



**SAPTIRILMIŞ BORU DEMETİNDE ISI TRANSFERİ VE AKIŞ YAPILARININ  
BELİRLENMESİ İÇİN TEORİK ÇALIŞMA**

**(THEORETICAL STUDY FOR DETERMINATION OF THE HEAT TRANSFER AND  
FLOW CHARACTERISTICS IN THE STAGGERED TUBE BUNDLE)**

**Ertan BUYRUK\*, Ahmet FERTELLİ\***

**ÖZET/ABSTRACT**

Sunulan bu çalışmada saptırılmış bir boru demetindeki ısı transferi ve laminer akış yapılarının nümerik incelemesi yapılmıştır. Çalışma iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde saptırılmış boru demetindeki borulardan yalnız bir borunun ve boruların hepsinin ısıtılması durumunda eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri gösterilmiştir. İkinci kısımda ise Reynolds sayısının etkileri araştırılmıştır. Nümerik analiz yöntemi olarak akım fonksiyonu-vorticity metodu kullanılarak ve Gauss-Seidel over relaxasyon yöntemi ile Navier-Stokes ve Enerji denklemleri laminer, kararlı ve sıkıştırılmaz akım için çözülmüştür. Enine ve boyuna boru eksen mesafesi  $1.75 \times 1.5$  olarak sabitlenip,  $Re=325$  ve  $650$  için sonuçlar bulunmuştur.

In the present paper numerical analysis of heat transfer and laminar flow structures are studied for staggered tube bundle in crossflow. This study consists of two parts. At the first part isotherms and streamlines are shown for both only single tube heated and all tubes heated cases. At the second part effect of Reynolds number is examined. The stream function-vorticity formulation is used to solve the laminar, steady state Navier-Stokes equations and energy equation by applying Gauss-Seidel over-relaxation technique. Transverse and longitudinal tube spacing is fixed as  $1.75 \times 1.5$  and results are found for  $Re=325$  and  $650$ .

**ANAHTAR KELİMELER/KEYWORDS**

Boru demeti, Laminer akış ve ısı transferi, Nümerik yöntem, Re sayısının etkisi  
*Tube bundle, Laminar flow and heat transfer, Numerical analysis, Effect of Re number*

## 1. GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan birçok ısı değiştirgeci boru demetleri içermektedir. Burada akışkanın biri borular içinden geçerken, farklı sıcaklığa sahip diğer akışkan ise boru demetinin dışından boru eksenlerine dik olacak şekilde akış yapmaktadır.

Boru demetinde bir silindir etrafındaki ısı transferi ve akış yapıları, boru demetinin geometrisinden, türbülans şiddetinden, akış ve sistem şartlarından dolayı karmaşıktır. Isı transferi ve akış yapılarını incelemek için birçok deneysel ve nümerik çalışmalar yapılmıştır. Mühendislikte gittikçe artan bit şekilde Nümerik yöntemler kullanılmakta ve birçok alanda artık vazgeçilemeyen bir araç haline gelmiş durumdadır. Kullanılan bu yöntemler ile analitik çözümü bulunmayan problemlere yaklaşık çözüm bulunmakla birlikte, deneysel metotlara alternatif yeni bir simülasyon ve deney aracı olarak kullanılmaktadır. Böylece çok pahalı ve zaman gerektiren deneysel araçları kullanmadan önce modelleme ve dizayn için çok önemli zaman ve maliyet kazancı sağlanmış olmaktadır.

Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin akış ve ısı transferi problemleri için sayısal olarak çözümlenmesi deneysel ölçümlerin zor olduğu durumlarda bunlara yakın ve güvenilir sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Örneğin tek bir silindir etrafındaki akış ve ısı transferi analizini hem sayısal hem de deneysel olarak sunmuşlardır (Buyruk vd., 1998). Bilindiği gibi nümerik çalışmaların yaklaşım derecesi birçok parametreye bağlıdır. Bunlar; çözüm tekniği, grid mesafesi, sınır şartları yaklaşım kriteri gibi parametrelerdir. Geçmişten günümüze kadar, birçok araştırmacı boru demetindeki veya tek silindir etrafındaki akış durumunda ısı transferi ve akış yapılarını görsel olarak veya lokal değerleri grafik ortamına dökerek faydalı yaklaşımlarda bulunmuşlardır. Tek bir silindir etrafındaki kararlı, viskoz ve sıkıştırılmayan akış koşullarındaki ilk çalışma tarafından sunulmuştur (Thom, 1933). Chen vd., boru demetindeki laminer akış ve ısı transferi çözümlemesinde sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır (Chen vd., 1986). Jain ve Goel, kararsız, laminer akış şartında bir silindir etrafındaki ısı transferi ve akış yapılarını sonlu farklar yöntemi ile Navier-Stokes ve enerji denklemlerini çözerek bulmuşlardır (Jain ve Goel, 1976). Diğer bir nümerik çözüm Paolino, tarafından yapılmıştır ve araştırmacı kararsız rejimde ve çapraz akışta bir silindir etrafındaki akış ve ısı transferi yapılarını incelemiştir (Paolino, 1986). Yine Buyruk vd., laminer akış durumu için, Reynolds sayısı ve enine boru boyu mesafesinin ısı transferi ve akış üzerindeki etkilerini noktasal olarak incelemiş, hem nümerik hem de deneysel sonuçları eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri yardımıyla, karşılaştırmışlardır (Buyruk vd., 2000). Zdrovistch vd., boru demetindeki türbülanslı ve laminer akış için sayısal bir çalışma geliştirmişlerdir (Zdrovistch vd., 1995).

