

Çapraz Akışlı Paralel Borulu Boru Demetinde Entropi Üretiminin Analitik ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Alper YILMAZ^{*1}, Tuncay YILMAZ²

¹Çukurova Üniversitesi, Mühendislik -Mimarlık Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Adana

²Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Osmaniye

Geliş tarihi: 22.01.2016

Kabul tarihi: 14.03.2016

Özet

Sıcak atık gazlardan sıvıya ısı transferinde en çok kullanılan ısı eşanjörlerinden biri de çapraz akışlı boru demeti ısı eşanjörleridir. Boru dışından genelde gaz ve boru içinden de sıvı akmaktadır. Son yıllarda ısı eşanjörlerinin boyutlandırılmasında en önemli kriter olarak minimum entropi üretimi esas alınmaktadır. Bu çalışmada, sabit duvar sıcaklığında boru dışından akan havanın ısı transferinden ve basınç kaybından dolayı entropi üretiminin hesaplanması için gerekli eşitlikler çıkarılmış ve ölçülen değerlerden hem ısı transferi hem de basınç kaybından dolayı entropi üretimleri belirlenmiş ve bulunan değerler tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı eşanjörü, Boru demeti, Isı transferi, Basınç kaybı, Entropi üretimi

Analytical and Experimental Investigation of Entropy Generation for an In-line Cross-flow Tube Bank

Abstract

One of the most commonly used heat exchangers for waste heat recovery from hot flue gases is cross-flow tube bank heat exchangers. Generally, gas flows outside of the tubes and liquid flows inside the tubes. In recent years, minimum entropy generation is taken as the most important criterion for the dimensioning of heat exchangers. In this study, equations are derived for the calculation of entropy generation due to both heat transfer from hot flue gases that flows outside of the tube bank and pressure losses at constant wall temperature. Generated entropies are determined both due to heat transfer and due to pressure losses and they are discussed.

Keywords: Heat exchanger, Tube bank, Heat transfer, Pressure loss, Entropy generation

* Yazışmaların yapılacağı yazar: Alper YILMAZ, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Adana. alpyil@cu.edu.tr

1. GİRİŞ

Çapraz akışlı boru demeti ısı eşanjörleri bilhassa ısı geri kazanımında en çok kullanılan ısı eşanjörlerinden biridir. Bu ısı eşanjörlerinde gaz tarafı kirlilik oranı egzoz gazlarından olduğu gibi yüksek olduğundan kanatçiksız borular tercih edilmektedir.

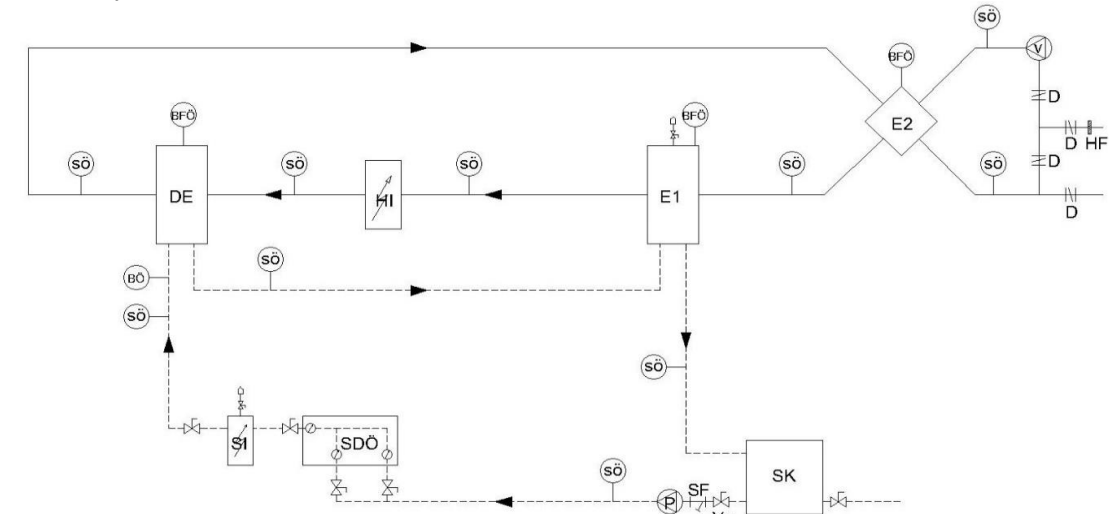
Isı eşanjörlerinin optimum tasarımı için çeşitli yöntemler önerilmektedir [1, 2]. Bu yöntemlerde genel olarak verilen bir basınç kaybında ve ısı aktarımında minimum ısı eşanjör kesit alanı [3-6] veya minimum ısı eşanjör hacmi [7-10] hedef alınmaktadır. Bazılarında ise verilen bir basınç kaybı ve ısı aktarımında minimum eşanjör ilk yatırım ve işletme maliyeti istenmektedir. [1]. Ancak termodinamik açıdan en uygun görülen ısı eşanjöründe ısı transferi ve basınç kaybı açısından minimum entropi üretiminin hedeflenmesidir [11].

