

HARRAN ÜNİVERSİTESİ
GAP 2.MÜHENDİSLİK KONGRESİ- 1998 Bildiriler Kitabı

DİZİLİ ENGELLER ETRAFINDAKİ AKIŞIN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

Hüseyin KARASU
Ali KAHRAMAN
Hüsamettin BULUT

HR.Ü. Müh. Fak. Makina Müh.Bölümü, ŞANLIURFA
Ç.Ü. Müh.Mim. Fak. Makina Müh. Böl. Balcalı- ADANA
HR.Ü. Müh. Fak. Makina Müh.Bölümü, ŞANLIURFA

ÖZET

Bu çalışmada, engeller yerleştirilmiş kanalda akış karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Navier-Stokes denklemleri çözülerek üst duvara engeller yerleştirilmiş akışın, hız dağılımları, basınç dağılımları ve akım çizgileri hesaplanmıştır. Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri; sıkıştırılamaz, viskoz daimi ve laminar akış için boyutsuz olarak kartezyen koordinatlarda yazılmıştır. Bu denklemler, daha sonra akım ve girdap fonksiyonları cinsinden ifade edilmiştir. Elde edilen diferansiyel denklemler, sonlu farklar yöntemlerinden “Implicit” metoduyla çözülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Laminar akış, kanal, engel, basınç, akış karakteristikleri

1. GİRİŞ

Akışkanlar mekaniğinde, akışı en genel halde temsil eden Navier-Stokes denklemleri lineer olmadıkları için, analitik çözümleri tam olarak mümkün olmamaktadır. Ancak, çok basit akışkanlar için bu denklemleri, birtakım kabuller yaparak analitik olarak çözmek mümkündür. Akışı bir boyutlu kabul ederek ortaya konan analitik çözümlerin, akışkanlar mekaniğinin bir çok problemlerine uygulanması mümkün değildir. Akışı, bulunduğu geometrik ortamda iki veya üç boyutlu kabul ederek ve Navier-Stokes denklemleriyle tanımlayarak sayısal yöntemlerle incelemek mümkündür. Bu nedenle çeşitli akış yapılarını modelleyen bu denklemler, uygun sınır şartları seçilerek çeşitli sayısal yöntemlerle çözülebilmektedir (Akıllı ve Şahin, 1996).

Araştırmacılar, ısı eşanjörlerinin performansını, verimliliğini ve dolayısıyla ekonomikliğini arttırmak için büyük gayret göstermektedirler. Eşanjör veriminin bağlı olduğu faktörlerin en önemlilerinden biri de sistem geometrisinin akışa olan etkisidir.. Paralel iki levha arasına yerleştirilen engeller yerel basınç kaybına sebep olmakta ve sınır tabakasını değiştirmektedir. Sınır tabakasının değişimi ise ısı transferinin artmasını sağlamaktadır. Dolayısıyla, kanallarda engeller bir yandan ısı transferini arttırırken diğer yandan da yerel basınç kaybına neden olmaktadır. Akış yapısının teorik olarak incelenmesi, engel geometrisinin optimizasyonu bakımından büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle; daimi, sıkıştırılamaz ve viskoz akış için iki boyutlu Navier-Stokes ve süreklilik denklemlerinden yararlanılarak, paralel iki levha arasına yerleştirilmiş çeşitli boyutlardaki engellerin akışa olan etkileri teorik olarak araştırılmıştır.

2. NAVIER- STOKES DENKLEMLERİ

Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içine yerleştirilmiş engeller etrafında akış incelenmiştir. Akışı incelemek için; akışın daimi, eksenel simetrik, tam gelişmiş, iki boyutlu, laminar, sıkıştırılamaz, zamana bağlı, sabit viskoziteli olduğu ve dış kuvvetlerin

de olmadığı kabul edilmiştir. Bu kabuller ışığında x ve y yönündeki Navier-Stokes denklemlerinin kartezyen koordinatlarda boyutsuz halde ifadeleri aşağıdaki gibi yazılabilir. x yönünde

$$\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial x^*} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (1)$$

y yönünde

$$\frac{\partial v^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial y^*} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (2)$$

Eşitlik (1) ve (2) 'de görüldüğü gibi Navier-Stokes denklemlerinde üç bilinmeyen vardır. Bunlar, yatay yöndeki hız bileşeni u, düşey yöndeki hız bileşeni v ve basınç P' dir.

