



Investigation of the thermal-hydraulic properties of a L-footed spiral finned tube heat exchanger and derivation of new empirical correlations

Ramazan Yılmaz¹, Necdet Özbaltacı²

¹Department of Electricity, Gönen Vocational School, Bandırma Onyedi Eylül University, 10900, Balıkesir, Türkiye

²Department of Mechanical Engineering (Retired), Faculty of Engineering, Ege University, 35040, İzmir, Türkiye

Highlights:

- Experimental study depending on temperature and velocity
- Derivation of empirical correlations
- Propose a new parameter

Keywords:

- L-footed spiral fin
- P-NTU method
- Heat exchanger
- Colburn (j) factor
- Fanning (f)-friction factor

Article Info:

Research Article

Received: 14.11.2023

Accepted: 23.11.2024

DOI:

10.17341/gazimmfd.1390936

Acknowledgement:

This study was derived from the doctoral thesis titled "Investigation of the thermal-hydraulic characteristics of spiral finned-tube heat exchangers" at Ege University

Correspondence:

Author: Ramazan Yılmaz

e-mail:

ramazany48@gmail.com

phone: +90 266 606 8016

Graphical/Tabular Abstract

In the cross-flow heat exchanger, the rows of tubes were arranged staggered in the direction of the air flow. Ambient air and hot water were used as working fluids on the air and tube sides, respectively. Under constant water inlet volumetric flow rate (2.3 l/min) and ambient air conditions, experimental study was carried out for seven different water inlet temperatures (40 °C to 70 °C) and air inlet velocity (3.40 m/s to 7.90 m/s). Three new empirical correlations are proposed [$(j = 0.3498Re^{-0.4883})$, $(j = 0.3635Re^{-0.5073}DMTD^{-0.3039})$, $(f = 0.8461Re^{-0.3403})$]. When Figure A is examined, the proposed empirical correlation decreases asymptotically as the Re number and dimensionless maximum temperature difference (DMTD) increase. It showed similar behavior with experimental data. Adding DMTD to the proposed empirical correlation based on the Re number for the Colburn j factor increased the correlation coefficient (r) from 0.717 to 0.965 and the coefficient of determination (R^2) from 0.660 to 0.955. It also reduced the root mean square error (RMSE) value from 0.0003 to 0.0001.

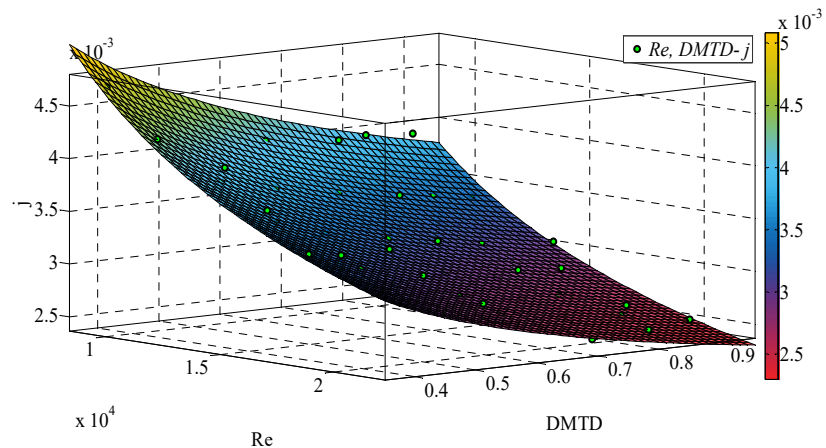


Figure A. Variation of the proposed empirical correlation for the airside Colburn j factor depending on the Re number and DMTD

Purpose: The aim of this study is to investigate the thermal hydraulic properties of the l-footed spiral fin-and-tube heat exchanger and to derive empirical correlations giving the Colburn j factor and the Fanning f friction factor.

Theory and Methods: In this study, experimental method was used. The temperature effectiveness-the number of transfer units (P-NTU) method with one fluid mixed and one fluid unmixed was employed to determine the overall heat transfer coefficient. The nonlinear least squares method was used for regression analysis.

Results: Reynolds number ranged from 9043 to 21579. As a result of the study, average heat transfer, P1 and P2 temperature effectiveness, overall heat transfer coefficient, fin efficiency, total surface efficiency, heat transfer coefficient, Nusselt number, Colburn j -factor, pressure drop and Fanning f -friction factor values were obtained. Colburn j factor and Fanning f friction factor correlations were obtained.

Conclusion: DMTD has been proposed as a new parameter to add the effect of water inlet temperature to the Reynolds number-Colburn j relationship.



L-ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisinin ısıl hidrolik özelliklerinin araştırılması ve yeni deneysel bağıntıların türetilmesi

Ramazan Yılmaz^{*ID}, Necdet Özbalta^{2ID}

¹Bandırma Onyedil Eylül Üniversitesi, Gönen MYO, Elektrik ve Enerji Bölümü, 10900, Balıkesir, Türkiye

²Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü (Emekli), 35040, İzmir, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Sıcaklığa ve hıza bağlı deneysel çalışma
- Deneysel bağıntıların türetilmesi
- Yeni bir parametre önerilmesi

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 14.11.2023

Kabul: 23.11.2024

DOI:

10.17341/gazimmfd.1390936

Anahtar Kelimeler:

L-ayaklı spiral kanat,
P-NTU yöntemi,
ısı değiştiricisi,
colburn (j) faktörü,
fanning (f) sürtünme faktörü

ÖZ

Bu çalışmanın amacı L-ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisinin ısıl hidrolik özelliklerinin araştırılması ve Colburn (j) faktörü ile Fanning (f) sürtünme faktörünü veren deneysel bağıntıların türetilmesidir. Çapraz akışlı ısı değiştiricisinde borular hava akış yönünde kaydırılmış düzende sıralanmıştır. Sabit su giriş hacimsel debisi (2,3 l/dk.) ve çevre havası koşullarında, yedi farklı su giriş sıcaklığı (40°C, 45°C, 50°C, 55°C, 60°C, 65°C, 70°C) ve hava giriş hızı (3,40 m/s, 4,20 m/s, 5,26 m/s, 5,83 m/s, 6,33 m/s, 7,02 m/s, 7,90 m/s) için deneyler gerçekleştirilmiştir. Toplam ısı geçiş katsayısının eldesinde, sıcaklık etkinliği-geçiş birimi sayısı ($P-NTU$) yöntemi kullanılmıştır. Regresyon analizi için non-lineer en küçük kareler yöntemi uygulanmıştır. Reynolds sayısı (Re) 9043 ila 21579 aralığında alınmıştır. Çalışma sonucunda ortalama ısı geçişi, P_1 ve P_2 sıcaklık etkinliği, toplam ısı geçiş katsayısı (U), kanat verimi (η_f), toplam yüzey verimi (η_o), ısı taşınım katsayısı (h), Nusselt sayısı (Nu), Colburn (j) faktörü, basınç düşümü (Δp) ve Fanning (f) sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir. Deneysel bulgular kullanılarak hava tarafı Colburn (j) faktörü ve Fanning (f) sürtünme faktörü bağıntıları elde edilmiştir. Reynolds sayısı-Colburn (j) faktörü ilişkisine su giriş sıcaklığının etkisini, önerilen bağıntılara eklemek için yeni bir parametre olarak boyutsuz maksimum sıcaklık farkı ($BMSF$) önerilmiştir. Colburn (j) faktörü $-Re$ sayısına ilişkisine $BMSF$ 'nin eklenmesi, korelasyon katsayısını (r) 0,717'den 0,965'e yükseltmiştir.

Investigation of the thermal-hydraulic properties of a L-footed spiral finned tube heat exchanger and derivation of new empirical correlations

H I G H L I G H T S

- Experimental study depending on temperature and velocity
- Derivation of empirical correlations
- Propose a new parameter

Article Info

Research Article

Received: 14.11.2023

Accepted: 23.11.2024

DOI:

10.17341/gazimmfd.1390936

Keywords:

L-footed spiral fin,
P-NTU method, heat
exchanger,
colburn (j) factor,
fanning (f) -friction factor.

ABSTRACT

The aim of this study is to investigate the thermal hydraulic properties of the L-footed spiral fin-and-tube heat exchanger and to derive empirical correlations giving the Colburn (j) factor and the Fanning (f) friction factor. In the cross-flow heat exchanger, the rows of tubes were arranged staggered in the direction of the air flow. Under constant water inlet volumetric flow rate (2.3 l/min) and ambient air conditions, experimental study was carried out for seven different water inlet temperatures (40°C, 45°C, 50°C, 55°C, 60°C, 65°C, 70 °C) and air inlet velocity (3.40 m/s, 4.20 m/s, 5.26 m/s, 5.83 m/s, 6.33 m/s, 7.02 m/s, 7.90 m/s). The temperature effectiveness-the number of transfer units ($P-NTU$) method was used to determine the overall heat transfer coefficient. The non-linear least squares method was used for regression analysis. Reynolds number (Re) ranged from 9043 to 21579. As a result of the study, average heat transfer, P_1 and P_2 temperature effectiveness, overall heat transfer coefficient (U), fin efficiency (η_f), total surface efficiency (η_o), heat transfer coefficient (h), Nusselt number (Nu), Colburn (j)-factor, pressure drop (Δp) and Fanning (f) -friction factor values were obtained. Using experimental findings, air side Colburn (j) factor and Fanning (f) friction factor correlations were obtained. Dimensionless maximum temperature difference ($DMTD$) has been proposed as a new parameter to add the effect of water inlet temperature to the Reynolds number-Colburn (j) factor relationship. Adding $DMTD$ to the Colburn (j) factor $-Re$ number relationship increased the correlation coefficient (r) from 0.717 to 0.965.

