki değer

$$\frac{1,08 \text{ kWh}}{4,1 \text{ kWh}} = 0,26 = \%26\text{'sına düşmektedir,}$$

Bacaya sokulan baca gazı kayıp ısısı eski kazandaki değer

$$\frac{1743 \text{ kWh}}{3403 \text{ kWh}} = 0,51 = \%51\text{'ine düşmektedir.}$$

Bunun sonucunda baca ıslanabilir. Buradaki ana neden daha yüksek su buharı çığ noktası (yeni kazanın daha düşük hava fazlılığı) ve azaltılan kazan gücüdür. Modern kazanın nispeten düşük baca gazı sıcaklığı nispeten düşük bir termik etkiye sahiptir. Bacaya aynı (eski kazandaki değerde) baca gazı

kayıp ısısının verilebilmesi için baca gazı sıcaklığının özellikle yükseltilmesi gerekmektedir.

Eski kazan : $Q_A = 3403 \text{ kWh/yıl}$

Aynı baca gazı kayıp ısısı ve $\Delta t_B = 1614 \text{ h/yıl}$ 'da yeni kazanın baca gazı kayıp gücü (Q_A)

$$\rightarrow \frac{3403 \text{ kWh/yıl}}{1614 \text{ h/yıl}} = 2,1 \text{ kW'dır.}$$

Baca gazı kaybı

$$q'_A = \frac{2,1 \text{ kW}}{18 \text{ kW}} = \%11,7, \text{ buna göre baca gazı sıcaklığı}$$

$$\vartheta_A = \frac{11,7}{\left[\frac{0,5}{14} + 0,007 \right]} + 20 = 294 \text{ °C olmalıdır.}$$

Bununla senelik olarak bacaya verilen ısı miktarı eski kazanınki ile eşdeğer olur. Ancak brülörün çalışması esnasında verilen ısıtma gücü sadece eski kazandaki değer %51'i ($2,1 \text{ kW} / 4,1 \text{ kW} = 0,51$) olmaktadır.

Bu ısıtma gücü daha uzun brülör çalışma süresi nedeniyle daha sürekli bir şekilde verilmesine rağmen ıslanma hala önlenememektedir.

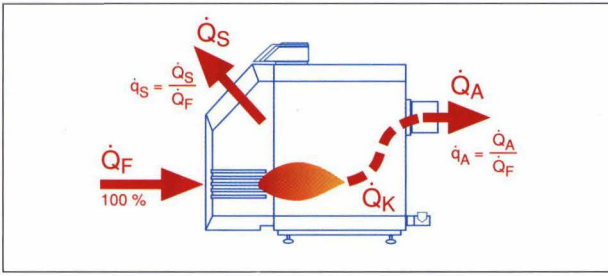
Hesaptan da görüldüğü gibi, problem kazanda değil özellikle (kazanın değiştirilmesinden sonra ortaya çıkan) büyük baca kesitindedir.

3.2.2 Kazan verimi

$$\eta_K = \frac{N}{A} = \frac{Q'_F - Q'_A - Q'_S}{Q'_F} = 1 - \frac{Q'_A}{Q'_F} - \frac{Q'_S}{Q'_F} = 1 - q'_A - q'_S \quad (3.11)$$

Burada $Q'_F - Q'_A - Q'_S$ anma ısı gücüne (Q'_K) karşılık geldiği için aynı şekilde şu geçerlidir.

$$\eta_K = \frac{Q'_K}{Q'_F} \quad (3.12)$$



Şekil 3.5.

Q'_S = Işınım kayıp gücü kW

q'_S = Işınım kaybı %

Q'_K = Anma ısı gücü kW

q'_S kazanın brülör çalışma süresi içindeki soğuma kaybıdır. Bunun büyüklüğü kazanın su ile temasta olan ve olmayan kısımlarının yüzey oranı tarafından belirlenmektedir. Su ile temasta olmayan kısımlar (örneğin öndeki yanma odası kapağı) su ile temasta olan kısımlara göre daha yüksek sıcaklığa sahiptir.

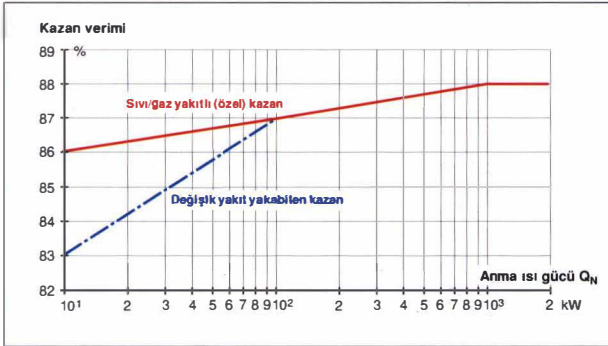
q'_S doğrudan ölçülememektedir. Bunun yerine $q'_S = 1 - q'_A - \eta_K$ bilançosundan hesaplanmaktadır.

η_K brülör - on işletme dönemi için enerji değerlendirmesidir. Bu nedenle η_K

- Isınma olaylarında (bina, kullanma suyu)

- Uzun süreli anma ısı gücü taleplerinde (en soğuk havalardaki işletme şartlarında, ana yük kazanı olma hallerinde) ağırlığa sahiptir.

η_K öncelikle Q_A üzerinden sıcaklık ve yüke bağlıdır. Yeni kazanlar için imalatçı data föyleri mevcuttur. (Örneğin Buderus Katalog, Arbeitsblätter K5)



Şekil 3.6. KAZAN VERİMİ İÇİN ÖNGÖRÜLEN MİNİMUM DEĞERLER, DIN 4702'YE GÖRE

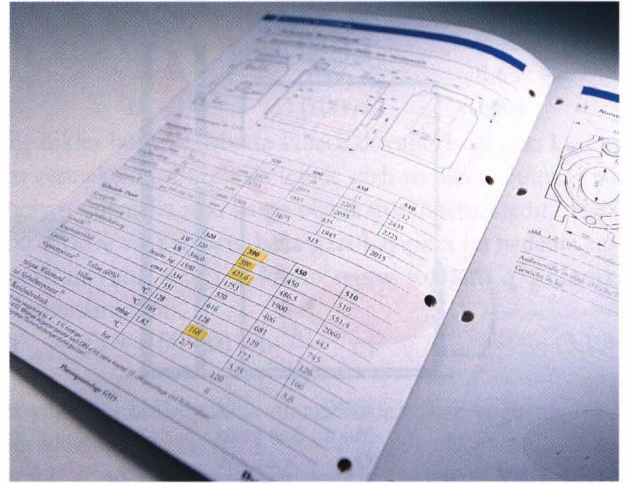
Örnek 3.4 İmalatçının verdiği datanın değerlendirilmesi

Örnek, Buderus Planlama dökümanı yardımı ile;

Kazan G 515

Anma ısı gücü	390 kW
Brülör gücü	421,6 kW
Baca gazı sıcaklığı	168 °C (tam yükte)
CO ₂ - miktarı (sıvı yakıt)	%13,5
Kazan verimi	

$$\eta_K = \frac{Q'_K}{Q'_F} = \frac{390 \text{ kW}}{421,6 \text{ kW}} = \%92,5 \quad (80^\circ\text{C}'\text{lik ortalama kazan suyu sıcaklığı})$$



Şekil 3.7. TEKNİK DATALARIN BULUNDUĞU KAZAN PLANLAMA DÖKÜMANI

Baca gazı kaybı

$$q'_A = (168 - 20) \cdot \left[\frac{0,5}{13,5} + 0,007 \right] = \%6,5$$

Işınım kaybı

$$q'_S = 100 - 6,5 - 92,5 = \%1$$

Örnek 3.5 Küvelli bir banyonun sıcak su ihtiyacı ile ilgili yakıt sarfiyatı

$V_W = 150 \text{ L}$

$\vartheta = 40^\circ\text{C}$

Gaz yakıtlı kazan G 134 LP

$Q'_K = 18 \text{ kW}$

$Q'_F = 19,4 \text{ kW}$

Kazan (boylerin doğru olarak seçilmesi durumunda) boylelerin ısıtılması esnasında durmadığı için bu işlem (kış veya yaz işletmesi fark etmez) η_K ile gerçekleşmektedir.

Kazan verimi

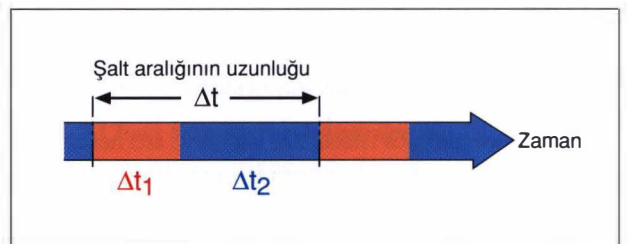
$$\eta_K = \frac{18 \text{ kW}}{19,4 \text{ kW}} = 0,928$$

Yakıt sarfiyatı

$$B_{\text{küvet}} = \frac{Q_{\text{küvet}}}{H_U \cdot \eta_K} = \frac{m \cdot c \cdot \Delta\vartheta}{H_U \cdot \eta_K} = \frac{150 \cdot 1/860 \cdot (40 - 10)}{10 \cdot 0,928} = 0,56 \text{ m}^3 \text{ gaz/banyo}$$

3.2.3. Kullanma Isıl Verimi

Isı güçlerinin fayda/harcama oranı olan verimin aksine kullanma ısıl verimi ısı miktarlarının fayda / harcama oranını göstermektedir. η_N bir zaman aralığı için oluşturulmaktadır.

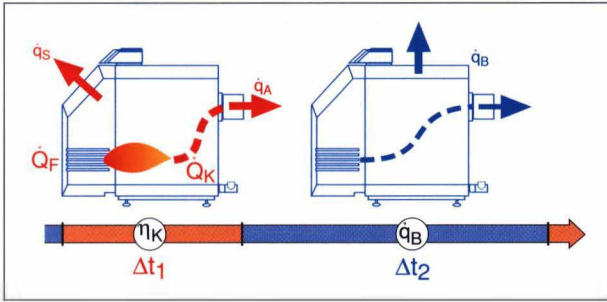


Şekil 3.8.

Δt = Şalt aralığı h
 Δt_1 = Brülör çalışma süresi h
 Δt_2 = Brülör durma süresi h
 Zaman aralığı tüm karakteristik işletme durumlarını kapsayacak şekilde seçilmelidir.
 Kesintili çalışan bir brülöre sahip olan bir kazanın kullanma ısı veriminin belirlenmesinde en küçük zaman dilimi bu nedenle tek bir şalt aralığıdır.
 Zamansal miktarlardan kazan yükü (φ) tarif edilebilir :

$$\varphi = \frac{\Delta t_1}{\Delta t} \quad (3.13)$$

Bir şalt aralığı esnasındaki işletme durumu :
 Brülör - on dönemi kazan verimi (η_K) , brülör off dönemi durma kaybı (q_B) ile değerlendirilmektedir.



Şekil 3.9.

q_B = Durma kaybı %
 q_S ve q_A 'daki gibi ;
 $q_B = \frac{Q_B}{Q_F}$ (3.14)

Q_B = Durma kayıp gücü
 Durma kaybı brülörün çalışmadığı durumda kazanın iç ve dış soğuma kayıplarını göstermektedir. Büyüklük kazanın su ile temasta olan kısımlarının yüzeyi ve bacanın çekme basıncının neden olduğu "iç" ısı kayıpları tarafından belirlenmektedir. Modern konstrüksiyonlu DSK ve YK'larda q_B genellikle fiziksel olarak benzeyen ışınım kaybına (q_S) göre oldukça küçüktür.

Ana denklemler :
 $\eta_N = \frac{\text{Fayda}}{\text{Harcama}} = \frac{Q_K \cdot \Delta t_1}{Q_F \cdot (\Delta t_1 + q_B \cdot \Delta t_2)}$ (3.15)

$\frac{Q_K}{Q_F} = \eta_K$ yerine konursa $\eta_N = \frac{\eta_K}{1 + q_B \cdot \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$ elde edilmektedir.

Zaman oranı $\Delta t_1 / \Delta t_2$
 $\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{1}{\varphi} - 1$ veya $\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\Delta t}{\Delta t_1} - 1$

olup, bu yerine konursa

$$\eta_N = \frac{\eta_K}{1 + q_B \left[\frac{1}{\varphi} - 1 \right]} \quad (3.16)$$

$$\text{veya } \eta_N = \frac{\eta_K}{1 + q_B \left[\frac{\Delta t}{\Delta t_1} - 1 \right]} \quad (3.17)$$

elde edilir. Birinci formülde kullanma ısı verimi yükün bir fonksiyonu olarak görülmekte ve buna göre grafik şeklinde gösterilebilmektedir. η_K ve q_B sıcaklığa bağlıdır. Öncelikle değişken sıcaklık ile işletilen kazanlarda her iki eşitlik bu nedenle uygun düzeltmeler yapılmadan kullanılmamalıdır. 3.17 eşitliği, senelik bir incelemede VDI 3808'e göre $b/bv =$ toplam işletme süresi / tam faydalanma süresi ile gösterilen zaman oranı $\Delta t / \Delta t_1$ 'i içermektedir.

Kullanma ısı verimi genelde ekonomiklik incelemeleri için belirleyici bir büyüklüktür. Çok hassas bir hesaptan vazgeçilirse (buna pratikte çoğu zaman işletme şartları ve verileri ile ilgili bilgi eksikliği nedeniyle zaten ulaşılamamaktadır) birçok durum, basitleştirme ve önemli olan hususlara indirgeme sayesinde kolaylıkla tahmin edilebilmektedir.

Basitleştirmeler şu durumlarda yapılabilmektedir :

Brülör çalışma süresinin (Δt_1) dominantlığı

Örneğin : - ilk devreye girişteki ısınma dönemleri

- boyler ısıtılması
- yüksek yük (soğuk mevsim, ana yük kazanı)

bu durum için : $\Delta t_2 \rightarrow 0$

Ana denklem (3.15) göre : $\eta_N = \frac{Q_K \cdot \Delta t_1}{Q_F (\Delta t_1 + q_B \cdot \Delta t_2)}$

$\eta_N = \eta_K$ olmaktadır.

(Bununla ilgili örnekler bölüm 3.2.2'de dir.)

Brülör durma süresinin (Δt_2) dominantlığı

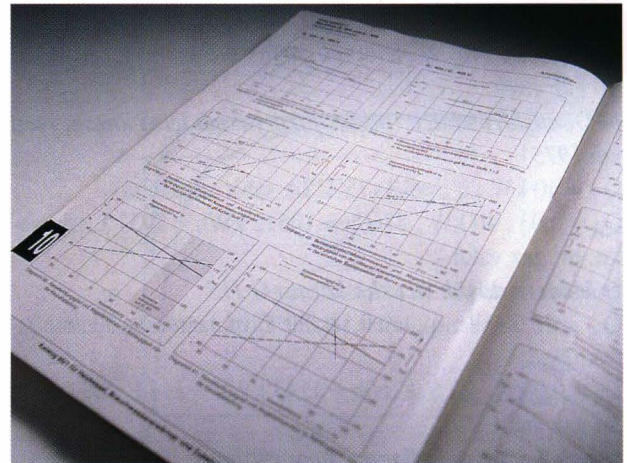
Örneğin : - düşük yük (ılıman hava, sıra kazan)

- sıcak su için yaz işletmesi
- özel ısı üreticisi

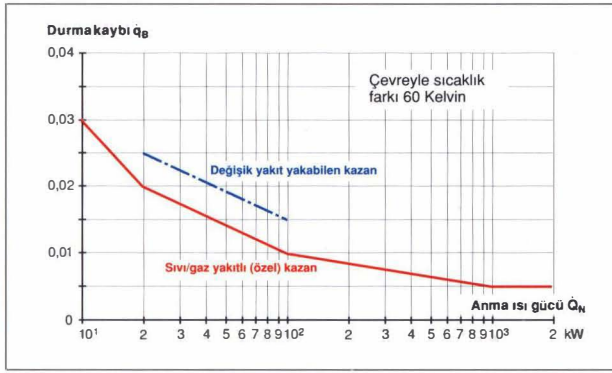
(örneğin doğrudan ısıtılan depolu su ısıtıcısı)

bu durum için : $\Delta t_1 \rightarrow 0$

Ana denklemin paydası durma kaybına ($Q_F \cdot q_B \cdot \Delta t_2 = Q_B \cdot \Delta t_2$) indirgenmektedir. q_B sıcaklığa bağlıdır ve imalatçı data föylerinde böyle verilmektedir. (Örneğin Buderus katalog, Arbeitsblätter K5)



Şekil 3.10. ÇEŞİTLİ TİPLERİN TEKNİK İŞLETME DATALARINI İÇEREN ARBEITSBLATT (Çalışma föyü) K5



Şekil 3.11. DURMA KAYBI İÇİN ÖNGÖRÜLEN MAKSİMUM DEĞERLER, DIN 4702'YE GÖRE

Eski kazanlarla ilgili referans değerleri olarak DIN 4702 Teil 1'de öngörülen değerler Şekil 3.11'den alınabilmektedir. q'_B - değerinin başka bir sıcaklığa göre dönüşümü

$$q'_{B\theta} = q'_B \cdot \frac{\vartheta - 20}{\vartheta^* - 20} \quad (3.18)$$

(* ilk değeri göstermektedir)

bağıntısına göre yapılabilmektedir.

Örnek 3.6 q'_B - değerinin başka bir sıcaklığa göre dönüşümü

Şekil 3.11'den, 40 kW'lık sıvı ve gaz yakıt için özel yapılmış kazan için $\rightarrow q_B = \%1,5$ (çevre ile $(\vartheta_{KM} - \vartheta_a) = (80 - 20)K = 60$ Kelvin'lik sıcaklık farkında) olarak alınmaktadır.

50 Kelvin'lik sıcaklık farkına göre dönüşüm :

$$q'_B = 1,5 \cdot \frac{50}{60} = 1,25$$

Örnek 3.7 Çeşitli kazan tiplerinin tüm senelik soğuma kaybı

Kazan soğuma kaybı q'_S ve q'_B tarafından gösterilmektedir. q'_B sene içindeki seyirde dominant etkime süresine sahip olduğu için tahminlerde etkili bir değer olmaktadır.

Hesap $Q_B = q'_B \cdot Q'_F \cdot 8760$ h örneğine göre yapılmaktadır. q_B değerleri ya ilgili ürün - data föyünden veya Şekil 3.11'den alınmalıdır.

a) Modern düşük sıcaklık kazanı SE 615

$Q'_F = 270$ kW ; $q'_B = \%0,3$ (60°C'lik ortalama işletme sıcaklığında)

$Q_B = 0,003 \cdot 270 \text{ kW} \cdot 8760 \text{ h} = 7096$ kWh = 710 L sıvı yakıt; m^3 gaz yakıt

b) Dönüştürülebilir (başka yakıt yakma için) kazan, imal yılı 1975

$Q'_F = 40$ kW ; $q'_B = \%3$ (75°C'lik sabit sıcaklıkta)

$Q_B = 0,03 \cdot 40 \text{ kW} \cdot 8760 \text{ h} = 10512$ kWh = 1051 L sıvı yakıt; m^3 gaz yakıt

c) Modern düşük sıcaklık kazanı G 115

$Q'_F = 22,5$ kW ; $q'_B = \%0,58$ (50°C'lik ortalama işletme sıcaklığında)

$Q_B = 0,0058 \cdot 22,5 \cdot 8760 \text{ h} = 1143$ kWh = 114 L sıvı yakıt ; m^3 gaz yakıt.

Örnek 3.8 Yazın kullanma suyu ısıtılması ile ilgili kazan

Bina ısıtması ile ilgili mevcut kazan : 1000kW ; $q'_B = \%0,18$ (70°C)

Sıcak su için 60 kW'lık bir güç yeterlidir. Bunun için 70°C'de $q'_B = \%1,5$ değerine sahip ayrı bir kazan öngörülmüştür.

Her iki kazan yaklaşık aynı kazan verimlerine sahiptir. Ekonomiklik yaz işletmesinde belirleyici olarak durma kayıpları tarafından oluşturulmaktadır.

İnceleme yapılan zaman dilimi : Bina ısıtması yapılmayan 95 gün = 95 gün . 24h/gün = 2280 h

Kazanlar sürekli boyler ısıtma sıcaklığı olan 70°C'de bulunmaktadır.

$$Q_B = q'_B \cdot Q'_F \cdot \Delta t_{\text{hazır tutma}}$$

$$1) Q_{B1000} = 0,0018 \cdot 1000 \text{ kW} \cdot 2280 \text{ h} = 4104 \text{ kWh}$$

$$2) Q_{B60} = 0,015 \cdot 60 \text{ kW} \cdot 2280 \text{ h} = 2052 \text{ kWh}$$

Fark 2052 kWh veya 205 L sıvı yakıt ; m^3 gaz yakıtıdır.

Bununla çok az bir ekonomi sağlanmış olur. Şartlara bağlı olarak aynı yatırım harcamalarında enerji bakımından daha efektif olan sistem iyileştirme imkanları ortaya çıkmaktadır.

Örnek 3.9 Kazan minimum su dönüş sıcaklığı şartının ortadan kalkmasının enerji tüketimine etkisi

Şekil 3.12'deki sıcaklık durumları geçerlidir.

İşletme sıcaklığının η_K ve q'_B 'ye etkisi vardır. <40°C'deki sıcaklıklarda ortalama kazan yükü öncelikle durma kaybı ağır basacak şekilde düşüktür ($\varphi < 0,3$). Böylece q'_B değeri ile ilgili bir tahmin yeterli olmaktadır. Ortalama pratik işletme sıcaklığı şalt farkı nedeniyle 30°C'nin altına düşmemektedir.

$\varphi < 0,3$ 'teki toplam işletme süresi yaklaşık 3300 h (Şekil 1.9'a bakınız), buna göre 3300 h / 24 h/gün = 138 gündür. Günde 8 saatlik gece konumu dikkate alındığında 138 gün .16 h/gün işletme durumundadır.

$Q'_F = 34$ kW'lık kazan

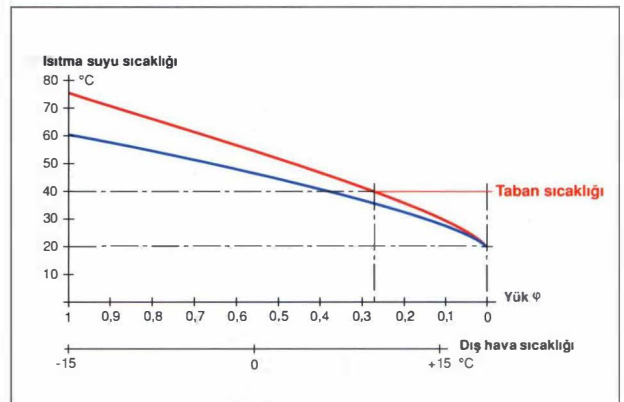
q'_B , 40°C'de $\rightarrow \%0,5$

q'_B , 30°C'de $\rightarrow \%0,25$

1) $Q_{B40^\circ\text{C}} = 0,005 \cdot 34 \text{ kW} \cdot 2200 \text{ h} = 374$ kWh = 37 L sıvı yakıt ; m^3 gaz yakıt

2) $Q_{B30^\circ\text{C}} = 0,0025 \cdot 34 \text{ kW} \cdot 2200 \text{ h} = 187$ kWh = 19 L sıvı yakıt ; m^3 gaz yakıt

Yüzdesel tasarruf gerçi %50'dir, ancak bu durumdaki 18 L sıvı yakıt veya m^3 gaz yakıt'lık mutlak tasarruf pratik olarak önemsizdir.



Şekil 3.12.

Örnek 3.10 Doğrudan ısıtılan bir depolu su ısıtıcısının kullanma ısı verimi

Termosifon sabit sıcaklık ile işletilen ısı üreticisi olarak değerlendirilmelidir. Kullanma ısı verimi eşitliği doğrudan kullanılabilir.

İnceleme yapılan zaman dilimi :

Bu sistem için kış ve yaz işletmesi arasında bir fark bulunmadığından inceleme yapılan zaman dilimi tipik bir müstakil işletme gücüne indirgenmektedir.

Tüketim : 60°C 'de 30 l/gün - şahıs sıcak su, 4 kişi

Cihaz verileri: $Q_F = 8,5 \text{ kW}$; $Q_B = 0,28 \text{ kWh}$; $\eta_K = \%90$; Depo hacmi 130l

Durma ısı harcaması

$$Q_B = Q_B \cdot 24 = 0,28 \text{ kW} \cdot 24 \text{ h} = 6,7 \text{ kWh}$$

Durma kaybı

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_F} = \frac{0,28 \text{ kW}}{8,5 \text{ kW}} = 0,033$$

Kazan gücü

$$Q_K = Q_F \cdot \eta_K = 8,5 \text{ kW} \cdot 0,9 = 7,7 \text{ kW}$$

Faydalı ısı miktarı, sıcak su

$$Q_W = 4 \cdot m \cdot c \cdot \Delta\theta = 4 \cdot 30 \cdot \frac{1}{860} \cdot (60 - 10) = 7 \text{ kWh}$$

Brülör çalışma süresi

$$\Delta t_1 = \frac{Q_W}{Q_K} = \frac{7 \text{ kWh}}{7,7 \text{ kW}} = 0,91 \text{ h}$$

Yük

$$\varphi = \frac{\Delta t_1}{\Delta t} = \frac{0,91 \text{ h}}{24 \text{ h}} = 0,038$$

Kullanma ısı verimi

$$\eta = \frac{90}{1 + 0,33 \left[\frac{1}{0,038} - 1 \right]} = \%49$$

Kullanma ısı verimi yükün fonksiyonu olarak Şekil 3.13'te gösterilmiştir.

Kullanma ısı veriminin kötü olmasının nedeni ekstrem düşük yüküdür. Bu, kazan veriminin örneğin %95'e iyileştirilmesi ile dahi önemli bir düzelme göstermez. (Şekil 3.14)

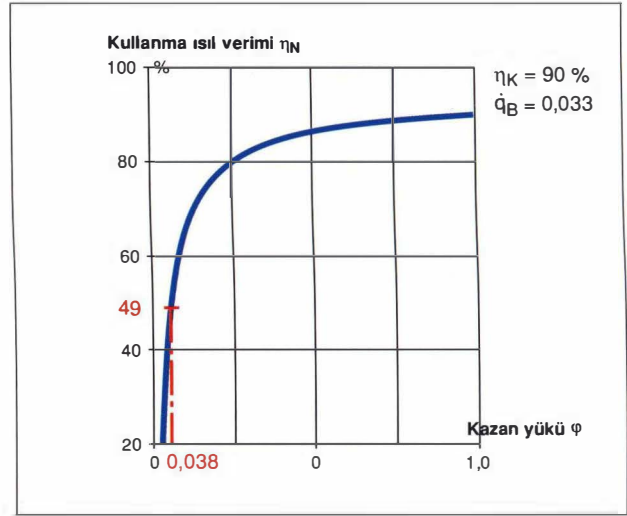
q_B - değerinin iyileşmesi çok etkilidir. Dolaylı ısıtılan boylerler 135 litrelik hacimde 24 saat boyunca yaklaşık olarak $Q_B = 0,85 \text{ kWh}$ değerine sahiptir. Bu, örnekteki boyler dolaylı ısıtılan boylere dönüştürülürse,

$$q_B = \frac{Q_B}{24 \cdot Q_F} = \frac{0,85}{24 \cdot 8,5} = 0,0042$$

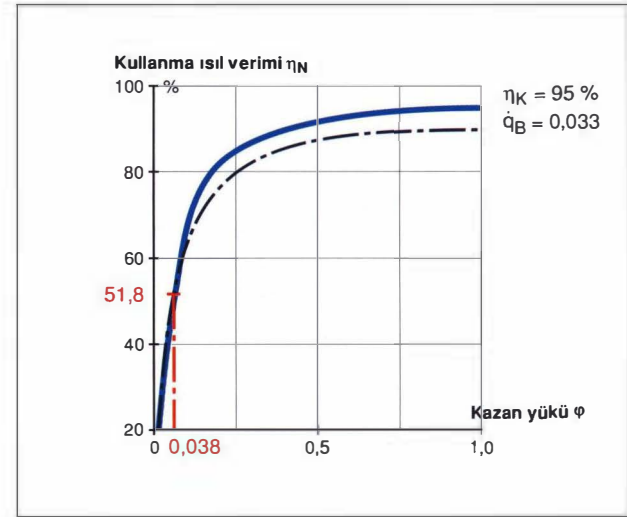
değerine ulaşılır ve kullanma ısı verimi %81,4'e yükselir.

Örnek 3.11 İşletme sıcaklığının etkisi

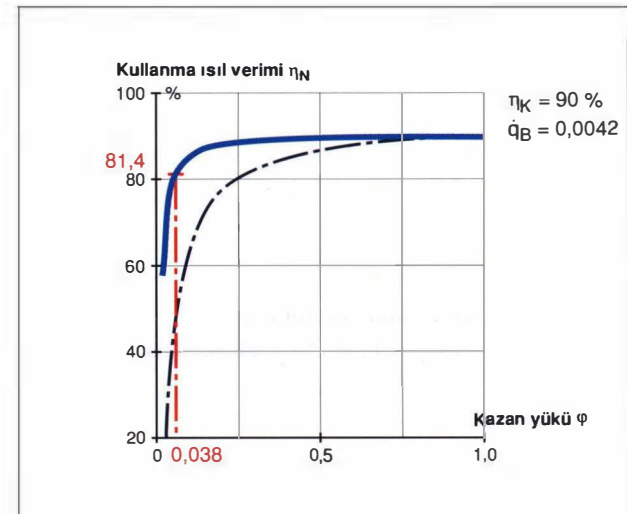
İşletme sıcaklığı kazan verimini (η_K) ve durma kaybını (q_B) etkilemektedir. Değişiklikler en iyi şekilde ilgili data föylerinden alınabilmektedir.



Şekil 3.13. KULLANMA ISIL VERİMİNİN YÜKÜN FONKSİYONU OLARAK GRAFİK HALİNDE GÖSTERİLİŞİ



Şekil 3.14.



Şekil 3.15.

Kazan - Tip S 315 (35 ile 70 kW arası)

Kullanma ısı verimleri, %30'luk yükte

80°C'de : $\eta_K = \%91$; $q'_B = \%1,1$

$$\eta_N = \frac{91}{1 + 0,011 \cdot \left[\frac{1}{0,3} - 1 \right]} = \%88,7$$

60°C'de : $\eta_K = \%92,5$; $q'_B = \%0,7$

$$\eta_N = \frac{92,5}{1 + 0,007 \cdot \left[\frac{1}{0,3} - 1 \right]} = \%91$$

40°C'de : $\eta_K = \%94$; $q'_B = \%0,4$

$$\eta_K = \frac{94}{1 + 0,004 \cdot \left[\frac{1}{0,3} - 1 \right]} = \%93,1$$

Örnekten ve Şekil 3.13, 3.14, 3.15'ten görüldüğü gibi kısmi yük kullanma ısı verimi (η_N), tam yük ($j=1$) kullanma ısı verimine karşılık gelen kazan veriminin (η_K) daima altında bulunmaktadır. Bu husus, yukarıdaki sonuçların gösterdiği gibi düşürülen işletme sıcaklığında η_K ve η_N 'nin yükselmesi durumunda da söz konusu olmaktadır.

Değişken sıcaklık ile işletilen bir kazanda söz konusu işletme sıcaklığı dış hava sıcaklığının ve böylece yükün (φ) bir fonksiyonudur.

Yukarıdaki sonuçlardan hareket edilir ve $\varphi=1$ 'de işletme sıcaklığı 80 °C alınır, $\eta_N = \eta_K = \% 91$ olmaktadır. 40 °C ve $\varphi = 0,3$ 'te kısmi yük kullanma ısı verimi % 93,1 olmakta ve böylelikle tam yük kullanma ısı veriminden daha yüksek görünmektedir.

Ancak $\varphi = 0,3$ (ve $\vartheta = 40^\circ\text{C}$) ile ilgili tam yük kullanma ısı verimi % 91 değil % 94'tür.

Böylece kısmi yükteki kullanma ısı verimi artışının öncelikle kısmi yükün bir sonucu olmadığı, bilakis buna düşürülen işletme sıcaklığının neden olduğu anlaşılmaktadır. Bu ayırım yanlış sonuçların çıkarılmasının önlenmesi için önemlidir.

Planlama ile ilgili karar vermelerde güç seçimi konusu büyük bir öneme sahiptir. Kazanlar genellikle maksimum ısı ihtiyacına göre seçilmekte ve bu nedenle işletme süresinin büyük bir kısmında "büyük seçilmiş" durumda olmaktadır.

Güç uyumu iki şekilde sağlanabilir :

- Aynı kalan kazan büyüklüğünde brülör gücünün azaltılması (örneğin kademeli veya modülasyonlu brülör)

- Daha küçük bir kazanın kullanılması

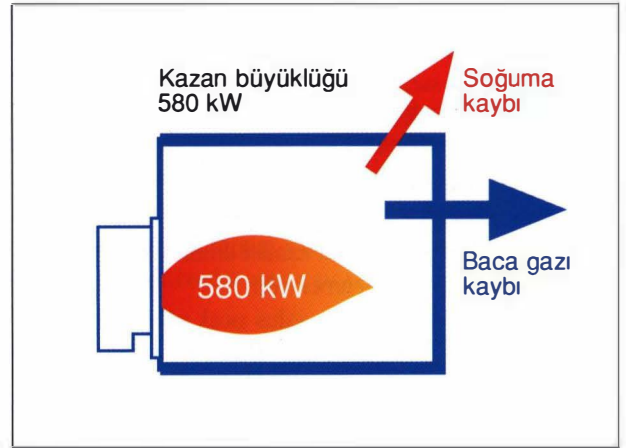
Bu önlemlerin enerji bakımından sonucu, durma ve ısıtım kayıplarının soğuma kaybı olarak tek büyüklük haline getirilmesi ile kolaylıkla anlaşılabilir.

Örnek 3.12 "Güç uyumu"

Brülör gücü $Q'_F = 580 \text{ kW}$ olan kazan

$Q'_F = 290 \text{ kW}$ olarak çalıştırılmaktadır.

Kazan yükü $\varphi = 0,15$ 'tir.



Şekil 3.16.

Kabuller: (Şekil 3.16)

$$Q'_B = 1,74 \text{ kW}$$

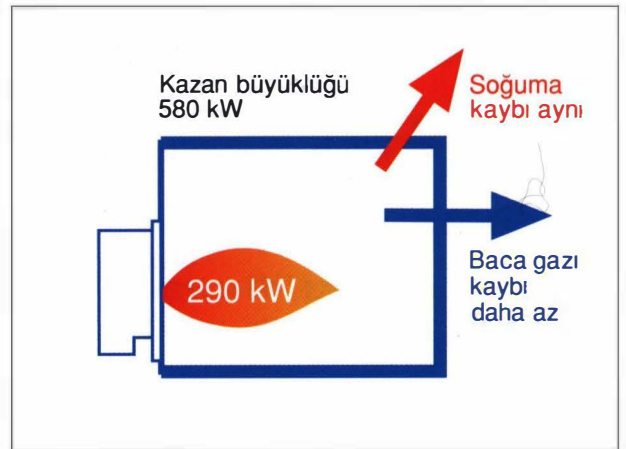
$$q'_B = 1,74 / 580 = 0,003$$

$$\eta_K = \%92,5$$

$$\varphi = 0,15$$

$$\eta_N = \frac{92,5}{1 + 0,003 \cdot \left[\frac{1}{0,15} - 1 \right]} = \%91$$

Önlem 1 : Brülör gücünün $Q'_F = 290 \text{ kW}$ 'a düşürülmesi
(Bakınız Şekil 3.17)



Şekil 3.17.

$$Q'_B = 1,74 \text{ kW}$$

$$q'_B = 1,74 / 290 = 0,006$$

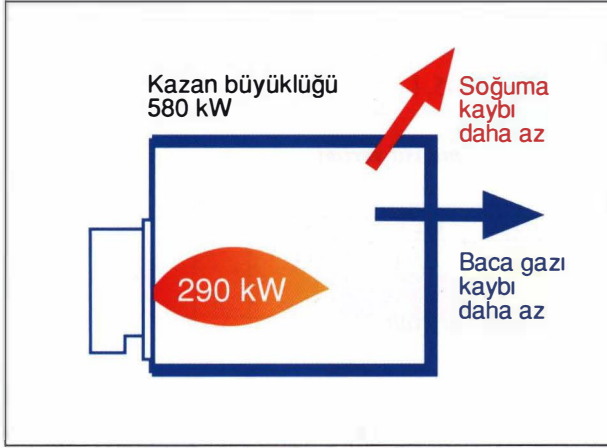
$$\eta_K = \%95$$

$$\varphi = 580 / 290 \cdot 0,15 = 0,3$$

$$\eta_N = \frac{92,5}{1 + 0,006 \cdot \left[\frac{1}{0,3} - 1 \right]} = \%93,7$$

Kullanma ısı verimi sadece daha iyi kazan verimi (daha küçük baca gazı kaybı) ile iyileşmektedir. Daha yüksek yük aynı ölçüde daha yüksek q_B - değeri ile kompanse edilmektedir.

Önlem 2 : Daha küçük bir kazanın $Q_F = 290 \text{ kW}$ kullanılması (Bakınız Şekil 3.18)



Şekil 3.18.

$$Q'_B = 0,93 \text{ kW}$$

$$q'_B = 0,93 / 290 = 0,0032$$

$$\eta_K = \%92,5$$

$$\varphi = 0,3$$

$$\eta_N = \frac{92,5}{1 + 0,0032 \cdot \left[\frac{1}{0,3} - 1 \right]} = \%91,8$$

Önlem 2 daha yüksek yüke rağmen ilk duruma göre çok daha iyi değildir ve Önlem 1'e göre çok daha az etkilidir. Daha düşük Q'_B değeri ile belirginleşen iyileşme kazanının daha küçük yüzeyine dayanmaktadır. Örnek, "büyük seçme"nin enerji bakımından sonuçları ile ilgili problemde kazan gücünün değil, kazan büyüklüğünün önemli olduğunu göstermektedir. Ancak modern kazan konstrüksiyonlarında bu da önemli bir rol oynamamaktadır.

Bu önemli husus ısı kaybını veren fiziksel bağıntının ($Q = k \cdot A \cdot \Delta v \cdot \Delta t$) uygulanması durumunda daha da açıklık kazanmaktadır.

Fiziksel bakımdan önemli olan kazanın çevresel yüzeyidir. (Güç değildir.) Şekil 3.19'a soğuma kaybını belirleyen dört büyüklük, bir kazanın müstakil iyileştirme adımları ile ilişkili olarak konmuştur. Senelik faydalı ısı miktarına göre %20'lik bir soğuma kaybından hareket edilmektedir. Bu değer Örnek 3.7b'deki dönüştürülebilir kazanın soğuma kaybından ve 1700 saat tam faydalanma süresindeki faydalı ısı gücünün 30 kW olduğu kabulünden elde edilmiştir.

$Q_N = 30 \text{ kW} \cdot 1700 \text{ h/yıl} = 51000 \text{ kWh}$
 Yakıtla ilgili soğuma kaybı $10512 / 51000 = \%20'$ dir.
 Tablonun sayısal değerleri her defasında önceki adımla ilgili iyileştirmeyi göstermektedir, örneğin birinci adım ısı yalıtımının 20 mm'den 50 mm'ye iyileştirilmesidir. K-sayısı 20/50 oranında iyileşmekte ve böylece soğuma kaybı %20'den %8'e düşmektedir. İkinci adımda işletme sıcaklığı azaltılmakta ve böyle devam etmektedir. Son adım, modern yapı tarzlı DSK veya YK'lar (yaklaşık olarak 3. adıma karşılık gelmektedir) için mutlak büyüklük olarak artık hiçbir pratik önem taşımayan yüzey azaltma ile ilgili etkiyi göstermektedir.

Örnek 3.13 Bir ve ya iki kazanlı sistem

Bir kazanlı sistem

$Q'_K = 500 \text{ kW}$
 $\eta_K = \%95$, brülör kademesi 1'de %50 Q'_K ile
 $\eta_K = \%92,5$, brülör kademesi 1 + 2'de %100 Q'_K ile
 $q'_B = \%0,3$, 60°C'lik ortalama kazan suyu sıcaklığında
 $b =$ işletme süresi = 6300 h/yıl
 $b_v =$ tam faydalanma süresi = 1600 h/yıl
 Senelik faydalı ısı, brülör kademeleri arasında Şekil 1.9'a göre dağılmaktadır.

1977 den önce imal edilmiş bir kazandaki iyileşme sağlayan önlemler

	k	A	$(\vartheta_K - 20)$	Δt	=	Soğuma kaybı
	Isı yalıtımı	Yüzey	Sıcaklık	İşletme süresi		
	20 mm	1	85 °C	7900 h/a		20%
1.	50	1	85	7900	$\frac{20}{50} \cdot 20\% =$	8%
2.	50	1	50	7900	$\frac{50-20}{85-20} \cdot 8\% =$	3,7%
3.	50	1	50	4500	$\frac{4500}{7900} \cdot 3,7\% =$	2,1%
4.	50	0,5	50	4500	$0,5 \cdot 2,1\% =$	1,05%

Şekil 3.19. BİR KAZANIN MÜMKÜN OLAN TİPİK İYİLEŞTİRME ADIMLARI VE ENERJİ BAKIMINDAN ETKİSİ

Kademe 1 : %63 → $\eta_K = \%95$; $q'_{B1} = \frac{q'_B}{0,5} = \%0,6$

Kademe 1 + 2 : %37 → $\eta_K =$ yaklaşık %94 ;
 q'_{B1} yok olmaktadır, çünkü brülör sürekli çalışmaktadır.

Kullanma ısı verimi, Kademe 1'de

3.7 Denklemi

$b_{v1} = 5100$ saat, Şekil 1.9'a göre
 $b_{v1} = \frac{1600 \text{ h/yıl} \cdot 0,63}{0,5} = 2016 \text{ h/yıl}$

$\eta_{N1} = \frac{0,95}{1 + 0,006 \cdot [\frac{5100}{2016} - 1]} = 0,941$

Kullanma ısı verimi, kademe 1 + 2'de

Brülör sürekli çalıştığı için, $\eta_{N2} = \eta_K = \%94$ 'tür; burada %92,5 ile 95 arasındaki bir ortalama değer kabul edilmektedir.

Toplam kullanma ısı verimi, müstakil kullanma ısı verimlerinin yüzdesel ağırlıklarından

$$\eta_N = \frac{1}{\frac{Q_1}{\eta_{N1}} + \frac{Q_2}{\eta_{N2}}} \quad (3.19)$$

bağıntısına göre elde edilmektedir.

Q_1 ve Q_2 % 63 ve 37'lik faydalı ısı yüzdelere karşılık gelmektedir. Burada her iki kısmi yük kullanma ısı verimi pratik olarak eşdeğerdir. Toplam kullanma ısı verimi % 94,1 olup böylelikle kazan verimleri mertebesinde bulunmaktadır.

Senelik yakıt sarfiyatı

$B_a = \frac{Q'_K \cdot b_v}{H_U \cdot \eta_N} = \frac{500 \cdot 1600}{10 \cdot 0,94} = 85100 \text{ lt sıvı yakıt/yıl}$
veya $\text{m}^3 \text{ gaz yakıt/yıl}$

İki kazanlı sistem

İhtiyaç durumu yukarıdaki gibi

$Q'_K = 2 \times 250 \text{ kW}$

Senelik faydalı ısı kazan 1 ve kazan 2 arasında yine Şekil 1.9'a göre dağılmaktadır.

Kazan 1 : yalnız %63 → $\eta_K = \%95$

Kazan 2 ile birlikte %23 → $\eta_K = \%94$

Kazan 2 : Kazan 1 ile birlikte %14 → $\eta_K = \%94$

Kazan 1

Ortalama işletme sıcaklığı $60^\circ\text{C} \rightarrow q'_B = \%0,4$

$b = 5100 \text{ h/a}$

$b_v = 2016 \text{ h/a}$

Kullanma ısı verimi

$\eta_{N1} = \frac{95}{1 + 0,004 \cdot [\frac{5100}{2016} - 1]} = \%94,4$

Kazan 1 Kazan 2 ile birlikte

$b = 1200 \text{ h}$

Brülör sürekli çalıştığı için $\eta_N = \eta_K = \%94$

Kazan 2

Ortalama işletme sıcaklığı $65^\circ\text{C} \rightarrow q'_B = \%0,45$

$b_2 = 1200 \text{ h /yıl}$

Isıtma işi yüzdesi = %14

$b_{v2} = \frac{1600 \cdot 0,14}{0,5} = 448 \text{ h/a}$

$\eta_{N1} = \frac{95}{1 + 0,0045 \cdot [\frac{1200}{448} - 1]} = \%93,3$

Toplam kullanma ısı verimi

$\eta_N = \frac{1}{\frac{0,63}{0,944} + \frac{0,23}{0,94} + \frac{0,14}{0,933}} = 0,942 \approx \%94,2$

Senelik yakıt sarfiyatı

$B_a = \frac{500 \cdot 1600}{10 \cdot 0,942} = 84930 \text{ lt sıvı yakıt / yıl}$
veya $\text{m}^3 \text{ gaz yakıt/yıl}$

Bir kazanlı sisteme karşı teorik tasarruf 170 litre sıvı yakıt/yıl veya $\text{m}^3 \text{ gaz yakıt / yıl}$, yani % 0,2'dir. Modern kazanların kullanılması halinde "güç uyumunun" daha küçük kazanlarla yapılmasının enerji bakımından göreceli olarak anlamsız olduğu bu örnekte de açıkça görülmektedir. İki kazanlı sistem bu nedenle öncelikli olarak işletme emniyetine göre planlanmalıdır.

3.2.4. Norm Kullanma Isıl Verim

Norm kullanma ısı verimi (DIN 4702 Teil 8'e göre) ölçülen beş kısmi yük kullanma ısı veriminden hesaplanan senelik kullanma ısı verimidir. 75/60°C ve 40/30°C sıcaklık çiftli iki ısıtma eğrisinin verilmesi ile tanımlanmış test şartları oluşturulmuştur.

Kısmi yük bölgelerinin belirlenmesi

Beş kısmi yük bölgesi tanımlanmıştır. Çıkış noktası dış hava sıcaklığının toplam görülme sıklığıdır.

Kısmi yük bölgeleri, ısı miktarı $Q'_H \cdot \phi_i \cdot \Delta t_i$ 'nin ($i=1$ 'den 5'e kadar) her defasında aynı değeri vermesini sağlayacak şekilde belirlenmiştir. Bu grafik olarak Şekil 3.20'deki aynı alana sahip dikdörtgenlere karşılık gelmektedir. Bu bölgelere ayırma işleminin avantajı, senelik değeri (η_{NN}) (norm kullanma ısı verimi) veren ortalama değer oluşturulmasını matematiksel olarak çok kolaylaştırmasıdır.

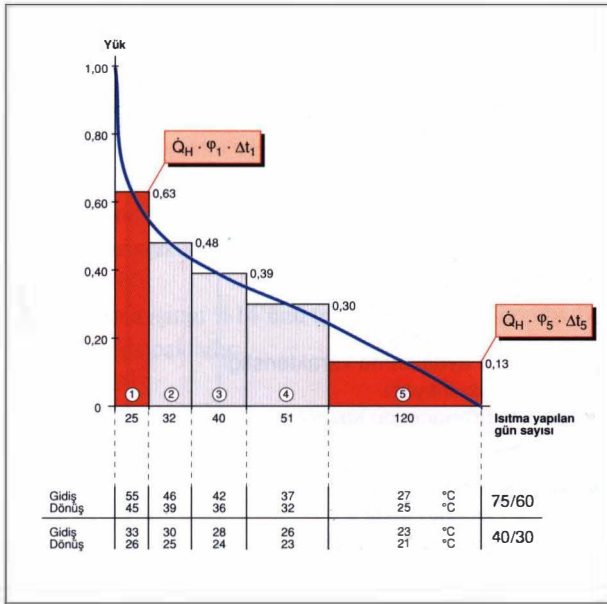
Kısmi yük kullanma ısı verimleri (η_1 'den η_5 'e kadar), alınan faydalı ısının ve bunun için ilgili işletme sıcaklıklarında gerekli olan ve brülör ile verilen ısının ölçülmesi ile elde edilmektedir.

Toplam senelik faydalı ısı $5 \cdot Q'_H \cdot \phi_i \cdot \Delta t_i$ 'ye ("i" ilgili kısmi yük büyüklüğü olarak) eşit olduğundan Şekil 3.21'deki eşitlik şu şekilde basitleştirilebilmektedir.

$\frac{5}{\eta_{NN}} = \frac{1}{\eta_1} + \dots + \frac{1}{\eta_5}$

η_{NN} 'ye göre çözümlerse :

$$\eta_{NN} = \frac{5}{\frac{1}{\eta_1} + \dots + \frac{1}{\eta_5}} \quad (3.20)$$



Şekil 3.20.

Böylece η_{NN} (3.19 eşitliği ile de gösterildiği gibi) kısmi yük kullanma ısı verimlerinin harmonik ortalama değerine karşılık gelmektedir.

Uygulama: Norm kullanma ısı verimi öncelikle çeşitli kazan tipleri ve çeşitli imalatçıların ürünleri arasında karşılaştırma büyüklüğü olarak hizmet etmekte ve normdakinden farklı işletme şartlarında (genellikle pratikteki durum) geçersiz olmaktadır. Ancak çeşitli tiplerle ilgili tahminlerde bundan referans büyüklük olarak faydalanılabilmektedir.

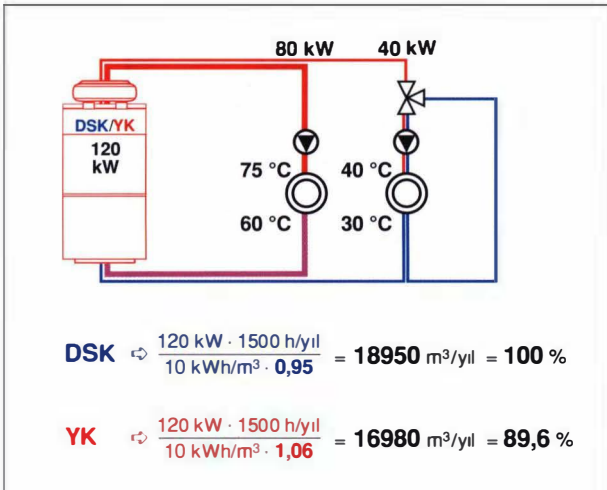
Örnek 3.14 Hidrolik alternatiflerin kazanın ekonomikliğine etkisi

$Q_K = Q_H = 120 \text{ kW}$; $bv = 1500 \text{ h/yıl}$

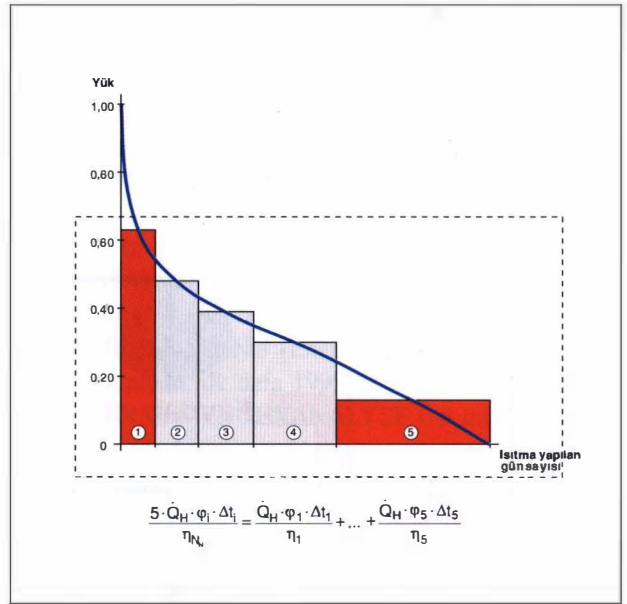
Alternatif 1 : DSK veya YK kullanılan bir kazanlı sistem (Şekil 3.22)

DSK - $\eta_{NN} = \% 94$ (75/60°C)

- η_N , 40/30°C'lik tüketici devresindeki düşük işletme sıcaklığı nedeniyle %95 olarak kabul edilmektedir.



Şekil 3.22.



Şekil 3.21.

YK - $\eta_{NN} = \%105$ (75/60°C)

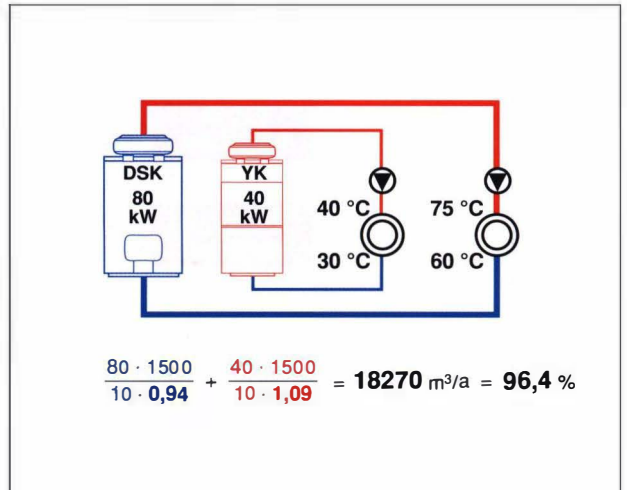
- η_N dönüş suyu karışımından dolayı %106 olmaktadır. Yakıt sarfiyatları mutlak ve yüzdesel büyüklük şeklinde verilmiştir. Tüm yüzdesel veriler, %100 olarak kabul edilen Alternatif 1 DSK'nın yakıt sarfiyatına göredir.

Alternatif 2 : İki kazanlı sistem DSK + YK, ayrı tüketici devreli (Şekil 3.23)

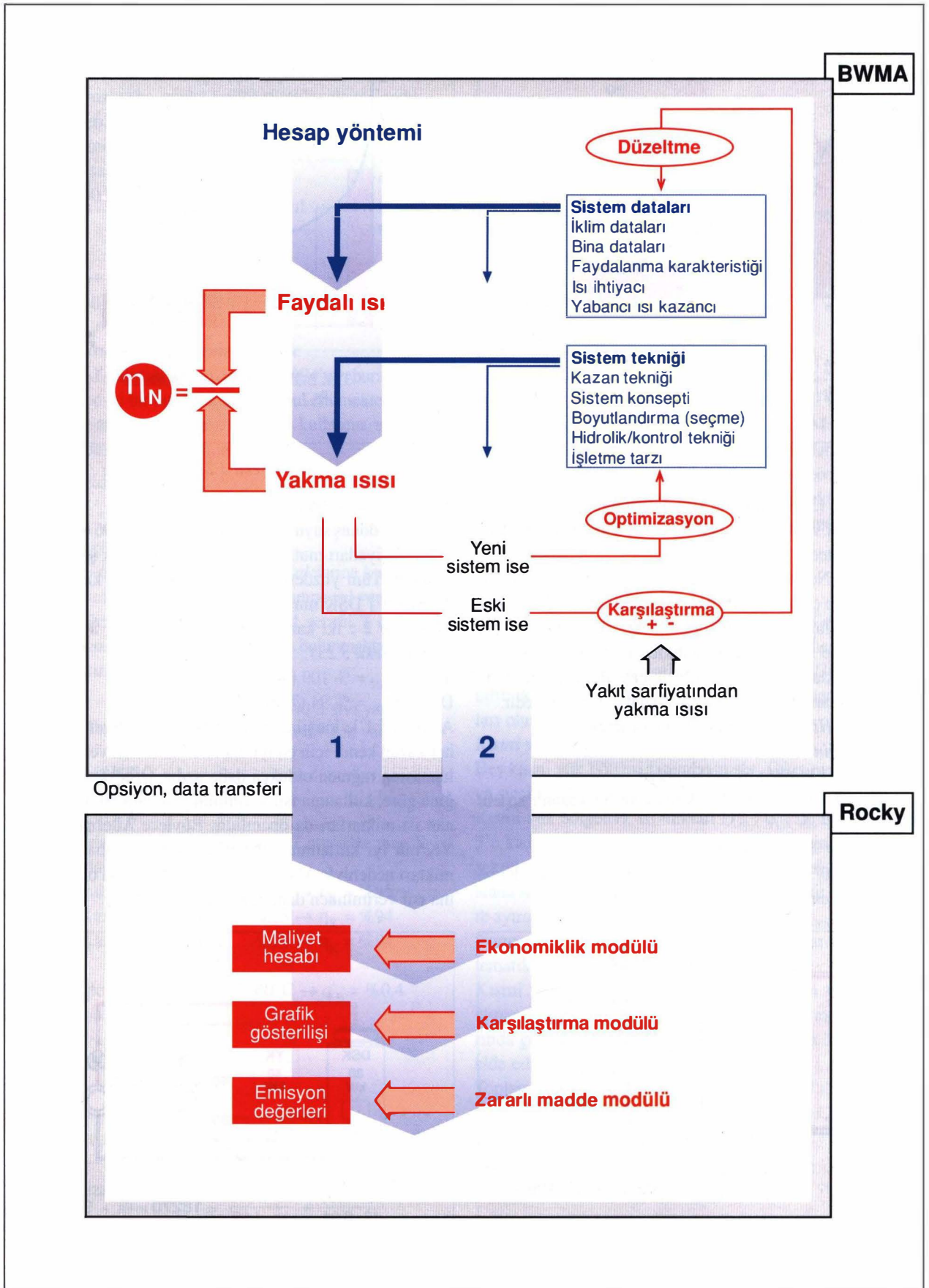
YK - $\eta_{NN} = \% 109$ (40/30°C)

DSK - $\eta_{NN} = \% 94$ (75/60°C)

Alternatif 1'le karşılaştırıldığında yakıt sarfiyatı azalması, her kazan kendi için en iyi olan kullanma ısı verimi ile çalışmasına rağmen oldukça daha azdır. Örnekten anlaşıldığına göre, kullanma ısı veriminin yanı sıra bununla sağlanan ısı miktarları da önemlidir. Böylece Alternatif 1'deki YK'nın iyi kullanma ısı verimi, verilen daha büyük ısı miktarı nedeniyle Alternatif 2'deki daha da iyi olan kullanma ısı veriminden daha fazla etkimektedir.



