

Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Gövde Tarafı Isıl Performansın Belirlenmesinde Kullanılan Yöntemlerin Deneysel Verilerle Uyumluluğunun Değerlendirilmesi

¹Münip Alpaslan Alperen ve ^{*2}Hüseyin Kurt

¹ Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği A.B.D., Karabük, Türkiye

² Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü., Karabük, Türkiye

Özet

Bu çalışmada, tek basamaklı şaşırtma levhası kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisinin gövde tarafı ısı performansı literatürde önerilen Kern, Bell-Delaware ve basitleştirilmiş Bell-Delaware yöntemleri ile belirlenmiş, elde edilen sonuçlar literatürde bulunan deneysel veriler ile karşılaştırılarak teorik sonuçların doğrulaması yapılmıştır. Bu yöntemlere göre belirlenen gövde tarafı toplam ısı transfer katsayısı, ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesinde kullanılmıştır. Isı değiştiricisi için belirlenen toplam ısı transfer katsayı, deneysel verilerden LMTD ve ϵ -NTU yöntemleri yardımıyla elde edilen toplam ısı transfer katsayı ile karşılaştırılmıştır. Hesaplamalar MATLAB programında yazılan bir grafik ara yüze sahip hesaplayıcı ile gerçekleştirilmiştir. Toplam dokuz deney verisine göre yapılan hesaplamalar sonucunda, Bell-Delaware yönteminin ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısını deneysel sonuçlara göre en yüksek doğrulukla sağladığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Gövde borulu ısı değiştiricileri, Kern yöntemi, Bell-Dalaware yöntemi, Basitleştirilmiş Bell yöntemi.

Abstract

In this paper, shell-side heat transfer coefficient of a shell and tube heat exchanger with single segmental baffles were calculated by using proposed methods in literature known as Kern, Bell-Delaware methods and a simplified version of the Bell Delaware method and theoretical results compared with experimental results found in literature for validation. Shell side heat transfer coefficients calculated with mentioned methods were used to calculate overall heat transfer coefficients of the exchanger and these coefficients were compared with overall heat transfer coefficients obtained from experimental temperature measurements by using LMTD and ϵ -NTU methods. Calculations were performed using a calculator which has a simple GUI and was written in MATLAB. Calculation results for 9 experiments shows that Bell-Delaware method gives most accurate results to experimental results.

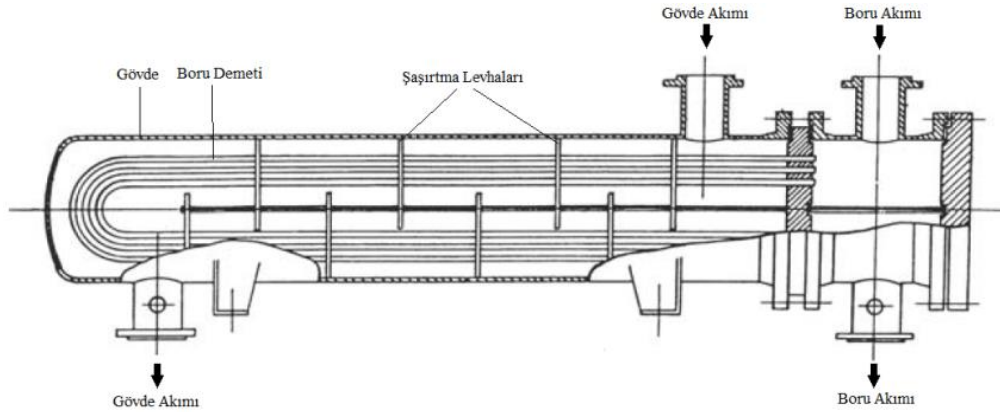
Key words: Shel and tube heat exchangers, Kern method, Bell-Delaware method, Simplified Bell-Delaware method

1. Giriş

Farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya akışkan ve katı parçacıklar arasında ısı transferinin gerçekleştirilmesini sağlayan ekipmanlar ısı değiştiricileri olarak adlandırılmaktadır. Isı değiştiricileri hem sanayi tesislerindeki üretim süreçlerinde hem de gündelik hayattaki birçok uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı değiştiricileri farklı tiplerde imal edilmekle birlikte başta petrol ve kimya sanayisi olmak üzere en yaygın kullanılan tipi gövde borulu ısı

değiştiricilerdir. Bu tip ısı değiştiricilerde ısı transfer yüzeyini büyük çaplı silindirik gövde içine yerleştirilmiş çok sayıdaki borunun toplam yüzeyi oluşturur. Gövde içindeki akışkan bu boruların yüzeylerinden akarak borular içindeki akışkan ile ısı alışverişinde bulunur. Bu tip ısı değiştiricinin ısı aktarım kapasitesini arttırmak için genellikle ucuz ve uygulaması basit olan tek basamaklı şaşırtma levhaları yardımıyla gövde tarafı akışının düzenlenmesi yoluna gidilir. Şaşırtma levhaları genellikle gövde çapının belirli bir oranı kadar açık akış alanı bırakacak şekilde gövde içi akıma ve borulara dik konumda kullanılır, bu açıklık oranı pencere oranı veya şaşırtma levhası kesme oranı olarak adlandırılır. Böyle gövdelerde ana olarak, pencere bölgesinde boru demetine paralel, iki şaşırtma levhası arasında kalan çapraz akış bölgesinde boru demetine dik iki temel akış ısı transferini gerçekleştirir. Bu iki akışın dışında boru demeti ve gövde iç çapı arasında, şaşırtma elemanlarının dış çapı ile gövde arasında ve şaşırtma elemanından boruların geçmesi için açılan deliklerden kaçak akımlar meydana gelir ve bu kaçak akımlar ısı transferini olumsuz yönde etkiler. Isı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısının hesaplanmasında şaşırtma levhasının tüm bu etkilerinin göz önüne alınması gerekir. Gövde tarafı akışta yapılan bu düzenleme ısı transferini arttırdığı gibi gövde içindeki akışın analizinin karmaşık hale gelmesine ve dolayısıyla ekipmanın tasarımının veya seçiminin zorlaşmasına neden olur. Gövde borulu ısı değiştiricilerin yaygın kullanımını bu ekipmanların ısı performans analizlerindeki isabetliliğin üretim maliyeti, işletme maliyeti, enerji maliyeti ve geri kazanımı, doğal enerji ve ham madde kaynaklarının korunması gibi konularda verimliliğin artırılması için önemli bir yer tutmasını sağlamaktadır.