Bunun için bu çalışmada, hem ısı transferi hem de basınç kaybından dolayı entropi üretimi incelenmiştir.

2. DENEY DÜZENEGİ

2.1. Deneysel Düzeneginin Şematik Görünümü

Deneysel düzenegi Şekil 1’de şematik olarak gösterilmiştir. V vantilatörüyle dışarıdan emilen hava, atık hava ile çapraz akışlı levhalı bir ısı eşanjörü olan E2 de ön ısıtmaya tabi tutulmaktadır. Bu hava ısınmış su ile de bir miktar daha ısıtılarak hava ısıtıcısı (HI)’nda istenen sıcaklığa getirilerek deneysel eşanjörü (DE)’ne verilmektedir. Burada soğutma kulesinde soğutulmuş ve sabit bir sıcaklıkta tutulmak için su ısıtıcısı (SI)’ndan geçirilen su havayı soğutmak için kullanılmaktadır. Buradan çıkan su DE deneysel eşanjörüne verilerek ısıtılmaktadır. Deneysel eşanjöründen çıkan hava, E2 eşanjöründe sıcaklığı düşürüldükten sonra atmosfere atılmaktadır. Deneysel eşanjöründe ısıtılan su da sıcaklığı E1 eşanjöründe düşürülmekte ve sonra da soğutma kulesi (SK) da sıcaklığı tekrar düşürülerek, P pompası vasıtasıyla su ısıtıcısına gönderilmektedir.



DE	Deneysel eşanjörü	SF	Su filtresi	SDÖ	Su debisi ölçer
D1	temiz hava / sıcak su eşanjörü	Va	Vana	SÖ	Sıcaklık ölçer
D2	Atık hava / temiz hava eşanjörü	P	Pompa	BÖ	Mutlak basınç ölçer
H1	Hava ısıtıcısı	D	Hava damperi	BFÖ	Basınç farkı ölçer
SI	Su ısıtıcısı	HF	Hava damperi	V	Vantilatör

Şekil 1. Deneysel düzeneginin şematik görünümü

Deney düzeneği ve ölçme sistemleri hakkında ayrıntılı bilgi daha önceki bir çalışmada verilmiştir [13].