Şekil 3.23.



Şekil 3.26. BUDERUS WARMEMENGENANALYSE'NİN AKIŞ ŞEMASI

Alternatif 3 : İki kazanlı sistem DSK + YK, ortak tüketici devreli (Şekil 3.24)

YK - ana yük kazanı olarak tek başına işletmede ısıtma işinin %63'ünü sağlamaktadır.

- $\eta_{NN} = \%107$, çünkü ağırlıklı olarak ısıtma eğrisinin alt sıcaklık bölgesinde çalışmaktadır.

- ısıtma işinin %23'ü sıra kazanla birlikte üst sıcaklık bölgesinde sağlanmaktadır ;

- $\eta_{NN} = \%100$

DSK - ısıtma işinin %14'ünü tamamen yüksek sıcaklık bölgesinde sağlamaktadır.

- $\eta_{NN} = \%93$

ısı miktarı ile kullanma ısı veriminin oranı burada da toplam sonucu belirlemektedir.

Alternatif 4 : YK, müstakil dönüş suyu beslemeli (Şekil 3.25)

Şekil 2.36 ile izah edildiği gibi, tüketici toplam gücünün yaklaşık %15'inin soğuk dönüş suyu olarak bulunması, eşanjör yüzeyinin yoğunlaşma bölgesine beslemeye tam yoğunlaşmaya ulaşılması için yeterli olmaktadır.

$Q_N \cdot 0,15 = 120 \text{ kW} \cdot 0,15 = 18 \text{ kW}$

18 kW'lık düşük sıcaklığa sahip dönüş suları dahi yeterliyen 40/30°C'lik tüketiciler ile 40 kW sağlanması sonucunda

kazan müstakil dönüş suyu beslemesi ile tüm sene boyunca tam yoğunlaşmalı olarak çalışmaktadır.

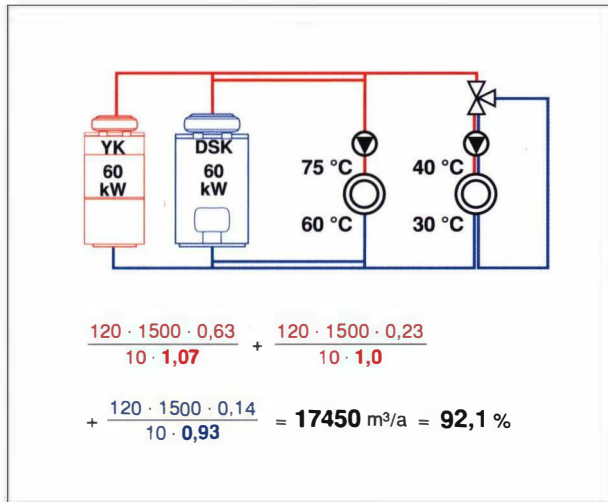
3.3. Ekonomiklik Analizi ile İlgili Buderus - PC

Uygulamaları

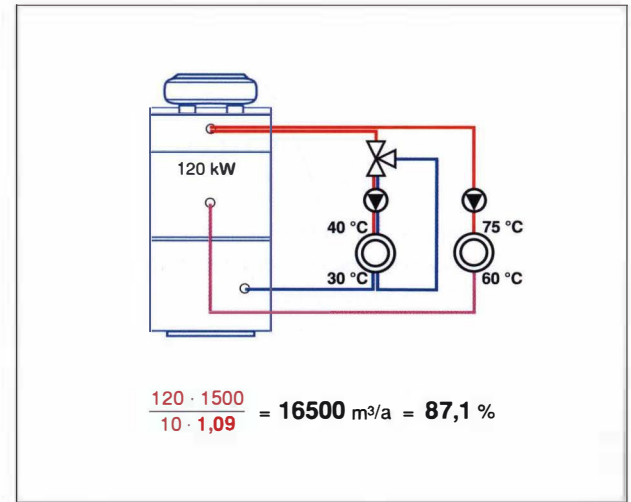
Buderus Heiztechnik 1988'den beri ısıtma sistemlerinin enerji ekonomisinin belirlenmesi ile ilgili olarak kendi Software'ni geliştirmektedir. VDI - Richtlinie 3808 ve DIN 4702 baz alınarak önce bir kazanlı sistemler için yaklaşık 100 kW'a kadar olan güçlere yönelik Software ENERGIEBERATUNG (Enerji danışmanlığı) oluşturulmuştur. Bundan, ilk defa 1992'de tanıtılan Software Buderus WARMEMENGENANALYSE (ısı miktarı analizi) (BWMA) geliştirilmiştir.

BWMA, büyük sistemlere özgü kompleks etkilerin göz önüne alınmasıyla bir veya çok kazanlı sistemlerin enerji bakımından değerlendirilmesini ve optimizasyonunu sağlamaktadır.

BWMA'yı tamamlayıcı nitelikte olan ve BWMA ile belirlenen emisyon değerlerinin gösterilmesi ve karşılaştırılması için bir modül sunan Buderus - Software ROCKY 1996'da ortaya çıkmıştır. Bunda ayrıca tüm önemli hesap sonuçlarının grafik halinde karşılaştırılabilmesi için bir karşılaştırma modülü ve bir maliyet ve amortisman süresi analizi bulunmaktadır.



Şekil 3.24.

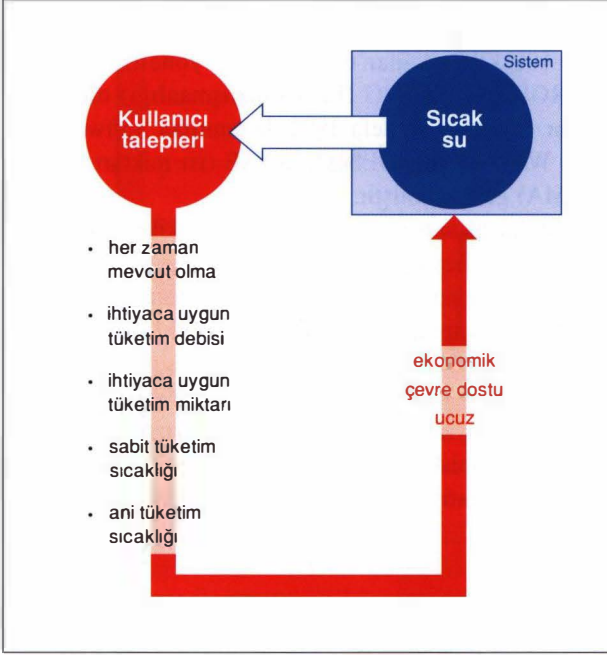


Şekil 3.25.

4. KULLANMA SUYU ISITILMASI

4.1. Sistemle İlgili Hususlar

Kullanma sıcak suyu doğal olarak ısı ihtiyacının bir parçasıdır. Domestik alanda enerji bilançosu içindeki bağlı miktar, gittikçe azaltılan bina ısı ihtiyacından dolayı sürekli artmaktadır.



Şekil 4.1. KULLANMA SUYU ISITMA SİSTEMİNDEN TALEP EDİLENLER

Kullanma suyu ısıtma sistemi bina ısıtma sisteminden tamamen bağımsız veya bununla çeşitli ortak noktalara sahip olabilmektedir. Tipik bir ortak nokta örneğin merkezi kontrol sistemiyle birlikte sıcak su kazanıdır. Sistemin planlanmasında kullanıcının beklentilerine yer verilmektedir.

Kullanıcının her zaman emre amade olma gibi doğrudan taleplerinin yanı sıra, ekonomiklik ve çevre koruma gibi dolaylı hususlarla da ilgilenilmelidir. Buradaki dolaylılığın nedeni bunların doğrudan kullanım açısından arka planda kalmasıdır. Kullanıcı talepleri kendini uygun bir sıhhi tesisat donanımı olarak göstermektedir. Bu bakımdan ısıtma sistemi için kaç kişinin ihtiyacının karşılanacağı ilk planda önemsizdir. Belir-

leyici olan, sıhhi tesisat gereçlerinin türü, sayısı ve bunların kullanım karakteristiğidir.(Örneğin aynı anda iki küvette banyo alınması için imkan ve ihtimal bulunup bulunmadığı.) Sıcak su tüketimi ile sistemden bir talepte bulunulmakta ve bu durumda Şekil 4.2’de gösterilen etkiye zinciri oluşmaktadır. Her sıcak su sistemi ısı üreticisi, kullanma suyuna ısının verilmesi ve ısıtılan kullanma suyunun kullanıcıya verilmesi kısımlarından oluşmaktadır. Sistem planlaması için belirleyici olan husus, kullanıcı taleplerinin karşılanabilmesi için sıcak suyun hazır tutulmasının gerekli olup olmadığıdır. Bu sorunun cevabı doğrudan ısıtma yapan (ani su ısıtıcıları) veya depolu (boyler) sistemlerini ortaya çıkarmaktadır. Doğrudan ısıtmada ısı gücü ile üretim debisi arasında doğrudan bir ilişki bulunmaktadır.

$$Q' = m'_z \cdot c \cdot (\vartheta_z - 10) \cdot 60 \quad (4.1)$$

$$Q' = \text{ısıtma gücü kW}$$

$$m'_z = \text{tüketim debisi lt/min}$$

$$c = \text{özgül ısı kWh/(kg.K)}$$

Burada daima 1/860’la birlikte kullanılmaktadır.

$$\vartheta_z = \text{tüketim sıcaklığı } ^\circ\text{C}$$

Tüketim süresi (yani çekilen sıcak su miktarı) burada hiç bir rol oynamamaktadır. Tipik ihtiyaç durumlarında lavabo, duş ve banyo küveti için sıcak su karakteristik büyüklükleri Şekil 4.3’de verilmiştir.

Isıtma gücü ve ısıtma işi ile ilgili veriler daha ziyade minimum değerler olarak görülmelidir, çünkü temin sıcaklığı dağıtım ısı kayıplarının göz önüne alınmasıyla yaklaşık 3 Kelvin daha yüksek tutulmaktadır.

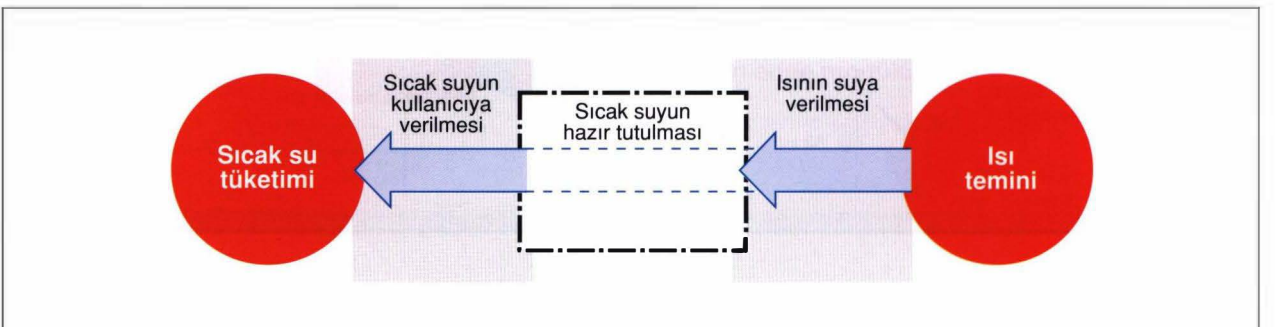
Bugün normal sıhhi tesisat donanımı sayılan banyo küveti güç ihtiyacı bakımından en yüksek talebi oluşturmaktadır. Ancak bu durumda ani su ısıtma sistemi kural olarak devre dışı kalmaktadır, çünkü ısı üreticisinin 30 kW’lık gerekli gücü sağlaması gerekmektedir.

Boylar (depo) sistemi ile su ısıtmada ısıtma gücü ile tüketim debisi arasındaki doğrudan ilişki kaldırılmakta, ancak burada ısıtma gücü ile boyler kapasitesi arasında yeni bir ilişki Şekil 4.3’te verilmiştir.

Örneğin bir küvette banyo için 40°C sıcaklıkta 150 litre su çekilirse bu

$$C = 150 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40 - 10) = 5,2 \text{ kWh'lık}$$

bir ısı kapasite ifade etmektedir.



Şekil 4.2. BİR SICAK SU TALEBİNDEKİ ETKİME ZİNCİRİ

	Tüketim debisi	Tüketim süresi	Tüketim miktarı	Tüketim sıcaklığı	Isıtma gücü	Isıtma işi	
Lavabo	5	3	15	35	8,7	0,44	
Duş	8	6	48	40	16,7	1,67	
Banyo küveti	NB1	14	10	140	40	29,3	4,9
	NB2	16	10	160	40	33,5	5,6
	lt/min	min	lt	°C	kW	kWh	

Şekil 4.3. ORTALAMA TİPİK SICAK SU İHTİYACI

Isıtma gücü olarak 14 kW mevcut ise, 10 dakikalık bir dolurma süresinde

$$Q = 14 \text{ kW} \cdot \frac{10}{60} \text{ h} = 2,33 \text{ kWh}$$

veya buna eşdeğer sıcak su miktarı

$$m = \frac{2,33 \cdot 860}{40 - 10} = 67 \text{ lt}$$

sağlanabilmektedir. Tüketim olayının sonunda talep ile ilgili olarak $5,2 - 2,33 = 2,9 \text{ kWh}$ 'lık veya 83 lt 'lik bir açık mevcut olmaktadır.

İzah edilen husus ısı diyagramı şeklinde grafik olarak gösterilebilmektedir. (Şekil 4.4)

İhtiyaç noktası ısı diyagramının alanı içinde yer almıştır, bunu sıfır noktası ile birleştiren doğrunun eğimi gerekli güce karşılık gelmektedir.

$$Q' = \frac{5,2 \text{ kWh}}{\frac{10}{60} \text{ h}} = 31,2 \text{ kW}$$

Eksik olan 83 litre veya 2,9 kWh tüketimin başlangıcında boylerde hazır bulundurulursa, tüketim karşılanabilmektedir. Daha büyük ısıtma gücünde depolanan kapasitenin daha küçük olabileceği, 31,2 kW'ta ise tamamen gereksiz olacağı doğrudan anlaşılmaktadır. Ani su ısıtma sisteminde talep bu güç ile karşılanabilmektedir.

4.2. ISI DİYAGRAMI İLE BOYLER SEÇİMİ

Şekil 4.5 ısı diyagramının tipik kullanımını göstermektedir. Bir ihtiyaç noktası ve ısı diyagramında ısıtma doğrusu veya bunun eğimi olarak görülen mevcut boyler ısıtma gücü (Q_s)

verilmektedir. Isıtma doğrusu, hiç bir yerde ihtiyaç doğrusunun (veya profilinin) altında kalmayacak şekilde paralel olarak kaydırılmaktadır. Ordinat eksenine kesişme noktası (bir depolama hacmine dönüştürülen) sağlanması gereken boyler kapasitesini (C_s) göstermektedir.

$$m_s = \frac{C_s}{c \cdot (\vartheta_s - 10)} \quad (4.2)$$

burada

$$\vartheta_s = 55^\circ\text{C} \text{ ile } \rightarrow m_s = \frac{2,9 \cdot 860}{55 - 10} = 55 \text{ lt}$$

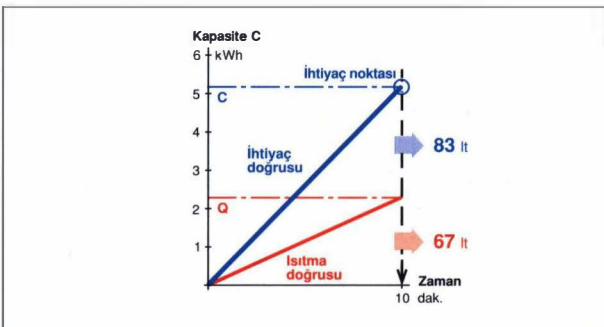
Boylere büyüklüğünün bir çarpanı ile düzeltilmesine alışmıştır. Bu aslında modern boylerde kullanılmayabilir, çünkü pratik olarak kullanılan boyler hacmi piyasada bulunan büyüklüklere yönelmek zorundadır ve bu daima hesap değeri m_s 'ye en yakın büyük olan değer seçilir.

Isı diyagramının pratikteki kullanımında, verilen ve alınan ısı miktarları veya kapasiteleri ile ilgili sadece teorik bilançoların söz konusu olduğu dikkate alınmalıdır. Gerçek sistemin gerçekten de böyle çalışması pek muhtemel değildir. Isı diyagramı şeklindeki her gösteriliş bu nedenle pratik sistem etkilerini dikkate almak zorundadır.

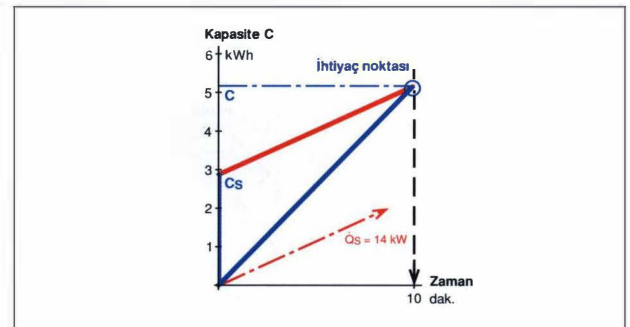
Pratik etkiler

Isı diyagramı (Şekil 4.5) boylerden su çekilmesinin ve Q_s ile suyun ısıtılmasının aynı anda (yani paralel) olmasını şart koşmaktadır. Bu, Şekil 4.6.a)'da gösterilen ve pratik olarak Şekil 4.6.b)'deki boyler ısıtma (yükleme) sistemine karşılık gelen bir sistemi gerektirir.

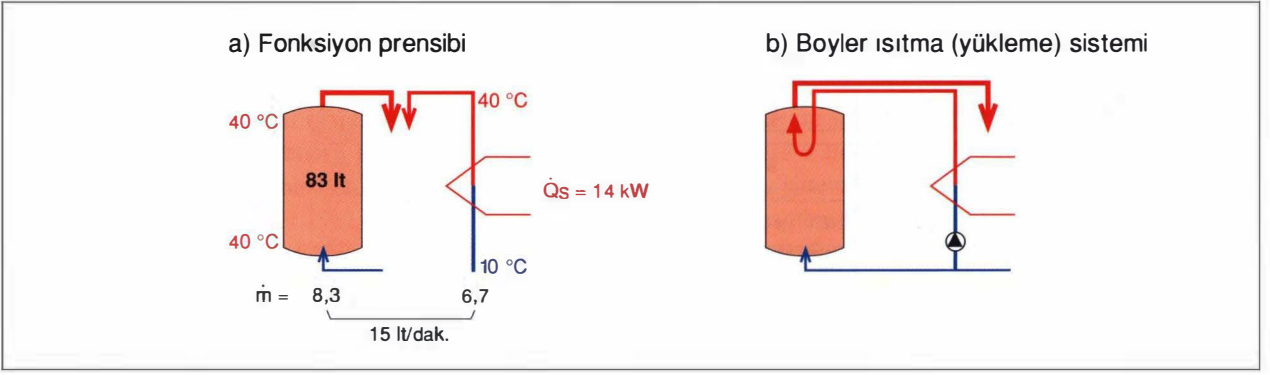
Dolaylı ısıtılan, yani ısı eşanjörü içinde olan boylerlerde



Şekil 4.4.



Şekil 4.5.



Şekil 4.6.

durum farklıdır. Tam olarak ısıtılmış boylerden su çekmenin başlangıcında ısı eşanjörü sıcak su içinde bulunmakta ve bu durumda tam gücünü vermemektedir. Suyun çekilmesi (boşaltılması) esnasında transfer edilen ısı artmaktadır. Tüketimin sonunda boyler $\Delta\vartheta_s = Q \cdot 860/m_s$ sıcaklığındadır. Bu durum ısı diyagramına taşınırsa, C_s 'in uygun şekilde büyütülmesi ile dengelenmesi gereken bir ihtiyaç açığının olduğu görülmektedir.

Eğer ısıtma gücü ancak boyler belirli bir miktar boşaldıktan sonra devreye giriyorsa ve eğer kazan ancak bundan sonra ısıtma sıcaklığına getiriliyorsa durum daha da ağırlaşmaktadır. Böylece oluşan ölü zamanlar $T_1 + T_2$ toplamda, şartlara bağlı olarak ihtiyaç zaman diliminden daha uzun olabilmektedir.

İzah edilen pratik tesirlerin sonucu, varılan nokta pik sıcak su ihtiyacının tam olarak depolanmasıdır.

Böylece kuvvette banyo durumu için 55°C'lik boyler sıcaklığında

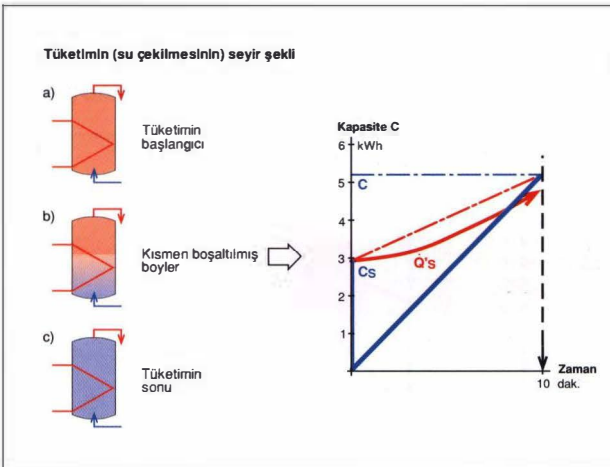
$$m_s = \frac{5,2 \cdot 860}{55 - 10} = 99 \text{ lt'lik}$$

boyler hacmi gerekmektedir; burada boylerin pik ihtiyacının başlangıcında tam dolu olması şart koşulmaktadır. En kötü durumda boyler hemen hemen sıcaklık hissedicisinin montaj pozisyonundaki seviyeye kadar boşaltılmış olabilir. Ölü zaman T_1 bu durumda gerçi çok kısadır, ancak boyler kap-

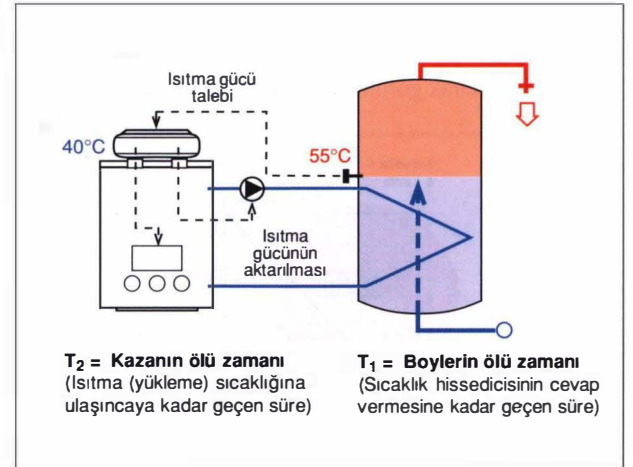
sitesinin sadece yaklaşık % 40 - 50'si mevcuttur. Bu durumda boyler kapasitesinin daha da büyütülmesi gerekmektedir. Bu nedenle tam konfor istenen müstakil evlerin ihtiyaçlarının karşılanması için 200 litreye kadar olan boyler büyüklükleri standart olarak kullanılabilir. Eğer boyler "Management", yani kontrol tekniği izah edilen pratik etkileri kavrayabilirse, aynı konfor şartlarında boyler daha küçük olabilir. Minimum talep, boylerin pik ihtiyacın başlangıcında tam dolu halde olmasıdır.

Kısa süreli pik ihtiyaç tam olarak depolanması gerektiğinden, kompleks ve daha uzun zaman dilimlerine giden ihtiyaç profilleri ısı diyagramının asıl uygulama alanıdır. Uygulamada amaç ısıtma doğrusunun hiç bir yerde ihtiyaç doğrusunun altında kalmayacak şekilde yerleştirilmesidir. Boylerin ölü zamanı T_1 'de dikkate alınmalıdır. Kazanın ölü zamanı T_2 bu ihtiyaç durumlarında sıcaklığın sürekli mevcut olması nedeniyle genellikle önemsizdir.

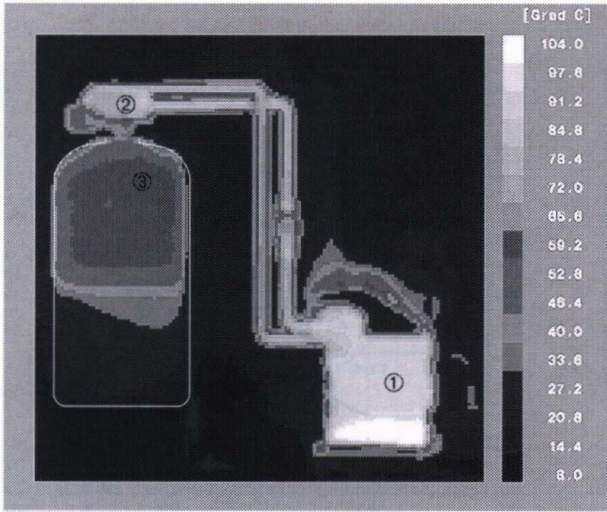
Tam olarak depolama gerektiren kuvvette banyo ile ilgili ihtiyaç durumundan hareket edilerek Şekil 4.10 geliştirilebilir. Boyler ölü zamanı sıcaklık hissedicisinin %50'lik boyler boşalmasında cevap vermesi sonucunda meydana gelmektedir. Kazanın gerekli ısıtma sıcaklığına sahip olduğu ve böylece ölü zaman T_2 'nin ortadan kalktığı kabul edilmektedir. Diyagramdan boylerin tüketimin başlamasından yaklaşık 28 dakika sonra tekrar tam kapasitesi ile kullanıma hazır oldu-



Şekil 4.7. TÜKETİM (SU ÇEKİLMESİNİN) SEYİR ŞEKLİ



Şekil 4.8.



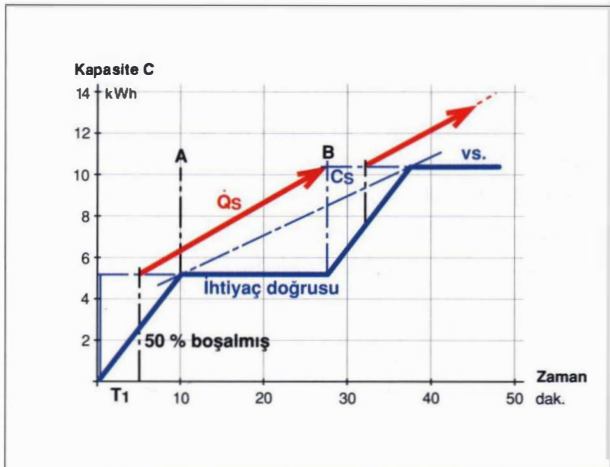
Şekil 4.9. BİR BOYLER ISITMA SİSTEMİNİN TERMOGRAFİSİ. RESİM BOYLERİN ISITILMASINI GÖSTERMEKTEDİR.

- 1) GAZ YAKITLI ATMOSFERİK BRÜLÖRLÜ KAZAN,
- 2) HARİCİ ISI EŞANJÖRÜ (LAP-SİSTEMİ),
- 3) BOYLER (SF SERİSİ)

ğü görülmektedir. Böylece bu zaman aralıklarında aynı ihtiyaçlar tekrarlanabilmektedir. İhtiyaç doğrusunun verilen ısıtma doğrusunu takip etmesi dikkat çekicidir. Prensi olarak bir ani ısıtmanın karakteristiği söz konusudur, boyler sadece kısa süreli pik ihtiyaçları karşılamaktadır.

Genellikle ısıtma doğrusu değil, ihtiyaç doğrusu verilen pratik uygulama durumları için kısa süreli pik ihtiyacın karşılanması ve ihtiyaç doğrusunun genel seyri ile ilgili gerekli ısıtma doğrusunun tespit edilmesi gerekir. Burada ısı diyagramının izah edilmesinde yine pratik gerçekler dikkate alınmalıdır. A anında (Şekil 4.10) pozitif bir boyler kapasitesi mevcuttur ve ısıtma doğrusu ihtiyaç doğrusunun üzerinde seyretmektedir. Ancak bu kapasitenin aynı zamanda kullanılabilir sıcaklıkta olup olmadığı anlaşılmamaktadır.

Şekil 4.7'den de görüldüğü gibi tüketim ile birlikte boylere soğuk su girmekte, aşağıdan itibaren tabaka oluşturmakta ve



Şekil 4.10.

sıcak suyu itmektedir: boyler boşaltılmaktadır. Soğuk su verilen ısının büyük bir kısmını almakta ve akış halinde olarak $\Delta\vartheta = \dot{Q}'_s / (m'_s \cdot c)$ ile ısıtılmaktadır. m'_s boylerden geçen suyun debisi olup karışım eşitliğinden

$$m'_s = \frac{m'_z}{\frac{\vartheta_s - \vartheta_z}{\vartheta_z - 10} + 1} \quad (4.3)$$

s = boyler

z = tüketim yeri

olarak bulunmaktadır.

40°C'deki $m'_z = 15$ lt/dak'lık tüketim debisinde ve 55°C'lik boyler sıcaklığında

$$m'_s = \frac{15}{\frac{55 - 40}{40 - 10} + 1} = 10 \text{ lt/dak.}$$

100 litre hacimde boyler $m_s / m'_s = 100/10 = 10$ dakika sonra tamamen boşaltılmıştır. Tüketimin başlangıcında ısıtma gücü hemen kullanıma hazır olmuş ise, şimdi çıkan sıcak suyun sıcaklığı

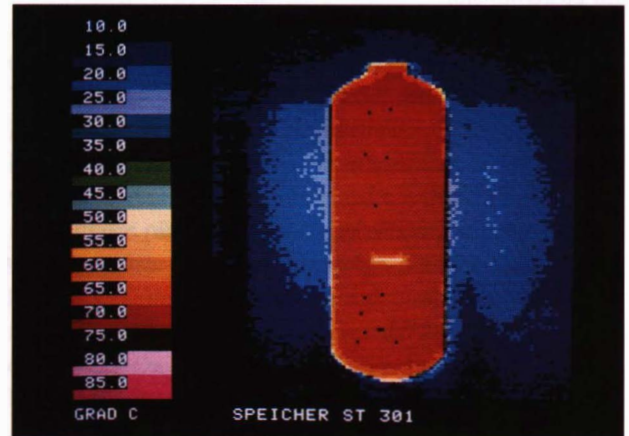
$$\vartheta_s = \frac{Q_s}{m'_z \cdot c \cdot 60} + 10 = \frac{14 \cdot 860}{10 \cdot 60} + 10 = 30^\circ\text{C'dir.}$$

Eğer Şekil 4.10'daki gibi boyler hissedicisinin cevap vermesine kadar bir ölü zaman T1 etkili ise, sıcaklık buna bağlı olarak daha düşüktür. A anındaki 1,2 kWh'lık pozitif kapasite böylece

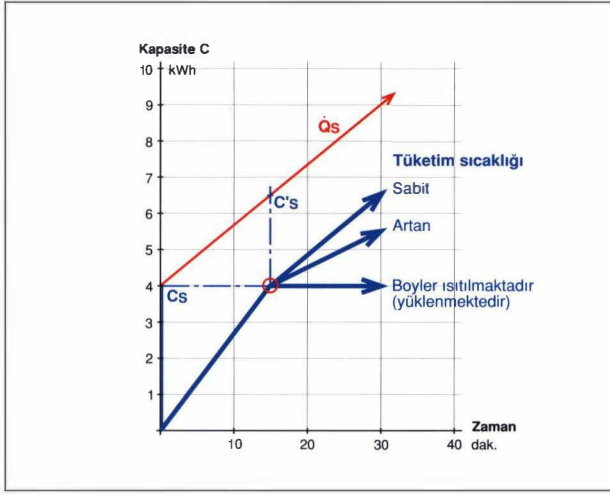
$$\Delta\vartheta = \frac{1,2 \cdot 860}{100} = 10 \text{ Kelvin'lik}$$

bir sıcaklık artışına ve 20°C'lik tüketim sıcaklığına karşılık gelmektedir.

Söz konusu durumda bu dezavantaj değildir, çünkü pik tüketimden sonra ihtiyaç yoktur ve boyleri tekrar tam olarak ısıtmak için yeterli zaman kalmaktadır. Diğer tüm durumlarda boyler hiçbir zaman minimum sıcaklık (= tüketim sıcaklığı) ve boyler büyüklüğü tarafından belirlenen bir minimum kapasitenin (C') altına düşmemelidir.



Şekil 4.11. ISI EŞANJÖRÜ İÇİNDE OLAN ISITILMIŞ BİR BOYLERDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI



Şekil 4.12.

İncelenen durumda bu minimum kapasite $C'_s = 100 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40 - 10) = 3,5 \text{ kWh'tır.}$

Bunun ısı diyagramındaki anlamı şudur: Yeniden ısıtma ve tüketimin aynı zamanda olması durumunda yeterli sıcaklıkta bir kapasiteye sahip olabilmek için ısıtma ve ihtiyaç doğrusu arasındaki mesafenin en az C'_s büyüklüğünde olması gerekmektedir. Her iki doğru paralel seyrediyorsa boylar ani ısıtıcı olarak sabit çıkış sıcaklığı ile çalışmakta, doğrular birbirine yaklaşıyorsa çıkış sıcaklığı düşmekte ve doğrular birbirinden uzaklaşıyorsa çıkış sıcaklığı artmaktadır.

Tasarım açısından kapasite oranı C'_s / C_s enteresandır. Bu
$$\frac{C'_s}{C_s} = \frac{\vartheta_z - 10}{\vartheta_s - 10} \quad (4.4)$$

bağıntısına göre söz konusu durumda

$$\frac{C'_s}{C_s} = \frac{3,5 \text{ kWh}}{5,2 \text{ kWh}} \text{ veya } \frac{40 - 10}{55 - 10} = 0,67$$

Pratik açıdan küçük bir kapasite oranı uygundur, çünkü boylar minimum sıcaklığa daha çabuk gelmektedir. Bu kapasite oranı küçüldükçe, depolamada sıcaklık hacme göre öne çıkar. Isı diyagramı (Şekil 4.13) ile 12 saate varan bir ihtiyaç profili gösterilmiştir.

Boylar kapasitesi C_s 6. ve 7. saat arasındaki kısa süreli 20 kWh'lık pik ihtiyaca göre bulunmaktadır, boylar sıcaklığı 60°C 'dir. 40°C 'lik min. tüketim sıcaklığında boylar kapasitesi

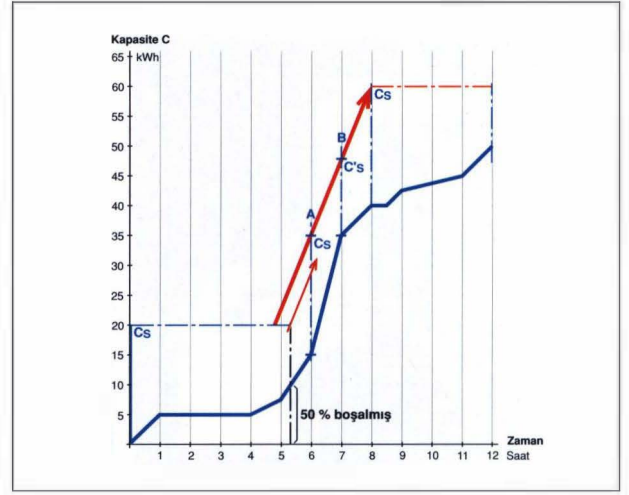
$$C'_s = C_s \cdot \frac{\vartheta_z - 10}{\vartheta_s - 10} = 20 \cdot \frac{40 - 10}{60 - 20} = 12 \text{ kWh'in}$$

altına düşmemelidir. Böylece A ve B noktaları sabittir. Birleştirme doğrularının eğimi gerekli boylar ısıtma gücüne karşılık gelmektedir.

$$\dot{Q}_s = \frac{60 - 35}{2} \cdot \frac{\text{kWh}}{\text{h}} = 12,5 \text{ kW}$$

Boylar büyüklüğü

$$m_s = \frac{20 \cdot 860}{60 - 10} = 344 \text{ lt}$$



Şekil 4.13.

veya 400 lt (piyasada alışılmış boylar hacmi) olarak bulunmaktadır.

Isı diyagramından, ısıtma gücünün %50'lik boşalmada devreye girmesinin bir açığa yol açtığı görülmektedir. Boylar kapasitesinin artırılması şeklinde uygun bir düzeltmeye (söz konusu durumda bu düzeltme tüm ihtiyacın depolanmasına karşılık gelir) göre ısıtma gücünün tam zamanında hazırlanması daha iyidir. Isı diyagramı toplam ihtiyaç doğrusu yöntemi olarak da gösterilmektedir. Bu şekilde gösterilmeye ihtiyaç profilinin müstakil veya çok sayıda kesişen ihtiyaçların sonucu olması neden olmaktadır.

Pratikte müstakil ihtiyaçlar ve bunların zamansal durumu nadiren tam olarak bilinmekte ise de, sadece ısı diyagramı gerekli genel bakışı ve boylar ve ısıtma gücü seçimi ile ilgili esasları sunmaktadır. Bununla ilgili olarak iki örnek verilmiştir.

Birinci örnek müstakil bir evde görülebilen "planlanmış" bir ihtiyaç durumudur. İkinci örnek bir Hobby (boş zamanları değerlendirme) merkezinin verilerini baz almaktadır.

Örnek 4.1 Müstakil bir evin sıcak su ihtiyacı

$\vartheta_z = 40^\circ\text{C}$ de bir kuvetli banyodaki $m = 150$ litre'lik tüketim, doldurma süresi $\Delta t_1 = 10$ dak.

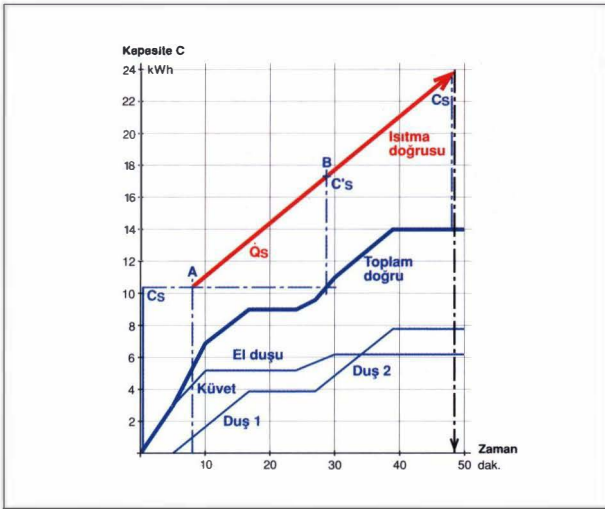
$\Delta t_2 = 20$ dak'lık banyo süresinin son 6 dakikası esnasında el duşu ile tekrar 30 litre sıcak su tüketilmektedir.

Küvet doldurma başlangıcından 5 dakika sonra arka arkaya her biri 12 dakika süren 10 lt/dak.'lık iki duş alınmaktadır. Duş banyolarının arasındaki süre 10 dakika, tüketim sıcaklığı 38°C 'dir. Boylar tüketim başlangıcında tam olarak ısıtılmış (yüklenmiş) durumda olup %50'lik boylar boşalmasıyla yeniden ısıtma gerçekleşmektedir.

$$\text{Küvet} : Q = 150 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40 - 10) = 5,2 \text{ kWh}$$

$$\text{El duşu} : Q = 30 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40 - 10) = 1 \text{ kWh}$$

$$\text{Duş} : Q = 10 \cdot 12 \cdot \frac{1}{860} \cdot (38 - 10) = 3,9 \text{ kWh}$$



Şekil 4.14.

Isı diyagramı

Toplam doğru müstakil ihtiyaç doğrularının toplamından oluşmaktadır.

17. dakikadan sonraki ısıtma yapılmayan süreden faydalanmak için $C_s = 9$ kWh'lık bir değerden hareket edilmelidir. Buna göre boyler büyüklüğü

$$m_s = \frac{9 \cdot 860}{55 - 10} = 172 \text{ lt.}$$

Piyasada alışılmış olan 200 litrelik boyler büyüklüğü seçilmelidir. Bunun kapasitesi $C_s = 200 \cdot \frac{1}{860} \cdot (55 - 10) = 10,5$ kWh

Minimum kapasite :

Isıtma doğrusunun eğimi A ve B noktaları ile verilmiştir, bu ısıtma gücüne karşılık gelmektedir.

$$Q_s = \frac{7 \text{ kWh}}{\frac{21}{60} \text{ h}} = 20 \text{ kW}$$

Bu ısıtma gücü mevcut değilse tüm ihtiyaç depolanmalıdır. Bu durumda boyler hacmi

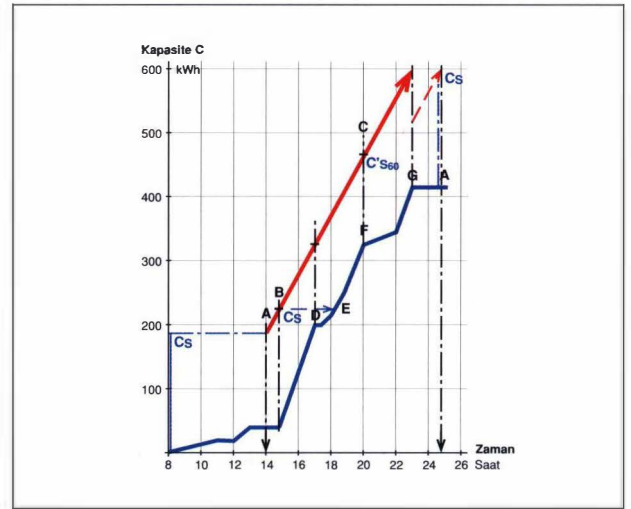
$$m_s = \frac{14 \cdot 860}{55 - 10} = 268 \text{ lt}$$

veya piyasada alışılmış büyüklük olarak 300 l'dir.

Örnek 4.2 Bir hobby merkezinin sıcak su ihtiyacı

Verilen ihtiyaçlar :

Zaman	Tüketim yeri	Tüketim lt/°C	Q/kWh
8.00 - 11.00	Mutfak	360/60	21
12.00 - 13.00	Mutfak	360/60	21
15.30 - 16.30	Mutfak	360/60	21
15.00 - 17.00	100 duş	$100 \times 8 \times 5 = 4000/40$	140
17.30 - 20.00	Mutfak	900/60	52
18.00 - 20.00	50 duş	$50 \times 8 \times 5 = 2000/40$	70
20.00 - 22.00	Mutfak	300/60	18
22.00 - 23.00	50 duş	$50 \times 8 \times 5 = 2000/40$	70



Şekil 4.15.

Isı diyagramı

Önceden olduğu gibi toplam doğru verilen ihtiyaçlardan veya zamansal olarak kesişen ihtiyaçlardan oluşmaktadır.

Boylar seçimi 15.00 ile 17.00 arasındaki pik ihtiyacın tamamen depolanmasına göre gerçekleşmektedir; $C_s = 161$ kWh $\vartheta_s = 75^\circ\text{C}$ ile boyler hacmi

$$m_s = \frac{161 \cdot 860}{75 - 10} = 2130 \text{ lt}$$

veya piyasada alışılmış büyüklük olarak 2500 lt'dir.

$$C_s = 2500 \cdot \frac{1}{860} \cdot (75 - 10) = 189 \text{ kWh}$$

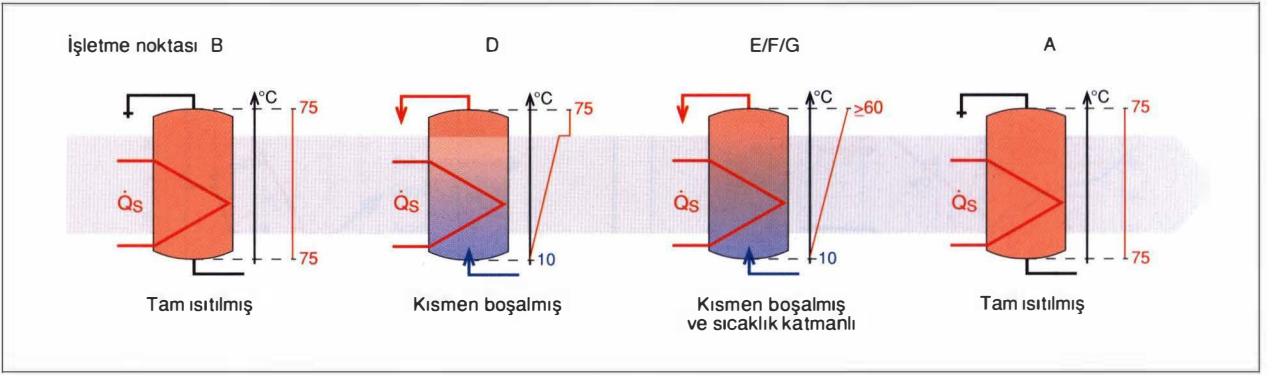
60°C'deki minimum kapasite

$$C'_{s60} = 2500 \cdot \frac{1}{860} \cdot (60 - 10) = 145 \text{ kWh'ır.}$$

C_s ve C'_{s60} B ve C noktalarını vermektedir. Isıtma gücü ısıtma doğrusunun eğiminden elde edilmektedir.

$$Q_s = \frac{470 - 230}{5} \cdot \frac{\text{kWh}}{\text{h}} = 48 \text{ kW}$$

Kazan bu gücü, binanın ısı ihtiyacı ile ilgili güce ilave olarak sağlamak zorundadır, çünkü kendisine 15.00'dan yaklaşık 24.00'a kadar aralıksız su ısıtılması veya boyler ısıtılması için ihtiyaç duyulmaktadır. Böylece kullanma suyu ısıtılması ile ilgili güç ihtiyacının kazanın seçilmesinde dikkate alınması gerektiği bir kez daha açıklık kazanmaktadır. Isıtma gücü A anından itibaren, yani pik ihtiyaçtan önce, etkili olmalıdır. B'de boyler C_s kapasitesi ile tamamen ısıtılmış durumdadır. D'de minimum kapasite C'_{s60} ile ilgili görünür bir açık oluşmakta, E'den itibaren minimum kapasite sürekli mevcuttur. D'deki "açık" ile ısı diyagramının zayıf tarafı ortaya çıkmaktadır. Şekilden elde edilebilen kapasiteler verilen ve alınan enerji miktarlarının sonucudur, ancak boylerin işletme durumu hakkında hiçbir bilgi vermemektedir. Bu işletme durumları Şekil 4.16'da toplam doğrunun tehlikeye maruz kalan noktaları için karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.16. İŞLETME NOKTASI

B anında boyler 75°C ile tam olarak ısıtılmıştır. D’de boyler kapasitesi pratik olarak dezavantaj yaratmadan minimum değer C'_{s60} ’ın altına düşmektedir. Bunun nedeni bakiye kapasite (75°C’lik sıcak su) ile sıcaklık katmanlı, tamamlama hacminin aritmetik toplamının çok düşük olmasıdır. Ancak bu pratik için hala kullanılabilir ve yeterli bakiye hacim sayılmaktadır. E ve F anları arasında boyler tamamen boşaltılmıştır ancak 60°C’ye kadar sıcaklık katmanını oluşturmuştur. Bu anlar arasında ve G anına kadar ısı diyagramında gösterilen kapasitelerin fiili boyler kapasitesine karşılık gelmemesi söz konusudur. 145 kWh akış halinde ısınan suyun içindedir. Aktüel boyler kapasitesi sadece yarı büyüklüktedir, çünkü

$$\vartheta_{s_{ort}} = 10 + \frac{\vartheta_s - 10}{2} = 10 + \frac{60 - 10}{2} = 35^\circ\text{C}'\text{dir.}$$

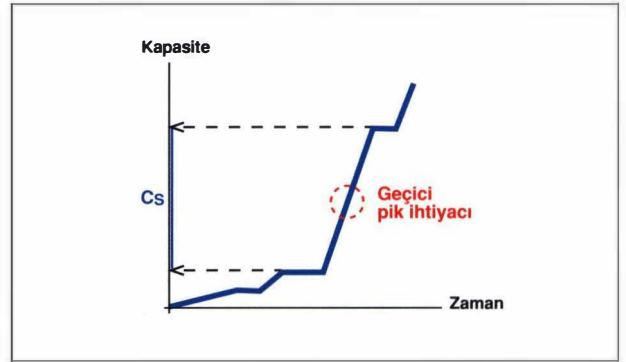
Akış halinde katmanlaşmış bir boyler bu nedenle, aynı zamanda ısıtma gücü olmadan, bir sonraki ihtiyaç için önemli bir değere sahip değildir. Isı diyagramında G anında sıcak su tüketimi ona ermiştir. Boylerde önceki sürekli tüketim nedeniyle sıcaklık katmanları oluşmuştur. Boyler bu nedenle ısı diyagramındaki C'_s değerinin sadece yarısına sahiptir. Yeniden ısıtma A anına kadar sürmektedir; A’da boyler tekrar C'_s ’e sahip olacak şekilde tam ısıtılmış durumdadır.

Bu bölümün sonunda, ısı diyagramı ile çalışmada dikkate alınması gereken önemli konuların bir özeti şöyledir :

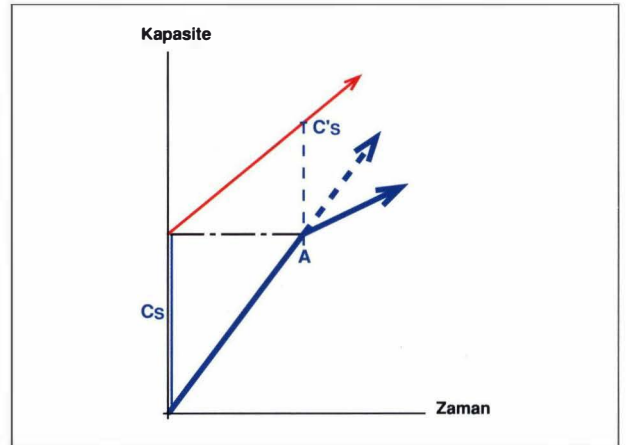
Kısa süreli pik ihtiyaçlar boyler kapasitesi ile tam olarak depolanmalıdır. Kompleks ihtiyaç profillerinde en yüksek geçici pik ihtiyaç baz alınmalıdır.(Bakınız Şekil 4.17)

Isıtma doğrusu, aynı zamanda sıcak su tüketimi yapıldığında ihtiyaç doğrusuna (toplam doğru) olan minimum mesafe C'_s ’i azaltacak şekilde seyretmemelidir. (Bakınız Şekil 4.18) A anında boyler boşalmış ve sıcaklık katmanları oluşmuştur. Çıkış sıcaklığı C'_s için baz alınan tüketim sıcaklığına eşittir. Aktüel gerçek boyler kapasitesi $0,5 C'_s$ ’dir.

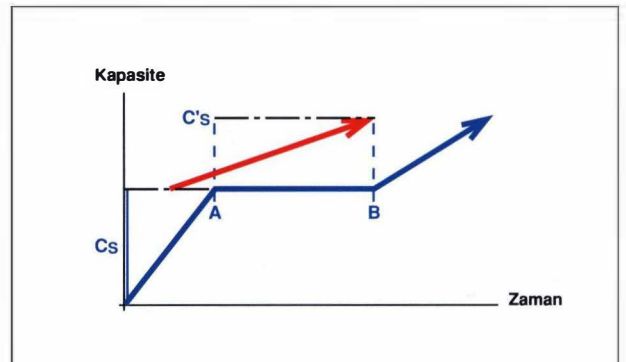
Isıtma doğrusu aynı zamanda sıcak su tüketimi yapılmadığında minimum mesafe C'_s azalacak şekilde seyredebilir. (Bakınız Şekil 4.19) Bir sonraki tüketim boyler ancak C'_s ile ısıtılınca (B anı) gerçekleşebilmektedir. Böylece B anındaki durum tüketim başlangıcındaki gibi C'_s yerine C'_s ile verilmiştir.



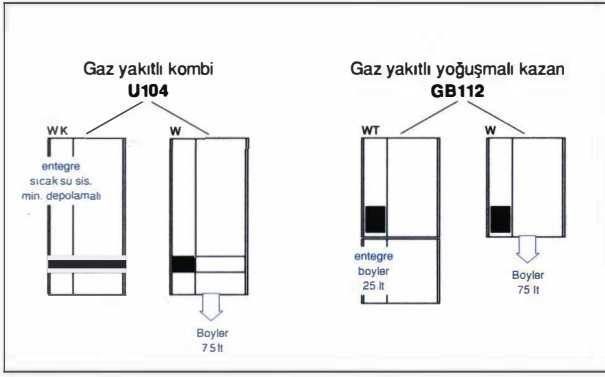
Şekil 4.17.



Şekil 4.18.



Şekil 4.19.



Şekil 4.20.

Duvar tipi kazanların sıcak su gücü

Büyüklikler ancak somut cihaz verileri (burada U 104 ve GB 112 sistemlerinin) ile verilebilmektedir.

Bu cihazlarda kazan gücü geniş bir bölgede kademesiz şekilde değişkendir: U 104'ün 10,9 kW'lık en küçük tipinde 5,2 kW'a, GB 112'nin 21,4 kW'lık en küçük tipinde 6,4 kW'a inmektedir. Maksimum güç, ihtiyaç durumunda aktüel bina ısı ihtiyacından bağımsız olarak hemen kullanıma sunulan uygun bir sıcak su - sürekli gücü (kapasitesi) sağlamaktadır.

Maksimum ısıtma gücü 20 kW olan en küçük cihaz tipi ile, genelde normal ihtiyaçlı 1 duş için yeterli olan 40°C çıkış sıcaklığındaki 9,6 lt/dak'lık sürekli tüketim debisi sağlanmaktadır. Daha fazla rezervi doğal olarak 24 kW maksimum güçlü ve yaklaşık 11,5 lt/dak sürekli tüketim debili bir büyük cihaz sağlamaktadır. Aynı güçte boyler kullanılması halinde daha büyük sıcak su ihtiyaçları karşılanabilir.

Entegre edilmiş 25 litre'lik boyler ile 60°C depolama sıcaklığında

$$C_s = 25 \cdot \frac{1}{860} \cdot (60 - 10) = 1,45 \text{ kWh'lık}$$

kapasite mevcut olup bu 40°C'de

$$m = \frac{1,45 \cdot 860}{40 - 10} = 42 \text{ litrelik}$$

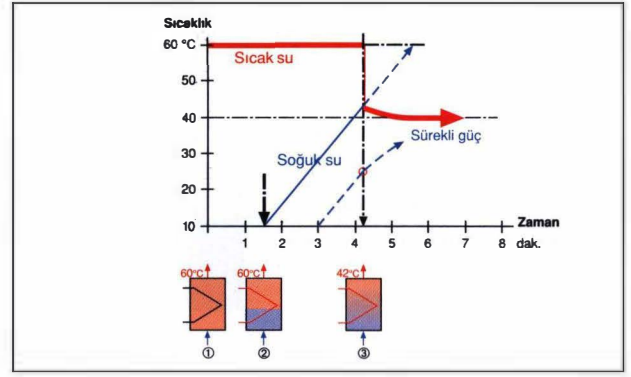
karışım suyu miktarına karşılık gelmektedir.

Bu karışım suyu miktarı esas itibarıyla herhangi bir tüketim debisi ile alınabilmektedir. İhtiyacın daha fazla olması durumunda (örneğin 8 dakika süren 10 lt/dak'lık bir duş banyosu için = 80 lt) cihazın sürekli gücü talep edilmektedir. Bu nedenle boyler debisinin uygun tüketim debisi ile sınırlanması gereklidir.

Boylerden besleme ↔ Sürekli güç kullanımı arasındaki dengede belirleyici olarak tüketim başlangıcı ile sürekli gücün etkili olması arasındaki zaman dilimi önemlidir. Kazanın ısınma davranışı tarafından belirlenen bu "ölü zaman" sistemin minimum boyler büyüklüğüne doğrudan etkimektedir; sistemin ana görevi bu zaman diliminin kompanse edilmesidir.

Şekil 4.21 yukarıdaki duş talebinde 21 kW kazan gücü ile bağlantılı 25 litrelik boylerin 3 karakteristik sıcaklık ve ısıtma durumunu şematik olarak göstermektedir.

Başlangıçta boyler 60°C ile tamamen ısıtılmıştır. 10 lt/dak'lık

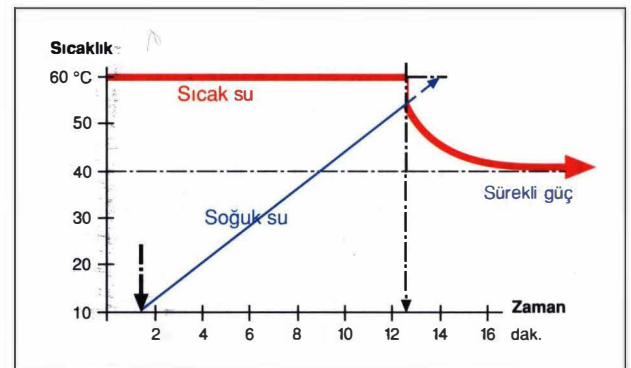


Şekil 4.21.