Literatürdeki çalışmalarda, gövde borulu ısı değiştiricilerin gövde tarafı ısı hesaplarında Kern ve Bell-Delaware yöntemleri olmak üzere iki temel yöntem öne çıkmaktadır. Gövde borulu ısı değiştiricilerin optimizasyonun farklı yöntemlerle gerçekleştirilmesi üzerine yapılan pek çok çalışma bulunmaktadır. Patel ve Rao [1] parçacık sürü optimizasyonu tekniği ile gövde borulu ısı değiştirici optimizasyonunu inceledikleri çalışmalarında gövde tarafı ısı geçiş ve basınç kaybı hesaplarını gerçekleştirmek için Kern yöntemini kullanmışlardır. Fettaka vd. [2] gövde borulu bir ısı değiştiricinin ısı geçiş alanı ve pompalama gücü açısından çok hedefli optimizasyonunu yaptıkları çalışmada, ısı değiştiricinin gövde tarafı ısı performansını ve basınç kaybını Bell-Delaware yöntemini kullanarak hesaplamışlardır. Optimizasyon, MATLAB'ın çok hedefli genetik algoritma modülünde bulunan NSGA-II algoritması ile gerçekleştirilmiştir. Hadidi vd.[3] gövde borulu ısı değiştiricilerin ekonomik optimizasyonunu yaptıkları çalışmalarında gövde tarafı ısı geçiş katsayısını ve basınç kayıplarını Kern yöntemini kullanarak tespit etmişlerdir. Yang vd. [4] gövde borulu ısı değiştiricilerin TEMA standartlarına göre yaptıkları optimizasyonda, gövde tarafı hesapları için Kern yöntemini kullanmışlardır. Mohanty[5] gravitasyonel arama algoritması kullanarak gövde borulu ısı değiştiricilerin ekonomik optimizasyonu üzerine yaptığı ısı analiz çalışmasında Bell-Delaware yöntemini kullanmıştır. Bu çalışmalardan da görüldüğü gibi optimizasyona farklı yaklaşımlar getirilmesine rağmen gövde tarafının ısı hesaplarında Kern ve Bell-Delaware yöntemleri önemli bir yer tutmaktadır. Bu durum optimizasyon başarısının Kern ve Bell-Delaware yöntemlerinin gövde tarafı ısı hesaplarını yüksek doğrulukla yapmasına bağlı olduğunu göstermektedir. Bu çalışmada, gövde borulu ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısı ve etkenliği, Kern, Bell-Delaware ve Bell-Delaware yönteminin basitleştirilmiş bir formu olan üç farklı yöntemle göre belirlenerek, literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak sonuçların doğrulaması yapılmıştır.



Şekil 1. Gövde borulu bir ısı değıştircinin şematik konstrüksiyonu

2. Materyal ve Metot

Bu çalışmada, gövde içindeki akışı düzenlemek için tek basamaklı şaşırtma levhaları kullanılan gövde borulu ısı değıştircilerinin gövde tarafı ısı transferi katsayısının belirlenmesinde önerilen yöntemlerin deneysel verilerle ne kadar uyumlu sonuçlar verdiği incelenmiştir. Bunun için Kern ve Bell-Delaware yöntemleri olarak bilinen yöntemler ile Bell-Delaware yönteminin basitleştirilmiş bir formu olmak üzere üç yöntem değerlendirilmiştir. Hesaplamalar, MATLAB programı yardımıyla yapılmıştır. Program tarafından her üç yöntem içinde gövde tarafı ısı transfer katsayıları ve bunlardan yararlanarak her bir yöntem için ısı değıştircinin teorik toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. Isı değıştircideki soğuk ve sıcak akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları kullanılarak LMTD ve ϵ -NTU yöntemleri ile ısı değıştircinin deneysel toplam ısı transfer katsayısı hesaplanıp teorik katsayılar ile karşılaştırılmış, teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki fark belirlenmiştir.