Boru demeti içindeki akış ve ısı transferi yapılarının incelenmesinde genellikle tek bir boru ısıtılmış ve ısıtılmış bu boru, boru demeti boyunca kaydırılarak sonuçlar irdelenmiştir. Sunulan bu çalışmada ısı transferi ve akış yapıları görsel olarak sunulmuş olup boru eksen mesafeleri sabit tutularak Reynolds sayısının etkisi ile yalnız bir borunun ve bütün boruların ısıtılması durumlarındaki eş sıcaklık eğrileri verilmiştir. Çalışma çapraz akışlı, dört sıralı ve kaydırılmış bir boru demetinde  $1.75 \times 1.5$  boru eksen mesafesinde ve Re sayısının 325, 650 durumlarında düşünülmüştür. Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin kararlı rejimde ve laminer akıştaki çözümü akım fonksiyonu-vorticity tekniği kullanılarak yapılmıştır.

## 2. NÜMERİK MODELLEME

### 2.1. Grid

Sunulan çalışmadaki grid üretimi Thompson, tarafından tanımlanmış ve Johnson, tarafından geliştirilmiştir (Thompson, 1974; Johnson, 1990). Bu metot iki Laplace denklemini çözerek ortogonal curvilinear grid üretmektedir.

$$a \frac{\partial^2 x}{\partial s_1^2} - 2b \frac{\partial^2 x}{\partial s_1 \partial s_2} + c \frac{\partial^2 x}{\partial s_2^2} = 0 \quad (1)$$

ve

$$a \frac{\partial^2 y}{\partial s_1^2} - 2b \frac{\partial^2 y}{\partial s_1 \partial s_2} + c \frac{\partial^2 y}{\partial s_2^2} = 0 \quad (2)$$

Burada  $s_1$  ve  $s_2$  ortogonal koordinatlarıdır. Boru demeti için modellenen grid Şekil 1a'da gösterilmiştir. Borulara yakın olan kısımlarda akım fonksiyonu, sıcaklık ve vorticity büyük değişim içine girmektedir. Bu yüzden bütün fiziksel alan içerisinde yüksek grid yoğunluğu kullanılmıştır. Şekil 1a'da daha net bir görüntü için  $180 \times 24$  grid sayısı gösterilmiş olup, çalışmada  $360 \times 48$  grid sayısı kullanılmıştır.

### 2.2. Nümerik Çözüm Tekniği

Bir geometri içinde akış ve ısı transferi yapıları kütle ve momentumun korunumu ve enerji denklemlerinin çözümü ile bulunabilir. Laminer akış ve karalı rejimdeki korunum ve enerji denklemleri şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial P}{\partial x} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (4)$$

Süreklilik Denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

Momentum Denklemleri

Enerji Denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right]$$

İki momentum ve süreklilik denklemi, bilinen sınır şartı doğrultusunda seçilen fiziksel alan içinde herhangi bir noktadaki hız unsurlarını ve basınç değerini hesaplamak için yeterlidir. Sıcaklık ise enerji denkleminin çözümlenmesi ile bulunabilir.

Bu çalışmada Johnson tarafından geliştirilmiş, sabit yoğunluk kabulü ile laminer akış ve sürekli rejimde Navier Stokes denklemlerinin çözümü, akım fonksiyonu-vorticity tekniği kullanılarak yapılmıştır (Johnson, 1990). Akım fonksiyonu-vorticity formülasyonunda sıkıştırılmayan akış koşullarını kullanarak süreklilik ve momentum denklemlerinin çözümü sağlanmıştır. Akım fonksiyonu  $\psi$ 'nin tanıtılmasıyla

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} = u \quad , \quad -\frac{\partial \psi}{\partial x} = v \quad (6)$$

$$\Omega = \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \quad (7)$$

$$\text{veya} \quad \Omega = \nabla^2 \psi$$

yazılır ve buradan vorticity  $\Omega$  tanımlanır.