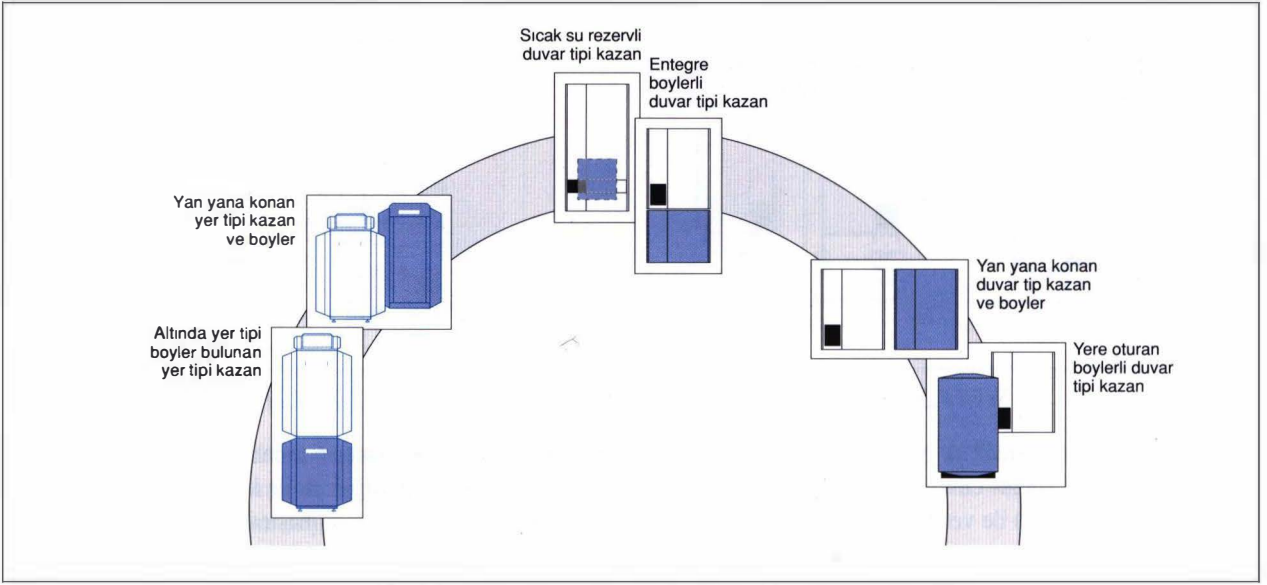
tüketim debisinde boylerden 6 lt/dak su çekilmekte ve bu, tüketim yerinde 4 lt/dak soğuk su ile karıştırılarak 40°C'ye getirilmektedir. GB 112 kullanılmasında maksimum 1,5 dakika sonra yeniden ısıtma gücü tam çalışmaktadır. (2 anı), boyler hala 60°C'lik 25 - 1,5 . 6 = 16 lt su ile doludur. 3 anında boyler tamamen boşalmış, ancak boylere giren soğuk su bu arada 40°C'nin biraz üzerine akış halinde ısınmıştır. Şimdi tüketim yerinde artık soğuk su karıştırılmasına gerek yoktur. Boylerin debisi bu nedenle stabil 40°C'lik sürekli tüketim sıcaklığı sağlayan 10 lt/dak değerine çıkarılmaktadır. Şekil 4.21 söz konusu durumda 25 litrelik boylerin mümkün olan minimum büyüklük olduğunu göstermektedir. Örneğin daha ataletli bir ısınma davranışı nedeniyle oluşan 3 dakikalık ölü zamanda tüketim sıcaklığı, sonradan yavaş yavaş tekrar 40°C'ye yaklaşacak şekilde yaklaşık 25°C'ye düşer.

Minimum boyler hacminde yüksek geçici ısıtma güçlerinden faydalanılması yer ve maliyet avantajları sağlamakta ve bu nedenle özellikle "düşük enerji evi" için de çok uygun olmaktadır. 25 litrelik boylerdekine benzer şekilde 75 litrelik boyler için de sıcaklık durumları aşağıdaki gibi belirlenebilir.

60°C'lik 75 litre boyler suyu tüketim yerinde 40°C'lik 126 litre karışım suyu oluşturmaktadır. Boyler 6 lt/dak'lık debide 12,5 dakikada boşalmıştır ve böylelikle sürekli güç talebi olmaksızın bir duş banyosu için dahi gayet yeterli olabilmektedir. 150 litrelik bir küvette banyo ihtiyacı için sürekli güç yardımıyla 24 litre daha sağlanmalıdır, bu Şekil 4.22'den görüldüğü gibi sıcaklık düşmesi olmaksızın gerçekleşmektedir.



Şekil 4.22.

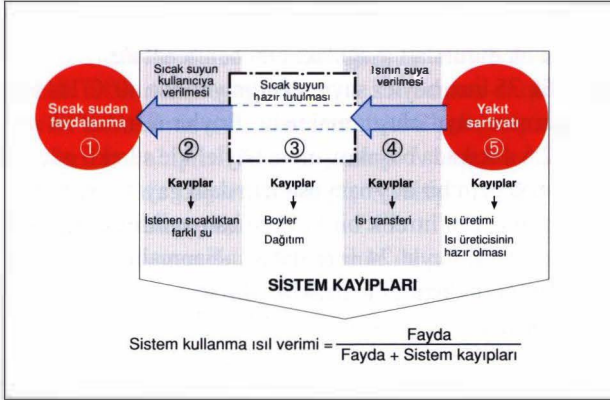


Şekil 4.23. TİPİK KAZAN - BOYLER KOMBİNASYONLARI

Sistem iyi güç kabiliyetine ilave olarak, alışılmamış hızla tekrar hazır olma durumuna gelmektedir, çünkü 21t kW ısıtma gücünde 1,45 kWh kapasiteli 25 litrelik boyler 1,45/21t = ,07 saat veya 4 dakika içinde 4,4 kWh kapasiteli 75 litrelik boyler ise 4,4/21t = 0,2 saat veya 12 dakika içinde tamamen ısıtılmaktadır.

4.3. KULLANMA SUYU ISITILMASININ EKONOMİKLİĞİ

Sistemin etkiye zinciri, sistem kullanma ısı verimini belirlemektedir.



Şekil 4.24. SICAK SU ETKİME ZİNCİRİ VE SİSTEM KAYIPLARI

4.3.1. Sıcak Suyun Kullanıcıya Verilmesi

Sıcak suyun ilk damlasından son damlasına kadar istenen tüketim debisi ve sıcaklığında sunulması durumunda ideal bir fayda aktarılması söz konusudur. Kayıplar aşırı veya yetersiz olarak ısınmış suyun faydalanılmadan akması şeklinde görülmektedir. Kullanıcının konfor anlayışına ve herşeyden önce sıcak su ihtiyacının türüne bağlı olarak değişik kayıplar ortaya çıkmaktadır.

Küvete akış:

Kayıplar düşük, çünkü sıcak su sağlanması bütün olarak değerlendirilmektedir.

Lavabo:

Kayıplar farklı ihtiyaçlar için çok farklıdır.

El yıkama ⇒ düşük

Yüz yıkama,

Diş fırçalama ⇒ daha yüksek

Mutfak:

Kayıplar genellikle çok yüksek, çünkü ihtiyaca bağlı olarak belirlenen minimum sıcaklıklar gerekmektedir.

Duş:

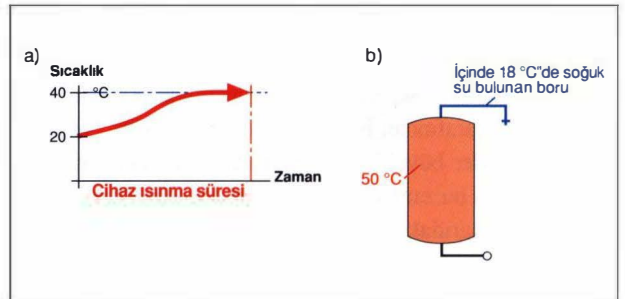
Kayıplar genelde çok yüksek

Bugünkü kullanıcı davranışlarında lavabodaki muhtemel sıcaklık farklılıklarının hiç önemli olmaması beklenebilir. Halbuki duşta ve mutfakta farklılıklar çok önemli olmaktadır. Burada genellikle bir su kaybına razı olunarak sıcaklığın tam olarak istenen seviyeye gelmesi beklenmektedir.

Bu tür bekleme süreleri veya ölü zamanlar şu durumlarda oluşmaktadır :

a) Boyler depolaması olmayan sistemlerde ısı üreticisinin yüksek sıcaklığa çıkarılmasında

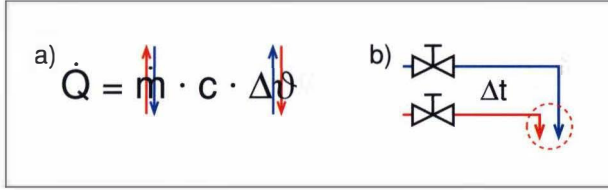
b) Boru hatlarının içindeki suyun düşük sıcaklıkta bulunmasında



Şekil 4.25.

Ayar sırasındaki problemlerden kaynaklanan kayıplar :

- a) Tüketim sıcaklığı / debisine bağlı sistemler (ani su ısıtıcısı) veya bu ilişkinin sadece kaba olarak kontrol edildiği sistemler
b) Kabaca etkiyen ve doğru kullanılmayan karışım armatürleri, ölü zamanlı karışım olayları



Şekil 4.26.

Ayar problemleri özellikle konfor düşürücüdür ve böylece kayıpları teşvik etmektedir. Bu tür problemler, önceden bu gibi sistemlerin kullanılmaması veya uygun tedbirler (çıkış sıcaklığının otomatik kontrolü) ile önlenmelidir.

Boru hatlarındaki soğumuş su nedeniyle oluşan düşük sıcaklıklar boru ısıtma sistemleri veya sirkülasyon hatları ile esas itibarıyla önlenmektedir.

Su ve enerji kayıplarının hesapla tahmin edilmesi için aşağıdaki temel değerler kullanılabilir:

Boru çapı mm	Boru hacmi lt/m	Isı kapasitesi Wh/K.m
10 x 1	0,05	0,0872
12 x 1	0,079	0,1278
15 x 1	0,133	0,1999
18 x 1	0,201	0,2894
22 x 1	0,314	0,4336

Örnek 4.3 Boru içindeki suyun ısıtılmaması nedeniyle oluşan su kaybı

Sirkülasyon hattı bulunmayan müstakil ev

Boru hattı 12 x 1, Boru uzunluğu 7m

Su kaybı : $m = 0,079 \text{ lt/m} \cdot 7\text{m} = 0,55 \text{ lt}$

Örneğin 50 lt'lik duş suyuna göre su kaybı $0,55/50 \rightarrow \%1,1$ olur.

Depolamasız akış halinde ısıtma yapan sistemlerde ölü zaman önlenememektedir (Şekil 4.25.a) 35°C çıkış sıcaklığı

elde edebilmek için yaklaşık 25 saniye beklenmesi gerekmektedir. En azından duş almada suyun bu zaman zarfında faydalanılmadan aktığı kabul edilmelidir.

Örnek 4.4 Bir duş banyosunun senelik su ve ısı kaybı

Duşun günde bir kere kullanılmasında ve 40°C'lik tüketim sıcaklığı elde edilene kadar suyun 35 saniye süresince faydalanılmadan aktığı kabulü ile, 8 lt/dak tüketim debisinde

$$\text{Su kaybı : } m = 8 \cdot \frac{35}{60} \cdot 360 = 1680 \text{ lt/yıl}$$

$$\text{Isı kaybı: } Q = m \cdot c \cdot \frac{\Delta\theta}{2} = 1680 \cdot \frac{1}{860} \cdot \frac{40 - 10}{2} = 29,3 \text{ kWh}$$

Sonuç ısı kaybının az olduğunu, ancak su kaybının önemli bir maliyet faktörü oluşturduğunu göstermektedir. 50 lt duş suyuna göre su kaybı

$$8 \cdot \frac{35}{60} = \%9,3 \text{ olmaktadır.}$$

Aktarıma kaybı olarak tüketim süresi esnasındaki dağıtım kayıpları da (boru ısı kayıpları) değerlendirilmelidir. Bunlar Isıt.Sis.Yön.'e göre öngörülen yalıtım kalitelerinde ihmal edilebilmektedir.

4.3.2. Sıcak Suyun Hazır Tutulması

Sıcak su ihtiyacı olmayan durumdaki sistem kayıpları hazır tutmaya aittir. Boyler ve boru hattı kayıpları bunlardan sayılmaktadır.

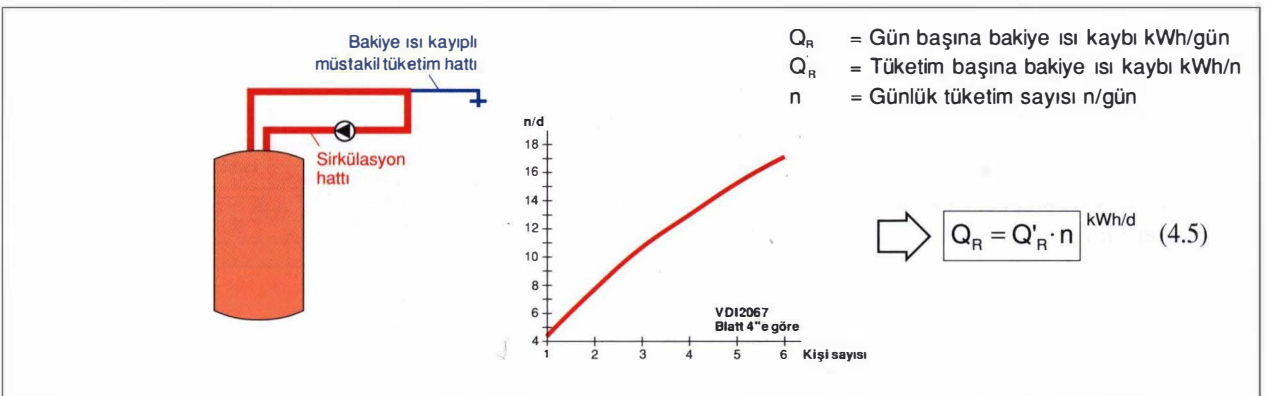
Boiler kayıpları

Boyerin ısı kayıpları, konstrüktif verileri (özellikle ısı yalıtımının kalitesi ve uygulaması) ve depolama sıcaklığı tarafından belirlenmektedir. kayıpların büyüklük mertebesi 100 litrelik boyler için yaklaşık 1,5 kWh/24 h, 600 litrelik boyler için yaklaşık 3 kWh/24h'e kadardır. Tam değerler imalatçı data föylerinden alınmalıdır.

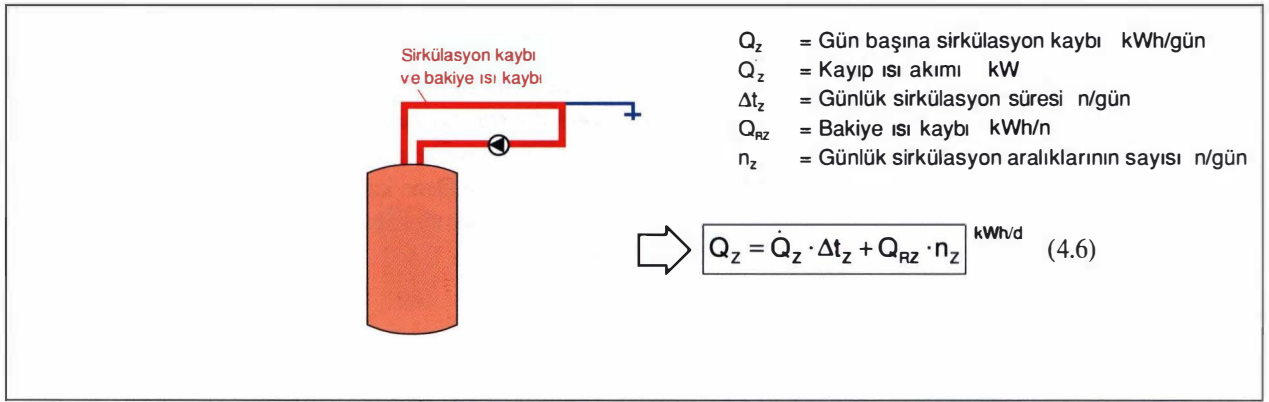
Boru hattı kayıpları

Bakiye ısı kayıpları ve sirkülasyon kayıplarıdır.

Bakiye ısı kaybı doldurulan su ve boru hattı malzemesi ile ilgili ısı ataletine karşılık gelmektedir. Termik ataletin yanı sıra tüketim sayısı da önemlidir. (Şekil 4.27)



Şekil 4.27.



Şekil 4.28.

Sirkülasyon kaybı, sirkülasyon süresi esnasındaki sürekli verilen ısıdan ve sirkülasyon devresinin bakiye ısı kaybından oluşmaktadır. (Bakınız Şekil 4.28)

Boru hattı kayıpları ancak bina ısıtılmasına faydası dokunmadığı takdirde kayıp olarak kabul edilebilmektedir. Kayıp bina ısıtma dönemi dışındaki bir zamanda olduğunda veya ısıtılmayan hacimlere ısı verildiğinde oluşmaktadır.

Boru hattı kayıplarının hesaplanarak belirlenmesi (örneğin VDI 2067 Blatt 4'e göre) çok kapsamlı olduğu ve zaman aldığı için giderek PC- hesaplama programları ile yapılmaktadır. Ancak buna rağmen kazan ekonomikliğinde olduğu gibi burada da kayıp büyüklüklerinin tahmin edilmesi ile ilgili basit yöntemler istenmektedir. Böyle bir tahmin Şekil 4.29'daki şemaya göre gerçekleştirilebilir.

Bu şemaya göre çeşitli boru çapları için özel karakteristik değerler hesaplanabilmekte ve bir hesap şemasında toplanabilmektedir. (Bakınız Şekil 4.30)

Bu tablodaki karakteristik değerler, sadece gerçek boru uzunluğu ile Temel değerlerin birimi kWh/yıl'dır ve bu değerler VDI 2067 Blatt 4'teki Tablo 3 ve 8'e göre dir.

Örnek 4.5 Müstakil bir evin boru hattı kayıpları

4 kişi

Boru hattı	Çap mm	Uzunluk m
Kolon	22 x 1	4 2 m'si kazan dairesinde
Kolon	15 x 1	2
3 tüketim hattı	15 x 1	1,5
Sirkülasyon hattı	12 x 1	7 2 m'si kazan dairesinde

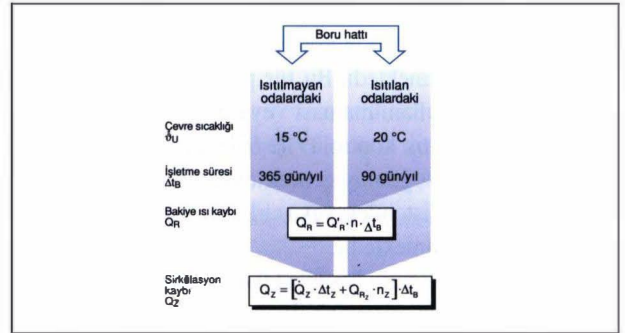
Boru hattı kayıpları iki ayrı durumda hesaplanacaktır. Bunlar her biri 1 saat olan üç sirkülasyon aralığında ve 16 saatlik sürekli sirkülasyon süresinde olmak üzere tariflenmiştir. Hesaplar Şekil 4.32 ve 4.33'teki hesap şemaları yardımı ile anlatılmıştır. Her biri 1 saat olan üç sirkülasyon aralığındaki boru hattı kayıpları örneği Şekil 4.32'de verilmiştir.

Sirkülasyon hattı :

12 x 1 : Boru uzunluğu, bunun 2m'si (ısıtılmayan) kazan dairesinde ve 5m'si ısıtılan odalardadır.

15 x 1 : 3m, ısıtılan odalarda kolon ve tüketim hattı olarak

22 x 1 : 4m, kolon olarak, bunun 2m'si kazan dairesindedir. Hesap şemasına uygun olarak temel değerler ilgili boru uzunlukları ile çarpılmaktadır. Genel toplam 129 kWh/yıl'lık

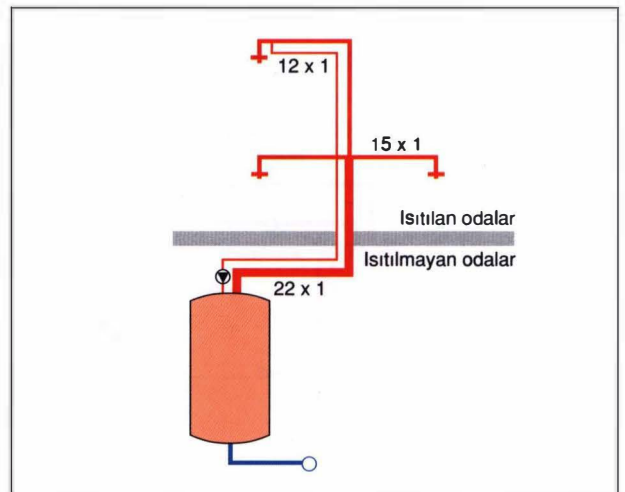


Şekil 4.29.

bir sirkülasyon kaybı vermektedir.

Her günlük sirkülasyon aralıklarında ilgili bakiye ısı kayıpları dikkate alınmalıdır. Bunlar n=3 için hesap şemasının sağdaki blokuna işlenmiştir. 15 x 1 boru çapında sadece müstakil tüketim hatlarının Şekil 4.27'ye göre belirlenen ısınmaların sayısı (n=3) dikkate alınmıştır. Bakiye ısı kaybı 93 kWh/yıl ve toplam boru hattı kaybı 222 kWh/yıl olmakta, bu da 22 m³ gaz yakıt/yıl veya litre sıvı yakıt/yıl'a karşılık gelmektedir.

Şekil 4.33'teki hesap şeması 16 saat/gün'lük sirkülasyon süresi ile ilgili sonuçları vermektedir.



Şekil 4.31.

	Sirkülasyon hatları 55 °C				Sirkülasyon kayıbı	Müstakil tüketim hatları		Bakiye ısı kaybı	Toplam boru hattı kaybı	kWh/a
	Isıtılmayan odalar		Isıtılan odalar			Isıtılmayan odalar	Isıtılan odalar			
	3 x 1 Std.	16 Std.	3 x 1 Std.	16 Std.						
	Baz değer kWh/(m·a)					Baz değer kWh/(m·a)				
Boru uzunluğu m				Boru uzunluğu + istisnalar m·n		Bakiye ısı kaybı kWh/a				
Boru hattı kaybı kWh/a										
12 x 1	15	52,1	3,2	11,2	46	1,9	0,41	17,6	63,6	
	2		5			2·3	5·3			
	30		16			11,4	6,2			
15 x 1	18,5	54,9	4	11,9	12	2,9	0,63	28,7	40,7	
			3				3,5·			
			12				28,7			
18 x 1	22,8	58	4,9	12,4		4,2	0,91			
22 x 1	29,2	61,2	6,3	13,2	71	6,3	1,4	46,2	117,2	
	2		2			2·3	2·3			
	58,4		12,6			37,8	8,4			
28 x 1,5	41,4	67,5	8,9	14,4		10,2	2,2			
35 x 1,5	58,9	73,8	10,4	16		16	3,5			
42 x 1,5	80,5	81,6	17,4	17,7		23,2	5			
				Σ	129	kWh/a	Σ	93	222	kWh/a

Şekil 4.32.

cını da karşılayan ısı üreticileri ile sadece kullanma suyunun ısıtılmasını sağlayan ısı üreticileri ayrı olarak incelenmelidir. **Bina ve kullanma suyu ısıtılması ile ilgili ısı üreticileri** Bu çok sık karşılaşılan durum için tipik olan, kazan ve boylerin birbirine bağlanmasıdır. Bina ve kullanma suyu ısıtma-

sının farklı işletme şartları nedeniyle, ısıtma dönemi sırasındaki ile bunun dışındaki işletme rejimleri arasında ayırım yapılması gerekmektedir. Ancak inceleme daima tüm sene boyunca gerçekleşmelidir.

Bina ısıtması yapılan dönemdeki işletme

Kazan ısı ihtiyacı için hazır durumdadır. Durma kayıpları bu nedenle ısı ihtiyacı ile ilişkilendirilmelidir. Kazan çalışmasında ise ısı kayıpları oluşmamaktadır, çünkü muhtemel bir aşırı sıcaklık ısıtma tesisatında kullanılabilir. Kullanma suyu ısıtılması bu nedenle kazan verimi ile gerçekleşmektedir. (Şekil 4.36)

Kazan kaybı

$$Q_{VK} = Q_{WN} \cdot \left[\frac{1}{\eta_K} - 1 \right] \quad (4.7)$$

ile hesaplanmaktadır.

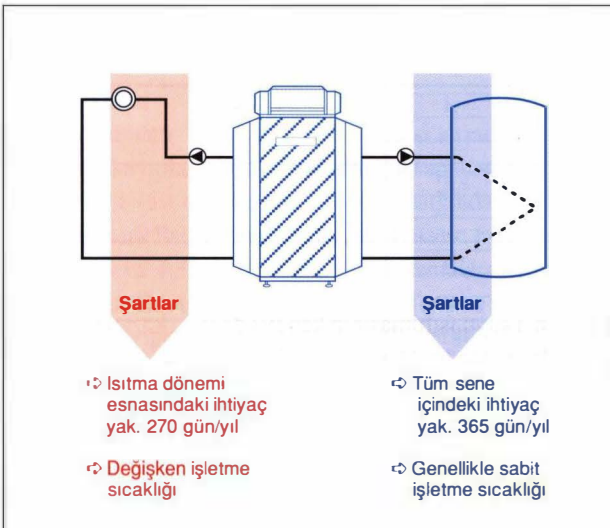
Q_{VK} = Kazanın kayıp ısısı kWh

Q_{WN} = Suyun faydalı ısısı kWh

η_K = Kazan verimi (%)

Kazan verimi Bölüm 3.2'ye göre belirlenebilmekte veya modern kazan konstrüksiyonlarında kullanma suyu ısıtılması için DSK'da % 92 veya YK'da % 98 olarak kabul edilebilmektedir.

YK ile ilgilenilmesi halinde aslında verimin alt ısı değerleri



Şekil 4.35.

	Sirkülasyon hatları 55 °C				Sirkülasyon kayıbı	Müstakil tüketim hatları				Bakiye ısı kayıbı	Toplam boru hattı kaybı
	Isıtılmayan odalar		Isıtılan odalar			Isıtılmayan odalar		Isıtılan odalar			
	3 x 1 Std.	16 Std.	3 x 1 Std.	16 Std.		3 x 1 Std.	16 Std.	3 x 1 Std.	16 Std.		
	Baz değeri kWh/(m-a)					Baz değeri kWh/(m-a)					
Boru uzunluğu m				Boru uzunluğu + istisnalar m · n				Bakiye ısı kaybı kWh/a			
Boru hattı kaybı kWh/a				Bakiye ısı kaybı kWh/a							
12 x 1	15	52,1	3,2	11,2	160,2	1,9	0,41	5,9	166,		
	2		5	2 · 1		5 · 1					
	104,2		56	3,8		2,1					
15 x 1	18,5	54,9	4	11,9	35,7	2,9	0,63	28,7	64,4		
			3								
			35,7								
18 x 1	22,8	58	4,9	12,4		4,2	0,91				
22 x 1	29,2	61,2	6,3	13,2	148,8	6,3	1,4	15,4	164,2		
	2		2	2 · 1		2 · 1					
	122,4		26,4	12,6		2,8					
28 x 1,5	41,4	67,5	8,9	14,4		10,2	2,2				
35 x 1,5	58,9	73,8	10,4	16		16	3,5				
42 x 1,5	80,5	81,6	17,4	17,7		23,2	5				
	Σ				345	kWh/a	Σ	50	395	kWh/a	

Şekil 4.33. EŞDEĞER YAKIT MİKTARI 40 M³ GAZ YAKIT/YIL VEYA LİTRE SIVI YAKIT/YILDIR.

(H_U) göre verilmesi çok anlamsız hale gelmektedir, çünkü YK η_K= %100 olması halinde artık hiçbir kayıp olmadığı sonucuna ulaşmaktadır. (1/1 - 1 → 0) Ancak tabii ki durum böyle değildir. Bu nedenle burada kazan verimi üst ısıl değere (H_O) göre verilmelidir. Bu durumda bir DSK'nın

%93'lük verimi %87,7'ye (sıvı yakıt yakılmasında) ve %83,5'a (gaz yakıt yakılmasında) ve gaz yakıt yakılan bir YK'nın H_U'ya göre verilen %98'lik verimi üst ısıl değere göre %88'e karşılık gelmektedir.

Örnek 4.8 Sıvı yakıt yakılan bir kazandaki kayıp ısı

Boylerin ısıtılması için bina ısıtması yapılan dönem kazan verimi olarak %87,7 (H_O) kabul edilmektedir.

4 kişilik bir evin sıcak suyu ile ilgili faydalı ısı ihtiyacı 2 kWh/(kişi.gün) · 4 kişi · 270 gün/yıl = 2160 kWh olmaktadır.

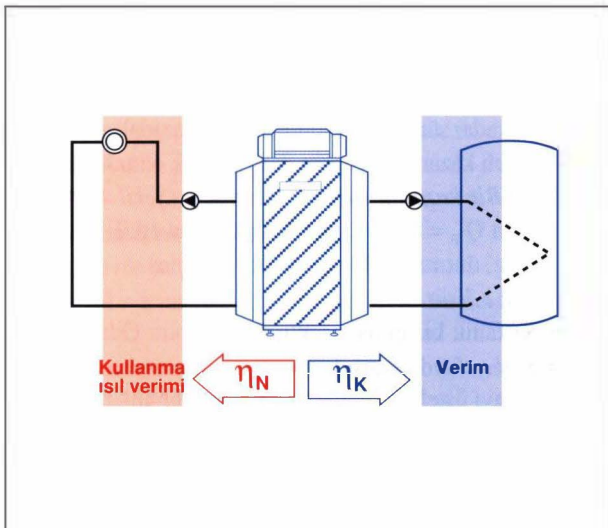
$$Q_{VK} = 2160 \cdot \left[\frac{1}{0,877} - 1 \right] = 303 \text{ kWh}$$

veya 30 lt sıvı yakıt/yıl

Bina ısıtması yapılan dönem dışındaki işletme (Şekil 4.37)

Kazan sadece kullanma suyu ısıtılması için hazır durumda olduğundan kazan - durma kayıpları ile ilişkilendirilmelidir. Kullanma suyu ısıtılmasının kendisi de yine kazan verimi ile gerçekleşmektedir. Her ikisi birlikte, bina ısıtmasında olduğu gibi kullanma ısıl verimi olarak tanımlanabilirse de burada tam geçerli değildir.

Modern kazanlar sadece ihtiyaca bağlı olarak işletmeye girer. Kazan, su ısıtılması gerektiğinde çalışmakta, sonra durmaktadır. Bu durumda az veya çok olmak üzere gövdesinde depolanan ısının bir kısmını kaybetmektedir. Önde



Şekil 4.36.

	Sirkülasyon hatları 55 °C				Sirkülasyon kaybı	Müstakil tüketim hatları		Bakiye ısı kaybı	Toplam boru hattı kaybı	kWh/a
	Isıtılmayan odalar		Isıtılan odalar			Isıtılmayan odalar	Isıtılan odalar			
	3 x 1 Std. 16 Std.		3 x 1 Std. 16 Std.			Baz değeri kWh/(m·a)				
	Baz değeri kWh/(m·a)		Baz değeri kWh/(m·a)			Boru uzunluğu + istisnalar m · n	Bakiye ısı kaybı kWh/a			
	Boru uzunluğu m	Boru hattı kaybı kWh/a								
12 x 1	15	52,1	3,2	11,2		1,9	0,41			
15 x 1	18,5	54,9	4	11,9	100	2,9	0,63	968	196	
18 x 1	22,8	58	4,9	12,4	248	4,2	0,91	18	266	
22 x 1	29,2	61,2	6,3	13,2	522	6,3	1,4	55	577	
28 x 1,5	41,4	67,5	8,9	14,4	965	10,2	2,2	147	111	
35 x 1,5	58,9	73,8	10,4	16	320	16	3,5	70	390	
42 x 1,5	80,5	81,6	17,4	17,7	521	23,2	5	148	669	
					Σ	357	kWh/a	Σ	140	498

Şekil 4.34.

gelen imalatçıların kazan-ısı yalıtımı kalitesi benzerlik gösterdiğinden soğuma daha ziyade termik bakımdan etkili olan kazanın kütlesi tarafından belirlenmektedir. Kazan metal kütlesinin de dikkate alınmasıyla, toplam kütle yaklaşık olarak su kütlesinin (m_w) 1,5 katına eşit alınabilmektedir.

$$m_k = m_w \cdot 1,5 \quad (4.8)$$

Kazan kütlesinin ısı içeriği bu durumda

$$Q_{MK} = m_k \cdot c \cdot \Delta\theta \text{ 'dır ;}$$

burada c olarak suyun özgül ısısı 1/860 kullanılmalıdır.

Küçük termik kütlede, kazan oda sıcaklığına kadar soğuyabilmektedir. Isı kaybı buna rağmen azdır ve çevre sıcaklığına ulaşılması ile sona erer. Büyük termik kütleler iki ısıtma talebi arasında, oda sıcaklığına kadar olan bir soğumaya müsaade etmemektedir. Kayıp büyüklükleri gerçi zamanla azalsa da tam soğumaya kadar sürekli mevcuttur ve böylece toplamda küçük termik kütleli kazandakine göre daha yüksek olmaktadır.

Örnek 4.9 Bir kazanın soğuma davranışı (Şekil 4.38)

Brülör gücü $Q_F = 11 \text{ kW}$, termik bakımdan etkili kütleler 3 kg ve 30 kg, durma kaybı (her iki kazan için)

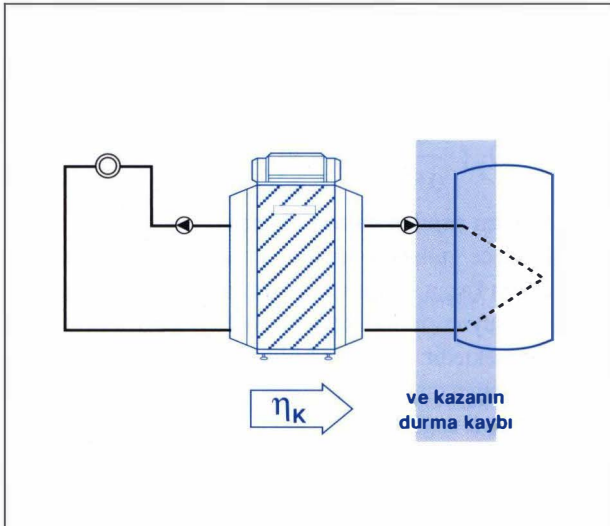
$$q_{B 60^\circ\text{C}} = \%1,2 \text{ 'dir.}$$

Kazan 60°C'lik bir çıkış sıcaklığına sahiptir. Oda sıcaklığı 20°C'dir.

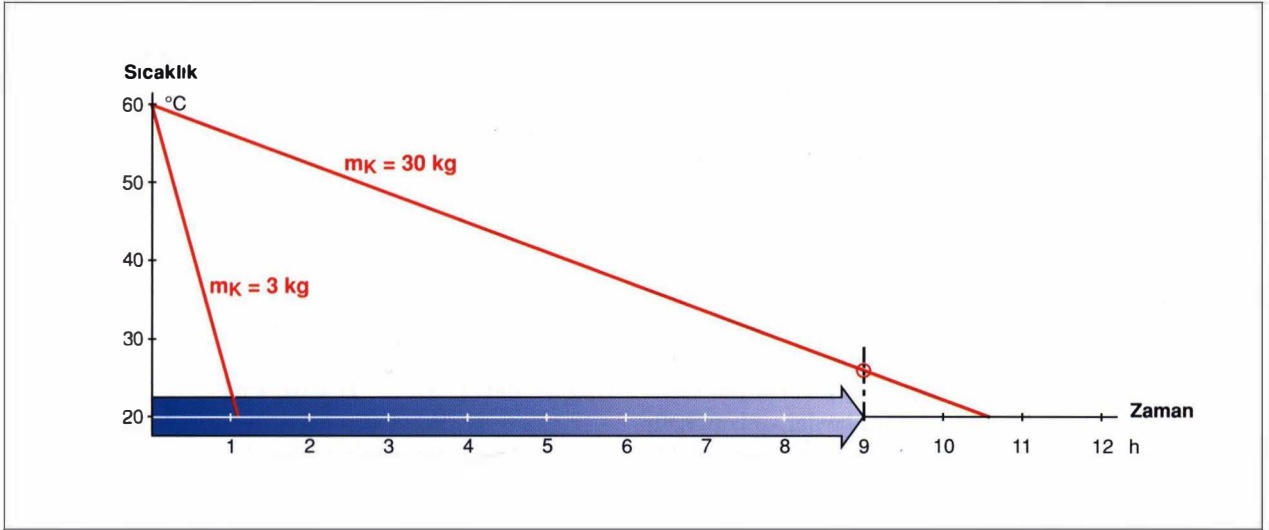
Soğuma olayı üstel bir biçimde olmasına karşılık burada önce lineer bir olay olarak incelenecektir.

Kazanda depolanan ısı miktarı (bakiye ısı miktarı)

$$Q_{MK} = m_k \cdot c \cdot (v_k - 20) = 3 \cdot \frac{1}{860} \cdot (60 - 20) = 0,14 \text{ kWh}$$



Şekil 4.37.



Şekil 4.38.

$$\text{veya } 30 \cdot \frac{1}{860} \cdot (60 - 20) = 1,4 \text{ kWh}$$

Soğuma kaybı

$$\dot{Q}_B = \dot{q}_B \cdot \dot{Q}_F = 0,012 \cdot 11 \text{ kW} = 0,132 \text{ kW}$$

20°C'ye soğumaya kadar geçen süre, lineer bir soğuma kabulünde

$$\Delta t = \frac{Q_{MK}}{\dot{Q}_B} = \frac{0,14 \text{ kWh}}{0,132 \text{ kWh}} = 1,1 \text{ h}$$

$$\text{veya } \frac{1,4}{0,132} = 10,6 \text{ h}$$

Soğuma olayında yeni bir talep 9 saat sonra gerçekleşeydi, küçük kütleli kazan bu ana kadar tüm ısı içeriğini ($Q_{MK} = 0,14 \text{ kWh}$) kaybederdi. Büyük kütleli kazan bu anda hala 26°C'lik bir sıcaklığa sahip olsa da ısı potansiyelinden $\Delta Q_{MK} = 30 \cdot \frac{1}{860} \cdot (60 - 26) = 1,19 \text{ kWh}$ kaybetmiştir.

Gerçek soğuma olayının göz önüne alınmasında da esas itibarıyla bu hususta değişen bir şey yoktur.

Soğuma veya sıcaklığın seyir şekli şu bağıntıya göre olmaktadır :

$$\vartheta_1 = \frac{\Delta\vartheta_0}{\exp\left(\frac{\dot{q}_B \cdot \dot{Q}_F \cdot 860}{m_K \cdot \Delta\vartheta_0} \cdot t\right)} + \vartheta_U \quad (4.9)$$

ϑ_1 = t anındaki sıcaklık °C

ϑ_U = çevre sıcaklığı °C

$\Delta\vartheta_0$ = sıfır anındaki sıcaklık ile çevre sıcaklığı arasındaki fark K

Boyer pompasının gecikmeli durduğu bir boyler ısıtmasındaki şartlardan hareketle,

$\Delta\vartheta_0 = 60 - 20 = 40 \text{ Kelvin}$ kabul edilebilmektedir.

Böylece $m_K = 3$ veya 30 kg değerine sahip kazanlar ile ilgili gerçek soğumanın seyri Şekil 4.39'daki gibi olmaktadır.

9 saat sonra, $m_K = 30 \text{ kg}$ değerli kazan 37°C'lik bir son sıcaklıkta

$$Q_{MK} = 30 \cdot \frac{1}{860} \cdot (60 - 37) = 0,8 \text{ kWh'lık}$$

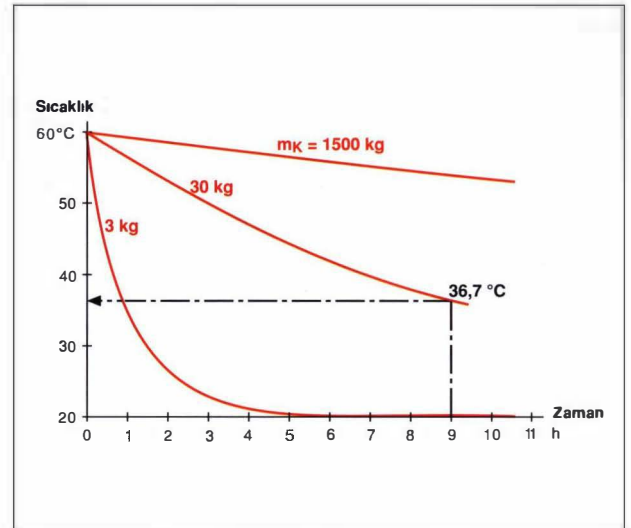
bakiye ısı kaybetmiştir. $m_K = 3 \text{ kg}$ değerli kazan 5 ile 6 saat sonra oda sıcaklığına soğumuş, böylece sadece 0,14 kWh kaybetmiştir. Boylerin bir sonraki ihtiyaç talebinde kazan bulunduğu sıcaklıktan tekrar ısıtma seviyesine çıkacaktır. Burada, Bölüm 4.2'de ölü zaman T_2 olarak tanımlanan ısıtma süresine ihtiyaç duyulmaktadır.

$$\Delta t = \frac{Q_{MK}}{\dot{Q}_K} \quad (\dot{Q}_K = \dot{Q}_F \cdot \eta_K \rightarrow \dot{Q}_K = 11 \text{ kW} \cdot 0,93 = 10,2 \text{ kW})$$

$$m_K = 3 \text{ kg değerli kazan} \rightarrow \Delta t = \frac{0,14 \text{ kWh}}{10,2 \text{ kW}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{h}} = 0,82 \text{ dakika}$$

$$m_K = 30 \text{ kg değerli kazan} \rightarrow \Delta t = \frac{0,8 \cdot 60}{10,2} = 4,7 \text{ dakika}$$

Tamamen soğumada büyük hacimli kazan



Şekil 4.39.

$$\Delta t = \frac{1,4 \cdot 60}{10,2} = 8,2 \text{ dakikalık}$$

ısıtma süresine ihtiyaç duyar.

Şekil 4.39'da açıklayıcı olmak üzere büyük güçte bir kazanın soğumasının seyir şekli gösterilmiştir. Buradan, büyük güçlü bir kazanın şartlara bağlı olarak ancak birkaç gün sonra soğuduğu anlaşılmaktadır.

Yaz döneminde kullanma suyu ısıtılması ile ilgili kazan durma kaybı (Q_{VK}) kazanın bakiye ısı kaybı (Q_{MK}) ve günlük tekrar ısıtma olaylarının sayısı (n_d) tarafından belirlenmektedir.

$$Q_{VK} = Q_{MK} \cdot n_d \cdot 95 \text{ gün/yıl} \quad (4.10)$$

Kazanın günlük ısıtma sayısı faydalı ihtiyacın boyler kapasitesine oranına bağlıdır. Ancak ayrıca boyler ve boru hattı kayıpları da dikkate alınmalıdır, çünkü bunlar aynı şekilde boyler kapasitesinden karşılanmaktadır. Bu kayıplardan birincisinin neden olduğu tekrar boyler ısıtması (yüklemesi) boyler kontrol devresinin şalt aralığı ile gerçekleşmektedir. Oluşturulan "kayıp kapasite" böylece boyler kapasitesinden

$$\frac{\Delta \vartheta_s \text{ şalt aralığı}}{\vartheta_s - 10} \rightarrow \text{örneğin} \quad \frac{5K}{60K - 10K} = 0,1$$

çarpanı oranında daha küçüktür.

Bu durumun göz önüne alınmasıyla kazanla ilgili günlük talep sayısı

$$n_d = \frac{1}{Q_s} \cdot (Q_{WN} + 10 (Q_{VS} + 0,6 \cdot Z)) \quad (4.11)$$

bağıntısı ile tahmin edilebilmektedir.

0,6 · Z, her birinde yaklaşık 0,6 kWh/gün'lük boru hattı kaybı olan Z sayıdaki dairede meydana gelen toplam boru hattı kaybıdır.

Örnek 4.10 Sıvı yakıt yakılan bir kazanda yazın oluşan durma kaybı

(Örnek 4.8'e de bakınız)

Kazan : $Q_K = 17 \text{ kW} \rightarrow$

$$Q_F = 17/0,93 = 18,3 \text{ kW} ; q_B 60^\circ\text{C} = \%1$$

Kazanın su hacmi 33 l \rightarrow termik bakımdan etkili kütle yaklaşık 33 kg · 1,5 = 50 kg

Her biri 2 kWh/gün ortalama sıcak su ihtiyaçlı 4 kişi \rightarrow 8 kWh/gün

Boyerler 200 lt

Isı kaybı (60°C de) 1 kWh/24h

Boyer kapasitesi

$$Q_s = 200 \cdot \frac{1}{860} \cdot (60 - 10) = 11,6 \text{ kWh}$$

Günlük boyler ısıtma (yükleme) sayısı

$$n_d = \frac{1}{9,3} \cdot (8 + 10 \cdot (1 + 0,6)) = 2,1 \rightarrow 2 \text{ boyler ısıtması / gün}$$

ısıtmalar 16/2=8 saat ortalama ara ile gerçekleşmektedir.

Boyer ısıtmasından sonra kazan 60°C'den

$$\vartheta = \frac{40}{\exp\left(\frac{0,01 \cdot 18,3 \cdot 22 \cdot 8}{50}\right)} + 20 = 41^\circ\text{C}'ye$$

soğumaktadır. Bakiye ısı kaybı

$$Q_{VK} = 3 \cdot 50 \cdot \frac{1}{860} \cdot (60 - 41) \cdot 95 = 314 \text{ kWh'tır.}$$

Bu bakiye ısı kaybına boyler ısıtma dönemi esnasındaki kazan kayıpları (Eşitlik 4.7'ye göre) da eklenmektedir.

$$Q_{VK} = Q_{WN} \left[\frac{1}{\eta_K} - 1 \right]$$

$$Q_{WN} = 8 \text{ kWh/gün} \cdot 95 \text{ gün}$$

$$= 760 \text{ kWh/yıl'lık sıcak su faydalı ihtiyacı ve}$$

$$\eta_K = 0,877 \text{ ile}$$

$$Q_{VK} = 760 \cdot \left[\frac{1}{0,877} - 1 \right] = 107 \text{ kWh}$$

ve yaz işletme döneminin toplam kaybı 314 + 107 = 421 kWh olmaktadır. Tüm senelik kullanma suyu ısıtılması ile ilgili kazan kaybı 303 + 421 = 724 kWh'tır.

Sadece kullanma suyu ısıtılması ile ilgili ısı üreticileri

Burada öncelikle doğrudan ısıtılan gaz yakıtlı ve elektrikli depolu su ısıtıcıları söz konusudur.

Bu sistemlerde Şekil 4.28'e göre sıcak suya ısı verilmesi olmadığı için sadece ısı üretimi ve depolama ile ilgili kayıplar dikkate alınmalıdır. Isı ihtiyacının kullanma suyu ısıtılmasından ayrılması ile bina ısıtması dönemi içindeki ve dışındaki işletme arasında bir ayırım yapılması gerekmemektedir.

Isı üretimindeki kayıplar

Fosil yakıt ile doğrudan ısıtılan sistemler için (kazan ve dolaylı ısıtılan boyler sistemindeki gibi) ısı üretiminin "kazan verimi" ile gerçekleşmesi durumu geçerlidir. Bu genellikle yaklaşık %90 olarak kabul edilebilmektedir. Kazan kayıplarının belirlenebilmesi için Eşitlik 4.7 kullanılabilir.

Kullanma suyu ısıtılması ile ilgili verim, elektrikli ısıtmada $\eta_{St} \approx 0,32$ ve ısı pompalı sistemlerde $\eta_{WP} = \eta_{St} \cdot \epsilon$ (ϵ = ısıtma tesir katsayısı ; yaklaşık 1,8 ile 2,5 arasında) kabul edilmelidir.

Depolamadaki kayıplar

Elektrikle ısıtılan boylerin kayıpları dolaylı ısıtılan boylerdeki gibi kabul edilebilmektedir. Gaz yakıtlı depolu su ısıtıcıları açık konstrüksiyonları nedeniyle daha yüksek kayıplara sahiptir. Bunlar da kazandaki gibi durma kaybı bulunmaktadır ve bu kayıp $q_B = \%3$ ile 3,5 arası veya mutlak kayıp büyüklüğü (Q_B) olarak verilmektedir.

Zaman dilimi $\Delta t'$ esnasındaki boyler kaybı

$$Q_{VS} = q_B \cdot Q_F \cdot \Delta t' \text{ değerindedir.}$$

$\Delta t'$ ihtiyaç zaman dilimi $\Delta t'$ den brülör çalışma süresinin çıkarılması ile elde edilmektedir, çünkü bu dönemdeki boyler kaybı q_s üzerinden kazan verimi içinde bulunmaktadır.

$$\Delta t' = \Delta t - \frac{Q_{WN}}{Q_F \cdot \eta_K}$$

eşitliğe konursa :

$$Q_{VS} = q_B \cdot Q_F \cdot \left[\Delta t - \frac{Q_{WN}}{Q_F \cdot \eta_K} \right] \quad (4.12)$$

Örnek 4.11 Doğrudan ısıtılan kullanma suyu ısıtıcısının tüm senelik üretim ve depolama kayıpları

a) Gaz yakutl depolu su ısıtıcısı (termosifon)

$\eta_K = \%90$

Depo 160 lt

$q_B = \%3,2 = 0,032$

$Q_F = 9 \text{ kW}$

Sıcak su ihtiyacı

$Q_{WN} = 8 \text{ kWh/gün} \rightarrow \Delta t = 330 \text{ gün/yıl} \text{ ile} \rightarrow 2640 \text{ kWh/yıl}$

Isı üretimi kaybı

$$Q_{VK} = Q_{WN} \cdot \left[\frac{1}{\eta_K} - 1 \right] = 2640 \cdot \left[\frac{1}{0,9} - 1 \right] = 293 \text{ kWh}$$

Depolama kaybı

$$Q_{VS} = 0,032 \cdot 9 \cdot \left[330 \cdot 24 - \frac{2640}{9 \cdot 0,9} \right] = 2187 \text{ kWh}$$

Tüm senelik toplam kayıp $293 + 2187 = 2480 \text{ kWh}$ veya

248 m^3 gaz yakıttır.

b) Sıcak su-ısı pompası

Depo 300 l, soğuma kaybı $1,7 \text{ kWh/24 h}$

Sıcak su ihtiyacı ve faydalanma süreleri a)'daki gibi, $\epsilon = 2,2$

Isı üretimi kaybı

$$Q_{VWP} = 2640 \cdot \left[\frac{1}{0,32 \cdot 2,2} - 1 \right] = 1110 \text{ kWh}$$

Depolama kaybı

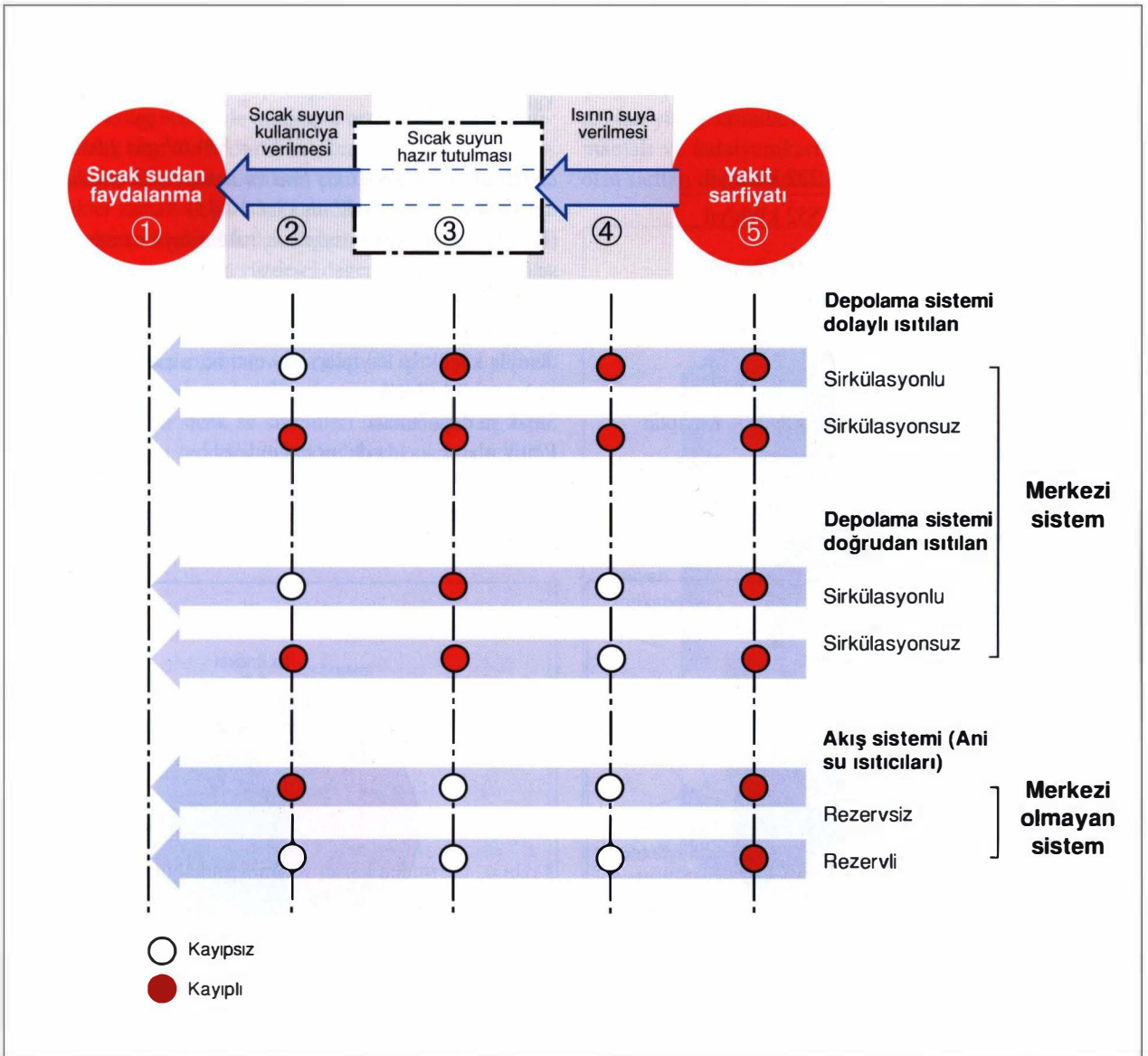
$Q_{VS} = 1,7 \text{ kWh/gün} \cdot 330 \text{ gün/yıl} = 561 \text{ kWh/yıl}$

Tüm senelik toplam kayıp $1110 + 561 = 1671 \text{ kWh}$ veya 167 litre sıvı yakıt veya m^3 gaz yakıttır.

4.3.5. Kullanma Suyu Isıtma Sisteminin Ekonomikliği

Çeşitli ısıtma sistemlerinin ekonomikliği Şekil 4.40'taki sistematiğe göre karşılaştırılabilmektedir.

Farklı sistemler 1'den 5'e kadar ifade edilen proseslerdeki kayıp karakteristikleri birbirleri ile karşılaştırılabilir.



Şekil 4.40.

Bölüm 4.3'teki örneklerde verilen sonuçlar ve veriler bir sonraki örnekte sistem kullanma ısıl veriminin belirlenmesi için kullanılacaktır.

Karşılaştırılanlar :

- Dolaylı ısıtılan depolama sistemi, sirkülasyonlu
- Doğrudan ısıtılan depolama sistemi, sirkülasyonlu
- Ani su ısıtıcısı minimum rezervli

Örnek 4.12 Çeşitli kullanma suyu ısıtma sistemlerinin kullanma ısıl verimleri

Ana veriler: 4 kişilik müstakil ev, ortalama sıcak su sarfiyatı kişi başına 2 kWh/gün, faydalanılan zaman dilimi 330 gün/yıl

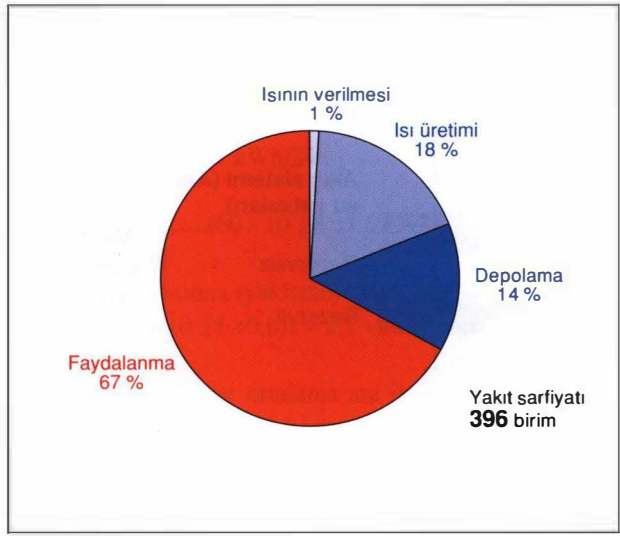
Bundan sonra 4.4 ile 4.11 arasındaki örneklerin sonuçları kullanılmaktadır.

a) Dolaylı ısıtılan depolama sistemi, sirkülasyonlu (Şekil 4.41)

$$\begin{aligned} \text{Faydalı ısı} &\rightarrow 4 \cdot 2 \cdot 330 = 2640 \text{ kWh/yıl} \\ \text{Sıcak suyun verilmesi, kayıpsız} & \\ \text{Sıcak suyun depolanması} & \\ \text{Depo} &\rightarrow 160 \text{ l} \rightarrow Q_{VS} = 1 \text{ kWh/gün} \cdot 330 \text{ gün/yıl} \\ &= 330 \text{ kWh/yıl} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Boru hattı kayıpları (Örnek 4.5),} & \\ \text{her biri 1 saat olan günlük 3} & \\ \text{sirkülasyon aralığında} & \quad \frac{222 \text{ kWh/yıl}}{3} \\ \text{Toplam } \Sigma & \quad 552 \text{ kWh/yıl} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Isının verilmesi (Örnek 4.7)} & \quad 45 \text{ kWh/yıl} \\ \text{Isı üretimi (Örnek 4.10)} & \quad 724 \text{ kWh/yıl} \\ \text{Sistem kullanma ısıl verimi} & = \frac{\text{Fayda}}{\text{Fayda} + \text{Kayıplar}} \\ & = \frac{2640}{2640 + 552 + 45 + 724} \\ & = \%67 \end{aligned}$$



Şekil 4.41.

$$\begin{aligned} \text{Yakıt sarfiyatı} & = \frac{2640 + 552 + 45 + 724}{10} \\ & = 396 \text{ litre sıvı yakıt/yıl} \end{aligned}$$

b) Doğrudan ısıtılan depolama sistemi, sirkülasyonlu (Şekil 4.42)

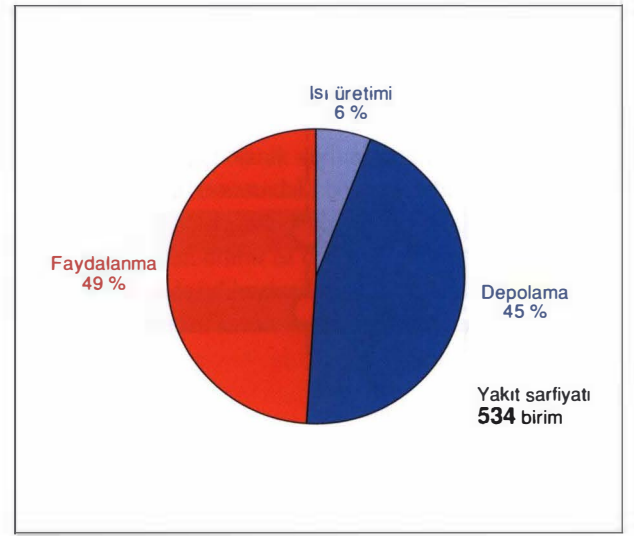
$$\begin{aligned} \text{Sıcak suyun verilmesi, kayıpsız} & \\ \text{Sıcak suyun depolanması (Örnek 4.11)} & \quad 2187 \text{ kWh} \\ \text{Depo} & \\ \text{Boru hattı kayıpları (Örnek 4.12'deki gibi)} & \quad \frac{222 \text{ kWh}}{3} \\ \text{Toplam } \Sigma & \quad 2409 \text{ kWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Isının verilmesi} & \\ \text{Kayıpsız ısı üretimi} & \\ \text{Örnek 4.11'e göre} & \quad 293 \text{ kWh} \\ \text{Sistem kullanma ısıl verimi} & = \frac{2640}{2640 + 2409 + 293} \\ & = \%49 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Yakıt sarfiyatı} & = \frac{2640 + 2409 + 293}{10} \\ & = 534 \text{ m}^3 \text{ gaz yakıt/yıl} \end{aligned}$$

c) Minimum rezervli akış (ani su ısıtma) sistemi, duvar tipi kazana entegre edilmiş (Şekil 4.43)

(Kombi cihazı), sirkülasyonsuz, ısıtma suyu ısı eşanjörünün su hacmi 0,65 lt
Sıcak suyun verilmesi
Enerji kayıpları yok, ancak ısıtılmayan boru hattı içeriği nedeniyle küçük su kayıpları mevcut, boru çapı 15 x 1 → boru hacmi 0,133 lt/m
Sıcak su depolanması
Pratik olarak kayda değer kayıp yok
Isının verilmesi
Pratik olarak kayıpsız
Isı üretimi



Şekil 4.42.

