

Bir Isıtma Cihazında Farklı Bileşenlerin Kullanım Suyu Konfor ve Verimliliğine Etkisinin İncelenmesi

Ayşe Uğurcan ATMACA
Aytunç EREK
H. Murat ALTAY

ÖZET

Bu çalışmada kombi tipi ısıtma cihazları sıcak kullanım suyu sağlama fonksiyonunu açısından incelenmiştir. Bilindiği üzere kombiler mahallerin ısınma ve sıcak kullanım suyu elde etme ihtiyaçlarının karşılanmasında kullanılan ve genel olarak doğal gazla çalışan cihazlardır. Yapılan araştırmalar sıcak kullanım suyu elde etmek için harcanılan enerjinin toplam enerji tüketiminde önemli bir payı olduğunu göstermiştir. Su ısıtma cihazları arasında yapılan genel sınıflandırma içerisinde verilen, gaz yakıtlı birleşik mahal/kullanım suyu ısıtma cihazları, sıcak kullanım suyu sağlama fonksiyonlarındaki farklılıklar göz önüne alınarak kendi içlerinde detaylı bir şekilde gruplara ayrılmıştır. Bu çalışmada, söz konusu detaylı sınıflandırmanın kullanımı en yaygın alt gruplarından biri olarak standart kombiler incelenmiştir. Sıcak kullanım suyu sağlama fonksiyonu açısından tüm sistem parametreleri dikkate alınarak bir matematik model kurulmuştur. Kombide kullanım suyunu ısıtan devre suyunun ısıtıldığı birincil ısı değiştiricisi ve devre suyu tarafından kullanım suyunun ısıtıldığı ikincil ısı değiştiricisi termodinamik bağlantılar yardımıyla teorik olarak modellenmiştir. Matematik model kurulurken yanma gazları, devre suyu ve kullanım suyu sıcaklıklarının zamanla değişimini bulmak için bir boyutlu enerji denklemleri oluşturulmuştur. Bu denklemler; yanma gazları, devre suyu ve kullanım suyu için eş zamanlı olarak Matlab ortamında çözülerek kullanım suyu sıcaklığının kararsız bölgeden kararlı bölgeye geçişteki davranışı incelenmiştir. Ayrıca atık gaz ve suyun fiziksel özellikleri için Matlab içerisinde Cantera kullanılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar iki farklı birincil ve ikincil ısı değiştiricisi eşleştirmesi kullanılarak yapılan deneylerin sonuçları ile kıyaslanmıştır. Sonuç olarak doğal gazla çalışan standart bir kombide sıcak kullanım suyu elde etme açısından sistem davranışı, bileşenlerin değişen fiziksel özelliklerine ve farklı giriş koşullarına göre konfor ve verimlilik açısından incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Su Isıtma Cihazları, Kombi Tipi Isıtma Cihazları, Sistem Modelleme, Matematik Modelleme, Teorik Modelleme, Sıcak Kullanım Suyu Konforu ve Verimliliği.

1. GİRİŞ

Genellikle bir evin sıcak su ihtiyacı için harcanılan enerji, toplam enerji tüketiminin %15'ine denk gelmektedir [1]. 2010 yılındaki ABD verilerine göre genel olarak bir bina tarafından tüketilen toplam

Abstract:

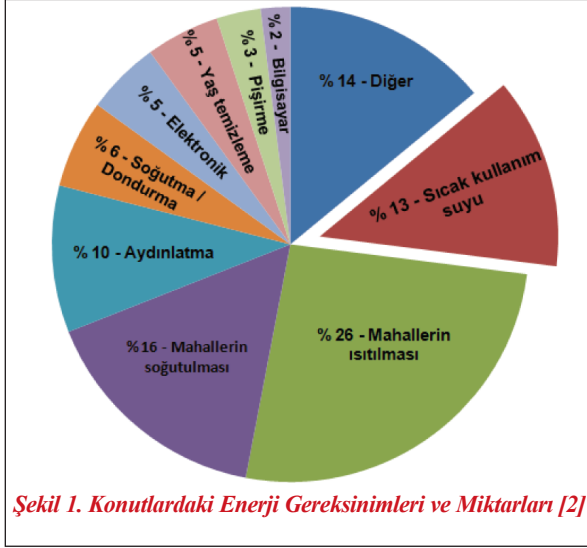
In this study, combi boilers are investigated in terms of their domestic hot water (DHW) supply function. As it is known, combi boilers are used for both space heating and hot water demand of the people and generally uses natural gas as its energy source. Recent researches show that the energy used for the requirement of DHW has an important percentage value when compared to the total energy consumption of a typical house. Gas-fired integrated space/water heating appliances given in the general classification of water heating systems are categorized into different groups in detail by considering the differences in their DHW supply function. Being as one of the most commonly used sub-groups of the detailed classification under discussion, gas-fired standard combi boilers have been analysed in the present study. A mathematical model has been employed by taking all system parameters into consideration in terms of their DHW supply function. Primary heat exchanger heating central heating (CH) water for heating domestic hot water and secondary heat exchanger heating directly domestic hot water are modeled theoretically with the help of thermodynamic laws. While preparing the theoretical model, 1-D energy equations are established to find the change in the temperature of flue gas, CH water, and DHW with time. All of these equations are solved simultaneously for the flue gas, CH water, and DHW in Matlab to analyse the temperature behaviour of these media while passing from the transient region to steady-state region. Meanwhile, thermodynamic properties of the gas mixture and water are obtained via open source software Cantera. The numeric results at the end of the theoretical analyses are compared with the experimental results of the two separate primary and secondary heat exchanger combinations. As a result, the behaviour of a standard combi in terms of DHW supply function is investigated from efficiency and comfort view according to the different physical properties of the components and different boundary conditions.

Key Words:

Water Heating Appliances, Combi Boilers, System Modelling, Mathematical Modelling, Theoretical Modelling, Domestic Hot Water Comfort And Efficiency.

Makale

enerjinin %9,1'inin sıcak su elde etmek için harcan-
dığı ortaya çıkmıştır. Şekil 1'de de gösterildiği üzere
sadece konutlara bakıldığında sıcak su elde etmek
için harcanılan enerji, toplam enerji tüketiminin
%13,2'sine denk gelmektedir [2].



Bu çalışmada, gaz yakıtlı birleşik mahal/kullanım suyu ısıtma cihazlarının alt gruplarından biri olan standart kombilerde istenilen sıcaklıkta su elde etme zamanının tahmin edilmesinin ve bu zamana sistem parametrelerinin etkisinin bulunmasını sağlayacak bir hesap algoritmasının geliştirilmesinin üzerinde durulmuştur. Sıcaklığın zamana göre değişimindeki kararsız bölge kullanıcı konforunu olumsuz yönde etkilemektedir. Ancak bu kararsız bölgedeki zamanı kısa tutmak dolayısıyla kullanıcı konforunu daha üst seviyelere çekmek ise matematiksel ve deneysel olarak gösterildiği üzere daima sistemde hazır sıcak devre suyu bulundurmakla mümkün olmaktadır. Bu durumda kombilerde yüksek konforu sağlarken sıcak kullanım suyu eldesinde daha fazla enerji gerekmektedir. Bu bağlamda kombilerin sıcak kullanım suyu-

nun konfor seviyesi ve verimliliği uzlaştırma gerektiren bir konu niteliği taşımaktadır.

2. SU ISITMA CİHAZLARININ SINIFLANDIRILMASI VE GENEL TANIMLARI

Sıcak su elde etmek için birçok yaygın teknoloji ve cihaz modeli bulunmaktadır. Bunlarla ilgili olarak farklı sınıflandırmalar yapmak mümkündür. En yaygın sınıflandırmalardan bazıları aşağıda verilmiştir. Su ısıtıcıları kullandıkları teknolojiye veya sistem modeline göre depolama tanklı su ısıtma cihazları, tanksız su ısıtma cihazları, birleşik mahal/kullanım suyu ısıtma cihazları, güneş enerjili su ısıtma cihazları, ısı pompalı su ısıtma cihazları olarak beş genel gruba ayrılabilir. Depolama tanklı su ısıtıcılarında, kullanım suyu ısıtılarak tank içerisinde kullanıma hazır bulundurulur. Su, doğal gaz veya elektrik gibi çeşitli kaynaklar ile ısıtılabilir. Depoda daima kullanıma hazır sıcak su tutulduğu için sürekli sistem kayıpları dezavantaj teşkil etmektedir. Deposuz su ısıtma sistemlerinde ise kullanıma hazır sıcak su tutulmamakta, oluşan talebe göre sıcak su anlık olarak sağlanmaktadır. Birleşik mahal/kullanım suyu ısıtma cihazları ise kullanıldıkları yerlerin hem ısınma hem de sıcak kullanım suyu ihtiyaçlarını karşılamaktadırlar. Güneş enerjili su ısıtıcıları kullanım suyunu ısıtmak için güneş enerjisini kullanırken, ısı pompalı su ısıtıcıları elektrikle beslenerek ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama aktarmak suretiyle kullanım suyunu ısıtırlar. Isı pompalı su ısıtıcıları, elektrikli su ısıtıcılarına göre çok daha verimli olup ılık iklimlerde kullanılması son derece uygundur [1-3].

Yukarıda verilen sınıflandırmanın kullanılan enerji kaynaklarına göre detaylandırılmış bir başka şekli Tablo 1'de verilmiştir [4].

Tablo 1. Su Isıtma Sistemlerinin Kullanılan Enerji Kaynaklarına Göre Sınıflandırılması [4]

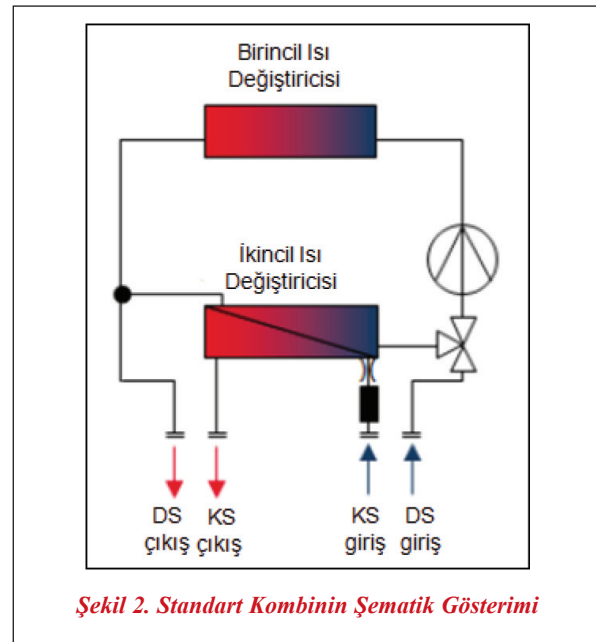


Yukarıda belirtilen su ısıtma teknolojilerinden hanelerin ısınma ve sıcak kullanım suyu elde etme ihtiyaçlarını birlikte karşılayan ve enerji kaynağı olarak gaz yakıtlardan doğal gaz kullanan birleşik sistemler bu çalışmanın temel konusudur. Tablo 2’de verilen sınıflandırma ile amaçlanan çift fonksiyonlu çalışma mantığı ile kurulabilecek farklı kullanım suyu ısıtma mekanizmalarına sahip, enerji kaynağı olarak gaz yakıt kullanan cihaz sistemleri önermek ve bunları ortak özelliklerine göre gruplandırmaktır.

