



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

ISI BORULU ISI GERİ KAZANIM ÜNİTELERİNİN BACA GAZI UYGULAMARINDA TEORİK VE DENEYSEL İNCELEMESİ

**H. CEM ERİŞTİRENOĞLU
TARU ENERJİ**

ISI BORULU ISI GERİ KAZANIM ÜNİTELERİNİN BACA GAZI UYGULAMARINDA TEORİK VE DENEYSEL İNCELEMESİ

Theoretical and Experimental Analysis of Heat Pipe Heat Recovery Units in Chimney Applications

H. Cem ERİŞTİRENOĞLU

ÖZET

Günümüzde enerji bedelleri özellikle ülkemizde can yakıcı düzeylere gelmiştir. Bu sebeple atılan her ısı, ısı kullanan kuruluşların kasasından kaybedilen bir değerdir. Bu noktadan hareketle atık ısıların geri kazanılmasındaki en önemli gereç, ısı geri kazanım üniteleridir. Geleneksel ısı geri kazanım ünitelerinde akışkanlar, tek bir yüzeyin iki tarafında akar ve ısı geçişi sadece bu yüzeyden ısı transferi sağlanır. Bu sebeple, geleneksel ısı geri kazanım ünitelerinde verimlilik %60'larda kalmaktadır. Isı borulu ısı geri kazanım ünitelerinde, her iki ana akışkanda, hem farklı yüzeylerden ısı borusu akışkanına ısı geçişi sağlamakta, hem de ısı borusu akışkanı hem sıvı hem de gaz fazına çıktığından, doğru tasarlandığında, toplam ısı geçişi yükselmekte, verimlilik %80'lere kadar çıkmaktadır. Ayrıca ısı borulu ısı geri kazanım bataryaları, doğru malzemeler kullanılarak, 1000-1300°C gibi çok yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılabilir. Geleneksel ısı geri kazanım ünitelerine, hem verimlilik, hem de yüksek sıcaklıklarda kullanılabilmesi özelliği ile ısı borulu ısı geri kazanım üniteleri, özellikle yüksek sıcaklıktaki bacalardan ısı geri kazanım sağlanması amacıyla kullanıma uygundur.

Bu çalışma 2 aşamalı bir analiz öngörülmüştür. Bunlar, analitik ve sayısal (numerik) analizlerdir. Kapsamlı bir analitik çalışma yapılmış ve akabinde, çalışmayı toparlayan iteratif bir algoritma geliştirilmiştir. Bu algoritmadan elde edilen sonuçlar, analitik çalışma ile ve literatürdeki deneysel çalışma ile çok az hata payıyla örtüşmüştür. Bu sebeple, bu algoritmanın ısı borulu ısı geri kazanım bataryası optimizasyonunda etkili bir şekilde kullanılabileceği ortaya çıkmıştır. Bu sonuçların ışığında, ısı geri kazanım bataryası tasarımını hızlı ve etkili bir şekilde hesaplayan, olabilecek tasarım hatalarını ortadan kaldıran, bir yazılım ortaya konulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Isı borusu, ısı geri kazanımı, baca, verimlilik

ABSTRACT

Nowadays, energy costs are extremely high, especially in our country. For that reason, each discarded energy is the lost money in the firm. Therefore, heat recovery units are the basic instrument for recovery of discarded heat. Fluids flow both sides of one layer and heat transfer occurs in traditional heat recovery units. For that reason, the efficiency of traditional heat recovery units is maximum 60%. In heat pipe heat recovery units, the contact surface area of fluids can be different. Also heat pipe fluid works in two phases as gas and liquid without a motor or pump. As a result, the efficiency of heat pipe heat recovery units can be reach to 80%. On the other hand, if heat pipe materials are selected properly, heat pipe heat recovery units can work at high temperatures as 1000-1300°C. The heat pipe heat recovery units are proper for heat recovery applications for high exhaust temperature chimneys.

This study consist of two stages analysis. These are analytic and numeric analyses. First, there are extensive analytic study completed and an algorithm which covers analytic study was developed. The results of algorithm has small differences with algorithm and experimental analyses in the literature. It is seen that, this algorithm can be used for optimization of heat pipe heat recovery units. After this, this algorithm is used a base of a software which designs heat pipe heat recovery unit.

Key Words: Heat Pipe, Heat Recovery, Chimney, Efficiency.

1. GİRİŞ

1.1. Problemin Kaynağı ve Tanımı

Isı geri kazanımında temel problem verimliliklerdir. Atılan her ısı bir maliyet içerdiğinden, ısı geri kazanımı verimliliğindeki her artış, atılan maliyetlerin, aynı verimlilikte geri kazanılmasıdır.

Bacalar en yüksek ısının atıldığı yerlerdir. Bir başka deyişle, atılan ısı düşünüldüğünde, yüksek maliyetli bir noktadır.

