



Ters kavisli kesite sahip bükümlü bantların termohidrolik performansları

Müslüme KÖŞKER

Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Gaziantep
mkosker@gantep.edu.tr ORCID: 0000-0002-1005-5289

Fuat YILMAZ*

Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Gaziantep
fuatylmaz@gantep.edu.tr ORCID: 0000-0001-8910-7231, Tel: (342) 317 25 73

Geliş: 29.11.2018, Revizyon: 01.01.2019, Kabul Tarihi: 11.01.2019

Öz

Dairesel bir tüp içindeki ters kavisli kesitli bükülmüş bantların, ısı transferi, basınç düşüşü ve performans değerlendirme kriterleri (PDK) üzerindeki etkileri ANSYS Fluent v18 yazılımı kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Analizler, üç farklı ters kavis çapının boru çapına oranını (0.872, 0.647 ve 0.554) ve iki farklı büküm oranını (3.0 ve 4.0) içermektedir. Çözümlemeler 5800 ila 30000 Reynolds sayısı aralığında hava kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Dış boru duvarına sabit ısı akışı uygulanmıştır. Sonuçlar, ısı transfer performansının büyük ölçüde bükümlü bant geometrisine bağlı olduğunu göstermiştir. Ters kavisli kesite sahip bükülmüş bantın Nusselt sayısı %0 ila %85 aralığında ve sürtünme faktörü %123 ila %238 aralığında düz borudan daha yüksek bulunmuştur. Ters kavisli bükülmüş bantın PDK değeri çalışılan Reynolds sayısı aralığında 0.75 ile 1.23 arasında bulunmuştur. En yüksek PDK değeri, maksimum çap oranı ve minimum büküm oranı için 5849 Reynolds sayısında 1.23 olarak hesaplanmıştır. Ters kavisli bükümlü bant ile teşhiz edilmiş tüpün Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PDK'sı için istatistiksel korelasyonlar geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ters kavisli bükümlü bant; ısı transferinin iyileştirmesi; ısı verim; sayısal analiz

* Yazışmaların yapılacağı yazar

Giriş

Artan nüfus, sanayileşme ve teknolojik gelişmeler nedeniyle günlük yaşamda daha fazla enerji kaynağına ihtiyaç vardır. Bu nedenle günümüzün en önemli konulardan biri özellikle sanayide doğal kaynakların verimli kullanımı ve ısı transferinin artırılmasıdır. Pasif teknik popüler olarak ısı transfer geliştirme teknikleri arasında literatürde yer almaktadır. Bükümlü bantlar ısı transferi artırımı için tüm tüp uzunluğu boyunca ikiz döner akış hareketi oluşturan ve yaygın olarak kullanılan sürekli döner akış cihazlarının pasif tiplerinden biridir. Mevcut bir borulu ısı eşanjörüne kolaylıkla kurulması ve sökülebilmesi, düşük imalat maliyeti, bükümlü bantların avantajlarından bazılarıdır.

Son zamanlarda, farklı bükülmüş bant geometrisi modifikasyonlarına sahip olan tüplerin termal-hidrolik performansı üzerindeki etkilerine ilişkin kapsamlı derleme makaleleri literatürden elde edilebilir (Dewan vd., 2004; Garg vd., 2016; Hasanpour vd., 2014; Liu ve Sakr, 2013; Sheikholeslami vd., 2015). Bu çalışmalarda, klasik bükümlü bandın (Kumar ve Prasad, 2000), bandın büküm oranının (Eiamsa-ard ve Seemawute, 2012; Noothong vd., 2006), bükümlü bantların uzunluklarının (Eiamsa-Ard vd., 2009a), alternatif eksen kombinasyonlarının (Eiamsa-Ard vd., 2010b), çoklu bükülmüş bant kombinasyonlarının (Eiamsa-Ard ve Promvonge, 2010), bant üzerindeki deliklerin (Saysroy ve Eiamsa-ard, 2017), kanatlı bükülmüş bantların (Eiamsa-Ard vd., 2010b; Wongcharee ve Eiamsa-Ard, 2011), helisel bükülmüş bantların (Sivashanmugam ve Suresh, 2006), çentikli bükülmüş bantların (Rahimi vd., 2009), genişliği azalan bükümlü bantların (Piriyarungrod vd., 2015), gevşek geçme ve sıkı geçme bükümlü bantların (Eiamsa-Ard vd., 2009b), tamamıyla merkezi kesilmiş bükümlü bantların (Guo vd., 2011), çıkıntılı bükümlü bantların (Murugesan vd., 2010), çukurlu tüp içindeki bükülmüş bantların (Thianpong vd., 2009), bir boru içindeki sarmal tel içindeki bükülmüş bantların (Eiamsa-Ard vd., 2010a; Promvonge, 2008) ısı transfer performansları üzerine etkilerini göstermektedir.