Navier-Stokes denklemlerinde ilgili boyutsuz sayılar aşağıdaki gibi tarif edilmiştir.

$$u^* = \frac{u}{U_{ort}}, \quad v^* = \frac{v}{U_{ort}}, \quad x^* = \frac{x}{2H}, \quad y^* = \frac{y}{2H},$$

$$t^* = \frac{t U_{ort}}{2H}, \quad Re = \frac{2H U_{ort}}{\nu}, \quad p^* = \frac{p}{\rho U_{ort}^2}$$

Burada, U_{ort} girişteki akışın ortalama hızını, Re Reynolds sayısını, ν kinematik viskoziteyi, ρ akışkanın yoğunluğunu ve $2H$ hidrolik çapı göstermektedir.

2.1. Süreklilik Denklemi

Kartezyen koordinatlarda daimi, sıkıştırılamaz ve akışkanın fiziksel özellikleri sabit olmak üzere boyutsuz süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0$$

şeklindedir.

2.2. Süreklilik denklemi ve Navier-Stokes denklemlerinin Akım ve Girdap Fonksiyonu Cinsinden Yazılması

İki boyutlu akışların hesaplanmasında; akım fonksiyonu ve girdap-transport denklemlerinin kullanılması oldukça yaygın bir methodur. Süreklilik denklemi ve Navier-Stokes denklemlerinin yerine, akım fonksiyonu ve girdap-transport denklemlerinin kullanılması ile çözülecek olan üç diferansiyel denklemin sayısal çözümü yapılacak ve böylece diferansiyel denklem sayısı bir azalmış olacaktır.

Girdabın boyutsuz sayı olarak tarifi şöyledir ;

$$\omega^* = \frac{\omega 2H}{U_{ort}} \quad (4)$$

Girdap eşitliği boyutsuz olarak aşağıdaki gibidir ;

$$\omega^* = \frac{\partial v^*}{\partial x^*} - \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \quad (5)$$

Akım fonksiyonunun boyutsuz tarifi aşağıda verilmiştir.

$$\Psi^* = \frac{\partial \Psi}{2H \cdot U_{\text{ort}}} \quad (6)$$

gerekli işlemler yapılırsa Navier-Stokes denkleminin girdap fonksiyonu cinsinden yazılımı

$$\frac{\partial \omega^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial \omega^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial \omega^*}{\partial y^*} = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 \omega^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 \omega^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (7)$$

şeklindedir. Girdap-transport denkleminin akım fonksiyonu cinsinden ifadesi,

$$u^* = \frac{\partial \Psi^*}{\partial y^*}; \quad v^* = -\frac{\partial \Psi^*}{\partial x^*} \quad \text{eşitlikleri denklemler (5)' te kullanılarak;}$$

$$\frac{\partial^2 \Psi^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 \Psi^*}{\partial y^{*2}} = -\omega^* \quad (8)$$

denklemleri elde edilir.

