

**T. C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EĞRİSEL YÜZEYLER ÜZERİNDEKİ AKIŞLARDA REYNOLDS VE PRANDTL
SAYILARININ NUSSELT SAYISINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ
Yük. Müh. ÖMER FARUK CAN**

**Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Program : Enerji
Tez Danışmanı : Doç. Dr. İhsan DAĞTEKİN**

TEMMUZ – 2011

T. C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EĞRİSEL YÜZEYLER ÜZERİNDEKİ AKIŞLARDA REYNOLDS VE PRANDTL
SAYILARININ NUSSELT SAYISINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ
Yük. Müh. ÖMER FARUK CAN
(05120201)

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Program : Enerji
Tez Danışmanı : Doç. Dr. İhsan DAĞTEKİN

TEMMUZ – 2011

T. C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EĞRİSEL YÜZEYLER ÜZERİNDEKİ AKIŞLARDA REYNOLDS VE PRANDTL
SAYILARININ NUSSELT SAYISINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ
ÖMER FARUK CAN
(05120201)

Bu tez, 01.07.2011 tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği/oyçokluğu ile başarılı/başarısız olarak değerlendirilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. İhsan DAĞTEKİN (Fırat Üniversitesi)
Üye : Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU (İnönü Üniversitesi)
Üye : Doç. Dr. Cevdet AKOSMAN (Fırat Üniversitesi)
Üye : Doç. Dr. Haydar EREN (Fırat Üniversitesi)
Üye : Yrd. Doç. Dr. Nevin ÇELİK (Fırat Üniversitesi)

İ. Dağtekin
Canbazoglu
Akosman
Haydar Eren
Nevin Çelik

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın hazırlanmasında bana her türlü yardımı gösteren ve bana çalışmalarımda yol gösteren Tez Danışmanım Doç. Dr. İhsan DAĞTEKİN' e sonsuz teşekkür eder saygılar sunarım. Tezin ilerlemesinde bilgilerini benden esirgemeyen Mekatronik Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyesi Yrd. Doç. Dr. Nevin ÇELİK' e, Makine Mühendisliği Bölüm Başkanı Prof. Dr. Yaşar BİÇER' e, Doç. Dr. Haydar EREN' e ve tüm öğretim üye ve elemanlarına teşekkür eder, saygılar sunarım. Ayrıca Dicle Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölüm Başkanı Doç. Dr. Orhan ÇAKIR' a ve Enerji Anabilim Dalı Başkanı Yrd. Doç. Dr. Hasan BAYINDIR' a ve tüm öğretim üye ve elemanlarına teşekkür ederim. Çalışmalarım süresince bana her türlü maddi ve manevi desteği esirgemeyen eşime ve aileme sonsuz teşekkür ederim.

Ömer Faruk CAN
ELAZIĞ - 2011

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	I
İÇİNDEKİLER.....	II
ÖZET.....	V
ABSTRACT.....	VII
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	IX
TABLolar LİSTESİ.....	XVIII
SİMGELER LİSTESİ.....	XXI
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. SAYISAL ÇALIŞMANIN TANITILMASI.....	8
3.1. Ana Denklemler.....	8
3.1.1. Laminar Akış İçin Ana Denklemler.....	9
3.1.2. Türbülanslı Akış İçin Ana Denklemler.....	10
3.2. Türbülans Modelleri	12
3.2.1. Standart k- ϵ Model.....	13
3.2.2. RNG k- ϵ Türbülans Modeli.....	15
3.2.3. k- ω ve SST Türbülans Modelleri.....	15
3.3.Çalışmada Kullanılan Matematiksel Model.....	17
3.3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).....	18
3.3.2. Sonlu Hacimler Yöntemi.....	18
3.3.3. Denklemlerin Çözümü.....	20
3.4. Sayısal Analiz Sonuçlarının Doğrulanması.....	22
3.4.1. Silindir Yüzey Üzerinden Çapraz Akış.....	23
3.5. Silindirik Geometrinin Modellenmesi.....	29
3.6. Silindirik Modelin Elemanlara Ayrılması.....	30
3.7. Modelin Sınır Şartlarının ve Malzeme Özelliklerinin Girilmesi.....	35
3.8. Programın Çalıştırılması ve Çözüm İşlemi.....	38
3.9. Sonuçların Elde Edilmesi.....	41
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	42
4.1. Silindir Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar.....	42

4.1.1. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı.....	42
4.1.2. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi	56
4.1.3. Direnç Katsayısının Elde Edilmesi.....	60
4.1.4. Art İzi Mesafesinin Elde Edilmesi.....	61
4.1.5. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi.....	63
4.2. Dış Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar.....	67
4.2.1. Dış Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 1$)	69
4.2.1.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi.....	70
4.2.1.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı.....	72
4.2.1.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi.....	81
4.2.1.4. Direnç Katsayıları, C_D	83
4.2.1.5. Art İzi Mesafesinin Elde Edilmesi	84
4.2.1.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi.....	84
4.2.2. Dış bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 2$)	87
4.2.2.1. Optimum düğüm Sayısının Elde Edilmesi.....	88
4.2.2.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı.....	89
4.2.2.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi	97
4.2.2.4. Direnç Katsayıları, C_D	98
4.2.2.5. Art İzi Mesafeleri.....	99
4.2.2.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi.....	99
4.2.3. Dış Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 4$)	103
4.2.3.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi.....	103
4.2.3.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı.....	104
4.2.3.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi	111
4.2.3.4. Direnç Katsayıları, C_D	113
4.2.3.5. Art İzi Mesafeleri.....	113
4.2.3.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi.....	113
4.3. İç Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar.....	117
4.3.1. İç Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 1$).....	119
4.3.1.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi.....	119
4.3.1.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı.....	121
4.3.1.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi	127

4.3.1.4. Direnç Katsayıları, C_D	129
4.3.1.5. Art İzi Mesafeleri.....	129
4.3.1.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi.....	130
4.3.2. İç Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 2$).....	134
4.3.2.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi.....	134
4.3.2.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı.....	135
4.3.2.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi	142
4.3.2.4. Direnç Katsayıları, C_D	144
4.3.2.5. Art İzi Mesafeleri.....	144
4.3.2.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi.....	145
4.3.3. İç Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 4$)	149
4.3.3.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi.....	149
4.3.3.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı.....	150
4.3.3.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi	157
4.3.3.4. Direnç Katsayıları, C_D	159
4.3.3.5. Art İzi Mesafeleri.....	159
4.3.3.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi.....	160
5. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	164
5.1. Yerel Nusselt Sayıları.....	164
5.2. Ortalama Nusselt Sayıları.....	165
5.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntılar ve Bağlıntı Katsayıları.....	166
5.4. Direnç Katsayıları, C_D	167
5.5. Art İzi Mesafeleri.....	167
5.6. Öneriler.....	168
6. KAYNAKLAR.....	169
EK-1. Çalışmada kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri.....	178
EK – 2. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları.....	179
ÖZGEÇMİŞ.....	180

ÖZET

Doktora Tezi

EĞRİSEL YÜZEYLER ÜZERİNDEKİ AKIŞLARDA REYNOLDS VE PRANDTL SAYILARININ NUSSELT SAYISINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖMER FARUK CAN

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

2011, Sayfa: 180

Bu çalışmada silindir, iç bükey ve dış bükey yüzeyler üzerinden laminar ve türbülanslı akış sayısal olarak incelenmiştir. Adı geçen geometriler için Prandtl ve Reynolds sayılarının Nusselt sayısı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Laminar ve türbülanslı akış için Reynolds sayısının geniş bir aralığında ($4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$) çalışılmıştır. Çalışmada akışkan olarak Prandtl sayıları 0.234 – 3431 aralığında değişen hava, NH_3 , civa, freon, etilen glikol ve motor yağı kullanılmıştır. İç bükey ve dış bükey yüzeylerin eğrilik boyutları değiştirilerek yeni bir boyutsuz parametre ($R_r = R_{\max}/R_{\min}$) tanımlanmış ve bu parametrenin 3 farklı değeri için sonuçlar elde edilmiştir.

Sayısal çalışma için ANSYS CFX 11.0 paket programı kullanılmıştır. Geometrik model oluşturulması ve oluşturulan modelin sonlu elemanlara ayırma işlemi ANSYS Workbench programıyla gerçekleştirilmiştir.

Türbülans modeli olarak Shear Stress Transport Model (SST) kullanılmıştır. Bu model standart k- ϵ model ve k- ω modelleri ile kıyaslanmıştır.

İlk olarak sayısal sonuçları doğrulamak için literatürde yaygın olarak çalışılmış silindir üzerindeki akış ve ısı transferi farklı Prandtl ve Reynolds sayılarındaki farklı akışkanlar için incelenip literatürle karşılaştırılmıştır. Daha sonra literatürde yaygın olmayan iç bükey

ve dış bükey geometri üzerindeki akış farklı Prandtl ve Reynolds sayılarında detaylı olarak incelenmiştir.

Sonuçlar hız, sıcaklık ve basınç eşçizgileri, yerel ve ortalama Nusselt sayısı, direnç katsayısı ve art izi mesafesi biçiminde sunulmuştur. Ayrıca her bir geometri için Reynolds ve Prandtl sayılarına bağlı olarak ortalama Nusselt sayıları için $\overline{Nu} = aRe^bPr^c$ şeklinde bağıntılar elde edilmiştir.

Sonuç olarak, Re ve Pr sayılarının artmasıyla yerel ve ortalama Nusselt sayıları arttığı ve dikey yöndeki eğriliğin artmasıyla yerel ve ortalama Nusselt sayılarının, direnç katsayılarının ve art izi mesafelerinin arttığı görülmüştür. İç bükey ve dış bükey yüzeylerin $R_r = 1$ durumu için ortalama Nusselt sayısı değerlerinin en düşük değerleri aldığı, benzer şekilde iç bükey ve dış bükey yüzeylerin ($R_r = 4$) durumu için ise en yüksek değerleri aldığı tespit edilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı için elde edilen bağıntılarda Prandtl sayısının etkisinin ihmal edilemeyecek düzeyde olduğu gözlemlenmiştir. Ortalama Nusselt sayısı için elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel verilerle kıyaslanmış ve oldukça uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Silindir ve dış bükey yüzey üzerinden akışta yüksek Reynolds sayılarında yerel Nusselt sayılarının 2 farklı minimum noktadan geçtiği, iç bükey üzerinden akışta minimum noktanın oluşmadığı görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Silindir Yüzey, Dış Bükey Yüzey, İç Bükey Yüzey, Yerel Nusselt Sayısı, Ortalama Nusselt Sayısı, Direnç Katsayısı

ABSTRACT

PhD. Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF REYNOLDS AND PRANDTL NUMBERS ON NUSSELT NUMBER IN THE FLOW AROUND CURVED SURFACES

ÖMER FARUK CAN

Firat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

2011, Page: 180

In this study, laminar and turbulent flow were examined numerically on the cylindrical, concave and convex curved surfaces. Effects of Prandtl and Reynolds numbers on Nusselt number for these geometries were investigated. A wide range of Reynolds number between 4×10^4 and 4×10^5 was chosen for both laminar and turbulent flow. Air, NH_3 , mercury, freon, ethylene glycol and motor oil whose Prandtl numbers changing from 0.234 to 3431 were taken as working fluid for the analysis. A new nondimensional parameter ($R_r = R_{\max}/R_{\min}$) was defined changing dimensions of curvature of concave and convex surfaces, and numerical solutions were obtained for three different cases of R_r

For numerical analysis ANSYS CFX 11.0 software program was used. Geometry and mesh structure of the models were created in the Workbench package program.

Shear Stress Transport (SST) was chosen as turbulent model. This model was compared to standard $k-\varepsilon$ and $k-\omega$ models.

Firstly, in order to verify numerical results fluid flow and heat transfer over a cylindrical surface which is widely studied in the literature was investigated for different Reynolds and Prandtl numbers, and the obtained results were compared with literature values. Secondly, the fluid flow and heat transfer over both concave and convex surfaves

which were rarely studied in the literature were examined for different Reynolds and Prandtl number numerically.

The results obtained were presented as velocity, temperature and pressure contours, local and average Nusselt numbers, drag coefficients, wake length. In addition, average Nusselt number correlations ($\overline{Nu} = aRe^bPr^c$) were obtained for different geometrical cases depending on Reynolds and Prandtl numbers.

As a result, it is found that with the increase of Re and Pr numbers local and mean Nu numbers increase and with the increase of vertical curvature of geometry local and mean Nu numbers, drag coefficients, the length of wake region increase. It was found that the lower values of mean Nusselt number were obtained in both concave and convex surfaces for $R_r = 1$, while the highest values of mean Nusselt number were obtained in both concave and convex surfaces for $R_r = 4$. It was observed that in obtaining correlations for mean Nusselt numbers the effect of Pr number cannot be neglected. It was found that the obtained numerical results for mean Nusselt number have good a agreement for experimental results in the literature. Further, it was observed that at high Reynolds numbers for the flow over both cylinder and convex surfaces mean Nusselt numbers have two different minimum but for the concave surface no any minimum are obtained.

Keywords: Cylindrical Surface, Concave Surface, Convex Surface, Local Nusselt Number, Average Nusselt Number, Drag Coefficient

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa no:

Şekil 3.1. Silindir yüzey üzerinden türbülanslı dış akış	8
Şekil 3.2. Türbülanslı akışta sıcaklığın zamanla değişimi.....	10
Şekil 3.3.a. Silindirik model için boyutlar.....	29
Şekil 3.3.b. Silindirik geometrinin modellenmesi.....	30
Şekil 3.4. Silindirik model için optimum düğüm sayısının tespiti.....	32
Şekil 3.5. Farklı y^+ mesafeleri için yerel Nusselt sayılarının değişimi.....	34
Şekil 3.6.a. Silindirik model için ağ yapısı.....	34
Şekil 3.6.b. Silindirik model için ağ yapısı.....	35
Şekil 3.6.c. Silindirik model için ağ yapısı.....	35
Şekil 3.7. Modelin sınır şartlarının girilmesi.....	36
Şekil 3.8. Türbülans modellerinin kıyaslanması.....	37
Şekil 3.9. Isı transferi için yakınsama eğrisi.....	40
Şekil 3.10. u momentum, v momentum ve basınç için yakınsama eğrileri.....	41
Şekil 4.1. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 0.708$).....	43
Şekil 4.2. Silindir yüzey üzerinden akışta NH_3 için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 0.877$).....	43
Şekil 4.3. Silindir yüzey üzerinden akışta civa için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 0.234$).....	44
Şekil 4.4. Silindir yüzey üzerinden akışta freon için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 3.5$).....	44
Şekil 4.5. Silindir yüzey üzerinden akışta etilen glikol için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 103$).....	45
Şekil 4.6. Silindir yüzey üzerinden akışta motor yağı için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 3431$).....	46
Şekil 4.7. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$).....	47
Şekil 4.8. Silindir yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$).....	48

Şekil 4.9. Silindir yüzey üzerinden akışta civa için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$).....	48
Şekil 4.10. Silindir yüzey üzerinden akışta freon için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$).....	50
Şekil 4.11. Silindir yüzey üzerinden akışta etilen glikol için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$).....	50
Şekil 4.12. Silindir yüzey üzerinden akışta motor yağı için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$).....	51
Şekil 4.13. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$).....	52
Şekil 4.14. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$).....	52
Şekil 4.15. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 11 \times 10^4$).....	53
Şekil 4.16. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 14 \times 10^4$).....	54
Şekil 4.17. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$).....	54
Şekil 4.18. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 3 \times 10^5$).....	55
Şekil 4.19. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için	
yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$).....	55
Şekil 4.20. Silindir yüzey üzerinden akışta civa için ortalama Nusselt sayısının	
değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 0.234$).....	59
Şekil 4.21. Silindir yüzey üzerinden akışta motor yağı için ortalama Nusselt sayısının	
değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 3431$).....	60
Şekil 4.22.a. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi	
($Pr = 0.708, Re = 4 \times 10^4$).....	62
Şekil 4.22.b. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için akım çizgileri	
($Pr = 0.708, Re = 4 \times 10^4$).....	63
Şekil 4.23. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri	
($Pr = 0.708, Re = 4 \times 10^4$).....	64

Şekil 4.24.a. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$).....	64
Şekil 4.24.b. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$).....	65
Şekil 4.25.a. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$).....	65
Şekil 4.25.b. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$).....	66
Şekil 4.26. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$).....	66
Şekil 4.27. Dış bükey yüzey üzerinden akış için boyutlar.....	67
Şekil 4.28. Dış bükey yüzey üzerinden akış için 3 farklı durumun simetri olarak görünüşü.....	69
Şekil 4.29. Dış bükey yüzeyin modellenmesi ($R_r = 1$).....	70
Şekil 4.30.a. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 1$).....	71
Şekil 4.30.b. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 1$).....	72
Şekil 4.31. Dış bükey ve iç bükey geometriler için açısal değişim.....	73
Şekil 4.32. Dış bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 1$).....	74
Şekil 4.33. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 1$).....	74
Şekil 4.34. Dış bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 1$).....	75
Şekil 4.35. Dış bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 1$).....	76
Şekil 4.36. Dış bükey yüzey üzerinden akışta etilen glikol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 1$).....	76
Şekil 4.37. Dış bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 1$).....	77
Şekil 4.38. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	78

Şekil 4.39. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	78
Şekil 4.40. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 1$).....	79
Şekil 4.41. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 1$).....	80
Şekil 4.42. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	84
Şekil 4.43. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	85
Şekil 4.44.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	85
Şekil 4.44.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	86
Şekil 4.45. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	86
Şekil 4.46. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	87
Şekil 4.47.a. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 2$).....	88
Şekil 4.47.b. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 2$).....	89
Şekil 4.48. Dış bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 2$).....	90
Şekil 4.49. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 2$).....	90
Şekil 4.50. Dış bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 2$).....	91
Şekil 4.51. Dış bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 2$).....	92
Şekil 4.52. Dış bükey yüzey üzerinden akışta etilen glikol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 2$).....	92
Şekil 4.53. Dış bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 2$).....	93

Şekil 4.54. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	94
Şekil 4.55. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	94
Şekil 4.56. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 2$).....	95
Şekil 4.57. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 2$).....	95
Şekil 4.58. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	99
Şekil 4.59. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	100
Şekil 4.60.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	100
Şekil 4.60.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	101
Şekil 4.61. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	101
Şekil 4.62. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	102
Şekil 4.63.a. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 4$).....	103
Şekil 4.63.b. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 4$).....	104
Şekil 4.64. Dış bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 4$).....	104
Şekil 4.65. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 4$).....	105
Şekil 4.66. Dış bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 4$).....	106
Şekil 4.67. Dış bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 4$).....	106
Şekil 4.68. Dış bükey yüzey üzerinden akışta etilen glikol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 4$).....	107

Şekil 4.69. Dış bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 4$).....	108
Şekil 4.70. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	108
Şekil 4.71. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	109
Şekil 4.72. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 4$).....	110
Şekil 4.73. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 4$).....	110
Şekil 4.74. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	114
Şekil 4.75. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	114
Şekil 4.76.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	115
Şekil 4.76.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	115
Şekil 4.77. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	116
Şekil 4.78. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	116
Şekil 4.79. İç bükey yüzey üzerinden akış için boyutlar.....	117
Şekil 4.80. İç bükey yüzey üzerinden akış için 3 farklı durumun simetri olarak görünüşü.....	119
Şekil 4.81.a. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 1$).....	120
Şekil 4.81.b. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 1$).....	120
Şekil 4.82. İç bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 1$).....	121
Şekil 4.83. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 1$).....	122

Şekil 4.84. İç bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Pr} = 0.877$, $R_r = 1$).....	122
Şekil 4.85. İç bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Pr} = 3.5$, $R_r = 1$).....	123
Şekil 4.86. İç bükey yüzey üzerinden akışta etilen glikol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Pr} = 103$, $R_r = 1$).....	123
Şekil 4.87. İç bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Pr} = 3431$, $R_r = 1$).....	124
Şekil 4.88. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Re} = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	125
Şekil 4.89. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Re} = 7 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	125
Şekil 4.90. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Re} = 2 \times 10^5$, $R_r = 1$).....	126
Şekil 4.91. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Re} = 4 \times 10^5$, $R_r = 1$).....	126
Şekil 4.92. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($\text{Pr} = 0.708$, $\text{Re} = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	131
Şekil 4.93. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($\text{Pr} = 0.708$, $\text{Re} = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	131
Şekil 4.94.a. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($\text{Pr} = 0.708$, $\text{Re} = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	132
Şekil 4.94.b. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($\text{Pr} = 0.708$, $\text{Re} = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	132
Şekil 4.95. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($\text{Pr} = 0.708$, $\text{Re} = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	133
Şekil 4.96. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi ($\text{Pr} = 0.708$, $\text{Re} = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$).....	133
Şekil 4.97.a. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 2$).....	135
Şekil 4.97.b. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 2$).....	135
Şekil 4.98. İç bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Pr} = 0.234$, $R_r = 2$).....	136

Şekil 4.99. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 2$).....	136
Şekil 4.100. İç bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 2$).....	137
Şekil 4.101. İç bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 2$).....	137
Şekil 4.102. İç bükey yüzey üzerinden akışta etilen glikol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 2$).....	138
Şekil 4.103. İç bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 2$).....	138
Şekil 4.104. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	139
Şekil 4.105. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	140
Şekil 4.106. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 2$).....	140
Şekil 4.107. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 2$).....	141
Şekil 4.108. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	146
Şekil 4.109. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	146
Şekil 4.110.a. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	147
Şekil 4.110.b. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	147
Şekil 4.111. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	148
Şekil 4.112. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$).....	148
Şekil 4.113.a. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 4$).....	150
Şekil 4.113.b. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 4$).....	150

Şekil 4.114. İç bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 4$).....	151
Şekil 4.115. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 4$).....	151
Şekil 4.116. İç bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 4$).....	152
Şekil 4.117. İç bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 4$).....	152
Şekil 4.118. İç bükey yüzey üzerinden akışta etilen glikol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 4$).....	153
Şekil 4.119. İç bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 4$).....	153
Şekil 4.120. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	154
Şekil 4.121. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	155
Şekil 4.122. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 4$).....	155
Şekil 4.123. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 4$).....	156
Şekil 4.124. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	161
Şekil 4.125. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	161
Şekil 4.126.a. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	162
Şekil 4.126.b. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	162
Şekil 4.127. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	163
Şekil 4.128. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$).....	163

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa no:

Tablo 3.1. Farklı Reynolds sayıları için a ve b sabitleri.....	24
Tablo 3.2. Farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için c ve m sabitleri.....	24
Tablo 3.3. Farklı Reynolds sayıları için c ve m sabitleri.....	25
Tablo 3.4. Farklı Reynolds sayıları için c ve m sabitleri.....	25
Tablo 3.5. Silindirik model için optimum değerler.....	31
Tablo 3.6. Çözüm için yakınsama değerleri (149. iterasyon).....	38
Tablo 3.7. Değişkenlerin en düşük ve en yüksek değerleri (149. iterasyon)	39
Tablo 4.1. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri.....	57
Tablo 4.2. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri.....	58
Tablo 4.3. Silindir yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları.....	61
Tablo 4.4. Silindir yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri.....	62
Tablo 4.5. Dış bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 1$).....	71
Tablo 4.6. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 1$).....	81
Tablo 4.7.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 1$).....	82
Tablo 4.7.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 1$).....	83
Tablo 4.8. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 1$).....	83
Tablo 4.9. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri ($R_r = 1$).....	84
Tablo 4.10. Dış bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 2$).....	88
Tablo 4.11. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 2$).....	96
Tablo 4.12.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 2$).....	97
Tablo 4.12.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 2$).....	98

Tablo 4.13. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 2$).....	98
Tablo 4.14. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri ($R_r = 2$).....	99
Tablo 4.15. Dış bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 4$).....	103
Tablo 4.16. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 4$).....	111
Tablo 4.17. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 4$).....	112
Tablo 4.18. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 4$).....	113
Tablo 4.19. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri ($R_r = 4$).....	113
Tablo 4.20. İç bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 1$).....	120
Tablo 4.21. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 1$).....	127
Tablo 4.22. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 1$).....	128
Tablo 4.23. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 1$).....	129
Tablo 4.24. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri ($R_r = 1$).....	129
Tablo 4.25. İç bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 2$).....	134
Tablo 4.26 İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 2$).....	142
Tablo 4.27. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 2$).....	143
Tablo 4.28. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 2$).....	144
Tablo 4.29. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen art izi değerleri ($R_r = 2$).....	144
Tablo 4.30. İç bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 4$).....	149
Tablo 4.31. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 4$).....	157
Tablo 4.32. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 4$).....	158
Tablo 4.33. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 4$).....	159

Tablo 4.34. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz

art izi değerleri ($R_f = 4$).....159

SİMGELER LİSTESİ

a	: Bağlantı katsayısı (Denklem 2.1)
A	: Alan (m^2)
$A_{\text{ön}}$	: Ön izdüşüm alanı (m^2)
b	: Bağlantı katsayısı (Denklem 2.1)
c	: Bağlantı katsayısı (Denklem 2.1)
C_D	: Direnç katsayısı (-)
C_P	: Özgül ısı (kJ/kgK)
D	: Çap (m)
F_x	: x eksenini yönündeki direnç kuvveti (N)
F_D	: Direnç kuvveti (N)
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	: Isı transfer katsayısı (W/m^2K)
H_i	: İzaflı hata (%)
k	: Isı iletim katsayısı (W/m^0C)
L	: Uzunluk (m)
L_1	: Art izi mesafesi (m)
Ma	: Mach sayısı (V/a)
Nu	: Nusselt sayısı (hD/k)
P	: Basınç (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı ($C_p\mu/k$)
$\dot{q}$	: Isı akısı (W/m^2)
Re	: Reynolds sayısı ($u_\infty L/\nu$)
Re_D	: Dairesel borular için Reynolds sayısı ($u_\infty D/\nu$)
R_r	: Yarıçap oranı ($R_{\text{max}}/R_{\text{min}}$)
R^2	: Regrasyon katsayısı (-)
S_{ij}	: Rotasyon tensörü (-)
t	: Zaman (s)
T	: Sıcaklık (0C)
T_w	: Cidar sıcaklığı (0C)

T_f	: Film sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
u	: x eksenı yönündeki hız (m/s)
u_s	: Sürtünme hızı (m/s)
v	: y eksenı yönündeki hız (m/s)
w	: z eksenı yönündeki hız (m/s)
W_{ij}	: Rotasyon tensörü (-)
x	: Koordinat
x_1	: Modelin girişinden ön durma noktasına olan uzaklık (m)
y	: Koordinat
y^+	: Ağ örgüsü ile duvar arasındaki boyutsuz uzaklık (-)
z	: Koordinat
θ^0	: Açısal değışim (derece)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
μ	: Dinamik viskozite (Pa.s)
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
Φ	: Dissipasyon terimi (Denklem 3.20)
η	: Denklem sabiti (Denklem 3.25)
β	: Denklem sabiti (Denklem 3.25)
ε	: Yayılma hızı (Denklem 3.16) (m/s)
σ	: Normal gerilme (Pa)
τ	: Kayma gerilmesi (Pa)

Alt İndisler

∞	: Sonsuz
0	: Başlangıç değeri
t	: Türbölans
r	: Yarıçap
min	: Minimum
max	: Maksimum

Üst İndisler

—	: Zaman ortalama değeri
'	: Türbölans çalkantı değeri

1. GİRİŞ

Mühendisliğin birçok alanında farklı geometriler üzerinden akış uygulamalarını görmek mümkündür. Taşıtlar, elektrik hatları, ağaçlar ve su altı boru hatları üzerine etki eden direnç kuvveti; uçak kanatlarının oluşturduğu kaldırma; yağmur, kar ve dolu taneciklerinin, toz parçacıklarının şiddetli rüzgârlarda yukarı doğru sürüklenmesi; kan akışı ile alyuvarların taşınması; sıvı damlacıklarının spreylerle sürüklenmesi ve yayılması; akışkan içinde hareket eden cisimlerin oluşturduğu titreşim ve gürültü örnek olarak verilebilir. Dolayısıyla dış akışların detaylı olarak incelenmesi uçaklar, arabalar, binalar, gemiler, denizaltılar ve türbinler gibi birçok mühendislik sisteminin tasarımı bakımından önemlidir. Örneğin son model arabalar aerodinamiğe önem verilerek tasarlanmaktadır. Bu durum, arabaların yakıt tüketiminde, gürültüde ve aracın kontrolünde önemli oranda iyileşme sağlamıştır [1].

Akışkan bazı durumlarda (bina üzerinden esen rüzgâr gibi) durağan bir cisim üzerinden hareket eder. Bazen de cisim (hava içerisinde hareket eden kurşun ya da araba gibi), durgun akışkan içerisinde hareket eder. Görünüşte farklı olan bu iki olay aslında birbirine denktir. Çünkü önemli olan akışkan ile cisim arasındaki bağıl harekettir. Bu hareketlere genel olarak cisimler üzerinden akış ya da dış akış diyebiliriz. Dış akışlarda cismin şeklinin, cisim üzerinden olan akış ve hız alanı üzerinde önemli bir etkisi vardır [1].

Dış akışlarda sürtünme ve direnç kavramları en önemli parametrelerdir. Bir genel akım hareketi içine konmuş bir cisme akış yönünde etkiyen kuvvete direnç kuvveti denir. Direnç kuvvetinin iki ayrı orijini mevcuttur. Bunlardan birincisi cidar üzerindeki sürtünme gerilmeleri ikincisi de cidara etkiyen basınç kuvvetleridir [2]. Direnç, tıpkı sürtünme gibi arzu edilmeyen bir durumdur. Direnci en aza indirmek tasarım ve mühendislik açısından önem taşır. Direncin azaltılması arabalarda, denizaltılarında ve uçaklarda yakıt tüketiminin azaltılması; sert rüzgârlara maruz kalan yapıların güvenliğinin artırılması, gürültü ve titreşimin azaltılması ile yakından ilgilidir. Direnç ve kaldırmanın büyük oranda cismin şekline bağlı olduğuna ve şekil değişikliğine neden olan bir etkinin, direnç ve kaldırma üzerinde de büyük bir etkisinin olacağına dikkat edilmelidir. Örnek olarak uçak kanatlarındaki kar toplanması ve buz oluşumu; kaldırma olayı için önemli miktarda kayba yol açacak biçimde kanadın şeklini değiştirebilir. Bu olgu birçok uçağın irtifa kaybetmesine, düşmesine ya da kalkışını iptal etmesine neden olmaktadır [1, 2].

Farklı geometriler üzerinden çapraz akış durumu için ısı transferinin etkisi, uzun yıllar boyunca deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmalarda daire, kare, üçgen gibi çeşitli geometriler ele alınmıştır. Sabit ısı akısı ya da sabit sıcaklık sınır şartlarında akışkan ile cidar arasındaki ısı transferi yaygın bir şekilde çalışılmaktadır. Çalışmaların temelini ısı transferi yapılarını belirlemede kullanılan; Nusselt, Prandtl ve Reynolds sayılarının birbiri arasındaki ilişkileri oluşturmaktadır. Özellikle de Prandtl ve Reynolds sayılarının Nusselt sayısı üzerindeki etkileri dış akışlarda detaylı olarak incelenmektedir. Fakat bu alanda en çok araştırma dairesel silindir üzerinden akış durumu için yapılmıştır. Bunun nedeni dairesel silindirlerin ısı değiştirgeçleri, ısı ve mekanik sistemler, elektriksel sistemler gibi pek çok kullanım alanına sahip olmasıdır. Dairesel silindir üzerinden hava akışı geniş çaplı olarak araştırılmasına rağmen, farklı akışkanlar detaylı olarak araştırılmamıştır. Geçmiş yıllarda dairesel silindir üzerinden ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Bu çalışmada farklı geometrilerdeki cisimler üzerinden dış akış problemi, özellikle de eğrilik yarıçapı değişken olan iç bükey ve dış bükey yüzeylerin sabit sıcaklık sınır şartı altında akış ve ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma 5 bölüm olarak sunulmuştur. Birinci bölüm çalışmanın genel tanıtımın yapıldığı giriş bölümüdür. İkinci bölümde çalışmanın literatürdeki yeri ve öneminden bahsedilmiştir. Üçüncü bölümde sayısal çalışmanın tanıtımı yapılmıştır. Bu bölümde; kullanılan türbülans model, denklemler, ağ yapısı, yakınsama kriteri gibi bilgiler verilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen bulgular dördüncü bölümde sunulmuştur. Son olarak beşinci bölümde genel değerlendirmeler ve öneriler yapılmıştır.

Bu çalışmada amaç eğri yüzeyler üzerindeki akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesidir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Farklı geometriler üzerinden dış akış problemi uzun yıllardır çalışılmaktadır. Yapılan çalışmaların pek çoğu cidarda oluşan ısı transferi ile ilgilidir. Cidardaki ısı transferini incelemek için Nusselt sayısı önemli bir parametredir. Mühendislik açısından yerel Nusselt sayıları yerine ortalama Nusselt sayılarını kullanmak daha pratiktir. Ortalama Nusselt sayısının tespitinde Literatürde pek çok çalışma yapılmıştır. Bu gibi çalışmalarda özellikle ortalama Nusselt sayısı için $\overline{Nu} = cRe^m Pr^n$ gibi bağıntılar elde edilerek, Reynolds ve Prandtl sayılarının Nusselt sayısı üzerinde etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Bu çalışmalardan biri Hilbert tarafından yapılarak literatüre kazandırılmıştır. Hilbert [2] silindir üzerinden akışta farklı Reynolds sayılarında, ortalama Nusselt sayısı için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir.

$$\overline{Nu}_D = aRe_D^b Pr^{1/3} \quad (2.1)$$

Benzer şekilde McAdams [3] Hilbertin bağıntısını genelleştirmiş, gazlar ve sıvılar için c ve m katsayıları elde etmiştir. Denklem 2.2' de McAdams' ın bağıntısı görülmektedir.

$$\overline{Nu}_D = cRe_D^m \quad (2.2)$$

Churchill vd. [4], silindir cidarı ve akışkan arasındaki çok büyük sıcaklık farklarında ve $300 < Re_D < 2250$ aralığında aşağıdaki bağıntıyı önermektedir.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = 0.60Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \left(\frac{T_\infty}{T_0} \right)^{0.12} \quad (2.3)$$

Whitaker [5], $40 < Re_D < 10^5$, $0.67 < Pr < 300$ ve $0.25 < \frac{\mu_\infty}{\mu_0} < 5.2$ aralıklarında olan sıvı ve gaz akışkanlar için 2.4 bağıntısını önermiştir.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = (0.40Re_D^{1/2} + 0.06Re_D^{2/3})Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right)^{0.12} \quad (2.4)$$

Zhukauskas [6] ise, $1 < Re_D < 500$, $0.7 < Pr < 500$ aralıklarında 2.5 bağıntısını önermiştir. bağıntıda $Pr \leq 10$ için $n = 0.37$, $Pr > 10$ için $n = 0.36$ alınmalıdır.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = cRe_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_0} \right)^{1/4} \quad (2.5)$$

Churchill vd. [7], bütün fiziksel özellikleri film sıcaklığında almış, $10^2 < Re_D < 10^7$ ve $Re_D.Pr > 0.2$ için 2.6 bağıntısını, $2 \times 10^4 < Re_D < 4 \times 10^5$ aralığında 2.7 bağıntısını önermişlerdir.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = 0.3 + \frac{0.62Re_D^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (2.6)$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = 0.3 + \frac{0.62Re_D^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{1/2} \right] \quad (2.7)$$

Fand [8], sıvılarda $10^{-1} < Re_D < 10^5$ aralığında kullanılmak üzere aşağıdaki bağıntıyı önermiştir.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = (0.35 + 0.56Re_D^{0.52})Pr^{1/3} \quad (2.8)$$

Eckert vd. [9], $1 < Re_D < 10^3$ aralığı için 2.9 bağıntısını, $10^3 < Re_D < 2 \times 10^5$ aralığı için 2.10 bağıntısını önermişlerdir.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = (0.43 + 0.50Re^{0.5})Pr^{0.38} \left(\frac{Pr}{Pr_0} \right)^{0.25} \quad (2.9)$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = 0.25Re^{0.6}Pr^{0.38}\left(\frac{Pr}{Pr_0}\right)^{0.25} \quad (2.10)$$

Pitts [10] farklı geometriler üzerinden çapraz akış çalışmış, çeşitli c ve m sabitleri elde etmiştir. Xu vd. [11], dışı üçgen içi sırasıyla daire, üçgen ve kare olan kanallarda laminar akış için doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Yüksek Rayleigh sayılarında çalışarak, yerel ve ortalama ısı transferi değerlerinin Rayleigh sayılarıyla ilişkisini veren bağıntılar elde etmişlerdir. Shuyang vd. [12], dairesel bir silindir üzerinden akış durumunu kritik altı Reynolds sayılarında deneysel ve sayısal olarak çalışmışlardır. Çalışmada çok düşük hızlar kullanılmış, daire üzerindeki simetrik basınç dağılımını, hızdaki dalgalanmaları vs. incelemişlerdir. Olsson vd. ise [13], dairesel bir yüzeye çarpan jet için ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. $2.3 \times 10^4 < Re_D < 10^5$ aralıklarında ve 2, 4, 6, 8 blokaj oranlarında çalışmışlardır.

Yapılan çalışmada SST, k-ε ve k-ω modelleri kıyaslamışlardır. Çalışma sonucunda denklem 2.11' deki gibi bağıntılar elde etmişlerdir.

$$\overline{Nu}_D = 0.14Re^{0.65}\left(\frac{L_x}{D}\right)^{-0.077}\left(\frac{d_x}{D}\right)^{0.32} \quad (2.11)$$

Buradaki L_x terimi, jetten silindir yüzeyine kadar olan mesafe, d_x terimi, jet genişliği, D ise silindir çapıdır. Pietro vd. [14], dairesel bir silindir üzerinden akış durumu için sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmayı yüksek Reynolds sayıları için ($5 \times 10^5 < Re_D < 10^6$) yaparak, cidardaki ortalama basınç dağılımını incelemişlerdir. Benzer şekilde Rajani vd. [15], dairesel bir silindir üzerinden çapraz akışta ısı transferini incelemişlerdir. Model olarak 2 ve 3 boyutlu analiz ile cidardaki ortalama basınç dağılımı, cidar sürtünme katsayısı, aerodinamik dalgalanma katsayısı gibi parametreleri incelemişlerdir. Mohammed vd. [16] ise, dairesel bir silindir üzerinden çapraz akışta karma taşınımı, blokaj oranı 20, 30, 40, 60 ve 80 durumları için ele alarak, boyutsuz dikey mesafenin (z^+) yerel ve ortalama Nusselt sayıları ile değişimini incelemişlerdir. Benzer bir çalışma da Claudio vd. tarafından yapılmıştır [17]. Yapılan çalışmada; farklı çaplardaki düşey silindirlere üzerindeki ısı transferi incelenmiştir.

Benzer şekilde dairesel bir silindir üzerindeki doğal taşınım ile ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir [18 – 20].

Zou [21] çalışmasında, 4 adet dairesel silindir üzerinden akış için kritik altı Reynolds sayılarında çalışmıştır. Dairesel silindir üzerinden akış ile ilgili diğer bir çalışma da Yoon vd. tarafından yapılmıştır [22]. Çalışma sayısal olarak yapılmış olup, dairesel silindirin yeri yatay olarak değil dikey olarak değiştirilmiştir. Çalışmada Strouhal sayısı, direnç katsayısı, Nusselt sayısı gibi değerlerin Reynolds sayısı ile değişimleri incelenmiştir. Gheorghe [23, 24], ardışık iki dairesel silindir etrafından momentum ve ısı transferini düşük Reynolds sayıları için ele almıştır. İlk çalışmasında momentum transferini incelemiş, diğer bir çalışmasında ise ısı transferini incelemiştir. Çalışmasında $Pr = 0.1, 1, 10$ ve 100 değerleri için $1 < Re < 30$ aralığında çalışmıştır. Düzgün dairesel bir silindir üzerinden akış durumu; çok yüksek Reynolds sayılarında Muk vd. tarafından çalışılmıştır [25]. Çalışmayı 1×10^6 , 2×10^6 ve 3.6×10^6 gibi çok yüksek Reynolds sayılarında sayısal olarak gerçekleştirmişlerdir. Sanitjai vd. [26] ise, silindir üzerinden akış için akışkan olarak hava ve farklı sıvılar kullanarak denklem 2.1' e benzer bağıntılar elde etmişlerdir. Elde ettikleri bağıntıları yapılan diğer çalışmalardaki bağıntılarla kıyaslamışlardır. Dairesel silindir üzerinden akış durumu için ısı transferinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesiyle ilgili literatürde daha birçok çalışma mevcuttur [27 – 50]. Ayrıca iç ve dış akışlar için Prandtl sayısının akış ve ısı transferine etkisi üzerine de literatürde bazı çalışmalar yapılmıştır [51 – 71].

Sparrow vd. [72], dairesel ve dairesel olmayan geometriler üzerinden akış durumunu incelemişler ve ortalama ısı transferi için bazı bağıntılar bulmuşlardır. Bulunan bu bağıntıları literatürle kıyaslamış, yanlış olan katsayılar yerine doğru katsayıları tespit edip literatüre kazandırmışlardır. Çalışmalarında daireden farklı olarak kare, elips, dikey çubuk ve altıgen geometrilerin yatay ve dikey durumu için çeşitli c ve n sabitleri tespit etmişlerdir. Benzer şekilde Pioro vd. [73, 74], dairesel ve dairesel olmayan geometrilerde çalışmış, bu geometriler için ısı akısı dağılımlarını farklı akışkanlar kullanarak incelemişlerdir. Wang vd. [75], dairesel ve kare geometri üzerinden çapraz akış çalışmışlardır. Çalışmayı cidara çok yakın bir yerde gerçekleştirmişlerdir. Dolayısıyla cidar etkilerini daha rahat inceleyebilmişlerdir. Çalışmada kare ve dairesel geometrinin birbiriyle kıyası verilmiştir. Benzer bir çalışma da Kim vd. tarafından yapılmıştır [76]. Yapılan çalışmada dairesel ve dairesel olmayan tüplerden akış durumu incelenmiş, Reynolds ve Grashof sayılarının sırasıyla $3 \times 10^4 < Re_D < 1.4 \times 10^5$, $5 \times 10^9 < Gr < 4 \times 10^{11}$ aralıkları için ısı

transferini incelemişlerdir. Çalışmada akışkan olarak karbondioksit kullanılmış, cidar sıcaklığı, akışkan sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı gibi parametreler incelenmiştir.

Dhiman vd. [77], kare geometri üzerinden akış durumu için sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışma için $1 < Re < 45$ gibi çok dar bir aralık seçilmiştir. Benzer şekilde Kim vd. [78], dairesel ve kare geometri için doğal taşınım çalışmışlardır. Çalışmayı $10^3 < Ra < 10^6$ aralıklarında gerçekleştirmişlerdir. Kare geometriler üzerinden akış için literatürde benzer çalışmalar mevcuttur [79 – 82].

Bu çalışmada silindir, iç bükey ve dış bükey yüzeyler üzerinden akış incelenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda bu yüzeyler için denklem 2.1 kullanılarak yeni bağıntı katsayıları elde edilmiştir. Ayrıca farklı Prandtl sayılarındaki hava, NH_3 , civa, freon, etilen glikol ve motor yağı için yerel ve ortalama Nusselt sayıları, direnç katsayıları, ayrılma bölgeleri, akım çizgileri, hız, sıcaklık ve basınç değişimleri detaylı olarak incelenmiştir.

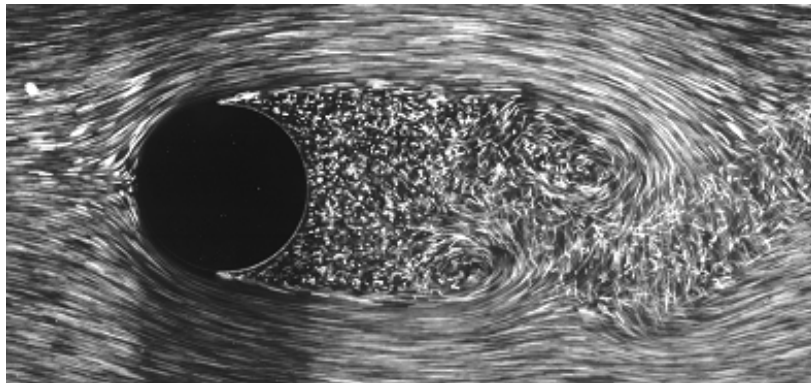
3. SAYISAL ÇALIŞMANIN TANITILMASI

3.1. Ana Denklemler

Bilindiği gibi akışlar, laminar ve türbülanslı olmak üzere ikiye ayrılır. Akışın karakteristiği, boyutsuz olan Reynolds sayısının değerine bağlıdır. Reynolds sayısının değeri ise akışkanın fiziksel özelliği olan viskozite, akış hızı ve akış ortamını karakterize eden karakteristik uzunluğunun fonksiyonudur. Akışın laminar durumdan türbülanslı duruma geçmesi boru içi akışlarda $Re > 2000 - 2300$, levha üzerinden akışlarda $Re > 5 \times 10^5$, dış akışlarda 2×10^5 olarak tespit edilmiştir [83].

Laminar akış çizgisel bir akış olup, akım iplikçigi boyunca akış tabakaları birbirinden tamamen ayrı ve karışmaksızın kaldıkları düzgün akımdır. Türbülans akımda ise, akışkan yörüngeleri karışarak, akış çalkantılı bir şekilde oluşmaktadır. Pompalardaki akış, yüksek hızdan dolayı genellikle türbülanslıdır. Şekil 3.1' de silindir bir yüzey üzerinden türbülanslı dış akış görülmektedir.

Türbülanslı akışların incelenmesi laminar akışlara oranla oldukça zordur. Bu tip problemlerde türbülansın etkisini hesaba katmak için bazı modeller geliştirilmiştir. Bu modellerde akışkanın fiziksel viskozitesine ilave olarak, akışın özelliklerine bağlı diğer bir viskozite terimi tanımlanarak bu terime türbülans viskozitesi adı verilmektedir. Bu ek viskozite terimini hesaplamak için araştırmacılar tarafından değişik modeller sunulmakta, örneğin standart k-ε modelinde k türbülansın kinetik enerjisini, ε ise türbülansın yayılımını belirtmektedir.



Şekil 3.1. Silindir yüzey üzerinden türbülanslı dış akış [83]

Bu nedenle türbülanslı akışlarda süreklilik ve momentum denklemlerine, türbülans kinetik enerji ve yayılım denklemleri de eklenmekte, çözülmesi gereken denklemlerin sayısı artmakta ve bu da denklem sisteminin çözümünü zorlaştırmaktadır. Ortaya çıkan bu zorluklar sayısal çözüm yöntemlerinin geliştirilmesiyle kolaylaştırılmıştır.

3.1.1. Laminar Akış İçin Ana Denklemler

Temel olarak bir akışın incelenmesi için süreklilik, momentum (Navier-Stokes denklemleri) ve enerji denklemlerinin, uygun başlangıç ve sınır koşulları ile beraber çözülmesi gerekir. Bu denklemlerin viskoz, sıkıştırılamayan ve newtoniyen bir akışkanın daimi olmayan üç boyutlu akışı için en genel halleri aşağıda verilmiştir.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

x momentum denklemi;

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = F_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3.2)$$

y momentum denklemi;

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = F_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3.3)$$

z momentum denklemi;

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = F_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3.4)$$

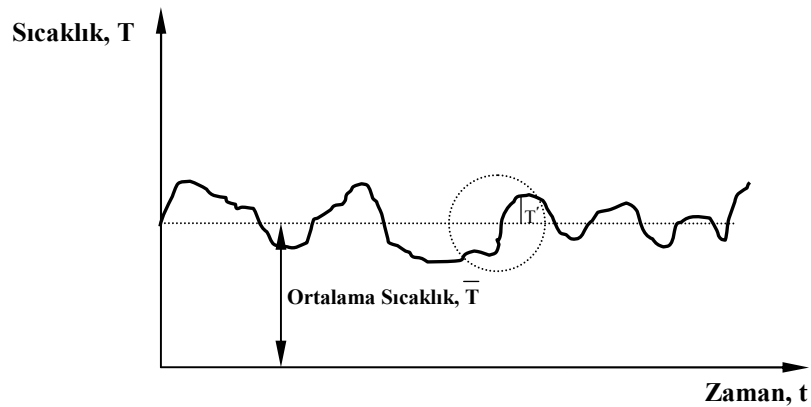
Enerji denklemi;

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = - \left[\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right] + \Phi_v \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) &= k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \\ &\tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + \\ &\tau_{xy} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \tau_{yz} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \tau_{zx} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.6)$$

3.1.2. Türbülanslı Akış İçin Ana Denklemler

Türbülanslı akışın ana özelliklerini açıklamak için, 2 boyutlu sınır tabaka akışı ve eksenel simetrik boru akışları incelenmelidir. Akışkan özellikleri sabit ve ortalama akış sürekli kabul edilmelidir. Türbülanslı akış durumunda hız ve sıcaklık gibi değişkenlerin değerleri zamanla değişir. Değişkenlerin zamana göre değişimini elde etmek basit çözüm yöntemleriyle mümkün değildir. Bu nedenle türbülans analizlerinin çoğunda değişkenlerin zamana göre aritmetik ortalamaları alınır. Bu durum Şekil 3.2’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Türbülanslı akışta sıcaklığın zamanla değişimi

Hızın x, y, z bileşenleri ile basınç ve sıcaklığın anlık değerleri,

$$u = \bar{u} + u', \quad v = \bar{v} + v', \quad w = \bar{w} + w', \quad p = \bar{p} + p', \quad T = \bar{T} + T' \quad (3.7)$$

şeklinde zaman ortalama değerleri ile türbülans çalkantı değerlerinin toplamı şeklinde ifade edilir. Zaman ortalama değerleri anlık değerlerin uygun bir integrasyon zamanıyla (t) integre edilmesiyle elde edilir.

$$\bar{u} = \frac{1}{t} \int_0^t u dt, \quad \bar{v} = \frac{1}{t} \int_0^t v dt, \quad \bar{w} = \frac{1}{t} \int_0^t w dt, \quad \bar{p} = \frac{1}{t} \int_0^t p dt, \quad \bar{T} = \frac{1}{t} \int_0^t T dt \quad (3.8)$$

Tanımlanan hız ifadelerinin Navier-Stokes denklemlerine uygulanması sonucunda ilave olarak ortaya Reynolds gerilme terimlerini veren eşitlikler çıkmaktadır.

$$\sigma_x^R = -\frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{u'u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\rho \overline{u'v'}) \quad (3.9)$$

$$\sigma_y^R = -\frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{v'u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\rho \overline{v'v'}) \quad (3.10)$$

Bu Reynolds gerilmeleri türbülans viskozitesi adı verilen bir katsayıyla ifade edilebilir (Boussinesq hipotezi) [84].

$$-\rho \overline{u'v'} = \mu_t \frac{\partial}{\partial y} \quad (3.11)$$

Reynolds gerilmeleri daha karmaşık formda da ifade edilebilirler. Türbülanslı, iki boyutlu, sıkıştırılmaz ve sürekli rejimdeki akışı ifade eden süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibidir.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial y} = 0 \quad (3.12)$$

x momentum denklemi;

$$\left(\frac{\partial(\rho \overline{uu})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \overline{vu})}{\partial y} \right) = \rho g - \frac{\partial \overline{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{u}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \overline{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \overline{v}}{\partial x} \right) \quad (3.13)$$

y momentum denklemi;

$$\left(\frac{\partial(\rho \overline{uv})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \overline{vv})}{\partial y} \right) = \rho g - \frac{\partial \overline{P}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{v}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{v}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \overline{u}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \overline{v}}{\partial y} \right) \quad (3.14)$$

Enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{uc_p T}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \overline{vc_p T}) = \frac{\partial}{\partial x} (k_i + k_t) \frac{\partial \overline{T}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} (k_i + k_t) \frac{\partial \overline{T}}{\partial y} \quad (3.15)$$

Belirtilen denklemlerde k_t ve μ_t terimleri sırasıyla türbülanslı eddy iletkenliği ve türbülanslı eddy viskozitesini ifade etmektedir.

3.2. Türbülans Modelleri

Türbülanslı akış analizi için farklı türbülans modelleri geliştirilmiştir. Geliştirilen bu modellerden bazıları aşağıda verilmiştir. Bunlar arasında en iyi çözüm yöntemini SST model sağlamaktadır. SST türbülans modeli $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ modellerinin avantajlarını birleştirerek daha doğru sonuçların elde edilmesine olanak verir. Bu çalışmada türbülans model olarak SST türbülans model kullanılmıştır.

Türbülans modelleri;

- Zero Equation Model
- $k - \varepsilon$ (epsilon) Model
- RNG $k - \varepsilon$ Model (Reynolds Normalized Group Turbulence Model)
- $k - \omega$ (omega) Model
- SST Model (Shear Stress Transport Model)
- The Reynolds Stress Model
- Omega Based Reynolds Stress Model
- Ansys Cfx Transition Model
- The Large Eddy Simulation Model (LES)
- The Detached Eddy Simulation Model (DES)
- The Scale Adaptive Simulation Model (SAS)
- Buoyancy Turbulance Model

Bu modellerden yaygın olarak kullanılan $k-\omega$, $k-\varepsilon$, RNG, $k-\varepsilon$ ve SST modelleri üzerinde durulacaktır.

3.2.1. Standart $k-\varepsilon$ Model

Mühendislik uygulamalarında kullanılan en yaygın modellerden birisi standart $k-\varepsilon$ türbülans modelidir. Standart $k-\varepsilon$ modelinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılma hızı (ε) olmak üzere türbülans viskozitesi ve türbülans iletkenliği şu şekilde ifade edilir.

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.16)$$

$$k_t = \frac{\mu_t c_p}{\sigma_t} \quad (3.17)$$

İki boyutlu daimi akış için türbülans kinetik enerjisi ve onun yayılma hızı denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir [85].

$$\frac{\partial(\rho \bar{u} k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v} k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \Phi - \rho \varepsilon + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} g \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \bar{u} \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v} \varepsilon)}{\partial y} = & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \\ & C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \Phi - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \Phi \rho \varepsilon + \frac{C_\mu (1 - C_3) \beta \rho k}{\sigma_t} g \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.19)$$

Denklemdaki türbülans kinetik enerji üretimi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\Phi = \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y^2} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 \quad (3.20)$$

Diğer türbülans model sabitleri ise $C_\mu = 0.09$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_3 = 1.0$, $C_4 = 0.0$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.30$ ve $\sigma_t = 0.9$ şeklindedir.

Yukarıdaki eşitlikler standart k-ε ve diğer türbülans modellerinin temel denklemleridir. Fakat modeller ya C_μ terimi ya da yayılma hızı denkleminde bulunan terimlerindeki farklılıklar nedeni ile birbirlerinden ayrılırlar. Diğer türbülans modellerinde kullanılan simetrik deformasyon tensörü S_{ij} ve simetrik olmayan rotasyon tensörü W_{ij} aşağıda ifade edilmiştir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} + V_{ji}) \quad (3.21)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} - V_{ji}) + C_r \Omega_m \varepsilon_{mij} \quad (3.22)$$

Bu eşitliklerdeki C_r , türbülans modeline göre değişen katsayıyı, V_{ij} , akış alanındaki koordinat sistemine göre hızı ifade etmektedir. Bu terimlerin kullanıldığı iki yeni değişken şöyledir.

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.23)$$

$$\zeta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2W_{ij}W_{ij}} \quad (3.24)$$

3.2.2. RNG k-ε Türbülans Modeli

Reynolds Normalized Group Turbulence Model olarak bilinen bu modelde $C_{1\varepsilon}$ katsayısı, standart k-ε modelindeki (C_1) katsayısının aksine sabit değildir.

$$C_{1\varepsilon} = 1.42 - \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_\infty}\right)}{1 + \beta\eta^3} \quad (3.25)$$

RNG k-ε türbülans model sabitleri $C_\mu = 0.085$, $C_2 = 1.68$, $C_3 = 0.0$, $C_4 = 0.0$, $\sigma_k = 0.72$, $\sigma_\varepsilon = 0.72$, $\sigma_t = 0.90$, $\beta = 0.012$ ve $\eta_\infty = 4.38$ seklindedir [86].

3.2.3. k-ω ve SST Türbülans Modelleri

Bu modellerde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun özgül yayılma hızı (ω) tanımlanmaktadır. Bu modellere göre türbülans viskozitesi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} \quad (3.26)$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.27)$$

k-ω türbülans modelinde iki boyutlu daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi 3.28 denkleminde, türbülans kinetik enerji özgül yayılma hızı denklemi 3.29 denkleminde verilmiştir [87].

$$\frac{\partial(\rho \bar{u} k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v} k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \Phi - C_\mu \rho k \omega + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_k} g \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u} \omega)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v} \omega)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) + \gamma \rho \Phi - \beta' \rho \omega^2 + \frac{(1 - C_3) \beta \rho}{\sigma_t} g \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.29)$$

Kullanılan denklemler için k- ω model sabitleri $\sigma_k = 2.0$, $\sigma_\omega = 2.0$, $\gamma = 0.555$ ve $\beta' = 0.075$ şeklindedir. Cidara yakın bölgelerde k- ω türbülans modelinin diğer modellere göre çözüm açısından avantajları söz konusudur. SST türbülans modeli k- ω ve k- ϵ modellerinin avantajlarını birleştirmiştir. SST türbülans modelinde 3.28 denkleminde yer alan $P_t = \mu_t \Phi$ terimi yerine $P_t = \min(\mu_t \Phi, C_{\text{limt}} \epsilon)$ terimi kullanılmaktadır.

Ayrıca bu modelde türbülans kinetik enerji özgül yayılma hızı denkleminde fazladan

$$\frac{(1 - F_1) 2 \rho \mu \sigma_2}{\omega} \left[\frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial y} \right]$$

terimi bulunmaktadır. Burada F_1 karışım fonksiyonu olup bu değer duvara yakın bölgelerde 1, uzak bölgelerde 0 olarak tanımlanmaktadır. Bu fonksiyon sayesinde SST türbülans modeli duvara yakın bölgelerde k- ω ve duvardan uzak bölgelerde k- ϵ modeli gibi davranmakta, model katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir [88].

$$\varphi = F_1 \varphi_1 + (1 - F_1) \varphi_2 \quad (3.30)$$

Burada φ_1 ve φ_2 terimleri sırasıyla k - ω ve k - ϵ model katsayılarıdır. Diğer model sabitleri sırasıyla $C_{\text{limt}} = 1015$, k - ω için $\sigma_k = 1.176$, $\sigma_\omega = 2.0$, $\gamma = 0.5532$ ve $\beta' = 0.075$, k - ϵ için $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\omega = 1.168$, $\gamma = 0.4403$ ve $\beta' = 0.0828$ şeklindedir.

3.3. Çalışmada Kullanılan Matematiksel Model

Bu çalışmada silindir, dış bükey ($R_r = 1$, $R_r = 2$, $R_r = 4$) ve iç bükey ($R_r = 1$, $R_r = 2$, $R_r = 4$) geometriler üzerinden laminar ve türbülanslı akış için, Prandtl ve Reynolds sayılarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak farklı Prandtl sayılarında hava, NH_3 , civa, freon, etilen glikol ve motor yağı kullanılmıştır. Çalışmada silindir için Reynolds sayısının 4×10^4 , 7×10^4 , 11×10^4 , 14×10^4 , 2×10^5 , 3×10^5 , 4×10^5 değerleri, diğer geometrilerde Reynolds sayısının 4×10^4 , 7×10^4 , 2×10^5 , 4×10^5 değerleri için sonuçlar elde edilmiştir. Geometriler için cidar sıcaklığı, $T_w = 50$ °C, ortalama akışkan sıcaklığı, $T_\infty = 25$ °C, ortam basıncı 1 atm alınmıştır. Kullanılan akışkanların yoğunluk, özgül hacim, viskozite gibi özellikleri film sıcaklığında (T_f) alınmıştır. Kullanılan değerler EK-1’deki tabloda sunulmuştur.