Literatüre göre, bükümlü bant elemanlarının ısı transfer oranı ve basınç düşüşü, güçlü türbülans oluşturmaları ve akışkanın karıştırmaları nedeniyle boru veya kanaldaki elemanların geometrisine ve düzenlemesine büyük ölçüde bağlıdır. Literatürde ısı transferi ile ilgili birçok çalışma olmasına rağmen, bu çalışmanın diğerlerinden farkı dairesel bir tüpte ters kavisli kesite sahip bükülmüş bantlardan oluşmasıdır. Bu çalışmada analiz için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) tekniği kullanılmıştır ve bu da, deneysel bir sistem kurmadan, birçok veri ile geometriyi analiz etme fırsatı yaratmıştır.

Matematiksel Model ve Sayısal Yöntem

Korunum Denklemleri

Ters kavisli kesite sahip bükülmüş bant yerleştirilmiş bir tüpteki akış modeli ve ısı transfer mekanizmasının daha iyi anlaşılması için hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu olan ANSYS Fluent v18 kullanılmıştır. Akış zamandan bağımsız, üç boyutlu ve sıkıştırılmaz olarak kabul edilmiş ve iyileştirilmiş duvar fonksiyonuna sahip standart $k-\epsilon$ türbülans kapatma modeli uygulanmıştır. Yapılan nümerik çözümlemede, mutlak yakınsama kriterleri süreklilik ve momentum için 10^{-6} 'dan daha az, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans dağılıma oranı için 10^{-5} 'den daha az olacak şekilde ayarlanmıştır. Tüm miktarların artıkları belirlenen değerlerden daha az olduğunda, çözümün yakınsadığı kabul edilmiştir. Analizde kullanılan, kartezyen tensörü notasyonunda süreklilik, Navier-Stokes ve enerji korunum denklemleri aşağıdaki formlarda yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_e \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

Sayısal Veri Analizi

Bu bölümde, bu çalışmanın sonuçlarını sunmak için kullanılan parametreler verilmiştir. Borunun iç duvarından akışkana taşınım ısı transferi için,

taşınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklemle verilir. Hesaplama sabit ısı akışının değeri kullanılarak hesaplama yapılmıştır.

$$h = \frac{\dot{q}}{T_{duvar} - T_{oa}} \quad (4)$$

Denklemden, T_{oa} ortalama akışkan sıcaklığıdır ve aşağıdaki denklem kullanılarak elde edilmiştir.

$$T_{oa} = \frac{T_{giriş} + T_{çıkış}}{2} \quad (5)$$

Isı transfer katsayısı kullanılarak bölgesel Nusselt sayısı aşağıdaki denklemle boru eksenine boyunca hesaplanmış, sonrada, hesaplanan değerlerin ortalaması elde edilmiştir.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (6)$$

Reynolds sayısı aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (7)$$

Burada, u ortalama hız ve ν ısı transfer akışkanının kinematik viskozitesidir. Tüp boyunca basınç düşüşü verileri kullanılarak, sürtünme faktörü, aşağıda gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$f = \frac{2 \Delta P D}{\rho u^2 L} \quad (8)$$

Yoğunluk, özgül ısı, termal iletkenlik, dinamik viskozite ve Prandtl sayısı ortalama sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki uyarlanan denklemlerle hesaplanmıştır. Bu denklemlerde havanın termofiziksel özellikleri Cengel ve Ghajar (2015)'den alınmıştır. Yapılan regresyon analizi sonucunda R kare değerleri verilen dört denklem içinde 0.999 olarak tespit edilmiştir.

$$\rho(T) = 5.2743141 - 0.032058887 * T + 0.00010144429 * T^2 - 1.7632128 * 10^{-7} * T^3 + 1.5972391 * 10^{-10} * T^4 - 5.8969555 * 10^{-14} * T^5 \quad (9)$$

$$\mu(T) = -1.8863695 * 10^{-6} + 1.0488067 * 10^{-7} * T - 1.9202761 * 10^{-10} * T^2 + 3.0654976 * 10^{-13} * T^3 - 2.7810282 * 10^{-16} * T^4 + 1.0495643 * 10^{-19} * T^5 \quad (10)$$

$$k(T) = 0.011221616 - 2.4090078 * 10^{-5} * T + 4.6890125 * 10^{-7} * T^2 - 1.0489067 * 10^{-9} * T^3 + 1.0882259 * 10^{-12} * T^4 - 4.4011087 * 10^{-16} * T^5 \quad (11)$$

$$C_p(T) = 567.13174 + 5.4217196 * T - 0.025812614 * T^2 + 5.875834 * 10^{-5} * T^3 - 6.3573659 * 10^{-8} * T^4 + 2.6621072 * 10^{-11} * T^5 \quad (12)$$

$$Pr(T) = 0.53988791 + 0.0031265297 * T - 1.6264787 * 10^{-5} * T^2 + 3.6645885 * 10^{-8} * T^3 - 3.8582455 * 10^{-11} * T^4 + 1.5660501 * 10^{-14} * T^5 \quad (13)$$

Akış alanındaki termo-fiziksel özellikler verilen denklemlere göre analiz sırasında değerlendirilmektedir.