Eşitlik 6 ve 7'yi kullanarak ve u ve v hızlarını momentum denklemleri içine yazarak aşağıdaki eşitlikler bulunur.

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial \psi}{\partial x \partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = \nu \frac{\partial \Omega}{\partial y} \quad (8)$$

ve

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial \psi}{\partial x \partial y} = -\nu \frac{\partial \Omega}{\partial x} \quad (9)$$

Bu eşitliklerin çözümü sırası ile x ve y'ye göre çapraz diferansiyel alınarak ve basınç terimlerini yoğaltarak basitleştirilebilir. Bunu sonucu

$$\nu \nabla^2 \Omega = \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial \Omega}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial \Omega}{\partial y} \quad (10)$$

bulunur. Eşitlik 7 ve 10, akım fonksiyonu ve vorticity değerlerinin bulunması için çözülür. Akım fonksiyonu bilindiği takdirde, hızlar Eşitlik 6 yardımıyla bulunabilir. Sıcaklık dağılımı ise enerji denkleminde bulunabilir.

Akış ve sıcaklık dağılımları Gauss–Seidel over-relaksasyon yöntemi kullanılarak bulunmuştur. Bilgisayar kodlamasının detayları Johnson, tarafından verilmiştir (Johnson, 1990).

Kullanılan sınır şartları ise giriş,çıkış,yan duvarlar ve borular üzerinde olmuştur. Yan duvarlar silindireler arasındaki simetri çizgisini göstermektedir.

-Giriş kısmında her iki hız bileşeni bilinmekte ve böylece  $\psi$  ve  $\partial \psi / \partial n$  giriş sınırı boyunca tanımlanabilir.

-Çıkış bölümünde ise çıkışın borulardan çok ileride olduğu kabulü yapılmış olup, statik basınç sabit alınmıştır. Böylece  $\partial \Omega / \partial n = 0$  ve  $v=0$ ,  $\partial \psi / \partial n = 0$  alınmıştır.

-Yan duvarlarda  $v=0$  ve böylelikle  $\psi=\text{sabit}$  alınmıştır. T ise akış giriş sıcaklığına eşit alınmıştır.

-Silindir veya silindirler üzerinde her iki hız bileşeni sıfır, sıcaklık sabit olarak tanımlanmıştır.

Bu yöntemde ikinci dereceden sonlu fark tekniği kullanılarak akım fonksiyonu, vorticity ve sıcaklık değerleri; Eşitlik 5, 7, 10'un çözümlenmesiyle bulunmuştur. Bu eşitlikleri sonlu farklar formunda yazacak olursak

$$\Omega_m = \frac{\psi_B + \psi_D - 2\psi_m}{(\Delta x)^2} + \frac{\psi_K + \psi_G - 2\psi_m}{(\Delta y)^2} \quad (11)$$

$$\nu \left[ \frac{\Omega_B + \Omega_D - 2\Omega_m}{(\Delta x)^2} + \frac{\Omega_K + \Omega_G - 2\Omega_m}{(\Delta y)^2} - \frac{(\psi_K - \psi_G)(\Omega_D - \Omega_B) - (\psi_D - \psi_B)(\Omega_K - \Omega_G)}{4\Delta x \Delta y} \right] \quad (12)$$

yapılan düzenlemelerle Eşitlik 12, aşağıdaki formda yazılabilir.

$$\text{Yeni } \Omega_m = \frac{\frac{\Omega_D + \Omega_B}{(\Delta x)^2} + \frac{\Omega_K + \Omega_G}{(\Delta y)^2} - \frac{\text{Re}_{\Delta x} (\Omega_B - \Omega_D)}{2(\Delta x)^2} - \frac{\text{Re}_{\Delta y} (\Omega_K - \Omega_G)}{2(\Delta y)^2}}{\frac{2}{(\Delta x)^2} + \frac{2}{(\Delta y)^2}} \quad (13)$$

ve

$$T_m = \frac{\frac{T_B + T_D}{(\Delta x)^2} + \frac{T_K + T_G}{(\Delta y)^2} - \frac{\text{Re}_{\Delta x} \nu (T_B - T_D)}{2\alpha (\Delta x)^2} - \frac{\text{Re}_{\Delta y} \nu (T_K - T_G)}{2\alpha (\Delta y)^2}}{\frac{2}{(\Delta x)^2} + \frac{2}{(\Delta y)^2}} \quad (14)$$