2.2. Deney Eşanjörü

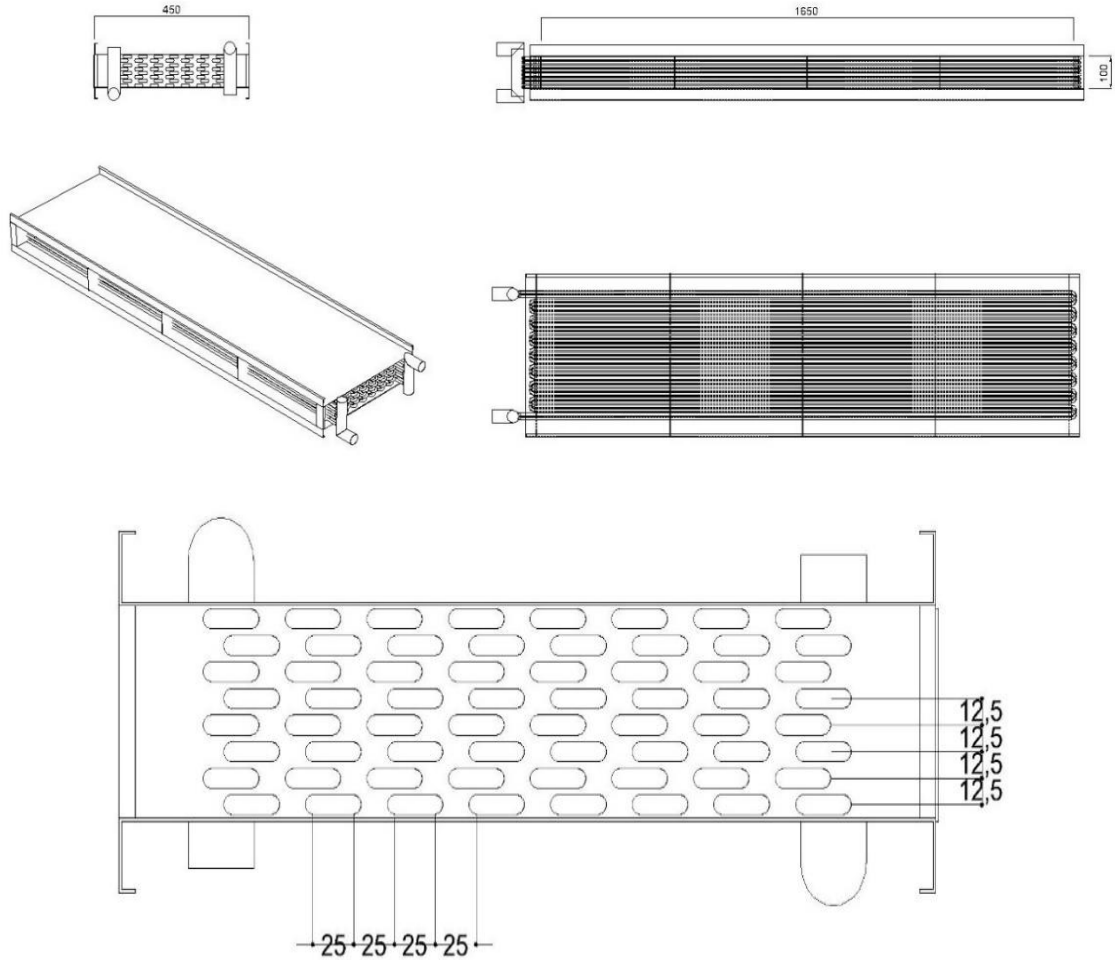
Deney eşanjörü saptırılmış borular şeklinde olup, görünüm ve boyutları Şekil 2 ve 3'te gösterilmiştir.

2.4. Ölçümler

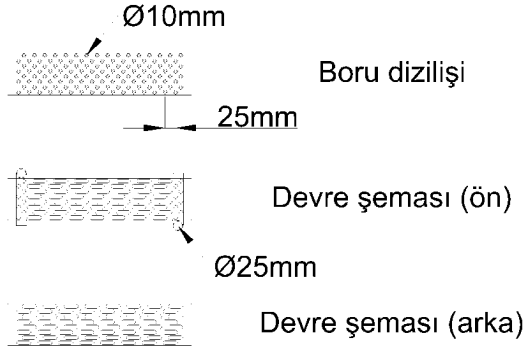
Sistemde tüm eşanjörler, hava ve su ısıtıcıları ile soğutma kulesi giriş ve çıkış sıcaklıklarını

belirlemek için PT100 sensörleri kullanılmaktadır. Eşanjörlerin giriş ve çıkışlarında basınç farkları ölçülecek duruma getirilmiştir. Şekil 1'de deney düzeneği akış şeması üzerinde ölçüm noktaları gösterilmiştir.

