

İç İçe Yerleştirilmiş Borularda Laminer Akışta Isı Transferinin İncelenmesi

İhsan DAĞTEKİN, Hakan F. ÖZTOP
*Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Elazığ-TÜRKİYE*

Geliş Tarihi 07.05.1999

Özet

Bu çalışmada, iç içe yerleştirilmiş borularda laminer akış ve ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla, iki boyutlu Navier-Stokes, süreklilik ve enerji denklemleri, sonlu hacim yöntemi ve literatürde yeni bir algoritma olan SIMPLEM algoritması kullanılarak çözülmüştür. Sonlu fark denklemlerinin çözümünde şaşırtmasız grid dağılımı kullanılmıştır. Hesaplamalar, Reynolds sayısının 100, 500 ve 1000, Prandtl sayısının 0,1, 0,7, 7 ve 10 değerleri için gerçekleştirilmiştir. İç içe yerleştirilmiş boru uygulamasında, hız dağılımı, girdap, akım çizgileri, basınç dağılımı ve yerel Nusselt sayısının değişimi ile ısı transferi miktarları hesaplanmıştır. Ayrıca, SIMPLEM algoritmasının kullanılabilirliği de tartışılmıştır.

Anahtar Sözcükler: İç içe boru geometrisi, ısı transferini iyileştirme, şaşırtmasız grid, sonlu hacim

Analysis of Heat Transfer For Laminar Flow in Concentric Pipes

Abstract

In this study, laminar flow and heat transfer in a circular pipe with an inner tube inserted was investigated numerically. For this reason, two-dimensional Navier-Stokes, continuity and energy equations were solved using a finite volume method and SIMPLEM algorithm which is new in the literature. In the solution of the finite difference equations, a non-staggered grid arrangement was used. The calculations were performed for Reynolds numbers of 100, 500 and 1000 and Prandtl numbers of 0,1, 0,7, 7 and 10. In the application of inner tube insertion; vorticity, streamline patterns, pressure distributions, velocity profiles, variation of local Nusselt number and heat transfer rates were calculated. Furthermore, the use of SIMPLEM algorithm was discussed.

Key Words: Concentric pipe, heat transfer enhancement, non-staggered grid, finite volume

Giriş

Endüstride ısı değiştirgeçleri tasarımında, buhar kazanlarında ve soğutma sistemlerinde iç içe yerleştirilen dairesel kesitli borular yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek basınç kaybı oluşturmaksızın ısı transferini iyileştirmek için literatürde bir çok yöntem geliştirilmiştir. Genişletilmiş yüzey, işlenmiş

yüzey, dönmeli akış cihazları gibi ilave güce gereksinim duymayan pasif yöntemler ile yüzey titreşimi, akışkan titreşimi, emme veya basma gibi ilave güce gereksinim duyan aktif yöntemler ısı transferinin iyileştirilmesi yöntemleri olarak kullanılmaktadır. İç içe yerleştirilen boruların kul-

lanımı ısı transferinin pasif iyileştirme yöntemleri içerisinde yer alır. Boru içerisine çeşitli pasif elemanlar yerleştirmek suretiyle ısı transferini iyileştirme ile ilgili literatürde bir çok sayısal ve deneysel çalışma mevcuttur. Pasif metodlar kullanılarak ısı transferini artırma yöntemleri Bergles (1973) 'te özetlenmiştir. Prata ve Sparrow (1984), düz bir boru içerisine aralıklı olarak değişken kesitli bir başka boru yerleştirmiş ve problemi SIMPLER (SIMPLE-Revised) algoritma kullanarak çözmüşlerdir. Boru içerisine yerleştirilmiş halkaların oluşturduğu yeniden tutunma mesafesi incelenmiş ve halkaların yüksek basınç düşüşüne sebebiyet vermeksizin ısı transferini artırdığı sonucuna varılmıştır. Agrawal ve Subrata (1989), özel dirençlerle akışın engellendiği halka şeklindeki boru içerisindeki akışı ve ısı transferini incelemiştir. Sparrow ve arkadaşları (1977) ile Nguyen ve arkadaşları (1989) yaptıkları sayısal çalışmalarda sırasıyla ısı değiştirgeçleri ve belirli geometriye sahip çıkıntılı kanallarda akış ve ısı transferi için bazı sonuçlar ortaya koymuşlardır.

Fu ve Tseng (1994), düz bir boru içerisine genişleyen daralan, daralan genişleyen ve düz borular yerleştirmiş bir geometri için sayısal bir çözüm tekniği ortaya koymuşlardır. Şaşırtmalı grid sistemi kullanılarak sonlu fark denklemlerinin elde edildiği çalışmada, sonlu fark denklemleri SOR (Successive Over Relaxation) metodu ile çözülmüştür. Fu ve arkadaşları (1995) tarafından yapılan deneysel çalışmada, aynı fiziksel model kullanılmış, kütle ve ısı transferi arasındaki benzerlikten yararlanılarak, Prandtl sayısının 0,7 ve Reynolds sayısının 1058, 1360 ve 1965 değerleri için yerel ve ortalama Nusselt sayıları hesaplanmış ve sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçların uyum içerisinde olduğunu saptamışlardır.