1. Giriş (Introduction)

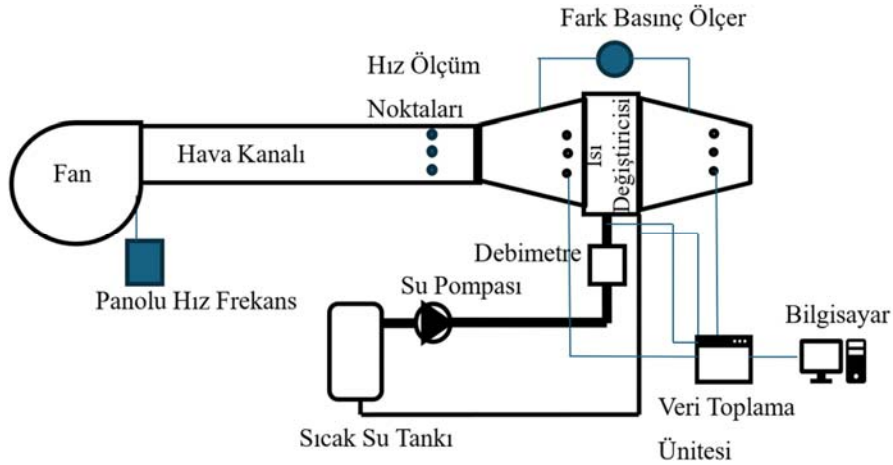
İki veya daha fazla farklı sıcaklıklardaki akışkanların, birbirinden katı bir cidarla ayrılmış bir sistemde ısı alışverişinde bulunduğu cihazlara ısı değiştiricileri denir [1]. Birçok alanda kullanılan ısı değiştiricileri, ısı enerjisinin daha verimli kullanılması açısından kritik rol oynar. Isı değiştiricileri karmaşık yapılarından dolayı analitik çözümleri çoğu zaman zordur, bu yüzden deneysel veya sayısal metodlar kullanılır. Deneysel çalışmaların maliyet ve zaman, sayısal çalışmaların doğruluk sorunu vardır. Bu yüzden literatürde önerilen deneysel bağıntılar önemlidir. Isıl ve hidrolik özelliklerin hesaplanması veya sayısal sonuçların doğrulanmasında deneysel bağıntılar oldukça sık kullanılır. Isı değiştiricilerin ısıl özellikleri için Nusselt sayısı (Nu) veya Colburn (j) faktörü, hidrolik özellikleri için Euler sayısı (Eu) veya Fanning (f) sürtünme faktörünü veren deneysel bağıntılar literatürde mevcuttur. Pongsoi vd. [2] L -ayaklı spiral kanatlı boru demetleri için deneysel bağıntılar önermiştir. Burada kanat hatvesinin Colburn (j) faktörü üzerine etkisi ihmal edilebilir düzeyde olduğu için bağıntıya katılmamıştır. Sürtünme faktörü f için boyutsuz kanat hatvesi olarak bağıntıya eklenmiştir. Kırtape ve Özbalta [3] L -ayaklı spiral kanatlı boru demetinde Colburn (j) faktörü ve Fanning (f) sürtünme faktörü için deneysel bağıntılar önermiştir. Jiang vd. [4] spiral kanatlı boru demetlerinde Nu sayısı ve Eu sayısı için deneysel bağıntılar önermiştir. Lee vd. [5] spiral kanadın kaydırılmış ve düzgün sıralı dizilimi için Colburn (j) faktörünü veren deneysel bağıntılar çıkartmıştır. Genic vd. [6] düz ve kaydırılmış sıralı spiral kanatlı boru demetleri için literatürde açık olan deneysel verileri kullanarak yeni hava tarafı basınç düşümü bağıntılarını elde etmiştir. Krupiczka vd. [7] bimetalik spiral uzun kanatlı kaydırılmış sıralı boru demetinde Nu ve f için deneysel bağıntılar önermiştir. Keawkamrop vd. [8] tırtıllı kaynaklı spiral kanatlı boru demetinde Nu , j , f ve Eu için deneysel bağıntılar üretmiştir. Kanat yüksekliği, Nu sayısı ve j faktöründe önemli etki göstermiştir. Kanat hatvesi Eu sayısı ve f faktöründe önemli etki göstermiştir. Kiatpachai vd. [9] gömülü veya kaynaklı spiral kanatlı boru demetinde j ve f faktörünü veren deneysel bağıntılar üretmiştir. Yuan vd. [10] spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisinde üçgen kanatçıkların etkisini sayısal olarak incelemiştir, Nu ve f için sayısal simülasyon verileri kullanılarak bağıntılar önermiştir. Colburn (j) faktörünü, f sürtünme faktörünü, Nu ve Eu sayılarını veren deneysel bağıntılar, tırtıllı [11, 12] veya kıvrımlı [13-15] spiral kanatlı boru demetleri için önerilmiştir. Colburn (j) faktörünü ve f sürtünme faktörünü veren deneysel bağıntılar, plaka kanatlı boru demeti [16], düz veya dalgalı kanat kullanılan boru demeti [17], yarıklı kanatlı borulu kompakt ısı değiştiricisi [18] için türetilmiştir. Tang vd. [19] 5 farklı kanat tipi kullanılan ısı

değiştiricilerinde deneysel bağıntılar elde etmiştir. Kim ve Kim [20] düz levha kanatlı boru demetinde ısı geçişi bağıntısı çıkartmıştır. Kong vd. [21] sürekli, değişken yarıklı ve düz levha plakalı ısı değiştiricilerin düz ve kaydırılmış sıralı dizilimleri için ısıl akış performans analizleri sayısal olarak gerçekleştirmiş ve deneysel olarak doğrulamışlardır. Reynolds (Re) sayısına bağlı sürtünme faktörü, Nu sayısı ve performans değerlendirme indeksi için bağıntılar önerilmiştir. Xie vd. [22] büyük çaplı boru ve akış yönünde boru sayısı fazla olan düz levha kanatlı boru demetlerini sayısal olarak incelemişlerdir, Nu sayısı ve f sürtünme katsayısı için bağıntılar yazmıştır. Ömeroğlu [23] silindirik, altıgen ve kare kanat kullanılan çapraz akımlı üç farklı boru demetinde Nu ve f için deneysel bağıntılar elde etmiştir. Bilen vd. [24] düz plaka üzerinde silindirik kanat kullanılan 8 farklı kanatlı yüzeyde Nu ve sürtünme faktörü için deneysel bağıntılar önermiştir. Kotcioglu vd. [25] farklı kanatçıklara sahip boru düzenleri için Nu , Colburn (j) faktörünü ve Fanning (f) sürtünme faktörünü veren deneysel bağıntılar önermiştir. Colak vd. [26] şekilli kanallarda paralel ve karşıt akışlı eşanjörün ısıl ve hidrolik özelliklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Farklı kanat türleri için sayısal analizler yapılmıştır [27, 28].

Bu çalışmanın amacı L -ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisinin ısıl hidrolik özelliklerinin araştırılması ve Colburn (j) faktörünü ile Fanning (f) sürtünme faktörünü veren deneysel bağıntıların türetilmesidir. Çalışma hava giriş hızı ve su giriş sıcaklığı parametreleriyle sınırlandırılmıştır.

2. Deneysel Metot (Experimental Method)

Deney setinde; ısı değiştiricisi, radyal fan ($3 kW$), panolu hız frekans kontrol cihazı [PID (oransal-integral-türevsel denetleyici), $0,01 Hz$ frekans ayar çözünürlüğüne sahip], hava kanalı ($262 \times 300 mm$, $2,8 m$ uzunluğunda), sıcak su tankı (3 adet $3 kW$ elektrikli ısıtıcı), sıcaklık kontrol ünitesi [PID (oransal-integral-türevsel denetleyici)], su pompası (maksimum $2,5 m^3/h$, çalışma aralığı $15^\circ C$ ila $110^\circ C$), veri toplama ünitesi (32 kanallı, RS485-RS232 dönüştürücü), bilgisayar, elektrik panosu, fark basınç ölçer (çalışma aralığı $-5^\circ C$ ila $60^\circ C$, $0 Pa$ ila $500 Pa$, $\pm 0,2\%$), hız ve sıcaklık ölçüm cihazları kullanılmıştır. Şekil 1'de deney setinin şematik resmi verilmiştir. Boru demetleri hava akışına paralel ve dik yönde 4 sıradan oluşmaktadır. Borular kaydırılmış sıralıdır. Borular ve kanatlar sırasıyla dikişli TS EN 10255+A1 orta seri ve DKP DC04 karbon çeliktir. L ayak formu verilen şeritler boru dışına sarılarak kanatlı boru imal ettirilmiştir (Şekil 2). Sıcak akışkan (su) ön üst aynadan girmekte ve ön alt aynadan ısı değiştiricisini terk ederek sıcak su tankına geri



Şekil 1. Deney seti şematik gösterimi (Schematic representation of the experimental set)

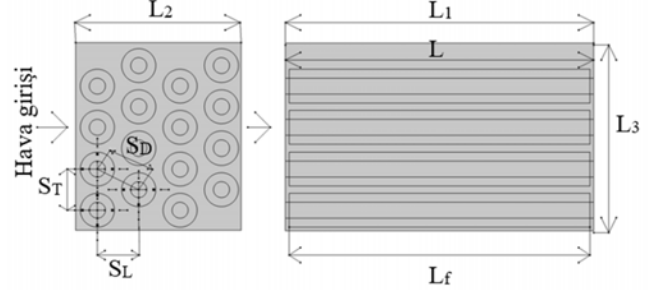
dönmektedir, sistem kapalı devrede devir daim etmektedir. Soğuk akışkan (hava), ısı değiştiricisinin dış boru ve kanat yüzeyleri arasında geçmektedir. Isı değiştiricisi çapraz akışlıdır. Isı değiştiricisi dış yüzeyi cam yünü ile yalıtılmış ve birleşim noktaları silikon kullanılarak hava kaçakları en aza indirilmiştir. Şekil 3’de ısı değiştiricisinin yandan ve önden şematik görünümü verilmiştir. Kanadın şematik görünümü Şekil 4’te gösterilmiştir. Tablo 1’de ısı değiştiricisinin ölçüleri verilmiştir. Hava hızı ölçüm noktalarının fan çıkışından olan uzaklığı, hava kanalı hidrolik çapının en az on katına ayarlanmıştır [1]. Log Chebyshev yöntemiyle [29] belirlenen 30 noktadan hava hızı verileri alınmıştır ve aritmetik ortalamaları kullanılmıştır.



