

**ORİFİS TİPİ BLOKAJIN BORULARDA TÜRBÜLANSLI ISI TRANSFERİNE ETKİSİ****Öğr. Gör. Burhan CANLI****S.Ü. Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu****42031 Kampüs / KONYA****ÖZET**

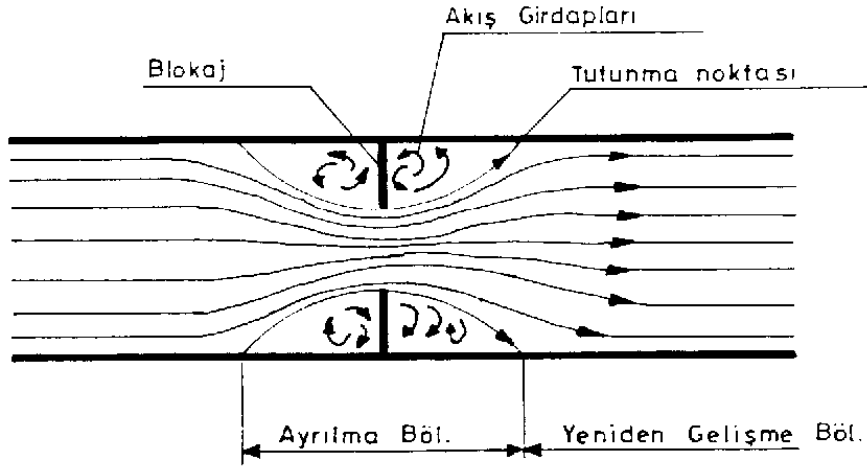
Bu çalışmada, sabit yüzey ısı akısı ile ısıtılan bir borunun girişine yerleştirilen orifis tipi blokajların türbülanslı akışta ısı transferine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılmış Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında, üç değişik blokaj oranı 1/4, 1/2 ve 3/4 uygulanmıştır. Blokaj oranına ve Reynolds sayısına bağlı olarak, blokajın neden olduğu akış ayrılmasının yerel ve ortalama ısı transferi karakteristiklerini ne ölçüde arttırdığı, blokajsız boru deney sonuçlarıyla kıyaslanarak belirlenmiştir.

**ABSTRACT**

The effects of orifice type blokages, situated at the entrance of a pipe heated with constant heat flux, on turbulent heat transfer is investigated experimentally. In the experiments, air was the working fluid and three different blokage ratios (1/4, 1/2 and 3/4) are applied with Reynolds number ranging from 5000 to 25000. Heat transfer enhancement due to flow seperation induced by the blokages is analysed and the increase in local and average heat transfer characteristics, depending on the blokage ratio and Reynolds number, is determined by comparing the results with the results of a pipe with no blokage.