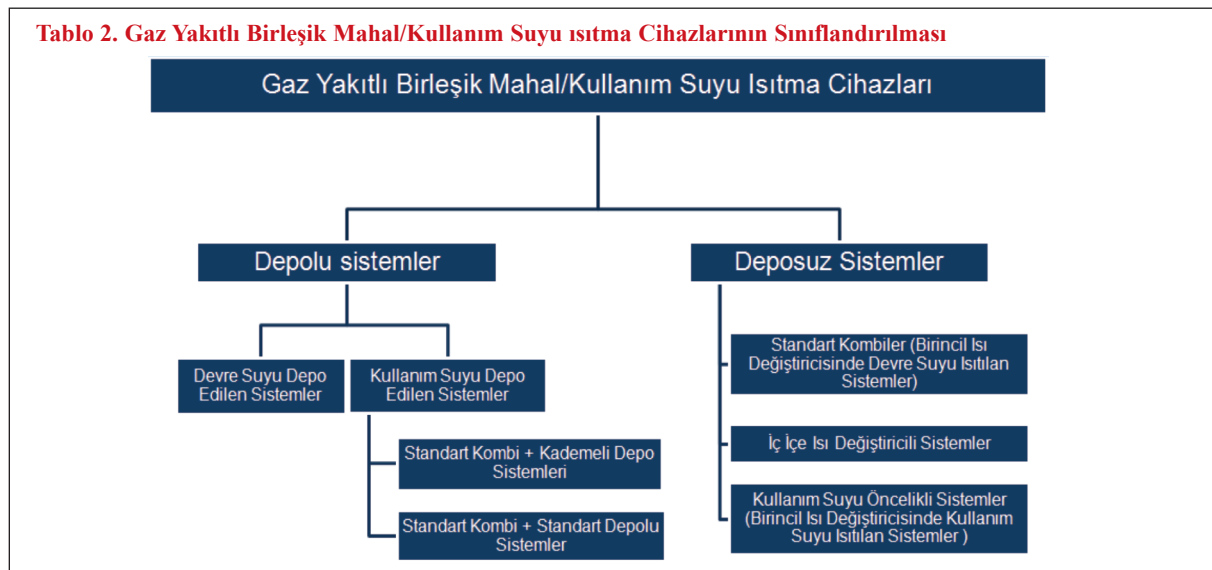
Gaz yakıtlı birleşik mahal/kullanım suyu ısıtma cihazları Tablo 2’den anlaşılacağı üzere genel olarak depolu sistemler ve deposuz sistemler olmak üzere ikiye ayrılır. Depolu sistemler devre suyunu ya da kullanım suyunu depo edebilirler ve bu bağlamda iki grupta toplanırlar. Kullanım suyunu depo eden sistemler su depolama tankının normal tank ya da kademeli tank olmasına göre farklılık göstermektedirler. Deposuz sistemler kendi içlerinde birincil ısı değiştiricisinde devre suyunu ısıtan sistemler, birincil ısı değiştiricisinde kullanım suyunu ısıtarak kullanım suyuna öncelik veren sistemler ve kullanım suyu ve devre suyu için iç içe geçmiş bir ısı değiştiricisi yapısı taşıyan sistemler olmak üzere üç gruba ayrılır. Aşağıda deposuz sistemlerle ilgili olarak detaylı bilgilendirme yapılmıştır.

Standart kombiler Şekil 2’de görüldüğü gibi iki ısı değiştiricisi, pompa ve 3 yollu vanadan oluşur. Bu ısı

değiştiricileri kendi içlerinde genel olarak devre suyunu ısıtan birincil ısı değiştiricisi ve kullanım suyunu ısıtan ikincil ısı değiştiricisi olarak adlandırılır. Kombiler aynı anda hem ısınma hem de sıcak kullanım suyu ihtiyacını karşılayamaz. Sıcak kullanım suyunu talebinin daima önceliği vardır. Kombi kalorifer devresinde çalışırken, kullanıcı tarafından sıcak kullanım suyu talebinde bulunulursa 3 yollu vana yön değiştirir ve birincil ısı değiştiricisinde ısınan devre suyu, ortamın ısıtılması için kalorifer petekleri yerine kullanım suyunun ısıtılması için ikincil ısı değiştiricisine yönlendirilmiş olur.

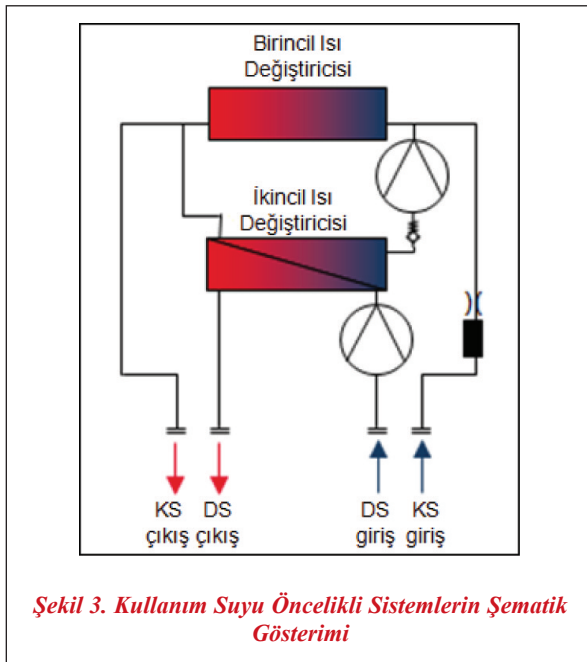


Tablo 2. Gaz Yakıtlı Birleşik Mahal/Kullanım Suyu Isıtma Cihazlarının Sınıflandırılması



Makale

Kullanım suyu öncelikli sistemler Şekil 3'te görüldüğü üzere standart kombilere oldukça benzemektedirler. Ancak standart kombilerden farklı olarak birincil ısı değiştiricisinde kullanım suyu ısıtılmaktadır. İkincil ısı değiştiricisinde yaygın olarak karşılaşılan kireçlenme problemlerinin bu durumda birincil ısı değiştiricisinde ortaya çıkması söz konusu olacaktır. Devre suyunun basıncı 2-3 bar arasında değişirken kullanım suyu hattının basıncı 10 bar'ı bulmaktadır [5]. Eğer kullanım suyu birincil ısı değiştiricisinde ısıtılacaksa sistemin yüksek basınçta çalışmaya elverişli hale getirilmesi gerekecektir.



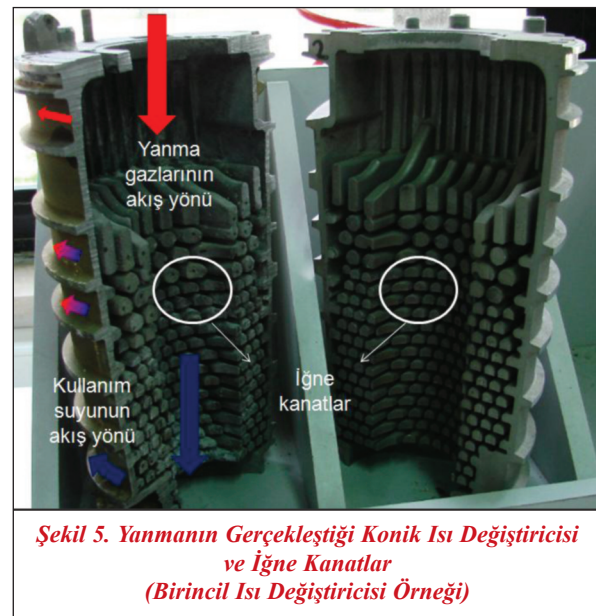
Deposuz sistemlerin bir başka grubunda, çalışma mantığı Şekil 4'te açıklanan iç içe geçmiş ısı değiştiricili cihazlar yer almaktadır. Birincil ve ikincil ısı değiştiricisi yerine iç içe geçmiş boru sisteminden oluşan bir ısı değiştiricisi kullanılmaktadır.

3. DOĞAL GAZLA ÇALIŞAN STANDART KOMBİLERİN AYRINTILI TANIMI

Doğal gaz ile çalışan, hem ısıtma hem de sıcak kullanım suyu ihtiyacını karşılayan cihazlar arasında yapılan sınıflandırmada yer alan deposuz ısıtma sistemlerinden standart kombiler, bu çalışmada esas üzerinde durulacak kısımdır. Şekil 2'de gösterildiği üzere birincil ve ikincil ısı değiştiricisi standart bir kombinin ana parçalarındandır. Birincil ısı değiştiricisinde yanma olayı gerçekleşir ve yanma sonucu açığa çıkan enerji devre suyuna aktarılır. Yanma gazlarının temas ettiği yüzeylerin alanı artırılarak yanma sonucu açığa çıkan yüksek sıcaklıktaki atık gazdan devre suyuna enerji transferinin maksimum seviyelere çıkartılması amaçlanır. Bu sebeple birincil ısı değiştiricisinin yanmanın gerçekleştiği iç kısmında kanatlar bulunur. Ayrıca maksimum ısı geçişini sağlamak için kombilerde kullanılan ısı değiştiricileri ters veya çapraz akışlıdır. Şekil 5'te bu çalışmada modellenen birincil ısı değiştiricilerinden konik ısı değiştiricisi gösterilmiştir.

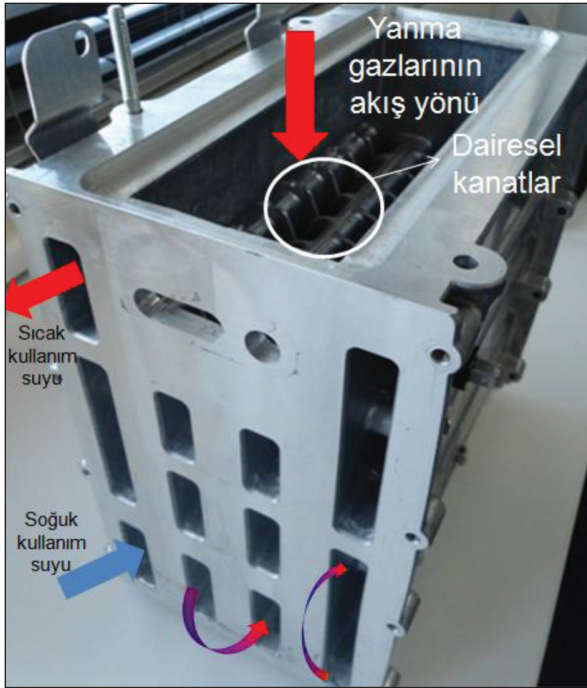
Şekil 4. İç İçe Geçmiş ısı Değiştiricili Sistemlerin Şematik Gösterimi. Bu şematik, iç içe geçmiş ısı değiştiricili bir sistem göstermektedir. İç içe geçmiş ısı değiştiricisi olarak etiketlenmiştir. Devre suyu (DS) ve kullanım suyu (KS) giriş ve çıkış noktaları belirtilmiştir. DS çıkış ve KS çıkış noktaları aşağıya, DS giriş ve KS giriş noktaları yukarıya işaret etmektedir.

Şekil 4. İç İçe Geçmiş ısı Değiştiricili Sistemlerin Şematik Gösterimi



Konik ısı değiştiricisinin içindeki iğne kanatlar sıcak yanma gazlarının temas ettikleri yüzey alanını artırarak ısı transferinin artırılması için kullanılmıştır. Şekil 5'te de gösterildiği üzere çapraz akışta, yanma gazları soğuyarak ısı değiştiricisinden çıkarken, kullanım suyu helisel bir yol izleyerek soğuk olarak girdiği ısı değiştiricisinden ısınmış olarak çıkar.

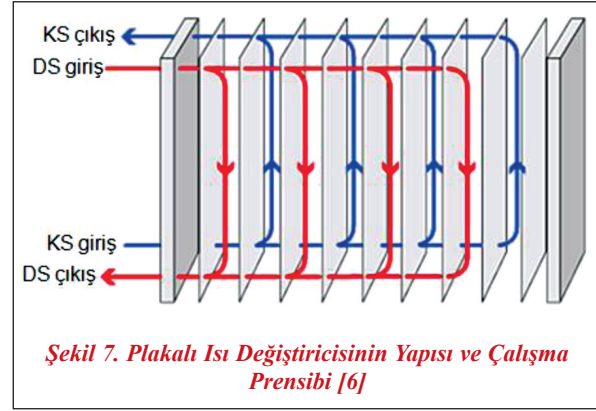
Bu çalışmanın modelleme ve deneysel doğrulama kısımlarında kullanılan diğer bir çeşit birincil ısı değiştiricisi ise dikdörtgenel ısı değiştiricisidir. Şekil 6'da gösterildiği üzere çapraz akışlı çalışma prensibi ve kanatlı yapısı ile konik ısı değiştiricisine benzemektedir.