Silindir, dış bükey ($R_r = 1$, $R_r = 2$), iç bükey ($R_r = 1$, $R_r = 2$) modelleri için boyutlar; yatay mesafe $x_1 = 1$ m, $x_2 = 2.5$ m, dikey mesafe $y_1 = 0.75$ m, $z = 0.01$ m, olarak alınmıştır. Dış bükey ($R_r = 4$) ve iç bükey ($R_r = 4$) modellerinde akış alanı, basınç, hız değişimi ve art izi bölgelerini daha iyi gözlemleyebilmek için boyutlar; yatay mesafeler $x_1 = 1$ m, $x_2 = 4$ m, dikey mesafe $y_1 = 1.5$ m, $z = 0.01$ m olarak alınmıştır. Silindir için yarıçap (R) 0.05 m alınmıştır. Dış bükey ve iç bükeyin $R_r = 1$, $R_r = 2$, $R_r = 4$ durumları için yatay eksenindeki elips yarıçapı ($R_{\min}$) 0.05 olarak alınmış, dikey eksenindeki elips yarıçapı ($R_{\max}$); $R_r = 1$ için 0.05 m, $R_r = 2$ için 0.1 m ve $R_r = 4$ için 0.2 m olarak alınmıştır.

Sayısal çalışma için ANSYS CFX 11.0 paket programı kullanılmış, geometrik model oluşturulması ve oluşturulan modelin sonlu elemanlara ayırma işlemi ANSYS Workbench programıyla gerçekleştirilmiştir [89]. Daha sonra elemanlara ayrılan model CFX programına yüklenmiştir. CFX programında ilk olarak sınır şartları ve malzeme özellikleri girilmiş, bir sonraki aşamada çözüm gerçekleştirilmiş ve sonuçlar elde edilmiştir. Türbülans model olarak SST model seçilmiş, silindir üzerinden akış için sayısal çözüm $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ modelleriyle kıyaslanmıştır. Silindir üzerinden akışta; cidardaki farklı y^+ mesafeleri için yerel Nusselt sayılarının değişimi incelenmiştir.

Elde edilen veriler istatistica programına aktararak bazı bağıntı katsayıları elde edilmiştir. Literatürle kıyaslanabilmesi açısından ilk olarak dairesel geometri üzerinden çapraz akış ele alınmış, daha sonra diğer geometriler için çalışma gerçekleştirilmiştir. Ayrıca geometrilerin direnç katsayıları ve art izi bölgeleri incelenmiştir.

3.3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Genel olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği, her türlü akışkan ve akışının değişik koşullardaki analizini yapmaya yarayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana denklem (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınır ve bu denklemler sayısal olarak çözülerek akış alanı içerisindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımları ve bu parametrelere bağlı pek çok veriye ulaşılır.

Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği araştırma–geliştirme ve ürün tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak bir uçak kanadının üzerindeki basınçlar, bir yeraltı rezervuarının sıcaklık dağılımı, bir ortamdaki hava akımı dağılımı veya hareketli bir arabanın etrafındaki hava hızı gibi akış ile ilgili birçok parametre bulunabilir. Son yıllardaki hesaplamalı akışkanlar dinamiği teorisi ve bilgisayar yazılımlarındaki gelişmeler yüksek türbülanslı akışların ve dinamik sistemlerin sayısal olarak incelenmesine ve sanal ortamda simüle edilmesine olanak sağlamıştır. Ayrıca, tek fazlı akışların yanında çok fazlı akışlar da artık çözülebilir hale gelmiştir. Örneğin pompalarda kavitasyon gibi zararlı etkenlerin yapısı incelenmekte ve alınan sonuçlara göre önlemler alınmaktadır.

3.3.2. Sonlu Hacimler Yöntemi

Sayısal yöntemler olmasaydı, pratik mühendislik problemlerini yeteri derecede duyarlılıkta çözmek imkânsız olacaktı. Sürekli ortam mekaniğinin analizinde kullanılan bu yöntemlerin esas aldığı prensip, problemin fiziksel büyüklükleri arasındaki bağı ifade eden denklemlerinin son derece küçük bir bölgesinde oluşturabilmesidir. Bu şekilde gerçek yapının davranışı, birbirine bağlı küçük bölgelerde oluşturulan denklemler topluluğu ile incelenmektedir. Yapıyı küçük parçalara bölmek ve bu parçaları birleştiren bağları oluşturmakla, fiziksel büyüklüklerin (ısı analiz probleminde ısı ve sıcaklık) yapı içerisindeki değişimini duyarlılıkla hesaplamak mümkündür. Bu bölgelerin sayısı arttıkça çözümün duyarlılığı artmaktadır. Bu prensibi eski çağ matematikçileri dairenin çevresini hesaplamak için oluşturmuşlardır. Bugünkü mühendislik yaklaşımlarının birçoğunda, problemlere sayısal çözümler sağlamanın, kesin kapalı-düzen çözümlere göre nispeten

daha gerekli olduğu gör÷lür. Örneğin birkaç sertleştirici içeren ve üzerinde simetrik bir şekle sahip olmayan deliğin olduğu levhanın yük taşıma kapasitesini, uniform olmayan çalışma koşullarında malzeme içindeki yabancı madde değişimini veya herhangi bir geometrik şekle sahip bir hacmin bir kısmı boyunca kütleli debisini bulmak isteyebiliriz. Bu problemler için çok fazla çaba gerekmezsiniz en gerekli eşitlikleri ve sınır koşullarını yazmak mümkündür ancak kolay bir analitik çözümün bulunamayacağı hemen görülür. Hem geometrik şekil hem de problemlerin düzensiz olması problemi çözüme kavuşturmayı zorlaştırır. Bu tür problemlerin analitik çözümleri nadiren mümkün olabilmektedir. Analiz yapan kişinin becerikliliği ve pratik zekâsı genellikle bu çıkmaz durumun üstesinden gelmesinde bir kurtarıcı durumunda olur ve çözüme birkaç alternatif sağlar. Kabulleri basitleştirmek, zorlukları azaltmakta ve problemi üzerinde birinin çalışabileceği hale getirmektedir. Bazen bu prosedür işe yarar fakat çoğunlukla işe yaramadığı görülür. Yani yaklaşımda hatalara neden olup sonuçta yanlış çözüme yol açabilir. Günümüzde performansı yüksek bilgisayarlar hatta bilgisayar sistemleri kullanılmakta ve mevcut problemin karmaşıklığını basitleştirici kabuller yapmadan yaklaşık bir sayısal çözüme ulaşmaya çalışmak daha geçerli bir alternatif haline gelmektedir.

Akış problemlerinde de karmaşıklık, 3 boyutlu oluşları ve türbülans etkisinden dolayı denklemlerin, ilgili sınır koşulları ile analitik olarak çözülmesi mümkün değildir. Bu nedenle denklemlerin çözülmesi için çeşitli sayısal yöntemler geliştirilmiştir. Bunlar sonlu farklar, sonlu hacimler ve sonlu elemanlar ile genellenebilir. Bu yöntemlerin üçü de akışkanlar mekaniği için uygulanabilir, ancak yapılan araştırmalar ve edinilen tecrübeler, sonlu hacimler yöntemi ile kolay ve hassas çözümlerin elde edilebileceğini göstermiştir. Sonlu hacimler yönteminin yaygınlaşmasındaki diğer bir etken ise, bu yöntemin kompleks ve eğrisel geometrilerde uygulanabilmesidir.

Denklemler çözülmeden önce akış alanının ve sınır koşullarının belirlenmiş olması gerekmektedir. Akış hacminin net olarak bilinmesi önemli olup, denklemlerin hangi hacim için çözüleceği net olarak bilinmelidir. Sonlu hacimler yönteminde akış hacmi küçük sonlu hacimlere bölünmekte (discretization) ve ilgili denklemler her bir sonlu hacim için ayrı ayrı çözülmektedir. Denklemlerin çözümü için sayısal yöntemlere ve gelişmiş bilgisayar programlarına ihtiyaç vardır. Akademik ortamlardaki araştırmalar için, sonlu hacimlere dayalı programlar araştırmacılar tarafından bizzat yazılıyorsa da sanayide hazır programların kullanılması daha ekonomik ve verimlidir.

Her ne kadar küçük sonlu hacimlerin kullanılması daha duyarlı çözümün elde edilmesini sağlasa da, akış hacminin gereğinden fazla sayıda sonlu hacimlere bölünmesi bilgisayar kapasitesini zorlamakta ve analiz zamanını uzatmaktadır. Uygun bölme sayısının bulunması için tavsiye edilen yöntem, bölme işlemine öncelikle büyük sonlu hacimler ile başlamak ve analiz sürecinin belirli bir evresinde sonlu hacimlerin küçük olması gereken yerleri tespit edip, sadece o bölgelerdeki hacimleri daha küçük sonlu hacimlere bölmektir. Akış hacmi bölündükten sonra yüzeylerdeki sınır şartının tipi bilgi olarak programa verilmelidir. Akış hacminin hangi bölgelerinin akışkan, hangi bölgelerinin katı sınırlar ile çevrili olduğu bu aşamada tanımlanır. Hangi yüzeyden akış hacmine akışkan aktığı, hangi yüzeyden akışkanın çıkacağı, akış hacminin duvar yüzeyleri ve ara yüzeyler bilgi olarak programa bu aşamada verilmektedir.

Bir akışın incelenmesinde, katı yüzeylerinde oluşan sınır tabakaya önem verilmelidir. Sınır tabakanın göz ardı edilmesi, hem yanlış hız dağılımın elde edilmesi hem de katı yüzeyindeki hız değişimine göre hesaplanan gerilmeler, sürtünme katsayısı ve tork değerinin yanlış bulunmasına neden olmaktadır. Daha önce de belirtildiği gibi hız değişiminin yüksek olduğu katı yüzeylerine yakın bölgelerde daha yoğun ve sınır tabakanın akışına uygun bölmeler yapılmalıdır.

3.3.3. Denklemlerin Çözümü

Akış alanını sonlu hacimlere böldükten sonra elde edilen sayısal ağ, asıl çözücü programa aktarılır. Daha sonra sınır koşullarının değerleri girilir ve ara yüzeyler eşlenir. Sonlu hacimler yönteminde, denklemlerin çözülmesi için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir (simple, simpler, simplec vb...). Kullanılan yazılıma bağlı olarak, program bir veya birden fazla çözüm yöntemi sunabilir. Çözümün elde edilebilmesi için, çözücü yöntem seçilir ve iterasyona başlanır.

Her iterasyonda bilgisayar programı, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini sayısal ağda bulunan bütün sonlu hacimler için çözer. Ardışık iterasyonlar arasında elde edilen basınç, hız veya debi gibi akışa bağlı olan bir parametrenin değerindeki maksimum fark kullanıcı tarafından belirlenen değerden daha küçük olduğunda çözüm yakınsamış kabul edilir ve sonuçlar değerlendirmeye alınır.

İterasyon sayısı arttıkça ardışık iterasyonlar arasında değişim azalmakta ve program yakınsamaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği için yazılmış programları kullanmak eğitim ve uzmanlık ister. Kullanıcının, programın çözdüğü denklemler ve akışkanlar dinamiği teorisi hakkında bilgi sahibi olması gerekir. Programın girdilerinin doğru yapılması ve çözüm yöntemlerinin doğru seçilmesi sonucu etkilemektedir. Hangi bölgelere küçük sonlu hacimler konulması gerektiğini belirlemek yine uzmanlık ve tecrübe gerektirir. Deneyimli bir kullanıcı çözüm sırasında çıkan problemleri başında tahmin edip gerekli önlemleri programı çalıştırmadan önce alır. Devamlı değişik projeler yapan ve hesaplamalı akışkanlar yöntemlerini kullanan bir kullanıcının doğru sonuca ulaşabilmesi için yaygın olarak kullanılan yöntemleri bilmesi gerekir.

Genel olarak akış problemlerinde, sonlu hacimlerin kullanılmasında aşağıdaki aşamalar takip edilmelidir:

- İncelenecek parçanın veya sistemin dizaynı yapılarak 2 yada 3 boyutlu katı modelin oluşturulması,
- Bu katı modelden faydalanarak akış alanının hazırlanması,
- Birden fazla akış hacminden oluşan durumlarda, akış hacimlerinin ayrı ayrı hazırlanması ve birbirine monte edilmesi,
- Hız değişimlerinin yüksek olduğu katı yüzeylerinde sınır tabaka fonksiyonun tanımlanması,
- Akışın önemli bölgelerinde küçük sonlu hacimler, bu bölgelerden uzaklaştıkça büyümesini sağlayan boyut fonksiyonlarının tanımlanması,
- Gerekli ise önce yüzeylerden başlayarak akış hacminin sonlu hacimlere bölünmesi,
- Oluşturulan sonlu hacimlerin kalitesinin kontrolünün yapılması,
- Her bir yüzey için sınır tiplerinin tanımlanması,
- Oluşturulan akış hacimlerinin tiplerinin tanımlanması,
- Oluşturulan sayısal ağın asıl çözücüye aktarılması,
- Daha önce tipleri tanımlanan sınır koşullarının ve programın istediği diğer parametrelerin sayısal değerlerinin verilmesi,
- Çözüm yönteminin ve türbülans modelinin belirlenmesi,
- Yakınsama kriterinin belirlenmesi,
- İterasyona başlanması

Daha önce de belirtildiği gibi, bilgisayara aktarılan girdiler, problemdeki sistemin çalıştığı koşullara uygun ise ve akış hacmi düzgün bir şekilde sonlu hacimlere bölündüyse, program kullanıcı tarafından belirtilen yakınsama kriterini sağladığında durmaktadır. Ancak herhangi bir nedenle girdilerde yanlışlık varsa veya bölünme işlemi hatalı yapıldı ise program yakınsamaz veya yanlış sonuç verir. Bu durumda problemin ve girdilerin tekrar gözden geçirilip, hataların bulunması gerekir.

Hesaplamalı akışkanlar mekaniğinde elde edilen çözüm, sayısal ağa veya başka bir deyişle sonlu hacimlerin sayısına çok bağlıdır. Sonlu hacimlerin sayısı ve boyutu problemin fiziği ve sınır koşullarına bağlıdır. Hız ve basınç değişimin büyük olduğu akış problemlerinde, doğru sonuç alabilmek için çok sayıda sonlu hacim kullanmak gerekir. Sonlu hacim sayısı deneme yanılma yöntemi ile bulunmaktadır. Genellikle bir problemde birden fazla sayısal ağ için sonuç elde edilmekte ve sonuç sayısal ağ ve sonlu hacimlerin sayısından bağımsız hale getirilmektedir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin zorluklarından birisi ise bilgisayarın çalışma süresidir. Çalışma süresi kullanılan sonlu hacimlerin sayısına bağlıdır. Sonlu hacim sayısı arttıkça çözüm için gereken zaman da artmaktadır. Örneğin 100000 adet sonlu hacme sahip bir akış probleminin çözümü 5 saatte yapılabilirken, aynı modelin 400000 adet sonlu hacme bölünmesiyle gerçekleştirilecek çözüm günler alabilir. Burada unutulmaması gereken husus, çözüm işleminde kullanılacak bilgisayarın kapasitesinin çözüm süresini doğrudan etkilediğidir.

3.4. Sayısal Analiz Sonuçlarının Doğrulanması

Sayısal yöntemler ile elde edilen sonuçların doğruluğu birçok parametreye bağlıdır. Bilgisayar girdilerinin veya sınır şartlarının yanlış olması, oluşturulan sayısal ağın problemin fiziğine uygun olmaması, yakınsama kriterinin hatalı olması, katı modelin eksik olması ve benzeri parametreler, bunlardan bazılarıdır. Her ne kadar değişik çözümler veya çeşitli önlemler alınarak elde edilen sonucun doğruluğundan emin olunmaya çalışılırsa da, sayısal sonuçların pratikteki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması gerekmektedir.

Sonuçlar belirli toleranslar dahilinde örtüşüyorsa elde edilen veriler ancak o zaman doğru kabul edilir. Sayısal sonuçların doğrulanması için her zaman deneysel sonuçlara

ihtiyaç vardır. Sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması kullanıcı için büyük önem taşımaktadır. Karşılaştırmaların sonucu kullanıcının analizlerine kaynak sağlayarak, sonraki analizlerin daha doğru girdiler ve yöntemlerin uygulanmasını sağlamaktadır.

Burada değinilmesi gereken bir diğer husus ise, sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçları karşılaştırmadan önce deneysel sonuçların doğruluğundan emin olunmasıdır. Deneysel sonuçları etkileyen birçok parametre vardır. Deney ölçüm cihazlarının hassasiyeti, deney yöntemi ve benzeri parametreler deney sonucunu etkileyebilir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminde elde edilen sonuçların doğruluğu girilen parametrelere ve kullanılan yöntemlere bağlıdır. Kullanıcının sayısal yöntemler ve akışkanlar mekaniği konusunda bilgi birikiminin olması gerekir. Bunlara ilave olarak bilgisayar donanım kapasitesinin yüksek olması analizlerin yüksek çözünürlükte ve hızda olmasını sağlar. Sayısal analizlerin güvenilirliği için elde edilen teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmalıdır.

3.4.1. Silindir Yüzey Üzerinden Çapraz Akış

Silindir yüzey üzerinden çapraz akış literatürde geniş olarak yer almaktadır. Pek çok araştırmacı silindir yüzey üzerinden çapraz akışı ele almıştır. Yapılan çalışmalarda Prandtl ve Nusselt sayılarının Reynolds sayısı üzerindeki etkileri sayısal ve deneysel olarak ele alınmıştır. Silindir üzerinden akış durumunda ve farklı Reynolds sayılarında, ortalama Nusselt sayısı için Hilbert tarafından aşağıdaki bağıntı önerilmiştir.

$$\overline{Nu}_D = aRe_D^b Pr^{1/3} \quad (3.31)$$

Burada Prandtl sayısının üssü 1/3 olarak sabit alınmıştır. Tablo 3.1' de farklı Reynolds sayıları için Hilbert tarafından verilen a ve b sabitleri görülmektedir.

Tablo 3.1. Farklı Reynolds sayıları için a ve b sabitleri [2].

Re_D	a	b
0.4 – 4	0.989	0.330
4 – 40	0.911	0.385
40 – 4x10 ³	0.683	0.466
4x10 ³ – 4x10 ⁴	0.193	0.618
4x10 ⁴ – 4x10 ⁵	0.027	0.805

McAdams, Hilbertin bağıntısını ele alarak gazlar ve sıvılar için yeni c ve m katsayıları elde etmiştir. Bağıntı 3.32’ de McAdams’ ın bağıntısı görülmektedir. Bağıntıdaki c ve m sabitleri Tablo 3.2’ de verilmiştir.

$$\overline{Nu}_D = cRe_D^m \quad (3.32)$$

Zhukauskas [6], $1 < Re_D < 1 \times 10^6$, $0.7 < Pr < 500$ aralıklarında bağıntı 3.33’ ü önermiştir. Elde ettiği katsayılar Tablo 3.3’ de görülmektedir. Burada $Pr \leq 10$ için $n = 0.37$, $Pr > 10$ için $n = 0.36$ alınmalıdır.

Tablo 3.2. Farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için c ve m sabitleri [3]

Re_D	c (Gazlar)	c (Sıvılar)	m
0.4 – 4	0.89	$0.989Pr^{1/3}$	0.330
4 – 40	0.821	$0.911Pr^{1/3}$	0.385
40 – 4x10 ³	0.615	$0.683Pr^{1/3}$	0.466
4x10 ³ – 4x10 ⁴	0.174	$0.193Pr^{1/3}$	0.618
4x10 ⁴ – 4x10 ⁵	0.0239	$0.0266Pr^{1/3}$	0.805

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = cRe_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_0} \right)^{1/4} \quad (3.33)$$

Tablo 3.3. Farklı Reynolds sayıları için c ve m sabitleri [6].

Re_D	c	m
1 – 40	0.75	0.4
40 – 1×10^3	0.51	0.5
1×10^3 – 2×10^5	0.26	0.6
2×10^5 – 1×10^6	0.076	0.7

Pitts farklı geometriler üzerinden çapraz akış çalışmış, çeşitli c ve m sabitleri elde etmiştir [10]. Tablo 3.4’ te çalışılan geometriler ve elde edilen sabitler görülmektedir.

Tablo 3.4. Farklı Reynolds sayıları için c ve m sabitleri [10].

Geometri	Re_D	c	m
	$2.5 \times 10^3 - 7.5 \times 10^3$	0.261	0.624
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.222	0.588
	$2.5 \times 10^3 - 8 \times 10^3$	0.160	0.699
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.092	0.675
	$5 \times 10^3 - 19.5 \times 10^3$	0.144	0.699
	$19.5 \times 10^3 - 10^5$	0.035	0.782
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.138	0.638
	$4 \times 10^3 - 15 \times 10^3$	0.205	0.731
	$2.5 \times 10^3 - 15 \times 10^3$	0.224	0.612
	$3 \times 10^3 - 15 \times 10^3$	0.085	0.804

Farklı geometriler üzerinden çapraz akış durumu için ısı transferinin etkisini incelerken; ısı transfer katsayısı (h), Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re), Prandtl sayısı (Pr), yüzey pürüzlülüğü, serbest akış türbülans durumu, termal sınır şartları, blokaj oranı (x_1/D) gibi parametreleri göz önünde bulundurmak gerekir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucu farklı geometriler üzerinden çapraz akış durumunda ortalama Nusselt sayısı için aşağıdaki bağıntı elde edilmiştir.

$$\overline{Nu} = c Re^m Pr^n \quad (3.34)$$

Bu bağıntı bize Reynolds ve Prandtl sayılarının ortalama Nusselt sayısı üzerinde oldukça etkili olduğunu göstermektedir. Film sıcaklığını sabit tutarak aynı sınır şartlarında ve aynı

Prandtl sayısında akışkanın hızını arttırsak; doğru orantılı olarak Nusselt sayısını da arttığını gözlemleriz. Benzer şekilde film sıcaklığını sabit tutarak aynı sınır şartlarında ve aynı Reynolds sayısında Prandtl sayısını arttırsak, Nusselt sayısının da arttığını gözlemleyebiliriz. Örneğin çok yüksek Prandtl sayısına sahip bir akışkanın (örnek: $Pr = 3431$ (motor yağı)), düşük Prandtl sayısına sahip bir akışkana göre (örnek: $Pr = 0.708$ (hava)) aynı geometri üzerindeki ortalama Nusselt sayısı oldukça yüksektir. Bu nedenle düşük Prandtl sayılarının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir düzeydeyken, yüksek Prandtl sayılarının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi ihmal edilemez düzeydedir. Ortalama Nusselt sayısı; silindir yüzey üzerindeki noktalardan yerel Nusselt sayılarının hesaplanarak ortalamalarının alınmasıyla elde edilir. Genel olarak ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D}{k} \quad (3.35)$$

Burada $\bar{h}$ ortalama ısı transfer katsayısı, D silindir çapı, k ısı iletim katsayısıdır. Yerel Nusselt sayısı denklem 3.36.a' da verilmiştir.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.36.a)$$

Burada h yerel ısı transfer katsayısıdır. Silindir yüzey üzerinden akışta ortalama Nusselt sayısı; yerel Nusselt sayılarının açısal değişiminin integralinin alınmasıyla hesaplanır. Silindir yüzey üzerinden ortalama Nusselt sayısı denklem 3.36.b' de verilmiştir.

$$\overline{Nu} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\theta_{\max}} Nu_{\theta} d\theta \quad (3.36.b)$$

Burada Nu_{θ} yüzey üzerinden açısal olarak elde edilen yerel Nusselt sayısıdır.

Isı transfer katsayısının tespiti için aşağıdaki Newtonun' un soğutma kanunu kullanabilir.

$$q = h \Delta T = h(T_w - T_\infty) \quad (3.37)$$

Burada T_w cidar sıcaklığını ve T_∞ ise akışkan sıcaklığını göstermektedir. Benzer şekilde Reynolds sayısı aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$Re = \frac{u_\infty D}{\nu} \quad (3.38)$$

Burada u_∞ ortalama akışkan hızı ve ν akışkanın kinematik viskozitesidir. Isı transferini etkileyen bir diğer ifade Prandtl sayısıdır.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3.39)$$

Burada C_p özgül ısı ve μ ise akışkanın dinamik viskozitesidir.

Silindir üzerinden akışı ele aldığımızda, cismin ön tarafında yüzeye yakın yerlerde akış hızlanırken, arka tarafında akışta bir yavaşlama görülecektir. Cidardaki hız gradyanının sıfır olduğu yer, akıştaki ayrılmanın başlangıcını belirler. Bu noktadan sonra akış içinde geri dönüşler olabilir. Sürekli rejimde fiziksel özelliklerin sabit tutulması durumunda süreklilik ve momentum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.40)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.41)$$

Sınır tabaka içindeki hızın arttığı eğrisel yüzeyin ön kısmında, kinetik enerjinin artması nedeniyle basınç azalır ($\frac{\partial p}{\partial x}$ negatif değerdedir). Buna karşılık akış kesitinin arttığı eğrisel yüzeyin arka kısmında, hızın azalması nedeniyle basınç artar ($\frac{\partial p}{\partial x}$ pozitif değerdedir). Basınç gradyanının değişmeye başladığı nokta, akışın katı cıdardan ayrılmaya ve geri dönüşün başladığı noktadır. Gerçekte ayrılma noktası, bir durma noktasıdır. Burada yüzeydeki $\frac{\partial u}{\partial y}$ hız gradyanı sıfır değerindedir. Cidar üzerinde herhangi bir noktada, $u = v = 0$ konulursa;

$$\left. \frac{\partial p}{\partial x} \right|_{y=0} = \mu \left. \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right|_{y=0} \quad (3.42)$$

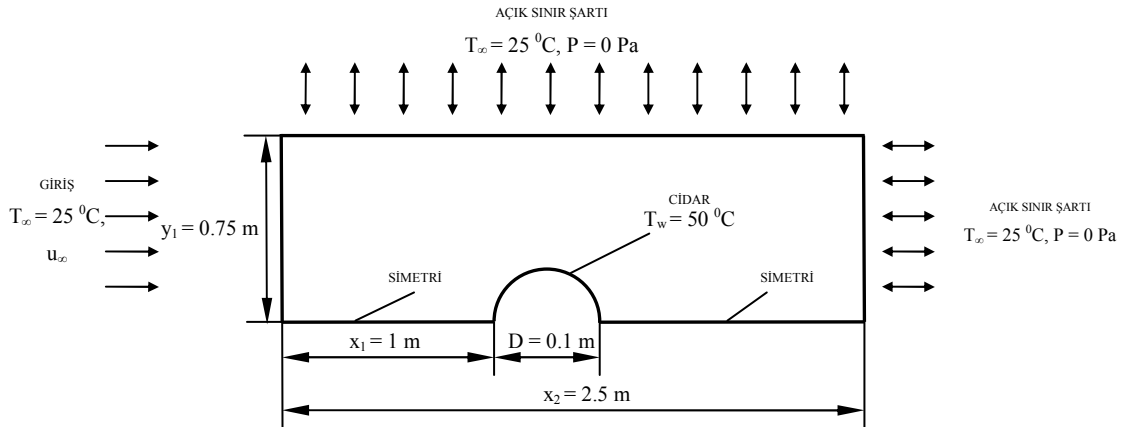
$\frac{\partial p}{\partial x}$ gradyanının işaret değiştirmesi $\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$ değerinin de işaret değiştirmesine yol açar. Bu olay hız dağılımının bükülmesine neden olur. Deneysel gözlemler ile bu ayrılmaların olduğu yerler belirlenebilmektedir. Yapılan deneyler, $Re = \frac{u_{\infty} D}{\nu}$ şeklinde tanımlanan Reynolds sayısının, ayrılma noktasının yerinde ve akışın geri dönüş biçiminde etkili olduğunu göstermiştir. Örneğin uzun silindir üzerinden çapraz akışlarda $Re_D < 4$ olması durumunda ayrılma olmazken, $Re_D \approx 30$ değerinde çok küçük geri dönüşler, $Re_D \approx 100$ değerinde periyodik geri dönüşler, $Re_D \approx 10^4$ değerinde karmaşık geri dönüşler olmakta, $Re_D \approx 10^6$ değerinde ise türbülanslı akış gözlemlenmektedir. Uzun silindir etrafındaki akışlarda $Re_D < 2 \times 10^5$ değerlerinde, sınır tabaka laminar karakterlidir ve ayrılma noktası ön durma noktasına göre yaklaşık 80° civarında oluşur. $Re_D > 2 \times 10^5$ değerlerinde ise silindir etrafındaki sınır tabaka, laminar karakterden türbülanslı karaktere dönüşür ve ayrılma noktasının yeri yaklaşık 140° değerlerinde görülür.

Silindir üzerinden akışta küçük Reynolds sayılarında $20 < Re_D < 500$, yerel Nusselt sayısı, ön durma noktasından itibaren ölçülen θ açısının $120^\circ - 130^\circ$ civarında minimum değere ulaşmaktadır. Bu minimum noktasından sonra, θ açısının 180° değerine kadar hafif bir artma göstermektedir. Büyük Reynolds sayılarında ise $10^3 < Re_D$, yerel Nusselt sayısı, ön durma noktasından itibaren ölçülen θ açısının $80^\circ - 100^\circ$ civarında minimum değere

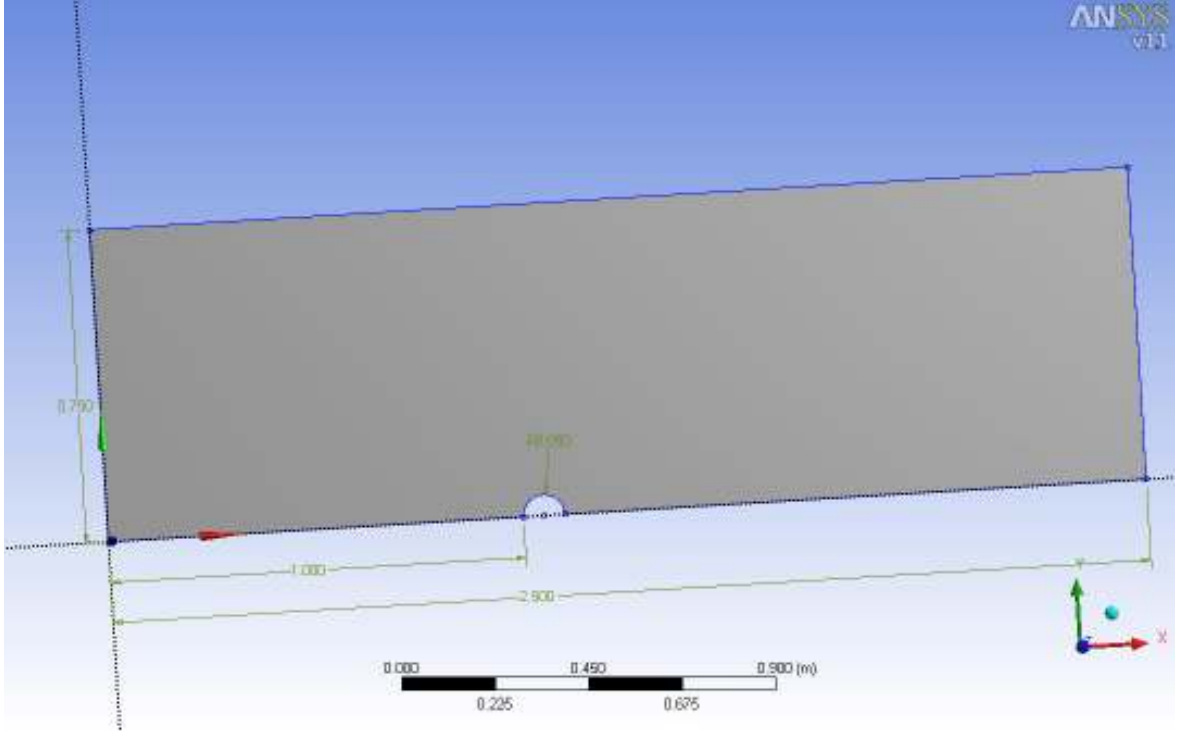
ulaşmaktadır. Bundan sonra türbülanslı sınır tabakaya geçiş nedeniyle, yerel Nusselt sayısında hızlı bir artış görülmektedir. Daha sonra, türbülanslı sınır tabaka geliştikçe yerel Nusselt sayısı yeniden azalmaya başlar. θ açısının yaklaşık 140° değerinde sınır tabakada ayrılma ve geri dönüşler nedeniyle yerel Nusselt sayısı ikinci bir minimum noktasından geçerek artmaya devam eder.

3.5. Silindirik Geometrinin Modellenmesi

Modelleme Ansys Workbench programında yapılmıştır. Dairesel model x eksenine göre simetri alınmıştır. CFX programı sadece 3 boyutlu modellerle çalıştığı için model başlangıçta 2 boyutlu olarak çizilmiştir. Üçüncü boyuta çok küçük bir mesafe verilerek ($z = 0.01$ m) modelin 2 boyutlu gibi davranması sağlanmıştır. Model için boyutlar Şekil 3.3.a' da ve Şekil 3.3.b' de verilmiştir.



Şekil 3.3.a. Silindirik model için boyutlar



Şekil 3.3.b. Silindirik geometrinin modellenmesi

3.6. Silindirik Modelin Elemanlara Ayrılması

Model oluşturulduktan sonra elemanlara ayrılma işlemi gerçekleştirilmiştir. Elemanlara ayrılma işlemi için CFX mesh yöntem kullanılmıştır. Optimum değerlerin tespiti için düğüm sayısı arttırılmış, iki düğüm sayısı arasındaki ortalama Nusselt sayılarının izafi hataları elde edilmiştir. Elde edilen hata miktarının % 10 değerinden küçük olması durumunda optimum düğüm sayısı olarak kabul edilmiştir. Hata miktarının tespit edilmesi için aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$H_i = \left| \frac{X_i^{n+1} - X_i^n}{X_i^{n+1}} \right| 100 \quad (3.43)$$

Burada H_i yüzdesel olarak izafi hatayı, X_i^{n+1} ilk değeri, X_i^n ikinci değeri göstermektedir.

Durum 1: 37484 düğüm sayısı, 24386 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 446.185$

Durum 2: 41350 düğüm sayısı, 27166 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 445.07$

Durum 3: 78490 düğüm sayısı, 55926 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 444.445$

$$H_{i2-1} = \left| \frac{446.185 - 445.07}{446.185} \right| 100 = \% 0.25, H_{i2-3} = \% 0.14$$

$H_{i2-1}, H_{i2-3} < \% 10$ olduğundan 41350 düğüm sayısı yeterlidir. Tablo 3.5’ de dairesel model için optimum değerler verilmiştir.

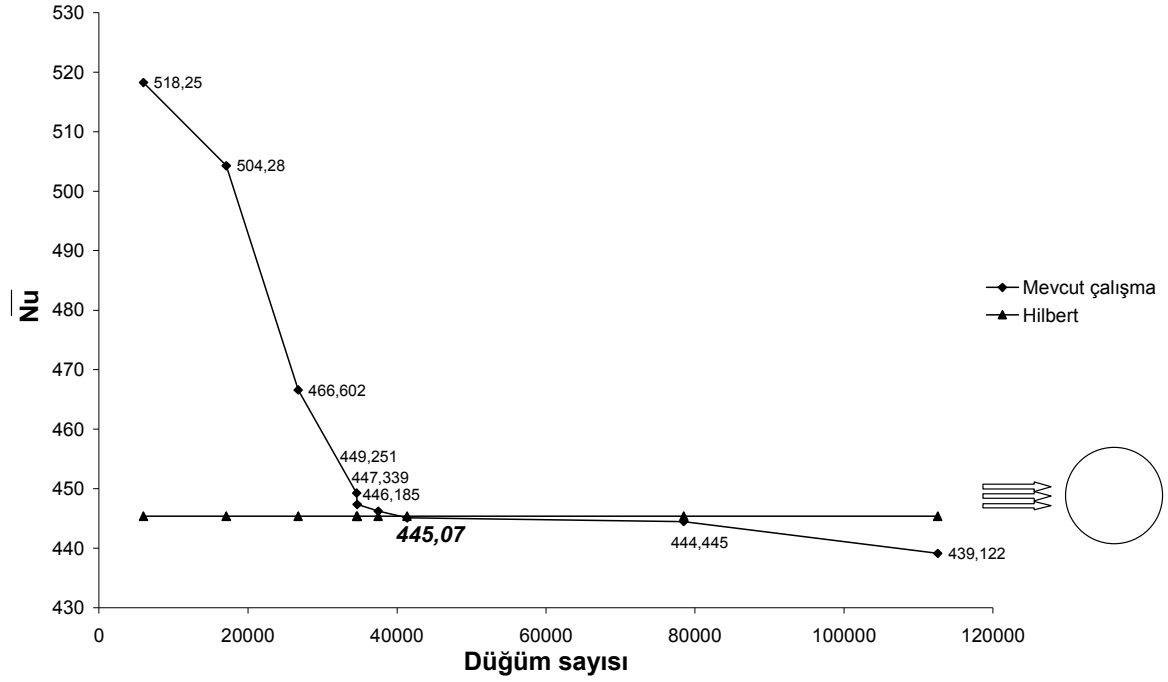
Tablo 3.5. Silindirik model için optimum değerler

Toplam düğüm sayısı	41350
Toplam eleman sayısı	27166
Toplam prizma sayısı	13446
Toplam hexahedron sayısı	13720
Cidardaki y+ mesafesi	0.5
İlk kontrol hacminin cidardan uzaklığı (y)	1.199×10^{-5}
Cidardaki tabaka sayısı (inflated layer)	70
Cidardaki genişleme faktörü (expansion factor)	1.2

Yapılan çalışma için elde edilen düğüm sayısının doğruluğunun deneysel verilerle kıyaslanabilmesi için; silindir yüzey üzerinden çapraz akışta Hilbert tarafından önerilen bağıntı 3.31 kullanılmış, silindir yüzey üzerindeki ortalama Nusselt sayısı 445.35 olarak elde edilmiştir. Doğrulama işlemi için akışkan olarak hava kullanılmış, Reynolds sayısı 2×10^5 olarak alınmıştır.

$$\overline{Nu} = 0.027 Re^{0.805} Pr^{1/3} = 0.027 \times 200000^{0.805} \times 0.708^{1/3} = 445.35$$

Bu değer esas alınarak sayısal çalışmada modelin düğüm sayısı arttırılmış ve optimum düğüm sayısına ulaşılmıştır. Bu durum Şekil 3.4’ de görülmektedir.



Şekil 3.4. Silindirik model için optimum düğüm sayısının tespiti

Yapılan deneysel çalışmalar sonucu silindir yüzey üzerinden akış durumunda büyük Reynolds sayılarında $Re > 10^3$, yerel Nusselt sayısı, ön durma noktasından itibaren ölçülen θ açısının $80^\circ - 100^\circ$ civarında minimum değere ulaşmakta, daha sonra türbülanslı sınır tabakaya geçiş nedeniyle, yerel Nusselt sayısında hızlı bir artış görülmektedir. Daha sonra, türbülanslı sınır tabaka geliştikçe yerel Nusselt sayısı yeniden azalmaya başlar. θ açısının yaklaşık 140° değerinde sınır tabakada ayrılma ve geri dönüşler nedeniyle yerel Nusselt sayısı ikinci bir minimum noktasından geçerek artmaya devam eder. Deneysel çalışmalar sonucu tespit edilen bu noktaların sayısal olarak tespiti zordur. Bu noktaların doğru tespit edilmesi için silindir cidarının elemanlara ayırma işleminin çok iyi yapılması gerekmektedir. Bunun için türbülanslı akışlarda önemli bir parametre olan y^+ mesafesine dikkat etmek gerekir. Türbülanslı akışlar, kontrol hacmindeki duvarların varlığından önemli ölçüde etkilenirler. Duvara çok yakın yerlerde viskoz sönümlenme türbülans dalgalanmalarını azaltır. Dışa doğru gidildikçe yüksek hız gradyanı nedeniyle türbülans kinetik enerjisi oluşumu hızla artış gösterir. Buna bağlı olarak duvara yakın bölgelerin sayısal olarak yeterli hassasiyette çözülmesi büyük önem taşımaktadır.

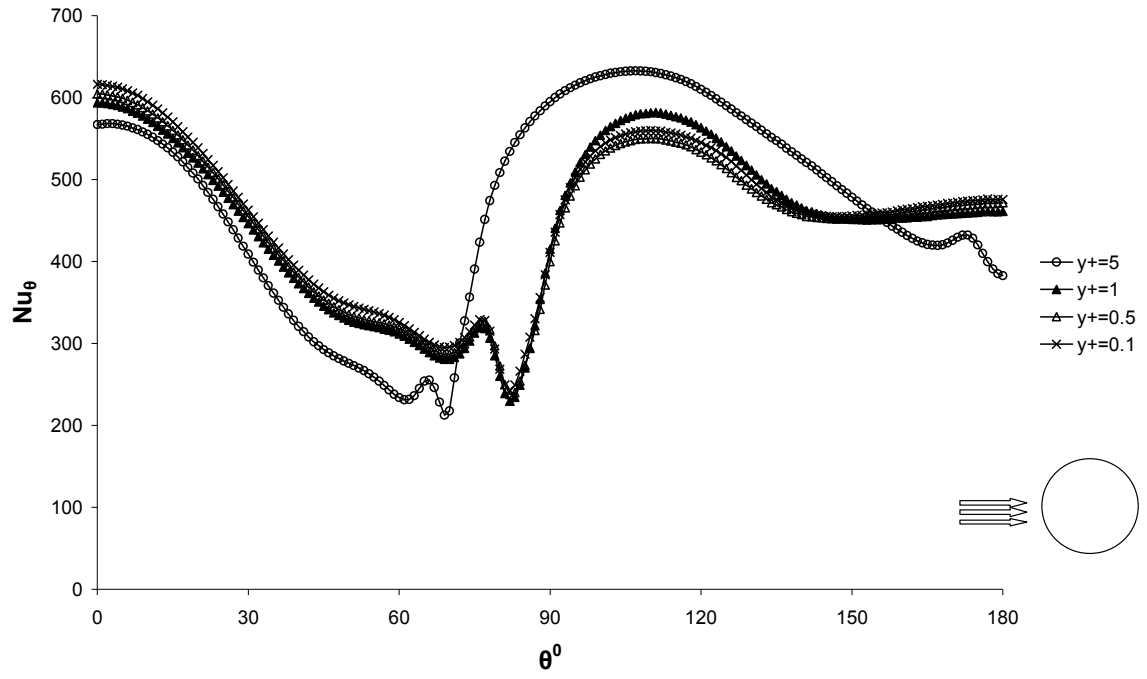
Ağ örgüsü ile duvar arasındaki boyutsuz uzaklık (y^+), denklem 3.44' de, sürtünme hızı (u_s), denklem 3.45' te verilmiştir.

$$y^+ = \frac{\rho u_s y}{\mu} \quad (3.44)$$

$$u_s = \sqrt{\tau_c / \rho} \quad (3.45)$$

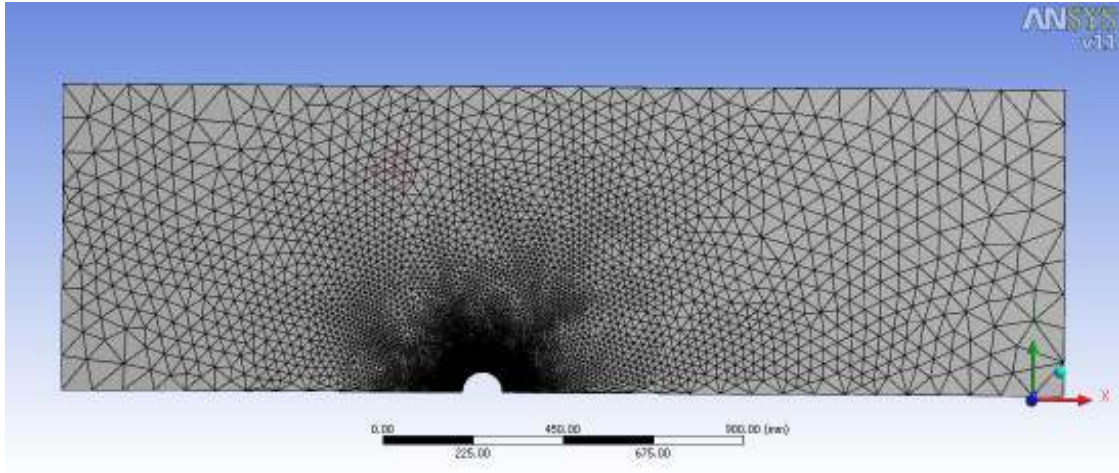
Burada ρ akışkanın yoğunluğunu, y ilk kontrol hacminin cidardan uzaklığını, μ dinamik viskoziteyi, τ_c cidardaki kayma gerilmesini ifade etmektedir. Viskoz alt katmanın $y^+ < 5-6$ aralığında olduğu durumlarda viskoz sönümlenmenin yüksek olduğu bilinmektedir [90, 91].

Bu çalışmada ilk eleman yüksekliği, $y = 1.199 \times 10^{-5}$ mm alınarak $y^+ = 0.5$ elde edilmiştir. Şekil 3.5' te farklı y^+ mesafeleri için yerel Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Dikkat edilirse $y^+ = 5$ alındığında yerel Nusselt sayısı değerleri yaklaşık 70^0 civarında minimumdan geçerek artmaya devam etmekte, yaklaşık 167^0 civarında ise ikinci bir minimumdan geçmektedir. $y^+ = 1, 0.5$ ve 0.1 durumlarında ise yerel Nusselt sayısı değerleri yaklaşık 82^0 civarında minimumdan geçerek artmaya devam etmekte, yaklaşık 147^0 civarında ise ikinci bir minimumdan geçmektedir. Bu üç durumda literatüre uymaktadır. Fakat ortalama Nusselt sayısı için literatüre en uygun değerler $y^+ = 0.5$ durumunda elde edilmiştir.

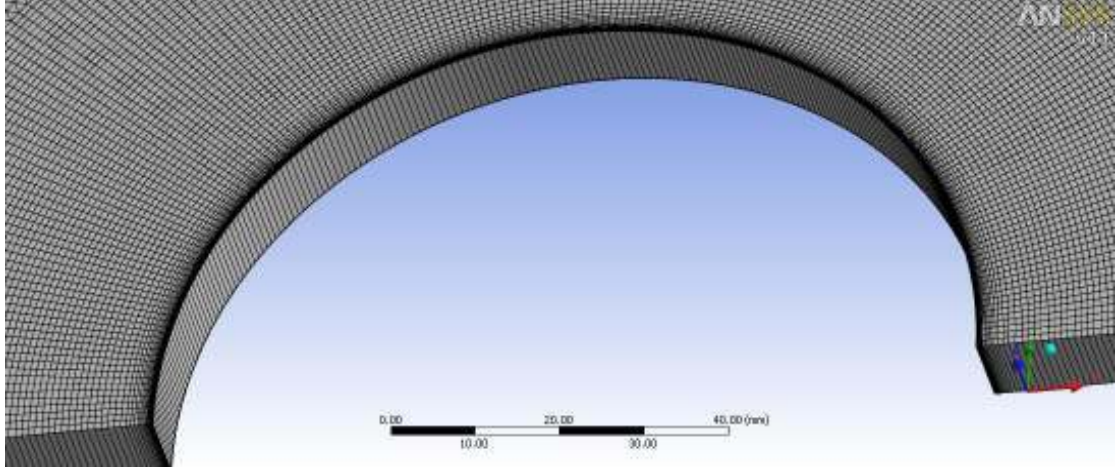


Şekil 3.5. Farklı $y+$ mesafeleri için yerel Nusselt sayılarının değişimi

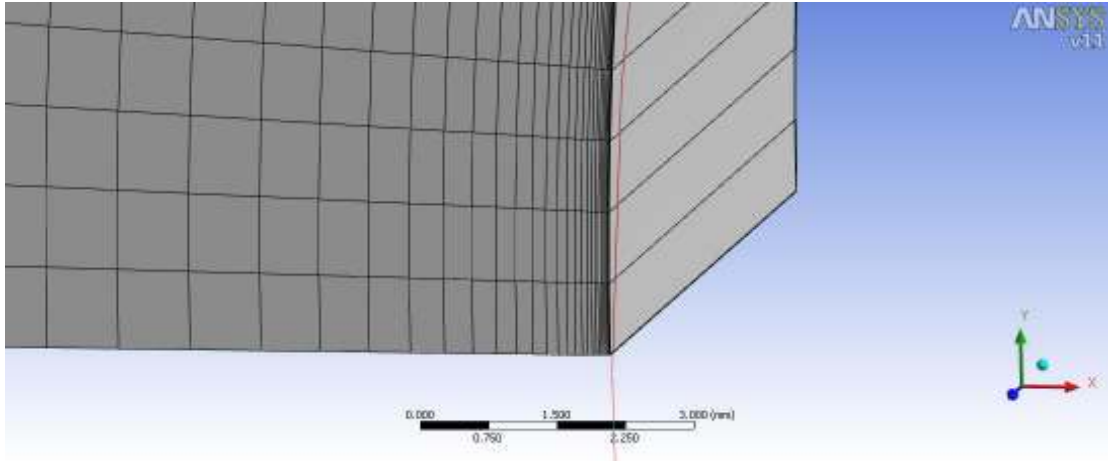
Şekil 3.6.a, b, c' de CFX mesh metot kullanılarak elde edilen ağ yapısı görülmektedir.



Şekil 3.6.a. Silindirik model için ağ yapısı



Şekil 3.6.b. Silindirik model için ağ yapısı

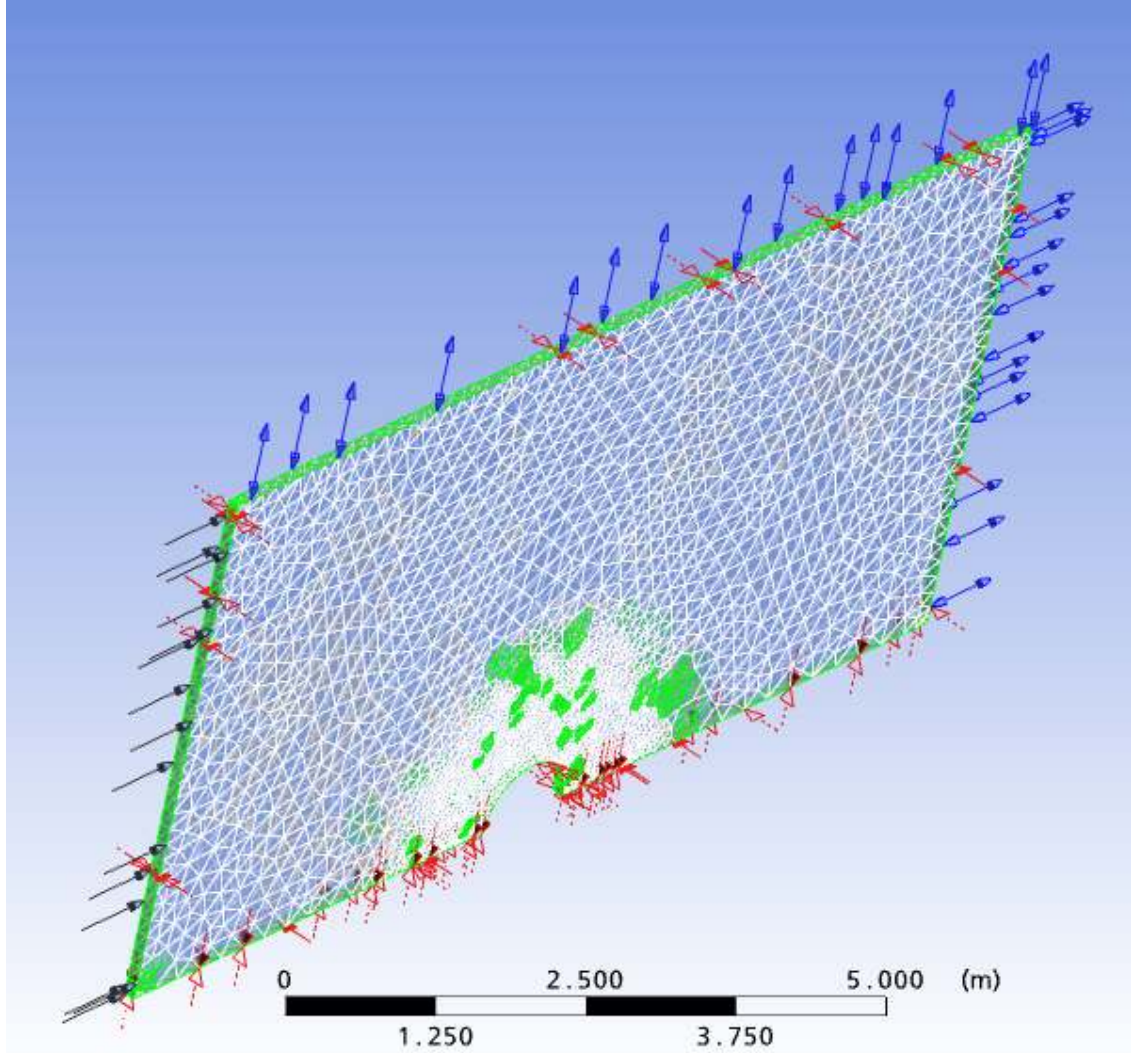


Şekil 3.6.c. Silindirik model için ağ yapısı

3.7. Modelin Sınır Şartlarının ve Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

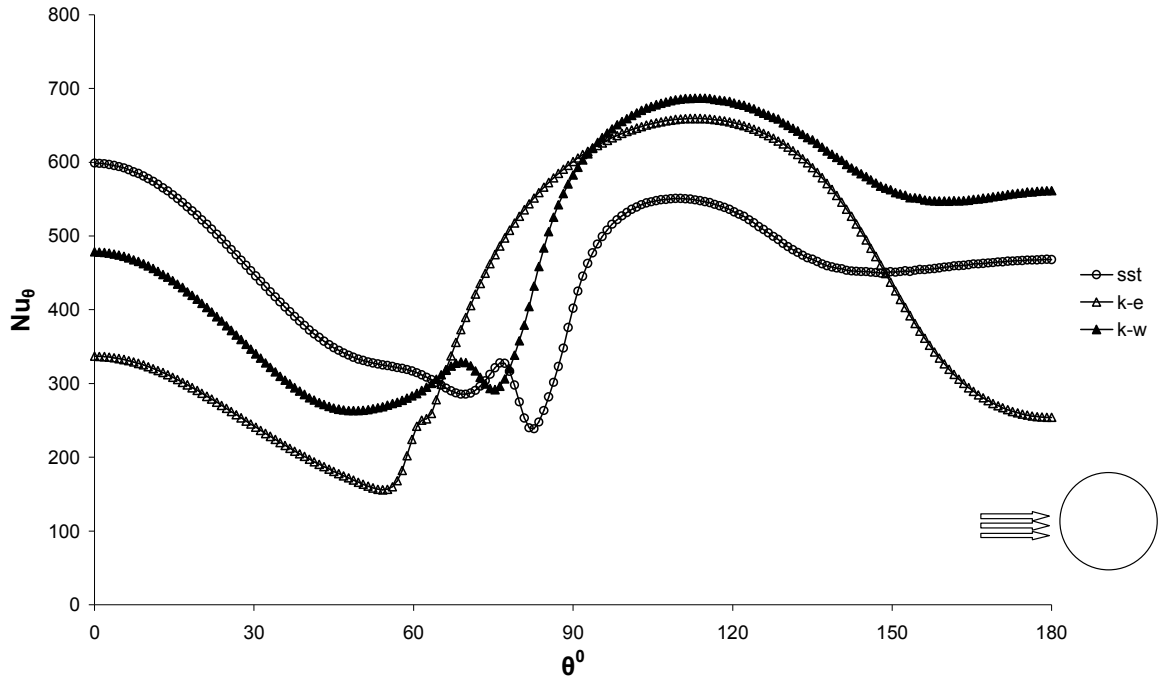
Elemanlara ayrılan model CFX programına atılarak sınır şartları girilmiştir. Kullanılan model zaman ve düğüm tasarrufu sağlaması açısından simetri olarak çalışılmıştır. Laminar durum için Reynolds sayısının 4×10^4 , 7×10^4 , 11×10^4 , 14×10^4 değerleri, türbülanslı durum için Reynolds sayısının 2×10^5 , 3×10^5 , 4×10^5 durumları kullanılmıştır. Bu Reynolds sayıları kullanılarak giriş (inlet) sınır şartında ortalama akışkan hızı, u_∞ ve ortalama akışkan sıcaklığı, $T_\infty = 25^\circ\text{C}$, türbülans şiddeti % 5, değerleri girilmiştir. Çıkış sınır şartı ve üst yüzey için açık ortam sınır şartı (opening) verilmiş, statik basınç = 0, ortam sıcaklığı, T_o

= 25 °C olarak alınmıştır. Z eksenini doğrultusundaki ön ve arka yüzeylere ve alt kısımlara simetri sınır şartı verilmiştir. Silindirin yüzeyine cidar sınır şartı verilmiş, cidar sıcaklığı, $T_w = 50$ °C olarak atanmıştır. Film sıcaklığı, T_f tespit edilerek; kullanılan akışkanların yoğunluk, özgül hacim, viskozite, ısı iletim katsayısı değerleri programa girilmiştir. Şekil 3.7’de sınır şartları girilen model görülmektedir.



Şekil 3.7. Modelin sınır şartlarının girilmesi

Yapılan çalışmada $k-\epsilon$, $k-\omega$ ve SST türbülans modelleri Reynolds sayısının 2×10^5 değeri için denenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda silindir üzerinde yerel Nusselt sayıları; ön durma noktasından itibaren azalarak 80° civarında minimum noktadan geçerek daha sonra hızlı bir artış gösterir. Sonra tekrar azalarak ikinci minimum noktadan geçer ve tekrar artış gösterir [1, 92]. Şekil 3.8’ de SST, $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerinin kıyaslanması görülmektedir. $k-\epsilon$ model kullanılarak elde edilen yerel Nusselt sayılarında ilk minimum nokta 54° de oluşmuş, bu noktadan sonra yerel Nusselt sayıları hızla yükselmiş fakat ikinci minimum nokta oluşmamıştır. Benzer şekilde $k-\omega$ model kullanılarak elde edilen yerel Nusselt sayılarında 48° de ilk minimum nokta, 75° de ikinci minimum nokta, 157° de üçüncü bir minimum nokta oluşmuştur. Yapılan deneysel çalışmalara en uygun sonuçlar SST türbülans modeliyle elde edilmiştir. SST model ile yapılan çalışmada yerel Nusselt sayısı değerleri yaklaşık 82° civarında minimumdan geçerek artmaya devam etmekte, yaklaşık 147° civarında ise ikinci bir minimumdan geçmektedir.



Şekil 3.8. Türbülans modellerinin kıyaslanması

3.8. Programın Çalıştırılması ve Çözüm İşlemi

Bu aşamada elemanlara ayrılma işlemi tamamlanan, sınır şartları ve malzeme özellikleri girilen model çözüm yapılmak üzere CFX solver bölümüne alınır. Çözüm işlemi için iterasyon sayısı 1000, yakınsama kriteri olarak RMS değeri 1×10^{-6} girilmiştir. Düşük Prandtl ve Reynolds sayılarında yaklaşık 120 - 300 iterasyon aralığında u momentum, v momentum, basınç, ısı transferi vs. denklemleri yakınsamakta, yüksek Prandtl ve Reynolds sayılarında ise bu değerler yaklaşık 500 iterasyondan sonra RMS değerleri $10^{-5} - 10^{-6}$ arasında lineer olarak devam etmektedir. Tablo 3.6' da 149. iterasyonda yakınsama değerleri görülmektedir. Tablo 3.7' de ise 149. iterasyonda değişkenlerin en düşük ve en yüksek değerleri görülmektedir.