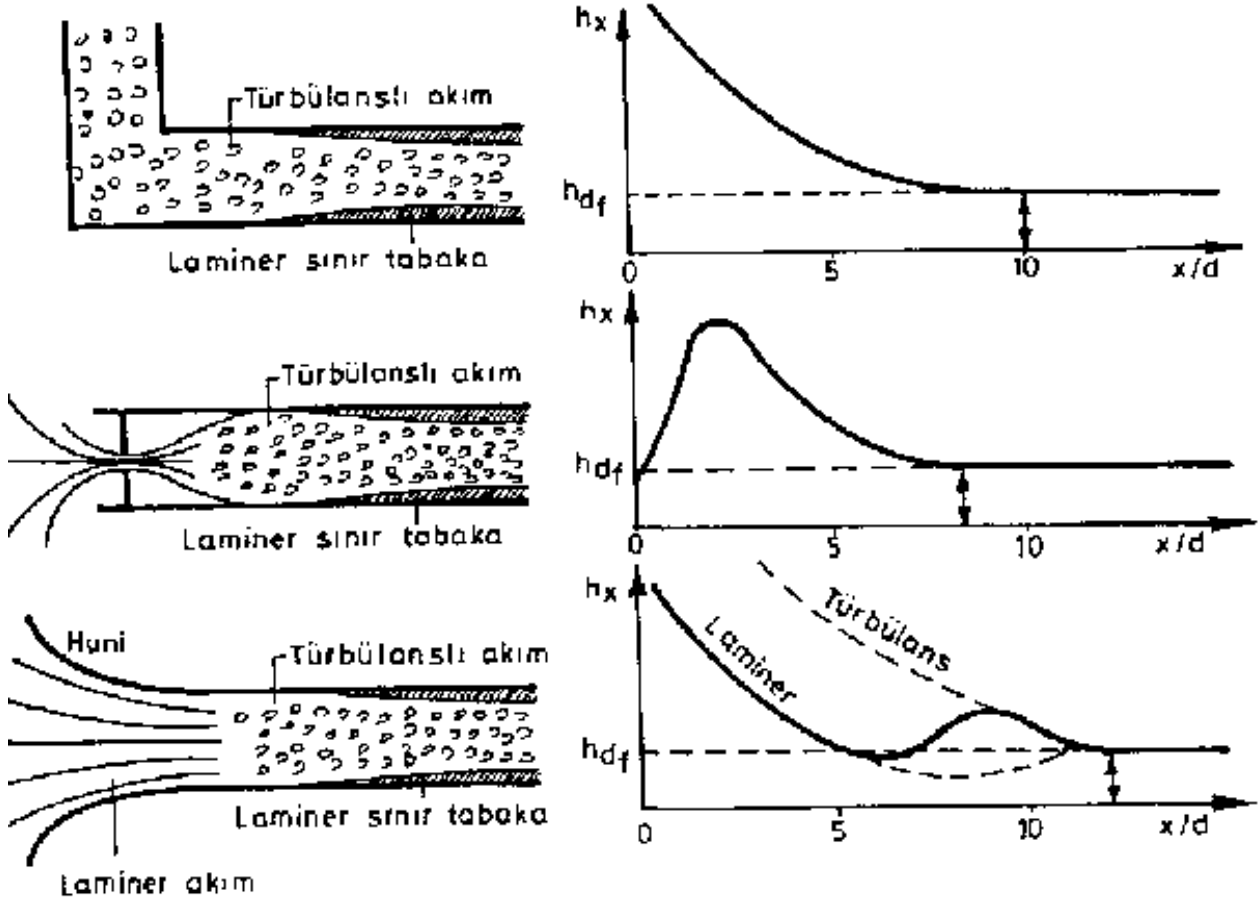
**1. GİRİŞ**

Boru ve kanallarda ani daralma veya genişleme halinde meydana gelen akış ayrılması şematik olarak Şekil-1'de gösterilmiştir. Ani daralma kesitinin giriş ve çıkışında akışkan boru yüzeyinden ayrılır, buraya "ayrılma bölgesi" denir. Akışkanın yüzeye ilk temas ettiği nokta "yeniden tutunma noktası" sonraki bölgeye ise "yeniden gelişme bölgesi" denir(Filett, 1967). Ayrılma bölgesinde, cidara yakın kısımlarda meydana gelen girdaplar ve ilave türbülans ya da çalkantılar, yerel olarak bu bölgede ve ortalama olarak yüzey ile akışkan arasındaki ısı transferini artırıcı yöndedir.



**Şekil 1. Boru ve Kanallarda Akış Ayrılması**

Boru ve kanallarda akış ayrılması paralelinde ısı transferi olayına uygulamada çokça rastlanmaktadır. Bu karmaşık akış durumuna kanal kesit alanında ani genişleme veya daralma halinde, vanalarda, orifis plakalarında, yüzeye tutturulmuş yönlendirici levhalarda veya akış kesitinde de söz konusu olabilecek her türlü kısmi blokaj durumunda rastlanabilir. Öte yandan akış ayrılması, akışa ters yönde basınç gradyanlarının oluştuğu, difüzör ve türbin kanatları arasında olduğu gibi, düzgün şekilde genişleyen kanallarda da görülebilir. Akış ayrılması olan sistemlerde akışkanın boru veya kanala giriş kısmında ısı taşınım katsayısı genellikle girişten itibaren  $x/D = 10$  mesafesine kadar yüksektir. Bu noktadan sonra akış gelişmeye başlar. Isı taşınım katsayısı da tam gelişmiş akış değerine asimptotik olarak düşer. Isı taşınım katsayısının giriş bölgesinin geometrisine göre değişimi Şekil-2 de verilmiştir. Bu şekillerden anlaşılacağı üzere giriş bölgesinin başlangıcında akış ayrılması ve yeniden tutunma noktalarında ısı taşınım katsayısı nihaî değerinin 2-2.5 katı civarında olmaktadır (Dağsöz 1990).



**Şekil 2. Giriş bölgesinde ısı taşınım katsayısının değişimi (Dağsöz 1990)**

## 2. MATERYAL ve METOD

### 2.1. Deney Düzenneği

Çalışmada kullanılan ısı transferi devresi şematik olarak Şekil 4'de görülmektedir. Deney düzenneği üç kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısım darbesiz giriş için toplayıcı huni, debi ayarlamak için bir vana ve test bölgesinin iki katı uzunluğunda bir borudan oluşmaktadır. Bu mesafe hidrodinamik olarak gelişmiş akış için yeterlidir. Giriş bölgesi boru çapı test bölgesi boru çapıyla aynı tutulmuştur. Düzenleyici borunun test borusuna merkezlemesi ve bağlanması için flanşlar, flanşlar arasına da ısı kaybını azaltmak için lastik conta yerleştirilmiş, birleştirmeler civata ile sağlanmıştır. Deney düzenneğinin ikinci kısmı test borusudur. Bu, bakır malzemeden yapılmış 1 m uzunluğunda, iç çapı 33 mm, dış çapı 35 mm olan bir borudur.

Test borusu, boruya doğrudan elektrik enerjisi verilerek ısıtılmış, elektrik devresinde 0-2200 W aralığında çalışma kapasitesi olan bir varyak ve buna bağlı bir transformatör kullanılmıştır. Transformatör, test borusuna doğrudan elektrik enerjisi verildiği için kullanılmıştır. Transformatör varyak aracılığıyla (0-1000 A), (0-0.5 V) değerlerinde çalıştırılabilmektedir. Bu devre ile ısı akışı istenilen şekilde ayarlanabilmektedir.

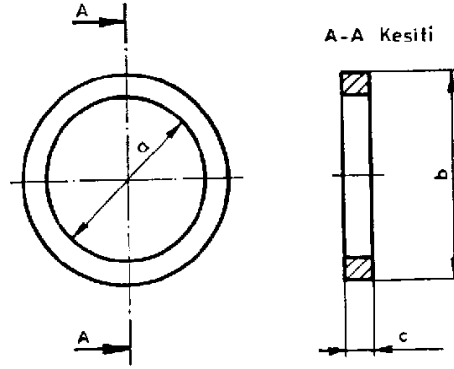
Isıtıcı gücünü belirleyebilmek için devreye bir voltmetre ve bir ampermetre bağlanmıştır. Isı kayıplarını azaltmak için test bölgesi borusu dıştan cam yünü ile yalıtılmıştır.

Deney düzenneğinin üçüncü kısmını oluşturan aynı çaplı 0.5 m uzunluğundaki boru üzerinde, test bölgesinin hemen çıkışında bir hava karıştırıcı, debi ölçmek için bir venturi-manometre düzenneği ve bir santrifüj fan bulunmaktadır. Bu kısmın venturiye kadar olan bölümü de yalıtılmıştır.

Test borusunun dış yüzey sıcaklıkları yüzeye bir doğrultuda yani aynı çevresel konumda  $x/D = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 15, 18, 21, 24, 28$  aksenal konumlarında yerleştirilen 14 adet Fe-Constantan termokupllar ile ölçülmüştür. Termokupl uçları bir seçici anahtara bağlanmış, soğuk referans noktası olarak buz-su karışımı kullanılmıştır. mV

değerlerini okumak için hassas bir milivoltmetre kullanılmıştır. Ayrıca havanın giriş ve çıkış ve izolasyon dış yüzey sıcaklıkları dijital termometreler ile ölçülmüştür.