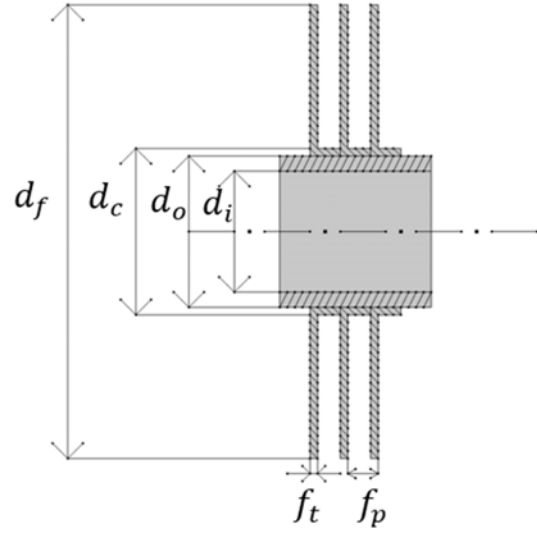
Şekil 2. L-ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisi fotoğrafı (Photo of L-footed spiral finned tube heat exchanger)

Hava hızı ölçümünde pitot tüpü (7 mm çapında ve 500 mm uzunluğunda, ölçüm aralığı +1 m/s ila +100 m/s, çalışma sıcaklığı 0 °C ila +600 °C, pitot tüp faktörü birdir) ve kontrol ünitesi (çalışma sıcaklık aralığı -5 °C ila +45 °C, doğruluğu ±%0,1 ve 0,1 çözünürlüktedir, hız düzeltme faktörü ±%0,1) kullanılmıştır. Suyun hacimsel debisi, elektromanyetik debimetre (24 VDC, 4 mA – 20 mA analog çıkışlıdır, maksimum çalışma basıncı 10 bar, maksimum çalışma sıcaklığı 80 °C, hacimsel debi çalışma aralığı 0,5 l/dk. – 4,5 l/dk., hassasiyeti ± %2,0 ve tekrar doğruluğu ± %1,0) ile ölçülmüştür. Hava sıcaklıklarının ölçülmesinde girişte üç ve çıkışta altı adet J tipi ısı çifti kullanılmıştır. J tipi ısı çifti ±0,1 °C hassasiyete ve -200 °C ila +800 °C ölçüm aralığına sahiptir. Su giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için birer adet PT-100 sıcaklık sensörü (ölçüm hassasiyeti ise ±0,01 °C) kullanılmıştır. Çevre sıcaklığı ve bağıl nemi, nem sıcaklık ölçer cihazı [(-10 °C ila +50 °C ve ±0,5 °C), (%0 ila %100 ve ±%2,5)] ile

ölçülmüştür. Kontrol edilebilen parametreler: hava giriş hızı, su giriş sıcaklığı ve su giriş hacimsel debisidir (Tablo 2). Deneysel tasarımda bloklaşma, rastgeleleştirme ve tekrar ilkeleri uygulanmıştır [30-32]. Sürekli rejim koşullarında elde edilen verilerin aritmetik ortalaması alınarak ölçüm verilerine ulaşılmıştır.



Şekil 3. Isı değiştiricisinin yandan ve önden şematik şekli (Schematic shape of the heat exchanger from the side and front)



Şekil 4. L-ayaklı spiral kanat ve boru kesiti (L-footed spiral fin and tube section)

Tablo 1. Isı değiştiricisinin ölçüleri (Dimensions of heat exchanger)

Sembol	Açıklama	Ölçü	Birimi
L	Boru boyu	410	mm
L_f	Kanat sarım uzunluğu	400	mm
L_1	Isı değiştiricisi havayla temas eden iç kasa boyu	410	mm
L_2	Isı değiştiricisi havayla temas eden iç kasa eni	210	mm
L_3	Isı değiştiricisi havayla temas eden iç kasa yüksekliği	250	mm
d_i	Boru iç çapı	16	mm
d_o	Boru dış çapı	21,3	mm
d_c	Kanat ayak dış çapı	22,3	mm
d_f	Kanat çapı	45,3	mm
f_t	Kanat et kalınlığı	0,5	mm
f_p	Kanat hatvesi	3,3	mm
S_T	Boru demetinde hava akışına dik yöndeki borular arası mesafe	55	mm
S_D	Boru demetindeki borular arası diyagonal mesafe	55	mm
S_L	Boru demetinde hava akışına paralel yöndeki borular arası mesafe	47,63	mm

Tablo 2. Parametreler ve seviyeleri (Parameters and levels)

Kontrol edilebilen parametreler	Değeri	Birimi
Hava Giriş Hızı	3,40; 4,20; 5,26; 5,83; 6,33; 7,02; 7,90	m/s
Su set giriş sıcaklığı	40; 45; 50; 55; 60; 65; 70	°C
Su giriş hacimsel debisi	2,3	l/dk.

2.1. Veri İndirgeme (Data Reduction)

Hava (soğuk akışkan) ve su (sıcak akışkan) tarafı ısı geçiş miktarı Eş. 1 ve 2’de sırasıyla gösterilmiştir [33]. Uygulamalarda ısı geçişi için Eş. 3 değeri kullanılmıştır.

$$q_a = \dot{m}_a c_{p,a} \Delta T_a = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (1)$$

$$q_w = \dot{m}_w c_{p,w} \Delta T_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (2)$$

$$q_{ort} = \frac{|q_a| + |q_w|}{2} \quad (3)$$

Hava tarafı için *P-NTU* sıcaklık etkinliği-geçiş birimi sayısı yöntemi kullanılmıştır [34]. Çalışmamızda 1 alt indisi havayı, 2 alt indisi suyu temsil etmektedir. Isı geçiş miktarı (Eş. 4), maksimum sıcaklık farkı (Eş. 5), *P* sıcaklık etkinliği (Eş. 6), *C* ısı kapasite debisi (Eş. 7), *R* ısı kapasite debilerinin oranı (Eş. 8) ve *NTU* geçiş birimi sayısı (Eş. 9) aşağıda sırasıyla verilmiştir [34].

$$q = P_1 C_1 \Delta T_{maks} = P_2 C_2 \Delta T_{maks} \quad (4)$$

$$\Delta T_{maks} = T_{h,i} - T_{c,i} = |T_{2,i} - T_{1,i}| \quad (5)$$

$$P_1 = \frac{(T_{1,o} - T_{1,i})}{\Delta T_{maks}}; P_2 = \frac{(T_{2,i} - T_{2,o})}{\Delta T_{maks}} \quad (6)$$

$$C_1 = \dot{m}_1 c_{p,1}; C_2 = \dot{m}_2 c_{p,2} \quad (7)$$

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{1,o} - T_{1,i}}; R_2 = \frac{C_2}{C_1} = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \quad (8)$$

$$NTU_1 = \frac{UA}{C_1}; NTU_2 = \frac{UA}{C_2} \quad (9)$$

Tek geçişli çapraz akışlı ısı değiştiricisi için akışkanların karışan (1) ve karışmayan (2) durumuna göre 1’ nolu akışkan için geçiş birimi sayısı Eş. 10’den elde edilmiştir [34].

$$NTU_1 = \frac{1}{R_1} \ln \left[\frac{1}{1 + R_1 \ln(1 - P_1)} \right] \quad (10)$$

Su tarafı akış türbülanslıdır, Gnielinski tarafından önerilen Eş. 11 kullanılmıştır [35]. Burada *f_w* Fanning sürtünme faktörü Eş. 12’den ve suyun *Re* sayısı (*Re_w*) Eş. 13’den elde edilir [35]. Eş. 11 ve 12 için sınırlılıklar 2300 < *Re_w* < 5x10⁶ ve 0,5 < *Pr_w* < 2000’dir [35].

$$Nu = \frac{h_w d_i}{k_w} = \left[\frac{(f_w/2)(Re_w - 1000)Pr_w}{1 + 12,7(f_w/2)^{1/2}(Pr_w^{2/3} - 1)} \right] \quad (11)$$

$$f_w = (1,58 \ln Re_w - 3,28)^{-2} \quad (12)$$

$$Re_w = \frac{V_w d_i}{\nu_w} = \frac{4\dot{V}_w}{\nu_w \pi d_i} \quad (13)$$

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı Eş. 14’den elde edilmiştir.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_w A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_t L_1 N} + \frac{\ln(d_c/d_o)}{2\pi k_f L_f N} + \frac{1}{\eta_o h_a A_o} \quad (14)$$

Eş. 15 ile toplam yüzey verimi elde edilmiştir [1, 36].

$$\eta_o = 1 - \left(\frac{A_f}{A_o} \right) (1 - \eta_f) \quad (15)$$

Eş. 16 ile tek kanat verimi bulunmuştur [1, 34, 36]. Eş. 16’da *r_{ec}* düzeltilmiş kanat yarıçapı [*r_{ec}* = (*d_f*/2) + (*f_t*/2)], *r_c* kanat ayak dış yarıçapı (*r_c* = *d_c*/2) ve *m* parametresi ise *m* = √(2*h_a*/k_f*f_t*) olarak tanımlanmıştır. Ayrıca *I₀*: Birinci türden modifiye edilmiş sıfırıncı mertebe Bessel fonksiyonu, *I₁*: Birinci türden modifiye edilmiş birinci mertebe Bessel fonksiyonu, *K₁*: İkinci türden modifiye edilmiş birinci mertebe Bessel fonksiyonu, *K₀*: İkinci türden modifiye edilmiş sıfırıncı mertebe Bessel fonksiyonudur.

$$\eta_f = \left(\frac{2r_c/m}{(r_{ec}^2 - r_c^2)} \right) \left[\frac{K_1(mr_c)I_1(mr_{ec}) - I_1(mr_c)K_1(mr_{ec})}{I_0(mr_c)K_1(mr_{ec}) + K_0(mr_c)I_1(mr_{ec})} \right] \quad (16)$$

Hava tarafı Colburn (*j*) faktörü Eş. 17’den elde edilmiştir [1, 33, 34]. Hava tarafı *Re* sayısı Eş. 18’den elde edilmiştir. Hava tarafı ısı taşınım katsayısına bağlı Colburn (*j*) faktörünün bulunması için MATLAB R2013a programında algoritma yazılmıştır [37]. İteratif çözümden kesme değeri 1x10⁻³ olarak seçilmiştir. Eş. 19 ile hava tarafı Fanning (*f*) sürtünme faktörü bulunmuştur [38]. Burada *ρ_{a,m}* akışkan yoğunluğunun yığın ortalamasıdır. Ancak giriş ve çıkış sıcaklık farkı az ise yığın yerine aritmetik ortalama kullanılabilir [38].

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{h_a}{\rho_{a,m} V_{a,maks} c_{p,a}} Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (17)$$

$$Re = \frac{V_{a,maks} d_c}{\nu_a} \quad (18)$$

$$f = \frac{A_{min} \rho_{a,m}}{A_o \rho_{a,i}} \left[\frac{2\Delta P_a \rho_{a,i}}{G_{a,maks}^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{a,i}}{\rho_{a,o}} - 1 \right) \right] \quad (19)$$

2.2. Belirsizlik Hesabı Sonuçları (Uncertainty Calculation Results)

Ölçüm cihazlarının doğruluk değerleri Tablo 3’de verilmiştir. B tipi belirsizlik için *u(x_i)* = *a*/√3 eşitliği kullanılmıştır, burada *a* ölçülen niceliğin doğruluk değeridir [39]. Termofiziksel ve geometrik özelliklerin belirsizliğinde hesaplanan değerin %1’i alınmıştır [40]. Belirsizlik hesabı sonuçları yüzde olarak verilmiştir [41]. Hesaplanan belirsizlikler Tablo 4’de verilmiştir.