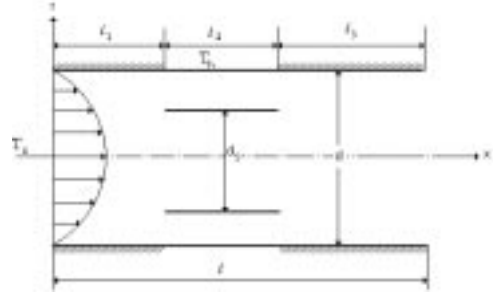
Şaşırtmasız grid dağılımı ile ilgili ilk çalışmalar Abdallah, (1987) tarafından bir kare oyuk geometrisi problemine uygulanmıştır. Acharya ve Moukalled (1989) yaptıkları çalışmada şaşırtmasız grid dağılımı kullanarak bizim de bu çalışmada benimsediğimiz SIMPLER (The Semi Implicit for Pressure Linked Equation-Modified) algoritmayı sunmuşlardır. SIMPLER algoritmanın diğer algoritmalara göre daha kolay ve etkin uygulanabileceğini göstermişlerdir. Bu tarihlerden sonra sayısal çalışmaların şaşırtmasız grid dağılımı kullanımına yöneldiği gözlenmiş ve bununla ilgili değerlendirmeler Date (1993) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın amacı, iç içe yerleştirilmiş bir boru geometrisi için laminer akış ve ısı transferinin sayısal olarak araştırılmasıdır.

Bu çalışmada sayısal yöntem olarak; SIMPLER algoritması ve şaşırtmasız grid dağılımı birlikte kullanılmıştır. Ayrıca, kullanılan bu yöntemin bu tür problemlerin çözümü için kullanılabilirliği araştırılmıştır. Sıkıştırılmaz akışkanın daimi laminer akışı için, Süreklilik, Navier-Stokes ve Enerji denklemleri bir kontrol hacim üzerinden integrasyonu alınarak ayrıklaştırılmış ve ayrık denklemler Thomas algoritması (TDMA) ile x ve y yönünde bir hat boyunca ilerleyerek çözülmüştür.

Fiziksel Model

İncelenen problemin fiziksel geometrisi Şekil 1'de gösterilmiştir. Toplam boyutsuz uzunluğu (1) dokuz birim olan bir düz boru içerisine bir birim uzunlukta aynı ekseninde iç boru yerleştirilmiştir (l_2). İç boruya kadar olan bölgenin uzunluğu (l_1) 3 birim, iç borudan sonraki bölgenin uzunluğu (l_3) ise 5 birim seçilmiş olup, söz konusu bölgeler mükemmel yalıtılmıştır.

İç borunun yerleştirildiği bölgede, dış boru sabit cidar sıcaklığında ısıtılmıştır. Boruya girişte akışkan sıcaklığı cidara nazaran daha düşüktür. Ayrıca, boru girişinde laminer akış için tam gelişmiş parabolik hız dağılımı varsayımı yapılmıştır. İç borunun cidar kalınlığı ince ve ısıl iletkenliğinin akışkanın ısıl iletkenliğinden daha yüksek olduğu kabul edilmiştir. Tablo 1'de gösterilen çap oranları için çözümler elde edilmiştir.



Şekil 1. İç içe yerleştirilmiş borular için fiziksel model

Tablo 1. İç boru boyutları

Boru Tipi	Çap Oranları r_1/r_0
I	0,3
II	0,5
III	0,6
IV	0,75

Formülasyon

Daimi, sıkıştırılmaz Newtonien akışkanın, laminer akışta iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri, simgeler kısmında verilen parametreler yardımıyla boyutsuzlaştırılmış halleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

Süreklilik denklemi:

$$[\partial/\partial X (RU) + \partial/\partial R (RV)] = 0 \quad (1)$$

x-momentum denklemi :

$$\begin{aligned} 1/R [\partial/\partial X (RU^2) + \partial/\partial R (RUV)] = \\ -\partial P/\partial X + 1/ReR [\partial/\partial X (R\partial U/\partial X) + \\ \partial/\partial R (R\partial U/\partial R)] \end{aligned} \quad (2)$$

r-momentum denklemi :

$$\begin{aligned} 1/R [\partial/\partial X (RUV) + \partial/\partial R (RV^2)] = \\ -\partial P/\partial R + 1/ReR [\partial/\partial X (R\partial V/\partial X) + \\ \partial/\partial R (R\partial V/\partial R)] - V/ReR^2 \end{aligned} \quad (3)$$

enerji denklemi :

$$\begin{aligned} \partial/\partial R [\partial/\partial X (RU\theta) + \partial/\partial R (RV\theta)] = \\ -1/RePrR [\partial/\partial X (R\partial\theta/\partial X) + \\ \partial/\partial R (R\partial\theta/\partial R)] \end{aligned} \quad (4)$$

Genel bir skalar değişken için yukarıdaki eşitlikler,

$$\begin{aligned} \rho [\partial/\partial x (r^j u\varphi) + \partial/\partial y (r^j v\varphi)] - \\ [\partial/\partial x (r^j \Gamma_\varphi \partial_\varphi/\partial x) + \\ \partial/\partial y (r^j \gamma_\varphi \partial_\varphi/\partial y)] = r^j S_\varphi \end{aligned} \quad (5)$$

şeklinde ifade edilir. φ değişkeni sırasıyla u, v, T değişkenleri olarak alındığında x-momentum, y-momentum, enerji denklemleri elde edilir. $j = 0$ için hareket denkleminin kartezyen koordinatlardaki ifadesi, $j = 1$ için ise, silindirik koordinatlardaki ifadeleri elde edilir. $\varphi = 1$, $S_\varphi = 0$ ve $\Gamma_\varphi = 0$ alındığında, süreklilik denklemi elde edilir.

(5) eşitliği Şekil 2'deki P noktası civarındaki kontrol hacmi üzerinde integrasyonu alındığında sonlu fark denklemleri taşınım terimleri için üstel kural yaklaşımı (PLDS) ve difüzyon terimleri için merkezi farklar kullanıldığında ayrıklaştırılmış sonlu fark denklemleri için aşağıdaki katsayılar elde edilir.