2.1. Deneyler ve Deney Sistemi

Teorik sonuçlar, Vukic vd. [6] tarafından yapılan deneysel çalışmadan alınana veriler ile doğrulanmıştır. Deneysel çalışmada, 1 gövde 2 boru geçişli U tipi boru demeti kullanılan bir gövde borulu ısı değıştirci için deneyler gerçekleştirilmiş ve giriş ve çıkışlarda dâhil olmak üzere gövde boyunca akışkan sıcaklıkları hassas bir şekilde ölçülmüştür. Isı değıştircinin iç çapı 0,1829 m, boruların dış ve iç çapları sırası ile 0,015 m ve 0,013 m olarak verilmiştir. Boruların etkin uzunluğu 1,9 m² olarak verilen etkin ısı transfer yüzey alanından 0,84 m, boru demetinin dış çapı U boru demeti için yaklaşık 14 mm tolerans değeri dikkate alınarak 0,1689 m alınmıştır [7]. Deney 1-2-3 için şaşırtma levhası sayısı 5 ve pencere oranı %22, deney 4-5-6 için şaşırtma levhası sayısı sırasıyla 1-3-5 ve pencere oranı %22, deney 7-8-9 için pencere oranları sırasıyla %22-%27-%32 ve şaşırtma levhası sayısı 5 olarak alınmıştır. Deneylerde kullanılan bütün şaşırtma levhalarının çapı aynıdır ve 0,181 m olarak kabul edilmiştir [7]. Borular ve şaşırtma levhalarında boruların geçtiği delikler arasında tolerans 0,0003 m olarak alınmıştır [7]. Borular ve şaşırtma levhaları bakırdan imal edilmiştir ve ısı değıştircisinde 48 adet boru bulunmaktadır. Boru yerleşimi döndürülmüş üçgen biçimindedir ve boru eksenleri arası mesafe 0,021 m'dir. Bütün deneylerde

akışkanlar sudur ve sıcak akışkan gövde tarafından akmaktadır. Bütün deneylerde borular içinden akan soğuk suyun 15 °C sıcaklıkta girmesi sağlanmış ve akış debisi 2,5 kg/s'dir. Deney 1-2-3'de gövde tarafı akış debisinin etkisi incelenmiş ve gövde akışkanı debisi sırasıyla 0,822 kg/s, 1,1 kg/s, 1,37 kg/s'dir. Gövde akışkanının giriş sıcaklığı 50 °C'dir. Deney 4-5-6'da şaşırtma sayısının etkisi incelenmiş ve gövde akışkanı giriş sıcaklığı 60 °C'dir. Gövde akışkanı 1,37 kg/s debi ile akmaktadır. Deney 7-8-9'da şaşırtma levhasındaki pencere oranının etkisi incelenmiş ve gövde akışkanı debisi 0,822 kg/s, giriş sıcaklığı ise 60 °C'dir.

2.2. Isı Değiştiricinin Isıl Hesapları

Gövde borulu ısı değiştiricilerde ortak ısı geçiş katsayısını belirlemek için boru içindeki akışkan ile boru arasındaki ısı taşınım katsayısı, gövde içindeki akışkan ile borular arasındaki ısı taşınım katsayısı ve boru malzemesinin ısı iletim katsayısının bilinmesi gereklidir.

2.2.1. Boru İçerisindeki Isı Taşınım Katsayısının Hesabı

Borular içindeki akış için ısı taşınım katsayısı h_t Seider-Tate ve Hausen eşitlikleri kullanılarak hesaplanmıştır [7]. Reynolds sayısı ve Nusselt eşitliği sırasıyla eşitlik (1) ve (2) ile gösterilmiştir.

$$Re = \frac{4\dot{m}(n_p/N_t)}{\pi d_i \mu} \quad (1)$$

$$Nu = \frac{h_t d_i}{k} \quad (2)$$

Nu sayısının $Re \geq 10^4$, $2100 < Re < 10^4$, $Re \leq 2100$ aralıklarındaki bağıntılar sırasıyla eşitlik (3), (4) ve (5) ile gösterilmiştir.

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} (C_p \mu / k)^{\frac{1}{3}} (\mu_b / \mu_w)^{0,14} \quad (3)$$

$$Nu = 0,116 \left[(Re)^{\frac{2}{3}} - 125 \right] (Pr)^{\frac{1}{3}} (\mu_b / \mu_w)^{0,14} \left[1 + (d_i / L)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (4)$$

$$Nu = 1,86 [Re Pr d_i / L]^{\frac{1}{3}} (\mu_b / \mu_w)^{0,14} \quad (5)$$

Yukarıdaki eşitliklerden görülebileceği gibi akışkanın boru duvarı sıcaklığındaki dinamik viskozitesi μ_w değeri bilinmelidir. Boru duvarının ortalama sıcaklığı eşitlik (6)'dan hesaplanmıştır [8].

$$T_w = (T_{h,i} + T_{h,o} + T_{c,i} + T_{c,o}) / 4 \quad (6)$$

2.2.2 Gövde İçerisindeki Isı Taşınım Katsayısının Hesabı

Gövde için ısı transfer katsayısının hesabı üç farklı yöntem ile gerçekleştirilmiştir. Kern yöntemi, TEMA standartlarına uygun ticari ısı değiştiriciler üzerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalara dayanarak oluşturulmuştur [9]. Kern yöntemiyle gövde tarafı ısı transfer katsayısı h_s , Re sayısı $10 \cdot 10^6$ aralığında olduğu durumlarda kaynak [9]'da bulunan Figure 12.29, Shell-side heat-transfer factors, segmental baffles grafiği yardımıyla eşitlik (7) ile bulunabilir. Kern, Re sayısının 2000 ile 10^6 arasında ve pencere oranının %25 olduğu durumlar için daha basit bir uygulama olarak eşitlik

(8) in kullanılabilceğini belirtmiştir [10]. Bu çalışmada gövde tarafı Re sayısı 2000'den büyük olduğu ve pencere oranları %25 değerine yakın olduğu için hesaplamalarda eşitlik (8) kullanılmıştır.

$$Nu = h_s De/k = j_{h,K} Re (C_p \mu_b/k)^{\frac{1}{3}} (\mu_b/\mu_w)^{0,14} \quad (7)$$

$$h_s De/k = 0,36 (De G_s/\mu_b)^{0,55} (C_p \mu_b/k)^{\frac{1}{3}} (\mu_b/\mu_w)^{0,14} \quad (8)$$