Performans değerlendirme kriteri (Webb, 1981), bükülmüş bant ile donatılmış tüp ve düz boru için belirli bir pompalama gücündeki Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü karşılaştırır.

$$PDK = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_p}\right)}{\left(\frac{f}{f_p}\right)^{1/3}} \quad (14)$$

Bu çalışmada, pürüzsüz borular için Gnielinski (1976)'nin Nusselt sayısı ve Petukhov (1970)'un sürtünme faktörü denklemleri kullanılmıştır.

$$Nu_p = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1 + \left(12.7\sqrt{\frac{f}{8}}\right) * \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (15)$$

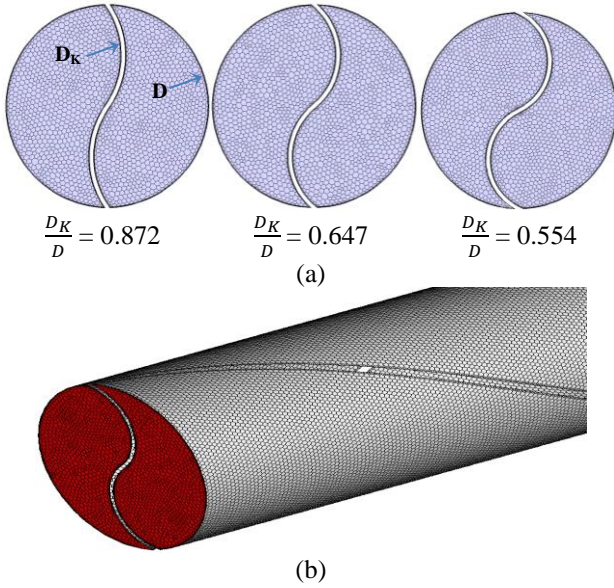
$$f_p = (0.79 * \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (16)$$

Geometri ve Ağ Yapısı

Çözümlemesi yapılan borunun iç çapı 50.8 mm iken, uzunluğu 1400 mm'dir. Üç farklı ters kavis çapı ve iki farklı büküm oranı kullanılan çalışmada, altı farklı ters kavisli bükümlü bant için kod isimleri ve ters kavis çap oranları Tablo 1'de verilmiştir. Boru duvarına uygulanan sabit bir ısı akışı altında 12 farklı Reynolds sayısında, geometrilerin ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Analizin çözümleme alanı üç boyutlu olarak ANSYS Design Modeler programı ile oluşturulmuştur. Üç boyutlu geometrisinin oluşturulmasından sonra, ANSYS meshing aracı kullanılarak, en iyi ağ yoğunluğunu analiz etmek için farklı ağ yapıları üretilmiştir. Bunun yanında, üçgen ve poligonal ağ yapılarının etkileri incelenmiş, literatürle uyumundan dolayı poligonal ağ yapısı mevcut araştırmada simülasyon yapmak için seçilmiştir. Bükülmüş bant geometrisinin giriş kısmında ağ yapısı ve akış etki alanının ağ yapısının izometrik görünüşü Şekil 1'de gösterilmektedir. Şekil 2'de gösterilen bükülme uzunluğu mesafesinin (ℓ , 180° dönme açısı için) boru iç çapına oranı büküm oranı olarak tanımlanır. Analizi yapılan geometriler iki farklı büküm oranına (3 ve 4) sahiptir.

Tablo 1. Ters kavisli bükümlü bant kodlaması

BÜKÜMLÜ BANT KODU	TERS KAVIS ÇAPI D_K (mm)	BÜKÜM ORANI ($TR=l/D$)	TERS KAVIS ÇAPININ BORU ÇAPINA ORANI D_K/D
R1TR3	44.322	3.0	0.872
R2TR3	32.882	3.0	0.647
R3TR3	28.162	3.0	0.554
R1TR4	44.322	4.0	0.872
R2TR4	32.882	4.0	0.647
R3TR4	28.162	4.0	0.554



Şekil 1. (a) Boru girişindeki ters kavisli bant poligonal ağ yapısı ve (b) ağ yapısının izometrik görünüşü

Sınır Şartları

Akışkan özellikleri, çalışma koşulları ve sınır koşulları, korunum denklemlerin çözümü için gerekli olan temel bilgilerdir. Simülasyonlarda, boru girişinde 298.15 K sıcaklığında sabit bir hava akışı ayarlanmıştır. Havanın termo-fiziksel özellikleri, sıcaklığa bağlı olarak 9 ila 13 arasındaki denklemler vasıtasıyla, analiz alanında değişmektedir. Boru boyunca düzenli ve 3 W/m^2 ısı akışı uygulandığı kabul edilerek 5800 ila 31000 arasındaki Reynolds sayısı aralığında analizler yapılmıştır. Boru ve bant duvarları boyunca pürüzlülük yok kabul edilmiş ve türbülans yoğunluğu (Fluent, 2018) Reynolds sayısının bağlı olarak aşağıdaki formül kullanılarak elde edilmiştir.

$$I = 0.16 * Re^{-1/8} \quad (17)$$

Hesaplanan bu değerler, %4.9 ile %5.9 arasında olup, farklı Reynolds sayısına ait analiz çalışmaları için ANSYS Fluent v18 programa girilmiştir.

