PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ
PAMUKKALE UNIVERSITY ENGINEERING COLLEGE
MÜHENDİSLİK BİLİMLERİ DERGİSİ
JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES

YIL : 2004
CİLT : 10
SAYI : 2
SAYFA : 283-289

KARE KESİTLİ HELİSEL KANALDA TÜRBÜLANSLI AKIŞTA BASINÇ DÜŞÜŞÜNÜN DENEYSEL VE NÜMERİK ANALİZİ

Okyar KAYA
Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 20017/Çamlık/Denizli

Geliş Tarihi : 10.04.2003

ÖZET

Bu çalışmada 8 x 8 mm kare kesitli, 12 mm hatveli helisel kanalda basınç düşüşü deneysel olarak tespit edilerek benzer sınır şartlarında bilgisayarda nümerik çözüm yapılmıştır. Nümerik çözüm FLUENT® programı ile SIMPLE çözüm algoritması, PRESTO basınç-hız enterpolasyon yöntemi, RNG k-ε türbülans modeli ve Gauss Siedel iterasyon metodu kullanılarak yapılmıştır. Nümerik ve deneysel veriler arasında en fazla % 5 gibi bir fark vardır. Deneysel ve nümerik sonuçlar literatürde yayınlanmış çözümler ile karşılaştırılarak valide edilmiştir.

Anahtar Kelimeler : Helisel kanal, SIMPLE çözüm algoritması, RNG k-ε türbülans modeli

THE EXPERIMENTAL AND NUMERICAL ANALYSIS OF TURBULENT FLOW PRESSURE DROP OF HELICAL SQUARE DUCT

ABSTRACT

In this study, the pressure drop of helical square duct which has 8x8 mm dimension, a pitch of b =12 mm was investigated both experimentally and numerically with the similar experimental boundary conditions. SIMPLE algorithm, PRESTO pressure-velocity interpolation option, RNG k-ε turbulent model and Gauss Siedel iteration method were used in numerical computations which were done by FLUENT® programme. As a result it was understood that the maximum difference between numerical and experimental data is about 5 %. The experimental and numerical results were compared and validated with the results in the literature.

Key Words : Helicoidal duct, SIMPLE algorithm, RNG k-ε turbulent model

1. GİRİŞ

Helisel kanallı akış sistemleri geometrileriyle içerisinden geçen akışkana taşınımla daha fazla ısı transferi imkanı sağlaması, diğer alternatif ısı değiştirici sistemlere göre daha az yer kaplaması sebebiyle endüstride bir çok alanda kullanılmaktadır.

Ancak helisel kanallarda basınç düşüşünün düz kanallara oranla daha fazla olması bazı durumlarda dezavantajlı olabilmektedir; örneğin belirli bir basınç aralığında çalışması gereken sistemlerde kullanılacak olan helisel kanalda basınç düşüşünün mümkün olduğunca az olmasının istenmesi gibi. Bu gibi durumlarda helisel kanal içerisinde mevcut çalışma şartlarında meydana gelebilecek basınç düşüşlerinin bilinmesi, basınç düşüşünü mümkün olduğunca en aza indirecek tasarımların yapılması ve en uygun malzemelerin (kaygan) seçilmesi gereklidir. Helisel kanalda basınç düşüşü, helis duvarlarının sürekli kendi ekseni etrafında dönmesi nedeniyle artmakta, bu artışta helis geometrik boyutlarının (hatve, sarım çapı, kanal hidrolik çapı v.b) ve V ortalama akış hızının etkisinin olduğu bilinmektedir.

Dairesel kesitli helisel kanallarda laminar akışta basınç düşüşü Kubair and Varrier (1961), Srinivasan et al., (1968) tarafından deneysel olarak çalışılmış ve her iki çalışmada da laminar, geçiş ve türbülanslı akış bölgeleri için belirli helis Hidrolik/Sarım yarıçapları oranları (a/R) aralıklarında f sürtünme faktörünü hesaplayan yeni amprik bağıntılar geliştirilmiştir.