Şekil 6. Yanmanın Gerçekleştiği Dikdörtgenel Isı Değiştiricisi ve Dairesel Kanatlar (Birincil Isı Değiştiricisi Örneği)

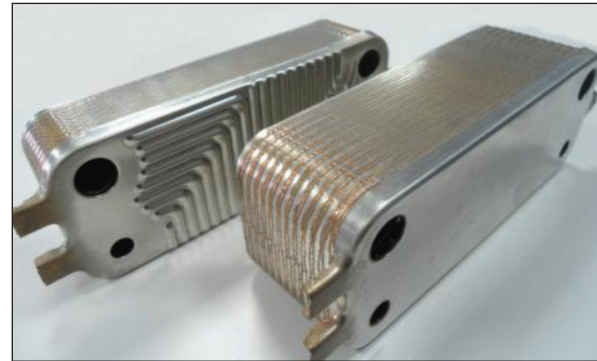
Yanma sonucu açığa çıkan gazların verdiği enerji ile ısınan devre suyu, ikincil ısı değiştiricisindeki kullanım suyunu ısıtmaktadır. Ele alınan kombi tipi cihazlarda ikincil ısı değiştiricisi olarak plakalı ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Plakalı ısı değiştiricisi Şekil 7'de gösterildiği üzere sıcak ve soğuk iki akışkan arasındaki ısı transferinin farklı geometrilerde şekillendirilmiş plakalar üzerinden yapıldığı değiştirici türüdür. Plakalardaki yüzey tasarımı en hızlı ve en

fazla ısı geçişini sağlamayı mümkün kılacak şekilde yapılır.



Şekil 7. Plakalı Isı Değiştiricisinin Yapısı ve Çalışma Prensibi [6]

Plakalı ısı değiştiricileri paralel veya ters akışlı olabilir. Kombilerdeki plakalı ısı değiştiricilerinde Şekil 7'de görüldüğü üzere ters akış olmaktadır. Devre suyu plakalı ısı değiştiricisinin bir kanalından geçerken, diğer kanaldan geçen kullanım suyunu ısıtmaktadır. Değiştiricinin plaka sayısı cihazın gücüne göre farklılık göstermektedir. Şekil 8'de görüldüğü gibi plakalı ısı değiştiricileri kompakt bir yapıda bulunur ve bu sayede cihaz içinde oldukça küçük bir hacim kaplar.



Şekil 8. Kombilerde Kullanılan Farklı Plaka Sayısına Sahip Isı Değiştiricileri

Bu çalışmada plaka sayıları farklı iki ısı değiştiricisi kullanılmıştır. 24 plakalı ısı değiştiricisi konik ısı değiştiricisiyle, 26 plakalı ısı değiştiricisi dikdörtgenel ısı değiştiricisiyle eşleştirilmiştir. Bu eşleştirmeler sonucunda bulunan teorik ve deneysel sonuçlar kıyaslanmıştır.

Kombilerde genel olarak sıcak kullanım suyu sağlama fonksiyonu açısından ekonomik ve konforlu

Makale

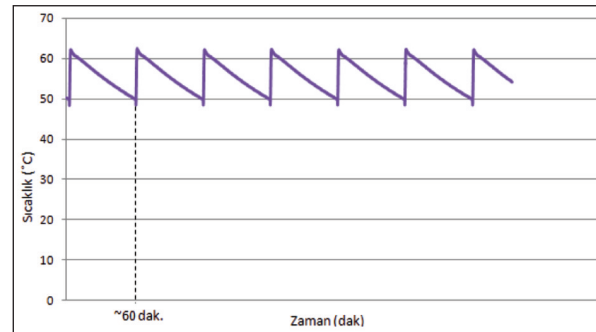
olmak üzere iki farklı çalışma şekli vardır. Ekonomik çalışma şeklinde kullanıcı tarafından sıcak su talep edildiğinde birincil ve ikincil ısı değiştiricileri tarafından sırayla devre suyu ve kullanım suyu ısıtılmaya başlanır. Bu sebeple kullanıcı tarafından talep edilen sıcaklık ve debide su alınabilmesi için bir süre beklenilmesi gerekir. Bu süre kullanım suyu sıcaklığının kararlı hale gelmesi için geçen süredir. Konforlu çalışma şeklinde ise kullanıcı tarafından talepte bulunulsun ya da bulunulmasın, kullanım suyunu ısıtacak devre suyunun sıcaklığı herhangi bir talep durumu düşünülerek daima belli bir sıcaklığın üzerinde tutulur. Böylece sistemde her zaman için sıcak devre suyu tutulmuş olur. Kullanıcı talebi olmadığı durumlarda, bahsedilen sıcak suyun hazırda tutulması boşuna enerji kaybı olması demektir. Doğal taşınım ile devre suyu soğudukça cihazın belirlenen konfor özelliklerine göre tekrardan ısıtılmaktadır. Şekil 9'da bir cihazın kullanıcı talebi olmaksızın konforlu çalışma şeklinde devre suyu sıcaklığının zamana bağlı değişim grafiği verilmiştir. Kullanıcı talebi olsun ya da olmasın devre suyu sıcaklığı belirli bir değerin üzerinde tutulmaya çalışıldığından dolayı konforlu çalışma şeklinde enerjinin bir kısmı boşa harcanmaktadır.

Şekil 9'daki grafikten anlaşılacağı üzere, test yapılan cihazın yazılımına bağlı olarak devre suyu sıcaklığı, konfora bağlı bir sınır sıcaklığının altına düşükçe

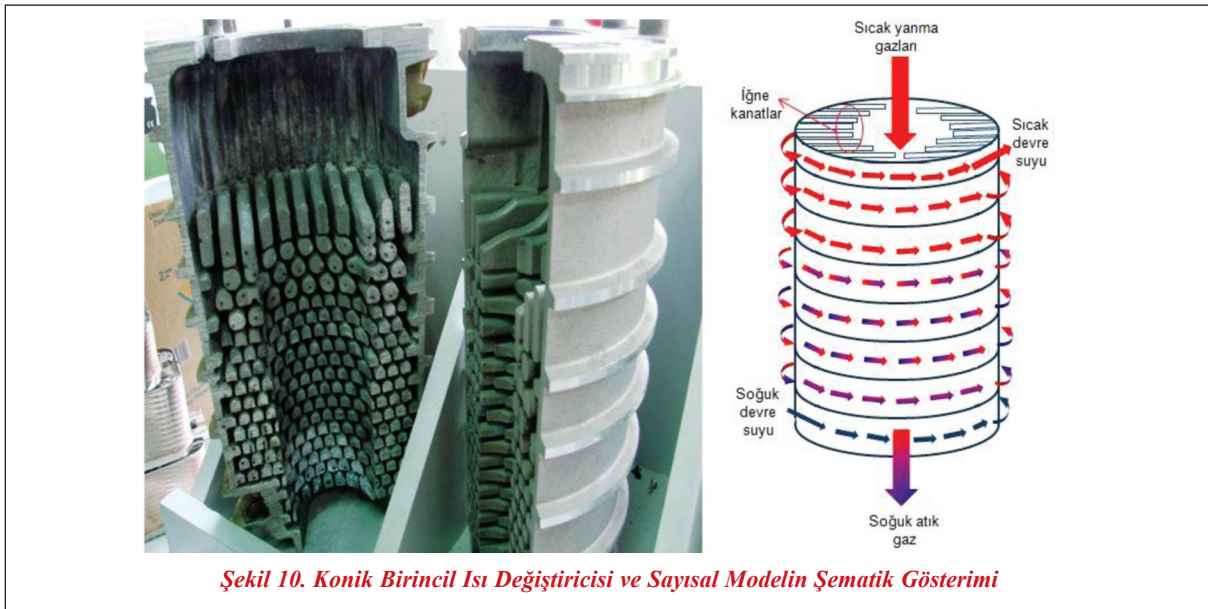
birincil ısı değiştiricisi çalışmaya başlamaktadır. Devre suyu sıcaklığı konfora göre belirlenen bir diğer sıcaklık üst limitine ulaştığında da birincil ısı değiştiricisi devre suyunu ısıtmayı durdurmaktadır.

4. DOĞAL GAZLA ÇALIŞAN STANDART KOMBİLERİN MATEMATİKSEL MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE GİRİŞ KOŞULLARININ BELİRLENMESİ

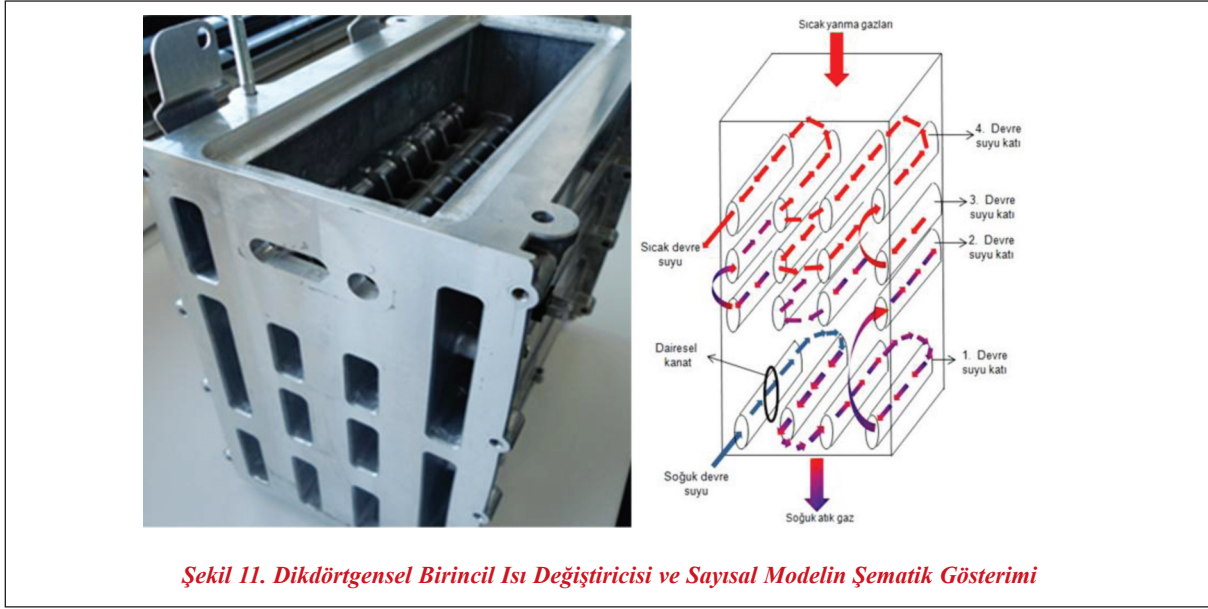
Kombilerde devre suyunu ve kullanım suyunu ısıtan temel bileşenler olarak, birincil ve ikincil ısı değiştiricilerinin matematik modelleri kurulacaktır. Şekil 10 ve 11'de gösterildiği üzere birincil ısı değiştiricisinde yanma gazları soğurken devre suyunun sıcaklığı yükselmektedir. Bu çalışmada ele alınan birincil ısı değiştiricilerinden konik ısı değiştiricisi, Şekil



Şekil 9. Konforlu Çalışma Şeklinde Kullanıcı Talebi Yokken Devre Suyunun Isıtılma Döngüleri



Şekil 10. Konik Birincil Isı Değiştiricisi ve Sayısal Modelin Şematik Gösterimi



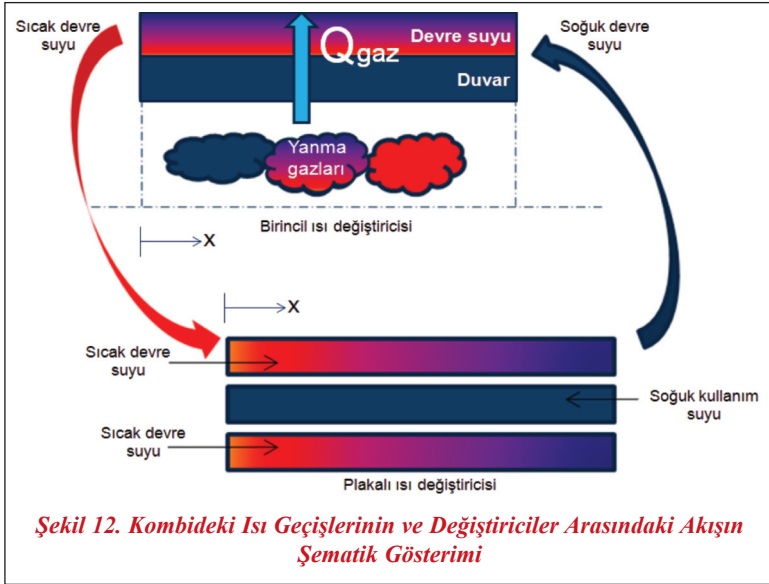
Şekil 11. Dikdörtgenel Birincil Isı Değiştiricisi ve Sayısal Modelin Şematik Gösterimi

10'da gösterildiği üzere silindirik bir model üzerine kurulmuştur.