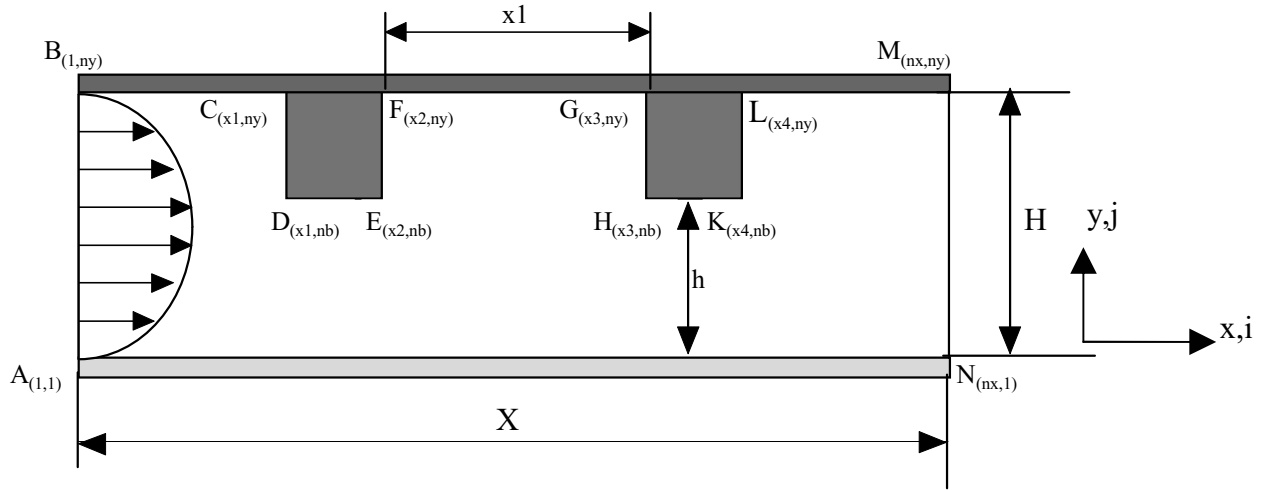
2.3. Akış İçin Giriş ve Sınır Şartları

Akışın daimi, tam gelişmiş, sıkıştırılamayan ve y yönündeki v hızı sıfır olduğu kabul edilerek yani $\frac{\partial u}{\partial t} = 0$, $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$ ise, akım fonksiyonu ve girdap eşitlikleri,

$$\Psi^* = 3y^{*2} - 2y^{*3} \quad \omega^* = 12y^* - 6$$

şeklini alırlar.

Akım fonksiyonu ve girdap-transport denklemlerinin sayısal olarak çözümünde akışı ve çözüm yapılan geometriyi tanımlayan ve akım fonksiyonu ve girdap cinsinden ifade edilen sınır şartlarına ihtiyaç vardır. Kanal girişinde hız dağılımı şekil 1'de görüldüğü gibi tam gelişmiş kabul edilmiştir. Bütün cidarlarda u ve v hızları sıfır alınmıştır.



Şekil 1. Kanal geometrisi ve sınır şartları için kullanılan notasyon.

Şekil 1' de görülen AB yüzeyinden tam gelişmiş hızla akış giriyor olsun. Bu durumda akım fonksiyonunun ifadesi, $\Psi_{1,j}^* = 3y^{*2} - 2y^{*3}$, $y^* = j\Delta y$, $\Delta y = 1/(ny-1)$, $j = 1, 2, 3, \dots, ny$ olarak yazılır. Burada Δx ve Δy sırasıyla x ve y yönündeki iki ağ noktası arasındaki uzunluğu, ve ny, y yönündeki ağ sayısını göstermektedir. Tam gelişmiş akışta giriş boyunca girdap ifadesi $\omega_{1,j}^* = 12y^* - 6$ olarak kabul edilmektedir.

BC, CD, DE, EF, FG, GH, HK, KL ve LM akım fonksiyonu sınır şartları için $\Psi^* = \text{sbt}$ sabittir ve AN yüzeyi boyunca $\psi^* = 0$ alınmıştır.

Girdap fonksiyonunun sınır şartları BC, FG, LM yüzeyleri için

$$\omega_{i,ny} = \frac{2(\Psi_{i-1,ny} - \Psi_{i,ny})}{(\Delta x)^2}$$

şeklindedir. Diğer yüzeyler için aşağıdaki gibi,

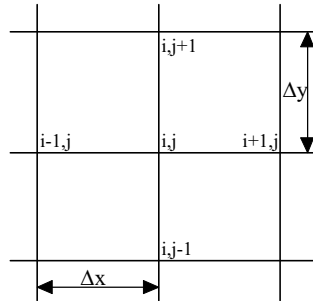
$$\begin{aligned} \text{AN yüzeyi için, } \omega_{i,1} &= \frac{-2(\Psi_{i,2})}{(\Delta y)^2} & \text{CD yüzeyi için, } \omega_{x1,j} &= \frac{2(\Psi_{x1,j} - \Psi_{x1-1,j})}{(\Delta x)^2} \\ \text{DE ve HK yüzeyi, } \omega_{i,nb} &= \frac{2(\Psi_{i,nb} - \Psi_{i-1,nb})}{(\Delta x)^2} & \text{EF yüzeyi için, } \omega_{x2,j} &= \frac{2(\Psi_{x2,j} - \Psi_{x2-1,j})}{(\Delta x)^2} \\ \text{GH yüzeyi için, } \omega_{x3,j} &= \frac{2(\Psi_{x3,j} - \Psi_{x3-1,j})}{(\Delta x)^2} & \text{KL yüzeyi için, } \omega_{x4,j} &= \frac{2(\Psi_{x4,j} - \Psi_{x4-1,j})}{(\Delta x)^2} \end{aligned}$$