Kazan kaybı :

$$Q_{VK} = 2640 \cdot \left[\frac{1}{0,92} - 1 \right] = 230 \text{ kWh/yıl}$$

Kazanın bakiye ısı kaybı :

Sadece yaz işletmesinde. Sadece bir minimum rezerv bulunduğu için kazan her su tüketimine cevap vermektedir. VDI 2067 Blatt 4'e göre kişi ve gün başına 5 ısınma olayı beklenmelidir. Isı eşanjörü sıcaklığı talepten sonra yaklaşık 70°C'dir.

$$Q_{VK} = 0,65 \cdot 1,5 \cdot \frac{1}{860} \cdot (70 - 20) \cdot 5 \cdot 4 \cdot 95 = 108 \text{ kWh/yıl}$$

Toplam : 230 + 108 = 338 kWh/yıl

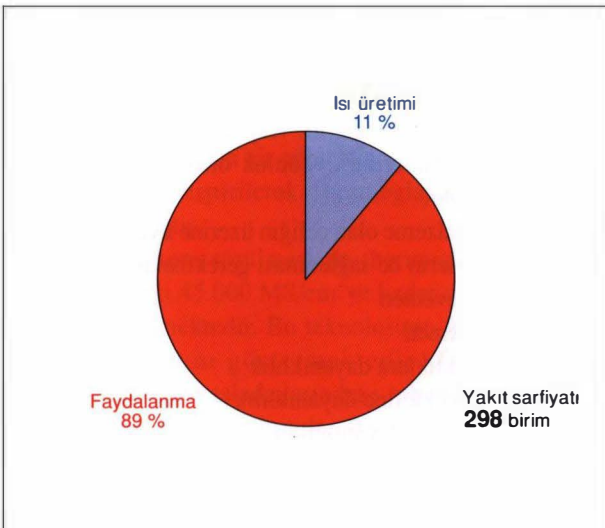
$$\text{Sistem kullanma ısı verimi} = \frac{2640}{2640 + 338} = \%89$$

$$\text{Yakıt sarfiyatı} = \frac{2640 + 338}{10} = 298 \text{ m}^3 \text{ gaz yakıt}$$

Sistemlerin aralarında değerlendirilmesi sadece enerji ile ilgili hususlar (özellikle sistem kullanma ısı verimleri) bakımından yapılamamaktadır.

Şekil 4.1'deki tüm kriterler önemlidir. Diğer kriterler ile ilgili şartların aynı geçerliliğe sahip olup olmadığı kontrol edilmelidir. Diğer kriter nedeniyle minimum rezervli kombi su ısıtıcısı iki ailelik bir evde bile artık merkezi cihaz olarak kullanılamamaktadır. Bu tespit önemlidir, çünkü sonradan yapılacak değişiklikler zaman ve para bakımından oldukça yüksek harcama gerektirmektedir. Mutlak değer, bir kayıp büyüklüğünün değerlendirilmesi için yüzdesel değerlerden daha önemlidir. Böylece dolaylı ısıtılan boyler ile birlikte kullanılan kazanın fazla yakıt sarfiyatı kombi cihazına göre sadece yaklaşık 100 birim olmaktadır. Sistem buna karşılık için daha yüksek bir esneklik ve uygulama kabiliyeti sunmaktadır.

Ne yazık ki çeşitli sıcak su sistemleri sık sık ön yargılarla kayırılmakta veya reddedilmektedir. Ancak ısıtma tekniği farklı sistem ve ürün arzından yarar sağlamaktadır. Hemen hemen tüm sistemler kendine özgü avantajlara ve bundan dolayı pazarda bir paya sahiptir.



Şekil 4.43.

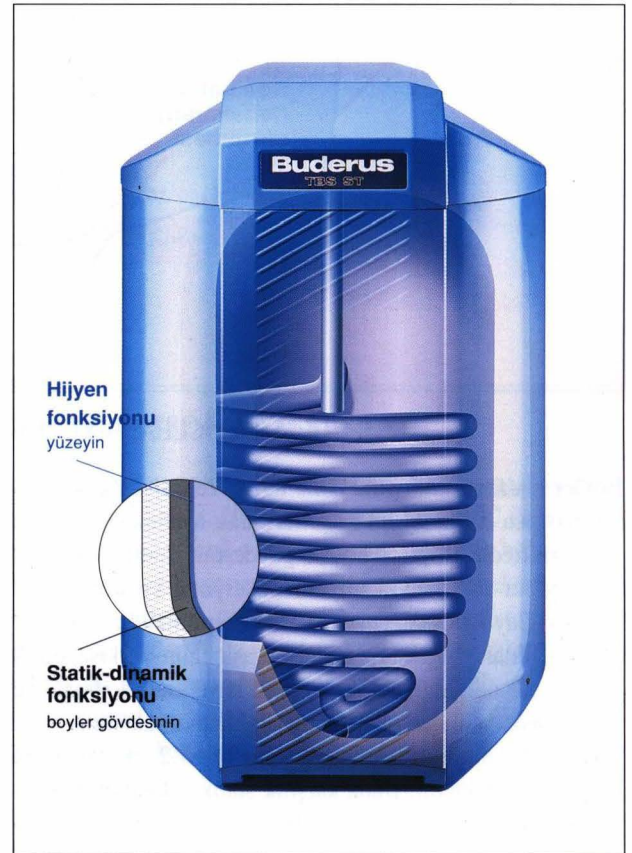
4.4. BOYLER KONSTRÜKSİYONLARI VE BUDERUS ÜRÜN TEKNOLOJİSİ

Boyer teknolojisi

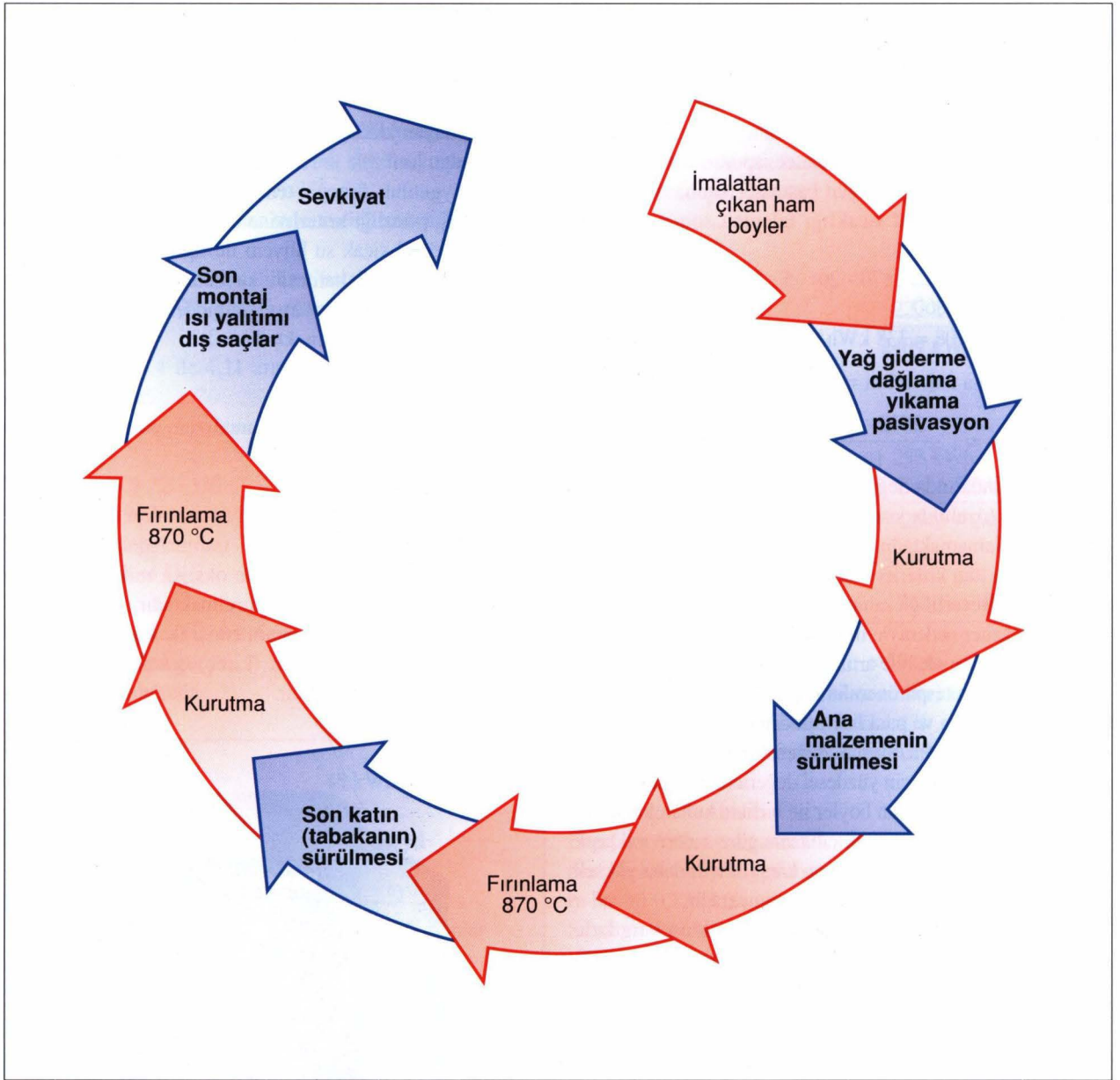
- Sıcak su hijyeni
 - Basınca dayanıklılık, statik ve dinamik
 - Enerji kayıpları
 - Pratiğe uygunluk, örneğin temizleme imkanı ve hijyen kalitesinin değişmezliği kriterlerine dayanmaktadır.
- En önemli koşul sıcak su hijyeni ile ilgilidir. Su, ısıtma ve depolama olaylarında kalitesini kaybetmemelidir. Kısmen zahmetli bir hazırlama işleminden sonra su esas itibarıyla şu maddeleri içermektedir :

- Karbonat
- Sülfat
- Klorit
- Magnezyum
- Kalsiyum
- Oksijen
- Karbondioksit

Malzemeye özgü şartlar özellikle oksijen miktarı ve suda çözülmüş tuzlar tarafından oluşturulmaktadır. Su ile temasta olan yüzey kısımları oksijenin etkisi ile korozyona uğramamalı ve kalsiyumkarbonat (kireç) çökmesine neden olan şartları oluşturmamalıdır.



Şekil 4.44. BUDERUS BOYLERİN TASARIM KONSEPTİ, DUOCLEAN - YÜZEY KAPLAMASI İLE



Şekil 4.45. DUOCLEAN - YÜZEY KAPLAMASININ İMAL YÖNTEMİ

Boylar malzemesinin yüzeyi ile ilgili özel hijyen koşullarının basınca dayanıklılık koşullarından ayrılması mantıklı görünmektedir. Böylece boyler gövdesinin statik - dinamik fonksiyonu ve yüzeyin hijyen fonksiyonu koşullara özel uyum sağlayacak malzemelerden oluşturulmalıdır.

Statik - dinamik fonksiyon statik basıncının ve kısa süreli yüksek basınç dalgalarının (armatürlerin hızlı açılması ve kapanmasında oluşan) karşılanmasını kapsamaktadır.

Bu koşullar alaşımız çelik (örneğin St 37.2) ile tamamen karşılanabilmektedir. Buna karşılık statik - dinamik fonksiyonunun hijyen fonksiyonu ile birleştirilmesi yüksek alaşım- lı krom-nikel çeliklerinin kullanılmasını gerektirmektedir.

Hijyen fonksiyonu su/boylar temas yüzeyi tarafından karşılanmalıdır; bu özellikle pH- değerleri 6,5 ile 9,5 arasında bulunan asidik veya özellikle bazik sulara karşı korozyon

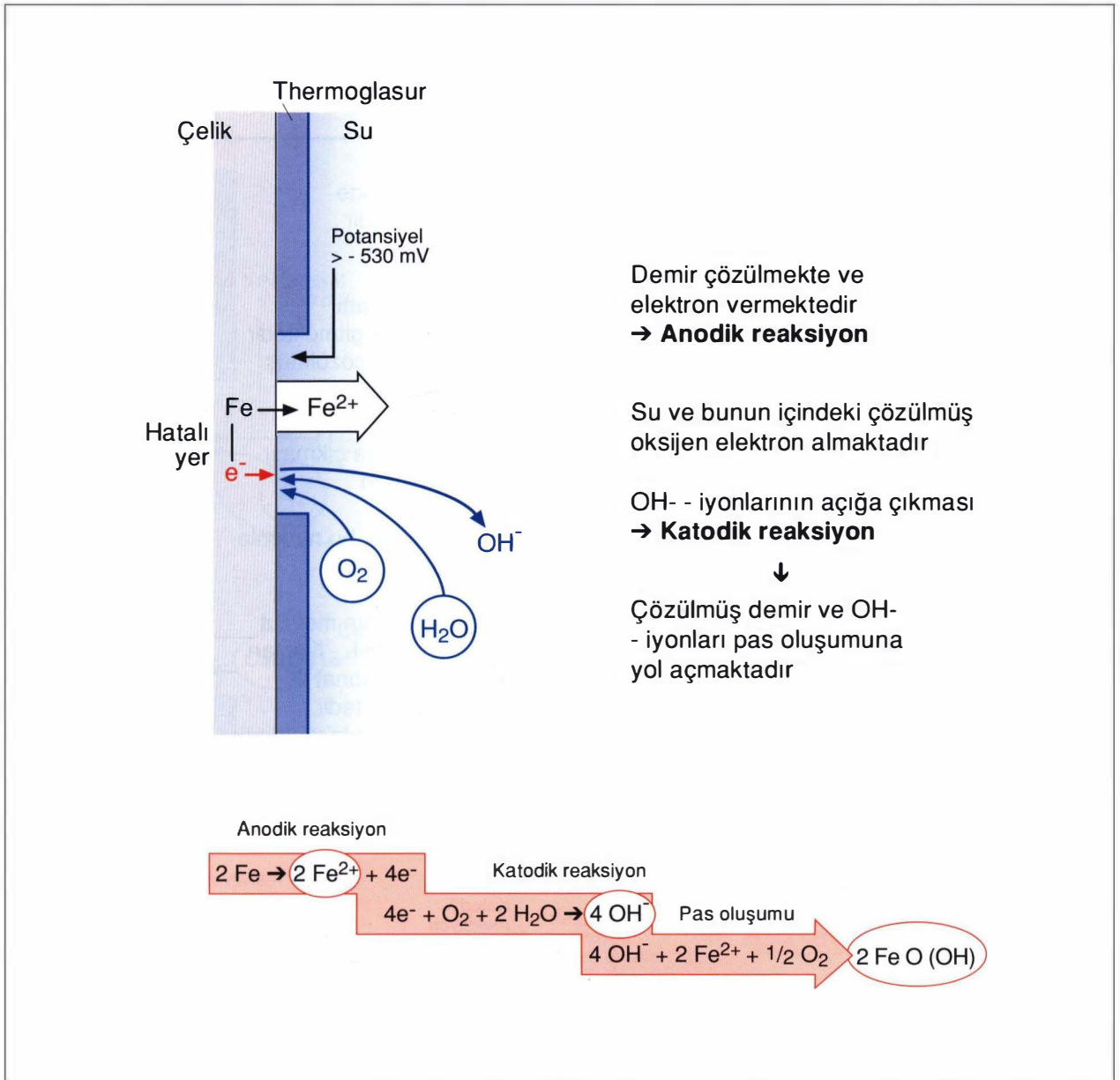
dayanıklılığı sağlamak zorunda olan bir yüzey kaplaması uygulaması gerektirmektedir. Kaplamanın kendisi doğal olarak gıda maddelerine uygunluk bakımından sorunsuz olmak zorundadır.

Kaplama ana malzeme olan çeliğin üzerine uygulandığından aşağıdaki kriterlerin de sağlanması gerekmektedir :

- Yapışma mukavemeti
- Darbe mukavemeti
- Değişken sıcaklıklara dayanıklılık
- Basınç değişikliklerine dayanıklılık
- Yüzey tabakasının dayanıklılığı

Bu koşullara uygun kaplama malzemeleri ile ilgili imalat teknolojisinde kapsamlı bir know-how gerekmektedir.

Cam veya seramik maddeler bu özellikte malzeme olarak bilinmektedir. Her iki madde türü gıda ve agresif maddele-



Şekil 4.46. SERBEST KOROZYON İLE İLGİLİ ELEKTRO KİMYASAL OLAY

rin muhafaza edilmesi için fevkalade uygun olduğunu kanıtlamıştır. Emayeleme tekniği bir cam türü olup Buderus Heiztechnik tarafından bir yöntem optimizasyonu çerçevesinde daha da geliştirilerek Thermoglasur DUOCLEAN haline getirilmiştir.

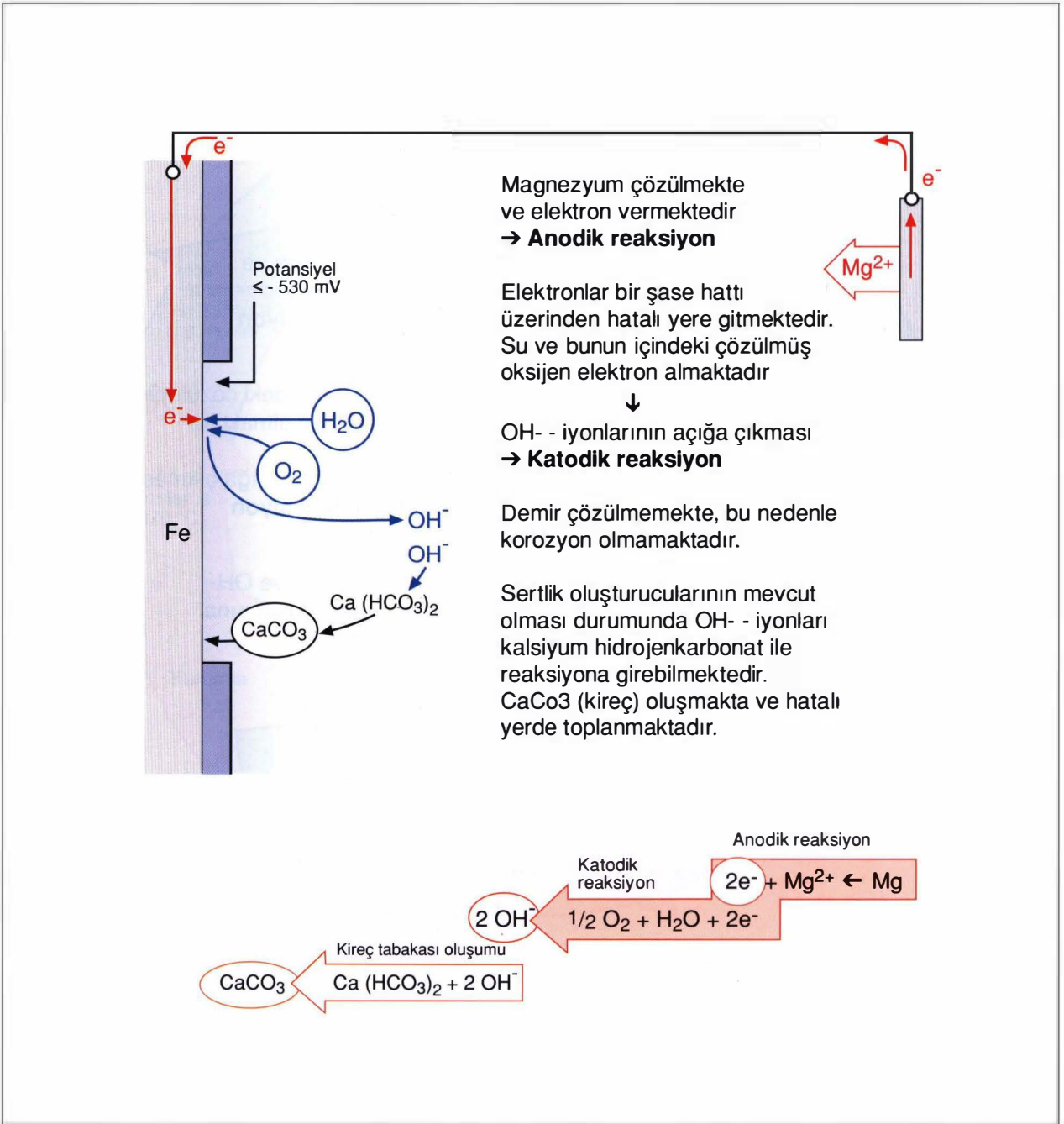
Son katın iki kere sürülmesi ile thermoglasurlu boylerde iletkenliği 45.000 MS/cm'ye kadar olan deniz suyu da kullanılabilir. Bu teknolojinin fevkalade geniş uygulama alanını göstermektedir. Thermoglasur, pasivasyonlu oksit tabakalarındaki gibi ancak suyun etkisi ile oluşturulmak zorunda olmayan bir yüzey koruması sunmaktadır.

Adeta yüzeyin yapı bileşeni olan bu tür oksit tabakalarının aksine Thermoglasur (ana tabaka ve son kat) yöntemi ile metal zemine bağlanmak zorundadır. Glasur'un 900°C'de

erilmesi sınır yapıda yüksek mekanik ve kimyasal kaliteye sahip bir bağlantı sağlamaktadır. Pratikte -30°C ile +220°C arasındaki ekstrem genişlikte bir sıcaklık bölgesinde dayanıklılık problemsiz bir şekilde gerçekleşmektedir.

Ancak zor ulaşılan yerler özel bir dikkat gerektirmektedir. Burada da birden fazla sayıdaki kaplama tabakaları ile boşluksuz bir kaplama elde edilmesine rağmen bir katodik koruma sistemi ile destekleme daha mantıklıdır. Sistemin etki mekanizması basitleştirilmiş olarak Şekil 4.47 ve 4.48'de gösterilmiştir. Şekil 4.46 korunmamış bir hatalı yerdeki serbest korozyonun mekanizmasını göstermektedir.

Korunmamış bir yerde demir çözülmekte ve böylece elektronlar açığa çıkmaktadır. Bu olay anodik reaksiyon olarak belirtilmektedir. Anot "korozyon" nedeniyle harcanmaktadır. Açığa çıkan elektronlar lokal akım şeklinde öl-



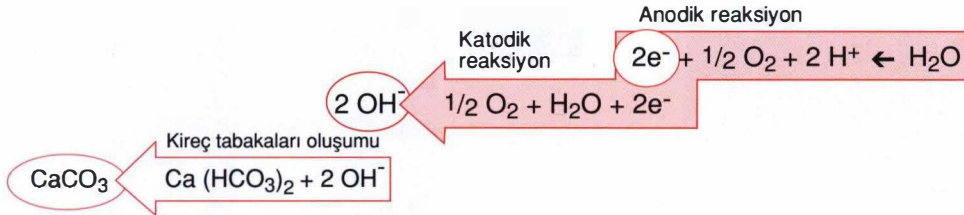
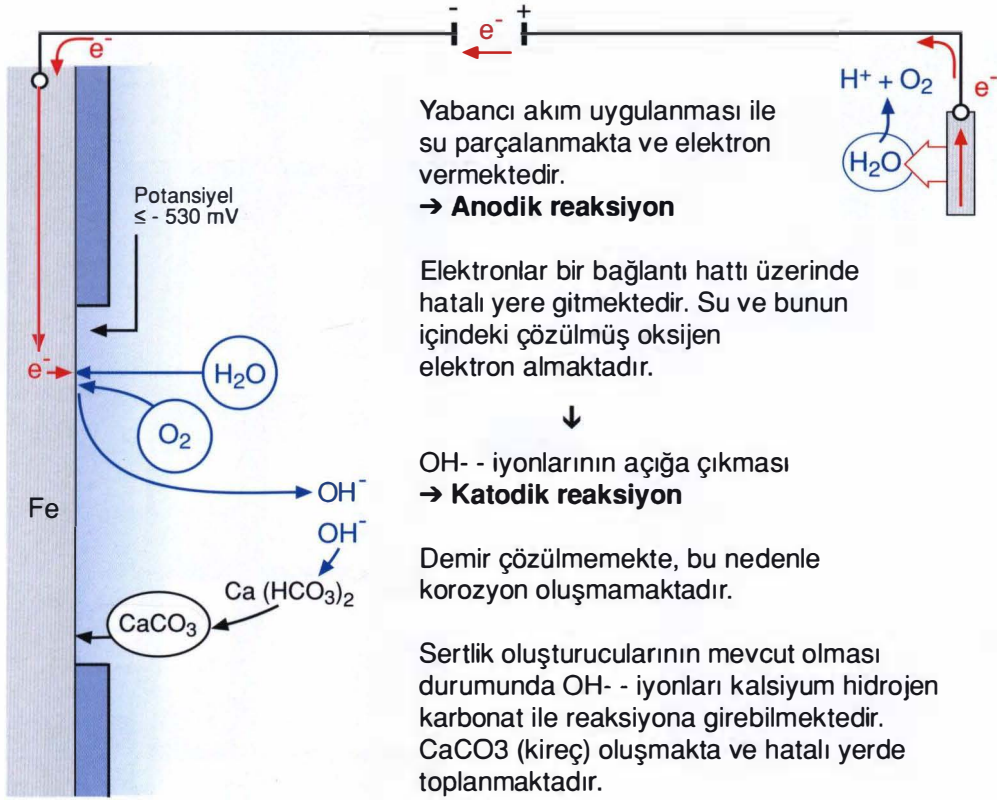
Şekil 4.47. MAGNEZYUM - ANOTLU KOROZYON KORUMASININ ETKİME ŞEKLİ

çülebilmektedir. Akım yoğunluğu ve bununla demirin çözüme hızı uygun bir karşı potansiyel ile (- 0,53 V'da sıfır olana kadar) azalmaktadır.

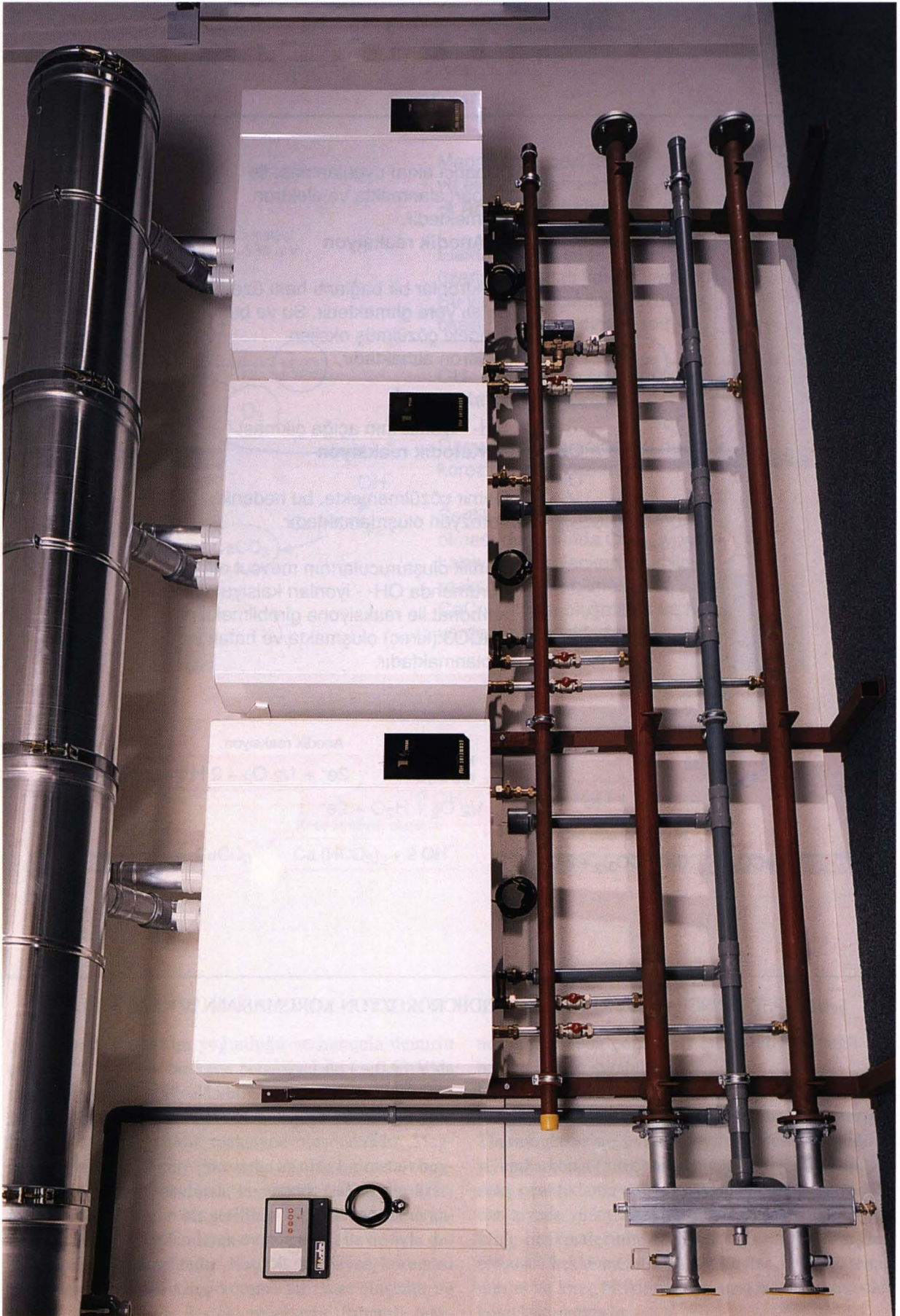
Anodik reaksiyona paralel olarak açığa çıkan elektronların harcadığı katodik reaksiyon oluşmaktadır. Magnezyum (asilliği demire göre daha az olan bir metal) boyler suyunun içine sokulursa, bu anodik reaksiyonu üzerine almaktadır. Harici bir gerilimin bir "yabancı akım anodu" (Inert anot) kullanılarak uygulanması ile de aynı durum elde edilebilmektedir. Katodik korozyon koruması lokal hatalı yerdeki kireç-koruma tabakası oluşumu ile çok etkili bir şekilde desteklenmektedir. Bununla mag-

nezyum anodun çözülmesi (su özelliğine bağlı olarak) hemen hemen durabilir.

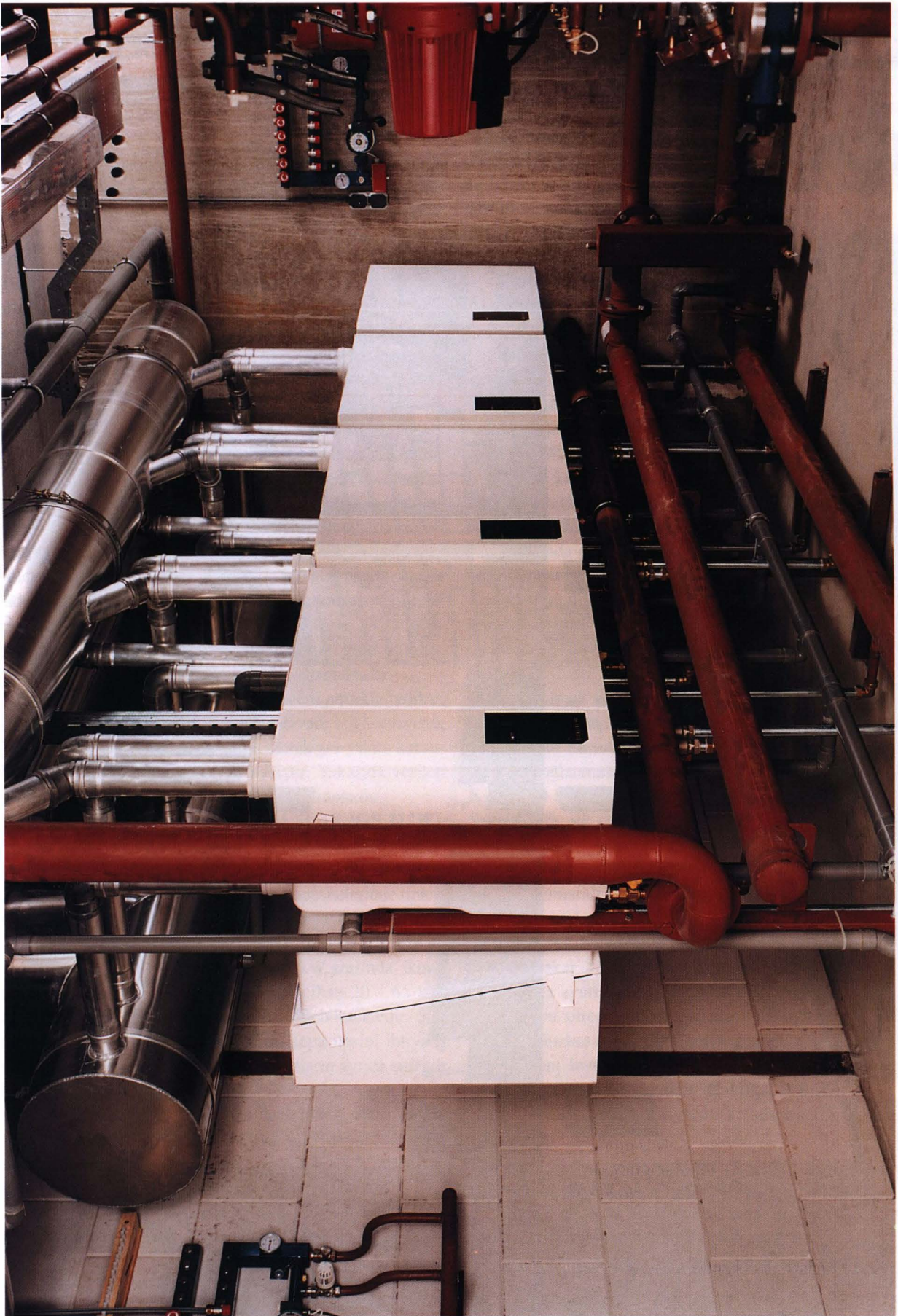
Uzun yıllar kullanıma uygunluk için su özelliğine bağlı olarak büyük yüzeyli kireç toplanmalarını zorlaştıran Thermoglasur'un pürüzsüz yüzeyi çok önemlidir. Kalsiyumkarbonat (kireç) oluşumuna eğilim 60°C'nin üzerindeki sıcaklıklarda çok artmaktadır; burada su sıcaklığından ziyade yüzey sıcaklığı etkili olmaktadır. Bu nedenle kireç birikmelerinin özellikle ısı eşanjör yüzeylerinde oluşması beklenmelidir. Düz yüzeyler boylerin temizlenmesini ve kireç birikintilerinin uzaklaştırılmasını oldukça kolaylaştırmaktadır.



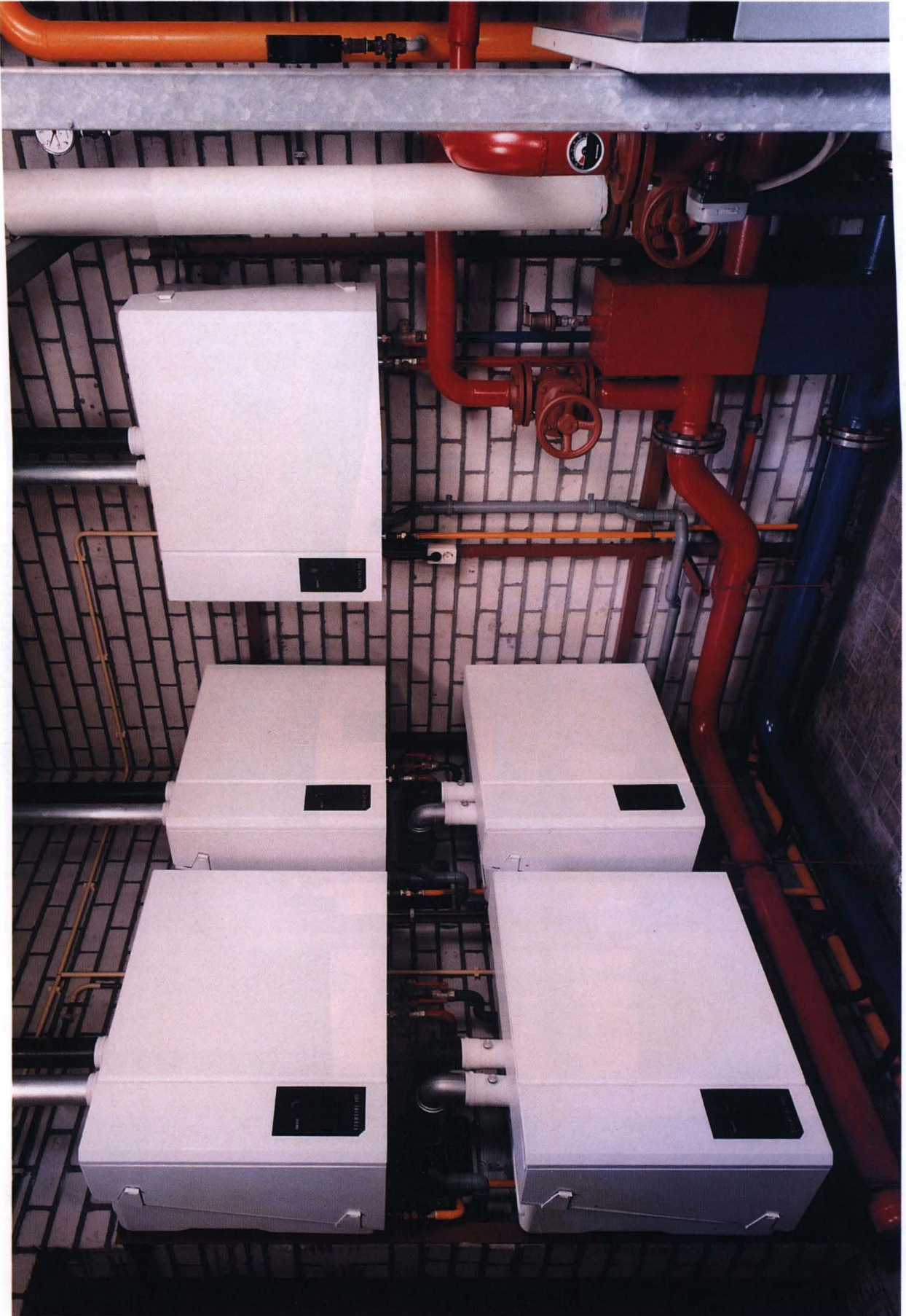
Şekil 4.48. YABANCI AKIM - ANOTLU KATODİK KOROZYON KORUMASININ ETKİME ŞEKLİ



Şekil 5.0.a. KASKAD SISTEM



Şekil 5.0.b. KASKAD SİSTEM



Şekil 5.0.c. KASKAD SİSTEM

5. YOĞUŞMALI KAZAN SİSTEMLERİ

Yoğuşmalı kazanlar günümüzde en büyük ısı verime sahip, dolayısı ile en az yakıtla ısıtma yapabilmeye imkanı sağlayan tip kazanlardır. İleri teknoloji ürünü olan bu kazanlar aynı zamanda çevre açısından da en düşük emisyon değerleri ile öne çıkmaktadır. Bu kazanlar tam otomatik çalışma yetenekleri, servis kolaylıkları, uzun ömürleri, konfor kavramı ile de tam uyum içindedirler.

Yoğuşmalı kazan teknolojisi üzerinde ilgili bölümlerde (Bölüm 2) durulduğundan burada sadece ürünler üzerinde bilgi verilecektir. Bugün için Buderus "Yoğuşmalı Kazan" ürün gamında sürekli bir biçimde tek kazanda 7 kW güçten 1500 kW güce kadar ürün bulunmaktadır. Ürün gamının güçlere göre dağılımı aşağıda verilmiştir.

Bu ürünleri tek başına veya aynı tip kazandan paralel bağlı bir grup olarak veya bir yoğuşmalı kazan ile bir DSK (düşük sıcaklık kazanı) birlikte olmak üzere kullanmak mümkündür. İhtiyacın birden fazla kazanla karşılanmasında belirli avantajlar ve dezavantajlar bulunmaktadır. Bu durum yine kitap içindeki bölümlerde (Bölüm 1 ve 3) tartışılmıştır. Burada daha çok yatırım maliyetleri ile ilgili avantajlar üzerinde durulacak ve sistem şemaları verilecektir. Ayrıca SB 725 kombinasyonunda olduğu gibi, bir başka imkan ise bir DSK arkasına yoğuşmalı eşanjör bağlamaktadır. Her iki prensibin (DSK ve YK) kombinasyonu olan bu çözüm büyük kapasitelerde yatırım ekonomisi açısından önemli bir avantaj sağlamaktadır.

Yoğuşma prensibi bütün yakıtlar için geçerli olmakla birlikte, kükürt içeren yakıtlarda ortaya çıkan kuvvetli asit korozyonu, "Yoğuşmalı Kazan" prensibinin esas olarak gaz yakıtlı kazanlarda uygulanması sonucunu getirmiştir. Yukarıda verilen bütün yoğuşmalı kazan tipleri gaz yakıtlı kazanlardır.

DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZANLAR (GB 112W)

Yoğuşmalı kazanların en küçük kapasite aralığında duvar tipi cihazlar bulunmaktadır. Gaz yakıt yakan bu cihazların 29 kW ve 65 kW arasında farklı anma kapasitelerinde tipleri vardır. Ancak cihazlar modülasyonlu kapasite kontrolüne sahiptir. Minimum kapasite yukarıdaki kazanlar için sıra ile 9, 13 ve 20 kW olup, birinci cihaz 9-29 kW arasında, ikinci cihaz ise 13-43 kW arasında üçüncü cihaz 20 - 65 kW arasında sürekli bir biçimde modüle edilebilmektedir. Sistem oda sıcaklığından kontrol olarak kapasitesini ihtiyaca göre ayarlamaktadır. 29 kW güçlü cihazların ayrıca entegre boylerli tipleri de bulunmaktadır.

Kullanılan dönüş suyu sıcaklığına bağlı olarak cihaz verimi değişmektedir. Döşmeden ısıtma gibi düşük sıcaklık ısıtmalarında (40/30°C) baca gazı sıcaklığı 38 °C değerine kadar inmekte ve verim %109 değerine ulaşmaktadır.

Bu cihazlarda ateşleme elektronik olarak akkor elektrod ile yapılmakta ve ön karışimli seramik brülör kullanılmaktadır. Bu sayede tam yanma sağlandığı gibi, alev sıcaklığı da düşük tutulabilmektedir. Sonuç olarak hem CO ve hem de NOx değerleri çok düşük tutulabilmekte-

dir. Ayrıca modülasyona bağlı olarak hava miktarı da otomatik bir sistemle sürekli ayarlandığından, hava fazlalık değerleri optimumda tutulabilmekte ve su buharı yoğuşma sıcaklığı yükselmektedir.

Sistem tesisat şemaları Isisan Çalışmaları No.153 Kalorifer Tesisatı kitabında verilmiştir. Cihazın içinde kendi dolaşım pompası mevcuttur. İlave pompa kullanıp kullanmadığına ve boyler içinde entegre veya dışında ayrı olduğuna göre dört tip şema bu kaynakta verilmiştir.

KASKAD SİSTEM

Tek döşeme tipi yoğuşmalı kazan yerine birden fazla sayıda duvar tipi cihazın paralel bağlanarak kaskad sistem oluşturulması belirli kapasitelere kadar yatırım maliyeti açısından daha ekonomik olabilmektedir. Örneğin tek 80 kW döşeme tipi cihaz yerine iki 43 kW duvar tipi cihaz daha ekonomiktir.

Kaskad sistemde dört cihaza kadar duvar tipi Yoğuşmalı Kazanı birlikte çalıştırmak mümkündür. HW 4202 KSE 2 veya HW 4204 KSE 4 özel kontrol sistemleri iki kazanı veya dörde kadar sayıdaki (3 ve 4) kazanı birlikte çalıştırabilmektedir. (Bakınız Şekil 5.0.a.b.c.)

KASKAD SİSTEMİN KUMANDASI

Ana kumanda paneli ile dört kazana kadar kumanda etmek imkanı vardır. Kaskad sistemde çalışan kazanların günlük olarak otomatik rotasyonu yapılır. Kazan kapasitelerine kumanda edilir. HW 4201 paneli ile kaskad sistemi yönetmek için KSE modülüne ihtiyaç vardır. KSE modülü 2 adet kazan için (KSE 2) ve 4 adede kadar kazana kumanda için (KSE 4) olmak üzere iki tipte bulunur. Kaskad sistemde bütün kazanlar modülasyonlu olarak çalıştırılmaktadır. Her bir kazanın kumanda alabilmesi için bütün kazanların KSE'ye bağlanması gerekmektedir.

KASKAD SİSTEMİN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Şekil 5.1'de ilk çalışma sırasındaki sıcaklık değişimleri görülmektedir.

- İstenen oda sıcaklığında bir değişim görüldüğünde ilk önce bir numaralı kazan devreye girer ve %100 kapasite ile çalışmaya başlar.

- Panel, servis bölümünde girilmiş istenen sıcaklığa ulaşma süresine bakar. Yine servis bölümünde girilmiş hedef süresi ile (fabrika ayarı 30 dk.) kıyaslar ve mevcut kazan kapasitesinin bu sürede olması gereken sıcaklığa ulaşip ulaşmayacağını hesaplar. Eğer yetmeyeceğine karar verirse, diğer kazanı devreye sokar.

- Bu işlemi tesisatı istenilen sıcaklığa, belirlenen sürede ulaştıracak şekilde, ısı ihtiyacını karşılayıncaya kadar devam ettirir.

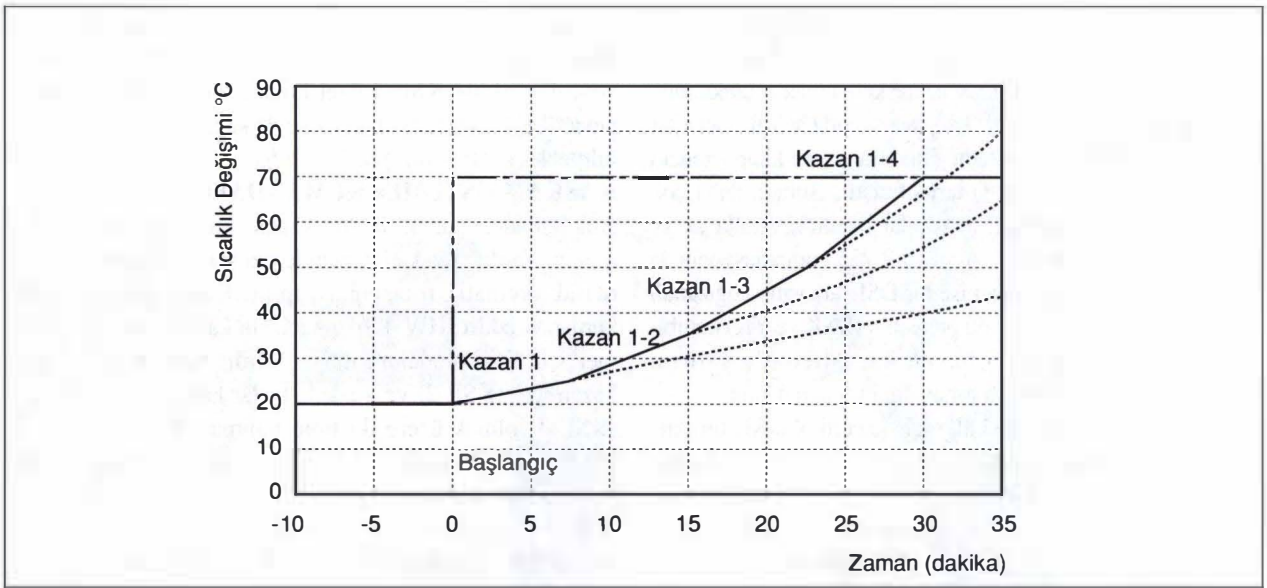
Şekil 5.2'de dört kazanlı sistemin çalıştırılması (ısıtma periyodu) durumunda davranışlarını göstermektedir. Kazanların çalışmaları tesisatın ısı ihtiyacına göre değişmektedir. İstenilen oda sıcaklığında bir düşme meydana geldiğinde, aşağıdaki yol izlenmektedir.

- Birinci kazan çalışmaya başlar ve kapasitesini %100'e çıkarır.

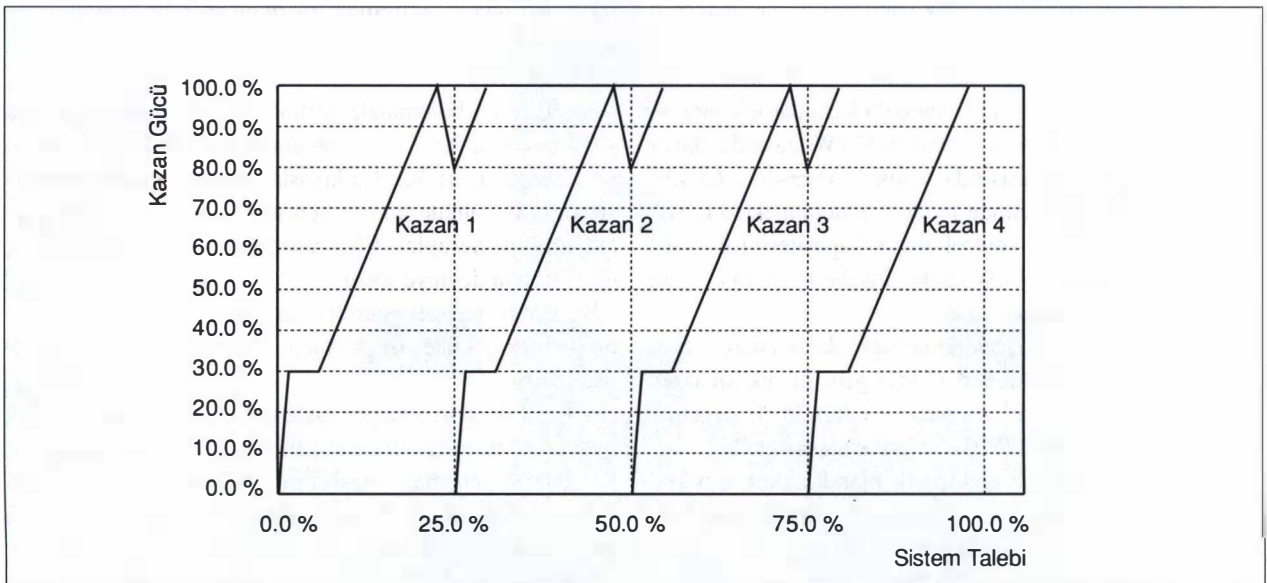
- İkinci kazan minimum kapasitede devreye girer.

- Birinci kazan modülasyon ile kapasitesini bir miktar geriye çeker. Bu geri çekme ikinci kazanın devreye girerken getireceği ek enerji ile aynı orandadır. Ardından tekrar %100'e çıkmaktadır.
 - İkinci kazan %100 kapasiteye doğru çıkmaya başlar.
 - Diğer kazanlar da devreye girerken aynı yolu izler.
- Bir önceki kazanın, diğer kazan devreye girdiğinde kapasitesini düşürmesinin sebebi, bir anda oda sıcaklığında ani değişimlere neden olmamak içindir.
- Şekil 5.3'te dörtlü kaskad yapan bir sistemin kapanırken izlediği yol görülmektedir. Kazanların davranışları tesisat yükü ile değişmektedir. Oda sıcaklığında bir değişme meydana geldiğinde,
- Dördüncü kazan minimum kapasiteye ulaşınca kadar modülasyonu gerçekleştirir.

- Üçüncü kazan da minimum kapasiteye ulaşınca kadar modülasyonu gerçekleştirir.
 - Dördüncü kazan kapanır.
 - Üçüncü kazan, dördüncü kazanın kapanmasından kaynaklanacak ısı farkını karşılayacak şekilde kapasitesini artırır. Ardından yavaş yavaş minimum kapasiteye kadar yine kapasitesini düşürür.
 - İkinci kazan kapasitesini modülasyon ile minimum kapasiteye kadar düşürür.
 - Üçüncü kazan kapanır.
 - Diğer kazanlar da aynı davranışı sergileyerek sıra ile kapanır. Kapasite azaltarak kapama yapılması ve diğer kazanın ısı miktarını karşılaması oda sıcaklığındaki oynamaları önlemeye yöneliktir.
- Şekil 5.4'de denge kabında kapama işlemi sırasındaki



Şekil 5.1. BÜYÜK SICAKLIK SIÇRAMALARINDA (>10K) DEVREYE GİRİŞ DAVRANIŞI



Şekil 5.2. ISITMA DÖNEMİNDE KAZANLARIN DEVREYE GİRİŞ DAVRANIŞI

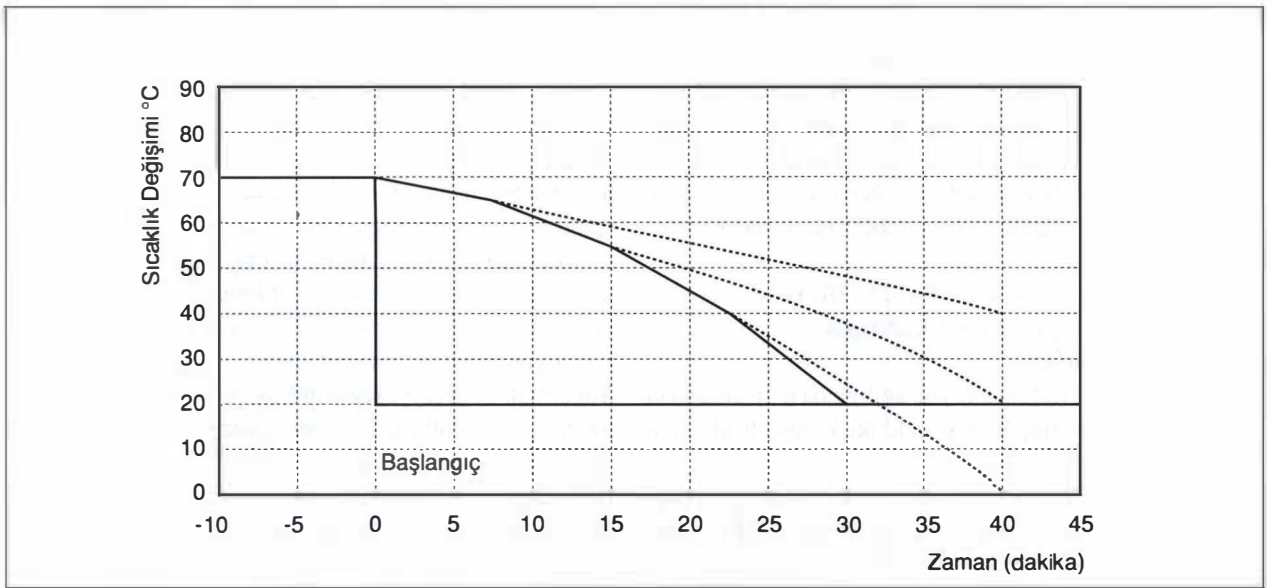
sıcaklık değişimlerini göstermektedir.

- Sıcaklık değişiminde önce dördüncü kazan panel tarafından kapatılır ve üçüncü kazanın modülasyonu serbest bırakılır.