Şekil 11'de diğer bir çeşit birincil ısı değiştiricisi olan dikdörtgenel ısı değiştiricisinin matematik modelini kurmak için kullanılan şematik gösterim verilmiştir.

Şekil 10 ve 11'deki ısı değiştiricileri birbirinden farklı fiziksel özelliklere ve tasarımlara sahip olsalar da çalışma prensipleri aynıdır. Bu sebeple devre suyu, atık gaz ve ısı değiştiricisinin duvarı için yazılan denklemler genel olarak çıkartılmıştır ve çalışma prensibi Şekil 10 ve 11'deki gibi olan değiştiricilere uygulanabilir.

Elde edilen enerji denklemlerinin çözümü için kullanılan algoritma, Şekil 12'de gösterilen kullanım suyunun ısınması sırasında gerçekleşen tüm adımları içermelidir. Özet olarak yanma sonucu açığa çıkan enerji, değiştiricinin duvarından geçerek suya aktarılır. Isınan devre suyu plakalı ısı değiştiricisinin kanallarına girer. Böylece sıcak devre suyu kanallarının arasından geçen kullanım suyunun sıcaklığı yükselmiş olur. Plakalı ısı değiştiricisinde enerjisini vererek soğuyan devre suyu tekrar ısınmak üzere birincil ısı değiştiricisine döner.



Şekil 12. Kombideki Isı Geçişlerinin ve Değiştiriciler Arasındaki Akışın Şematik Gösterimi

Atık gaz, devre suyu, kullanım suyu ve birincil ısı değiştiricisinin duvar sıcaklığının zamana bağlı bir boyutlu enerji denklemleri elde edilirken kullanılan bazı genel varsayımlar [7] ve sistemin modellenmesi sırasında dikkat edilen hususlar aşağıda sıralanmıştır:

- Modellenen sistemdeki tüm akışkanların ve duvarın sıcaklıkları sadece zamanın ve yönün bir fonksiyonudur. Enerji denklemleri her bir ortam için bir boyutlu olarak oluşturulmuştur.

$$T = f(x, t)$$

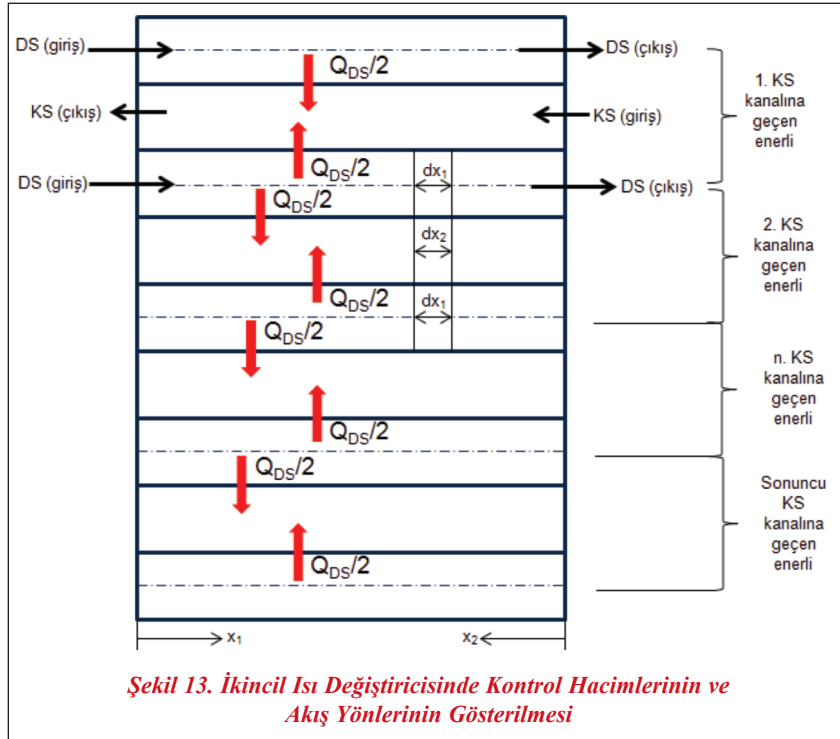
Makale

- Isı değiştiricilerinin içerisinde herhangi bir termal enerji kaynağı bulunmamaktadır.
- Gazın, devre suyunun, kullanım suyunun debilerinde zamanla bir değişiklik olmamaktadır. Isı değiştiricilerinin akış kanallarının kesit alanları akış boyunca sabittir. Isı değiştiricilerinde akışın her noktasında eşit miktarda akışkan kütlesi geçmektedir.
- Her bir akışkanın girişteki hız ve sıcaklığı akışın kesit alanı boyunca sabittir. Giriş koşulları birincil ısı değiştiricisinin ve ikincil ısı değiştiricisinin devre suyu denklemlerinde zamana bağlı olarak değişmektedir; ancak gazın, duvarın ve ikincil ısı değiştiricisindeki kullanım suyunun enerji denklemlerinde sabittir ve zamanla değişmemektedir.
- Birincil/ikincil ısı değiştiricisindeki taşınım ısı geçiş katsayıları ve toplam ısı geçiş katsayısı sabittir. Suyun termal özellikleri sabit olarak alınmıştır. Gazın ve duvarın termal özellikleri anlık sıcaklığa göre belirlenmiştir.
- Isı değiştiricileri boyunca akışkanların ısı iletimi ihmal edilmiştir. Duvarın enerji denklemi oluşturulurken sıcaklığın değiştiği yönde ısı iletimi dikkate alınmıştır.
- Isı geçiş alanları ısı değiştiricileri boyunca her bir kontrol hacmi için sabit olarak alınmıştır.
- Isı değiştiricilerindeki tortu oluşumundan kaynaklı termal direnç dikkate alınmamıştır.
- İkincil ısı değiştiricisindeki plaka kalınlığından kaynaklanan termal direnç, toplam direnç ve toplam ısı geçiş katsayısı hesaplanırken ilgili denklemlerde ihmal edilmiştir.
- Isı değiştiricilerinde kontrol hacimlerinin her noktasının aynı sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir.
- Sistemin enerji denklemleri oluşturulurken birincil ısı değiştiricilerinde yoğunlaşma olmadığı kabul edilmiştir.
- Birincil ısı değiştiricisindeki duvar kalınlığından kaynaklanan termal direnç, kurulan

matematik modelin ilgili denklemlerinde devre suyu ve yanma gazı tarafları için toplam dirençler hesaplanırken dikkate alınmıştır.

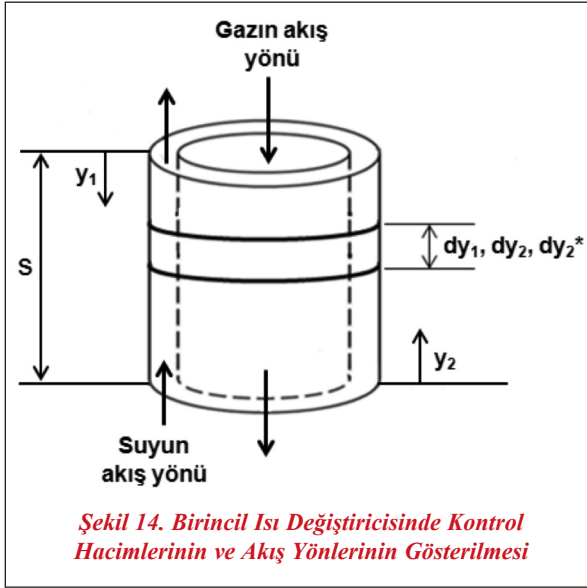
- Birincil ısı değiştiricisinde çevre ile temasta olan yüzey alanı geniş olduğu için doğal taşınım oluşacak ısı kaybı denklemlere eklenmiştir. Ancak ikincil ısı değiştiricisinde çevreye olan ısı kaybı ihmal edilmiştir. Doğal taşınım katsayısı yaklaşık olarak $5 \text{ W/m}^2\text{-K}$ kullanılmıştır.
- Plakalı ısı değiştiricisinde her bir kanala devre suyunun ve kullanım suyunun eşit sıcaklıklarla girişi ve çıkışı kabul edilmiştir.

Plakalı ısı değiştiricilerinde enerji denklemleri Şekil 13'te gösterilen kontrol hacimlerine göre oluşturulmuştur. Bu çalışmadaki ikincil ısı değiştiricilerinde devre suyunun geçtiği kanal sayısı, kullanım suyunun geçtiği kanal sayısından bir fazladır. Şekil 13'teki kontrol hacmi yaklaşımına göre bir tane devre suyu kanalına denk gelen su miktarı kullanılmamaktadır. Bu sebeple Şekil 13'teki kontrol hacmi yaklaşımını gerçek sistem davranışına yaklaştırmak için plakalı ısı değiştiricisinin bir kanalından geçen devre suyu debisi, toplam devre suyu debisi kullanım suyu kanal sayısına bölünerek hesaplanmıştır.

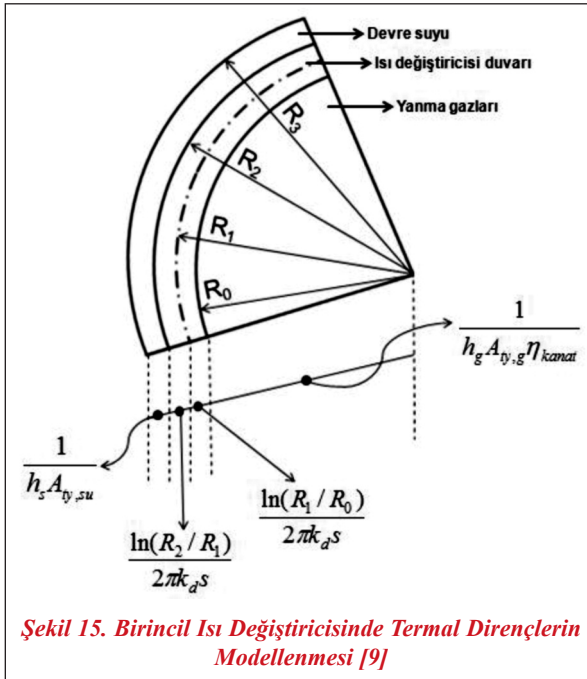


Şekil 13. İkincil Isı Değiştiricisinde Kontrol Hacimlerinin ve Akış Yönlerinin Gösterilmesi

Birincil ısı değiştiricisinin genel su, gaz ve değiştirici duvarının bir boyutlu diferansiyel enerji denklemlerini elde edilmesi için oluşturulan kontrol hacimleri ve akış yönleri Şekil 14'te verilmiştir. Kontrol hacimleri üzerinde 1-D enerji denklemleri oluşturulmuştur [7-8].



Birincil ısı değiştiricisinde enerji geçişi gaz-değiştirici duvarı ve değiştirici duvarı-devre suyu arasında olmaktadır. Dolayısıyla su, gaz ve ısı değiştiricisi duvarı için oluşturulan enerji denklemlerinde su-



duvar ve gaz-duvar arasındaki toplam ısı geçiş katsayıları hesaplanır. Şekil 15'te su, gaz ve duvar için termal dirençler ayrı ayrı gösterilmiştir.

