BÖLÜM 3

3- ISITMADA YENİLİKLER VE GELİŞMELER

3.1. DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZANLARLA KAZAN DAİRELERİ

Şekil 3.1'de boylerli duvar tipi bir yoğuşmalı kazan görülmektedir. Bu yapıda üstte kazan, altta boyler bulunmaktadır. Bu şekildeki kazan 350 m^2 bir villanın ısıtma ve merkezi sıcak su sistemini beslemektedir. Bir kazan dairesine gereksinim yoktur. Kazanı hobi odasına veya yaşanan bir hacme yerleştirmek olasıdır.

Daha büyük kapasitede (37.000 kcal/h) yaklaşık 650 m^2 villanın tek cihazla ısıtılıp, sıcak su ihtiyacının karşılanması mümkündür. Bu sistemde entegre boyler yerine, Şekil 3.2'de görüldüğü gibi ayrı boyler kullanmak da mümkündür. Bu sistemlerin hesabında ve seçiminde boyler için ayrı bir ısı yükü hesaba katılmamaktadır. Yapının ısı kaybı 25.000 kcal/h ise, 25.000 kcal/h kapasiteli kazan kullanmak yeterlidir.

Tek ünitede halen mevcut olan kapasite 56.000 kcal/h değerine kadar çıkmaktadır. Yakın yıllarda daha büyük kapasitelerde tek cihazlar da piyasada olabileceklerdir. Duvar tipi yoğuşmalı kazanlarda Buderus firmasında magnezyum, alüminyum, silis karışımı bir malzeme kullanılmaktadır. Bu malzemenin ömrü 30 yıldan fazla olarak belirlenmiştir. İlk kullanılmaya başlanan duvar tipi yoğuşmalı kazanlar 18 yıldır sorunsuz çalışmaktadır. Bu kazanlarda alev ve yanma havası birlikte modüle edilebilmektedir ve 8 mbar gibi çok düşük basınçlara kadar inildiğinde bile çalışabilmektedir. Modülasyonlu çalışma halinde 75/60 çalışan bir ısıtma sisteminde tam yoğuşmalı çalışma süresi toplam ısıtma mevsiminde %74 mertebelerine çıkabilmektedir. Kısmi yoğuşmalı dönem %21 ve yoğuşmasız dönem %5 mertebelerindedir.

Duvar tipi yoğuşmalı kazanları daha büyük sistemlerde birden fazla sayıda kullanarak çok uygun çözümler üretmek mümkündür. Yan yana dörde kadar kazanın birlikte kullanımıyla ilgili kontrol sistemi kaskad sistem olarak yoğuşmalı kazanlar bölümünde anlatılmıştır. Çok sayıdaki duvar tipi cihazın her biri kendi pompasıyla bir ortak kollektöre sıcak suyu gönderir. Bu kollektörden istenen yerlere dağıtım yapılır. Şekil 3.3'de 3 kazanla oluşturulmuş bir sistem görülmektedir. Her bir kazan 56.000 kcal/h kapasiteli olduğunda, toplam 168.000 kcal/h kapasite 25-30 daireli bir apartmanı besleyebilmektedir. Modülasyonlu kontrol ve yüksek verim nedeniyle 75/60 çalışan sistemlerde döşeme tipi yoğuşmasız klasik kazanlara göre yıllık ortalama sistem verimlerinde %30'lara varan farklar elde edilebilmektedir.

Buradaki bir başka avantaj taze hava girişinin kazan dairesine bir kanalla sağlanması, çıkışların ise bacaya verilmesidir. Burada hermetik tipler de kullanılabilir. Kazan dairesi dışarı açılmadığı için soğumayacak, kazan dairesinde toz olmadığı için, bu tozların yanma odasına girip yanmayı bozarak is oluşturması önlenecektir.

Bu sistemde mimari açıdan elde edilen en önemli avantaj yer kazancıdır. Aynı zamanda sistemin temizliğidir. Şekil 3.4'de 5 kazanlı bir uygulama görülmektedir. Burada yaratılan 280.000 kcal/h kapasite 40-45 daireli bir apartmanı besleyebilir. Şekil 3.5'de ise 450.000 kcal/h toplam kapasiteli yaklaşık 70 daireli apartmanı besleyecek 8 kazanlı bir sistem görülmektedir.

Bugünkü fiyatlar ve kapasitelerle dört kazanlı kaskad sistemler ekonomik görülmektedir. Daha fazla sayıdaki kazanla oluşturulan bataryalar diğer avantajlarına karşılık pahalı olmaktadırlar. Ancak önümüzdeki yılda 80.000 ve daha sonrasında 100.000 kcal/h kapasiteli duvar tipi yoğuşmalı tek üniteler devreye girecektir. Böylece ileriki yıllarda 500.000 kcal/h kapasitelere kadar duvar tipi cihazlarla ekonomik kaskad sistemler oluşturulabilecektir.

3.2. KAZAN SEÇİMİ

Alman standartlarına göre ısıtma sıcak su kazanları üçe ayrılmaktadır:

1. Standart Kazan (SK)
2. Düşük Sıcaklık Kazanı (DSK)
3. Yoğuşmalı Kazan (YK)

Standart Kazan

Ortalama işletme sıcaklığı, dizaynı dolayısıyla, sınırlı olan kazanlara standart kazan adı verilir. Kullanma ısıl verim şartları aşağıdaki biçimde tanımlanabilir:

kazan yükü (φ)

- $\varphi=1$, $\upsilon=70\ °C$ → $\eta_N \geq 84+2 \log Q_K$
- $\varphi=0,3$, $\upsilon \geq 50\ °C$ → $\eta_N \geq 80+3 \log Q_K$

υ= ortalama kazan suyu sıcaklığı
Q_K= kazan gücü [kW]

Şekil 3.1 / BOYLERLİ %109 VERİMLİ DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZAN

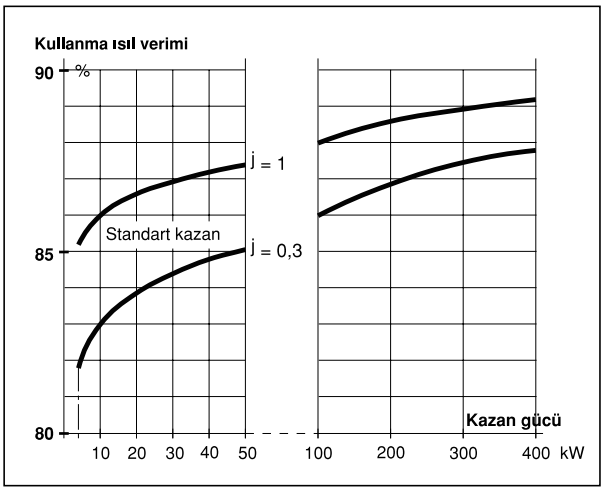
Şekil 3.2 / %109 VERİMLİ DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZAN + duoCLEAN BOYLER

Şekil 3.3 / %109 VERİMLİ DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZANLAR (30 DAİRELİ BİR APARTMAN KAZAN DAİRESİ ALANI 8m^2)

Şekil 3.4 / %109 VERİMLİ DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZANLAR (45 DAİRELİ BİR APARTMAN KAZAN DAİRESİ ALANI 14m^2)

Şekil 3.5 / %109 VERİMLİ DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZANLAR (70 DAİRELİ BİR APARTMAN KAZAN DAİRESİ ALANI 20m^2)

Bu ifade Şekil 3.6'da grafik olarak verilmiştir. Görüldüğü gibi standart kazanlarda kazan yükü azaldığında, kazan kullanma verimi de azalmaktadır. Aynı şekilde kazan kullanma verimi kazan gücüne de bağlıdır. Büyük güçlü kazanlarda kullanma verimi daha yüksektir. Bu kazanlarda kazana dönüş suyu sıcaklığı sınırlıdır ve 50°C değerinin altına inemez. Aksi halde duman gazlarının yoğuşması sonucu kazanda korozyon meydana gelir. Bunun için ısıtma sıcak su devresinde önlem alınmalıdır. Bu tip kazanların 400 kW güce kadar ısıtma amacıyla kullanılmaları Almanya'da yasaklanmıştır.



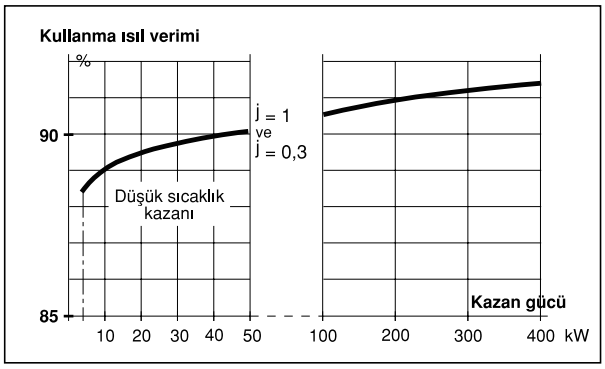
Şekil 3.6 / MİNİMUM KULLANMA ISIL VERİMİ TALEBİ, SK İÇİN

Düşük Sıcaklık Kazanı

Sürekli olarak 35 ila 40°C'lik bir dönüş suyu sıcaklığı ile çalışabilen ve içinde belirli şartlarda yoğuşma meydana gelmesine izin verilebilen kazanlardır. Kullanma ısıl verim şartları:

kazan yükü (φ)
- φ=1, υ=70 °C → $\eta_N \geq 87{,}5+1{,}5 \log Q_K$
- φ=0,3, υ=40 °C → φ=1'deki gibi

Bu ifade Şekil 3.7'de grafik olarak verilmiştir. Görüldüğü gibi düşük sıcaklık kazanlarında kazan yükü azaldıkça, kazan kullanma veriminde bir azalma olmamaktadır. Ancak kazan verimi yine kazan gücüne bağlıdır. Büyük güçlü kazanlarda verim daha yüksektir. Kazan dönüş suyu sıcaklığında bir sınırlandırma yoktur. Yukarıdaki kullanma ısıl verimi ile ilgili şartları sağlayan çok kademeli veya oransal brülörlü kazanlar, dönüş suyu sıcaklığı 40 °C'den büyük bile olsa Düşük Sıcaklık Kazanı sınıfına girerler.



Şekil 3.7 / MİNİMUM KULLANMA ISIL VERİMİ TALEBİ, DSK İÇİN

Yoğuşmalı Kazan

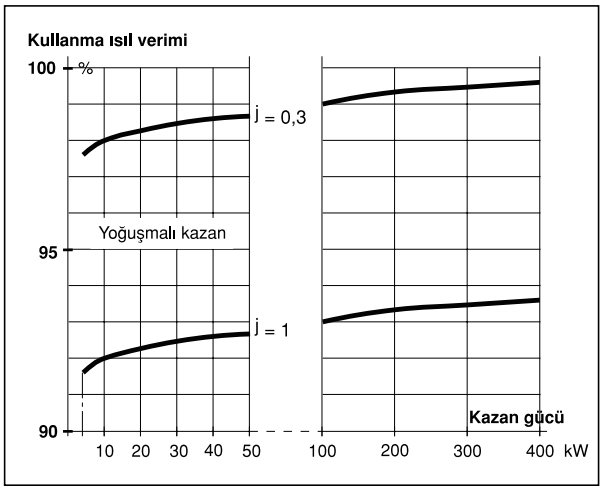
Duman gazı içinde bulunan su buharının büyük kısmının yoğuşması amaçlanarak dizayn edilmiş kazanlara yoğuşmalı kazanlar denilir. Kullanma ısıl verim şartları aşağıdaki biçimde tanımlanabilir:

kazan yükü (φ)
- φ=1, υ=70 °C → $\eta_N \geq 91+\log Q_K$
- φ=0,3, υ=30 °C → $\eta_N \geq 97+\log Q_K$

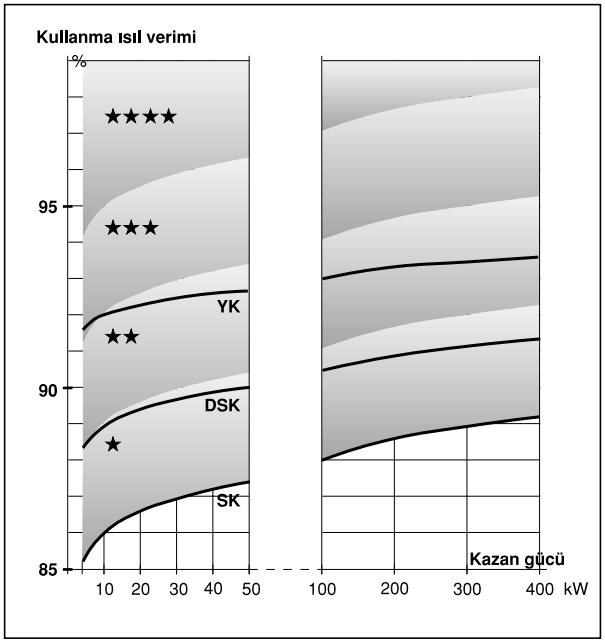
υ=ortalama dönüş suyu sıcaklığı

Bu ifade Şekil 3.8'de grafik olarak verilmiştir. Görüldüğü gibi yoğuşmalı kazanlarda, standart kazanların tam tersine, kazan yükü azaldıkça kazan kullanma veriminde artmaktadır. Bu kazanlarda amaç mümkün olduğu kadar fazla yoğuşma olmasıdır. Düşük kazan geri dönüş sıcaklıkları teşvik edilir. Kazan malzemesi yoğuşma dolayısıyla ortaya çıkan korozyon etkisine dayanıklıdır. Kazan verimi yine kazan gücüne bağlıdır. Büyük güçlü kazanlarda verim daha yüksektir. Kazan dönüş suyu sıcaklığında bir sınırlandırma yoktur. Bu kazanlar daha çok gaz yakıtlarla kullanılır.

Avrupa Birliği içinde kazanlara enerji etkinliği ile ilişkili olarak bir yıldızdan, dört yıldıza kadar özel işaret verilmektedir. Enerji verimi işareti (*) ile ilgili düzenleme kullanma ısıl verimindekine benzeyen bir algoritma ile ve benzer şekilde tam yük (φ=1) ve kısmi yük (φ=0.3) için yapılmaktadır. Şekil 3.9 üç kazan tipinin karşılaştırmasını ve enerji verim işaretlerini φ=1 hali için vermektedir. Şekildeki farklı koyuluktaki alanlar enerji verim işaretlerinin geçerli olduğu bölgeleri göstermektedir. Avrupa Birliği standartlarına göre enerji verimi kazanlarda en az iki yıldız olmalıdır. Buna göre minimum kullanma ısıl verim şartlarını gerçekleştiren sadece yoğuşmalı kazanlardır.



Şekil 3.8 / MİNİMUM KULLANMA ISIL VERİMİ TALEBİ, YK İÇİN



Şekil 3.9 / ENERJİ VERİMİ İŞARETLERİNİN KAZAN YAPI TARZLARINA GÖRE DÜZENLENMESİ

3.3. KAZANLARIN KULLANIM ALANLARI

Standart Kazanlar

Standart Kazanlar artık ileri gelen firmalar tarafından piyasaya sunulmamakta ve pratikte bir rol oynamamaktadır. Bu kazanlar ancak sabit su giriş sıcaklığı ihtiyacı > 60 °C olan ısıtıcı elemanlar için kullanılabilir. Kullanma yeri örneği:

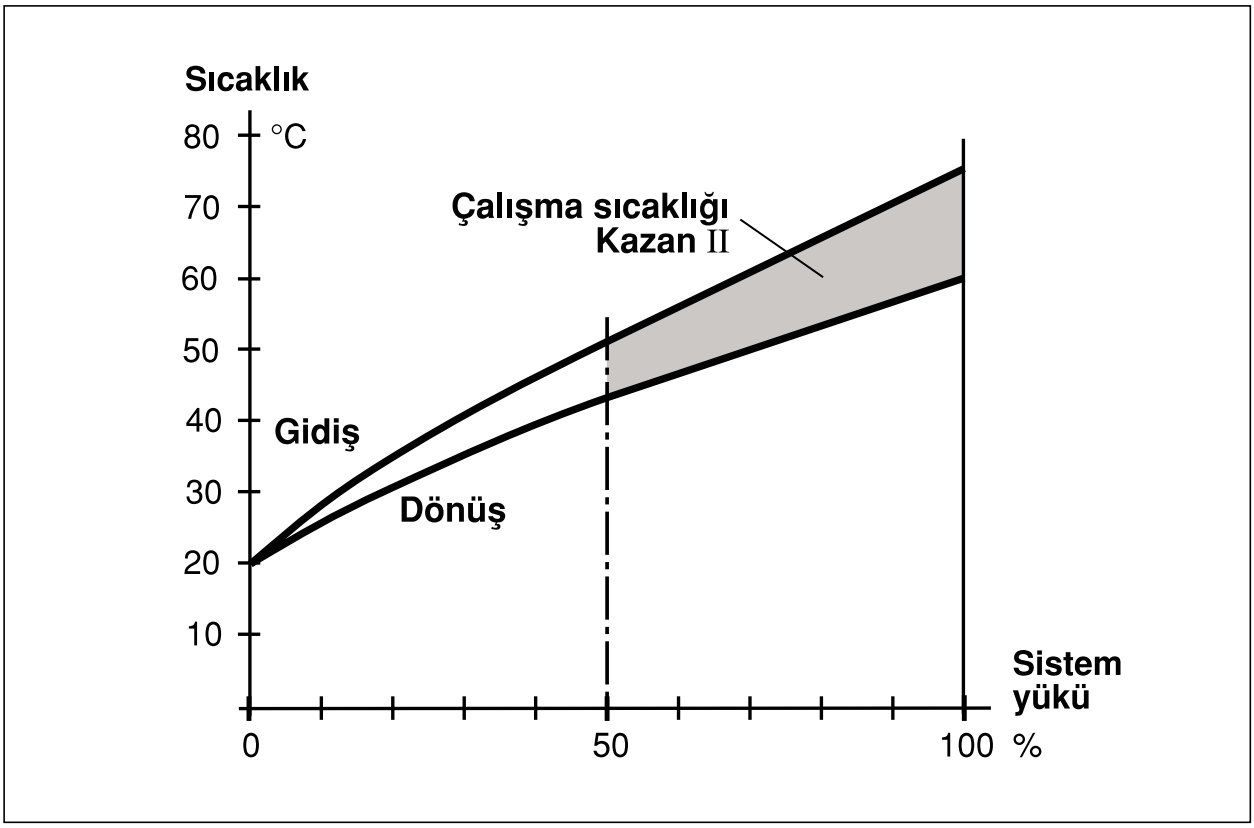
- kullanma sıcak suyu öncelikli kazanlarda
- çok kazanlı sistemlerde pik yük kazanı olarak

İki kazanlı bir sistemin yük dağılımları ve su sıcaklıklarının yüke göre değişimi Şekil 3.10 ve 3.11'de görülmektedir. Şekil 3.10'de simetrik yük dağılımlı, yani yükün aynı kapasitede iki kazan tarafından yarı yarıya paylaşıldığı 75/60°C bir ısıtma sisteminde, su gidiş ve dönüş sıcaklıklarının yüke göre değişimi verilmiştir. Tam yükte, iki kazan da çalışmakta ve su gidiş sıcaklığı 75, dönüş sıcaklığı 60°C olmaktadır. Isıtma ihtiyacı, dolayısıyla yük azaldığında su sıcaklıkları düşmekte, birinci kazan tam kapasiteyle çalışırken ikinci kazan kapasitesini azaltmakta ve düşük yükte çalışmaktadır. Sistem yükü %50 değerine düştüğünde, ikinci kazan devreden çıkmaktadır. Bundan sonra yük düştükçe, birinci kazan kısmaya başlamaktadır. Birinci kazana temel yük kazanı, ikinci kazana ise sıra kazanı adı verilir. İkinci kazanın devreden çıktığı %50 yük ile %100 sistem yükü arasında kazandaki su sıcaklığı (su çıkış sıcaklığı) 50°C değerinin üzerindedir. Dolayısıyla bu kazanda sürekli çalışmada yoğuşma olmayacaktır. Ancak birinci kazan %50 yükün altında tek başına çalışırken kazan su sıcaklıkları 50°C değerinin altına inecektir. Şekil 3.11'de ise aynı sistem için zamana karşılık güç oranı çizilmiştir. Eğrinin altında kalan alan karşılanan ısıyı verir. Buna göre ikinci sıra kazanı diğer kazanla birlikte çalışırken yıl bazında ısı ihtiyacının sadece %14'ünü karşılamaktadır. Buna karşılık temel kazan olan birinci kazan tek başına çalışırken yıllık ihtiyacın %63'ünü; diğer kazanla birlikte çalışırken de yıllık ihtiyacın %23'ünü karşılamaktadır. Buna göre birinci kazan yıllık ısı ihtiyacının toplam %86'sını karşılamaktadır.