Eşitlik (7) ve (8) de De gövde için eşdeğer çapı, G_s kütle hızı belirtir. De boru yerleşiminin üçgen veya kare olası durumuna göre farklı şekillerde hesaplanır ve De , G_s Re sayısı değerleri sırasıyla (9), (10), (11) ve (12) eşitlikleri kullanılarak bulunur.

$$De_{kare} = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 - \pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad (9)$$

$$De_{üçgen} = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o/2} \quad (10)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (11)$$

$$Re = \frac{De G_s}{\mu_b} \quad (12)$$

Gövde tarafı çapraz akış alanı A_s eşitlik (13) ile hesaplanır. Bu eşitlikteki l_b değeri merkezi şaşırtma levhaları arası mesafeyi gösterir.

$$A_s = \frac{(P_T - d_o) D_s l_b}{P_T} \quad (13)$$

Yukarıdaki eşitliklerden görülebileceği gibi Kern yöntemi gövde içinde gerçekleşen kaçak ve kısa devre akımlarının ısı transferi üzerindeki etkilerini dikkate almamaktadır. Şaşırtma levhaları arasındaki mesafenin gövde boyunca değişebileceği de bu yöntemde ihmal edilir.

Bell-Delaware yöntemi adını endüstri desteği ile Delaware Üniversitesi'nde yapılan çalışmalardan almaktadır. Bu yöntemde boru demetine çapraz akış gerçekleştiği durum için ısı transfer katsayısı hesaplandıktan sonra şaşırtma levhası aralığı, pencere oranı, kaçak ve kısa devre akımlar, sıcaklık profili gibi etkenler için düzeltme çarpanları hesaplanarak gerçek ısı transfer katsayısı bulunur [11].

$$h_s = h_{ideal} J_c J_l J_b J_s J_r \quad (14)$$

$$h_{ideal} = J_{ideal} C_p \left(\frac{\dot{m}}{A_s} \right) \left(\frac{k}{C_p \mu} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (15)$$

Eşitlik (14)'de J_c , J_l , J_b , J_s , J_r çarpanları sırasıyla, pencere oranı ve şaşırtma levhası aralığı, şaşırtma levhası ile borular ve gövde arasındaki kaçak akımlar, boru demeti ve gövde arası kaçak akım ile gövde transferi ayırma elemanlarından gerçekleşen kaçak akımlar, gövde giriş çıkışında farklı şaşırtma levhası aralığı kullanıldığı durumlar, laminar akım durumunda sıcaklık gradyanı etkileri için düzeltme çarpanlarıdır. Eşitlik (15)'de J_{ideal} ideal boru demeti için düzeltme çarpanı olup, Eşitlik (16) ve (17) kullanılarak bulunmuştur [7].

$$J_{ideal} = a_1 \left(\frac{1,33}{P_T/d_o} \right)^a Re^{a_2} \quad (16)$$

$$a = \frac{a_3}{1+0,14(Re)^{a_4}} \quad (17)$$

$$Re = \frac{d_o \dot{m}}{\mu_b A_s} \quad (18)$$

Üçgen (30°), kare (90°), $P_T/d_o \geq 1,707$ şartını sağlayan döndürülmüş kare (45°) ve $P_T/d_o \geq 3,732$ değerini sağlayan döndürülmüş üçgen (60°) boru yerleşimi için:

$$A_s = l_b \left[D_s - D_{otl} + (D_{otl} - d_o) \left(\frac{P_n - d_o}{P_n} \right) \right] \quad (19)$$

Yukarıda belirtilen şartları sağlamayan döndürülmüş kare (45°) ve döndürülmüş üçgen (60°) boru yerleşimi için:

$$A_s = l_b \left[D_s - D_{otl} + (D_{otl} - d_o) \left(\frac{P_T - d_o}{P_n} \right) \right] \quad (20)$$

P_n değerleri kaynak [11]'de bulunan *Table 15-46A* tablosundan alınmıştır.

$$\Phi = \frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \quad (21)$$

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left[\pi + 2 \Phi \sin(\arccos(\Phi)) - 2 \arccos(\Phi) \right] \quad (22)$$

$$J_c = 0,55 + 0,72 F_c \quad (23)$$

Pencere bölgesinde hiç boru bulunmuyorsa J_c değeri 1 alınır. Eşitlik (21)'de l_c şaşırtma levhası kesme yüzeyinden gövde iç çapına mesafe olup, milimetre cinsinden alınır.

$$J_l = 0,44(1 - r_a) + [1 - 0,044(1 - r_a)] \exp(-2,2r_b) \quad (24)$$

$$\theta_3 = 2 \arccos \left(\frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \right) \quad (25)$$

$$R_w = \frac{\theta_3 - \sin(\theta_3)}{2\pi} \quad (26)$$

$$\theta_1 = \arccos \left(1 - \frac{2l_c}{D_s} \right) \quad (27)$$

$$A_{sb} = \frac{1}{2} (\pi - \theta_1) D_s \delta_{sb} \quad (28)$$

$$A_{tb} = \frac{\pi d_o (1 - R_w) N_t \delta_{tb}}{4} \quad (29)$$

$$r_a = \frac{A_{sb}}{A_{sb} + A_{tb}} \quad (30)$$

$$r_b = \frac{A_{sb} + A_{tb}}{A_w} \quad (31)$$

Eşitlik (26), pencere bölgesindeki boru sayısının toplam boru sayısına oranını belirtir. Eşitlik (28) ve (29) sırasıyla şaşırtma levhası ve gövde arasında, şaşırtma levhası ve borular arasında kalan kaçak akım alanlarıdır. δ_{tb} boru dış çapı ile şaşırtma levhaları boru geçiş delikleri arasındaki δ_{sb} ise gövde iç çapı şaşırtma levhası arasındaki toleransı belirtir. A_w bir penceredeki serbest akış alanını ifade etmektedir.

