



Bu bir MMO
yayıdır

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

BORULARDA PERİYODİK TAM GELİŞMİŞ AKIŞTA VİSKOZİTENİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN TEORİK İNCELENMESİ

**MEHMET EMİN ARICI
FURKAN ERMAN KAN
KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**

BORULARDA PERİYODİK TAM GELİŞMİŞ AKIŞTA VİSKOZİTENİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN TEORİK İNCELENMESİ

Theoretical Investigation of the Effect of Viscosity on Heat Transfer for Periodic Fully Developed Flow in Pipes

Mehmet Emin ARICI
Furkan Erman KAN

ÖZET

Bu çalışmada, borularda periyodik tam gelişmiş akışta viskozitenin ısı transferine etkisi teorik olarak incelenmiştir. İnceleme farklı Reynolds ve Prandtl sayısı değerlerinde, içerisinde periyodik engellerin değişik aralıklarla konumlandırıldığı bir boru akışı için gerçekleştirildi. Periyodik tam gelişmiş boru akışı için momentum ve enerji denklemleri sonlu kontrol hacmi yöntemi ile ayrıştırıldı ve ayrık denklemler sayısal olarak çözüldü. Elde edilen sayısal bulgular ortalama ve yerel Nusselt sayılarının farklı Prandtl sayısı ve engel aralıkları ile değişimleri cinsinden sunuldu. Bulgular ayrıca performans değerlendirme kriteri açısından da analiz edilerek sonuçları tablo halinde verildi. Sayısal sonuçlar, ısı transferinde iyileşmenin yüksek Prandtl sayısında ve Reynolds sayısının 200 değerinden sonra gerçekleşebildiğini göstermektedir. Sıkışık engellerin ısı transferini kötüleştirdiği ve iyileşme başlangıcı için uygun engel aralığının Prandtl sayısına bağlı olarak değiştiği sonucuna varıldı.

Anahtar Kelimeler: Periyodik tam gelişmiş akış, Yüksek viskoziteli akışkan, Periyodik engel

ABSTRACT

In this study, viscosity effect on heat transfer for periodic fully developed flow in pipes is theoretically investigated. The investigation is performed for different Reynolds and Prandtl number values in a pipe flow having periodic obstacles in the manner of different intervals. The momentum and the energy equations for the periodic fully developed pipe flow are discretized by means of finite control volume method and the discretized equations are numerically solved. The obtained numerical results are presented in terms of the mean and the local Nusselt numbers with varying Prandtl numbers and varying obstacle pitches. Additionally, the predicted values are also analyzed via the performance evaluation criterion and the results' are tabulated. The numerical results show that the heat transfer enhancement occurs for high Prandtl numbers after Reynolds value of 200. It is concluded that the closer obstacles reduce heat transfer and the proper distance between the successive obstacles to onset of heat transfer enhancement is depending on the Prandtl number.

Key Words: Periodic fully developed flow, High viscous fluid, Periodic obstacle

1. GİRİŞ

Isı, sistemle çevresi arasındaki sıcaklık farkı nedeniyle transfer olan bir enerji türüdür ve değişik mekanizmalarla gerçekleşir. Bu mekanizmalardan biri de katı bir yüzeyle hareketli akışkan arasında gerçekleşen taşınım ısı transferidir. Taşınımla ısı transferi, yüzeyle akışkan arasındaki sıcaklık farkını yüzey alanı ile ısı taşınım katsayısının çarpımından elde edilir ve bu ifade Newton'un Soğuma

Yasası olarak bilinir. Bu yasaya göre, taşınım ısı transferi miktarını artırmak için ya yüzey alanını genişletmek ya da ısı transferi katsayısını büyütmek gerekir. Isı transferi katsayısını büyütmek ile ilgili çalışmalar ısı transferinin iyileştirilmesi, bu çalışmalar için kullanılan teknikler de ısı transferini iyileştirme teknikleri olarak bilinir. Uygulanan bu iyileştirilmesi için aktif teknikler ve pasif teknikler olmak üzere iki temel sınıflandırma mevcuttur. Aktif tekniklerde ısı transferi yüzeyinde titreşim, iş akışkanında titreşim, yüzeyde emme veya basma ve manyetik alan oluşturma gibi yollarla ısı transferi katsayısının artırılması hedeflenir. Bu tekniklerin uygulanması sırasında harici güç kullanmak gerekir. Pasif tekniklerde ise geometrik düzenlemelere akışın periyodik aralıklarla engellenmesi veya akışın yönlendirilmesi sağlanır ve uygulanmasında ilave güce gereksinim duyulmaz. Isı taşınım katsayısı akış hızına, akışkan türüne ve geometrik boyuta bağlı olarak değişen bir sayıdır. Deneyimler, laminar akışlardaki ısı taşınım katsayısının türbülanslı akışlardakinden daha düşük olduğunu gösterir. Diğer taraftan yüksek viskoziteli yağ akışlarında türbülans koşullarını elde etmek zor olduğundan uygulamada bu tür akışlar genellikle laminar olarak gerçekleşir.