Sonuçlar ve Tartışma

Çalışmanın başlangıcında, uygulanan sayısal yöntemin doğrulanması için, sayısal sonuçlar, tipik bükümlü bant için literatürde rapor edilen Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün deneysel verileri ile karşılaştırılmıştır. Sonrasında yapılan analizlerde ters kavisli bükümlü bandın Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PDK değerleri hesaplanmış ve değerlendirilmiştir. Analizler on iki farklı Reynolds sayısında yapılmış ve hesaplama için gerekli olan tüm veriler, analizi yapılan boru üzerindeki yirmi dört kesitten ANSYS Fluent v18 ticari yazılımı kullanılarak elde edilmiştir. Şekil 2 verilerin alındığı akselendeki bu kesitlerin konumları göstermektedir. En son olarak, sayısal veri analizi bölümündeki yöntem ve formüller kullanılarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı transfer katsayısı değerleri hesaplanmıştır.



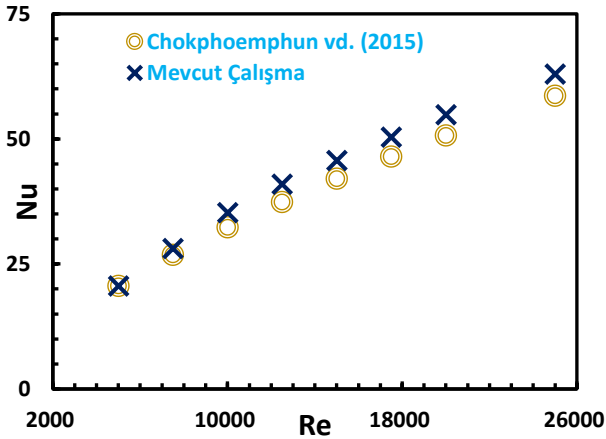
Şekil 2. Ters kavisli kesite sahip bükümlü bant üzerindeki verilerin alındığı kesitler

Sayısal Hesaplamanın Doğrulanması

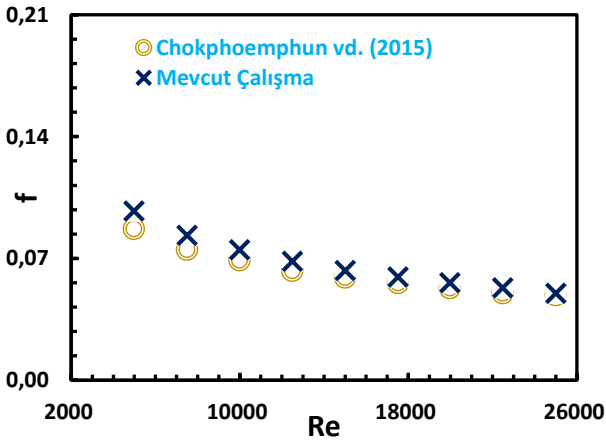
Chokphoemphun vd. (2015)'nin tipik bükümlü bant için literatürde sunduğu deneysel sonuçlar bu çalışmanın doğrulanması için kullanılmıştır. Analizde, en az üç şişkin tabakalı farklı ağ boyutları kullanılarak ağ bağımsızlığı araştırılmıştır (3243239, 4193895, 5505248 ve 6297857 elemanlı). Eleman sayısının 3243239'dan 4193895 artırdığımızda, Nu %0.3, f ise %1.9 değişim göstermiştir. Sonuçlar, hücre

sayısının 3243239'den artmasıyla belirgin şekilde değişmemektedir. Sonuç olarak, bu ağ mevcut araştırmada simülasyon yapmak için seçilmiştir.

Simülasyon çalışması sonucunda elde edilen sonuçlar ile Chokphoemphun vd. (2015)'in deneysel çalışma sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 3 ve Şekil 4 Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına karşı sayısal ve deneysel sonuçlarını göstermektedir. Deneysel ve sayısal veriler arasında, Nusselt sayısı için maksimum %7 ve sürtünme faktörü için maksimum %12 sapma görülmüştür. Sayısal sonuçlar söz konusu deneysel çalışmanın sonuçları ile iyi bir uyum içerisindedir. Bu nedenle, mevcut araştırmada ısı transfer davranışını simüle etmek için bahsi geçen bu yöntem kullanılmıştır.



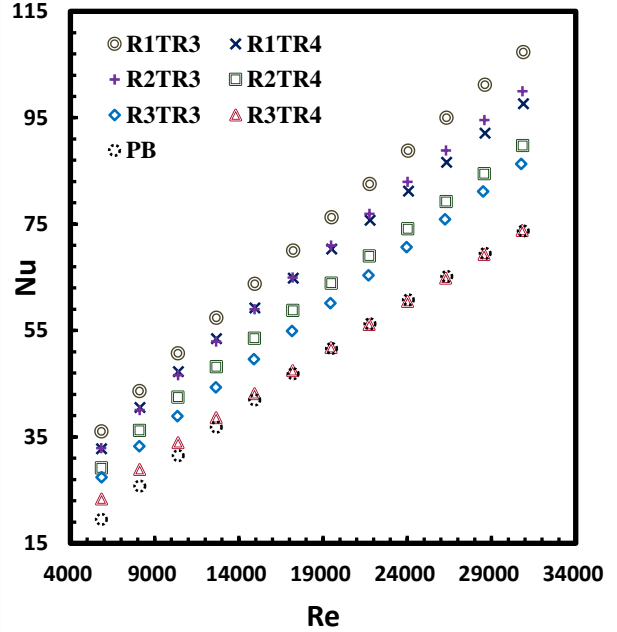
Şekil 3. Nu sayısının deneysel ve sayısal verilerinin karşılaştırılması