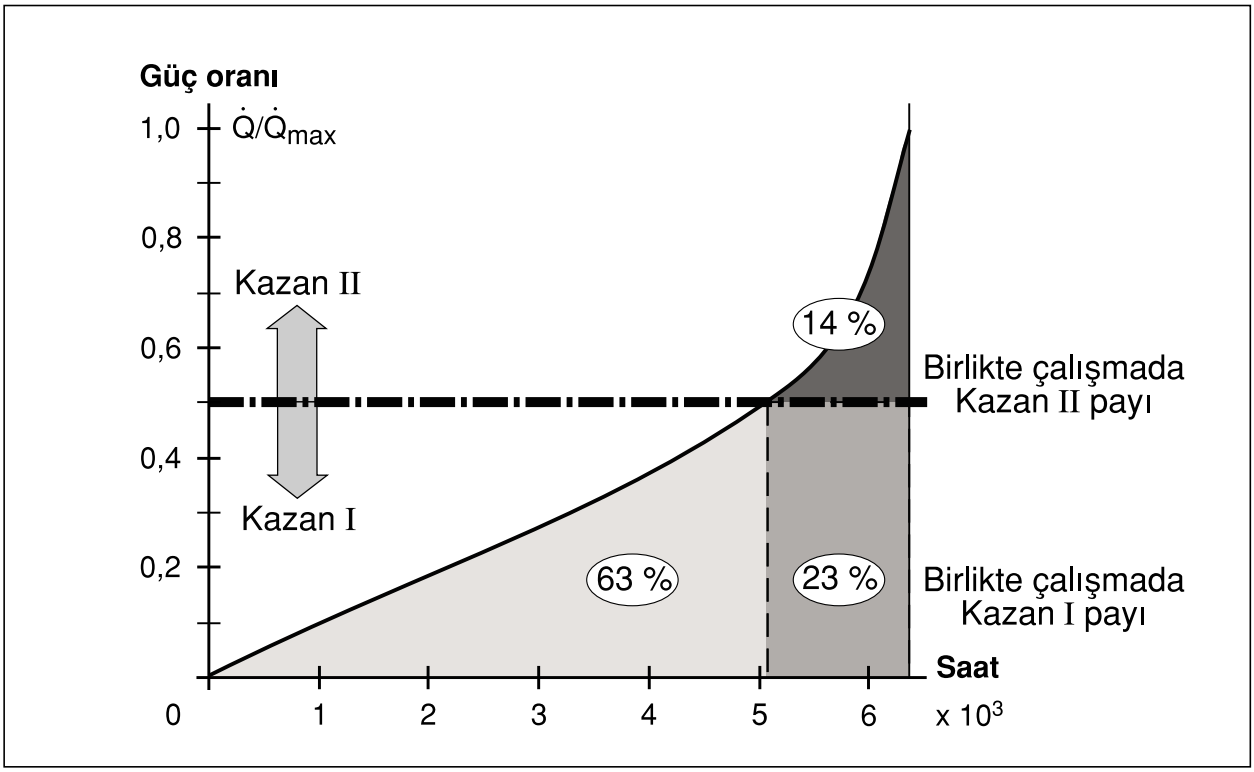
Düşük sıcaklık kazanları

Düşük sıcaklık kazanları için anma ısı gücü, binanın norm ısı ihtiyacından bağımsız olarak tespit edilebilmektedir. Çok kademeli brülörlü veya oransal brülörlü tek kazanlı veya birden çok sayıda kazanlı sistemlerde kullanılabilir. Bu kazanlar sıvı ve gaz yakıt yakan, norm kullanma ısıl verimleri yaklaşık %92 ile %95 arası olan, modern, uygun fiyatlı kazanlardır. Sıvı yakıtlı kazanlarda bütün güç aralığında DSK rakipsizdir ve bugün hala en fazla kullanılan tip olma özelliğini korumaktadır. Sıvı yakıtlı DSK, sıvı yakıtlı yoğuşmalı kazanlara göre de çok ekonomiktir.

Gaz yakıtlı DSK (özellikle atmosferik brülörlü kazanlar) küçük güçlerde mükemmel bir fiyat-güç dengesine sahiptir. Bunun dışında, örneğin gürültü seviyesinin düşük olması, titreşimsiz çalışması ve basit teknik yapıda olması gibi, diğer bazı avantajlara da sahiptir. Özellikle tek veya iki daireli evlerde fiyat bakımından uygun DSK bugünkü avantaj ve anlamlarını hiçbir zaman kaybetmeyeceklerdir.



Şekil 3.10 / İKİ KAZANLI BİR SİSTEMİN SIRA KAZANININ ÇALIŞMA SICAKLIĞI, 75/60°C'LİK ISITMA EĞRİSİNDE



Şekil 3.11 / İKİ KAZANLI BİR SİSTEMİN İŞLETİLMESİNDE ISI MİKTARI YÜZDELERİ.
EĞRİNİN ALTINDA KALAN ALAN, YAPILAN TOPLAM ISITMA İŞİNE KARŞILIK GELMEKTEDİR.

Kazan dönüş suyu sıcaklığı 50°C'den yüksek olan ısıtma sistemlerinde YK'da yoğuşma olmamaktadır. Bu durumda YK'ların enerji ile ilgili avantajı sadece çok düşük baca gazı sıcaklığı nedeniyle, çok düşük olan baca kaybına dayanmaktadır. DSK ile fark bu durumda sadece %4 mertebelerindedir. Bu durumlarda DSK uygun (çok daha ucuz) ilk yatırım maliyetleri nedeniyle YK üzerinde de avantaja sahiptirler.

Simetrik yük dağılımlı iki kazanlı bir sistemin sıra kazanı, norm ısı ihtiyacının sadece yaklaşık %14'ünü karşılamaktadır. (Şekil 3.11'e bakınız). Çalışma sıcaklığı bu kazanda, ısıtma eğrisinin seyrettiği bölgelerden yukarıda olanı tarafından belirlenmekte ve genelde hiç yoğuşma olmamakta veya sadece kısmi yoğuşma meydana gelmektedir (Şekil 3.10'a bakınız). Sıra kazan olarak bir DSK bu şartlarda toplam ekonomi göz önüne alındığında muhtemelen en iyi konuma sahiptir. Çünkü bu çözümde kazan dönüş suyu sıcaklığının yükseltilmesi için herhangi bir düzenlemeye de gerek kalmamaktadır. DSK'ların ağırlıklı kullanım yerlerinin özeti:

- Sıvı yakıtlı kazanlarda bütün güç aralığında
- Küçük güçlü veya düşük kapasiteli gaz yakıtlı sistemlerde
- Çok kazanlı sistemlerde sıra kazan olarak
- Dönüş suyu sıcaklığı sürekli yüksek (> 50°C) olan sistemlerde

Yoğuşmalı Kazan

Alt ısıl değere göre (75/60) sistemde %100 ile 105 ve (40/30) sistemde %105 ile 109 arasında norm kullanma ısıl verimleri ile enerji bakımından en yüksek ekonomiyi sağlayan modern kazanlardır.

Gaz yakıtlar yüksek hidrojen oranına sahip olduklarından, üst ısıl değerden faydalanmada sıvı yakıtlara göre daha fazla avantaj sağlarlar. Doğal gazın mevcut olması durumunda yoğuşmalı kazanlar önceliğe sahiptir. Ancak küçük güç bölgesinde YK'nın genellikle yüksek olan ilk yatırım maliyetini, yakıttan elde edilen kazançla amorti etmek çok uzun zaman gerektirmektedir. Artan kapasite ve güçlerle durum çok hızlı bir şekilde iyileşmekte ve amortisman süreleri azalmaktadır.

YK'lar kazan dönüş suyu sıcaklığının 50 °C'den daha düşük olması durumunda, yüksek kullanma verimi temin edebilmektedirler. Bu durum (yani 50 °C altındaki sıcaklıklardaki dönüş suyu sıcaklıkları) genellikle bina ısıtması sistemlerinde yılın büyük kısmında karşılaşılan bir durumdur. Eğer farklı kullanma yerlerinden gelen dönüş sularının en az %10'u düşük sıcaklığa sahipse, değişik sıcaklıkta çalışan farklı tip ısıtıcı elemanların birlikte kullanıldığı sistemlerde yüksek bir ekonomi sağlanabilir.

YK'lar genelde pahalı hidrolik devre kumandaları gerektirmemektedir. Böylelikle kazan maliyetindeki fazlalık tamamen veya kısmen sistemdeki ucuzlama ile karşılanabilmektedir. Aynı şekilde çok düşük olan baca gazı sıcaklıkları nedeniyle muhtemelen fiyat bakımından çok uygun baca sistemleri kullanılabilmektedir.

YK'ın iki kazanlı bir sistemin lider kazanı (temel yükü taşıyan kazan) olması halinde, özellikle avantajlı bir durum ortaya çıkmaktadır. Güç bakımından simetrik bir seçimde (yani anma ısı gücünün %50'si kapasitede), yoğuşmalı kazan yıllık ısıtma ihtiyacının yaklaşık %86'sını yüksek kullanma ısıl verimi ile karşılayacaktır. Bu durumda diğer kazanın daha ucuz olan DSK seçilmesi halinde toplam yatırım maliyetinde önemli bir avantaj sağlanacaktır.

Yoğuşmalı kazanların ağırlıklı kullanım yerlerinin özeti:

- Gaz yakıtlı kazanlarda bütün güç aralığında. Burada artan güçle birlikte ekonomiklik de artmaktadır.
- Çok kazanlı sistemlerde lider kazan olarak
- Tam yoğuşma ile ilgili şartlar:
  - Dönüş suyu sıcaklığı < 50 °C olan ısıtıcılar sistemde ağırlıkta ise
  - Farklı sıcaklığa sahip ısıtıcıların olduğu devrede, eğer toplam gücün %10'u veya daha fazlası düşük dönüş suyu sıcaklığına sahipse uygundur.

3.4. ORANSAL (VEYA KADEMELİ) BRÜLÖR MÜ, ÇOK KAZANLI SİSTEM Mİ?

Alman yönetmeliklerine göre, 70 kW gücün üzerinde merkezi ısıtma sistemlerinde çok kademeli veya oransal brülörlü tek kazan kullanmak veya tek kademeli brülörlü çok sayıda kazan kullanmak gerekmektedir. Bu kural yoğuşmalı kazanlar ve katı yakıt kazanları için geçerli değildir. Buna göre pratik olarak konu, düşük sıcaklık kazanlarında kademeli (veya oransal) brülörlü tek kazan kullanmak veya tek kademeli brülörlü çok sayıda kazan kullanmak alternatifleri arasında seçim yapmaya dönüşmektedir.

Modern düşük sıcaklık kazanları için sorunun genel olarak geçerli cevabı, değişken güçlü (kademeli veya oransal brülörlü) tek kazan kullanımı şeklindedir. Her iki alternatifin değerlendirilmesinde yakıt maliyetleri ön planda gelir. Her iki durum için geçerli enerji kayıpları, baca kaybı(q'_A) ışınım (sıcak cidar)

kaybı (q'_S) ve durma kaybı (q'_B) olmaktadır. Değerlendirme için bu kayıplar yakıt maliyetlerine indirgenmelidir. Bunun için kayıpların süreleri hesaba dahil edilmelidir.

Eğer kayıplar yüzde olarak ifade edilirse, baca kaybı ve ışınım kaybı dolayısıyla olan yakıt tüketimi brülörün çalıştığı sürelerde meydana gelecektir. Yakıt yüzdesi cinsinden baca ve ışınım (sıcak cidar) kayıpları aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

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

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

Örneğin %7'lik bir baca kaybı, aynı zamanda %7'lik bir yakıt kaybı anlamına gelmektedir. 3000 litrelik yıllık yakıt tüketiminin 210 litresi baca kaybı olarak harcanmaktadır. Aynı düşünce ışınım kaybı için de geçerlidir. Ancak durma kayıplarında durum farklıdır. Durma sırasında etkili olan kayıp süreler dikkate alınarak aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$q_B = \frac{q'_B . \Delta t_{hazırolma}}{\%100 . \Delta t_{brülör}} \rightarrow q_B \geq q'_B$$

Görüldüğü gibi, yakıt kaybı durma süresine bağlıdır. Durma süresi genellikle daha uzun olduğundan, durma yakıt kaybı oranı, durma ısı kaybı oranından daha büyüktür. Eğer durma yoksa, durma yakıt kaybı da olmayacaktır. Örneğin durma süresi 6500 saat, çalışma süresi 1500 saat ve durma kaybı değeri %0.8 ise, durma yakıt kaybı yüzdesi, q_B= %0.8x6500/1500 = %3.5 bulunur. Buradaki örnekte baca yakıt kaybının, durma yakıt kaybına oranı, q_B/q_A=3.5/7= 0.5 değerindedir. Kazan gücü arttıkça bu oran azalır. Çünkü baca kaybı kazan gücünden bağımsızdır. Buna karşılık durma kaybı; özgül kazan yüzeyi, yani kW kazan gücü başına düşen kazan dış yüzeyi, ile orantılı olarak azalır. Kazan gücü büyüdükçe özgül kazan yüzeyi değeri azalır. Şekil 3.12'de modern kazanların kayıp büyüklüklerinin kazan gücüne bağlı olarak değişimi görülmektedir. Baca ve durma kayıpları arasındaki oran 70 kW'ta üç misli, 1000 kW'ta beş mislidir. Burada dikkat edilmesi gereken konu verilen rakamların sadece duyulur ısı kayıplarına dayanmış olmasıdır. Eğer gizli ısı biçiminde bacadan atılan buhar da göz önüne alınırsa, 70 kW'ta bacadan kaybedilen yakıt enerjisi durma kaybının yedi misline ulaşmaktadır.

Yukarıda açıklanan nedenlerle modern kazanlarda baca gazı kaybının azaltılması (örneğin oransal brülör kullanılması), çift kazan kullanarak veya kazan yüzeyini azaltarak durma kayıplarının azaltılmasından daha etkilidir. Ancak aynı şeyler yüksek durma kaybı değerlerine sahip eski kazanlar için geçerli olmayabilir. Bu konu Buderus kazan kataloglarından yararlanarak örnekle gösterilebilir:

Tek Kazanlı Sistem

Yakma (brülör) gücü 150 kW

Baca gazı kaybı,

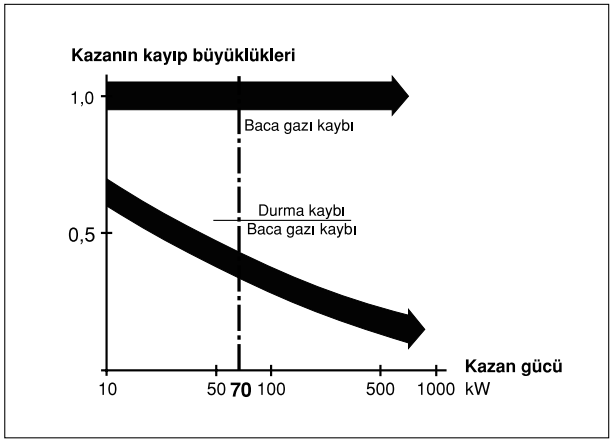
%100 brülör gücünde	q_A = %7 (υA=175°C)
Kısmi yükte	q_A = %4,8 (υA =125°C)
Durma kaybı	q_B = %0,5 (60°C)

İki kazanlı sistem

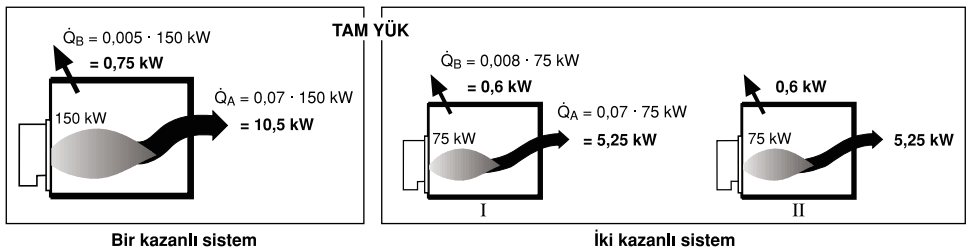
Brülör gücü her biri	75 kW
Baca gazı kaybı	q_A=%7
Durma kaybı	q_B = %0,8

Şekil 3.13'de tam yük için enerji kaybı ile ilgili durumlar gösterilmiştir. Baca gazı kayıpları her birinde %7'lik değere göre 10.5 kW veya 2x5,25 kW olarak eşdeğerdir. Bir kazanlı sistemdeki daha küçük özgül yüzey nedeniyle, 0,75 kW'lik durma kayıplı bir kazanlı sistem 2x0,6 kW=1,2 kW'lık durma kayıplı iki kazanlı sisteme göre açıkça daha uygundur.

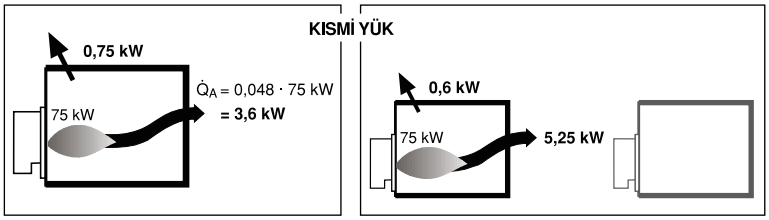
Şekil 3.14'te %50'lik kısmi yükteki durum görülmektedir. Bir kazanlı sistemde kademeli brülör sadece 3.6 kW'lık baca kaybına sahiptir. Durma kaybında işletme sıcaklığı değişmediği için bir değişiklik yoktur.



Şekil 3.12 / DURMA KAYBININ BACA GAZI KAYBINA ORANI



Şekil 3.13/ BİR VE İKİ KAZANLI SİSTEMLERİN TAM YÜKTEKİ ENERJİ KAYIPLARI



Bir kazanlı sistem		İki kazanlı sistem	
Baca gazı kaybı		**Baca gazı kaybı**	
2142 h · 3,6 kW =	**7711** kWh	2142 h · 5,25 kW =	**11246** kWh
Durma kaybı		**Durma kaybı**	
5100 h · 0,75 kW =	**3825** kWh	5100 h · 0,6 kW =	**3060** kWh
	11536 kWh		**14306** kWh

Şekil 3.14/ BİR KAZANLI SİSTEM - İKİ KAZANLI SİSTEM KISMİ YÜKTEKİ ENERJİ KAYIPLARI

İki kazanlı sistemde ise bir kazan devre dışı olduğundan ve tek kazan tam kapasite çalıştığından, tek kazanın yukarıda verilen kayıpları söz konusudur. Durma kaybı bir kazanlı sisteme göre daha küçük olmakla birlikte, baca kaybı daha fazladır ve iki kaybın toplamı olan toplam kayıp da bir kazanlı sisteme göre daha fazladır.

Yıllık yakıt veya enerji kayıpları ile ilgili hesap yine Şekil 3.14'te altta verilmiştir. Bu durumda sürelerin göz önüne alınması gerekir. Bunun için Şekil 3.11'den yararlanılabilir. İki kazanlı sistemde bu şekle göre tek kazan 6300 saatlik ısıtma mevsiminin 5100 saatinde yalnız çalışmaktadır. İkinci kazan ise sadece 1200 saat çalışmaktadır. Hesabın basitçe yapılabilmesi için 6300 saatlik ısıtma mevsiminde harcanan enerjinin, kazanın tam kapasite ile çalışması halinde kaç saatte karşılanabileceği ile ilgili bir kabul yapılmalıdır. Bu örnek için bu sürenin 1700 saat olduğu kabul edilsin. Şekil 3.11'e göre tek kazanla çalışma veya %50 kapasitenin altında çalışmada toplam enerjinin %63'ü kullanılmaktadır.

Bu dönemdeki ısı üretimi= 150 kW x 1700 h x 0.63= 160650 kWh

Bu dönemde 75 kW sürekli güçte brülör çalışma süresi= 160650 kWh/ 75 kW= 2142 h

Bu dönemin uzunluğu= 5100 h olmaktadır. Buna göre Şekil 3.15'in altında görüldüğü gibi %50 kısmi yükte bir kazanlı sistemde toplam kayıp 11536 kWh; iki kazanlı sistemde toplam kayıp 14306 kWh olmaktadır. Görüldüğü gibi modern kazanlarda kademeli veya oransal brülörlü bir kazanlı ısıtma sistemi kullanmak, tek kademeli iki kazan kullanmaktan daha avantajlıdır.

3.5. ÇOK KAZANLI SİSTEMİN UYGUN OLDUĞU YERLER

Çok kazanlı sistem denilince daha çok iki kazanlı sistem akla gelmektedir. İki kazanlı sistemler aşağıdaki düşüncelerle tercih edilirler:

Yüksek işletme emniyeti (yedekli kazan seçimi)

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 beklendiği durumlarda geçerli olabilmektedir.