Laminar akışta akışın periyodik olarak engellenmesinin ısı transferi üzerinde etkisinin incelendiği sayısal çalışmalarda hava ve suya eşdeğer viskozite değerleri için üretilen bulgular önemli ipuçları içermektedir. Bu çalışmalarda, artan viskozite ile birlikte ısı transferinde iyileştirme uygulamasının daha etkili olduğu görülmüş ve daha yüksek viskoziteli akışkanlar için bu etkinin daha kuvvetli olacağı öngörülmüştür. Mevcut çalışmada, dairesel kesitli borularda yüksek viskoziteli akışkan akışının periyodik olarak engellenmesi yolu ile ısı transferinin iyileştirilmesinin incelenmesi amaçlanmıştır.

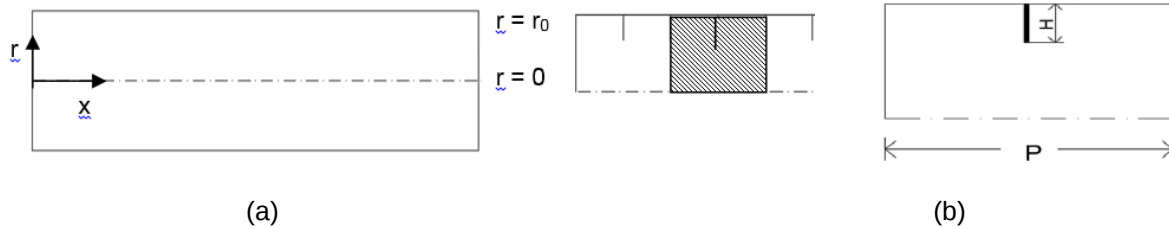
Isı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili Kakaç v.d. [1] tarafından verilen, yayınların yıllara göre değişiminin veren çalışmada, başlangıcından 1995 yılına kadar konu ile ilgili toplam makale ve rapor sayısının 5676 olduğu ifade edilmektedir. Bu çalışmaların 1970'li yıllarda hız kazandığı, 1980 ve 1990'lı yıllarda en yüksek değerine ulaştığı ve 2000'li yıllardan günümüze kadar da daha az sayıda ancak kesintisiz olarak devam ettiği görülmektedir. Konu ile ilgili olarak öncü kabul edilebilecek olan Webb v.d. [2] tarafından gerçekleştirilen çalışmada iç yüzeyi yivli olarak pürüzlendirilmiş bir boru içindeki türbülanslı akışta momentum ve ısı transferi analizi yapılmıştır. Pürüz boyutlarına bağlı olarak; duvar benzetimi ve ısı-kütle benzetimi yaklaşımı ile sürtünme katsayısı ve ısı taşınım katsayıları için bağıntılar geliştirilmiştir. Konu ile ilgili ilk sayısal çözüm yöntemi Patankar v.d. [3] tarafından geliştirilmiştir. Geliştirilen yöntemde boru ve kanallarda akışa dik doğrultuda periyodik engellerin yerleştirilmiş olması durumunda ardışık iki engel arasındaki akış ve ısı transferi probleminin takip eden aralıklarda da benzer olduğunu kabul etmektedir. Böylece, iki engel arasındaki problemin çözülmesinin problemin tamamının çözülmüş olacağı kabul edilmektedir. Bu kabulün yapılması için uygun sınır koşulları tanımlanması gereklidir. Periyodik olarak tam gelişmiş akış ve ısı transferi problemi olarak bilinen bu problem bundan sonra kullanılan benzer çalışmaların tamamına yakınında kabul görmüş ve kullanılmıştır. Rowley ve Patankar [4], yaptıkları sayısal çalışmada Kaynak [3]'de önerilen çözüm yöntemini uygulayarak, içten kanatçıklı boru akışında akış ve ısı transferini analiz etmişlerdir. Çalışmada, akış Reynolds sayısının 100 ile 1000 arasındaki değerleri ve akışkan Prandtl sayısının 0,7 ile 5 arasındaki değerleri için sayısal sonuçlar sunulmuştur. Kanatçığın iletkenlik etkisinin hesaba alınmamıştır. Çalışmanın en önemli bulgusu; içten kanatçık uygulamasında Prandtl sayısının yüksek değerlerinde ısı transferinin iyileşmesi, düşük değerlerinde ise kötüleşmesidir. Arıcı [5], deneysel çalışmasında boru içerisine duvara bitişik ve duvardan ayırık olmak üzere iki ayrı durumda yerleştirdiği helisel yayın ısı transferi ve basınç kaybına etkisini, değişik yay adımlarında incelemiştir. Çalışmada elde edilen deneysel bulgular, kaynaklardaki yivli kanal akışlarındaki çalışmalarla karşılaştırılmış ve önerilen ilave elemen tipinin pratik uygulanabilirliği savunulmuştur. Ceng ve Huang [6], çalışmalarında kanal akışında karşılıklı yüzeylerde kaydırılmış kanatçık bulunması durumunda ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Bu çalışmada da Kaynak [3]'deki çözüm yöntemi kullanılmıştır. Benzer çalışmayı, sayısal olarak İgci [7] gerçekleştirmiştir. Kaynak [3]'deki çözüm yönteminin kullanıldığı çalışmada duvara bitişik engeller olması ya da olmaması üzerinde yaptığı çalışmada duvara bitişik düzenlemede ısı transferinde kötüleşme olduğu sonucuna varılmıştır. Saha ve Saha [8], yüksek viskoziteli akışkanla (yağ) laminar akışta ısı transferini iyileştirme çalışması yapmışlardır. Karma iyileştirme tekniği uygulayarak sonuçları değerlendirmişlerdir. Duvara yakın bölgede iyileşme elde etmek için helisel oyuk, ana akım bölgesinde dönüm akışları sağlamak için ise helisel-vida bant kullanmışlardır.