Deneylerde kullanılan orifis plakaları Şekil 3'te ve bunların blokaj oranına göre ölçüleri Tablo 1'de verilmiştir. Plakalar ısı iletkenliği düşük olan bakalit malzemeden yapılmıştır. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Reynolds sayısı 5000 ila 25000 aralığında değiştirilmiş, blokaj 1/4, 1/2 ve 3/4 oranlarında uygulanmıştır.



**Şekil 3. Orifis Parça**

**Tablo-1. Orifis Boyutları**

Blokaj Oranı	$A_0$	a	b	c
1/4	$6,4 \times 10^{-4}$	0,0285	0,033	0,025
1/2	$4,27 \times 10^{-4}$	0,0233	0,033	0,025
3/4	$2,13 \times 10^{-4}$	0,0164	0,033	0,025

### Deney Düzenliğinin Parçaları

<u>Parça No:</u>	<u>Parça Adı</u>
1	Huni
2	Vana
3	Düzenleyici Boru
4	Varyak
5	Transformotor
6	Ampermetre
7	Voltmetre
8	Test Borusu
9	Flanşlar
10	Venturi
11	Manometre
12	Fan
13	Fan Motoru

14	Termokupllar
15	Seçici Anahtar
16	Soğuk Referans Noktası
17	Milivoltmetre
18	Hava Karıştırıcı
19	Çıkış Borusu

## 2.2. Hesaplamalar

Test borusu boyunca herhangi bir aksenal konumda yerel ısı taşınım katsayısı,

$$h_x = \frac{q}{T_{\omega_i} - T_b} \quad (3.1)$$

boru boyunca ortalama ısı taşınım katsayısı ise,

$$\bar{h} = \frac{q}{\bar{T}_{\omega_i} - \bar{T}_b} \quad (3.2)$$

ile hesaplanır. Yüzey ısı akısı,

$$q = \frac{P}{\pi d_0 L} \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilebilir ki burada P ısıtıcı net gücü,

$$P = P_t - Q_{\phi} \quad \text{dir.} \quad (3.4)$$

Yalıtım dış yüzeyinden çevreye kaybolan ısı aşağıdaki bağıntı ile belirlenebilir.

$$Q' = \bar{h}' A' (\bar{T}' - T_{\infty}) \quad (3.5)$$

Burada yalıtım dış yüzeyinde ortalama taşınım katsayısı türbülanslı doğal taşınım için,

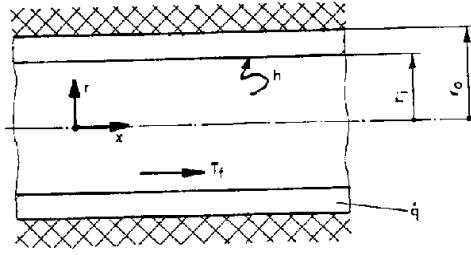
$$\bar{h}' = 1,24 (\bar{T}' - T_{\infty})^{1/3} \quad (3.6)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Holman (1967). Yiğik sıcaklıklar, test borusu boyunca doğrusal olarak değiştiği varsayımı ile Koram (1978), Sparrow (1980),

$$P \frac{x}{L} = \rho \dot{V} c_p (T_{bx} - T_1) \quad (3.7)$$

ile belirlenir.

Ölçülen dış yüzey sıcaklıklarına, aynı aksenal konum için karşılık gelen iç yüzey sıcaklıklarını belirlemek için aşağıdaki gibi bir analiz yapmak gerekir. İçi boş, uzun, içerisinde düzgün dağılmış bir biçimde ısı üretilen, çevresel simetrik ve ısı iletkenlik katsayısı sabit Şekil 5'deki gibi bir silindirik içerisinde sürekli rejimde ısı iletimi aşağıdaki diferansiyel denklem ile karakterize edilir (Kakaç ve Yener 1979).



**Şekil 5. Boru Yüzeyi Isı Akımı**

$$\frac{\partial^2 T_\omega}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_\omega}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_\omega}{\partial x^2} + \frac{\dot{q}}{k_\omega} = 0 \quad (3.8)$$

Bu denklemdeki  $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$  terimi cidardaki aksenal iletim terimidir. İnce cidarlı ve uzun bir boru için aksenal iletim radyal iletme nazaran ihmal edilecek düzeydedir. Böylece problem tek boyutlu hale indirgenebilir.

$$\frac{d^2 T_\omega}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT_\omega}{dr} + \frac{\dot{q}}{k_\omega} = 0 \quad (3.9)$$

Borunun dış yüzeyini yalıtılmış ve iç yüzeyinden ise h taşınım katsayısı ile  $T_f$  sıcaklığındaki akışkana ısı transfer edildiği varsayımı ile sınır şartları,

$$r = r_i \text{ de} \quad k_\omega \frac{dT_\omega}{dr} = h(T_\omega - T_f) \quad (3.10)$$

ve

$$r = r_o \text{ da} \quad \frac{dT_\omega}{dr} = 0 \quad (3.11)$$

ile denklem (3.9)'nin çözümünün herhangi bir aksenal konumda iç yüzey sıcaklığı

$$T_{\omega_i} = T_{\omega_o} - \frac{\dot{q} r_o^2}{2k_\omega} \left[ \ln \frac{r_o}{r_i} - \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{r_i^2}{r_o^2} \right) \right] \quad (3.12)$$