Sonlu Fark Denklemleri:

$$a_E^\varphi = \parallel -F_e^u, 0 \parallel + D_e A (|P_e|), \quad (6a)$$

$$a_W^\varphi = \parallel -F_w^u, 0 \parallel + D_w A (|P_w|), \quad (6b)$$

$$a_N^\varphi = \parallel -F_n^v, 0 \parallel + D_n A (|P_n|), \quad (7a)$$

$$a_S^\varphi = \parallel -F_s^v, 0 \parallel + D_s A (|P_s|), \quad (7b)$$

$$a_P^\varphi = a_E^\varphi + a_W^\varphi + a_S^\varphi + a_N^\varphi - S_\varphi \quad (8)$$

Basınç denklemi:

Basınç denklemi için süreklilik denklemi Şekil 2'de verilen kontrol hacmi üzerinden integre edilerek elde edilmiş, basınç katsayıları ve ayrıklaştırılmış basınç denklemi aşağıda verilmiştir. Basınç denkleminin elde edilmesi için detaylı bilgi Patankar (1980) tarafından verilmiştir.

Basınç katsayıları:

$$a_E^P = (\rho r^j)_e \Delta y A_e, \quad (9a)$$

$$a_W^P = (\rho r^j)_w \Delta y A_w, \quad (9b)$$

$$a_N^P = (\rho r^j)_n \Delta x A_n, \quad (10a)$$

$$a_S^P = (\rho r^j)_s \Delta x A_s, \quad (10b)$$

$$b = [(\rho r^j \hat{U})_w - (\rho r^j \hat{U})_e] \Delta y + [(\rho r^j \hat{V})_n - (\rho r^j \hat{V})_s] \Delta x$$

basınç için ayrıklaştırılmış denklem,

$$a_P^P P_P = a_E^P P_E + a_W^P P_W + a_N^P P_N + a_S^P P_S + b \quad (11)$$

şeklinde elde edilir.

Sınır Şartları

Hız sınır şartları:

$$x = 0' \text{ da } u = 2(1 - 4r^2), \quad v = 0, \theta = 0 \quad (12)$$

$$x = 1' \text{ de } \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial \theta}{\partial x} = 0 \quad (13)$$

Katı cisim cidarlarında, $u = v = 0$

Sıcaklık sınır şartları:

$$1_1 > x > 1_3 \text{ de } T_{borucidarı} = T_h$$

$$\text{Boru ekseninde, } \frac{\partial u}{\partial r} = 0 \quad v = 0 \quad (14)$$

Boş borudaki akış halinde aktarılan toplam ısı miktarı,

$$Q_0 = \dot{m}C_p(T_{m0} - T_c) \quad (15)$$

eşitliğinden, iç içe yerleştirilmiş boru halinde akışkana aktarılan toplam ısı miktarı ise

$$Q_s = \dot{m}C_p(T_{ms} - T_c) \quad (16)$$

eşitliğinden hesaplanmaktadır. Yığık ortalama akışkan sıcaklığı T_m ,

$$T_m = \int_0^r C_p \rho u(r) T r dr \quad (17)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır. Yerel ısı transfer katsayısı $h(x)$

$$h(x) = \frac{q(x)}{[T_m(x) - T_h(x)]} \quad (18)$$

eşitliğinden hesaplanmaktadır. Yerel Nusselt sayısı ise,

$$Nu_x = h(x)d/k \quad (19)$$

ifadesinden hesaplanmıştır. Sabit pompalama gücü,

$$PP = \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right) \Delta P \quad (20)$$

eşitliğiyle hesaplanmıştır (Fu ve Tseng, 1994). Bu eşitlik yeniden düzenlenirse,

$$PP = \left(\frac{\mu^3}{64\rho^2 d^2} \right) \left(\frac{\Delta P}{\rho U_m^2} \right) Re^3 \quad (21)$$

elde edilir. Bu ifadenin sağ tarafındaki ilk terim fiziksel özellikleri belirlenmiş bir akışkan için sabittir, dolayısıyla sabit pompalama gücü,

$$(fRe^3)_s = (fRe^3)_0 \quad (22)$$

şeklinde elde edilir. Burada, s indisi iç içe boruyu ve o indisi ise boş boruyu göstermektedir. Laminer akış için sürtünme faktörü, $f = 284,76/Re$ olduğundan, pompalama gücü denklemi,

$$(fRe^3)_s = (284,76Re^2)_0 \quad (23)$$

şeklinde elde edilir, bu eşitlik iç içe yerleştirilmiş borulu sistemle boş boru arasındaki benzeşimi göstermektedir.

Sayısal Metod

Navier-Stokes denklemlerinin çözümünde basınç teriminin var olması temel zorluklardan biridir. Literatürde son yıllara kadar basınçın hesaplanmasında oluşan dalgalanmaların önlenmesi için şaşırtmalı grid bir çare olarak düşünülmüştür (Patankar, 1980). Şaşırtmalı grid sisteminde hız bileşenleri kontrol hacim yüzeylerinde depolanır ve her değişken için ayrı bir kontrol hacmi kullanılır. Şaşırtmalı grid sisteminde kontrol hacmi yüzeyindeki akış debisi herhangi bir enterpolasyona gerek duyulmadan hesaplanabilmektedir. Bu grid sisteminin iki önemli avantajı mevcuttur: Hız dalgalanmalarının önlenmesi ve iki grid noktası arasındaki basınç farkının bu grid noktaları arasında yer alan hız bileşenleri için doğal bir sürücü kuvvet oluşturması ve basınç dalgalanmalarını önlemesidir. Bu avantajların yanı sıra özellikle üç boyutlu akış problemlerinde, karmaşık ve büyük geometrilerde sonlu fark denklemlerinin oluşturulmasındaki zorluk önemli dezavantajlardan biridir. Bu güçlükler göz önüne alındığında bütün değişkenlerin aynı noktada depolanması arzu edilir. Bu yüzden mevcut çalışmada, problemin çözümünde şaşırtmasız grid dağılımı tercih edilmiştir.