Konusu pasif iyileştirme tekniği olan araştırmalar, sunulan kaynaklar özeti ile sınırlı olmayıp hem sayıca çok fazladır ve hem de kapsam bakımından çeşitlidir. Burada, yaygın pasif teknikler arasında

yer alan borularda periyodik engeller yolu ile ısı transferinin iyileştirilmesi konusunda kaynak olarak görülen çalışmaların özeti sunulmuştur. Ancak, konusu doğrudan yüksek viskoziteli akışkanlarda periyodik tam gelişmiş akış olan çalışma ile karşılaşılmamıştır.

2. TEORİK ESASLAR VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Bir borudaki akışın akış doğrultusunda eşit aralıklarla engellenmesi durumunda kısa bir giriş uzunluğundan sonra periyodik tam gelişmiş akış karakteri göstereceği Patankar ve arkadaşları [3] tarafından gösterilmiştir. Bu yaklaşımın esası, giriş bölgesi probleminden bağımsız olarak seçilen bir periyotluk çözüm alanı için akış ve ısı transferi probleminin çözülebilmesidir. Şekil 1'deki gibi periyodik bir davranış gösteren akış için hız bileşenleri,



Şekil 1. Problem için şematik resim; (a) boş boru ve periyodik engelli boru (b) bir periyot için çözüm bölgesi

$$u(x, r) = u(x + L, r) = u(x + 2L, r) \quad (1)$$

$$v(x, r) = v(x + L, r) = v(x + 2L, r) \quad (2)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Hız alanında türetilen bu yaklaşımın akışın basınç ve sıcaklık alanı içerisinde de çözüm sağlaması gerekmektedir. Bu kapsamda, yine aynı kaynaktan verildiği gibi ardışık periyotlar arasındaki basınç farkı,

$$p(x, r) - p(x + L, r) = p(x + L, r) - p(x + 2L, r) \quad (3)$$

şeklinde olur. x yönündeki basınç düşümünü için,

$$\frac{p(x, r) - p(x + L, r)}{L} = \beta \quad (4)$$

yazılır ve basınç alanı,

$$p(x, r) = -\beta x + p^*(x, r) \quad (5)$$

şeklinde olur. (4) ve (5) ifadeleri boru akışı için x ve r momentum denklemleri için değerlendirilse denklemlerin periyodik tam gelişmiş akış için son şekli,

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = \beta - \frac{\partial p^*}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] \quad (6)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{\partial p^*}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) \right) \right] \quad (7)$$

olarak elde edilir.