yazılabilir. Çıkışta (MN kesitinde) ise akım fonksiyonu ve girdap ifadelerinin yatay yöndeki türevleri sıfır alınmıştır.

2.4. Girdap Transport Denklemi ve Akım Fonksiyonunun Sonlu Farklar Şeklinde İfadeleri

Burada amaç, akışı karakterize eden diferansiyel denklemlerin sayısal çözümünü elde etmek için oluşturulan her bir ağ bölgesinde türevlere cebirsel bir yaklaşım olarak sonlu farklar metodu uygulayarak çözüme gitmektir.

Çözüm ağının herhangi bir noktası ve etrafındaki noktalar şekil 2’de gösterilmiştir. Eşitlik (7) ve (8)’nin sonlu farklar açılımı aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.



Şekil 2. Sonlu fark ağ noktaları ve notasyon

y- yönündeki iterasyon

$$\frac{\Psi_{i+1,j}^n - 2\Psi_{i,j}^{n+1} + \Psi_{i-1,j}^n}{\Delta x^2} + \frac{\Psi_{i,j+1}^{n+1} - 2\Psi_{i,j}^{n+1} + \Psi_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta y^2} = -\omega_{i,j}^n \quad (9)$$

Eşitlik (9)’ a implicit metodu uygulanarak elde edilen ifadesi,

$$A\Psi_{i,j-1}^{n+1} + B\Psi_{i,j}^{n+1} + C\Psi_{i,j+1}^{n+1} = \omega_{i,j}^n + D\Psi_{i+1,j}^{n+1} + E\Psi_{i-1,j}^n \quad (10)$$

şeklindedir.

Burada; A, B, C, D ve E sembolleri aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.

$$A = C = -\frac{1}{(\Delta y)^2}; \quad B = \frac{2}{(\Delta x)^2} + \frac{2}{(\Delta y)^2} \quad D = E = \frac{1}{(\Delta x)^2}$$

Yukardaki ifadeler n+1 ile gösterilen değişkenler çözüm yapılan zamandaki değerleri, n ile gösterilen değişkenler ise bir zaman adımı önceki bilinen değerleri göstermektedir.

Girdap-transpot eşitliğinin sonlu farklar açılımları yapılırsa;

$$\begin{aligned} & \frac{\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n}{\Delta t} + u_{i,j}^n \frac{\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i-1,j}^n}{\Delta x} + v_{i,j}^n \frac{\omega_{i,j+1}^{n+1} - \omega_{i,j-1}^n}{2\Delta y} \\ & = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\omega_{i+1,j}^n - 2\omega_{i,j}^{n+1} + \omega_{i-1,j}^n}{(\Delta x)^2} + \frac{\omega_{i,j+1}^{n+1} - 2\omega_{i,j}^{n+1} + \omega_{i,j-1}^n}{(\Delta y)^2} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

eşitliği elde edilir. Eşitlik (11) gözönüne alınıp ve implicit metodu uygulanarak;

$$A\omega_{i,j-1}^{n+1} + B\omega_{i,j}^{n+1} + C\omega_{i,j+1}^{n+1} = D\omega_{i,j}^n + E\omega_{i-1,j}^n + F\omega_{i+1,j}^n \quad (12)$$

eşitliği elde edilir. Burada A,B,C,D,E ve F ifadeleri;