Şekil 1b'de saptırılmış boru demeti ve kullanılan fiziksel alan gösterilmiştir. Boru demetinin modellenmesinde simetri durumu göz önüne alınmıştır. Borular arasındaki mesafeler  $S_t \times S_l$  olmak üzere  $1.75 \times 1.5$  olacak şekilde ayarlanarak Re sayısı 325 ve 650 için sonuçlar bulunmuştur. Farklı Reynolds sayıları giriş hızının değiştirilmesi ile elde edilmiştir. Boru çapı  $D=0.05656$  m, kanal genişliği  $W=0.09898$  m,  $T_y=40$  °C ,  $T_a=20$  °C ve laminer kinematik viskozite  $1,58 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$  olarak alınmıştır. Sınırlardaki akım fonksiyonu taban sınır değerinin sıfır alınmasıyla ve üst sınır için değeri  $\psi = V.W$  olarak hesaplanmıştır. Buradaki W kanal genişliğidir.

### 3. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Literatürden bilindiği üzere bir boru etrafındaki çapraz akış durumunda borunun ön durgunluk noktasında laminer tabaka en ince konumdadır ve aşağı akıntı bölgesine doğru kalınlığı artmaktadır. Ayrılma noktasından sonra akışkan hareketi karışmaya başlayarak vortekslerin artmasına neden olur. Bu konuda Zukauskas, Re sayısının değişimi ile ayrılma noktasının yeri ve laminer sınır tabakanın gelişimi hakkında faydalı bilgiler vermiştir (Zukauskas, 1972). Buyruk vd.'de değişken Re sayısı ve borular arası mesafenin etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir (Buyruk vd., 2000).

Boru demetindeki ısı transferi ve akış değişimleri bilindiği üzere geometriye, akış şartlarına vb. parametrelere bağlıdır. Hem saptırmalı hem de saptırmasız boru demetlerindeki

birinci sıradaki boru etrafında akış yapısı, tek boru etrafındaki akışla büyük benzerlik göstermektedir. Fakat ayrılma noktasının yeri artan blokaj nedeniyle gecikmeli gerçekleşmektedir. Boru demetinin iç kısımlarında ise ısı transferinin artması yüksek türbülans ve blokajın fazlalığından dolayı olmaktadır.

Örneğin ikinci sıradaki borular daha çok akışkanın hızlanmasından ve yüksek blokajdan etkilenirler. Yapılan çalışmalardan da görülmektedir ki en yüksek ısı transfer oranı 3. boruda gerçekleşmektedir ve bu sonuç Murray ve Fitzpatrick, Zukauskas, Baughn, tarafından deneysel olarak doğrulanmıştır (Murray ve Fitzpatrick, 1988; Zukauskas, 1972; Baughn, 1986). Üçüncü sıradan sonra ısı transfer değişimi daha üniform olmaktadır.

Sunulan bu çalışmada 4 sıra boru olmak üzere boru demetindeki farklı iki Reynolds sayısı, boru demeti içindeki sadece tek bir borunun ısıtılması ve bütün boruların ısıtılması durumları ele alınmıştır. Seçilen geometri 1.75x1.5 ebatlarında olup bütün hesaplamalarda Pr sayısı 0.7 olarak alınmıştır.

Şekil 2 ve 3'de boru demetindeki tek bir borunun ısıtılması durumunda eş sıcaklık eğrileri  $Re = 650$  değeri için verilmiştir. Sabit sıcaklık şartı bütün durumlar için düşünülmüştür. Eş sıcaklık eğrilerine bakıldığı zaman, sadece 1.borunun ısıtılıp ve sadece 3.borunun ısıtılması durumunda 3. borudaki ısı sınır tabaka kalınlığı birinci boruyla karşılaştırıldığında kısmen daha ince bir yapıda olduğu görülmektedir. Bunun sonucu olarak da yüksek sıcaklık gradyanı ve ilk sıradaki boruya göre daha fazla ısı transfer oranı olacağı söylenebilmektedir. Aynı zamanda sadece 1. borunun ısıtılması hali için izotermilerin 3. sıradaki boru üzerine etkide bulunduğu net bir şekilde görülmektedir. Fakat ikinci sıradaki borular, birinci borunun izotermi tarafından etkilenmemektedir. Bu sonuçlar Buyruk'un sonuçlarıyla da doğruluk göstermektedir (Buyruk, 1996).