Sıcaklık alanı için de benzer biçimde x doğrultusundaki artış periyodiktir ve,

$$T(x, r) - T(x + L, r) = T(x + L, r) - T(x + 2L, r) \quad (8)$$

şeklinde yazılabilir. Buradan da,

$$\frac{T(x, r) - T(x + L, r)}{L} = \gamma \quad (9)$$

veya duvarda sabit ısı akısı için sıcaklık lineer olarak değişeceğinden, $T_{w,0}$, $x = 0$ 'da duvar sıcaklığı olmak üzere;

$$\gamma = \frac{T_w(x) - T_{w,0}}{x} \quad (10)$$

olarak da ifade edilebilir. Bu durumda akışkan sıcaklığı,

$$T(x, r) = T_w(x) + T^*(x, r) \quad (11)$$

olur, $T^*(x, r)$ her bir engel aralığında değişken akışkan sıcaklığıdır. Denklem (11),

$$T(x, r) = \gamma x + T_{w,0} + T^*(x, r) \quad (12)$$

olarak da yazılabileceğinden, enerji denklemi de;

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(u \frac{\partial T^*}{\partial x} + v \frac{\partial T^*}{\partial r} \right) = -(\rho c_p u \gamma) + k \left[\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T^*}{\partial r} \right) \right] \\ + 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (13)$$

olarak elde edilir.

Buradaki $(\rho c_p u \gamma)$ terimi, periyodik tam gelişmiş akış yaklaşımından gelen, yüzeyde sabit ısı akısı sınır koşu altında akışkanın kazandığı ya da kaybettiği ısıyı ifade etmektedir.

(6), (7) ve (13) nolu denklemler sonlu kontrol hacmi yöntemi ile ayrıklaştırılmış ve ayrık denklemler SIMPLE algoritmasını kullanarak FORTRAN tabanlı eliptik program ile çözülmüştür [9]. Çözüm, Şekil 1 (b)'de gösterilen bir periyotluk bölge için aşağıda verilen periyodik tam gelişmiş akış sınır koşulları kullanılmıştır:

$$x = 0' \text{ da; } u_{x=0} = u_{x=p}, v_{x=0} = v_{x=p}, T^*_{x=0} = T^*_{x=p}$$

$$r = 0' \text{ da; } \frac{\partial u}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0, v = 0 \text{ ve } \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0$$

$$r = r_0' \text{ da; } u = 0, v = 0 \text{ ve } q'' = \gamma \rho c_p U_m L = \text{sabit}$$

Çözümünden elde edilen hız ve sıcaklık alanından yerel ve ortalama Nusselt sayıları ile sürtünme katsayısı, sırasıyla;

$$Nu = \frac{2r_0}{T(r_0, x) - T_{m,x}} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_0} \quad (14)$$

$$Nu_m = \frac{\int_0^p Nu dx}{\int_0^p dx} \quad (15)$$

$$f = \frac{8\beta r_0^2}{\mu U_m Re} \quad (17)$$

ifadelerinden elde edilir.

Borularda ısı transferini iyileştirme çalışmalarında hesaba alınması gereken önemli bir konu da iyileştirme uygulaması ile ortaya çıkan basınç kaybındaki artışın göz önünde bulundurulmasıdır. İyileştirme uygulaması sonucunda bir tarafta ısı transferinde iyileşme sağlanırken diğer taraftan basınç kaybında artış ortaya çıkmaktadır. Farklı iyileştirme tekniği uygulamaları ya da aynı iyileştirme tekniği için farklı parametrik durumlar arasında karşılaştırmanın yapılabilmesi için bir kriterin belirlenmesi gerekir. Karva v.d. [10] tarafından önerilen performans değerlendirme kriteri (*PEC*: Performance Evaluation Criteria), aynı pompalama gücü için iyileştirme uygulanan ve uygulanmayan durumlara göre