Tablo 3.6. Çözüm için yakınsama değerleri (149. iterasyon)

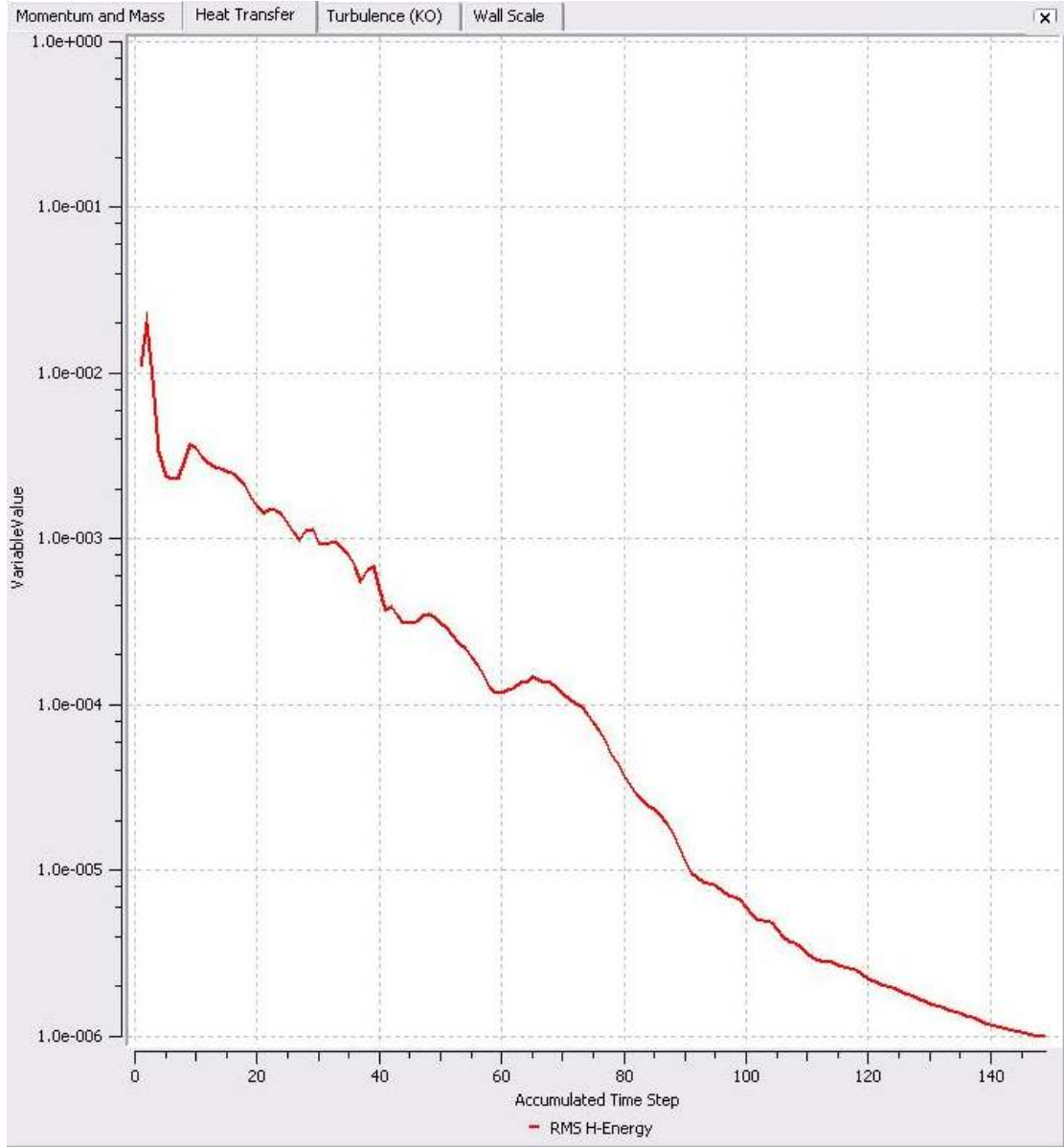
=====						
OUTER LOOP ITERATION = 149					CPU SECONDS = 7.545E+02	

Equation	Rate	RMS Res	Max Res	Linear Solution		
+-----+						
U-Mom	0.94	7.3E-07	1.2E-05	3.4E-02	OK	
V-Mom	0.95	1.4E-07	2.4E-06	5.4E-02	OK	
W-Mom	0.00	0.0E+00	0.0E+00	0.0E+00	OK	
P-Mass	0.96	1.2E-07	9.1E-06	5.4 1.9E-02	OK	
+-----+						
H-Energy	0.99	9.9E-07	1.0E-05	5.6 7.6E-03	OK	
+-----+						
K-TurbKE	0.95	1.5E-06	2.0E-05	5.6 1.0E-02	OK	
O-TurbFreq	0.97	7.2E-08	1.6E-06	11.8 3.0E-03	OK	
+-----+						

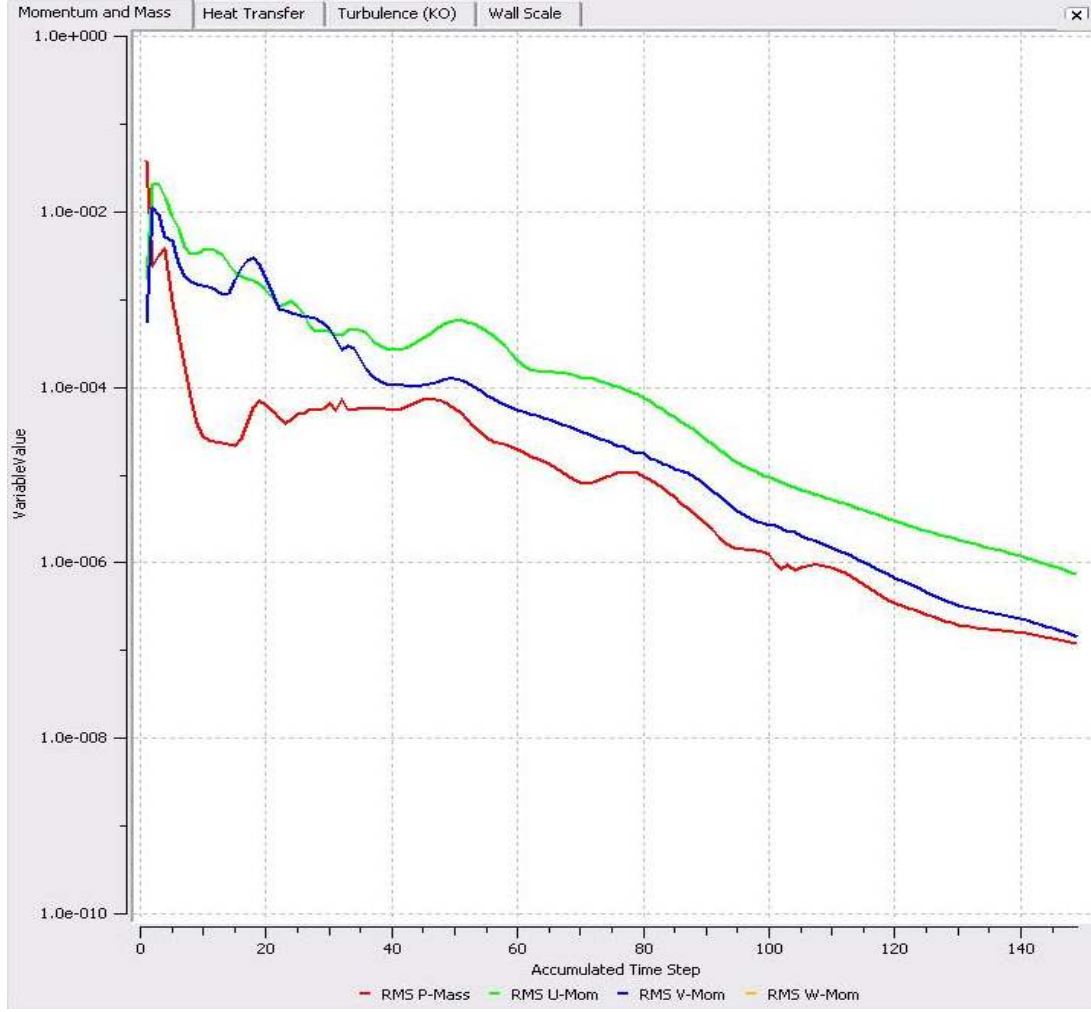
Tablo 3.7. Değişkenlerin en düşük ve en yüksek değerleri (149. iterasyon)

Variable Range Information			
Variable Name	min	max	
Density	1.18E+00	1.18E+00	
Specific Heat Capacity at Constant Pressure	1.00E+03	1.00E+03	
Dynamic Viscosity	1.85E-05	1.85E-05	
Thermal Conductivity	2.62E-02	2.62E-02	
Static Entropy	-6.43E-01	7.79E+01	
Velocity u	-8.02E+00	4.74E+01	
Velocity v	-4.40E+00	2.76E+01	
Velocity w	0.00E+00	0.00E+00	
Pressure	-8.57E+02	5.97E+02	
Turbulence Kinetic Energy	7.43E-05	8.86E+01	
Turbulence Eddy Frequency	1.63E+02	9.02E+06	
Eddy Viscosity	9.82E-12	7.52E-02	
Temperature	2.98E+02	3.22E+02	
Static Enthalpy	2.98E+05	3.22E+05	
Wall Scale	1.66E-08	1.98E+00	
Wall Distance	1.42E-09	1.94E+00	

Şekil 3.9’ da ısı transferi için yakınsama eğrisi ve Şekil 3.10’ da u momentum, v momentum ve basınç için yakınsama eğrileri görülmektedir.



Şekil 3.9. Isı transferi için yakınsama eğrisi



Şekil 3.10. u momentum, v momentum ve basınç için yakınsama eğrileri

3.9. Sonuçların Elde Edilmesi

CFX solver bölümünde sayısal çözümü yaptırılan model daha sonra CFX post bölümüne alınır. Bu bölümde akışkanın hız vektörleri, akım çizgileri, art izi bölgesi, ısı transferi, ısı akısı, basınç değişimi, sıcaklık değişimi gibi değerler elde edilir. Bu çalışmada elde edilen bazı sonuçlar exel programına aktarılarak farklı Prandtl ve farklı Reynolds sayıları için ortalama Nusselt sayıları elde edilmiştir. Ortalama Nusselt sayıları kullanılarak bazı bağıntı katsayıları elde edilmiştir. Ayrıca geometrilerin direnç katsayıları (C_D) ve art izi bölgeleri incelenmiştir. Çalışmada farklı Prandtl sayılarına sahip 6 farklı akışkan kullanılmıştır.

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

4.1. Silindir Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar

4.1.1. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı

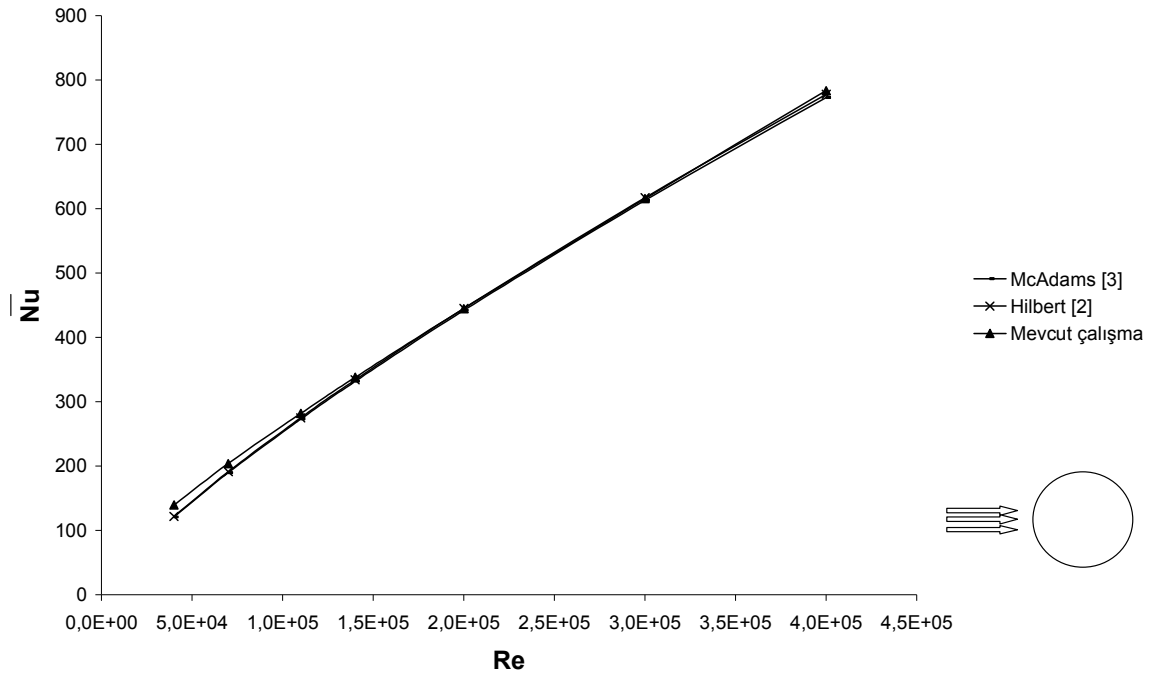
Bu bölümde farklı Reynolds sayılarında civa, hava, NH_3 , freon, etilen glikol ve motor yağı kullanılarak silindir yüzey üzerinden akışta yerel ve ortalama Nusselt sayılarının literatüre uygunluğu araştırılmıştır. Ayrıca yerel Nusselt sayılarının açısal değişimleri incelenmiştir. Elde edilen ortalama Nusselt sayıları tablo halinde verilmiştir. Çalışmanın literatürle kıyaslanması için; ilk olarak silindir yüzey üzerinden akışta hava kullanılarak Reynolds sayısı 2×10^5 alınmıştır. Bu değer için elde edilecek ortalama Nusselt sayısı değeri literatürdeki Hilbert ve McAdams tarafından yapılan deneysel verilerle kıyaslanmış, iki değer arasındaki izafi hatanın % 10 değerinden küçük olması durumunda aynı çözüm işlemi farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için uygulanmıştır. Reynolds sayısı 2×10^5 için izafi hata % 0.06 olarak elde edilmiştir.

Şekil 4.1' de silindir yüzey üzerinden akışta hava için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürdeki deneysel verilerle uyum içinde olduğu görülmektedir. Şekil 4.1' de hava kullanılarak ortalama Nusselt sayısının literatürle kıyaslanması için izafi hatalar; $\text{Re} = 4 \times 10^4$ için % 12.73, $\text{Re} = 7 \times 10^4$ için % 6.31, $\text{Re} = 11 \times 10^4$ için % 2.49, $\text{Re} = 14 \times 10^4$ için % 1.15, $\text{Re} = 2 \times 10^5$ için % 0.06, $\text{Re} = 3 \times 10^5$ için % 0.25, $\text{Re} = 4 \times 10^5$ için % 0.71 olarak elde edilmiştir.

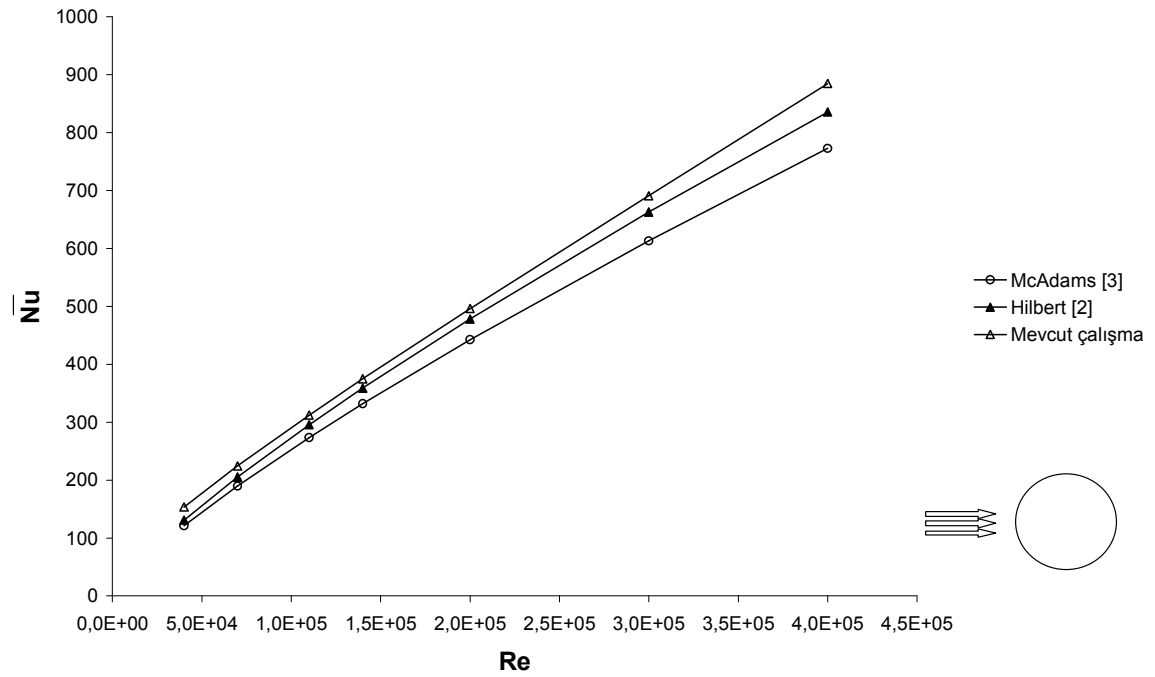
Şekil 4.2' de NH_3 için izafi hatalar; $\text{Re} = 4 \times 10^4$ için % 14.61, $\text{Re} = 7 \times 10^4$ için % 8.57, $\text{Re} = 11 \times 10^4$ için % 5.28, $\text{Re} = 14 \times 10^4$ için % 4.29, $\text{Re} = 2 \times 10^5$ için % 3.61, $\text{Re} = 3 \times 10^5$ için % 4.06, $\text{Re} = 4 \times 10^5$ için % 5.56 olarak elde edilmiştir.

Şekil 4.3' de civa için izafi hatalar; $\text{Re} = 4 \times 10^4$ için % 0.43, $\text{Re} = 7 \times 10^4$ için % 8.43, $\text{Re} = 11 \times 10^4$ için % 13.78, $\text{Re} = 14 \times 10^4$ için % 16.18, $\text{Re} = 2 \times 10^5$ için % 19.2, $\text{Re} = 3 \times 10^5$ için % 21.79, $\text{Re} = 4 \times 10^5$ için % 23.01 olarak elde edilmiştir.

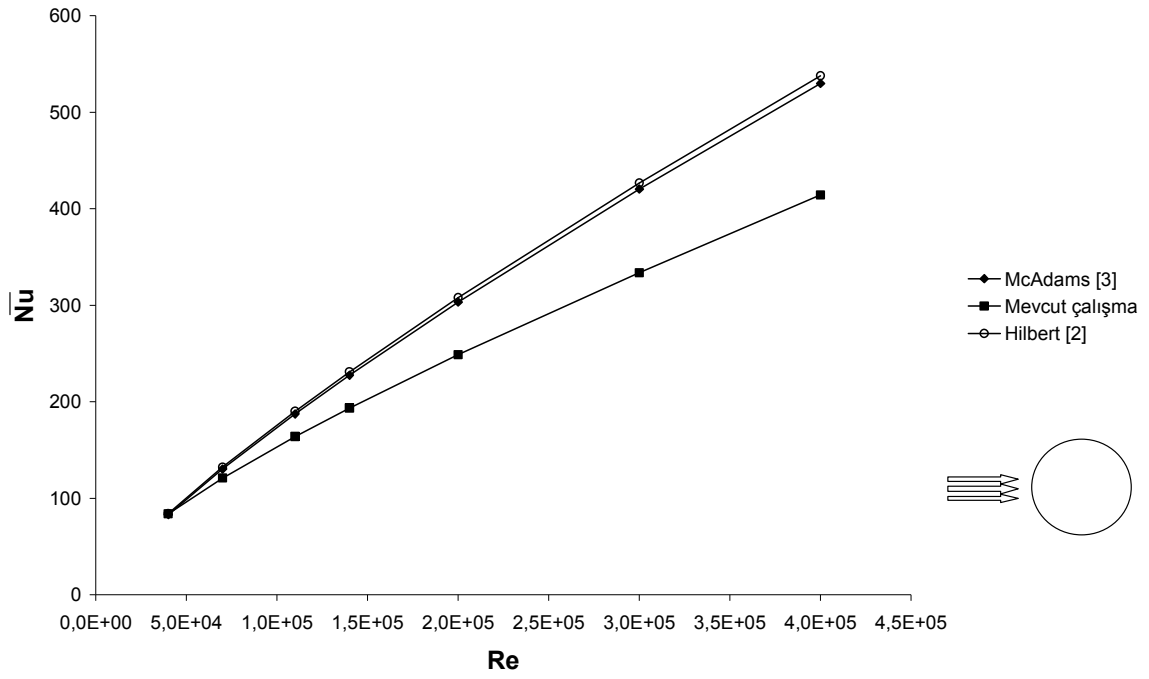
Şekil 4.4' te freon için izafi hatalar; $\text{Re} = 4 \times 10^4$ için % 24.49, $\text{Re} = 7 \times 10^4$ için % 17.66, $\text{Re} = 11 \times 10^4$ için % 16.54, $\text{Re} = 14 \times 10^4$ için % 17.33, $\text{Re} = 2 \times 10^5$ için % 20.58, $\text{Re} = 3 \times 10^5$ için % 27.57, $\text{Re} = 4 \times 10^5$ için % 34.75 olarak elde edilmiştir.



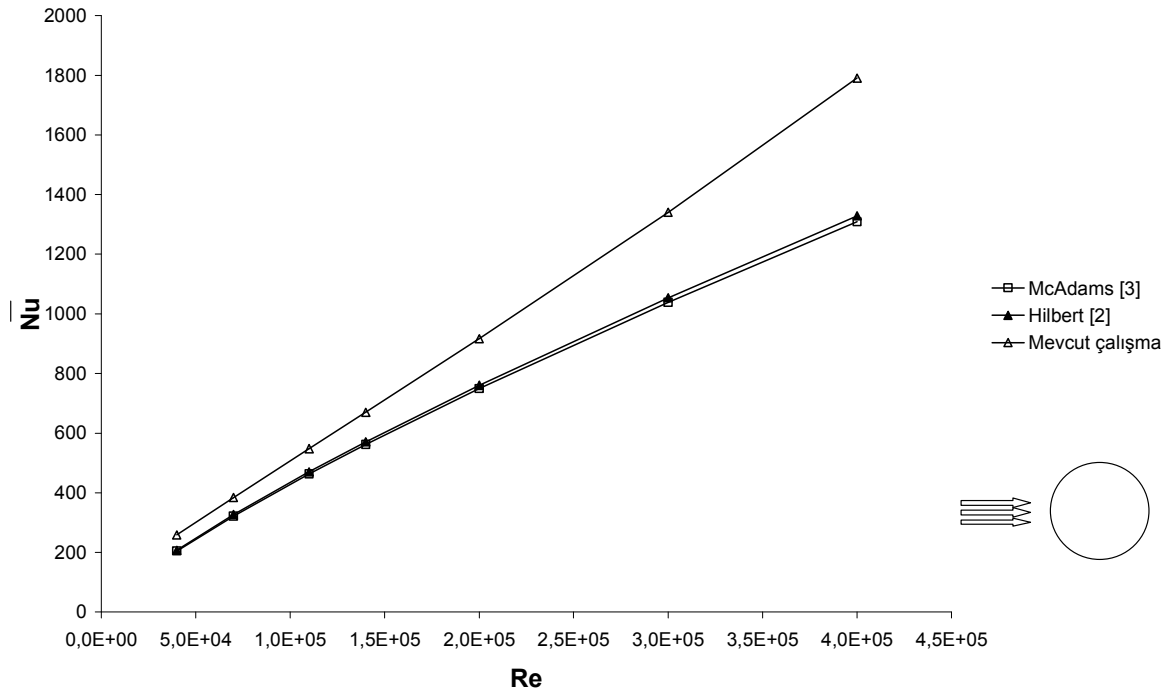
Şekil 4.1. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 0.708$)



Şekil 4.2. Silindir yüzey üzerinden akışta NH_3 için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 0.877$)



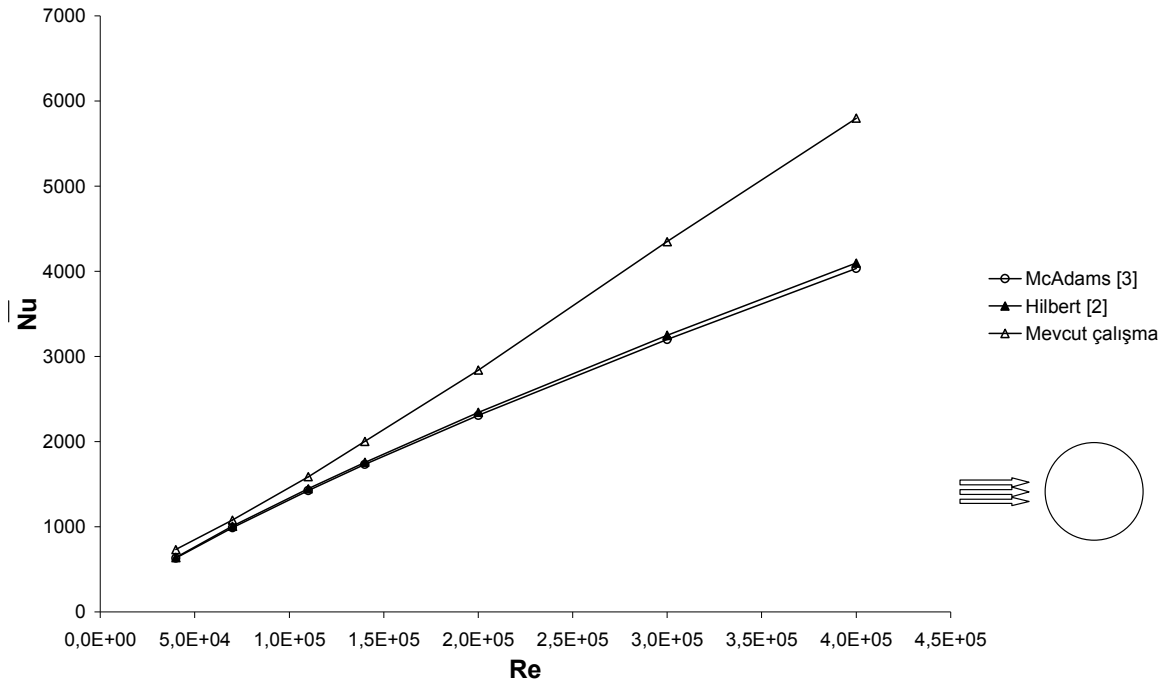
Şekil 4.3. Silindir yüzey üzerinden akışta civa için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 0.234$)



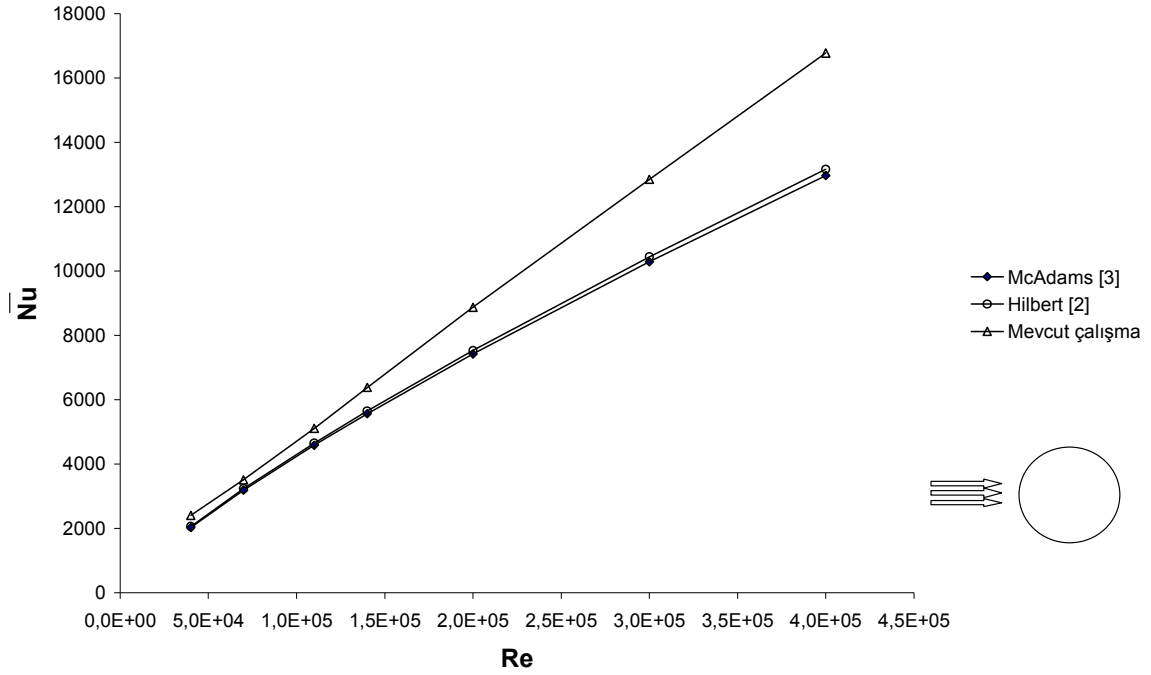
Şekil 4.4. Silindir yüzey üzerinden akışta freon için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 3.5$)

Şekil 4.5’ te etilen glikol için izafi hatalar; $Re = 4 \times 10^4$ için % 12.42, $Re = 7 \times 10^4$ için % 6.66, $Re = 11 \times 10^4$ için % 8.79, $Re = 14 \times 10^4$ için % 12.18, $Re = 2 \times 10^5$ için % 17.40, $Re = 3 \times 10^5$ için % 25.28, $Re = 4 \times 10^5$ için % 29.35 olarak elde edilmiştir.

Şekil 4.6’ da motor yağı için izafi hatalar; $Re = 4 \times 10^4$ için % 14.50, $Re = 7 \times 10^4$ için % 7.76, $Re = 11 \times 10^4$ için % 8.87, $Re = 14 \times 10^4$ için % 11.46, $Re = 2 \times 10^5$ için % 15.10, $Re = 3 \times 10^5$ için % 18.73, $Re = 4 \times 10^5$ için % 21.52 olarak elde edilmiştir.



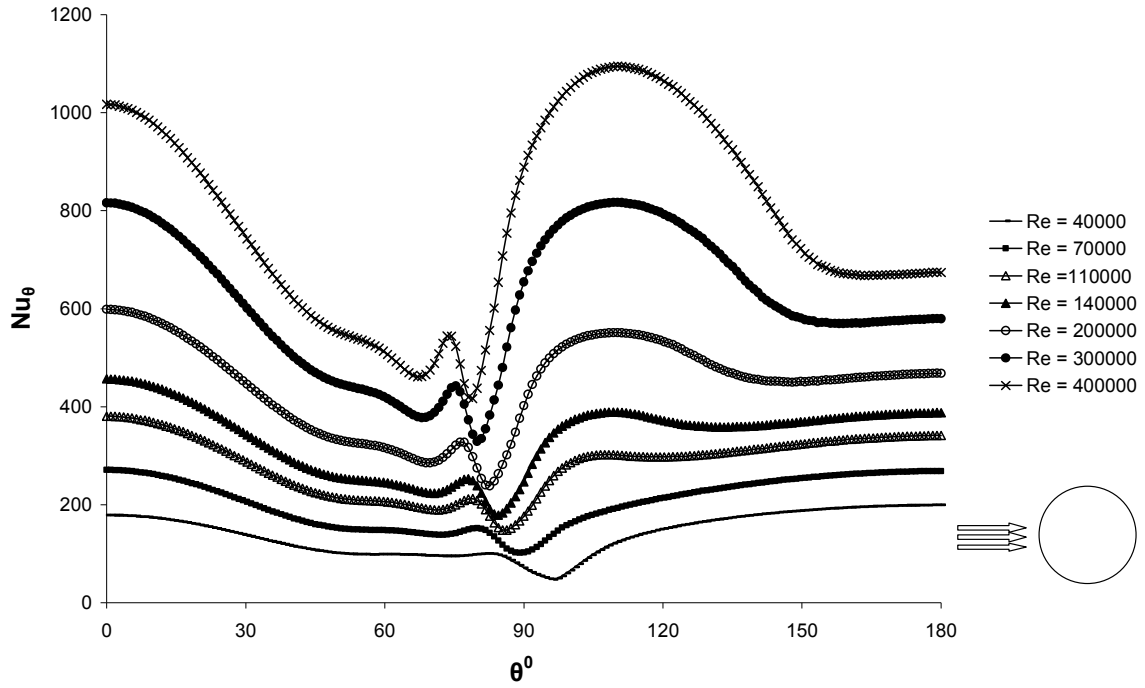
Şekil 4.5. Silindir yüzey üzerinden akışta etilen glikol için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 103$)



Şekil 4.6. Silindir yüzey üzerinden akışta motor yağı için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 3431$)

Şekil 4.7 – Şekil 4.12 arasındaki grafiklerde silindir yüzey üzerinden laminar ve türbülanslı akış için yerel Nusselt sayılarının silindirin ön durma noktasından itibaren $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ arasındaki açısal değişimi görülmektedir.

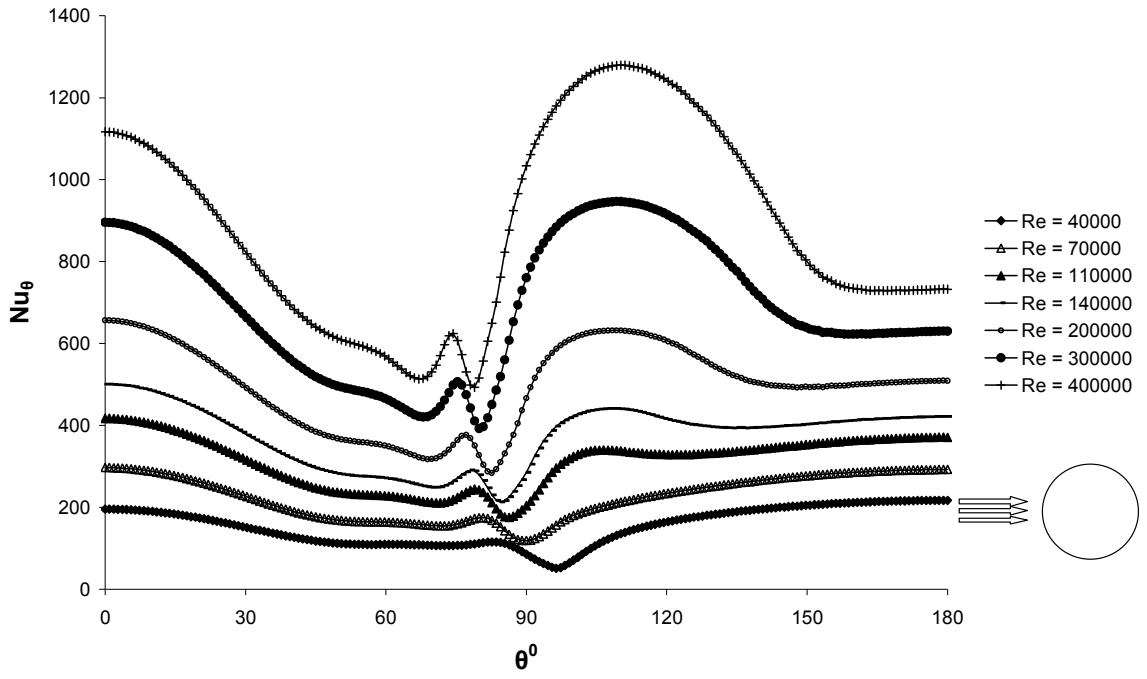
Şekil 4.7’ de $Re < 10^5$ için yerel Nusselt sayısının literatürde belirtildiği gibi 1 minimum noktadan geçtiği, $Re > 10^5$ için 2 farklı minimum noktadan geçtiği görülmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla yerel Nusselt sayısının ikinci bir minimum noktadan geçişinin daha belirgin olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.7’ de hava kullanılmış, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 93° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 88° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 11 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 86° ’ de, ikinci minimum nokta 121° ’ de, $Re = 14 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 85° ’ de, ikinci minimum nokta 134° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 82° ’ de, ikinci minimum nokta 150° ’ de, $Re = 3 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 79° ’ de, ikinci minimum nokta 158° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 78° ’ de, ikinci minimum nokta 164° ’ de oluşmuştur.



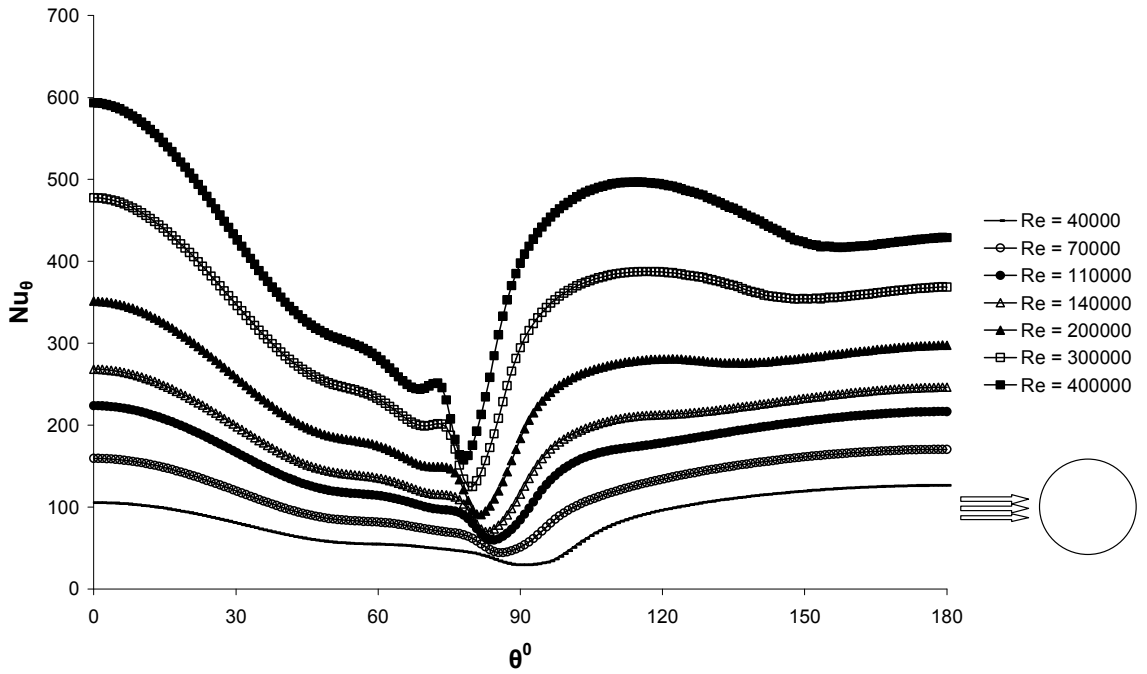
Şekil 4.7. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$)

Şekil 4.8’ de NH_3 , $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 96° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 90° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 11 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 86° ’ de, ikinci minimum nokta 121° ’ de, $Re = 14 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 85° ’ de, ikinci minimum nokta 138° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 82° ’ de, ikinci minimum nokta 147° ’ de, $Re = 3 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 79° ’ de, ikinci minimum nokta 163° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 78° ’ de, ikinci minimum nokta 170° ’ de oluşmuştur.

Şekil 4.9’ da civa, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 90° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 86° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 11 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 84° ’ oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 14 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 82° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 81° ’ de, ikinci minimum nokta 1134° ’ de, $Re = 3 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 79° ’ de, ikinci minimum nokta 150° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 78° ’ de, ikinci minimum nokta 160° ’ de oluşmuştur.



Şekil 4.8. Silindir yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$)

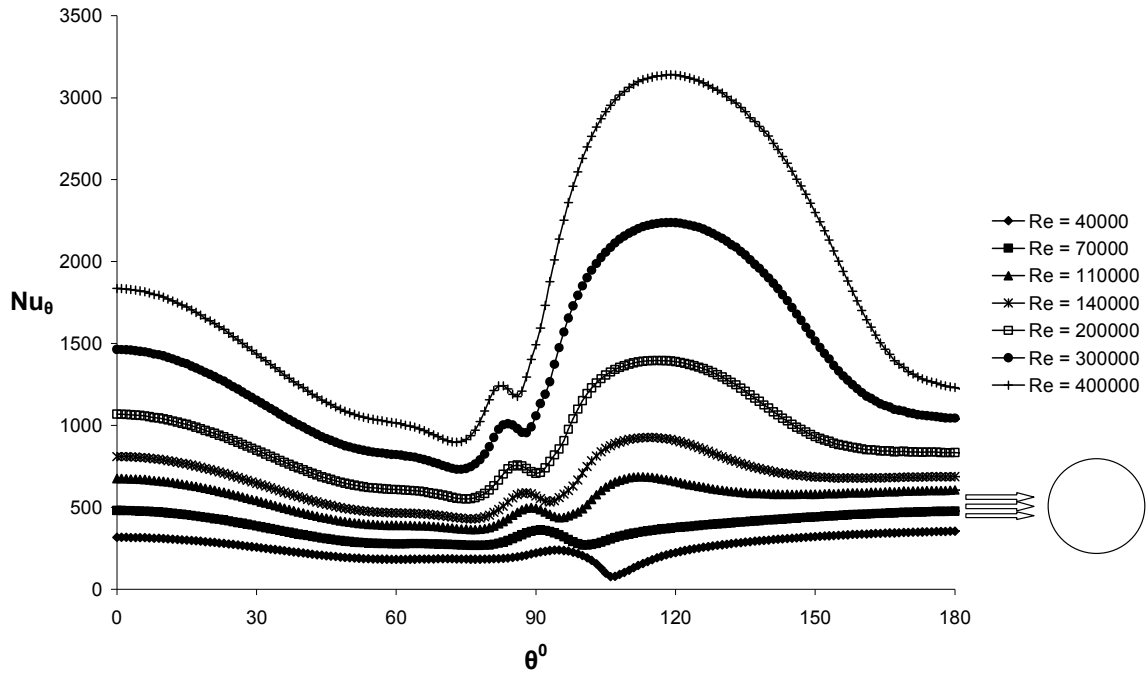


Şekil 4.9. Silindir yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$)

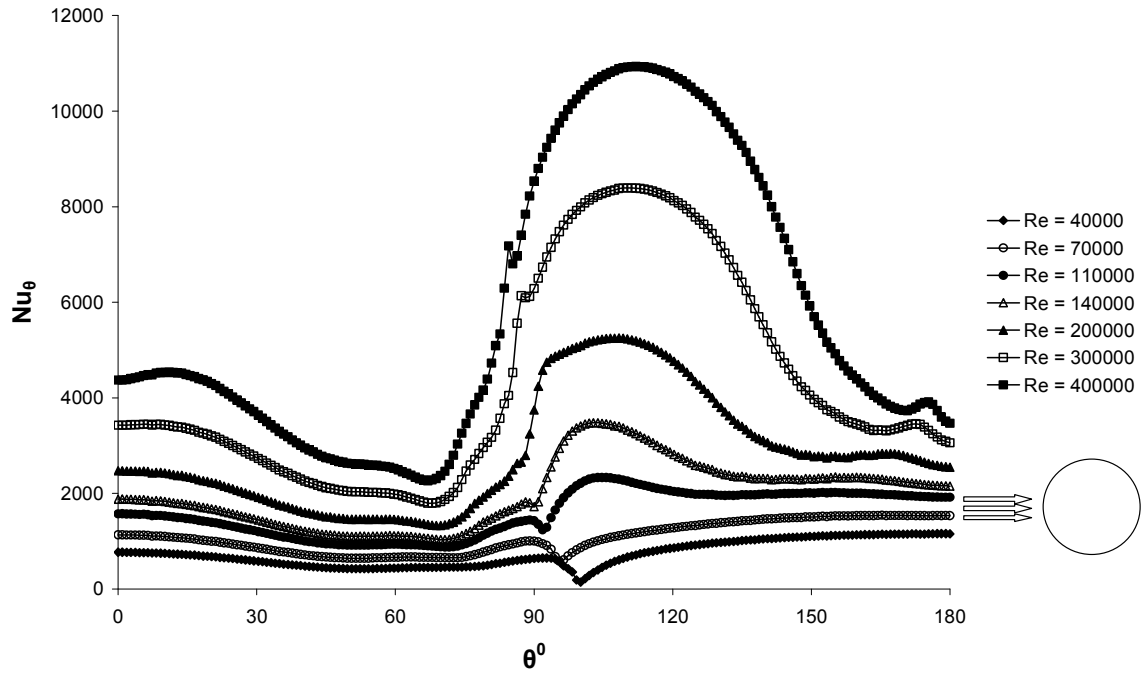
Şekil 4.10' da freon, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 98^0 de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 91^0 de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 11 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 72^0 de, ikinci minimum nokta 133^0 de, $Re = 14 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 70^0 de oluşmuş, ikinci minimum nokta 148^0 de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 68^0 de, ikinci minimum nokta 159^0 de, $Re = 3 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 68^0 de, ikinci minimum nokta 176^0 de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 67^0 de, ikinci minimum nokta 177^0 de oluşmuştur.

Şekil 4.11' de etilen glikol, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 100^0 de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 95^0 de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 11 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 71^0 de, ikinci minimum nokta 133^0 de, $Re = 14 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 70^0 de oluşmuş, ikinci minimum nokta 147^0 de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 69^0 de, ikinci minimum nokta 158^0 de, $Re = 3 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 68^0 de, ikinci minimum nokta 166^0 de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 67^0 de, ikinci minimum nokta 170^0 de oluşmuştur.

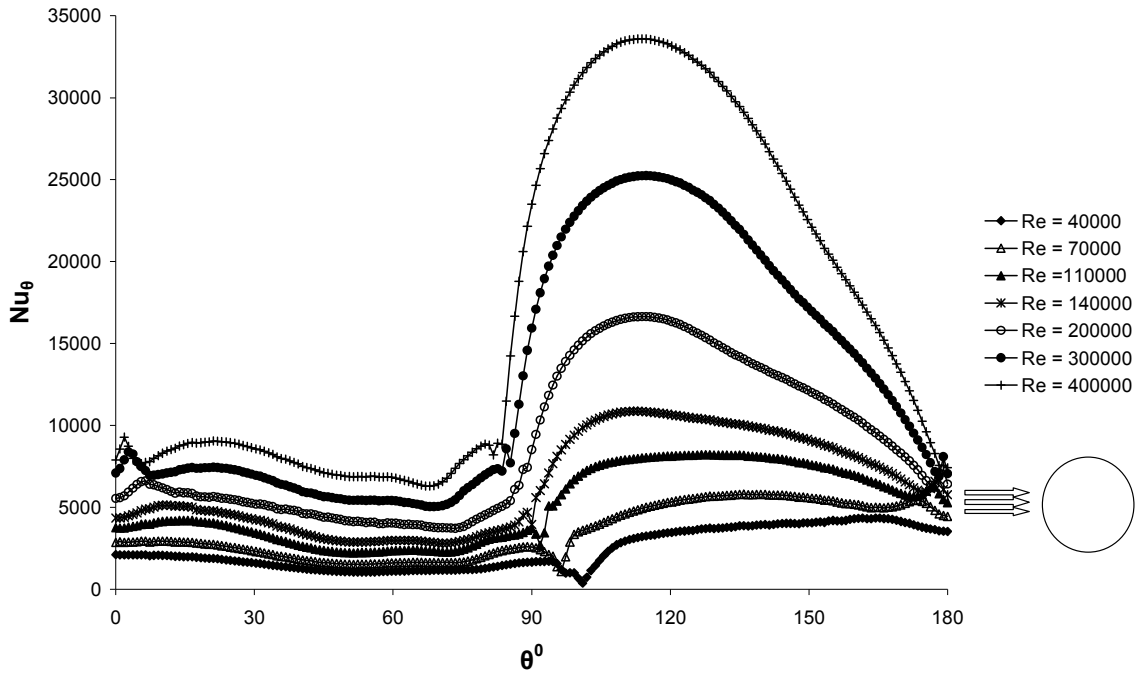
Şekil 4.12' de motor yağı, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 101^0 de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 96^0 de, ikinci minimum nokta 167^0 de oluşmuştur. $Re = 11 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 91^0 de, ikinci minimum nokta 172^0 de, $Re = 14 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 90^0 de oluşmuş, ikinci minimum nokta 174^0 de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 74^0 de, ikinci minimum nokta 177^0 de, $Re = 3 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 71^0 de, ikinci minimum nokta 178^0 de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 68^0 de, ikinci minimum nokta 178^0 de oluşmuştur.



Şekil 4.10. Silindir yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$)



Şekil 4.11. Silindir yüzey üzerinden akışta etilen glükol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$)



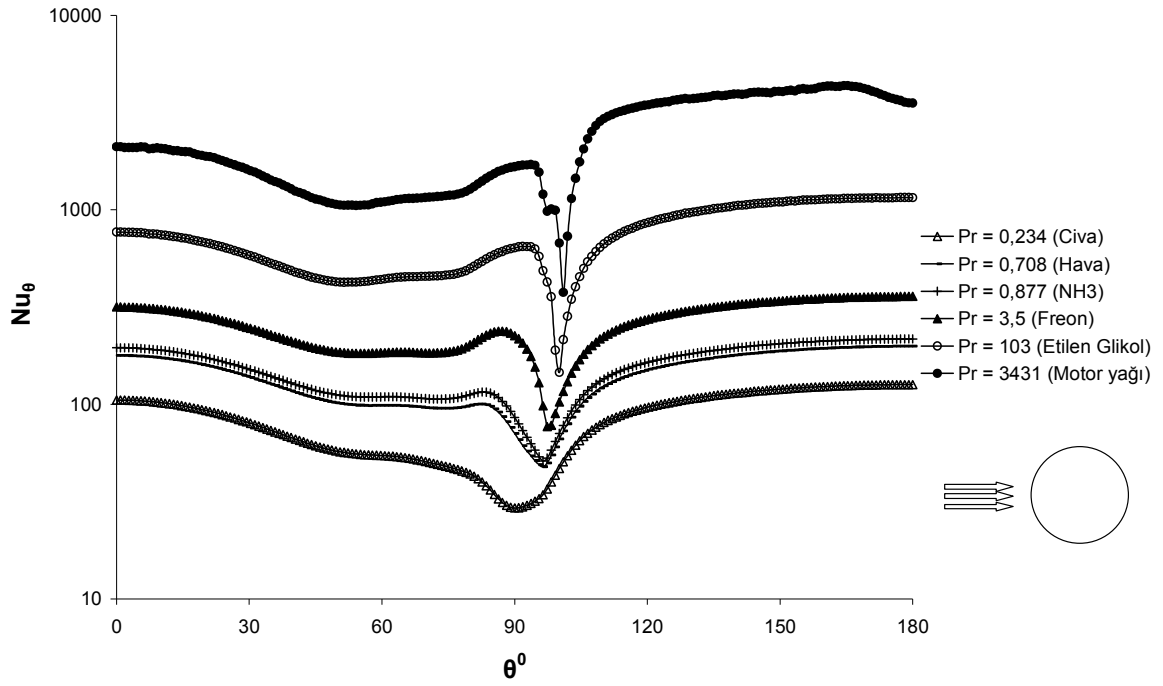
Şekil 4.12. Silindir yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$)

Şekil 4.13 – Şekil 4.19 arasındaki grafiklerde aynı Reynolds sayılarındaki farklı akışkanların silindir yüzey üzerinden akışı incelenmiştir. Grafiklere bakıldığında aynı Reynolds sayılarında; Prandtl sayılarının arttırılmasıyla yerel Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir. Ayrıca Prandtl sayısının arttırılmasıyla oluşan minimum noktanın yerinin değiştiği görülmektedir. Daha önceki grafiklerde yerel Nusselt sayılarının hangi açılarda minimumdan geçtiği incelenmiştir. Bu grafiklerde ise yerel Nusselt sayılarının hangi açılarda en yüksek değerine ulaştığı incelenmiştir.

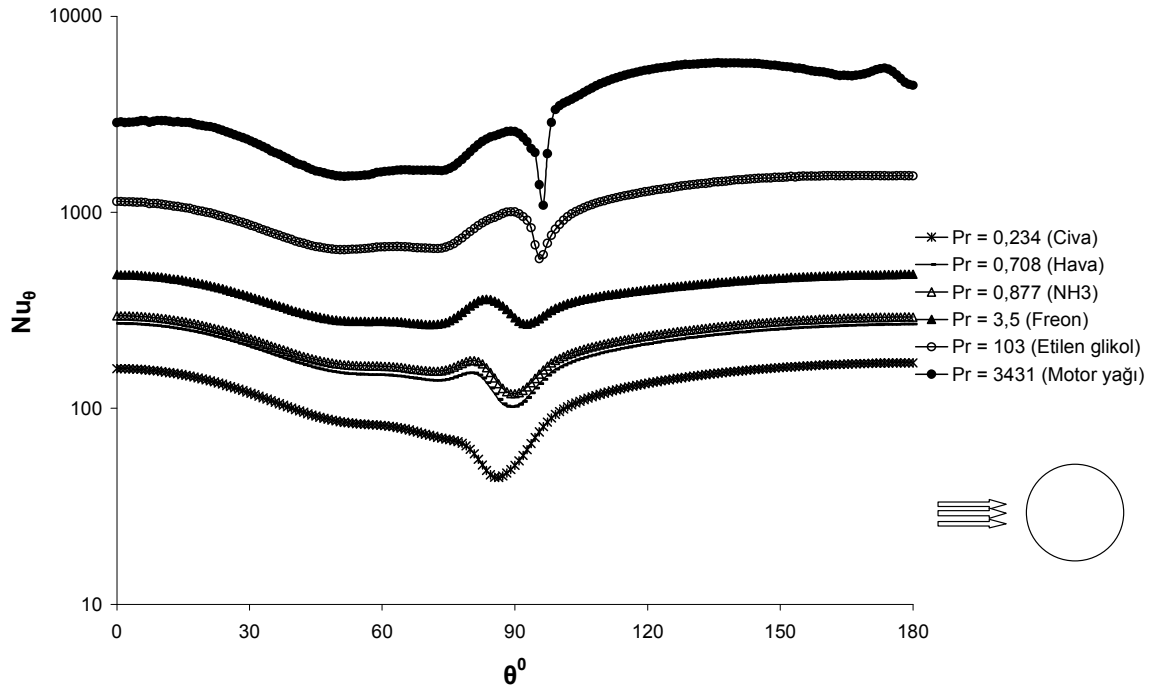
Grafiklerin daha iyi gözlemlenebilmesi için bazı grafiklerde yerel Nusselt sayıları logaritmik çizilmiştir.

Şekil 4.13’ de ($Re = 4 \times 10^4$) en yüksek yerel Nusselt sayısı civa, hava, NH_3 ve etilen glikol için 180° ’ de, motor yağı için 165° ’ de oluşmuştur.

Şekil 4.14’ de ($Re = 7 \times 10^4$) en yüksek yerel Nusselt sayısı civa için 180° ’ de, hava için 0° ’ de, NH_3 için 0° ’ de, freon için 179° ’ de, etilen glikol için 168° ’ de, motor yağı için 139° ’ de oluşmuştur.



Şekil 4.13. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$)



Şekil 4.14. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$)

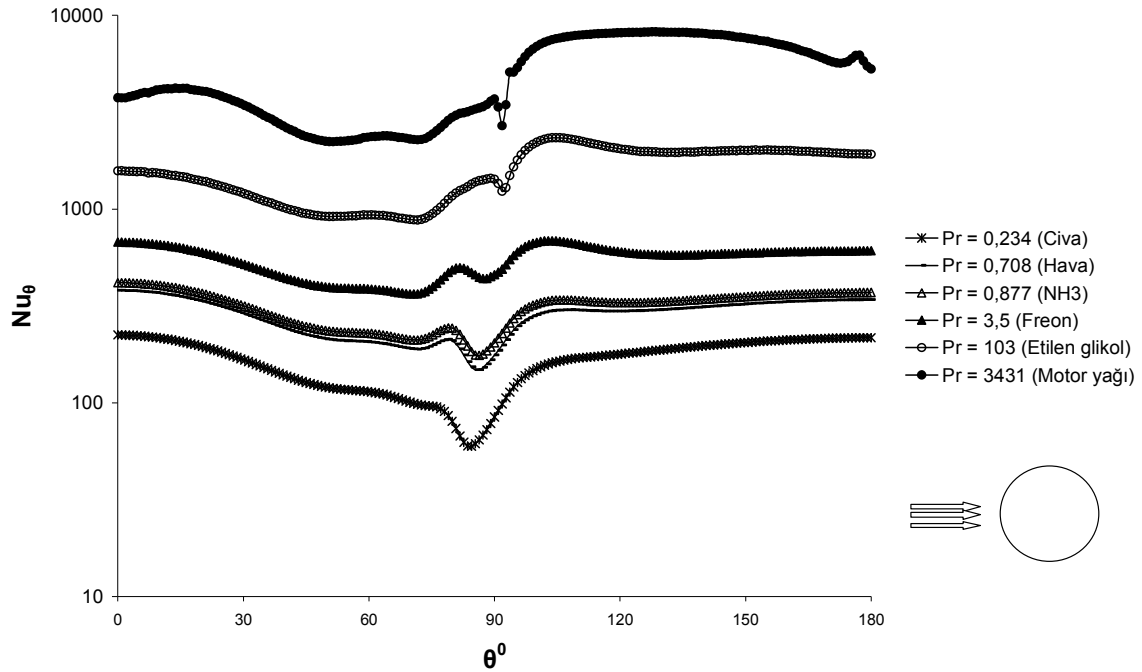
Şekil 4.15' de ($Re = 11 \times 10^4$) en yüksek yerel Nusselt sayısı civa için 0° de, hava için 0° de, NH_3 için 0° de, freon için 0° de, etilen glikol için 104° de, motor yağı için 132° de oluşmuştur.

Şekil 4.16' da ($Re = 14 \times 10^4$) en yüksek yerel Nusselt sayısı civa, $Re =$ için 0° de, hava için 0° de, NH_3 için 0° de, freon için 103° de, etilen glikol için 102° de, motor yağı için 112° de oluşmuştur.