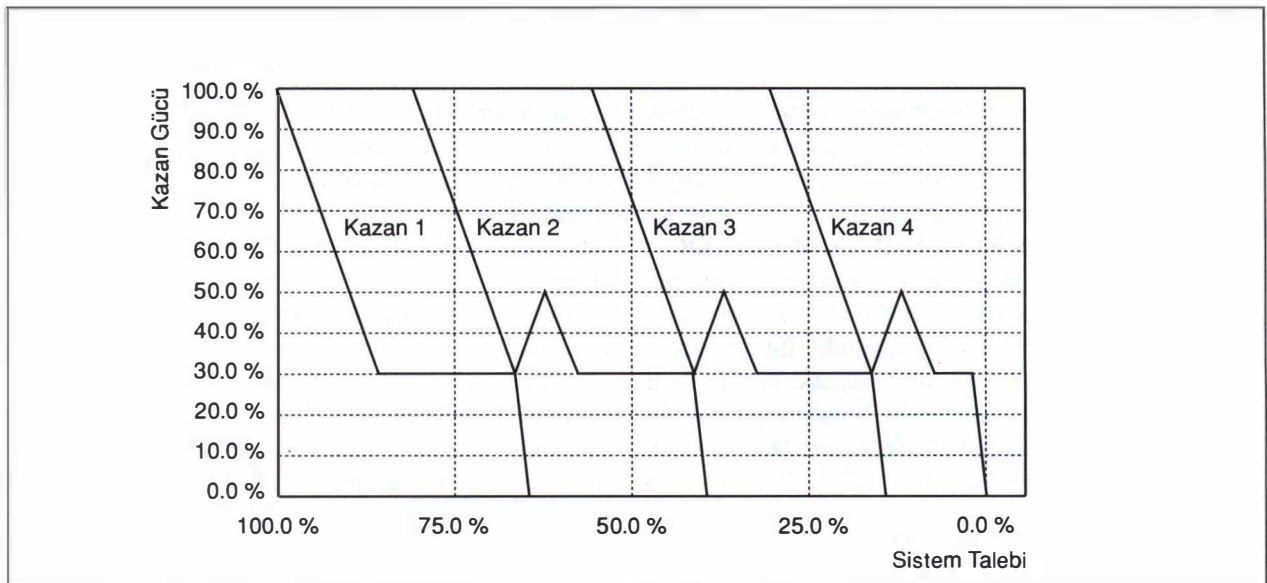
- Hafızasındaki soğuma süresine göre mevcut soğuma süresini kontrol eder. Eğer hafızasındakinden (fabrika ayarı 30 dk.) daha düşükse, diğer kazanı da devre dışı bırakır. Çalışan kazana modülasyon yaptırır.

- Bu işlem tesisatın ihtiyacı sıfıra inene kadar devam eder. Şekil 5.5 ve 5.6'da kaskad sistem tesisat şemaları verilmiştir. Bu sistemlerden biri seçildiği takdirde tesisat ile ilgili bütün parametreler panele aktarılır. Şekil 5.5'te iki kazanlı kaskad sistem tesisat şeması görülmektedir. Kaskad sistem ile çalışacak bütün tesisatlarda denge kabı bulunması gerekir. Bu şemada bir kazan sıcak su ısıtmasına çalışırken, diğeri tesisatı ısıtmaya devam edebilmektedir.

Bu devrede kazanın kendi pompalarından yararlanılmaktadır. HK1 ve HK2 (yerden ısıtma) devrelerindeki dolaşım pompaları etrafındaki ÜV ile gösterilen by-pass devreleri, değişken debili pompa kullanıldığında iptal edilebilir. Burada HK1 kazan suyu sıcaklığı ile kontrol edilirken, HK2 bağımsız olarak üç yollu vana ile kontrol edilmektedir. Şekil 5.6'da yine iki kazanlı kaskad sistem şeması görülmektedir. Burada iki duvar tipi kazanın "normal" kaskad sistemli denge kaplı dört ısıtma zonu + bir boyler ısıtma zonundan oluşan tip tesisatı verilmiştir. Her zonun kendi dolaşım pompası vardır. Frekans kontrollü değişken debili pompalar kullanıldığında, ÜV by-pass devrelerine ihtiyaç yoktur. Burada HK1 devresi kazan suyu sıcaklığı ile belirlenirken, HK2, 3 ve 4'te istenilen farklı sıcaklıkta besleme yapmak mümkündür.



Şekil 5.3. KASKAD SİSTEM DÖNEMİNDE KAZANLARIN DEVREDEN ÇIKIŞI



Şekil 5.4. KASKAD SİSTEMİN TESİSAT KAPANIRKEN İZLEDİĞİ YOL

DÖŞEME TİPİ ORTA KAPASİTEDE GAZ YAKITLI YOĞUŞMALI KAZANLAR (SB 305 ve SB 305U)

Bu seri kazanlar 39-170 kW güç aralığında 8 tip kazandan oluşmaktadır. 39-110 kW güç aralığındaki 6 tip kazan 2 kademeli ön karışimli seramik gaz brülörü kullanmaktadır. 135 ve 170 kW gücündeki son iki tipte ise 2 kademeli üfleli brülör kullanılmaktadır. Ön karışimli doğal gaz brülöründe "LCS" sistemi ile yakma havası otomatik olarak sürekli optimum değerde üflenmektedir. Bu kazanların yanma odası ve yoğuşmalı ısı geçiş yüzeyleri paslanmaz çeliktir. Yoğuşma doğrudan kazan içindeki ısıtıcı yüzeylerde meydana gelmektedir. Bu nedenle yüzeyler korozyona dayanıklı paslanmaz çelikten oluşturulmuştur. Gaz ve suyun akışı ters yöndedir. Gaz, sıcaklığının en düşük olduğu noktada sistemden dönen en soğuk su ile karşılaşmaktadır. Kazana iki ayrı dönüş suyu giriş ağızı vardır. Böylece iki farklı dönüş suyu sıcaklığı olan iki ayrı devreyi aynı kazana bağlamak mümkündür. En soğuk dönüş suyu sıcaklığını daha yüksek sıcaklıkta dönen sularla karıştırmaksızın yoğuşturucu yüzeylere doğrudan göndermek ve böylece sistem etkinliğini artırmak mümkündür. Bu yolla yakıt giderlerinde tek giriş devresine göre, işletme koşullarına bağlı olarak, %4 mertebelerine kadar tasarruf yapmak mümkündür.

DÖŞEME TİPİ BÜYÜK KAPASİTEDE GAZ YAKITLI YOĞUŞMALI KAZANLAR (SB 605 ve SB 605U)

Bu seri kazanlar 210-650 kW güç aralığında 6 tip kazandan oluşmaktadır. Bu tiplerin hepsinde iki kademeli üfleli gaz brülörü kullanılmaktadır.

Bu kazanların yanma odası ve yoğuşmalı ısı geçiş yüzeyleri paslanmaz çeliktir. Yoğuşma doğrudan kazan içindeki ısıtıcı yüzeylerde meydana gelmektedir. Gaz ve suyun akışı ters yöndedir. Gaz, sıcaklığının en düşük olduğu noktada sistemden dönen en soğuk su ile karşılaşmaktadır. Kazana iki ayrı dönüş suyu giriş ağızı vardır. Böylece iki farklı dönüş suyu sıcaklığı olan iki ayrı devreyi, bu tiplerde de, aynı kazana bağlamak mümkündür.

Bu kazanlarda yeni geliştirilen Turbo-yoğuşmalı ısı geçiş yüzeyleri kullanılmaktadır. Bu teknolojiye ilgili bölümde (Bölüm 2) söz edilmiştir. Turbo yüzeylerde ısı geçişini azaltan sıvı filmi oluşumu önlenmektedir.

İKİ FARKLI KAZAN KULLANILAN DEVRELER

Yatırım maliyetlerinin düşürülmesi açısından imkanlardan biri de eşit kapasiteli bir DSK (düşük sıcaklık kazanı) ile bir yoğuşmalı kazanın birlikte kullanılmasıdır. Bu tip kombinasyonların teknik ve ekonomik tartışması kitabın ilgili bölümünde (Bölüm 1.3) görülebilir. Burada yoğuşmalı tip kazan lider kazan konumunda çalışmaktadır. Modülasyonlu veya kademeli brülörlü değişken kapasiteli lider kazan yanında, sıra kazanı olarak bir DSK kullanılmaktadır. Ancak kapasite ihtiyacının arttığı soğuk dönemlerde devreye giren DSK, uygun kontrol programı yardımı ile çoğunlukla tam yük bölgesinde çalıştığından, yüksek verime ve perfor-

mansa ulaşmaktadır. Kazanların sıra kontrolü standart kontrol paneli ve kartları ile yapılabilmektedir. Sistem tip tesisat şeması *Şekil 5.7*'de görülmektedir.

YOĞUŞMALI ISI EŞANJÖRÜ + DSK

KOMBİNASYONU

770-1500 kW kapasite aralığında Yoğuşmalı Sistem DSK teknolojisine sahip SB 725 ile, çıkışına bağlanan Yoğuşmalı Eşanjör kombinasyonundan oluşturulmaktadır. Bu kombinasyon sistem olarak ele alınmak suretiyle çözülmüş ve tam bir sistem olarak sunulmuştur. Bu durumda yine yoğuşma tekniğine özgü yüksek verimler elde edilebilmektedir. Bu sistemde norm kullanma verimleri %108 değerine ulaşmaktadır.

Bu sistemde duman gazlarındaki ısının büyük kısmı yoğuşmanın olmadığı emniyetli kazan su sıcaklıklarında kazan bölümünde suya geçirilmektedir. Geri kalan ısı ise ısı değiştirgeci bölümünde düşük su sıcaklıklarında ve düşük duman gazı sıcaklıklarında yüksek yoğuşma oranlarıyla kullanılmaktadır.

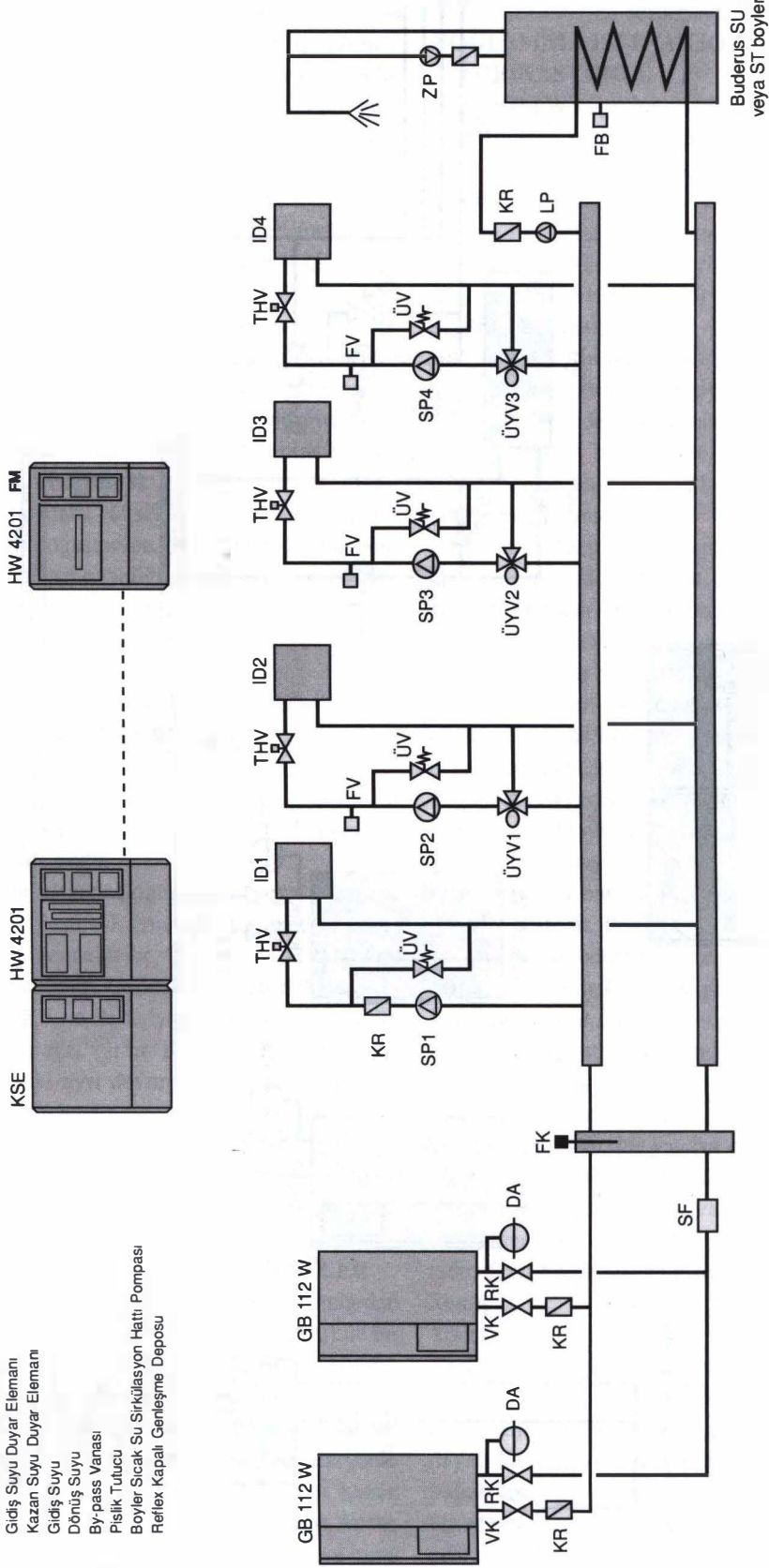
DSK kazanı karşı basınçlı çelik kazan tipinde olup, duman boruları çok katlı kompozit yapıdadır. İki katlı çelik boru arasında bulunan ve iki borunun temas yüzeylerini oluşturan spiral band hatvesinin ayarlanması ile boru boyunca değişen ısı geçiş sayısı yaratılmasına imkan tanımaktadır. Bu teknoloji de ilgili bölümde anlatılmıştır. Buna göre düşük dönüş suyu sıcaklıklarında bile ısı geçiş yüzeylerinde kondensasyon meydana gelmemektedir.

Yoğuşmalı ısı geçiş yüzeylerinde ısı geçişini optimize etmek üzere yeni "Drallrohr" ısı geçiş yüzeyleri kullanılmıştır. Burada film oluşmasının önleyecek yapı bulunduğu gibi oval formdaki borular gaz geçiş kesitini aşağıdan yukarı genişletmektedir. Böylece düşük basınç kaybı ile eşit yüksek ısı geçişini bütün yüzeyler boyunca mümkün kılan sabit hızlar elde edilmektedir. Isı geçiş yüzeylerinin düşey yapısı kondens akışını da mümkün kılmaktadır. Bu yüzeylerde kondens oluşumunu ve kondens akışını kolaylaştıran ters akış prensibi uygulanmaktadır. Aşağıya doğru soğuyarak inen gazlar daha soğuk su ile karşılaşmakta, bir yandan yoğuşma artarken, bir yandan da kondens daha soğuk olan alt toplanma bölgesine sürüklenmektedir. Burada da kazanda eşanjörde, alçak ve yüksek sıcaklıkta iki devre oluşturma imkanı tanımak üzere çift dönüş ağızı bulunmaktadır. *Şekil 5.8*'de sistem tesisat şeması verilmiştir.

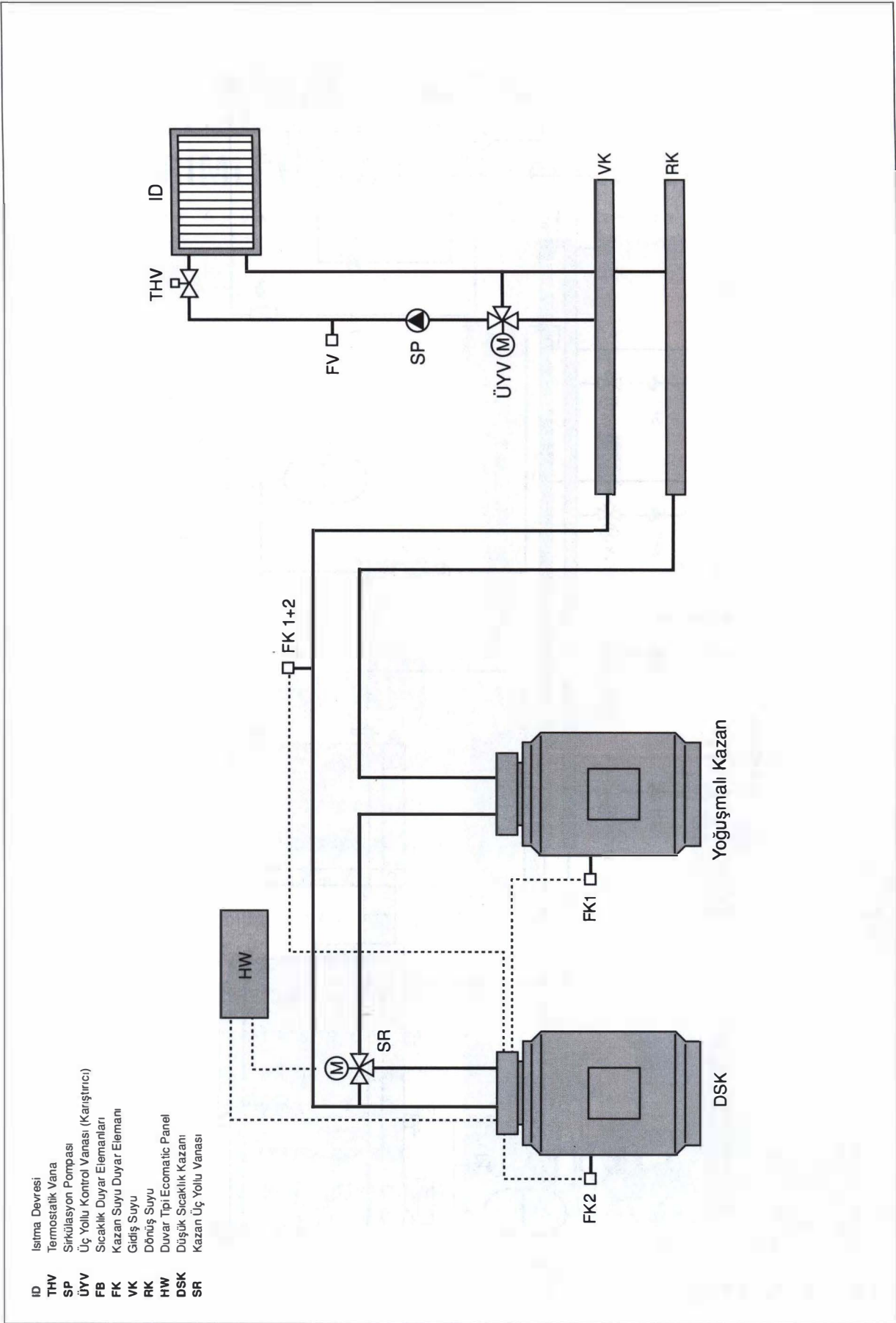
Sonuç:

Yoğuşmalı kazan teknolojisi sıcak sulu ısıtma sistemlerinde günümüzde erişilen son aşamayı temsil etmektedir. Çok yüksek ısı verimleri ile ideale yakın bir enerji dönüşümünü mümkün kılmaktadırlar. Ancak özellikle korozyona dayanıklı yüzeyler oluşturma zorunluluğu, bu kazanları pahalı hale getirmektedir. Bu nedenle Batı'da pek çok ülkede bu kazanların kullanımı çeşitli desteklerle teşvik edilmektedir. Benzer biçimde devlet desteğinin yüksek enerji verim değerine sahip ürünlerinin kullanımını teşvik için Türkiye'de de olması gerekir.

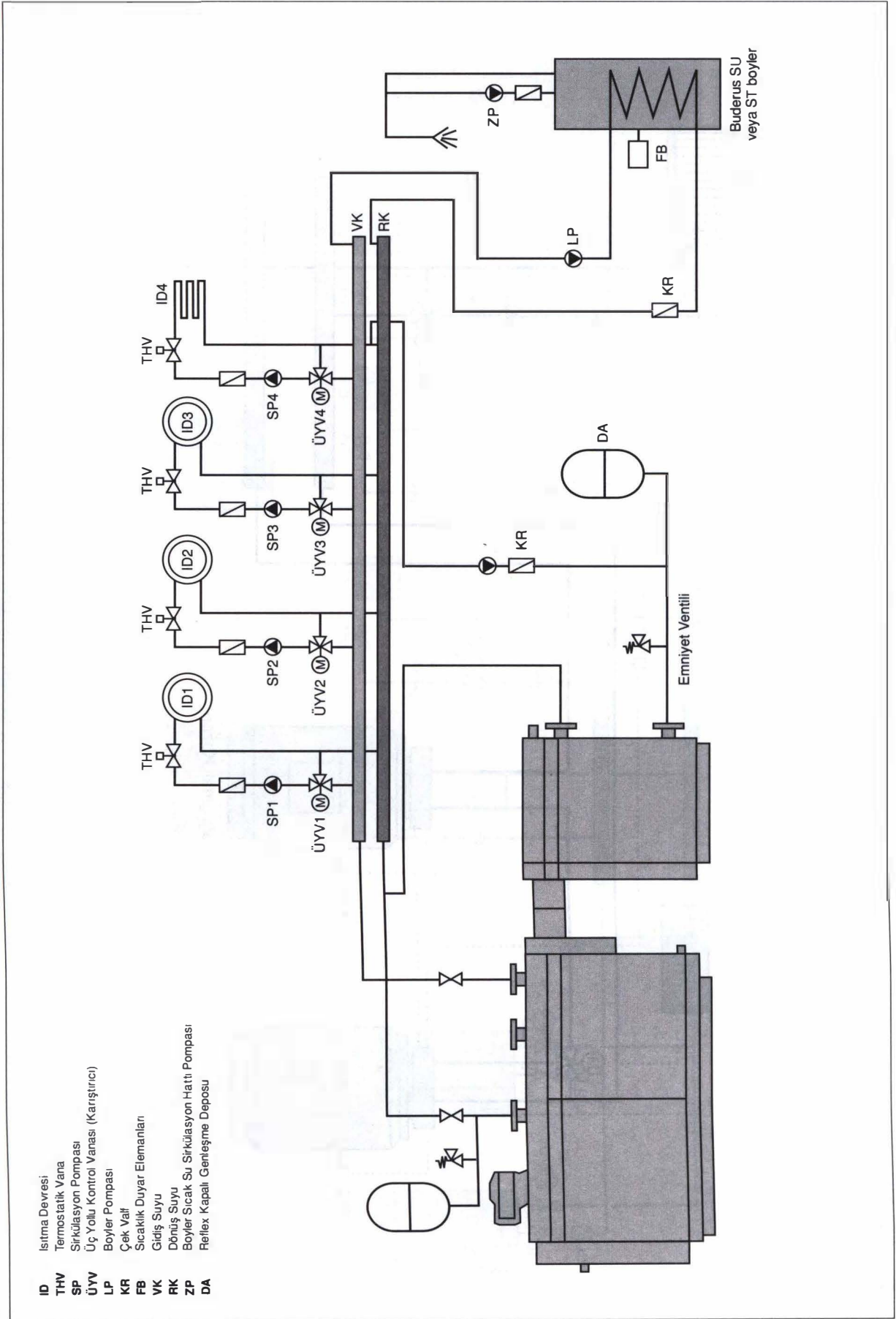
- ID** İstima Devresi
THV Termostatik Vana
SP Sirkülasyon Pompası
ÜV Üç Yollu Kontrol Vanası (Karıştırıcı)
LP Boyler Pompası
KR Çek Valfi
FB Sıcaklık Duyar Elemanları
FV Gidiş Suyu Duyar Elemanı
FK Kazan Suyu Duyar Elemanı
VK Gidiş Suyu
RK Dönüş Suyu
UV By-pass Vanası
SF Pislik Tutucu
ZP Boyler Sıcak Su Sirkülasyon Hattı Pompası
DA Reflex Kapalı Genleşme Deposu



Şekil 5.6. İKİ KAZANLI KASKAD SİSTEM



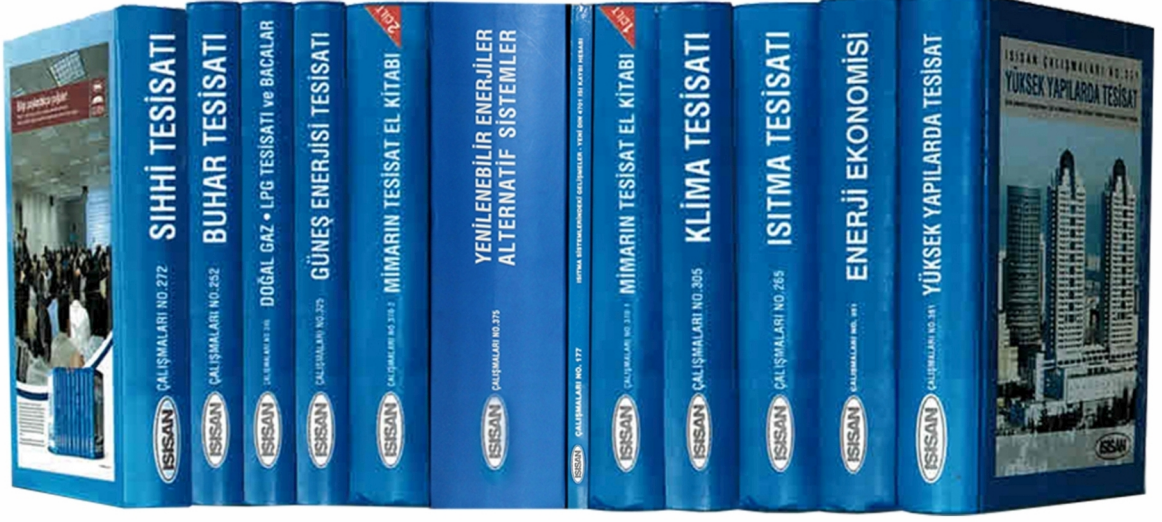
Şekil 5.7. DSK + YK KOMBİNASYONU TESİSAT ŞEMASI



Şekil 5.8. DSK + YOĞUŞMALI EŞANJÖR KOMBİNASYONUNUN TESİSAT ŞEMASI

YENİ DIN 4701 ISI KAYBI HESABI

(TSE İÇİN ÖN ÇALIŞMA)



BİNALARIN ISI KAYBININ HESAPLANMASI DIN 4701 BÖLÜM 1

1. KULLANIM ALANI

Bu norm sürekli ve tamamen veya kısmen ısıtılan binalarda ki odalar için geçerlidir. Burada tamamen ısıtılan binalar denilince, az sayıdaki ikinci derecedeki odalar istisna olmak üzere, tüm odaları belirlenen sıcaklıkta ısıtılan binalar anlaşılmalıdır. Kısmen ısıtılan binalar denince de komşu odalarda daha düşük sıcaklıklar oluşabilen binalar anlaşılmalıdır. Bu norma göre belirlenen ısı kaybına uygun şekilde tasarlanmış ısıtma sistemleri, zaman zaman (örneğin geceleri) belirli kısıtlamalar veya kesintiler ile işletildiklerinde bile tatminkar bir ısıtma sağlayabilir. Nadiren ısıtılan binalar için özel durumlar başlığı altında bir hesaplama yöntemi verilmiştir. Isıtma sistemi projelerinde istisnai durumlarda bu normdaki bilgilerden farklılık olması halinde bu, siparişi veren ve alan arasında özel karara bağlanmalıdır.

2. FORMÜL SEMBOLLERİ

Aşağıdaki tabloda; bu normda kullanılan en önemli formül sembolleri alfabetik olarak sıralanmış ve izah edilmiştir. Ayrıca her biri için kullanılan birimler verilmiştir.

3. ÖNEMLİ BİRİMLERİN DÖNÜŞÜMÜ

En önemli SI-birimlerinin bugüne kadar ısı kaybı hesabında kullanılmış olan birimlere dönüşümü ile ilgili bağıntılar aşağıda verilmiştir.

- Isı akımları (Q , Q_N , Q_L , Q_T) için:
 $1 \text{ W} = 0,860 \text{ kcal/h}$

- Isı geçiş ve ısı taşınım katsayıları (k , k_N , α_i , α_a) için:

$$1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 0,860 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

- Isı iletim katsayıları (λ) için ;

$$1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) = 0,860 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C})$$

- Basınçlar (p) için:

$$1 \text{ Pa} = 0,102 \text{ kp}/\text{m}^2 \cong 0,102 \text{ mmSS}$$

- Aralık (fuga) hava sızdırma katsayıları (a) için:

$$1 \text{ m}^3/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}^{2/3}) = 4,58 \text{ m}^2/[\text{m} \cdot \text{h} \cdot (\text{kp}/\text{m}^2)^{2/3}]$$

- Bina karakteristik büyüklükleri (H) için:

$$1 \text{ W} \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}^{2/3}/(\text{m}^3 \cdot \text{K}) = 0,188 \text{ kcal}/(\text{kp}/\text{m}^2)^{2/3}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$$

- Özgül ısı kapasiteleri (c) için:

$$1 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{K} = 0,239 \text{ kcal}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

önemli bir eşitlik de şu şekildedir:

$$1 \text{ J} \cong 1 \text{ W} \cdot \text{s} \cong 1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4. HESAPLAMA YÖNTEMİNE GENEL BAKIŞ VE BUNUN ESASLARI

Alışılmış ve özel durumların hesaplama yöntemleri arasında bir ayrım yapılmaktadır.

4.1. ALIŞILMIŞ DURUMLAR

Alışılmış durumlarla ilgili yöntem pratikte karşılaşılan binaların bir çoğuna uygulanabilir. Örnek olarak ; apartmanlar, büro ve idari binalar, okullar, kütüphaneler, hastaneler, bakım evleri, cezaevleri, restoranlar, marketler ve diğer ticari binalar, işletme binaları sayılabilir.

4.2. ÖZEL DURUMLAR

Aşağıdaki özel durumlar için özel hesaplama yöntemleri verilmiştir.

- a) Nadiren ısıtılan odalar, b) Çok ağır yapıda odalar
c) Oda yüksekliği fazla olan salonlar, d) Seralar

Sembol	Anlam	Birim	Sembol	Anlam	Birim
A	Alan	m ²	R _L	Eşdeğer ısı geçirme direnci, fuga hava sızıntısı ile ilgili	m ² ·K/W
a	Aralık (fuga) hava sızdırma katsayısı	m ³ /(m.h.Pa ^{2/3})	R _Z	Isınma direnci	m ² ·K/W
b	Genişlik	m	R _λ	Isı iletim direnci	m ² ·K/W
c	Özgül ısı	J/(kg.K)	r	Oda karakteristik sayısı	-
D	Krischer - değeri	W/(m ² ·K)	θ	Sıcaklık	°C
d	Kalınlık	m	θ _a	Norm - dış sıcaklık	°C
H	Bina karakteristik büyüklüğü	W.h.Pa ^{2/3} /(m ³ ·K)	θ _a '	Dış sıcaklık	°C
h	Yükseklik	m	θ _i	Norm - iç sıcaklık	°C
k _N	Norm - ısı geçiş katsayısı	W/(m ² ·K)	θ _i '	Komşu odadaki sıcaklık	°C
l	Uzunluk	m	V	Hacimsel debi	m ³ /s
$\frac{m}{\Sigma A_a}$	Dış yüzeyle ilgili depolama kütle	kg/m ²	V _R	Oda hacmi	m ³
P	Hava basıncı	Pa	α _a	Dış ısı taşınım kat sayısı	W/(m ² ·K)
Q	Isı akımı	W	α _i	İç ısı taşınım katsayısı	W/(m ² ·K)
Q _{FL}	Havalandırma ısı kaybı (doğal havalandırma ile ilgili)	W	β	Hava değişimi	m ³ /(h.m ³)
Q _L	Norm - havalandırma ısı kaybı	W	ΔK _A	Dış yüzey düzeltmesi, ısı geçiş katsayısı için	W/(m ² ·K)
Q _{Lmin.}	Min.havalandırma ısı kaybı	W	ΔK _S	Güneş düzeltmesi,ısı geçiş katsayısı için	W/(m ² ·K)
Q _N	Norm - ısı kaybı	W	ΔQ _{RLT}	Mekanik aspirasyon sistemleri nedeniyle giren hava ile ilgili ilave havalandırma ısı kaybı	W
Q _{N-Geb}	Norm - bina ısı kaybı	W	Δθ	Sıcaklık farkı	K
Q _T	Norm - iletime oluşan ısı kaybı	W	Δθ _a	Dış sıcaklık düzeltmesi	-
q	Isı akışı	W/m ²	ζ	Eş zamanlı etkileyen havalandırma ısı oranı	-
R _K = 1/k	Isı geçirme direnci	m ² ·K/W	ε	Yükseklik düzeltmesi	-
R _a = 1/α _a	Dış ısı taşınım direnci	m ² ·K/W	λ	Isı iletim katsayısı	W/(m·K)
R _i = 1/α _i	İç ısı taşınım direnci	m ² ·K/W	ρ	Yoğunluk	kg/m ³

4.3. ALIŞILMIŞ DURUMLARLA İLGİLİ HESAPLAMA YÖNTEMİNİN ANA HATLARI

Bir odanın norm-ısı kaybı olarak, talep edilen norm-iç oda şartlarının oluşması için, odaya norm-dış hava şartlarında verilmesi gereken ısı gücü gösterilmektedir.

Hesaplama için sürekli hal (yani tüm hesap büyüklüklerinin zamansal olarak değişmemesi) şart koşulmaktadır. Ayrıca ısıtılan komşu odalara sınır teşkil eden alanların yüzey sıcaklığının sürekli hava sıcaklığına eşit olduğu ve dış duvarların sadece iç oda sınır alanlarıyla ışıyım alış verişinde bulunduğ u kabul edilmektedir.

Norm-ısı kaybı bu şartlar altında bir bina özelliğidir. Bu değer konvansiyonel ısıtma cihazlarının yeterli doğrulukta seçiminde (bunlardan odaya olan ısı transferi yukarıdaki şartlardan belirli farklılıklar gösterse de) baz alınabilmektedir. *Tablo 2.2'*ye bakınız.

Buna karşılık yüksek ışıyım oranına sahip ısıtma yüzeylerinin (örneğin dilimli radyatörler, panel radyatörler) cam alanların önüne yerleştirilmesi, ısıtma cihazların seçiminin norm-ısı kaybına göre yapılamamasına neden olan önemli farklılıklar oluşturmaktadır. Bu tür yerleşimler enerji sarfiyatını arttırdığı için önlenmelidir. Gerektiğinde seçim ile ilgili talimatlar literatürden alınmalıdır.¹⁾

Bir odanın norm-ısı kaybı norm-iletimle oluşan (transmisyon)ısı kaybı ile norm-havalandırma (enfiltrasyon) ısı kaybından oluşmaktadır. Norm-iletimle oluşan ısı kaybı farklı ısı geçiş katsayısı veya sıcaklık farklarına sahip tüm kısmi alanlar için ayrı olarak hesaplanmak zorundadır. Burada soğuk dış yüzeylerin konfor azaltıcı etkileri ve güneş ışıyım etkisi ısı geçiş katsayıları ile ilgili düzeltmeler ile dikkate alınmaktadır. (*Tablo 2.2'*deki açıklamalara bakınız.)

Norm-havalandırma ısı ihtiyacının hesaplanması, aralıklardan sızarak belli şartlar altında odaya girebilen hava miktarlarının basitleştirilmiş olarak elde edilmesine dayanmaktadır. Bu, norm-dış hava sıcaklıklarında oluşan rüzgar şartları ile ilgili binadaki etkili, termik basınçları ve binanın dış ve iç kısımlarında bulunan hava sızabilen aralıktaki dirençleri dikkate almaktadır. Havalandırılmalı odalarda egzost havası fazlalığı nedeniyle giren ilave dış hava miktarı ile ilgili ilave havalandırma ısı kaybı dikkate alınmaktadır.

4.3.1. Yeterli Isıtma

Isıtma sistemlerinin yeterli şekilde boyutlandırılabilmesi, norm-ısı kaybının hesabında uygun düşük dış hava sıcaklıklarının, ilgili rüzgar hızlarının ve yapı malzemelerinin doğru ısı iletkenliği değerlerinin esas alınması ile sağlanmaktadır. Bir odanın yeterince ısıtılması için dış kısımların yeterli hava sızdırmazlığının özel bir önemi vardır. Hesaplama esas alınan fuga sızdırma değerlerinin (pencerelerin veya kapıların arasındaki montaj aralıklarının ve yapı konstrüksiyonunun göz önüne alınmasıyla) uygulamada aşılması sağlanmalıdır. Pencerelerle ilgili sızıntı katsayıları DIN 18055'deki yükleme gruplarına ayrılmaktadır.

4.3.2. Homojen Isıtma

Isı kaybı hesabının amacı, yeterli bir ısıtmanın yanı sıra merkezi olarak kontrol edilen bir ısıtma sistemi veya grubu ile donatılan bir binanın odalarının hesaplamada baz alınan sıcaklıklarla yeterince homojen bir şekilde ısıtılmasının sağlanmasıdır. Ancak bu belirli sınırlar içinde mümkündür. İstenen sıcaklıklara ulaşılması ile ilgili doğal şart binanın tüm odalarının hesaplamaya uygun olarak ısıtılmasıdır. Müstakil odalarda rejim durumunda oluşan sıcaklıklar ısıtma yüzeylerinin gücü ile odanın ısı kayıpları arasındaki denge nedeniyle meydana gelmektedir. Teorik incelemeler, ancak bina veya bina zonları ile ilgili bir merkezi kontrolün yeterli bir homojen sıcaklık dağılımı sağladığını göstermiştir. Çünkü burada odaların birbiriyle iç duvarlar, tavanlar veya döşemeler üzerinden ve hava alış verışı ile termik olarak bağlantılı olması önemli rol oynamaktadır. Bu nedenle ısıtma sistemlerinin mantıklı bir şekilde zonlara ayrılması imkanları incelenmelidir. Konutlarda ısıtma sistemleri kullanıcılarına odaların bir kısmının sınırlı ısıtılması ile enerji sarfiyatının düşürülmesi imkanını sunabilmelidir. Isıtma yüzeylerinin ve boru şebekesinin bir kısmının, komşu odaların (*Tablo 2.2'*ye göre) sınırlandırılmış sıcaklıklar ile işletilmesi durumunda da yeterli bir ısıtma sağlayacak şekilde boyutlandırılması gereklidir. Buna göre burada ısıtma yüzeyleri ve muhtemelen boru şebekesinin bir kısmı daha büyük olmaktadır. Binanın tüm odalarının tüm işletme şartları altında homojen bir şekilde ısıtılması probleminde burada özel bir önem verilmelidir.²⁾

DIN 4701'in daha önceki nüshalarına göre hesaplanmış merkezi kontrol edilen ısıtma sistemlerinin genişletilmesinde (eğer genişletme için ayrı bir kontrol zonu öngörülmemiş ise) genişletme yapılan kısmın hesabının ana kısmın boyutlandırılmasında baz alınan norma göre (aynı nüsha) yapılması tavsiye edilmektedir.

5. ALIŞILMIŞ DURUMLAR İÇİN NORM-ISI KAYBININ HESAPLANMASI

5.1. HESAPLAMANIN YAPISI

Norm-ısı kaybı Q_N , norm-iletimle oluşan ısı kaybı Q_T ile norm-havalandırma ısı ihtiyacı Q_L 'den oluşmaktadır:

$$Q_N = Q_T + Q_L \quad (1)$$

5.2. SICAKLIKLAR

5.2.1. Norm - Dış Sıcaklık

Norm-ısı kaybı hesabında bir yerin dış hava sıcaklığı için

Mart 1983 nüshası

¹⁾ *Esdorn, H., Kost, W., Schaub, H. Ve Zöllner, G: Arkadaki duvar sıcaklığının panel Radyatörlerinin gücüne etkisi wkt. 24(1972), Nr 9, S.251-253*

²⁾ *Esdorn, H: Yapı tarzının ve sistemin merkezi kontrol edilen ısıtma ve klima sistemli binalardaki sıcaklık dağılımına etkisi VDI-Bericht (raporları) Nr 162, VDI-Verlag Düsseldorf (1971)*

1951'den 1970 yılına kadar olan zaman dilimi içinde on kez ulaşılan veya altına inilen en düşük iki günlük ortalama hava sıcaklığı değeri baz alınmaktadır. Bu dış sıcaklıklar (ϑ'_a) nüfusu 20.000'den fazla olan ve bir meteoroloji istasyonuna sahip bulunan tüm yerler için DIN 4701 *Tablo 2.1*'de verilmiştir. DIN 4701 Bölüm 2, *Şekil 1*'deki izoterm haritası sadece tabloda bulunmayan yerlerin konumu hakkında bilgi edinilmesine hizmet etmektedir. (Not: Almanya için değerlerin verildiği *Tablo 2.1* kısmen verilmiş, *Şekil 1* verilmemiştir) Norm-dış hava şartlarının kısa sürmesinde iç sıcaklığın 1 K kadar düşmesine katlanılabileceği kabul edilmektedir. Böylece norm-dış sıcaklık ile ilgili hesap değeri binanın depolama özelliğine (kabiliyetine) bağlı olmaktadır. Bu, dış sıcaklık düzeltmesi $\Delta\vartheta_a^{3)}$ ile dikkate alınmaktadır.

$$\vartheta_a = \vartheta'_a + \Delta\vartheta_a \quad (2)$$

Burada:

ϑ_a = Norm-dış sıcaklıktır.

Dış sıcaklık düzeltmesi ($\Delta\vartheta_a$) yapı türünün ağırlığına bağlı olarak şu şekildedir:

Hafif yapı türü $\Delta\vartheta_a = 0$ K

Ağır yapı türü $\Delta\vartheta_a = 2$ K

Çok ağır yapı türü $\Delta\vartheta_a = 4$ K

Belirtilen yapı türleri için aşağıdaki yapı fiziği ile ilgili bağlantılar esas alınmaktadır.

$$\text{Hafif yapı türü: } 4) \frac{m}{\Sigma A_a} < 600 \text{ kg/m}^2 \quad (3)$$

$$\text{Ağır yapı türü: } 600 \leq \frac{m}{\Sigma A_a} \leq 1400 \text{ kg/m}^2 \quad (4)$$

$$\text{Çok ağır yapı türü: } \frac{m}{\Sigma A_a} > 1400 \text{ kg/m}^2 \quad (5)$$

Burada:

m oda kütlesi

ΣA_a oda tüm dış yüzeylerinin (pencereler ve dış duvarlar) toplamı

Dış sıcaklık düzeltmesi standart olarak tüm bina için tespit edilmektedir.

Dış yüzeylerle ilgili olarak depolama kütlesi bu nedenle sadece maksimum 2 dış duvara sahip olan en kötü (olumsuz) durumdaki oda için belirlenmektedir. (En düşük değer.)⁵⁾

$$m = \Sigma (0,5 \cdot m_{\text{çelik}} + 2,5 \cdot m_{\text{ahşap}} + m_{\text{kalan}})_a + 0,5 \Sigma (0,5 \cdot m_{\text{çelik}} + 2,5 \cdot m_{\text{ahşap}} + m_{\text{kalan}})_i \quad (6)$$

Burada ;

m yapı bölümlerinin kütlesi

İndisler:

- çelik yapı kısımları
- ahşap ahşaptan yapı kısımları
- kalan diğer yapı maddelerinden yapı kısımları
- a dış yüzeylerin kütleleri
- i iç yüzeylerin kütleleri

Binanın seçilen yapı türü grubuna ait olması ısı kaybı

bı hesabı çerçevesinde ispatlanmamalıdır, çünkü bu karşılaşılan durumların çoğunda tecrübeye göre yeterli doğrulukta tahmin edilebilmektedir.

5.2.2. Norm-İç Sıcaklık

Norm-iç sıcaklık olarak hem hava sıcaklığını hem de ortalama çevre alanlarının sıcaklığını dikkate alan "algılanan sıcaklık" kullanılmaktadır. Norm-iç sıcaklıklar *Tablo 2.2*'de çeşitli kullanım amaçlı odalar için verilmiştir.

5.3. NORM-İLETİMİLE OLUŞAN ISI KAYBI

Norm-iletimle oluşan ısı kaybı, oda tarafından ısı iletimi ile duvarlar, pencereler, kapılar, tavanlar, döşeme üzerinden verilen ısı miktarlarının toplamıdır;

$$Q_T = \Sigma A_J \cdot q_J$$

Burada:

A_J yapı bileşeni J'nin alanı

q_J yapı bileşeni J'nin ısı akısı

Dış hava veya komşu soğuk odalarla sınır oluşturan yapı bileşeni için şu yazılabilir:

$$q = k_N \cdot \Delta\vartheta$$

Burada:

k_N norm-ısı geçiş katsayısı

$\Delta\vartheta$ sıcaklık farkı

5.3.1. Norm-Isı Geçiş Katsayısı

Bir yapı elemanın ısı geçiş direnci R_K için şu geçerlidir:

$$R_K = R_i + \Sigma_j R_{\lambda j} + R_a = \frac{1}{\alpha_i} + \Sigma_j \frac{d}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_a} \quad (9)$$

Mart 1983 nüshası

³⁾ *Esdorn H. ve Wentzlaff, G: DIN 4701 "Binaların ısı kaybının hesaplanması ile ilgili kurallar" tasarısına yeni öneriler. Bölüm II: Bina depolama özelliğinin (kabiliyetinin) norm-dış sıcaklığa etkisi. HLH 32 (1981), Nr 10, S.394-401*

$$4) \frac{m}{\Sigma A_a} < 600 \text{ kg/m}^2$$

ve dış yüzeylerin (duvarlar ve pencereler) ortalama ısı geçiş katsayıları

$$k_{W+F} \leq 0,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

olan odalarda bunların ayrı ispatlanması gerekmeden $\Delta\vartheta_a = 2$ K'lik bir dış sıcaklık düzeltmesi kullanılabilir. (Açıklamalara bakınız.)

⁵⁾ Dış sıcaklık ile ilgili hesapla yapılan ispat (örneğin seri yapılarda), oda içindeki ısı alışverişini uzun dalga boyulu ışınım, havalandırma ısı kaybı ve tabaka şeklindeki ısı kapasiteleri dahil üzere dikkate alan stasyonier olmayan hesaplama metodu yardımıyla da yapılabilmektedir:

a) Norm hesabına dayanan yöntemle göre değerlendirme. (Belirtilen esere bakınız.)

b) Sıçrama sıcaklığı, bu eserdeki *Tablo 2*'ye göre.

c) $\Delta t_{izul} = 1,0$, bir veya iki dış yüzeyli odalar için.

d) $\Delta t_{an} =$, bu eserdeki *Tablo 6*'ya göre.

Burada:

R_i iç ısı geçiş direnci

R_a dış ısı geçiş direnci

$R_{\lambda j}$ tabaka j'nin ısı iletim direnci

α_i iç ısı taşınım (film) katsayısı

α_a dış ısı taşınım (film) katsayısı

d_j tabaka j'nin kalınlığı

λ_j tabaka j'nin ısı iletim katsayısı

Isı geçiş katsayısı k şu şekilde bulunmaktadır:

$$k = \frac{1}{R_k} \quad (10)$$

Isı geçiş katsayılarında dış yapı bileşenlerinde konforu azaltan düşük yüzey sıcaklıklarını ⁶⁾ ve pencerelerde ayrıca güneş ışınımını ⁷⁾ dengelemek için düzeltmeler yapılmalıdır. Bu düzeltmeler ile norm-ısı geçiş katsayısı k_N elde edilmektedir:

$$k_N = k + \Delta k_A + \Delta k_S \quad (11)$$

Burada ;

Δk_A ısı geçiş katsayıları için dış yüzey düzeltmesi

Δk_S ısı geçiş katsayıları için güneş düzeltmesi

Dış yüzey düzeltmesi Δk_A Tablo 2.3'teki dış yüzey ile ilgili ısı geçiş katsayılarına bağlı olarak belirlenmelidir.

Güneş düzeltmesi yayılı ışınım ile oluşan ısı kazancını dikkate almaktadır. Bu nedenle daima negatif bir değerdir ve güneşi görme açısından bağımsızdır. (Tablo 2.4'e bakınız.) Normal camlı (toplam enerji geçirme derecesi $g_v = 0,85$) pencereler için şu bulunmaktadır:

$$\Delta k_S = -0,3 \text{ W/(m}^2\text{.K)} \quad (12)$$

Toplam enerji geçirme dereceleri çok farklı olan özel camlar için şu geçerlidir:

$$\Delta k_S = -0,35.g_v \text{ W/(m}^2\text{.K)} \quad (13)$$

5.3.2 Binanın Dış Elemanları

Eşitlik (8)'deki ısı akışı binanın dış elemanları için şu şekilde elde edilmektedir:

$$q = k_N \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (14)$$

5.3.3 Binanın İç Elemanları

Binanın iç elemanları için ısı akışı q şu şekilde elde edilmektedir:

$$q = k \cdot (\vartheta_i - \vartheta_i') \quad (15)$$

Burada ;

ϑ_i' = komşu odadaki norm-iç sıcaklık

5.3.4 Binanın Toprak ile Temasta Olan Bileşenleri ⁸⁾

Binanın toprak ile temasta olan bileşenlerinde toprak üzerinden dış havaya olan ısı kaybının yanı sıra taban (zemin) suyu da ısı kaybı meydana gelmektedir.

Toprak üzerinden dış havaya olan ısı kaybının belirlenmesinde toprağın büyük ısı depolama kabiliyeti nedeniyle kısa soğuk dönemler için geçerli olan norm-dış sıcaklık değil, bilakis daha uzun bir soğuk dönemi ile ilgili ortalama dış sıcaklık kullanılmalıdır. Toprakta dış havaya kadar olan ısı iletim direnci toprak yüzeyinin büyüklüğüne ve bina toprak altı kenarlarının oranına, taban suyu kadar olan derinliğe bağlıdır.

Taban suyu olan ısı kaybı basitleştirilmiş olarak düz paralel levhalarla ilgili bilinen denklemlere göre hesaplanmaktadır. Sıcaklık farkı olarak iç sıcaklık ile ortalama taban suyu sıcaklığı arasındaki fark kullanılmalıdır. Odadan taban suyu kadar olan ısı geçiş direnci, iç ısı geçiş direnci ile bina döşemesinin ve toprağın ısı iletim dirençlerinden oluşmaktadır.

Toprakla temasta olan tüm yüzeyler (düşey ve yatay) için ısı akısı q hesaplanmalıdır:

$$q = \frac{\vartheta_i - \vartheta_{AL}}{R_{AL}} + \frac{\vartheta_i - \vartheta_{GW}}{R_{GW}} \quad (16)$$

$$R_{AL} = R_i + R_{\lambda B} + R_{\lambda A} + R_a \quad (17)$$

$$R_{GW} = R_i + R_{\lambda B} + R_{\lambda E} \quad (18)$$

$$R_{\lambda E} = \frac{T}{\lambda_E} \quad (19)$$

Burada ;

ϑ_{AL} daha uzun bir soğuk dönemdeki ortalama dış sıcaklık

ϑ_{GW} ortalama taban suyu sıcaklığı

R_{AL} eşdeğer ısı geçiş direnci oda-dış hava

R_{GW} eşdeğer ısı geçiş direnci oda-taban suyu

$R_{\lambda B}$ bina kısmının ısı iletim direnci

$R_{\lambda A}$ toprağın dış havaya doğru olan eşdeğer ısı iletim direnci (Şekil 2.2'ye göre)

$R_{\lambda E}$ toprağın taban suyu doğru olan ısı iletim direnci

R_i iç ısı taşınım direnci (Tablo 2.16'ya göre)

R_a dış ısı taşınım direnci (Tablo 2.16'ya göre)

λ_E toprağın ısı iletim katsayısı

T taban suyu kadar olan derinlik (Şekil 2.2'ye göre)

Hemen hemen daima aşağıdaki sayısal değerlerden hareket edilebilmektedir:

$$\vartheta_{AL} = \vartheta_a + 15, \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_{GW} = +10^\circ\text{C}$$

$$\lambda_E = 1,2 \text{ W/(m.k)}$$

Isı iletim direnci $R_{\lambda A}$ 'nın Şekil 2.2'ye göre belirlenmesi için daima tüm toprak yüzeyi kullanılmaktadır ; taban suyu kadar olan derinlik T için aynı şekilde (daha yukarı çıkan düşey alanlarda da) Şekil 2.2'de taban alanına göre verilen ölçü geçerlidir.

Taban alanları ısı yalıtımlı, buna karşılık düşey yüzeyler ısı yalıtımsız ise toprak ile sınır teşkil eden düşey yüzeylerin ısı iletim direnci $R_{\lambda A}$ için Şekil 2.2'ye göre olan $R_{\lambda A}$ değerinin sadece %50'si kullanılmalıdır.

Mart 1983 nüshası

⁶⁾ Esdom, H. ve Schmidt, P: Isı kaybı hesabında dış yüzey arttırımı. HLH 31(1980), Nr 5, S.163-171

⁷⁾ Esdorn, H. ve Wentzloff, G: DIN 4701, Binaların ısı kaybının hesaplanması ile ilgili kurallar' tasarısına yeni öneriler. Bölüm 1: Isı kaybı hesabında güneş ışınımının dikkate alınması. HLH 32 (1981), Nr 9, S. 349-357

⁸⁾ Krischer, O: Altında bodrum bulunmayan odaların (soğuk kiler, sera vb) taban alanlarının ısı alışı. Ges.Ing. 57 (1939), Nr 39, S.513-521

Isıtılan müstakil bodrum odalarında $R_{\lambda A}$ 'nın belirlenmesi için Şekil 2.2'deki bina ölçüleri L ve b yerine bodrum odasının döşemesinin ölçüleri kullanılmalıdır. Dikdörtgen kesitli olmayan birbiriyle ilişkili bodrum odalarında bir kenarı fiili kesitteki en büyük kenara karşılık gelen eşit alanlı bir dikdörtgen kabulü yapılmalıdır.

5.3.5. Krischer - Değeri D

Krischer - değeri D bir odayı çevreleyen tüm yüzeylerin ortalama yüzey sıcaklığı ile ilgili karakteristik bir değerdir:

$$D = \frac{Q_{\tau}}{A_{ges}(\vartheta_i - \vartheta_a)} \quad (20)$$

Burada:

A_{ges} odanın tüm iç ve dış yüzeylerinin toplamıdır.

Krischer - değeri D'ye, verilen norm- iç sıcaklıkta oda sıcaklığının hesaplanarak belirlenmesi için ihtiyaç duyulmaktadır. (Tablo 2.2 ile ilgili açıklamalara bakınız.)

5.4. NORM HAVALANDIRMA (ENFİLTASYON)

KAYBI

Norm - havalandırma ısı kaybı Q_L için şu geçerlidir:

$$Q_L = Q_{FL} + \Delta Q_{RLT} \quad (21)$$

veya,

$$Q_L = Q_{Lmin} \quad (22)$$

Burada:

Q_{FL} Enfiltasyon ile ilgili havalandırma ısı kaybı, Eşitlik (26) veya (27)'ye göre

ΔQ_{RLT} Mekanik aspirasyon sistemleri nedeniyle giren hava ile ilgili ilave havalandırma ısı kaybı, Eşitlik (30)'a göre

Q_{Lmin} Norm - havalandırma ısı kaybının minimum değeri, Eşitlik (28)'e göre

5.4.1. Enfiltasyon Kaybı ^{9) 10)}

5.4.1.1. Esaslar

Konvansiyonel yapı türündeki binalar sınırlı miktarda hava geçirgenliğine sahiptir. Giren dış hava oda havası sıcaklığına (yaklaşık olarak norm-iç sıcaklık) ısıtılmak zorundadır.

Bu ısı kaybı için genelde şu geçerlidir:

$$Q_{FL} = V.c.p.(\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (23)$$

Burada:

V havanın hacimsel debisi

c özgül ısı kapasitesi

p yoğunluk

Fugalardan olan hava sızıntısı aşağıdaki gibi kabul edilebilmektedir:

$$V = \Sigma (a.l) \cdot (p_a - p_i)^n \quad (24)$$

Burada:

a hava sızdırma katsayısı

l fuga uzunluğu

p_a basınç, dış

p_i basınç, iç

Bina elemanlarındaki basınç farkı ile ilgili denklemdeki üs değeri n için yeterli doğrulukla 2/3 kullanılabilir.

Basınç farkı ($p_a - p_i$) rüzgar ve ısı kaldırma kuvvetleri ile oluşabilir. Alçak binalar (Yükseklik < 10m) için kaldırma kuvvetleri ihmal edilebilir.

a) Rüzgar basınçları

Rüzgar esmesi halinde bir binada rüzgara maruz kalan cephelerde genelde pozitif (atmosfer üstü) basınçlar, rüzgara maruz kalmayan taraflarda ise negatif (atmosfer altı) basınçlar oluşmaktadır. Bu basınçlar rüzgar hızına, binanın şekline ve akış şartlarına bağlıdır. Buna göre kaldırma kuvveti etkileri olmaması durumunda dış hava sadece üflenen taraftan binaya girmekte ve bir havalandırma ısı kaybına neden olmakta, binanın diğer taraflarından ısıtılmış iç hava olarak tekrar dışarı çıkmaktadır. Yerden yükseklik arttıkça rüzgar hızı ve buna göre dış rüzgar basınçları artmaktadır.

b) Kaldırma kuvveti basınçları

Soğuk dış hava ile sıcak iç hava arasındaki yoğunluk farkları neticesinde yüksek binalardaki düşey shaftlarda (örneğin asansör boşlukları, merdiven boşlukları) dış havaya karşı, boşlukların yüksekliği ve yoğunluk farkı ile orantılı olan termik fark basınçları oluşmaktadır. Rüzgar etkileri yokken ısı kaldırma kuvvetleri, binadaki sızdırmaların yaklaşık homojen dağılımı halinde yükseklik boyunca, kışın binanın alt kısmında dışarıya karşı negatif (atmosfer altı) basınç ve üst kısmında ise pozitif (atmosfer üstü) basınç hakim olacak şekilde etkimektedir. Buna göre alttan tüm cepheler üzerinden soğuk dış hava girmekte, yukarıdan ısıtılmış iç hava olarak tekrar dışarı çıkmaktadır. Bu nedenle bir havalandırma ısı kaybı rüzgar etkisi olmadan sadece binanın alt kısmında, ancak tüm cephelerde oluşmaktadır.

c) Rüzgar ve kaldırma kuvvetinin birleşik etkisi

Rüzgar ve kaldırma kuvvetinin aynı zamanda etkimesi durumunda bir binadaki akış sadece karmaşık hesaplama programları ile izah edilebilmektedir, çünkü iç basınçlar karmaşık bir şekilde binanın tüm dış ve iç akış dirençlerinin dağılımına bağlıdır. Bu normun amaçları doğrultusunda sadece birkaç sınır durum ile ilgili havalandırma ısı kaybı araştırılacaktır; bunlardan en olumsuz durumdaki değer, norm ısı ihtiyacı için esas alınmalıdır.