şeklinde bulunur. Bu denklemin elde edilmesi ile ilgili çözüm Ek 21'de verilmiştir. Görüldüğü gibi iç yüzey sıcaklıkları akışkan sıcaklığı  $T_f$  ve ısı taşınım katsayısından bağımsızdır. Sabit ısı iletkenlik katsayısı varsayımı ile (3.12) denklemi,

$$T_{\omega_i} = T_{\omega_o} - K \dot{q} \quad (3.13)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada K sabit sayısı,

$$K = \frac{r_0^2}{2k_\omega} \left[ \ln \frac{r_0}{r_i} - \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{r_i^2}{r_0^2} \right) \right] \quad (3.14)$$

e eşittir. (3.12) ve (3.13) denklemlerindeki iç ısı üretimi terimi,

$$\dot{q} = \frac{P}{V} \quad (3.15)$$

şeklinde hesaplanabilir. Denklem (3.13) ile ölçülen boru dış yüzey sıcaklıklarına karşılık gelen iç yüzey sıcaklıkları hesaplanabilir. Ancak yapılan hesaplarda iç ve dış yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın çok küçük ve deney sonuçlarını etkilemeyecek düzeyde olduğu görülmüş ve sıcaklıklar birbirine eşit kabul edilmiştir. Örneğin  $P=150$  W,  $k_w=350$  W/m °C,  $d_o=0.035$  m ve  $d_i= 0.033$  m ile bu sıcaklık farkı,

$$T_{\omega_0} - T_{\omega_i} \cong 0,002^{\circ} \text{C}$$

olarak bulunur  $k_i$  görüldüğü gibi bu fark ihmal edilebilecek düzeydedir. Yerel ve ortalama Nusselt sayıları aşağıdaki bağıntılar ile hesaplanır.

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot d_i}{k} \quad (3.16)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot d_i}{k} \quad (3.17)$$

DeneySEL bulguları kıyaslayabilmek amacıyla gelişmiş bölge Nusselt sayıları için Dittus-Boelter denklemi (Kakaç 1970),

$$Nu_{fd} = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.18)$$

ısı gelişme bölgesi ortalama Nusselt sayıları için ise (Kakaç 1970),

$$\overline{Nu} = 0,024 Re_d^{0,8} Pr^{0,3} \left[ \frac{d_i}{L} \right]^{0,054} \quad (3.19)$$

kullanılmıştır. Hesaplarda kullanılan parametrelerden Reynolds sayısı,

$$Re_d = \frac{U_m \cdot d_i}{\gamma} \quad (3.20)$$

ve Ortalama hız,

$$U_m = \frac{\dot{V}}{A_i} \quad (3.21)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Hacimsel debi; venturi-manometre düzeneği ile belirlenen basınç farkı  $D_p$  Bernoulli ve Süreklilik bağıntıları ile,

$$\dot{V} = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.22)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada sürtünme kayıpları ihmal edilerek venturi katsayısı 1.0 alınmıştır.

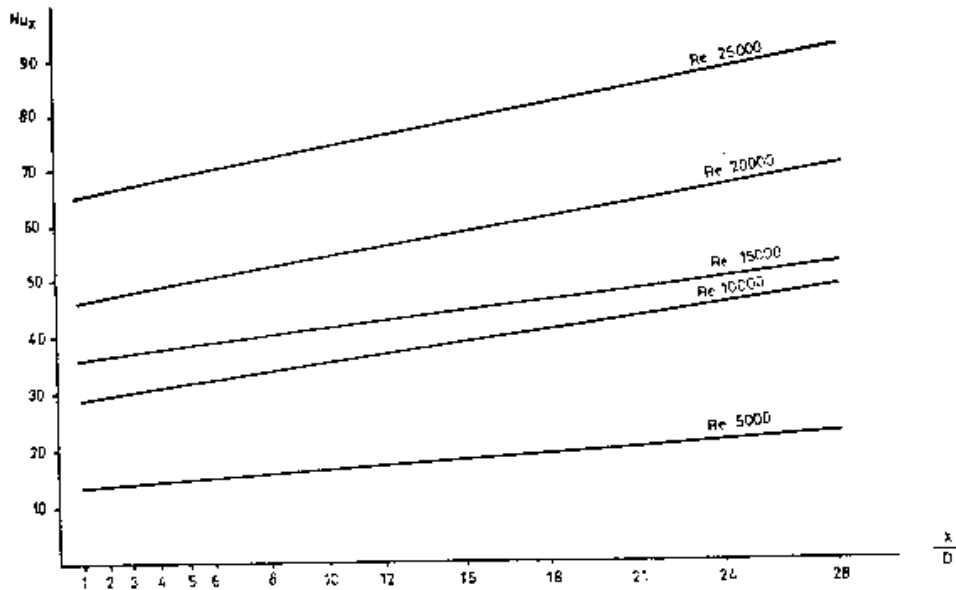
Hesaplamalarda kullanılan tüm akışkan parametreleri  $k$ ,  $r$ ,  $n$ ,  $Pr$  sabit kabul edilmiş ve ortalama yığık sıcaklıktaki değerleri gözönüne alınmıştır.

### 3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Daha önce 3. bölümde bahsedildiği gibi deneyler üç değişik blokaj oranı için değişik Reynolds sayılarında tekrarlanmıştır. Blokaj için kullanılan orifis plakalarının neden olduğu akış ayrılması ile ısı transferinde meydana gelen artışı belirleyebilmek için, ilk önce plakalar yerleştirilmeden boş borular ile deneyler yapılmıştır. Boş boru deneyleri ile elde edilen sonuçlar, kullanılan deney düzeneği ve genel olarak çalışmada kullanılan ölçme ve hesaplama yönteminin ne ölçüde sağlıklı sonuçlar verdiğinin de bir göstergesidir.

Blokajsız boru için farklı Reynolds sayıları ve farklı ısıtıcı güçleri ile tekrarlanan deneylerde test bölgesi boyunca belirlenen ortalama Nusselt sayıları ile (3.19) denklemi ile hesaplanan teorik ortalama Nusselt sayıları arasında iyi uyum olduğu gözlenmiştir. Örneğin;  $Re_d = 15000$  için, teorik ortalama Nusselt sayısı  $Nu=39.53$ , deney ile belirlenen ortalama Nusselt sayısı ise,  $Nu=42.57$ 'dir. Başka bir örnekte  $Re_d=5000$  için teorik olarak 16.4, deneysel olarak ise 16.21 olarak belirlenmiştir.