Nispeten küçük güçlü yoğuşmalı sistemler

Duvara asılı 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 yoğuşmalı kazan olan büyük güçlü sistemler

Simetrik yük dağılımında YK norm ısı ihtiyacının yaklaşık %86'sını sağlamakta (Şekil 3.11) 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 kullanılmayabilmektedir. Çünkü kazan tamamen ısıtma eğrisinin yüksek sıcaklığa sahip kısmında çalışmaktadır. Sistem, uygun yatırım maliyetlerinde enerji ekonomisi bakımından çok iyi şartlar sunmaktadır.

İki kazanlı sistemlerde kazanların eşit kapasitede aynı kazanlar olması tercih edilmelidir. Aynı yapıdaki kazanlar minimum tesis masrafı oluşturur. Çünkü kullanılan bileşenler, hidrolik bağlantılar ve diğerleri eşittir. Arıza halinde, Almanya şartlarında 0 °C dış sıcaklıklara kadar tek kazan yeterli olabilmektedir. Simetrik kazanlar aynı zamanda iyi bir görünüme de sahiptir.

3.6. DEĞİŞKEN GÜÇLÜ TEK KAZANLI SİSTEMİN UYGUN OLDUĞU YERLER

Alman yönetmeliklerine göre yoğuşmalı kazan kullanılmadığı sürece, bir kazanlı sistemler 70 kW güçten sonra değişken güçlü olmalıdır. Yoğuşmalı kazanlarda değişken güçlü brülör kullanılması şart olmamasına rağmen, bu kazanlarda değişken güçlü brülörler düşük sıcaklık kazanlarına göre daha fazla fayda ve karlılık sağlamaktadır. Çünkü düşük yüklerde brülör kapasitesi de azaldığında daha fazla yoğuşma meydana gelmektedir. Bu nedenle yüksek verimli yoğuşmalı kazanlarda bütün güç aralığında oransal brülör kullanılmaktadır. Bu konuya ilerde tekrar dönülecektir.

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 kütlenin diğer dezavantajlarına katlanılmadan, özgül kazan kütlesini (kg/kWh) arttırmaktadır. 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 kullanılabilmektedir.

3.7. KAZAN GÜCÜNÜN BELİRLENMESİ

DSK ve YK için Isıt.Sis.Yön.'ne göre $Q_K = Q_N$ şeklinde bir seçim (yani kazan gücünün hesaplanan bina norm ısıtma yüküne eşit olması) 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 karşılaması talep edilmiştir) ve boylerin ısıtılması için zaman kalmamaktadır. Bu durumda binanın ve kullanma suyunun ısıtılması ile ilgili paralel işletme açık bir şekilde ortaya çıkmakta ve her iki güç ihtiyacı toplanmaktadır. Pratikte alışılmış olan alternatif boyler öncelikli 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 ısıtmasına 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 3.15 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

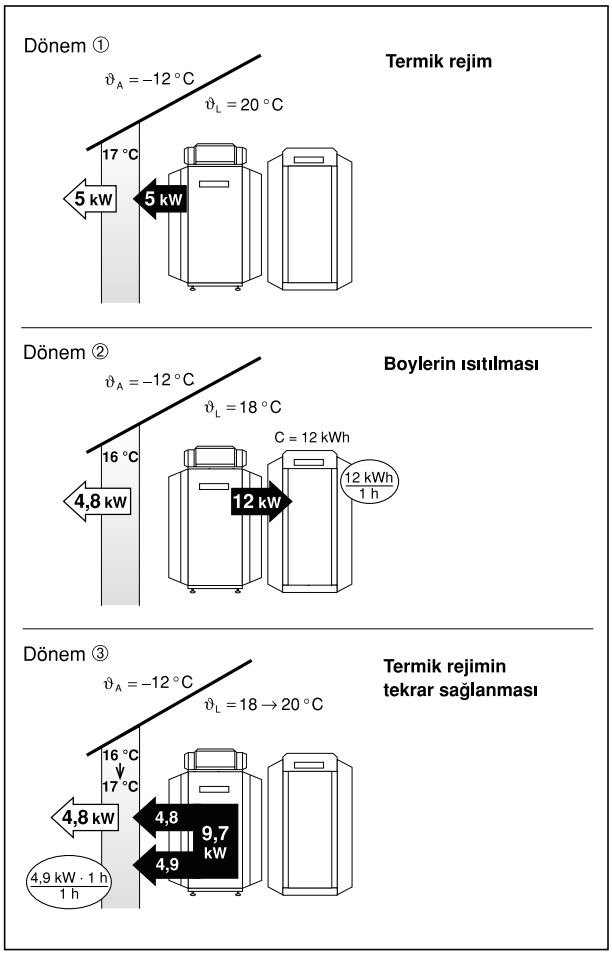
Bina ısıtması yapılmayan sürenin başlangıcında dengeli bir termik durum görülmektedir. Gerekli kazan gücü binanın ısı ihtiyacına karşılık gelmektedir.

$\longrightarrow Q_K = 5$ kW

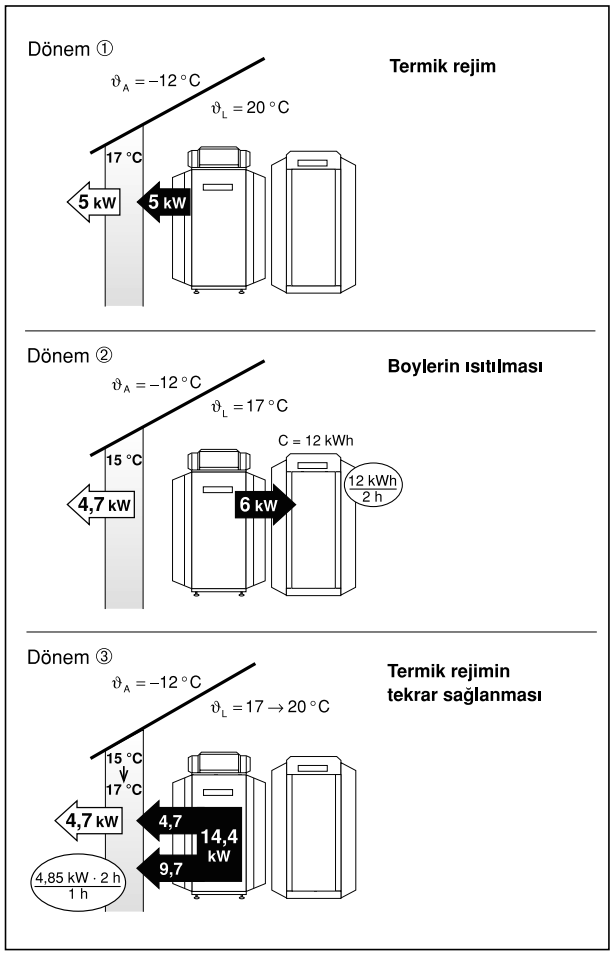
Dönem 2

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

$\longrightarrow Q_K = 12$ kW



Şekil 3.15 / SU ISITILMASI VE BİNA ISINMASI İLE İLGİLİ FONKSİYONEL ADIMLAR VE ISI İHTİYACI DEĞERLERİ, BOYLERİN 1 SAAT ISITILMASINDA



Şekil 3.16 / SU ISITILMASI VE BİNA ISINMASI İLE İLGİLİ FONKSİYONEL ADIMLAR VE ISI İHTİYACI DEĞERLERİ, BOYLERİN 2 SAAT ISITILMASINDA

Dönem 3

Bina ısıtması yapılmayan sürenin sonunda bina sıcaklığı ve bununla birlikte kayıp ısı akımı örneğin 4,8 kW'a düşmüştür. Bina 4,9 kW'lık ortalama kayıp ısı akımı ile bina ısıtması yapılmayan süre zarfında termik potansiyelinden 4,9 kW.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)

Boylerin 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 dengelenmenin 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 + 1saat termik dengeleme için)

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

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

Şekil 3.15'teki işletme durumunun minimum 12 kW gücündeki bir kazan gerektirdiği aşikardır. Aşikar olan diğer bir husus da ısıtma yüzeylerinin (radyatörle vb.) 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 3.16, Şekil 3.15'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 3.16'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 3.17'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 3.15 ve 3.16 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.

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

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

$$Q_K = Q_{GE} + \frac{Q_G \cdot \Delta t_S}{\Delta t_G} \qquad (1.1)$$

Q_K = binanın tekrar ısınması ile ilgili güç
= kazan gücü

Q_{GE} = bina ısıtması yapılmayan sürenin sonundaki binanın kayıp ısı akımı

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 Q_{GE} ve Q_G yaklaşık olarak binanın ısı kaybına = norm ısı ihtiyacına (Q_H) eşit alınabilmektedir. Böylece yukarıdaki bağıntı basitleşerek şu şekle gelmektedir:

$$Q_K = Q_N + \frac{\Delta t_S}{\Delta t} + 1 \qquad (1.2)$$

Şekil 3.18, Δt_G = 1 saat ve, Q_N = 3,5 ve 7 kW'lık norm ısı ihtiyacında bu fonksiyonu grafik şeklinde göstermektedir.

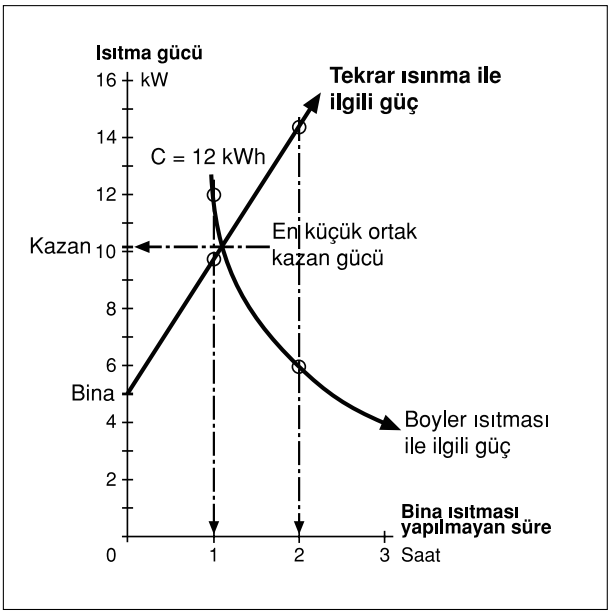
3.7.2. Mevcut boyler ısınma süresinin (=bina ısıtması yapılmayan süre) boyler ısıtma gücüne etkisi

Depolanan sıcak su kapasitesi C, mevcut boylerin ısıtma süresi Δt_S ve gerekli ısıtma gücü Q_K arasında şu ilişki mevcuttur.

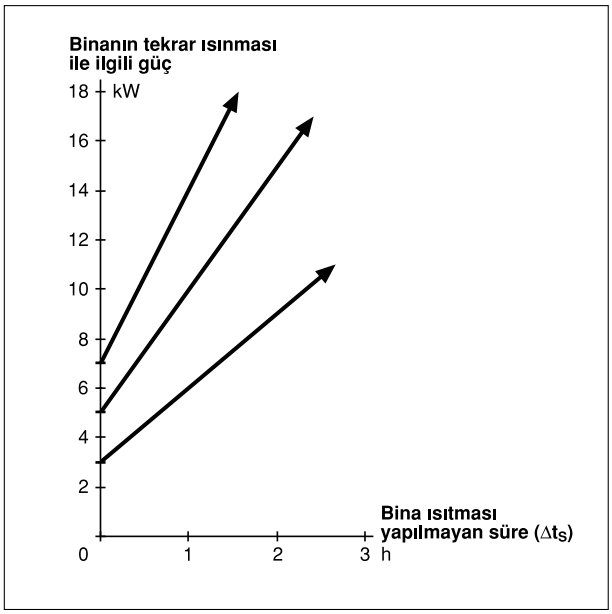
$$Q_K = \frac{C}{\Delta t_S}$$

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

1.2 ve 1.3 eşitliklerinin veya Şekil 3.18 ve 3.19'un bir araya getirilmesi ile, verilen şartlar altında bina ısıtması ve sıcak su hazırlanması ile ilgili en küçük



Şekil 3.17 / ŞEKİL 3.15 VE 3.16'DAKİ ISI İHTİYACI DEĞERLERİ VE EN KÜÇÜK ORTAK KAZAN GÜCÜ

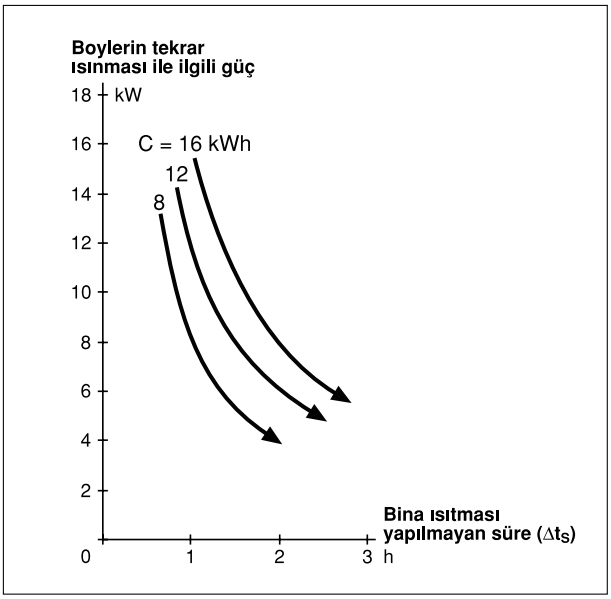


Şekil 3.18/ BİNANIN TEKRAR ISINMASI İÇİN GEREKEN GÜÇ, BİNA ISITMASI YAPILMAYAN SÜREYE GÖRE

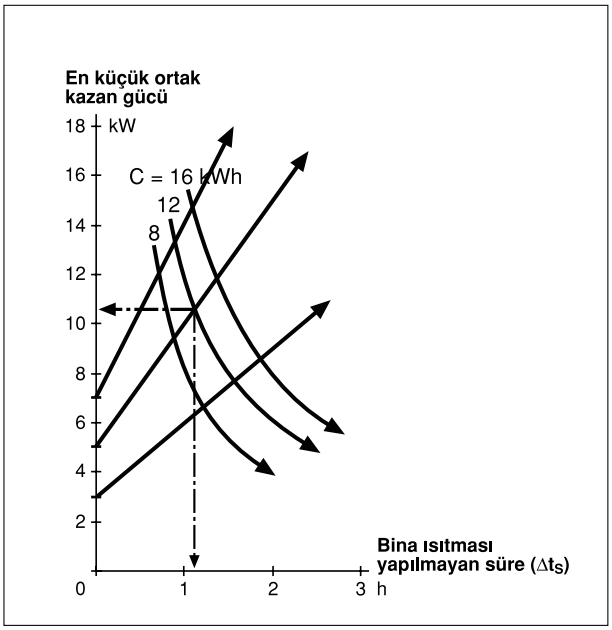
ortak kazan gücü belirlenebilir. Şekil 3.20'deki kesişme noktaları aranan en küçük ortak kazan gücünü vermektedir.

5 kW'lık norm ısı ihtiyacı ve 12 kWh'lik 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 kadar ki 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 duruma müdahale edebilmelidir.



Şekil 3.19 / BOYLERİN ISITILMA SÜRESİNE GÖRE, BOYLERİN ISITILMASI İÇİN GEREKEN GÜÇ



Şekil 3.20/ ŞEKİL 3.18 VE 3.19'UN BİR ARAYA GETİRİLMESİ İLE ELDE EDİLEN KESİŞME NOKTALARI EN KÜÇÜK ORTAK KAZAN GÜCÜNÜ GÖSTERMEKTEDİR

(örneğin gidiş suyu sıcaklığını yükselterek) ısıtma yüzeylerinin seçilmesinde gerektiğinde uygun güç rezervleri öngörülmelidir.

''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.

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.

3.7.3. 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	5 L/dak.	30°C
Duş	8 L/dak.	40°C
Küvetli banyo	15 L/dak.	40°C

Isı ihtiyacı, tüketim debisi ve sıcaklık arasındaki bağıntı

$$Q_w = m_w.c.(\vartheta_w.\vartheta_K) \quad (1.4)$$

Q_W = kullanma suyu ihtiyacı kW

m_W = sıcak su tüketim debisi kg/h

υ_W = tüketim sıcaklığı °C

υ_K = (soğuk) su sıcaklığı °C

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

$$Q_W = 15.60 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40\text{-}10) = 31{,}4 \text{ kW}$$

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.

Boyler (depolama) sistemi

Müstakil bir evin sıcak su ihtiyacı ev sakinlerinin taleplerine bağlı olarak geniş sınırlar içinde dalgalanabilir. Kısa süreli pik ihtiyaç, boyler (depo) kapasitesi olarak kabul edilmelidir. Bu durumda kazan gücü ile ilgili kriter, talepleri karşılayan, boyler kapasitesi için gerekli ısınma 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: 8 L/dak 40°C'lik sıcak su, bir duş banyosunun süresi 12 dakikadır, ikinci duş banyosu birincisini 10 dakika ara ile takip etmektedir.

$$Q_W = m_W \cdot t \cdot c \cdot \Delta\vartheta = 8.12 \cdot \frac{1}{860} \cdot (40\text{-}10) = 3{,}3 \text{ kWh}$$

Bu ihtiyaç için gereken ısıtma gücü Şekil 3.22'de görülen ısı diyagramındaki Q_s doğrusunun eğiminden elde edilmektedir.

$$Q_S = \frac{6{,}6 - 3{,}3 \,.}{\frac{22}{60}} \; \frac{kWh}{h} = 9 \text{ kW}$$

Talep değişikliğinde (örneğin her iki tüketim arasındaki sürenin azalması) 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 de görülebilmektedir.

Küvette banyo

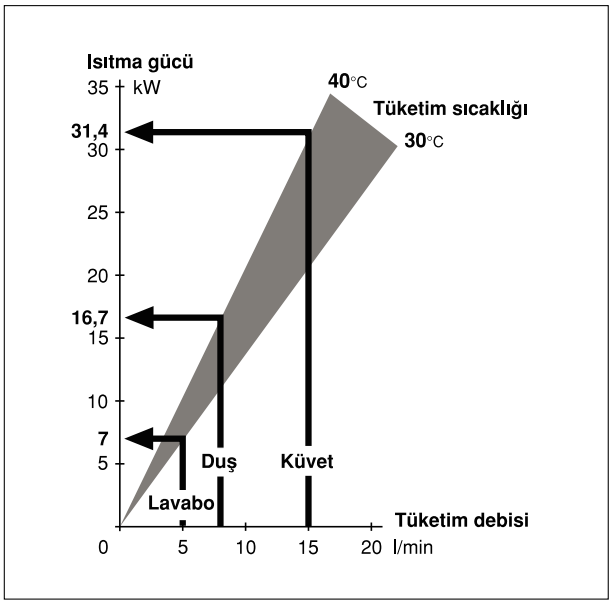
İhtiyaç: 10 dakika içinde 40°C'de 150 litre sıcak sudur. Banyo süresi 20 dakika olunca son 5 dakika içinde tekrar 20 litre su el duşu ile tüketilmektedir. Bundan sonra küvette banyonun tekrarlanma durumu söz konusudur. Böylece sistem 30 dakika sonra yeniden pik ihtiyacı karşılamak zorundadır.

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

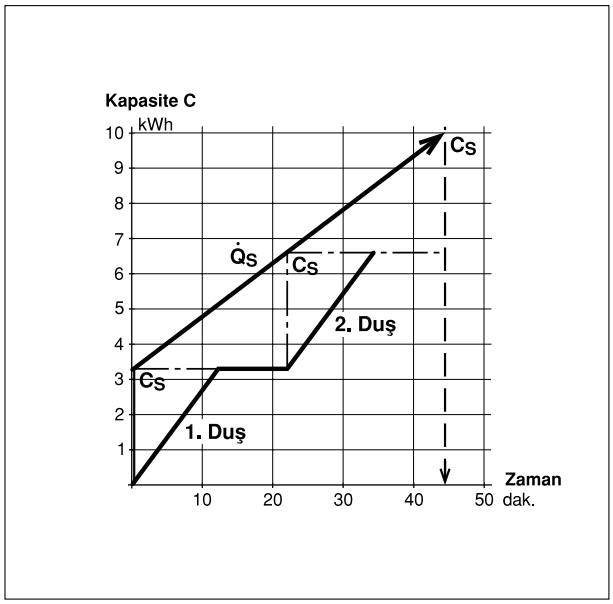
$$Q_2 = 20. \frac{1}{860}.(40\text{-}10) = 0{,}7 \text{ kWh}$$

Isı diyagramından tespit edilen gerekli ısıtma gücü:

$$Q^{\cdot}_s = \frac{17\text{-}5{,}2.}{1} \; \frac{kWh}{h} = 11{,}8 \text{ kW}$$



Şekil 3.21 / SUYUN ANİ ISITILMASINDAKİ ISI İHTİYACI



Şekil 3.22 / DUŞ BANYOSUNDAKİ İHTİYA Ç DURUMU, ÖRNEK 1.2'YE GÖRE

Her iki diyagramda da gösterilen ihtiyaçlar, boyler ısıtma gücünün (Qs) 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 Qs haline gelmekte ve gerekli güç benzer şekilde aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_s = \frac{17-5{,}2.}{\frac{49}{60}} \frac{kWh}{h} = 11{,}4\ kW$$

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

Şekil 3.23'e göre Cs = 5,2 kWh değerindeki depolama kapasitesi, 55°C'lik boyler sıcaklığında aşağıdaki depolama hacmini gerektirmektedir:

$$m_s = \frac{C_s}{c.\ (\vartheta_s - 10)} = \frac{5{,}2\ .\ 860}{55\ -10} = 99\ L$$

14 kW'tan daha küçük bir güç, daha büyük depolamayı gerektirir. Örneğin 11,8 kW güç

$$m_s = \frac{11{,}8\ .\ 860}{55-10} = 226\ L$$

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,

$$\vartheta_s = \frac{11{,}8\ .\ 860}{200} = 61°C$$'ye yükseltilmektedir.