Şekil 4 ve 5'de yine boru demetindeki tek bir borunun ısıtılması durumunda eş sıcaklık eğrileri  $Re=325$  için verilmiştir. Bu şekillerden de görüleceği üzere, ısı sınır tabaka kalınlıkları birinci borunun ısıtılması durumunun ile üçüncü borunun ısıtılması durumu karşılaştırıldığında, 3. borudaki ısı sınır tabaka kalınlığı  $Re=650$  durumunda olduğu gibi daha ince yapıdadır. Aynı şekiller,  $Re=650$  için verilmiş eş sıcaklık eğrileri ile karşılaştırıldığında kısmen daha kalın yapıda olduğu ve daha düşük hız, daha kalın ısı sınır tabaka ve dolayısı ile daha az ısı transferi olacağı sonucuna varılmıştır. Düşük  $Re$  ve yüksek  $Re$  için sadece birinci borunun ısıtılması durumunda sıcaklık eş eğrilerinin 3. boru üzerindeki etkileşimi yüksek Reynolds durumunda daha fazla olduğu Şekil 2 ve Şekil 4'te net bir şekilde görülmektedir.

Şekil 6 ve 7'de boruların hepsinin ısıtılması durumunda ve  $Re=325$ ,  $Re=650$  değerleri için izotermi verilmiştir. Sınır şartı olarak yine sabit yüzey sıcaklığı seçilmiştir. Şekil 6'de ilk sıradaki borunun ısı sınır tabakasının diğer boruların ısı sınır tabakasına göre daha kalın bir yapıda olduğu görülmektedir. Aynı şekilde Şekil 7'ye bakıldığında bu sefer  $Re$  sayısının 650 olmasından dolayı ilk sıradaki borunun ısı sınır tabakası  $Re=325$  durumundakinden daha ince ve bununla birlikte beklendiği üzere içerideki borulardaki ısı sınır tabaka kalınlıklarından kısmen daha fazladır.

Boru yüzeyindeki noktasal ısı transferi katsayısı hesabında, bilindiği üzere noktasal yüzey sıcaklığı ile akışkanın boru demetine giriş sıcaklığının farkı ( $T_y - T_g$ ) esas alınır. Boru demetindeki boruların hepsinin ısıtılması durumunda eş sıcaklık eğrilerinin birinci sıradaki borular hariç ikinci sıradan itibaren önündeki borulara etkide bulunduğu verilen izotermi net bir şekilde görülmektedir. Çapraz akışta boru demeti için yapılan çalışmalarda enine ve boyuna boru eksen mesafesinin çok küçük olmaması durumunda sadece tek bir borunun ısıtılması ile ısı transferi katsayısı dağılımının bulunması için yapılan deneylerde hataya yol açmayacağı fakat boru demetinde tüm boruların ısıtılması durumunda ısı transferi katsayısı

dağılımı tespitinde lokal akışkan sıcaklığı ölçülmediği sürece hatalı deneysel sonuçlara sebep vereceği sonucuna varılmıştır.

Bir boru etrafındaki çapraz akışta, sınır tabakanın yapısı ısı transferi ve sürtünme miktarlarını belirleyen temel kavramdır. Örneğin Re sayısı 1'den küçük olursa atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlere göre ihmal edilebilir seviyededir ve bu durumda laminer sınır tabaka silindirin arka durgunluk noktasına çok yakın bir yerden ayrılır. Re sayısının artmasıyla silindirin arka tarafında vorteks oluşumu başlar ve laminer tabaka ayrılma noktası silindirin yukarı akıntı bölgesine doğru kayar. Re sayısının 5000 gibi bir değeri için sınır tabaka yaklaşık  $90^\circ$  de ve Re sayısının  $7 \times 10^4$  durumunda sınır tabakanın ayrılması silindirin ön yüzüne doğru kayarak  $80^\circ$  civarında olur.

Şekil 8'de  $Re=650$  için akım çizgileri verilmiştir ve bu akım çizgilerinin silindir üzerindeki ayrılma noktasının yaklaşık  $120^\circ$  olduğu görülmektedir. Bulunan bu sonuç Buyruk vd., tarafından yapılan çalışma ile de yakınlık göstermektedir (Buyruk vd., 2000). Fakat Buyruk ve arkadaşları çalışmalarında  $1.5 \times 1.25$  geometrisinde boru demeti ve aynı zamanda Re sayısı olarak da 360,500,1180 değerlerini kullanmıştır.

Şekil 9'da  $Re=325$  durumu için akım çizgileri verilmiştir. Şekil 8 ile karşılaştırıldığında ayrılma noktasının düşük Re sayısından dolayı tüm borular için aşağı akıntı bölgesine doğru kaydığı gözlemlenmiştir. Bulunan bu sonuç geçmişte yapılan çalışmalarla uygunluk içerisindedir.

#### 4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bir boru demetindeki boruların hepsinin ısıtılması ve sadece birinin ısıtılması durumları, Reynolds sayısının ısı sınır tabaka kalınlığına ve ayrılma noktasına etkisi nümerik olarak laminer akış şartlarında yapılmıştır. Çalışmada seçilen geometri  $1.75 \times 1.5$  ebatlarında olup Re sayısının değerleri 325 ve 650'dir.