Su debisi debi değerine göre rotametre 1, rotametre 2 ve elektronik debi ölçer ile ölçülmüştür. Bunların kalibrasyon eğrileri çıkarılmış olup, Şekil 4, 5 ve 6'da gösterilmiştir. Hava debisi ölçümü ise pitot tüpü yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Buradaki ve deney eşanjöründeki basınç farkları basınç fark sensörleri ve data logger üzerinden bilgisayara aktarılmıştır.



Şekil 2. Deney eşanjörünün (DE) görünümü ve boyutları



Şekil 3. Deneysel eşanjörün (DE) boru dizilimi ve devre şeması

3. DENEY DÜZENİNDE YAPILAN ÖLÇÜMLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

3.1. Transfer Edilen Isı ve Basınç Kaybının Belirlenmesi

Deneysel eşanjöründe transfer edilen ısı

$$\dot{Q}_h = \dot{M}_h c_{ph} (T_{hg} - T_{hç}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{M}_s c_{ps} (T_{sç} - T_{sg}) \quad (2)$$

Eşitlikleriyle belirlenmiştir. \dot{M}_h ve \dot{M}_s ölçülen su ve hava debileri olup, c_{ph} ve c_{ps} de

$$T_{hm} = \frac{T_{hg} + T_{hç}}{2} \quad (3)$$

$$T_{sm} = \frac{T_{sç} + T_{sg}}{2} \quad (4)$$

Şeklinde hesaplanan ortalama hava ve su sıcaklıklarında belirlenen havanın ve suyun özgül ısılarıdır. Ölçülen sıcaklıklar yardımıyla \dot{Q}_h ve

\dot{Q}_s belirlenmiş ve transfer edilen ısı \dot{Q} olarak da bunların ortalaması alınmıştır:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_s}{2} \quad (5)$$

Deneysel eşanjöründe basınç kaybı ΔP basınç fark ölçer tarafından doğrudan ölçülmüştür. Deneysel eşanjöründe akış yönünde borular arası mesafe s_L ve akışa dik yönde mesafe s_T aşağıdaki şekilde d boru dış çapı ile boyutsuz hale getirilmiştir:

$$s_T^* = \frac{s_T}{d} \quad (6)$$

$$s_L^* = \frac{s_L}{d} \quad (7)$$

Deneysel eşanjöründe ilgili değerler aşağıda verilmiştir.

$$\frac{u_{\max}}{u} = \frac{5}{3} ; N_L = 32 ; N_T = 16 ; s_T^* = 2.5 ; s_L^* = 1.25 \quad (8)$$

Burada u_{\max} boru demeti içindeki en yüksek hava hızı, u eşanjöre girmeden önceki borusuz eşanjördeki hava hızı, N_L ve N_T akış yönünde ve akışa dik yöndeki boru sayılarıdır.

3.2. Entropi Üretiminin Hesaplanması

Bir akışta entropi üretimi,

$$\sum \dot{M}_g s_g - \sum \dot{M}_ç s_ç + \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{ür} = \Delta S \quad (9)$$

eşitliğinden belirlenir. Burada g girişi ve $ç$ de çıkışı sembolize etmektedir. Sürekli akışta $\Delta S = 0$ olacağından, üretilen entropi,

$$\dot{S}_{ür} = \sum \dot{M}_{\zeta} s_{\zeta} - \sum \dot{M}_g s_g - \sum \frac{\dot{Q}}{T} \quad (10)$$

Eşitliğinden bulunmalıdır. Bu eşitlikte toplam yerine integral yazılarak,

$$\dot{S}_{ür} = \dot{M} (s_{\zeta} - s_g) - \int_g^{\zeta} \frac{d\dot{Q}}{T} \quad (11)$$