Sonlu fark formülasyonunun oluşturulmasında; Difüzyon terimleri için CDS (Central Difference Scheme) yaklaşımı kullanılmıştır. Taşınım terimlerinin sonlu fark formülasyonu için merkezi farklar yönteminin kullanılması, hücre Peclet ($Pe = u\Delta x/\mu$) sayısının $2 < Pe < 2$ aralığında olması ile mümkündür (Patankar, 1980). Bu çalışmada taşınım terimleri için, (Patankar, 1980) tarafından verilen UDS (Upwind Difference Scheme), CDS, HDS (Hybrid Difference Scheme) ve PLDS (Power Law Difference Scheme) gibi yaklaşım yöntemleri arasında en uygun yöntemin PLDS olduğu test edilmiş ve kullanılmıştır.

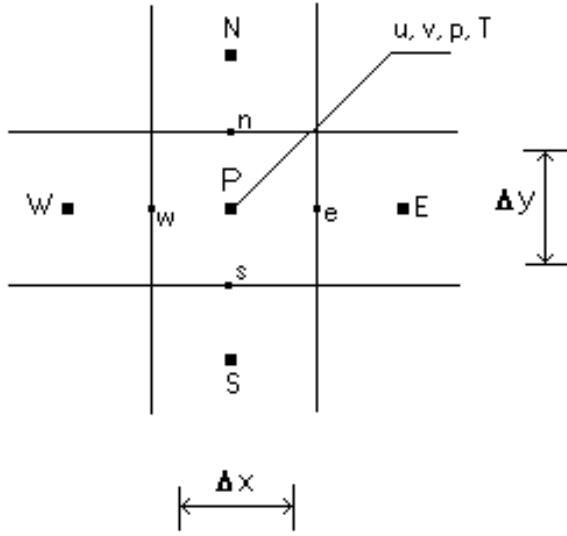
Sayısal çözümde yakınsama kriteri için $|\varphi^{i+1} - \varphi^i| < \varepsilon$ ifadesi kullanılmıştır.

SIMPLEM Çözüm Algoritması

Çözümde kullanılan SIMPLEM algoritmasının adımları aşağıdaki gibidir:

1. U, V hızları, T sıcaklığı ve P basıncı için tahmini başlangıç değerleri girilir.
2. Girilen bu başlangıç değerleri kullanılarak x - ve y -momentum denklemleri ile enerji denklemi için katsayılar (6-8) eşitlikleri kullanılarak hesaplanır.
3. Hesaplanan bu katsayılardan içinde basınç terimi olmayan \hat{U}_p ve \hat{V}_p hızları ve kontrol hacmi yüzeyindeki hız değerleri aşağıdaki eşitliklerden

hesaplanır.



Şekil 2. Şaşırtmasız grid düzeni

$$\begin{aligned}\hat{U}_P &= \sum a_i^u U_i + S_u^u / a_P^u, \\ \hat{V}_P &= \sum a_i^v V_i + S_u^v / a_P^v\end{aligned}\quad (24)$$

$$\hat{U}_e = \hat{U}_P + Fx(i) [\hat{U}_E - \hat{U}_P], \quad (25a)$$

$$\hat{U}_w = \hat{U}_P + Fx(i-1) [\hat{U}_P - \hat{U}_W] \quad (25b)$$

$$\hat{V}_n = \hat{V}_P + Fy(j) [\hat{V}_N - \hat{V}_P], \quad (26a)$$

$$\hat{V}_s = \hat{V}_P + Fy(j-1) [\hat{V}_P - \hat{V}_S] \quad (26b)$$

4. Hesaplanan bu hızlar kullanılarak basınç denklemi-
mindeki basınç katsayıları ile b kaynak terimi (12-14)

eşitliklerinden hesaplanır ve basınç denklemi TDMA
ile çözülür.

5. Basınç gradientleri aşağıdaki eşitlikler kul-
lanılarak elde edilir.

$$\begin{aligned}dP/dX &= [(P_e - P_w) / \Delta x], \\ dP/dY &= [(P_n - P_s) / \Delta y]\end{aligned}\quad (27)$$

6. Bu basınç gradientleri kullanılarak yeni hızlar,

$$U_P = \hat{U}_P + A_P [(P_e - P_w) / \Delta x] \quad (28)$$

$$V_P = \hat{V}_P + B_P [(P_n - P_s) / \Delta y] \quad (29)$$

ifadelerinden hesaplanır.

7. Bu değerler kullanılarak x ve y-momentum den-
klemindeki katsayılar (6-8) eşitliğinden hesaplanır
ve bu denklemler TDMA ile çözülerek U, V hız
dağılımları elde edilir.

8. Bu değerler kullanılarak enerji denklemi TDMA
ile çözülür ve θ sıcaklık dağılımı hesaplanır.

9. Hesaplanan U, V ve θ değerleri sonraki it-
erasyon için başlangıç değeri olarak alınıp, 2. adıma
dönülür ve yakınsama oluncaya kadar iterasyona de-
vam edilir.

Sonuç ve Tartışma

Sayısal çalışmalarda sonlu fark denklemlerinin
oluşturulması ve çözülmesi bir takım hataları da
(yuvarlatma, kesme hataları vb.) birlikte ge-
tirdiği bilinen bir gerçektir. Bu nedenle, doğru bir
çözümün yapılabilmesinde çözüm alanı için uygun
grid aralıklarına gereksinim vardır. Bu yüzden mev-
cut çalışmada Tablo 2'de farklı grid sayıları için hesa-
planan yerel Nusselt sayısının değişimleri gösterilmiş
ve grid aralığından bağımsız doğru çözümün elde
edilebilmesi için 46x45 matris boyutunun yeterli
olduğu saptanmıştır.

Tablo 2. Farklı Grid Sayılarında Yerel Nusselt Sayısı Değerlerinin Karşılaştırılması.