Patankar et al. (1974) ve Yang et al. (1995) dairesel kesitli helisel kanalda tamamen gelişmiş laminar akışta f sürtünme faktörünü nümerik çözüm yaparak belirlemiş ve bu değerleri literatürdeki mevcut deneysel çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırmıştır.

Lin et al., (1997) dairesel kesitli helisel kanalda laminar akışta helis girişinden itibaren f sürtünme katsayısının değişimini, helis hatvesi ve Re sayısının bu bölgede sürtünmeye etkisini, nümerik çözüm yaparak incelemiş ve tam gelişmiş akışta, f sürtünme faktörünün nümerik değerlerini literatürdeki deneysel ve amprik verilerle karşılaştırmıştır.

Thangam and Hur (1990) dikdörtgen kesitli helisel kanallarda laminar akışta basınç düşüşünü nümerik çözmüş ve elde edilen sonuçları kullanılarak Dean sayısı ve helis dikdörtgen kesitinin genişlik/en oranına bağlı yeni bir f sürtünme katsayısı bağıntısı geliştirmiştir.

Bolinder (1995) kare kesitli helisel kanalda tamamen gelişmiş laminar akışın nümerik çözümünü sonlu hacimler metodu ve SIMPLEC algoritması kullanarak yapmış ve f sürtünme faktörü için yeni bir bağıntı geliştirmiştir.

Thomson et al. (2001) dikdörtgen kesitli helisel kanalda laminar akışın analitik çözümünü yaparak f sürtünme faktörü için yeni bir bağıntı geliştirmiştir.

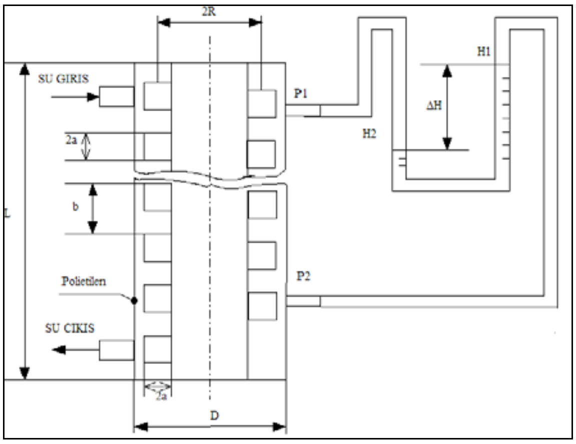
Li et al. (1998) dairesel kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta helis girişindeki f sürtünme faktörünün değişimini nümerik çözerek incelemiştir. Benzer helis kesiti ve türbülanslı akış durumu için f sürtünme faktörünü hesaplayan bağıntılar Ito (1959); Mori and Nakayama (1965), Mishra and Grupta (1979) tarafından geliştirilmiştir.

Dikdörtgen kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta basınç düşüşü Kadambi (1983) ve Butuzow et al., (1975) tarafından deneysel incelenerek f sürtünme faktörü için bağıntılar geliştirilmiştir. Geliştirilen bağıntılarda f sürtünme faktörü dikdörtgen kesitin kısa kenarına (eni) bağlı olarak hesaplanabildiğinden bu bağıntılar kare kesitli helisel kanallar için kullanılamamaktadır.

Bu çalışmada kare kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta f sürtünme faktörü deneysel ve nümerik tespit edilmiş ve sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür. Böylelikle nümerik çözümde kullanılan model, metod ve algoritma seçiminin oldukça uygun olduğu anlaşılmış ve ayrıca deneysel sonuçlar daha önceki araştırmacıların elde ettiği sonuçlarla karşılaştırılarak sonuçların doğruluğu teyid edilmiştir.

2. DENEY DÜZENEĞİ VE YAPILIŞI

Kare kesitli helisel kanalda basınç düşüşünü tespit edebilmek amacıyla Şekil 1'deki deney düzeneğinden faydalanılmıştır.