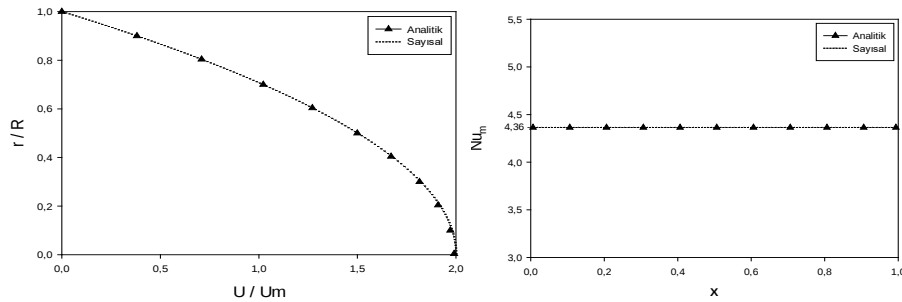
$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (18)$$

olarak verilmiştir.

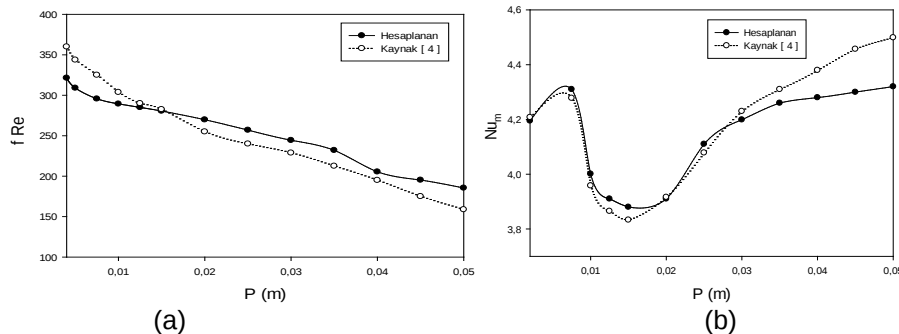
Burada 0 indisi engelsiz boş boru durumunu, indissiz olanlar ise iyileştirme uygulanan engelli boru durumunu göstermektedir.

3. BULGULAR VE İRDELEME

Periyodik tam gelişmiş akış problemi çözmek için geliştirilen programı test etmek amacıyla, sıfır engel yüksekliği tanımlanarak boş boru sonuçlarının sağlandığı Şekil 2'de gösterilmiştir. Daha sonra engelli boru için elde edilen ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörü parametresi *fRe*'nin farklı periyot uzunlukları ile değişiminin Kaynak [4]'teki sonuçlarla karşılaştırması yapılmış ve karşılaştırmalı sonuçlar Şekil 3'te verilmiştir. Mevcut çalışmada elde edilen *fRe* ve *Nu_m* değerlerinin kaynaktaki değerlerle benzer eğilimde olduğu görülmektedir. Engel adımı büyüdükçe hesaplanan ortalama Nusselt sayısının kaynaktaki değerle arasındaki fark giderek artmaktadır. Her iki çalışma sonucundan da; verilen Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve engel yüksekliği değerleri için elde edilen ortalama Nusselt sayılarının çok küçük engel adımı aralığında boş boru değeri üzerinde değerler alabildiği, bunun dışında ancak çok uzun engel adımlarında yeniden boş boru değerleri üzerine çıkabildiği anlaşılmaktadır.

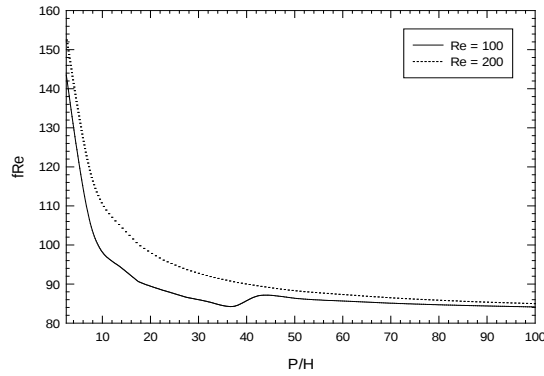


Şekil 2. Borularda tam gelişmiş laminar akışta hız dağılımının ve sabit ısı akısı altında ortalama Nusselt sayısının analitik sonuçla karşılaştırılması