Ancak yerel Nusselt sayıları için ısı gelişme bölgesinde beklenen, başlangıçtan itibaren tam gelişmiş bölgede asimptotik bir değere doğru gittikçe azalan karakterde eğriler elde edilmemiştir. Şekil 6, blokajsız boru için yerel Nusselt sayılarının aksenal dağılımını farklı Reynolds sayıları için vermektedir. Görüldüğü gibi yerel Nusselt sayıları aksenal yönde hemen hemen doğrusal olarak artmaktadır. Gene şekilden, yerel Nusselt sayılarının Reynolds sayısı büyüdükçe, beklenildiği şekilde, arttığı görülmektedir.

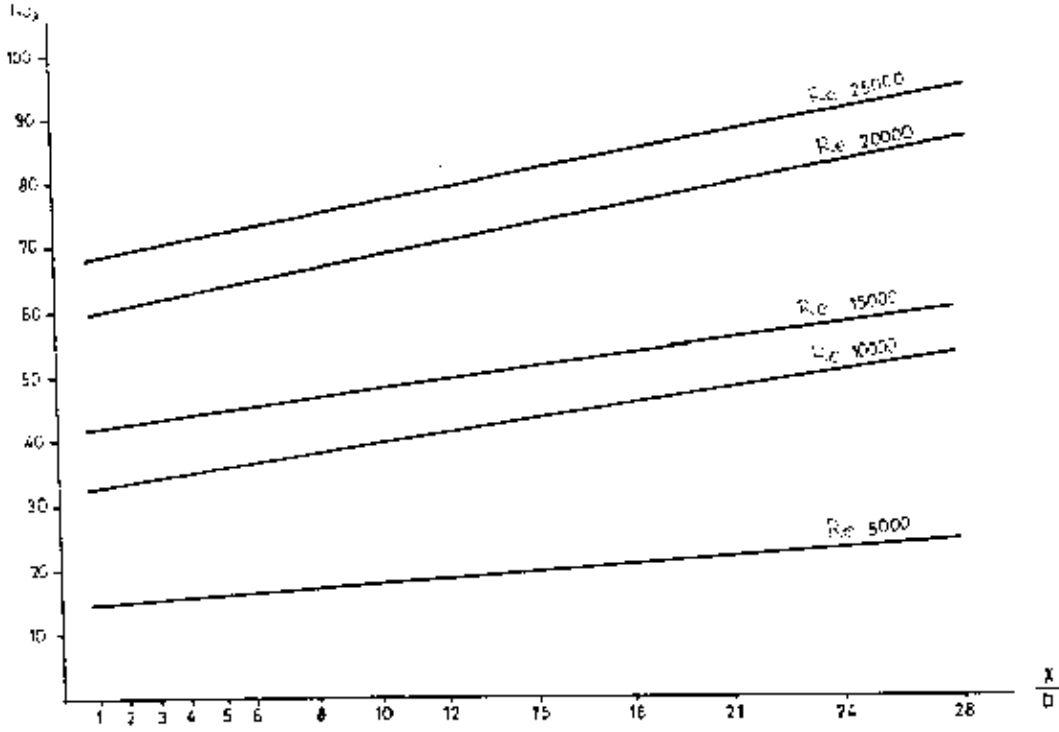


**Şekil 6. Blokajsız boruda Yerel Nusselt sayılarının boru boyunca dağılımı**

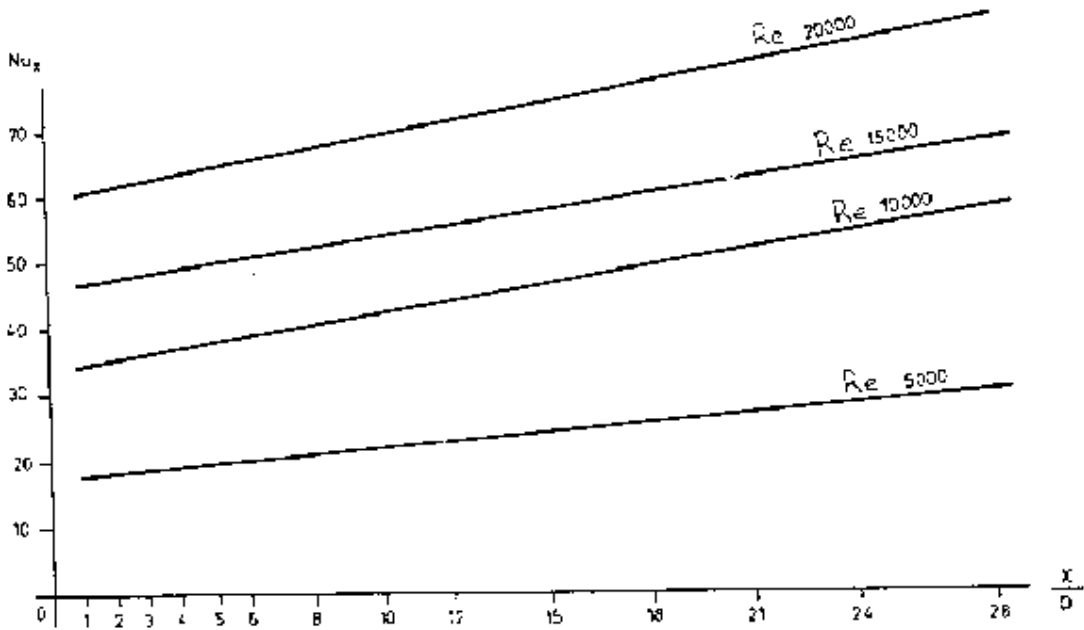
Blokajlı borularda yerel Nusselt sayılarının aksenal yönde dağılımını gösteren eğriler ise farklı blokaj oranları için