Şekil 1. Deney düzeneği şematik resmi

Test ünitesi, oldukça kaygan polietilen malzemeden imal edilmiş helisel kanallardan oluşmaktadır. Helisel kanala ait geometrik değerler aşağıda Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Helisel Kanala Ait Geometrik Değerler

N (tur)	D_H=2a (mm)	R (mm)	b (mm)	D (mm)	L (mm)
37	8	36.5	12	110	500

Helisel kanalın Şekil 1'deki gibi üst giriş kısmından belirli debide verilen su girişten yarım helis turu sonrası ve çıkıştan yarım helis turu öncesi, giriş-çıkış basınç farkını belirlemek amacıyla U manometresine bağlanmıştır. Manometredeki civa ile 36 helis turunda meydana gelen basınç düşüşü ΔH mm Hg cinsinden, U manometresi üzerindeki mm'lik skaladan hassas bir şekilde okunmuştur. Deneyler 9 farklı debide ve her bir debi için 5 ayrı ölçüm yapılarak gerçekleştirilmiştir. Her debi için yapılan bu beş ayrı basınç ölçüm değerleri arasında en fazla ±1 mm Hg kadar, debi ölçümünde ise her bir basınç düşümü için en fazla ± 1sn ölçekli kap dolum süresi farklarının olduğu görülmüştür. Deneydeki bu tür ölçüm farklılıklarından kaynaklanan belirsizliğin analizi yapılmış ve sonuçlar Tablo 2'de verilmiştir. Deneyde ölçülen değerler yardımı ile aşağıdaki bağıntıdan (Denklem 1) bir helis turunda meydana gelen basınç düşüşü (ΔP), Pa biriminde hesaplanarak Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Deneyde Ölçülen ve Hesaplanan Değerler

Deney No	m (kg/s)	V (m/s)	ΔH (mm Hg)	ΔP (Pa/m)
1	0.08161	1.28	183	3523
2	0.09000	1.41	209	3954
3	0.09282	1.46	220	4132
4	0.10954	1.73	290	5282
5	0.12039	1.89	351	6288
6	0.12536	1.98	371	6614
7	0.13818	2.17	459	8064
8	0.15012	2.35	518	9027
9	0.15792	2.50	603	10429

$$\Delta P = ((\Delta H * g * \rho_{Hg} / 36 \text{ helis turu}) + (b * g * \rho_w)) \qquad (1)$$

Denklem (1)'in sağ tarafındaki parantez içerisindeki değer deney düzeneğinin dik olması nedeniyle bir helis turunda oluşan statik basınç değeridir.

Helisel kanalda ortalama su akış hızı (2)'nolu denklemden hesaplanmıştır.

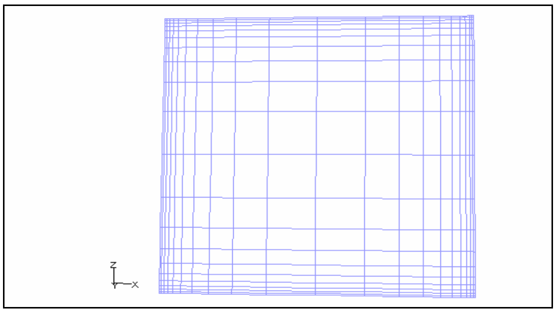
$$V = \dot{m} / \rho_{su}.A \qquad (2)$$

Tablo 3 Deney Ölçüm Sonuçlarının Belirsizlik Analizi

Ölçülen Değer	Ölçü Aleti Belirsizlik Değeri	% Hata
t Ölçekli Kap Dolum Süresi (s)	± 2	1.1
ΔP Basınç Düşümü (mm Hg)	± 1	0.08
m Kütle (kg)	± 0.020	0.16
$\dot{m}$ Kütlesel Debi (kg/s)	-	0.32