Grid Sayısı	46x45	46x35	46x25	56x25	l_2 mesafesi
Yerel Nusselt Sayısı (Nu_x)	8,5795	8,5612	8,5478	8,5382	3,0
	5,1031	5,1191	5,2133	5,3275	3,2
	4,3658	4,3521	4,4292	4,5175	3,4
	4,0847	4,1546	2135	4,3847	3,6
	4,0701	4,1532	4,20,41	4,1258	3,8
	5,7742	5,6318	5,6612	5,7461	4,0

Seçilen fiziksel geometri için, elde edilen sayısal sonuçlar aşağıda sunulmuş ve tartışılmıştır: Şekil 3 ve 4'de sırasıyla $Re = 500$ ve $Re = 1000$ için eksenel hız profilleri verilmiştir. Şekillerde görüleceği üzere, III. tip boru için hız gradyenti tedrici olarak artmaktadır. $Re = 1000$ için en yüksek hız gradyenti III. tip boruda, en düşüğü ise I. tip boruda oluşmuştur. Düşük hız gradyenti taşınım etkisinin küçük olduğunu gösterir. Elde edilen sonuçların Fu-Tseng (1994) ile tam uyum içinde olduğu tespit edilmiştir. Grafikteki dikey çizgiler, iç borunun dış boruya göre konumunu belirtmektedir. Her iki Reynolds sayısında da III. tip boru için elde edilen hız değişiminin diğer boru tiplerinden daha küçük olduğu görülmektedir.

Şekil 5 ve 6'da, II. tip boru için, sırasıyla $Re = 100$ ve $Re = 1000$ değerlerindeki eş basınç eğrileri gösterilmiştir. Eğrilerden de görüleceği gibi, boru içerisine ikinci bir boru yerleştirildiği zaman basınçta çok fazla kayıp olmamakta ve bu yüzden akım çok kısa bir mesafede yeniden hidrodinamik yönden tam gelişmektedir. Pasif yöntemlerle ısı transferi artırılmasında, aşırı basınç düşüşü olmaması önemli bir sonuçtur. Şekil 7'de eş girdap eğrileri gösterilmiştir. Girdap değerleri,

$$\omega = \partial U / \partial R - \partial V / \partial X \quad (30)$$

ile verilen girdap denkleminde hesaplanmıştır. Boru çap oranı arttıkça girdap değerlerinde bir artmanın olduğu gözlenmektedir.

Şekil 8'de farklı çap oranları için $Pr = 0,1$, $Re = 1000$ olması halindeki yerel Nusselt sayısının değişimi verilmiştir. Yerel Nusselt sayısı değerlerinin II. tip boruda diğerlerine göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu, Peclet sayısının yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 9'da $Re = 1000$ ve $Pr = 0,7$ iken mevcut çalışmadan elde edilen sayısal sonuçlar ile Fu-Tseng'in (1994) ve (1995) yaptığı deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. III. tip boru için mükemmel bir uyumun olduğu gözlenmektedir. Şekil 8 ve 9 dan artan Prandtl sayısı ile yerel Nusselt sayısının da arttığı görülmektedir.

Şekil 10, 11 ve 12'de sırasıyla $Re=100$, 500 ve 1000 değerleri ve II. tip boru için akım çizgileri verilmiştir. Akım çizgilerinin hesabında U eksenel hızı dikkate alınarak bir yüzey boyunca akım çizgisi değerleri

$$\int \partial \Psi = \int U r_j dy \quad (31)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır. Şekiller incelendiğinde, akışkan iç borudan geçerken akım çizgilerinin ayrıldığı, içteki ve dıştaki boru cidarında yeni bir sınır tabakanın oluştuğu görülmektedir. Makalede sadece II. tip boru için farklı Reynolds sayılarında akım çizgileri sunulmuştur. Reynolds sayısı arttıkça iç ve dış borudaki sınır tabaka kalınlıkları azalmaktadır.

Şekil 13'de farklı Reynolds sayıları için $Pr = 0,1$ değerinde, Q_s/Q_0 oranı verilmektedir. Q_s/Q_0 oranı iç içe yerleştirilmiş boru halinde akışkana aktarılan ısı miktarının boş borudaki akış halinde aktarılan ısı miktarı oranını göstermektedir. Bu hesaplamalarda, yığık ortalama akışkan sıcaklığı için, dış borunun çıkışındaki ortalama akışkan sıcaklığı değeri esas alınmıştır. Grafikten de görüleceği üzere III. tip boru için Reynolds sayısı arttıkça, Q_s/Q_0 değeri artmaktadır. Şekil 14' de $Pr = 0,7$ için Q_s/Q_0 oranı I. tip ve II. tip borular için çok belirgin olmamakla birlikte bir azalma olurken III. tip boruda aksine bir artmanın olduğu gözlenmektedir. Prandtl sayısı arttıkça bu oran artmaktadır. Her iki Prandtl sayısında en yüksek Q_s/Q_0 oranı III. tip boru için elde edilmiştir. Şekil 15 ve 16 sırasıyla $Pr = 7$ ve 10 için Q_s/Q_0 oranlarını göstermektedir. $Pr > 1$ için bu orandaki artış daha yüksek olmaktadır.

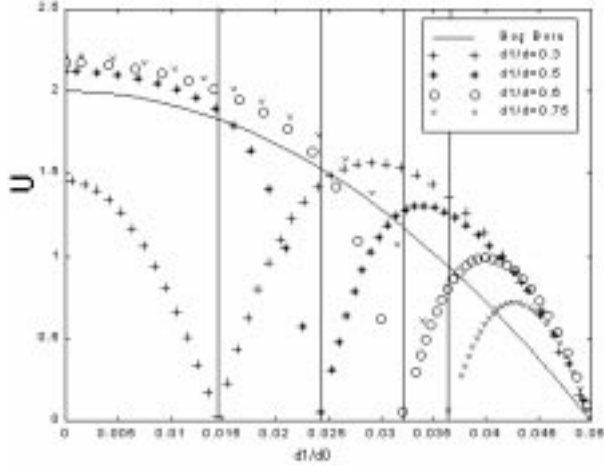
Isı transferindeki en yüksek artış II. tip boru için elde edilir. Akış ve ısı transferinin birlikte incelendiği bu problemde elde edilen bazı önemli sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

İç içe yerleştirilen borularda, düşük Peclet sayılarında boru içerisine yerleştirilecek iç borunun çapının küçük olması (iç boru cidarı simetri eksenine yakın), yüksek Peclet sayılarında boru içerisine yerleştirilecek iç borunun çapının büyük olması (iç boru dış boru cidarına yakın) ısı transferinin artırılması (iyileştirilmesi) için uygun yerleştirme şekilleri olduğu tespit edilmiştir.