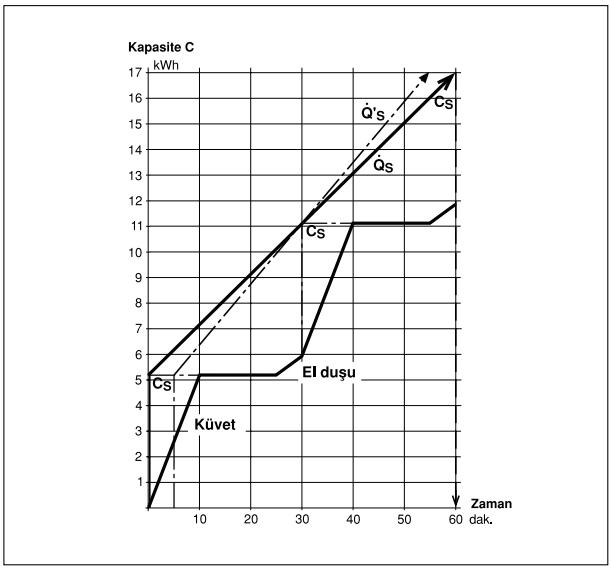
3.7.4. Apartman

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.

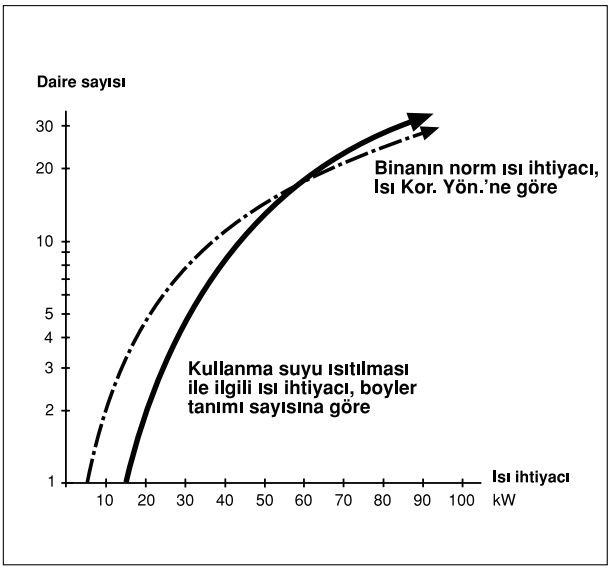
Örnek 1.3 İhtiyaç tanım sayısı N = 14 olan bir boyler için gerekli anma ısı gücü

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 3.24 binalarla ilgili ortalama ısı ihtiyacı ve kullanma suyu ısıtılması ile ilgili ısı ihtiyacını göstermektedir. Buna göre gerekli minimum kazan gücü, bir ile onbeş daireli evler arasında kullanma suyu ve daha büyük apartman blokları için ise, artan şekilde binanın norm ısı ihtiyacı tarafından belirlenmektedir.



Şekil 3.23 / KÜVETTE BANYO İLEİLGİLİ İHTİYAÇ DURUMU, ÖRNEK 1.2'YE GÖRE



Şekil 3.24 / BİNA V E KULLANMA SUYU ISITILMASI İLE İLGİLİ ISI İHTİYACI *(Bina ısı ihtiyacı Şekil 1.31'deki gibi hesaba dayanan bir tahmindir.)*

3.8. KAZAN GÜCÜ VE ENERJİ EKONOMİSİ

Kazan gücü ile enerji ekonomisi arasında bir ilişki yoktur. Eğer kazandaki kayıpların büyüklüğüne (baca gazı kaybı ve soğutma kaybı) bakılırsa ifade kolaylıkla ispatlanabilmektedir.

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/10 kW=1700h

Baca gazı kaybı =10 kW. 0,07 . 1700 h=1190 kWh

50 kWh'lık kazanın baca gazı kaybı:

Brülörün çalışma süresi = 17000 kWh/50kW = 340 h

Baca gazı kaybı = 50 kW . 0,07 .30h = 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. Soğutma kaybı,

$Q = k.A.\ \Delta\upsilon.\Delta t$ ifadesiyle bulunabilir.

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.

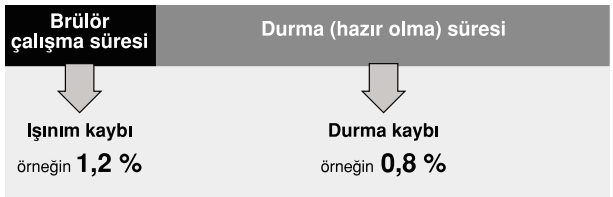
Bu alanda açıkça yanlış anlaşılmalar ve sonuçlar meydana gelmiştir: 1. Akan sıcak duman gazları nedeniyle kazanın soğuma kaybı brülörün çalıştığı sürelerde genelde durma sürelerindekine göre daha büyüktür. Bu nedenle şu kavramlar oluşturulmuştur:

Isıtma kaybı: Brülörün çalıştığı sürelerdeki soğuma kaybı

Durma kaybı: Brülörün çalışmadığı sürelerdeki soğuma kaybı

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

Soğuma kaybının ışınım ve durma kaybı olarak ikiye bölünmesi ile "fiziksel baz" ($Q = k.A.\ \Delta\upsilon.\ \Delta t$) kaybolmuştur. Durma kaybı (eski tip kazanlarda) ağırlıklı kayıp büyüklüğü olarak (yetersiz ısı yalıtımı,



Şekil 3.25

sürekli yüksek işletme sıcaklığı) özellikle popüler olmuş ve çok basit bir şekilde de brülör çalışma sürelerinin uzatılması ile minimuma indirilebileceği izlenimi 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 ışınım kaybı artmaktadır. Sonuç bu nedenle hatta daha kötü olmaktadır.

1. Bugün de hala belirleyici fonksiyon olarak geçerliliğini koruyan

$$\eta_N = \frac{\eta_K}{\left[\frac{b}{b_v} - 1\right] q_B + 1}$$

Burada

b = İşletme süresi

b_v = Faydalı ihtiyacın karşılanması ile ilgili brülör çalışma süresi

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 (q_B) için önemli bir faktördür. Bu, brülör çalışma süresi artınca azalmakta ve brülörün sürekli çalışma durumunda (yani %100 kazan yükünde) yok olmaktadır.

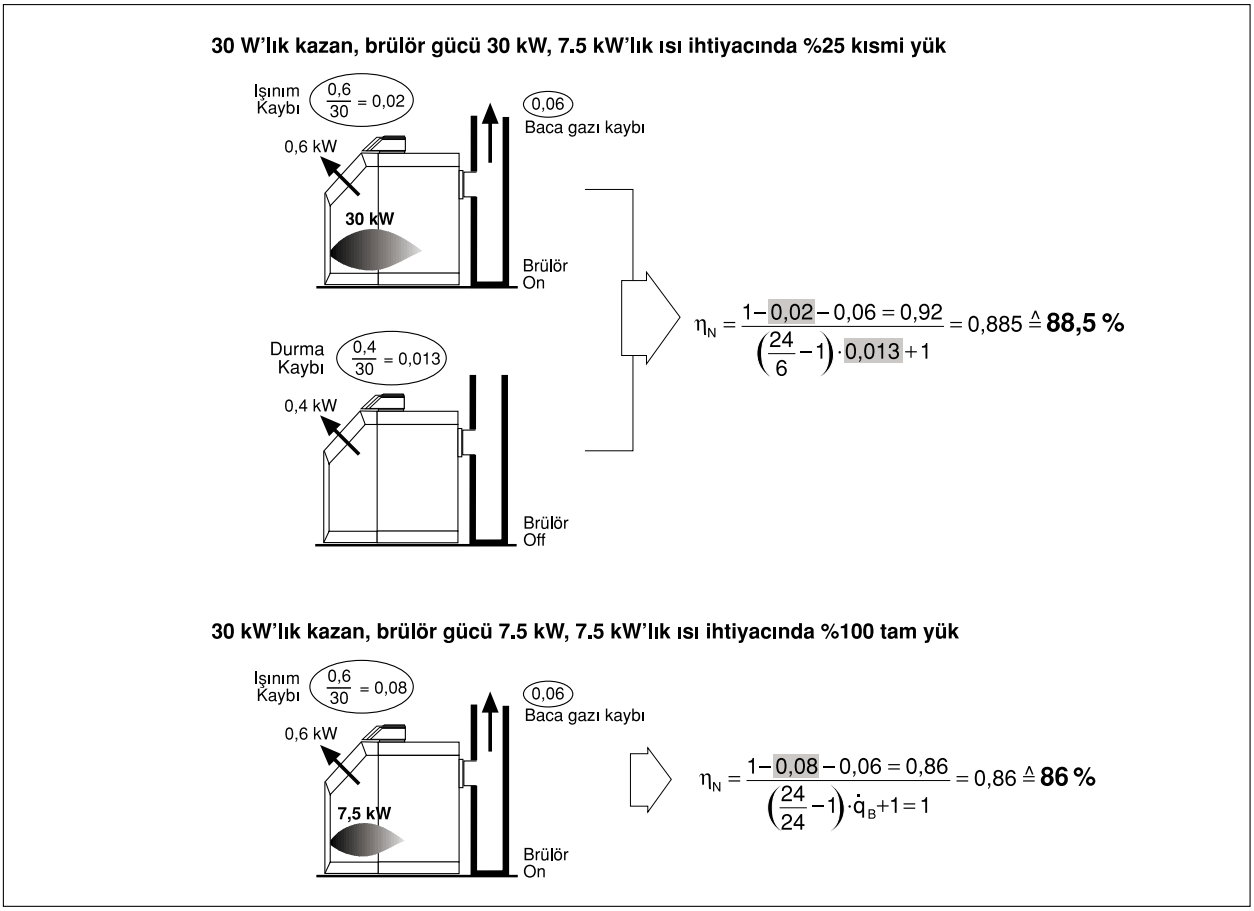
Örnek:

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

$$\left[\frac{24}{6} - 1\right].q_B\text{'dir}$$

uygun şekilde azaltılmış yükte brülör sürekli çalışırsa durma kaybı

$$\left[\frac{24}{24} - 1\right].q_B = 0\text{'dır}$$



Şekil 3.26/ "GÜÇ UYUMU"NUN KAZAN KULLANMA ISIL VERİMİNE ETKİSİ, AYNI KAZAN BÜYÜKLÜĞÜNDE

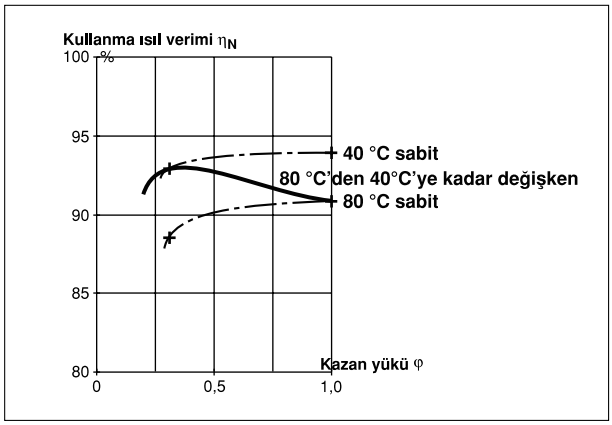
Bu durumda kazan artık durma kaybına sahip değildir. Bu matematiksel olarak gerçi doğrudur, ancak buna rağmen kazanın daha uzun brülör çalışma süreleri ile enerji bakımından daha iyi hale gelmesi konusunda çıkarılan sonuç yanlıştır. Durma kaybının yerine ışınım kaybı geçmekte ve bu da daha önce belirtildiği gibi eğilim olarak daha da kötüleşmeye neden olmaktadır. Bu husus kullanma ısıl verimi formülünün genel olarak incelenmesinde görülebilmektedir. Şekil 3.26 bununla ilgili olarak %25 kısmi yüke sahip kazanın durumunu göstermektedir. %2'lik ışınım kaybı ve %6'lık baca gazı kaybı ile 100 – 2 – 6 = %92'lik bir kazan verimine ulaşılmaktadır. Kullanma ısıl verimi %1,3'lük q_B değeri ile %88,5 olmaktadır.

Tam yük kabülü 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) ısınım kaybı ile ilgili düzeltme yapılmamıştır.

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, $\Delta\upsilon$) 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 enterasandır.



Şekil 3.27/ DEĞİŞKEN SICAKLIK İLE İŞLETİLEN DSK'LARIN KULLANMA ISIL VERİMİNİN ARTMASI

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), $\Delta\upsilon$ 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 3.27'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.

3.9. ISITMA EĞRİSİ, İŞLETME ŞARTLARI VE KAZANDAN İSTENENLER

Düşük sıcaklık kazanları ile yoğuşmalı kazanlar, standart kazanların tersine, dış hava sıcaklığı yükseldikçe kazandaki su sıcaklığını (dolayısıyla radyatörlere gönderilen suyun sıcaklığını) azaltma imkanı verirler. Bir başka ifade ile bu kazanlar değişken su sıcaklığı ile işletmeye izin verirler. Bu işletme biçimi soğuma kayıpları ve baca kayıplarında önemli azalmalara neden olur.

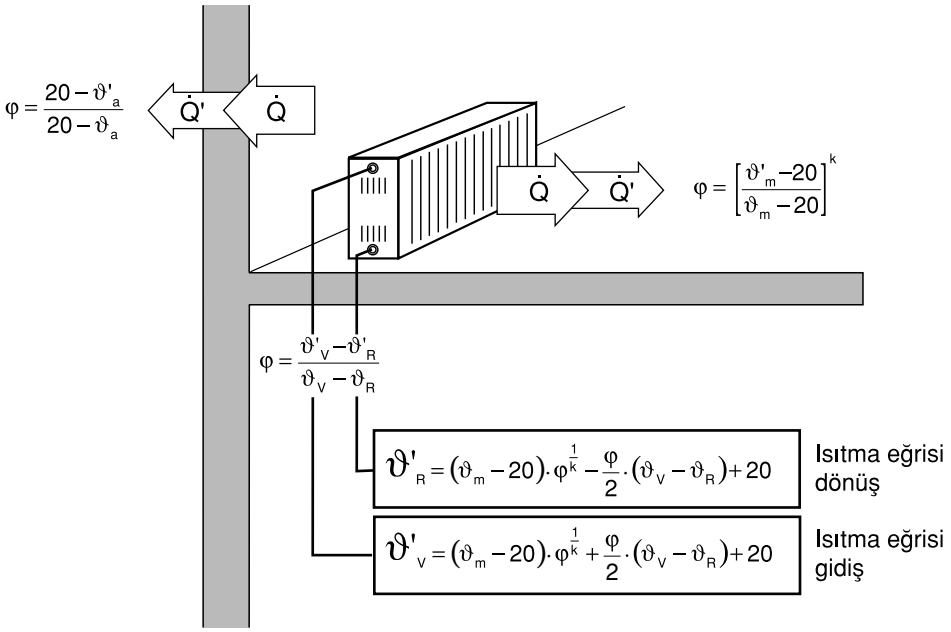
Isıtma sistemi ile ilgili gerekli işletme sıcaklığı dış hava sıcaklığının bir fonksiyonu olarak elde edilebilmektedir. Bu fonksiyonun grafik şeklinde gösterilmesi ısıtma eğrisi veya ısıtma doğrusu olarak adlandırılmaktadır. Isıtma eğrisinin işletme şartlarından elde edilmesi Şekil 3.28'de gösterilmiştir. υ_V belirli bir dış hava sıcaklığında gerekli olan gidiş suyu sıcaklığıdır. Dönüş suyu sıcaklığı ısıtma yüzeylerindeki soğuma sonucunda kendiliğinden oluşmaktadır.

Sıcaklık çifti υ_V / υ_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 3.29 Almanya koşullarında ısıtma eğrisinin kazan işletmesi üzerine etkisini 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. Şekil 3.30'da ise aynı eğrinin İstanbul koşullarındaki hali verilmiştir. Buna göre İstanbul için ısıtma mevsimi ortalama dış hava sıcaklığı 9 °C değerindedir.

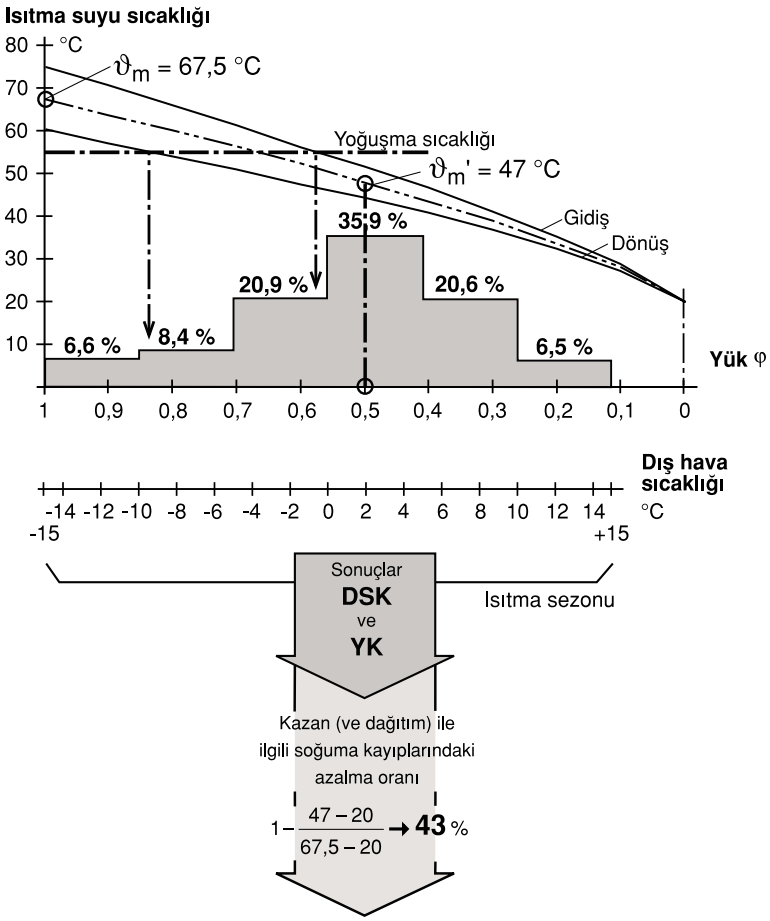
Isıtma eğrisinin durumu ve seyri kazanın ekonomikliğini belirleyen önemli sonuçlar vermektedir. Değişken sıcaklıklı bir işletmeyle, soğuma kaybının azalması Şekil 3.29 altında gösterilmiştir. Soğuma kaybı



$\dot{Q}'$ = bina ısı ihiyacı, dış hava sıcaklığı $\vartheta_a$da.....kW
$\dot{Q}$ = binanın norm ısı ihtiyacı .....kW
φ = $\dot{Q}'$ / $\dot{Q}$ = yük
ϑ'_a = aktüel dış hava sıcaklığı..... °C
ϑ_a = norm dış hava sıcaklığı ..... °C
ϑ'_m = ortalama ısıtma yüzeyi sıcaklığı, dış hava sıcaklığı ϑ_a'da. °C
ϑ_m = norm ortalama ısıtma yüzeyi sıcaklığı..... °C

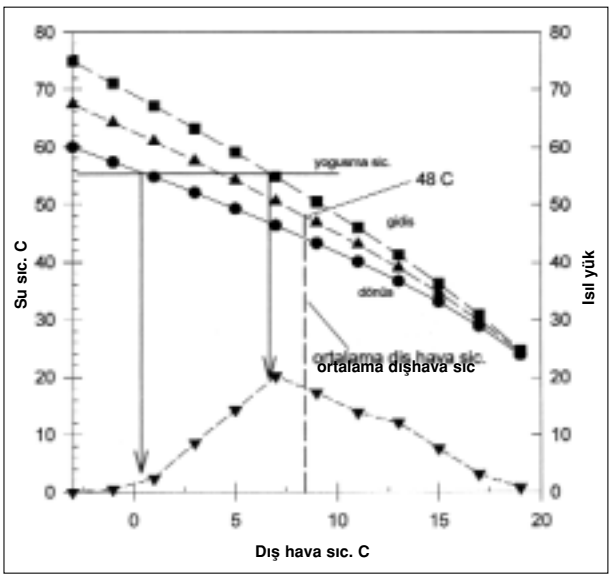
ϑ_v = norm gidiş suyu sıcaklığı ..... °C
ϑ_R = norm dönüş suyu sıcaklığı ..... °C
ϑ'_v = gidiş suyu sıcaklığı, dış hava sıcaklığı ϑ_a'da..... °C
ϑ'_R = dönüş suyu sıcaklığı, dış hava sıcaklığı ϑ_a'da..... °C
k = ısıtma yüzeyi exponenti, yaklaşık: 1,3 radyatörde
1,4 konvektörde
1,1 yerden ısıtmada

Şekil 3.28 / "ISITMA EĞRİSİ"NİN İŞLETME ŞARTLARINDAN ELDE EDİLMESİ

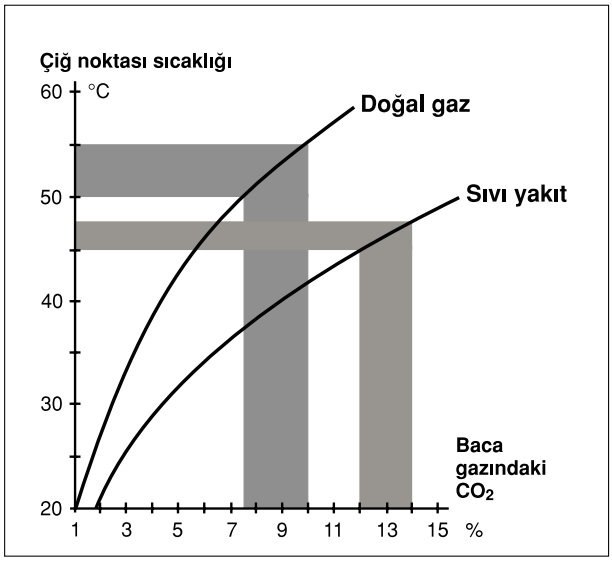


Dönüş suyu sıcaklığı, ısı ihtiyacının karşılandığı sürenin yaklaşık %90'nında su buharı yoğuşma doğrusunun altında seyretmektedir; böylece kondens oluşumu için uygun şartlar meydana gelmektedir.