şekline gelir. Bu eşitliğin diferansiyel yazımı da,

$$d\dot{S}_{ür} = \dot{M} ds - \frac{d\dot{Q}}{T} \quad (12)$$

şekindedir. Buradaki ds entropi farkı ve iç enerjiler aşağıda verilen eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir. Burada akışkan, deney eşanjöründe de kabul edilebileceği üzere, ideal gaz olarak kabul edilmiştir.

$$T ds = du + p dv \quad (13)$$

$$h = u + p v \quad (14)$$

$$du = dh - p dv - v dp \quad (15)$$

$$T ds = dh - v dp \quad (16)$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} dp \quad (17)$$

$$ds = \frac{dh}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (18)$$

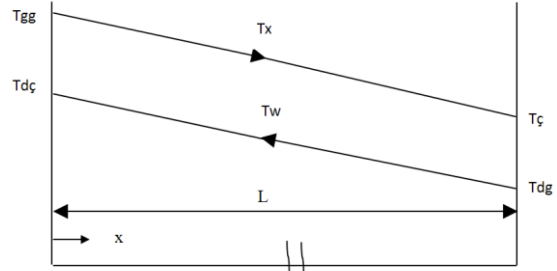
Eşitlik 12 entegre edildiğinde ve ds için Eşitlik 18 kullanıldığında, Eşitlik 19 elde edilir:

$$\dot{S}_{ür} = \dot{M} \left[\int \frac{dh}{T} - R \int \frac{dp}{p} \right] - \int \frac{d\dot{Q}}{T_d} \quad (19)$$

Bu eşitliğin entegrasyonundan da Eşitlik 20 bulunur:

$$\dot{S}_{ür} = \dot{M} \left[c_p \ln \frac{T_{\zeta}}{T_g} - R \ln \frac{P_{\zeta}}{P_g} - \int \frac{d\dot{Q}}{T_d} \right] \quad (20)$$

Şekil 4'te deney eşanjöründeki hava ve su tarafındaki sıcaklık değişimleri şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4. Deney eşanjöründe gaz ve duvarın sıcaklık değişimi

Kullanılan ısı eşanjöründe (DE) duvar sıcaklığı su sıcaklığına eşit alınabilir. Ayrıca eşanjör boyunca sıcaklık değişimi de lineer kabul edilebilir. Bu durumda duvar sıcaklığı için Eşitlik 21 yazılabilir:

$$T_d = (1 - x^*) T_{wi} + x^* T_{d\zeta} \quad (21)$$

Ayrıca ısı transferinden dolayı entropi üretimi için Eşitlik 22 geçerlidir.

$$\dot{S}_{\dot{Q}} = - \int_0^L \frac{d\dot{Q}}{T_d} \quad (22)$$

Eşanjör içinde ısı transferi katsayısı, kolon sayısı N_T çok olduğu için (16 adet), sabit kabul edilebilir. Böylece de Eşitlik 23 yazılabilir:

$$d\dot{Q} = \dot{Q} \frac{dx}{L} = \dot{Q} dx^* \quad (23)$$

Buradaki boyutsuz koordinat x^* aşağıdaki gibi tarif edilmiştir:

$$x^* = x/L \quad (24)$$

Eşitlik 22 ve 23'ten

$$\dot{S}_{\dot{Q}} = -\dot{Q} \int \frac{dx^*}{T_{dg} - x^* (T_{dg} - T_{d\zeta})} \quad (25)$$

bağıntısı bulunur.