3. NÜMERİK ÇÖZÜM

Deneydeki benzer sınır şartları kullanılarak bilgisayarda Fluent® programı ile nümerik çözümler yapılmıştır. Nümerik çözümler; akış kesiti Şekil 2'deki gibi kenarlara yakın bölgeler sık, kesit ortalarına doğru seyrekleşen bir yapıda, Kaya (2002)'nin önerdiği gibi, 50*50 adet ağa bölünerek yapılmıştır. Kaya (2002) çalışmasında, akış kesitini öncelikle 20*20, sonra sırasıyla 30*30, 40*40, 45*45 ve 50*50 adet ağa bölerek nümerik çözüm yapmış ve sonuçta 45*45 ile 50*50 adet ağa bölünerek elde edilen sonuçlar arasında % 1'in altında bir farkın olduğunu ve buna göre en uygun ağ sayısının 50*50 olduğunu belirtmiştir. Akış kesitinin Şekil 2'deki gibi kenarlara yakın bölgelerin sık, ortalara doğru seyrekleşen bir ağ yapısında olmasının nedeni duvara yakın bölgelerde hız değişimlerinin daha fazla, orta bölgelere doğru ise bu değişimlerin giderek azalmasıdır.



Şekil 2. Helis akış kesiti

Korunum denklemleri kartezyen koordinat sistemine göre aşağıdaki biçimde düzenlenerek nümerik çözülmüştür.

Kütle

$$\frac{\partial(\rho u)_i}{\partial x_i} = 0 \qquad (3)$$

Momentum

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\mu_{eff}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho g_i \qquad (4)$$

Burada effektif mutlak vizkozite aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmıştır.

$$\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t \qquad (5)$$

Denklem (5)'de eşitliğin sağ tarafındaki μ_l laminar akıştaki moleküler mutlak viskozitesini, μ_t ise türbülanslı akış mutlak viskozitesini temsil etmektedir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \qquad (6)$$

Türbülans mutlak viskozitesinin hesaplanması için Yakhot and Orzag'ın (1986) RNG k-ε türbülans modelinden faydalanılmıştır. Aşağıda, RNG k-ε türbülans modelinde kullanılacak olan bağıntılar (Denklem 7-19) yer almaktadır bu bağıntılar Fluent® kullanım kılavuzundan (Anon., 1998) alınmıştır. Buna göre türbülans kinetik enerjisi (k) korunum denklemi

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + \mu_t S^2 - g_i \alpha_T \mu_t \frac{1}{\rho} \frac{\partial T}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P - \rho\varepsilon \tag{7}$$

Türbülans kinetik enerjisi disipasyonu (ε) korunumu denklemi ise

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R' \tag{8}$$

Yukarıdaki denklemlerde S gerilme modülü;

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \tag{9}$$

Ortalama gerilme oranı modülü S_{ij};

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{10}$$

Denklem (8)'deki R' değeri ise;

$$R' = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{11}$$

Burada η değeri;

$$\eta = Sk/\varepsilon \tag{12}$$

Yukarıdaki denklemlerde alt indisler i=1, j=2, k=3 şeklindedir. Denklemlerdeki katsayılar sırasıyla; $\eta_0 = 4.38, \beta = 0.012$, $C_\mu = 0.085$, $C_{1\varepsilon} = 1.42$ ve $C_{2\varepsilon} = 1.68$ değerindedir.

α_t, α_k, α_ε değerleri (13) denkleminden, α_0 değeri sırasıyla her biri için 1/Pr, 1, 1 alınarak hesaplanır.

$$\left|\frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929}\right|^{0.6321} \left|\frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929}\right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \tag{13}$$

Türbülanslı akışta duvara yakın bölgelerin nümerik çözümünde iki tabakalı bölge modeli kullanılmıştır. Bu modelde eğer $Re_y < 200$ ise türbülans mutlak viskozitesi ve türbülans kinetik enerjisi disipasyonu aşağıdaki (15, 17) bağıntılardan hesaplanır.