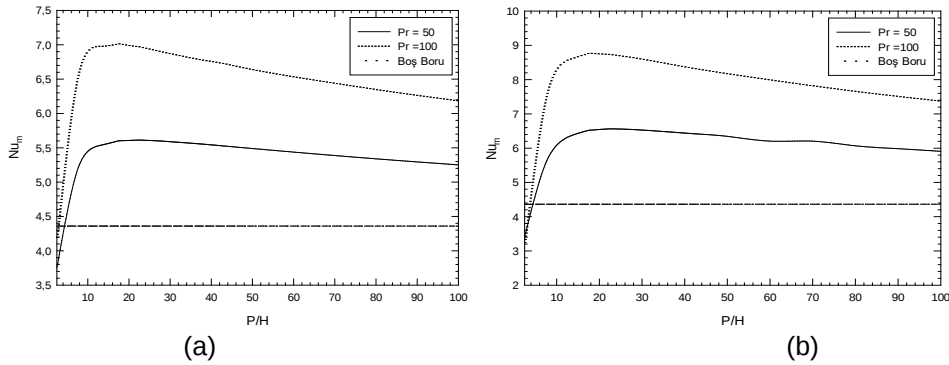


Şekil 3. Sürtünme faktörü (a) ve Ortalama Nusselt sayısı (b) değerlerinin Kaynak[4]'ün sonuçları ile karşılaştırılması (*Re* = 100, *Pr* = 5, *H/r₀* = 0,4)

Boyutsuz engel yüksekliği $H/r_o = 0,2$ değeri için sürtünme faktörü ve ortalama Nusselt sayısının boyutsuz engel adımı P/H ile değişimi sırasıyla Şekil 4 ve Şekil 5'te boş boru sonuçları ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Engelli boru akışında fRe değerinin boş boru için laminar akışta sabit değer olan 64 değerinin üzerinde kaldığı, engeller arasındaki mesafenin artması ile boş boru değerine yaklaştığı görülmektedir. Ayrıca engelli boru durumunda, fRe değerinin Reynolds sayısından bağımsız olmadığı da görülmektedir. Şekil 6 da görüldüğü gibi küçük engel adımlarında, yani engellerin sıkışık olarak düzenlenmesi durumunda tüm Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayısı değerleri boş boru değerinin altında kalmaktadır. Ortalama Nusselt sayısı, belli bir adım uzunluğundan sonra boş boru değerinin üzerine çıktığı dolayısı ile ısı transferinde iyileşme olduğu görülmektedir. Isı transferinde iyileşme başlangıcı olan engel adımı değerinin Prandtl sayısına göre değiştiği görülmektedir. Diğer taraftan, Reynolds sayısının iyileşme başlangıcı eşiği üzerine doğrudan bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Bütün durumlarda Prandtl sayısı yükseldikçe Nusselt sayısındaki iyileşme oranı artmaktadır.