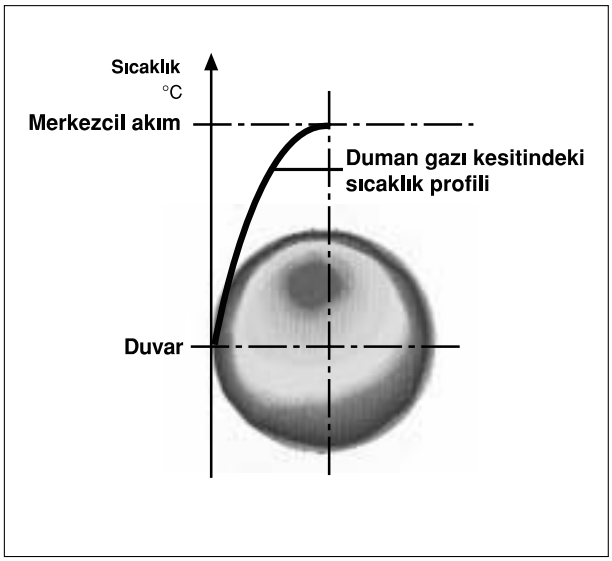
Şekil 3.29 / ISITMA EĞRİSİNİN SEYRİ SİSTEMİN İŞLETME ŞARTLARINI VE EKONOMİKLİĞİNİ ETKİLEMEKTEDİR.



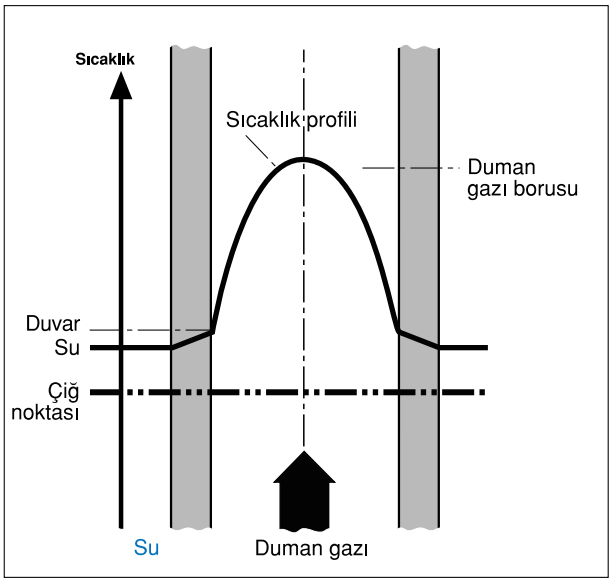
Şekil 3.30/ İSTANBUL KOŞULLARINDA DIŞ SICAKLIĞA GÖRE SU SICAKLIKLARI VE ISI YÜKÜ DAĞILIMI



Şekil 3.31 / SU BUHARI ÇİĞ NOKTASI SICAKLIĞININ BACA GAZINDAKİ CO_2 MİKTARINA BAĞLILIĞI



Şekil 3.32/ BİR DUMAN GAZI BORUSUNUN AKIŞ KESİTİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI



Şekil 3.33/ YOĞUŞMA OLMAYAN HAL

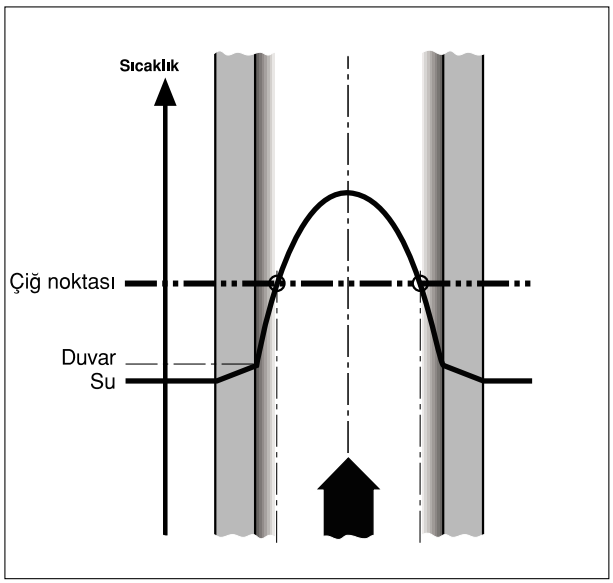
kazan suyu sıcaklığı ile iç sıcaklık arasındaki farkla orantılıdır. Sabit sıcaklıklı işletmede kazan suyu sıcaklığı 67.5 °C olacaktır. Değişken sıcaklıklı kazanda ise mevsim ortalaması olan 2 °C dış sıcaklıktaki kazan suyu sıcaklığı şekilden 47 °C okunmaktadır. Buna göre ortalama soğuma kaybındaki azalma %43 olarak hesaplanmaktadır. Aynı eğriden yararlanarak yoğuşma koşulları ile ilgili sonuçlara da ulaşılabilir.

Kazanın değişken sıcaklık ile işletilmesi sırasında su buharı çiğ 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 genellikle kondens oluşumunun kesin olarak önlenmesi veya azaltılması amaçlanmaktadır.

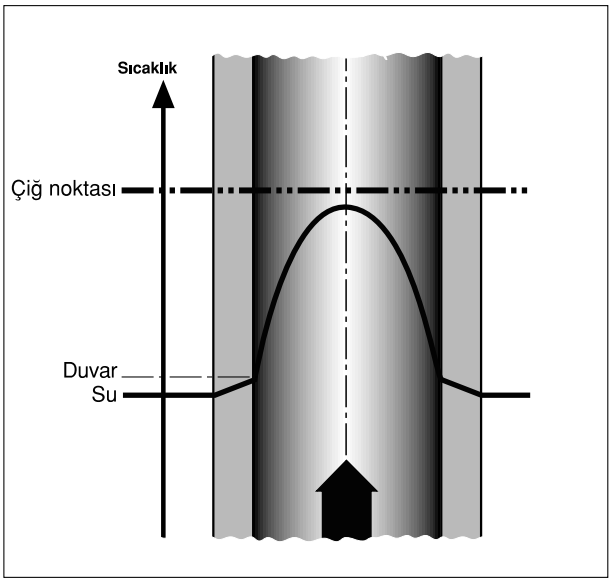
Çiğ noktası sıcaklığı yakıttaki hidrojen miktarı ve yanmadaki hava fazlalığı tarafından belirlenmektedir.

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 < 40°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. Yoğuşmalı kazanlarda durum tam tersinedir. Yoğuşmadan faydalanma bugün hemen hemen tamamen doğal gaz ile sınırlıdır, çünkü burada üst ısıl değer (Ho) ile alt ısıl değer (Hu) arasındaki fark ve bununla enerji kazancı sıvı yakıttakinin yaklaşık iki katıdır. Ayrıca çiğ noktası sıcaklığı da yaklaşık 8 K daha yukarıdadır. Pratik olarak üst ısıl 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 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 .



Şekil 3.34 / KISMİ YOĞUŞMA HALİ



Şekil 3.35 / TAM YOĞUŞMA HALİ

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 Şekil 3.33'te görüldüğü gibi çiğ noktasının üzerinde bulunmaktadır.

Kısmi yoğuşma

Su sıcaklığı Şekil 3.34'te görüldüğü gibi 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.

Tam yoğuşma

Merkezdeki akım sıcaklığı çiğ noktasının altında seyretmektedir. Yoğuşma Şekil 3.35'te görüldüğü gibi 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 tecrübelere göre bu, kondens miktarlarının belirli bir seviyeyi aşmaması ve işletmede 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.

3.10 KAZAN KONSTRÜKSİYONLARI VE BUNLARLA İLGİLİ TEKNOLOJİLER

3.10.1 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 ısıl verimlerine ve düşük zararlı madde emisyonlarına sahip olmaları (burada artık üflemeli brülörlü kazanlarla farklılık yoktur) nedeniyle çok caziptir. Ayrıca atmosferik brülörlü gaz yakıtlı kazanların yapıları basittir ve elektriksel fan tahrikinin olmaması nedeniyle de özellikle uygundur.

Konstrüktif Esaslar

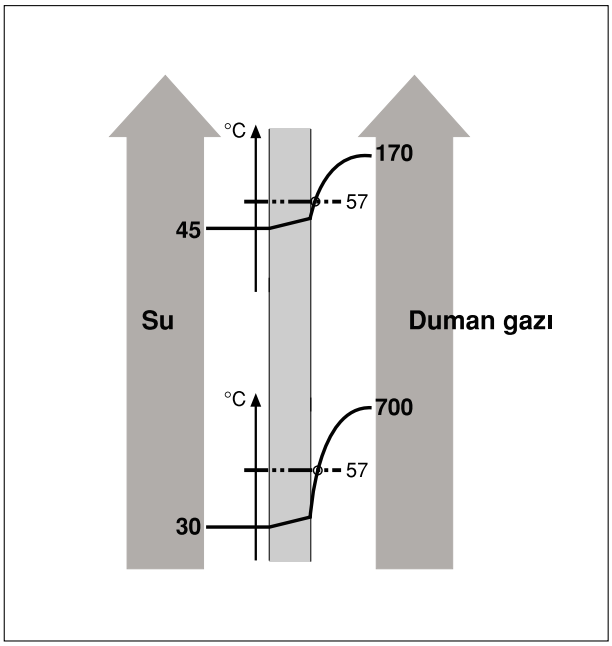
Değişken sıcaklık ile işletmede zararlı kondens meydana gelen dönemler görülmemelidir. Soğuk dönüş suyu en yüksek duman gazı sıcaklığı bulunan yerden beslenmelidir. (yani Şekil 3.36'daki gibi duman gazı ve kazan suyunun aynı yönlü paralel akımı sağlanmalıdır)

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 (COMPOSİT – Duman gazı borusunda olduğu gibi) üç tabakalı bir duman gazı ısı geçiş yüzeyi ile çok iyi bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir.

COMPOSİT – Duman gazı borusunun yapısı

Isı iletim direncine tesir edilmek suretiyle duman gazı tarafındaki yüzey sıcaklığının yükseltilmesi amaçlanmaktadır. Burada dikkate alınması gereken husus, Isı 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 çiğ noktası üzerinde bulunacak ve mümkün olduğunca dengelenecek şekilde ayarlanmasıdır. Bu nedenle yüksek ısı akış yoğun-

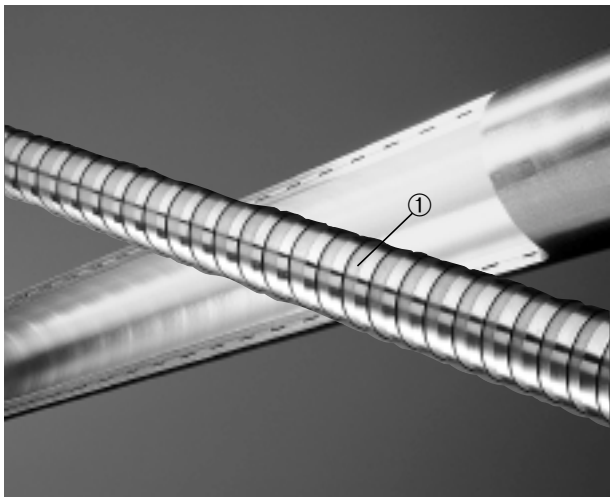


Şekil 3.36 / DUMAN GAZI VE KAZAN SUYUNUN AYNI YÖNLÜ PARELEL AKIMI KONDENS OLUŞUMUNA OLAN EĞİLİMİ AZALMAKTADIR, ÇÜNKÜ DÜŞÜK SU SICAKLIĞI YÜKSEK MERKEZDEKİ AKIM SICAKLIKLARI İLE VEYA TERSİ KOMBİNE EDİLMEKTEDİR.

luğu bulunan yerlerde ısı transferi, düşük ısı akış yoğunluğu olan yerlere göre daha iyi olmalıdır.

COMPASİT – Duman gazı borusunun üç tabakalı duvar yapısı boruların iç içe yerleştirilmesi ile elde edilmektedir bakınız Şekil 3.37).

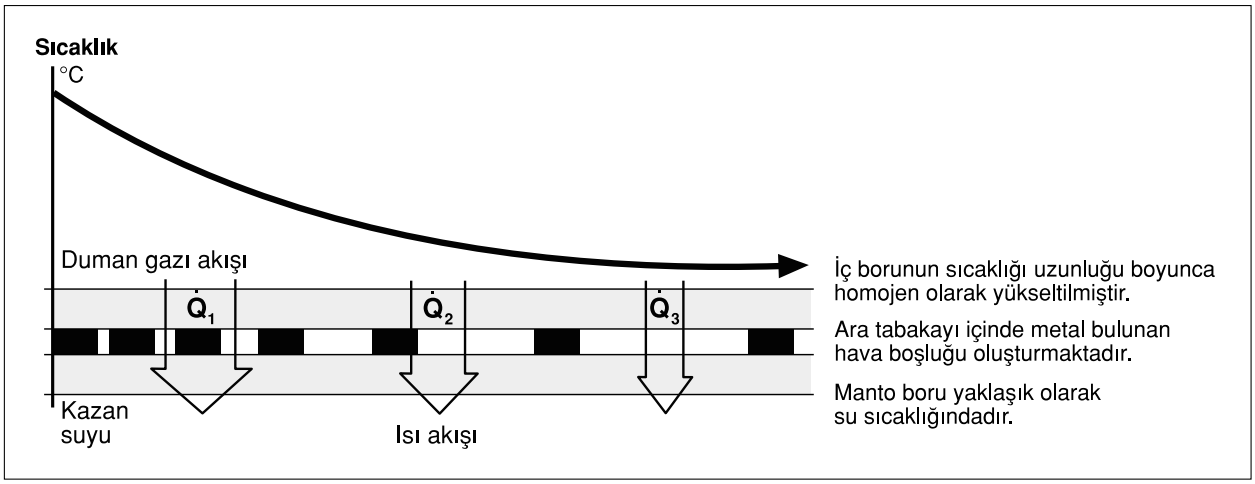
Boruların arasındaki hava boşluğu, sarımlarının hatvesi duman gazlarının akış yönünde artan, içerdeki boru etrafına sarılmış olan bir metal ile yaratılır. Metal bant yardımıyla sağlanan boru cidarlarının metalik teması



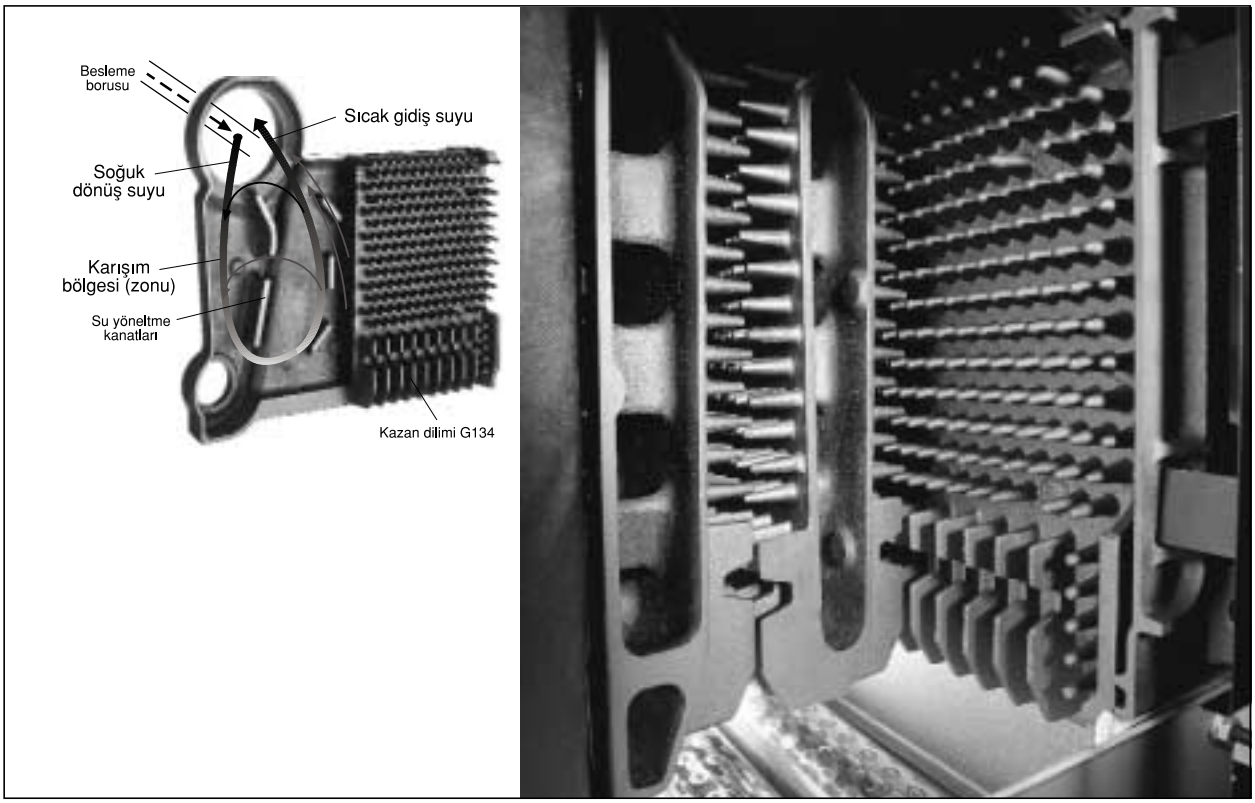
Şekil 3.37 / COMPOSIT - DUMAN GAZI BORUSUNUN YAPISI
1- ISI İLETİM BANTLI İÇ BORU
2- İÇ VE MANTO BORUDAN OLUŞAN KOMPLE COMPOSIT - DUMAN GAZI BORUSU

sayesinde Şekil 3.38'de görüldüğü gibi boru uzunluğu boyunca tanımlanmış bir ısı geçişi ve böylece duman gazı tarafında dengelenmiş ve yükseltilmiş bir duvar yüzey sıcaklığı oluşmaktadır.