Tablo 3. Ölçülen niceliklerin belirsizlikleri
(Uncertainties of measured quantities)

Ölçülen Nicelik	Doğruluk	B tipi belirsizlik
Su giriş sıcaklığı	$\pm 0,05 \text{ } ^\circ\text{C}$	$2,89 \times 10^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}$
Su çıkış sıcaklığı	$\pm 0,05 \text{ } ^\circ\text{C}$	$2,89 \times 10^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}$
Hava giriş sıcaklığı	$\pm 0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$	$0,06 \text{ } ^\circ\text{C}$
Hava çıkış sıcaklığı	$\pm 0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$	$0,06 \text{ } ^\circ\text{C}$
Hava hızı	$\pm 0,03 \text{ m/s}$	$0,017 \text{ m/s}$
Su hacimsel debisi	$\pm \%2,5$	$1,4 \times 10^{-2} \text{ l/dk.}$
Hava tarafı basınç düşümü	$\pm \%2$	$1,15 \times 10^{-2} \text{ Pa}$

Tablo 4. Türetilen deneysel sonuçlardaki belirsizlik değerleri
(Uncertainty values in derived experimental results)

Hesaplanan değer	Belirsizlik değeri $\pm\%$
Hava tarafı ısı geçişi	3,28
Su tarafı ısı geçişi	1,57
Hava tarafı Re sayısı	1,73
Su tarafı Re sayısı	1,83
Hava tarafı ısı taşınım katsayısı	6,43
Su tarafı ısı taşınım katsayısı	1,72
Toplam ısı geçiş katsayısı	2,13
Fanning (f) sürtünme faktörü	2,29
Colburn (j) faktörü	6,63

2.3. Hata ve İstatistiksel Analiz (Error and Statistical Analysis)

Hata analizi için Eş. 20 ile verilen hataların ortalama karekökü (HOK) [root mean square error ($RMSE$)] kullanılmıştır [42, 43]. Eşitlikte deneysel sonuçlar gerçek değerler (r) olarak kabul edilmiştir, yaklaşırma değerleri (p) için bağıntı sonuçları kullanılmıştır. İstatistiksel analizde değişkendeki veri sayısı 50'den küçük olduğu için Shapiro-Wilks normallik testi kullanılmıştır [44]. Eğer

değişkenlerin her ikisi de normal dağılıyorsa Pearson korelasyonu aksi halde Spearman's rho (Spearman's korelasyon katsayısı) analizi kullanılmıştır [44]. Çalışmamızda istatistiksel veri analizi için SPSS (Sosyal bilimlerde istatistik paketi) programı kullanılmıştır.

$$HOK = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (p_i - r_i)^2}{n}} \quad (20)$$

2.4. Eğri Uydurma (Curve Fitting)

Literatürde bağıntılar genel olarak Re sayısına veya buna ilaveten geometrik parametrelere bağlı verilmiştir [45]. Çalışmamızdan elde edilen bağıntıların karşılaştırılmasında Tablo 5 ve 6'da verilen bağıntılar kullanılmıştır. Literatürde bunların dışında kirlenme ve havadan nem alma koşullarında ısı direncin tahmini için boyutsuz sıcaklık terimi [46], diğer bir çalışmada buz kalınlığı için boyutsuz sıcaklık parametresi [47] tarif edilmiştir.

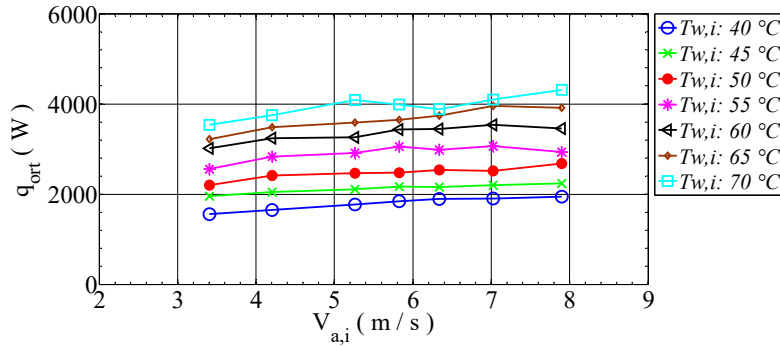
Regresyon analizi için non-lineer en küçük kareler yöntemi uygulanmıştır. Bunun için MATLAB R2013a eğri uydurma aracı kullanılmıştır. Önerilen bağıntılar sırasıyla Eş. 21 ve Eş. 22'de gösterildiği gibi tek veya iki değişkene bağlı kuvvet fonksiyonları şeklinde yazılmıştır. Bağıntılarda Re sayısı maksimum hava hızına ve kanat ayak dış çapına (d_c) bağlıdır (Eş. 18). Eş. 23'deki boyutsuz maksimum sıcaklık farkı ($BMSF$): deneydeki maksimum sıcaklık farkının, tüm deneyler içindeki maksimum su ve minimum hava giriş sıcaklık farkına oranı olarak tanımlanmıştır. Burada $T_{w,i}$ deneydeki su giriş sıcaklığı, $T_{a,i}$ deneydeki hava giriş sıcaklığı, $(T_{w,i})_{maks}$ ısı değiştiricisi için yapılan deneylerdeki maksimum su giriş sıcaklığı, $(T_{a,i})_{min}$ ısı değiştiricisi için yapılan deneylerdeki minimum hava giriş sıcaklığıdır. Aşağıda $BMSF$ 'nin alabileceği değer aralığı yazılmıştır. Eş. 24'de sifira eşit olma durumu her iki akışkanın giriş

Tablo 5. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde hava tarafı Colburn (j) faktörü için literatürde önerilen bağıntılar
(Relationships suggested in the literature for the air side Colburn (j) factor in finned tube heat exchangers)

Literatürde farklı parametrelere bağlı Colburn (j) Faktörü için önerilen bağıntılar ve özellikleri
Pongsoi vd. [2], L-ayaklı spiral kanat, Re : 4000 ila 15000 $j = 0,2150Re_{dc}^{-0,4059}$
Briggs ve Young [48], Dairesel kanat $j = 0,134Re_{do}^{-0,319} \left[\frac{(f_p - f_t)}{(d_f - d_o)} \right]^{0,2} \left[\frac{(f_p - f_t)}{f_t} \right]^{0,11}$
Lee vd. [5], Spiral kanat, Re : 340 ila 1050 $j = 0,3452Re_{Dh}^{-0,3972} \left(\frac{f_p}{D_h} \right)^{0,6626} (N_L)^{-0,2026}$
Keawkamrop vd. [8], Kesikli spiral kanat, Re : 4000-19000 $j = 0,13051Re_{do}^{-0,31917}$
Kiatpachai vd. [9], Spiral Kanat, Alt indisler: 1: Birleştirme türü gömülü (ankastre), 2: Birleştirme türü kaynaklı $j_1 = 0,1569Re_{do}^{-0,3952}$ $j_2 = 0,3373Re_{do}^{-0,3646} \left(\frac{f_p}{d_o} \right)^{0,3467}$
Keawkamrop vd. [15], Kıvrımlı spiral kanat, Re : 1500-6400 $j = 0,19081Re_{do}^{-0,37235}$
Gray ve Webb [49] Levha (plaka) kanat, N_L : 4 $j = 0,14Re_{dc}^{-0,328} \left(\frac{S_t}{S_l} \right)^{-0,502} \left(\frac{S}{d_c} \right)^{0,0312}$

Tablo 6. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde hava tarafı Fanning (f) sürtünme faktörü için literatürde önerilen bağıntılar (Relations suggested in the literature for the air side Fanning (f) -friction factor in finned tube heat exchangers)

Literatürde farklı parametrelere bağlı Fanning (f) sürtünme faktörü için önerilen bağıntılar ve özellikleri
Pongsoi vd. [50], Kıvrımlı spiral Kanat, Re : 3000 ila 13000 $f = 0,3775Re_{do}^{-0,1485} \left(\frac{f_p}{d_o}\right)^{0,4321}$
Pongsoi vd. [2], L-ayaklı spiral kanat, Re : 4000 ila 15000 $f = 0,4852Re_{dc}^{-0,2156} \left(\frac{f_p}{d_c}\right)^{0,4771}$
Robinson ve Briggs [51], Dairesel kanat, Re : 2000 ila 50000 $f = 18,93N_L \left(\frac{2A_{min}}{A_o}\right) \left(\frac{S_T}{d_o}\right)^{-0,927} \left(\frac{S_T}{S_D}\right)^{0,515} (Re_{do})^{-0,316}$
Keawkamrop vd. [8], Kesikli spiral kanat, $Re=4000-19000$ $f = 0,61964Re_{do}^{-0,16406} \left(\frac{f_p}{d_o}\right)^{0,56689}$
Kiatpachai vd. [9], Spiral kanat, Birleştirme türü gömülü (ankastre) $f = 1,0402Re_{do}^{-0,1724} \left(\frac{f_p}{d_o}\right)^{0,7116}$
Keawkamrop vd. [15], Kıvrımlı spiral kanat, Re : 1500 ila 13000 $f = 0,56217Re_{do}^{-0,27565} \left(\frac{f_p}{d_o}\right)^{0,17185} \left(\frac{d_f}{d_o}\right)^{0,65960}$
Wang vd. [52], Levha (plaka) kanat, Re : 800 ila 7500 $f = 1,039Re_{dc}^{-0,418} \left(\frac{f_t}{d_c}\right)^{-0,104} N_L^{-0,0935} \left(\frac{f_p}{d_c}\right)^{-0,197}$



Şekil 5. Ortalama ısı geçişinin hıza göre değişimi (Average heat transfer change)

sıcaklıklarının eşit olması koşulunda sağlanabilir, bu durumda Colburn (j) faktörü sıfır olacaktır, bire eşit olma durumu sıcak akışkanın maksimum soğuk akışkanın minimum olması koşulunda sağlanabilir.