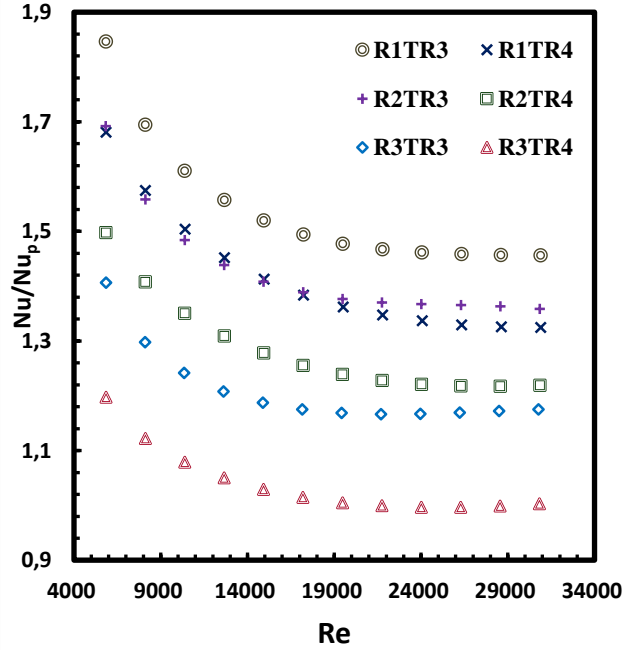
Şekil 4. Sürtünme faktörünün deneysel ve sayısal verilerinin karşılaştırılması

Isı Transferi Değerlendirmesi

Ters kavisli kesite sahip bükümlü bandın dairesel bir tüpteki ısı transfer oranı üzerindeki etkileri Şekil 5 ve 6 da sunulmuştur. Nusselt sayısı tüm durumlar için artan Reynolds sayısıyla artmış ve 23.29 ile 107.29 arasında bir değer almıştır.



Şekil 5. Ters kavisli bükümlü bantlar için Reynolds sayısına göre Nusselt sayısının değişimi

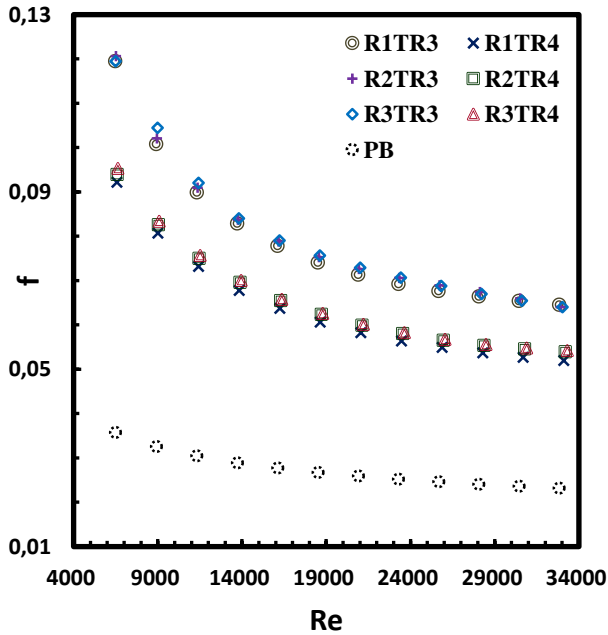


Şekil 6. Ters kavisli bükümlü bantlar için Reynolds sayısına göre Nu/Nu_p oranının değişimi

R3TR4 haricindeki ters kavisli bükülmüş bantların tüm Reynolds sayıları için pürüzsüz boruya göre ısı transfer değerleri oldukça yüksek bulunmuştur. Ters kavisli bükülmüş şeritlerin Nusselt sayısının pürüzsüz boruya kıyasla %85'e kadar arttığı görülmüştür. Bu, bantların geometrisinin borudaki akım çizgilerinin yönünü değiştirdiği ve akımı rahatsız ettiği etkinin büyüklüğünü göstermektedir. En yüksek Nusselt sayısı, en düşük büküm oranı ve en yüksek ters kavis çapı oranına sahip R1TR3 için hesaplanmıştır.