$$N_{tw} = R_w N_t \quad (32)$$

$$A_{wt} = \frac{\pi}{4} N_{tw} d_o \quad (33)$$

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{1-2lc}{D_s}\right) \quad (34)$$

$$A_{wg} = \frac{D_s}{8}(\theta_2 - \sin\theta_2) \quad (35)$$

$$A_w = A_{wg} - A_{wt} \quad (36)$$

Eşitlik (37)'de C katsayısı $Re \leq 100$ için 1,35, $Re > 100$ için 1,25 alınır. N_s sızdırmazlık elemanı çifti sayısını belirtir. N_{cv} çapraz akış alanında akışa dik boru sayısını gösterir. P_p değeri kaynak [11]'de bulunan Table 15-46A alınmıştır.

$$J_b = \exp\left[-C r_c \left(1 - 2\zeta^{\frac{1}{3}}\right)\right] \quad (37)$$

$$\zeta = \frac{N_s}{N_{cv}} \quad (38)$$

$$N_{cv} = \frac{D_s - 2lc}{P_p} \quad (39)$$

$\zeta \geq \frac{1}{2}$ olduğu durumlarda $J_b = 1$ alınır. Eşitlik (40) boru demeti ile gövde iç çapı arasındaki kaçak akım alanını belirtir. N_{dp} çapraz akışa paralel geçiş bölücü sayısını, w_p ise bunların genişliğini belirtir bu değer bilinmiyorsa $2d_o$ alınabilir [11].

$$A_{bp} = l_b(D_s - D_{otl} + N_{dp}w_p) \quad (40)$$

$$r_c = A_{bp}/A_s \quad (41)$$

Eşitlik (42) de n değeri $Re \leq 100$ için $\frac{1}{3}$, $Re > 100$ için $\frac{3}{5}$ alınmalıdır. n_b ısı değiştiricide kullanılan şaşırtma levhası sayısını belirtir. l_{bi} ve l_{bo} sırasıyla gövde girişindeki ve çıkışındaki şaşırtma levhası aralıklarını belirtir.

$$J_s = \frac{n_b - 1 + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{1-n}}{n_b - 1 + (L_i^*) + (L_o^*)} \quad (42)$$

$$L_i^* = \frac{l_{bi}}{l_b} \quad (43)$$

$$L_o^* = \frac{l_{bo}}{l_b} \quad (44)$$

Laminer akış için sıcaklık gradyanı düzeltme faktörü J_r , $Re \geq 100$ ise 1, $Re < 20$ ise, aşağıdaki eşitlikten bulunur.

$$J_r = \left(\frac{10}{N_{cv}}\right)^{0,18} \quad (45)$$

$20 < Re < 100$ aralığı için yukarıda belirtilen değerler arasında interpolasyon uygulanarak düzeltme faktörü tespit edilir.

Üçüncü bir alternatif olarak kaynak [9]'da anlatılan Basitleştirilmiş Bell-Delaware yöntemi incelemeye alınmıştır. Bu yöntemde gövde tarafı ısı transfer katsayısı Eşitlik (46) ile ifade edilmektedir. İdeal boru demeti çapraz akışı için ısı transfer katsayısı h_{oc} Eşitlik (47) ile bulunurken $j_{h,B}$ boyutsuz çarpanı kaynak [9]'da bulunan Figure 12.31 yardımıyla belirlenmiştir.

$$h_s = h_{oc} F_n F_w F_b F_L \quad (46)$$

$$\frac{h_{oc} d_o}{k} = j_{h,B} Re \left(\frac{cp \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (47)$$

Reynolds sayısı Eşitlik (18) ile hesaplamasına rağmen burada kullanılan A_s değeri Eşitlik (13) ile bulunmuştur. Boru sayısı düzeltme faktörü F_n , çapraz akıştaki akışa dik art arda boru sayısının $N_{cv} = 10$ değerinden farklı olması durumunda kullanılır. F_n değeri, $Re < 2000$ için $F_n = 1$, $Re \geq 2000$ için kaynak [9]'da bulunan Figure 12.32 grafiğinden alınmıştır. Pencere düzeltme faktörü F_w Eşitlik (48)'den bulunmuştur. Eşitlikte, $R_w = 2N_w/N_t$ 'dir.

$$F_w = 1 - R_w + 0,524R_w^{0,32} \quad (48)$$

Kısa devre düzeltme katsayısı F_b , Eşitlik (37)'den $A_{bp} = l_b(D_s - D_{otl})$ şeklinde alınarak bulunmuştur.

$$F_L = 1 - \beta_L \left[\frac{(A_{tb} + 2A_{sb})}{A_L} \right] \quad (49)$$

$$A_{tb} = \frac{\delta_{tb} \pi d_o}{2} (N_t - N_w) \quad (50)$$

$$A_{sb} = \frac{\delta_{sb} D_s}{2} (2\pi - \theta_b) \quad (51)$$

$$H_b = \left(\frac{D_{otl}}{2} \right) - D_s (0,5 - B_c) \quad (52)$$

$$B_b = \frac{H_b}{D_{otl}} \quad (53)$$

$$N_w = N_t R a' \quad (54)$$

Eşitlik (51) ve (54)'de bulunan θ_b ve $R a'$ değerleri sırasıyla B_c ve B_b 'ye göre kaynak [9]'da bulunan Figure 12.41'den bulunmuştur. Eşitlik (49)'da bulunan β_L , A_L/A_s oranına göre kaynak [9]'da bulunan Figure 12.35'den bulunmuştur.