Geleneksel ısı geri kazanımı sistemlerinde ısı geri kazanımında genellikle iki akışkanının, bir ısı geçiş yüzeyinden sağlanan ısı geri kazanımı %50-60'larda kalmaktadır. Gizli ısı için içine girdiğinde, ısı geri kazanımı artmakta ve verimlilik %80'lere kadar ulaşabilmektedir. Bu sebeple ısı borulu ısı geri kazanım sistemleri, bacalarda ısı geri kazanımı için oldukça önemli bir kazanç taşımaktadır.

1.2. Pazarın İhtiyaçları

Sanayileşme sürecinde karlılık azaldıkça, rekabet arttıkça, maliyetler en önemli parametre haline gelmiştir. Maliyetler bazında, işlem süreçleri ve hammadde fiyatlarında iyileştirme yaparken, dünyada enerji fiyatları göreceli olarak artmıştır. Bu sebeple enerji girdi bedelleri ile enerji verimliliği en önemli maliyet kalemlerinden biri haline gelmiştir. Bu sebeple bacadan atılan ısıdan geri kazanım, günümüzde çok önemli bir hal almıştır. Çok değil, 1990'larda tekstilde ram kurutmalarda, atık ısıdan geri kazanım düşünülmezken, günümüzde atık ısı geri kazanımsız cihazların satışı bile düşünülemez olmuştur.

Enerji bedelleri ile birlikte, bacalardan ısı geri kazanımında, yıllarca yoğunlaşma sorunu, kazanılan ısıda bir sınır oluşturmuştur. Yoğunlaşmanın negatif etkileri çözümlendikçe, ısı geri kazanımındaki sınırlar aşılmış ve baca gazlarında sıcaklıklar, yoğunlaşma sıcaklığının altına inebilmiştir.

Bu sınır aşıldıkça, bu sefer kazanılan ısıda en önemli sorun, verimlilik haline gelmiştir. Isı borulu ısı geri kazanım üniteleri, verimlilik sorununun çözümünde önemli avantajlara sahiptir.

2. ISI BORUSU HESAPLAMALARI:

Evaporatör tarafında ısı geçişi

$$Q_e = m_e \cdot (T_{e, çıkış} - T_{e, giriş}) \quad (1)$$

Kondenser tarafında ısı geçişi

$$Q_k = m_k \cdot (T_{k, çıkış} - T_{k, giriş}) \quad (2)$$

Buradan hata analizi aşağıdaki formülden hesaplanır:

$$WQ = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial m} W\dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{çıkış}} WT_{çıkış} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{giriş}} WT_{giriş} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

Matematiksel ortalama ısı geçişi:

$$Q_{ort} = 0.5 \cdot (Q_e + Q_k) \quad (4)$$

Evaporatör dış termal direnç :

$$Z1 = \frac{1}{h_{eo} \cdot A_{eo}} \quad (5)$$

Kondenser dış termal direnç :

$$Z9 = \frac{1}{h_{ko} \cdot A_{ko}} \quad (6)$$

Gaz tarafı ısı geçişi katsayısı :

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{D_o} \quad (\text{Hewitt'ten alınmıştır, 1994}) \quad (7)$$

Zukauskas (1987) korelasyonları kullanılmıştır. Nusselt sayısı, Reynolds sayısının boru çapına bağlı bir korelasyonudur. Buna göre düz ve çapraz dizilişli ve boru sayısı 16'dan büyük ($Nr > 16$) olduğu durumda Zukauskas korelasyonu;

Çapraz dizilişte

$$Nu, h = 0,35 \left(\frac{St}{St'} \right)^{0,2} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \quad (10^3 < Re < 2 \times 10^5) \quad (8)$$

Düz Dizilişte

$$Nu, h = 0,27 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36} \quad (10^3 < Re < 2 \times 10^5) \quad (9)$$

Boru sayısının 13 ve 13'dan küçük olduğu durumda

$$N_u \Big|_{Nr < 16} = F \overline{N_u} \Big|_{Nr \geq 16} \quad (10)$$

Burada F katsayısı aşağıdaki tablodan alınır:

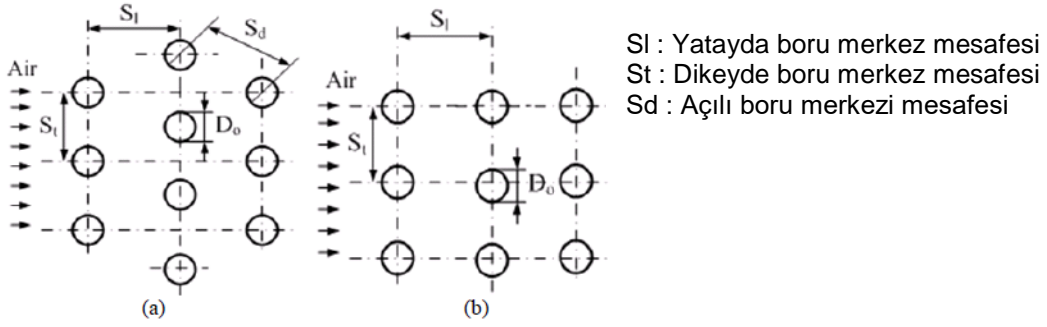
TABLO 1: F katsayısı tespit tablosu

nt	1	2	3	4	5	7	10	13
Düz sıralı	0,70	0,80	0,86	0,90	0,93	0,96	0,98	0,99
Çapraz sıralı	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99