$$f(x) = y = ax^b \quad (21)$$

$$f(x, y) = z = ax^b y^c \quad (22)$$

$$BMSF = \frac{(T_{w,i} - T_{a,i})_{deney}}{\left((T_{w,i})_{maks} - (T_{a,i})_{min}\right)_{Tüm Deneyler}} \quad (23)$$

$$= \frac{(\Delta T_{maks})_{Deney}}{(\Delta T_{maks})_{Tüm Deneyler}}$$

$$0 \leq BMSF \leq 1 \quad (24)$$

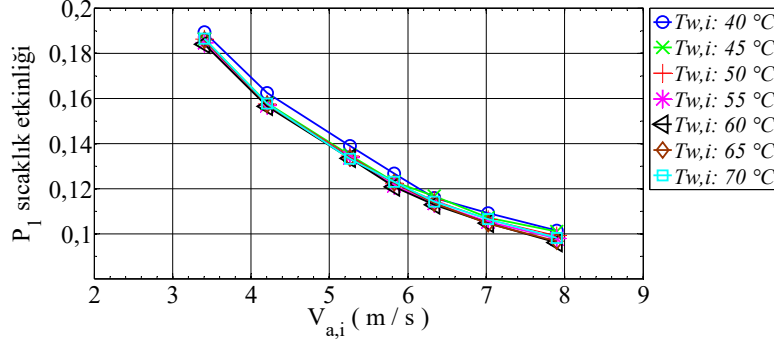
3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

3.1. Isıl-Hidrolik Özellikler (Thermal-Hydraulic Properties)

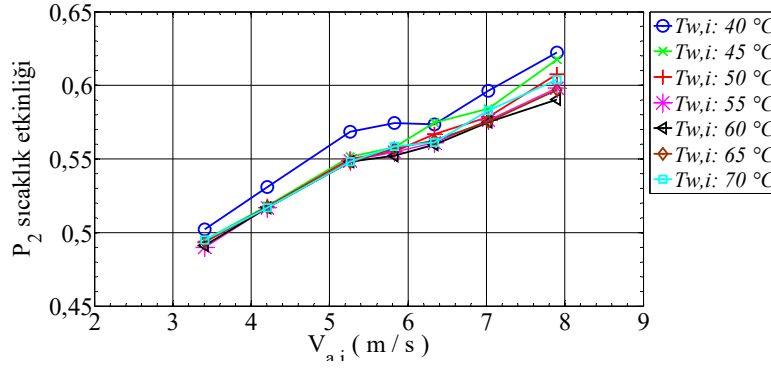
DeneySEL çalışma sonucu hava ve su tarafı ısı geçişi değerleri bulunmuştur. Her bir deney için 10 gözlem sonucu kullanılmıştır. Hava ile su arasındaki ısı denge [53] $\mp\%5$ 'in altında çıkmıştır. Ortalama ısı geçişi değerleri, 1555,82 W ila 4314,02 W aralığında değişmiştir. Hava giriş hızı veya su giriş sıcaklığı arttıkça ortalama ısı geçişi artmıştır (Şekil 5). Hava giriş hızı arttıkça, hava tarafı P_1 sıcaklık etkinliği (Şekil 6), tek kanat verimi (Şekil 9), toplam yüzey verimi (Şekil 10) azalmıştır; su tarafı P_2 sıcaklık etkinliği (Şekil 7) ve toplam ısı geçiş katsayısı (Şekil 8) artmıştır. Su giriş sıcaklığı arttıkça, hava tarafı P_1 sıcaklık etkinliği (Şekil 6), su tarafı P_2 sıcaklık etkinliği (Şekil 7), toplam ısı geçiş katsayısı (Şekil 8) azalmıştır; tek kanat verimi (Şekil 9) ve toplam yüzey verimi (Şekil 10) artmıştır. Su giriş sıcaklığının hava tarafı P_1 sıcaklık etkinliği üzerindeki etkisi diğerlerine göre daha azdır (Şekil 6). Hava tarafı Nu sayısı 31,79 ila

69,16 aralığında değişmiştir. Şekil 11 incelendiğinde, Re sayısı arttıkça Nu sayısı artmıştır, su giriş sıcaklığı arttığında Nu sayısı düşmüştür. Hava tarafı basınç düşümü değerleri, 90 Pa ila 350 Pa aralığında değişmiştir. Hava giriş hızı arttıkça basınç düşümü

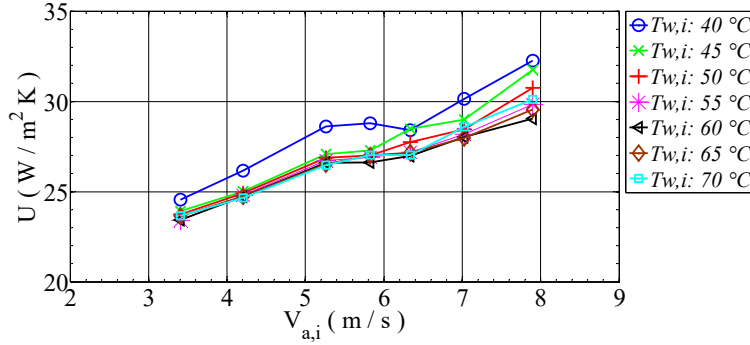
artmıştır, su giriş sıcaklığının basınç düşümüne etkisi ihmal edilebilir düzeydedir (Şekil 12). Çalışmamız literatürle benzer davranış göstermiştir [2, 9, 54].



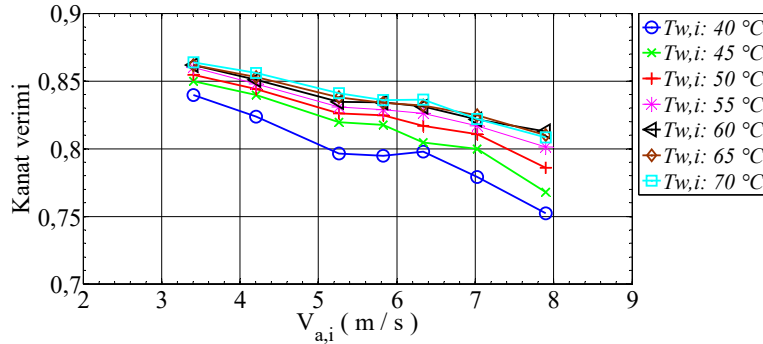
Şekil 6. Hava tarafı P_1 sıcaklık etkinliğinin hıza göre değişimi (Air side P_1 temperature effectiveness change)



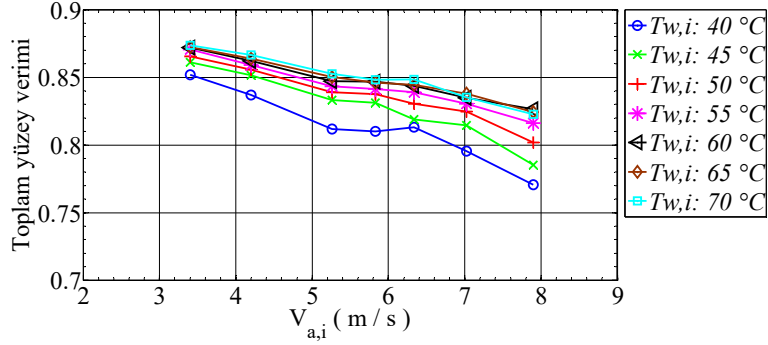
Şekil 7. Su tarafı P_2 sıcaklık etkinliğinin hıza göre değişimi (Water side P_2 temperature effectiveness change)



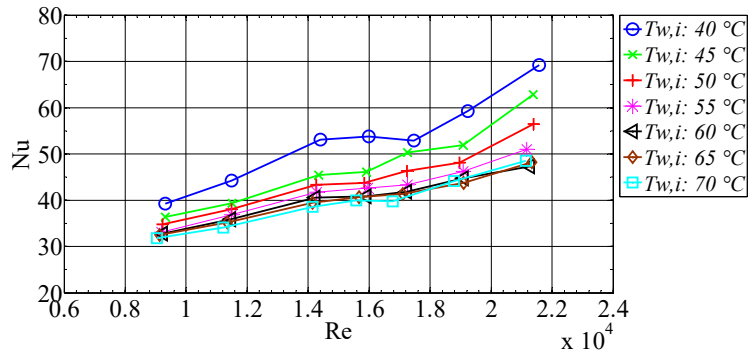
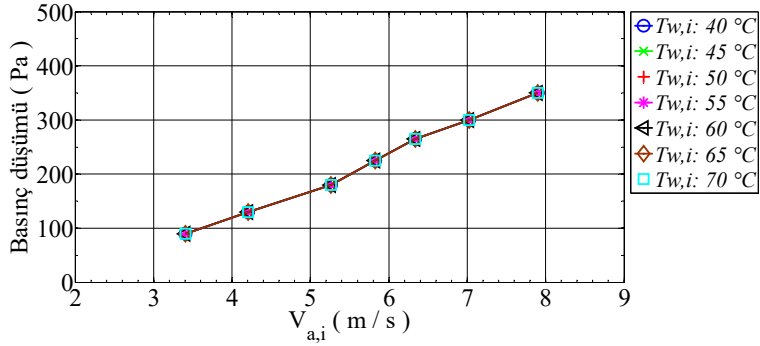
Şekil 8. Toplam ısı geçiş katsayısının hıza göre değişimi (Overall heat transfer coefficient change)



Şekil 9. Tek kanat veriminin hıza göre değişimi (Fin efficiency change)



Şekil 10. Toplam yüzey veriminin hıza göre değişimi (Overall surface efficiency change)

Şekil 11. Hava tarafı Nusselt sayısının Re sayısına göre değişimi (Air side Nusselt number change)

Şekil 12. Hava tarafı basınç düşüşünün hıza göre değişimi (Air side pressure drop change)

3.2. Eğri Uydurma Bulguları (Curve Fitting Results)

3.2.1. Colburn (j) faktörü önerilen deneysel bağıntı (Colburn (j) factor proposed empirical correlation)

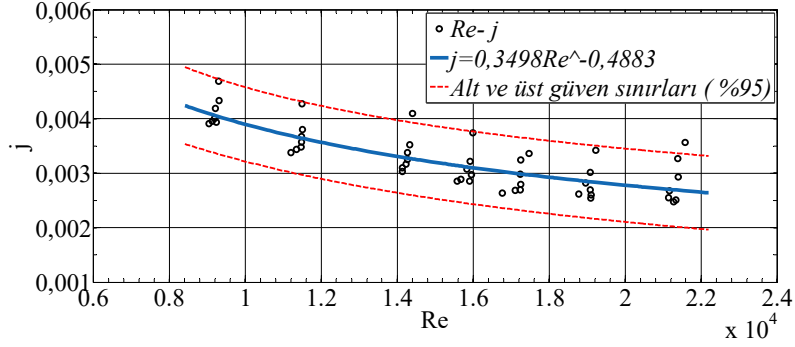
Hava tarafı Re sayısı, 9043 ila 21579 aralığında değişmiştir. Hava tarafı Colburn (j) faktörü değerleri, 0,0047 ila 0,0025 aralığında değişmiştir. Re sayısına bağlı önerilen deneysel bağıntı Eş. 25'de verilmiştir. Sadece Re sayısına bağlı deneysel bağıntı sonuçları su giriş sıcaklığının etkisini göstermede yetersiz kaldığı için bağıntıya $BMSF$ eklenerek Eş. 26 elde edilmiştir. Eş. 25 ve 26'nın sınırları $9043 \leq Re \leq 21579$ aralığında ve $N_L=4$ 'tür. Eş. 26 için ayrıca $0,38 \leq BMSF \leq 0,93$, $19,9 \text{ °C} \leq T \leq 71,0 \text{ °C}$ 'dir. $BMSF$ değerinin bulunmasında $(\Delta T_{maks})_{Tüm Deneyler}=51,1 \text{ °C}$ kullanılmalıdır.