Sürtünme Kaybı Değerlendirmesi

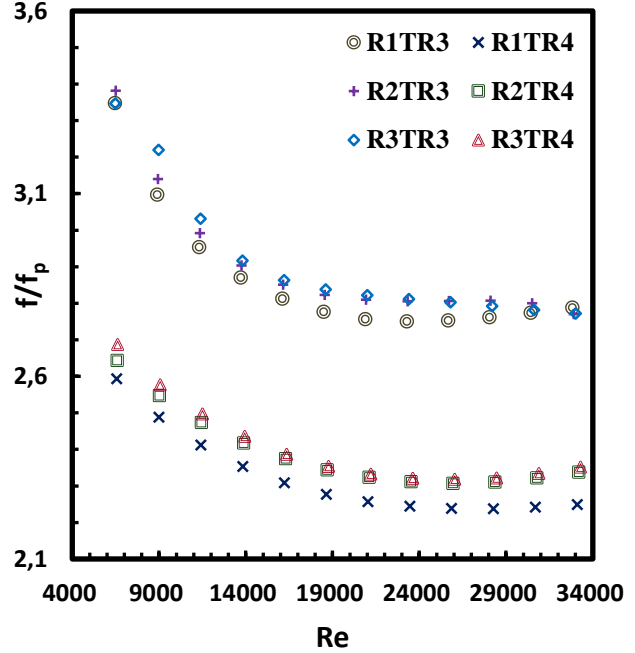
Ters kavisli kesite sahip bükülmüş bantın sürtünme faktörü Şekil 7'de sunulmuştur. Sürtünme faktörü, tüm durumlar için Reynolds sayısının artışı ile azalmıştır. Beklendiği gibi, ters kavisli bükülmüş bant, düz borudan daha yüksek bir sürtünme faktörü vermiştir.



Şekil 7. Ters kavisli bükümlü bantlar için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

Şekil 8'de görüldüğü gibi, f/f_p (ters kavisli bükümlü bantlı borulardaki sürtünme faktörünün pürüzsüz borunun sürtünme faktörüne oranı) oranı 3 büküm oranına sahip bantlar için 2.75 ila 3.38 ve 4 büküm oranına sahip bantlar için 2.24 - 2.69 aralığında bulunmuştur. Bu, daha düşük

büküm oranının daha fazla sürtünme sağladığı anlamına gelir. Büküm oranı 3 olan bantlarda sürtünme daha fazla oluşmaktadır, bunun sebebi artan bant yüzeyi ile oluşan basınç düşümüdür. Ters bükümlü bantlarda büküm oranı sürtünme faktörü üzerine oldukça etken olmasına rağmen, ters kavis çap oranının etkisi oldukça düşük görülmektedir.

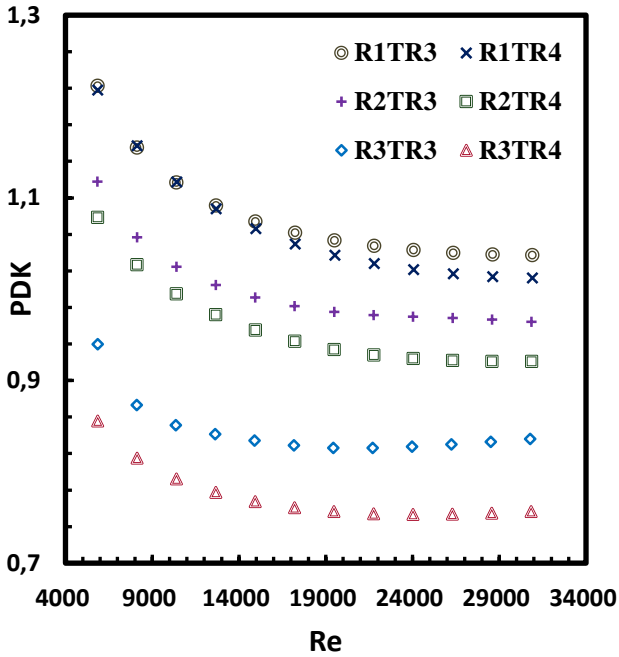


Şekil 8. Ters kavisli bükümlü bantlar için Reynolds sayısına göre f/f_p oranının değişimi

Performans Değerlendirmesi

Şekil 9, ters kavisli bükümlü bantlar için hesaplanan performans değerlendirme kriteri değerlerinin Reynolds sayısına göre değişimini göstermektedir. Performans değerlendirme kriteri kavis çap oranının artmasıyla artma eğilimindedir. Sayısal sonuçlar 3 veya 4 büküm oranlı üç farklı kavis çapı için termal performans faktörünün 0.75 ile 1.22 arasında değiştiğini göstermektedir. R1TR3 ve R1TR4'ün PDK'leri diğer ters kavisli kesite sahip bükülmüş bantlara göre daha yüksektir. PDK'nin maksimum değeri R1TR3 için 5849 Reynolds sayısında 1.22 olarak elde edilmiştir. Çalışma şartlarında, 0.872 ters kavis çap oranına sahip olan bantların PDK değerlerinin 1'den büyük olduğu gözlemlenmiştir. Ters kavis çap oranı 0.647 olan bantlar için, düşük Reynolds sayılarında 1'den büyük ve yüksek Reynolds sayılarında 1'den daha düşük değerler bulunmuştur. Bu değer, en

düşük ters kavis çap oranı 0.554'e sahip bantlar için 1'in altında hesaplanmıştır.