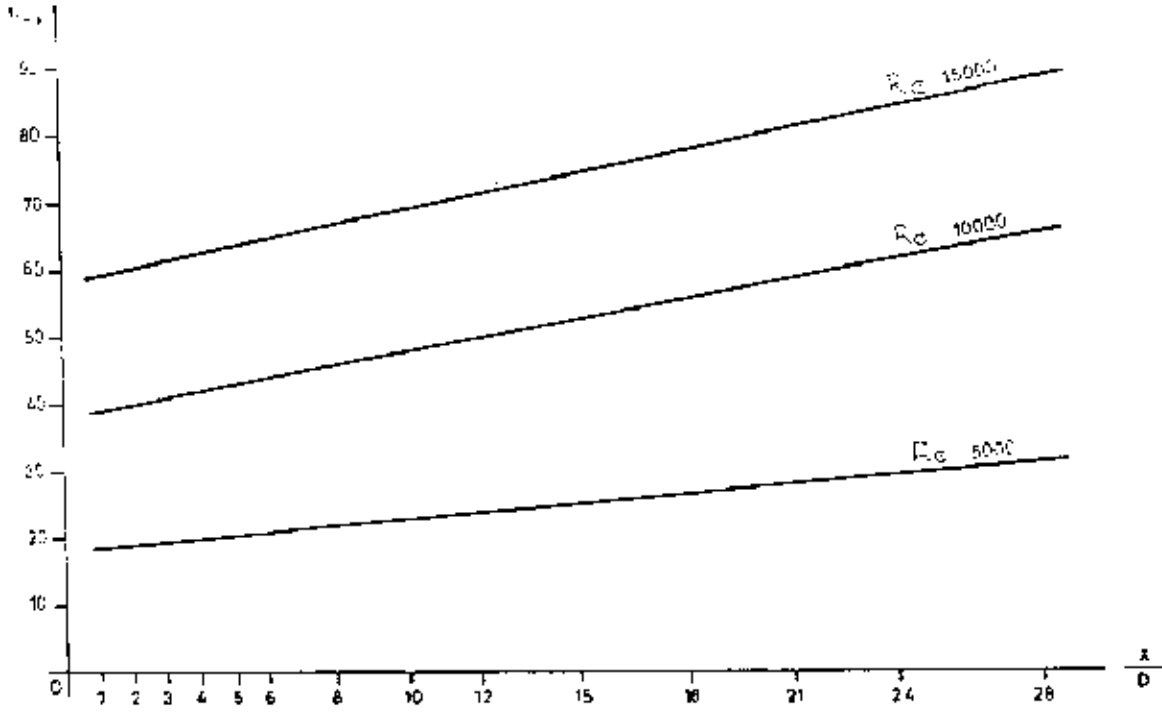
Şekil-7, 8 ve 9 da verilmiştir. Bu şekiller değişik Reynolds sayıları için parametrize edilmiştir. Şekillerden yerel Nusselt sayılarının aksel yönde, boş boru deney sonuçlarına benzer şekilde, doğrusal olarak arttığı görülmektedir. Aynı blokaj oranı için Reynolds sayısı arttıkça yerel Nusselt sayılarının da arttığı görülmektedir.