$$\begin{aligned} A &= -\frac{v_{i,j}^n}{2\Delta y} - \frac{1}{\text{Re}} \frac{1}{(\Delta y)^2}; \quad C = \frac{v_{i,j}^n}{2\Delta y} - \frac{1}{\text{Re}} \frac{1}{(\Delta y)^2}; \quad E = \frac{1}{\text{Re}} \frac{1}{(\Delta x)^2} \\ B &= \frac{1}{\Delta t} + \frac{u_{i,j}^n}{\Delta x} + \frac{2}{\text{Re}} \left[\frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta y)^2} \right]; \quad D = \frac{1}{\Delta t}; \quad F = \frac{u_{i,j}^n}{2\Delta x} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{1}{(\Delta x)^2} \end{aligned}$$

şeklinde dir.

3. BASINÇ DAĞILIMI İÇİN EŞİTLİKLER

Eşitlik (1) ve (2)'deki x ve y yöndeki basınç ifadeleri çekilip ve gerekli açılımları yaptıktan sonra basınç dağılımını veren eşitlikler aşağıdaki hale getirilebilir;

x yönündeki basınç farkı

$$p(i,j) - p(1,1) = -\frac{1}{\text{Re}} \int \frac{\omega_{i,j+1} - \omega_{i,j-1}}{2\Delta y} dx - \int v_{i,j} \frac{u_{i,j+1} - u_{i,j-1}}{2\Delta y} dx - \int u_{i,j} \frac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2\Delta x} dx \quad (13)$$

y yönündeki basınç farkı

$$p(i,j) - p(1,1) = \frac{1}{\text{Re}} \int \frac{\omega_{i+1,j} - \omega_{i-1,j}}{2\Delta x} dy - \int u_{i,j} \frac{v_{i+1,j} - v_{i-1,j}}{2\Delta x} dy - \int v_{i,j} \frac{v_{i,j+1} - v_{i,j-1}}{2\Delta y} dy \quad (14)$$

Akış alanının herhangi bir noktasındaki basınç değerleri, aşağıdaki (15) eşitliği yardımıyla hesaplanmaktadır:

$$p(i,j) = p(1,1) + \int_1^i \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) dx + \int_1^j \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) dy \quad (15)$$

Eşitlik (15)'deki p(1,1) ifadesi referans basıncı gösterir ve değeri sıfır alınmıştır. Eşitlik (16)'deki 2. ve 3. terimlerin açılımları, aşağıdaki gibi de yazılabilir:

$$\int_1^i \frac{\partial p}{\partial x} dx = -\int_1^i \left[\frac{1}{2\text{Re}\Delta y} (\omega_{i,j+1} - \omega_{i,j-1}) + \frac{v_{i,j}}{2\Delta y} (u_{i,j+1} - u_{i,j-1}) + \frac{u_{i,j}}{2\Delta x} (u_{i+1,j} - u_{i-1,j}) \right] dx \quad (16)$$

$$\int_1^j \frac{\partial p}{\partial y} dy = \int_1^j \left[\frac{1}{2Re\Delta x} (\omega_{i+1,j} - \omega_{i-1,j}) - \frac{u_{i,j}}{2\Delta x} (v_{i+1,j} - v_{i-1,j}) - \frac{v_{i,j}}{2\Delta y} (v_{i,j+1} - v_{i,j-1}) \right] dy \quad (17)$$

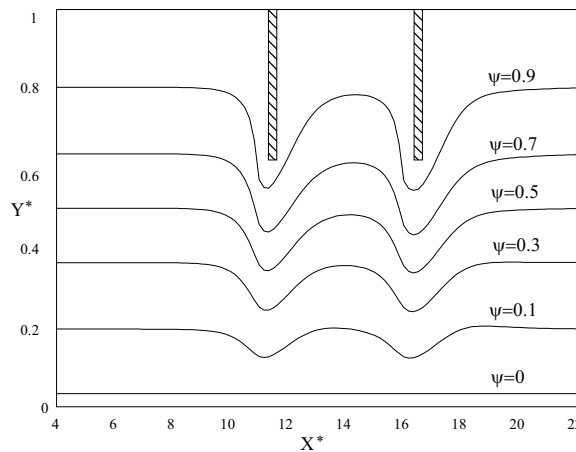
Akış alanı içerisinde herhangi bir $p(i,j)$ noktasında basınç hesaplanırken, $(i,1)$ noktasına kadar (16) eşitliğinden yararlanılarak cidar boyunca basınç sayısal olarak hesaplanmaktadır. Daha sonra $(j,1)$ noktasına kadar (17) eşitliğinden yararlanılarak diğer bir basınç hesaplanmaktadır, (i,j) noktasına kadar integral alınarak her iki integral toplanmaktadır. (16) ve (17) eşitliklerinin çözümü için Simpson integral metodu uygulanarak bütün ağ noktalarında basınç hesaplanmıştır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