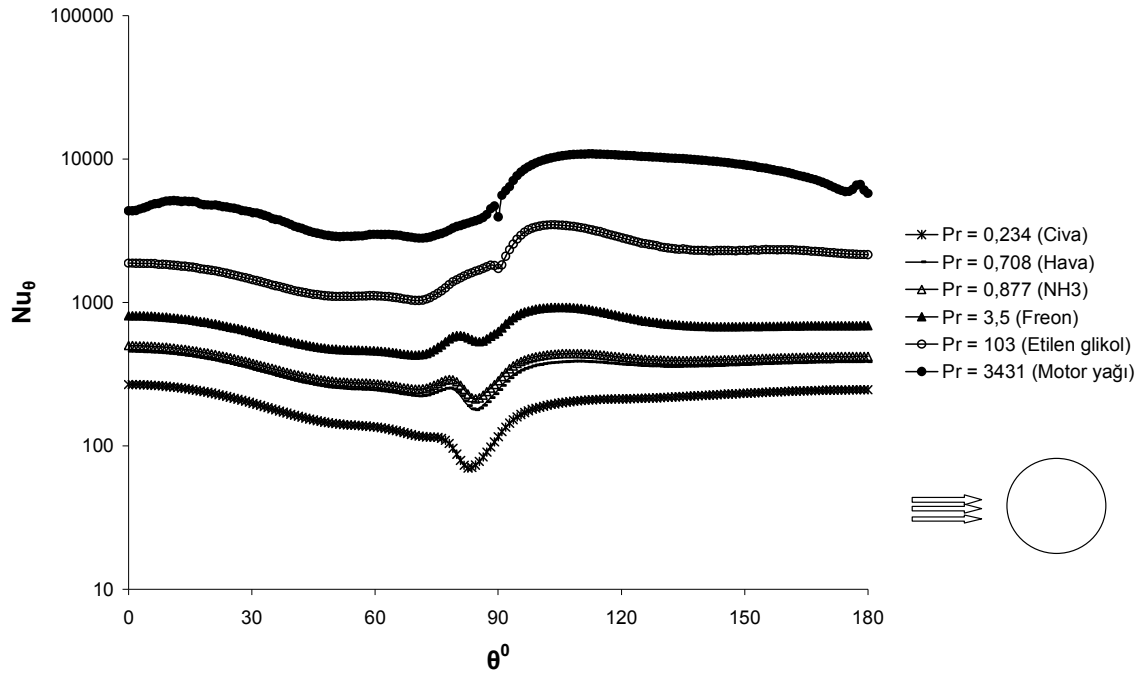
Şekil 4.17' de ($Re = 2 \times 10^5$) en yüksek yerel Nusselt sayısı civa için 0° de, hava için 0° de, NH_3 için 0° de, freon için 106° de, etilen glikol için 108° de, motor yağı için 113° de oluşmuştur.

Şekil 4.18' de ($Re = 3 \times 10^5$) en yüksek yerel Nusselt sayısı civa için 0° de, hava için 110° de, NH_3 için 109° de, freon için 109° de, etilen glikol için 112° de, motor yağı için 113° de oluşmuştur.

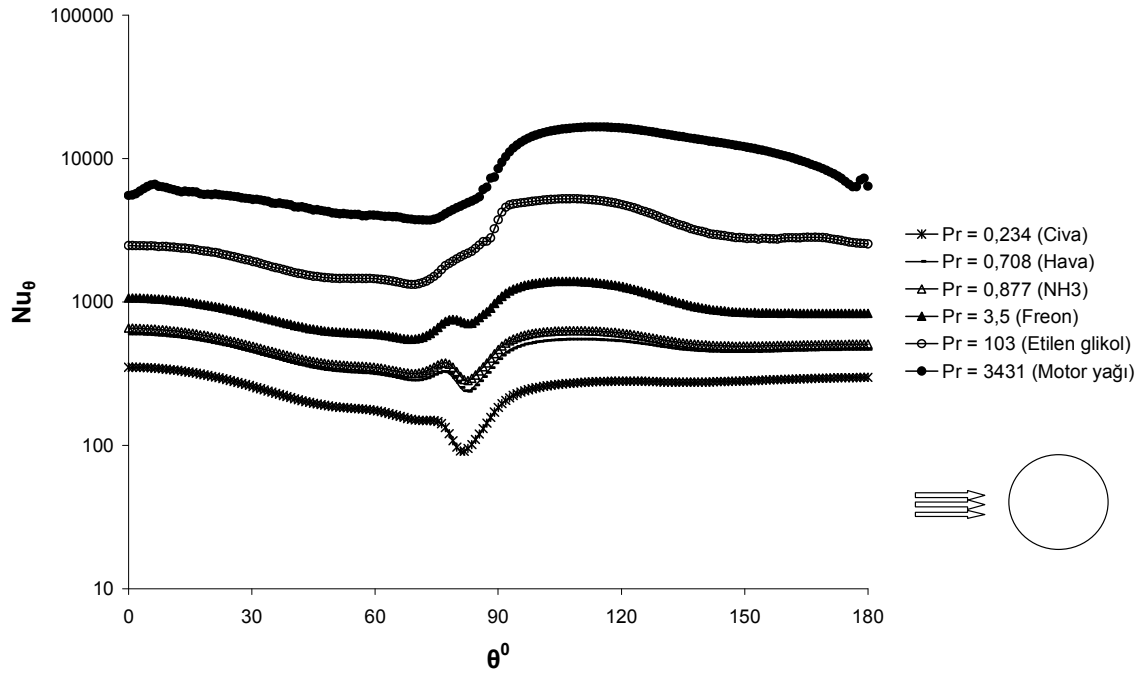
Şekil 4.19' da ($Re = 4 \times 10^5$) en yüksek yerel Nusselt sayısı civa için 0° de, hava için 110° de, NH_3 için 110° de, freon için 108° de, etilen glikol için 113° de, motor yağı için 114° de oluşmuştur.



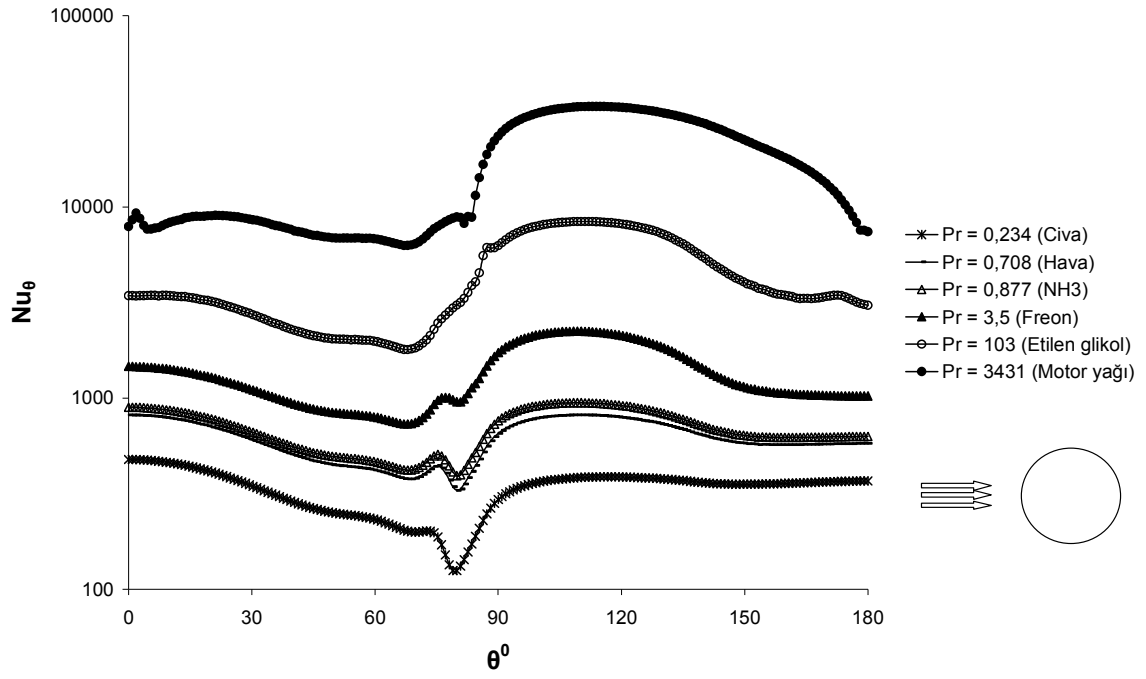
Şekil 4.15. Silindir yüzeyinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 11 \times 10^4$)



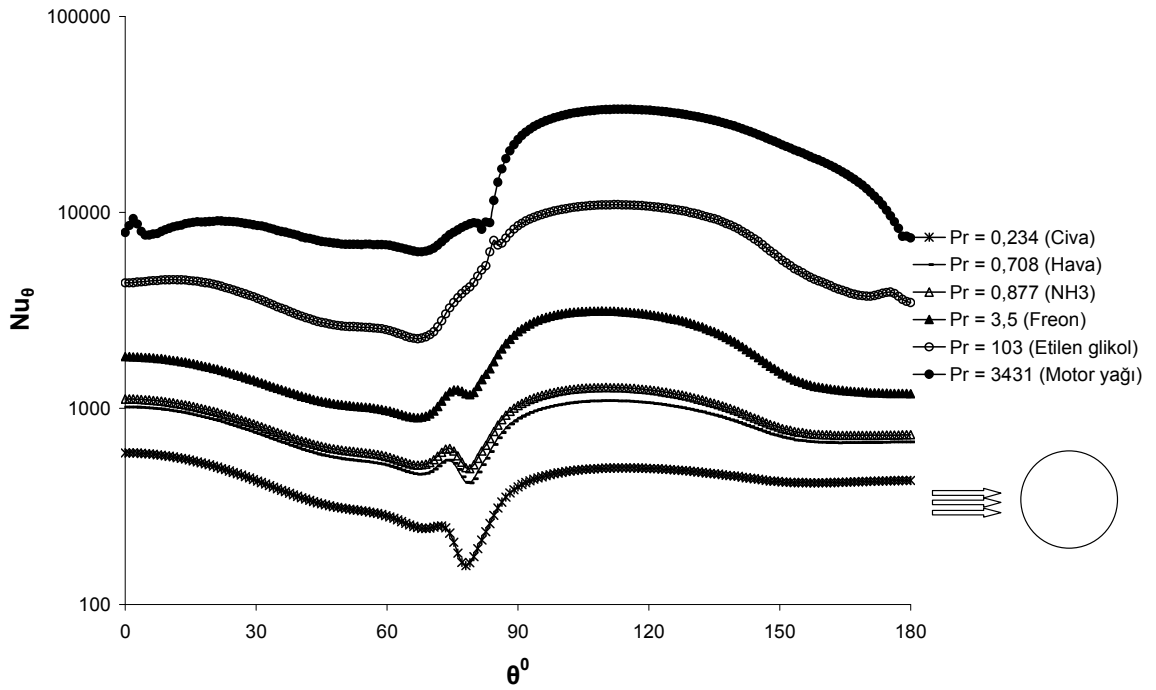
Şekil 4.16. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 14 \times 10^4$)



Şekil 4.17. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$)



Şekil 4.18. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 3 \times 10^5$)



Şekil 4.19. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$)

EK-2’ de silindir yüzey üzerinden akışta elde edilen ortalama Nusselt sayıları tablo halinde verilmiştir. Tablo incelendiğinde Reynolds sayılarının artmasıyla Nusselt sayılarının arttığı, benzer şekilde Reynolds sayılarının sabit tutulup Prandtl sayılarının artmasıyla Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir.

4.1.2. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi

Bu kısımda silindir üzerindeki akışta Reynolds ve Prandtl sayılarına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı için üç farklı bağıntı elde edilmiş ve bu bağıntılardan hangisinin daha iyi sonuç verdiği tartışılmıştır. Bağlıntılar için elde edilen denklemlerin katsayıları Tablo 4.1 ve Tablo 4.2’ de görülmektedir.

Tablo 4.1’ de akışkanların ayrı ayrı ele alınması sonucu elde edilen katsayılar görülmektedir. Akışkanların ayrı ayrı kullanılması, hesaplanması gereken veri sayısını azaltacağından Tablo 4.2’ deki gibi daha fazla veriyi aynı anda kullanmak daha duyarlı sonuçlar vermektedir. Tablo 4.2 incelendiğinde $\overline{Nu}_1 = aRe^bPr^{1/3}$ bağıntısındaki 1/3 terimi yerine yeni bir c sabiti denenmiş, $\overline{Nu}_2 = aRe^bPr^c$ bağıntısı için bulunan yeni c değerlerinin 1/3 değerine çok yakın değerler olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca Prandtl sayısının etkisini incelemek için bağıntıdaki Pr^c terimi kaldırılmıştır. Yapılan analiz sonucunda, $\overline{Nu}_3 = aRe^b$ bağıntısı için Regresyon katsayısı 0.184 değerlerine kadar inmiştir. Regresyon katsayısının bu kadar düşük olması duyarlı sonuçlar vermemektedir. Dolayısıyla silindir yüzey üzerinden akışta $\overline{Nu}_1 = aRe^bPr^{1/3}$ bağıntısını kullanmak daha duyarlı sonuçlar verir.

Tablo 4.1. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri

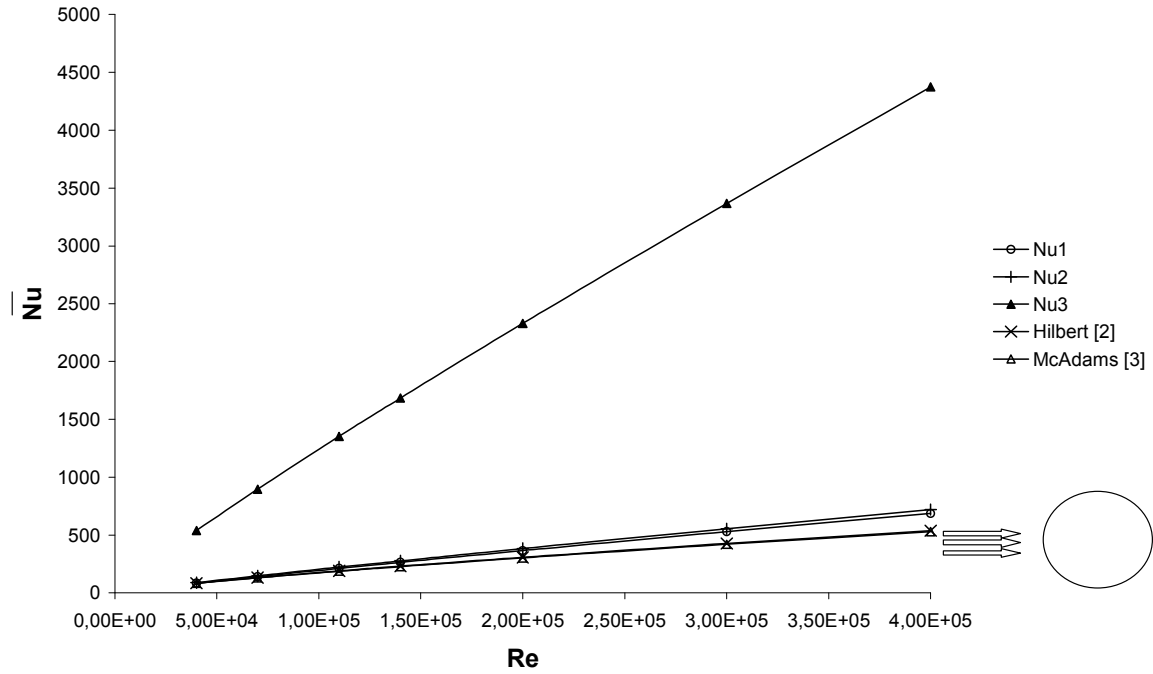
Akışkan Tipi	Prandtl Sayısı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	c	R ²
Civa	0.234	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0704	0.709	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0618	0.710	0.244	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0433	0.709	-	0.999
Hava	0.708	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.037	0.780	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.037	0.780	0.379	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.032	0.780	-	0.999
NH ₃	0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0316	0.796	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0158	0.796	-4.913	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0302	0.796	-	0.999
Freon	3.523	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0096	0.906	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0274	0.906	-0.496	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0147	0.906	-	0.998
Etilen Glikol	103	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0036	0.987	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0244	0.987	-0.079	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0169	0.987	-	0.999
Motor Yağı	3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0097	0.902	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0619	0.902	0.106	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.147	0.902	-	0.999

Tablo 4.2. Silindir yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri

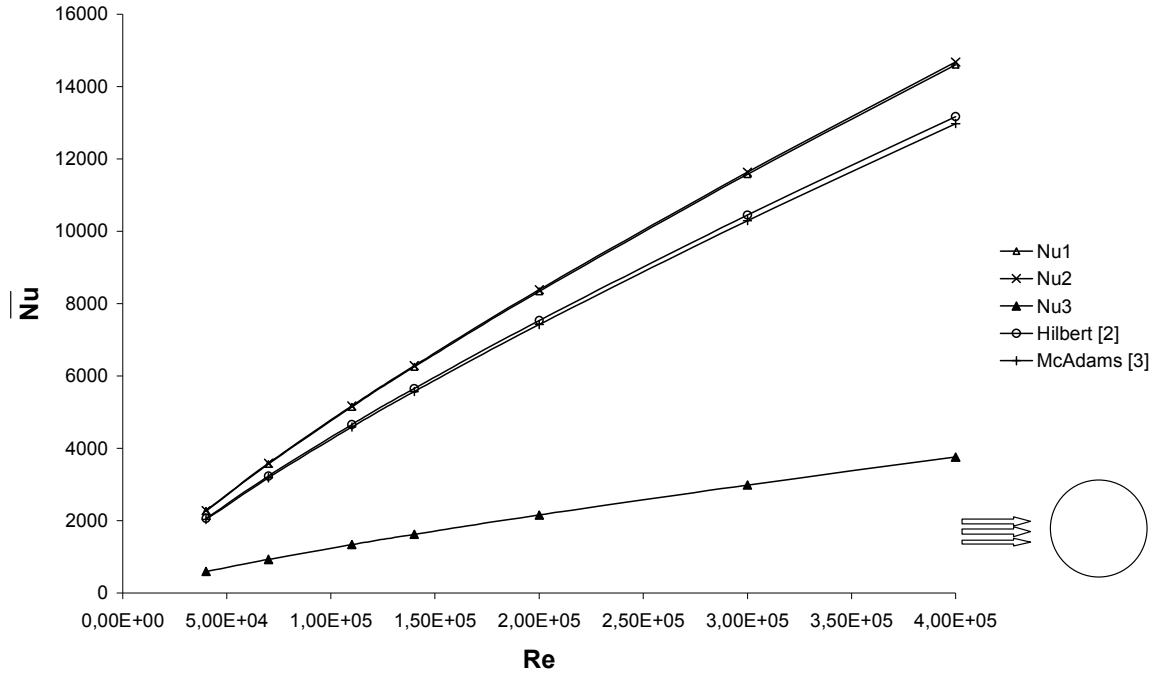
Akışkan Tipi	Prandtl Aralığı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	c	R ²
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234 - 3431	4x10 ⁴ – 4x10 ⁵	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.00904	0.90888	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.00939	0.9089	0.328	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0355	0.9087	-	0.365
Hava+NH ₃ (gazlar)	0.708 – 0.877	4x10 ⁴ – 4x10 ⁵	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0304	0.789	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0353	0.789	0.517	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0314	0.788	-	0.992
Civa+Freon+ E.Glikol+ Motor Y. (sıvılar)	0.234 - 3431	4x10 ⁴ – 4x10 ⁵	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.00897	0.9095	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.00981	0.9098	0.321	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0446	0.917	-	0.447
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon	Pr ≤ 3.5	4x10 ⁴ – 4x10 ⁵	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0172	0.851	-	0.973
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0142	0.860	0.489	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0213	0.830	-	0.703
E.Glikol+ Motor Y.	Pr ≥ 3.5	4x10 ⁴ – 4x10 ⁵	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.00894	0.9098	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0105	0.910	0.311	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0759	0.922	-	0.725
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234- 3431	4x10 ⁴ – 2x10 ⁵ (Laminar)	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0288	0.808	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0288	0.808	0.334	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.124	0.800	-	0.240
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234- 3431	2x10 ⁵ – 4x10 ⁵ (Türbülans)	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.00698	0.929	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0073	0.929	0.327	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0249	0.360	-	0.184

Şekil 4.20' de civa için $\overline{Nu}_1, \overline{Nu}_2, \overline{Nu}_3$ bağıntılarını kullanılarak elde edilen grafik görülmektedir. Şekil incelendiğinde literatürle en uyumlu bağıntının $\overline{Nu}_1$ bağıntısı olduğu görülebilir. $\overline{Nu}_3$ bağıntısının doğru sonuçlar vermemesi; ortalama Nusselt sayısının hesaplanmasında Prandtl sayısının etkisinin ihmal edilemeyecek bir parametre olduğunu göstermektedir.

Şekil 4.21' de silindir yüzey üzerinden akışta motor yağı için $\overline{Nu}_1, \overline{Nu}_2, \overline{Nu}_3$ bağıntılarının kullanılmasıyla elde edilen grafik görülmektedir. Grafiğe bakıldığında literatürle en uyumlu bağıntının $\overline{Nu}_1$ bağıntısı olduğu görülebilir.



Şekil 4.20. Silindir yüzey üzerinden akışta civa için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 0.234$)



Şekil 4.21. Silindir yüzey üzerinden akışta motor yağı için ortalama Nusselt sayısının değişiminin literatürle karşılaştırılması ($Pr = 3431$)

4.1.3. Direnç Katsayısının Elde Edilmesi

Direnç katsayısının (C_D) tespiti için denklem 4.1 kullanılmaktadır [1, 92] .

$$C_D = \frac{F_D}{A_{\text{ön}} \frac{1}{2} \rho V^2} = \frac{2F_x}{zD \frac{1}{2} \rho V^2} \quad (4.1)$$

Denklemdaki F_D terimi akışa karşı gösterilen direnç kuvvetini, F_x terimi x yönündeki kuvveti temsil eder. Geometri simetri olduğu için x yönündeki kuvvetin değerinin 2 ile çarpılarak denkleme konulması gerekmektedir. $A_{\text{ön}}$ terimi kuvvete dik yöndeki izdüşüm alanıdır. Bu alan z doğrultusundaki mesafenin silindir çapıyla çarpılması sonucu elde edilir. Denklemdaki ρ terimi akışkan yoğunluğunu, V terimi ortalama akışkan hızını ifade eder. Tablo 4.3’ de silindir yüzey üzerinden akış durumunda C_D katsayıları görülmektedir. Bu çalışmada elde edilen direnç katsayıları bu aralıkta olduğundan bulunan sonuçlar literatüre uygundur.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda silindir yüzey üzerinden akışta Reynolds sayısının yaklaşık 1×10^3 ve daha üst değerlerinde C_D katsayısının 0.33 – 1.2 değerleri arasında kaldığı ifade edilmiştir [92].

Reynolds sayısı arttıkça akışta ayrılmalara etkisi önem kazanır. Hem silindirik hem de küresel cisimlerde Reynolds sayısı arttıkça direnç katsayılarında bir azalma görülür. Tablo 4.3' e bakıldığında Prandtl sayısı sabit tutularak Reynolds sayısı arttırıldığında x yönündeki kuvvet artmakta ve direnç katsayısı azalmaktadır. Reynolds sayısı sabit tutulup Prandtl sayısı arttırıldığında x yönündeki kuvvetin artmasına rağmen direnç katsayılarının sabit kaldığı görülmektedir. Dolayısıyla farklı Reynolds sayıları için sadece tek bir akışkanın direnç katsayılarının elde edilmesi yeterlidir.

Tablo 4.3. Silindir yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları

Kullanılan akışkan	Pr	Re	C_D	F_x (N)	V(m/s)	ρ (kg/m ³)
Hava	0.708	4×10^4	0.712	0.0165	6.276	1.1776
Hava	0.708	7×10^4	0.643	0.0228	10.983	1.1776
Hava	0.708	2×10^5	0.555	0.161	31.38	1.1776
Hava	0.708	4×10^5	0.500	0.580	62.76	1.1776
Motor yağı	3431	4×10^4	0.712	2077.35	115.2	877.9
Civa	0.234	2×10^5	0.555	0.0874	0.216	13500

4.1.4. Art İzi Mesafesinin Elde Edilmesi

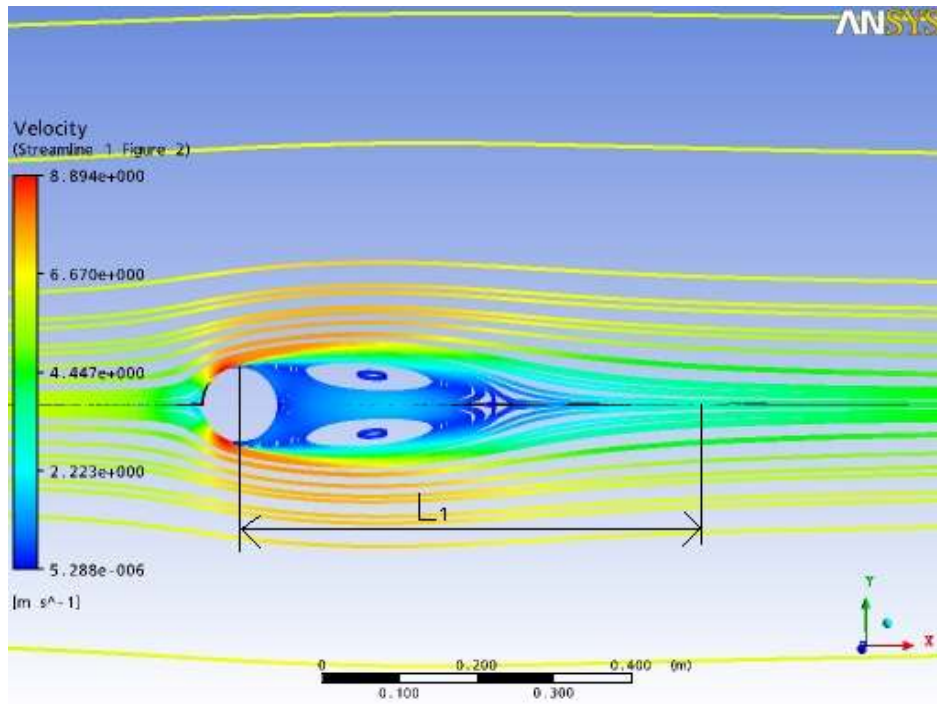
Dış akışlarda ayrılma olayı önemli bir parametredir. Yeteri kadar yüksek hızda bir akışkanın cismin yüzeyinden ayrılmasına akış ayrılması adı verilir. Ayrılma noktasının konumu; Reynolds sayısı, yüzey pürüzlülüğü ve serbest akımdaki çalkantıların düzeyi gibi birçok etkene bağlıdır. Katı yüzeyin geometrisinde keskin köşeler veya ani değişimler yoksa ayrılmanın tam olarak nerede olacağını kestirmek çoğunlukla zordur. Bir akışkan cisimden ayrıldığında, cisim ile akışkan akımı arasında bir ayrılmış bölge oluşturur. Cismin arka tarafında, sürekli dolanımlı ve geriye doğru akışların ortaya çıktığı bu büyük basınç bölgesine ayrılmış bölge denir. Ayrılmış bölge ne kadar büyükse basınç direnci de o kadar büyük olur. Cismin hız üzerindeki etkilerinin hissedildiği, cismin ardında kalan uzayan akış bölgesine art izi denir. İki akış tekrar birleştiğinde art izi sona erer. Art izi ayrılmadan sonra cismin arkasında büyümeye devam eder.

Viskoz ve dñnel etkiler; sınır tabakada, ayrılmış bñlgede ve art izinde bñyñk ònem taşır. Tablo 4.4’ de ayrıılma noktasından itibaren oluşan boyutsuz art izi mesafeleri, (L_1/D) verilmiştir. Tablo 4.4’ de Reynolds sayısının artmasıyla art izi mesafelerinin azaldığı gñr÷lmektedir. Art izi mesafeleri aynı Reynolds sayısında farklı akışkanlar için denenmiş ve art izinin değişmediği gñr÷lmüşt÷r. Bu nedenle farklı Reynolds sayılarında sadece hava kullanılarak art izi mesafeleri elde edilmiştir.

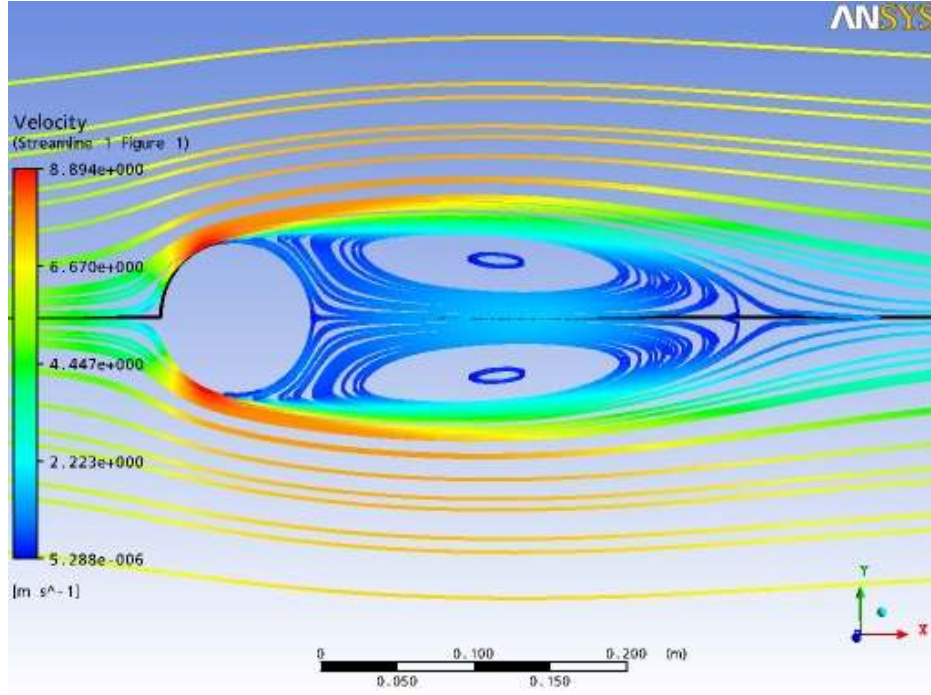
Tablo 4.4. Silindir y÷zey ÷zerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri

Kullanılan akışkan	Re	Pr	L_1/D
Hava	4×10^4	0.708	6.60
Hava	7×10^4	0.708	6.34
Hava	2×10^5	0.708	6.02
Hava	4×10^5	0.708	5.60

şekil 4.22.a’ da $Re = 4 \times 10^4$ için elde edilen art izi mesafesi, şekil 4.22.b’ de akım çizgileri gñr÷lmektedir. şekillerde silindir y÷zeyin arka kısmında girdapların oluştuğu gñr÷lmektedir.



şekil 4.22.a. Silindir y÷zey ÷zerinden akışta hava için art izi mesafesi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$)



Şekil 4.22.b. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$)

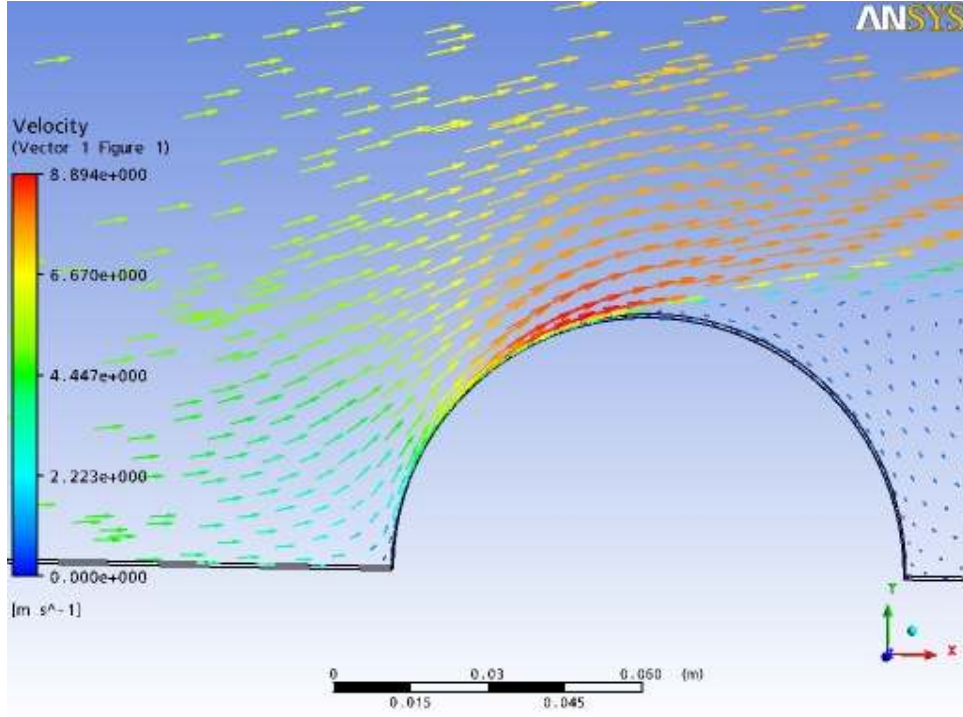
4.1.5. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

Şekil 4.23- Şekil 4.26 arasındaki şekillerde silindir yüzey üzerinden akışta $Re = 4 \times 10^4$, hava için elde edilen hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.23’ de silindirin ön durma noktasından itibaren $70^\circ - 80^\circ$ civarlarında hızın maximuma ulaştığı görülmektedir.

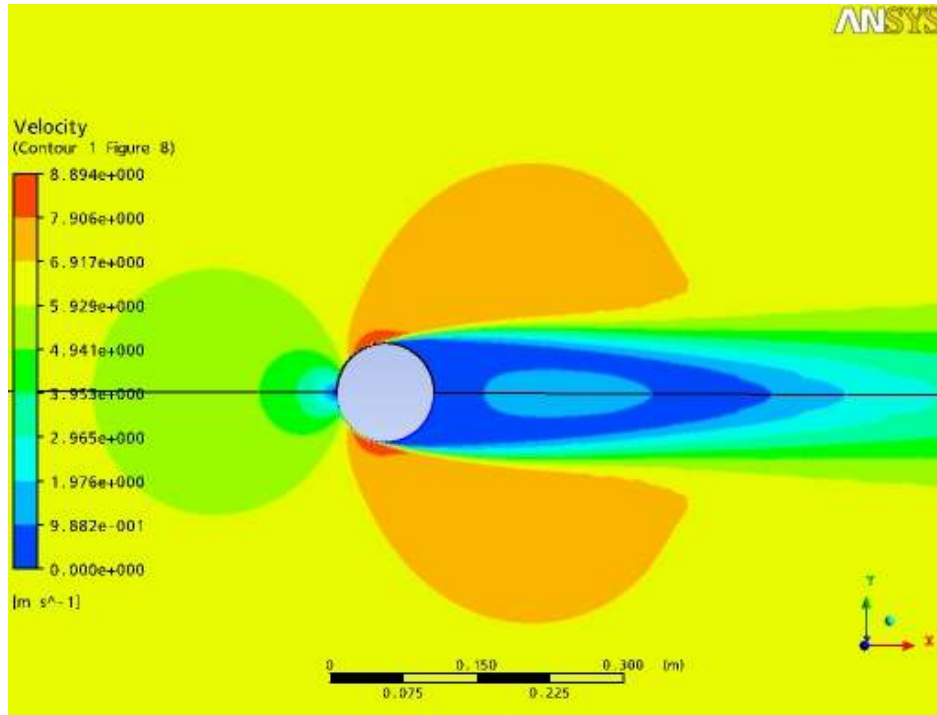
Şekil 4.24.a, b’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için ortalama hız değişimi verilmiştir. Silindir yüzeyin ön kısmında durma noktasında hızın sıfır olduğu görülmektedir. Benzer şekilde silindir yüzeyin arka kısmında geri dönüşlerden dolayı ortalama hızın sıfıra yakın değerler aldığı görülmektedir. Silindir yüzeyin üst ve alt kısımlarına doğru ise ortalama hızın giderek arttığı görülmektedir.

Şekil 4.25.a, b’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için sıcaklık değişimi verilmiştir. Yüzey sıcaklığı 323 K (50°C) sabit sıcaklıkta iken; 298 K (25°C) sıcaklığındaki akışkan tarafından soğutulduğu görülmektedir.

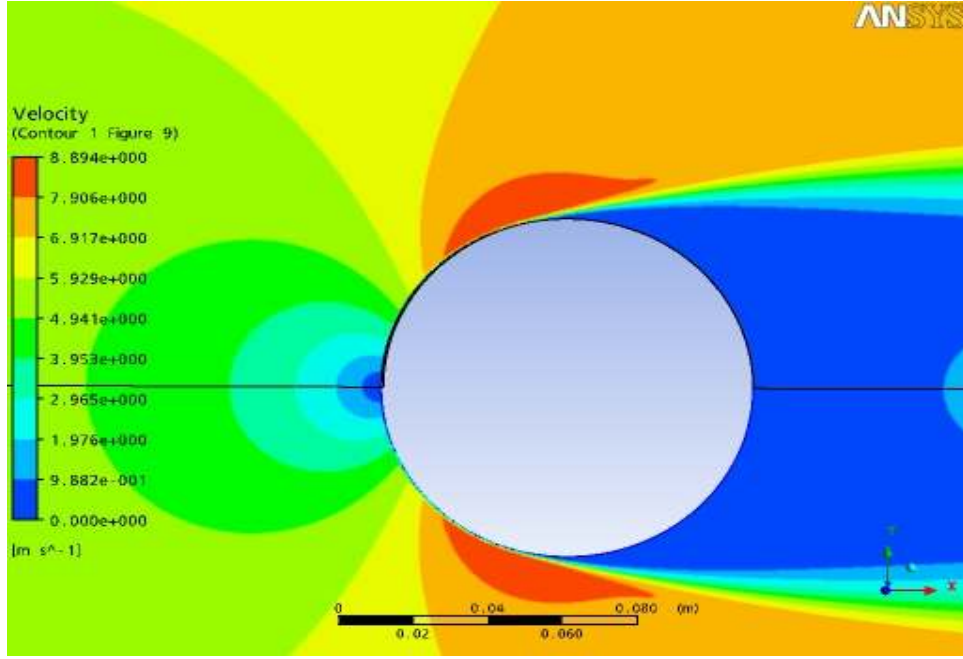
Şekil 4.26’ da $Re = 4 \times 10^4$, hava için basınç değişimi verilmiştir. En yüksek basınç değerinin silindir yüzeyin ön kısmında, en düşük basınç değerinin yüzeyin arka kısmına doğru olduğu görülmektedir.



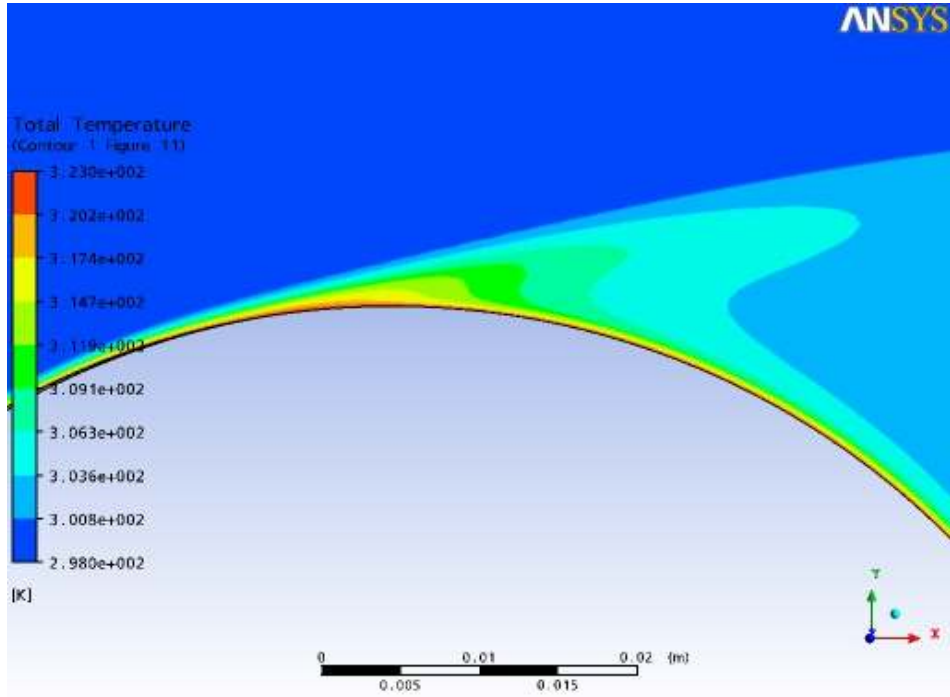
Şekil 4.23. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$)



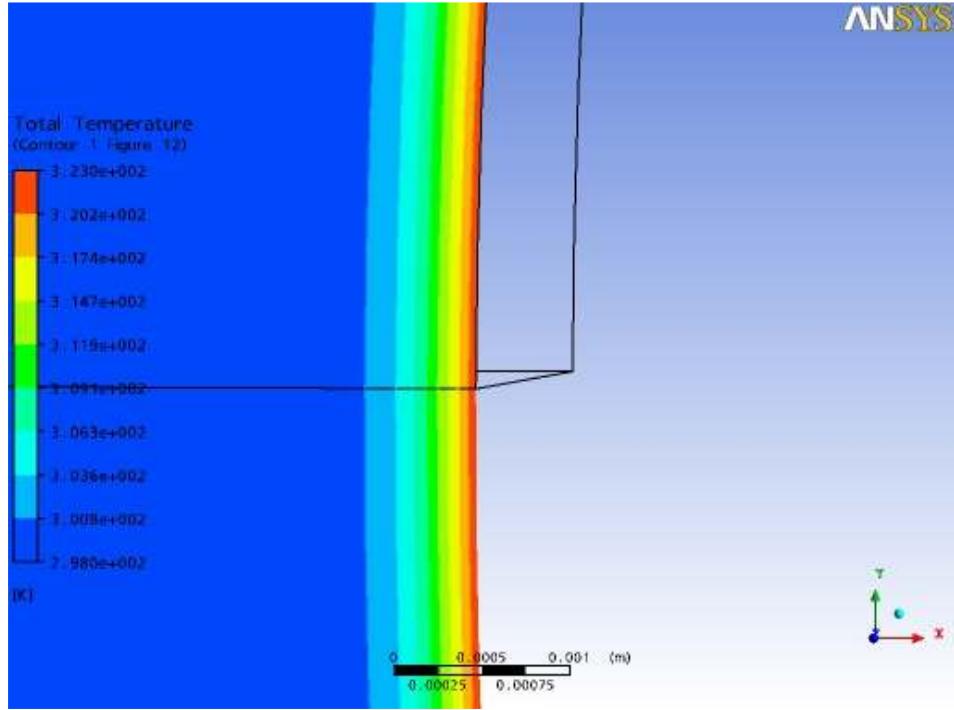
Şekil 4.24.a. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$)



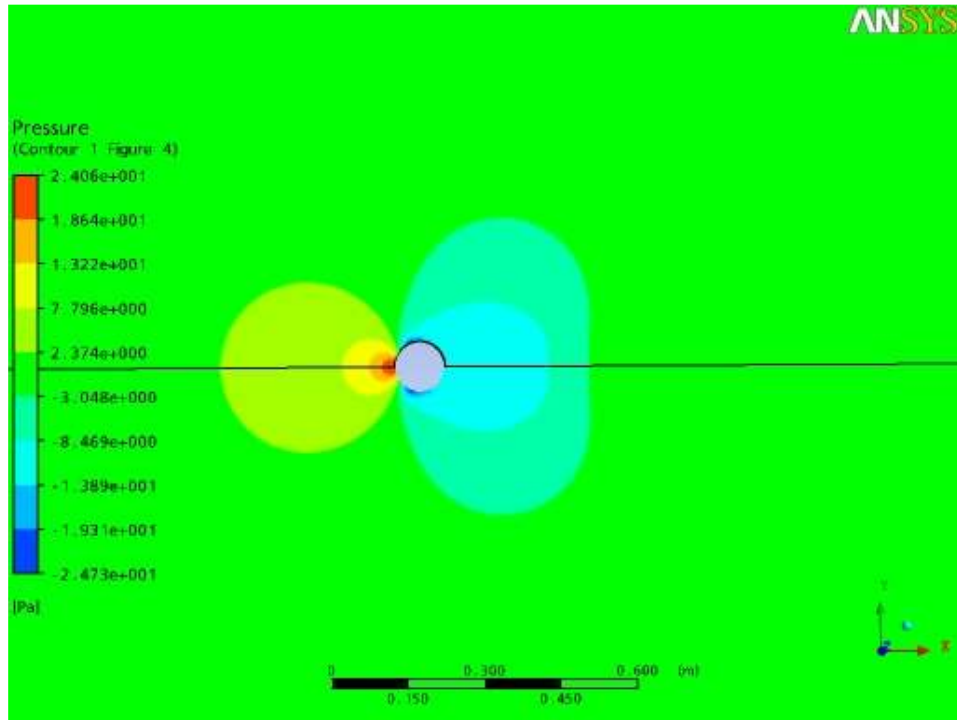
Şekil 4.24.b. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$)



Şekil 4.25.a. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$)



Şekil 4.25.b. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$)



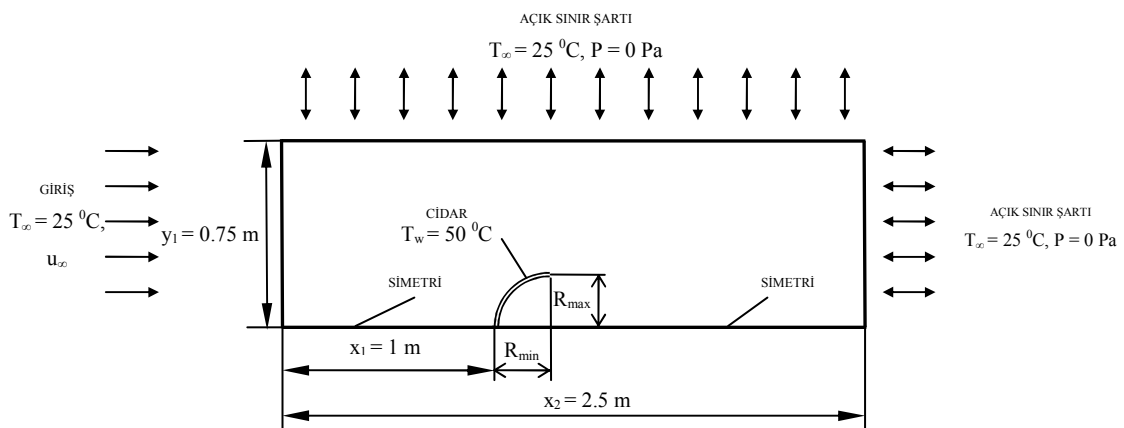
Şekil 4.26. Silindir yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$)

4.2. Dış Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar

Bu bölümde dış bükey yüzey üzerinden laminar ve türbülanslı akış incelenmiştir. Akışkan olarak farklı Prandtl sayılarında hava, NH_3 , civa, freon, etilen glikol ve motor yağı kullanılmıştır. Reynolds sayısının 4×10^4 , 7×10^4 , 2×10^5 ve 4×10^5 değerleri için analiz yapılmıştır. Geometriler için cidar sıcaklığı, $T_w = 50^\circ\text{C}$, ortalama akışkan sıcaklığı, $T_\infty = 25^\circ\text{C}$ alınmıştır. Zaman ve düğüm sayısı tasarrufu açısından çalışma x eksenine göre simetri olarak ele alınmıştır. Şekil 4.27' de dış bükey yüzey üzerinden akış için boyutlar verilmiştir.

Çalışmada Prandtl ve Reynolds sayılarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışma sonucu elde edilen veriler kullanılarak; yerel ve ortalama Nusselt sayıları, ortalama Nusselt sayısı için Reynolds ve Prandtl sayısına bağlı bağıntılar ve direnç katsayıları (C_D) bulunmuştur. Ayrıca art izi bölgeleri, hız, sıcaklık ve basınç değişimleri incelenmiştir.

Çalışma dış bükey yüzeylerin $R_r = 1$, $R_r = 2$, $R_r = 4$ durumu için ele alınmıştır. Burada R_r terimi yarıçapların oranını gösteren boyutsuz çalışma parametresini göstermektedir. Dış bükey yüzeyler için et kalınlığı, $\Delta R = 0.01$ m alınmıştır. Dış bükey yüzeyler için elipsin x eksenindeki yarıçapı 3 durum için sabit tutulmuş ($R_{\min} = 0.05$ m), y ekseninde ise her bir durum için elips yarıçapı arttırılmıştır ($R_{\max}$). Denklem 4.2' nin kullanılmasıyla boyutsuz yarıçap oranı, dış bükey ($R_r = 1$) için 1 olarak elde edilir.



Şekil 4.27. Dış bükey yüzey üzerinden akış için boyutlar

Bu oran elipsin daire şeklini aldığı orandır. Bu oran arttıkça y eksenindeki elipsin eğriliği de artacaktır.

$$R_r = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} \quad (4.2)$$

Denklem 4.2' nin kullanılmasıyla yarıçap oranları:

Dış bükey yüzey ($R_r = 1$);

$$R_r = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \frac{0.05 \text{ m}}{0.05 \text{ m}} = 1$$

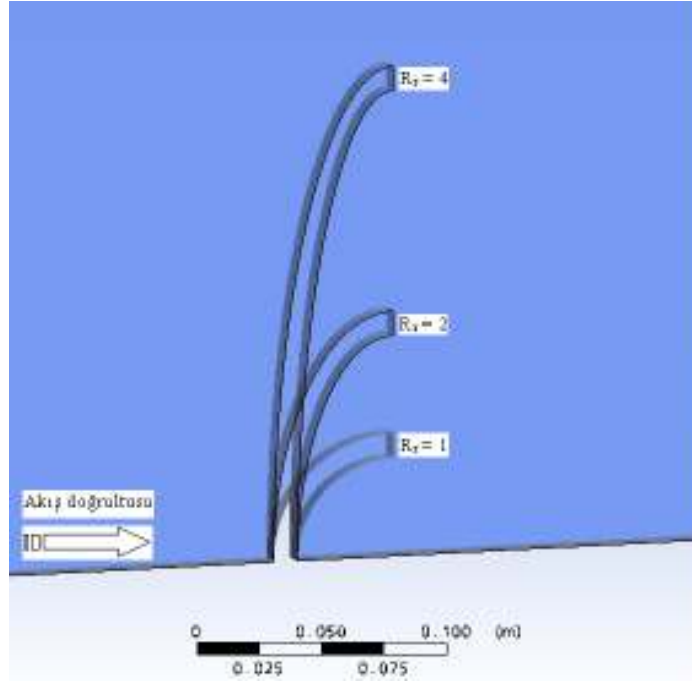
Dış bükey yüzey ($R_r = 2$);

$$R_r = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \frac{0.1 \text{ m}}{0.05 \text{ m}} = 2$$

Dış bükey yüzey ($R_r = 4$);

$$R_r = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \frac{0.2 \text{ m}}{0.05 \text{ m}} = 4$$

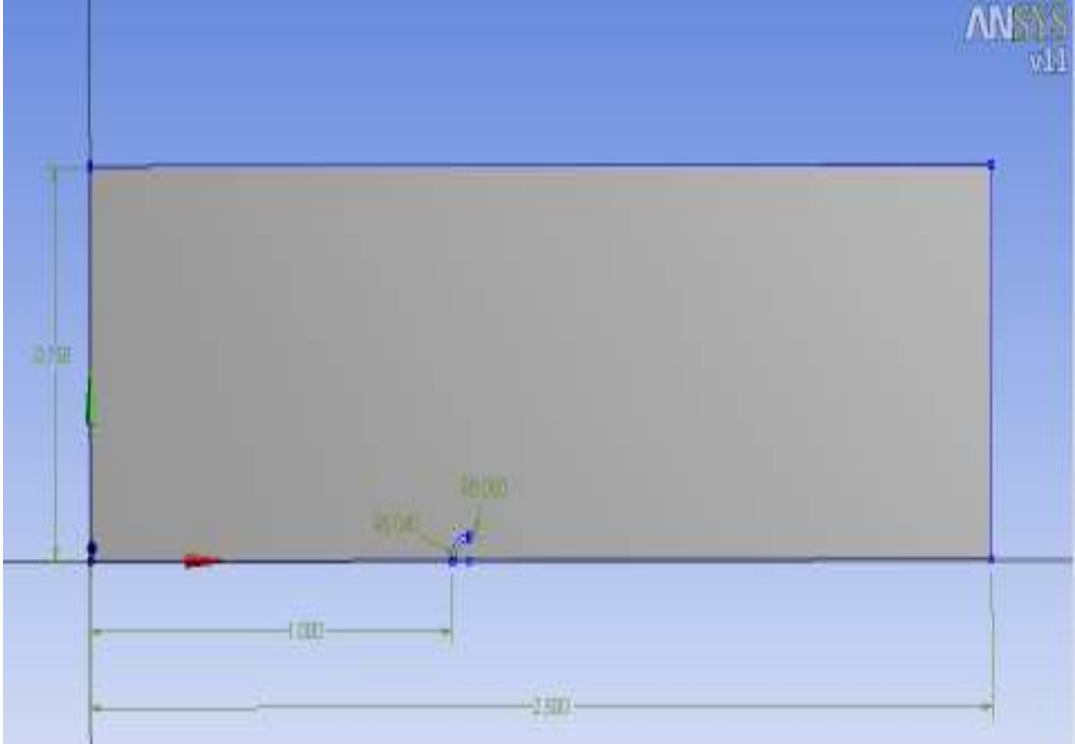
şeklinde elde edilir. Şekil 4.28' de dış bükey yüzey üzerinden akış için 3 farklı durum görülmektedir.



Şekil 4.28. Dış bükey yüzey üzerinden akış için 3 farklı durumun simetri olarak görünüşü

4.2.1. Dış Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 1$)

Bu bölümde dış bükey yüzey üzerinden akış ($R_r = 1$) incelenmiştir. Çalışmada ilk olarak optimum düğüm sayısı tespit edilmiş, daha sonra Prandtl ve Reynolds sayılarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Farklı Reynolds ve Prandtl sayıları için dış bükey yüzey üzerindeki yerel ve ortalama Nusselt sayıları, direnç katsayıları ve art izi bölgeleri incelenmiş, Reynolds ve Prandtl sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayıları için bağıntılar geliştirilmiştir. Şekil 4.29’ da incelenen modelin boyutları görülmektedir.



Şekil 4.29. Dış bükey yüzeyin modellenmesi ($R_r = 1$)

4.2.1.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi

Durum 1: 28970 düğüm sayısı, 19724 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 158.50$

Durum 2: 41566 düğüm sayısı, 27729 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 158.045$

Durum 3: 56170 düğüm sayısı, 39702 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 157.030$

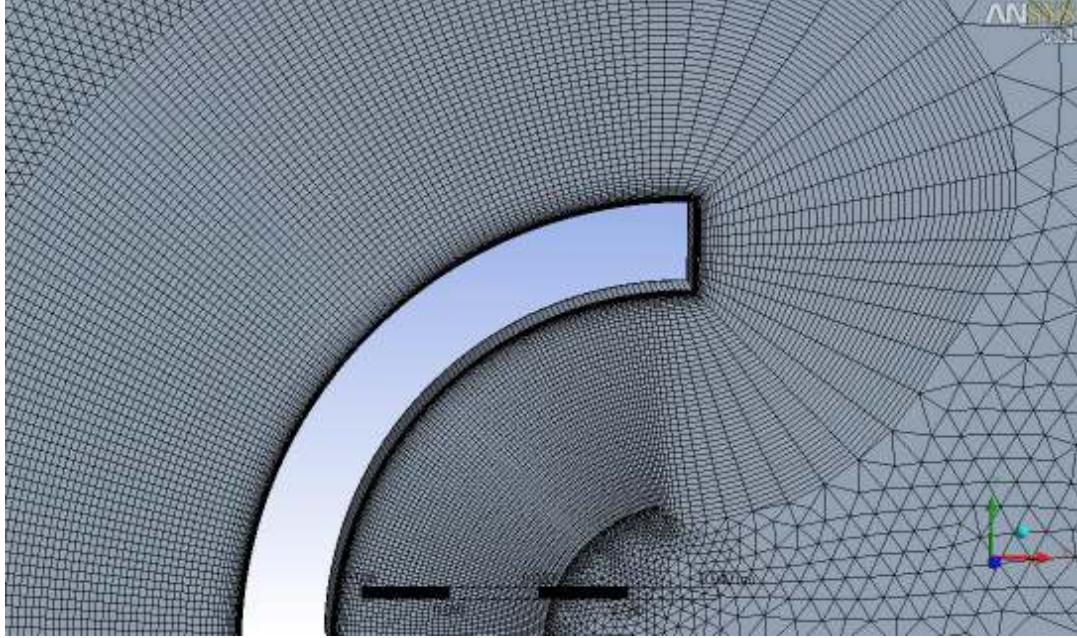
$$H_{i2-1} = \% 0.287, H_{i2-3} = \% 0.642$$

$H_{i2-1}, H_{i2-3} < \% 10$ olduğundan 41566 düğüm sayısı kabul edilebilir. Tablo 4.5' de dış bükey yüzey ($R_r = 1$) için optimum değerler verilmiştir.

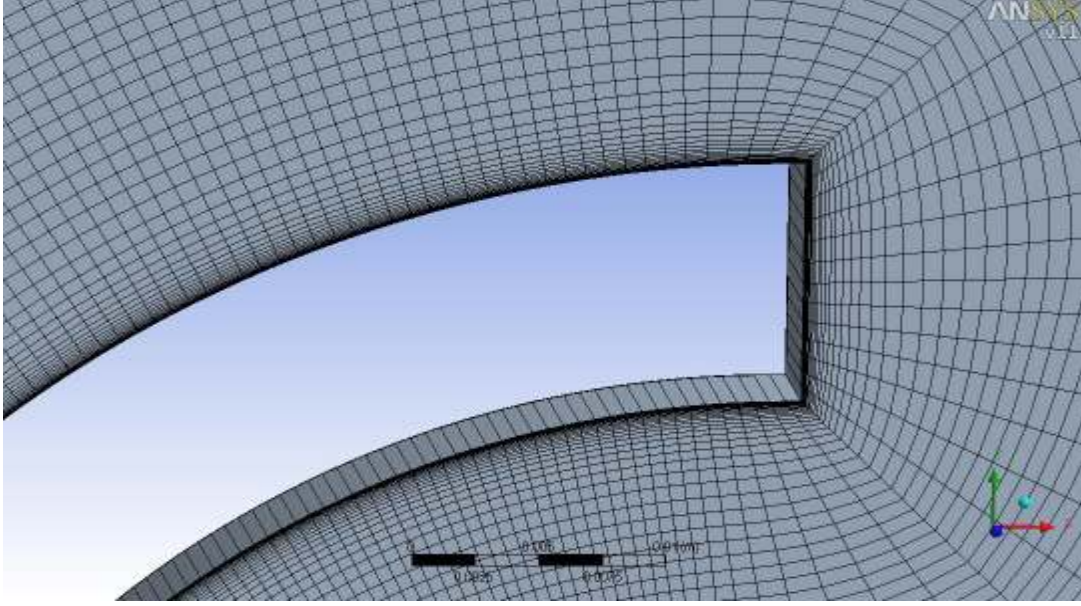
Tablo 4.5. Dış bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 1$)

Toplam düğüm sayısı	41566
Toplam eleman sayısı	27729
Toplam prizma sayısı	14408
Toplam hexahedron sayısı	13321
Cidardaki y^+ mesafesi	0.5
İlk kontrol hacminin cidardan uzaklığı (y)	$1,199 \times 10^{-5}$
Cidardaki tabaka sayısı (inflated layer)	70
Cidardaki genişleme faktörü (expansion factor)	1.2

Şekil 4.30.a ve Şekil 4.30.b’ de dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akış için ağ yapısı görülmektedir.