**Şekil 7. 1/4 Oranında blokajlı boruda Yerel Nusselt sayılarının boru boyunca dağılımı**

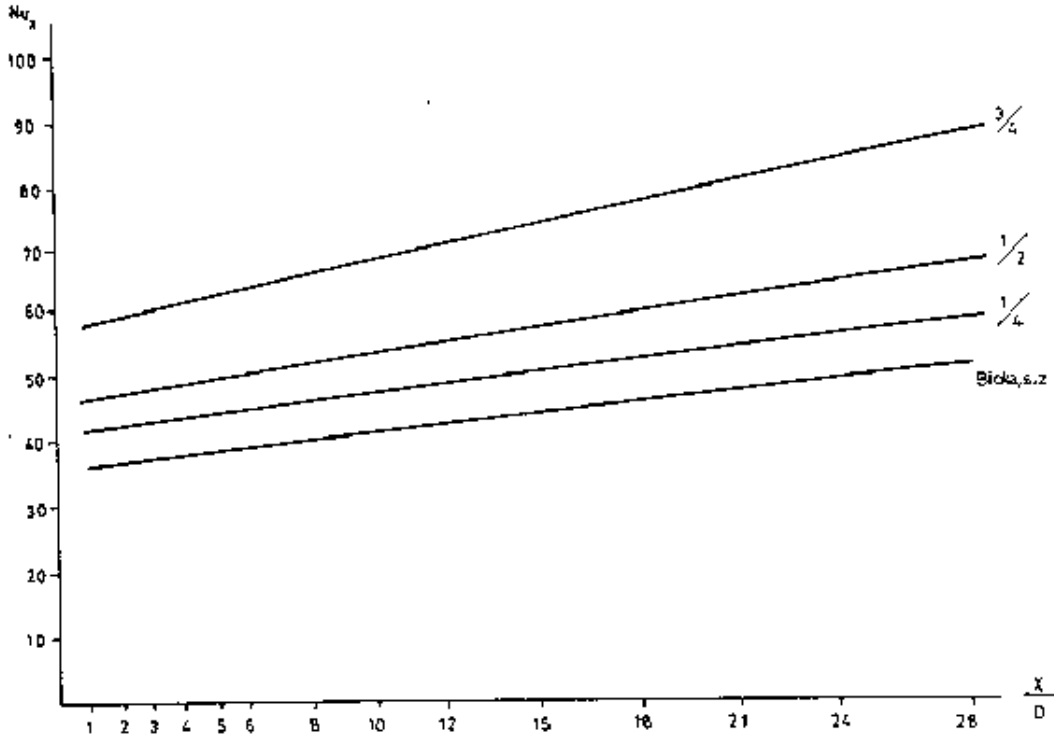


### Şekil 8. 1/2 Oranında blokajlı boruda Yerel Nusselt sayılarının boru boyunca dağılımı



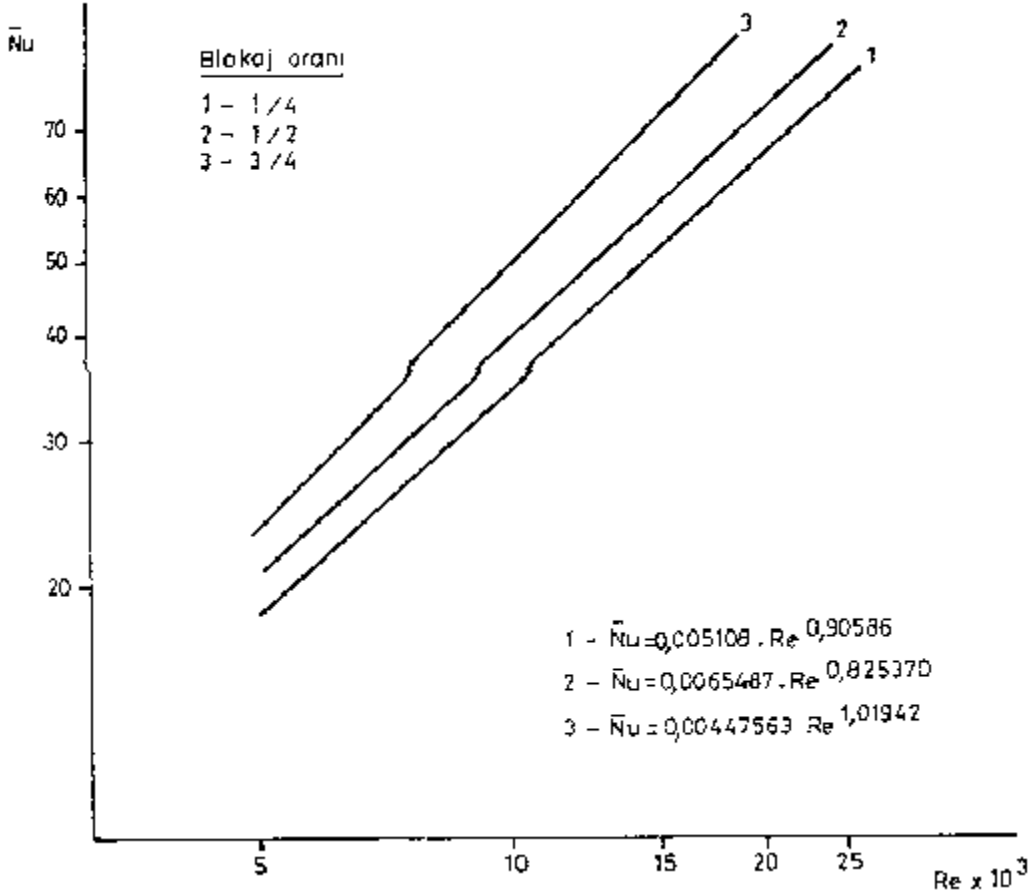
### Şekil 9. 3/4 Oranında blokajlı boruda Yerel Nusselt sayılarının boru boyunca dağılımı

Blokaj oranının ısı transferini ne ölçüde arttırdığını daha iyi görebilmek için ise Şekil-10 verilmiştir. Bu şekilde aynı Reynold sayısı ( $Re_D = 15000$ ) ve farklı blokaj oranları için yerel Nusselt sayılarının aksel dağılımı görülmektedir. Şeklin incelenmesinden, blokaj ve neden olduğu akış ayrılmasının yerel Nusselt sayılarını arttırdığı ve blokaj oranı büyüdükçe bu artışın daha fazla olduğu açıkça görülmektedir. Aynı şekilde çıkarılabilecek bir başka sonuç da, blokaj miktarındaki artışın ısı transferine etkisinin büyük blokaj oranları için daha fazla olduğudur. Şekilden görüldüğü gibi blokajsız boruya kıyasla, 1/2 oranında uygulanan blokaj ile yerel Nusselt sayılarında meydana gelen artış ile 1/2 ila 3/4 blokaj oranları arasında meydana gelen artışın hemen hemen aynı miktarda olduğu görülmektedir.



**Şekil 10. Re:15000 de farklı blokaj oranında Nusselt sayısının boru boyunca dağılımı**

Boru boyunca ortalama Nusselt sayılarının farklı blokaj oranlarında Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi Şekil 11'de görülmektedir. Beklenildiği gibi blokaj oranı arttıkça ortalama Nusselt sayıları da büyümektedir. Öte yandan bu şekildeki eğrilerin büyük blokaj oranları için daha dik bir eğime sahip olması, Reynolds sayılarındaki artışın büyük blokaj oranlarında ortalama Nusselt sayılarında daha fazla artışa neden olduğunu göstermektedir. Bu da büyük blokaj oranlarında, akış parametrelerinin ısı transferine etkisinin daha fazla hissedilir olduğunu göstermektedir. Ortalama Nusselt sayısı için değişik blokaj oranlarında Reynolds sayısına bağlı olarak, detayları Ek:18, 19, 20 de verilen regresyon analizi yapılmış ve korelasyonlar halinde belirlenmiştir. Bu ifadeler aynı şekil üzerinde görülmektedir.



**Şekil 11. Nu sayıları ile Re sayıları arasındaki ilişki**

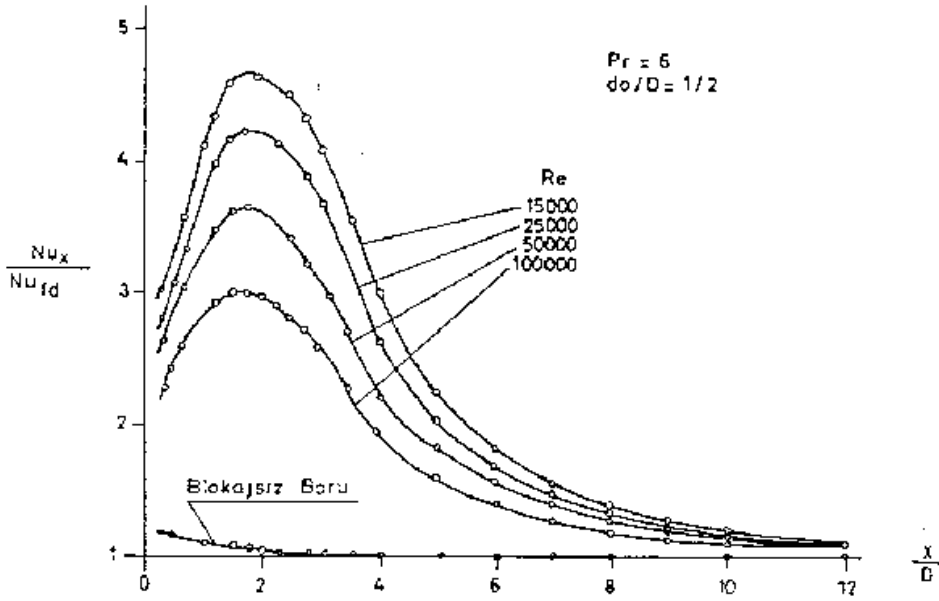
#### 4. TARTIŞMA

Bu çalışmada sabit yüzey ısı akısı ile ısıtılan bir borunun girişine yerleştirilen orifis şeklindeki blokaj elemanlarının türbülanslı akışta ısı transferine etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir.