Reynolds Sayısı ve Prandl sayısı aşağıdaki ifadelerle tanımlanmıştır.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D_f}{\mu} \quad (11)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (12)$$



Şekil 1- Boru Diziliş Geometrijleri

Hava girişinde maksimum hızlar düz ve çapraz dizilişte aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

Sıralı Dizilişte

$$V_{max} = \left[\frac{St}{St-D} \right] \cdot V \quad (13)$$

Çapraz Dizilişte

$$V_{max} = 2 \cdot \left[\frac{St}{Sd-D} \right] \cdot V \quad (14)$$

Evaporatör (Z_2) ve kondenser yüzeylerinde (Z_8) duvar dirençleri aşağıdaki formüllerle hesaplanır :

Evaporatör Yüzeyinde

$$Z_2 = \frac{\ln \left(\frac{D_o}{d_i} \right)}{2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot k} \quad (15)$$

Kondenser Yüzeyinde

$$Z_8 = \frac{\ln \left(\frac{D_o}{d_i} \right)}{2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot k} \quad (16)$$

Z_3 ve Z_7 dahili dirençlerdir. Biri çalışan akışkanın boru dibinde havuz kaynama direnci (Z_{3p} olarak adlandırılmıştır.) iken diğeri boru kenarında film kaynama direncidir. (Z_{3f} olarak adlandırılmıştır.)

Soğutucu Akışkanın Havuz Kaynama Direnci

$$Z_{3p} = \frac{1}{\phi_1 g^{0.2} Q^{0.4} (\pi D L_e)^{0.6}} \quad (17)$$

Soğutucu Akışkanın Boru Kenarı Film Direnci

$$Z_{3f} = \frac{0.235 Q^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} L_e \phi_2^{4/3}} \quad (18)$$



Burada;

$$\phi_1 = \frac{\rho_1^{0.65} k_1^{0.3} C_{p,1}^{0.7} \left[\frac{P_v}{P_a} \right]^{0.23}}{\rho_v^{0.25} \lambda^{0.4} \mu_1^{0.1}} \quad (19)$$

$$\phi_2 = \left(\frac{\lambda k_1^3 \rho_1^2}{\mu_1} \right)^{0.25} \quad (20)$$

Çalışan sıvının kondenser bölümünde kaynama film direnci:

$$Z_7 = \frac{0.235Q^{1/3}}{D_1^{4/3} g^{1/3} L_c \phi_2^{4/3}} \quad (21)$$

Z4 ve Z6 dahili dirençleri, evaporatör ve kondenser bölümlerinde gaz sıvı ara fazında oluşan dirençlerdir. Z5 evaporatör ve kondenser bölümlerinde basınç düşümünden gelen ısı dirençtir. Z10 ise boru duvarında gerçekleşen aksiyal dirençtir. Bu 4 direnç değerleri çok küçük çıktığından hesaba katılmamıştır. Burada toplam ısı direnç tüm dirençlerin toplamıdır.

Toplam ısı direnç

$$Z_{toplam} = Z1 + Z2 + Z3 + Z4 + Z5 + Z6 + Z7 + Z8 + Z9 + Z10 \quad (22)$$

Hava ön ısıtıcı ısı borulu ısı değiştirici için toplam ısı geçişi katsayısı :

Toplam ısı geçişi katsayısı

$$UA_{toplam} = \frac{1}{(Z1+Z2+z3+z7+z8+z9)} \quad (23)$$

Toplam ısı transferi

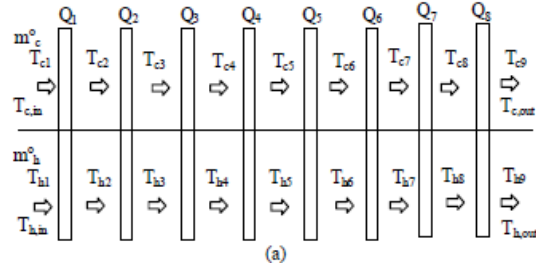
$$Q = UA \Delta l m t d \quad (24)$$

Burada ısı borulu ısı değiştirici boyunca sıcaklık farkı:

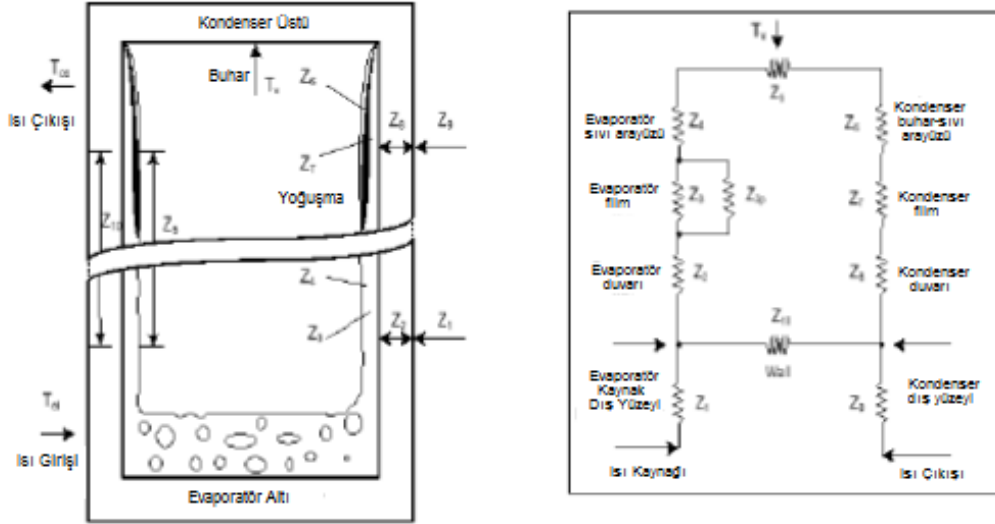
$$\Delta l m t d = \frac{(T_{e,giriş} - T_{k,giriş}) - (T_{e,çıkış} - T_{k,çıkış})}{\ln \left(\frac{T_{e,giriş} - T_{k,giriş}}{T_{e,çıkış} - T_{k,çıkış}} \right)} \quad (25)$$

Burada:

- A = Alan (m²)
- D = Boru Çapı (m)
- F = Emprilikal sabit
- h = Isı transfer katsayısı (W/m²K)
- k = Isı iletin katsayısı (W/m²K)
- n = Boru sayısı
- Q = Isı Geçişi (W)
- $\Delta_{lmt d}$ = Log ortalama sıcaklık farkı (°C)
- m = Kütleli debi (kg/sn)
- L = Uzunluk (m)



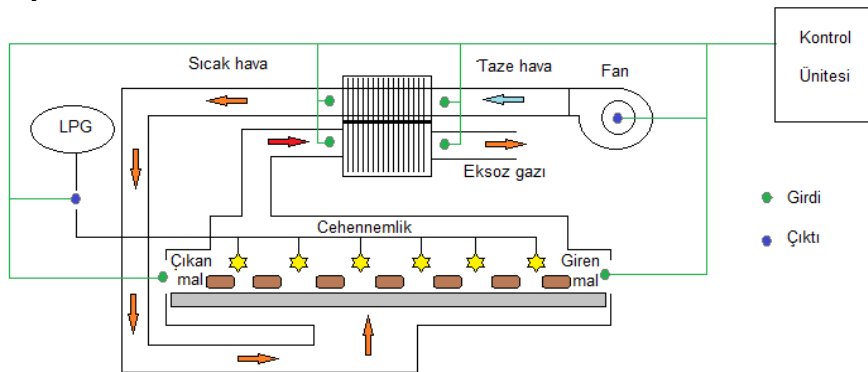
Şekil 2- Isı borusunda sırala arası sıcaklık tanımları



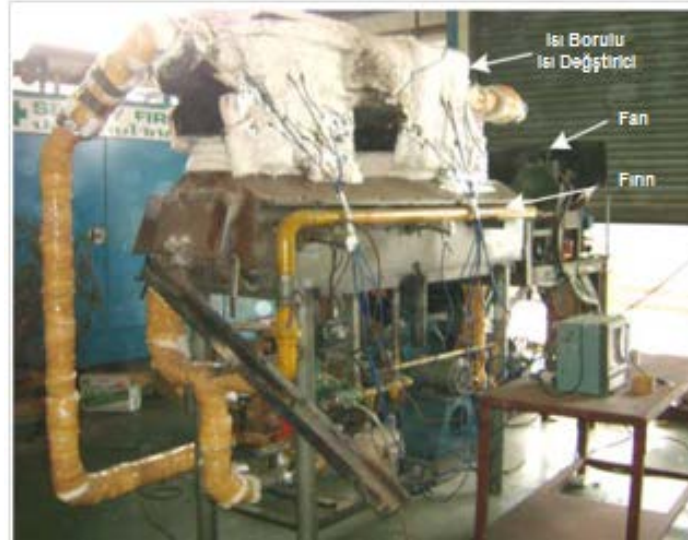
Şekil 3- Isı Borusunda Dirençlerin yeri ve diagramı [1].