Re_y değeri

$$Re_y = \frac{\rho\sqrt{k}\,y}{\mu} \tag{14}$$

Burada y en yakın duvara olan mesafedir. Türbülans mutlak viskozitesi

$$\mu_t = \rho C_\mu \sqrt{k l_\mu} \tag{15}$$

Burada;

l_μ ;

$$l_\mu = C_l * y * \left[1 - \exp\left(-\frac{Re_y}{A_\mu}\right)\right] \tag{16}$$

Türbülans kinetik enerjisi disipasyon oranı;

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \tag{17}$$

burada l_ε;

$$l_\varepsilon = C_l * y * \left[1 - \exp\left(-\frac{Re_y}{A_\varepsilon}\right)\right] \tag{18}$$

$$C_l = \kappa * C_\mu^{-3/4} \tag{19}$$

$A_\mu = 70$, $A_\varepsilon = 2C_l$ değerindedir. Eğer $Re_y > 200$ ise RNG k-ε türbülans modeli uygulanır.

Nümerik çözümlerde; sonlu hacimler metodu, ayrı ayrı çözüm, örtülü ayrıklaştırma ve ikincil enterpolasyon yöntemleri; basınç ve hız dağılımlarının çözümünde; SIMPLE çözüm algoritması, basınç-hız enterpolasyonunda; şaşırtmalı hesap noktaları PRESTO yöntemi, türbülanslı akışın çözümünde ise RNG k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Korunum denklemleri cebirsel denklemlere dönüştürülerek, Gauss-Siedel iterasyon metodu ile çözülmüştür. Nümerik çözümde herbir iterasyon sonunda hesaplanan ϕ değişkeninin bir sonraki iterasyondaki yeni değeri URF düzeltme katsayısı kullanılarak bulunmuştur. URF değeri basınç için 0.3; hız için 0.7; sıcaklık, k ve ε için 0.8 alınmıştır.

SIMPLE çözüm algoritması uygulanırken öncelikle ϕ değişkeninin herbir noktadaki korunumu denklemi cebirsel olarak yazılır:

$$a_P \phi_P = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + c \tag{20}$$

Denklem (20)'de a_p, hücrenin merkez katsayısı, a_{nb} komşu hücrenin katsayısı, c ise üretim terimi ve sınır şartının sabit kısmını ifade etmektedir. Nümerik çözümde yakınsamanın gerçekleştiğini anlamak için her bir hücredeki R_ϕ artık değerlerin tüm hücreler boyunca toplamının kritik değerin altında olup olmadığı (Denklem 21) kontrol edilir.

$$\frac{R_\phi{}^n}{R_\phi{}^5} \le 10^{-4} \tag{21}$$

$R_\phi{}^n$ değeri n. iterasyondaki ϕ değerine (u,T,k,ε, v.b...) ait artık değeri, $R_\phi{}^5$ ise ilk beş iterasyondaki ϕ değerine ait maksimum artık değeri ifade etmektedir. Eğer iterasyon esnasında denklem (21)'deki kritik değerin altına inildiyse yakınsama gerçekleştiğinden iterasyon işlemi durdurulur.

PRESTO şaşırtmalı hesap noktaları yöntemi; üniform olmayan zigzag basınç dağılımı nedeniyle çözüm noktaları arası hız veya basınç farkının sıfır olarak algılanmasını önlemek amacıyla geliştirilmiş bir yöntemdir. Bu yöntemde tüm değişkenleri aynı nokta üzerinde hesaplamak şart değildir. Her bir bağımlı değişken farklı düğüm noktalarında (gridlerde) çözülebilir. Şaşırtmalı hesap noktaları yönteminde V hız bileşenleri kontrol hacminin yüzeyleri üzerindeki noktalar için hesaplanır, ana noktalar ise bu yüzeyler arasındaki bölgededir ve bu ana noktalarda P basınç değerleri hesaplanır.

Türbülanslı akışın çözümünde RNG k-ε modeli kullanılmıştır. Bu model; türbülans Pr_t sayısını sabit almayıp akışın durumuna göre hesaplamakta ve hesaplanan değeri dikkate almaktadır. Bu modelle düşük Re sayılarında daha gerçekçi sonuçlar elde edilmektedir. Helis gibi yüksek gerilmeli akışlarda ε korunum denkleminde gerilmenin etkisi dikkate alındığından ve filtreleme yöntemine göre daha hassas ve kısa süreli çözüm olanağı bu modelle sağlanabildiğinden bu çalışmada RNG k-ε türbülans modeli tercih edilmiştir. Diğer türbülans modelleri ile de deneme amacıyla bilgisayarda nümerik hesaplamalar yapılmış ve sonuçta deneylere en yakın değerlerin RNG k-ε modeli kullanıldığında elde edildiği anlaşılmıştır.