Şekil 4.30.a. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 1$)

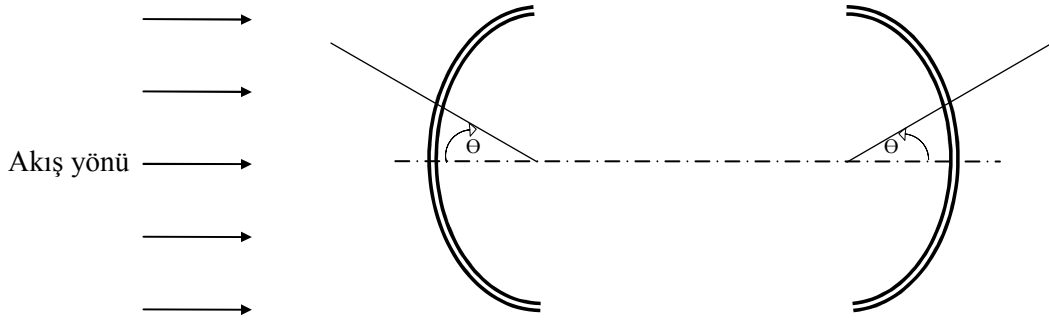


Şekil 4.30.b. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 1$)

4.2.1.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı

Dış bükey ve iç bükey üzerinden akış literatürde detaylı olarak incelenmiş bir konu değildir. Lim ve arkadaşları dış bükey ve iç bükey üzerinden jet akışı için deneysel çalışmalar yapmışlardır [93, 94]. Çalışmalarında eğrisel yüzey olarak 0.03 – 0.05 m et kalınlığında ve 0.34 m çapında sıvı – kristal bir malzemeyi kullanmışlardır. Malzemenin arkasında fleksiqlastan yapılmış geniş bir yüzey yerleştirmişlerdir. Reynolds sayısının 11×10^3 , 23×10^3 , 5×10^4 durumları için; x_1/D oranının 2, 4, 6, 8, 10 durumlarını incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısının artmasıyla ayrılma noktasının yerinin daha belirginleştiğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında tek bir ayrılma noktası tespit etmişlerdir. Bunun nedeni kullandıkları eğrisel yüzeyin arka kısmında kullanılan fleksiqlastın geniş bir yüzeye sahip olmasıdır. Bu durum ısı transferini ve ayrılma noktasını etkilemektedir. Bu çalışmada ise 0.01 m et kalınlığında çok ince bir eğrisel yüzey söz konusudur.

İç bükey ve dış bükey geometriler için yerel Nusselt sayısının değişimi dış bükey yüzey için başlangıç noktası ön durma noktasından itibaren, iç bükey yüzey için geometrinin iç kısmından başlayarak $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ değerleri arasında incelenmiştir. Bu durum Şekil 4.31’ de görülmektedir.

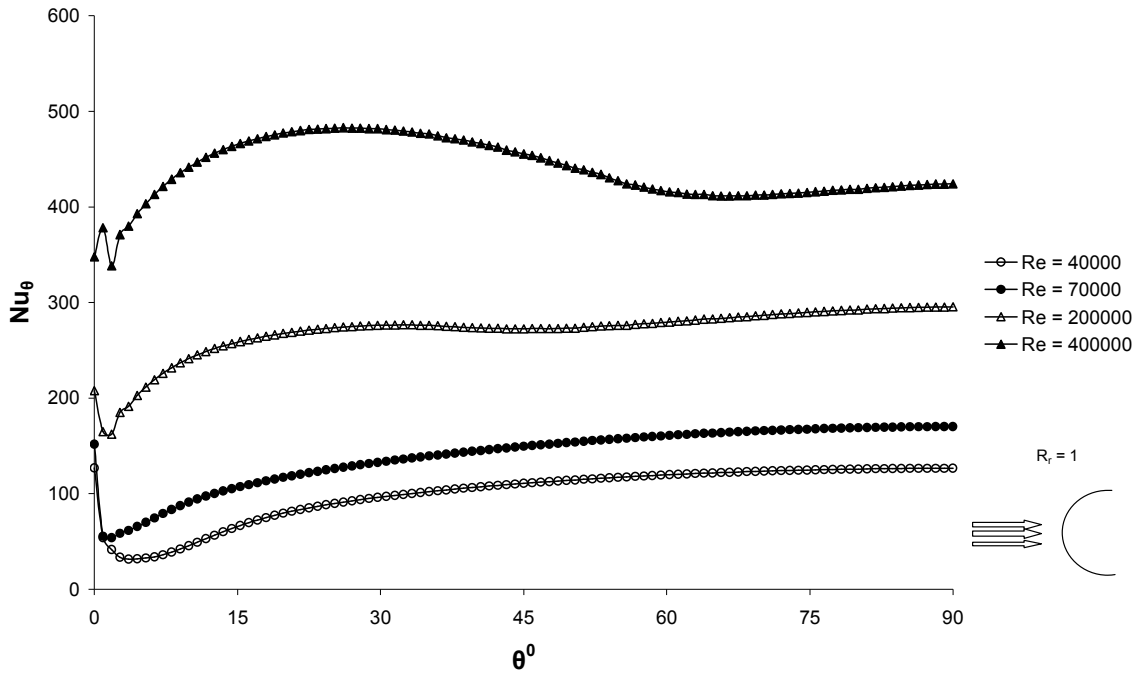


Şekil 4.31. Dış bükey ve iç bükey geometriler için açısal değişim

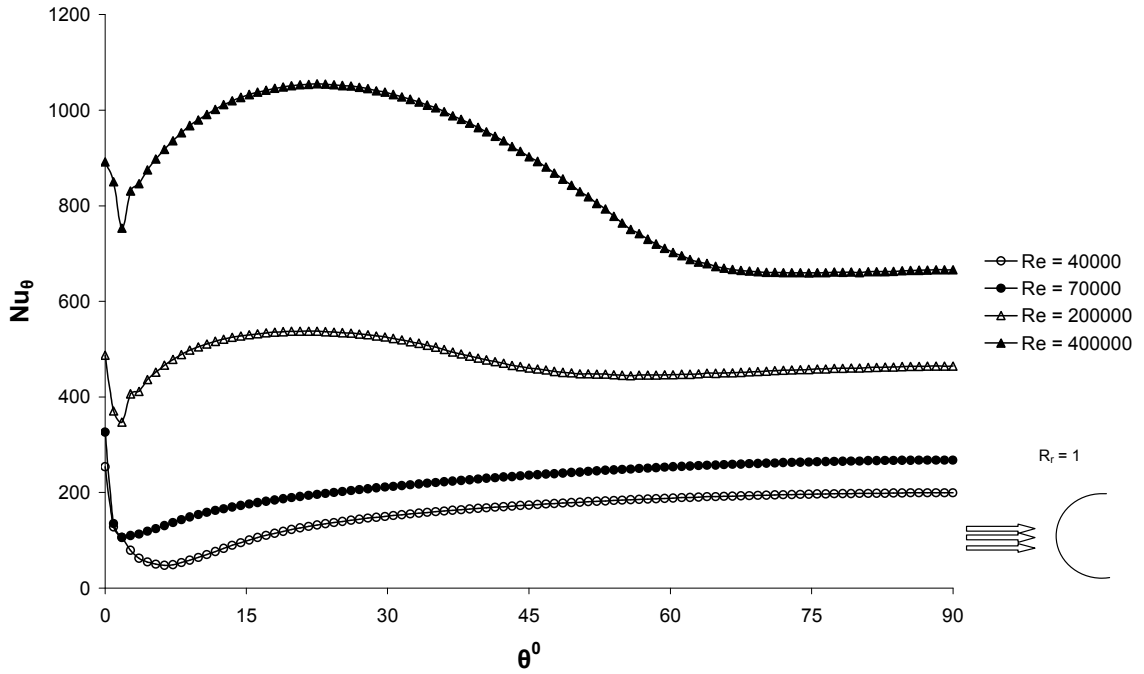
Dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerindeki yerel Nusselt sayısının açısal değişimi Şekil 4.32 – Şekil 4.41 arasındaki grafiklerde görülmektedir. Grafiklere bakıldığında Reynolds sayısı arttıkça yerel ve ortalama Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir ki bu zaten beklenen bir sonuçtur.

Şekil 4.32’ de civa ($Pr = 0.234$), $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 5° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 45° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 67° ’ de oluşmuştur.

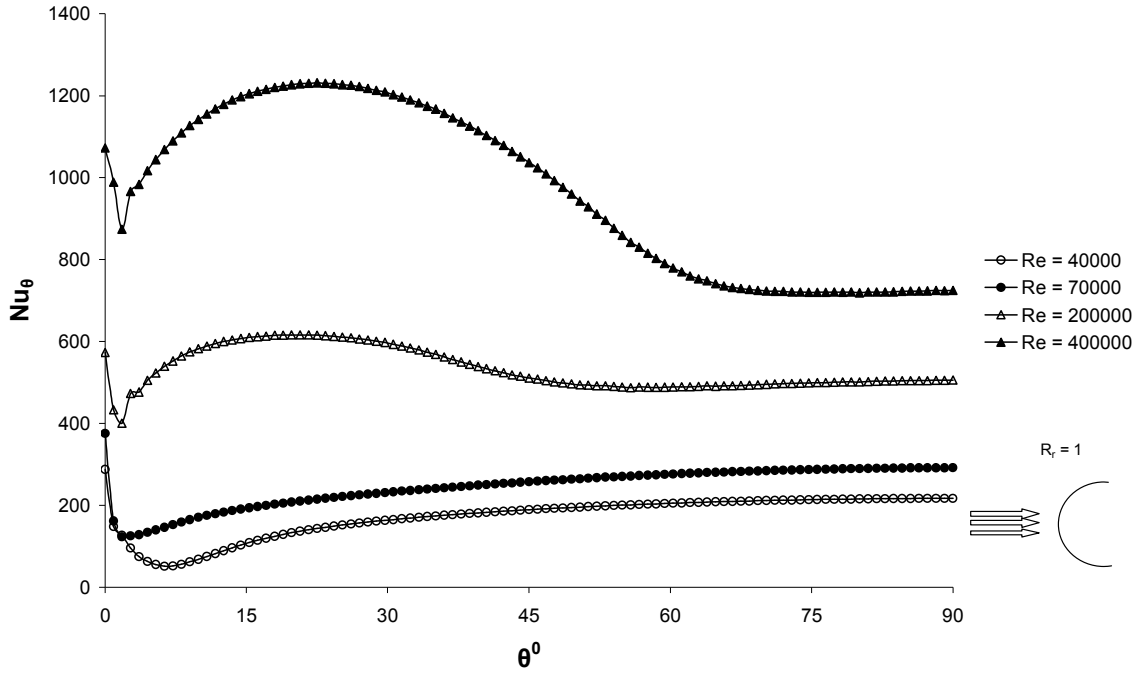
Şekil 4.33’ de hava ($Pr = 0.708$), $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 6° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 56° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 75° ’ de oluşmuştur.



Şekil 4.32. Dış büküye yüzey üzerinden akışta cıva için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 1$)



Şekil 4.33. Dış büküye yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 1$)

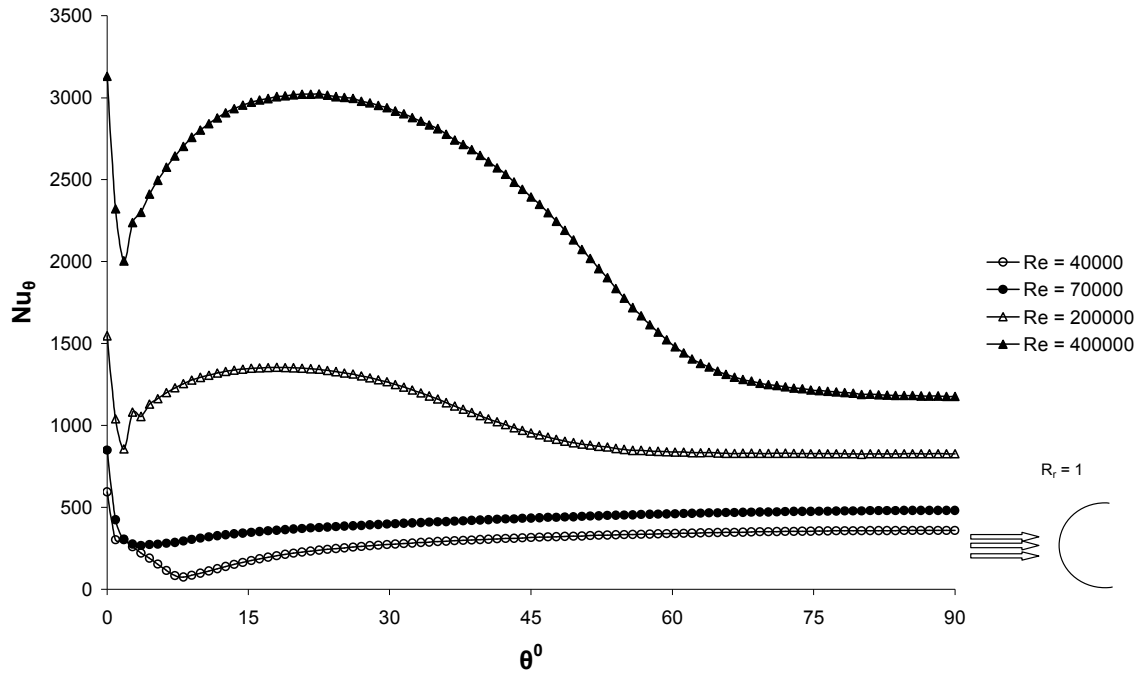


Şekil 4.34. Dış bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 1$)

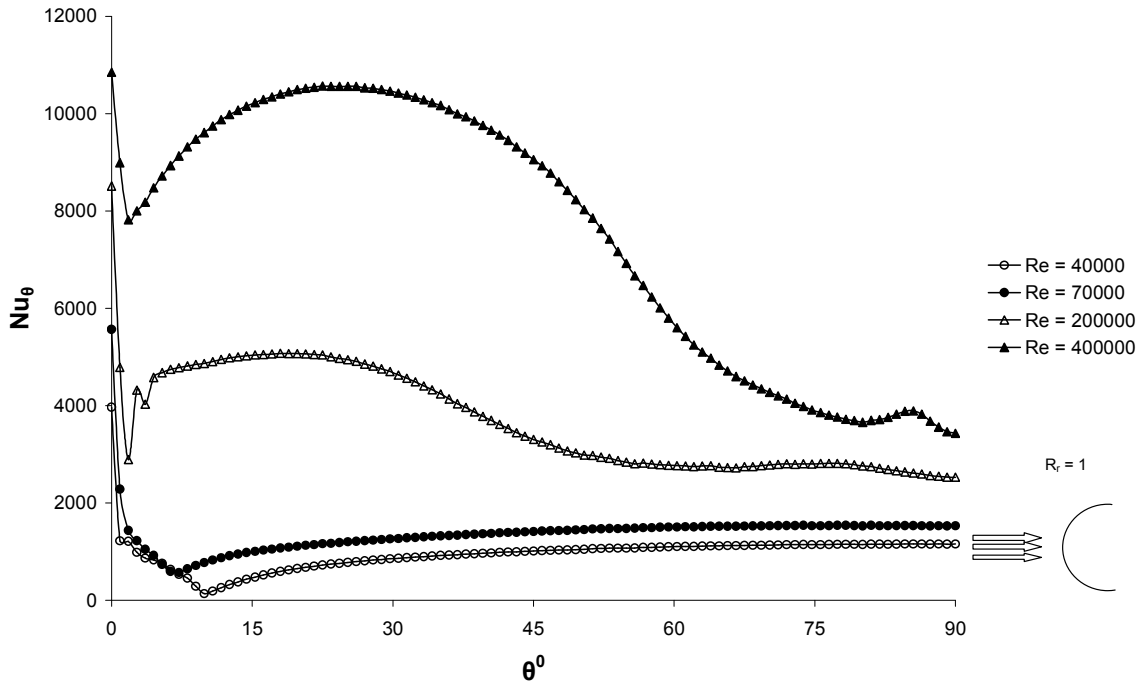
Şekil 4.34' de NH_3 ($Pr = 0.877$), $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 7° de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° de, ikinci minimum nokta 59° de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° de, ikinci minimum nokta 74° de oluşmuştur.

Şekil 4.35' de freon ($Pr = 3.5$), $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 9° de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 4° de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır.

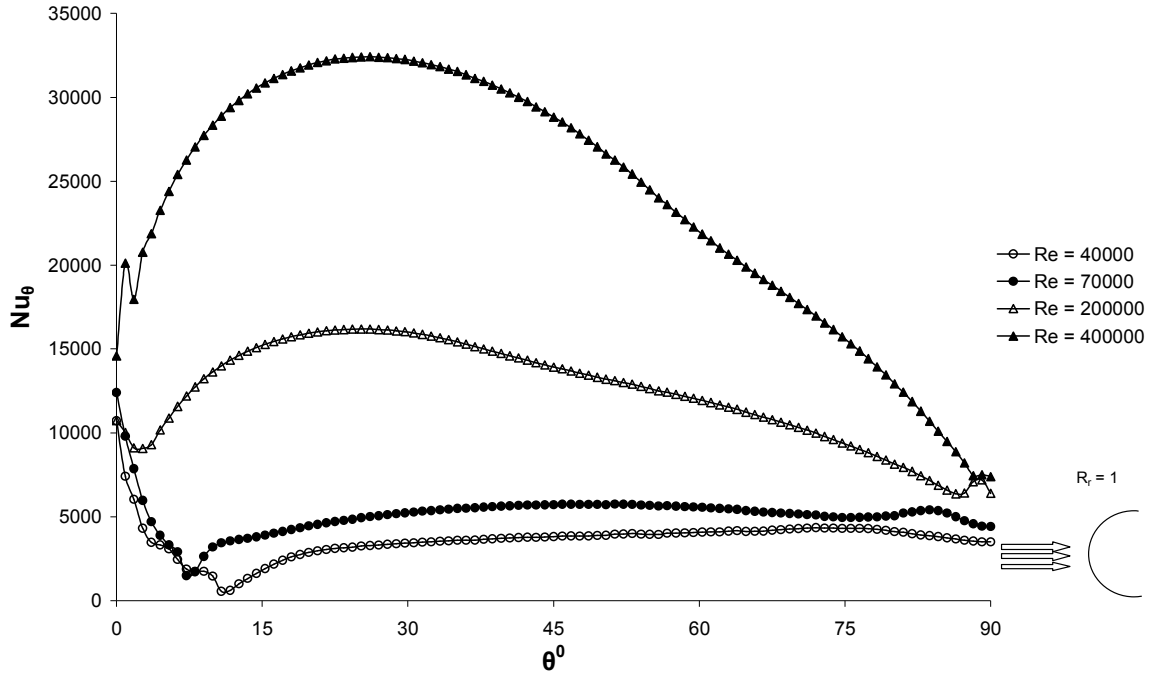
Şekil 4.36' da etilen glikol ($Pr = 103$), $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 10° de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 8° de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 4° de, ikinci minimum nokta 67° de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° de, ikinci minimum nokta 80° de oluşmuştur.



Şekil 4.35. Dış bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 1$)



Şekil 4.36. Dış bükey yüzey üzerinden akışta etilen glükol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 1$)



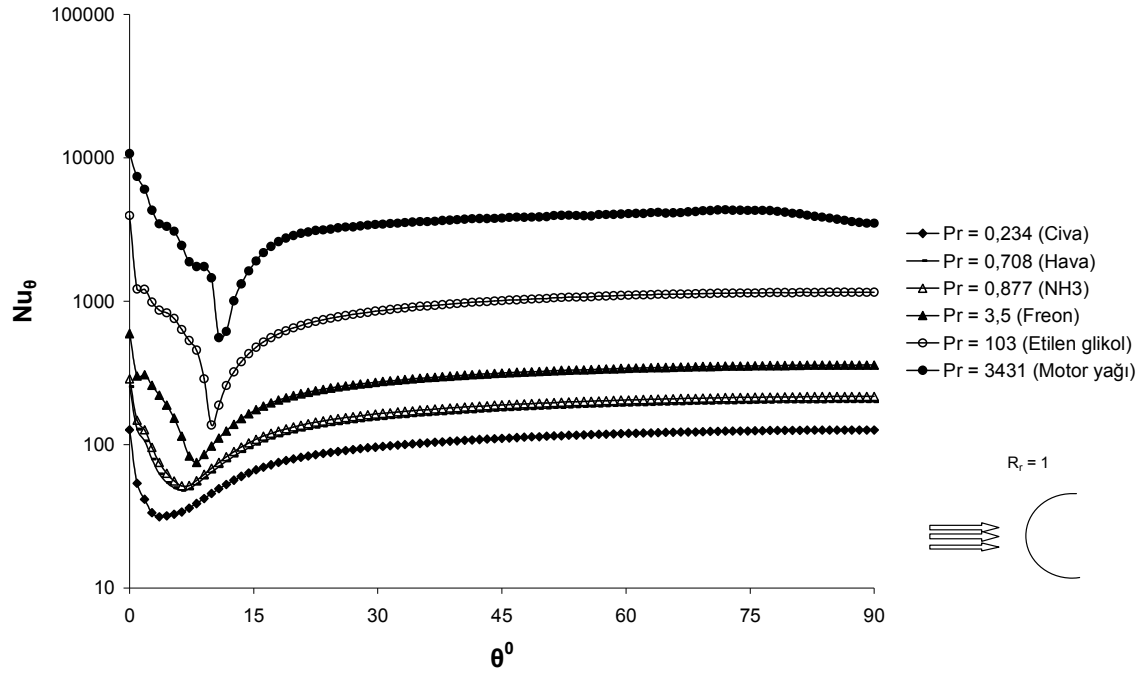
Şekil 4.37. Dış bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 1$)

Şekil 4.37’ de motor yağı ($Pr = 3431$), $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 11° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 7° ’ de, ikinci minimum nokta 75° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 3° ’ de, ikinci minimum nokta 87° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 88° ’ de oluşmuştur.

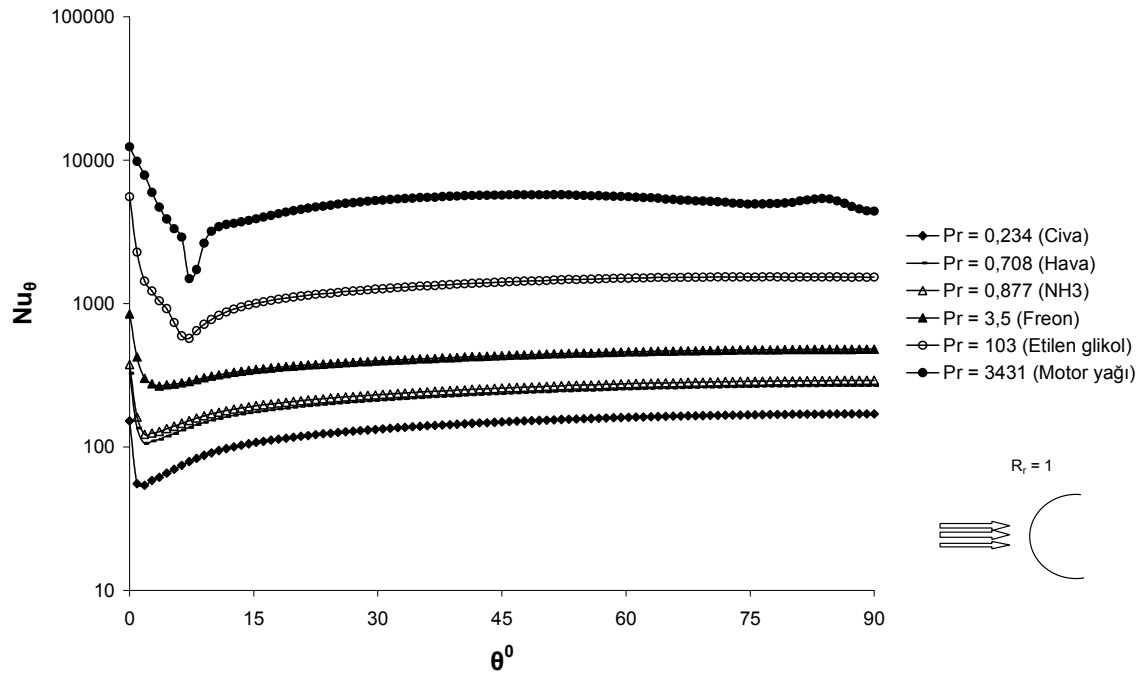
Şekil 4.38 – Şekil 4.41 arasındaki grafiklerde aynı Reynolds sayılarındaki farklı akışkanların dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışı incelenmiştir. Grafiklere bakıldığında aynı Reynolds sayıları için, Prandtl sayıları arttıkça yerel Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir. Ayrıca Prandtl sayısının artmasıyla oluşan minimum noktanın yerinin ön durma noktasından itibaren değiştiği görülmektedir.

Şekil 4.38’ de $Re = 4 \times 10^4$ için en yüksek yerel Nusselt sayısı civa için 0° ’ de, hava için 0° ’ de, NH_3 için 0° ’ de, freon için 0° ’ de, etilen glikol için 0° ’ de, motor yağı için 0° ’ de oluşmuştur.

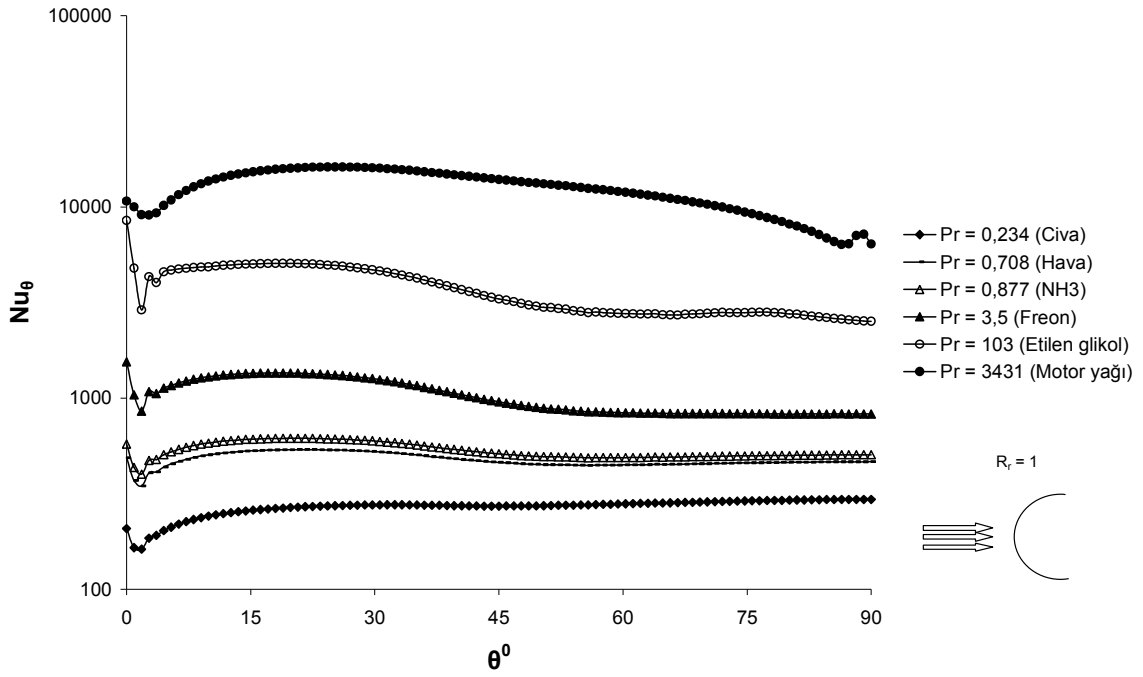
Şekil 4.39’ da $Re = 7 \times 10^4$ için en yüksek yerel Nusselt sayısı civa için 90° ’ de, hava için 0° ’ de, NH_3 için 0° ’ de, freon için 0° ’ de, etilen glikol için 0° ’ de, motor yağı için 0° ’ de oluşmuştur.



Şekil 4.38. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)



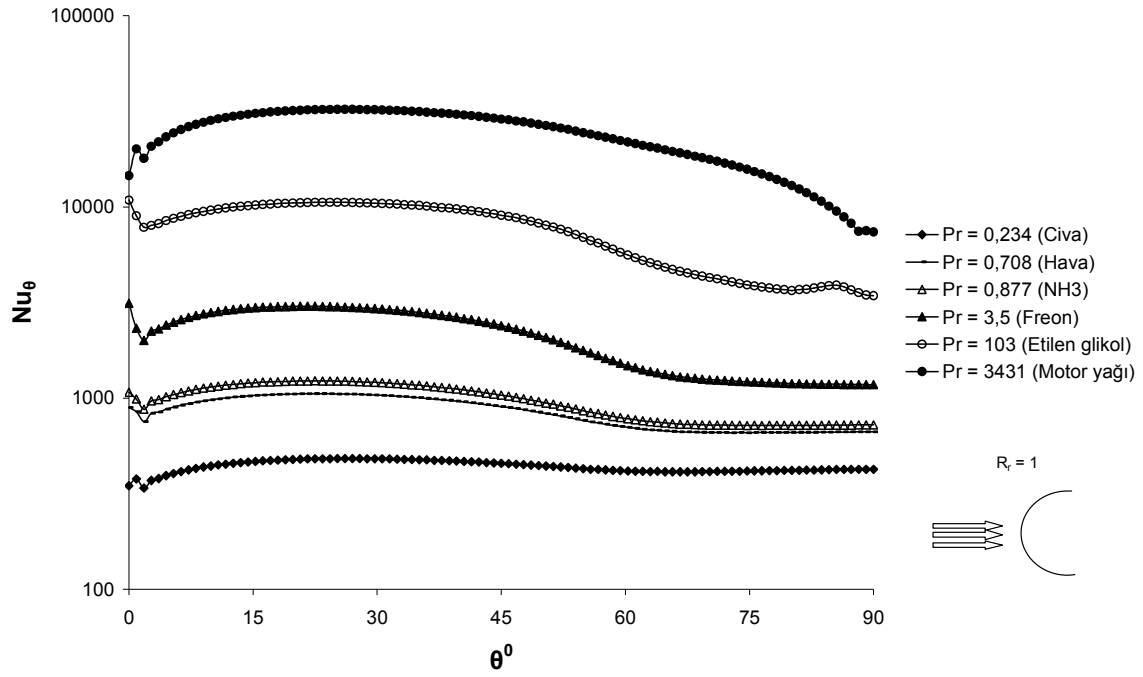
Şekil 4.39. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 1$)



Şekil 4.40. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 1$)

Şekil 4.40' da $Re = 2 \times 10^5$ için en yüksek yerel Nusselt sayısı civa için 90° de, hava için 22° de, NH_3 için 21° de, freon için 0° de, etilen glikol için 0° de, motor yağı için 26° de oluşmuştur.

Şekil 4.41' de $Re = 4 \times 10^5$ için en yüksek yerel Nusselt sayısı civa için 26° de, hava için 23° de, NH_3 için 23° de, freon için 0° de, etilen glikol için 0° de, motor yağı için 26° de oluşmuştur.



Şekil 4.41. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 1$)

Tablo 4.6’ da dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı Prandtl sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları verilmiştir. Tablo incelendiğinde Reynolds sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı, benzer şekilde aynı Reynolds sayısında Prandtl sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir.

Tablo 4.6. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 1$)

Akışkan Tipi	Pr	Re	$\overline{Nu}$
Civa	0.234	4×10^4	100.078
		7×10^4	139.370
		2×10^5	269.552
		4×10^5	438.465
Hava	0.708	4×10^4	158.045
		7×10^4	223.629
		2×10^5	476.125
		4×10^5	847.641
NH ₃	0.877	4×10^4	172.487
		7×10^4	244.901
		2×10^5	532.523
		4×10^5	966.515
Freon	3.523	4×10^4	291.609
		7×10^4	421.447
		2×10^5	1032.439
		4×10^5	2127.902
Etilen Glikol	103	4×10^4	961.918
		7×10^4	1375.546
		2×10^5	3706.774
		4×10^5	7562.671
Motor Yağı	3431	4×10^4	3629.347
		7×10^4	5121.501
		2×10^5	12383.083
		4×10^5	23881.551

4.2.1.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağıntıların Elde Edilmesi

Dış bükey yüzey üzerinden akış için hesaplanan ortalama Nusselt sayıları istatistica programına aktararak bağıntılar elde edilmiştir. Bağıntılarının hesaplanması için ayrıca programa Prandtl ve Reynolds sayılarının girilmesi gerekmektedir.

Dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta elde edilen bağıntılar ve bağıntı katsayıları Tablo 4.7.a ve Tablo 4.7.b' de görülmektedir. Bağıntılar ve bağıntı katsayıları Reynolds sayısının $4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$ ve Prandtl sayısının 0.234 – 3431 durumları için elde edilmiştir.

Tablo 4.7.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 1$)

Akışkan Tipi	Prandtl Sayısı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	c	R ²
Civa	0.234	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.144	0.658	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.28	0.660	0.793	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.089	0.658	-	0.999
Hava	0.708	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.047	0.767	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0466	0.767	0.301	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.042	0.767	-	0.999
NH ₃	0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0365	0.792	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0453	0.792	1.97	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0349	0.792	-	0.998
Freon	3.523	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.00658	0.950	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0022	0.950	1.18	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0099	0.950	-	0.998
Etilen Glikol	103	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0054	0.975	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.423	0.975	-0.604	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.025	0.975	-	0.999
Motor Yağı	3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0176	0.883	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.40	0.883	-0.05	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.265	0.883	-	0.998

Tablo 4.7.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 1$)

Akışkan Tipi	Prandtl Aralığı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	c	R^2
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0159	0.891	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0139	0.890	0.351	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0561	0.896	-	0.383
Hava+NH ₃ (gazlar)	0.708 - 0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.041	0.781	-	0.997
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.043	0.781	0.579	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.038	0.780	-	0.992
Civa+Freon+ E.Glikol+ Motor Y. (sıvılar)	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.158	0.891	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0147	0.891	0.343	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0732	0.903	-	0.471
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon	$Pr \leq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0152	0.871	-	0.961
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0109	0.888	0.548	0.997
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.021	0.840	-	0.716
E.Glikol+ Motor Y.	$Pr \geq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0159	0.891	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0159	0.891	0.333	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.133	0.904	-	0.744
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234-3431	$4 \times 10^4 - 2 \times 10^5$ (Laminar)	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.34	0.617	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.252	0.617	0.372	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	1.213	0.622	-	0.118
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234-3431	$2 \times 10^5 - 4 \times 10^5$ (Türbülans)	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.007	0.954	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.006	0.954	0.350	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0246	0.961	-	0.213

4.2.1.4. Direnç Katsayıları, C_D

Direnç katsayısının elde edilmesi için denklem 4.1 kullanılmıştır. Tablo 4.8' de dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla direnç katsayılarının azaldığı görülmektedir. Çünkü Reynolds sayısının artmasıyla doğru orantılı olarak hız artar, dolayısıyla ön alan sabit olduğu için bu hıza karşı gösterilen direnç azalır.

Tablo 4.8. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 1$)

Kullanılan akışkan	Pr	Re	C_D	F_x (N)	V(m/s)	ρ (kg/m ³)
Hava	0.708	4×10^4	0.139	0.0016	6.276	1.1776
Hava	0.708	7×10^4	0.0977	0.0035	10.983	1.1776
Hava	0.708	2×10^5	0.0571	0.0165	31.38	1.1776
Hava	0.708	4×10^5	0.0412	0.0477	62.76	1.1776

4.2.1.5. Art İzi Mesafelerinin Elde Edilmesi

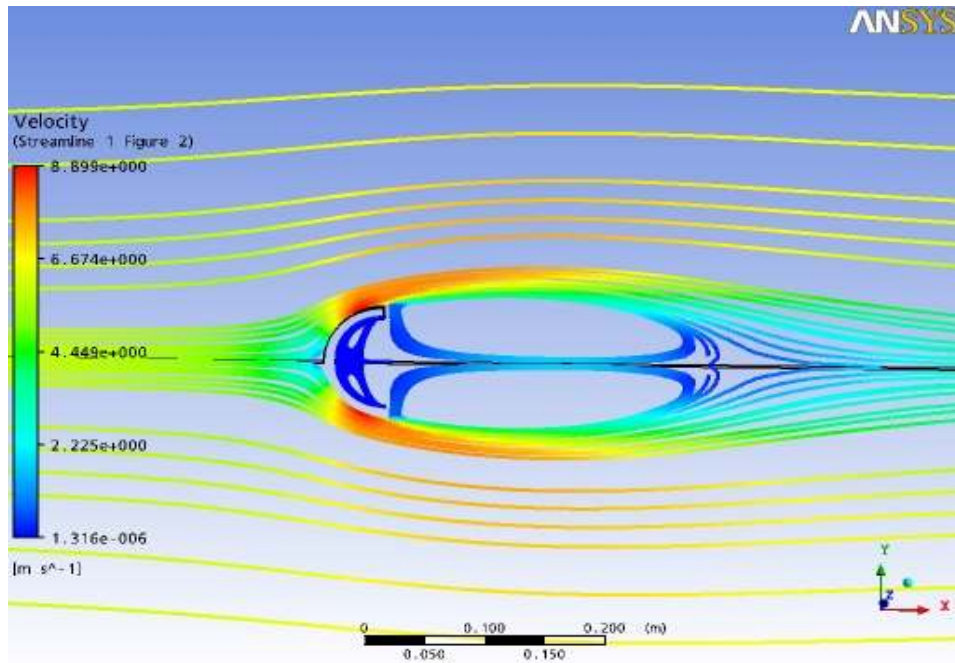
Tablo 4.9’ da dış bükey yüzey üzerinden akışta ($R_r = 1$) elde edilen art izi değerleri görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla hız artar, hızlanan akışkan dış bükeyden ayrıldıktan sonra dış bükeyin arka kısmında daha erken birleşir ve art izi mesafesinin azalmasına yol açar.

Tablo 4.9. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri ($R_r = 1$)

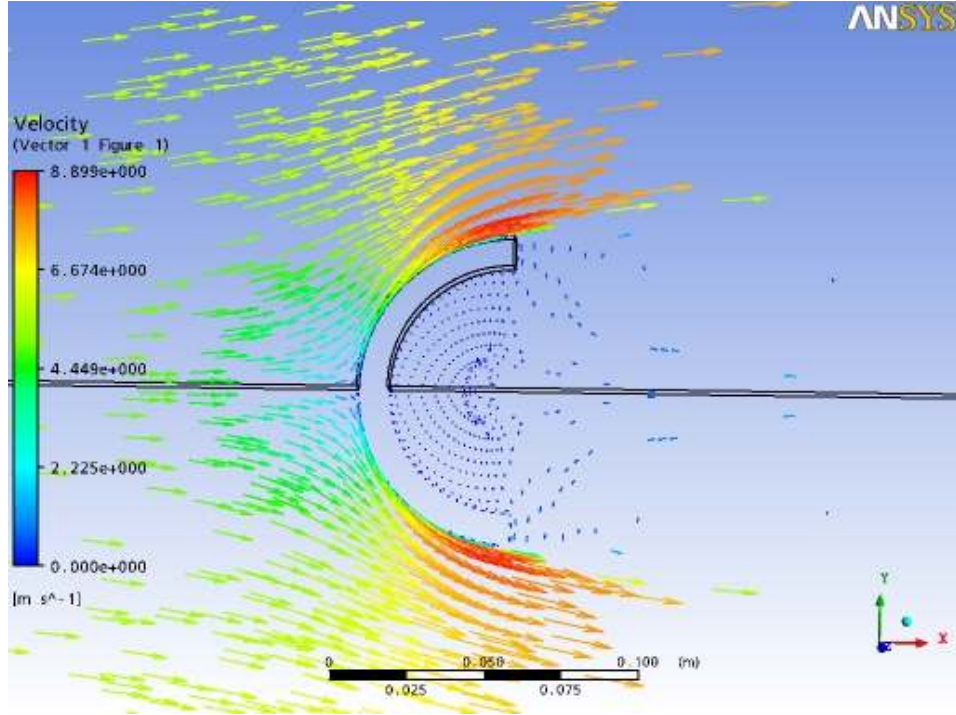
Kullanılan akışkan	Re	Pr	L_t/D
Hava	4×10^4	0.708	6.60
Hava	7×10^4	0.708	6.34
Hava	2×10^5	0.708	6.02
Hava	4×10^5	0.708	5.60

4.2.1.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

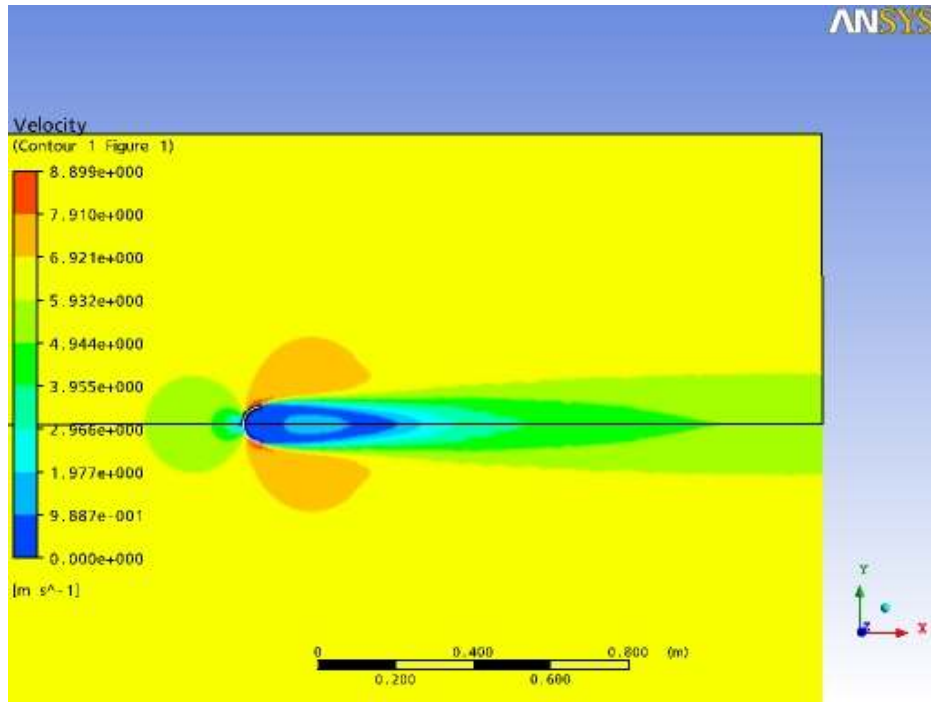
Şekil 4.42 – Şekil 4.46 arasındaki şekillerde, dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta hava kullanılarak, $Re = 4 \times 10^4$ için elde edilen akım çizgileri, hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi görülmektedir.



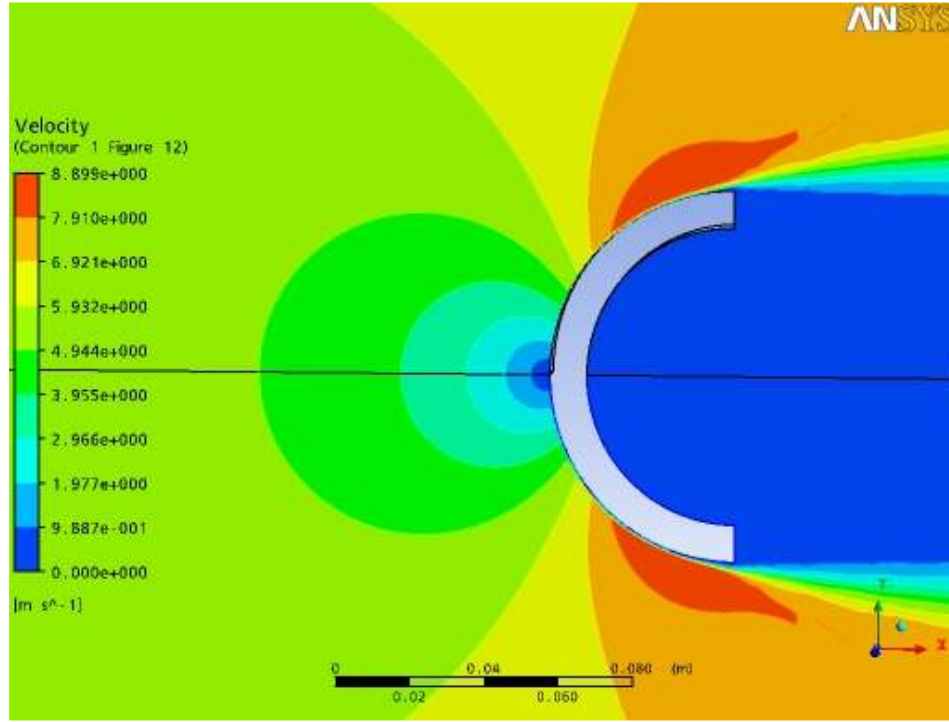
Şekil 4.42. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)



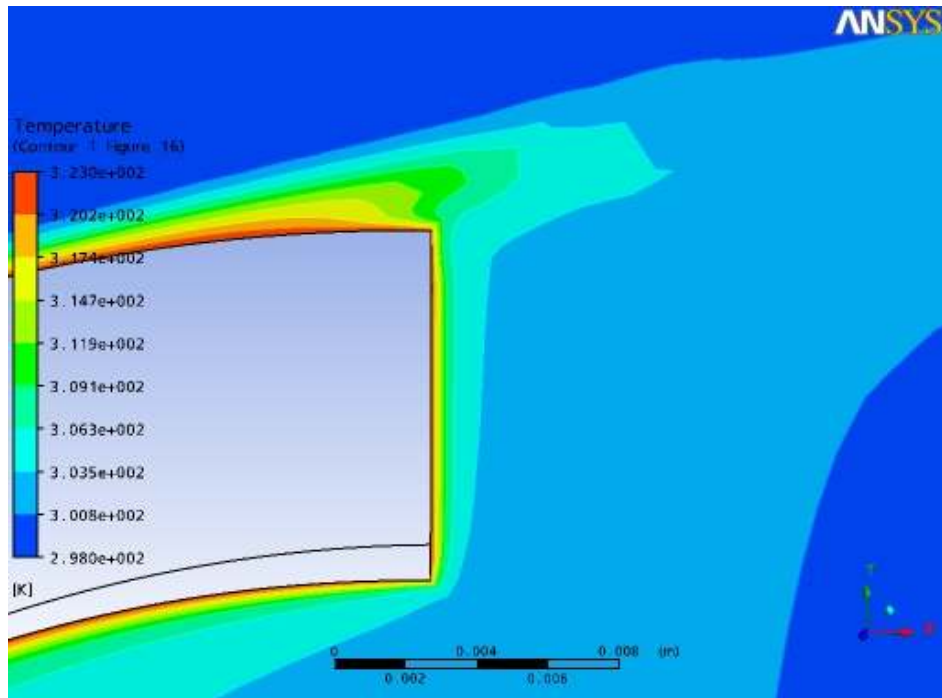
Şekil 4.43. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 1$)



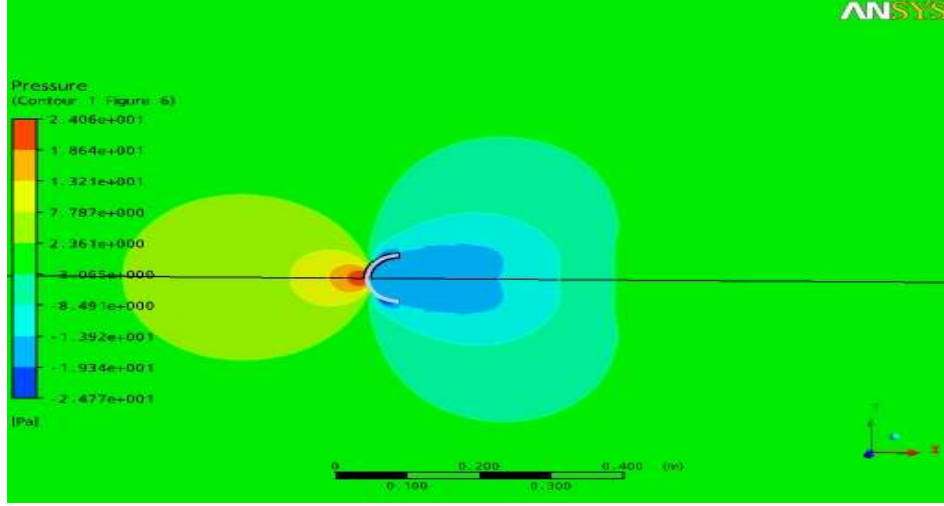
Şekil 4.44.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 1$)



Şekil 4.44.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)



Şekil 4.45. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)



Şekil 4.46. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)

Şekil 4.42, Şekil 4.43’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için art izi mesafeleri ve hız vektörleri görülmektedir. Şekiller incelendiğinde en yüksek hızın dış bükey yüzeyin uç noktasına doğru olduğu görülebilir.

Şekil 4.44.a, b’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için ortalama hız değişimi verilmiştir. Dış bükey yüzeyin ön kısmında (durma noktasında) hızın sıfır olduğu görülmektedir. Benzer şekilde dış bükey yüzeyin arka kısmında geri dönüşlerden dolayı ortalama hızın sıfıra yakın değerler aldığı görülebilir. Dış bükey yüzeyin üst ve alt kısımlarına doğru ise ortalama hızın giderek arttığı görülebilir.

Şekil 4.45’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için sıcaklık değişimi verilmiştir. Yüzey sıcaklığı 323 Kelvin (50°C) sabit sıcaklıkta iken; 298 Kelvin (25°C) sıcaklığındaki akışkan tarafından soğutulduğu görülmektedir.

Şekil 4.46’ da $Re = 4 \times 10^4$, hava için basınç değişimi verilmiştir. En yüksek basınç değerinin dış bükey yüzeyin ön kısmında, en düşük basınç değerinin yüzeyin arka kısmına doğru olduğu görülmektedir.

4.2.2. Dış Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 2$)

$R_r = 2$, dış bükey yüzey üzerinden akış için ilk olarak optimum düğüm sayısı tespit edilmiş, daha sonra yerel ve ortalama Nusselt sayıları, bağıntı ve bağıntı katsayıları, direnç katsayıları ve art izi mesafeleri elde edilmiştir.

4.2.2.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi

Durum 1: 33432 düğüm sayısı, 22161 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 150.734$

Durum 2: 45178 düğüm sayısı, 30039 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 149.894$

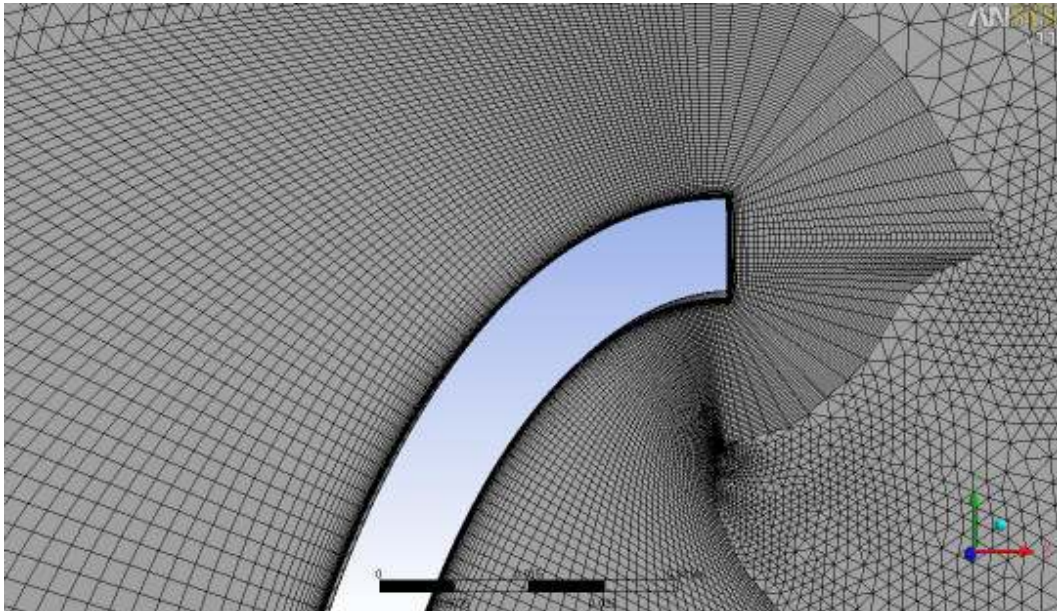
Durum 3: 51202 düğüm sayısı, 32338 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 150.092$

$H_{i2-1} = \% 0.56$, $H_{i2-3} = \% 0.13$, H_{i2-1} , $H_{i2-3} < \% 10$ olduğundan düğüm sayısı yeterlidir.

Tablo 4.10' da dış bükey yüzey ($R_r = 2$) için optimum değerler verilmiştir.

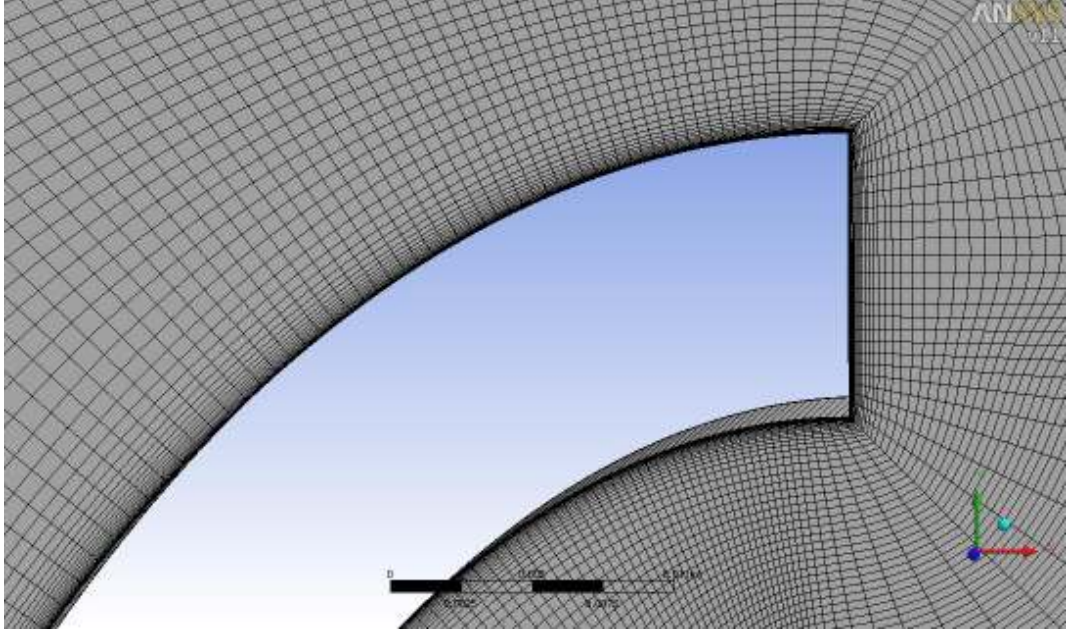
Tablo 4.10. Dış bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 2$)

Toplam düğüm sayısı	45178
Toplam eleman sayısı	30039
Toplam prizma sayısı	15430
Toplam hexahedron sayısı	14609
Cidardaki y+ mesafesi	0.5
İlk kontrol hacminin cidardan uzaklığı (y)	1.199×10^{-5}
Cidardaki tabaka sayısı (inflated layer)	70
Cidardaki genişleme faktörü (expansion factor)	1.2



Şekil 4.47.a. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 2$)

Şekil 4.47.a ve Şekil 4.47.b' de dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akış için ağ yapısı görülmektedir.



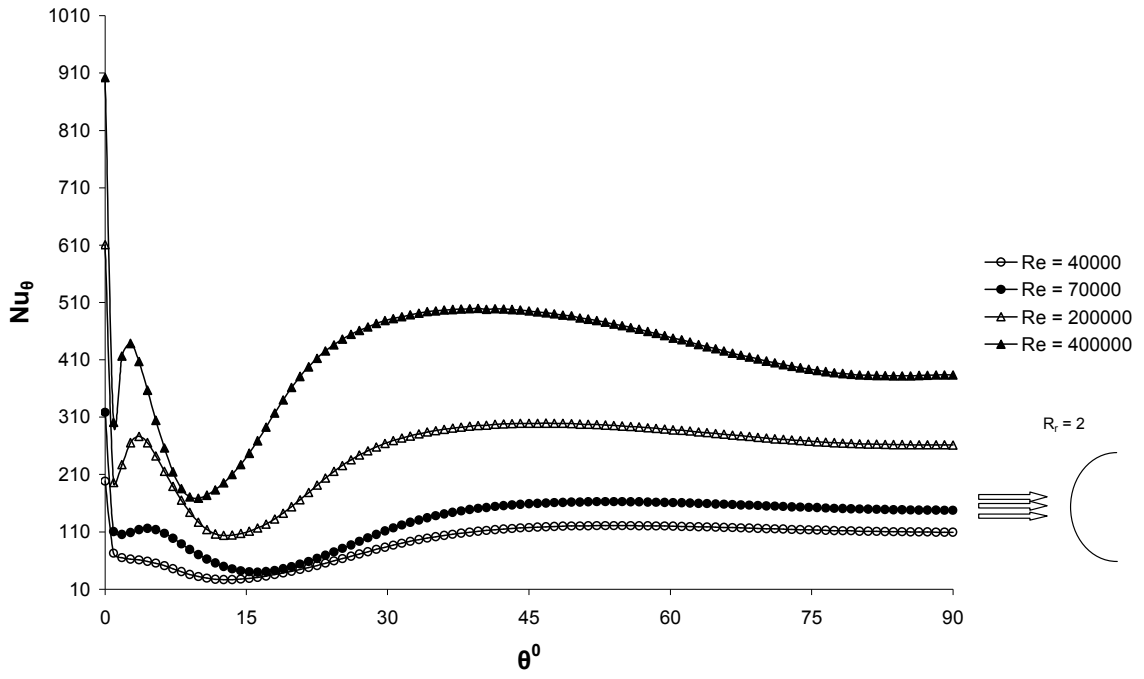
Şekil 4.47.b. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 2$)

4.2.2.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı

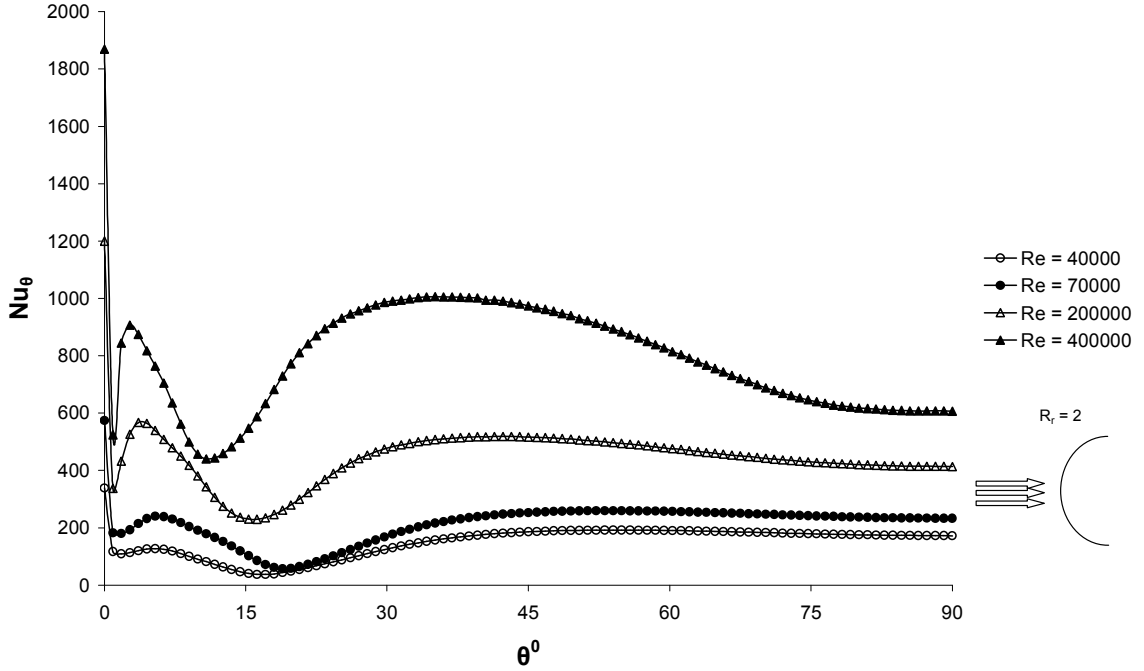
Dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerindeki yerel Nusselt sayısının açısal değişimi Şekil 4.48 – Şekil 4.57 arasındaki grafiklerde görülmektedir. Grafiklere bakıldığında ilk ve ikinci minimum noktanın dış bükey yüzeyin ön durma noktasına çok yakın bölgelerde oluştuğu görülmektedir.

Şekil 4.48’ de civa, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 13° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 16° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° ’ de, ikinci minimum nokta 13° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 10° ’ de, 85° ’ de ise üçüncü minimum nokta oluşmuştur.