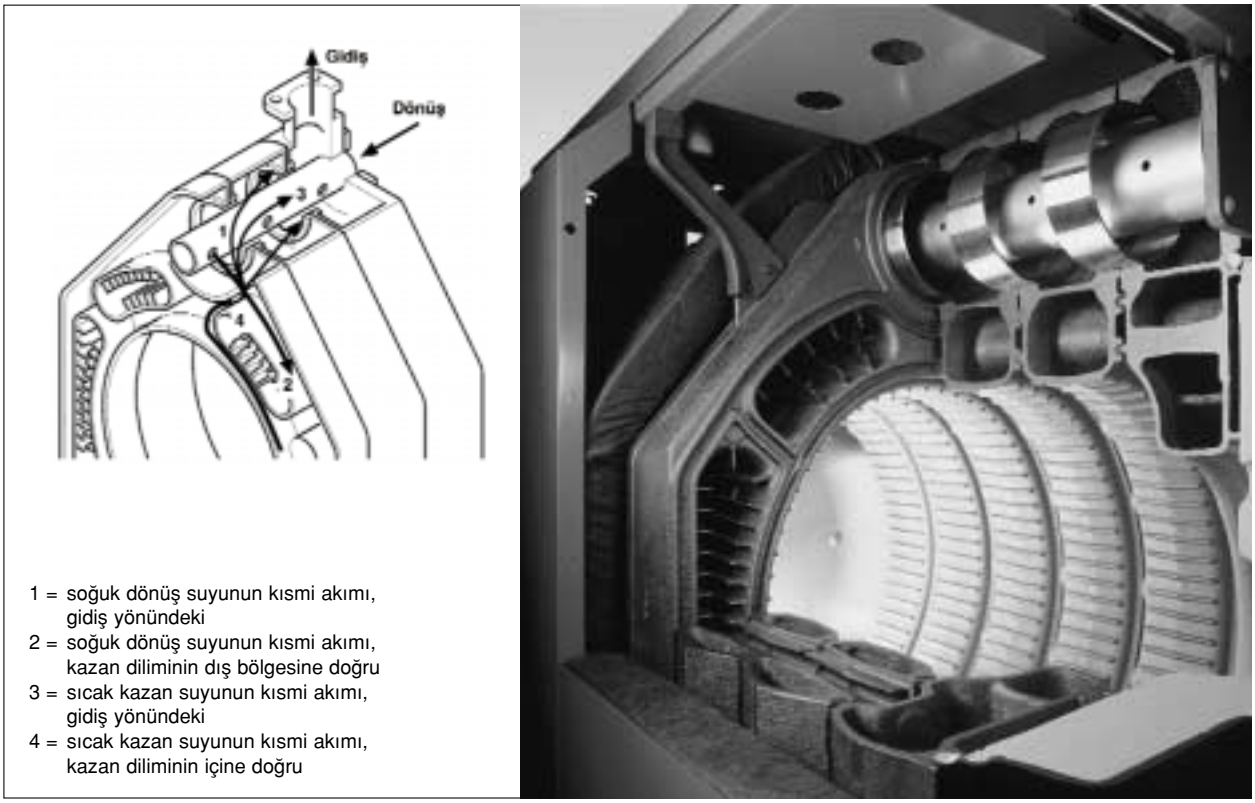
Duman gazı sıcaklığı duman gazı boruları girişinde yaklaşık 850°C, çıkışında ise baca gazı sıcaklığı olarak yaklaşık 175°C'dir. Borunun ön kısmında ısı iletim bantı küçük sarım hatvesi ile yerleştirilmiştir. Küçük ısı iletim direnci, kazan suyuna duman gazı sıcaklığına uygun yüksek bir ısı akışı oluşturmakta 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.



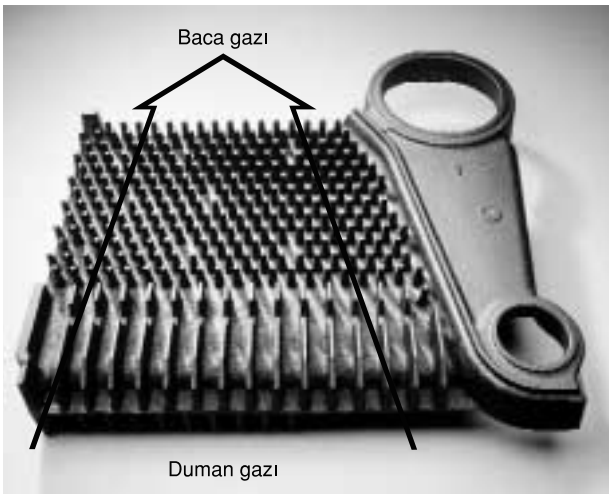
Şekil 3.38 / ISI AKIŞININ COMPOSIT - DUMAN BORUSU İÇİNDE DUMAN GAZI AKIŞI BOYUNCA AYARLANMASI



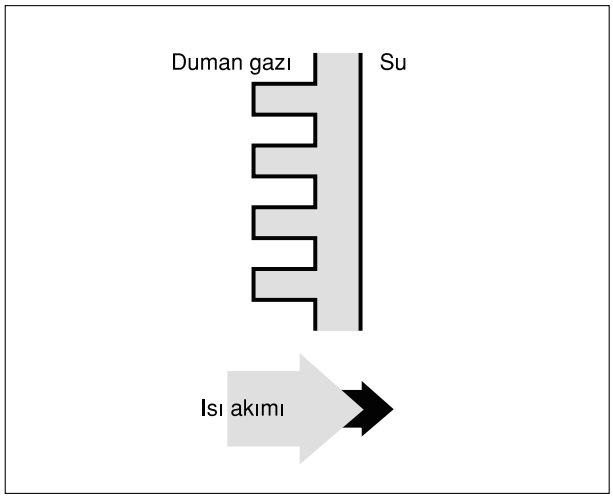
Şekil 3.39 / THERMOSTREAM - PRENSİBİNİN GAZ YAKITLI DÜŞÜK SICAKLIK KAZANI G 134 ÖRNEĞİNDEKİ UYGULAMASI



Şekil 3.40 / THERMOSTREAM - PRENSİBİNİN GAZ YAKITLI DÜŞÜK SICAKLIK KAZANI G 515 ÖRNEĞİNDEKİ UYGULAMASI



Şekil 3.41 / SERBEST KESİTİN ŞEKİLLENDİRİLMESİ İLE DUMAN GAZI HACMİNİN AZALMASI DENGELENMEKTEDİR.



Şekil 3.42 / DUMAN GAZI TARAFINDAKİ YÜZEYE KONAN KANATLAR İLE ISI AKIŞ YOĞUNLUĞUNUN ARTTIRILMASI

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 bölgesindekine göre farklı bir şekilde uygulanmaktadır. Atmosferik brülörlü döküm kazanlarda 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 (bakınız Şekil 3.39). 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.

Büyük güçlü sıvı / gaz yakıtlı üflemeli brülörlü kazanlarda THERMOSTREAM

Prensibi konstrüktif olarak daha değişiktir. Burada da soğuk dönüş suyu Şekil 3.40'da görülen 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.

Öncelikle 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 yzeyinin 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.

$$V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1}$$

V = duman gazı debisi

T = mutlak duman gazı sıcaklığı

1= akış yolunun başlangıcındaki

2= akış yolunun sonundaki

$$\text{örneğin}\ V_2 = V_1 \cdot \frac{160+273}{850+273}$$

$$V_2 = V_1 \cdot 0{,}39$$

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.

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.

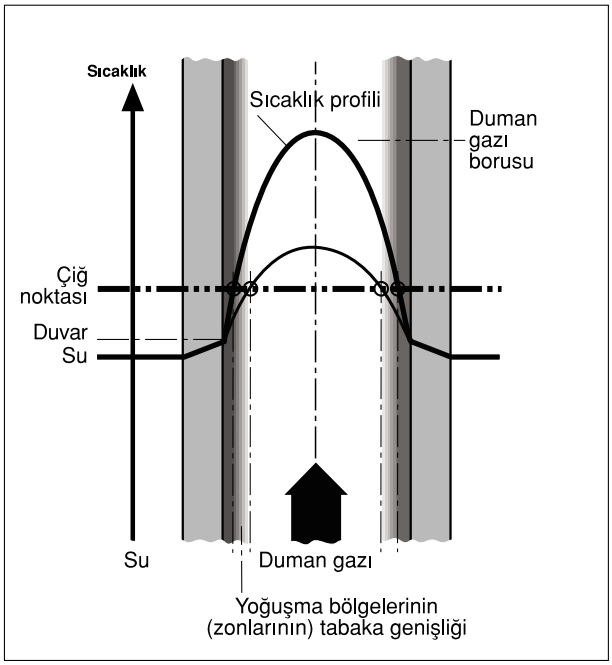
Böylece aynı ısı eşanjör yüzeyi ile duman gazlarından daha fazla ısı alınmakta ve böylelikle kazanın kullanma ısıl verimi bugüne kadar sadece üflemeli brülörlü kazanlarda görülen %93'ün üzerindeki değerlere yükselmektedir.

Özel avantajlar: elektriksel fan tahrik enerjisinin gerekmemesi, çok düşük gürültü seviyesi ve titreşimsiz çalışma.

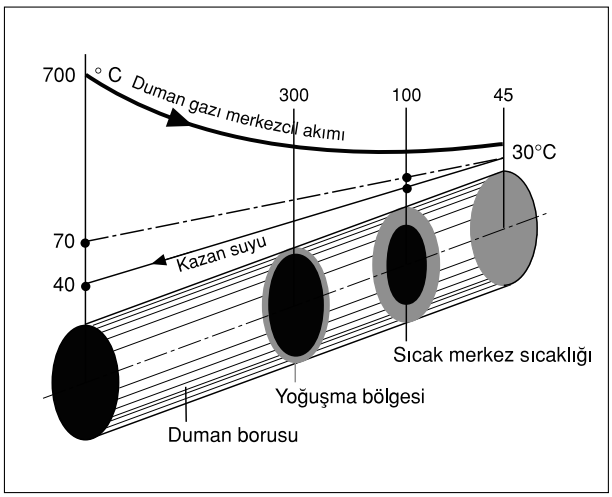
CD- Isıtma yüzeyi karakteristik özellikler göstermektedir: Duman gazı ile temasta olan yüzey yukarı doğru (duman gazı yolunun sonuna doğru) azalmaktadır. Buna paralel olarak bu bölgede, alt taraftaki yassı kanatlardan konik kanatlara doğru bir geçiş olmaktadır. Ayrıca bu yüzeylerin son üçte birlik kısmında 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 ışınım 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.

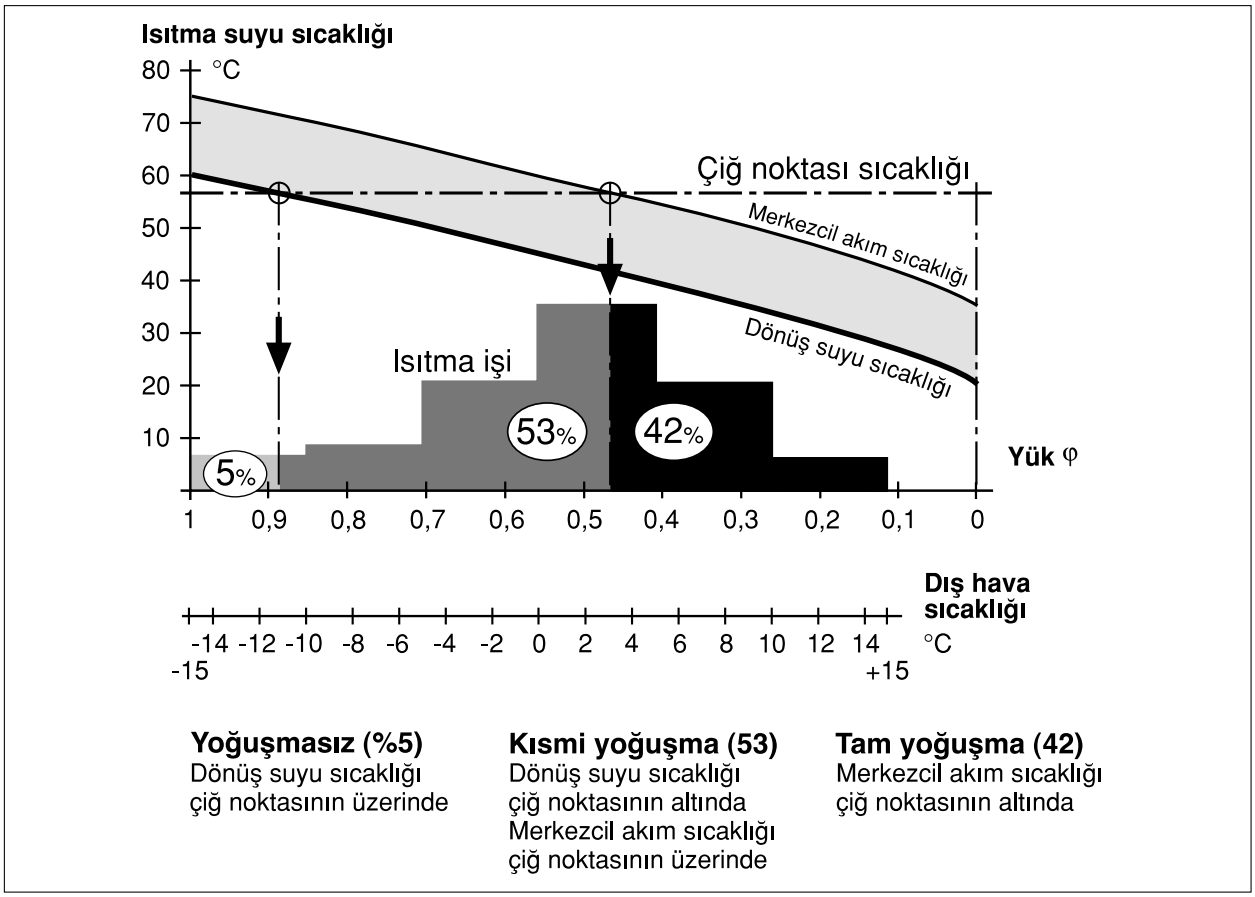
CD- Isıtma yüzeyi gri döküm malzemenin mükemmel şekillendirilme imkanından faydalanmakta ve malzemeye özgü tasarım için bir örnek oluşturmaktadır.



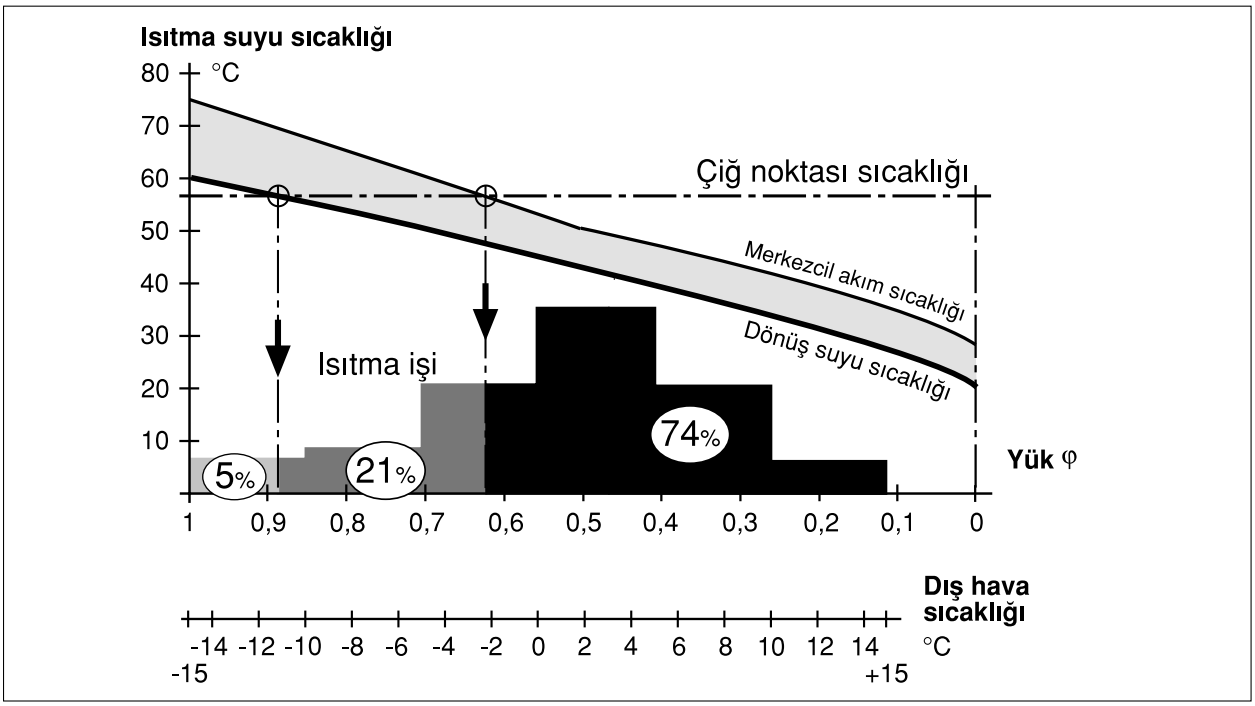
Şekil 3.43 / AZALTILAN BRÜLÖR GÜCÜ MERKEZDEKİ GAZ AKIMININ SICAKLIĞINI AZALTMAKTA VE YOĞUŞMAYA EĞİLİMİ İYİLEŞTİRMEKTEDİR.



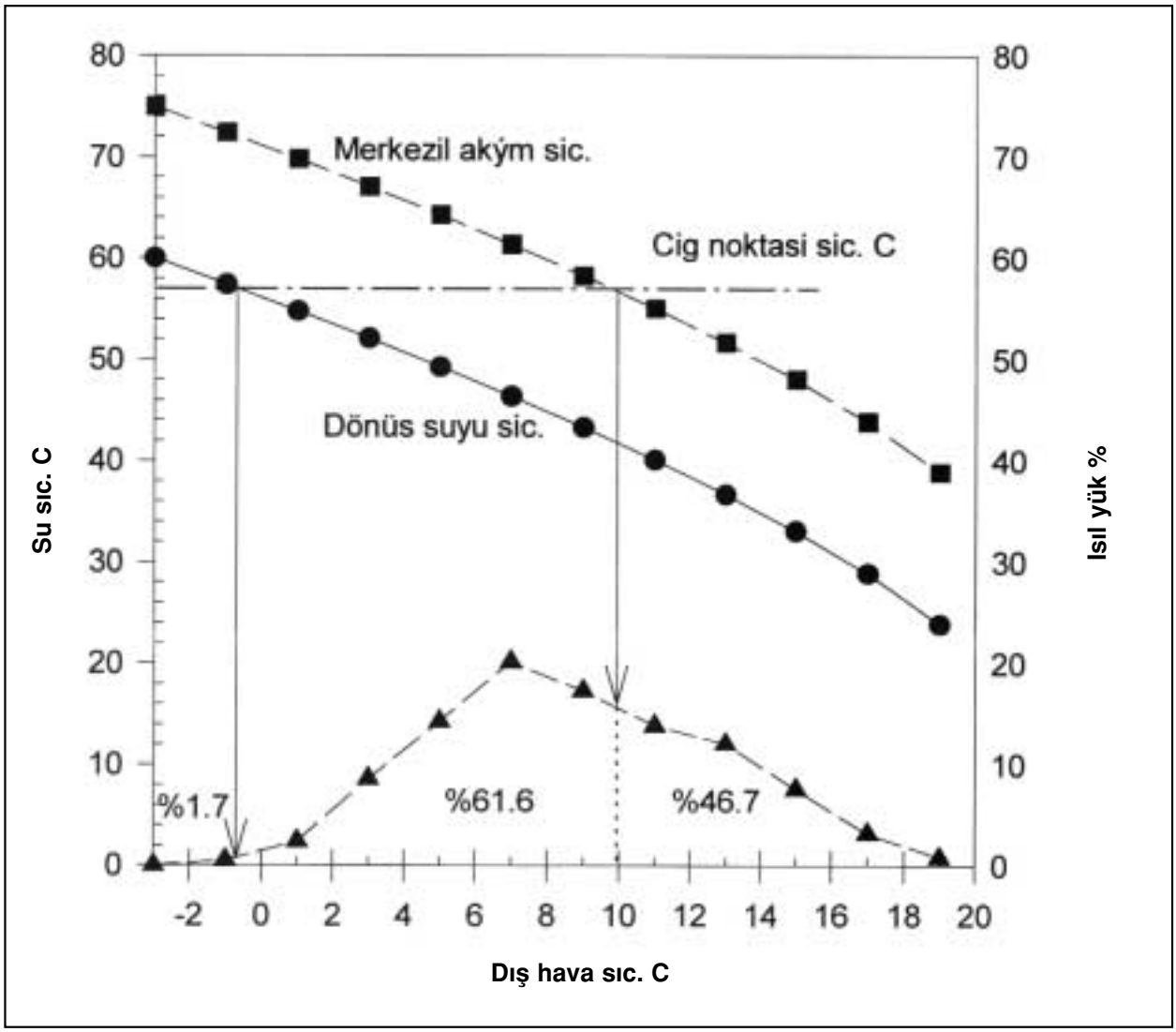
Şekil 3.44 / DUMAN GAZI VE KAZAN SUYUNUN ZIT YÖNLÜ PARELEL AKIMI KONDENS OLUŞUMUNU İYİLEŞTİRMEKTEDİR. KAZAN DÖNÜŞ SUYU SICAKLIĞI BELİRLEYİCİDİR.