1. Boru girişine yerleştirilen orifis plakalarının neden olduğu akış ayrılması, ısıl gelişme bölgesinde yerel ve ortalama Nusselt sayılarının artmasına neden olmaktadır.
2. Uygulanan blokaj oranı arttıkça ısı transferindeki artış da daha fazla olmaktadır.
3. Büyük blokaj oranlarında gerek blokaj miktarındaki ve gerekse Reynolds sayısındaki artışın ısı transferine etkisi, küçük blokaj oranlarına nazaran daha fazla hissedilmektedir. Bu da büyük blokaj oranlarında geometrik ve akış parametrelerinde sözkonusu olabilecek değişikliklerin ısı transferine etkisinin daha fazla olacağını göstermektedir.

Deneylerde elde edilen ortalama Nusselt sayıları ile denklem (3.19) dan hesaplanan teorik ortalama Nusselt sayıları arasında iyi bir uyum sağlanmakla birlikte, yerel Nusselt sayılarında beklenen sonuçlar elde edilememiştir. Daha önce bahsedildiği gibi, boş boru deneylerinde tam gelişmiş bölge değerine doğru asimptotik bir azalış gözlenmemiş, aksine artış görülmüştür.

Aynı şekilde blokajlı deneylerde de Krall (1966) da elde edilen ve Şekil 12'de görülen, önce bir maksimum değere artan ve daha sonra tam gelişmiş bölgedeki asimptotik değere doğru azalan karakterde eğriler elde edilememiştir.



**Şekil 12. Yerel Nusselt sayılarının aksenal dağılımı. Krall (1966)**

Bu uyumsuzlukların muhtemel bir nedeni deney düzeneği ve ölçme yöntemlerinin yerel özellikleri belirlemede yeterli hassasiyete sahip olmamasıdır. Buna rağmen ortalama ısı transferi karakteristiklerindeki iyi uyum, yerel özelliklerdeki yüksek hata oranlarının ortalama değerlerde düşmesi ve büyük ölçüde kamufle olması ile sağlanmış olabilir.

Diğer taraftan deneylerde kullanılan fanın kapasitesinin düşük olması Reynolds sayısının en çok 25000 değeri için deney yapılmasına olanak sağlamıştır ve bu değer büyük blokaj oranları için daha da düşmüştür. Gene deneylerin hava ile gerçekleştirilmesi ve havanın Prandtl sayısı nispeten küçük ( $Pr \approx 0.7$ ) bir akışkan olması da hassas sonuçlar alınmasını engellemiş olabilir. Daha büyük kapasiteli bir fan ile ve daha yüksek Prandtl sayısına sahip, örneğin su ( $Pr \approx 4-6$ ) ile yapılacak deneylerden daha iyi sonuçlar elde edilebilir, çünkü Nusselt sayısı hem Reynolds ve hem de Prandtl sayısı ile artmaktadır. Literatürde rastlanılan benzer çalışmaların çoğunda ısı transferi deneylerinde su kullanılmış, Reynolds sayısı ise oldukça yüksek değerlere (150.000-200.000) kadar artırılmıştır.

Çalışmada eksik olan bir diğer husus da basınç kaybı deneylerinin yapılamamış olmasıdır. Isı transferini, deneylerde kullanılan orifis plakaları ile ya da benzer bir yöntemle meydana getirilen ilave türbülans ile arttırmak basınç kaybını da büyük ölçüde arttıracaktır. Bu da fan ya da pompa gücünün artması demektir. Basınç kaybındaki artışın blokaj oranındaki artış oranı ile artacağı da beklenebilir. Gene Reynolds sayısı, dolayısıyla akışkanın borudaki hızı arttıkça basınç kaybı da büyüyecektir. Isı transferindeki artış ile basınç kaybındaki artış kıyaslanarak, herhangi bir Reynolds sayısı aralığında, hangi oranda blokaj uygulamanın gerektiğini belirlemek yönünde gerçekleştirilecek bir çalışma, bu çalışmayı tamamlayacak nitelikte olacaktır.

## 6. KAYNAKLAR

DAĞSÖZ, A.K., 1990. Isı Transferi. İTÜ, İstanbul.

FLETTI, E., G. ve KAYS, W., M., 1967. Heat Transfer in Separated, Reattached, and Redevelopment Regions Behind a Double Step at Entrance to a Flat Duct. Trans. ASME J. of Heat Tr., Vol. 88, 163-167.

HOLMAN, J., P., 1976. Heat Transfer, Mc Graw-Hill International Book Co.

KAKAÇ, S., Convective Heat Transfer, METU, ANKARA.

KAKAÇ, S. ve YENER, Y., 1979. Heat Conduction, METU Pub. No: 60, ANKARA.

6. KAKAÇ, S. 1970. Örneklerle Isı Transferi, ODTÜ, Yayın No: 27, ANKARA.
7. KORAM, K., K. ve SPARROW, E., M., 1978. Trbulent Heat Transfer Downstream of an Unsymmetric Blokage in a Tube. Trans. ASME J. of Heat Tr., Vol. 100, 588-594.
8. KALL, K., M. ve SPARROW, E., M., 1966. Turbulent Heat Transfer in the Separated, Reattached, and Redevelopment Regions of a Circular Tube. Trans. ASME J. of Heat Tr., Vol. 87, 131-136.
9. SPARROW, E., M., KORAM, K., K. ve CHARMCHI, M., 1980. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics Induced by a Slat Blockage in a Circular Tube. Trans. ASME J. of. Heat Tr., Vol. 102, 64-70.

## **EKLER**