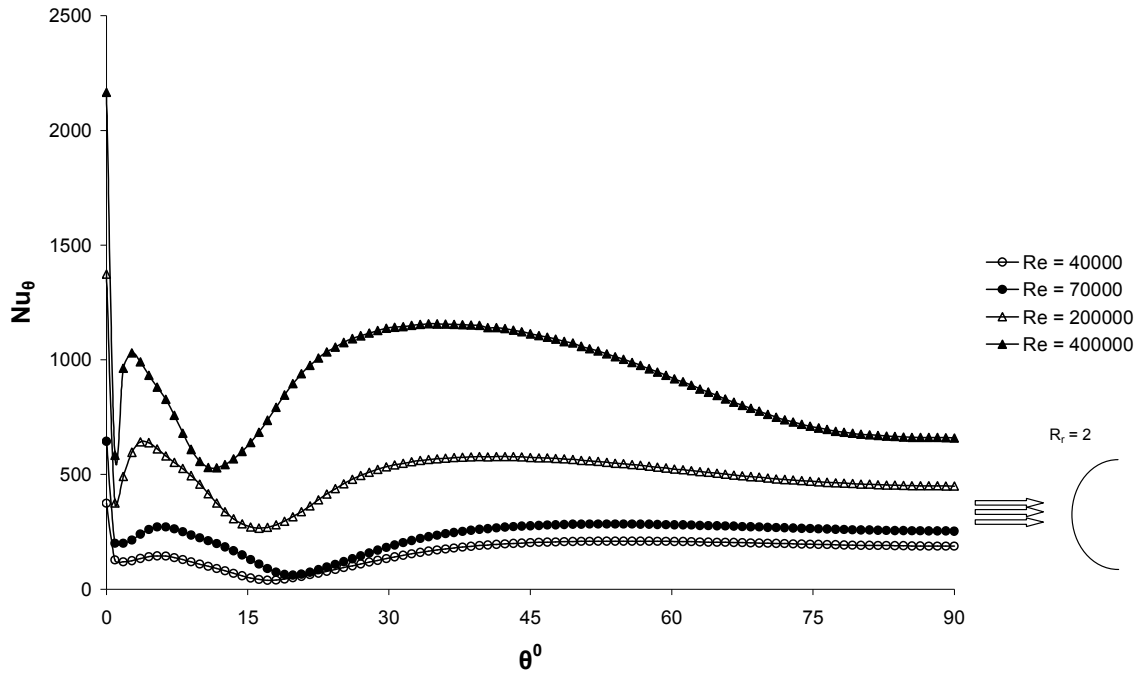
Şekil 4.49’ de hava, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 17° ’ de, $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 17° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° ’ de, ikinci minimum nokta 15° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° ’ de, ikinci minimum nokta 11° ’ de oluşmuştur.



Şekil 4.48. Dış bükey yüzey üzerinden akışta cıva için yerel Nusselt sayısının açısai değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 2$)



Şekil 4.49. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısai değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 2$)

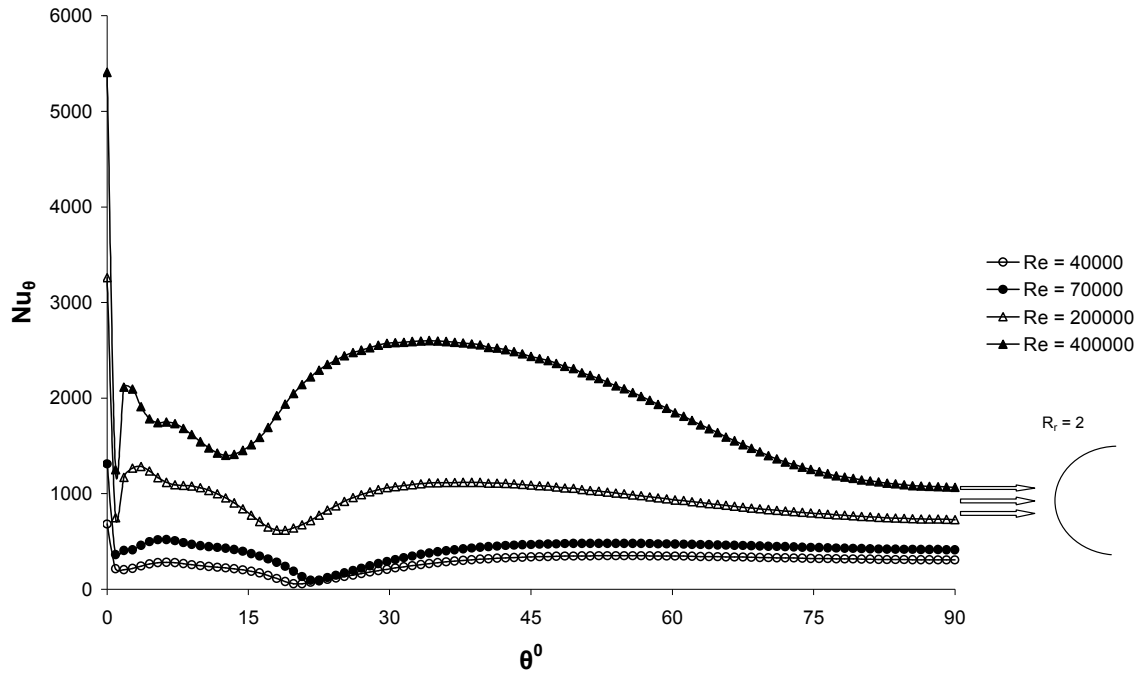


Şekil 4.50. Dış bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açisal değişimi ($\text{Pr} = 0.877$, $R_r = 2$)

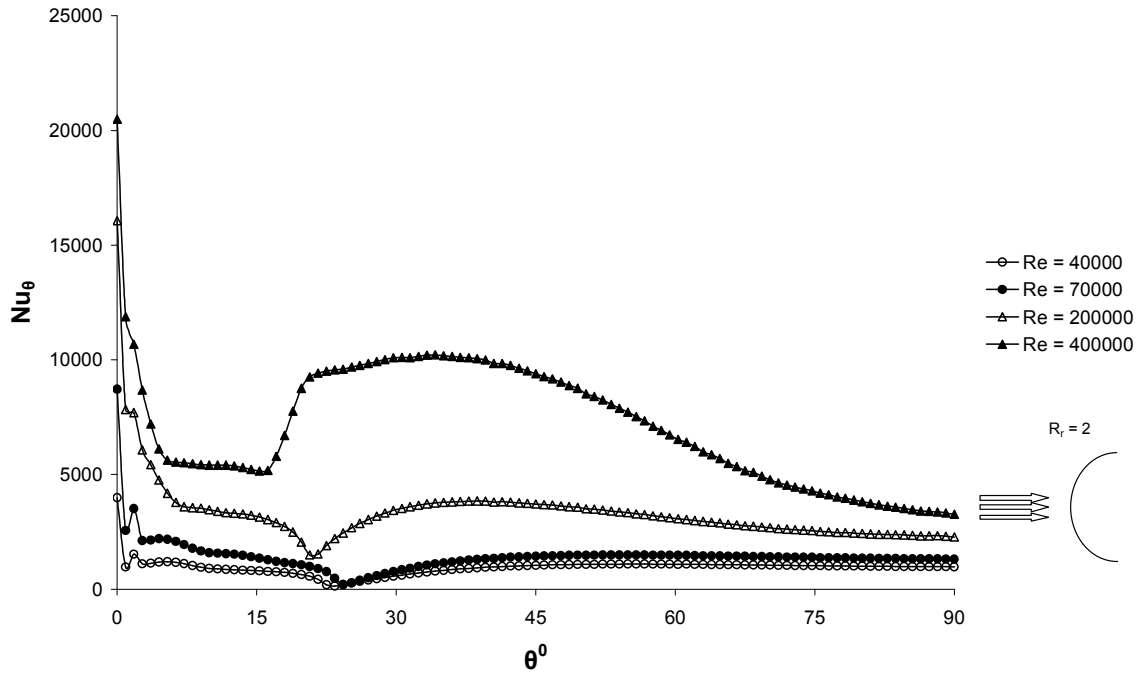
Şekil 4.50' de NH_3 , $\text{Re} = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° de, ikinci minimum nokta 20° de, $\text{Re} = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° de, ikinci minimum nokta 17° de, $\text{Re} = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° de, ikinci minimum nokta 16° de, $\text{Re} = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° de, ikinci minimum nokta 12° de oluşmuştur.

Şekil 4.51' de freon, $\text{Re} = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° de, ikinci minimum nokta 21° de, $\text{Re} = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 1° de, ikinci minimum nokta 22° de, $\text{Re} = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° de, ikinci minimum nokta 19° de, $\text{Re} = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° de, ikinci minimum nokta 13° de oluşmuştur.

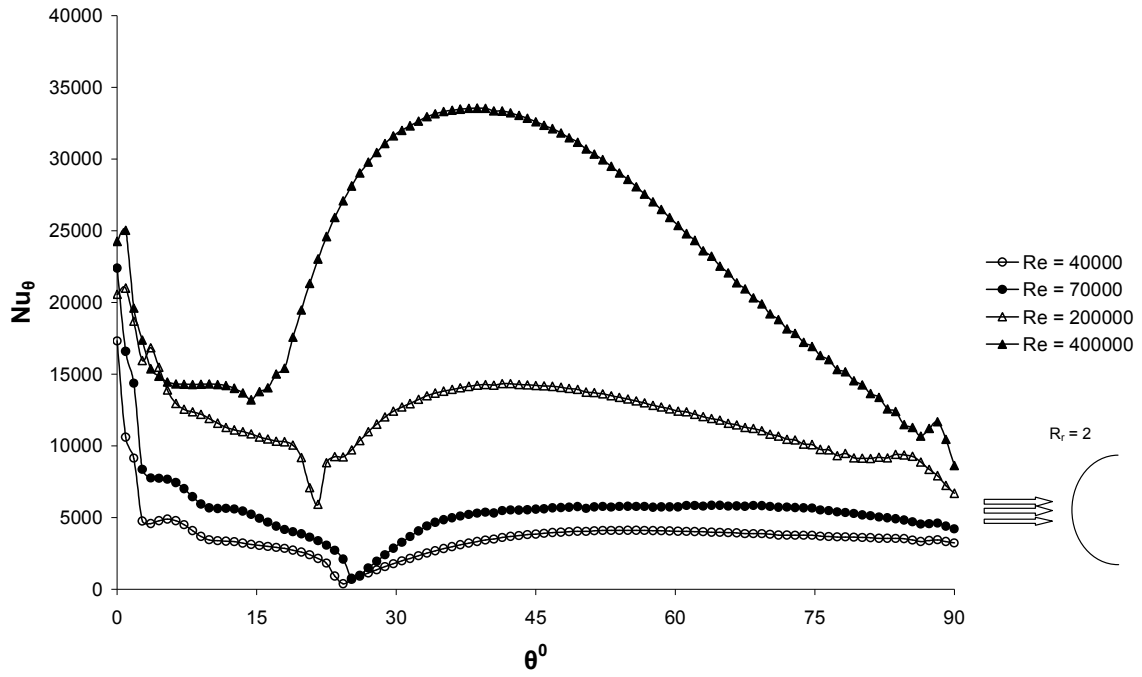
Şekil 4.52' de etilen glikol, $\text{Re} = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 1° de, ikinci minimum nokta 23° de, $\text{Re} = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 1° de, ikinci minimum nokta 24° de, $\text{Re} = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 21° de, oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $\text{Re} = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 16° de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır.



Şekil 4.51. Dış bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 2$)



Şekil 4.52. Dış bükey yüzey üzerinden akışta etilen glükol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 2$)



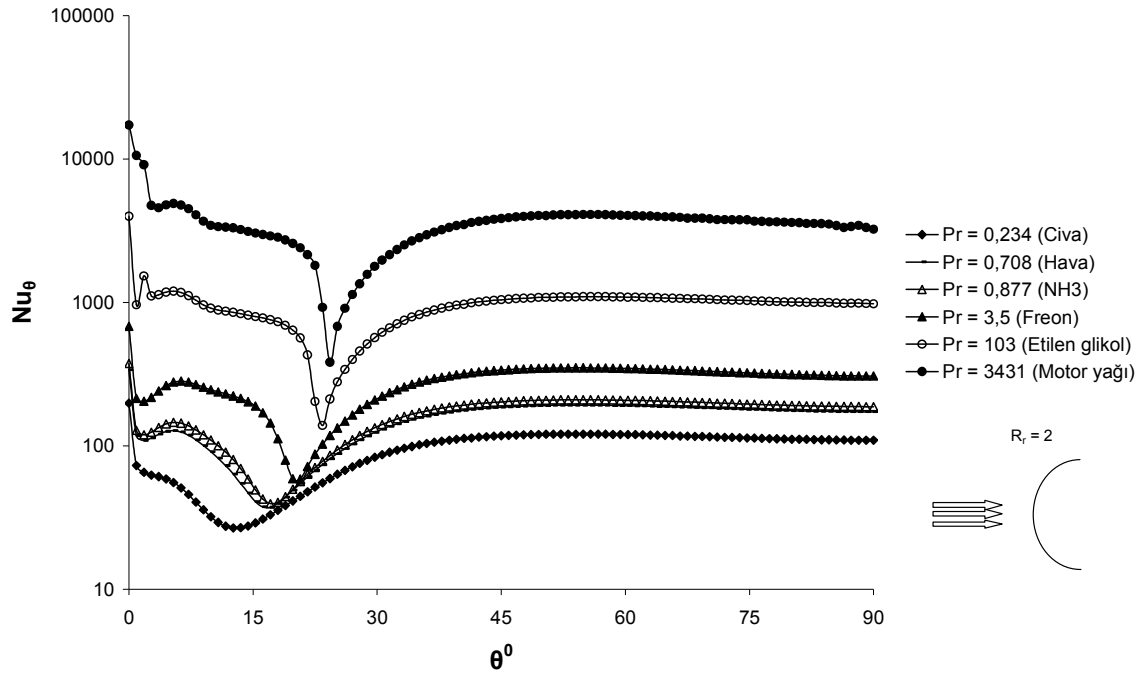
Şekil 4.53. Dış bükely yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açisal değışimi ($Pr = 3431$, $R_r = 2$)

Şekil 4.53' de motor yağı, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 4° de, ikinci minimum nokta 24° de, $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 12° de, ikinci minimum nokta 25° de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 22° de, ikinci minimum nokta 81° de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 15° de, ikinci minimum nokta 87° de oluşmuştur.

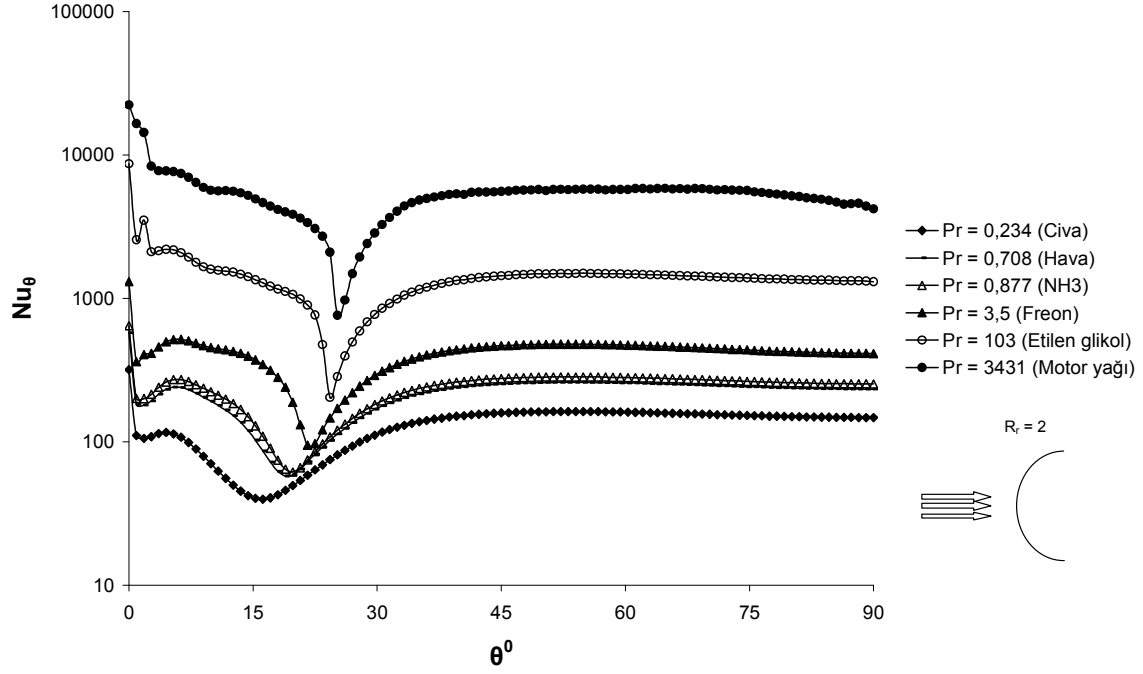
Şekil 4.54 – Şekil 4.57 arasındaki grafiklerde aynı Reynolds sayılarındaki farklı akışkanların dış bükely yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışı incelenmiştir.

Şekil 4.54' de en yüksek yerel Nusselt sayısı $Re = 4 \times 10^4$, civa, hava, NH_3 , freon, etilen glikol ve motor yağı için 0° de oluşmuştur.

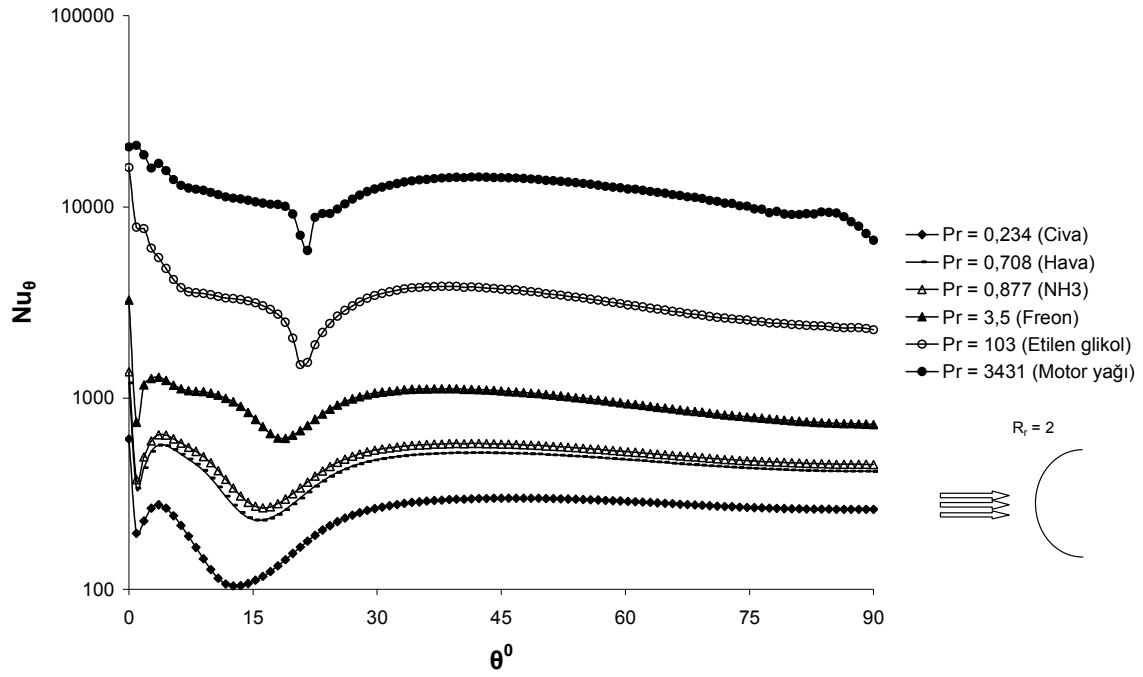
Şekil 4.55' de en yüksek yerel Nusselt sayısı $Re = 7 \times 10^4$, civa, hava, NH_3 , freon, etilen glikol ve motor yağı için 0° de oluşmuştur.



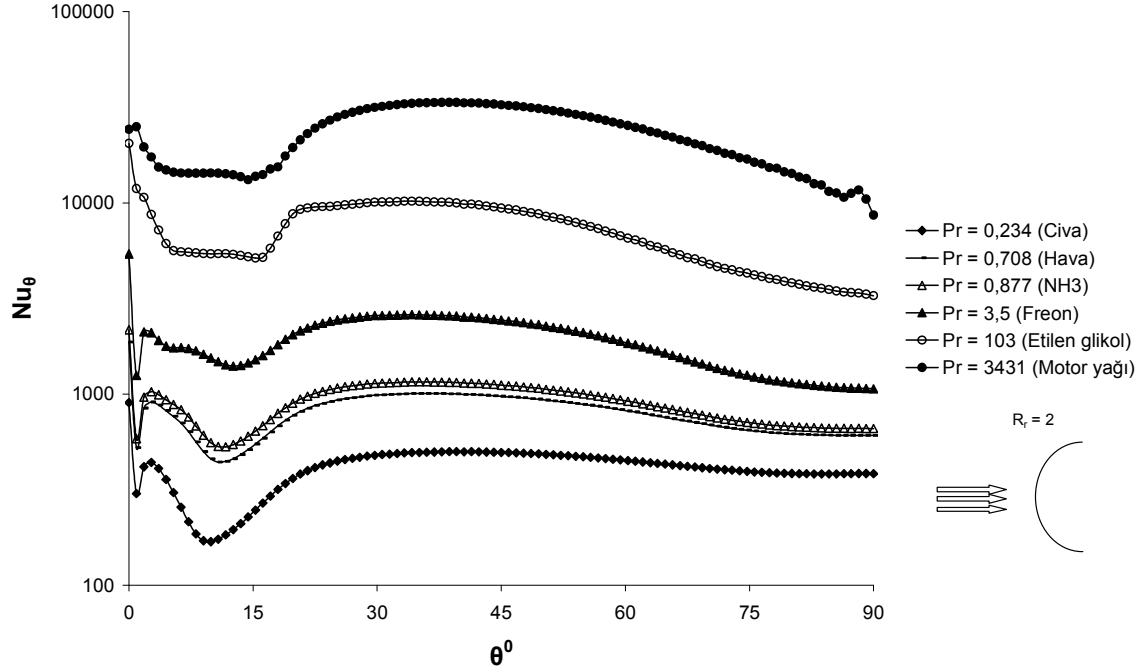
Şekil 4.54. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



Şekil 4.55. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 2$)



Şekil 4.56. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 2$)



Şekil 4.57. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 2$)

Şekil 4.56' da en yüksek yerel Nusselt sayısı $Re = 2 \times 10^5$, civa, hava, NH_3 , freon, etilen glikol ve motor yağı için 0° de oluşmuştur.

Şekil 4.57' de en yüksek yerel Nusselt sayısı $Re = 2 \times 10^5$, civa için 0° de, hava için 0° de, NH_3 için 0° de, freon için 0° de, etilen glikol için 0° de, motor yağı için 39° de oluşmuştur.

Tablo 4.11' de dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları görülmektedir. Tablo incelendiğinde Reynolds sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı, benzer şekilde aynı Reynolds sayısında Prandtl sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir. Ayrıca dış bükey yüzeyin eğriliğinin dikey yönde artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı gözlemlenmiştir.

Tablo 4.11. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 2$)

Akışkan Tipi	Pr	Re	$\overline{Nu}$
Civa	0.234	4×10^4	93.267
		7×10^4	129.503
		2×10^5	252.865
		4×10^5	410.560
Hava	0.708	4×10^4	149.894
		7×10^4	213.887
		2×10^5	447.100
		4×10^5	792.585
NH_3	0.877	4×10^4	164.135
		7×10^4	235.401
		2×10^5	499.515
		4×10^5	901.723
Freon	3.523	4×10^4	280.716
		7×10^4	413.757
		2×10^5	957.870
		4×10^5	1902.353
Etilen Glikol	103	4×10^4	956.424
		7×10^4	1442.789
		2×10^5	3346.433
		4×10^5	7149.363
Motor Yağı	3431	4×10^4	3654.210
		7×10^4	5489.595
		2×10^5	11920.695
		4×10^5	22573.052

4.2.2.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi

Dış bükey yüzey üzerinden akış için hesaplanan ortalama Nusselt sayıları istatistica programına aktarılarak bağıntılar elde edilmiştir. Bağıntıların hesaplanması için ayrıca programa Prandtl ve Reynolds sayılarının girilmesi gerekmektedir.

Dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta elde edilen bağıntılar ve bağıntı katsayıları Tablo 4.12.a ve Tablo 4.12.b' de görülmektedir. Bağıntılar ve bağıntı katsayıları Reynolds sayısının $4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$ ve Prandtl sayısının $0.234 - 3431$ durumları için elde edilmiştir.

Tablo 4.12.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 2$)

Akışkan Tipi	Prandtl Sayısı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	c	R ²
Civa	0.234	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.131	0.660	-	0.999
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.111	0.660	0.216	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0812	0.660	-	0.999
Hava	0.708	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0498	0.758	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0521	0.758	0.458	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.044	0.758	-	0.998
NH ₃	0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0402	0.779	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.031	0.779	-1.644	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.038	0.779	-	0.998
Freon	3.523	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0115	0.898	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0262	0.898	-0.320	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0170	0.898	-	0.998
Etilen Glikol	103	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0056	0.968	-	0.997
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.476	0.968	-0.623	0.997
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.026	0.968	-	0.997
Motor Yağı	3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.00313	0.834	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.194	0.834	0.109	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.473	0.834	-	0.998

Tablo 4.12.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a, b ve c sabitleri ($R_r = 2$)

Akışkan Tipi	Prandtl Aralığı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	c	R^2
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.273	0.844	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.023	0.844	0.355	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0878	0.857	-	0.372
Hava+NH ₃ (gazlar)	0.708 - 0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.044	0.769	-	0.997
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0466	0.769	0.571	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0411	0.769	-	0.992
Civa+Freon+ E.Glikol+ Motor Y. (sıvılar)	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.027	0.845	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0244	0.844	0.348	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0117	0.862	-	0.458
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon	$Pr \leq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0216	0.837	-	0.966
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.016	0.849	0.528	0.997
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0277	0.812	-	0.722
E.Glikol+ Motor Y.	$Pr \geq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0274	0.844	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0265	0.844	0.337	0.998
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.214	0.863	-	0.730
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234-3431	$4 \times 10^4 - 2 \times 10^5$ (Laminar)	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.107	0.727	-	0.997
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0745	0.727	0.380	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.432	0.719	-	0.133
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234-3431	$2 \times 10^5 - 4 \times 10^5$ (Türbülans)	$\overline{Nu}_1 = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0085	0.938	-	0.998
			$\overline{Nu}_2 = aRe^b Pr^c$	0.0073	0.934	0.530	0.999
			$\overline{Nu}_3 = aRe^b$	0.0258	0.952	-	0.209

4.2.2.4. Direnç Katsayıları, C_D

Direnç katsayısının elde edilmesi için denklem 4.1 kullanılmıştır. Tablo 4.13' de dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla direnç katsayılarının azaldığı görülmektedir. Benzer şekilde dikey yöndeki eğrilik yarıçapının artmasıyla direnç katsayıları da artmaktadır. Bunun nedeni akışa dik yöndeki alanın artması ve akışkanın daha fazla dirence maruz kalmasıdır.

Tablo 4.13. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 2$)

Kullanılan akışkan	Pr	Re	C_D	F_x (N)	V(m/s)	ρ (kg/m ³)
Hava	0.708	4×10^4	0.462	0.00267	3.138	1.1776
Hava	0.708	7×10^4	0.448	0.00795	5.491	1.1776
Hava	0.708	2×10^5	0.399	0.0577	15.69	1.1776
Hava	0.708	4×10^5	0.368	0.213	31.38	1.1776

4.2.2.5. Art İzi Mesafeleri

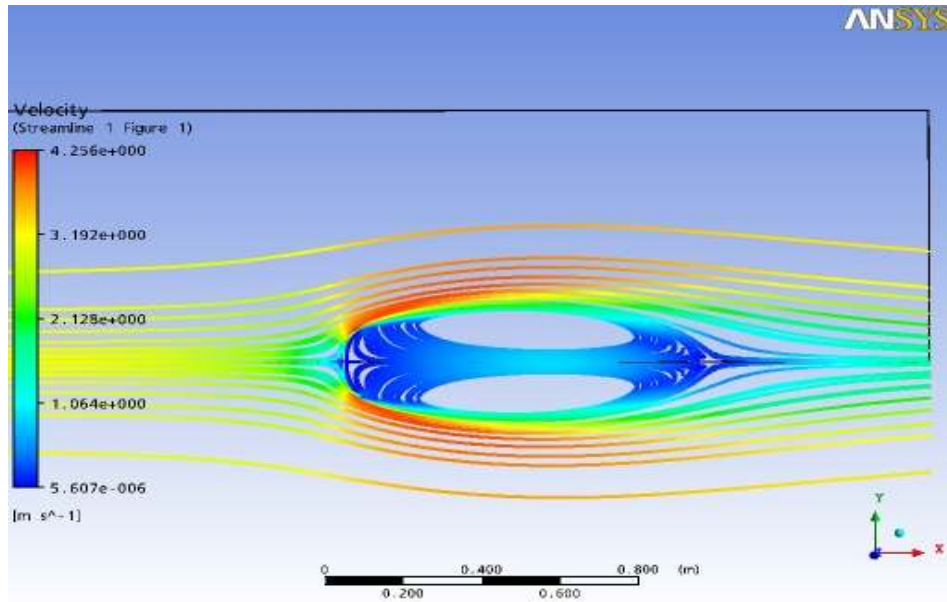
Tablo 4.14’ de dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla art izi mesafeleri azalmaktadır. Fakat dikey yöndeki eğrilik yarıçapının artmasıyla art izi mesafesinin arttığı görülmektedir. Çünkü dikey yöndeki eğriliğin artmasıyla akışkan dikey yönde daha fazla yükselecek ve yüzeyin arka kısmında daha geç birleşecektir.

Tablo 4.14. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri ($R_r = 2$)

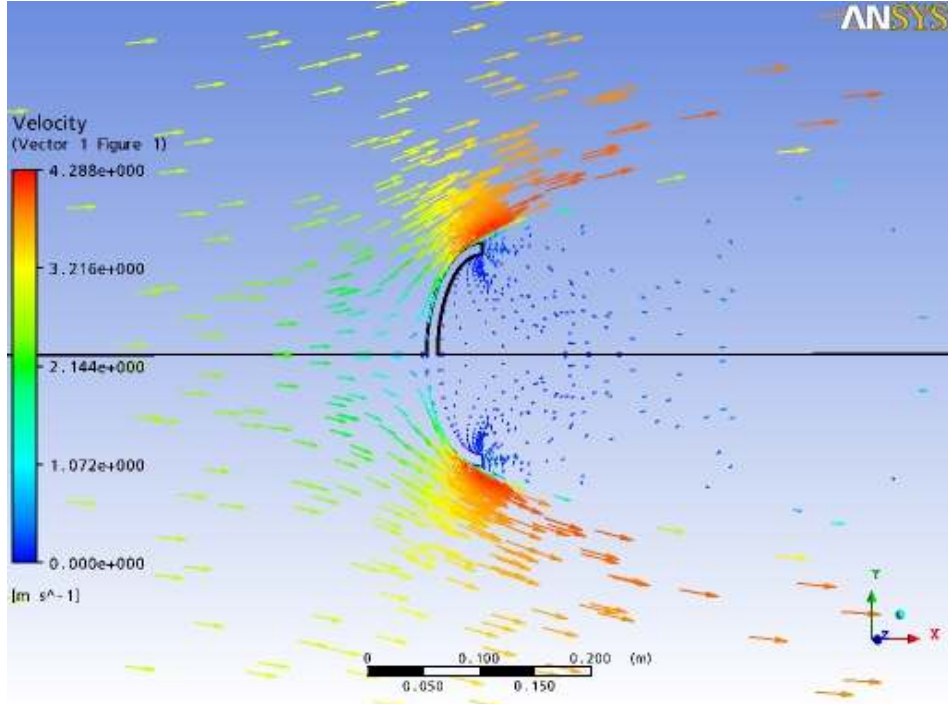
Kullanılan akışkan	Re	Pr	L_1/D
Hava	4×10^4	0.708	9.3
Hava	7×10^4	0.708	9.1
Hava	2×10^5	0.708	8.5
Hava	4×10^5	0.708	8.2

4.2.2.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

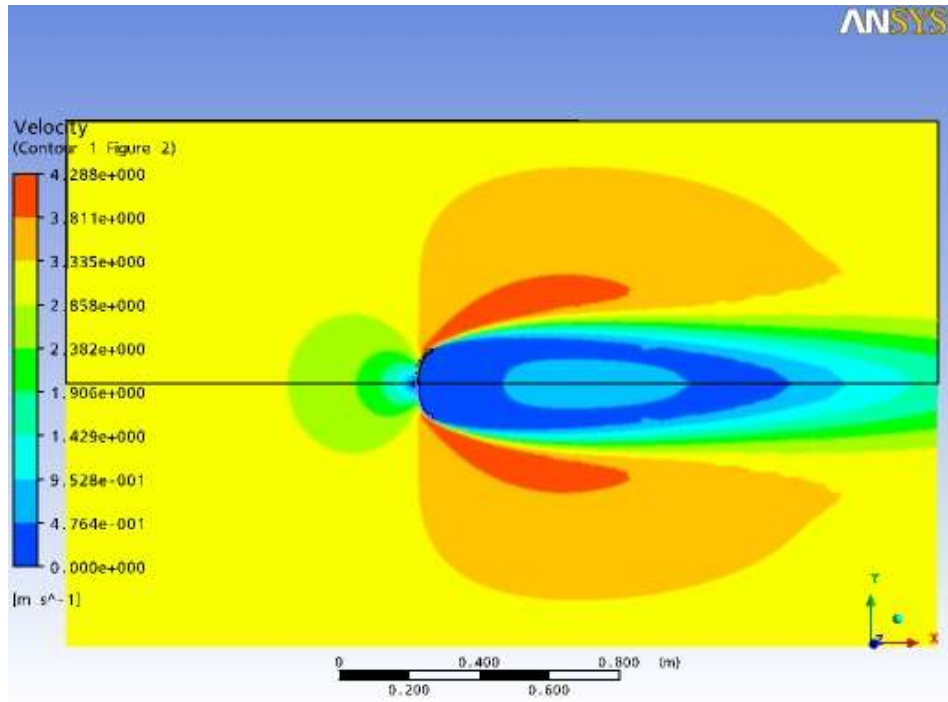
Şekil 4.58 – Şekil 4.62 arasındaki şekillerde, dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta hava kullanılarak, $Re = 4 \times 10^4$ için elde edilen akım çizgileri, hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi görülmektedir.



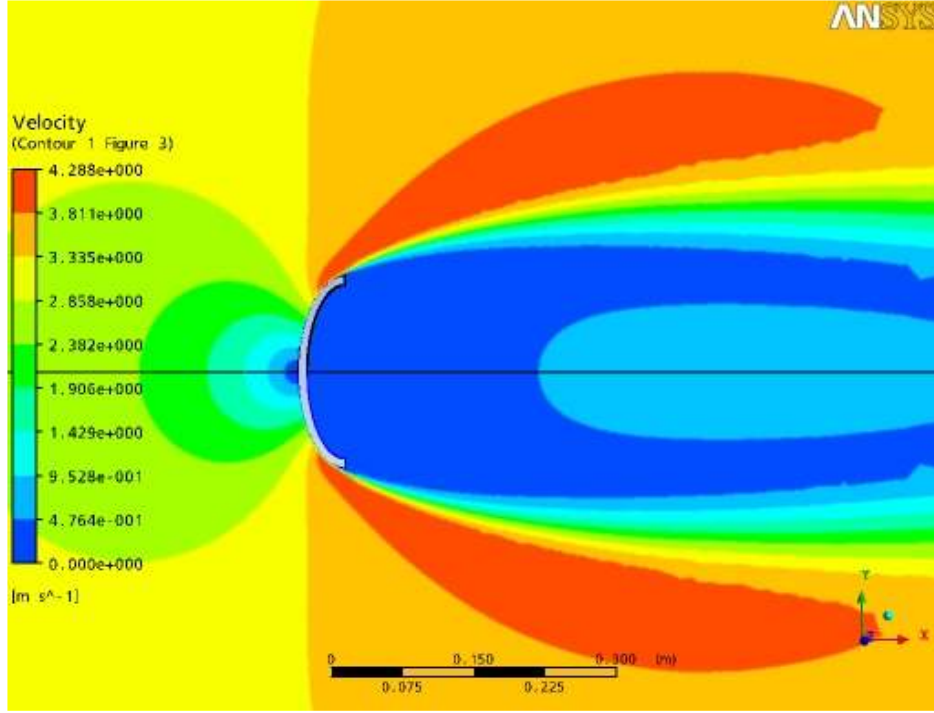
Şekil 4.58. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



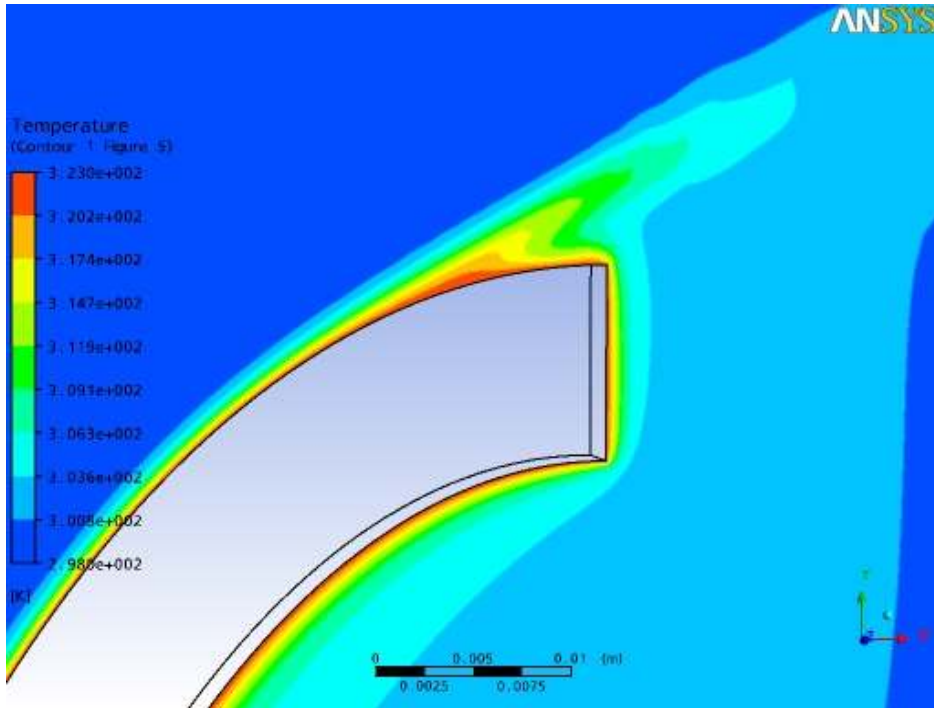
Şekil 4.59. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



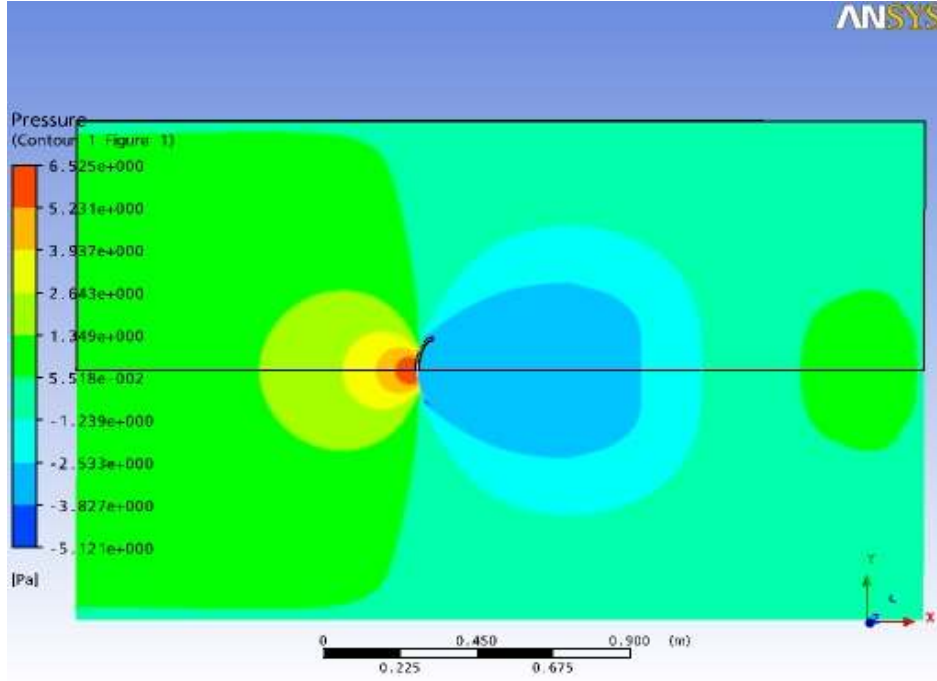
Şekil 4.60.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



Şekil 4.60.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



Şekil 4.61. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



Şekil 4.62. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)

Şekil 4.58, Şekil 4.59’ da $Re = 4 \times 10^4$, hava için art izi mesafeleri ve hız vektörleri görülmektedir. Şekiller incelendiğinde en yüksek hızın dış bükey yüzeyin uç noktasına doğru olduğu görülebilir. Şekil 4.60.a, b’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için ortalama hız değişimi verilmiştir. Dış bükey yüzeyin ön kısmında (durma noktasında) hızın sıfır olduğu görülmektedir. Benzer şekilde dış bükey yüzeyin arka kısmında geri dönüşlerden dolayı ortalama hızın sıfıra yakın değerler aldığı görülmektedir. Dış bükey yüzeyin üst ve alt kısımlarına doğru ise ortalama hızın giderek arttığı görülebilir. Ayrıca dikey yöndeki eğrilik yarıçapı arttığında dış bükey yüzeyin uç kısmına doğru hızın daha fazla arttığı görülmektedir. Bunun nedeni akışa dik yöndeki alanın artması ve akışkanın dikey yönde akmaya zorlanmasıdır. Şekil 4.61’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için sıcaklık değişimi verilmiştir. Yüzey sıcaklığı 323 Kelvin (50°C) sabit sıcaklıkta iken; 298 Kelvin (25°C) sıcaklığındaki akışkan tarafından soğutulduğu görülmektedir. Şekil 4.62’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için basınç değişimi verilmiştir. En yüksek basınç değerinin dış bükey yüzeyin ön kısmında, en düşük basınç değerinin yüzeyin arka kısmına doğru olduğu görülmektedir. Eğriliğin artmasıyla ön kısmın daha fazla basınca maruz kaldığı, arka kısmın daha az basınca maruz kaldığı görülmektedir.

4.2.3. Dış Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 4$)

$R_r = 4$, dış bükey yüzey üzerinden akış durumunda optimum düğüm sayısı, yerel ve ortalama Nusselt sayıları, bağıntı ve bağıntı katsayıları, direnç katsayıları ve art izi mesafeleri tespit edilmiştir.

4.2.3.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi

Durum 1: 37704 düğüm sayısı, 22583 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 164.046$

Durum 2: 41780 düğüm sayısı, 23516 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 164.338$

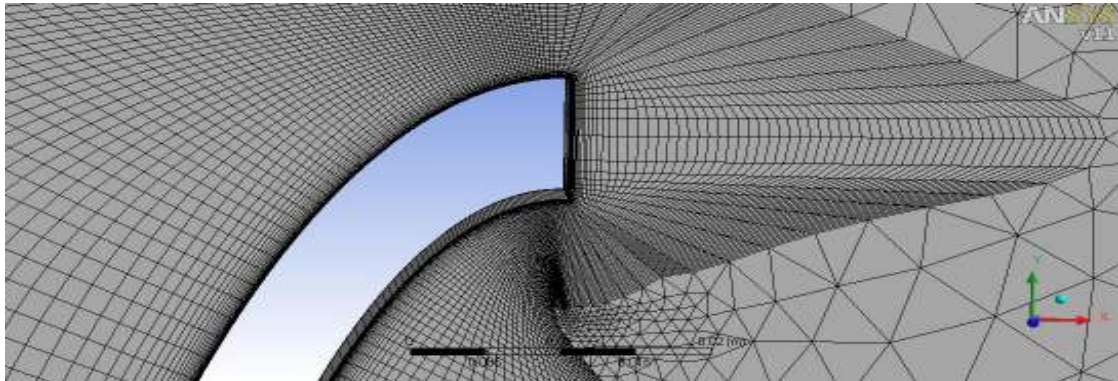
Durum 3: 51224 düğüm sayısı, 28221 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 164.322$

$H_{i2-1} = \% 0,18$, $H_{i2-3} = \% 0.0097$, H_{i2-1} , $H_{i2-3} < \% 10$ olduğundan düğüm sayısı yeterlidir. Tablo 4.15’ de dış bükey yüzey ($R_r = 4$) için optimum değerler verilmiştir.

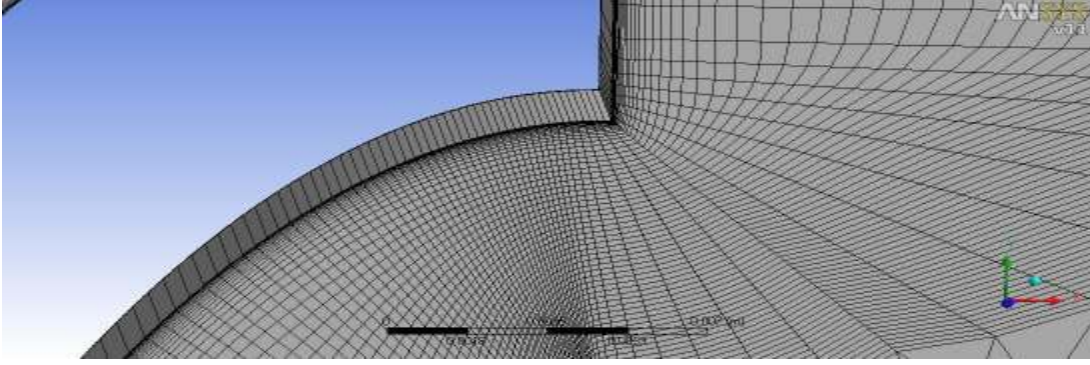
Tablo 4.15. Dış bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 4$)

Toplam düğüm sayısı	41780
Toplam eleman sayısı	23516
Toplam prizma sayısı	5869
Toplam hexahedron sayısı	17647
Cidardaki y^+ mesafesi	0.5
İlk kontrol hacminin cidardan uzaklığı (y)	1.199×10^{-5}
Cidardaki tabaka sayısı (inflated layer)	70
Cidardaki genişleme faktörü (expansion factor)	1.2

Şekil 4.63.a ve Şekil 4.63.b’ de dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akış için ağ yapısı görülmektedir.



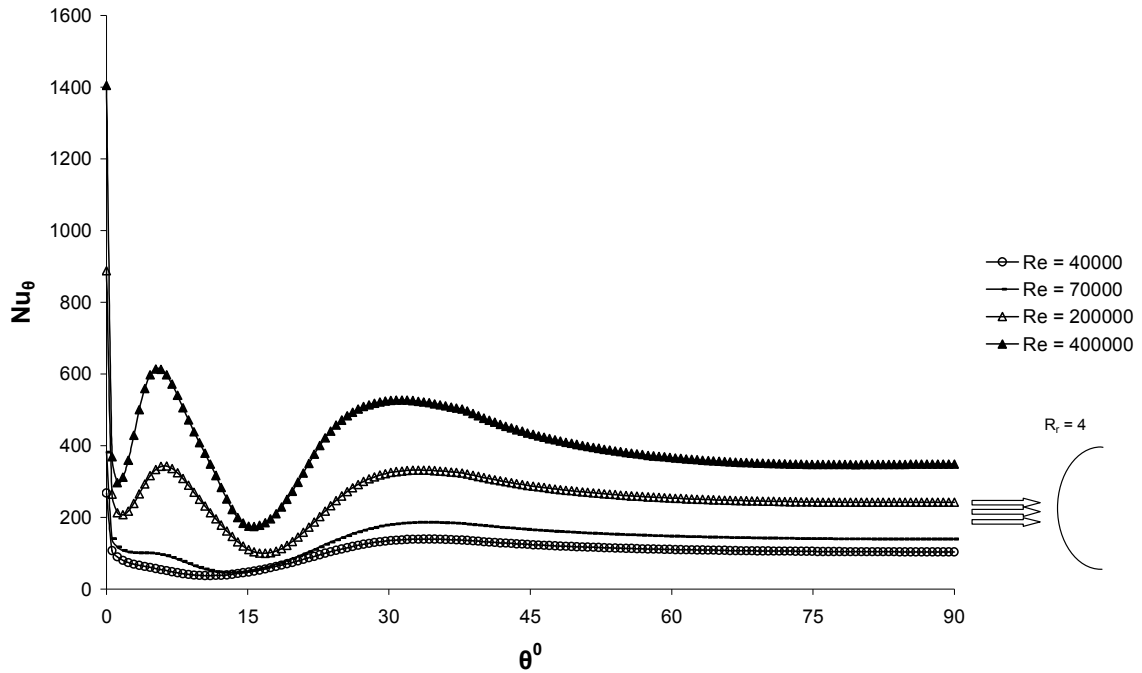
Şekil 4.63.a. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 4$)



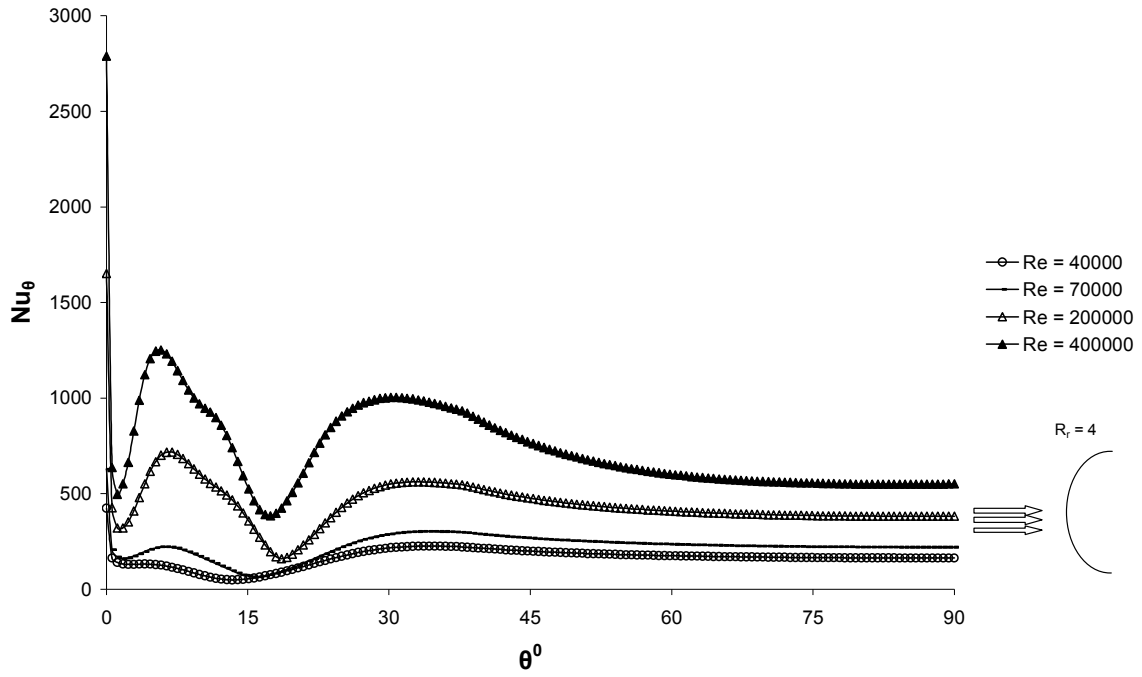
Şekil 4.63.b. Dış bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 4$)

4.2.3.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı

Şekil 4.64 – Şekil 4.73 arasındaki grafiklerde dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta yerel Nusselt sayılarının açısal değişimi görülmektedir. Grafiklere bakıldığında aynı Reynolds sayılarında Prandtl sayılarının artırılmasıyla yerel Nusselt sayısı değerlerinin arttığı, ilk ve ikinci minimum noktanın dış bükey yüzeyin ön durma noktasına çok yakın bölgelerde olduğu görülmektedir. Ayrıca Prandtl sayısının artırılmasıyla oluşan minimum noktanın yerinin değiştiği görülmektedir.

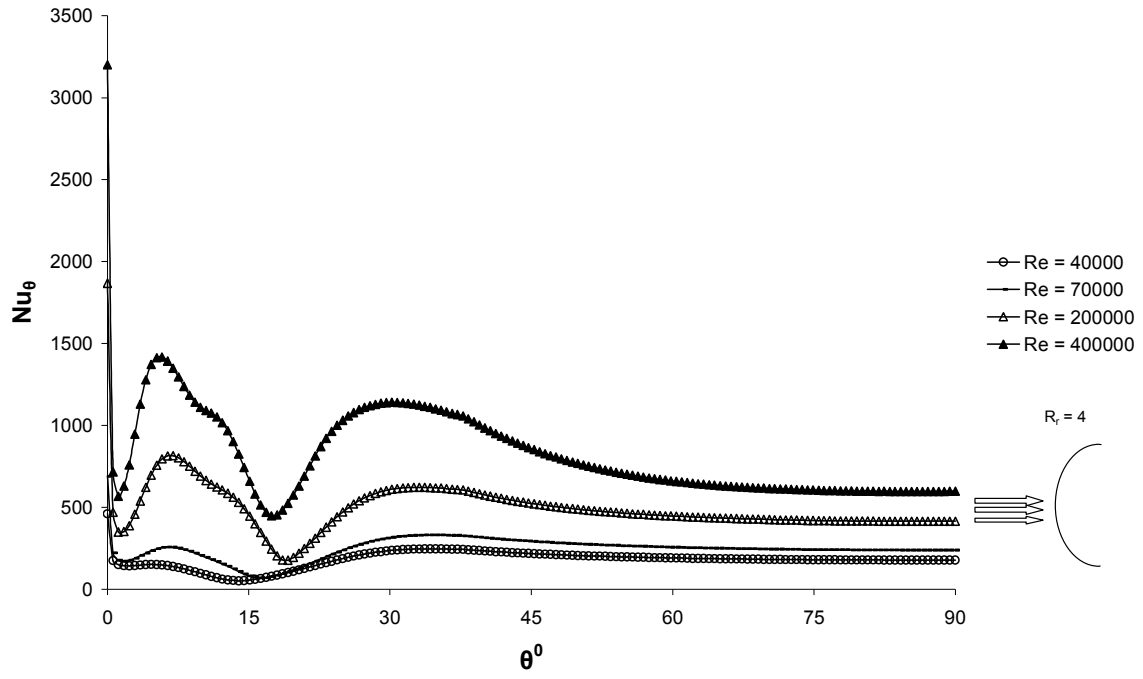


Şekil 4.64. Dış bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 4$)

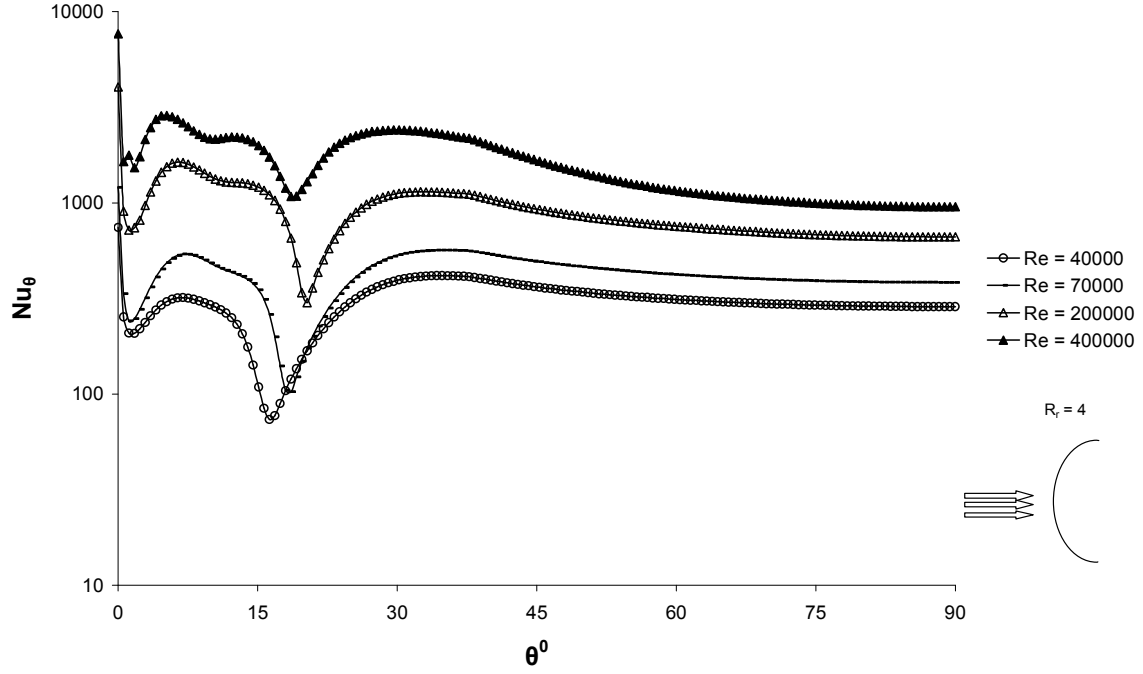


Şekil 4.65. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısıl değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 4$)

Şekil 4.64’ de civa, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 11° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 13° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 17° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° ’ de, ikinci minimum nokta 16° ’ de oluşmuştur. Şekil 4.65’ de hava, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 13° ’ de oluşmuş, ikinci minimum nokta oluşmamıştır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 16° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 19° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° ’ de, ikinci minimum nokta 17° ’ de oluşmuştur. Şekil 4.66’ da NH_3 , $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 14° ’ de, $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 16° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° ’ de, ikinci minimum nokta 19° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° ’ de, ikinci minimum nokta 17° ’ de oluşmuştur. Şekil 4.67’ de freon, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 16° ’ de, $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 18° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1° ’ de, ikinci minimum nokta 20° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 18° ’ de oluşmuştur.



Şekil 4.66. Dış bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açisal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 4$)



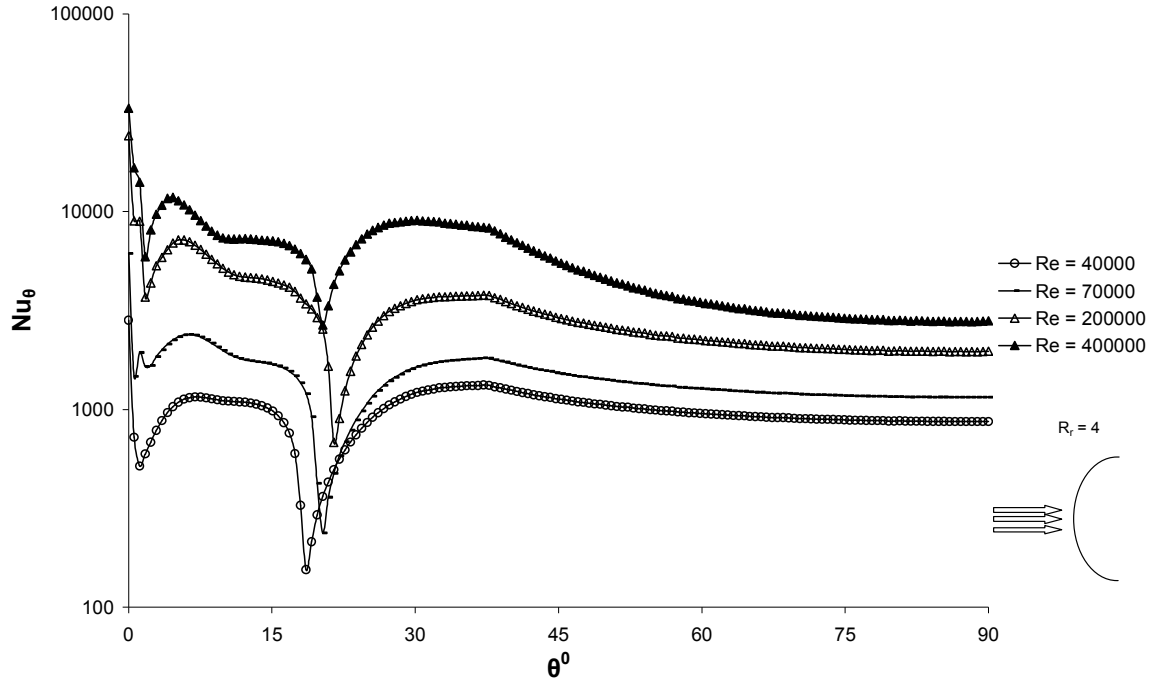
Şekil 4.67. Dış bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açisal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 4$)

Şekil 4.68’ de etilen glikol, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 1° ’ de, ikinci minimum nokta 18° ’ de, $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 20° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 22° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 20° ’ de oluşmuştur.