Şekil 9. Ters kavisli bükümlü bantlar için Reynolds sayısına göre performans değerlendirme kriterinin değişimi

Korelasyon Denklemleri

Reynolds sayısı, büküm oranı ve ters kavis çap oranı parametrelerinin kapsamlı etkisini değerlendirmek amacıyla, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve PDK için bu parametrelerin bir fonksiyonu olarak korelasyonlar geliştirilmiştir. Dikkate alınan geometrik parametrelerden, büküm oranı 3 ve 4 olarak kabul edilirken, ters kavis çap oranı 0.554 ve 0.872 aralığındadır. Dikkate alınan akış parametresi olan Reynolds sayısı ise 5800 ile 31000 arasındadır. Nu, f ve PDK için geliştirilen bu korelasyonlar aşağıdaki denklemlerle verilmiştir.

$$Nu = 0.1017 * Re^{0.6884} * Pr^{0.4} * TR^{0.0003392} * \frac{D_K}{D}^{0.5089} \quad (18)$$

$$f = 2.921 * Re^{-0.3819} * TR^{-0.0001757} * \frac{D_K}{D}^{-0.05845} \quad (19)$$

$$PDK = 2.829 * Re^{-0.09043} * TR^{0.00009692} * \frac{D_K}{D}^{0.5546} \quad (20)$$

Yapılan regresyon analizi sonucunda R kare değerleri Nu için 0.9498, f için 0.7738 ve PDK için 0.8379 olarak tespit edilmiştir.

Semboller ve Kısaltmalar

C_p	: Akışkanın sabit basınçtaki özgül ısısı ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
D	: Boru çapı (m)
D_K	: Kavis çapı (m)
E	: Birim kütle başına enerji ($N.m/kg$)
f	: Sürtünme faktörü
h	: Isı transfer katsayısı ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
I	: Türbülans yoğunluğu
k	: Akışkanın ısı iletim katsayısı ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
k_e	: Etkin ısı iletim katsayısı ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
ℓ	: bükülme uzunluğu mesafesi (m)
L	: Boru uzunluğu (m)
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Basınç (Pa)
PB	: Pürüzsüz boru
PDK	: Performans değerlendirme kriteri
Pr	: Prandtl sayısı
\dot{q}	: Isı akısı (W/m^2)
Re	: Reynolds sayısı
$T_{çıkış}$: Çıkış sıcaklığı (K)
T_{duvar}	: Duvar sıcaklığı (K)
$T_{giriş}$: Giriş sıcaklığı (K)
T_{oa}	: Ortalama akışkan sıcaklığı (K)
TR	: Büküm Oranı
u	: Hız (m/s)
x	: Yön

Yunanca Semboller

ΔP	: Basınç düşüşü (Pa)
δ_{ij}	: Kronecker simgesi
μ	: Dinamik viskozite ($kg/(m.s)$)
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)

Teşekkür

Bu çalışma, Gaziantep Üniversitesi Araştırma Fonu tarafından MF.YLT.17.12 numaralı bir araştırma proje kapsamında mali olarak desteklenmiştir.

Kaynaklar

Cengel, Y.A., Ghajar, A., (2015). Heat and mass transfer: Fundamentals & Applications, 5th ed. McGraw-Hill Education.

- Chokphoemphun, S., Pimsarn, M., Thianpong, C., Promvonge, P., (2015). Thermal performance of tubular heat exchanger with multiple twisted-tape inserts. *Chinese Journal of Chemical Engineering* 23, 755-762.
- Dewan, A., Mahanta, P., Raju, K.S., Kumar, P.S., (2004). Review of passive heat transfer augmentation techniques. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 218, 509-527.
- Eiamsa-Ard, S., Nivesrangsarn, P., Chokphoemphun, S., Promvonge, P., (2010a). Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37, 850-856.
- Eiamsa-Ard, S., Promvonge, P., (2010). Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape. *Applied Thermal Engineering* 30, 1673-1682.
- Eiamsa-Ard, S., Seemawute, P., (2012). Decaying swirl flow in round tubes with short-length twisted tapes. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, 649-656.
- Eiamsa-Ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-Ard, P., Promvonge, P., (2009a). Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert. *International communications in heat and mass transfer* 36, 365-371.
- Eiamsa-Ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-Ard, P., Thianpong, C., (2010b). Thermohydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate-axes. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34, 1151-1161.
- Eiamsa-Ard, S., Wongcharee, K., Sripattanapipat, S., (2009b). 3-D Numerical simulation of swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36, 947-955.
- Garg, M., Nautiyal, H., Khurana, S., Shukla, M., (2016). Heat transfer augmentation using twisted tape inserts: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 63, 193-225.
- Gnielinski, V., (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.* 16, 359-368.
- Guo, J., Fan, A., Zhang, X., Liu, W., (2011). A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape. *International Journal of Thermal Sciences* 50, 1263-1270.
- Hasanpour, A., Farhadi, M., Sedighi, K., (2014). A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers: The overall enhancement ratio criteria. *International communications in heat and mass transfer* 55, 53-62.
- Kumar, A., Prasad, B., (2000). Investigation of twisted tape inserted solar water heaters—heat transfer, friction factor and thermal performance results. *Renewable energy* 19, 379-398.
- Liu, S., Sakr, M., (2013). A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renewable and sustainable energy reviews* 19, 64-81.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., (2010). Heat transfer and friction factor studies in a circular tube fitted with twisted tape consisting of wire-nails. *Chinese Journal of Chemical Engineering* 18, 1038-1042.
- Noothong, W., Eiamsa-Ard, S., Promvonge, P., (2006). Effect of twisted-tape inserts on heat transfer in a tube, *The 2nd joint international conference on “sustainable energy and environment (see 2006), pp. 21-23.*
- Petukhov, B., (1970). Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Advances in heat transfer.* Elsevier, pp. 503-564.
- Piriyarungrod, N., Eiamsa-Ard, S., Thianpong, C., Pimsarn, M., Nanan, K., (2015). Heat transfer enhancement by tapered twisted tape inserts. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 96, 62-71.
- Promvonge, P., (2008). Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. *Energy Conversion and Management* 49, 2949-2955.