$$A_L = A_{tb} + A_{sb} \quad (55)$$

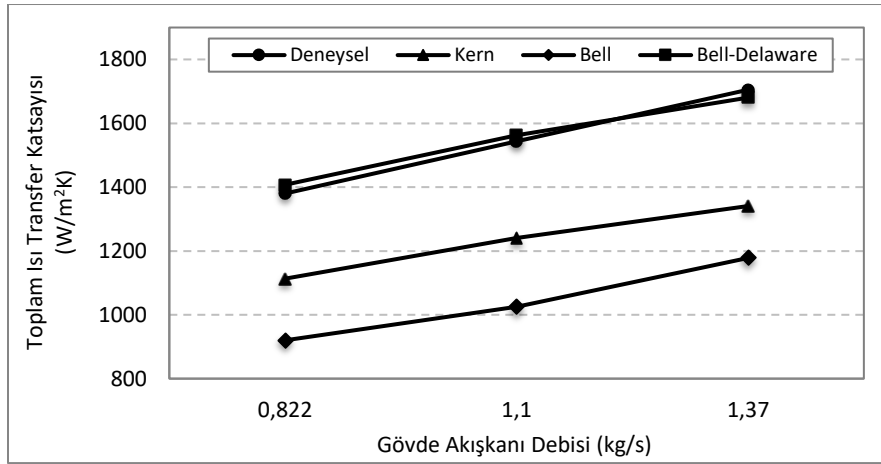
2.2.3. Deneysel Toplam Isı Transfer Katsayının Bulunması

Deneysel toplam ısı transfer katsayı, verilen akışkan giriş çıkış sıcaklıklarına ve ısı alışverişlerine göre LMTD ve ε -NTU yöntemleri kullanılarak ayrı ayrı bulunmuş ve bu yöntemlerden elde edilen sonuçların çok yakın olması nedeniyle aritmetik ortalamaları alınmıştır.

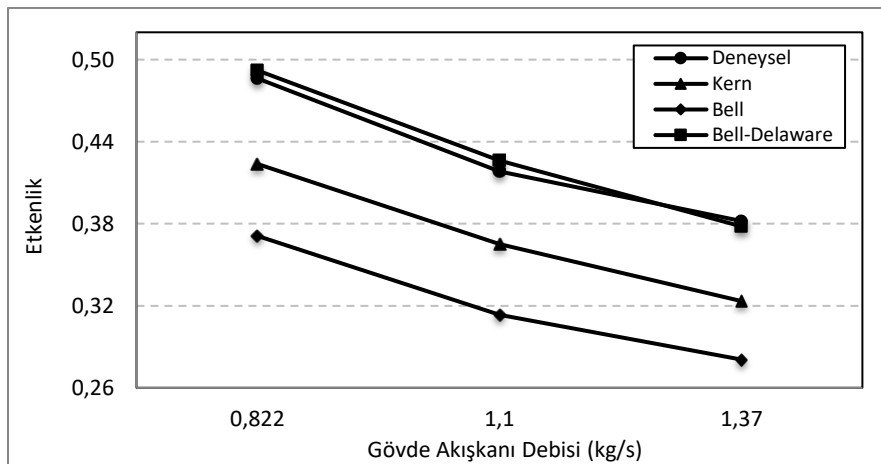
3. Deneysel ve Teorik Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu çalışmada, tek basamaklı şaşırtma levhası kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisinin gövde tarafı ısı performansı literatürde önerilen Kern, Bell-Delaware ve basitleştirilmiş Bell-Delaware yöntemleri ile belirlenmiş, elde edilen sonuçlar literatürde bulunan deneysel veriler ile karşılaştırılarak teorik sonuçların doğrulaması yapılmıştır. Şekillerde basitleştirilmiş Bell-Delaware yöntemi Bell olarak belirtilmiştir. Şekil 2 ve 3'de gövde akışkanı debisinin teorik olarak