Yanma gazlarının birincil ısı değiştiricisi boyunca y_1 yönünde sıcaklık değişimini gösteren bir boyutlu diferansiyel enerji denklemi (1) aşağıda verilmiştir.

$$\underbrace{\rho_{gaz} A_{ka,g} c_{pg} \frac{\partial T_g}{\partial t}}_{\text{Kontrol hacminin zamana bağlı enerji değişimini gösteren terim}} = \underbrace{-\dot{m}_g c_{pg} \frac{\partial T_g}{\partial y_1}}_{\text{Kontrol hacmine giren ve çıkan akıştan dolayı oluşan enerji değişimini gösteren terim}} - \underbrace{\frac{A_{ty,g} U_g}{s} (T_g - T_d)}_{\text{Gazın kontrol hacminden duvarın kontrol hacmine enerji geçişini gösteren terim}} \quad (1)$$

Denklem (2) ile yanma gazlarının y_1 yönünde soğumasını açıklayan enerji denkleminde kullanılan yanma gazları ve duvar arasındaki toplam termal direnç verilmiştir [9].

$$R_{t,g-d} = \frac{1}{U_g A_{ty,g}} = \frac{1}{h_g A_{ty,g} \eta_{kanat}} + \frac{\ln(R_1 / R_0)}{2\pi k_d s} \quad (2)$$

Denklem (3) ile devre suyunun birincil ısı değiştiricisi boyunca y_2 yönündeki sıcaklık değişimini gösteren bir boyutlu diferansiyel enerji denklemi verilmiştir.

$$\rho_{su} A_{ka,s} c_{psu} \frac{\partial T_{su(1)}}{\partial t} = -\dot{m}_{su(1)} c_{psu} \frac{\partial T_{su(1)}}{\partial y_2} + \quad (3)$$

$$\frac{U_{su(1)} A_{ty,s}}{z} (T_d - T_{su(1)}) - h_{\infty} \frac{A_o}{z} (T_{su(1)} - T_{\infty})$$

Denklem (4) ile birincil ısı değiştiricisindeki devre suyunun enerji denkleminde kullanılan devre suyu ve duvar arasındaki toplam termal direnç verilmiştir [9].

$$R_{t,su(1)-d} = \frac{1}{U_{su(1)} A_{ty,s}} = \frac{1}{h_s A_{ty,s}} + \frac{\ln(R_2 / R_1)}{2\pi k_d s} \quad (4)$$

Denklem (5) ile duvarın y_2 yönünde ısınmasını açıklayan enerji denklemi verilmiştir.

Makale

$$\rho_d A_{ka,d} c_d \frac{\partial T_d}{\partial t} = k_d \frac{\partial^2 T_d}{\partial y_2^2} A_{ka,d} + \quad (5)$$

$$\frac{U_g A_{ly,g}}{s} (T_g - T_d) - \frac{U_{su(1)} A_{ly,s}}{s} (T_d - T_{su(1)})$$

Denklem (6) ile plakalı ısı değiştiricisi boyunca devre suyunun x_1 yönündeki sıcaklık değişimini gösteren bir boyutlu diferansiyel enerji denklemi verilmiştir.

$$\rho_{su} \frac{V_{DSK}}{l_{PID}} c_{psu} \frac{\partial T_{su(2)}}{\partial t} = -m_{su(2)} c_{psu} \quad (6)$$

$$\frac{\partial T_{su(2)}}{\partial x_1} - 2 \frac{U_{PID} A_{PID}}{l_{PID}} (T_{su(2)} - T_{su(3)})$$

Denklem (7) ile plakalı ısı değiştiricisindeki toplam termal direnç verilmiştir.

$$R_{PID} = \frac{1}{U_{PID} A_{PID}} = \frac{1}{h_{su(2)} A_{PID}} + \frac{1}{h_{su(3)} A_{PID}} \quad (7)$$

Denklem (8) ile plakalı ısı değiştiricisi boyunca kullanım suyunun x_2 yönündeki sıcaklık değişimini gösteren bir boyutlu diferansiyel enerji denklemi verilmiştir.

$$\rho_{su} \frac{V_{KSK}}{l_{PID}} c_{psu} \frac{\partial T_{su(3)}}{\partial t} = -m_{su(3)} c_{psu} \frac{\partial T_{su(3)}}{\partial x_2} + \quad (8)$$

$$2 \frac{U_{PID} A_{PID}}{l_{PID}} (T_{su(2)} - T_{su(3)})$$

Yukarıda verilen (1), (3), (5), (6) ve (8) numaralı denklemler sonlu elemanlar yöntemi ile sayısal olarak açılarak yazılmıştır. Sayısal çözümlerlerde ilgili kontrol hacimleri Şekil 16'da gösterildiği gibi numaralandırılmıştır.

Denklem (9) ile; (1) numaralı denklemin ayrıştırılmış Şekli verilmiştir.

$$\rho_{gaz} A_{ka,g} c_{pg} \left(\frac{T_{g(m)}^{p+1} - T_{g(m)}^p}{dt} \right) = -m_g c_{pg} \quad (9)$$

$$\left(\frac{T_{g(m)}^{p+1} - T_{g(m-1)}^{p+1}}{dy_1} \right) - \frac{U_g A_{ly,g}}{s} (T_{g(m)}^{p+1} - T_{d((s/dy_1)-m+1)})$$

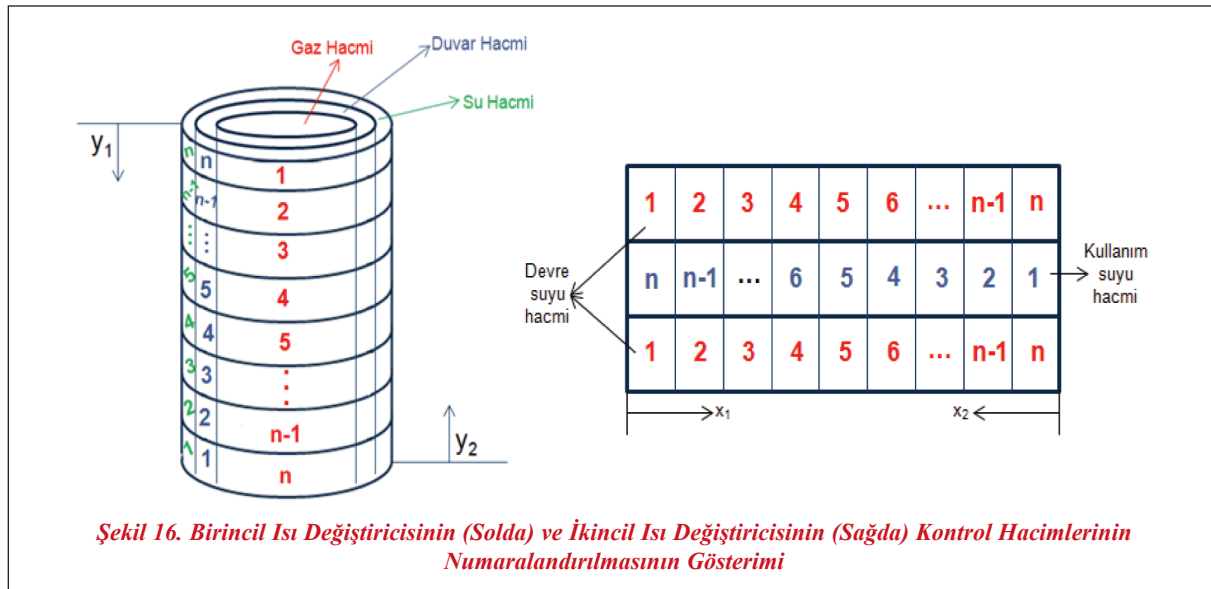
Denklem (10) ile; (3) numaralı denklemin ayrıştırılmış Şekli verilmiştir.

$$\rho_{su} A_{ka,s} c_{psu} \left(\frac{T_{su(1)(m)}^{p+1} - T_{su(1)(m)}^p}{dt} \right) = -m_{su(1)} c_{psu} \quad (10)$$

$$\left(\frac{T_{su(1)(m)}^{p+1} - T_{su(1)(m-1)}^{p+1}}{dy_2} \right) + \frac{U_{su(1)} A_{ly,s}}{z} (T_{d(m)}^{p+1} - T_{su(1)(m)}^{p+1})$$

$$- h_{\infty} \frac{A_o}{z} (T_{su(1)(m)}^{p+1} - T_{\infty})$$

Su ve duvar denklemlerinde dikkat edilmesi gereken konu her ikisi de y_2 yönünde yazılmasına rağmen dy_2 ve dy_2^* birbirinden farklı değerlerdir ($dy_1 = dy_2^* = dy_2$). Çünkü devre suyunun birincil ısı değiştiricisi etrafında dönerek aldığı yol değiştiricinin boyundan uzun olduğundan, aynı kontrol hacmi sayısını sağlamak



için kontrol hacimlerinin boyları birbirinden farklı olarak belirlenmiştir ($s/dy_1 = s/dy_2^* = z/dy_2$).

Denklem (11) ile; (5) numaralı denklemin ayrıştırılmış şekli verilmiştir.

$$\rho_d A_{ka,d} c_d \left(\frac{T_{d(m)}^{p+1} - T_{d(m)}^p}{dt} \right) = k_d \left(\frac{T_{d(m+1)}^{p+1} - 2T_{d(m)}^{p+1} + T_{d(m-1)}^{p+1}}{(dy_2^*)^2} \right) \quad (11)$$

$$A_{ka,d} + \frac{U_g A_{ly,g}}{s} (T_{g((s/dy_1)-m+1)}^{p+1} - T_{d(m)}^{p+1})$$

$$- \frac{U_{su(1)} A_{ly,s}}{s} (T_{d(m)}^{p+1} - T_{su(1)(m)}^{p+1})$$

Denklem (12) ile; (6) numaralı denklemin ayrıştırılmış şekli verilmiştir.

$$\rho_{su} \frac{V_{DSK}}{l_{PID}} c_{psu} \left(\frac{T_{su(2)(m)}^{p+1} - T_{su(2)(m)}^p}{dt} \right) =$$

$$- \dot{m}_{su(2)} c_{psu} \left(\frac{T_{su(2)(m)}^{p+1} - T_{su(2)(m-1)}^{p+1}}{dx_1} \right) \quad (12)$$

$$- 2 \frac{U_{PID} A_{PID}}{l_{PID}} (T_{su(2)(m)}^{p+1} - T_{su(3)((l_{PID}/dx_1)-m+1)}^{p+1})$$

(13) numaralı denklem ile; (8) numaralı denklemin ayrıştırılmış şekli verilmiştir.

$$\rho_{su} \frac{V_{KSK}}{l_{PID}} c_{psu} \left(\frac{T_{su(3)(m)}^{p+1} - T_{su(3)(m)}^p}{dt} \right) =$$

$$- \dot{m}_{su(3)} c_{psu} \left(\frac{T_{su(3)(m)}^{p+1} - T_{su(3)(m-1)}^{p+1}}{dx_2} \right) \quad (13)$$

$$- 2 \frac{U_{PID} A_{PID}}{l_{PID}} (T_{su(2)((l_{PID}/dx_1)-m+1)}^{p+1} - T_{su(3)(m)}^{p+1})$$

Görüldüğü üzere birincil ısı değiştiricisinin gaz ve su, ikincil ısı değiştiricisinin kullanım ve devre suyu tarafları için verilen denklemler zamana bağlı bir boyutlu birinci dereceden diferansiyel denklemlerdir.

Yalnızca duvarın sıcaklığını bulabilmek için kurulan denklem, duvar içerisinde ısı iletimi (difüzyon) dikate alındığı için zamana bağlı bir boyutlu ikinci dereceden diferansiyel denklem olarak ifade edilmiştir.

Sayısal çözüm yapılırken kullanılacak olan akışkanlar ve duvar için başlangıç ve giriş koşulları aşağıda verildiği gibidir.