4. SINIR ŞARTLARI

Suyun helisel kanala girişte eksenel hızı $u_s=V_i$, radyal ve açısal hızı $u_r=u_\theta=0$, türbülans kinetik enerjisi k_i (Denklem 22), kinetik enerji disipasyon oranı ε_i (Denklem 24) değerindedir.

Türbülans kinetik enerjisi;

$$k_i = \frac{3}{2}(u_i I)^2 \tag{22}$$

Burada I türbülans şiddeti;

$$I = \frac{u'}{\bar{u}} * \%100 \cong 0.16(Re_{d_h})^{-1/8} \tag{23}$$

Türbülans kinetik enerjisi disipasyonu;

$$\varepsilon_i = c_\mu{}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \tag{24}$$

Türbülans uzunluğu;

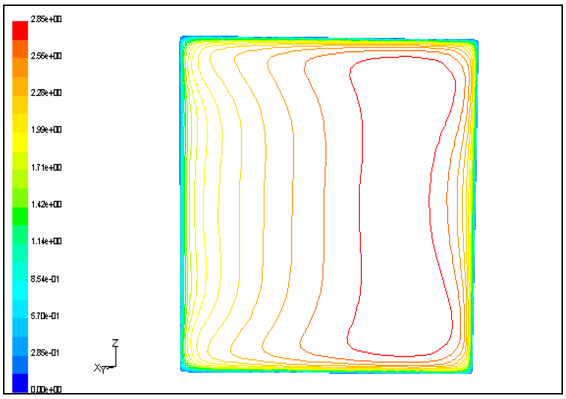
$$l = 0.007\, d_h \tag{25}$$

değerindedir. Hızlar helis duvarlarının tümünde $u_s=u_\theta=u_r=0$ sınır şartındadır. Helis çıkışında hızların, türbülans kinetik enerjisi ve disipasyonunun normal yöndeki değişimleri sıfır alınmıştır (Denklem 26).

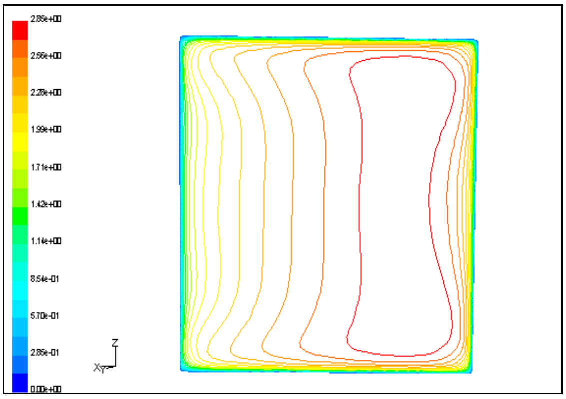
$$\frac{\partial}{\partial n}(u_s, u_r, u_\theta, k, \varepsilon) = 0 \tag{26}$$

5. SONUÇLAR

Nümerik çözümler sonucunda öncelikle helis girişinden itibaren değişik kesitlerde hız konturları (Şekil 3 ve Şekil 4) incelenmiş ve hız konturlarının belirli bir noktadan itibaren (10/6. helis turu) helisel kanal akış ekseni boyunca hiç değişmediği tespit edilmiştir. Bu nokta hidrodinamik tam gelişmiş akışın başlangıç noktasıdır. Bu noktadan itibaren ΔP basıç düşüşü ve dolayısıyla akış f sürtünme katsayısı hemen hemen sabit değerde kalacağından, bundan sonra bu bölgedeki ΔP basınç düşüşü ve f sürtünme faktörü değerleri dikkate alınacaktır.