Re sayısının artmasıyla borular etrafında oluşan ısı sınır tabakanın kalınlığı azalmış olup, bu ise sıcaklık gradyanının artmasına ve dolayısı ile ısı transferini artırmaya yönelik olacaktır.

Re sayısının 325 den 650 değerine çıkması ile ayrılma noktasının yukarı akıntı bölgesine kaydığı gözlemlenmiştir.

Boruların hepsinin ısıtılması durumunda ilk sıradaki boruların izotermelerinin etkileşimde bulunmadığından dolayı tek bir borunun ısıtılması durumu ile ısı transferi katsayısının bulunmasında yaklaşık aynı sonuçların bulunacağına, fakat lokal akışkan sıcaklığı ölçülmediği sürece ısı transferi katsayısı hesabında boruların hepsinin ısıtılması durumunda hatalı sonuçlara yol açacağı sonucuna varılmıştır.

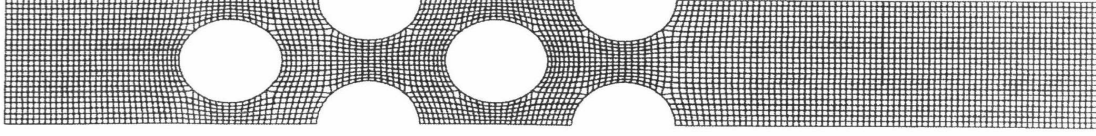
Yapılan çalışmada fiziksel alanın grid sayısı  $360 \times 48$  olarak yapılmıştır. Fakat izotermelerde borunun ön durgunluk noktasından ölçülmek üzere 45.dereceden sonra bozulmalar olduğu görülmektedir ve hücrelerdeki ani değişiklikler özellikle hız gradyanının yüksek olduğu yerlerde büyük sayısal hatalara yol açacağı açıktır. Bu yüzden farklı grid geometrileri üzerinde çalışmalar devam etmektedir.

Deneysel bir çalışma ile sunulan nümerik çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılmasının daha faydalı olacağı açıktır.