Önerilen deneysel bağıntılar için %95 güven aralığı katsayıları: Eş. 25 için alt sınır katsayıları $a=0,01072$, $b=-0,5899$ 'dur ve üst sınır

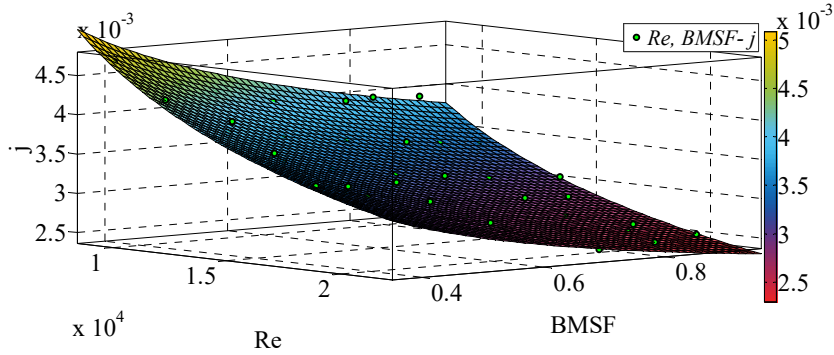
katsayıları $a=0,6889$, $b=-0,3866$ 'dır, Eş. 26 için alt sınır katsayıları $a=0,2348$, $b=-0,5445$, $c=-0,3403$ 'dür ve üst sınır katsayıları $a=0,4922$, $b=-0,4702$, $c=-0,2675$ 'dir. Eş. 25 ve 26 ile deneysel sonuçlar arasında yapılan hata analizi sonucu HOK değeri sırasıyla 0,0003 ve 0,0001 bulunmuştur, kabul edilebilir düzeydedir. Deneysel bulgular ve Eş. 25'e göre Colburn (j) faktörünün Re sayısı ile değişimi Şekil 13'de verilmiştir. Şekil 13 incelendiğinde, Re sayısı arttıkça önerilen bağıntı (Eş. 25) asimptotik olarak azalmıştır. Deneysel verilerle benzer davranış göstermiştir. Şekil 14'de Re sayısına ve $BMSF$ 'ye bağlı Colburn (j) faktörü değişimi verilmiştir. Şekil 14 incelendiğinde, Re sayısı ve $BMSF$ arttıkça önerilen bağıntı (Eş. 26) asimptotik olarak azalmıştır. Deneysel verilerle benzer davranış göstermiştir.

$$j = 0,3498Re^{-0,4883} \quad (25)$$

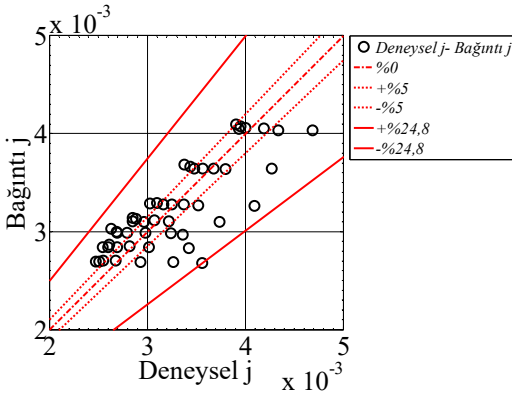
$$j = 0,3635Re^{-0,5073}BMSF^{-0,3039} \quad (26)$$



Şekil 13. Hava tarafında Re sayısına göre Colburn (j) faktörü değişimi
(Variation of the proposed correlation for the airside Colburn (j) factor depending on the Re number)



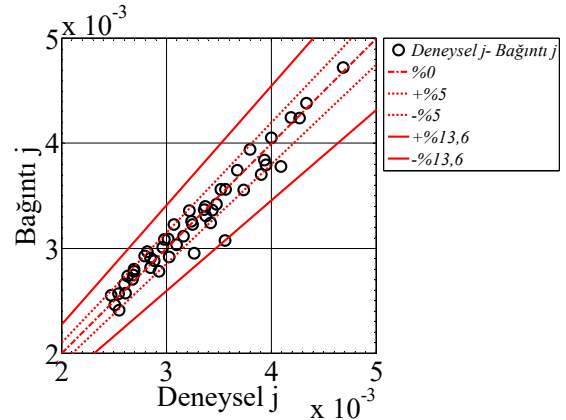
Şekil 14. Hava tarafında Re sayısı ve $BMSF$ 'ye göre Colburn (j) faktörü değişimi
(Variation of the proposed correlation for the airside Colburn (j) factor depending on the Re number and $DMTD$)



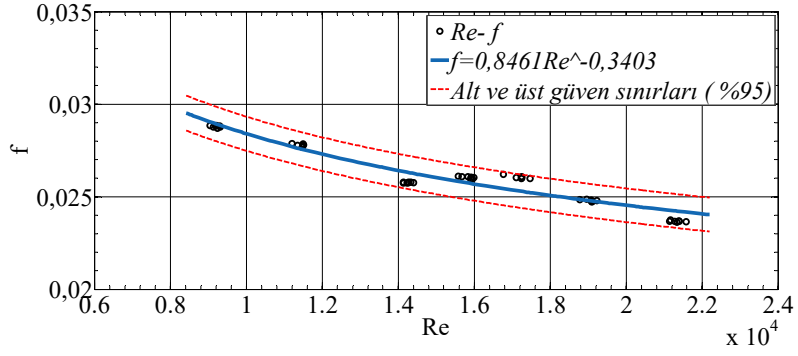
Şekil 15. Hava tarafında Re sayısına göre Colburn (j) faktörü için korelasyon grafiği
(Correlation plot for airside Colburn (j) factor depending on Re number)

Eş. 25 için istatistiksel analiz sonucu korelasyon katsayısı (r) 0,717 çıkmıştır, veriler arasında pozitif yönlü yüksek kuvvetli ve 0,01 düzeyinde anlamlı ilişki vardır (Şekil 15). Belirleme katsayısı (R^2) 0,660 çıkmıştır bunun anlamı Re sayısı, Colburn (j) faktöründeki değişimin %66'sını açıklamakta geri kalan kısım ise başka değişkenler tarafından açıklanmaktadır. Eş. 26 için istatistiksel analiz sonucu korelasyon katsayısı (r) 0,965 çıkmıştır, veriler arasında pozitif yönlü çok yüksek kuvvetli ve 0,01 düzeyinde anlamlı ilişki vardır (Şekil 16). Belirleme katsayısı (R^2) 0,955 çıkmıştır bunun anlamı Re sayısı ve $BMSF$, Colburn (j) faktöründeki değişimin %95,5'ini açıklamakta geri kalan kısım ise başka değişkenler tarafından açıklanmaktadır. Bağıntıya (Eş. 25) $BMSF$ eklenmesi

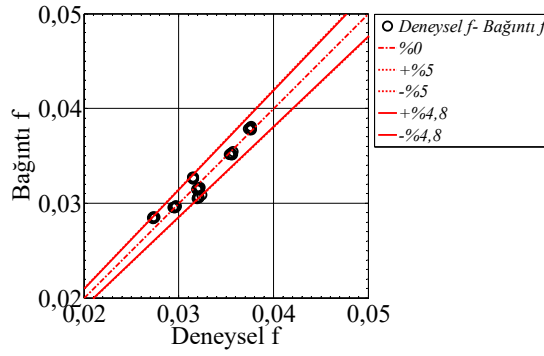
korelasyon katsayısını 0,717'den 0,965'e ve belirleme katsayısını 0,660'dan 0,955'e arttırmış, HOK değerini 0,0003'den 0,0001'e düşürmüştür. Bazı çalışmalarda su giriş sıcaklıkları 55 °C veya 60 °C'nin üzerindedir [8, 9, 15, 55]. Bu çalışmalarda su giriş sıcaklığının Colburn (j) faktörü üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu belirtilmiştir [8, 9, 15, 55]. Benzer durum çalışmamızda da görülmüştür. Sonuçlar incelendiğinde 55 °C'den (ortalama $BMSF \cong 0,66$) sonra su giriş sıcaklığının Colburn (j) faktörü üzerindeki etkisinin azaldığı görülmüştür (Şekil 14). Ancak bu sıcaklığın altında ise etkisi önemlidir.



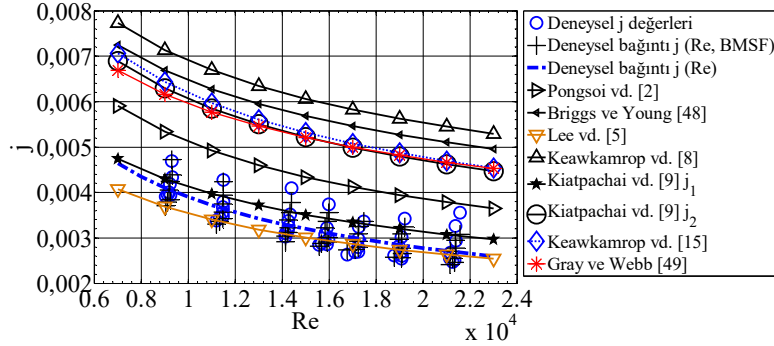
Şekil 16. Hava tarafında Re sayısı ve $BMSF$ 'ye göre Colburn (j) faktörü için korelasyon grafiği
(Correlation plot for airside Colburn (j) factor depending on Re number and $DMTD$)



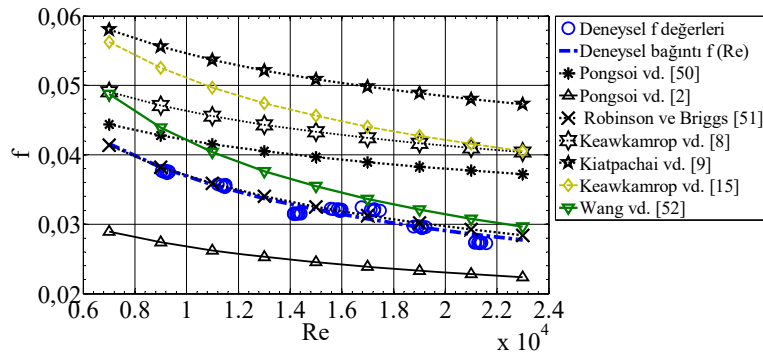
Şekil 17. Hava tarafında Re sayısına göre Fanning (f) sürtünme faktörü değişimi
(Variation of the proposed correlation for the airside Fanning (f)-friction factor depending on the Re number)