Şekil 3. 10/6. turda helisel kanal kesitindeki eş eksenel hız eğrileri



Şekil 4. 11/6. turda helisel kanal kesitindeki eş eksenel hız eğrileri

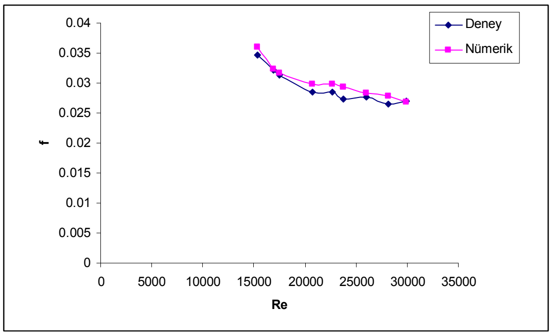
Hidrodinamik tam gelişmiş akış bölgesinde birim uzunluktaki helis turu için basınç düşüşünün nümerik çözümden elde edilen değerleri ile deneyden ölçülen değerleri arasındaki % farklar Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. Kare Kesitli Helis Kanalda Deneysel ve Nümerik Basınç Düşüşü Değerleri

Deney No	V (m/s)	ΔP_{Deney} (Pa/m)	$\Delta P_{Nüm.}$ (Pa/m)	% Fark
1	1.28	3523	3658	3.7
2	1.41	3954	3971	0.4
3	1.46	4132	4180	1.1
4	1.73	5282	5539	4.6
5	1.89	6288	6584	4.5
6	1.98	6614	7106	6.9
7	2.17	8064	8256	2.3
8	2.35	9027	9510	5.1
9	2.50	10429	10346	-0.8

Deneysel ve nümerik f sürtünme faktörü değerleri, aşağıdaki bağıntıdan (Denklem 27) faydalanılarak hesaplanmış ve Re sayısına bağlı olarak değişimleri Şekil 5'de gösterilmiştir.

$$f = \frac{2 * \Delta P * D}{\rho * L * V^2} \qquad (27)$$



Şekil 5. Sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimi

Şekil 5'de görüldüğü gibi f sürtünme faktörünün deneysel ve nümerik değerleri birbirine oldukça yakındır.

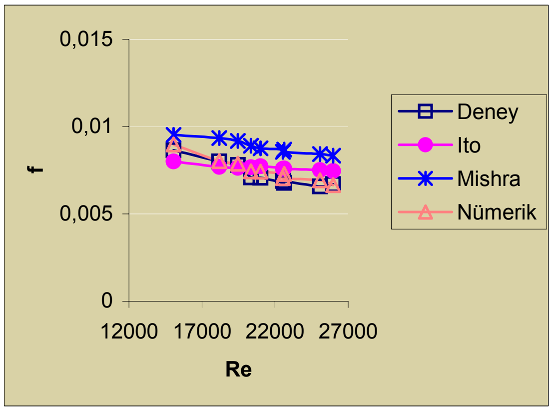
Ayrıca helisel kanalda türbülanslı akışta basınç düşüşü ile ilgili daha önceden yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar ile bu çalışmadan elde edilen deneysel sonuçlar aşağıda Şekil 6'da verilmiştir.

Ito'nun (1959) helisel kanal f sürtünme katsayısı için geliştirdiği bağıntı;

$$f = (725.10^{-5} + 0.076 ReD_s^{\,0.5} d^{-0.5}) \; (Pr_m/Pr_w)^{-0.33*} d^{0.5}/D_s^{\,0.5} \qquad (28)$$

Mishra ve Grupta'ya (1979) ait f sürtünme faktörü bağıntısı ise aşağıda verilmiştir. Bu bağıntılarda D_S=2R helis sarım çapını, d=2a ise helisel kanal hidrolik çapını ifade etmektedir.

$$f = 0.0791 Re^{-1/4} + 0.0075 (d/D_s)^{1/2} \qquad (29)$$



Şekil 6. Sürtünme faktörünün Reynold sayısı ile değişimi

Şekil 6'dan görüldüğü gibi daha önceki çalışmalarla bu çalışmadan elde edilen sonuçlar arasında ortalama ± % 7.5 gibi bir farkın olduğu anlaşılmıştır. Ito'nun (1959) geliştirdiği f sürtünme faktörü bağıntısı, akışkanın sıcaklık farkından kaynaklanan fiziksel özellik değişimini dikkate alması nedeniyle Mishra ve Grupta'nın (1979) izotermal akış için geliştirdiği f sürtünme faktörü bağıntısına oranla daha hassas sonuçlar vermektedir.