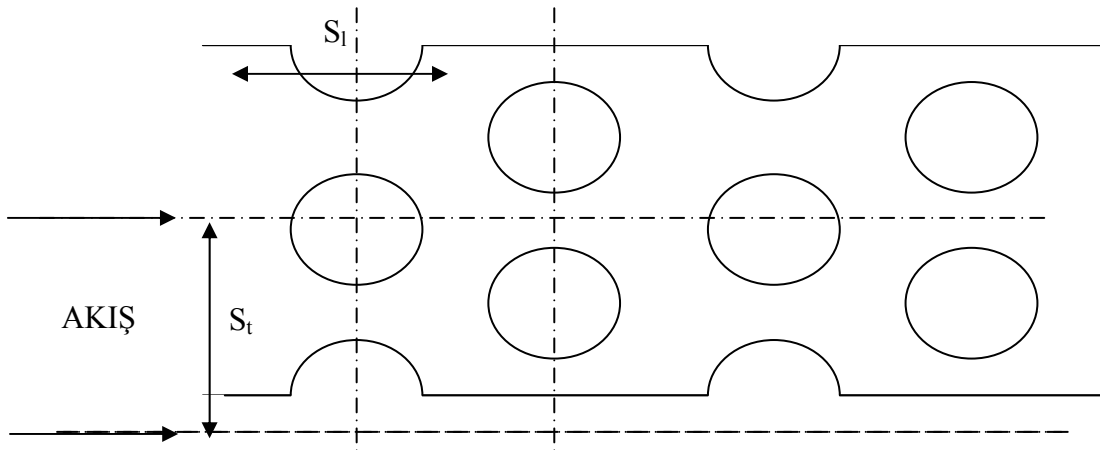
**KAYNAKLAR**

- Baughn J.W., Elderkin M.J., Mckillop A.A. (1986): "Heat Transfer from a Single Cylinder, Cylinders in Tandem and Cylinders in the Entrance Region of a Tube Bank with a Uniform Heat Flux", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 108, pp 386-391.
- Buyruk E. (1996): "An Investigation Into the Effects of Fouling on the Heat Transfer in Tubular Heat Exchangers", PhD Thesis, The University of Liverpool.
- Buyruk E., Johnson M.W., Owen I. (1998): "Numerical and Experimental Study of Flow and Heat Transfer Around a Tube in Cross-flow at Low Reynolds Number", *Int. J. Heat & Fluid Flow*, 19, pp 223-232.
- Buyruk E., Owen I., Johnson M.W. (2000): "Laminar Flow and Heat Transfer in a Staggered Tube Bank", *Turkish Journal of Eng. And Environmental Science dergisine gönderildi.*
- Chen C.K., Wong K.L., Cleaver J.W. (1986): "Finite Element Solutions of Laminar Flow, and Heat Transfer of Air in a Staggered and an In-line Tube Bank", *Int. J. Heat & Fluid Flow*, 7, 4, pp 291-300.
- Jain P.C., Goel B.S. (1976): "A Numerical Study of Unsteady Laminar Forced Convection from a Circular Cylinder", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, pp. 303-307.
- Johnson M.W. (1990): "Computation of Flow in a Vortex - Shedding Flow-meter", *Flow Meas. Instrument.*, 1, pp 201-208.
- Murray D.B., Fitzpatrick J.A. (1988): "Local Heat Transfer Coefficients for a Tube Array Using a Micro-Foil Heat Flow Sensor", *Proc. 2nd U.K. Nat. Conf. on Heat Transfer*, 2, pp 1635-1649.
- Paolino M.A., Kinney R.B., Cerutti E.A. (1986): "Numerical Analysis of the Unsteady Flow and Heat Transfer to a Cylinder in Cross-Flow", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 108, pp. 742-748.
- Thom A. (1933): "The Flow Past Circular Cylinders at Low Speeds", *Proc. Roy. Soc.*, A141, pp. 651-669.
- Thompson J.F., Thomes F.C., Mastin C.W. (1974): "Automatic Numerical Generation of Body Fitted Curvilinear Co-ordinate System for Field Containing Any Number of Arbitrary Two Dimensional Bodies", *J. Of Computational Physics*, 15, pp 299-319.
- Zdrovistch F., Fletcher A.C., Behnio M. (1995): "Numerical Laminar and Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer Predictions in Tube Banks", *Int. J. Num. Meth. Heat and Fluid Flow*, 5, pp. 717-733.
- Zukauskas A. (1972): "Heat Transfer from tubes in Cross-flow", *Advances in Heat Transfer*, 8, pp 93-160.

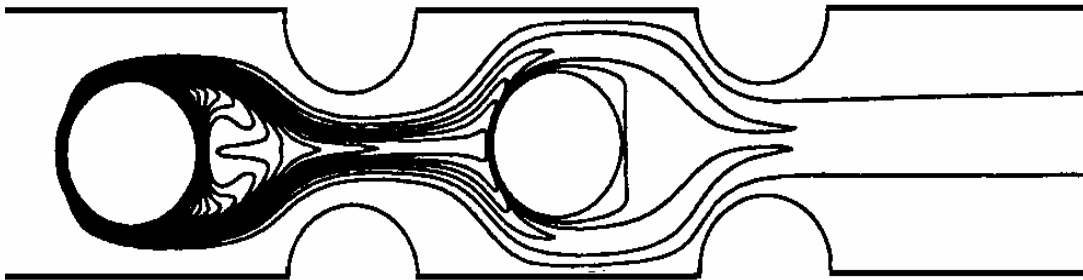




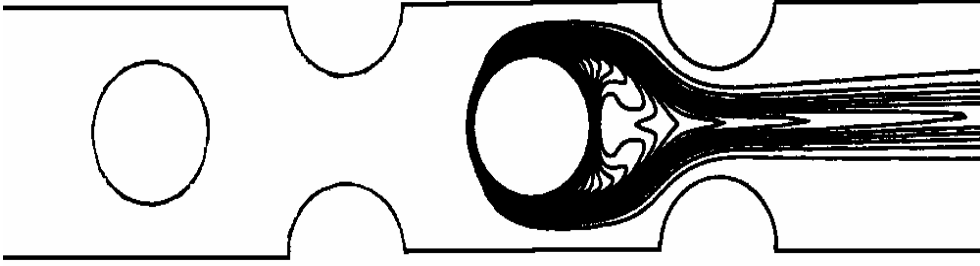
Şekil 1a.Saptırılmış boru demeti için üretilmiş grid



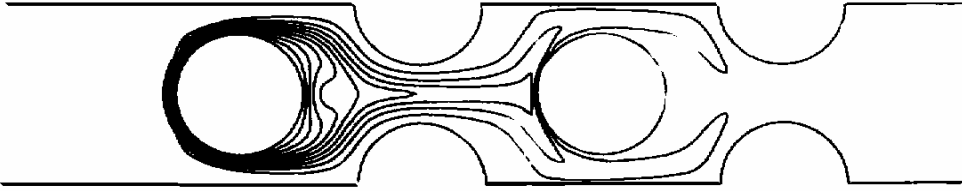
Şekil 1b.Saptırılmış boru demeti ve kullanılan fiziksel alan