Şekil 18. Hava tarafında Re sayısına göre Fanning (f) sürtünme faktörü için korelasyon grafiği
(Correlation plot for airside Fanning (f)-friction factor depending on Re number)



Şekil 19. Hava tarafı Colburn (j) faktörünün literatür ile karşılaştırması (Comparison of air side Colburn (j) factor with literature)



Şekil 20. Hava tarafı Fanning (f) sürtünme faktörünün literatür ile karşılaştırması
(Comparison of air side Fanning (f)-friction factor with literature)

3.2.2. Fanning (f) sürtünme faktörü önerilen deneysel bağıntı (Fanning (f)-friction factor proposed empirical correlation)

Hava tarafı Fanning (f) sürtünme faktörü değerleri, 0,0377 ile 0,0272 aralığında değişmiştir. Re sayısına bağlı önerilen deneysel bağıntı Eş. 27 ile verilmiştir. Eş. 27'in sınırlılıkları $9043 \leq Re \leq 21579$ aralığında ve $N_L=4$ 'tür.

$$f = 0,8461Re^{-0,3403} \quad (27)$$

Önerilen deneysel bağıntı için %95 güven aralığı katsayıları: Eş. 27 için alt sınır katsayıları $a=0,62$, $b=-0,3403$ 'dür ve üst sınır katsayıları $a=1,072$, $b=-0,3124$ 'tür. Şekil 17'de Fanning (f) sürtünme katsayısının Re sayısına bağlı değişimi verilmiştir. Şekil 17 incelendiğinde, Re sayısı arttıkça önerilen bağıntı asimptotik olarak azalmıştır. Deneysel verilerle benzer davranış göstermiştir. Eş. 27 ile deneysel sonuçlar arasında yapılan hata analizi sonucu HOK değeri 0,0009 çıkmıştır, kabul edilebilir düzeydedir. İstatistiksel analiz sonucu korelasyon katsayısı (r) 0,869 çıkmıştır, veriler arasında pozitif yönlü yüksek kuvvetli ve 0,01 düzeyinde anlamlı ilişki vardır (Şekil 18). Belirleme katsayısı (R^2) 0,926 çıkmıştır bunun anlamı Re sayısı, Fanning (f) sürtünme faktöründeki değişimin %92,6'sını açıklamakta geri kalan kısım ise başka değişkenler tarafından açıklanmaktadır.

3.3. Literatür ile Karşılaştırma Bulguları (Comparison Results with Literature)

3.3.1. Colburn (j) faktörü literatür karşılaştırılması (Colburn (j) factor literature comparison)

Colburn (j) faktörü için deneysel ve önerilen bağıntılar literatürle (Tablo 5) ile karşılaştırılmıştır (Şekil 19). Sadece Re sayısına bağlı olarak türetilen bağıntı (Eş. 25), Colburn (j) faktörünü eğri olarak temsil etmiştir. Hem Re sayısına hem de $BMSF$ 'ye bağlı olarak türetilen bağıntı (Eş. 26), Colburn (j) faktörünü deneysel sonuçlara benzer bir şekilde dağılım olarak temsil etmiştir. Şekil 19 incelendiğinde, Re sayısı arttıkça Colburn (j) faktörü azalmıştır. Bağıntılar incelendiğinde l -ayaklı [2] ve geleneksel [5, 9] spiral kanatlı borulu ısı değiştirici sonuçları önerilen bağıntıya yakın çıkmıştır (Şekil 19). Burada oluşan fark üzerinde kullanılan malzeme, kanat birleştirme tekniği ve hızın etkili olduğu görülmüştür. Önerilen bağıntıdan daha yüksek çıkan bağıntılarda özellikle kanat tipinin [8, 15, 48, 49] etkili olduğu görülmüştür (Şekil 19).

3.3.2. Fanning (f) sürtünme faktörü literatür karşılaştırılması (Fanning (f)-friction factor literature comparison)

Fanning (f) sürtünme faktörü için deneysel ve önerilen bağıntı literatürle (Tablo 6) ile karşılaştırılmıştır (Şekil 20). Şekil 20 incelendiğinde, Re sayısı arttıkça Fanning (f) sürtünme faktörü azalmıştır. Bağıntılar incelendiğinde dairesel kanatlı borulu ısı değiştirici [51] sonuçları önerilen bağıntıya yakın çıkmıştır (Şekil 20). Burada spiral kanat formunun dairesel kanat formuna benzer yapıda olması etkili olabilir. L -ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricisi (2 sıralı) [2] sonuçları daha düşük çıkmıştır boru sıra sayısı 5'ten [56] küçük olduğu için burada sıra sayısı etkili olmuştur. Önerilen bağıntıdan daha yüksek çıkan bağıntılarda özellikle kanat tipinin etkili olduğu görülmüştür (Şekil 20). Kesikli [8] veya kıvrımlı [15, 50] spiral kanat ve levha kanatlı ısı değiştiricisi [52] daha yüksek f değeri vermiştir. Bunların dışında spiral kanat olup daha yüksek f değeri veren Kiatpachai vd. [9] önerdikleri bağıntı incelendiğinde kanat birleştirme tekniğinin etkili olduğu görülmüştür. Deneysel ve önerilen bağıntı (Eş. 27) sonuçlarının literatür sonuçları arasında kaldığı görülmüştür, merite olarak literatürle uyumludur.

1368

4. Simgeler (Symbols)

A	: Alan [m ²]
A_{min}	: Hava tarafı minimum serbest akış alanı [m ²]
A_o	: Havayla temas eden toplam ısı geçiş alanı [m ²]
$BMSF$: Boyutsuz maksimum sıcaklık farkı
C	: Isıl kapasite debisi [W·K]
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı [J/kg·K]
d	: Çap [m]
d_c	: Kanat ayak dış çapı [m]
f	: Fanning (f) sürtünme faktörü
G	: Kütle hızı (kg/s m ²)
h	: Isı taşınım katsayısı [W/m ² ·K]
HOK	: Hataların ortalama karekökü
j	: Colburn (j) faktörü
k	: Isı iletim katsayısı [W/m·K]
m	: Kanat için parametre [1/m]
\dot{m}	: Kütle debisi [kg/s]
N	: Toplam boru sayısı [adet]
NTU	: Geçiş birimi sayısı
Nu	: Nusselt sayısı [= hd/k]
P	: Sıcaklık etkinliği
p	: Yaklaştırma değeri
Pr	: Prandtl sayısı [= $c_p\mu/k$]
q	: Isı geçişi [W]
R	: Isıl kapasite debilerinin oranı
r	: Yarıçap [m]; Gerçek değer
Re	: Reynolds sayısı [= $\rho Vd/\mu$]
r_{ec}	: Eşdeğer dış kanat yarıçapı [m]
St	: Stanton sayısı [= $h/\rho Vc_p$]
T	: Sıcaklık [°C; K]
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı [W/m ² ·K]
V	: Akışkan hızı [m/s]
Δp	: Basınç düşümü [Pa]
ΔT	: Sıcaklık farkı [°C; K]
η_o	: Toplam yüzey verimi
η_f	: Kanat verimi
ν	: Kinematik viskozite [m ² /s]
μ	: Dinamik viskozite [kg/s m]
ρ	: Kütle yoğunluğu [kg/m ³]

Alt indisler (Subscripts)

a	: Hava
c	: Soğuk akışkan
f	: Kanat
h	: Sıcak akışkan
i	: Giriş; İç taraf; Terim indeksi
m	: Yığın ortalaması
$maks$: Maksimum
min	: Minimum
o	: Çıkış; Dış taraf
ort	: Aritmetik ortalama
s	: Referans yüzey
t	: Boru
w	: Su

5. Sonuçlar (Conclusions)

Colburn (j) faktörü ve Fanning (f) sürtünme faktörü için deneysel bağıntılar önerilmiştir. Re sayısı veya su giriş sıcaklığı arttıkça Colburn (j) faktörü azalmıştır. Re sayısı arttıkça Fanning (f) sürtünme faktörü azalmıştır. Fanning (f) sürtünme faktörü üzerinde hava giriş hızı parametresinin etkisi önemlidir, su giriş sıcaklığı parametresinin etkisi ihmal edilebilir düzeydedir. Su giriş sıcaklığının etkisinin

bağıntıyla aktarılabilmesi için *BMSF* tanımı önerilmiştir. Colburn (*j*) faktörü için *Re* sayısına bağlı önerilen deneysel bağıntıya *BMSF*'nin eklenmesi, korelasyon katsayısı (*r*) 0,717'den 0,965'e ve belirleme katsayısı (*R*²) 0,660'tan 0,955'e arttırmıştır ayrıca *HOK* değerini 0,0003'den 0,0001'e düşürmüştür. Fanning (*f*) sürtünme faktörü için *Re* sayısına bağlı önerilen bağıntı ile deneysel sonuçlar arasında korelasyon katsayısı (*r*) 0,869, belirleme katsayısı (*R*²) 0,926 ve *HOK* değeri 0,0009 çıkmıştır. Deneysel veriler ve önerilen bağıntı sonuçları literatürle uyumludur. Colburn (*j*) faktörünün ve Fanning (*f*) sürtünme faktörünün tahmin edilmesinde önerilen deneysel bağıntılar güven aralıkları içerisinde kullanılabilir. Önerilen bağıntı, özellikle giriş sıcaklıklarının önemli olduğu tasarımlarda Colburn (*j*) faktörünün tahmin edilmesinde katkı sağlayacaktır. Bu çalışma ısıtma koşullarında yapılmıştır bu yüzden soğutma ve yoğunlaşma durumlarında farklı giriş sıcaklıklarının Colburn (*j*) faktörü üzerindeki etkisi araştırılmalıdır.

Teşekkür (Acknowledgement)

Bu çalışma Ege üniversitesinde "Spiral kanatlı-borulu ısı değiştiricilerin ısıl-hidrolik özelliklerinin incelenmesi" başlıklı doktora tezinden türetilmiştir [37].