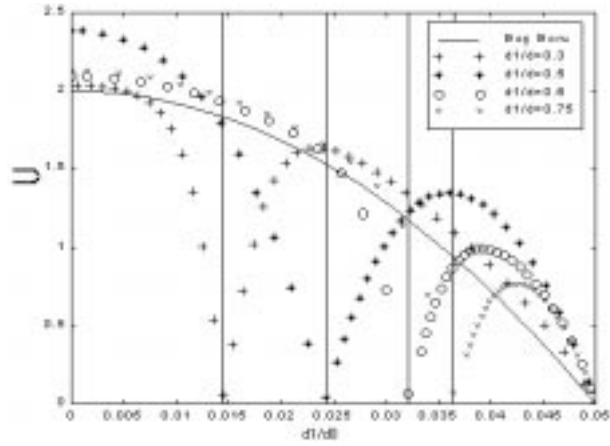
Bu çalışmada SIMPLEM algoritma ile şartsız grid dağılımının birlikte kullanılması ile programlama açısından bazı kolaylıklar sağladığı tespit edilmiştir. SIMPLEM algoritmanın literatürde bazı algoritmalara (SIMPLE, SIMPLER, SIMPLEC vb.) göre en önemli avantajı, basınç düzeltmesine gerek duyulmamasıdır. Bu algortmada, x , r -momentum ve enerji denklemlerinin çözümünde yavaşlatma (underrelaxation) faktörüne ihtiyaç duyulurken basınç için yavaşlatma faktörüne gerek yoktur. Halbuki diğer algoritmalarda bütün değişkenlerin çözümünde yavaşlatma faktörünü

kullanmak yakınsamanın sağlanması açısından kaçınılmazdır. SIMPLEM algoritmasının en önemli dezavantajı özellikle SIMPLE algoritmaya göre %10 daha fazla bilgisayar zamanına ihtiyaç duymasındır.

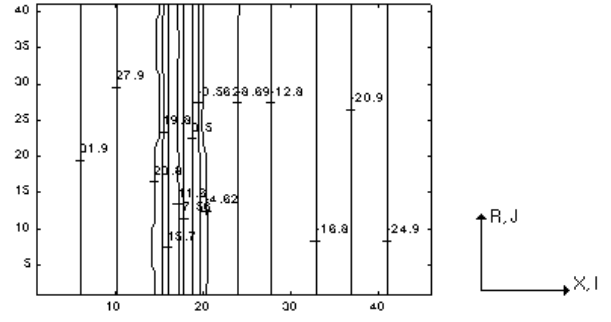
Bu çalışmada, SIMPLEM algoritma şaşırtmasız grid düzeni ile birlikte kullanılarak benzer problemleri çözmek için kullanışlı ve etkili bir algoritma olduğu belirlenmiştir.



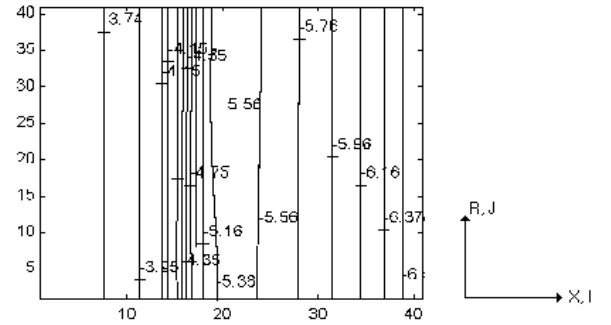
Şekil 3. İç boru girişinde aksel hız profilleri (Re=500)



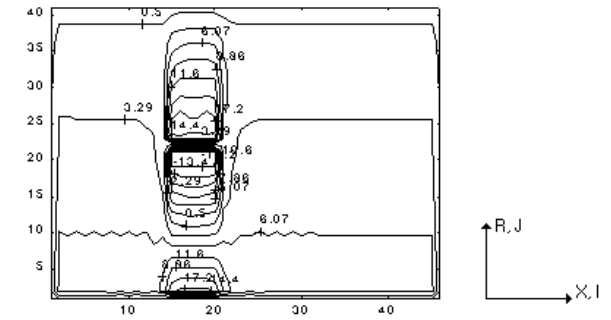
Şekil 4. İç boru girişinde aksel hız profilleri (Re=1000)



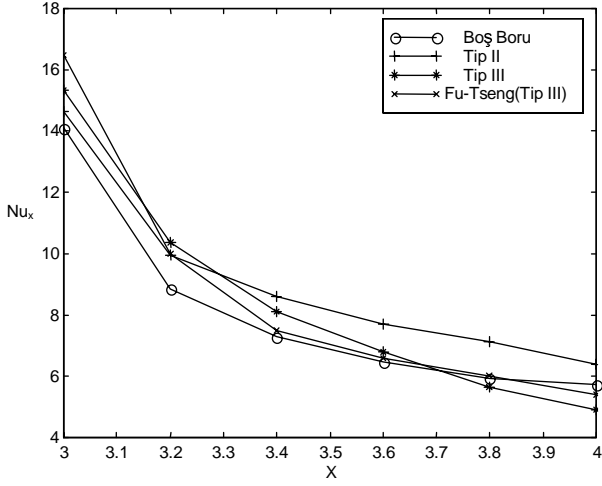
Şekil 5. Basınç konturları (Tip II, Re=100)