Şekil 2.  $Re=650$  için eş sıcaklık eğrisi (ilk sıradaki boruların ısıtılması durumu)



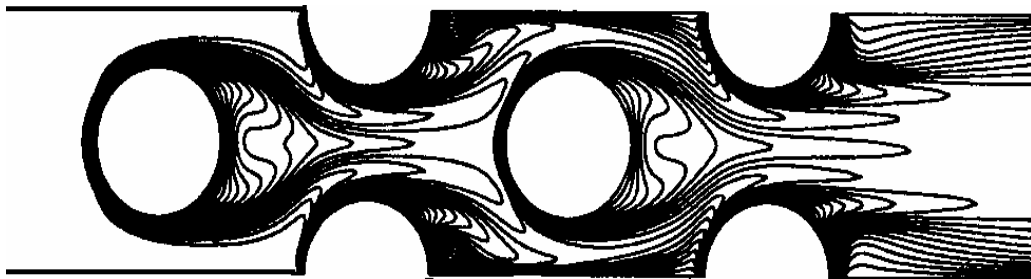
Şekil 3.  $Re=650$  için eş sıcaklık eğrisi (üçüncü sıradaki boruların ısıtılması durumu)



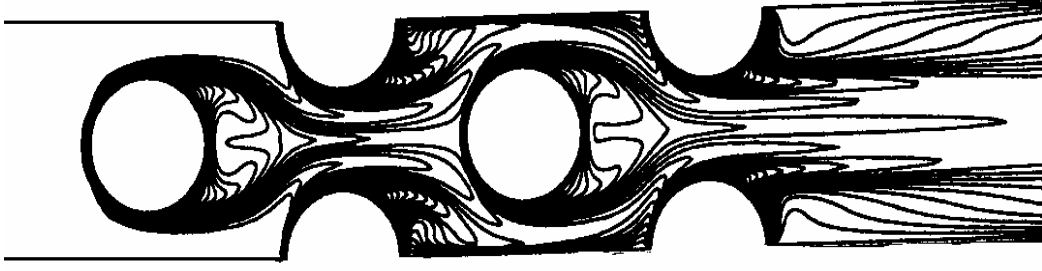
Şekil 4.  $Re=325$  için eş sıcaklık eğrisi (ilk sıradaki boruların ısıtılması durumu)



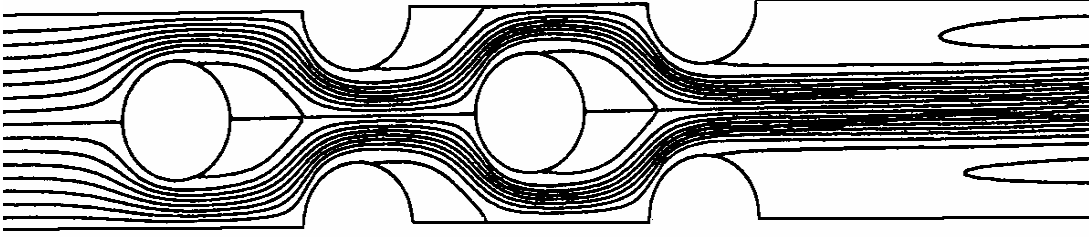
Şekil 5.  $Re=325$  için eş sıcaklık eğrisi (üçüncü sıradaki boruların ısıtılması durumu)



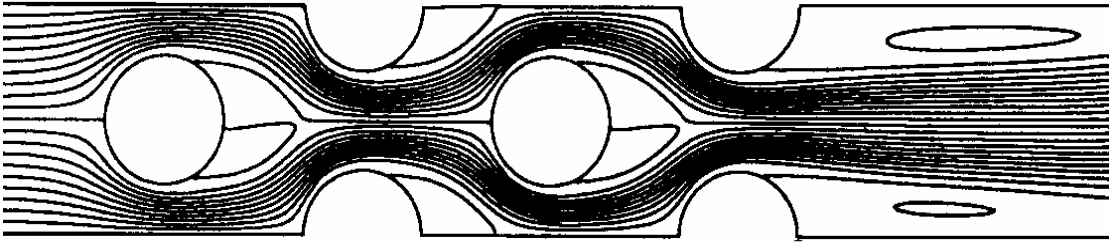
Şekil 6.  $Re=325$  için eş sıcaklık eğrileri (bütün boruların ısıtılması durumu)



Şekil 7.Re=650 için eş sıcaklık eğrileri (bütün boruların ısıtılması durumu)



Şekil 8.Re=650 için akım çizgileri



Şekil 9.Re=325 için akım çizgileri