3.1 DENEY DÜZENEGİ

Deney düzeneğinde ortamdaki emilen hava (40°C) öncelikle ısı borulu ısı değiştiricinin soğuk kısmından geçerek ısıtılmakta, sonrasında cehennemliğe gelerek burada LPG yakıtına katkı sağlayarak yanma meydana gelmekte ve bantla giren pirinç malzemenin ısı işleminden geçirmektedir. Cehennemlikten çıkan egzoz gazı ısı borulu ısı değiştiricinin sıcak kısmından geçerek ısıyı bırakmakta ve soğuyarak çıkmaktadır. Deney düzeneğinde kontrol sistemi ile ısı borulu ısı değiştirici üzerinde 14 noktada, ortam havasında, giren mal noktasında, çıkan mal noktasında sıcaklık okunmaktadır. Ayrıca fan hızı ve LPG miktarı sabit kılınmak üzere kontrol edilmektedir.



Şekil 4: Deney düzeneği şeması



Şekil 5- Deney düzeneği

Isı Borulu Isı Değiştiricinin Ölçüleri :

Evaporatör	: 150mm,
Ara Bölüm	: 50mm
Kondenser	: 150mm
Her sırada 8 boru, 6 sıra, toplamda 48 boru	
Boru dizilişi	: Düz ve Çapraz
Kanal Çapı	: 280mmx240mm

Isı Borusu Özellikleri :

Boru dış çapı	: 25mm
Boru iç çapları	: 20mm. ve 13mm
Boru boyu	: 350mm
Çalışma akışkanı	: Su
Doluluk oranı	: %50

Kontrol Ekipmanları :

Kondenser ve evaporatör kısımlarına toplamda 14 adet K-tip termometre (Omega $\pm 1^{\circ}\text{C}$ hassasiyetli) sıcaklıkları okumak için konulmuştur. 20 giriş kanallı, $-200\div 1000^{\circ}\text{C}$ aralıklı, $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ hassasiyetli Yokogawa DX200 ile veriler kaydedilmiştir.

± 0.1 m/sn hassasiyetli Testo 445 ile taze hava debisi ölçülmüştür.

Kontrollü Parametreler:

Çalışan sıvı	: Su
Boruyu doldurma oranı	: %50
Hava Giriş sıcaklığı	: 40°C
Eksoz giriş sıcaklıkları	: 370,390,420 $^{\circ}\text{C}$

3.2 DENEY SONUÇLARI:

Düz sıralı kalıpta, iç çap 20mm. ve 13mm. olmak üzere, 8 sır ve, 6 kolonlu ısı borulu ısı değiştiricinin 0,0092 kg/sn ila 0,0098 kg/sn arasındaki debiler için Şekil 6'da sıcak gaz sıcaklığının ısı geçişi üzerindeki etkisi sıcaklık 370°C 'den 420°C 'ye çıktığında ısı geçişi 1649,1 Watttan, 1996,6 Watta çıkmaktadır. Şekil 7'de ise çapraz kalıptaki değişiklikleri vermektedir. Sıcaklık 370°C 'den 420°C 'ye çıktığında ısı geçişi 1771,8 Wattan, 2273,6 Watta çıkmaktadır. Sonuçta düz boru dizilişinde ısı geçişi 1996,6 Watt iken, çapraz boru dizilişinde ısı geçişi 2273,6 Watta çıkmaktadır. Çapraz boru dizilişi, düz boru dizilişine nazaran %13,8 daha verimlidir.

Bu arada, giriş sıcaklığı yükseldikçe, giriş sıcaklığı ile fark arttığından, toplam ısı geçişi artmaktadır. Isı değiştiricide geometri, diziliş ve iç boru çapına göre yakıt kullanımına etkisi incelendiğinde, 370°C 'de çapraz dizilişte, hiç ısı geri kazanım kullanılmadığında 0,48 kg/h yakıt kullanılırken, 20mm boru iç çapında 0,43kg/h, 13mm boru iç çapında 0,38 kg/h yakıt kullanılmaktadır. 420°C 'de çapraz dizilişte, hiç ısı geri kazanım kullanılmadığında 0,57 kg/h yakıt kullanılırken, 20mm boru iç çapında 0,50kg/h, 13mm boru iç çapında 0,49 kg/h yakıt kullanılmaktadır. Böylece 370°C 'de maksimum %21 yakıt

tasarrufu, 420 °C'de maksimum %14 yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Burada yanma odasının verimliliği etkendir.