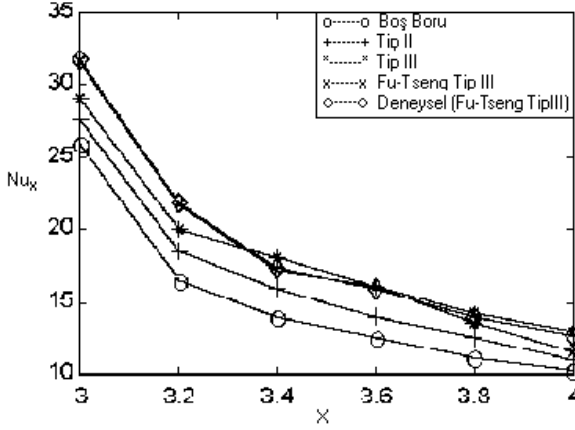
Şekil 6. Basınç konturları (Tip II, Re=1000)



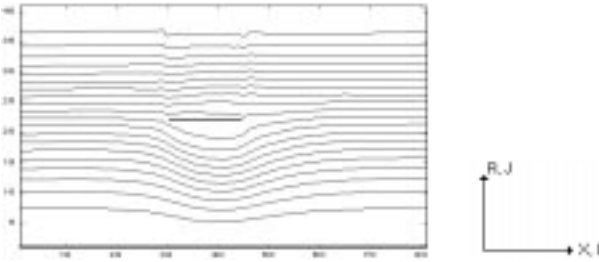
Şekil 7. Girdaplılık konturları (Tip II, Re=100)



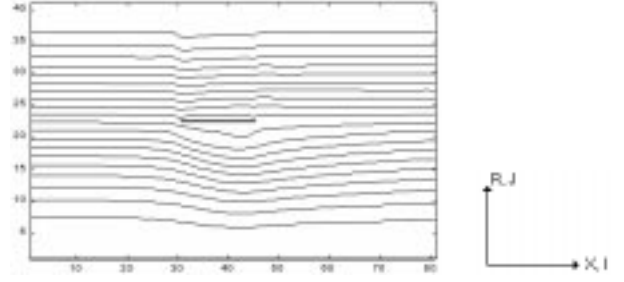
Şekil 8. İç içe yerleştirilmiş farklı tiplerdeki borularda yerel Nusselt sayısının değişimi (Re=1000, Pr=0,1)



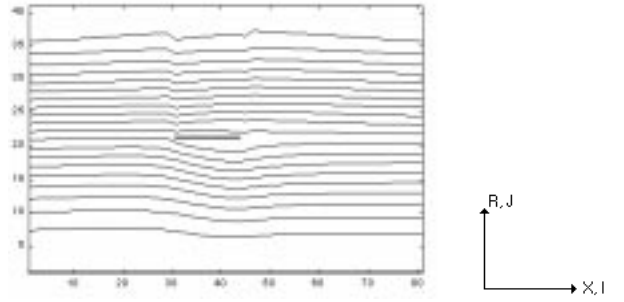
Şekil 9. İç içe yerleştirilmiş farklı tiplerdeki borularda yerel Nusselt sayısının değişimi (Re=1000, Pr=0,7)



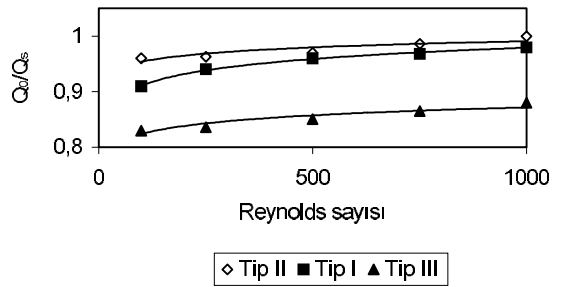
Şekil 10. Akım çizgileri (Re=100, Tip II)



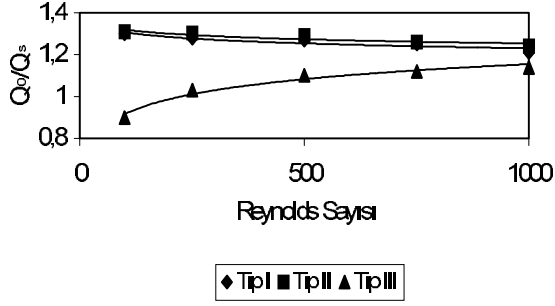
Şekil 11. Akım çizgileri (Re=500, Tip II)



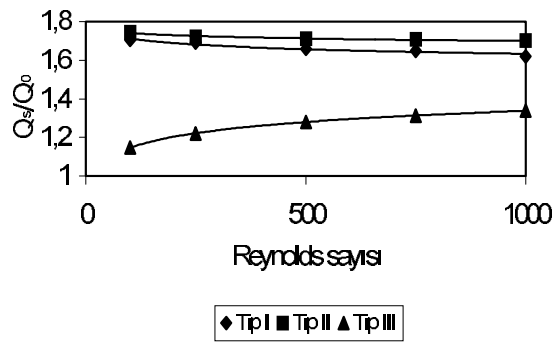
Şekil 12. Akım çizgileri (Re=1000, Tip II)



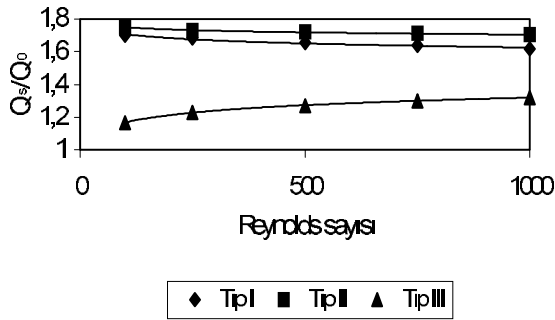
Şekil 13. Pr=0,1 için farklı Reynolds sayılarında ısı transferinin değişimi



Şekil 14. $Pr=0,7$ için farklı Reynolds sayılarında ısı transferinin değişimi



Şekil 15. $Pr=7$ için farklı Reynolds sayılarında ısı transferinin değişimi



Şekil 16. $Pr=10$ için farklı Reynolds sayılarında ısı transferinin değişimi

Açıklama : Bu çalışma Fırat Üniversitesi Araştırma Fonu (FÜNAF) tarafından desteklenmiştir.