Denklem 9, 10, 11, 12 ve 13 için verilen başlangıç koşulları sabit sıcaklık olarak tanımlanmıştır.

$$T_{g,su(1),d}(y_{1,2},0) = 10^\circ C$$

$$T_{su(2),su(3)}(x_{1,2},0) = 10^\circ C$$

Denklem (9) için giriş koşulu adyabatik alev sıcaklığı olarak belirlenmiştir.

$$T_g(0,t) = T_{adia} \quad \text{GK(1)}$$

Denklem (10) için giriş koşulunu, plakalı ısı değiştiricisinin devre suyu tarafının çıkış sıcaklığı belirlemektedir.

$$T_{su(1)}(0,t) = T_{su(2)}(l_{PID}/dx_1,t) \quad \text{GK(2)}$$

Duvarın sıcaklık dağılımını elde etmemizi sağlayan (11) numaralı enerji denklemi ikinci derece olduğundan dolayı çözüm için iki giriş koşulu gerekmektedir. Burada giriş koşulları yüzeyde doğal taşınım olması durumuna göre belirlenmiştir.

$$-k_d \frac{\partial T_d}{\partial y_2} \Big|_{y_2=0} = h_\infty (T_\infty - T_d(0,t)) \quad \text{GK(3)}$$

$$-k_d \frac{\partial T_d}{\partial y_2} \Big|_{y_2=(s/dy_1)} = h_\infty (T_\infty - T_d((s/dy_1),t)) \quad \text{GK(4)}$$

Plakalı ısı değiştiricisinde Denklem (12)'nin giriş koşulu, Denklem (10)'un giriş koşuluna benzer bir şekilde verilmiştir. Plakalı ısı değiştiricisinin devre suyu tarafına giren su aynı zamanda birincil ısı değiştiricisinde ısınan sudur.

$$T_{su(2)}(0,t) = T_{su(1)}(z/dy_2,t) \quad \text{GK(5)}$$

Kullanım suyunun giriş koşulu $10^\circ C$ olarak alınmıştır.

$$T_{su(3)}(0,t) = 10^\circ C \quad \text{GK(6)}$$

Yukarıdaki tüm denklem takımları ekonomik çalışma şeklinde direkt kullanılmaktadır. Ancak konforlu çalışma şeklinde kullanıcı talebi olsun ya da olmasın sistemde sıcak devre suyu tutulduğundan dolayı

Makale

soğuk kullanım suyu daha kısa sürede ısınacaktır. Konforlu çalışma şeklinde kullanıcı talebi olduğunda aynı denklem takımları kullanılır. Ancak kullanıcı talebinden bağımsız ön ısıtma devresinde plakalı ısı değiştiricisi tarafının devre suyu ve kullanım suyu denklemlerinde farklılık olur. Çünkü bu esnada plakalı ısı değiştiricisinin sadece devre suyu tarafında akış olur. Denklem (14) ve (15), plakalı ısı değiştiricisindeki devre suyu ve kullanım suyu taraflarının ön ısıtma sırasındaki sıcaklık değişimlerini açıklamaktadır.

$$\rho_{su} \frac{V_{DSK}}{l_{PID}} c_{psu} \frac{\partial T_{su(2)}}{\partial t} = -m_{su(2)} c_{psu} \frac{\partial T_{su(2)}}{\partial x_1} - 2 \frac{U_{PID, \text{öi}} A_{PID}}{l_{PID}} (T_{su(2)} - T_{su(3)}) \quad (14)$$

$$\rho_{su} \frac{V_{KSK}}{l_{PID}} c_{psu} \frac{\partial T_{su(3)}}{\partial t} = 2 \frac{U_{PID, \text{öi}} A_{PID}}{l_{PID}} (T_{su(2)} - T_{su(3)}) \quad (15)$$

Denklem (16) ve (17) ile; (14) ve (15) numaralı denklemlerin ayrıştırılmış şekli verilmiştir.

$$\rho_{su} \frac{V_{DSK}}{l_{PID}} c_{psu} \left(\frac{T_{su(2)(m)}^{p+1} - T_{su(2)(m)}^p}{dt} \right) = -m_{su(2)} c_{psu} \left(\frac{T_{su(2)(m)}^{p+1} - T_{su(2)(m-1)}^{p+1}}{dx_1} \right) - 2 \frac{U_{PID, \text{öi}} A_{PID}}{l_{PID}} (T_{su(2)(m)}^{p+1} - T_{su(3)(l_{PID}/dx_1 - m+1)}^{p+1}) \quad (16)$$

$$\rho_{su} \frac{V_{KSK}}{l_{PID}} c_{psu} \left(\frac{T_{su(3)(m)}^{p+1} - T_{su(3)(m)}^p}{dt} \right) = 2 \frac{U_{PID, \text{öi}} A_{PID}}{l_{PID}} (T_{su(2)(m)}^{p+1} - T_{su(3)(m)}^{p+1}) \quad (17)$$

Buradaki hesaplamalar sırasında dikkat edilmesi gereken bir diğer husus, ön ısıtma sırasında plakalı ısı değiştiricisinin kullanım suyu tarafında akış olmadığı için toplam ısı transfer katsayısında düşüş olur. Konforlu çalışma şeklini yansıtmak için yapılan hesaplarda giriş koşulları tüm sistem için ekonomik çalışma şeklinde verilenlerle aynı olarak kullanılır. Ancak başlangıç koşulları, birincil ısı değiştiricisindeki su, gaz, duvar ve ikincil ısı değiştiricisindeki devre suyu ve kullanım suyu için ön ısıtma denklemlerinin sonuçlarına göre belirlenir.

5. KOMBİLERDE KONFORUN DEĞERLENDİRİLMESİ [10]

Kombiler bileşenlerinin özelliklerine ve cihaz yazılımlarına göre farklı konfor seviyelerine sahip olabilirler. Kombilerin konfor seviyeleri ile ilgili olarak ortak bir karar verme mekanizması oluşturmak için uluslararası platformda geçerliliği olan standartlar belirlenmiştir. Bu çalışmada EN 13203-1 Sıcak Kullanım Suyu Sağlama Performans Değerlendirmesi Standardı [10] referans alınmıştır.

EN 13203-1 standardı genel olarak 6 tane performans testinden oluşmaktadır. Bu testlerin her birinin sonucunda cihaz sağlayabildiği değerlere göre bir puan alır. Sonuçta tüm testlerden toplanan puana göre cihazın konfor seviyesi (*) sayısı ile belirlenir.

“Bekleme Süresi” adı verilen testte, konforlu çalışma şeklindeki bir cihazın ön ısıtmasının arkasından kullanıcı talebi yaratılırsa nasıl bir durumla karşılaşacağı incelenir. Kullanıcı talebi esnasında kullanım suyu sıcaklığının ulaştığı maksimum ve minimum değerlere ve bu değerlere ulaşma sürelerine göre bir puan belirlenir. Dolayısıyla bu testle ilgili gözlemlenmek istenen en önemli iki nokta, kullanım suyu talebi esnasında oluşacak minimum ve maksimum sıcaklık değerleri ve arada geçen zamandır.

“Debiye Göre Sıcaklık Değişimi” testi, cihazın gücüne göre belirlenen iki farklı debideki kullanıcı talepleri sonucunda ulaşılan kararlı sıcaklıklar arasındaki farkı inceler. Elde edilen fark değerine göre bir puan belirlenir.

“Sabit Debilerde Sıcaklık Dalgalanması” testinde cihazın gücüne göre belirlenen farklı debilerdeki kullanıcı taleplerinden belli bir zaman sonra kaydedilen minimum ve maksimum sıcaklıklar arasındaki farka bakarak her bir sabit debi için oluşan sıcaklık dalgalanması durumu numaralandırılır.

“Debideki Değişikliklere Bağlı Sıcaklık Stabilizasyonu” testi cihazın gücüne göre belirlenmiş farklı debilerde arka arkaya yaratılan kullanıcı taleplerinde, sıcaklık dalgalanmalarının her bir debi değeri

için ne kadar süre içerisinde konfora göre belirlenmiş bir sıcaklık farkının altına düştüğünü inceler.

“Minimum Nominal Kullanım Suyu Debisi” testinde ise cihaz üzerinde söz konusu standart tarafından belirlenen minimum debilerde kullanıcı talepleri yaratılır. Cihazın çalışabildiği minimum değerdeki debide yaratılan kullanıcı talebinde, standart tarafından belirlenmiş bir süreden sonra belirli bir süre yapılan ölçümlerde sıcaklık dalgalanmasının konfora göre belirlenmiş bir sıcaklık farkının altına düşüp düşmediği incelenir.

Son olarak “Birbirini Takip Eden Sıcak Su Taleplerinde Sıcaklık Dalgalanmaları” testinde sabit debideki akış düzenli olarak artan süreler boyunca durdurulur. Her bir kullanıcı talebindeki sıcaklığın maksimum noktası bir önceki talepteki maksimum nokta ile karşılaştırılarak aradaki farkın konfor açısından belli bir aralığın içerisinde kalıp kalmadığı kontrol edilir.

Bu çalışmadaki konfor modeli, yukarıda verilen testlerden “Bekleme Süresi Testi” genel mantığıyla referans alınarak kurulmuştur. Modellenen birincil ve ikincil ısı değiştiricisi eşleştirmelerinde devre suyu konforlu çalışma şeklindeki gibi belli bir değere kadar ısıtılmış ve arkasından kullanıcı talebi oluşturulmuştur.

6. SAYISAL VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

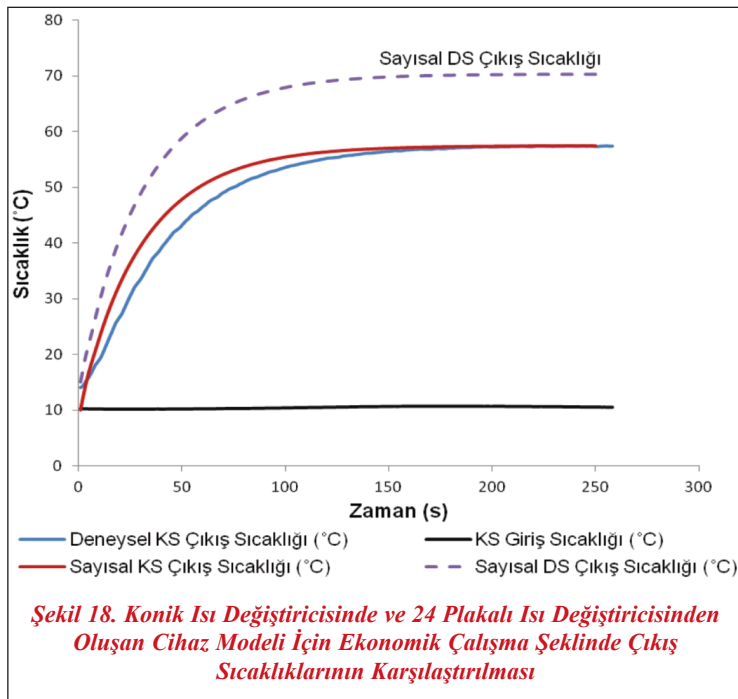
Yukarıda verilen denklem setlerinin belirlenen giriş ve başlangıç koşullarında sonlu elemanlar yöntemiyle çözümlenmesinin ardından elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Deneysel yapılırken, sayısal çözümlerdeki giriş ve başlangıç koşulları kullanılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar daha önce de belirtildiği gibi iki farklı birincil ve ikincil ısı değiştiricisi eşleştirmesi için

elde edilmiştir. Deneysel Şekil 17’de gösterilen kombilerin ısıtma ve kullanım suyu fonksiyonları ile ilgili testlerinin yapıldığı, bu tür testler için özel olarak geliştirilmiş bir test cihazı ile yapılmıştır.

İlk birincil/ikincil ısı değiştiricileri eşleştirmesi konik ısı değiştiricisi ve 24 plakalı ısı değiştiricisi arasında yapılmıştır. Bu bağlamdaki 8,7 l/dak’lık bir kullanıcı talebindeki ekonomik çalışma şeklini yansıtan deneysel ve sayısal sonuçlar Şekil 18’de verilmiştir.



Şekil 17. Kombilerin Test Edilmesinde Kullanılan Test Cihazının Görünüşü



Şekil 18. Konik Isı Değiştiricisinde ve 24 Plakalı Isı Değiştiricisinden Oluşan Cihaz Modeli İçin Ekonomik Çalışma Şeklinde Çıkış Sıcaklıklarının Karşılaştırılması