Şekil 3.45 / YOĞUŞMASIZ DURUMDAKİ, KISMİ VE TAM YOĞUŞMADAKİ ISITMA ZAMANI YÜZDELERİ, TEK KADEMELİ BRÜLÖRDE



Şekil 3.47 /.A YOĞUŞMASIZ DURUMDAKİ, KISMİ VE TAM YOĞUŞMADAKİ ISITMA ZAMANI YÜZDELERİ, MODÜLASYONLU (ORANSAL) BRÜLÖRDE



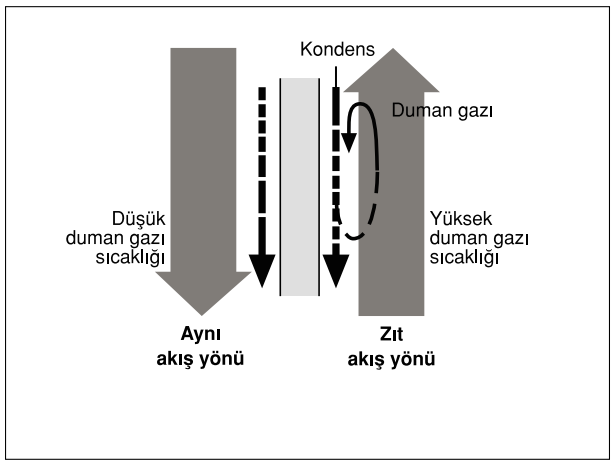
Şekil 3.46 / TEK KADEMELİ BRÜLÖRDE KISMİ VE TAM YOĞUŞMA

Konstrüktif eleman olarak kanatlar

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

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.



Şekil 3.48 / DUMAN GAZI İLE KONDENSİN AYNI AKIŞ YÖNÜNE SAHİP OLMASI KONDENS KAZANCINI İYİLEŞTİRMEKTEDİR.

3.10.2 Yoğuşmalı kazan

YK'lar bugün hemen hemen bütün güç aralıklarında üflemeli brülörlü gaz yakıtlı kazan şeklinde sunulmaktadır.

YK'larda önemli olan tam bir yoğuşma için mümkün olduğunca uygun şartların sağlanmasıdır. Duman gazı kesitindeki sıcaklığın seyir şekli ve bunun çiğ noktası doğrusuna olan konumu belirleyicidir. Şekil 3.43 çiğ 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 birkaç Kelvin'lik sıcaklık farkı mevcuttur. Buna yüksek etkenliğe sahip, özel olarak yoğuşma şartlarına uygun olan ısıtma yüzeyi konstrüksüyonları ve kısmi yük bölgesine mümkün olduğunca giren değişken kapasiteli (oransal) bir brülör ile ulaşılmaktadır.

En düşük merkezdeki akım sıcaklığına doğal olarak duman gazı yolunun sonunda ulaşılmaktadır. Mümkün olduğunca efektif bir yoğuşma elde edilebilmesi için en düşük su sıcaklığının da burada bulunması gerekmektedir. DSK'larının aksine YK'larda duman gazı ve kazan suyu için ters yönlü paralel akım söz konusudur.

Şekil 3.44'de koyu gösterilen boru kesitleri yoğuşma bölgesinin (zonunun) tabaka kalınlığı, açık gösterilenler ise çiğ noktası üzerinde bulunan merkezdeki gaz akım bölgesi ile ilgilidir.

40°C'lik bir gidiş suyu sıcaklığında dahi (yani çiğ noktasının oldukça altında) duman gazı yolunun ön kısmında pratik olarak kayda değer bir yoğuşma meydana gelmemektedir, çünkü 300 ile 700°C arasındaki merkezdeki akım sıcaklığı sadece teorik olarak mevcut bir yoğuşma 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 yoğuşma duman gazı yolunun son %20'sinde başlamaktadır. Ancak burada gidiş suyu sıcaklığı kondens miktarı için pratik olarak bir rol oynamamaktadır. Burada çiğ noktasının oldukça üzerine çıkılsa 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 yoğuşma, kısmi yoğuşma ve yoğuşmasız) tariflenebilir. Bu dönemler ısı ihtiyaç değerleri ile ilgili yüzdelerle birlikte belirlenebilmektedir. Şekil 3.45, konutlarda çok sık karşılaşılan 60°C'lik norm dönüş suyu sıcaklığı için Almanya şartlarında üç karakteristik dönemin yıllık gerçekleşme yüzdelerini vermektedir. Şekil 3.29 ile de karşılaştırınız. Şekil 3.46'da aynı eğri İstanbul şartları için çizilmiştir.

Merkezdeki akım sıcaklığı Şekil 3.45'de 15 K'lik mesafe ile dönüş suyu sıcaklığına paralel olarak çizilmiştir. Kısmi yükte azaltılan bir brülör gücü çok etkilidir, çünkü bununla merkezdeki akım sıcaklığı düşürülmekte ve tam yoğuşmalı işletme dönemi genişletilmektedir. Şekil 3.47'de brülör gücü 0°C'lik dış hava sıcaklığında anma ısı gücünün %50'sine düşmüştür. Çiğ noktası ile merkezdeki akım sıcaklığının kesişme noktası sola kaymakta ve tam yoğuşma ile sağlanan ısı miktarı %74'e yükselmektedir.

Bu şartlar altında yaklaşık olarak %105 değerindeki norm kullanma ısıl verimine ulaşılmaktadır.

Kullanma ısıl verimleri geleneksel olarak yakıtın alt ısıl değerine göre belirlendiğinden YK'larda %100'ün üzerinde değerler görülebilmektedir. Böylece alt ısıl değerin bugün artık uygun bir ölçek sunmadığı anlaşılmaktadır. Kullanma ısıl veriminin yakıtın üst ısıl değeri ile ilişkilendirilmesi, duruma açıklık kazandırmaktadır. Ayrıca yoğuşmalı olmayan kazanların fiili kayıp büyüklükleri de ortaya çıkmaktadır. Ölçekler arasındaki dönüşüm büyüklüğü Ho/Hu oranıdır. Doğal gaz için yaklaşık olarak

9,8 kWh/8,8 kWh = 1,114 geçerlidir.

Doğal olarak YK'larda söz konusu olan husus kondens oluşumunun en iyi şekilde teşvik edilmesidir. Yoğuşma ile ilgili verilen temel şartların yanı sıra, bir dizi konstrüktif teknik detayın büyük bir önemi vardır; bunlar öncelikle damla yoğuşmasını 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 sağlanmaktadır.

Gaz yakıt yakılmasında belirli aluminyum alaşımları ve paslanmaz çelikler pratik olarak kabul görmüştür. Yoğuşma damlalar halinde veya film halinde olabilir. Her iki farklı resim halinde ısı transferi hızları çok farklıdır. Damlalı yoğuşma halinde ısı transferinin en etkin şekline ulaşılmaktadır. Buradaki ısı transferi film yoğuşmasındakinden 10 kat daha büyüktür ve buna göre YK'nın kullanma ısıl verimi yapısal büyüklüğü ve yatırım maliyetleri üzerine doğrudan etkiler oluşturmaktadır. Film yoğuşması, birbiriyle ilişkili büyük ve iyi ıslatılabilen yüzeyler tarafından teşvik edilmektedir. Öte yandan 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 akmak zorundadır. Her iki ortamın (akışkanının) zıt yönlü olarak 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 gerçi duvar sıcaklığını artırmaya yardım etmektedir ama önceki bölümde izah edildiği gibi burada merkezdeki yüksek akım sıcaklığı nedeniyle zaten pratik anlamda kondense 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 özelikle istenmektedir.

TURBO – KONDENS – Isıtma yüzeyi

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

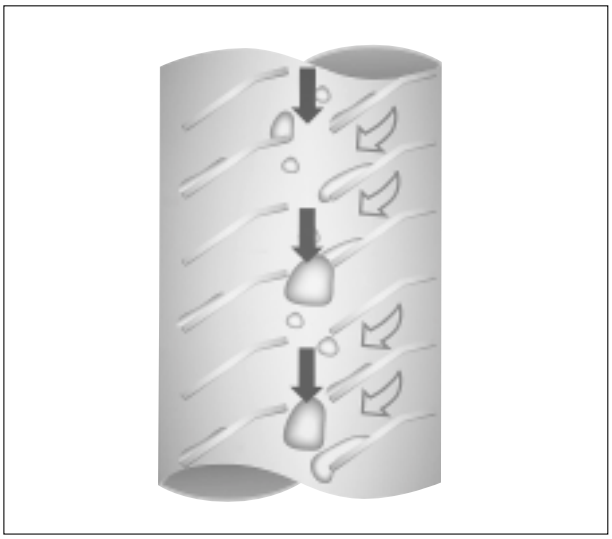
Kanatların kendileri radyal olarak yarılmıştır ve bu şekilde oluşturulan her bir müstakil eleman eğik şekilde durmaktadır. Kondens önce küçük, sonra adhezyon kuvveti yenilinceye ve damla kanat aralarından aşağı düşünceye kadar sürekli büyüyen damla şeklinde oluşmaktadır. Bu damla yolu üzerindeki diğer,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

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

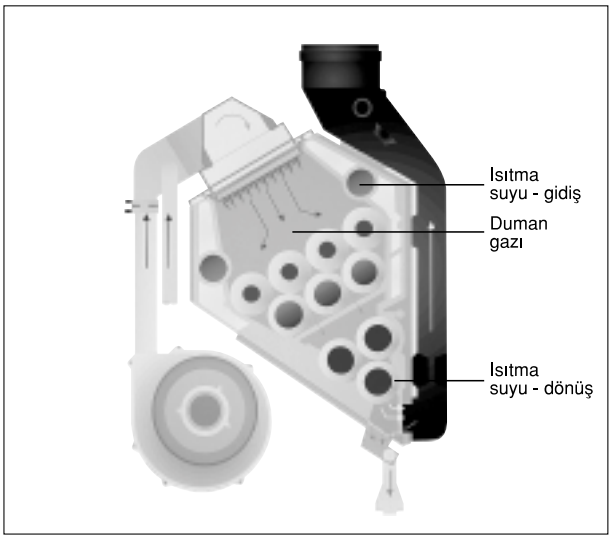
Kompakt duvar tipi kazanının aluminyum – kanatlı ısıtma yüzeyi

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 aluminyum veya aluminyum alaşımları kullanılmaktadır. Kanat geometrisi yoğuşma şartlarına uygun ise kanat etkisi büyük olmakta ve film yoğuşması önlenmektedir.

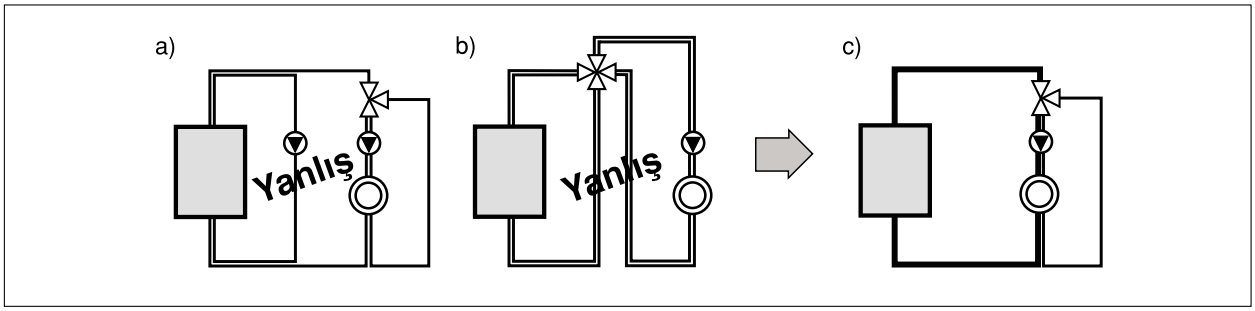
Duman gazları Şekil 3.50'deki ısı eşanjör blokundan çapraz – zıt yönlü akım prensibiyle geçmektedir.



Şekil 3.49. TURBO-KONDENS - ISITMA YÜZEYİNİN ETKİME PRENSİBİ



Şekil 3.50. DUMAN GAZI VE SU AKIMININ GENEL SEYİR ŞEKLİ, DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZAN GB 112'DE



Şekil 3.51 / YK'LARLA DÖNÜŞ SUYU SICAKLIĞININ YÜKSELMENİN ÖNLENMESİ

Duman gazı yolunun sonunda dönüş suyu sıcaklığı ile karşılaşılmaktadır. 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 (oransal) brülör işletme 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 diğer önemli bir husus da yanmadaki hava fazlalığına doğrudan bağlı olan çiğ noktası sıcaklığı değeridir. Tüm modülasyon bölgesi boyunca sabit düşük hava fazlalığı ile çalışabilmesi için gaz yakıt – hava karışım oranı otomatik olarak ayarlanmalıdır. Diğer bir anlatımla modülasyonla yakıt miktarı kısıldıkça, buna paralel olarak ve uygun oranda hava miktarı da kısılmalıdır. Bu nedenle bir gaz - yakıt – hava – birleşik kontrolü, yüksek verimli YK'ların olması gereken özelliklerinden biridir.

Gaz yakıt – hava - bileşik kontrolü

Buradaki giriş büyüklüğü, dış hava sıcaklığına uygun olarak kazan su sıcaklığının (υ_K) fiili değeri ile karşılaştırılan ısıtma eğrisinin sıcaklığıdır. Sapma durumu fan devir sayısında (n) ve böylece sevk edilen kütlesel hava debisinde (m_L) değişiklik meydana getirmektedir. Hava akımı, üzerinde hava debisi ile orantılı 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 işletmeye bağlı değişikliklerin de (örneğin kirlenmelerin) göz önüne alınabilmesidir.

3.11. 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 Şekil 3.51'de görülen önlemlerdir. Bunlara by-pass (karışım) pompaları dahildir. Mevcut sistemlerde konvansiyonel kazanların YK'larla değiştirilmesinde mevcut olan dönüş suyu sıcaklığını yükseltme ile ilgili hidrolik tertibatlar devre dışı bırakılmalıdır.

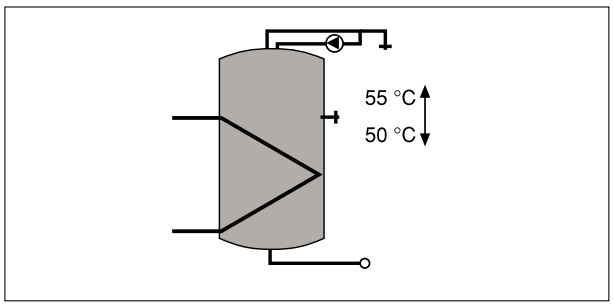
Dört yollu karışım vanaları da kazan dönüş suyu sıcaklığını yükseltmektedir. Bu nedenle bunlar kullanılmamalı veya üç yollu vana ile değiştirilmelidir.

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

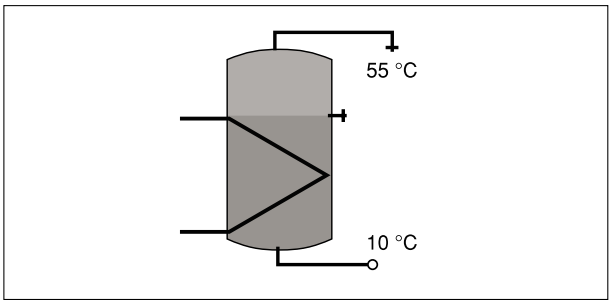
Bununla İlgili Tipik Birkaç Örnek:

Isı eşanjörü içinde olan boyler sistemleri ile kullanma suyu ısıtılması

Boyler ısıtılmasına iki tipik işletme durumu neden olmaktadır:



Şekil 3.52 / BOYLERİN DOLU DURUMU, EŞANJÖR YÜKSEK SICAKLIKTAKI SU İÇİNDE



Şekil 3.53 / BOYLER BOŞ DURUMDA, EŞANJÖR SOĞUK SU İLE TEMASTA

a) Sistem kayıplarının karşılanması

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

n_{BWK} ~ %96

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.

n_{BWK} ~ %100

Hidrolik dengeleme hatlı sistemler

YK minimum hacimsel debiler veya minimum sıcaklıklar ile ilgili hiçbir talepte bulunmamaktadır. Şekil 3.54'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 önlenebilmesi için devre dışı bırakılmalıdır. İki ve daha çok kazanlı sistemlerdeki hidrolik denge kabı istisna oluşturmaktadır.

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, yoğuşmalı 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 kütlesel 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 yoğuşma sıcaklığının oldukça altında bulunmakta ve gidiş / dönüş arasındaki sıcaklık farkı sadece birkaç Kelvin olmaktadır.

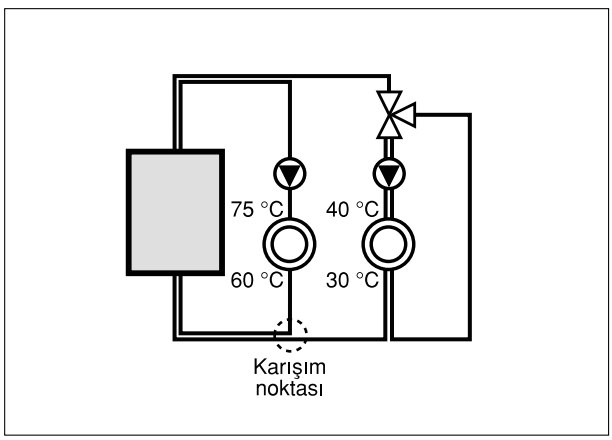
Farklı sıcaklıklara sahip tüketiciler

Bu durum hemen hemen bütün büyük sistemler için tipik olarak geçerlidir. Şekil 3.54'te 60°C'lik ve 30°C'lik dönüş suları karışmaktadır.

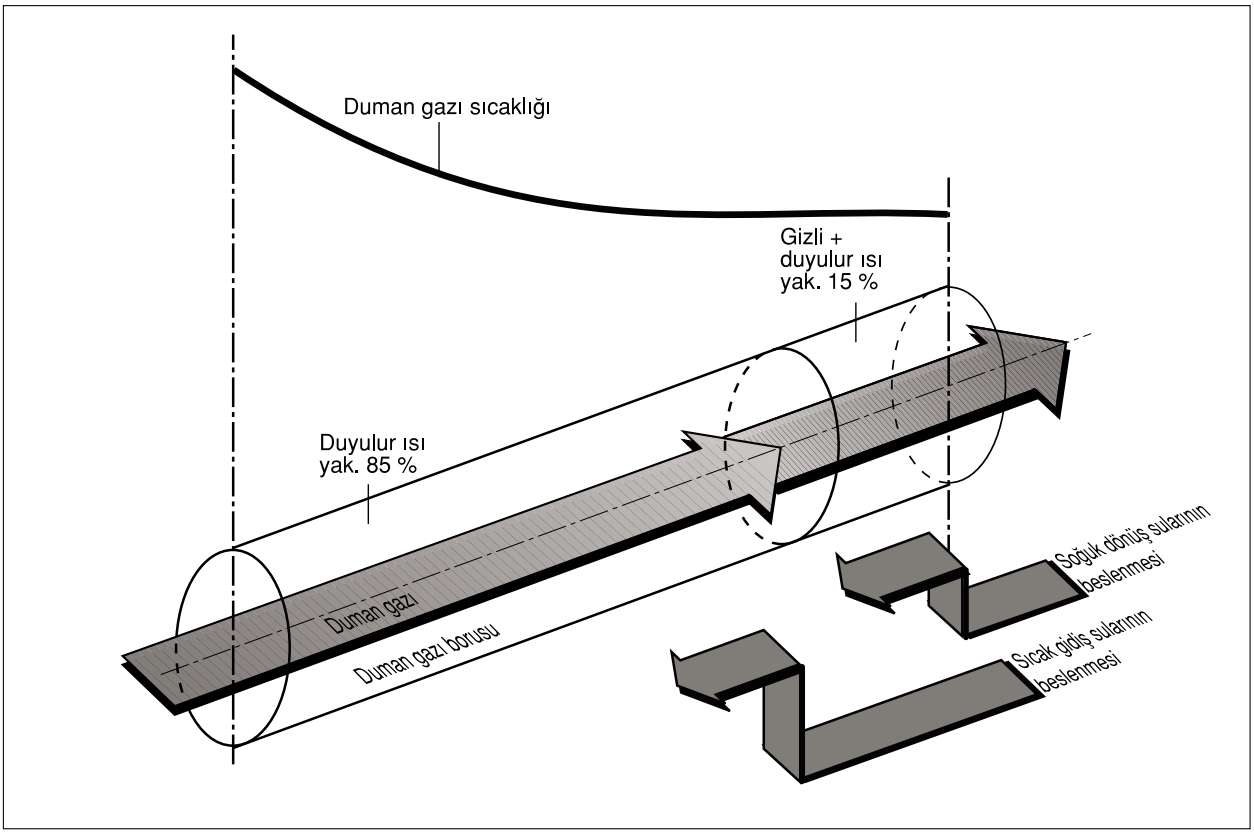
YK'ların duman gazı ısı eşanjörünün yoğuşma kısmında müstakil bir dönüş suyu bağlantı ağzına ve bu kısım dışındaki bir yerde ikinci bir yerde ikinci bir dönüş suyu bağlantı ağzına daha sahip olması enerji bakımından büyük bir avantaj sağlamaktadır. Şekil 3.55'e göre 100°C'nin altındaki duman gazı içinde kalmış duyulur ve 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 3.56, SB 305 veya SB 605'in bağlantı imkanlarını göstermektedir. Kazanın yoğuşma bölgesindeki müstakil dönüş suyu bağlantı ağzına düşük sıcaklığa sahip dönüş suyu bağlanmaktadır. Böylece kazan mevcut durumda pratik olarak tüm sene boyunca tam yoğuşmalı çalışmaktadır.