Sonuç olarak, farklı geometrik boyutlarda kare kesitli kaygan iç yüzeyleri bulunan helisel kanalda türbülanslı akışta basınç düşüşü, benzer çözüm modeli, algoritma ve enterpolasyon yöntemleri kullanılarak bilgisayarda hassas bir şekilde sayısal hesaplanabilir.

6. KAYNAKLAR

Anonymous, 1998. Fluent® User's Guide. Fluent® Incorporated Centerra Resource Park, Lebanon.

Bolinder, C.J. 1995. The Effect of Torsion on the Bifurcation Structure of Laminar Flow in a Helical Square Duct Transections of the ASME . 117, 242-248.

Butuzow, A.I., Bezrodnyy, M.K., Pustovit, M.M:, 1975. Hydroulic Resistance and Heat Transfer in Forced Flow in Rectangular Coiled Tubes, Heat Transfer Sov. Res. 7-4, 84-88.

Ito, H. 1959. Friction Factors for Turbulent Flow in Curved Pipes, J. Basic Eng., Vol. 81, pp.123-134.

Kadambi, V. 1983. Heat Transfer and Pressure Drop in a Helically Coiled Rectangular Duct, ASME Paper, No 83-WA/HT-1

Kaya, O. 2002. Plastik Boru Ekstrüder Kalibrelerinde Isı Transferinin İyileştirilmesi, Doktora Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Kubair, V., Varrier, C.B.S. 1961. Pressure Drop for Liquid Flow in Helical Coils, Trans. Indian Inst. Chem. Eng. 14, 93-97.

Li, L. J., Lin, C. X., Ebadian, M. A. 1998. Turbulent Mixed Convective Heat Transfer in the Entrance Region of a Curved Pipe with Uniform Wall Temperature, Int. J. Heat and Mass Transfer. (41), 3793-3805.

Lin, C. X., Zhang, P., Ebadian, M. A. 1997. Laminar Forced Convection in the Entrance Region of Helical Pipes, Int. J. Heat Mass Transfer. 40 (14), 3293-3304.

Mishra, P., Grupta, S. N. 1979. Momentum Transfer in Curved Pipes, Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev. 18, 130-142.

Mori, Y., Nakayama, W. 1965. Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipes, Int. J. Heat Mass Transfer. 8, 67-82.

Patankar, S.V., Pratap, V. S., Spalding, D.B. 1974. Prediction of Laminar Flow and Heat Transfer in Helically Coiled Pipes, J. Fluid Mech. 62, 539-551.

Srinivasan, P. S., Nandapurkar, S. S., Holland, F. A. 1968. Pressure Drop and Heat Transfer in Coils, The Chem. Eng. (London). 218, 113-119.

Thangam, S., Hur, N. 1990. Laminar Secondary Flows in Curved Rectangular Ducts, Journal of Fluid Mechanics. 217, 421-440

Thomson, D. L., Bayazıtoğlu, Y., Meade, A. J. 2001. Series Solution of Low Dean and Germano Number Flows in Helical Rectangular Ducts, Int. J. Therm. Sci. 40, 937-948

Yang, G., Gong, F., Ebadian, M. A. 1995. Laminar Forced Convection in a Helicoidal Pipe with Finite Pitch, Int. J. Heat Mass Transfer. 38 (5), 853-862.

Yakhot, V., Orzag, S.A. 1986. Renormalization Group Analysis of Turbulance, J. Of Scientific Computing 1: 3.