SEMBOLLER

A	: Kesit alanı, m^2
a_P	: Tekil denklemin P noktasındaki katsayısı
b	: Kaynak terimi
c	: Keyfi sabit
D	: Difüzyon terimi
F	: Taşınım terimi
F_x	: x - yönü enterpolasyon fonksiyonu
F_y	: y -yönü enterpolasyon fonksiyonu
f	: Sürtünme katsayısı
k	: Isı iletim katsayısı, $W/m^{\circ}C$
l	: Boru uzunluğu, m
l_1	: Girişteki boru uzunluğu, m
l_2	: İç boru uzunluğu, m
l_3	: Çıkış boru uzunluğu, m
Nu_x	: Yerel Nusselt sayısı
P	: Basınç, N/m^2
Pe	: Hücre Peclet sayısı, $(Pe = u\Delta x/\mu)$
PP	: Pompalama gücü, W
Pr	: Prandtl sayısı
q	: Isı Akısı, W/m^2
Q_0	: Boş boruda ısı transferi, W
Q_s	: İç içe yerleştirilen boruda ısı transferi, W
r	: Radyal koordinat
$R = Y$: Boyutsuz radyal koordinat, y/L
Re	: Reynolds sayısı, $(U_m\rho D/\mu)$
S_φ	: Kaynak terimi
T_∞	: Ortam sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_{mo}	: Boş boru için ortalama yığık akışkan sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_{ms}	: İç içe boru için ortalama yığık akışkan sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_h	: Boru cidar sıcaklığı, $^{\circ}C$
U	: x -yönündeki boyutsuz hız, u/U_m
\hat{U}	: İçerisinde basınç terimi olmayan aksel hız, m/sn
U_m	: Ortalama akışkan hızı, m/s_n
V	: y -yönündeki boyutsuz hız, v/U_m
\hat{V}	: İçerisinde basınç terimi olmayan radyal hız
X	: Boyutsuz uzunluk, x/L
Ψ	: Akım fonksiyonu

φ	: Bağımsız değişken	E, W, N, S	: Doğu, batı, kuzey ve güney ana yüzey düğüm noktaları (Şekil 2.)
μ	: Dinamik viskozite, Ns/m^2	P	: Ana düğüm noktası
θ	: Boyutsuz sıcaklık, $T - T_h/T_0 - T_h$	Δ_x, Δ_y	: Kontrol hacim yüzeyleri arasındaki mesafe
ω	: Girdap		
ε	: Yakınsama için tolerans değeri (10^{-4})		
Γ_φ	: φ değişkeni için değişim katsayısı		

Alt İndisler:

i	: Komşu grid noktaları
e, w, n, s	: Doğu, batı, kuzey ve güney ara yüzey düğüm noktaları (Şekil 2.)

Üst İndisler:

j	: Silindirik veya kartezyen koordinat, ($j=1, j=0$)
P	: Ana düğüm noktası (Katsayılar için)

Kaynaklar

Abdallah, S., "Numerical Solution for the Pressure Poisson Equation with Neumann Boundary Conditions Using a Non-staggered Grid", Int. J. Computational Physics, 70, 182-192, 1987.

Acharya S., Moukalled F.H., "Improvements to Incompressible Flow Calculation on a Nonstaggered Curvilinear Grid", Numerical Heat Transfer, Part B, 15, 131-152, 1989.

Agrawal, A. K., Subrata, S. "Laminar Flow and Heat Transfer in Blocked Annuli, Numerical Heat Transfer", Part A, 15, 489-508, 1989. BERGLES, A.E., Recent Developments in Convective Heat Transfer Augmentation, Appl. Mech. Rev. 26, 675-682, 1973.

Data, A. W., "Solution of Navier-Stokes Equations on non-staggered grid", Int. J. Heat Mass Transfer, 36, No: 7, 1913-1922, 1993. KUO J.C., LIN T.F., Transient Conjugated Heat Transfer in Fully Developed Laminar Pipe Flows, Int. J. Heat Mass Transfer, 31, No.5, 1093-1102, 1988.

Nguyen, T. M., Khodadadi, J. M., Vlachos N. S., "Laminar Flow and Conjugate Heat Transfer in Rib

Roughened Tubes", Numerical Heat Transfer, Part A, 15, 165-179, 1989.

Patankar S.V. "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, Newyork, 1980.

Prata A.T., Sparrow E.M., "Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics For an Annulus of Periodically Varying Cross Section", Numerical Heat Transfer, 7, 285-304, 1984.

Sparrow, E.M., Baliga, B. R., Patankar S.V. "Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Interrupted-Wall Channels, With Application to Heat Exchangers", J. Heat Transfer, 4-11, 1977.

Wu-S.FU., Ching-Chi Tseng, "Enhancement of Heat Transfer For a Tube with an Inner Tube Insertion", Int. J. Heat Mass Transfer, 37, 3, 499-509, 1994.

Wu-S.FU, Ching-Chi Tseng, Huang, C.S., "Experimental Study of the Heat Transfer Enhancement of an Outer Tube with an Innertube Insertion", Int. J. Heat Mass Transfer, 38, 18, 3443-3454, 1995.