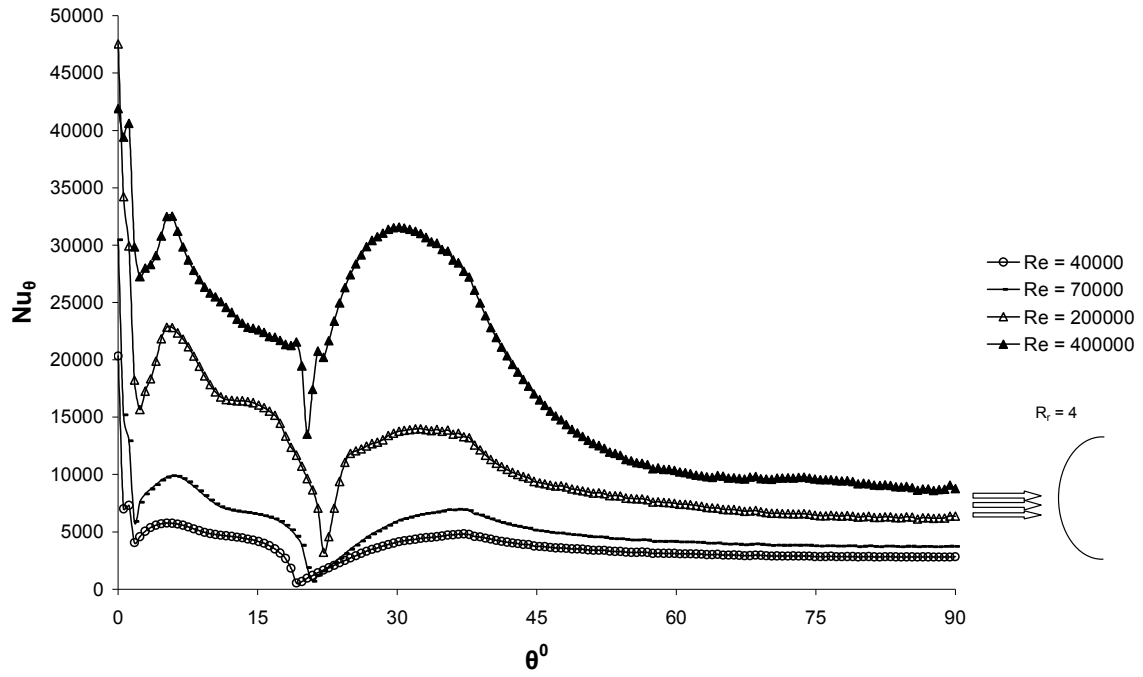
Şekil 4.69’ da motor yağı, $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 19° ’ de, $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 21° ’ de, $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 22° ’ de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° ’ de, ikinci minimum nokta 20° ’ de oluşmuştur.

Şekil 4.70 – Şekil 4.73 arasındaki grafiklerde aynı Reynolds sayılarındaki farklı akışkanların dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışı incelenmiştir.

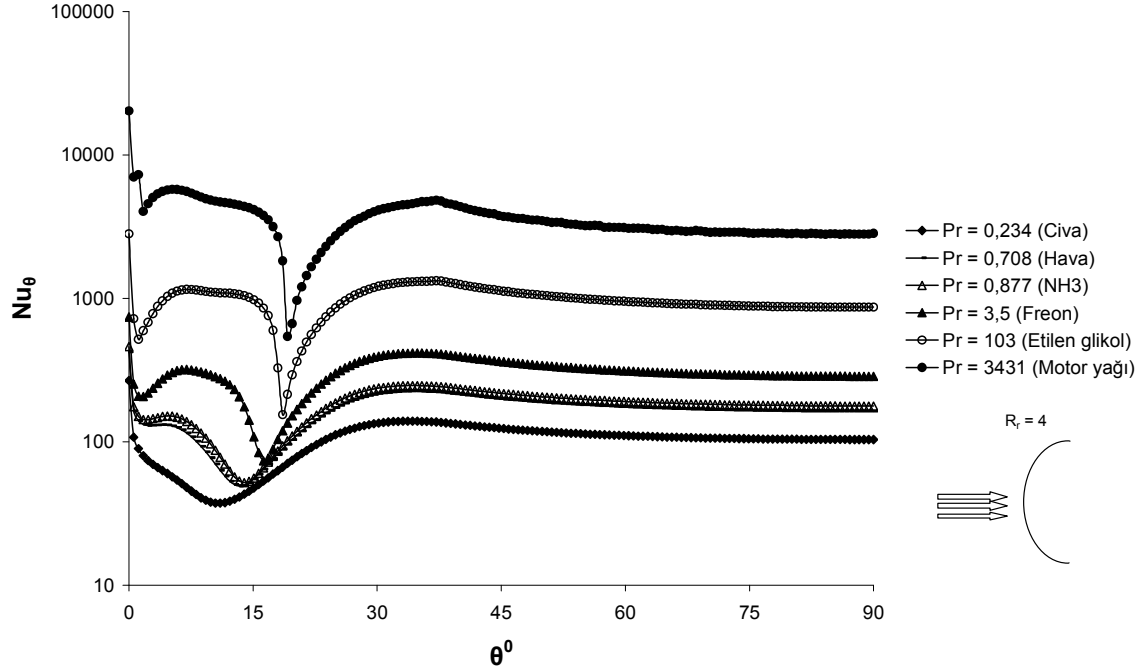
Şekil 4.70’ de en yüksek yerel Nusselt sayısı $Re = 4 \times 10^4$, civa, hava, NH_3 , freon, etilen glikol ve motor yağı için 0° ’ de oluşmuştur.



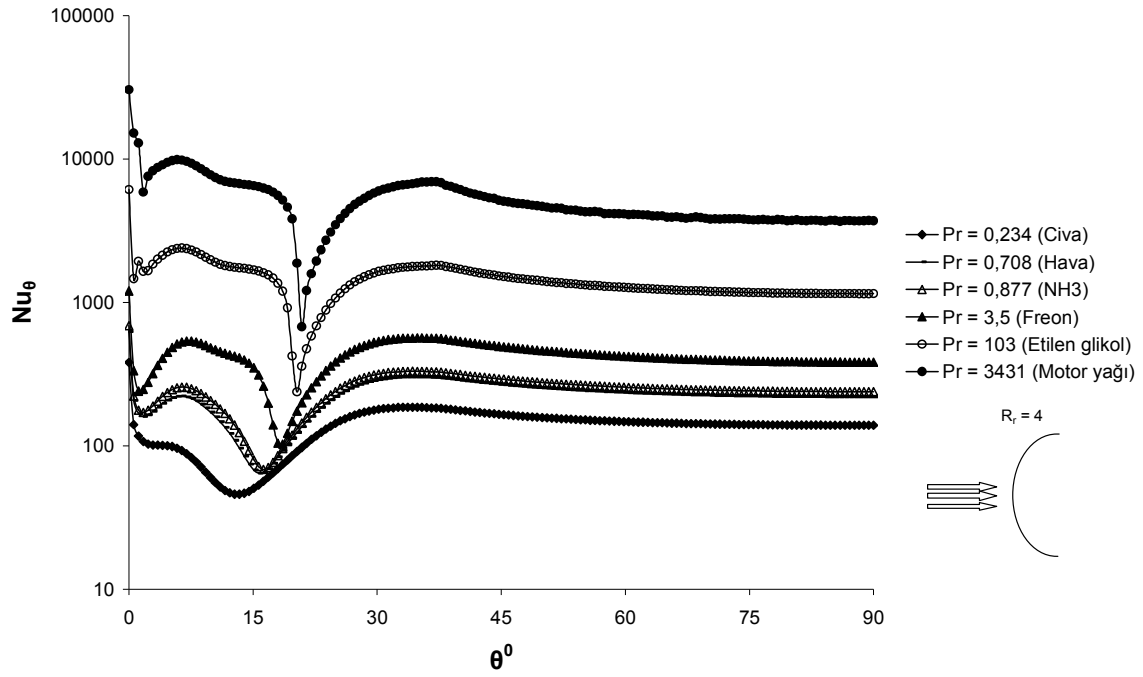
Şekil 4.68. Dış bükey yüzey üzerinden akışta etilen glikol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 4$)



Şekil 4.69. Dış bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 4$)



Şekil 4.70. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$)

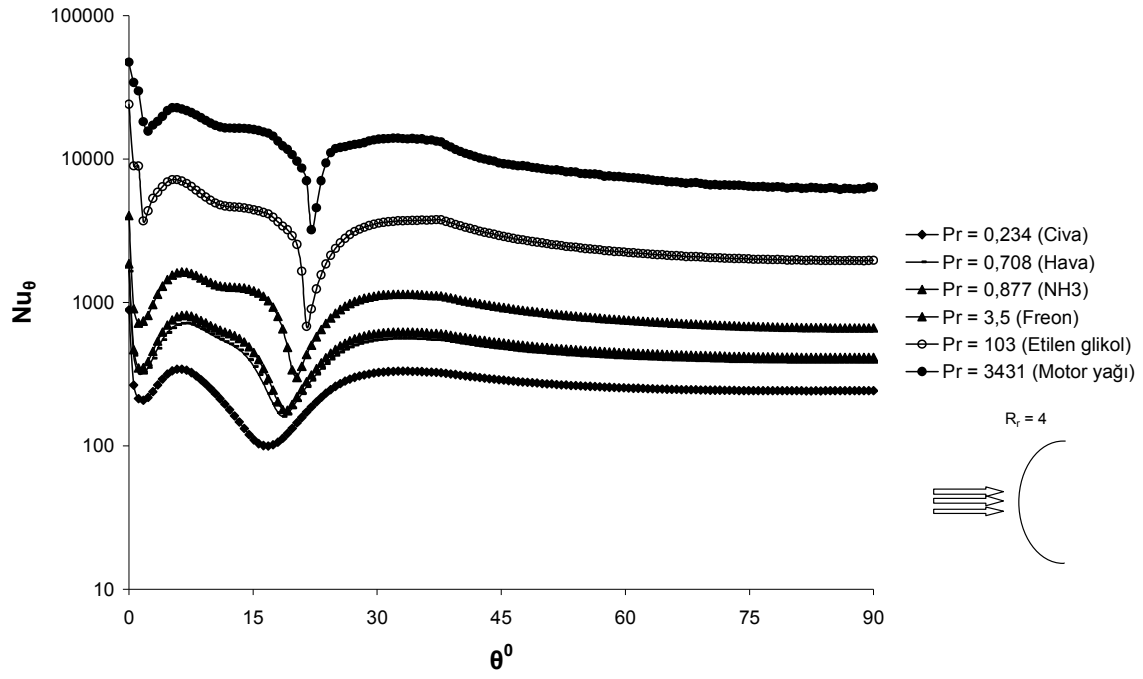


Şekil 4.71. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 4$)

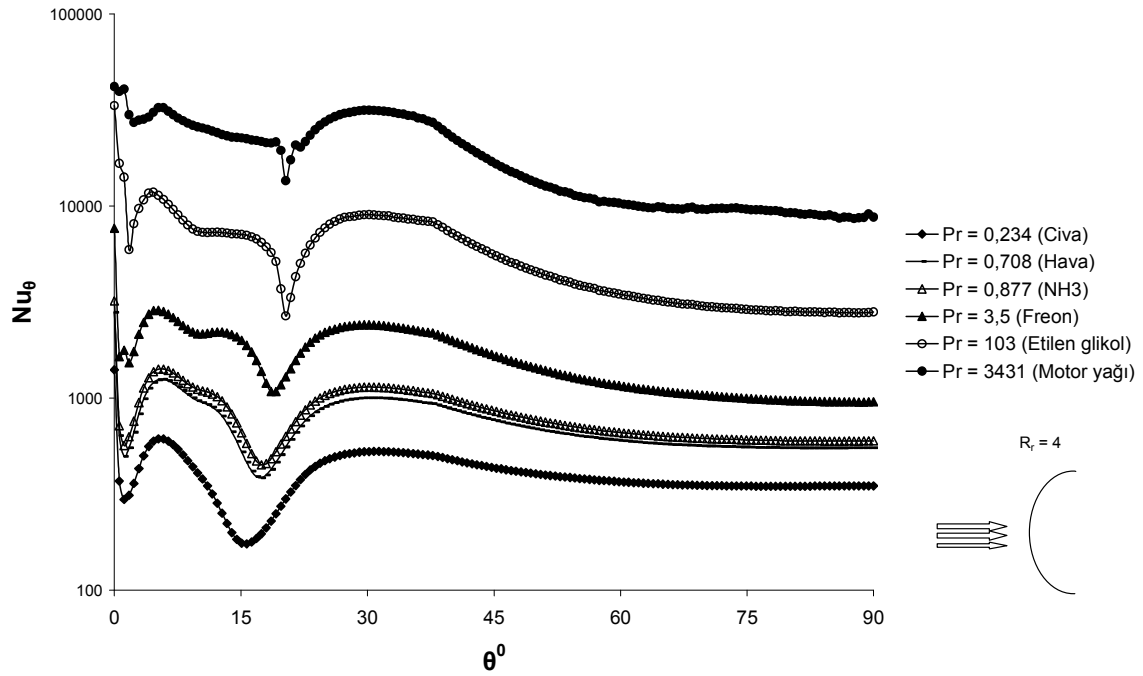
Şekil 4.71’ de en yüksek yerel Nusselt sayısı $Re = 7 \times 10^4$, civa, hava, NH₃, freon, etilen glikol ve motor yağı için 0° ’ de oluşmuştur.

Şekil 4.72’ de en yüksek yerel Nusselt sayısı $Re = 2 \times 10^5$, civa, hava, NH₃, freon, etilen glikol ve motor yağı için 0° ’ de oluşmuştur.

Şekil 4.73’ de en yüksek yerel Nusselt sayısı $Re = 4 \times 10^5$, civa, hava, NH₃, freon, etilen glikol ve motor yağı için 0° ’ de oluşmuştur.



Şekil 4.72. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 4$)



Şekil 4.73. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 4$)

Tablo 4.16’ da dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları görülmektedir. Tablo incelendiğinde Reynolds sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı, benzer şekilde aynı Reynolds sayısında Prandtl sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir. Ayrıca dış bükey yüzeyin eğriliğinin dikey yönde artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı gözlemlenmiştir.

Tablo 4.16. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 4$)

Akışkan Tipi	Pr	Re	$\bar{Nu}$
Civa	0.234	4×10^4	102.741
		7×10^4	137.263
		2×10^5	257.977
		4×10^5	401.266
Hava	0.708	4×10^4	164.338
		7×10^4	223.997
		2×10^5	446.003
		4×10^5	735.702
NH ₃	0.877	4×10^4	179.761
		7×10^4	245.926
		2×10^5	495.124
		4×10^5	827.379
Freon	3.523	4×10^4	305.011
		7×10^4	425.412
		2×10^5	914.119
		4×10^5	1640.741
Etilen Glikol	103	4×10^4	979.256
		7×10^4	1454.240
		2×10^5	3245.193
		4×10^5	5791.987
Motor Yağı	3431	4×10^4	3661.913
		7×10^4	5343.859
		2×10^5	11045.303
		4×10^5	18401.118

4.2.3.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi

Dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta elde edilen bağlantılar ve bağlantı katsayıları Tablo 4.17’ de görülmektedir. Bağlıntılar ve bağlantı katsayıları Reynolds sayısının $4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$ ve Prandtl sayısının 0.234 – 3431 durumları için elde edilmiştir.

Tablo 4.17. Dış bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a ve b sabitleri ($R_r = 4$)

Akışkan Tipi	Prandtl Aralığı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	R ²
Civa	0.234	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.253	0.608	0.999
Hava	0.708	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.132	0.676	0.999
NH ₃	0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.115	0.691	0.999
Freon	3.523	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.048	0.775	0.998
Etilen Glikol	103	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.0422	0.796	0.999
Motor Yağı	3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.125	0.711	0.999
Civa+Hava+NH ₃ +Freon + E.Glikol+ Motor Y.	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.113	0.718	0.999
Hava+NH ₃ (gazlar)	0.708 - 0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.122	0.684	0.998
Civa+Freon + E.Glikol+ Motor Y. (sıvılar)	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.113	0.719	0.999
Civa+Hava+NH ₃ +Freon	$Pr \leq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.075	0.731	0.975
E.Glikol+ Motor Y.	$Pr \geq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.114	0.718	0.999
Civa+Hava+NH ₃ +Freon + E.Glikol+ Motor Y.	0.234-3431	$4 \times 10^4 - 2 \times 10^5$ (Laminar)	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.184	0.676	0.998
Civa+Hava+NH ₃ +Freon + E.Glikol+ Motor Y.	0.234-3431	$2 \times 10^5 - 4 \times 10^5$ (Türbülans)	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.081	0.745	0.999

4.2.3.4. Direnç Katsayıları, C_D

Direnç katsayısının elde edilmesi için denklem 4.1 kullanılmıştır. Tablo 4.18’ de dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla direnç katsayılarının azaldığı görülmektedir. Fakat eğrilik yarıçapının artmasıyla akışa dik yöndeki alan arttığından direnç katsayıları da artmıştır.

Tablo 4.18. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 4$)

Kullanılan akışkan	Pr	Re	C_D	F_x (N)	V(m/s)	ρ (kg/m ³)
Hava	0.708	4×10^4	0.842	0.00243	1.569	1.1776
Hava	0.708	7×10^4	0.841	0.00746	2.745	1.1776
Hava	0.708	2×10^5	0.825	0.05974	7.845	1.1776
Hava	0.708	4×10^5	0.804	0.2331	15.690	1.1776

4.2.3.5. Art İzi Mesafeleri

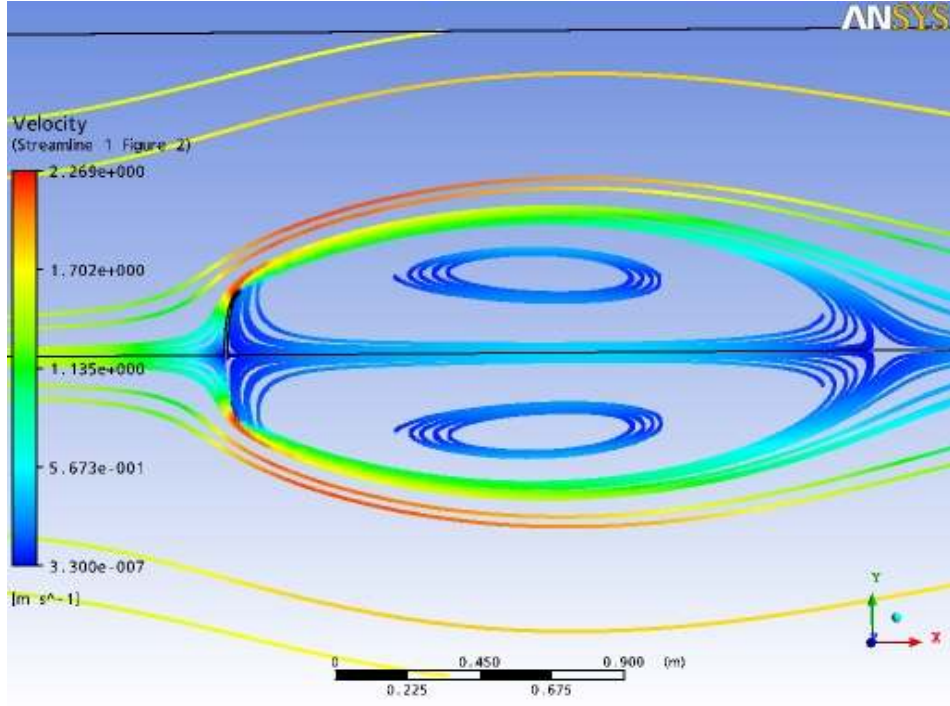
Tablo 4.19’ da dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla art izi mesafeleri azalmaktadır. Fakat dikey yöndeki eğrilik yarıçapının artmasıyla art izi mesafesi artmaktadır. Çünkü eğrilik yarıçapı artınca; akışkan dikey yönde daha fazla yükselerek yüzeyin arka kısmında daha geç birleşmekte dolayısıyla art izi mesafesi artmaktadır.

Tablo 4.19. Dış bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri ($R_r = 4$)

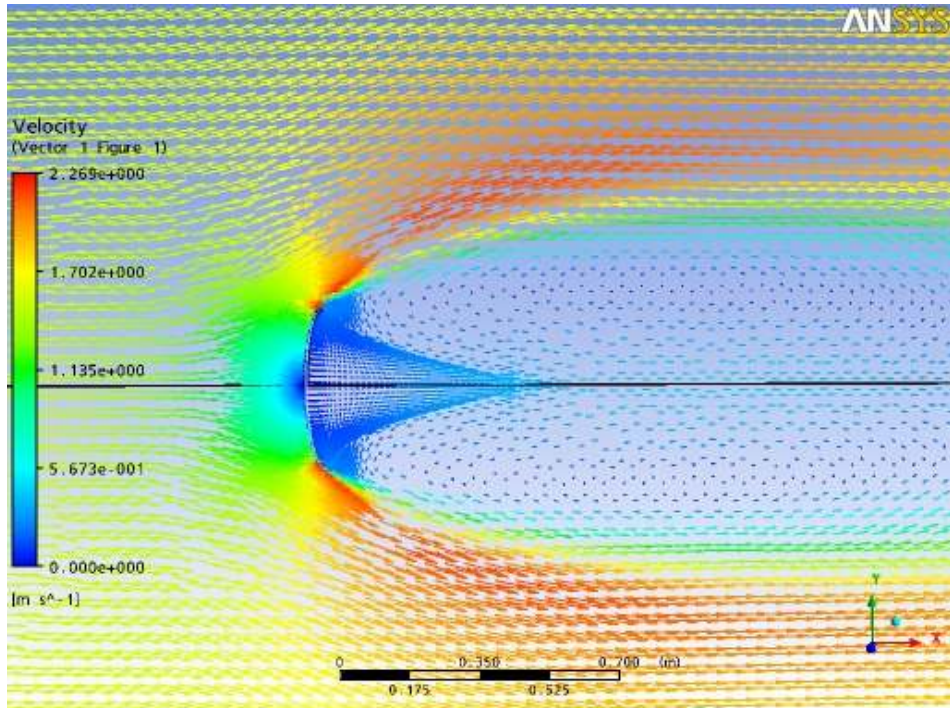
Kullanılan akışkan	Re	Pr	L_1/D
Hava	4×10^4	0.708	10.75
Hava	7×10^4	0.708	10.53
Hava	2×10^5	0.708	10.22
Hava	4×10^5	0.708	10.01

4.2.3.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

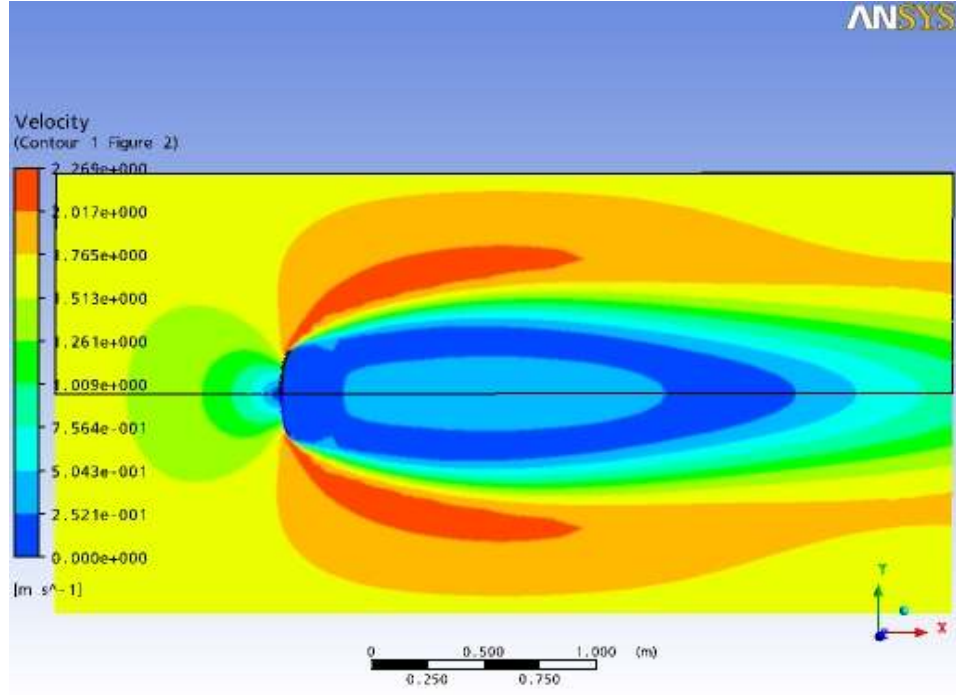
Şekil 4.74 – Şekil 4.78 arasındaki şekillerde dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta hava kullanılarak, $Re = 4 \times 10^4$ için elde edilen akım çizgileri, hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi görülmektedir. Şekil 4.74, Şekil 4.75’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için art izi mesafeleri ve hız vektörleri görülmektedir. Şekiller incelendiğinde en yüksek hızın dış bükey yüzeyin uç noktasına doğru olduğu görülebilir.



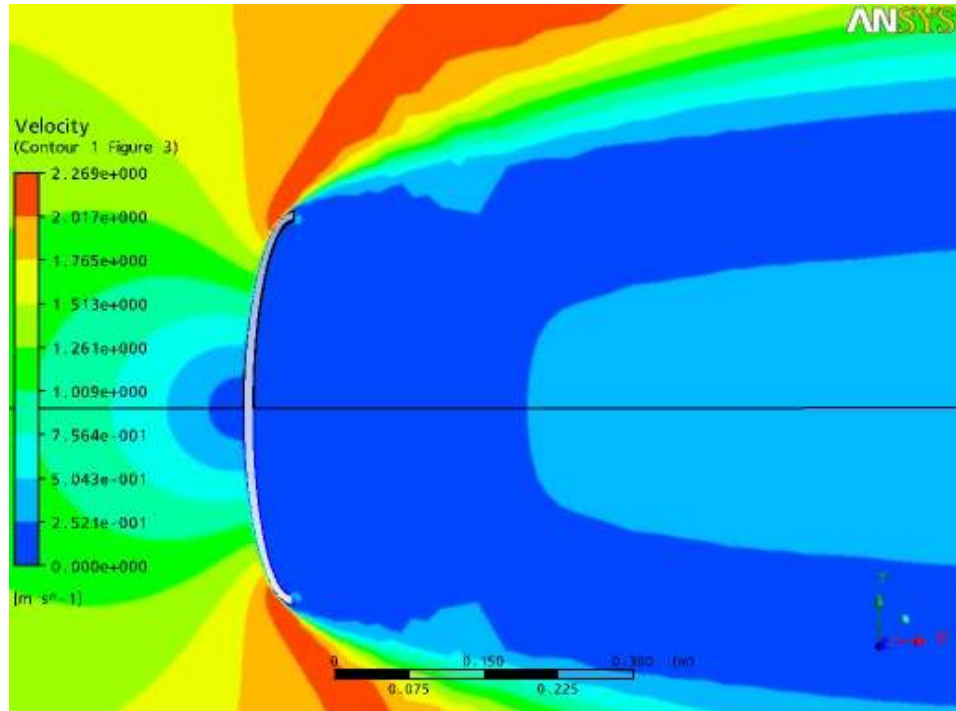
Şekil 4.74. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$)



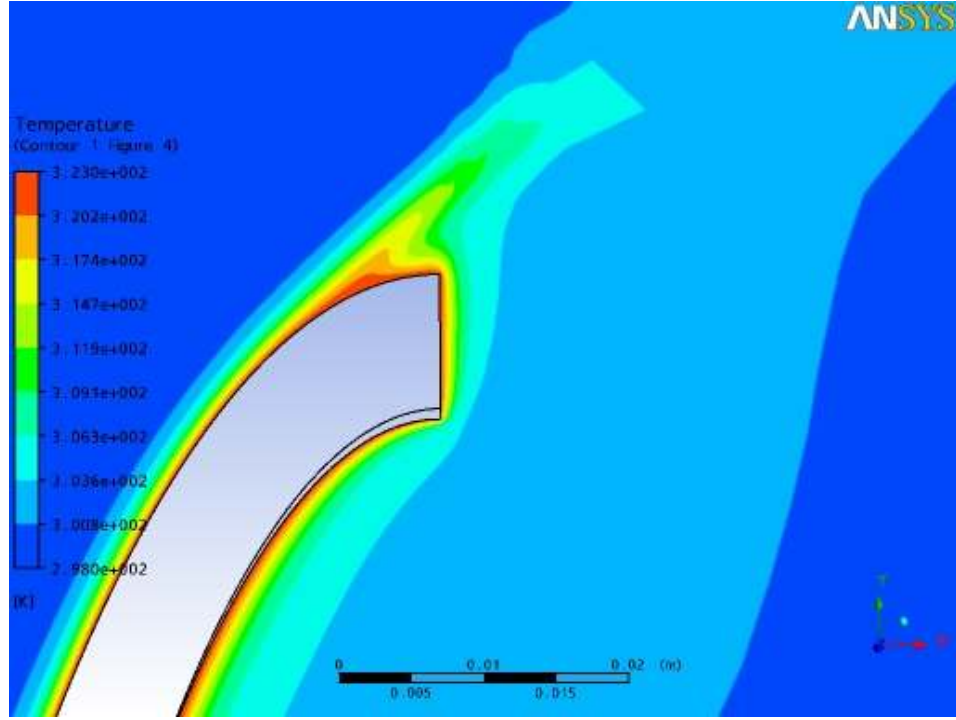
Şekil 4.75. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$)



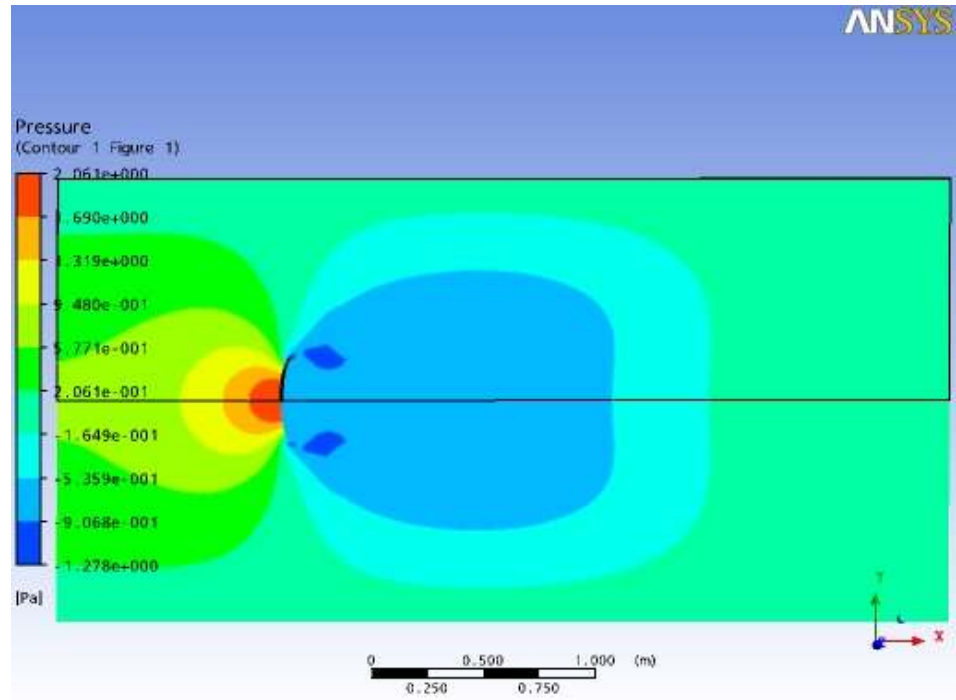
Şekil 4.76.a. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 4$)



Şekil 4.76.b. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 4$)



Şekil 4.77. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$)



Şekil 4.78. Dış bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$)

4.3. İç Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar

Diagram illustrating the geometry and boundary conditions for a 2D flow field analysis of a curved duct.

Flow Field Parameters:

- Free Stream Temperature: $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$
- Free Stream Pressure: $P = 0 \text{ Pa}$
- Free Stream Velocity: u_{∞}
- Free Stream Temperature (Left): $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$
- Free Stream Temperature (Right): $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$
- Free Stream Pressure (Right): $P = 0 \text{ Pa}$

Geometry and Boundary Conditions:

- Top Boundary: AÇIK SINIR ŞARTI (Open Boundary Condition)
- Bottom Boundary: CİDAR (Wall) with $T_w = 50^{\circ}\text{C}$
- Left Boundary: GİRİŞ (Inlet) with $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$ and u_{∞}
- Right Boundary: AÇIK SINIR ŞARTI (Open Boundary Condition)
- Flow Field: SİMETRİ (Symmetric)
- Coordinate System: $x_1 = 1 \text{ m}$ and $x_2 = 2.5 \text{ m}$
- Curved Wall Radii: $R_{\max}$ and $R_{\min}$
- Height: $y_1 = 0.75 \text{ m}$

117

İç bükey yüzeyler için elipsin x eksenindeki yarıçapı 3 durum için sabit tutulmuş ($R_{\min} = 0.05$ m), y ekseninde ise her bir durum için elips yarıçapı arttırılmıştır ($R_{\max}$).

$$R_r = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} \quad (4.2)$$

Denklem 4.2' nin kullanılmasıyla yarıçap oranları:

İç bükey yüzey ($R_r = 1$);

$$R_r = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \frac{0.05 \text{ m}}{0.05 \text{ m}} = 1$$

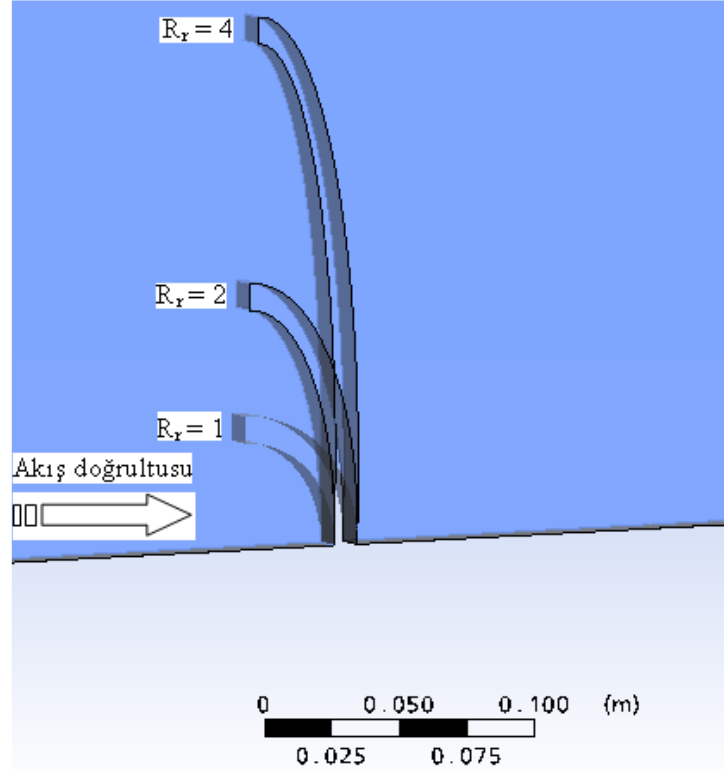
İç bükey yüzey ($R_r = 2$);

$$R_r = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \frac{0.1 \text{ m}}{0.05 \text{ m}} = 2$$

İç bükey yüzey ($R_r = 4$);

$$R_r = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \frac{0.2 \text{ m}}{0.05 \text{ m}} = 4$$

şeklinde elde edilir. Çalışmada Prandtl ve Reynolds sayılarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışma sonucu elde edilen veriler kullanılarak; yerel ve ortalama Nusselt sayıları, ortalama Nusselt sayısı için Reynolds ve Prandtl sayısına bağlı bağıntılar ve direnç katsayıları (C_D) bulunmuştur. Ayrıca art izi bölgeleri, hız, sıcaklık ve basınç değişimleri incelenmiştir. Şekil 4.80' de iç bükey yüzey üzerinden akış için 3 farklı durum görülmektedir.



Şekil 4.80. İç bükey yüzey üzerinden akış için 3 farklı durumun simetri olarak görünüşü

4.3.1. İç Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 1$)

İç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta ilk olarak optimum düğüm sayısı elde edilmiş, sonra yerel ve ortalama Nusselt sayıları, bağıntı ve bağıntı katsayıları, direnç katsayıları ve art izi mesafeleri tespit edilmiştir.

4.3.1.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi

Durum 1: 30172 düğüm sayısı, 20153 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 75.671$

Durum 2: 41516 düğüm sayısı, 27515 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 76.092$

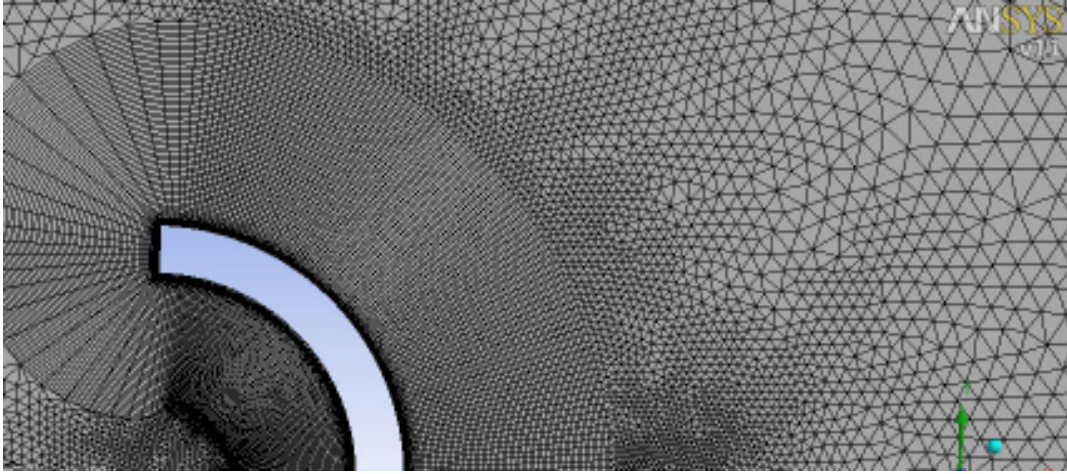
Durum 3: 55582 düğüm sayısı, 36481 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 76.317$

$H_{i2-1} = \% 0.55$, $H_{i2-3} = \% 0.29$, H_{i2-1} , $H_{i2-3} < \% 10$ olduğundan düğüm sayısı yeterlidir. Tablo 4.20' de, iç bükey yüzey ($R_r = 1$) için optimum değerler verilmiştir.

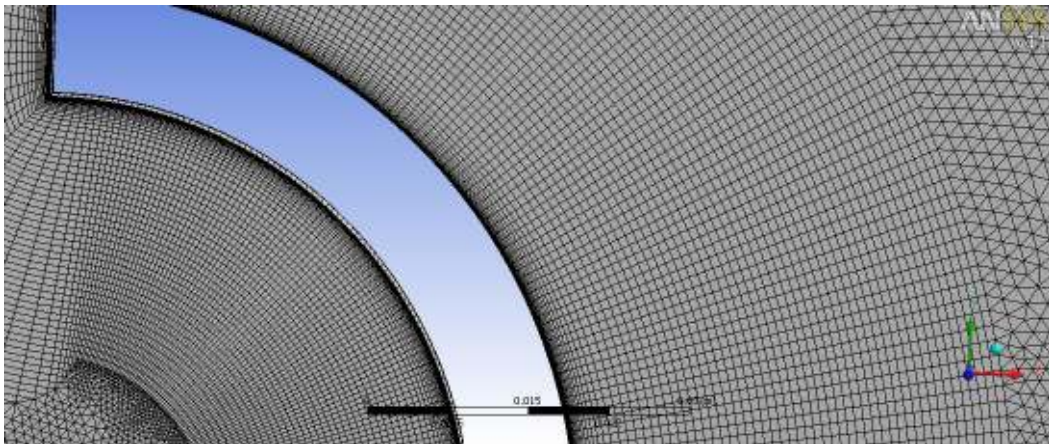
Tablo 4.20. İç bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 1$)

Toplam düğüm sayısı	41516
Toplam eleman sayısı	27515
Toplam prizma sayısı	14030
Toplam hexahedron sayısı	13485
Cidardaki y^+ mesafesi	0.5
İlk kontrol hacminin cidardan uzaklığı (y)	1.199×10^{-5}
Cidardaki tabaka sayısı (inflated layer)	70
Cidardaki genişleme faktörü (expansion factor)	1.2

Şekil 4.81.a ve Şekil 4.81.b’ de iç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akış için ağ yapısı görülmektedir.



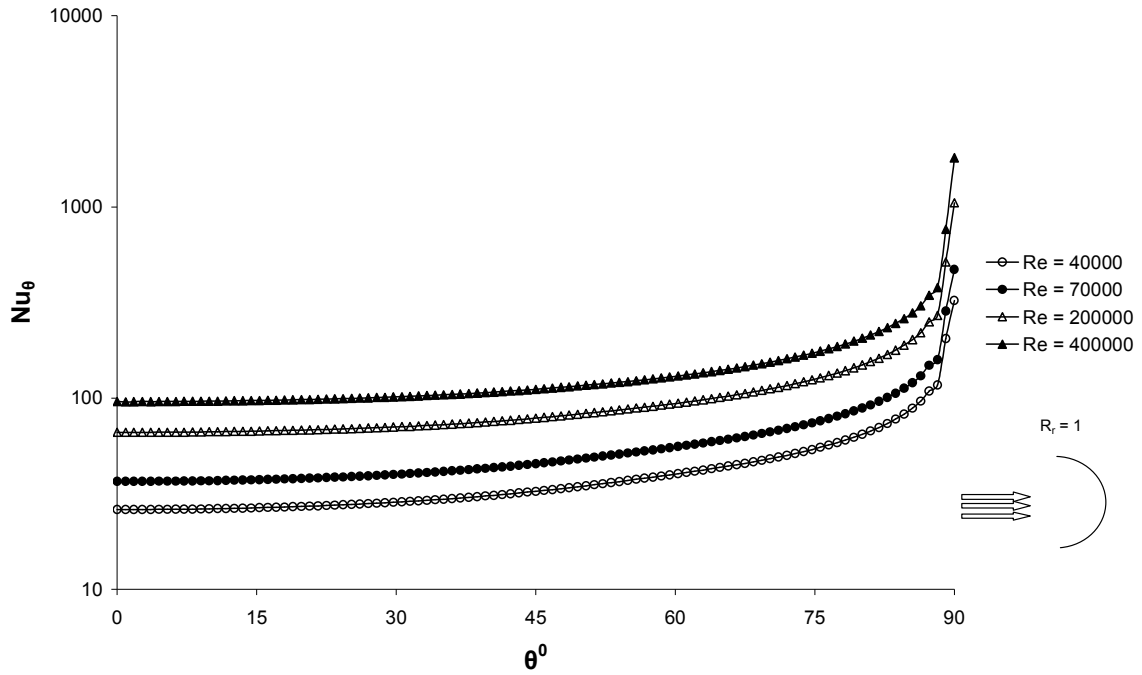
Şekil 4.81.a. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 1$)



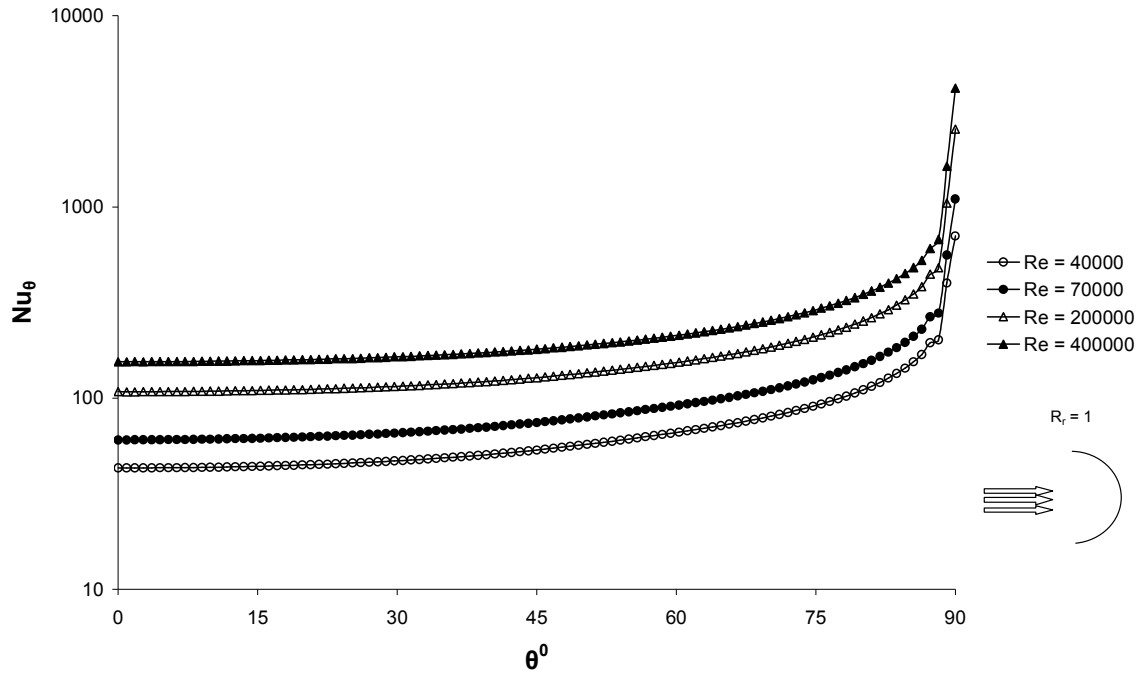
Şekil 4.81.b. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 1$)

4.3.1.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı

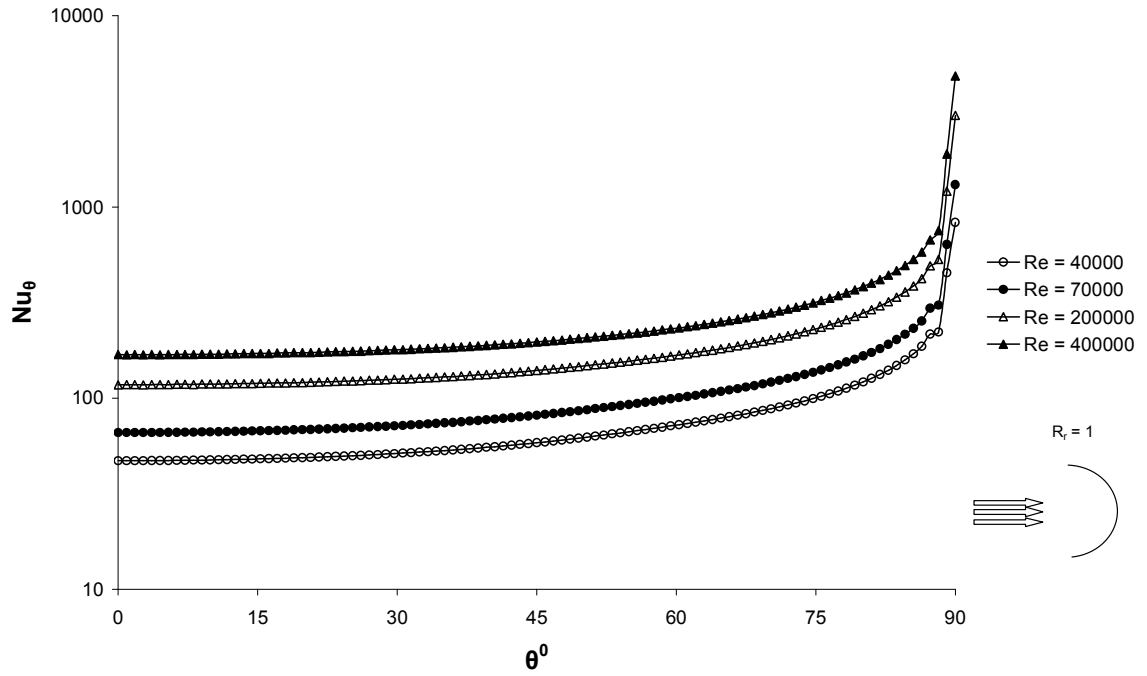
Şekil 4.82 – Şekil 4.91 arasındaki grafiklerde iç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta yerel Nusselt sayılarının açısal değişimi görülmektedir. Grafikler incelendiğinde yerel Nusselt sayısının herhangi bir minimum noktadan geçmediği, sadece $85^\circ - 87^\circ$ civarlarında yerel Nusselt sayısı değerlerinde çok az bir azalma olduğu, bu noktadan sonra yerel Nusselt sayılarının hızla artarak iç bükeyin en uç noktasında en yüksek değerine ulaştığı görülmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla yerel Nusselt sayısının arttığı görülmektedir.



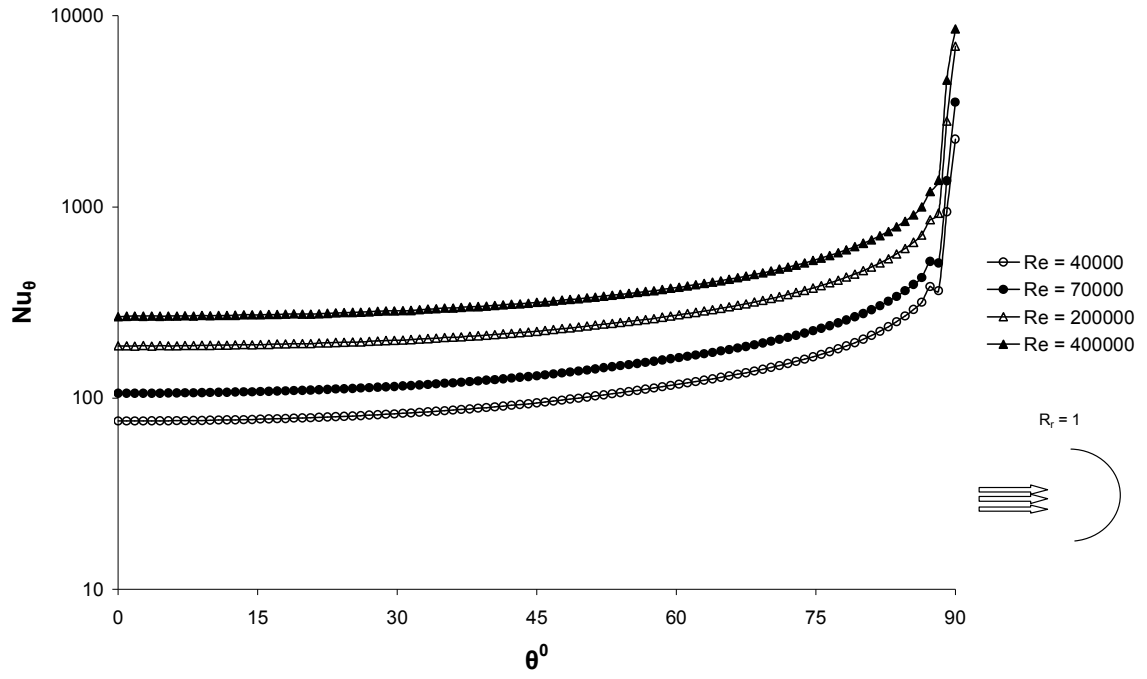
Şekil 4.82. İç bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 1$)



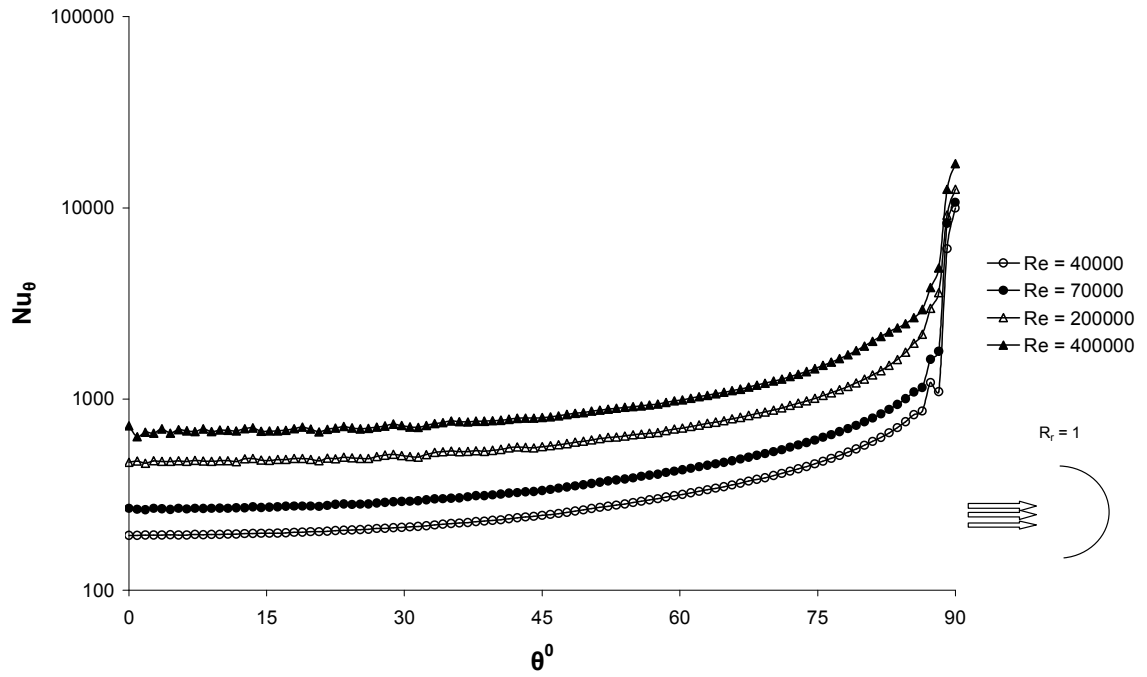
Şekil 4.83. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 1$)



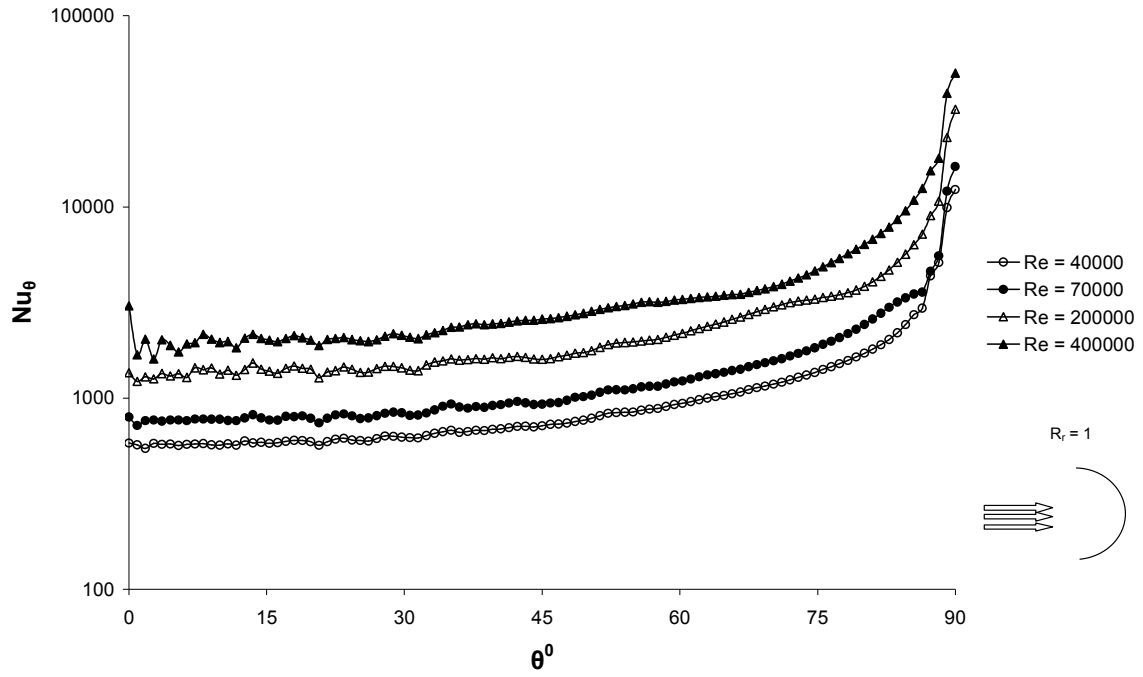
Şekil 4.84. İç bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 1$)



Şekil 4.85. İç bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 1$)

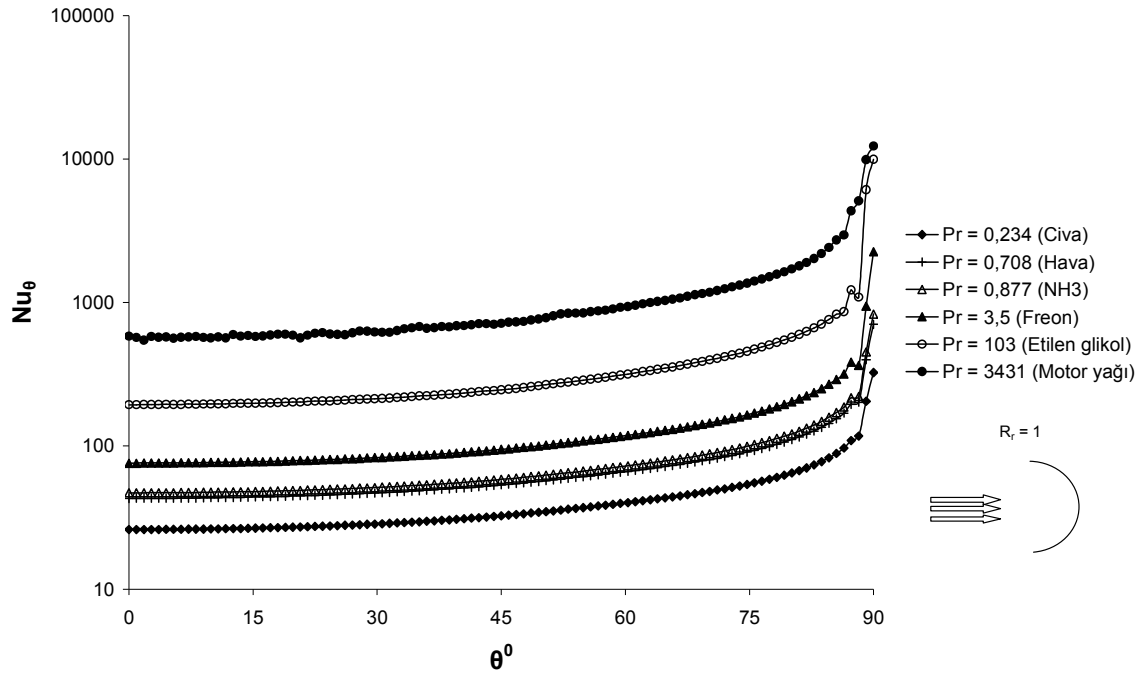


Şekil 4.86. İç bükey yüzey üzerinden akışta etilen glikol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 1$)

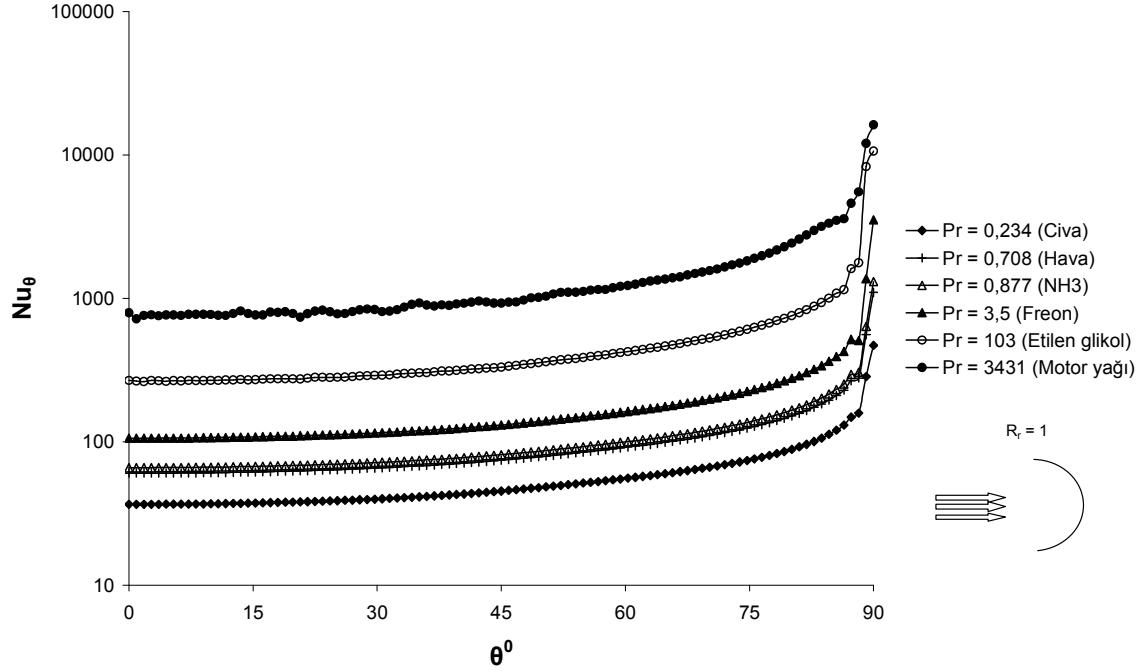


Şekil 4.87. İç bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 1$)

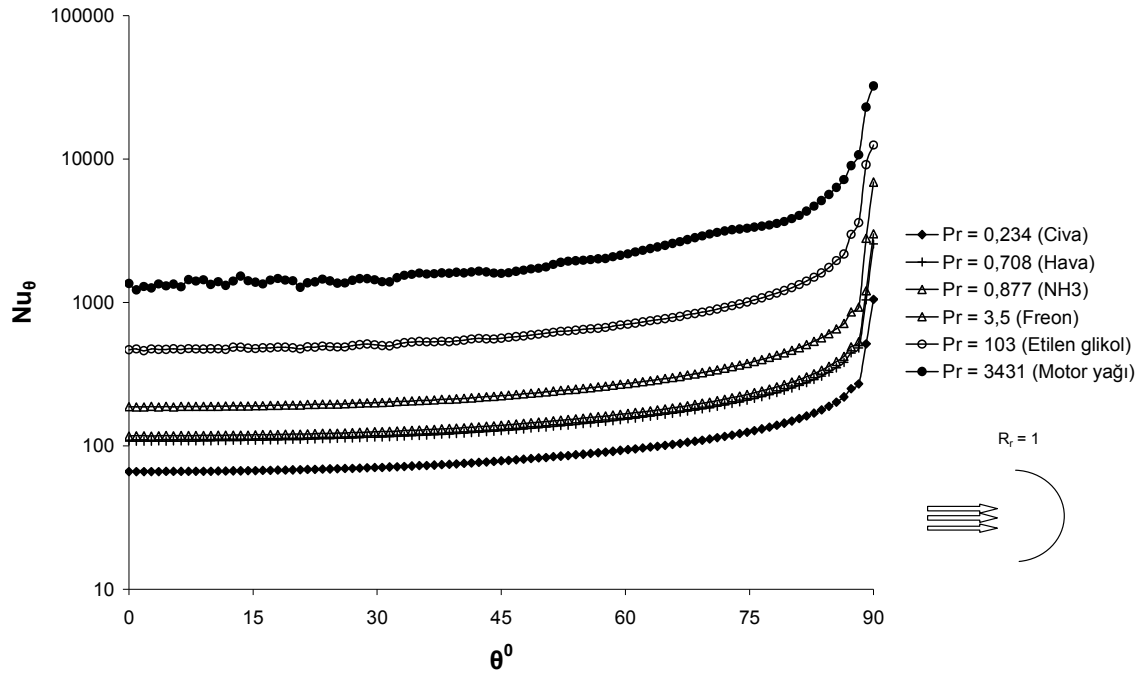
Şekil 4.88 – Şekil 4.91 arasındaki grafiklerde aynı Reynolds sayılarındaki farklı akışkanların iç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışı incelenmiştir. Bu grafikler incelendiğinde; en yüksek yerel Nusselt sayısı civa, hava, NH_3 , freon, etilen glikol ve motor yağı için 90° ’de (iç bükey yüzeyin en üst noktasında) oluşmuştur. Bu beklenen bir sonuçtur. Çünkü gelen akışkan iç bükey yüzeyin orta noktasında toplanmakta ve iç bükey yüzeyi soğutmaktadır. Fakat akışkan iç bükey yüzeyin en uç kısmında ayrıldığından yerel Nusselt sayıları hızlı bir artış göstermektedir. Bu ayrılma ve geri dönüşlerden dolayı iç bükey yüzeyin uç kısmına doğru yaklaşık 85–87 derece civarında yerel Nusselt sayısı azda olsa azalmakta ve 90 derecede en yüksek değerine ulaşmaktadır.