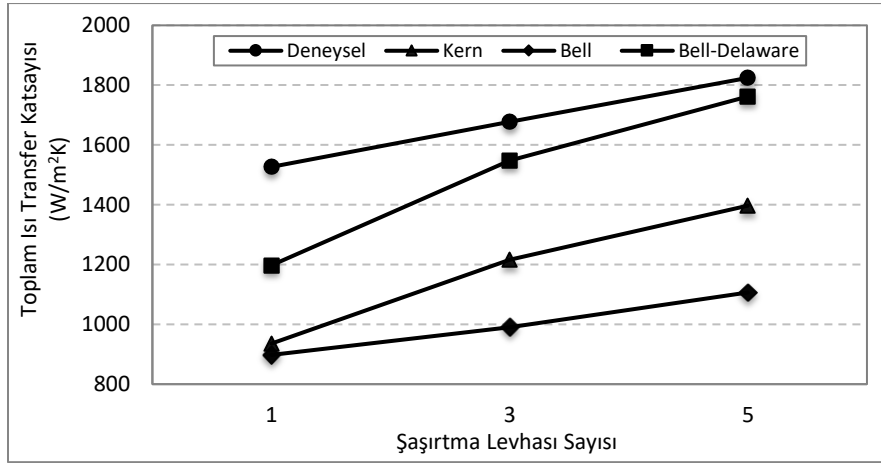
belirlenen toplam ısı transfer katsayısına ve ısı değiştiricisi etkenliğine etkisi görülmektedir. Őekillerden de görülebileceği gibi deneysel sonuçlara ve teorik hesaplara göre gövde akışkanı debisi artıkça toplam ısı transfer katsayısının arttığı, ısı değiştiricisi etkenliğinin ise azaldığı gözlemlenmiştir. Şekil 4 ve 5’de şaşırtma levhası sayısının toplam ısı transfer katsayısına ve ısı değiştiricisi etkenliğine etkisi görülmektedir. Gövde içerisinde kullanılan şaşırtma levhası sayısının artması, sıcak soğuk akışkan arasındaki ısı transferini ve ısı değiştiricisi etkenliğini büyük oranda arttırdığı görülmektedir. Şekil 6 ve 7’de ise şaşırtma levhası pencere oranının, toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değiştiricisi etkenliğine etkisi görülmektedir. Őekillerden de görüldüğü gibi şaşırtma levhası pencere oranı arttıa, Bell-Delaware ve basitleştirilmiş Bell-Delaware yöntemine göre toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değiştiricisi etkenliği azalmaktadır. Kern yöntemi ile %25 sabit pencere oranına göre hesap yapıldığı için pencere oranının etkisi görülmemektedir. Bell-Delaware yöntemine göre belirlenen teorik sonuçların deneysel sonuçlara en yakın değerleri verdiği, Kern ve basitleştirilmiş Bell-Delaware yöntemine göre belirlenen teorik sonuçların ise deneysel sonuçlara göre oldukça uzak değerler verdiği görülmektedir.



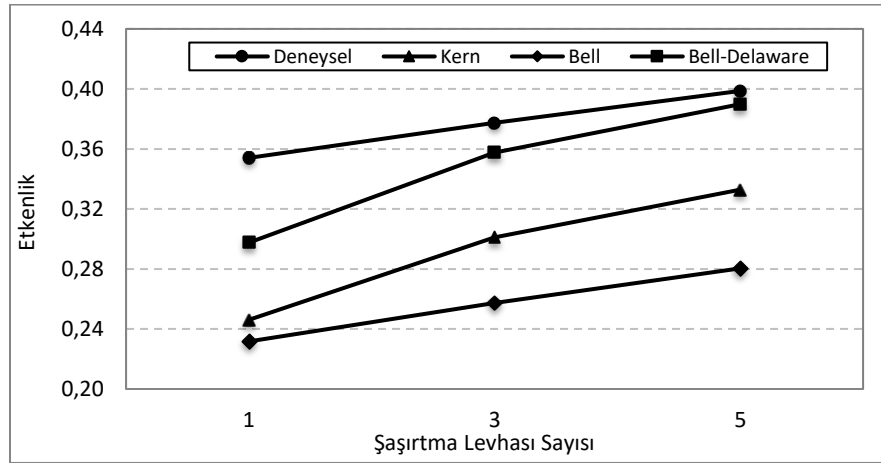
Şekil 2. Toplam ısı transfer katsayısının gövde akışkanı debisi ile değişimi.



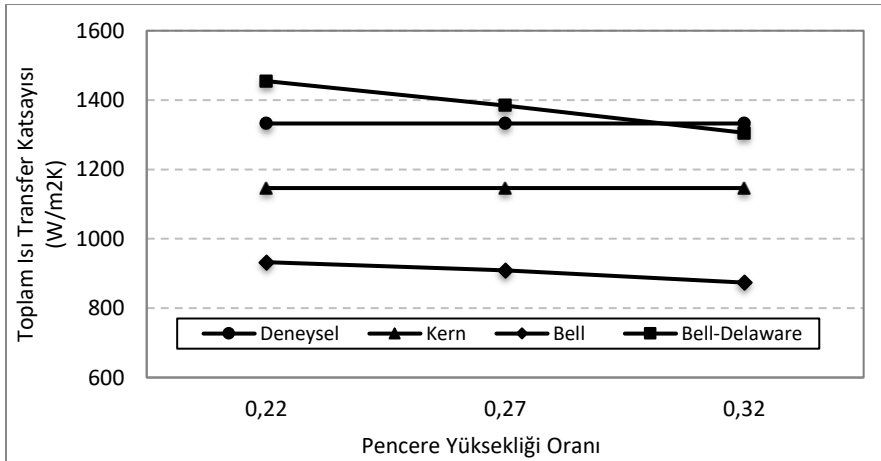
Şekil 3. Isı değiştiricisi etkenliğinin gövde akışkanı debisi ile değişimi.



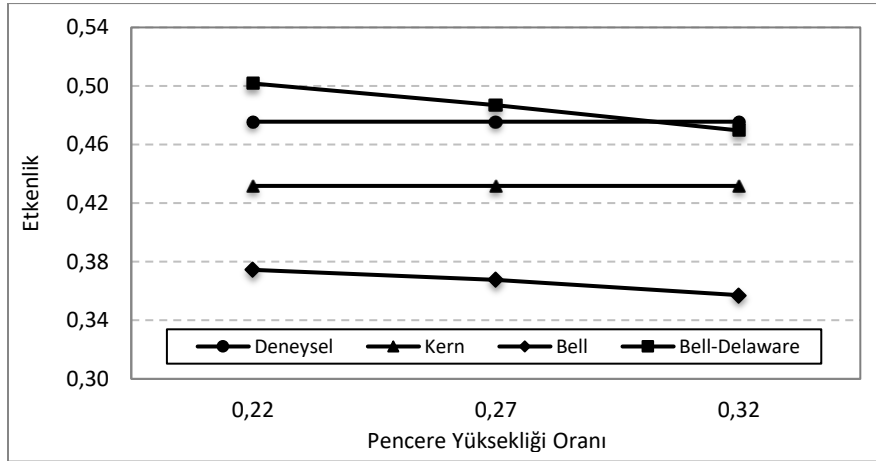
Şekil 4. Toplam ısı transfer katsayısının şaşırtma levhası sayısı ile değişimi