Örneğin yüksek bir binanın rüzgara maruz tarafında havanın üst kotlarda dışardaki rüzgarın pozitif basıncı nedeniyle içeriye mi girdiği yoksa içerdeki termik pozitif basınç nedeniyle dışarıya mı çıktığı konusu rüzgar hızına bağlıdır. Aynı şekilde yüksek bir binanın rüzgara maruz kalmayan taraflarında alt katlarda havanın dışardaki rüzgarın negatif basıncı nedeniyle dışarıya mı çıktığı yoksa içerdeki termik negatif basıncın etkisiyle içeriye mi girdiği basitçe söylenemez.

Mart 1983 nüshası

⁹⁾ Krischer, O. ve Beck, H: Odaların rüzgara maruz kalması ile havalandırılması ve havalandırma ile ilgili ısı kaybı. VDI-Bericht (raporları), Bant 18, (1957)

¹⁰⁾ Esdorn, H. ve Brinkmann, W: Rüzgar kaldırma kuvveti etkileri altındaki binaların havalandırma ısı kaybı. Ges.Ing.99 (1978), sayı 4, S.81- 94 ve 103-105

Amaca uygun olarak (Şekil 2.3'e bakınız) şaft tipli ve kat tipli binalar arasında bir ayırım yapılmaktadır. Şaft tipli binalar aynı anda rüzgar ve kaldırma kuvvetleri etkilerine maruzdur. Akış ile ilgili önemli parametre rüzgara maruz kalan cephelerin geçirgenliklerinin $\Sigma(a.l)_A$ rüzgara maruz kalmayan cephelerin geçirgenliklerine $\Sigma(a.l)_N$ oranıdır. Bu parametre nispeten basit bir şekilde, bugüne kadar ki (DIN 4701, Ocak 1959 nüshasına bakınız) müstakil ev tipi ve sıra ev tipi olarak verilen bina türlerine karşılık gelen belirli plan tipleri ile (Şekil 2.4'e bakınız) ilişkilendirilebilir:

$$\text{Plan tipi I (müstakil ev tipi)} \quad \frac{\Sigma(a.l)_A}{\Sigma(a.l)_N} = \frac{1}{3}$$

$$\text{Plan tipi II (sıra ev tipi)} \quad \frac{\Sigma(a.l)_A}{\Sigma(a.l)_N} = 1$$

Şaft tipi binalarda binanın alt kısmı daima en olumsuz sınır durumu oluşturmaktadır.

5.4.1.2. Hesaplama Yöntemi

Eşitlik (23) ve (24)'e aşağıdaki ifade yerleştirilmektedir:

$$c.p.(P_a - P_i)^{2/3} = H_h = \epsilon_h \cdot H \quad (25)$$

Burada:

H_h h yüksekliğindeki bina durum katsayısı

H 10 m yüksekliğin üstünde rüzgar etkisi için bina durum katsayısı

ϵ_h h yüksekliğindeki rüzgar ve kaldırma kuvveti etkileri ile ilgili yükseklik düzeltme faktörü,

Tarif edilen sınır durumları ile ilgili havalandırma (enfiltasyon) ısı kaybı için böylece şu bağıntılar elde edilmektedir:

Şaft tipi bina için (geçerlilik bölgesi: $\epsilon_{SN} \geq 0$):

$$Q_{FLS} = [\epsilon_{SA} \cdot \Sigma(a.l)_A + \epsilon_{SN} \cdot \Sigma(a.l)_N] \cdot H \cdot r \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (26)$$

Kat tipi bina için:

$$Q_{FLG} = \epsilon_{GA} \cdot \Sigma(a.l)_A \cdot H \cdot r \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (27)$$

Burada:

H bina durum katsayısı (Tablo 2.10'a göre)

ϵ yükseklik düzeltme faktörü (Tablo 2.11 ve 2.12'ye göre)

a fuga hava sızdırma katsayısı katsayısı (Tablo 2.9'a göre)

l fuga uzunluğu

ϑ_i norm - iç sıcaklık¹¹⁾

ϑ_a norm - dış sıcaklık¹¹⁾

r oda katsayısı Tablo 2.13'e göre)

İndisler:

S şaft tipi bina

G kat tipi bina

A rüzgara maruz kalan

N rüzgara maruz kalmayan

Eşitlik (26) veya (27)'ye göre belirlenecek olan her iki sınır değerinden büyük olanı enfiltasyon ısı kaybı Q_{FL} olarak geçerlidir.

5.4.1.3. Binanın Hava Geçirgenliği (Sızdırması)

Belirleyici hava sızma yerleri açılabilen pencere ve kapıların fugalari, pencere çerçevesi ile duvar konstrüksiyonu

arasındaki montaj aralıkları veya müstakil dış duvar elemanları özellikle prefabrik yapı elemanları arasındaki açıklıklar olarak sayılabilir.

Rüzgara maruz kalma ile ilgili en olumsuz durumdaki geçirgenlik $\Sigma(a.l)_A$ kullanılmalıdır.

Köşe odalarda bu değer:

En büyük geçirgenliklere sahip birbirine bitişik her iki dış yüzeydir. Karşılıklı dış duvarlara sahip iç odalarda:

Kat tipi binada en büyük geçirgenliğe sahip duvar, şaft tipi binada rüzgara maruz kalan taraf için daha büyük geçirgenliğe sahip duvar ve rüzgara maruz kalmayan taraf için diğer duvar kullanılmalıdır.

Tablo 2.9'da kapılar, pencereler ve diğer yapı kısımları ile ilgili aralık geçirme katsayıları verilmiştir.

5.4.1.4. Bina Durum Katsayısı

Bina durum katsayısı rüzgar hızına bağlıdır. Bu binanın coğrafi konumu ve çevredeki kendi konumu tarafından belirlenmektedir. (Hesap değerleri için Tablo 2.10'a bakınız.)

Rüzgar şiddeti bakımından rüzgarsız ve rüzgarlı bölge ayırımı yapılmaktadır. Almanya'da rüzgarlı bölge kıyılardan başlayan ve yaklaşık olarak orta sıra dağlara kadar uzanan bölgeyi kapsamaktadır. Bunun güneyinde kalan bölge düşük rakımlı yerler için rüzgarsız bölge olarak geçerlidir. Bu bölgeler belli rakımlardan itibaren Alplere kadar rüzgarlı bölge kabul edilmelidir. (DIN 4701 Bölüm 2'deki izoterm haritasına Şekil 1 ve Tablo 1'e bakınız.)

Bir binanın konumu ile ilgili olarak, rüzgar hızının zeminin hemen üzerinde veya eşit yükseklikteki birbirine çok yakın binaların hemen üzerinde, daha büyük yüksekliklerdeki göre daha düşük olduğu göz önüne alınmalıdır. Ancak yerin ve binaların üzerindeki belirli bir yükseklikte rüzgar tüm şiddetiyle mevcuttur. Şu ayırım yapılmaktadır:

Normal Konum

Yoğun iskanlı bölgelerdeki (şehir merkezi bölgeleri) ve seyrek yapılaşmalı bölgelerdeki binalar için

Serbest Konum

Adalardaki, tam kıyıdaki, büyük iç suların kenarındaki, dağ zirvelerindeki ve serbest dağ sırtlarındaki evler (binalar) için. Bina tipinin akışa ve bina durum katsayısına etkisi binadaki rüzgar basıncı dağılımından (rüzgara maruz kalan yüzeylerde pozitif basınç, rüzgara maruz kalmayan yüzeylerde negatif basınç) ve rüzgara maruz kalan ve kalmayan yüzeylerdeki sızdırmaların $[\Sigma(a.l)]$ dağılımından oluşmaktadır. Rüzgara maruz kalmayan yüzeylerin sızdırması $[\Sigma(a.l)_N]$, rüzgara maruz kalan yüzeylerin sızdırmasına $[\Sigma(a.l)_A]$ göre ne kadar büyük ise iç dirençler bulunmayan bir binada oluşan iç basınç P_i o kadar küçük olmaktadır, yani eşitlik (24)'e göre rüzgara maruz taraftan içeri giren hava hacmi o kadar büyük olmaktadır.

Mart 1983 nüshası

¹¹⁾ Norm - havalandırma ısı kaybının doğruluğunun sınırlı olması gözönüne alınarak burada basitleştirme için hava sıcaklıkları yerine norm sıcaklıklar konulmaktadır.

Bu bakımdan müstakil evler ile sıra evler esas itibarıyla farklı davranmaktadır. Bir müstakil evde (Şekil 2.4'e bakınız) bir taraftan dik olarak giren hava binanın üç tarafından tekrar çıkabilir. Bu nedenle iç basınç rüzgara maruz kalmayan yüzeylerdeki negatif basınç civarındadır. Rüzgara maruz yüzeylerde iç ve dış taraf arasındaki basınç farkı ve böylece $\Sigma(a.l)_A$ 'ya göre olan hacimsel hava debisi maksimum değerlere ulaşmaktadır. Bir sıra evde (Şekil 2.4'e bakınız) akış ile ilgili aynı giriş şartlarında sadece bir çıkış yüzeyi bulunmaktadır.

İç basınç buna göre daha yüksek ve hava debisi daha düşük olmaktadır. Havanın iki veya daha fazla sayıda dış yüzey üzerinden dışarı çıktığı evler plan tipi I (müstakil ev tipi) ile ilgili evlere dahildir.

Plan tipi I için örnek:

Her tarafı açık evler, Şekil 2.4.a'ya göre (istisnalar için üstten görünüş tipi II'ye bakınız).

Üç tarafı açık evler, Şekil 2.4.b ve 2.4.c (köşe sıra evler).

Bölme (ayırma) duvarları ile havanın esas itibarıyla sadece bir dış yüzey üzerinden çıkabilmesi mümkün olacak şekilde bölünmüş evler, plan II (sıra ev tipi) ile ilgili evlere dahildir. Plan tipi II için örnek:

Bitişik inşaa edilmiş sıra evler, Şekil 2.4.d'ye göre.

Apartmentlardaki daireler, Şekil 2.4.e'ye göre.

Kenar oranı 5'in üzerinde olan her tarafı açık evler, Şekil 2.4.f'ye göre.

Kayda değer geçirgenliği olmayan iki dış yüzeyli her tarafı veya üç tarafı açık evler, Şekil 2.4.g ve 2.4.h'ya göre.

5.4.1.5. Yükseklik Düzeltme Faktörü

Yükseklik düzeltme faktörleri rüzgar hızının yükseklik ile artmasını ve termik basınç etkilerini göz önüne almaktadır. Bunlar incelenen odanın zeminden yüksekliğine, Şekil 2.3'e göre olan bina tipine (şaft tipi - bina, kat tipi - bina) ve plan tipine (müstakil ev tipi: I, sıra ev tipi: II) bağlıdır.

Genelde geçirgenliklerin $[\Sigma(a.l)_A$ ve $\Sigma(a.l)_N$] göz önüne alınmasıyla ϵ_{SA} , ϵ_{SN} ve ϵ_{GA} değerlerinden daha hesap yapılmadan Eşitlik (26) veya Eşitlik (27)'nin hangisinin daha büyük havalandırma ısı kaybını verdiği anlaşılabilir. Aksi takdirde her iki eşitliğin değerlendirilmesi ve sonra maksimum değer seçilmesi gerekmektedir. 10m'ye kadar bina yükseklikleri için kaldırma kuvveti etkileri dikkate alınmaktadır. Aynı şekilde bu yükseklik bölgesinde 10m yükseklikteki rüzgar hızı sabit kabul edilmektedir. Bu nedenle 10m'ye kadar yüksekliği olan binalar için $\epsilon_{GA} = \epsilon_{SA} = 1,0$ ve $\epsilon_{SN} = 0$ geçerlidir.

Tablo 2.11 ve Tablo 2.12 belirtilen tiplerle ilgili yükseklik düzeltme faktörlerini içermektedir.

5.4.1.6. Oda Katsayısı

Oda katsayısı r, iç dirençler (kapı bulunan iç duvarlar) ile binadaki akışın azalmasını dikkate alan bir azaltına faktördür. Bu (tüm bina ile ilgili bina durum katsayısına benzer şekilde) incelenen oda için rüzgara maruz kalan dış yüzeylerin geçirgenliklerinin $(\Sigma a.l)_A$ iç kapıların ve rüzgara maruz kalmayan taraftaki pencerelerin geçirgenliklerine $[\Sigma(a.l)_N]$ oranına bağlıdır. Çıkış yollarının geçirgenliğinin giriş yollarına oranı ne kadar küçük ise oda katsayısı o kadar küçük olmaktadır.

Geçirgenliklerle ilgili büyük dalgalanma nedeniyle oda katsayısının kabaca kademelendirilmesi yeterlidir. Havanın sadece iç kapılar üzerinden çıktığı en sık görülen durum için Tablo 2.13'te oda katsayısı r iç kapıların sayısına ve kalitesine ve (Eşitlik (26) veya (27) için gerekli büyüklüğe $[\Sigma(a.l)_A]$ bağlı olarak kademeli şekilde ($r=0,7$ veya $r=0,9$) verilmiştir. Hava giriş ve çıkış tarafı arasında iç kapı bulunmayan odalar (örneğin salonlar, büyük hacimli bürolar, bir taraftan diğer tarafa kadar uzanan oturma odaları, ev boyunca uzanan koridorlar) için $r=1,0$ geçerlidir.

5.4.1.7. Sıcaklık Farkı

Havanın doğrudan dışardan girdiği kabul edilen odalar için dış yüzeylerin iletimle olan ısı kaybının hesabındaki sıcaklık farkı kullanılmalıdır. İç taraftaki ıslak hacimler için içeri giren havanın sıcaklığı esas alınır. (Bölüm 5.4.3'e bakınız.)

5.4.1.8. Norm - Enfiltrasyon Isı Kaybının Minimum Değeri

Sürekli oturlan odalar (oturma odaları, yatak odaları, bürolar vb.) için hijyen nedenleriyle gerekli olan havanın yenilenmesi ile ilgili bir minimum değer şart koşulması gerekmektedir.

Burada minimum hacimsel hava debisi için amaca uygun olarak oda hacminin belirli bir katından (minimum hava değişim sayısı) hareket edilmektedir.

Norm - enfiltrasyon ısı kaybının minimum değeri için şu geçerlidir:

$$Q_{lmin} = \beta_{min} \cdot V_R \cdot c \cdot \rho (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (28)$$

Burada:

β_{min} minimum hava değişim sayısı

Sürekli oturlan odalarda oda havasının saatte 0,5 kere değişmesi kabulü ile norm - havalandırma ısı kaybının minimum değeri şu şekilde elde edilmektedir:

$$Q_{lmin} = 0,17 \cdot V_R (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad [W] \quad (29)$$

V_R oda hacmi

c havanın özgül ısı kapasitesi

ρ havanın yoğunluğu

Burada:

V_R [m³]

$\vartheta_i - \vartheta_a$ [K]

Diğer odalarda ve oda yüksekliği 3m'den oldukça fazla olan odalarda uygun bir hava değişim sayısı belirlenmelidir. Rüzgarsız bölgedeki, normal konumlu ve yüksekliği 10 m'nin altında olan binaların odaları için Eşitlik (29) aşağıdaki şartlar altında hemen hemen daima eşitlik (26) veya (27) ile hesaplanan norm - havalandırma ısı kaybı değerlerinden daha yüksek değerler vermektedir. Oda derinliği >3m, pencereler sadece bir dış duvarda, dış kapı yok, normal aralık uzunluğuna sahip pencereler $[\Sigma(a.l)_A / V_R < 0,17 / (H.r)]$

5.4.2. Mekanik Havalandırmadaki Havalandırma Isı Kaybı

Mekanik havalandırmada binadaki basınç şartları ve böylece sızdıran yerlerden giren dış hava miktarları hava şartlandırma sistemleri tarafından etkilenmektedir. Burada egzost havası fazlalığı olan ve olmayan sistemler farklılık göstermektedir.

5.4.2.1. Egzost Havası Fazlalığı Olmayan Sistemler

Giriş havası fazlalığındaki ulaşılabilen pozitif basınçlar oluşan rüzgar veya kaldırma kuvveti basınçlarına göre hemen daima düşüktür. Bu nedenle bu tür sistemlerde havalandırma ısı kaybı doğal havalandırmadaki (enfiltrasyon) ile aynı şekilde bulunmaktadır. (Bölüm 5.4.1) ; yani $\Delta Q_{RLT} = 0$ geçerlidir.

5.4.2.2. Egzost Havası Fazlalığı Olan Sistemler

Burada doğal havalandırmadaki havalandırma ısı ihtiyacının (Bölüm 5.4.1) dışında, çevreden gelen havanın ısıtılması ile ilgili olan ısı kaybı da göz önüne alınmaktadır.

şu eşitlik geçerlidir:

$$\Delta Q_{RLT} = (V_{AB} - V_{ZU}) \cdot c \cdot \rho (\vartheta_i - \vartheta_U) \quad [W] \quad (30)$$

Burada:

ΔQ_{RLT} mekanik egzost sistemleri nedeniyle giren hava ile ilgili ilave havalandırma ısı kaybı

c havanın özgül ısısı [J/(kg.K)]
($c \approx 1000$)

V_{AB} egzost havası hacimsel debisi [m³/s]

V_{ZU} giriş havası hacimsel debisi [m³/s]

ϑ_U giren çevre havasının ortalama sıcaklığı

ρ havanın yoğunluğu [kg/m³] (20°C: $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$)

5.4.3. İç Taraftaki Islak Hacimler

DIN 18017 Bölüm 1 ve Bölüm 3'e uygun iç tarafta bulunan banyolar ve tuvaletler daima doğal havalandırma ile ilgili tertibatlar veya mekanik havalandırma sistemleri ile donatılmaktadır. Bu odalar için doğal havalandırma ile ilgili tertibatlar mevcut ise ısı kaybının belirlenmesi için oda havasının saatte 4 kere değişmesi¹²⁾ baz alınmalıdır.

Böylece norm - havalandırma ısı kaybı şu şekilde bulunmaktadır:

$$Q_L = Q_{FL} = 1,36 \cdot V_R (\vartheta_i - \vartheta_U) \quad [W] \quad (31)$$

Burada:

V_R oda hacmi [m³]

$\vartheta_i - \vartheta_U$ sıcaklık farkı [K]

İçeri giren çevre havasının sıcaklığı ϑ_U giriş şartlarına göre tespit edilmektedir:

Özel giriş havası kanallı odalar¹³⁾ için $\vartheta_U = +10^\circ\text{C}$, giriş havası kanalı bulunmayan odalar için¹⁴⁾ giriş sıcaklığı havanın geldiği odaların sıcaklığına göre belirlenir.

5.5. NORM BİNA ISI İHTİYACI

Norm - bina ısı ihtiyacının¹⁵⁾ iletimle oluşan kısmı tüm odaların norm iletimle oluşan ısı kaybı değerlerinin toplamından oluşmaktadır. Buna karşılık norm - bina ısı ihtiyacının

havalandırma ile oluşan kısmı tüm odaların norm havalandırma ısı kaybı değerlerinin toplamından daha azdır, çünkü bu her oda için söz konusu en olumsuz durum (örneğin rüzgar yönü) ile ilgili şarta göre elde edilmektedir. Bir binanın içindeki maksimum havalandırma ısı kaybı aynı anda sadece odaların bir kısmı için oluşmaktadır. Buna göre norm-bina ısı kaybı $Q_{N,Geb}$ şu şekilde elde edilmektedir:

$$Q_{N,Geb} = \sum_j Q_{Tj} + \zeta \cdot \sum_j Q_{Lj}$$

Burada:

Q_{Tj} j odasının norm-iletimle oluşan ısı kaybı

Q_{Lj} j odasının norm-enfiltrasyonla oluşan ısı kaybı

ζ aynı anda etkiyen havalandırma ısısı oranı

Aynı anda etkiyen havalandırma ısısı oranı *Tablo 2.14*'ten alınmalıdır.

5.6. HESABIN YAPILMASI

5.6.1. Hesaplama ile İlgili Dökümanlar

Norm-ısı kaybının hesaplanabilmesi için yapı mimarından aşağıdaki dökümanlar temin edilmelidir:

Vaziyet planı

Burada kuzey yönü ve rüzgar girişi ile ilgili imkanlar görülebilmelidir. Ayrıca komşu binaların yüksekliği ve bina durum katsayısına olan diğer etkiler ile ilgili bilgiler mevcut olmalıdır. (Bölüm 5.4.1.4'e bakınız.)

Üstten ve önden görünüşler

Bunlarda yapı ölçüleri pencere ve kapı ölçüleri işlenmiş olmalıdır.

Kesitler

Bunlardan oda yükseklikleri (tavan ile döşeme arasındaki), döşemeden döşemeye kadar olan kat yükseklikleri ve pencere parapetleri, pencereler ve kapılar ile ilgili yükseklikler görülebilmelidir.

Yapının tanımlanması

Tüm yapı elemanları için ısı geçiş veya ısı iletim dirençleri (rezerv olarak; konstrüksiyonları, yapı malzemeleri ve tabaka kalınlıkları) ve DIN 4108 Bölüm 4'e göre ısı iletim dirençlerini etkileyen özellikler ile ilgili bilgi gereklidir. Pencerelerin tanımlanmasında cam türü, pencere çerçevesinin malzemesi, pencere aralıklarının uzunluğu ve sızdırma katsayıları veya DIN 18055'e göre pencerelerin kalite sınırları ile ilgili bilgiler gerekmektedir. Açılmayan pencere kısımları ve hazır yapı elemanları için bunların aralık uzunluğu ve sızdırmazlıkları (garanti edilmiş veya edilmemiş sızdırmazlık) ile ilgili bilgi mevcut olmalıdır.

Mart 1983 nüshası

¹²⁾ *DIN 18017 Bölüm 3 ile bağlantılı olarak*

¹³⁾ *DIN 18017 Bölüm 1, Ağustos 1970 nüshası, şekil 5'e bakınız.*

¹⁴⁾ *DIN 18017 Bölüm 1, Ağustos 1970 nüshası, şekil 1'e bakınız.*

¹⁵⁾ *Esdorn, H. ve Schmidt, P.: DIN 4701 "Binaların ısı kaybının hesaplanması ile ilgili kurallar" tasarısı ile ilgili yeni öneriler. Bölüm III: Isı temini ile ilgili seçim için odaların norm-ısı kaybı ile binanın ısı kaybı arasındaki ilişki HLH 32 (1981),Nr11,S.427-428*

Kapılarda kapı kanadının malzeme ve cam miktarı ve hava geçirgenliği ile ilgili bilgi mevcut olmalıdır. Dış kapılarda bu, pencerelerdeki bilgilerin aynısıdır. İç kapılarda muhtemelen mevcut olan eşikler veya benzeri sızdırmazlık düzeneği ile ilgili bilgi yeterlidir. Isıtma sistemi projecisi tarafından belirtilen bir kaç oda ile ilgili olarak dış yüzeyin depolama kütesinin belirlenebilmesi için tüm yapı elemanlarının yoğunluğu verilmelidir.

Odalardan faydalanma (odaların kullanma amacı)

Her oda için kullanım amacı verilmelidir. (Eğer bu planlarda belli değil ise.)

5.6.2. Hesaplamanın Yapılması

Bir odanın norm-ısı ihtiyacının hesaplanmasında Ek A'da verilen form kullanılmaktadır. Bilgisayar kullanılmasında çıkışlar aynı şekilde düzenlenmelidir. Burada hesap adım adım tekrar yapılabilir. Müstakil yapı elemanlarının karakterize edilebilmesi için aşağıdaki kısaltmalar kullanılmalıdır:

AF dış pencere (DP)	FB döşeme (Dö)
AT dış kapı (DK)	IF iç pencere (İP)
AW dış duvar (DD)	IT iç kapı (İK)
DA çatı (Ça)	IW iç duvar (İD)
DE tavan (Ta)	

Yapı elemanlarının boyutlarında uzunluk ve genişlik olarak sıvanmamış binanın içten içe ölçüleri, duvarların yüksekliği olarak kat yükseklikleri ve pencere ve kapı boyutları olarak da duvar açıklık ölçüleri kullanılmalıdır. Hesaplama için; sıcaklık ve ısı akışı için virgülden sonraki haneler (rakamlar) kullanılmamalı, yüzey sızdırma katsayısı ve geçirgenliklerde virgülden sonra bir hane ve uzunluk ve ısı geçiş katsayılarında ise virgülden sonra iki hane kullanılmalıdır.

Ara sonuçlar elle hesaplamada yuvarlatılarak, programlanabilen hesap makinaları ile hesaplamada makinanın imkanlarına göre yuvarlatılarak veya kesilerek verilmektedir. Ancak hesap, hesap ortamının tam doğruluğu ile yürütülmektedir. Bu nedenle ara sonuçlar icabında birbirine tam olarak uymamaktadır.

Formun birkaç özelliği göz önüne alınmalıdır:

Yüzey hesabında tüm çıkarılan yüzeyler (örneğin pencereler) çevreleyen yüzeyden (örneğin dış duvar) önce hesaplanmakta ve Kolon 7'd' bir eksi işareti ile karakterize edilmektedir. Sonra sonuncusundan şematik olarak böyle işaretlenen tüm yüzeyler çıkarılmalıdır. Fuga uzunluklarının hesaplanmasında ya kolon 12 ve 13'de yatay veya düşey aralıkların sayısı (bunlardan pencere yüzeyi ve boyutları ile fuga uzunlukları hesaplanabilmektedir) verilmekte ya da fuga uzunluğu doğrudan kolon 14'e kaydedilmektedir.

Kolon 17 rüzgara maruz kalan (A) veya kalmayan (N) geçirgenlikleri karakterize etmeye yaramaktadır. Bu genelde ancak odanın tüm geçirgenliklerinin belirlenmesinden ve en olumsuz rüzgar yönünün tespit edilmesinden sonra gerçekleşebilir. Geçirgenlikler bundan sonra ayrı olarak rüzgara maruz kalan ve kalmayan yapı elemanlarına göre toplanmaktadır.

5.6.3. Yüksekliği 10 m'nin Altında Olan Bir Bina ile İlgili Isı Kaybı Hesabı Örneği

Berlin'deki bir sıra ev için 01 (hobi odası) ve 13 (yatak odası) numaralı odaların norm-ısı kaybının belirlenmesi istenmektedir.

Şekil 1.1 vaziyet planını, Şekil 1.2 ile Şekil 1.5 arasındaki şekiller kesit ve üstten görünüşleri vermektedir.

Bina yoğun bir yapılaşma alanında, normal konumda bulunmaktadır. Çatı tavan arası hacmi için aşağıdaki ısı geçiş dirençleri geçerlidir; tavan arası sıcaklığı ϑ_i ile ilgili hesap değerleri Tablo 2.7'den elde edilmektedir. (Burada çatının dış yüzeyi sızdırmaz kabul edilebilir.)

Dışa ısı geçiş direnci, $R_{Ka} = 0,4 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

İç ısı geçiş direnci, $R_{Kb} = 1,6 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

Oda 13 (yatak odası) için dış yüzey ile ilgili depolama kütesi, Eşitlik (6)'ya göre

$$m = \Sigma(m_{kalan})_a + 0,5 \cdot \Sigma(2,5 \cdot m_{ahşap} + m_{kalan})_i + (A \cdot d \cdot \rho)_{AW} + (A \cdot d \cdot \rho)_{AF} + 0,5 [(A \cdot d \cdot \rho)_{iW} + (A \cdot d \cdot \rho)_{iW2}] + 2,5 \cdot (A \cdot d \cdot \rho)_{ahşap, IT} + (A \cdot d \cdot \rho)_{iW3} + (A \cdot d \cdot \rho)_{De}^{***} + 2,5 \cdot (A \cdot d \cdot \rho)_{ahşap, DE} + (A \cdot d \cdot \rho)_{FB}$$

Burada:

iW1: Ev bölme duvarları

iW2: İç duvar merdiven boşluğu

iW3: İç duvar banyo

Örneğin Tablo 1'e göre:

$$\begin{aligned} (A \cdot d \cdot \rho)_{AW} &= [(7,365 - 2,0,365) \cdot 2,765 - 2 \cdot (1,135 \cdot 1,375)] \cdot 647 \\ &= (15,22) \cdot 647 = 9847 \\ (A \cdot d \cdot \rho)_{AF} &= 0,0^{**} \\ (A \cdot d \cdot \rho)_{iW1} &= 2 \cdot 3,26 \cdot 2,765 \cdot 1223 \\ &= 18,03 \cdot 1223 = 22051 \\ (A \cdot d \cdot \rho)_{iW2} &= [(4,28 + 0,115) \cdot 2,765 - (0,9 \cdot 2,0)] \cdot 438 \\ &= [10,35] \cdot 438 = 4533 \\ (A \cdot d \cdot \rho)_{ahşap, IT} &= 0,0^{**} \\ (A \cdot d \cdot \rho)_{iW3} &= (1,76 + 0,115 + 0,365) \cdot 2,765 \cdot 471 \\ &= 6,19 \cdot 471 = 2916 \\ (A \cdot d \cdot \rho)_{De}^{***} &= [7,365 - (2 \cdot 0,365)] \cdot 3,26 \cdot 425 \\ &= 21,63 \cdot 425 = 9193 \\ (A \cdot d \cdot \rho)_{ahşap, De} &= 21,63 \cdot 14 = 303 \\ (A \cdot d \cdot \rho)_{FB} &= 21,63 \cdot 493 = 10664 \\ m &= 9847 + 0,5 \cdot (22051 + 4533 + 2916 + 8890 + 2,5 \cdot 303 + 10664) = 35056 \\ A_a &= 15,22 + 2 \cdot (1,135 \cdot 1,375) \\ &= 15,22 + 3,12 = 18,3 \end{aligned}$$

$$\frac{m}{A_a} = \frac{35056}{18,3} = 1916 \text{ Kg/m}^2$$

** Kapılar ve pencereler kütlelerin hesaplanmasında bu yapı kısımlarının düşük kütleleri nedeniyle göz önüne alınmamış, ilgili yüzeyler duvar yüzeylerinden çıkarılmıştır.

*** Kapısız veya odun talaşı plakasız.

Dış sıcaklık, *Tablo 2.1*'e göre

$$\vartheta_a' = -14^{\circ}\text{C} \text{ (rüzgarsız)}$$

Dış sıcaklık - yükseltmesi, Eşitlik (5)'e göre: $\Delta\vartheta_a = 4\text{K}$

Norm-dış sıcaklık, Eşitlik (2)'ye göre:

$$\vartheta_a = -14 + 4 = -10^{\circ}\text{C}$$

Plan tipi, *Şekil 2.4*'e göre: Plan tipi II (sıra ev tipi)

Bina durum katsayısı *Tablo 2.10*'a göre:

$$H = 0,52 \text{ WhPa}^{2/3} / (\text{m}^3 \cdot \text{K})$$

Yükseklik düzeltme faktörleri, *Tablo 2.12*'ye göre:

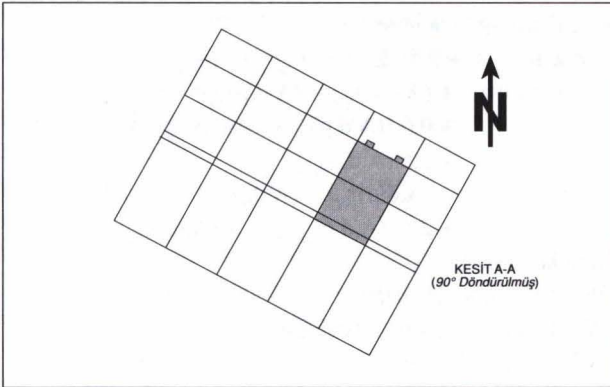
$$\epsilon_{SA} = 1,0$$

$$\epsilon_{SN} = 0,0$$

$$\epsilon_{GA} = 1,0$$

Oda katsayısı *r*, *Tablo 2.13*'e göre:

$$r = 0,9$$



Şekil 1.1

Oda 01

Bir iç kapı normal, eşiksiz, pencereler açılabilir. Yükleme grubu A, *Tablo 2.9*'a göre

$$\text{Fuga sızdırma katsayısı } a = 0,6 \text{ m}^3 / (\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}^{2/3})$$

$$\text{Fuga uzunluğu } l = 2 \cdot [2 \cdot (1,01 + 0,875)] = 7,54 \text{ m}$$

$$\Sigma (a \cdot l)_A = 4,5 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{Pa}^{2/3})$$

$$\text{Oda katsayısı } r = 0,9$$

Oda 13 yatak odası

Bir kapı normal eşiksiz

$$\text{Fuga sızdırma katsayısı } a = 0,6 \text{ m}^3 / (\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}^{2/3})$$

$$\text{Fuga uzunluğu } l = 2 \cdot [2 \cdot (1,14 + 1,38)] = 10,08 \text{ m}$$

$$\Sigma (a \cdot l)_A = 6,0 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{Pa}^{2/3})$$

Oda katsayısı $r = 0,9$

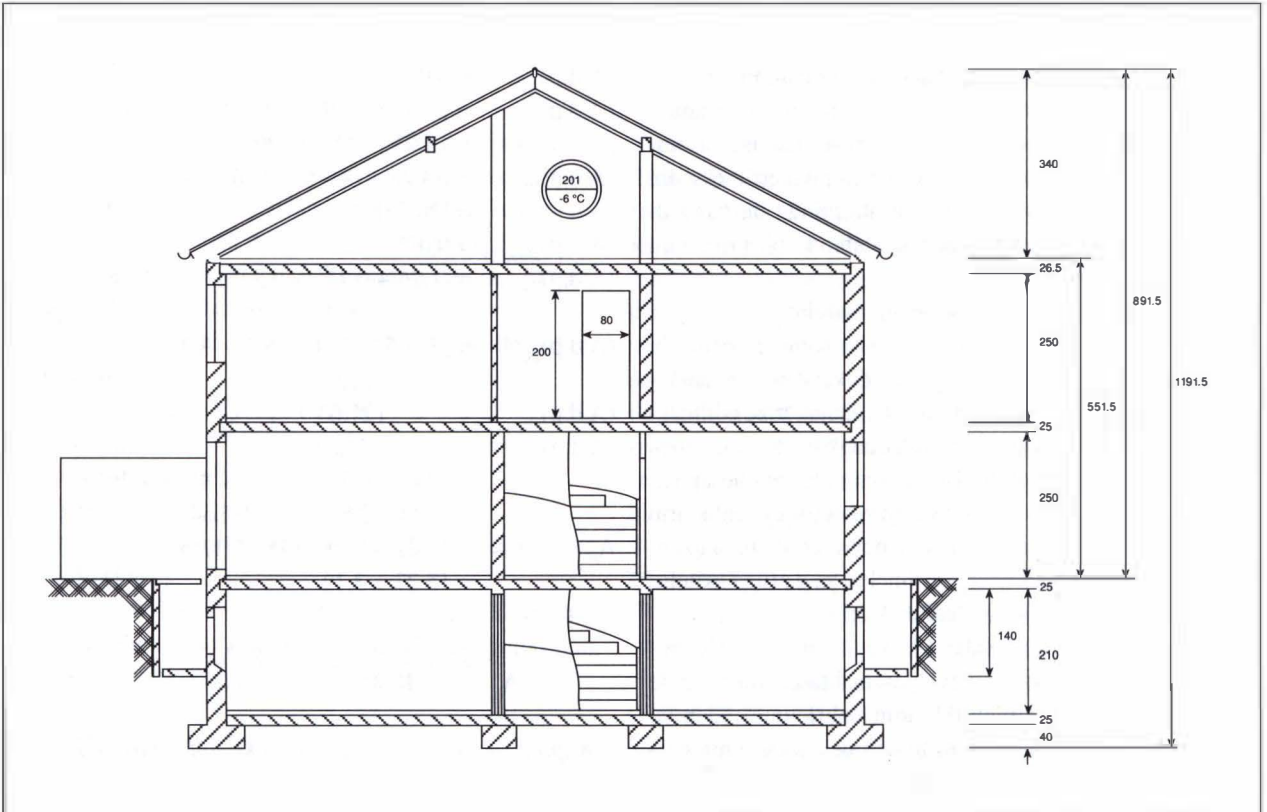
Çeşitli yapı elemanları ile ilgili ısı geçiş katsayılarının elde edilmesi *Tablo 1.1*'de gösterilmiştir. *Tablo 2.5, 2.6* ve *2.7*'ye uygun norm-iç sıcaklıklar planlara (*Şekil 1.2, 1.3, 1.4* ve *1.5*) işlenmiştir.

Toprak ile temasta olan yapı kısımları:

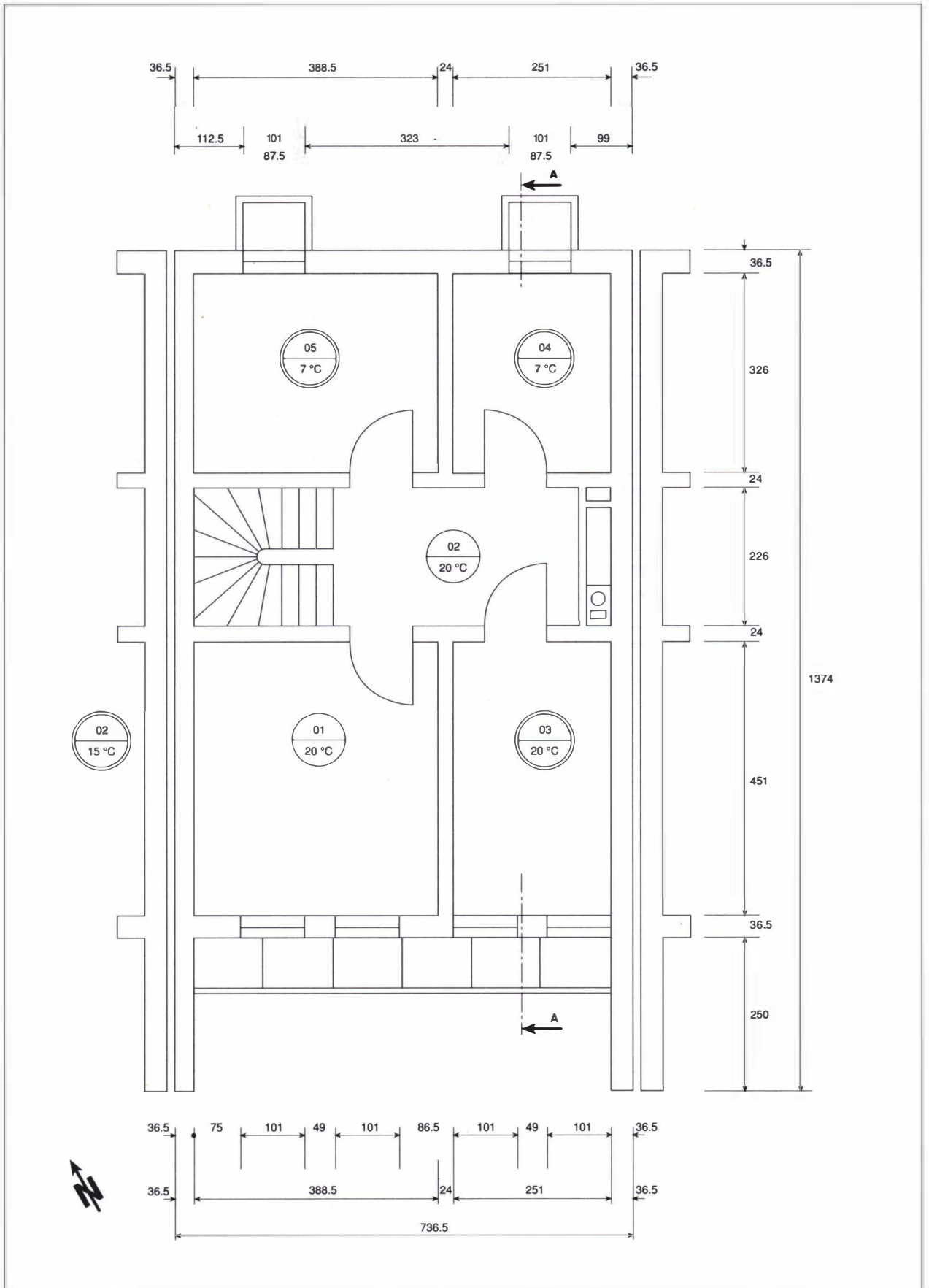
Hobi odasının (01) toprak ile temasta olan yatay yapı elemanları olan toprak temaslı döşeme için toprağın dış havaya olan eşdeğer ısı iletim direncinin belirlenmesinde ısı veren taban alanı olarak 5 sıra evin hepsinin 01,02 ve 0,3 No.lu odaları dikkate alınmalıdır.

$$A_{\text{taban}} = (0,365 + 4,51 + 0,24 + 2,26 + 0,24) \cdot 7,365 \cdot 5 = 7,615 \cdot 7,365 \cdot 5 = 280,4 \text{ m}^2$$

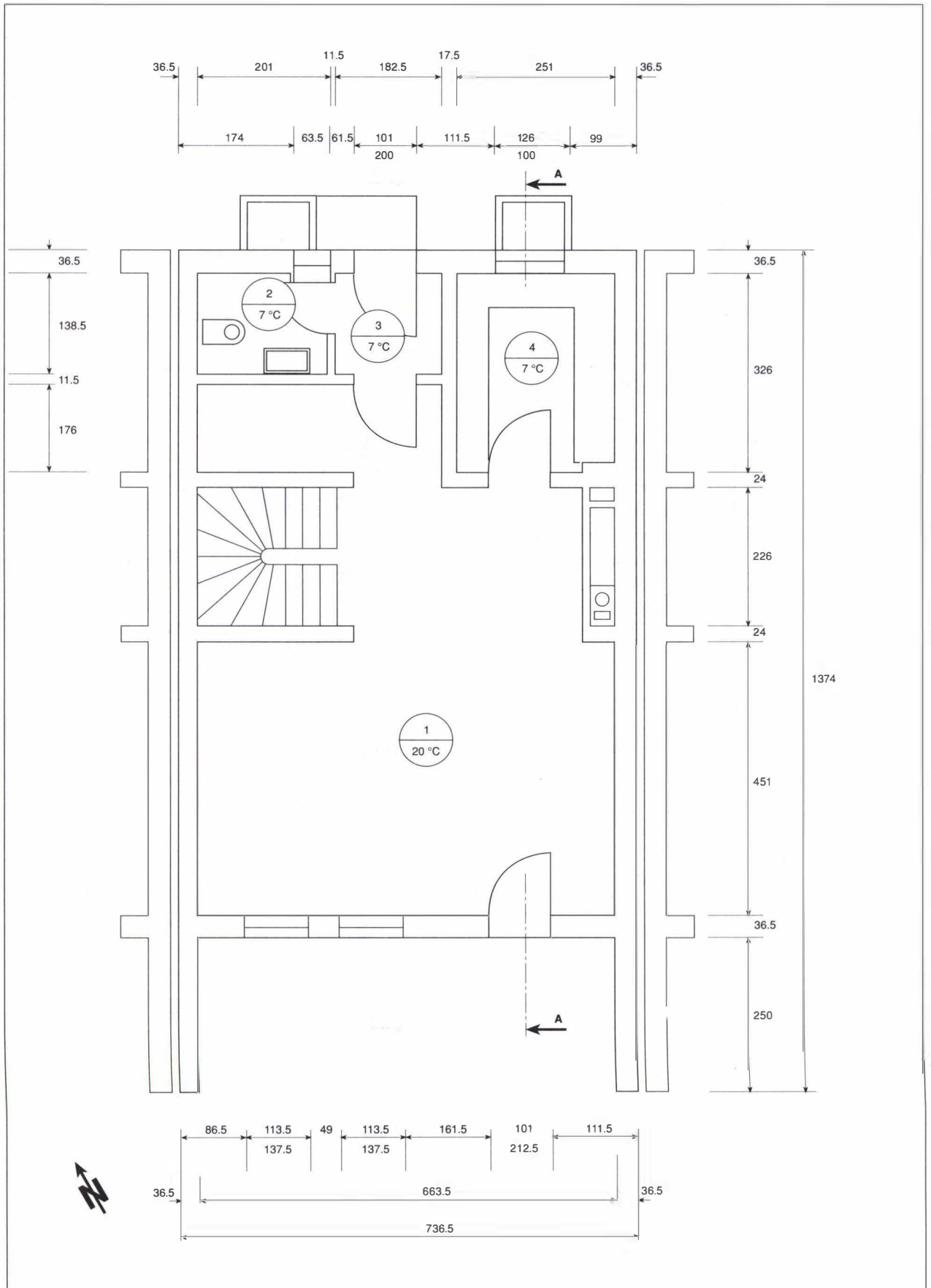
$$L/b = \frac{7,365 \cdot 5}{7,615} = 4,8$$



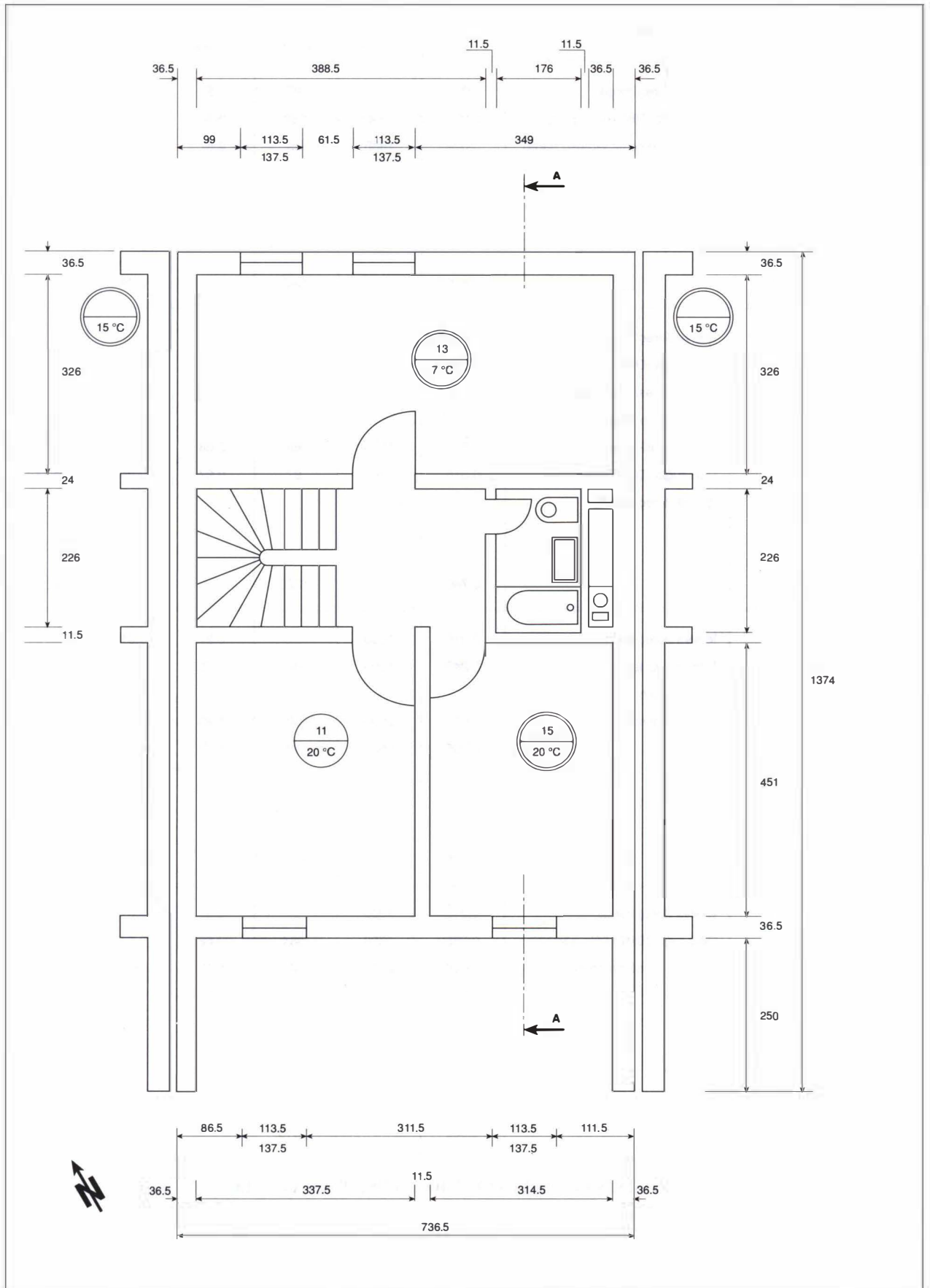
Şekil 1.2



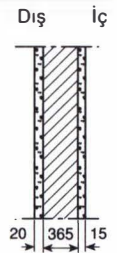
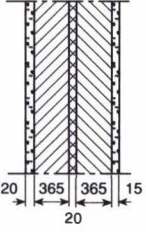
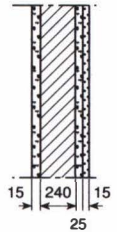
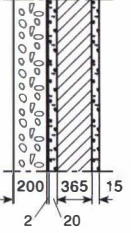
Şekil 1.3. BODRUM KATI Ölçek 1:100



Şekil 1.4. ZEMİN KATI Ölçek 1:100



Şekil 1.5. ÜST KAT Ölçek 1:100

Yapı Kısmı	Yapı Malzemesi	d m	e kg/m ³	e . d kg/m ²	λ W/m.K	R _λ m ² .K/W	k W/(m ² .K)
 <p>Dış duvar BK (aydınlık) ZK ve ÜK</p>	<p>İç sıva (kireç harcı) 0.015 1800 27 0.87 0.017 0.015</p> <p>Dolu tuğla (DIN 105'e göre) 0.365 1600 584 0.68 0.537 0.365</p> <p>Dış sıva (kireç çimentosu harcı) 0.020 1800 36 0.87 0.023 0.020</p> <p>R_i = 0.13 R_a = 0.04</p>	0.400		647		0.747	1.34
 <p>Ev ayırma duvarı</p>	<p>İç sıva (kireç harcı) 0.015 1800 27 0.87 0.017 0.017</p> <p>Dolu tuğla (DIN 105'e göre) 0.365 1600 584 0.68 0.537 0.537</p> <p>Mineral esaslı elyafli plaka DIN 18165'e göre 0.020 30 1 0.035 0.571</p> <p>(ısı iletkenlik grubu 035) 0.365 1600 584 0.68 0.537 0.537</p> <p>Dolu tuğla (DIN 105'e göre) 0.015 1800 27 0.87 0.017 0.017</p> <p>İç sıva (kireç harcı) 0.015 1800 27 0.87 0.017 0.017</p> <p>R_i = 0.13 R_i = 0.13</p>	0.780		1223		1.939	0.52
 <p>İç duvar (banyo)</p>	<p>İç sıva (kireç harcı) 0.015 1800 27 0.87 0.017 0.017</p> <p>Kireç kumu taşı (DIN 106'ya göre) 0.240 1600 384 0.79 0.304 0.304</p> <p>Nem engelleyici - - - - -</p> <p>Çimento harcı 0.025 2000 50 1.40 0.018 0.018</p> <p>Fayans 0.005 2000 10 1.00 0.005 0.005</p> <p>R_i = 0.13 R_i = 0.13</p>	0.285		471		0.604	
 <p>Dış duvar BK</p>	<p>İç sıva (kireç harcı) 0.015 1800 27 0.87 0.017 0.017</p> <p>Dolu tuğla (DIN 105'e göre) 0.365 1600 584 0.68 0.537 0.537</p> <p>Dış sıva (çimento harcı) 0.020 2000 40 1.40 0.014 0.014</p> <p>Bi tümen 0.002 1100 2 0.17 0.012 0.012</p> <p>Çakıl 0.200 1800 360 0.70 0.286 0.286</p>	0.602		1013		R _{λB} = 0.866	

Tablo 1.1 ISI GEÇİŞ KATSAYISININ VE DIŞ YÜZEYLE İLGİLİ DEPOLAMA KÜTLESİNİN BELİRLENMESİ

Verilen: Taban suyuna kadar olan derinlik T = 2 m

Eşitlik (9) veya Şekil 2.2'ye göre:

$$R_{\lambda A} = 2,6 \text{ m}^2. \text{ K/W}$$

Isı yalıtımsız düşey yapı kısımları için bunun sadece %50'si kullanılmalıdır.

Döşeme için (Eşitlik (17),(18),(19) ve Tablo 1.1'e bakınız.):

$$R_{AL} = R_{\lambda} + R_{\lambda B} + R_{\lambda A} + R_a$$

$$= 0,13 + 1,655 + 2,6 + 0,04 = 4,425 \text{ m}^2.\text{K/W}$$

$$k_{AL} = 0,23 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$$

$$R_{GW} = R_{\lambda} + R_{\lambda B} + R_{\lambda E}$$

Yapı Kısmı	Yapı Malzemesi	d m	ρ kg/m ³	ρ · d kg/m ²	λ W/m.K	R _λ m ² .K/W	k W/(m ² .K)
<p>İç duvar merdiven boşluğu, kazan dairesi</p>	İç sıva (kireç harçlı)	0.015	1800	27	0.87	0.017	R _i = 0.13 R _i = 0.13 0.647 1.55
	Dolu tuğla (DIN 105'e göre)	0.240	1600	384	0.68	0.353	
	Dış sıva (kireç çimentosu harcı)	0.015	1800	27	0.87	0.017	
		0.270		438			
<p>Kat tavanı</p>	Gergin halı	0.010	700	7	0.081*)	0.123	R _i = 0.17 R _i = 0.17 1.333 0.75
	Çimento şap	0.045	2000	90	1.40	0.032	
	Mineral esaslı elyaf	0.030	300	9	0.040	0.750	
	Normal beton (DIN 1045'e göre)	0.150	2400	360	2.1	0.071	
	Tavan sıvası (kireç harcı)	0.015	1800	27	0.87	0.017	
		0.250		493			
<p>İç duvar (banyo)</p>	Gergin halı	0.010	700	7	0.081*)	0.123	R _{λB} = 0.13 1.143 - 0.071 0.286 818
	Çimento şap	0.045	2000	90	1.40	0.032	
	PUR sert köpük (ısıtılabilirlik grubu 035)	0.040	30	1	0.035	1.143	
	Nem engelleyici	-	-	-	-	-	
	Normal beton (DIN 1045'e göre)	0.150	2400	360	2.1	0.071	
	Çakıl	0.200	1800	360	0.70	0.286	
	0.445		818				
<p>Tavan çatı odası ile ilgili</p>	Odun talaşı (DIN 68761'e göre)	0.020	700	14	0.13	0.154	R _i = 0.13 R _i = 0.13 2.502 0.40
	Mineral esaslı elyaf	0.080	300	24	0.040	2.000	
	Normal beton (DIN 1045'e göre)	0.150	2400	360	2.1	0.071	
	Tavan sıvası (kireç harcı)	0.015	1800	27	0.87	0.017	
		0.265		425			

*) Kabul

Tablo 1.1 Devam

$$= 0,13 + 1,655 + 2/1,2 = 3,452 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Duvarlar için:

$$R_{AL} = R_{\lambda} + R_{\lambda B} + 0,5 \cdot R_{\lambda A} + R_a$$

$$= 0,13 + 0,866 + (0,5 \cdot 2,6) + 0,04 = 2,336 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$k_{AL} = 0,43 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$R_{GW} = R_{\lambda} + R_{\lambda B} + R_{\lambda E}$$

$$= 0,13 + 0,866 + 2/1,2 = 2,663 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Pencereler için (tüm evde):

DIN 4108 Bölüm 4'e uygun 12mm boşluklu çift camlı pencere için, çerçeve malzeme grubu 1 halinde

$$k = 2,6 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

Dış yüzey düzeltmesi, *Tablo 2.3'*e göre

$$\Delta k_A = +0,2 \text{ W/(m}^2\text{.K)} \text{ elde edilmektedir.}$$

Güneş düzeltmesi, Eşitlik (12)'ye göre

$$\Delta k_S = -0,3 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

Norm-ısı geçiş katsayısı

$$k_N = 2,6 + 0,2 - 0,3 \\ = 2,5 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

Fuga sızdırma katsayısı, *Tablo 2.9'*a göre

DIN 18055'e göre yüklem grubu A için:

$$a = 0,6 \text{ m}^3 \text{ / (m.h.Pa}^{2/3})$$

Dış duvar için:

$$k = 1,34 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

Dış yüzey düzeltmesi, *Tablo 2.3'*e göre

$$\Delta k_A = 0,0 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

$$k_N = 1,34 + 0,0 \\ = 1,34 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

Oda 01 (hobi odası), Havalandırma ısı kaybı

$$Q_L = Q_{FL} + \Delta Q_{RLT}$$

veya,

$$Q_L = Q_{lmin}$$

$$\epsilon_{SN} = 0, \epsilon_{SA} = \epsilon_{GA} = 1,0 \text{ 'dır.}$$

Eşitlik (27)'ye göre

$$Q_{FL} = Q_{FLG}$$

$$Q_{FL} = \epsilon_{GA} \sum (a.l)_A \cdot H.r. (\vartheta_i - \vartheta_a) \\ = 1,0 \cdot 4,5 \cdot 0,52 \cdot 0,9 \cdot 30 \\ = 63 \text{ W}$$

$$\Delta Q_{RLT} = 0,0 \text{ W}$$

$$Q_{lmin} = b_{min} \cdot V_R \cdot c.p. (\vartheta_i - \vartheta_a)$$

$$Q_{lmin} = 0,17 \cdot V_R (\vartheta_i - \vartheta_a) \\ = 0,17 \cdot 36,8 \cdot [20 - (-10)] \\ = 0,17 \cdot 36,8 \cdot 30 \\ = 188 \text{ W}$$

$$Q_{lmin} > Q_{FL} + \Delta Q_{RLT}$$

Norm - havalandırma ısı ihtiyacı:

$$Q_L = 188 \text{ W}$$

Norm - iletimle oluşan ısı kaybı:

$$Q_T = \sum_j A_j \cdot q_j$$

Krischer - değeri D:

$$D = \frac{Q_T}{A_{top}(\vartheta_i - \vartheta_a)} = \frac{568}{70,3 \cdot [20 - (-10)]} = 0,27 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

Havalandırma ısı kaybı oranı

$$Q_L / Q_T = 188 / 568 = 0,33$$

Oda 13 (Yatak odası)

Hesap işlemleri için oda 01'e bakınız.

$$Q_{lmin} = 0,17 \cdot 54,1 \cdot 30 = 276 \text{ W}$$

$$Q_{FL} = 1,0 \cdot 6 \cdot 0,52 \cdot 0,9 \cdot 30 = 84 \text{ W}$$

$$Q_{RLT} = 0,0 \text{ W}$$

$$Q_L = 276 \text{ W}$$

$$D = 1103 / 92,7 \cdot [20 - (-10)] = 0,040 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

$$Q_L / Q_T = 276 / 1103 = 0,25$$

Oda 0,1 ve 13 ile ilgili hesap işlemleri *Tablo 1.2* ve *1.3'*deki formlarda gösterilmiştir.