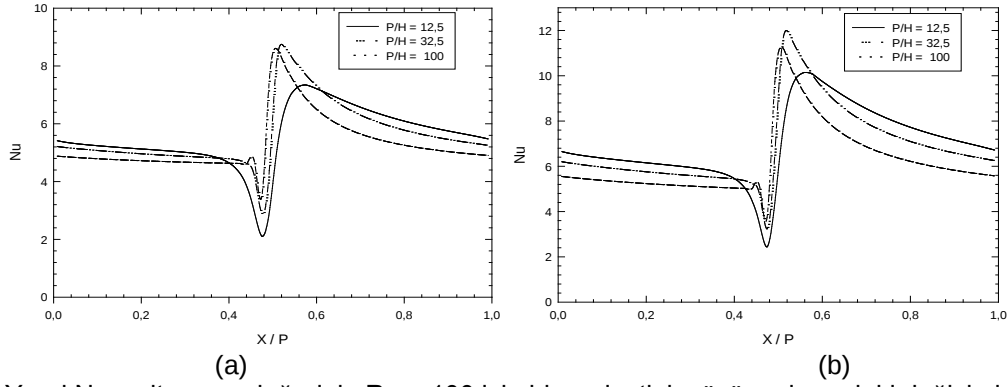


Şekil 4. Sürtünme faktörü değerinin engel adımı boyunca değişimi

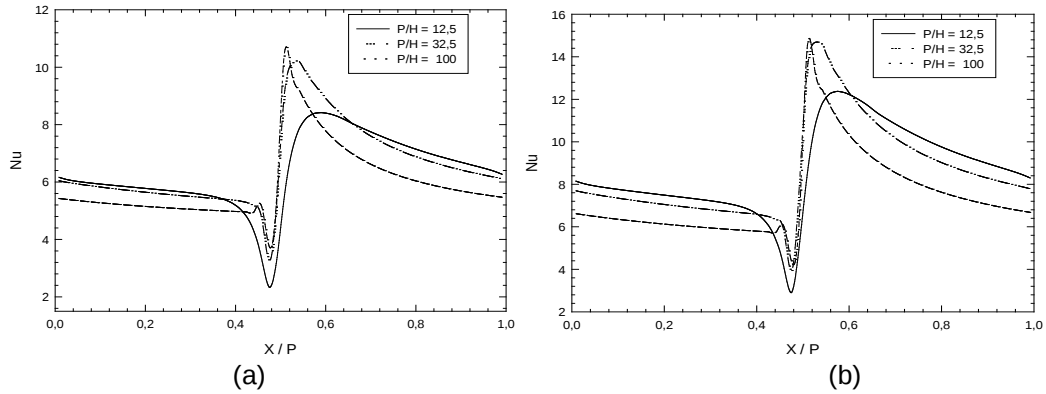


Şekil 5. Ortalama Nusselt sayısının engel adımı boyunca değişimi; a) $Re = 100$ ve (b) $Re = 200$ değerinde farklı prandtl sayılarındaki değişimi

Belirlenen üç farklı engel adımı için çözüm bölgesindeki yerel Nusselt sayısının değişimi iki farklı Reynolds sayısı için Şekil 6 ve Şekil 7'de verilmiştir. Yerel Nusselt sayıları en düşük değerini engelin önünde, en yüksek değerini ise engelin arkasında almaktadır. Sıkışık engelli düzenlemede yerel Nusselt sayısının engel boyunca minimumdan maksimuma geçişi, mesafeli engelli düzenlemeye göre daha önce başlayıp daha geç sonlanmaktadır. Engel mesafesi arttıkça engel sonrası geri dönüşlerin daha güçlü olması nedeniyle yerel Nusselt sayısında daha yüksek artışların olduğu ve bu artışların engelin arka yüzüne doğru yakınlığı gözlenmektedir. Gözlenen diğer bir önemli husus da, engel mesafesinin aşırı artırılması Nusselt sayısında giderek azalmaya neden olduğudur. Örneğin $P/H = 100$ değerinde yerel Nusselt sayısı sadece engel etrafındaki minimum-maksimum geçişinde $P/H = 12.5$ değerininkinin üzerinde kalmakta, daha sonra hızla diğerlerinin altındaki değerlere inmektedir. Ortalama Nusselt sayılarının sunulduğu grafiklerde görüldüğü gibi, yerel Nusselt sayıları da artan Reynolds sayısı ve artan Prandtl sayısı ile artmakta yani ısı transferindeki iyileşme artmaktadır.



Şekil 6. Yerel Nusselt sayısı değerinin $Re = 100$ için bir periyotluk çözüm alanındaki değişimleri; (a) $Pr = 50$ ve (b) $Pr = 100$



Şekil 7. Yerel Nusselt sayısı değerinin $Re = 200$ değeri için bir periyotluk çözüm alanındaki değişimleri; (a) $Pr = 50$ ve (b) $Pr = 100$

Çalışma bulgularının PEC açısından değerlendirilmesi, her bir Reynolds sayısı için farklı iki Prandtl sayısı değerinde üç ayrı engel adımı için yapılmıştır. Performans değerlendirme analizi sonuçları Tablo 1'de verilmiştir. Prandtl sayısının 50 değerlerinde PEC açısından iyileşmenin henüz başlamadığı görülmektedir. Prandtl sayısının 100 ve Reynolds sayısının 100 değerinde zayıf da olsa ancak bazı engel adımlarında iyileşmenin gerçekleşebildiği görülmektedir. İyileşme tam olarak Prandtl sayısının 100 ve Reynolds sayısının 200 değerinde gerçekleşebilmektedir

Tablo 1. Performans değerlendirme analizi değerleri

P/H (boyutsuz engel adımı)	Re = 100		Re = 200	
	Pr = 50	Pr = 100	Pr = 50	Pr = 100
PEC(12.5)	0.375	0.831	0.569	1.224
PEC(17.5)	0.465	1.011	0.662	1.353
PEC(22.5)	0.480	1.007	0.701	1.391
PEC(32.5)	0.484	0.998	0.718	1.398
PEC(50)	0.406	0.812	0.694	1.332