Makale

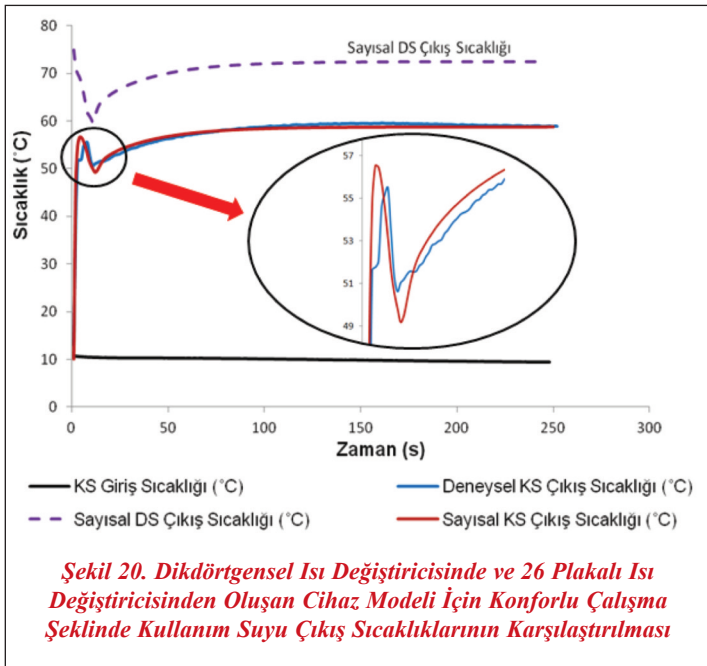
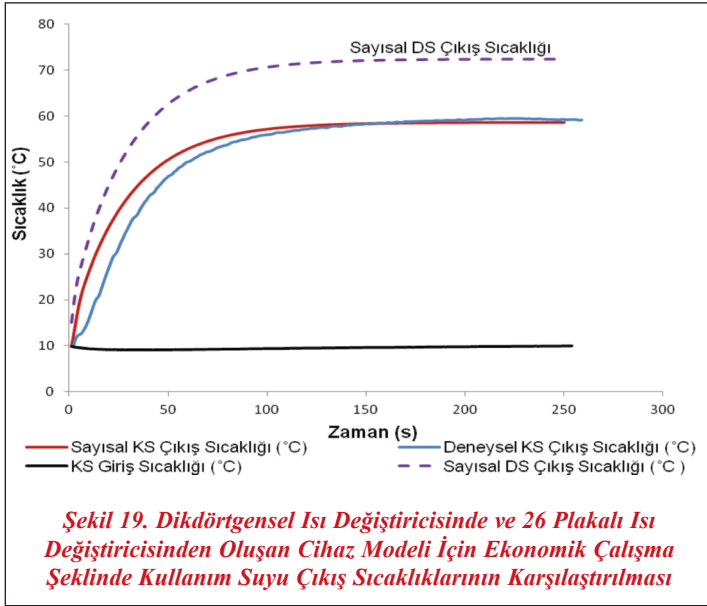
İkinci birincil/ikincil ısı değiştircileri eşleştirmesi dikdörtgenel ısı değiştircisi ve 26 plakalı ısı değiştircisi arasında yapılmıştır. Bu koşullardaki bir cihazın 10,4 l/dak'lık bir kullanıcı talebindeki ekonomik çalışma şeklini yansıtan deneysel ve sayısal sonuçlar şekil 19 ile verilmiştir.

İkinci birincil/ikincil ısı değiştircileri eşleştirmesi için sistemdeki devre suyunun herhangi bir kullanıcı talebi düşünülerek düzenli olarak ısıtıldığı konforlu

çalışma şeklini yansıtan deneysel ve sayısal sonuçlar 10,4 l/dak'lık bir kullanıcı talebi için şekil 20'de verilmiştir.

Deneysel sonuçlar ve sayısal sonuçlar, oluşturulan iki cihaz modeli için de birbirine yaklaşmaktadır. Böylece 5 genel 1-D enerji denklemi ile doğal gazla çalışan kombi tipi bir ısıtma cihazının farklı çalışma şekillerine ve farklı bileşenlere göre konfor seviyelerinin öngörülebilmesini sağlayan sayısal çözümler elde edilmiş ve deneysel olarak doğrulanmıştır.

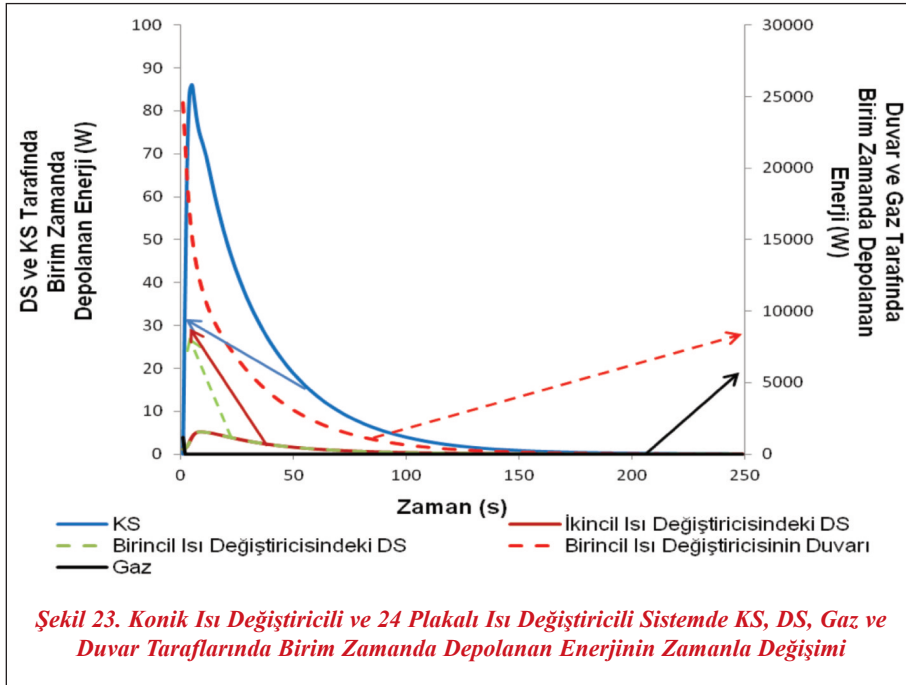
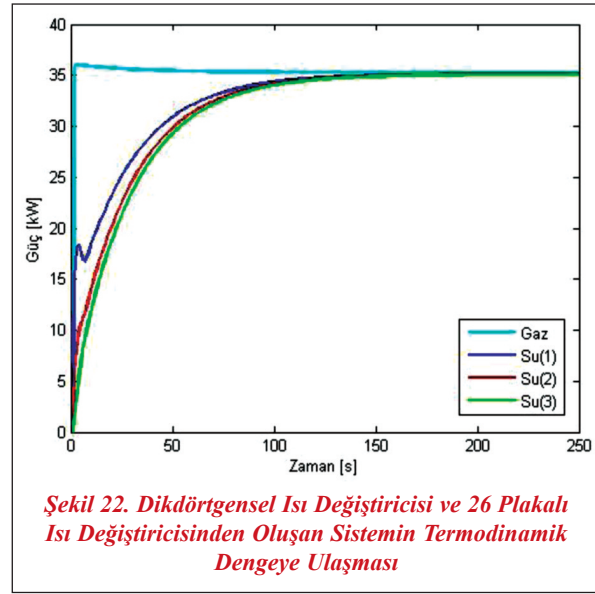
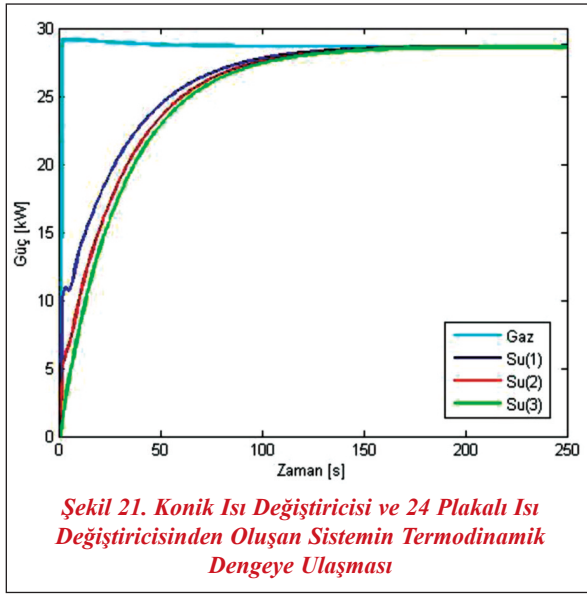
Elde edilen çözümlerin doğrulanmasının bir diğer yolu, sistemin zamanla termodinamik olarak dengeye ulaştığının gösterilmesidir. şekil 21 ile konik ve 24 plakalı ısı değiştircilerinden oluşturulan eşleştirmede sistem içerisinde verilen ve alınan enerjilerin zamanla dengeye geldiği gösterilmektedir. Birincil ısı değiştircisinde yanma gazlarının birim zamanda verdiği enerji devre suyunun aldığı enerjiye eşit olurken, plakalı ısı değiştircisindeki devre suyu tarafından verilen enerji de kullanım suyunun aldığı enerjiye eşit olmaktadır.



Sayısal çözümlerin Şekil 21'dekine benzer bir biçimde doğrulanması dikdörtgenel ve 26 plakalı ısı değiştircilerinden oluşan cihaz modeli için de yapılmıştır. İkinci eşleştirme için zamanla ulaşılan termodinamik denge Şekil 22'de gösterildiği gibidir.

Sistem içerisindeki kullanım suyu, gaz, devre suyu ve duvar içerisinde zamanla depolanan enerji miktarları termodinamik dengeye doğru gidilirken sifıra yaklaşır. şekil 23, DS, KS, duvar ve gazda birim zamanda depolanan enerjideki değişimi göstermektedir.

Dikdörtgenel ısı değiştircili ve 26 plakalı ısı değiştircili sistemde birim zamanda depolanan enerjilerin değişimi Şekil 24'te



gösterildiği gibi bir önceki sistem ile aynı davranışı göstermektedir.

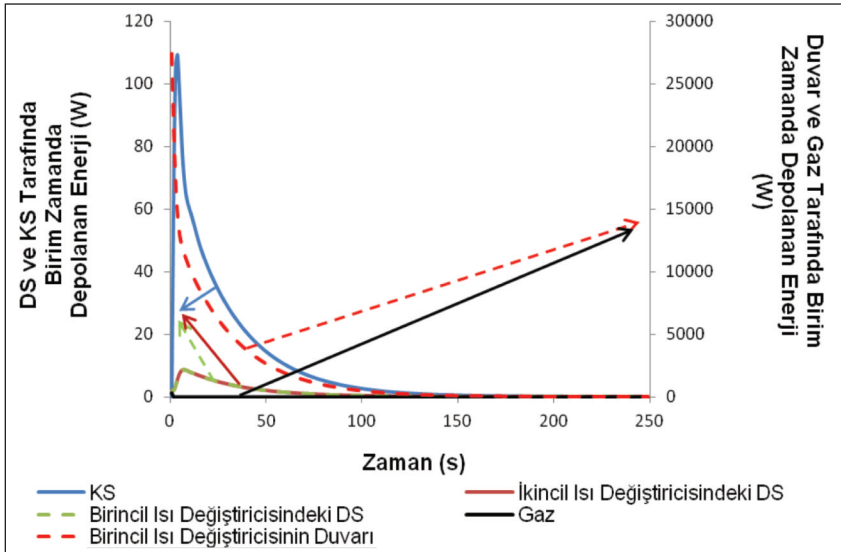
Sayısal çözüm ile elde edilmek istenen en önemli noktalardan bir tanesi konforlu çalışma şeklinde elde edilen kullanım suyu çıkış sıcaklığındaki ani düşüş ve yükseliş noktalarıdır. Konforlu çalışma şeklindeki bir cihazın ön ısıtmasından sonra yaratılan kullanıcı talebi konfor testlerinden “Bekleme Süresi Testi”ne genel olarak benzemektedir. Konfor testle-

rinin en önemlilerinden bir tanesi olan bu testteki ani yükseliş ve alçalış noktaları ve aradaki zamanın konfor açısından belirlenmiş esaslara göre yorumu testten alınan puanı etkileyen en önemli faktördür. Plakalı ısı değiştiricisinden geçen kullanım suyunun sıcaklığı ön ısıtma sonucunda ısınan devre suyu ile bir anda yükseltmektedir. Ancak cihaz yazılımından dolayı oluşan ateşleme-deki gecikme, kullanım suyunun sıcaklığında,

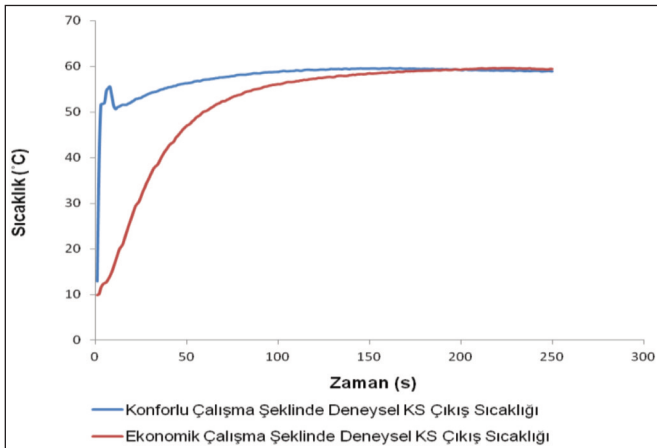
takiben bir düşüş yaratmaktadır. Bu durum Şekil 20’de ayrıntılı bir şekilde gösterilmektedir.