Buradan da

$$\Delta T_d = T_{dg} - T_{d\zeta} \quad (26)$$

$$a = \frac{\Delta T_d}{T_{dg}} \quad (27)$$

tanımlarıyla aşağıdaki eşitlikler elde edilir:

$$\dot{S}_{\dot{Q}} = -\frac{\dot{Q}}{T_{dg}} \int_0^L \frac{dx^*}{1 - ax^*} \quad (28)$$

$$\dot{S}_{\dot{Q}} = -\frac{\dot{Q}}{T_{dg}} \frac{\ln(1-a)}{a} \quad (29)$$

$$\dot{S}_{\dot{Q}} = -\dot{Q} \frac{\ln\left(1 - \frac{\Delta T_d}{T_{dg}}\right)}{\Delta T_d} \quad (30)$$

Ortalama bir duvar sıcaklığı tarifi ile eşit. (31) yazılabilir:

$$\dot{S}_{\dot{Q}} = -\frac{\dot{Q}}{T_{dm}} \quad (31)$$

Burada ortalama duvar sıcaklığı aşağıdaki gibi tarif edilmiştir:

$$T_{dm} = -\frac{\Delta T_d}{\ln\left(1 - \frac{\Delta T_d}{T_{dg}}\right)} \quad (32)$$

$$T_{dm} = \frac{T_{dg} - T_{d\zeta}}{\ln \frac{T_{dg}}{T_{d\zeta}}} \quad (33)$$

Bu eşitliğe göre T_{dm} değeri logaritmik ortalama bir duvar sıcaklığıdır. Bu değerlerle entropi üretimi Eşitlik 20'den aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\dot{S}_{ür} = \dot{M}_h c_p \ln \frac{T_{h\zeta}}{T_{hg}} - R_h \ln \frac{P_{h\zeta}}{P_{hg}} - \frac{\dot{Q}}{T_{dm}} \quad (34)$$

Burada R_h havanın gaz sabiti, $P_{h\zeta}$ ve P_{hg} de gazın eşanjöre giriş ve çıkış basınçlarıdır. Ayrıca

$$\dot{M}_h c_{ph} = \frac{\dot{Q}}{T_{gg} - T_{g\zeta}} \quad (35)$$

olduğundan

$$\dot{S}_{ür} = \dot{Q} \frac{\ln \frac{T_{h\zeta}}{T_{hg}}}{T_{gg} - T_{g\zeta}} - \frac{\dot{Q}}{T_{dm}} = -\frac{\dot{Q}}{T_{gm}} - \frac{\dot{Q}}{T_{dm}} \quad (36)$$

bulunur. Burada T_{gm} logaritmik ortalama gaz sıcaklığıdır:

$$T_{gm} = \frac{T_{gg} - T_{g\zeta}}{\ln \frac{T_{gg}}{T_{g\zeta}}} \quad (37)$$

Böylece Eşitlik 20 aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{S}_{ür} = \dot{Q} \left(\frac{1}{T_{dm}} - \frac{1}{T_{gm}} \right) - \dot{M}_h R_h \ln \frac{P_{h\zeta}}{P_{hg}} \quad (38)$$

Ayrıca, eşanjör basınç kaybı ΔP ile

$$P_{h\zeta} = P_{hg} - \Delta P \quad (39)$$

olduğundan, Eşitlik 38 aşağıdaki duruma gelir:

$$\dot{S}_{ür} = \dot{Q} \left(\frac{T_{gm} - T_{dm}}{T_{gm} T_{dm}} \right) - \dot{M} R \ln \frac{P_{h\zeta} - \Delta P}{P_{hg}} \quad (40)$$

Eşitlik 35 kullanılarak Eşitlik 40 aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{S}_{ür} = \dot{Q} \left(\frac{T_{gm} - T_{dm}}{T_{gm} T_{dm}} \right) - \frac{\dot{Q} \left(1 - \frac{1}{k} \right)}{T_{gg} - T_{g\zeta}} \ln (1 - \Delta P^*) \quad (41)$$