SONUÇLAR

Borularda periyodik tam gelişmiş akışta viskozitenin ısı transferi üzerine etkisinin sayısal incelenmesinden aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

1. Uygulanan iyileştirme tekniği ile yüksek Prandtl sayılı akışkanlarda ısı transferinde iyileşme oranının düşük Prandtl sayılı akışkanlara göre daha yüksek olduğu görülmektedir.
2. Isı transferindeki iyileşmenin engel adımına bağlılık gösterdiği; sıkışık engellerde ısı transferinin kötüleştiği, engel adımının belli değerlerinden sonra iyileşmenin olduğu, artan engel adımı ile tekrar boş boru değerine yaklaştığı görülmektedir.
3. Yerel Nusselt sayısındaki artışın engel sonrası geri dönüş akışlarının etkisiyle gerçekleştiği, sıkışık engellerin geri dönüş etkisini azalttığı görülmektedir.
4. Bulgular performans değerlendirme kriteri açısından değerlendirildiğinde, düşük Prandtl sayılarında iyileştirme uygulamasının yarar sağlamadığı, iyileşmenin ancak Prandtl sayısının 100 ve Reynolds sayısının 200 değerinden sonra gerçekleşebildiği görülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] KAKAÇ, S., BERGLES, A. E., MAYINGER, F. ve YÜNCÜ, H., Heat transfer enhancement of heat exchangers, NATO ASI Series, Series E : Applied sciences, 355 (1999).
- [2] WEBB, R. L., ECKERT, E. R. G. ve GOLDSTEIN, R. J., Heat transfer and friction in tubes with repeated rib roughness, International Journal of Heat and Mass Transfer, 14 (1971) 601-617.
- [3] PATANKAR, S. V., LIU, G. H. ve SPARROW, E. M., Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variation of cross-sectional area, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 99 (1977) 180-186.
- [4] ROWLEY, G. J. ve PATANKAR, S. V., Analysis of laminar flow and heat transfer in tubes with internal circumferential fins, International Journal of Heat and Mass Transfer, 27,4 (1984) 553-560.
- [5] ARICI, M. E., İçten özel dirençli borularda ısı transferi ve akışın incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1985.
- [6] CHENG, W. G. ve HUANG, W. H., Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays, International Journal of Heat and Mass Transfer, 34,11 (1991) 1239-1249.
- [7] İĞCI, A. A., Kesit Alanı Periyodik Olarak Değişen Borularda Akış ve Isı Transferi Probleminin Kontrol Hacmi Yöntemi ile Çözümü, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1997.
- [8] SAHA, S. ve SAHA, S. K., Enhancement of heat transfer of laminar flow of viscous oil through a circular tube having integral helical rib roughened and fitted with helical screw-tapes, Experimental Thermal and Fluid Science, 47 (2013) 81-89.
- [9] PATANKAR, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, 1980.
- [10] KARWA R., SHARMA C., KARWA N., Performance evaluation criterion at equal pumping power for enhanced performance heat transfer surfaces, J. Solar Energy 2013 (2013) 1–9.

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Emin ARICI

1959 Of/Trabzon doğumludur. 1982 yılında KTÜ Makina-Elektrik Fakültesi Makina Bölümünü bitirdi. Aynı üniversitede 1984 yılında Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı ve Fen Bilimleri Enstitüsü'nden 1985 yılında Yüksek Mühendis unvanını aldı. 1988-1993 yılları arasında ABD, Texas'daki Texas Tech University'de doktorasını tamamladı. KTÜ'de 1993-2004 yılları arasında Yrd. Doç., 2004-2009 yılları arasında Doç. olarak görev yaptı. Aynı üniversitenin Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı'nda profesör olarak görev yapmaktadır.



Furkan Erman KAN

1988 yılı Bakırköy/İstanbul doğumludur. 2011 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Mezun olduktan sonra özel sektörde mühendislik faaliyetlerinde bulunmuştur. Karadeniz Teknik Üniversitesinden 2016 yılında Yüksek Mühendis, unvanını almıştır. 2015 yılından beri aynı üniversitede Fen Bilimleri Enstitüsünde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Isı transferi, Akışkanlar mekaniği konularında çalışmaktadır.