- Rahimi, M., Shabaniyan, S.R., Alsairafi, A.A., (2009). Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 48, 762-770.
- Saysroy, A., Eiamsa-ard, S., (2017). Periodically fully-developed heat and fluid flow behaviors in a turbulent tube flow with square-cut twisted tape inserts. *Applied Thermal Engineering* 112, 895-910.
- Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., Ganji, D.D., (2015). Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 49, 444-469.
- Sivashanmugam, P., Suresh, S., (2006). Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow through a circular tube fitted with helical screw-tape inserts. *Applied Thermal Engineering* 26, 1990-1997.
- Thianpong, C., Eiamsa-Ard, P., Wongcharee, K., Eiamsa-Ard, S., (2009). Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36, 698-704.
- Webb, R., (1981). Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *International Journal of Heat Mass Transfer* 24, 715-726.
- Wongcharee, K., Eiamsa-Ard, S., (2011). Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 50, 211-219.

Thermohydraulic performances of reverse curved cross sectional twisted tape

Extended abstract

Everyday life needs more and more energy sources due to increasing population, industrialization, and technological development. Therefore, the most important topics of our day are the efficient use of natural resources, and heat transfer enhancement, especially in industry. Passive technique is the popular heat transfer enhancement technique. Twisted tape inserts are one of the commonly used passive types of the continuous swirling flow devices that generate twin swirling flow motion over the whole tube length of flow for heat transfer augmentation. It provides advantages of easy installation and removal, low manufacture cost, feasibility of installation in an existing tube heat exchanger.

The commercial CFD program ANSYS Fluent v18 was used for numerical calculation of the governing equations solved with a pressure-based solver under steady condition. The standard $k-\varepsilon$ turbulence model with enhanced wall treatment was chosen for numerical simulation of pipes with tapes. Furthermore, the converged solutions were considered when the residuals resulting from the iterative process were lower than 10^{-3} for k and ε , 10^{-6} for momentum, continuity, and 10^{-8} for energy. A second order scheme was selected to solve the momentum and energy, a first order scheme was selected for kinetic energy and turbulent dissipation rate.

The analyses included three different reverse curve to tube diameter ratios (0.872, 0.647 and 0.554) and two different twist ratios (3.0 and 4.0). Test runs were conducted using air as analysis fluid with Reynolds number range from 5800 to 30000. Uniform heat flux was applied on the external tube wall.

The effects of the reverse curved cross sectional twisted tapes in a round tube on heat transfer,

pressure drop, and performance evaluation criteria (PEC) were numerically investigated. Results show that heat transfer performance is greatly depended on geometry of inserts. Exactly like the other twisted tapes types, the Nusselt number increase with increasing Reynolds number. The highest Nusselt number was calculated the lowest twist ratio and the highest curve ratio for the R1TR3 case. The high Nusselt number refer to the high heat transfer. The Nusselt number of reverse twisted tapes are higher than smooth pipe approximately 0 to 85 %.

Friction factor decreased with increasing Reynolds number. Maximum friction factor was calculated at the lowest Reynolds number. It has been observed that curve ratio is the less effective than twist ratio on friction factor. The friction factor of reverse curved cross sectional twisted tapes are higher than smooth pipe in the region of 124 to 238 %.

The PEC of reverse curved twisted tape is found 0.75 to 1.23 in the range of analysis Reynolds number. The PEC values of the cases having 0.872 curve ratio were determined to be over 1 for the study. At low Reynolds number, it is greater than 1, and at high Reynolds number, it is less than 1 for the cases having median curve ratio of 0.647. For the lowest curve ratio of 0.554, it was calculated less than 1. The best PEC was estimated as 1.23 at Reynolds number of 5849 for the maximum curve and minimum twist ratio. The statistical correlations for Nusselt number, friction factor, and PEC of the tube equipped with the reverse curve twisted tape were developed.

Keywords: Reverse curved twisted tape, heat transfer enhancement, thermal efficiency, numerical analysis