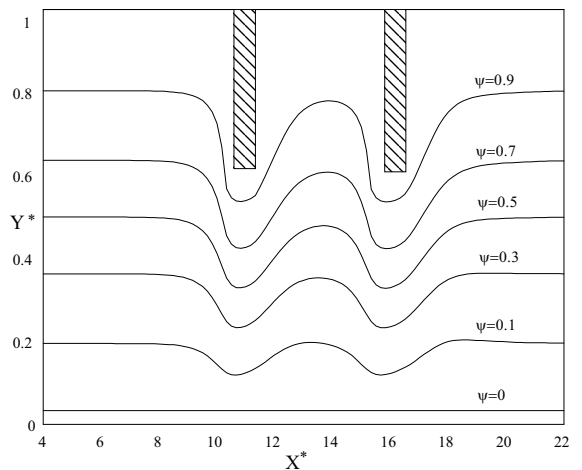
Sayısal çalışmada, engeller etrafındaki akışta kanal içerisine yerleştirilmiş engellerin kalınlığı değiştirilerek her bir engel kalınlığı için Reynolds sayısı değiştirilmiş ve çözümler yapılmıştır. İçine engeller yerleştirilmiş kanal boyunca akış karakteristiklerini belirlemek için önerilen denklemler kullanılarak, sonlu farklar metoduna göre çözüm yapan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Programda akış alanı y yönünde 31 ve x yönünde 161 aralığa bölünmüştür. Kanal boyunca her bir ağ bölgesi için akım çizgileri, basınç değişimi ve hız profilleri elde edilmiştir.

4.1. Akım Fonksiyonu

Akım fonksiyonu denklemini kullanarak, akım fonksiyonu için akış ağının her noktasındaki değerler bilgisayar programı ile hesaplanmıştır. Akım fonksiyonu dağılımında hesaplanan değerler için lineer interpolasyon yapılarak koordinatlardan geçen akım çizgilerinin grafikleri çizilmiştir. Bu işlem için akım fonksiyonun 0, 0.1, 0.3, 0.5, 0.7 ve 0.9 değerleri seçilmiş ve engeller etrafındaki akım çizgileri bu değerler için gösterilmiştir. Engellerin kalınlıkları $dx=2$ ve $dx=6$ seçilerek, değişik Reynolds sayılarındaki akım çizgileri bulunmuştur. Reynolds sayısının 100 değeri için engel kalınlıkları $dx=2$ ve $dx=6$ olması durumunda akım çizgileri Şekil 3 ve Şekil 4' te gösterilmektedir. Akımın cidardan ayrılması, engellerin köşelerinden itibaren başlamaktadır. Akım çizgileri birinci engelin etkisinden kurtulduktan sonra, belli bir mesafeden itibaren ikinci engelin etkisine girmektedir. Engel kalınlıklarının artmasıyla akım çizgilerinin engellere varmadan önceki etkilenme mesafesi yaklaşık olarak değişmemektedir. Buna karşılık çıkışta ayrılma akış alanı belli bir miktar artmaktadır.



Şekil 3. Akım çizgilerinin kanal boyunca değişimi
Re=100 ve $dx=2$.