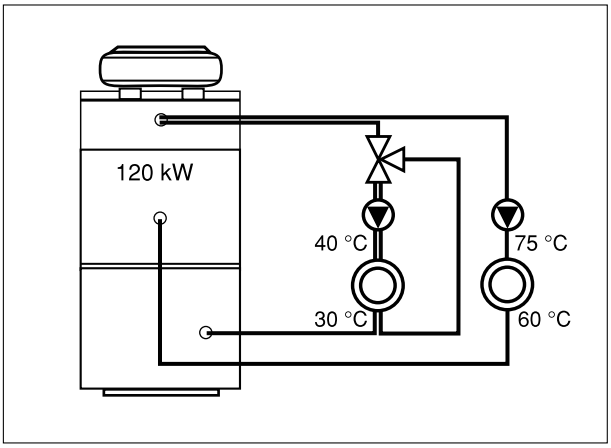
Yoğuşmalı kazana iki farklı giriş yapmak mümkün değilse, kullanma sistemi seri bağlanabilir.



Şekil 3.54 / FARKLI SICAKLIKLARA SAHİP ISITMA DEVRELERİ İLE DÖNÜŞ SUYU SICAKLIĞININ YÜKSELMESİ



Şekil 3.55 / DÜŞÜK SICAKLIĞI SAHİP DÖNÜŞ SULARININ AYRI OLARAK BESLENMESİ



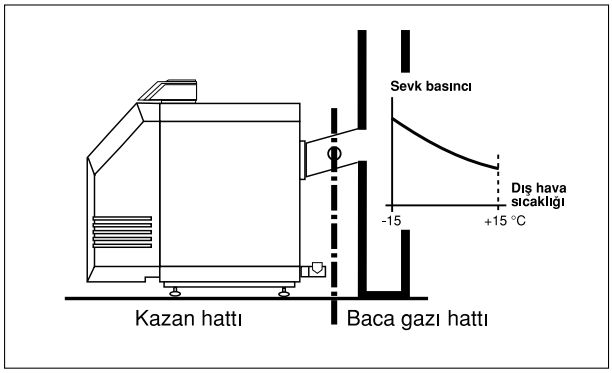
Şekil 3.56 / YOĞUŞMALI KAZAN SB 305 VEYA SB 605'TEKİ MÜSTAKİL DÖNÜŞ SUYU BAĞLANTI AĞZINA YAPILAN BAĞLANTI

75/60°C sisteminden dönen su, 40/30°C sistemine gönderilerek dönüşte suyun soğuk olması temin edilebilir. Bu tip devreler ilerdeki bölümlerde verilecektir.

3.12. ISITMA VE ÇEVRE

3.12.1. Brülör Performansı

Bir kalorifer sisteminde kazan, su ve gaz tarafındaki



Şekil 3.57 / KAZAN VE BACA GAZI HATLARI BİR FONKSİYON BİRİMİ OLUŞTURMAKTADIR.

prosesler arasında kesişme noktası olarak bulunmaktadır. Gaz tarafındaki prosesler sırayla yanma, duman gazı, suya ısı transferi ve kazan yolunun sonunda baca gazlarının 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 3.57)

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 3.58) 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.

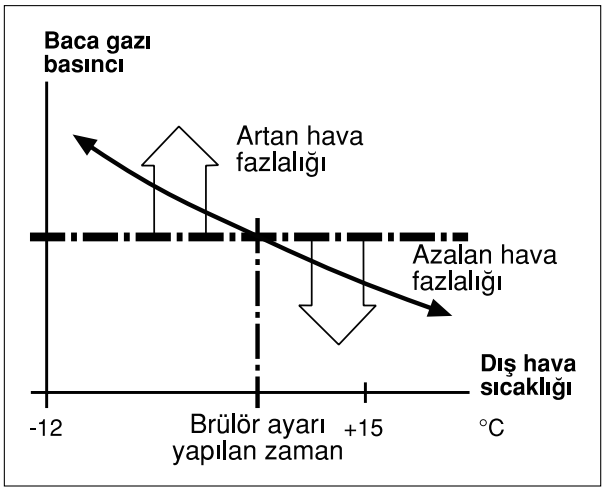
Daha yüksek baca gazı kaybına hava fazlalığı artışının yanı sıra baca gazı sıcaklığı artışı da neden olmaktadır.

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.

Üflemeli kazanlarda dış hava sıcaklığına bağlı olarak performanstaki değişim teorik simülasyon modeli yardımıyla incelenmiştir. Tipik örnek olarak, alçak basınçlı sıvı yakıt brülörü takılı skoç tipi üç geçişli 90/70 çalışan bir sıcak su kazanı için elde edilen simülasyon sonuçlarına bakıldığında,

1. Dış hava sıcaklığı +20 °C'den –20 °C'ye düşünce duman miktarı 570 m3/h değerinden 620 m3/h değerine çıkmakta,
2. Hava fazlalığı 1.1 değerinden 1.2 değerine çıkarmakta,
3. Baca gazı sıcaklığı da 222 °C'den 230 °C'ye çıkmakta,
4. Isıl verim %91,6 değerinden %90,7 değerine düşmektedir.

Bu %1 mertebelerinde önemli bir verim farkı anlamına gelir. Buna göre, üflemeli brülörlü kazanlarda yılda bir kez servis ve ayar yapmak yetersizdir. Özellikle doğal gaz kullanıldığında temizlik gereksinimi olmadığından, yıllık bakımla kazan bütün bir mevsim çalıştırılabilmektedir. Ayarın başka etkenlerle bozulmadığı bile kabul edilse, sadece dış sıcaklık değişimine bağlı olarak orta büyüklükte bir ısıtma sisteminde yıllık kayıp 400 $ mertebesindedir. Bu önemli bir kayıptır. Bunun önlenmesi için kazan



Şekil 3.58 / DIŞ HAVA SICAKLIĞI İLE DEĞİŞEN BACA SEVK BASINCININ YANMA ŞARTLARINA ETKİSİ

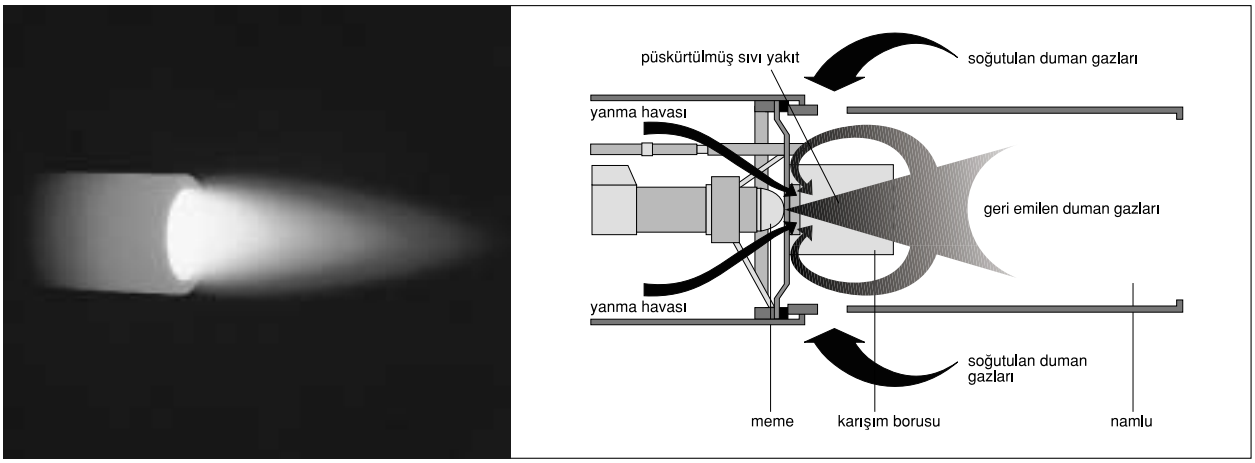
bakım ve ayarlarının iki veya üç aylık aralıklarla yapılmasında yarar vardır.

Burada etkili tekniklerden biri de baca çekişini değişen basınçlarda sabit tutmak üzere baca yan hava düzeneği kullanılmasıdır. Yan hava düzenleri, artan baca çekişinde bacaya kazan dairesinden hava bypass ederek, kazandaki çekişi sabit tutarlar. Bu yan hava düzeneklerinin bir başka katkısı da emilen havanın bacadaki duman gazı içindeki su buharı konsantrasyonunu düşürerek, duman gazlarının çiğ noktası sıcaklığını düşürmesi ve bacadaki yoğuşma ve ıslanma olaylarını azaltmasıdır. Yardımcı yan hava düzenekleri yoğuşmalı kazanlarda kullanılmazlar. Burada baca zaten pozitif basınç altındadır ve dış sıcaklığın değişimine bağlı olarak yukarıda anlatılan baca çekişindeki yıllık dalgalanma meydana gelmez.

3.12.2. 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 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" CO_2'e de sera etkisi oluşturduğu için



Şekil 3.59 / SIVI YAKIT MAVİ ALEVLİ BRÜLÖRÜN ÇALIŞMA PRENSİBİ

önem verilmelidir. Burada önemli olan tasarruflu ve ekonomik yakıt kullanımı ile insan eliyle oluşturulan CO_2 emisyonunun mümkün olduğunca düşük tutulmasıdır.

Çevreye zarar veren SO_2 kömür ve fuel-oil gibi kükürt içeren yakıtlar tarafından açığa çıkarılmaktadır. Sıvı yakıt (motorin) bugün Almanya'da kükürt bakımından çok fakir olarak (<0,1 ağırlık - % veya kükürdü tamamen giderilmiş) kullanıma sunulmaktadır. Doğal gaz kükürt bileşeni taşınamamaktadır.

Prosese bağlı olan diğer zararlı maddeler (is, karbonmonoksit ve hidrokarbon bileşikleri) eksik bir yanmanın ürünleridir. Prosese bağlı NO_x çeşitli oluşma mekanizmaları ile meydana gelmektedir. Bunlardan "termik NO_x – oluşumu" en büyük pratik öneme sahiptir.

3.12.3. Prosese Bağlı Zararlı Madde Oluşumunun azaltılması ile ilgili Teknolojiler

Eksik yanma ürünlerinin önlenmesi

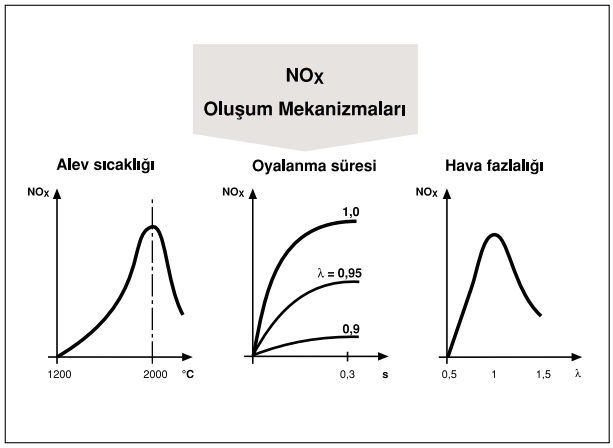
Ana şart yeterli miktarda yanma havası gönderilmesi ve reaksiyon bölgesinde yeterince yüksek sıcaklığın oluşmasıdır. Gerekli yanma havası miktarı kazan dairesinin doğru havalandırılması ve kararlı sevk basıncında kontrollü brülör ayarı (hava ve yakıt tarafında) ile sürekli sağlanmaktadır.

Farklı brülör konstrüksiyonları homojen bir karışım teşkili için değişik şartlar sunmaktadır. Genel olarak fazla yanma havası temin edilmesinde dahi, yetersiz karışım nedeniyle zararlı madde emisyonuna neden olan, hava eksikliği görülen kısmi 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 önlenebilmesi ile ilgili ana şart ısı üreticisinin "ünite" (kazan ve brülörden oluşan sistem) şeklinde tasarlanmasıdır.

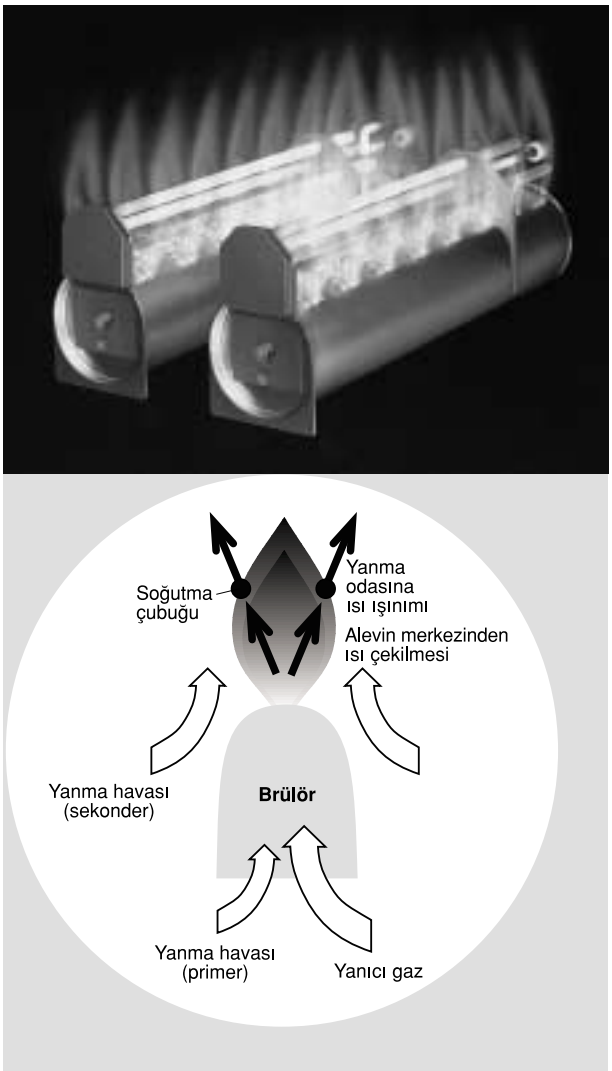
Mavi alevli brülör prensibi sıvı yakıt yakılmasında homojen bir karışım teşkili için mükemmel imkanlar sunmaktadır. Bu prensip Şekil 3.59'da verilmiştir. Buna göre duman gazlarının bir kısmının reaksiyon bölgesine geri emilmesi, ince zerrecikler halindeki sıvı yakıtın tam olarak gaz haline geçmesini 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 is oluşturmasıdır.

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

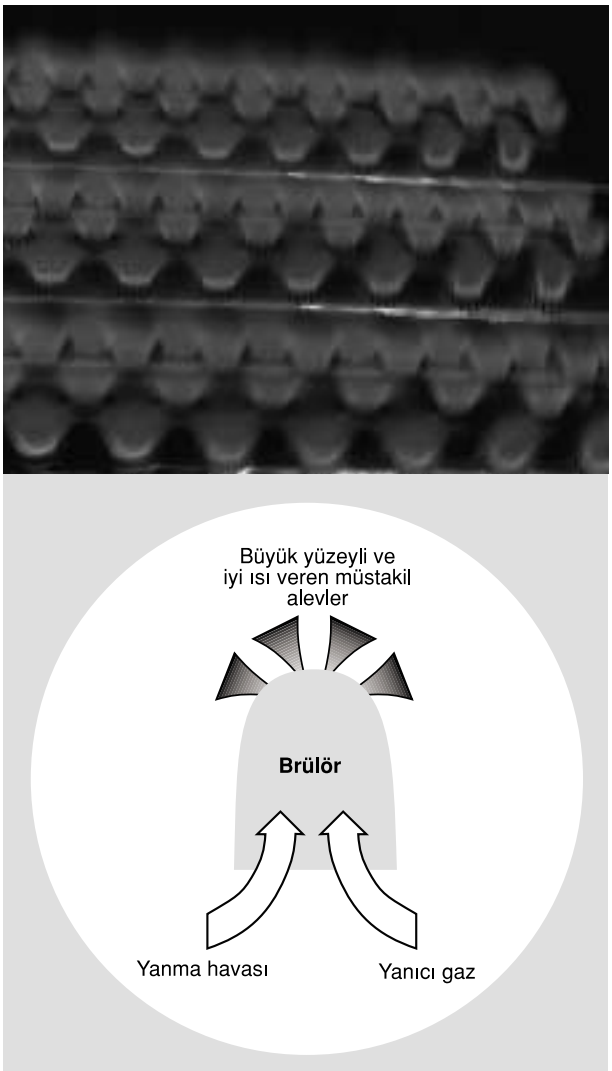
Her iki prensip (sıvı yakıtlı üflemeli mavi alevli brülör ve gaz yakıtlı ön karışımlı atmosferik brülör)



Şekil 3.60 / AZOT OKSİT OLUŞUMU MEKANİZMALARI



Şekil 3.61 / SOĞUTMA ÇUBUKLARI İLE ALEVİN SOĞUTULMASININ ETKİME PRENSİBİ
TİPİK REJİM DEĞERLERİ:
NO_X = 100 mg/kWh üzerinde
CO = 30 mg/kWh üzerinde



Şekil 3.62 / GAZ YAKITLI ÖN KARIŞIMLI BRÜLÖR, ÇOK SAYIDA MÜSTAKİL ELEMANTER ALEV İLE KARAKTERİZE EDİLMEKTEDİR.
TİPİK REJİM DEĞERLERİ:
NO_X = 30 mg/kWh civarında
CO = 5 mg/kWh altında

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 başlangıcında ilk 60 ila 90 saniye 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 anlaşılmaktadır.

NO_x oluşumunun azaltılması

NO_x baca gazında bulunan NO ve NO_2 için bir toplam gösteriliş olup burada NO – miktarı atmosferde oksidasyonun devam etmesi nedeniyle aynı şekilde NO_2'ye dönüştürülmüştür. NO_x oluşumundan sorumlu olan azot, ağırlıklı olarak yanma havasından ve yakıtın bileşimine bağlı olarak kısmen yakıttan da kaynaklanmaktadır.

NO_x oluşumu ani ve termik oluşum prensibine göre gerçekleşmektedir. Isıtma tekniği bakımından ön-

celikle termik oluşum prensibi önemlidir. Burada beirleyici olarak alev sıcaklığı ön plandadır. Bu nedenle alevin soğutulması NO_x azaltılması ile ilgili en önemli önlemdir. Şekil 3.60'da görüldüğü gibi yanma havası bileşenlerinin (azot ve oksijen) reaksiyonu yaklaşık 1200°C 'de başlamakta ve 1500°C'den itibaren çok hızlanmaktadır. Reaksiyona katılan bileşenlerin sıcak yanma bölgesindeki kalma süresi ve hava fazlalığı da önemli bir rol oynamaktadır.

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 fazlalığın 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 artmakta ve üst ısıl değerden faydalanmada su buharının yoğuşma sıcaklığı düşmektedir.

Asıl problemi NO_x ve eksik yanma ürünlerinin oluşma mekanizmalarının birbirine ters yönde seyretmesi oluşturmaktadır. Bunun alarmı NO_x azaltma ile ilgili önlemlerin eğilim olarak yanmamış bileşenlerin artmasına neden olmasıdır. Bu nedenle NO_x değerleri daima CO değerleri ile birlikte verilmelidir.

Farklı tip brülörlerde NO_x emisyonlarının düşürülmesi için farklı teknikler kullanılmaktadır.

100 mg/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.

Soğutma çubuğu prensibi (Şekil 3.61)

Bu prensipte metal veya seramik "soğutma çubukları" sıcak alev merkezinden (2000°C'ye varan sıcaklıklar) ısı almakta ve bunu 800 ila 1000°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 (Şekil 3.62)

Yanma havası ve yanıcı gaz reaksiyon bölgesine tam (sekonder havasız) veya oldukça ön karışımlı (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 mümkün olduğu kadar önlenmelidir.

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