Buradaki k değeri izantropik gaz sabitidir. Entropi üretimi

$$\dot{S}_{ür} = \dot{S}_{ür,q} + \dot{S}_{ür,p} \quad (42)$$

Şeklinde ısı transferi ve basınç kaybindan dolayı olmak üzere ikiye ayrılabilir. Bunların tarifi aşağıda verilmiştir:

$$\dot{S}_{ür,q} = \dot{Q} \left(\frac{T_{gm} - T_{dm}}{T_{gm} T_{dm}} \right) = \dot{Q} \left(\frac{1}{T_{dm}} - \frac{1}{T_{gm}} \right) \quad (43)$$

$$\dot{S}_{ür,p} = -\dot{M} R \ln (1 - \Delta P^*) = \frac{\dot{Q} \left(1 - \frac{1}{k} \right)}{T_{gg} - T_{g\zeta}} \ln (1 - \Delta P^*) \quad (44)$$

Birim transfer edilen ısıya göre üretilen entropi de

$$\frac{\dot{S}_{ür}}{\dot{Q}} = \left(\frac{1}{T_{dm}} - \frac{1}{T_{gm}} \right) - \frac{1 - \frac{1}{k}}{T_{gg} - T_{g\zeta}} \ln (1 - \Delta P^*) \quad (45)$$

$$\dot{S}_{ür} = \dot{S}_{ür,q} + \dot{S}_{ür,p} \quad (46)$$

$$\dot{S}_{ür,q} = \frac{1}{T_{dm}} - \frac{1}{T_{gm}} \quad (47)$$

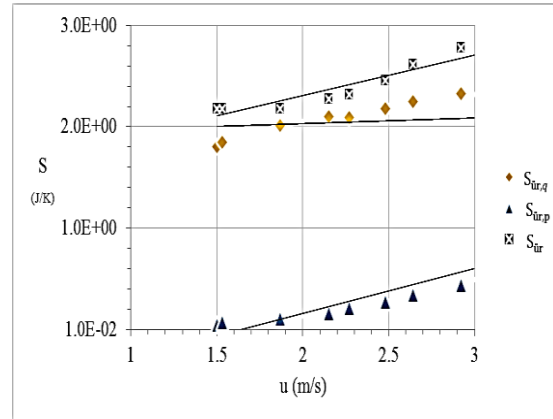
$$\dot{S}_{ür,p} = -\frac{1 - \frac{1}{k}}{T_{gg} - T_{g\zeta}} \ln (1 - \Delta P^*) \quad (48)$$

Bu eşitliklerle $\dot{S}_{ür}$, $\dot{S}_{ür,q}$, $\dot{S}_{ür,p}$ ve bunların birim transfer edilen ısıya göre özgül değerleri hesaplanabilir.

3.3. Toplam ve Özgül Entropi Üretimi

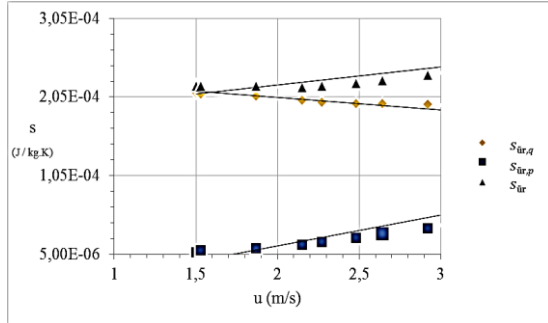
Şekil 5'te ısı transferi ve basınç kaybindan dolayı entropi üretimi $\dot{S}_{ür,q}$, $\dot{S}_{ür,p}$ ile toplam entropi

üretimi $\dot{S}_{ür}$ eşanjör hava giriş hızının fonksiyonu olarak gösterilmiştir. Düşük hızlarda basınç kaybindan dolayı entropi üretimi çok düşüktür. Eğrilerden bu entropi üretimlerinin ancak yaklaşık 5 m/s hızında eşit olabilecekleri anlaşılmaktadır.