Kaynaklar (References)

1. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, (Çev. T. Derbentli, O. F. Genceli, A. Güngör, A. Hepbaşlı, Z. İlken, N. Özbalta, F. Özgüç, C. Parmaksızoğlu ve Y. Uralcan), Literatür Yayınları, 51, İstanbul, Türkiye, 2007.
2. Pongsoi, P., Promopattum, P., Pikulkajorn, S., Wongwises, S., Effect of fin pitches on the air-side performance of l-footed spiral fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 59, 75–82, 2013.
3. Kırtepe, E., Özbalta, N., Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in l-footed spiral fin-tube banks, *European Journal of Science and Technology, Special Issue*, 38–44, 2018.
4. Jiang, H.F., Wu, C.W., Ping, Y., Experimental investigation of heat transfer and flowing resistance for air flow cross over spiral finned tube heat exchanger, *Energy Procedia*, 17, 741–749, 2012.
5. Lee, M., Kang, T., Kim, Y., Air-side heat transfer characteristics of spiral-type circular fin-tube heat exchangers, *Int. J. Refrig.*, 33, 313–320, 2010.
6. Genic, S.B., Jacimovic, B.M., Soto, G., Latinovic, B.R., Research on air pressure drop in helically-finned tube heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.*, 26, 478–485, 2006.
7. Krupiczka, R., Rotkegel, A., Walczyk, H., Dobner, L., An experimental study of convective heat transfer from extruded type helical finned tubes, *Chemical Engineering and Processing*, 42, 29–38, 2003.
8. Keawkamrop, T., Mesgarpour, M., Dalkılıç, A.S., Ahn, H.S., Mahian, O., Wongwises, S., Effect of the segmented fin height on the air-side performance of serrated welded spiral fin-and-tube heat exchangers, *Case Stud. Therm. Eng.*, 35, 102128, 2022.
9. Kiatpachai, P., Keawkamrop, T., Mesgarpour, M., Ahn, H.S., Dalkılıç, A.S., Mahian, O., Wongwises, S., Air-side performance of embedded and welded spiral fin and tube heat exchangers, *Case Stud. Therm. Eng.*, 30, 101721, 2022.
10. Yuan, M., Liu, G., Zhang, X., Zhang, W., Yang, Y., Song, J.H., Lim, H.C., Heat transfer enhancement for spiral finned tubes with triangular winglets, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 205, 123918, 2023.
11. Kiatpachai, P., Pikulkajorn, S., Wongwises, S., Air-side performance of serrated welded spiral fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 85, 724–732, 2015.
12. Naess, E., Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts, *Appl. Therm. Eng.*, 30, 1531–1537, 2010.
13. Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T., Wang, C.C., Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification, *Appl. Therm. Eng.*, 25, 327–340, 2005.
14. Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T., Wang, C.C., Air side performance at low Reynolds number of cross-flow heat exchanger using crimped spiral fins, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 32, 151–165, 2005.
15. Keawkamrop, T., Asirvatham, L.G., Dalkılıç, A.S., Ahn, H.S., Mahian, O., Wongwises, S., An experimental investigation of the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers with a small tube diameter, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 178, 121571, 2021.
16. Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, C.J., Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43, 2693–2700, 2000.
17. Abu Madi, M., Johns, R.A., Heikal, M.R., Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers, *Int. J. Refrig.*, 21 (7), 507–517, 1998.
18. Wang, C. C., Lee, W.S., Sheu, W. J., A comparative study compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 44, 3565–3573, 2001.
19. Tang, L.H., Zeng, M., Wang, Q.W., Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns, *Exp. Therm Fluid Sci.*, 33, 818–827, 2009.
20. Kim, Y., Kim, Y., Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch, *Int. J. Refrig.*, 28, 851–858, 2005.
21. Kong, Y. Q., Yang, L. J., Du, X. Z., Yang, Y. P., Effects of continuous and alternant rectangular slots on thermo-flow performances of plain finned tube bundles in in-line and staggered configurations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 93, 97–107, 2016.
22. Xie, G., Wang, Q., Sunden, B., Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows, *Appl. Therm. Eng.*, 29, 1–16, 2009.
23. Ömeroğlu, G., Farklı tipte kanatçıkların çapraz akışı ısı değiştiricisinde deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2007.
24. Bilen, K., Akyol, U., Yapici, S., Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface, *Energy Conversion and Management*, 42, 1071–1083, 2001.
25. Kotcioglu, I., Khalaji, M. N., Cansiz, A., Heat transfer analysis of a rectangular channel having tubular router in different winglet configurations with Taguchi method, *Appl. Therm. Eng.*, 132, 637–650, 2018.
26. Colak, A. B., Kotcioglu, I., Khalaji, M. N., Tree shaped in channels parallel and counter flow through heat exchanger heat transfer and flow investigation of characteristic, *Hittite Journal of Science and Engineering*, 5, 33–49, 2018.
27. Tekin, Y., Bilgili, M., Numerical and experimental investigation of fin height effect in plug-in modules cooled by direct airflow through method, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 39 (4), 2617–2630, 2024.
28. Köse, U., Ögüt, E., Heat exchanger design and CFD analysis for milk powder production process needs in a milk factory, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 38 (4), 2119–2132, 2023.
29. Burgess, W.A., Ellenbecker, M.J., Treitman, R.D., *Ventilation for Control of the Work Environment*, John Wiley & Sons, Inc., USA, 2004.
30. Şenoğlu, B., Acıtaş, Ş., İstatistiksel Deneysel Tasarım: Sabit Etkili Modeller, Nobel Akademik, Ankara, Türkiye, 2014.
31. Erbaş, S.O., Olmuş, H., Deneysel Düzenerleri ve İstatistik Analizleri, Gazi Kitabevi, Ankara, Türkiye, 2006.
32. Mazmanoğlu, A., Deneysel Tasarım ve Genelleştirilmiş Ters Matrislerle İstatistik Analiz Yöntemleri, Nobel Akademik, Ankara, Türkiye, 2014.
33. Çengel, Y.A., Boles, M.B., *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla (Beşinci Baskı)*, (Çev. A. Pınarbaşı, E. Buyruk, Ç. Özalp, A. Bilgin, H. Günerhan ve S. Basan), İzmir Güven Kitabevi, İzmir, Türkiye, 2008.
34. Shah, R.K., Sekulić D.P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley and Sons, New Jersey, USA, 2003.
35. Kakaç, S., Liu H., *Heat Exchanger Selection, Rating and Thermal Design*, CRC Press, Boca Raton, Florida, USA, 2002.
36. Kraus, A.D., Aziz, A., Welty, J., *Extended Surface Heat Transfer*, A Wiley-Interscience Publication, New York, USA, 2001.
37. Yılmaz, R., *Spiral kanatlı-borulu ısı değiştiricilerin ısıl-hidrolik özelliklerinin incelenmesi*, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2023.
38. Kays, V. M., London, A.L., *Compact Heat Exchangers (Second Edition)*, McGraw-Hill, New York, USA, 1964.
39. Sadikhov, E., Kangı, R., Uğur, S., Ölçüm Belirsizliği, Ulusal Metroloji Enstitüsü (UME), Türkiye, 1995.

40. Demirpolat, A.B., Etilen glikol bazlı nanoakışkanların üretilmesi, viskozite ve termal özelliklerinin deneysel incelenmesi, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elâzığ, 2018.
41. Kırtepe, E., Özbalta, N., Kanatlı-borulu ısı değiştiricilerde belirsizlik analizi, DÜMF Mühendislik Dergisi, 9 (1), 161–175, 2018.
42. Kırtepe, E., Yılmaz, R., Özbalta, N., Eğimli Güneř Bacasının Matematiksel Modellenmesi ve Optimum Eğim Açısının Bulunması, 4. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, Edirne-Türkiye, 2003–2015, 18-20 Nisan, 2018.
43. Rehman, S., Empirical model development and comparison with existing correlations, Appl. Energy, 64, 369–378, 1999.
44. Demir, İ., SPSS ile İstatistik Rehberi, Efe Akademi Yayınları, İstanbul, Türkiye, 2020.
45. Pongsoi P., Pikulkajorn, S., Wongwises S., Heat transfer and flow characteristics of spiral fin-and-tube heat exchangers: A review, Int. J. Heat Mass Transfer, 79, 417–431, 2014.
46. Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T., Thermal behavior of spiral fin-and-tube heat exchanger having fly ash deposit, Exp. Therm Fluid Sci., 31, 1103–1109, 2007.
47. Lee, S.H., Lee, M., Yoon, W.J., Kim, Y., Frost growth characteristics of spirally-coiled circular fin-tube heat exchangers under frosting conditions, Int. J. Heat Mass Transfer, 64, 1–9, 2013.
48. Briggs, D.E., Young, E.H., Convective heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes, 427–429, 1963, Heat transfer and flow characteristics of spiral fin-and-tube heat exchangers: A review, P. Pongsoi, S. Pikulkajorn, S. Wongwises (Eds.), Int. J. Heat Mass Transfer, 79, 417–431, 2014.
49. Wang, C.C., Chang, C.T., Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating, Int. J. Heat Mass Transfer, 41, 3109–3120, 1998.
50. Pongsoi, P., Pikulkajorn, S., Wang, C.C., Wongwises, S., Effect of number of tube rows on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchanger with a multipass parallel and counter cross-flow configuration, Int. J. Heat Mass Transfer, 55, 1403–1411, 2012.
51. Robinson K.K., Briggs D.E., Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes, 427–429, 1966, Heat transfer and flow characteristics of spiral fin-and-tube heat exchangers: A review, P. Pongsoi, S. Pikulkajorn, S. Wongwises (Eds.), Int. J. Heat Mass Transfer, 79, 417–431, 2014.
52. Wang, C.C., Chang, Y.J., Hsieh, Y.C., Lin, Y.T., Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins, Int. J. Refrig., 19 (4), 223–230, 1996.
53. ASHRAE STANDARDS 33-78, Methods of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, INC., Atalanta, USA, 1978.
54. Pongsoi, P., Pikulkajorn, S., Wongwises, S., Experimental study on the air-side performance of a multipass parallel and counter cross-flow l-footed spiral fin-and-tube heat exchanger, Heat Transfer Eng., 33 (15), 1251–1263, 2012.
55. Kiatpachai, P., Keawkamrop, T., Asirvatham, L.G., Mesgarpour, M., Dalkılıç, A.S., Ahn, H.S., Mahian, O., Wongwises, S., An experimental study of the air-side performance of a novel louver spiral fin-and-tube heat exchanger, Alexandria Eng. J., 61, 9811–9818, 2022.
56. VDI Heat Atlas, Second Edition “VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen”, Springer, Verlag Berlin Heidelberg, Germany, 2010.