Bu çalışmada vurgulanmak istenen bir diğer nokta konforlu çalışma şekli ile ekonomik çalışma şekli arasındaki farktır. Kullanıcı talebi olmadığı durumlarda konforlu çalışma şeklinde enerji boşuna harcanmış olsa da Şekil 25’te deneysel olarak gösterildiği üzere kullanıcı istediği sıcaklıktaki suyu çok daha hızlı bir şekilde alabilmektedir. Bu çalışmada

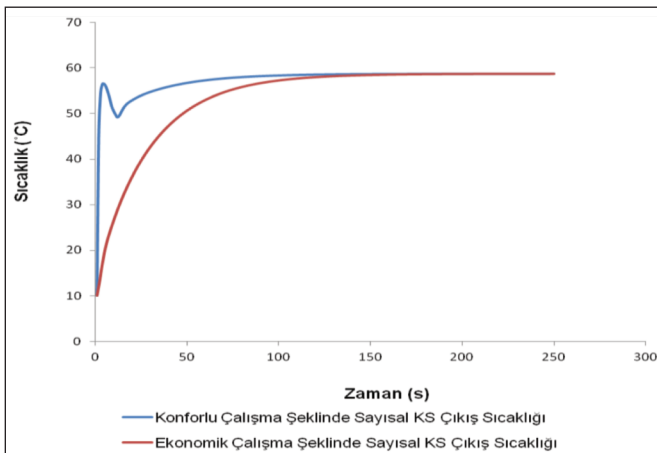
Makale



Şekil 24. Dikdörtgenel Isı Değiştiricili ve 26 Plakalı Isı Değiştiricili Sistemde KS, DS, Gaz ve Duvar Taraflarında Birim Zamanda Depolanan Enerjinin Zamanla Değişimi



Şekil 25. Konforlu ve Ekonomik Çalışma Şekillerinde Deneysel KS Çıkış Sıcaklıklarının Karşılaştırılması



Şekil 26. Konforlu ve Ekonomik Çalışma Şekillerinde Sayısal KS Çıkış Sıcaklıklarının Karşılaştırılması

kurulan matematik model ile Şekil 25'teki fark hesaplama yolu ile de gösterilmek istenmiştir. Elde edilen bu tür bir hesap algoritması ile cihazlar henüz tasarım aşamasındayken dahi sistem girdilerinde yapılan değişikliklerin çıktılar üzerindeki etkileri ölçülebilecektir. Şekil 26'da ekonomik ve konforlu çalışma şekilleri arasındaki fark sayısal KS çıkış sıcaklıkları ile gösterilmiştir.

Şekil 25 ve 26, dikdörtgenel ve 26 plakalı ısı değiştiricili cihaz sisteminin sayısal

sonuçları ve deneysel verileri referans alınarak oluşturulmuştur.

SONUÇ

Bu çalışmada kombi tipi bir ısıtma cihazı sıcak kullanım suyu sağlama fonksiyonu açısından tüm sistem parametreleri dikkate alınarak incelenmiştir. Standart bir kombi cihazının ekonomik ve konforlu çalışma şekillerinde, kullanım suyu çıkış sıcaklığının zamanla değişimi matematiksel olarak modellenmiş, sayısal olarak çözülmüş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Deneysel ve sayısal olarak gösterildiği üzere kombi tipi bir cihazın kullanım suyu sağlama konforu hazırda sıcak devre suyu tutarak büyük ölçüde artmaktadır. Ancak Şekil 9'da da gösterildiği gibi kullanıcı talebi olmadığı durumlarda da sürekli devre suyunun ısıtılması sonucu enerji boşuna harcanmış olmaktadır. Sonuç olarak, kullanım suyu konforundaki artış, verimlilikten düşüş anlamına gelmektedir. Bir cihazın sıcak kullanım suyu sağlama konforu bileşenlerinin fiziksel özelliklerine ve sistemin çalışma şekline göre değişmektedir. Bu çalışmanın en önemli kazanımlarından bir tanesi "Bekleme Süresi Testi"nin sayısal ortamda yaratılması olmuştur. Böylece cihazların bu test sonucundaki performansı sayısal çözümlerle öngörülebilecektir.

Bundan sonra yapılacak çalışmalarda EN 13203-1 tarafından belirlenen konfor testlerinin tamamı aynı sayısal algoritma kullanılarak parametrik olarak modellenecektir. Standart kombi için oluşturulan model sırayla Tablo 2’de verilen tüm gaz yakıtlı birleşik mahal/kullanım suyu ısıtma cihazları için de oluşturulacaktır.

Cihaz tasarımı aşamasında hazır modellerden faydalanılabilecek, bazı temel sonuçlar laboratuvarında deneme yapmadan bilgisayar ortamında öngörülebilir. Bu sayede test sayılarında önemli bir düşüş olacak, laboratuvarında deneme-yanılma ile harcanan zaman önlenmiş olacaktır. Cihaz tasarımlarında laboratuvarında harcanan zaman ve enerjinin büyük ölçüde azaltılması ile kurulan matematik modeller çok önemli bir amaca hizmet etmiş olacaktır.

SEMBOLLER

T_g	Birincil ısı değiştiricisinde yanma sonucu açığa çıkan gazların sıcaklığı, °C
T_{adia}	Adyabatik alev sıcaklığı, °C
T_d	Birincil ısı değiştiricisinin duvar sıcaklığı, °C
$T_{su(1)}$	Birincil ısı değiştiricisindeki devre suyu sıcaklığı, °C
$T_{su(2)}$	İkincil ısı değiştiricisindeki devre suyu sıcaklığı, °C
$T_{su(3)}$	İkincil ısı değiştiricisindeki kullanım suyu sıcaklığı, °C
T_∞	Dış ortam sıcaklığı, °C
Q_{DS}	Devre suyundan kullanım suyuna aktarılan ısı, J
R_0	Konik birincil ısı değiştiricisi iç duvar yarıçapı, m
R_1	Konik birincil ısı değiştiricisi iç ve dış duvar yarıçaplarının ortalaması, m
R_2	Konik birincil ısı değiştiricisi dış duvar yarıçapı, m
R_3	Konik birincil ısı değiştiricisinin dış yarıçapı, m
s	Birincil ısı değiştiricisinin boyu, m
z	Birincil ısı değiştiricisindeki devre suyu kanalının toplam uzunluğu, m
ρ_{gaz}	Yanma sonucu açığa çıkan gazların yoğunluğu, kg/m ³
ρ_{su}	Suyun yoğunluğu, kg/m ³

ρ_d	Birincil ısı değiştiricisi duvarının yoğunluğu, kg/m ³
h_s	Birincil ısı değiştiricisindeki devre suyunun taşınım ısı geçiş katsayısı, W/m ² -K
h_g	Birincil ısı değiştiricisindeki yanma gazlarının taşınım ısı geçiş katsayısı, W/m ² -K
$h_{su(2)}$	Plakalı ısı değiştiricisindeki devre suyu tarafının taşınım ısı geçiş katsayısı, W/m ² -K
$h_{su(3)}$	Plakalı ısı değiştiricisindeki kullanım suyu tarafının taşınım ısı geçiş katsayısı, W/m ² -K
h_∞	Dış ortamın doğal taşınım katsayısı, W/m ² -K
U_g	Birincil ısı değiştiricisinde gaz ve duvar arasındaki toplam ısı geçiş katsayısı, W/m ² -K
$U_{su(1)}$	Birincil ısı değiştiricisinde duvar ve su arasında toplam ısı geçiş katsayısı, W/m ² -K
U_{PID}	Kullanıcı talebinin olduğu durumda plakalı ısı değiştiricisinin toplam ısı geçiş katsayısı, W/m ² -K
U_{PID,δ_i}	Ön ısıtma durumunda plakalı ısı değiştiricisindeki toplam ısı geçiş katsayısı, W/m ² -K
k_d	Birincil ısı değiştiricisi duvarının ısı iletim katsayısı, W/m-K
$A_{ty,s}$	Birincil ısı değiştiricisinde duvardan devre suyuna ısı geçişinin yapıldığı toplam alan, m ²
$A_{ty,g}$	Birincil ısı değiştiricisinde yanma gazlarından duvara ısı geçişinin yapıldığı toplam alan, m ²
$A_{ka,g}$	Birincil ısı değiştiricisindeki yanma sonucu oluşan atık gazın aktığı kanalın kesit alanı, m ²
$A_{ka,s}$	Birincil ısı değiştiricisindeki devre suyunun aktığı kanalın kesit alanı, m ²
$A_{ka,d}$	Birincil ısı değiştiricisi duvarının ortalama kesit alanı, m ²
A_o	Birincil ısı değiştiricisinin dış yüzey alanı, m ²
η_{kanat}	Kanat verimliliği
c_{pg}	Gazın sabit basınçtaki öz ısısı, J/kg-K
c_{psu}	Suyun sabit basınçtaki öz ısısı, J/kg-K
c_d	Duvarın öz ısısı, J/kg-K
A_{PID}	Plakalı ısı değiştiricisindeki bir plaka yüzeyinin alanı (ısı geçiş alanı), m ²
l_{PID}	Plakalı ısı değiştiricisinin uzunluğu, m
V_{DSK}	Plakalı ısı değiştiricisindeki bir devre suyu kanalının hacmi, m ³
V_{KSK}	Plakalı ısı değiştiricisindeki bir kullanım suyu kanalının hacmi, m ³

Makale

\dot{m}_g	Yanma sonucu oluşan atık gazın debisi, kg/s
$\dot{m}_{su(1)}$	Birincil ısı değiştiricisinden geçen devre suyunun debisi, kg/s
$\dot{m}_{su(2)}$	Plakalı ısı değiştiricisinin bir kanalından geçen devre suyunun debisi, kg/s
$\dot{m}_{su(3)}$	Plakalı ısı değiştiricisinin bir kanalından geçen kullanım suyunun debisi, kg/s
$R_{t,g-d}$	Yanma gazları ve birincil ısı değiştiricisinin duvarı arasındaki toplam direnç, K/W
$R_{t,su(1)-d}$	Birincil ısı değiştiricisindeki devre suyu ve değiştirici duvarı arasındaki toplam direnç, K/W
R_{PID}	İkincil ısı değiştiricisindeki KS ve DS arasındaki toplam direnç, K/W
n	Toplam kontrol hacmi sayısı

Alt/Üst İndisler

m	İncelenen kontrol hacminin numarası
$p/p+1$	Şimdiki/bir sonraki zaman adımı
$su(1)$	Birincil ısı değiştiricisindeki devre suyu
$su(2)$	İkincil ısı değiştiricisindeki devre suyu
$su(3)$	İkincil ısı değiştiricisindeki kullanım suyu

Kısaltmalar

DS	Devre suyu
KS	Kullanım suyu
PID	Plakalı ısı değiştiricisi
DSK	Devre suyu kanalı
KSK	Kullanım suyu kanalı
GK	Giriş koşulu

KAYNAKLAR

- [1] <http://www.energystar.gov/> (12.04.2012)
- [2] http://www.oml.gov/sci/ees/etsd/btrc/pdfs/WaterHeatingTechnologiesRoadmap_9-30-2011_FINAL.pdf (12.04.2012).
- [3] <http://oee.nrcan.gc.ca/equipment/heating/806#integrated> (12.04.2012).
- [4] Opportunities for Success and CO₂ Savings from Appliance Energy Efficiency Harmonization- Part 2: An Assesment of Test Procedures and Efficiency Metrics, by Paul Waide, published March, 2011, Chapter 9 / Water Heating Appliances.
- [5] <http://www.evdeteknik.com/basincdusurucu.html>, (12.12.2012).
- [6] http://www.spiraxsarco.com/images/resources/steam-engineering-tutorials/2/13/fig_2_13_3.gif, (25.12.2012).
- [7] D. J. Bunce, S. G. Kandlikar, Transient Response of Heat Exchangers (<http://www.rit.edu/~w-taleme/Papers/Conference%20Papers/C023.pdf>)
- [8] Song-Junxiao, Lin-Guiping, Yuan-Xiugan, Transient Performances of a Two-Pass Gas-to-Gas Crossflow Heat Exchanger, J. of Thermal Science Vol 7, No. 1
- [9] Incropera / DeWitt / Bergman / Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, sixth edition, John Wiley & Sons
- [10] The European Standard EN 13203-1:2006, Gas-fired Domestic Appliances Producing Hot Water- Appliances Not Exceeding 70 kW Heat Input And 300 l Water Storage Capacity- Part 1: Assesment of Performance of Hot Water Deliveries