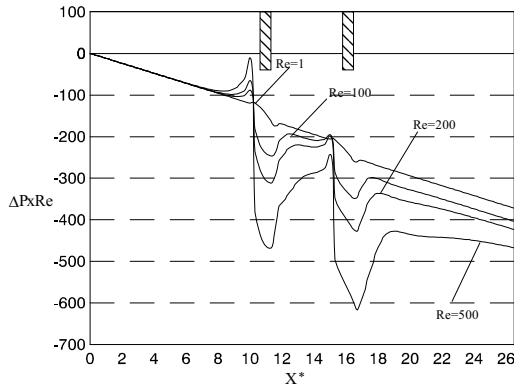


Şekil 4. Akım çizgilerinin kanal boyunca değişimi,
Re=100 ve $dx=6$

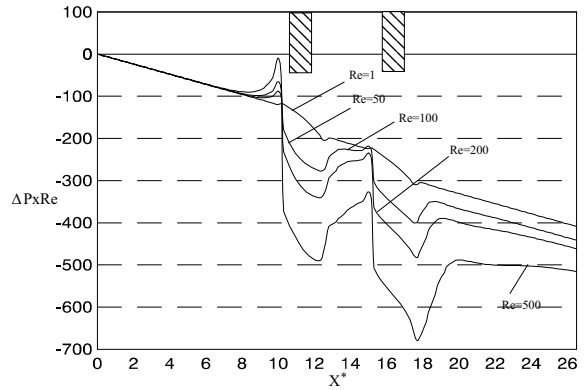
4.2. Basıncın Kanal Boyunca Değişimi

Farklı boyutlardaki engellerin, cidar statik basınç dağılımı üzerindeki etkileri çeşitli Reynolds sayılarına göre kanal boyunca değişimi incelenmiştir. Daralma oranı (β), daralma yüksekliğinin kanal yüksekliğine oranı olarak $\beta = \frac{H-h}{H}$ eşitliği ile ifade edilmiştir. Daralma oranı $\beta = 0.28$ değeri için, $dx=6$ ve $dx=12$ değerlerinde iki farklı engel çeşiti kullanılmıştır. Her bir engel çeşiti için 5 farklı Reynolds değerleri alınarak kanal boyunca basınç dağılımı incelenmiş ve bulunan değerler Şekil 5 ve 6’ da gösterilmiştir.

Şekillerden de görüldüğü gibi engellerin kalınlıklarının ikiye katlanması halinde kanal boyunca sayısal olarak hesaplanan cidar statik basınç dağılımları arasında fazla fark gözlenmemektedir. Akış yoluna yerleştirilen engeller akış kesitini daraltmaktadır. Cidarın ön yüzlerinin yakınında akışta durgunluk (stagnation) oluştuğu için şekillerde görüldüğü gibi cidar statik basınç değerleri artmaktadır. Şekil 5 ve şekil 6’ dan görüldüğü gibi Reynolds sayısının artmasıyla beraber basınç dağılımı da hızla değişmektedir. Sonuç olarak statik basınç burada Reynolds sayısının ve engel yüksekliğinin fonksiyonu olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5. Cidar statik basınçının kanal boyunca değişimi, $\beta=0.28$, $dx=6$



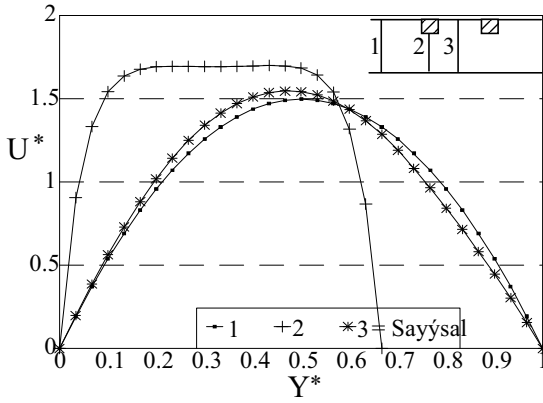
Şekil 6. Cidar statik basınçının kanal boyunca değişimi, $\beta=0.28$, $dx=12$

4.3 Hız Profilleri

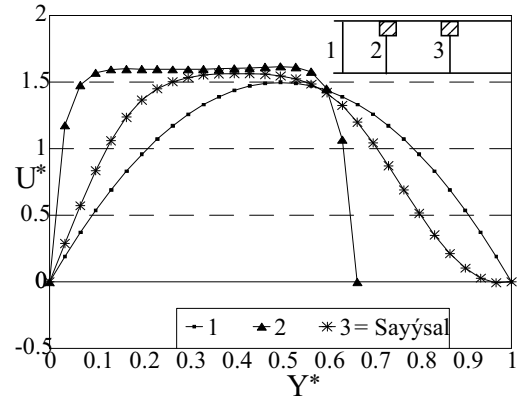
Akışın, engellerin etki alanına girmesi ile beraber tam gelişmişlik özelliği bozulmaktadır. Bundan dolayı girişte, engelde ve engeller arasında olmak üzere üç ayrı kesitte hızlar sayısal olarak laminar akış için hesaplanmıştır.