Tablo 2: Deney Sonuçları

Deney Sonuçları	Boru dizilişi	Eksoz sıcaklığı Boru iç çapı Birim	370°C		IGK yok	390°C		420°C		IGK yok
			13	20		13	20	13	20	
Isı Geçişi	D	W	1335	1693		1580	1745	1812	2010	
Isı Geçişi	Ç	W	1350	1649		1750	1895	2083	2273	
Yakıt miktarı	D	kg/h	0,353	0,417	0,485			0,505	0,522	0,575
Yakıt miktarı	Ç	kg/h	0,379	0,421				0,493	0,575	

4.1 MATEMATİKSEL MODELLEME VE BİLGİSAYAR HESAPLAMASI

Bu çalışmanın dayandığı matematiksel modelleme Wangniparnto'nun 2003'teki modeline benzerdir. Wangniparnto 2003 programı normal sıcaklıklarda (90-150°C) yapılmış simülasyondur. Bu simülasyon orta sıcaklıkta (370-420°C) yapılmış bir simülasyondur ve sıcak pirinç dövme işleminde, yandaki akış şemasında da görüldüğü üzere, ön hava ısıtmayı hesaplamaktadır. İlk önce, ısı borulu ön hava ısıtıcı ısı değiştiricinin, ölçü verilerini ve giren ve çıkan akışkanları ve çalışma sıvını giriyoruz. İkinci olarak, hava ve eksoz gazının sıcaklığını giriyoruz. Üçüncü olarak hesaplamayı yapıyoruz. Dördüncü olarak verim ve basınç kaybında optimum noktayı veren sıra sayısını tespit ediyoruz.

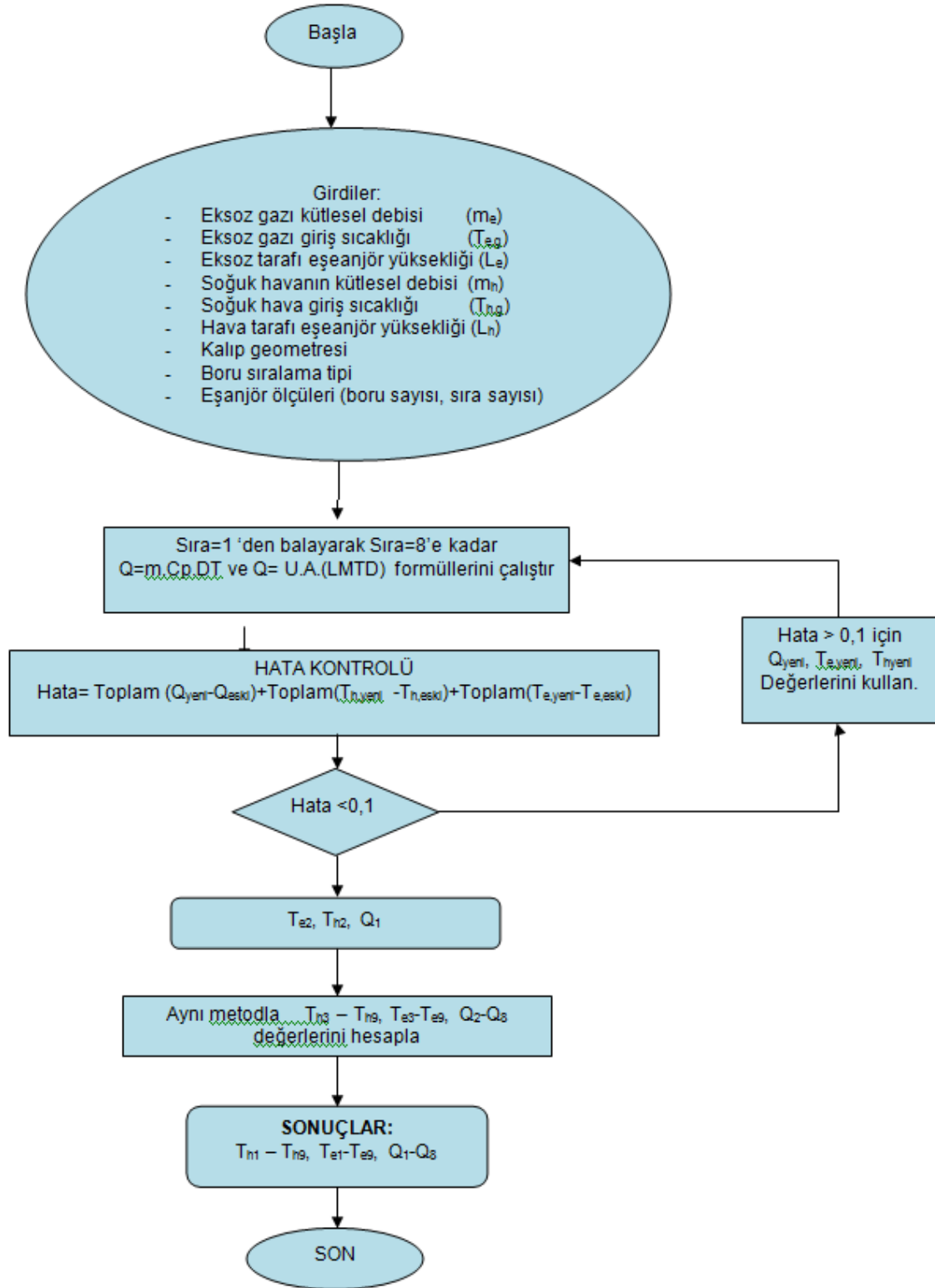
4.2 HESAPLAMA SONUCU:

Algoritma ile yapılan hesaplamalarla , deneysel veriler arasında standart deviasyon \pm %10 içinde kalmıştır.