Şekil 5. Isı değiştirici etkenliğinin şaşırtma levhası sayısı ile değişimi



Şekil 6. Toplam ısı transfer katsayısının şaşırtma levhası pencere oranı ile değişimi



Şekil 7. Isı değiştirici etkenliğinin şaşırtma levhası pencere oranı ile değişimi

4. Sonuç ve Öneriler

Tek geçişli, şaşırtma levhaları kullanılan bir gövde borulu ısı değiştiricide gövde tarafı ısı transfer katsayısı hesabı için önerilen temel yöntemler, üç farklı akış debisi, şaşırtma sayısı ve pencere oranı için değerlendirilmiştir. Isı değiştirici için hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı, deneylerde ölçülen sıcaklık değerlerine göre hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı ile karşılaştırılmıştır. Bütün deneyler için Bell-Delaware yönteminin deneysel verilere en yakın sonuçları verdiği görülmüştür. Bell-Delaware yöntemi en yüksek sapmayı Şekil 4’de görülebileceği gibi tek şaşırtma levhası kullanılan durumda yaklaşık %20 sapma ile göstermiştir. Bell-Delaware yöntemine gövde tarafındaki akışkan debisi değişiminin etkilerini %1’den daha az sapma ile hesaplanabileceği tespit edilmiştir. Kern ve basitleştirilmiş Bell yöntemlerine göre, hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı, deneysel verilere göre belirlenen toplam ısı transfer katsayısına göre daha düşük olduğu görülmüştür. Pencere oranındaki artış, çapraz akım bölgesinde kalan boru sayısını azalttığı için ısı değiştirici etkenliği ve toplam ısı transfer katsayısı düşmektedir. Kern yöntemi hesapları %25 sabit pencere oranına göre yapıldığı için bu etki, Kern yöntemi ile yapılan hesapta görülmemektedir. Kaynak [6]’da verilen sıcaklık grafiğinde pencere oranı ile sıcak akışkanın çıkış sıcaklığında çok küçük bir değişim olduğu görüldüğü için deneysel etkenlik ve ortak katsayı sabit kalmıştır. Basitleştirilmiş Bell yöntemi hesapları kaynak [9]’da verilen boyutsal hesaplamalara bağlı kalınarak yapılmıştır. MATLAB ile yazılan hesaplayıcının verdiği sonuçlar incelendiğinde bütün deneyler için Basitleştirilmiş Bell-Delaware yöntemi için düzeltme katsayıları çarpımının, Bell-Delaware yöntemine göre daha düşük olduğu görülmüştür. Bütün deneyler için basitleştirilmiş Bell yöntemi en düşük Reynolds sayısını vermektedir. Bu iki sebep basitleştirilmiş Bell yönteminin en düşük toplam ısı transfer katsayısı tahminlerini yapmasına neden olarak gösterilebilir. Kern yönteminin Bell-Delaware yöntemi kadar gerçekçi sonuçlar vermese de Bell-Delaware yöntemine göre oldukça basit olması sebebiyle ön değerlendirme veya ön tasarım aşamalarında kullanmak için iyi bir alternatif olduğu görülmüştür. Bell-Delaware yöntemi, daha karmaşık olmasına rağmen bu çalışmada yapıldığı gibi basit bir program yazılarak yüksek doğrulukta sonuçlar almak mümkün olabilmektedir.

Teşekür

Bu çalışma, Karabük Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Koordinatörlüğü tarafından KBÜ-BAP-16/1-YI-154 nolu proje ile desteklenmiştir.

Kaynaklar

- [1] Patel VK, Rao RV. Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30: 1417-1425.
- [2] Fettaka S, Thibault J, Gupta Y. Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2013; 60: 343-354.
- [3] Hadidi A, Hadidi M, Nazari A. A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view. *Energy Conversion and Management* 2013; 67: 66-74.
- [4] Yang J, Fan A, Liu W, Jacobi MA. Optimization of shell-and-tube heat exchangers conforming to TEMA standards with designs motivated by constructal theory. *Energy Conversion and Management* 2014; 78: 468-476.
- [5] Mohanty KD. Gravitational search algorithm for economic optimization design of a shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 2016; 107: 184-193.
- [6] Vukić MV, Tomić MA, Živković PM, Ilić GS. Effect of segmental baffles on the shell-and-tube heat exchanger effectiveness. *Hemijska industrija* 2014; 68(2): 171-177.
- [7] Serth RW, *Process Heat Transfer Principles and Applications*. 1st ed. Burlington: Academic Press; 2007.
- [8] Kakaç S, Liu H, Pramuanjaroenkij A. *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design*. 3th ed. Boca Raton: CRC Press; 2012.
- [9] Sinnott RK. *Coulson & Richardson's Chemical Engineering*. vol.6, 3th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann; 2003.
- [10] Kern DQ. *Process Heat Transfer*. International Edition. Singapore: McGraw-Hill; 1965.
- [11] Coker AK. *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*. vol.3, 3th ed. Waltham: Gulf Professional Publishing; 2015.