Sayısal olarak hesaplanan hız profilleri, kanaldaki akış ağının bütün düğüm noktalarında elde edilen akım çizgilerinin yardımıyla hesaplanmıştır. Hız profilleri, kanaldaki daralma oranı $\beta=0.35$ alınarak, değişik Reynolds sayılarında (100, 500) sayısal olarak hesaplanarak sonuçlar şekil 7 ve şekil 8’ de gösterilmiştir.

Reynolds sayısının artmasıyla beraber şekillerden görüldüğü gibi birinci engelin giriş ve çıkışındaki hız profilleri benzerlikleri bozulmaktadır. Akışın birinci engelin etki alanına girmesiyle beraber akışın tam gelişmiş hali bozulmaktadır. Engelin hemen arkasında akış üzerindeki etkilerin en yüksek düzeyde olduğu gözlenmiştir.



Şekil 7. Kanalın değişik kesitlerindeki hız profilleri, Re=100



Şekil 8. Kanalın değişik kesitlerindeki hız profilleri, Re=500

5.SONUÇ

Yapılan sayısal çalışmada, kanalın sadece üst duvarına yerleştirilmiş engellerin kalınlıkları değiştirilerek akım çizgilerinin davranışları gözlenmiştir. Bütün düğüm noktalarında hesaplanan akım fonksiyonu değerlerinde lineer interpolasyon yapılarak akım çizgilerinin koordinatları bulunmuştur. Bu değerler kullanılarak çeşitli Reynolds sayılarında akım çizgilerinin kanal boyunca değişimi incelenmiştir. Akım çizgileri engellerden geçerken oluşan akış hüzmelerinin kesit alanının daraldığı görülmüştür. Engellerin çıkışında oluşan ayrılmış akış bölgesinin kapladığı alanın engellerin yüksekliğine ve Reynolds sayısına göre değiştiği gözlenmiştir. Ayrıca basıncın kanal uzunluğu boyunca değişimi incelenmiş olup, engel yüksekliğinin artırılmasıyla basıncın daha fazla düştüğü gözlenmiştir. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte kanal boyunca meydana gelen statik basınç değişimi de artmıştır. Kesit alanı eşit olan kesitlerdeki hız profilleri benzerlik arz ettiği gözlenmiştir.

KAYNAKLAR

- AKILLI, H., ŞAHİN, B., ŞAHİN, I., (1996), "Lisans Öğretiminde Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniğine Bir Örnek", GAP 1. Mühendislik Kongresi Bildiriler Kitabı, Sayfa 296-301.
- AMES, W.F., (1977), "Numerical Methods for Partial Differential Equations", Academic Press-Thomas Nelson & Sons. New York. U.S.A, S.365
- DAĞTEKİN, İ., (1994), "Boru İçindeki Akışta Genişleme ve Daralma Özel dirençlerindeki akışın Bilgisayarda Sayısal Yöntemlerle İncelenmesi", Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- DURST, F. ve LOY, T., (1985), "Investigations of Laminar Flow in a Pipe with Sudden Contraction of Cross Sectional Area", Computer and Fluids, Vol.13, No.1, S. 15-36.
- MITCHELL, A.R., (1976), "Computational Methods in Partial Differential Equations", John Wiley & Sons. London . U.K. (255s).
- NALLASAMY, M., (1986), "Numerical Solution of Separating Flow due to an Obstruction", Computer and Fluids, Vol. 1, S.59-68.
- VAROL, Y., (1996), "Segman Yerleştirilmiş Borularda Akış ve Isı Transferi", Doktora Tezi Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.