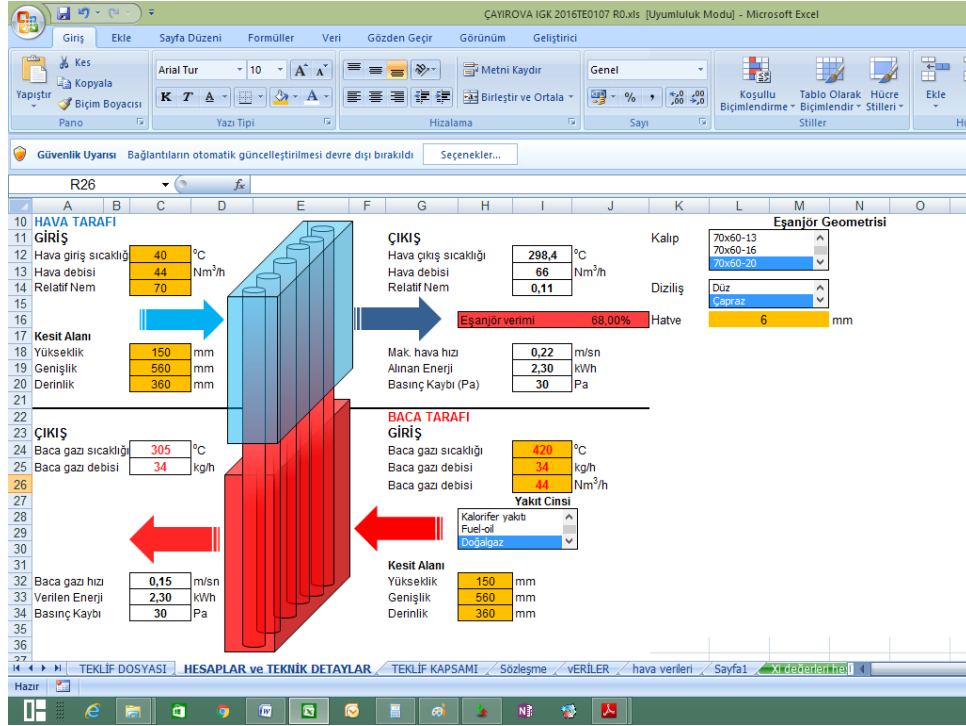
Tablo 3: Hesaplama sonuçları

Hesap kriteri	Boru dizilişi	Eksoz sıcaklığı Boru iç çapı Birim	370°C		390°C		420°C	
			13	20	13	20	13	20
Isı Geçişi	D	W	1310	1680	1600	1690	1830	2000
Isı Geçişi	Ç	W	1550	1810	1830	1960	2100	2300
Yakıt miktarı	Ç	kg/h	0,385	0,432			0,493	0,575

Bu araştırma, endüstride baca gazlarından atılan ısının verimliliği yüksek şekilde geri kazanılması amacıyla, yüksek sıcaklıklara uygun ısı borulu ısı geri kazanımı yönteminin kullanılmasına yönelik bir hesaplama ve seçim yönteminin oluşturulması çalışmasıdır. Bu sebeple Excel tabanında bir program hazırlanmıştır. Aşağıda örnek ekran görüntüsü bulunmaktadır.