5.6.4. 10 Metreden Daha Yüksek Binalarda Norm-Isı Kaybının Hesaplanması ile İlgili Örnek

Yer: Berlin, normal konum

5.6.4.1. En Olumsuz Rüzgar Etkisinin Belirlenmesi

Norm havalandırma ısı kaybının hesaplanmasında her oda için en olumsuz rüzgar yönünden hareket edilmelidir. Bir dış duvarlı odalarda (*Şekil 1.6'*daki Büro 1, 2, 3 ve 4) bu problem oluşmamaktadır. Köşe odalarda (*Şekil 1.6'*daki konferans salonu) her iki cephe aynı anda rüzgara maruz kalabilmekte, böylece bu durumda da dış duvarların tüm geçirgenliklerinin dikkate alınması gerekmektedir.

Buna karşılık *Şekil 1.6'*daki salon her iki dış duvardan sadece birinin aynı anda rüzgara maruz kalabildiği bir durum göstermektedir. Bu durumda en olumsuz rüzgara maruz kalma durumu kabul edilmelidir. Yani daha büyük geçirgenliğe sahip olan cephe (burada güney duvarı) göz önüne alınmaktadır. Konferans salonu kuzey duvarında da geçirgenliğe sahip olsaydı, bu duvar doğu duvarı ile birlikte (buradaki geçirgenlik güney duvarınıninkilerden büyük olsaydı) kullanılırdı. Koridorda havalandırma ısı kaybı oluşmamaktadır.

En olumsuz rüzgar yönü odalara göre daima geçirgenliklerin (a.l) dağılımı yardımıyla tespit edilebilmektedir.

5.6.4.2. Oda Katsayılarının Belirlenmesi

Bir odanın oda katsayısı *Tablo 2.13'*e göre iç kapıların sızdırmazlıklarına, bunların sayısına ve dış yüzeylerin geçirgenliklerine bağlı olarak oluşmaktadır. Eşiksiz normal iç kapılar için *Şekil 1.6'*da verilen geçirgenlikler ile aşağıdaki şartlar elde edilmektedir:

Büro 1, 2, 3 ve 4 için $r = 0,9$ geçerlidir. Konferans salonu için cephelerin geçirgenliği

$$(a.l) = 50 \text{ m}^3 \text{ / (h.Pa}^{2/3}) \text{ tutarındadır. } R=0,7 \text{ elde edilmektedir.}$$

Salonun oda karakteristik sayısı $r=1,0$ değerindedir, çünkü burada rüzgara maruz kalan ve kalmayan cepheler arasında iç dirençler bulunmamaktadır.

5.6.4.3 Yükseklik Düzeltme Faktörlerinin Belirlenmesi

Rüzgarsız bölgedeki normal konumlu ve her katta *Şekil 1.6'*daki üstten görünüme sahip olan yüksek bir binadan hareket edilmektedir. *Şekil 2.4'*e göre burada plan tipi I (müstakil ev) söz konusudur. Bina karakteristik büyüklüğü *Tablo 2.10'*a göre, böylece $H=0,72 \text{ W.h.Pa}^{2/3} \text{ / (m}^3\text{.K)}$ değerindedir. Her katta göz önüne alınan *Tablo 2.11'*e uygun yükseklik düzeltme faktörleri bina yüksekliğine de bağlıdır. Bunun için toprak üzerindeki ısıtılan katların kat yüksekliklerinin toplamı kullanılmalıdır. Tüm katlarda aynı plan mevcut ise, bu durumda plandaki odaları genellikle sadece bir kere hesaplamak yeterlidir. Norm-havalandırma ısı kaybının hesaplanmasında burada önce, $\epsilon=1,0$ ile hesap yapılması tavsiye edilmektedir.

Bu durumda her katta her odanın havalandırma ısı kaybı ile çarpılması gereken bir yükseklik düzeltme faktörü oluşmak-

Proje/Sipariş/Komisyon											Tarih:		Sayfa: 1			
Yapı projesi: Örnek hesaplama DIN 4701																
Oda numarası: 01													Oda tanımı: Hobi odası			
Norm-iç sıcaklık	ϑ_i	=	20 °C	Ev karakteristik büyüklüğü	H	=	0.52									
Norm-dış sıcaklık	ϑ_e	=	- 10 °C	İç kapı adedi	n_T	=	1									
Oda hacmi	V_R	=	36.8 m ³	Toprak üstündeki yükseklik	h	=	- 1.18m									
Toplam-çevresel oda yüzeyi	A_{top}	=	70.3 m ²	Yükseklik düzeltme faktörü (rüzgara maruz kalan)	ϵ_{SA}	=	1.0									
İçeri giren çevre havasının sıcaklığı	ϑ_v	=	- °C	Yükseklik düzeltme faktörü (rüzgara maruz kalmayan)	ϵ_{SN}	=	0.0									
Atık hava fazlalığı	ΔV	=	- m ³ /s	Yükseklik düzeltme faktörü (rüzgara maruz kalan)	ϵ_{GA}	=	1.0									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Yüzey hesabı								İletimle oluşan ısı kaybı			Hava geçirgenliği					
Kısa gösteriliş	Yön	Adet	Genişlik	Yükseklik veya uzunluk	Yüzey	Yüzey çıkarılacak mı? (-)	Hesaba giren yüzey	Norm-ısı geçiş katsayısı	Sıcaklık farkı	Yapı kısmının iletimle oluşan ısı kaybı	Yatay aralık adedi	Düşey aralık adedi	Aralık uzunluğu	Aralık geçirme katsayısı	Yapı kısmının geçirgenliği	Rüzgara maruz kalan veya kalmayan (AVN)
-	-	n	b	h	A	-	A'	k_N	$\Delta\vartheta$	Q_T	n_w	n_s	l	a	a.L	-
-	-	-	m	m	m ²	-	m ²	$\frac{W}{m^2.K}$	K	W	-	-	m	$\frac{m^3}{m.h.Pa^{2/3}}$	$\frac{m^3}{h.Pa^{2/3}}$	-
DP	GB	2	0.88	1.01	0.9	-	1.8	2.50	30	135	2	2	7.54	0.6	4.5	A
DD	GB	1	3.89	1.65	6.4	-	4.6	1.34	30	185						
DD	GB	1	3.89	0.70	2.7	-	2.7	0.43 ¹⁾	15	17						
						-	2.7	0.38 ²⁾	10	10						
D		1	3.89	4.51	17.5	-	17.5	0.23 ³⁾	15	60						
						-	17.5	0.29 ⁴⁾	10	51						
İD	GD	1	4.51	2.35	10.6	-	10.6	1.55	5	82						
İD	KB	1	4.51	2.35	10.6	-	10.6	0.52	5	28						
568																
1) 1/R _{AL, DUVAR} 2) 1/R _{GW, DUVAR} 3) 1/R _{AL, DÖŞEME} 4) 1/R _{GW, DÖŞEME}																
DP: Dış pencere, DD: Dış duvar, D: Döşeme, İD: İç duvar, GB: Güney Batı, GD: Güney Doğu, KB: Kuzey Batı																
Rüzgara maruz kalan geçirgenlikler	$\Sigma(a.l)_A$	=	4.5	$\frac{m^3}{h.Pa^{2/3}}$	Minimum havalandırma ısı kaybı	Q_{Lmin}	=	188 W								
Rüzgara maruz kalmayan geçirgenlikler	$\Sigma(a.l)_N$	=	-	$\frac{m^3}{h.Pa^{2/3}}$	Norm havalandırma ısı kaybı	Q_L	=	188 W								
Oda karakteristik sayısı	r	=	0.9		Norm iletimle olan ısı kaybı	Q_T	=	568 W								
Havalandırma ısı kaybı, doğal hava ile	Q_{LFL}	=	63 W		Krischer değeri	D	=	0.27 $\frac{W}{m^2.K}$								
Havalandırma ısı kaybı, hava şart.sis. ile	ΔQ_{RLT}	=	- W		Havalandırma ısı kaybı oranı	Q_L/Q_T	=	0.33								
					Norm ısı kaybı	Q_N	=	756 W								

Tablo 1.2 FORM ÖRNEK HESAP ODA NUMARASI:01 DIN 4701'E GÖRE NORM ISI KAYBININ HESAPLANMASI

tadır. Bu metot sadece rüzgara maruz kalan geçirgenliklere sahip olan odalar için kullanılabilir. Her katta göz önüne alınan yükseklik düzeltme faktörü Tablo 2.11'den elde edilmekte olup burada ϵ_{GA} ve ϵ_{SA} 'dan daha büyük değeri olan kullanılmalıdır.

6. ISI GEÇİŞ DİRENCİNİN HESAPLANMASI

İletimle oluşan ısı kaybının hesaplanması ile ilgili eşitlikler tek boyutlu ısı geçişini şart koşmaktadır. Yapı elemanlarının

sınır bölgelerindeki (örneğin oda köşeleri, pencerenin oturduğu duvar boşluklarının iç yüzeyi) bu kabulden farklılıklar hesabın diğer kısmının doğruluğu çerçevesinde ihmal edilebilmektedir.

6.1. ÇOK TABAKALI YAPI ELEMANLARI

Isı akımı yönünde birçok arka arkaya duran tabakalardan oluşan bir yapı elemanında ısı geçiş direnci R_k tüm tabakaların ısı iletim dirençlerinin (R_{λ}) (DIN 4108 Bölüm 4'e göre)

Proje/Sipariş/Komiyon										Tarih:			Sayfa: 2			
Yapı projesi: Örnek hesaplama DIN 4701																
Oda numarası: 13					Oda tanımı: Yatak odası											
Norm-iç sıcaklık	ϑ_i	=	20 °C	Ev karakteristik büyüklüğü	H	=	0.52									
Norm-dış sıcaklık	ϑ_e	=	- 10 °C	İç kapı adedi	n_T	=	1									
Oda hacmi	V_R	=	54.1 m ³	Toprak üstündeki yükseklik	h	=	4.00 m									
Toplam-çevresel oda yüzeyi	A_{top}	=	92.7 m ²	Yükseklik düzeltme faktörü (rüzgara maruz kalan)	ϵ_{SA}	=	1.0									
İçeri giren çevre havasının sıcaklığı	ϑ_V	=	- °C	Yükseklik düzeltme faktörü (rüzgara maruz kalmayan)	ϵ_{SN}	=	0.0									
Atık hava fazlalığı	ΔV	=	- m ³ /s	Yükseklik düzeltme faktörü (rüzgara maruz kalan)	ϵ_{GA}	=	1.0									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Yüzey hesabı								İletimle oluşan ısı kaybı			Hava geçirgenliği					
Kısa gösteriliş	Yön	Adet	Genişlik	Yükseklik veya uzunluk	Yüzey	Yüzey çıkarılacak mı? (-)	Hesaba giren yüzey	Norm-ısı geçiş katsayısı	Sıcaklık farkı	Yapı kısmının iletimle oluşan ısı kaybı	Yatay aralık adedi	Düşey aralık adedi	Aralık uzunluğu	Aralık geçirme katsayısı	Yapı kısmının geçirgenliği	Rüzgara maruz kalan veya kalmayan (A/N)
-	-	n	b	h	A	-	A'	k_N	$\Delta\vartheta$	Q_T	n_W	n_S	l	a	a.L	-
-	-	-	m	m	m ²	-	m ²	$\frac{W}{m^2.K}$	K	W	-	-	m	$\frac{m^3}{m.h.Pa^{2/3}}$	$\frac{m^3}{h.Pa^{2/3}}$	-
DP	NO	2	1.14	1.38	1.6	-	3.2	2.50	30	240	2	2	10.08	0.6	6.0	A
DD	NO	1	6.64	2.77	18.4	-	15.2	1.34	30	611						
D		1	1.83	1.39	2.5	-	2.5	0.75	5	9						
İ		1	6.64	3.26	21.7	-	21.7	0.40	26	226						
İD		2	3.26	2.77	9.0	-	18.1	0.52	5	47						
İD		1	1.76	2.77	4.9	-		1.55	-4	-30						
										1103						
DP: Dış pencere, DD: Dış duvar, D: Döşeme, İ: Tavan, İD: İç duvar																
*) Tesisat kanalının duvar kısmı dikkate alınmamaktadır. (20°C kabul edilmektedir)																
Rüzgara maruz kalan geçirgenlikler	$\Sigma(a.l)_A$	=	$6.0 \frac{m^3}{h.Pa^{2/3}}$	Minimum havalandırma ısı kaybı	$Q_{L\ min}$	=	276 W									
Rüzgara maruz kalmayan geçirgenlikler	$\Sigma(a.l)_N$	=	$\frac{m^3}{h.Pa^{2/3}}$	Norm havalandırma ısı kaybı	Q_L	=	276 W									
Oda karakteristik sayısı	r	=	0.9	Norm iletimle olan ısı kaybı	Q_T	=	1103 W									
Havalandırma ısı kaybı, doğal hava ile	Q_{LFL}	=	84 W	Krischer değeri	D	=	0.39 $\frac{W}{m^2.K}$									
Havalandırma ısı kaybı, hava şart.sis. ile	ΔQ_{RLT}	=	- W	Havalandırma ısı kaybı oranı	$Q_L Q_T$	=	0.25									
				Norm ısı kaybı	Q_N	=	1379 W									

Tablo 1.3. FORM ÖRNEK HESAP ODA NUMARASI:13 DIN 4701'E GÖRE NORM ISI KAYBININ HESAPLANMASI

ve iç ve dış ısı taşınım dirençlerinin (R_i ve R_a) (Tablo 2.16'ya göre) toplamıdır.

Eşitlik (9) geçerlidir:

$$R_K = R_i + \Sigma R_\lambda + R_a \quad (33)$$

6.2. YANYANA DURAN YAPI ELEMANLARI

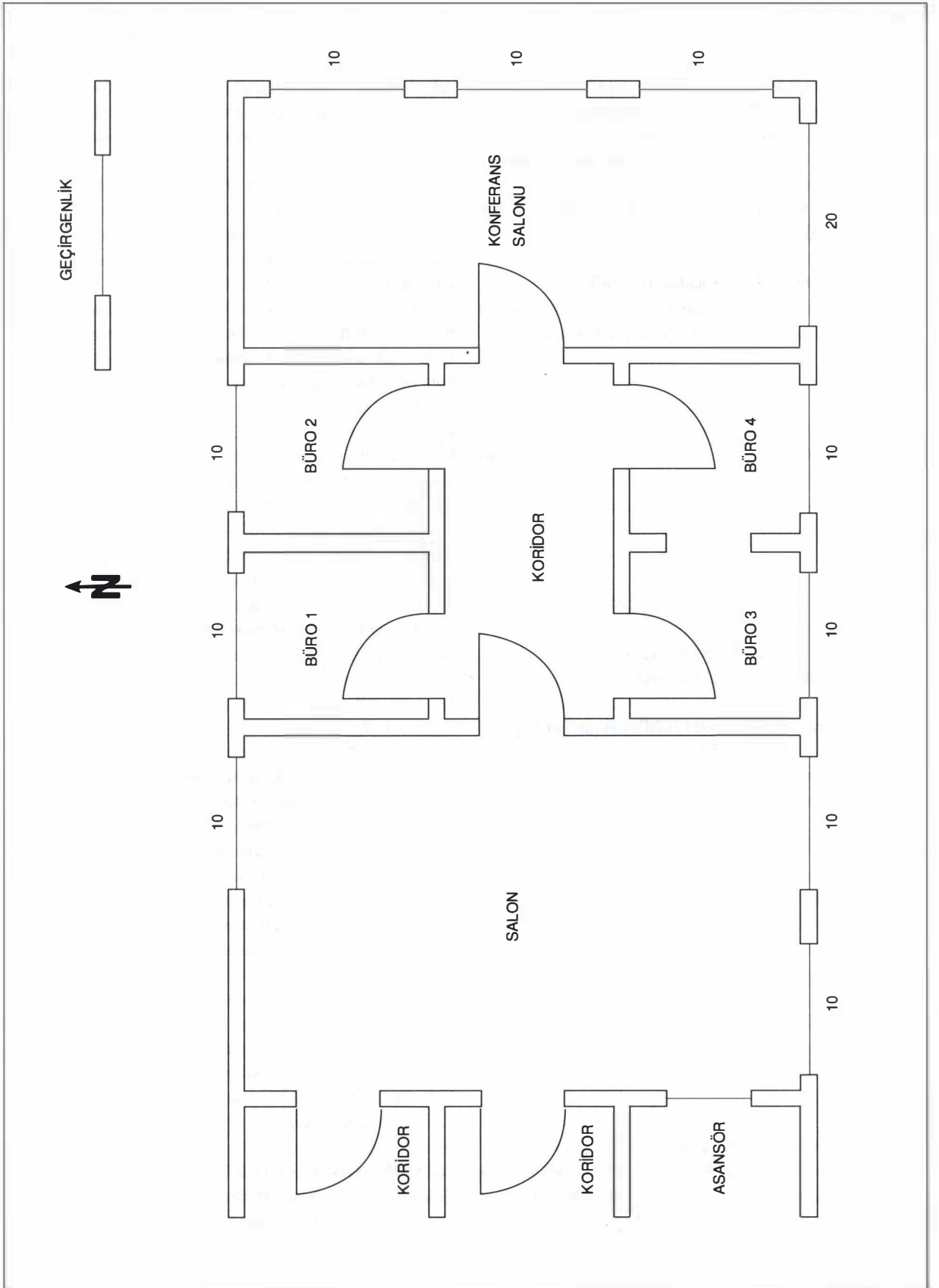
Farklı yapı malzemelerinden oluşan yan yana duran yapı elemanlarında alışımlı yapı tarzlarında, müstakil elemanların ısı iletim dirençlerinin oranı 5'ten büyük değil ise (Bölüm 6.3'e bakınız) bir boyutlu ısı iletimi göz önüne alınabilmektedir. Bu tür yapı elemanlarından geçen ısı akımı bu durumda müstakil elemanlardan geçen kısmi akımların toplamından oluşmaktadır. Böylece tüm yüzeyle ilgili olan ortalama

bir ısı geçiş direnci aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir:

$$R_{k,m} = \frac{\Sigma A}{\Sigma R_k} \quad (34)$$

6.3. ISI KÖPRÜLERİ

İki boyutlu ısı akışı sonucunda oluşan bir ısı köprüsünün neden olduğu ilave ısı akımı, ısı kaybı hesabı çerçevesinde sadece istisnai durumlarda dikkate alınmalıdır. Bu hem artırılmış ısı akımlı geometrik şarta bağlı ısı köprüleri (örneğin oda köşelerinde veya pencerenin oturduğu duvar boşluklarının iç yüzeyindeki) hem de duvarların içine taşıyıcıların (profillerin) veya çelik parçaların yerleştirilmesi ile oluşan



Şekil 1.6.

ısı köprüleri için geçerlidir. Bu tür ısı köprüleri DIN 4108 Bölüm 2'ye göre iç yüzeyde normal (ısı köprüsü bulunmayan) duvar yüzeyine nazaran daha düşük sıcaklıklar oluşmayacak şekilde yalıtılmalıdır. Böylelikle ısı kaybı hesabının diğer kısmının doğruluğu çerçevesinde ısı köprüleri ile oluşan ilave ısı akımlarının belirlenmesi gerekmemektedir. İlave ısı yalıtımsız, bir baştan bir başa olan ısı köprülerinde hesaplama çok zahmetlidir. Bu nedenle burada sadece daha sık olarak karşılaşılan iki durum için yaklaşık bir formül verilmektedir.

6.3.1. Bir Dış Duvar İçinde Kalan I- Profil

Homojen duvardan geçen, Eşitlik (7)'ye göre hesaplanan ısı akımına ilaveten profilden şu ısı akımı geçmektedir:

$$\Delta Q = \frac{A_{st}}{R_k} (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (35)$$

$$R_k = R_i \cdot \frac{S}{b} + R_{\lambda} + R_a \cdot \frac{S}{b} \quad (36)$$

$$R_{\lambda} = \frac{d}{\lambda} \quad (37)$$

Burada:

A_{st} profilin bağlantı kısmının kesiti (kalınlık x uzunluk)

R_k profilin eşdeğer ısı geçiş direnci

λ profil malzemesinin ısı iletim katsayısı

Ölçü tanımlamaları için Şekil 2.5'e bakınız.

6.3.2. Her Tarafı Kapalı Metal Kılıflı (Mantolu) Yapı Elemanı

Dolgudan geçen, alışılmış şekilde Eşitlik (7)'ye göre hesaplanan ısı akımına ilaveten kılıftan şu ısı akımı geçmektedir:

$$\Delta Q = \frac{U \cdot \delta}{R_U} (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (38)$$

$$U = 2(b + l) \quad (39)$$

$$R_U = \sqrt{R_i \cdot R_{\lambda U}} + R_{\lambda U} + \sqrt{R_a \cdot R_{\lambda U}} \quad (40)$$

$$R_{\lambda U} = \frac{d}{\lambda_U} \quad (41)$$

Burada:

λ_U kılıfın ısı iletim katsayısı ölçü tanımları için Şekil 2.6'ya bakınız.

7. ÖZEL DURUMLARDAKİ ISI KAYBININ HESAPLANMASI İLE İLGİLİ TALİMATLAR

Isı kaybı hesabının burada işlenen özel durumlarında sadece hesaplama yöntemleri verilebilmektedir, çünkü etkileyen çeşitli büyüklüklerin önemi değişiklik gösterebilmekte ve duruma göre göz önüne alınması gerekmektedir. Belirtilen tesirler arasında stasyonier olmayan ısı hareketleri (örneğin ısınma olaylarında), kuvvetli sıcaklık tabakalaşması (örne-

ğin yüksek odalarda), odadaki özel ışınım şartları v.b. sayılmaktadır. Bu tür özel durumların hesaplanması bu bölümde mümkün olduğunca fiziksel esaslara dönüştürülmüştür, ancak planlama yapan mühendis uygulama sınırlarını duruma göre özenli bir şekilde kontrol etmelidir. Bu şekilde bulunan ısı kaybı norm-ısı kaybı olarak gösterilememektedir.

7.1. NADİREN ISITILAN ODALARIN ISI KAYBI

Nadiren ısıtılan odaların ısı kaybının hesabında depolama yapan ve yapmayan yapı elemanları arasında ayırım yapılmalıdır. Depolama yapmayan yapı elemanlardaki ısı kayıpları rejim durumu ile ilgili eşitlikler yardımıyla hesaplanabilirken, depolama yapan yapı kısımlarında ısınma olayları ve böylece ilgili malzeme özellikleri ısınma sürecinin yanında hesaba girmektedir. Bu nedenle ısı kaybı şu bağlantıya ¹⁶⁾ göre hesaplanmaktadır:

$$Q = Q_F + Q_W + Q_L$$

Burada:

Q_F Pencereler ve diğer depolama yapmayan yapı kısımlarının ısı kaybı, Eşitlik (7)'ye göre:

Q_W Depolama yapan yapı kısımlarının ısınması ile ilgili ısı ihtiyacı, Eşitlik (43)'e göre

Q_L Havalandırma ısı kaybı, Eşitlik (21) veya (22)'ye göre. Isınma - ısı ihtiyacı Q_W için odanın tüm iç yüzeyi (bunlar ısı depolayan malzemeden oluşuyorsa), (döşemenin, muhtemelen kolonların vs. iç yüzeyleri dahil) belirleyicidir.

Şu denklem geçerlidir:

$$Q_W = \Sigma \frac{A_w}{R_Z} (\vartheta_i - \vartheta_0) \quad (43)$$

Burada:

A_w ısı depolayan yapı kısmının yüzeyi

R_Z ısınma süresi z'e bağlı ortalama ısınma direnci

ϑ_i Isınma süresinden sonraki iç sıcaklık

ϑ_0 ısınmadan önceki iç sıcaklık

Şekil 2.7'de çeşitli ısı giriş katsayıları ($\sqrt{\lambda \cdot c \cdot p}$) ile ilgili R_Z değerleri ısınma süresine bağlı olarak verilmiştir.

Depolama kabiliyetli yapı kısımlarına içerden bir ısı yalıtım tabakası uygulanmış ise ortalama ısınma direnci R_{ZYa} şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$R_{ZYa} = R_Z + R_{\lambda Ya} \quad (44)$$

Burada:

$R_{\lambda Ya}$ ısı yalıtım tabakasının ısı iletim direnci

Periyodik olarak işletilen kilise ısıtma sistemleri için genellikle tamamen $\vartheta_0 = 5^\circ\text{C}$ baz alınmaktadır. ϑ_i için Tablo 2.2'deki bilgiler geçerlidir.

7.2. ÇOK AĞIR YAPI TÜRÜNDEKİ ISI KAYBI

Çok ağır yapı türündeki odaların (toprak üstündeki ve altında ki sığınaklar, toprak altındaki odalar, toprak altındaki garajlar

Mart 1983 nüshası

¹⁶⁾ Krischer, O. ve Kast, W.: Nadiren ısıtılan binaların ısıtılmasında ısı kaybı problemi. Ges.-Yng 78 (1957), Nr 21/22, S.321 - 325

vs.) ısı kaybı konvansiyonel yöntemle hesaplanmaktadır. Bu tür odaların büyük ısı depolama kabiliyeti nedeniyle kesintili ısıtma işletmesinde de ısı ihtiyacının 24 saat boyunca sürekli ısıtmadaki gibi yaklaşık olarak aynı kalacağından hareket edilebilmektedir. Isıtma yüzeyleri ve ısı temin sistemi iletimle oluşan ısı kayıplarını karşılama ile ilgili zaman zaman kesintili bir ısıtma işletmesinde yaklaşık olarak $\frac{24}{Z_B} \cdot Q_T$ değerindeki

bir güce göre seçilmelidir. (Z_B saat olarak işletme süresi ve Q_T Eşitlik (7)'ye göre belirlenen iletimle oluşan ısı kaybı) Havalandırma ısı kaybının hesaplanması için Eşitlik (21) veya (22) geçerlidir. Isıtma yüzeylerinin ve ısı temin sisteminin seçilmesi için havalandırma ısı kaybının sadece işletme süresinde mi yoksa sürekli mi olduğu kontrol edilmelidir. Buna göre söz konusu gerekli toplam güç belirlenmelidir.

7.3. BÜYÜK SALONLARIN VE BENZERİ ODALARIN ISI KAYBI

Isı kaybı hesabı burada iki noktada konvansiyonel yöntemden farklılık göstermektedir. Birincisi bu tür odalarda dış duvarlarla ve pencerelerle ışınlamış alışı verişinde bulunan iç yüzeyler hemen hemen yoktur. İkincisi burada kullanılan çoğu ısıtma yönteminde hava sıcaklığının yükseklik ile çok fazla artmasının göz önüne alınma zorunluluğu vardır.

Ağırlıklı olarak konvektif ısı veren ısıtma sistemlerinde (havalı ısıtma sistemi, konvektörler) dış duvarlara ve pencerelere olan iç ısı taşınım direnci, azaltılan ışınlamış alışı neticesinde, alışılmış durumdan daha büyük olmaktadır.

Oda ağırlıklı olarak ışınlamalı (tavan radyant sistemleri, ışınlam plakaları) ısıtılıyorsa bu durumda iç yüzeyler ile dış bina kısımları arasındaki ışınlamış alışı verişinin azalması, ışınlam yüzeyleri ile dış bina kısımlarının birbirine göre geometrik yerleşimine bağlı olarak dengelenebilmekte veya aşırı şekilde kompanze de edilebilmektedir. Bu durumda bir iç ısı taşınım direnci tahmin edilmelidir. İç ısı taşınım dirençlerinin sınır değerleri ve tek camlı metal pencerelerin bununla belirli olan ısı geçiş dirençleri *Tablo 2.17'*de verilmiştir.

Isı kaybı için belirleyici olan yarı oda yüksekliğindeki hava sıcaklığı yüksekliğe bağlılık nedeniyle bulunulan bölgedeki (zondaki) sıcaklıktan daha yüksek (oda yüksekliğine, iç sıcaklığa ve ısıtma sistemine bağlı olarak 1 ila 4K) olmaktadır.

Toprağa olan ısı kaybı alışılmış şekilde Bölüm 5.3.4'e göre hesaplanmalıdır. Havalandırma ısı kaybı Eşitlik (26) veya (27)'ye göre hesaplanmaktadır. (Bununla yeterli bir hava yenilenmesi sağlanmış ise). Genellikle büyük salonlardaki enfiltrasyonla havalanma, gerekli hava yenilenmesine yeterli olmayacak şekilde özel yüklere maruz kalmaktadır. Bu durumlarda havalandırma ısı kaybı hesabında ya bir minimum dış hava akımı ya da bir minimum dış hava değişimi (bu eşitlik (23) veya (28)'e göre belirlenmelidir) baz alınmalıdır. Burada gerekli dış hava hacimsel debileri veya baz alı-

nan hava değişimi, beklenen hava kirlenmesine göre belirlenmeli veya tecrübeye göre tespit edilmelidir. Isı kaybı ile ilgili güvenilir bir hesaplama sadece kapıları kapalı salonlar için yapılabilmektedir. Muhtemelen açık durumda olan kapıların etkisi beklenen rüzgar basıncı farkları ve diğer sınır şartları yardımıyla ayrı olarak tahmin edilmeli ve buna göre göz önüne alınmalıdır.

7.4. SERALARIN ISI KAYBI

Seralarla ilgili ısı kaybının hesaplanması alışılmış durumlardan havalandırma ısı kaybının cam yüzeylerle ilişkilendirilmesi ve diğer ısı alış veriş şartları nedeniyle iç ısı taşınım dirençlerinin daha düşük olması ile farklılık göstermektedir. Toprağa olan ısı kaybı, küçüklüğü nedeniyle genellikle hesaba dahil edilmemektedir.

7.4.1. İletimle Oluşan Isı Kaybı

İletimle oluşan ısı kaybı Eşitlik (7)'ye göre belirlenmektedir:

$$Q_T = Q_{T \text{ cam}} + Q_{T \text{ kalan}} \quad (45)$$

Burada ;

$Q_{T \text{ cam}}$ saydam yüzeylerin iletimle oluşan ısı kaybı

$Q_{T \text{ kalan}}$ tüm diğer yüzeylerin iletimle oluşan ısı kaybı

$$Q_{T \text{ cam}} = \frac{A_{\text{cam}}}{R_{k \text{ cam}}} \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (46)$$

$$R_{k \text{ cam}} = R_{i \text{ cam}} + R_{\lambda \text{ cam}} + R_{a \text{ cam}} \quad (47)$$

Burada:

A_{cam} saydam yüzeyler (taşıyıcı konstrüksiyon dahil)

$R_{i \text{ cam}}$ saydam yüzeylerdeki iç ısı taşınım direnci,

Tablo 2.18'e göre

$R_{\lambda \text{ cam}}$ saydam yüzeylerin ısı iletim direnci,

Tablo 2.19'a göre

$R_{a \text{ cam}}$ saydam yüzeylerdeki dış ısı taşınım direnci (0,04 m² K/W)

7.4.2. Havalandırma Isı Kaybı

Alışılmış durumlardan farklı olarak seraların havalandırma ısı kaybı ile ilgili bağıntı iletimle oluşan ısı kaybına benzer şekilde yazılmaktadır:

$$Q_L = \left(\frac{A}{R_L} \right)_{\text{cam}} \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a) \quad (48)$$

Burada ;

A_{cam} saydam yüzey (taşıyıcı konstrüksiyon dahil)

$R_{L \text{ cam}}$ enfiltrasyon ile ilgili eşdeğer ısı geçirme direnci,

Tablo 2.20'ye göre

7.5. FARKLI AĞIRLIKTAKİ ODALARIN KARARLI OLMAYAN DAVRANIŞI

Odaların ısınma ve soğuma davranışı kompleks bir şekilde çevreleyen bina kısımlarının termik malzeme değerlerine ve bunların tabakalaşmasına bağlıdır. Çok farklı (özellikle farklı ağırlıktaki) odalar bu nedenle (eğer ısıtma sisteminin oldukça kesintili işletilmesi gerekiyorsa) aynı kontrol grubuna bağlanmamalıdır.

7.6. ISITILMAYAN YAN ODALARIN SICAKLIKLARI

Isıtılmayan komşu odaların sıcaklıkları *Tablo 2.5, 2.6 ve 2.7*'de birkaç önemli durum için verilmiştir. Genelde sıcaklık şu bağıntıdan elde edilmektedir.

$$\vartheta_{UR} = \frac{\Sigma (k.A.\vartheta)_i + \Sigma(k.A.\vartheta.)_a + 0,36 V_R.\beta .\vartheta_a}{\Sigma (k.A)_i + \Sigma (k.A)_a + 0,36 .V_R.\beta} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (49)$$

Burada ;

ϑ_i	sınır teşkil eden ısıtılan odaların norm-iç sıcaklıkları	[$^\circ\text{C}$]
ϑ_a	norm-dış sıcaklık	[$^\circ\text{C}$]
ϑ_{UR}	ısıtılmayan odanın sıcaklığı	[$^\circ\text{C}$]
V_R	oda hacmi	[m^3]
β	hava değişim sayısı	[1/h]
A	yüzey	[m^2]
k	ısı geçiş katsayısı	[W/($\text{m}^2.\text{K}$)]

Index a ısıtılmayan oda ile dış hava arasındaki sınır teşkil eden bina kısımları

Index i ısıtılmayan oda ile ısıtılan oda arasında sınır teşkil eden bina kısımları

Açıklamalar:

DIN 4701 Bölüm 1, Bölüm 5.2.1 için

Bir soğuk hava dönemi başlangıcındaki dış sıcaklık düşüşünde bir odanın iç sıcaklığının azalması odanın toplam depolama kabiliyetinin ani ısı kaybına oranına bağlıdır. Alışılmış yapı türlerinde depolama kabiliyetinin mümkün olan değişiklikli ısı kaybınınkinden (bu esas itibarıyla ortalama ısı geçiş katsayıları ile karakterize edilmektedir) oldukça daha büyüktür.

“Dış yüzeyle ilgili depolama kütlesi” kriterinde 1,6 W/ $\text{m}^2.\text{K}$ 'lik bir ortalama ısı geçiş katsayısı (k_{w+f}) baz alınmaktadır.

Oldukça düşük k_{w+f} değerlerine sahip yapı türlerinde bu nedenle özel olarak hafif yapı türleri için çok olumsuz $m/\Sigma A_a$ değerleri oluşmaktadır.

Bu durumlarda uygun, stasyoner olmayan bir hesap yöntemi ile, ayrı bir hesap yapılabilmektedir. (Dipnot 5'e bakınız.)

DIN 4701 Bölüm 1, Bölüm 5.4.1.8 için

Bölüm 5.4.1.8'de Eşitlik (29)'da sürekli oturulan odalar için saatte 0,5 kerelik minimum hava değişimi baz alınmıştır. Burada şahısların verdiği duyulur ısı göz önüne alınmamıştır. Bu, örneğin her şahsın 10 m^2 'lik yüzeyde ve dışarı ile içerisi arasında 34 $^\circ\text{C}$ 'lik bir sıcaklık farkında yaklaşık olarak 0,5 l/h'lik bir ilave hava değişimine karşılık gelmektedir. Böylece efektif olarak şahısların bulunması esnasında 0,7 l/h'ten daha yüksek bir hava değişimi güç bakımından karşılanmıştır.

DIN 4701 Bölüm 2, Tablo 1 için

Tablo 1, 20000'den fazla nüfusa sahip tüm yerler ve meteoroloji istasyonu bulunan tüm yerler için kademeleri 2K olan dış sıcaklıkları içermektedir. En düşük sıcaklık olarak Alman meteoroloji dairesinin kapsamlı karşılaştırma tespitlerine göre 1951'den 1970 yılına kadar geçen süre içinde on kez ulaşılan veya altına inilen en düşük iki gün ortalama değeri seçilmiştir. Almanya'nın kuzeyindeki sahil bölgesinde

ve münferiden Batı ve Güney Almanya'da görülen 10 $^\circ\text{C}$ 'nin üzerindeki sıcaklıklar dikkate alınmamaktadır. Dış sıcaklığın üst sınırı olarak böylece -10 $^\circ\text{C}$ geçerlidir.

Haritada gösterilen izotermeler meteorolojinin interpolasyon kurallarına göre eşit tam derece sayısı bölgeleri (örneğin -12,0 ile -12,9 arasındaki bölge için -12 $^\circ\text{C}$ izotermi) geçerlidir.

İzotermelerin arasındaki alanlar bu nedenle (bu normun 1959 nüshasında olduğu gibi) sabit sıcaklığa sahip belirli “Klima zonları” nı göstermektedir. Bu nedenle izoterm haritası sadece *Tablo 1*'de kaydedilmiş olan benzer iklimsel konuma sahip yerlerin bulunmasında yardımcı ortam olarak hizmet edebilir. Daha yüksek veya düşük sıcaklığa sahip küçük adalar haritadaki yer azlığı nedeniyle gösterilmemiştir. Bu nedenle izoterm haritası ile tablo değerleri arasında farklılıklar olabilir. Tablo değerleri bağlayıcı olarak geçerlidir.

DIN 4701 Bölüm 2, Tablo 2 için

Isı kaybı hesabı için baz alınan norm-iç sıcaklıklar hem hava sıcaklığını hem de çevreleyen yüzeylerin ortalama sıcaklığını göz önüne alan hesap değerleridir. Bunlar ısı fizyolojisi bakımından algılanan sıcaklıkları göstermektedir. Bu odanın ortalama yüzey sıcaklığı ne kadar düşük ise, odada bulunan şahısların artan ısı ışınımı itibarıyla hava sıcaklığının o kadar yüksek olması gerekmektedir. Isı kaybının hesaplanması için kullanılan bağıntılar iç sıcaklığa bağlı olduğundan, daha düşük norm-iç sıcaklıkların kullanılmasında çok daha düşük ısı ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. Bunun önlenmesi istenirse önce ısı kaybına bağlı odanın gerekli iç sıcaklığı hesaplanmalı ve bununla nihai olarak ısı kaybı elde edilmelidir. Bu yöntem fevkalade karmaşıktır, çünkü bu durumda farklı hava sıcaklığına sahip komşu odalar arasındaki ısı akımlarında hesaplanması gerekmektedir. Bu nedenle çok düşük norm-iç sıcaklıklar ile hesap ve gerekli olan ısı ihtiyacı artımı ile ilgili düzeltme yapılmasına müsaade edilmektedir.

Bu dış yüzeylerin ısı geçiş katsayıları ile ilgili dış yüzey düzeltmesi ΔK_A ile gerçekleştirilmektedir. ΔK_A ısı geçiş katsayısının değerine bağlıdır. Hava sıcaklığının buna göre gerekli artışı ve bununla muhtemelen ilişkili olan ısıtma yüzeylerinin verdiği ısının azalması belli ölçüde ısıtma sistemine, özellikle ışınım ile verilen ısının yüzdesine bağlıdır. Isıtma sistemlerinin seçimi ile ilgili olan bu ilişkiler DIN 4701 Bölüm 3'te ele alınmaktadır.

Bir odadaki hava sıcaklığı verilen norm-iç sıcaklıklarda çok kompleks bir şekilde odanın Krischer-değerine (D), havalandırma ısı kaybı yüzdesine ve ısıtma sistemine bağlıdır. Bu ışınım karşı korunmuş bir termometre ile ölçülmelidir. Korunmamış bir termometre ile ölçülen sıcaklık yerden yere fark eden gelen ve neşredilen ışınım dolayısı ile odadaki ölçme yerine bağlıdır. Norm-iç sıcaklık hesap değeri olarak hiç ölçülemez. Bu nedenle sadece sıcaklık ölçümleriyle ısı kaybı hesabının doğruluğunun tetkik edilmesi mümkün değildir. Bu norma riayet edilmesi ile ilgili ispat sadece hesap ile gerçekleştirilebilir. Kısmen sınırlı ısıtılan komşu odalar kabulünde oda ısı kaybı norm-ısı kaybına oranla şartlara göre oldukça yükselmektedir.

Bu artışın ölçüsü komşu odalara olan ısı akımlarının komşu odalardan dışarı doğru olan ısı akımları oranına bağlıdır.

DIN 4701 Bölüm 2’de *Tablo 2* ile ilgili metinde belirtilen siperi veren ile yapılan sözleşmeler bu nedenle kısmen sınırlı ısıtıldığı kabul edilen komşu odalarla ilgili olarak, sözkonusu her oda için açık bilgiler içermelidir.

Bunlar olmadan hesap sonuçlarının karşılaştırılması mümkün değildir.

DIN 4701 Bölüm 2, *Tablo 2*’ye göre yapılan bir hesap ısı kaybı için yüksek değerler vermektedir, çünkü komşu odalarda kabul edilen düşürülmüş sıcaklıklara ulaşılması yine bunların ısı bilançosuna bağlıdır.

Bu şekilde seçilen ısıtma sistemlerinin sağlıklı fonksiyonu ile ilgili şart, otomatik oda sıcaklık kontrollü sistemlerin kullanılmalıdır.

DIN 4701 Bölüm 2, Tablo 5,6 ve 7 için

Hesaplanan sistem tarafından ısıtılmayan komşu odalardaki sıcaklık ile ilgili hesap değerleri *Tablo 5,6 ve 7*’de verilmiştir. Isıtılmayan komşu odalardaki çıkıntılı merdiven boşlukları *Tablo 5*’e yeni dahil edilmiştir.

Alışılmış şekilde ısıtılmış olan, ancak hesaplanan sistem tarafından beslenmeyen komşu odalarda standart olarak +15°C’lik bir sıcaklık kabul edilmiştir, çünkü bu değer için yüzeylerle iyi bir termik bağlantı nedeniyle kısmen veya zaman zaman ısıtınada da hiç altına inilmemektedir.

Isıtılmayan, üç tarafında oda bulunan (bir dış duvarlı) merdiven boşluklarındaki sıcaklıklar *Tablo 6*’da bina yüksekliğine, kat konumuna ve ısıtılan odalara ve dışarıya olan ısı geçiş şartlarına bağlı olarak verilmiştir. Yüksekliğe bağlılık

bina yüksekliği ile artan giriş kapısı üzerinden giren hava akımı ile oluşmaktadır. Kaçak hava yüksek katlara doğru olan yol üzerinde gittikçe ısıtılmaktadır.

Çatı arası (odaları) ile ilgili sıcaklıklar çatı yüzeylerinin ısı geçiş dirençlerine, bunları ısıtılan odalardan ayıran yüzeylere ve hava değişimine bağlı olarak verilmiştir. Bunlar *Tablo 7*’de gösterilmiştir.

DIN 4701 Bölüm 2, Tablo 10 için

Bina durum katsayısının hesaplanmasında, 1951’den 1970’e kadar olan zaman diliminde sözkonusu yerlerde senede bir kez en soğuk her iki günde görülen rüzgar hızının günlük ortalama değerleri baz alınmıştır. Yuvarlak hesap değeri olarak 2 m/s’lik bir rüzgarı hızı baz alınan “rüzgarsız bölgeler” ile bu değer 4m/s olduğu “kuvvetli rüzgarlı bölgeler” arasında ayırım yapılmaktadır. İzoterm haritalarında görüldüğü gibi, “kuvvetli rüzgarlı” olarak Kuzey Almanya’dan orta sıradağların kenarına kadar olan tüm bölge geçerlidir. “Kuvvetli rüzgarlı” bölgeler daha güneye doğru Alp’lere kadar çıkan yüksek konumlara kadar uzanmaktadır. İzoterm haritasındaki rüzgar zonları ile ilgili yükseklik verileri Alp’ler bölgesi hariç olmak üzere NN’ye göredir. Alp’ler bölgesinde yükseklikler söz konusu vadi tabanlarına göredir, çünkü burada bu ilişki meteorolojik olarak daha mantıklıdır.

Rüzgar hızları ile ilgili meteorolojik tespitlere dayanan yukarıdaki değerler “normal konumlu” binalar için baz alınmıştır. Burada ilgili meteoroloji istasyonlarının normal konumda olduğundan hareket edilmiştir. “Serbest konum” için bina karakteristik büyüklüklerinde göz önüne alınan rüzgar hızları 2m/s daha yüksek olarak kabul edilmiştir.

BİNALARIN ISI KAYBININ HESAPLANMASI TABLOLAR, ŞEKİLLER, ALGORİTMALAR DIN 4701 BÖLÜM 2

DIN 4701 T.1/03.83 ile birlikte
DIN 4701/01-59'un yerine geçmiştir.
DIN 4701'in kullanılabilirliğini iyileştirmek için norm şu iki kısma ayrılmıştır:
DIN 4701 Bölüm 1 Binaların ısı kaybının hesaplanması ile ilgili kurallar; Hesaplama Esasları
DIN 4701 Bölüm 2 Binaların ısı kaybının hesaplanması ile ilgili kurallar; Tablolar, Şekiller, Algoritmalar.
Norm, dış sıcaklık ile ilgili tabloları, norm-iç sıcaklıkları ve komşu odalardaki, ısıtılmayan bina içine yerleştirilen merdiven boşluklarındaki, çatı arasındaki sıcaklıklar ile ilgili hesap değerlerini; kapılar ile ilgili ısı geçiş katsayılarını, bina elemanlarının sızdırmalarını bina durum katsayılarını ve yükseklik düzeltmelerini vs. DIN 4701 Bölüm 1'e göre ısı kaybının hesaplanmasında gerekli olan şekilleri ve tabloların mevcut algoritmalarını ve diyagramları içermektedir.
Isı iletim veya ısı geçiş katsayılarını içeren tablolar (kapılar ile ilgili olanlar hariç) DIN 4701'de artık mevcut değildir. Bunlar DIN 4108 Bölüm 4'ten alınmalıdır.

1. TABLOLAR

Tablo 2.1'de 20.000'den daha fazla nüfusa sahip Almanya'daki şehirler ³⁾ için dış sıcaklıklar $\vartheta_a^{1)}$ ve rüzgarlı bölge (R) ²⁾ belirlemesi (20 sene içinde 10 kere ulaşılan veya altına inilen hava sıcaklığının en düşük iki gün ortalaması) verilmektedir.

Burada bulunmayan yerler için dış sıcaklık olarak tabloda verilen benzer iklimsel konuma sahip en yakın yerin değeri kabul edilmelidir.

Burada rüzgarlı bölgeler hakkında bilgiler de (DIN 4701 Bölüm 1 ile ilgili açıklamalara bakınız.) içeren *Şekil 1'*deki izoterm haritası (DIN 4701 Bölüm 1 ile ilgili açıklamalara bakınız.) yardımcı olmaktadır.

Notlar:

1) Büyük şehirlerin merkezi bölgelerindeki dış sıcaklıklar, verilen sıcaklıklar ile ilişkili olan kenar bölgelerdeki dış sıcaklıklara göre biraz daha yüksektir. Bu şartların genel olarak göz önüne alınması belirsizlik faktörlerinin (akarsular, meydanlar dış bölgelerin garanti bir sınırı yok) çok çeşitli olması nedeniyle mümkün değildir. Ancak nüfusu 100.000'nin üzerinde olan şehirlerdeki yoğun (birbirine yakın binalar) yapılaşmada, kat yüzey sayıları $\geq 1,8$ olan bölgelerde, bina çevresindekilerden oldukça yükselmediği takdirde dış sıcaklığın bu norma göre olan değerden 2K'e kadar daha yüksek kabul edilebileceği bir sözleşme yapılabilmektedir.

2) Rüzgarlı bölge: R, rüzgarsız bölge: herhangi bir harfle belirtilmemiştir.
3) Verileri göz önüne alınan, meteoroloji istasyonu bulunan daha küçük yerler de tabloda gösterilmiştir.

Tablo 2.2 Isıtılan odalar ile ilgili norm-iç sıcaklıklar ϑ_i'
Norm-ısı kaybının hesaplanmasında, sipariş veren tarafından açıkça başka değerler talep edilmedikçe norm-iç sıcaklıklar baz alınmalıdır. Konutlarda her seferinde ısıtma sisteminin ısıtılabilen tüm odaların tam ısıtılmasına göre mi yoksa bu odaların kısmen sınırlı olarak ısıtılmasına göre mi seçileceği kararlaştırılmalıdır. Tam ısıtmada ısıtma yüzeyleri No.1.1'e göre, kısmen sınırlı ısıtmada No.1.2'ye göre boyutlandırılmalıdır. Isı temin sisteminin boyutlandırılması için belirleyici olan norm-bina ısı kaybının hesaplanması için daima No.1.1'e göre olan norm-iç sıcaklıklar veya kararlaştırılan benzer sıcaklıklar baz alınmalıdır.

Notlar:

1) DIN 1946 Bölüm 4'ün uygulama alanına giren sistemlere sahip odalar için oradaki belirlemeler geçerlidir.
2) Kat konutlarında iç tarafta bulunan koridorlar hemen hiç ısıtılmamaktadır.
3) Kısmen sınırlı ısıtılan komşu odalarda oda ısıtma gücünün belirlenmesi için kabul görmüş diğer (*Tablo 2* ile ilgili açıklamalara bakınız.) hesap yöntemlerinin kullanılması kararlaştırılabilmektedir.

Posta Kodu	Şehir	Dış Sıcaklık °C	Posta Kodu	Şehir	Dış Sıcaklık °C	Posta Kodu	Şehir	Dış Sıcaklık °C
7701	Aach, Hegau	- 14	8602	Burghaslach	- 16	3040	Soltau	- 12 (R)
5100	Aachen	- 12	4620	Castrop-Rauxel.	- 10	6720	Speyer	- 12
7080	Aalen, Württ.	- 16 (R)	3100	Celle	- 12 (R)	2160	Stade	- 10
4730	Ahlen, Westf.	- 12 (R)	3392	Clausthal-Zellerfeld	- 14 (R)	8729	Steinbach bei Eltmann	- 14
2070	Ahrensburg	- 12 (R)	8630	Coburg	- 14	5190	Stolberg, Rheinl.	- 12
5110	Alsdorf, Rheinl.	- 12 (R)	4420	Coesfeld	- 10 (R)	8440	Straubing	- 18
5990	Altena, Westf.	- 12 (R)	7180	Crailsheim	- 16	7000	Stuttgart	- 12
8508	Aizey	- 12	2190	Cuxhaven	- 10 (R)	6603	Suizbach, Saar	- 12
8450	Amberg, Oberpf.	- 16	8060	Dachau	- 16	8170	Tölz, Bad	- 18
5470	Andernach	- 12	6100	Darmstadt	- 12	5500	Trier	- 10
8800	Ansbach, Mittelfr.	- 16	4354	Dattein	- 12 (R)	7400	Tübingen	- 16
5770	Ernsberg	- 12 (R)	2870	Delmenhorst	- 12 (R)	7200	Tuttlingen	- 16 (R)
8750	Aschaffenburg	- 12	4930	Detmold	- 12	5132	Übach-Palenberg	- 12
8900	Ausburg	- 14	5509	Deuselbach	- 12 (R)	3110	Uelzen	- 14 (R)
7960	Aulendorf, Württ.	- 16 (R)	6340	Dillenburg	- 12	7900	Ulm, Donau	- 14
7150	Backnang	- 12	8880	Dillingen, Donau	- 16	4750	Unna	- 12 (R)
7570	Baden-Baden	- 12	4220	Dinslaken	- 10 (R)	5620	Velbert	- 12
7847	Badenweiler	- 14	4270	Dorsten	- 10 (R)	6806	Viernheim	- 12
8600	Bamberg	- 16	4600	Dortmund	- 12	4060	Viersen	- 10 (R)
8580	Bayreuth	- 16	6602	Dudweiler, Saar	- 12	7730	Villingen, Schwarzwald	- 16 (R)
4720	Beckum, Westf.	- 12 (R)	4060	Dülken	- 10 (R)	6620	Völklingen, Saar	- 12
6124	Beerfelden, Odenw.	- 14 (R)	4408	Dülmen	- 12 (R)	4223	Voerde, Niederrh	- 10 (R)
5060	Bensberg	- 12	5160	Düren	- 12	7050	Waiblingen	- 12
6140	Bensheim	- 10	4000	Düsseldorf	- 10 (R)	3544	Waldeck, Hess.	- 14 (R)
	(Bensheim- Auerbach)		4100	Duisburg	- 10 (R)	4100	Walsum	- 10 (R)
8240	Berchtesgaden	- 16	7470	Ebingen (Albstadt)	- 18 (R)	4355	Waltrp	- 12 (R)
5070	Bergisch-Gladbach	- 12	2330	Eckerförde	- 10 (R)	4680	Wanne-Einckel	- 10
6748	Bergzabern, Bad	- 12	2908	Edewechterdamm	- 12 (R)	8090	Wasserburg a. inn.	- 16
1000	Berlin	- 14		(Friesoythe)		4640	Wattenscheid	- 10
5550	Bernkastel, Kues	- 10	3352	Einbeck	- 16	2000	Wedel, Holsten	- 10 (R)
6631	Berus	- 12 (R)	7090	Ellwangen, Jagst	- 16	8480	Weiden, Oberpf.	- 16
7950	Biberach, RiB	- 16	2200	Elmshorn	- 12 (R)	6290	Weilburg	- 12
8560	Biedenkopf	- 12	5153	Elsdorf, Rheinl.	- 12	6940	Weinheim, Bergstrabe	- 10
4890	Bielefeld	- 12	2970	Emden	- 10 (R)	8832	Weissenburg in Bay.	- 16
6530	Bingen, Rheinl.	- 12	5427	Ems. Bad	- 12	8501	Wendelstein, Mittelfr.	- 20 (R)
6588	Birkenfeld, Nahe	- 14 (R)	4407	Emsdetten	- 12 (R)	5980	Werdohl	- 12
5581	Biankenrath	- 14 (R)	5250	Engelskirschen	- 10	5678	Wermelskirchen	- 12
4290	Bocholt	- 10 (R)	7294	Schopfloch	- 16 (R)	4712	Werne a.d. Lippe	- 12 (R)
4630	Bochum	- 10	7060	Schordorf, Württ.	- 16	6980	Werthiem	- 14
4713	Bockum-Hövel	- 12 (R)	6479	Schotten, Hess.	- 12	4230	Wesel	- 10 (R)
7030	Böblingen	- 14	8540	Schwabach, Mittelfr.	- 16	5047	Wesseling, Rheinl.	- 10
5300	Bonn	- 10	7070	Schwabach Gmünd.	- 16	6330	Wetzlar	- 12
5300	Bonn-Bad Godersburg	- 10	7170	Schwalbisch Hall	- 16	6200	Wiesbaden	- 10
5300	Bonn-Beuel	- 10	8720	Schweinfurt	- 14	7547	Wildbad	- 14
2972	Borkum	- 10 (R)	5830	Schwelm	- 12	2940	Wilhelmshaven	- 10 (R)
8801	Bottenweiler, Post	- 16	7220	Schwenningen, Neckar	- 16 (R)	3542	Willingen, Upland	- 14 (R)
	Zumhaus (Wörnitz)		5840	Schwerte,Ruhr	- 12	5810	Witten	- 12
4251	Botrop	- 10 (R)	2360	Segeberg, Bad	- 10 (R)	3430	Witzenhausen	- 14
4800	Brackwede	- 12	8672	Selb	- 18 (R)	3340	Wolfenbüttel	- 14 (R)
3300	Braunschweig	- 14 (R)	5200	Sieburg	- 12	3180	Wolfsburg	- 14 (R)
2800	Bremen	- 12 (R)	5900	Siegen	- 12	6520	Worms	- 12
2850	Bremerhaven	- 10 (R)	5210	Sieglar	- 10	5603	Wülfrath	- 12
2140	Bremervörde	- 12 (R)	7480	Sigmaringen	- 14 (R)	5102	Würselen	- 12
5790	Brilon	- 14 (R)	7032	Sindelfingen	- 14	8700	Würzburg	- 12
7520	Bruchsal	- 12	7700	Singen, Hohentwiel	- 14	5600	Wupertal	- 12
5040	Brühl, Rheinl.	- 10	4770	Soest, Wstfl	- 12 (R)	8100	Zugspitze	- 24 (R)
6967	Buchen, Odenw.	- 14 (R)	5650	Solingen	- 12	6660	Zweibrücken	- 12

Tablo 2.1. 20.000'DEN DAHA FAZLA NÜFUSA SAHİP ALMANYA'DA Kİ ŞEHİRLER³⁾ İÇİN DIŞ SICAKLIKLAR ¹⁾ VE KUVVETLİ RÜZGARLI BÖLGE (R)²⁾ BELİRLENMESİ
(20 sene içinde 10 kere ulaşılan veya altına inilen hava sıcaklığının en düşük iki gün ortalaması)

No.	Oda Türü	Norm-İç Sıcaklık °C
1	Oturma odaları	
1.1	Tam ısıtılan binalar Oturma ve yatak odaları Mutfaklar Banyolar Helalar Isıtılan yan odalar (ön(ara) odalar), antreler, koridorlar ²⁾ Merdiven boşlukları	+ 20 + 20 + 24 + 20 + 15 + 10
1.2	Kısmen sınırlı ısıtılan binalar ³⁾ a) Her bir hesaplanan oda için No.1.1'deki gibi b) Her bir hesaplanan odaya komşu (sınır) odalar için Tablo 5'e göre	
2	Yönetim binası Büro odaları, oturma odası (salonu), sergi odası (salonu), gişe salonları ve v.b., ana merdiven boşlukları Helalar Yan odalar ve yan merdiven boşlukları, 1'deki gibi	+ 20 + 15
3	Ticari binalar (ticarethaneler) Satış odaları ve dükkanlar genel, Ana merdiven boşlukları Gıda maddesi satışı Depo genel Peynir genel Sosis deposu, et ürünleri işlenmesi ve satışı Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 2'deki gibi	+ 20 + 18 + 18 + 12 + 15
4	Oteller ve lokantalar Otel odaları Banyolar Otel salonları, oturma odası, eğlence salonları, ana merdiven boşlukları Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 1'deki gibi	+ 20 + 24 + 20
5	Eğitim binaları Eğitim odaları genel, öğretmenler odası, kütüphaneler, yönetim odaları, teneffüs salonları ve çok amaçlı eğlence salonları, çocuk bahçeleri Eğitim mutfakları Atölye odaları, bedensel çalışmaya bağlı olarak Banyo ve duş odaları Doktor ve muayene odaları Beden eğitimi salonları Jimnastik salonları Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 2'deki gibi	+ 20 + 18 + 15 ile + 18 arası + 24 + 24 + 20 + 20
6	Tiyatro ve konser salonları, ön odalar dahil Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 1'deki gibi	+ 20
7	Kiliseler ⁴⁾ Kilise salonu genel Korunması gereken objelere sahip kiliselerde Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 2'deki gibi	+ 15 sözleşmeye göre
8	Hastaneler ⁵⁾ Ameliyat, hazırlık ve anestezi odaları, erken doğan bebek odaları Diğer tüm odalar	+ 25 + 22
9	İmalat ve atölye odaları Genel, minimum Oturularak yapılan işlerde	+ 15 + 20
10	Kışlalar Konaklama odaları Diğer tüm odalar 5'teki gibi	+ 20
11	Yüzme havuzları Salonlar (ancak su sıcaklığının en az 2 K üzerinde) Diğer banyo odaları (duş odaları) Soyunma odaları, yan odalar ve merdiven boşlukları	+ 28 + 24 + 22
12	Hapishaneler Konaklama odaları Diğer tüm odalar 5'teki gibi	+ 20
13	Sergi salonları Siparişi verilen bilgilerine göre, ancak en az	+ 15
14	Müzeler ve galeriler Genel	+ 20
15	Tren istasyonları Kapalı yapı türündeki kabul, gişe ve işlem odaları ve işlemsiz bekleme odaları	+ 15
16	Hava limanları (alanları) Kabül, işlem ve bekleme odaları	+ 20
17	Dona karşı korunması gereken odalar	+ 5

1) DIN 1946 Bölüm 4'ün uygulama alanına giren sistemlere sahip odalar için oradaki belirlemeler geçerlidir.