Şekil 5. DE'nde entropi üretiminin eşanjör hava giriş hızı ile değişimi

Şekil 6'da ısı transferi ve basınç kaybindan dolayı özgül entropi üretimi $\dot{S}_{ür,q}$, $\dot{S}_{ür,p}$ ile toplam özgül entropi üretimi $\dot{S}_{ür}$ eşanjör hava giriş hızının fonksiyonu olarak gösterilmiştir. Eğrilerden, özgül entropi üretimlerinin davranışlarının entropi üretimlerinininkine benzer olduğu görülmektedir.



Şekil 6. DE'nde özgül entropi üretiminin eşanjör hava giriş hızı ile değişimi

4. SONUÇLAR

Çapraz akışlı paralel boru demeti ısı eşanjöründe düşük hızlarda basınç kaybından dolayı entropi üretimi çok düşük olup ısı transferinden dolayı gerçekleşen entropi üretimi toplam entropi üretiminde ciddi yer kaplamaktadır. Entropi üretimlerinin ancak yaklaşık 5 m/s hızında eşit olabilecekleri anlaşılmaktadır. Özgül entropi üretimlerinin davranışlarının entropi üretimlerinininkine benzer olduğu görülmektedir.

5. TEŞEKKÜR

Bu çalışma TEYDEB 7110772 nolu proje kapsamında hazırlanmış olup, Tübitak ve Barış Teknolojik Tesisat Sis. İnş. San. ve Tic. Ltd. şirketine katkılarından dolayı teşekkür ederiz.

6. KAYNAKLAR

1. Zukauskas, A., 1987. Convective Heat Transfer in Cross Flow, in Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer, ed. S. Kakac, R. K. Shah, W. Aung, pp. 6/1-6/45, Wiley, New York.
2. Gaddis, E. S., 2010. Pressure Drop of Tube Bundles in Cross Flow, in VDI Heat Atlas, ed. VDI, pp. 1076-1091. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg.
3. Gnielinski, V., 2010. Heat Transfer in Cross Flow Around Single Rows of Tubes and Through Tube Bundles, in VDI Heat Atlas, ed. VDI, pp. 725-729. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg.

4. Bejan, A., E., Sciubba, E., 1992. The Optimal Spacing of Parallel Plates Cooled by Forced Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 35, pp. 3259-3264.
5. Yılmaz, A., Yılmaz, T., Büyükalaca, O., 2000. Optimum Shape and Dimensions of Ducts for Convective Heat Transfer in Laminar Flow at Constant Wall Temperature, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp. 767-775.
6. Yılmaz, A., 2008. Optimum Length of Tubes for Heat Transfer in Turbulent Flow at Constant Wall Temperature, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 51, pp. 3478-3485.
7. Yılmaz A., Yılmaz T., 2015. Optimum Design of Cross-Flow in-Line Tube Banks at Constant Wall Temperature, Heat Transfer Engineering, Accepted for Publication.
8. Yılmaz, A., 2015. Dimensioning of Ducts for Maximal Volumetric Heat Transfer Taking Both Laminar and Turbulent Flow Possibilities into Consideration, Heat and Mass Transfer, Volume 51(4), 543-552.
9. Bejan, A., 1995. The Optimal Spacing for Cylinders in Crossflow Forced Convection, ASME Journal of Heat Transfer, vol. 117, pp. 767-770.
10. Fowler, A. J., Ledezma, G. A., and Bejan, A., 1997. Optimal Geometric Arrangement of Staggered Plates in Forced Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 40, pp. 1795-1805.
11. Matos, R. S., Vargas, J. V. C., Laursen, T. A., Saboya, 2001. F. E. M., Optimization Study and Heat Transfer Comparison of Staggered Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 44, pp. 3953-3961.
12. Matos, R. S., Vargas, J. V. C., Laursen, T. A., Bejan, A., 2004. Optimally Staggered Finned Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 1347-1359.
13. Muralikrishna, K., 2000. Heat Exchanger Design Targets for Minimum Area and Cost, Institution of Chemical Engineers, Trans. I ChemE, vol. 78, Part A, pp. 161-167.