Şekil 7- Matematiksel hesaplama algoritması



Şekil 8: Deney sonuçlarının programa oturtulması

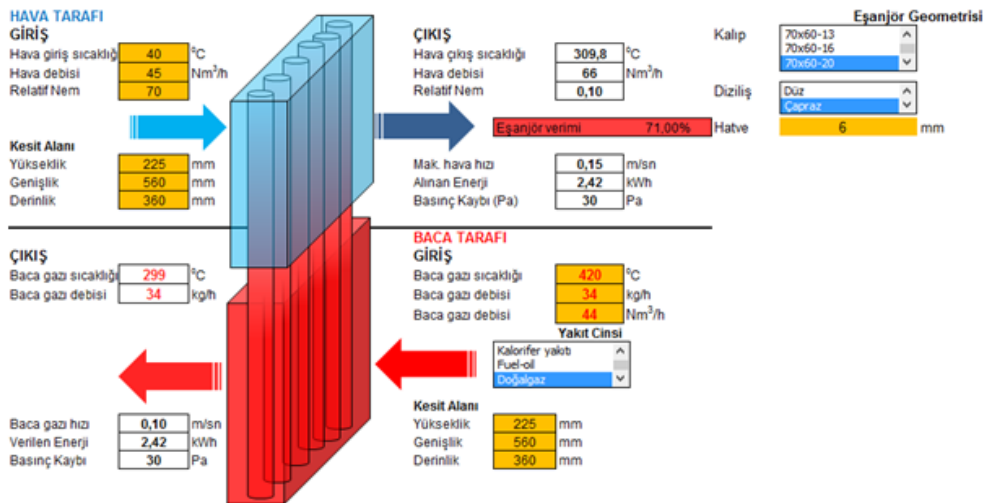
Bu aşamadan sonra yazılımı kullanarak verimliliği yükseltecek tasarıma gidebiliriz. Burada ana unsur, akışkan geçiş yüzeyini arttırmak olacaktır. Böylece hem ısı geçişi yüzeyi artacak, hem de akışkan geçiş hızları düşecektir. Böylece, akışkanlara ait her kütle uzun süre ısı boruları ile kontak halinde kalacaktır. Böylece ısı geçişi artacak ve verimlilik yükselecektir.

Bu noktada, Eşanjör yüksekliklerini arttırdığımızda;

Hava tarafı yükseklik: 150mm → 225mm yapılmıştır.

Eksoz tarafı yükseklik: 150mm → 225mm yapılmıştır.

Böylece toplam yüzey %50 artırılmıştır ve daha önce yapılan tasarımda verimlilik %68 ve toplam ısı geçişi 2.3 kW iken, yeni tasarımda verimlilik %71 ve toplam ısı geçişi 2,42 kW olmuştur.



Şekil 9: Programda daha verimli tasarım çalışması

GÖRÜŞ

Öncelikle, ısı borulu ısı değiştiricili ve ısı borulu ısı değiştiricisiz durumları karşılaştırdığımızda, ısı borulu ısı değiştirici %14 yakıt tasarrufu sağlamaktadır. Bu tasarım verimi arttığında %16'lara çıkmaktadır. Ayrıca ısı borulu ısı değiştiricilerde tamamen izotermal bir durum oluşmaktadır. Bu ölçülebilir bir durum oluşturmaktadır. Çapraz ve düz boru dizilişleri arasında çapraz boru dizilişi daha fazla verimlidir. Matematiksel modelleme burada deneysel verilerle %10'luk fark içinde kalmaktadır.

SONUÇ

Bu araştırma, ısı borulu ısı değiştiricilerde deneysel bir prototip hazırlayarak, matematiksel modellemeye referans oluşturmak ve buradan hareketle daha verimli ısı değiştiricileri kolaylıkla hesaplamayı amaçlamaktadır. Hesaplamalar uzun süre tuttuğundan, tasarımda hangi parametreyi değiştirdiğimizde ne kadar verim artışı sağlanacağını ortaya koymaya çalışılmıştır.

Temel sonuçlarımız aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Isı borulu ısı değiştirici ile daha az yakıt tüketilmektedir.
- Deneysel sonuçları %10 hata payı içinde matematiksel olarak tanımlanabilmektedir.
- Buradan hareketle daha verimli ısı borulu ısı değiştirici tasarımı yapmak için Microsoft Excel tabanlı bir yazılım hazırlanmıştır.
- Bu yazılım sonucunda dakikalar içerisinde yüksek verimli ısı değiştirici tasarımı yapmak mümkündür.

KAYNAKLAR

- [1] Faghri, Amir, 1995, "Heat Pipe Science and Technology", Taylor&Francis
- [2] Ashrae Handbook 2002, Fundamentals, Handbook Editor, ASHRAE, 1791 Tullie Circle, Atlanta,
- [3] Industrial Waste Heat Recovery, Using a Loop Thermosyphon Heat Exchanger , A. Akbarzadeh and V. Dube , Energy CARE Group, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering RMIT University
- [4] Babak Rashidian, 1984, "Modeling of Heat Pipe Heat Exchangers for heat recovery", Sixth Annual Industrial Energy Technology Conference Volume I, 115-119
- [5] Fletcher Murray, 1984, "Heat Pipes: An Industrial Application", Sixth Annual Industrial Energy Technology Conference Volume I, Houston, TX, April 15-18, 1984
- [6] Huang Wei1 and You Hongjun2* , 2011, "Recovery energy from the separated and gravity type of heat pipe exchanger in China", Journal of Petroleum and Gas Engineering Vol. 2 (1), pp. 1-6, January 2011

ÖZGEÇMİŞ

H. Cem ERİŞTİRENOĞLU

1966 yılı Sivas doğumludur. 1993 yılında Boğaziçi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2005 yılından bugüne TARU Enerji ve Tasarruf San.Tic.Ltd.Şti.'de Arge Müdürlüğü ve Genel Müdürlük görevini sürdürmektedir.