2) Kat konutlarında iç tarafta bulunan koridorlar hemen hemen hiç ısıtılmamaktadır.

3) Kısmen sınırlı ısıtılan komşu odalarda oda ısıtma gücünün belirlenmesi için kabul görmüş diğer (Tablo 2 ile ilgili açıklamalara bakınız) hesap düzenlemelerinin kullanılması kararlaştırılabilmektedir.

4) Genelde 5°C'lik bir minimum sıcaklık sürekli olarak sağlanmaktadır.

5) DIN 1946 Bölüm 4'e hastanelerdeki hava şartlandırma sistemleri bakınız.

Tüm diğer bina türlerinde hesapta baz alınacak sıcaklıklar siparişi verilenle kararlaştırılmalıdır.

Tablo 2.2. ISITILAN ODALAR İLE İLGİLİ NORM İÇ SICAKLIKLAR °C

Dış yüzeylerin ısı geçiş katsayısı, DIN 4108 Bölüm 4'e göre $W/(m^2.K)$	0.0 ile 1.5 arası	1.6 ile 2.5 arası	2.6 ile 3.1 arası	3.2 ile 3.5 arası
Dış yüzey düzeltmesi Δk_A $W/(m^2.K)$	0.0	0.1	0.2	0.3

Tablo 2.3. DIŞ YÜZEYLERİN ISI GEÇİŞ KATSAYILARI İLE İLGİLİ DIŞ YÜZEY DÜZELTMELERİ Δk_A

Cam Türü	Güneş Düzeltmesi Δk_S $W/(m^2.K)$
Şeffaf cam (Normal cam)	- 0.3
Özel cam	- 0.35.g _F
g _F = Toplam enerji geçirme derecesi, DIN 4108 Bölüm 2'ye göre	

Tablo 2.4. SAYDAM DIŞ YÜZEYLERİN ISI GEÇİŞ KATSAYILARI İLE İLGİLİ GÜNEŞ DÜZELTMELERİ Δk_S

Odalar	Norm Dış Sıcaklıklar °C				
	≥-10	-12	-14	-16	≤-18
Kısmen sınırlı ısıtılan apartmanlardaki komşu odalar	-	-	-	-	-
Oturma ve yatak odaları	+ 15	+ 15	+ 15	+ 15	+ 15
Geri kalan odalar <i>Tablo 2</i> No.1.1'deki gibi veya siparişi veren ile kararlaştırmaya göre	-	-	-	-	-
Isıtılmayan komşu odalar ¹⁾	-	-	-	-	-
Bina giriş kapıları içermeyen hacimler, bodrum odaları	+ 7	+ 6	+ 5	+ 4	+ 3
Bina giriş kapıları bulunan hacimler (örneğin ön koridorlar, rüzgar siperliği, içeri yerleştirilmiş garajlar)	+ 4	+ 3	+ 2	+ 1	0
Çıkmalı inşaa edilmiş, merdiven boşlukları ²⁾	- 5	- 7	- 9	- 10	- 11
Hariçten ısıtılan komşu odalar	+ 15	+ 15	+ 15	+ 15	+ 15
Kazan daireleri	+ 15	+ 15	+ 15	+ 15	+ 15

1) Tablo değerleri, komşu odaların özellikle dış havayla sınır teşkil ettiği durum için geçerlidir. Aksi takdirde sıcaklıklar DIN 4701 Bölüm 1, Nüsha Mart 1983, Bölüm 7.6'ya göre hesaplanmalı veya kabul edilmelidir.

2) Bina içine yerleştirilmiş merdiven boşlukları için *Tablo 6*'ya bakınız.

Tablo 2.5. KOMŞU ODALARDAKİ SICAKLIKLAR ϑ_i İLE İLGİLİ HESAP DEĞERLERİ

Kapılar	k $W/(m^2.K)$
Dış kapılar ¹⁾	
Ahşap, plastik	3.5
Metal, ısı yalıtımlı	4.0
Metal, ısı yalıtımsız	5.5
İç kapılar	2.0
¹⁾ %50'den daha fazla olan bir cam oranında pencere ile ilgili değerler geçerlidir.	

Tablo 2.8. DIŞ VE İÇ KAPILAR İLE İLGİLİ ISI GEÇİŞ KATSAYILARI k

Kalite	İç Kayıplar Adet ¹⁾	Cephelemlerin geçirgenlikleri $\Sigma(a.l)$ $m^3/(m.h.Pa^{2/3})$	Oda karakteristik sayısı r
Normal eşiksiz	1	≤ 30 > 30	0.9 0.7
	2	≤ 60 > 60	0.9 0.7
	3	≤ 90 > 90	0.9 0.7
Sızdırmaz eşikli	1	≤ 10 > 10	0.9 0.7
	2	≤ 20 > 20	0.9 0.7
	3	≤ 30 > 30	0.9 0.7

1) Rüzgarın giriş ve çıkış tarafları arasında iç kapı bulunmayan odalar (örneğin salonlar, büyük odalı bürolar vb.) için r = 1.0 geçerlidir.

2) a aralık geçirme katsayısı
l aralık uzunluğu

3) A rüzgara maruz kalan
N rüzgara maruz kalmayan
Her seferinde Q_{FL} 'nin hesaplanmasında baz alınan $\Sigma(a.l)$ değeri kullanılmaktadır:
Kat tipi bina: $\Sigma(a.l) = \Sigma(a.l)_A$
Kanal tipi bina:
 $\epsilon_{SN} > 0$: $\Sigma(a.l) = \Sigma(a.l)_A + \Sigma(a.l)_N$
 $\epsilon_{SN} = 0$: $\Sigma(a.l) = \Sigma(a.l)_A$

Tablo 2.13. ODA KATSAYISI

Rüzgar Şartları	ζ	
	Bina Yüksekliği H	
	m	
	≤ 10	> 10
Zayıf rüzgarlı bölge, normal konum	0.5	0.7
Tüm diğer durumlar	0.5	0.5

Tablo 2.14. AYNI ANDA ETKİLİ HAVALANDIRMA ISISI YÜZDELERİ

Binaya Termik Bağlantı	Bina Yüksekliği	Kat	Norm Dış Sıcaklık				
			≥ - 10	- 12	- 14	- 16	≤ - 18
Normal ¹⁾³⁾	20'ye kadar	ZK ve BK	+ 6	+ 5	+ 4	+ 3	+ 2
		1. ÜK	+ 11	+ 10	+ 9	+ 9	+ 8
		2. ÜK	+ 12	+ 11	+ 11	+ 10	+ 10
		3. ve 4. ÜK	+ 12	+ 12	+ 11	+ 11	+ 10
		5., 6. ve 7. ÜK	+ 13	+ 12	+ 12	+ 11	+ 11
	20'nin üzerinde	ZK ve BK	+ 1	- 1	- 2	- 3	- 4
		1. ÜK	+ 6	+ 5	+ 4	+ 3	+ 2
		2. ÜK	+ 9	+ 8	+ 7	+ 6	+ 5
		3. ve 4. ÜK	+ 10	+ 10	+ 9	+ 8	+ 7
		5., 6. ve 7. ÜK	+ 11	+ 11	+ 10	+ 10	+ 9
Kötü ²⁾³⁾	20'ye kadar	ZK ve BK	+ 4	+ 3	+ 1	0	- 1
		1. ÜK	+ 7	+ 6	+ 5	+ 4	+ 3
		2. ÜK	+ 8	+ 7	+ 6	+ 5	+ 4
		3. ve 4. ÜK	+ 8	+ 7	+ 6	+ 6	+ 5
		5., 6. ve 7. ÜK	+ 8	+ 7	+ 6	+ 6	+ 5
	20'nin üzerinde	ZK ve BK	- 1	- 2	- 4	- 5	- 6
		1. ÜK	+ 3	+ 2	+ 1	0	- 1
		2. ÜK	+ 6	+ 5	+ 4	+ 3	+ 2
		3. ve 4. ÜK	+ 7	+ 6	+ 5	+ 4	+ 3
		5., 6. ve 7. ÜK	+ 7	+ 7	+ 5	+ 5	+ 4
		7. ÜK'in üzerinde	+ 8	+ 7	+ 6	+ 6	+ 5

1) Kabul $\frac{\Sigma(k.A)_b}{\Sigma(k.A)_a} = 3.0$ (örneğin dar tarafta kat başına 2 m2 tek camlı pencere, şekil 8b'ye bakınız)

2) Kabul $\frac{\Sigma(k.A)_b}{\Sigma(k.A)_a} = 1.5$ (örneğin dar tarafta tüm yüzeyde tek camlı pencere, şekil 8c'ye bakınız)

3) Normal ve kötü durumları ile ilgili belirleme alışıldığı üzere şekil 8 (a, b, c) yardımıyla tahmin edilmektedir. Hesaba dayanan bir ispat norm ısı kaybının hesaplanmasına dahil değildir.

4) Çeşitli yükseklik bölgeleri ile ilgili değerler arasında bölge sınırına yakın binalarda enterpolasyon yapılabilmektedir.

Dipnotlardaki Anlamlar:

k eşdeğer ısı geçiş katsayısı (havalandırma ısı kaybı dahil)
A yüzey
Index a dışarı doğru
Index b ısıtılan odaları doğru

Tablo 2.6. BİR DIŞ DUVARA SAHİP BİNANIN İÇİNE YERLEŞTİRİLMİŞ ISITILMAYAN MERDİVEN BOŞLUKLARINDAKİ SICAKLIKLAR θ_i İLE İLGİLİ HESAP DEĞERLERİ

Oduklar		Norm Dış Sıcaklık					
		≥ - 10	- 12	- 14	- 16	≤ - 18	
Kapalı Çatı Arası (Odukları) ¹⁾		-	-	-	-	-	
Isı Geçiş Direnci R_k $m^2.K/W$							
Sızdıran ²⁾	Dışarı Doğru	Isıtılan Oduklara Doğru					
	0.2	0.8	- 6	- 8	- 10	- 12	- 13
		1.6	- 8	- 10	- 12	- 14	- 15
	0.4	0.8	- 4	- 6	- 7	- 9	- 11
		1.6	- 7	- 9	- 10	- 12	- 14
	Sızdırmayan ³⁾	0.2	0.8	- 6	- 8	- 9	- 11
1.6			- 8	- 10	- 11	- 13	- 15
0.4		0.8	- 3	- 4	- 6	- 7	- 9
		1.6	- 6	- 8	- 9	- 11	- 13
0.8		0.8	+ 1	0	- 1	- 3	- 4
		1.6	- 3	- 5	- 6	- 8	- 9
1.6		0.8	+ 5	+ 4	+ 3	+ 2	+ 1
		1.6	0	- 1	- 2	- 4	- 5
Havalandırılan düz çatıların hava tabakası ⁴⁾			- 7	- 9	- 11	- 13	- 15

1) Tablo ortalama 1 ila 2 m.lik çatı arası yükseklikleri ve yüzey oranları (Aa'nın (dışarıya doğru) Ab'ye göre (ısıtılan odaya doğru))
Aa/Ab = 1.5 için hesaplanmıştır.

2) Hesapla ilgili saatlik hava değişimi $\beta = 2.5 m^3/(h.m^3)$

3) Hesapla ilgili saatlik hava değişimi $\beta = 0.5 m^3/(h.m^3)$

4) Isı iletim direnci iç odalardan hava tabakasına kadar hesaplanmalıdır. Dış ısı taşınım direnci $R_a = 0.08 m^2 K/W$ kabul edilmelidir.

Tablo 2.7. ISITILMAYAN ÇATI ARASINDAKİ HAVALANDIRILAN DÜZ ÇATILARIN HAVA TABAKASINDAKİ SICAKLIKLAR İLE İLGİLİ HESAP DEĞERLERİ

Bölge	Binanın Konumu	Bina Durum Katsayısı H $W.h.Pa^{2/3} / (m^3.K)$		Baz Alınan Rüzgar Hızları m/s
		Plan I ¹⁾	Plan II ²⁾	
Rüzgarsız Bölge	Normal konum	0.72	0.52	2
	Serbest konum	1.8	1.3	4
Rüzgarlı Bölge	Normal konum	1.8	1.3	4
	Serbest konum	3.1	2.2	8

1) Müstakil ev tipi, Şekil 4 a,b,c'ye göre

2) Sıra ev tipi, Şekil 4 d,e,f,g,h'ya göre

Tablo 2.10. BİNA DURUM KATSAYISI

No	Tanımlama		Kalite Özellikleri	Fuga Sızdırması ²⁾	
				Fuga Sızdırma Katsayısı a $m^3/(m.h.Pa^{2/3})$	a/l
1	Pencereler	Açılabilen	Yüklenme grupları B, C, D ⁴⁾	0.3	-
2			Yüklenme grubu A	0.6	-
3		Açılmayan	Normal	0.1	-
4	Kapılar	Dış kapılar	Döner ve sürgü kapılar	1	-
5			Normal eşikli veya altta sızdırmazlık çıtalı	2	-
6		İki tarafa açılan kapılar	Normal	20	-
7		Karusel (döner) kapılar	Normal	30	-
8		İç kapılar	Sızdırmaz eşikli	3	-
9		Normal eşiksiz	9	-	
10	Dış duvar elemanları	Hazır parça elemanların arasında sürekli aralıklar ³⁾	Sızdırmazlığı çok iyi garanti edilmiş sızdırmazlık	0.1	-
11			Garanti edilmemiş sızdırmazlık	1	-
12	Kepenk (panjur) ve dış jaluziler	Döndürme mekanizmasına dıştan ulaşıyor	Normal	-	0.2
13		Döndürme mekanizmasına içten ulaşıyor	Normal	-	4
14	Sürekli havalandırıcı (kapalı)		Sızdırmazlığı çok iyi	4 ⁵⁾	-
15			Normal	7 ⁵⁾	-

1) Fonksiyon ve kalite özellikleri sipariş sahibi tarafından verilmelidir. *Tablo 9*'dakinden daha küçük aralık geçirgenlikleri sadece, eğer bunla montaj sızdırmalarının göz önüne alınmasıyla yapıdaki uygun tedbirlerle yeterli bir zaman dilimi için sağlanabiliyorsa kullanılabilir.

2) Verilen değerlerde sızdırmalar muhtemel montaj aralıkları ile birlikte göz önüne alınmıştır.

3) Çerçeve yapı tarzlarında her iki tarafta destek ve kuşaklara aralıklar şart koşulmuştur.

4) DIN 18055'e göre

5) Değerler 1 m sürgü uzunluğuna ve 100 m toplam yükseklığe göredir.

6) Diğer yapı kısımları ile ilgili esaslar: Esdorn, H. Rheinlönder, J.: Yapı kısıki aralıkları ile ilgili aralık geçirme katsayılarının ve basınç expanentlerinin hesaplanarak bulunması. HLH 29 (1978), Nr.3,5

Tablo 2.9. YAPI KISIMLARI FUGA SIZDIRMA KATSAYISI

Bölge	Konum	Bina Karakteristik Büyüklüğü H $\frac{W.h.Pa^{2/3}}{m^3.K}$	Bina Yüksekliği ¹⁾²⁾ m	ϵ	Toprak Üstündeki Yükseklik h m																					
					ϵ_{GA}	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	95
					1.0	1.0	1.0	1.2	1.4	1.5	1.6	1.7	1.9	2.0	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.4	2.5	2.6	2.7	2.7	2.7	2.7
Zayıf rüzgarlı	Normal	0.72	100	ϵ_{SA}	9.4	8.8	8.1	7.5	6.8	6.1	5.4	4.5	3.7	2.6	1.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
				ϵ_{SN}	9.1	8.5	7.8	7.0	6.2	5.4	4.5	3.5	2.4	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			80	ϵ_{SA}	8.2	7.5	6.7	6.0	5.3	4.5	3.6	2.6	1.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	7.8	7.1	6.4	5.6	4.7	3.7	2.5	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			60	ϵ_{SA}	6.8	6.0	5.2	4.4	3.5	2.5	1.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	6.5	5.7	4.8	3.8	2.7	1.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	40		ϵ_{SA}	5.3	4.4	3.4	2.4	1.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
			ϵ_{SN}	4.9	4.0	2.9	1.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	20		ϵ_{SA}	3.5	2.4	0.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
			ϵ_{SN}	3.0	1.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	10		ϵ_{SA}	1.0	1.0	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
			ϵ_{SN}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Serbest		1.8	100	ϵ_{SA}	3.9	3.6	3.4	3.2	3.1	2.9	2.7	2.5	2.3	2.0	1.8	1.5	1.2	0.8	0.3	0	0	0	0	0		
				ϵ_{SN}	3.4	3.2	2.9	2.5	2.2	1.8	1.4	0.9	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			80	ϵ_{SA}	3.4	3.2	2.9	2.7	2.5	2.3	2.1	1.9	1.6	1.3	1.0	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	2.9	2.6	2.3	1.9	1.5	1.1	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			60	ϵ_{SA}	2.9	2.6	2.3	2.1	1.9	1.7	1.4	1.1	0.8	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	2.4	2.0	1.7	1.2	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			40	ϵ_{SA}	2.4	2.0	1.7	1.5	1.2	0.9	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	1.7	1.4	0.9	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			20	ϵ_{SA}	1.7	1.3	0.9	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	1.0	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	ϵ_{SA}	1.0	1.0	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
	ϵ_{SN}	0	0	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			

1) Bina yüksekliği olarak toprak üstündeki ısıtılan katların kat yükseklikleri toplamı geçerlidir.

2) 10 m.lik bina yüksekliği toprak üstündeki ısıtılan maksimum 4 katı apartmanlarda, genel olarak tüm evler için kullanılabilir.

Tablo 2.11. PLAN TİPİ I (MÜSTAKİL EV TİPİ) İLE İLGİLİ BİNA DURUM KATSAYISI H VE YÜKSEKLİK DÜZELTME FAKTÖRLERİ ϵ_{GA} , ϵ_{SA} , ϵ_{SN}

Bölge	Konum	Bina Karakteristik Büyüklüğü $\frac{H}{W.h.Pa^{2/3}}$ $m^3.K$	Bina Yüksekliği ¹⁾²⁾ m	ϵ	Toprak Üstündeki Yükseklik h m																						
					ϵ_{GA}	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	95	
					1.0	1.0	1.0	1.2	1.4	1.5	1.6	1.7	1.9	2.0	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.4	2.5	2.6	2.7	2.7	2.7		
Kuvvetli rüzgarlı	Normal	1.8	100	ϵ_{SA}	3.9	3.6	3.4	3.2	3.1	2.9	2.7	2.5	2.3	2.0	1.8	1.5	1.2	0.8	0.3	0	0	0	0	0	0		
				ϵ_{SN}	3.4	3.2	2.9	2.5	2.2	1.8	1.4	0.9	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			80	ϵ_{SA}	3.4	3.2	2.9	2.7	2.5	2.3	2.1	1.9	1.6	1.3	1.0	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	2.9	2.6	2.3	1.9	1.5	1.1	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			60	ϵ_{SA}	2.9	2.6	2.3	2.1	1.9	1.7	1.4	1.1	0.8	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	2.4	2.0	1.7	1.2	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	40	ϵ_{SA}	2.4	2.0	1.7	1.5	1.2	0	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	1.7	1.4	0.9	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	20	ϵ_{SA}	1.7	1.3	0.9	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	0.4	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	10	ϵ_{SA}	1.0	1.0	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
Serbest	3.1	100	ϵ_{SA}	2.4	2.3	2.1	2.1	2.1	2.1	2.0	2.0	1.9	1.9	1.8	1.8	1.7	1.6	1.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0			
			ϵ_{SN}	1.8	1.6	1.4	1.2	0.9	0.6	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		80	ϵ_{SA}	2.2	2.0	1.9	1.9	1.8	1.8	1.8	1.7	1.7	1.6	1.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	0	0	0	0	0		
			ϵ_{SN}	1.5	1.3	1.1	0.9	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		60	ϵ_{SA}	1.9	1.8	1.6	1.6	1.6	1.5	1.5	1.4	1.4	1.3	1.2	1.2	1.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	ϵ_{SN}		1.2	1.0	0.8	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	40	ϵ_{SA}	1.7	1.5	1.3	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	0.9	0.6	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	20	ϵ_{SA}	1.4	1.2	1.0	1.0	0.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
10	ϵ_{SA}	1.0	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
	ϵ_{SN}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			

1) Bina yüksekliği olarak toprak üstündeki ısıtılan katların kat yükseklikleri toplamı geçerlidir.

2) 10 m.lik bina yüksekliği toprak üstündeki ısıtılan maksimum 4 katı apartmanlarda, genel olarak tüm evler için kullanılabilir.

Tablo 2.11. Devam

Bölge	Konum	Bina Karakteristik Büyüklüğü H $\frac{W.h.Pa^{2/3}}{m^3.K}$	Bina Yüksekliği ¹⁾²⁾ m	ϵ	Toprak Üstündeki Yükseklik h m																					
					ϵ_{GA}	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	95
						1.0	1.0	1.0	1.2	1.4	1.5	1.6	1.7	1.9	2.0	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.4	2.5	2.6	2.7	2.7	2.7
Zayıf rüzgarlı	Normal	0.52	100	ϵ_{SA}	12.9	12.0	11.0	10.2	9.2	8.2	7.2	6.0	4.7	3.2	1.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
				ϵ_{SN}	12.5	11.6	10.6	9.5	8.4	7.3	6.0	4.5	2.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			80	ϵ_{SA}	11.2	10.2	9.1	8.2	7.1	6.0	4.7	3.2	1.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	10.7	9.7	8.7	7.5	6.2	4.8	3.2	0.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			60	ϵ_{SA}	9.3	8.2	7.0	5.9	4.7	3.2	1.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	8.8	7.7	6.5	5.1	3.5	1.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	40	ϵ_{SA}	7.2	6.0	4.6	3.1	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	6.7	5.3	3.8	1.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	20	ϵ_{SA}	4.8	3.1	0.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	4.1	2.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	10	ϵ_{SA}	1.0	1.0	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
Serbest	1.3	100	ϵ_{SA}	5.1	4.7	4.3	4.1	3.8	3.6	3.3	3.0	2.6	2.3	1.9	1.4	0.9	0	0	0	0	0	0	0	0		
			ϵ_{SN}	4.4	4.0	3.6	3.1	2.5	1.9	1.2	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		80	ϵ_{SA}	4.4	4.0	3.6	3.4	3.1	2.8	2.5	2.1	1.7	1.3	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
			ϵ_{SN}	3.7	3.3	2.8	2.2	1.6	0.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		60	ϵ_{SA}	3.8	3.3	2.9	2.6	2.3	1.9	1.5	1.0	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ϵ_{SN}		3.0	2.5	1.9	1.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	40	ϵ_{SA}	3.0	2.5	2.0	1.7	1.3	0.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	2.1	1.5	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	20	ϵ_{SA}	2.2	1.6	0.9	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
10	ϵ_{SA}	1.0	1.0	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
	ϵ_{SN}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			

1) Bina yüksekliği olarak toprak üstündeki ısıtılan katların kat yükseklikleri toplamı geçerlidir.

2) 10 m.lik bina yüksekliği toprak üstündeki ısıtılan maksimum 4 katı apartmanlarda, genel olarak tüm evler için kullanılabilir.

Tablo 2.12. PLAN TİPİ II (SIRA EV TİPİ) İLE İLGİLİ BİNA DURUM KATSAYISI H VE YÜKSEKLİK DÜZELTME FAKTÖRLERİ ϵ_{GA} , ϵ_{SA} , ϵ_{SN}

Bölge	Konum	Bina Karakteristik Büyüklüğü H $\frac{W.h.Pa^{2/3}}{m^3.K}$	Bina Yüksekliği ¹⁾²⁾ m	ϵ	Toprak Üstündeki Yükseklik h m																								
					ϵ_{GA}	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	95			
Kuvvetli rüzgarlı	Normal	1.3	100	ϵ_{SA}	5.1	4.7	4.3	4.1	3.8	3.6	3.3	3.0	2.6	2.3	1.9	1.4	0.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
				ϵ_{SN}	4.4	4.0	3.6	3.1	2.5	1.9	1.2	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			80	ϵ_{SA}	4.4	4.0	3.6	3.4	3.1	2.8	2.5	2.1	1.7	1.3	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	3.7	3.3	2.8	2.2	1.6	0.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			60	ϵ_{SA}	3.8	3.3	2.9	2.6	2.3	1.9	1.5	1.0	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				ϵ_{SN}	3.0	2.5	1.9	1.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	40	ϵ_{SA}	3.0	2.5	2.0	1.7	1.3	0.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	2.1	1.5	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	20	ϵ_{SA}	2.2	1.6	0.9	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	10	ϵ_{SA}	1.0	1.0	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		ϵ_{SN}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
Serbest	2.2	100	ϵ_{SA}	2.8	2.6	2.4	2.4	2.3	2.3	2.2	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.4	1.3	1.1	1.0	0.8	0.6	0.3	0	0			
			ϵ_{SN}	1.8	1.6	1.3	0.8	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		80	ϵ_{SA}	2.5	2.3	2.1	2.0	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.0	0.8	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0		
			ϵ_{SN}	1.5	1.2	0.8	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
		60	ϵ_{SA}	2.2	2.0	1.7	1.7	1.6	1.6	1.5	1.4	1.3	1.1	1.0	0.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
			ϵ_{SN}	1.1	0.7	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
40	ϵ_{SA}	1.9	1.6	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	0.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
	ϵ_{SN}	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
20	ϵ_{SA}	1.6	1.3	0.9	0.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
	ϵ_{SN}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
10	ϵ_{SA}	1.0	1.0	1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
	ϵ_{SN}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				

1) Bina yüksekliği olarak toprak üstündeki ısıtılan katların kat yükseklikleri toplamı geçerlidir.
2) 10 m.lik bina yüksekliği toprak üstündeki ısıtılan maksimum 4 katı apartmanlarda, genel olarak tüm evler için kullanılabilir.

Tablo 2.12. Devam

Hava Tabakasının Konumu ve Isı Akımının Yönü	Hava Tabakasının Kalınlığı d (mm)	R_{λ} m ² K/W
Hava tabakası, düşey	10	0.140
	20	0.160
	50	0.180
	100	0.170
	150	0.160
Hava tabakası, yatay Isı akımı aşağıdan yukarı doğru	10	0.140
	20	0.150
	> 50	0.160
Hava tabakası, yatay Isı akımı yukarıdan aşağıya doğru	10	0.150
	20	0.180
	> 50	0.210

Tablo 2.15. HAREKETSİZ HAVA TABAKALARININ EŞDEĞER ISI İLETİM DİRENÇLERİ R_{λ}

	R_i m ² K/W	R_a m ² K/W
Kapalı odaların iç taraftaki duvar yüzeylerindeki ve pencerelerdeki doğal hava hareketinde	0.130	-
Döşemeler ve tavanlar aşağıdan yukarı doğru olan bir ısı akımında	0.130	-
Yukarıdan aşağı doğru olan bir ısı akımında	0.170	-
Binaların dış tarafında ortalama rüzgar hızında	-	0.040
Asma cephelelerdeki veya düz çatılardaki havalandırılan boşluk hacimlerinde (asma cephenin veya üstteki çatı konstrüksiyonunun ısı iletim direnci ayrıca göz önüne alınmamaktadır)	-	0.090

Tablo 2.16. ISI TAŞINIM DİRENÇLERİ R_i, R_a

	R_i m ² K/W	R_k m ² K/W
İç duvarları ve katları olmayan büyük salonlar, eğer iç yükseklik oda derinliğinden büyük ise	0.21	0.21
	ile 0.12	ile 0.14
İç duvarlı büyük salonlar ve iç yükseklikleri oda derinliğinden daha küçük olan büyük salonlar	0.17	0.19
	ile 0.12	ile 0.16
	arası	arası

Tablo 2.17. BÜYÜK SALONLARDAKİ TEK CAMLI ÇELİK PENCERELERİN İÇ ISI TASARIM DİRENÇLERİNİN R_k VE ISI GEÇİŞ DİRENÇLERİNİN R_k SINIR DEĞERİ

Isıtma Sistemi	$R_{i, cam}$ m ² K/W
Çatı bölgesindeki ısıtma boruları	0.09
Yan duvarlardaki ısıtma boruları	0.09
Masaların altındaki ısıtma boruları	0.10
Toprak üzerindeki ısıtma boruları	0.12
Tavan hava ısıtıcıları	0.09
Hava hüzmeli ısıtma	0.10
Konvektörler	0.09
Karışık ısıtma sistemi (borular ve havalı ısıtma)	0.10

Tablo 2.18. SERALARIN SAYDAM YÜZEYLERİNDEKİ İÇ ISI TAŞINIM DİRENÇLERİ $R_{i, cam}$

Çatı Kaplaması	$R_{\lambda, cam}$ m ² K/W	
Tek cam	0.01	
Plastik plakalar, dalgalı, GFK (cam elyaf takviyeli plastik) 1 mm (görünen yüzeye göre)	0.01	
Çift cam, çelik çerçeve içinde	Mesafe 15 mm	0.14
	Mesafe 12 mm	0.11
	Mesafe 6 mm	0.09
Plastik çift plaka, kendini taşıyan (çelik çerçevesiz) ¹⁾	Mesafe 12 mm	0.15
	Mesafe 5 mm	0.08
Çift naylon Mesafe 10 mm	Tek naylon 0.2 mm (PVC, PE)	0.10
		0.01

¹⁾ Isı köprüleri ayrı hesaplanmalıdır.

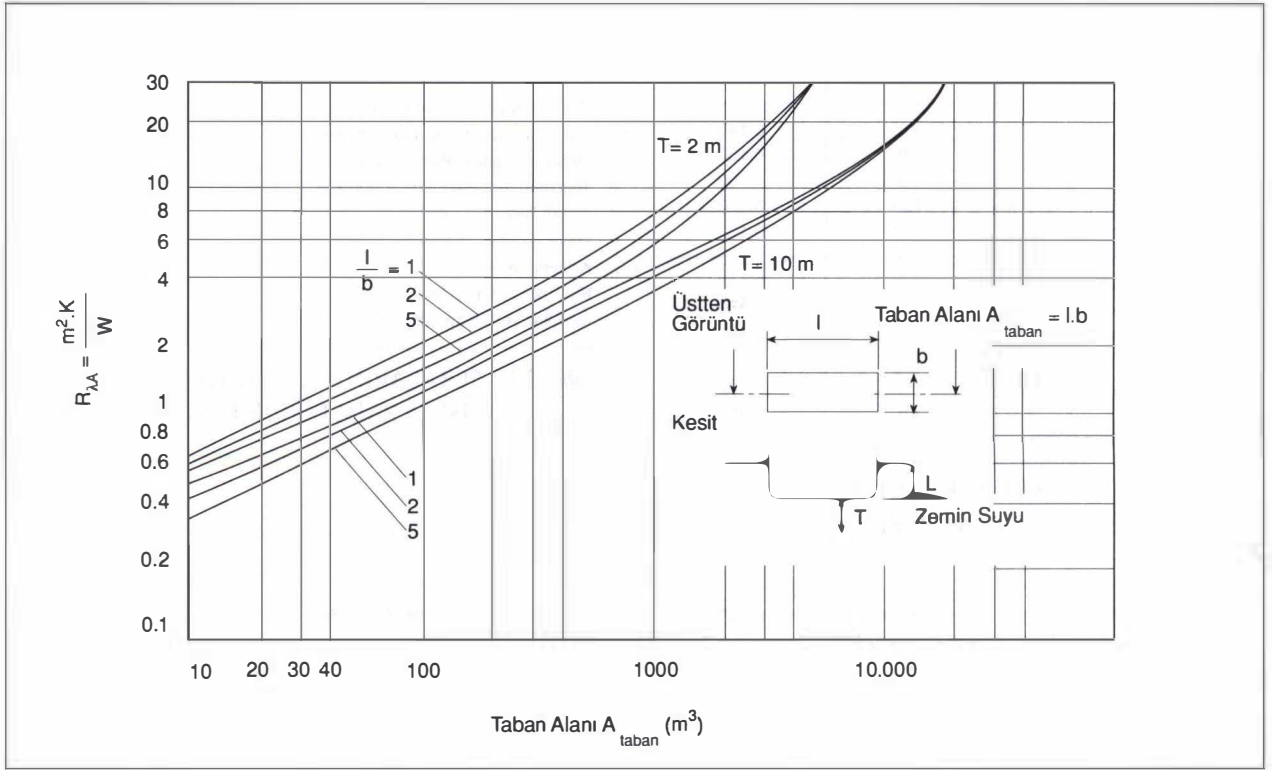
Tablo 2.19. SERALARIN SAYDAM YÜZEYLERİNİN ISI İLETİM DİRENÇLERİ $R_{\lambda, cam}$

Çatı Kaplaması	R_L m ² K/W
Geçmeli camlar	0.5
Kit sürülmüş camlar	1.0
Naylon sera	2.0
Çelik çerçeve içindeki kitsiz cam, sızdırmazlık bantı ile kaplanmış	1.0

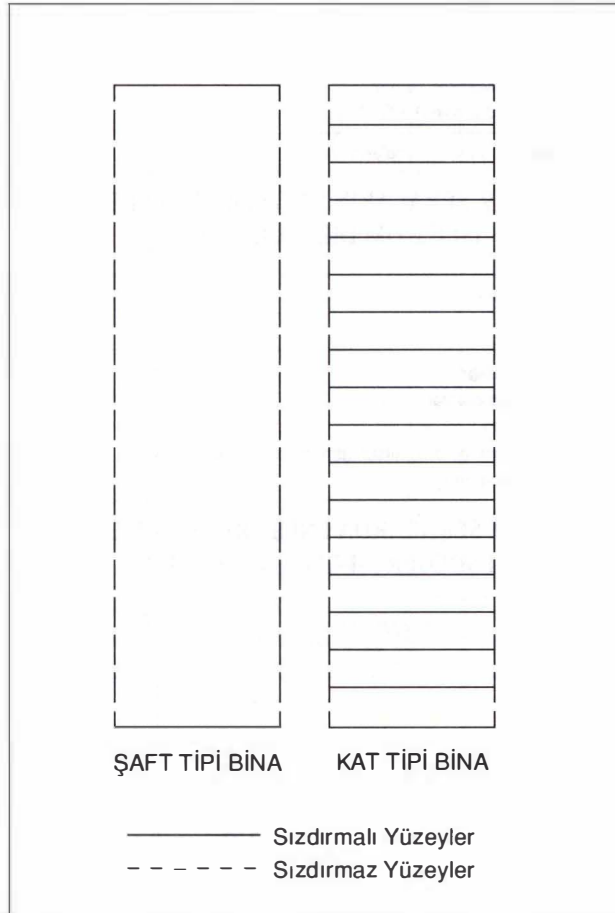
Tablo 2.20. SERALARDA ENFİLTASYON İLE İLGİLİ EŞDEĞER ISI GEÇİŞ DİRENÇİ R_L

Plan Tipi	Rüzgar Hızı ϑ_0 m/s	Sabitler	
		C_3	C_4
I	2	- 0.1904	- 0.7334
	4	0.8517	- 0.7123
	6	- 1.061	- 0.6316
II	2	0.4254	- 0.7198
	4	3.271	- 0.6544
	6	6.349	- 0.4971

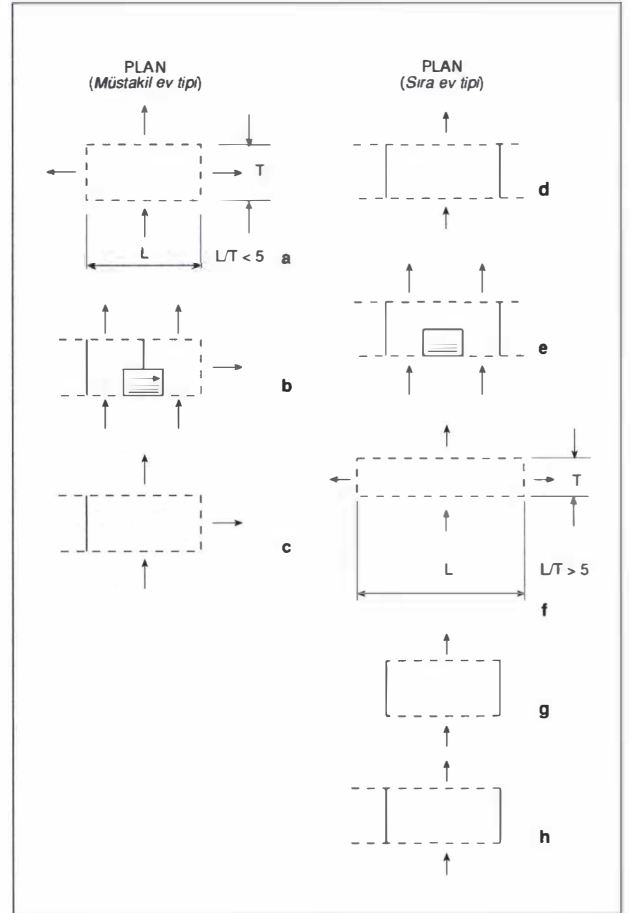
Tablo 2.21. ALGORİTMALARDAKİ EŞİTLİK (8) İLE İLGİLİ SABİTLER



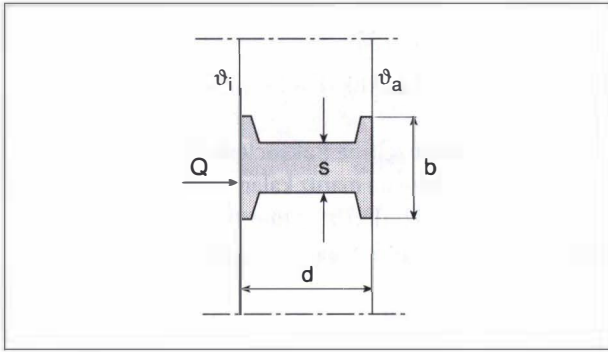
Şekil 2.2. TOPRAĞIN DIŞ HAVAYA DOĞRU OLAN EŞDEĞER ISI İLETİM DİRENCİ R_{IA}



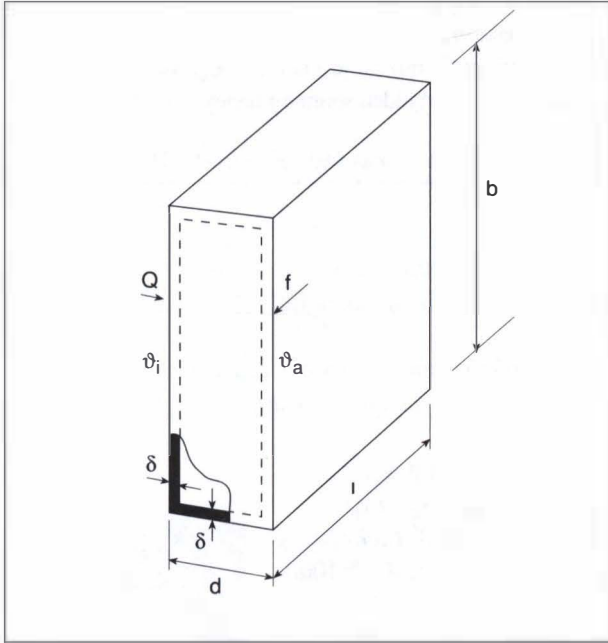
Şekil 2.3. BİNA TİPLERİ



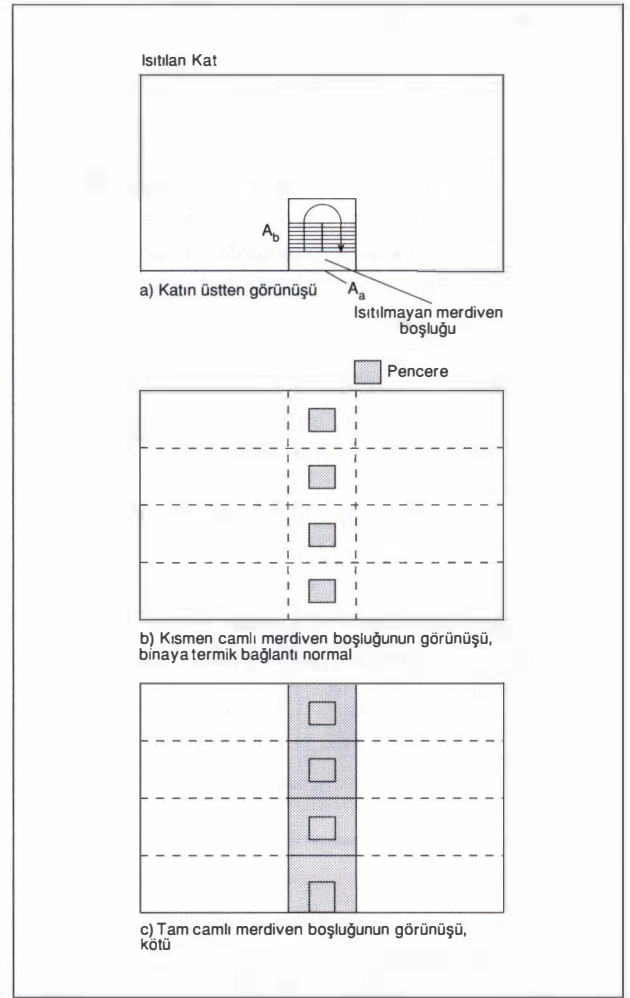
Şekil 2.4. ÜSTTEN GÖRÜNÜŞ TİPLERİ



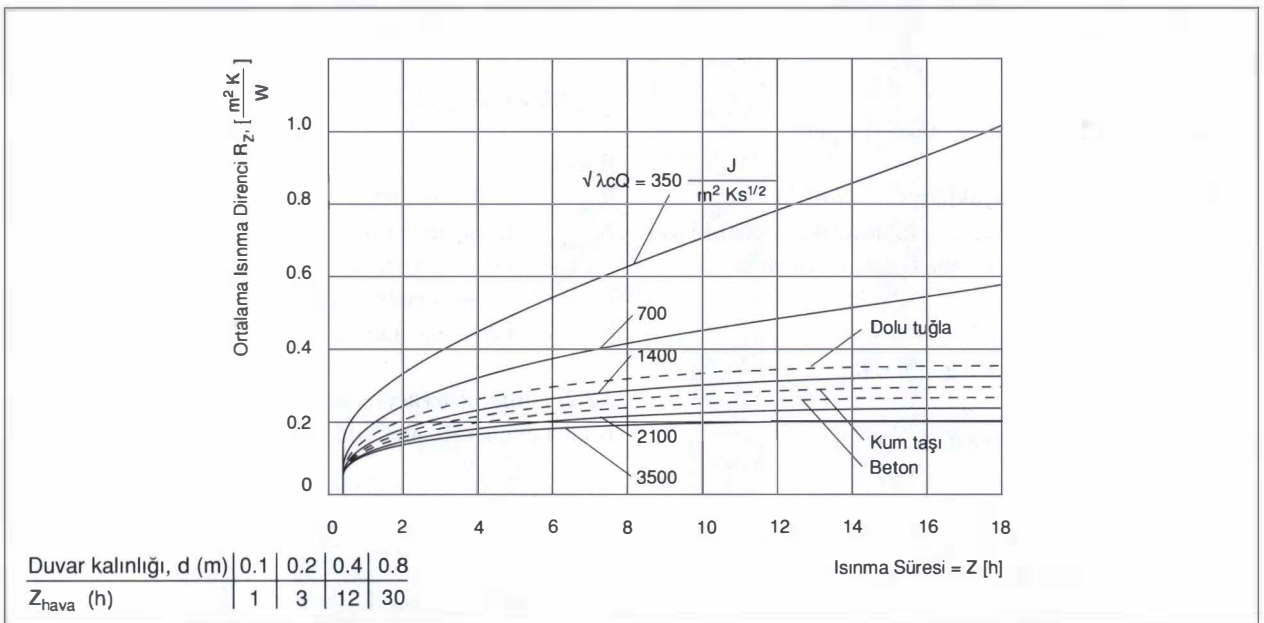
Şekil 2.5. BİR DIŞ DUVAR İÇİNDE KALAN I PROFİL



Şekil 2.6. HER TARAFI KAPALI KILIFLI YAPI ELEMANI



Şekil 2.8. MERDİVEN BOŞLUKLARI İLE BİNANIN GERİ KALAN KISMI ARASINDAKİ TERMİK BAĞLANTI



Şekil 2.7. ORTALAMA ISINMA DİRENCİ R_z

3. ALGORİTMALAR

Aşağıda, önceki sayfalarda bulunan tablolar ve diyagramlar ile ilgili değerlerin hesaplanmasında kullanılan algoritmalar verilmiştir.

3.1. TABLOLAR İLE İLGİLİ ALGORİTMALAR

Mevcut algoritmalarla tam doğru tablo değerleri genelde sadece sonuçların söz konusu tablolarda belirtilen virgülden sonraki hane sayısına yuvarlatılması durumunda elde edilmektedir. (4/5 yuvarlatma.)

3.1.1. Dış Yüzey- Düzeltmeleri (Tablo 2.3)

Dış yüzey düzeltmeleri Δk_A şu şekilde elde edilmektedir. (Virgülden sonra 1 haneye yuvarlatma.):

$$\Delta k_A = 0,01848 \cdot k^{2,258}$$

Burada ; Δk_A Dış yüzey - düzeltmesi [W / (m².K)]

k ısı geçiş katsayısı [W / (m².K)]

3.1.2. Komşu Odalardaki Sıcaklıklar (Tablo 2.5)

Isıtılmayan komşu odalar ile ilgili sıcaklık ϑ_i' şu şekilde elde edilmektedir:

$$\vartheta_i' = C + \frac{\vartheta_a'}{2}$$

Burada;

ϑ_i' Sıcaklık [°C]

C Sabit

C = 12 dış kapısız odalar, bodrum odaları için

C = 9 dış kapılı odalar için

ϑ_a' Düzeltilmiş dış sıcaklık [°C]

Düzeltilmiş dış sıcaklığın (ϑ_a') elde edilmesi:

$$\vartheta_a' = \min (-10, \max (-18), \vartheta_a)$$

Burada ; ϑ_a Norm-dış sıcaklık [°C]

Binanın dışına yerleştirilmiş merdiven boşluklarındaki sıcaklığın (ϑ_i') bulunması: $\vartheta_i' = \vartheta_a' + 5$

Burada;

ϑ_i' Sıcaklık [°C]

ϑ_a' Düzeltilmiş dış sıcaklık, Eşitlik (3)'e göre

3.1.3. Çatı Arasındaki Sıcaklıklar (Tablo 2.7)

Isıtılmayan çatı aralarındaki (odalarındaki) sıcaklıkların (ϑ_i') bulunması (Virgülden sonra 0 haneye yuvarlatma.):

$$\vartheta_i' = \vartheta_a' + \frac{20 - \vartheta_a'}{1 + 1,5 \cdot \frac{R_B}{R_A} + 0,54 \cdot \beta_a \cdot R_B}$$

Burada;

ϑ_i' Sıcaklık [°C]

ϑ_a' Düzeltilmiş dış sıcaklık, Eşitlik (3)'e göre

R_A Çatı dış yüzeyinin ısı geçiş direnci [(m².K) / W]

R_B Çatı arasına sınır teşkil eden tavanın ısı geçiş direnci [(m².K) / W]

β_a Dış hava değişimi (sayısı) [1/h]

Havalandırılan düz çatılardaki sıcaklığın (ϑ_i') bulunması:

$$\vartheta_i' = \vartheta_a' + 3$$

Burada ; ϑ_i' Sıcaklık [°C]

ϑ_a' Düzeltilmiş dış sıcaklık, Eşitlik (3)'e göre

3.1.4. Yükseklik Düzeltme Faktörleri (Tablo 2.11 ve 2.12)

Kat tipi binaların rüzgara maruz kalan cepheleri ile ilgili yükseklik düzeltme faktörleri ϵ_{GA} tüm durumlarda şu şekilde bulunmaktadır. (Virgülden sonra bir haneye yuvarlatma.):

$$\epsilon_{GA} = \max \left[1, \left(\frac{h}{10} \right)^{4/9} \right] \quad (7)$$

Burada; ϵ_{GA} Yükseklik düzeltme faktörü

h Toprak üstündeki yükseklik [m]

Kat tipi binaların rüzgara maruz kalan veya kalmayan cepheleri ile ilgili yükseklik düzeltme faktörleri ϵ_{SA} ve ϵ_{SN} şu şekilde bulunmaktadır. (Virgülden sonra bir haneye yuvarlatma.):

$$\epsilon_s = \left[\frac{\max \{0, C_1 \cdot v_0^2 \cdot \max (10, h)^{2/3} - C_3 - C_4 \cdot H - 1,548 \cdot h\}}{C_2 \cdot \vartheta_0^2} \right]^{2/3} \quad (8)$$

Burada;

ϵ_s Yükseklik düzeltme faktörü

h Toprak üstündeki yükseklik [m]

C_1 Sabit

$C_1 = 0,1465$ rüzgara maruz kalan cephe için (ϵ_{SA})

$C_1 = -0,04395$ rüzgara maruz kalmayan cephe için (ϵ_{SN})

C_2 Sabit

$C_2 = 0,6605$ plan tipi I için

$C_2 = 0,4012$ plan tipi II için

v Rüzgar hızı [m/s], Tablo 10'a göre

H Bina yüksekliği [m] (H>10m)

3.2. DİYAGRAM İLE İLGİLİ ALGORİTMALAR

3.2.1. Toprağın Eşdeğer Isı İletim Direnci (Şekil 2.2)

Toprağın eşdeğer ısı iletim direnci $R_{\lambda A}$ yeterli bir yaklaşım ile şu şekilde bulunmaktadır:

$$R_{\lambda A} = 0,24 \left[A_{\text{toprak}} \cdot T^{-0,44} \cdot \left(\frac{L}{b} \right)^{-0,36} \right]^{0,5} \quad (9)$$

Burada;

$R_{\lambda A}$ Isı iletim direnci [(m².K) / W]

A_{toprak} Taban alanı [m²]

T Taban (zemin) suyu derinliği [m]

l Taban alanının uzunluğu [m]

b Taban alanının genişliği [m]

3.2.2. Isınma Direnci (Şekil 2.7)

Isınma direnci R_Z şu şekilde bulunmaktadır:

$$R_Z = 0,13 + 67,7 \cdot \frac{\sqrt{(Z - 0,5)}}{\sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho}} \quad (10)$$

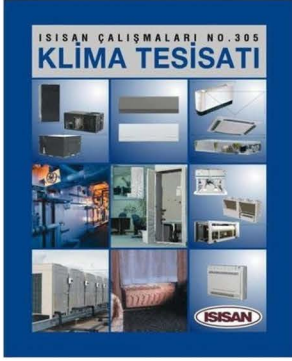
Burada;

R_Z Isınma direnci [(m².K) / W]

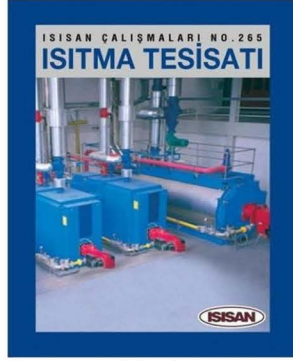
Z Isınma süresi [h] (Z>0,5 h)

$\sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho}$ Isı giriş katsayısı [J / (m².K.s^{1/2})]

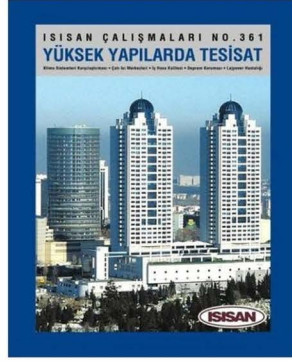
ISISAN KİTAPLARI



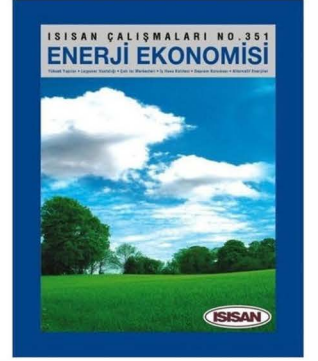
3. baskı



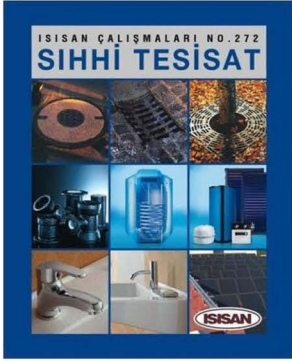
5. baskı



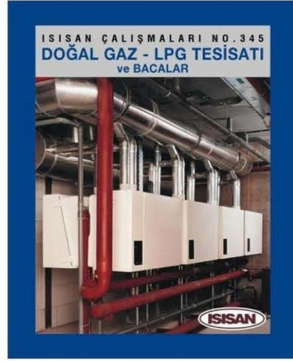
2. baskı



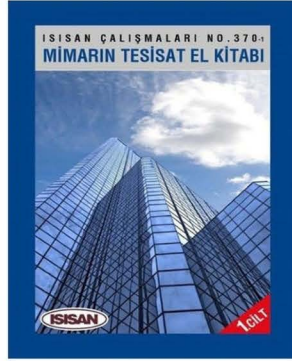
2. baskı



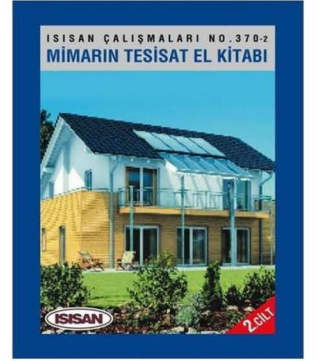
2. baskı



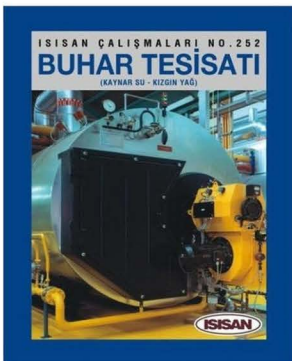
5. baskı



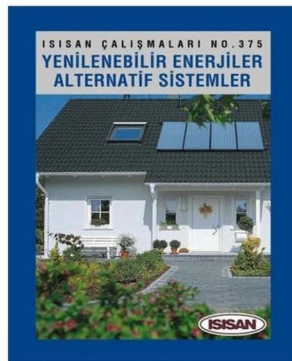
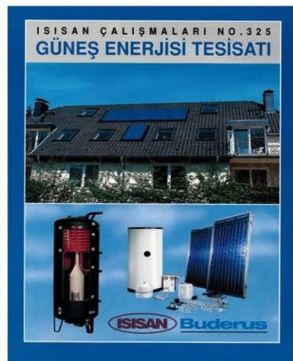
2. baskı



2. baskı



2. baskı



2. baskı



Bilgi paylaştıkça çoğalır!

İSISAN 33 yıllık tesisat, proje ve uygulama alanındaki deneyimini İSISAN AKADEMİ eğitim faaliyetleri ile bugüne kadar binlerce kişiyle paylaştı.



İsisan kuruluşundan bu yana ısıtma, soğutma ve havalandırma sektörünün gelişmesine katkıda bulunmak amacıyla çeşitli eğitim faaliyetleri düzenliyor. Eğitici ve öğretici kitaplar yayınlamak ve sektörün temsilcilerini bir araya getirerek çeşitli seminerler düzenlemek bu alanda gerçekleştirdiği çalışmalar arasında yer alıyor. İsisan, tüm bu çalışmaların 2007 yılında İsisan Akademi çatısı altında buluşturarak, bu alandaki önemli bir boşluğu dolduruyor.

İsisan Akademi, İstanbul ile sınırlı olmayıp tüm İsisan bölge müdürlüklerinde eğitim faaliyetlerine devam ediyor.



www.isisan.com