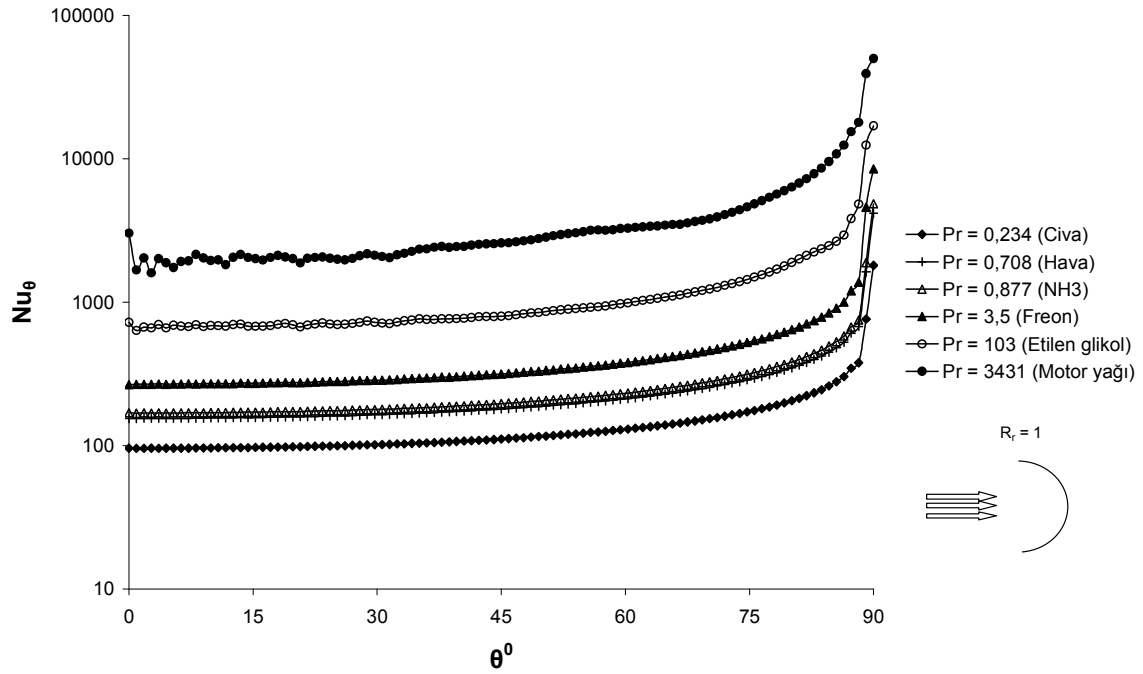
Şekil 4.88. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)



Şekil 4.89. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 1$)



Şekil 4.90. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 1$)



Şekil 4.91. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 1$)

Tablo 4.21’ de iç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları görülmektedir. Tablo incelendiğinde Reynolds sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı, benzer şekilde aynı Reynolds sayısında Prandtl sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir. Dış bükey yüzey ($R_r = 1$) ile kıyaslandığında ortalama Nusselt sayılarında yaklaşık iki katı azalma görülmektedir. Bunun nedeni akışkanın iç bükey yüzeyin orta kısmında toplanarak yüzeyi daha fazla etkilemesidir.

Tablo 4.21. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 1$)

Akışkan Tipi	Pr	Re	$\overline{Nu}$
Civa	0.234	4×10^4	44.169
		7×10^4	61.413
		2×10^5	108.339
		4×10^5	155.943
Hava	0.708	4×10^4	76.092
		7×10^4	106.641
		2×10^5	189.830
		4×10^5	273.164
NH ₃	0.877	4×10^4	84.082
		7×10^4	118.026
		2×10^5	210.339
		4×10^5	302.854
Freon	3.523	4×10^4	148.921
		7×10^4	210.069
		2×10^5	371.856
		4×10^5	518.415
Etilen Glikol	103	4×10^4	476.511
		7×10^4	617.749
		2×10^5	957.325
		4×10^5	1344.907
Motor Yağı	3431	4×10^4	1195.376
		7×10^4	1562.975
		2×10^5	2816.975
		4×10^5	4352.772

4.3.1.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi

İç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta elde edilen bağıntılar ve bağıntı katsayıları Tablo 4.22’ de görülmektedir. Bağıntılar ve bağıntı katsayıları Reynolds sayısının $4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$ ve Prandtl sayısının 0.234 – 3431 durumları için elde edilmiştir.

Tablo 4.22. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a ve b sabitleri ($R_f = 1$)

Akışkan Tipi	Prandtl Aralığı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	R ²
Civa	0.234	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.239	0.5401	0.999
Hava	0.708	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.271	0.545	0.999
NH ₃	0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.278	0.545	0.999
Freon	3.523	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.392	0.525	0.999
Etilen Glikol	103	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.848	0.4509	0.999
Motor Yağı	3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.159	0.5807	0.999
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.1906	0.567	0.998
Hava+NH ₃ (gazlar)	0.708 – 0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.274	0.545	0.999
Civa+Freon+ E.Glikol+ Motor Y. (sıvılar)	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.190	0.567	0.998
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon	$Pr \leq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.331	0.533	0.987
E.Glikol+ Motor Y.	$Pr \geq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.1884	0.5679	0.998
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234- 3431	$4 \times 10^4 - 2 \times 10^5$ (Laminar)	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.5026	0.480	0.994
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234- 3431	$2 \times 10^5 - 4 \times 10^5$ (Türbülans)	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{1/3}$	0.1065	0.613	0.999

4.3.1.4. Direnç Katsayıları, C_D

Direnç katsayısının elde edilmesi için denklem 4.1 kullanılmıştır. Reynolds sayısının 10^4 değerinden düşük olması durumunda direnç katsayısı genellikle Reynolds sayısına bağlı olarak değişir. Özellikle Reynolds sayısının 10^4 değerinden yüksek olduğu durumlarda direnç katsayıları çoğu şekiller için sabit kalır [83]. Tablo 4.23’ de iç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları görülmektedir. Tablo 4.23’ e bakıldığında Reynolds sayısının arttırılmasıyla direnç kuvvetlerinin arttığı fakat direnç katsayılarının 0,860 değerinde sabit kaldığı görülmektedir. Dış bükey yüzey ($R_r = 1$) ile kıyaslandığında direnç katsayıları yaklaşık sekiz kat artmıştır. Çünkü akışkan dış bükey yüzeydeki gibi yüzeyden hemen ayrılamamış ve daha fazla dirence maruz kalmıştır.

Tablo 4.23. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 1$)

Kullanılan akışkan	Pr	Re	C_D	F_x (N)	V(m/s)	ρ (kg/m ³)
Hava	0.708	4×10^4	0.860	0.00996	6.276	1.1776
Hava	0.708	7×10^4	0.860	0.0305	10.983	1.1776
Hava	0.708	2×10^5	0.860	0.2495	31.38	1.1776
Hava	0.708	4×10^5	0.860	0.9986	62.76	1.1776

4.3.1.5. Art İzi Mesafeleri

Tablo 4.24’ de iç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla art izi mesafelerinin arttığı görülmektedir. Dış bükey yüzey ($R_r = 1$) ile kıyaslandığında art izi mesafeleri yaklaşık iki kat artmıştır. Bunun nedeni iç bükey yüzeyin uç kısmından ayrılan akışkanın dış bükey yüzeye göre daha fazla yükselmesi ve yüzeyin arka kısmından daha ileride birleşmesidir.

Tablo 4.24. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri ($R_r = 1$)

Kullanılan akışkan	Re	Pr	L_t/D
Hava	4×10^4	0.708	12.02
Hava	7×10^4	0.708	12.60
Hava	2×10^5	0.708	13.05
Hava	4×10^5	0.708	13.41

4.3.1.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

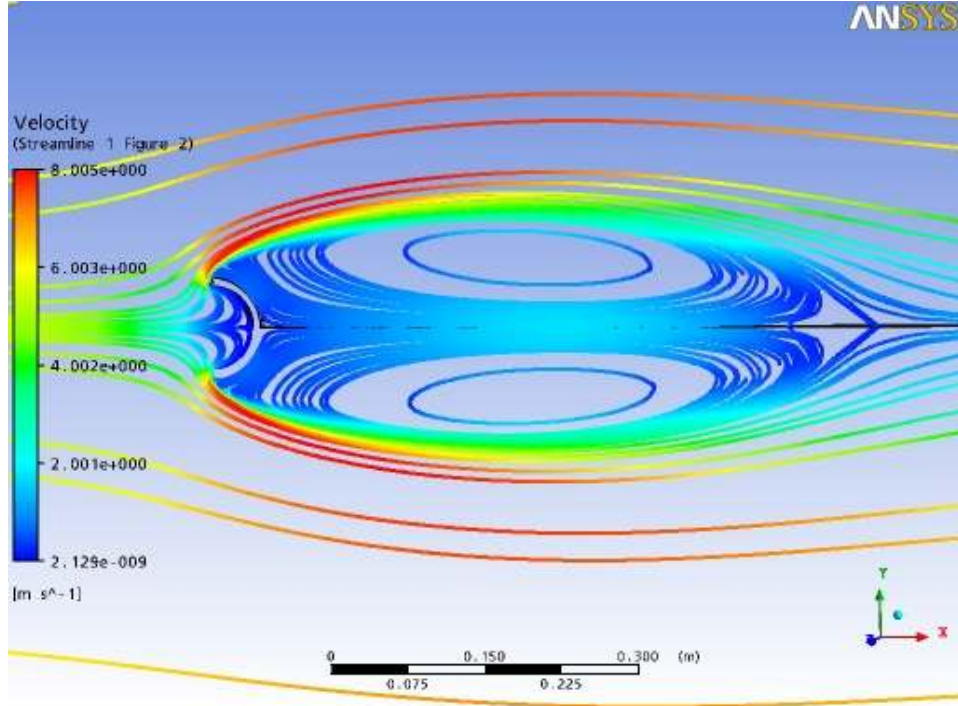
Şekil 4.92 – Şekil 4.96 arasındaki şekillerde iç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta hava kullanılarak, $Re = 4 \times 10^4$ için elde edilen akım çizgileri, hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi görülmektedir.

Şekil 4.92, Şekil 4.93’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için art izi mesafeleri ve hız vektörleri görülmektedir. Şekiller incelendiğinde en yüksek hızın iç bükey yüzeyin uç noktasından hemen sonra oluştuğu görülebilir.

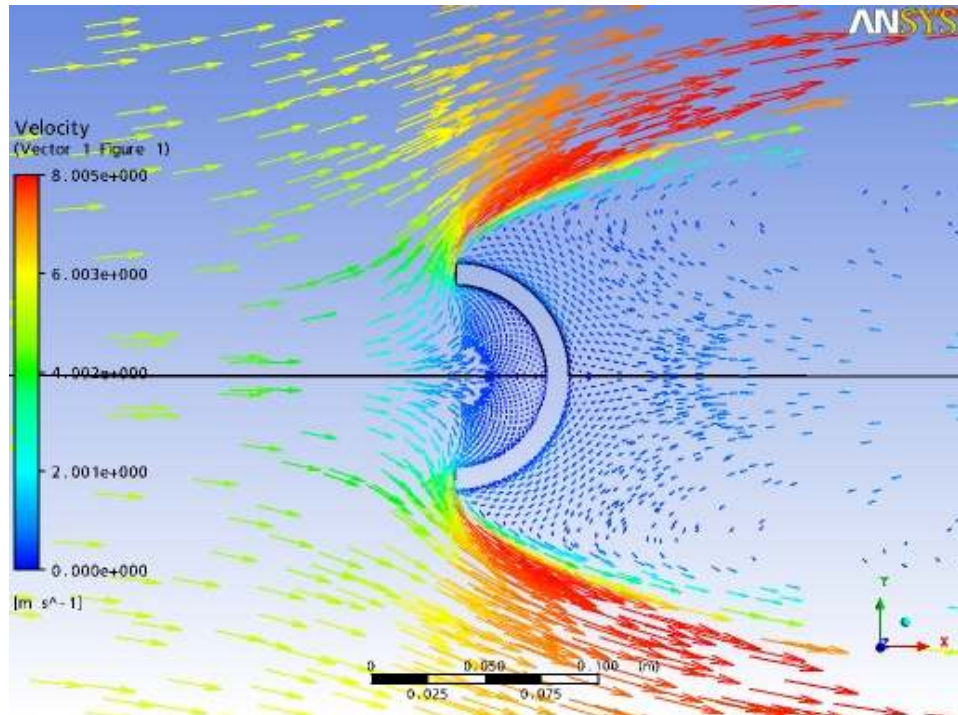
Şekil 4.94.a, b’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için ortalama hız değişimi verilmiştir. İç bükey yüzeyin ön kısmında (durma noktasında) hızın sıfır olduğu görülmektedir. Benzer şekilde iç bükey yüzeyin arka kısmında geri dönüşlerden dolayı ortalama hızın sıfıra yakın değerler aldığı görülmektedir. Ortalama hızın iç bükey yüzeyin üst ve alt kısımlarına doğru çok fazla artış göstermediği, en uç kısımdan sonra ise hızla arttığı görülmektedir.

Şekil 4.95’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için sıcaklık değişimi verilmiştir. Yüzey sıcaklığı 323 Kelvin (50°C) sabit sıcaklıkta iken; 298 Kelvin (25°C) sıcaklığındaki akışkan tarafından soğutulduğu görülmektedir.

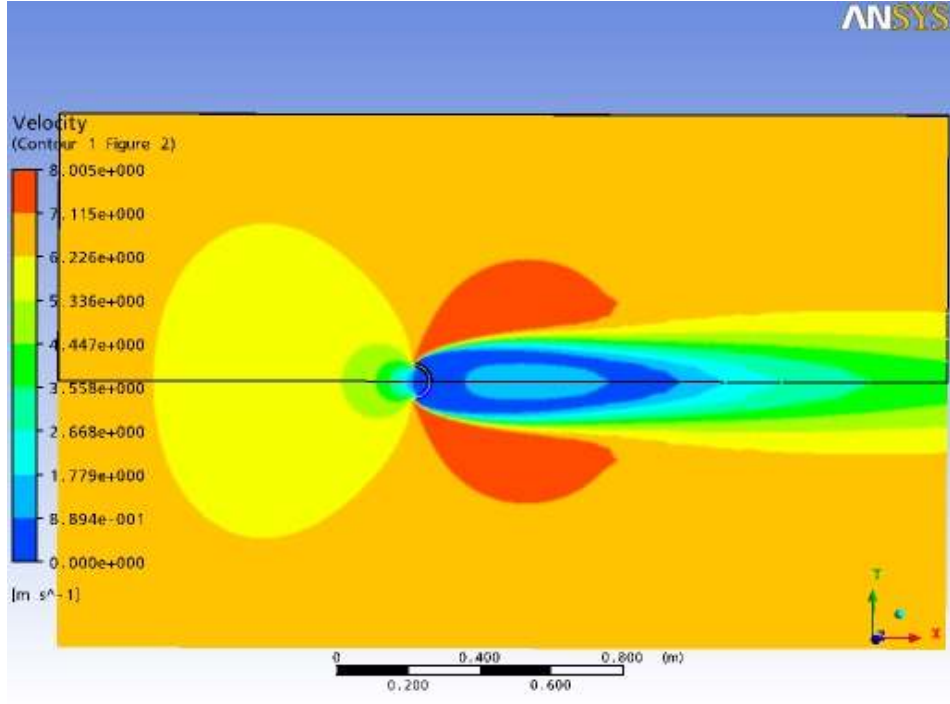
Şekil 4.96’ da $Re = 4 \times 10^4$, hava için basınç değişimi verilmiştir. En yüksek basınç değerinin iç bükey yüzeyin ön kısmında, en düşük basınç değerinin yüzeyin arka kısmına doğru oluştuğu görülmektedir.



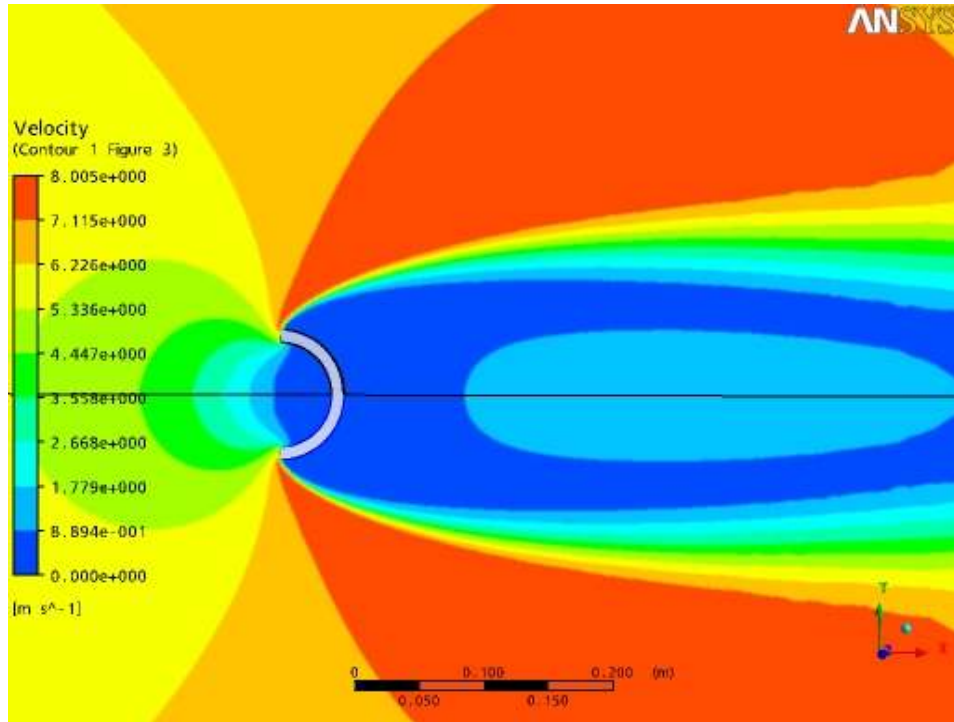
Şekil 4.92. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)



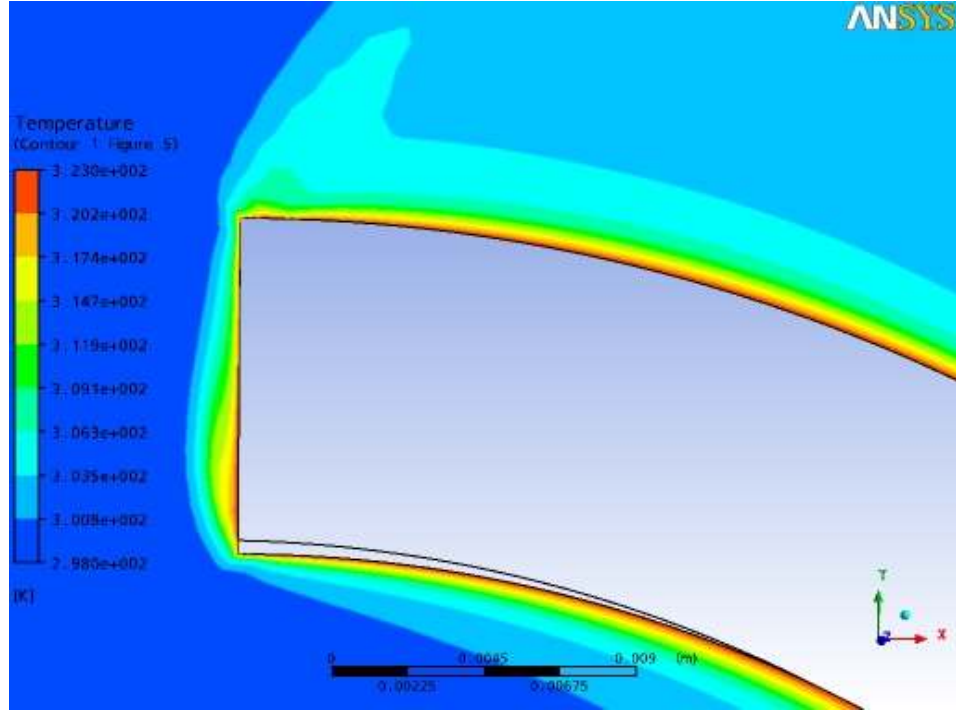
Şekil 4.93. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)



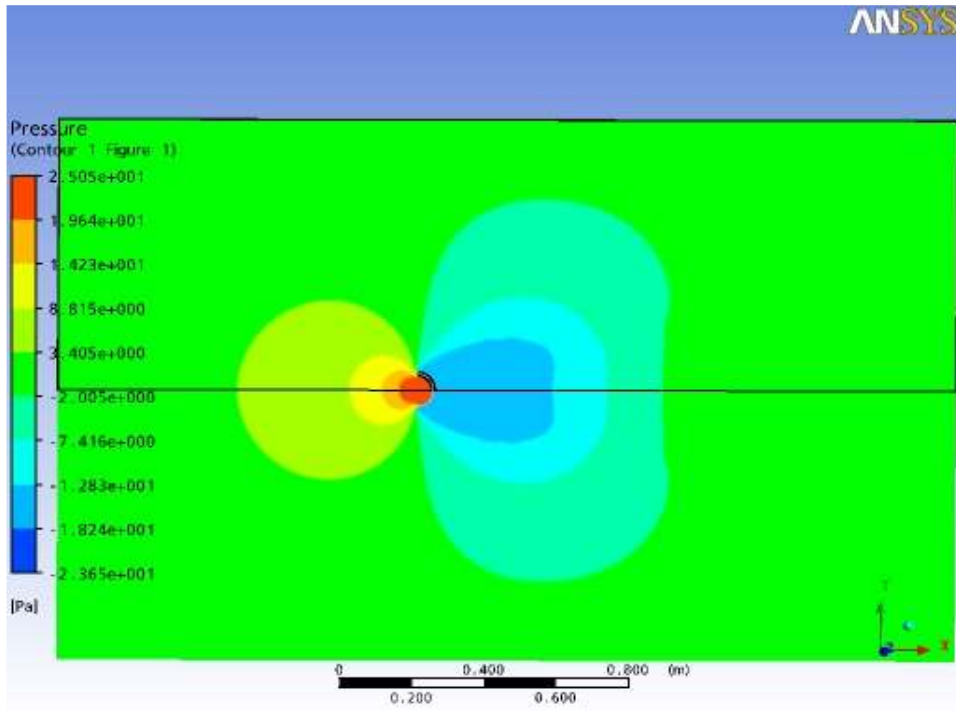
Şekil 4.94.a. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)



Şekil 4.94.b. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 1$)



Şekil 4.95. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 1$)



Şekil 4.96. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 1$)

4.3.2. İç Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 2$)

İç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta ilk olarak optimum düğüm sayısı elde edilmiş, sonra yerel ve ortalama Nusselt sayıları, bağıntı ve bağıntı katsayıları, direnç katsayıları ve art izi mesafeleri tespit edilmiştir.

4.3.2.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi

Durum 1: 27642 düğüm sayısı, 18801 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 140.139$

Durum 2: 31438 düğüm sayısı, 20918 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 139.039$

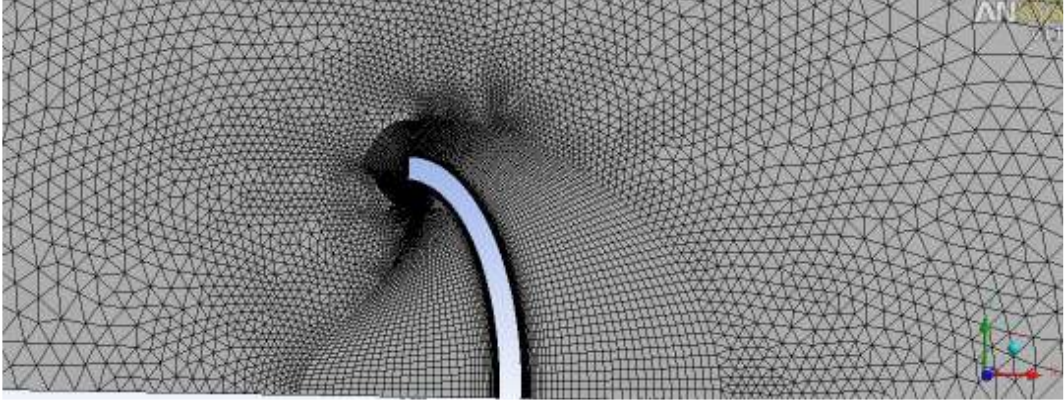
Durum 3: 40452 düğüm sayısı, 26807 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 139.102$

$H_{i2-1} = \% 0.79$, $H_{i2-3} = \% 0.045$, H_{i2-1} , $H_{i2-3} < \% 10$ olduğundan düğüm sayısı yeterlidir. Tablo 4.25’ de iç bükey yüzey ($R_r = 2$) için optimum değerler verilmiştir.

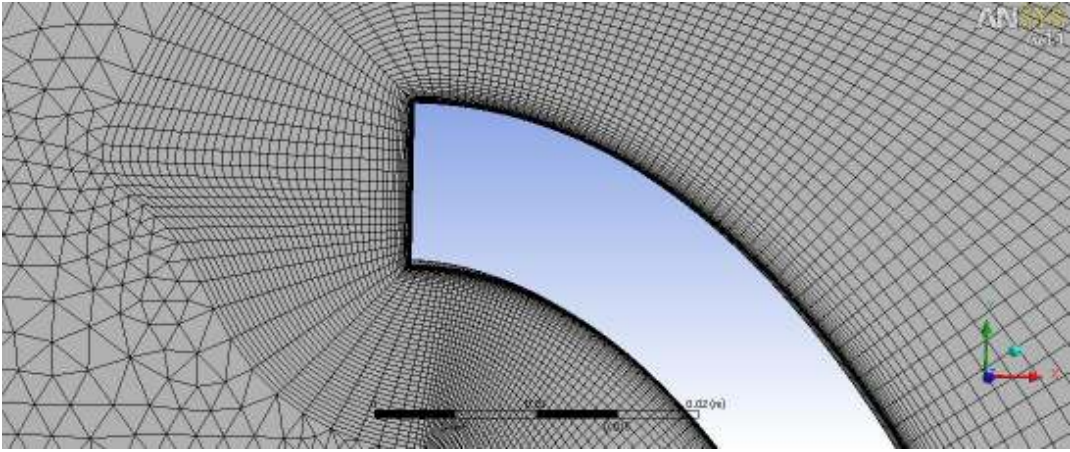
Tablo 4.25. İç bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 2$)

Toplam düğüm sayısı	31438
Toplam eleman sayısı	20918
Toplam prizma sayısı	10868
Toplam hexahedron sayısı	10050
Cidardaki y^+ mesafesi	0.5
İlk kontrol hacminin cidardan uzaklığı (y)	1.199×10^{-5}
Cidardaki tabaka sayısı (inflated layer)	50
Cidardaki genişleme faktörü (expansion factor)	1.2

Şekil 4.97.a ve Şekil 4.97.b’ de iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akış için ağ yapısı görülmektedir.



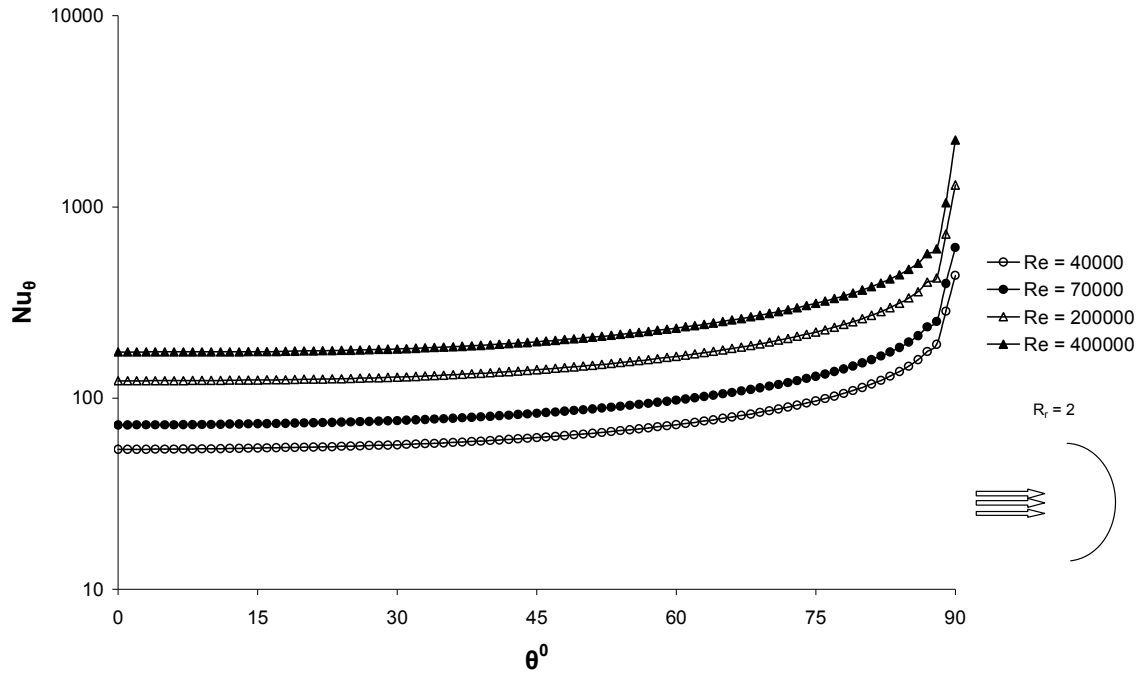
Şekil 4.97.a. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 2$)



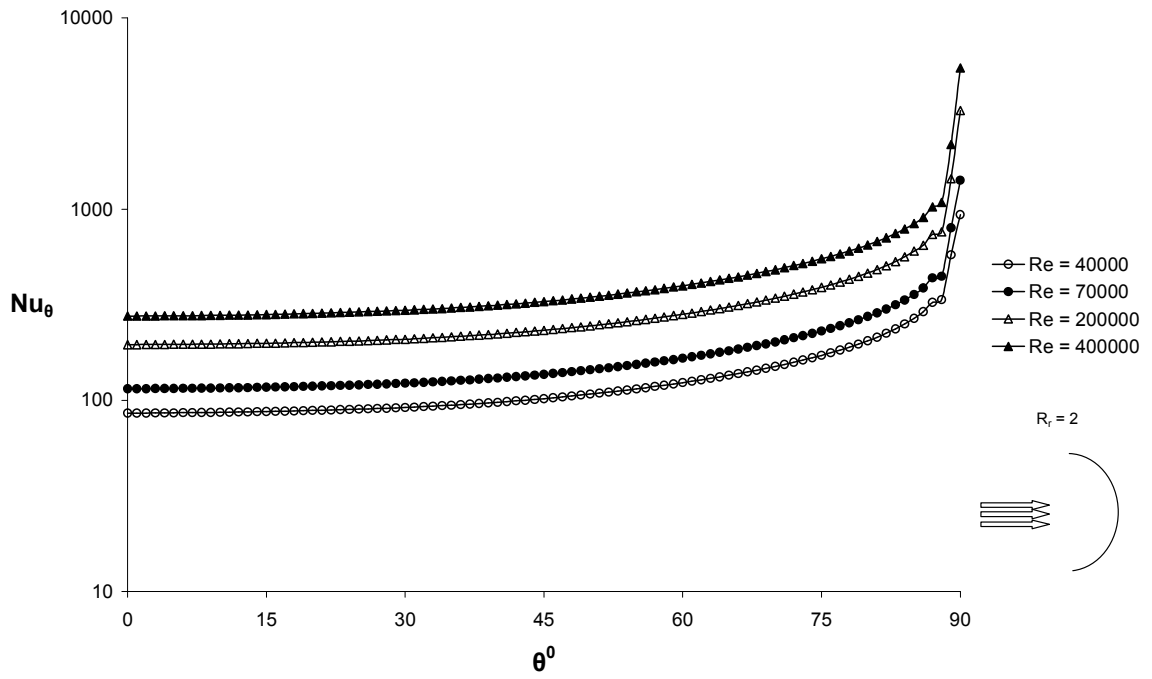
Şekil 4.97.b. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 2$)

4.3.2.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı

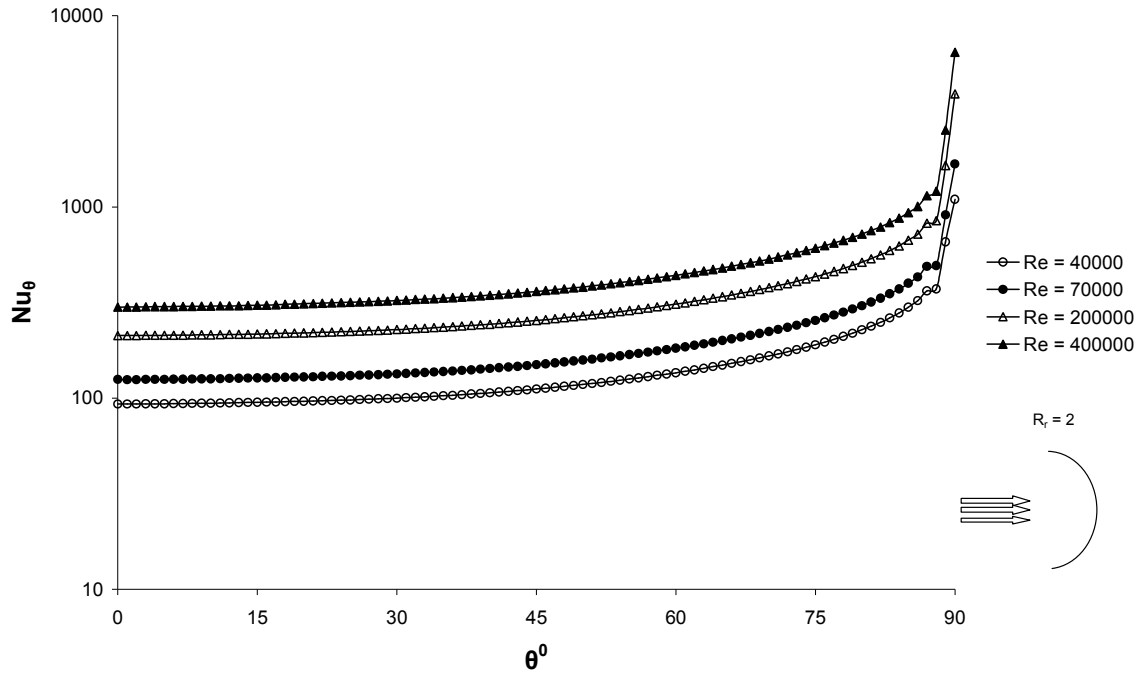
Şekil 4.98 – Şekil 4.107 arasındaki grafiklerde iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta yerel Nusselt sayılarının açısal değişimi görülmektedir. Grafikler incelendiğinde yerel Nusselt sayısının herhangi bir minimum noktadan geçmediği, sadece $87^0 - 89^0$ civarlarında yerel Nusselt sayısı değerlerinde çok az bir azalma olduğu, bu noktadan sonra yerel Nusselt sayılarının hızla artarak iç bükeyin en uç noktasında en yüksek değerine ulaştığı görülmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla yerel Nusselt sayısının arttığı görülmektedir.



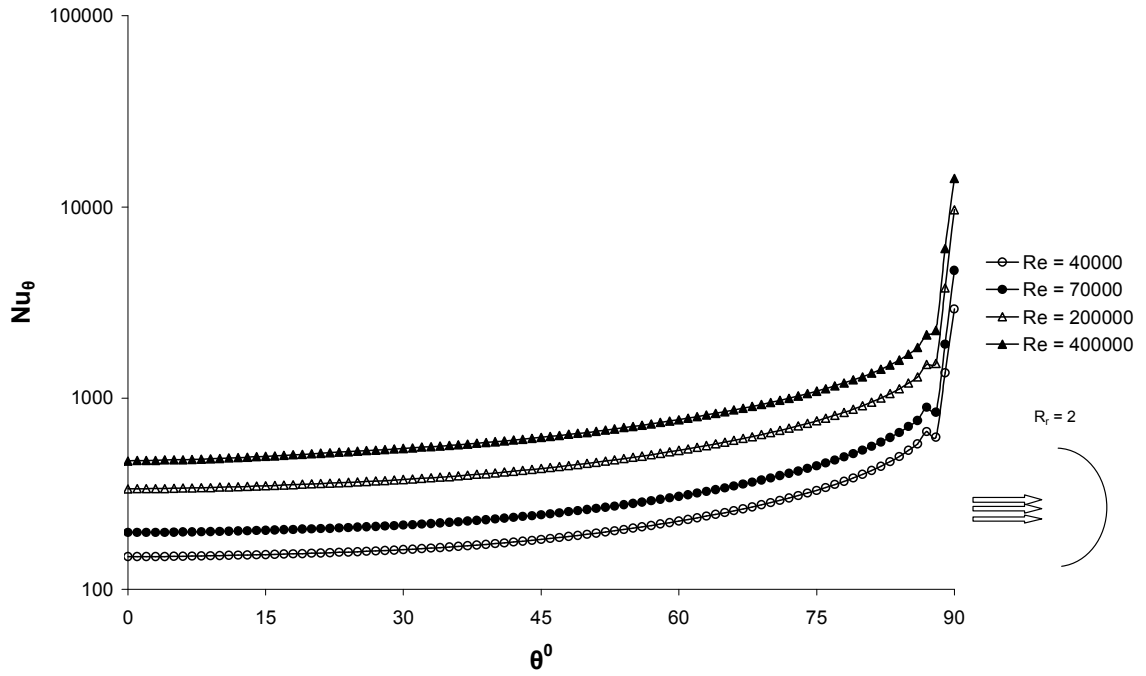
Şekil 4.98. İç bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 2$)



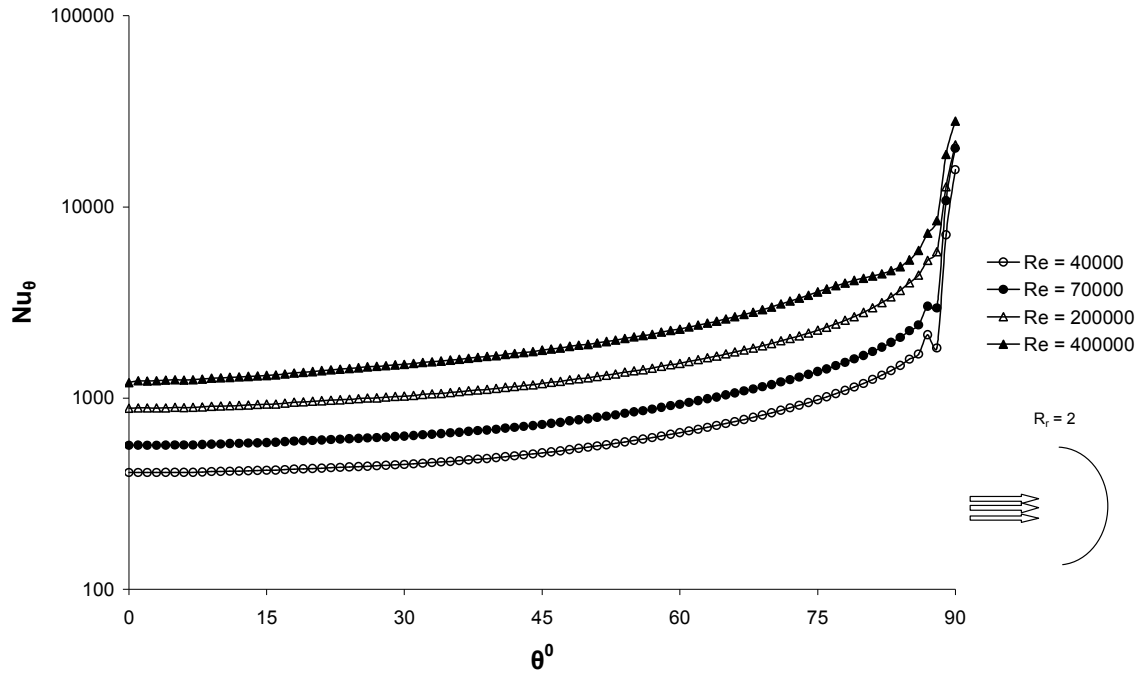
Şekil 4.99. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 2$)



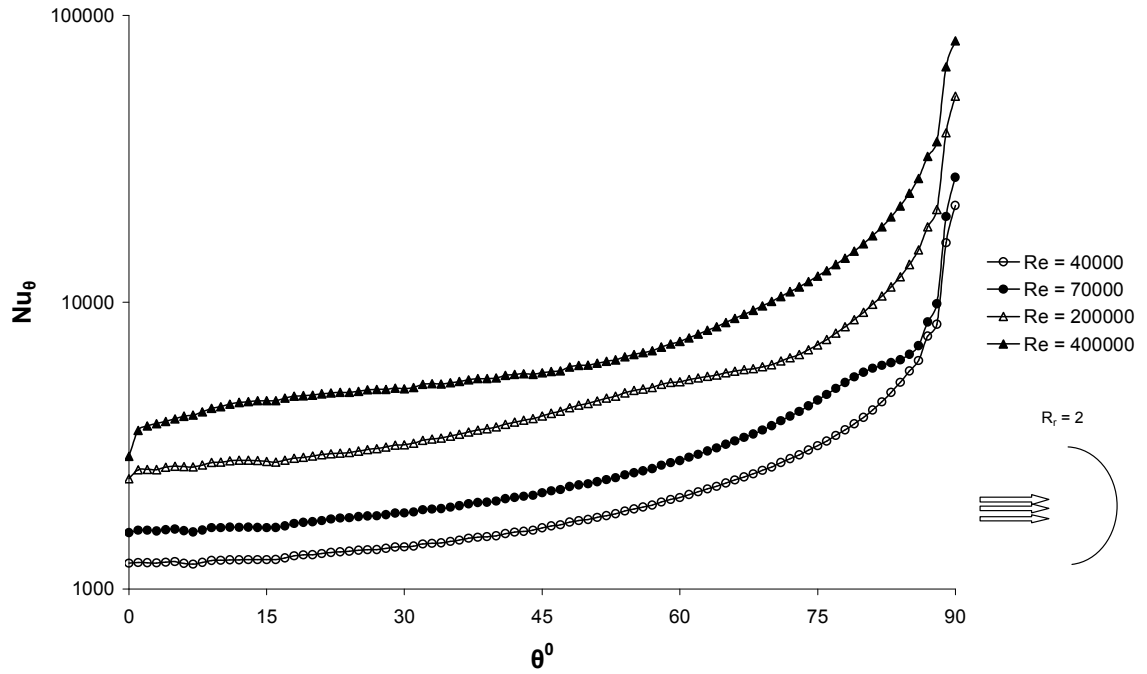
Şekil 4.100. İç bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 2$)



Şekil 4.101. İç bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 2$)

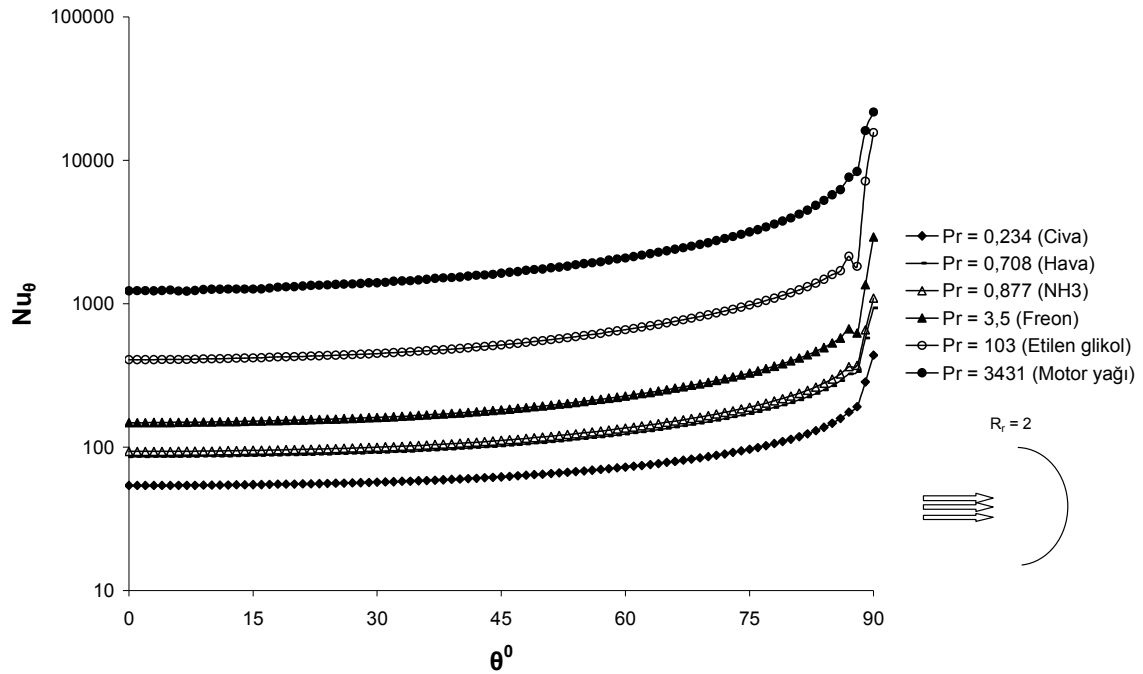


Şekil 4.102. İç bükey yüzey üzerinden akışta etilen glükol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 2$)

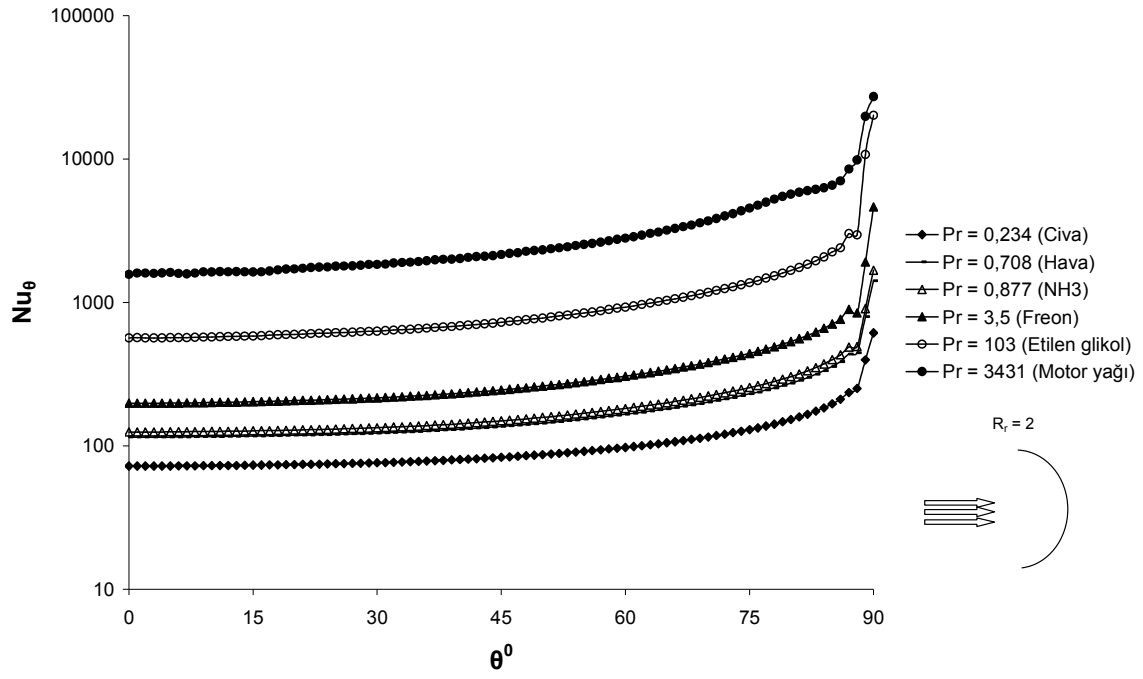


Şekil 4.103. İç bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 2$)

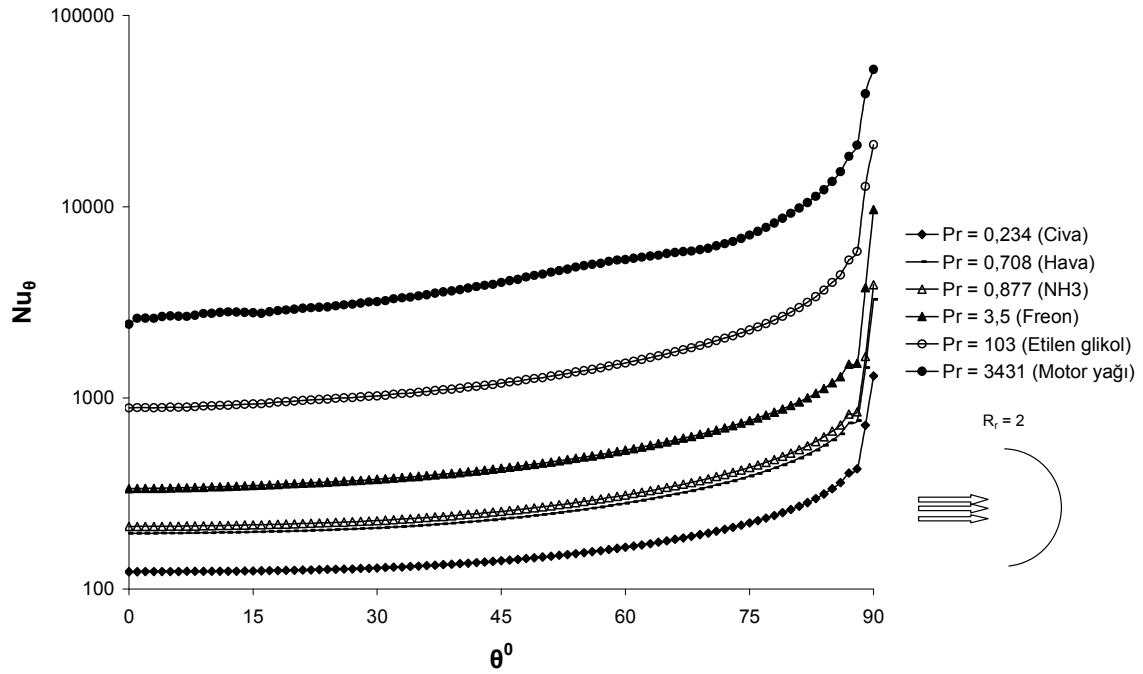
Şekil 4.104 – Şekil 4.107 arasındaki grafiklerde aynı Reynolds sayılarındaki farklı akışkanların iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışı incelenmiştir. Bu grafikler incelendiğinde; en yüksek yerel Nusselt sayısı civa, hava, NH_3 , freon, etilen glikol ve motor yağı için 90° ’de (iç bükey yüzeyin en üst noktasında) oluşmuştur. Çünkü gelen akışkan iç bükey yüzeyin orta noktasında toplanmakta ve iç bükey yüzeyi soğutmaktadır. Fakat akışkan iç bükey yüzeyin en uç kısmında ayrıldığından yerel Nusselt sayıları hızlı bir artış göstermektedir. Bu ayrılma ve geri dönüşlerden dolayı iç bükey yüzeyin uç kısmına doğru yaklaşık 87–89 derece civarında yerel Nusselt sayısı azda olsa azalmakta ve 90 derecede en yüksek değerine ulaşmaktadır.



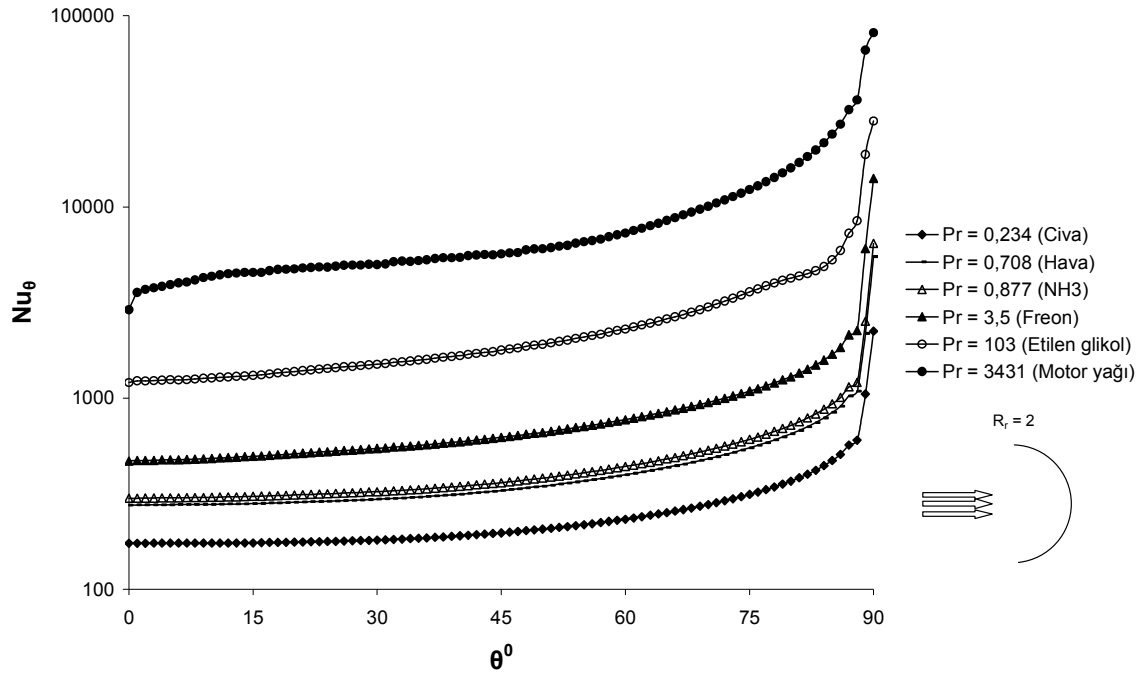
Şekil 4.104. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($\text{Re} = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



Şekil 4.105. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 2$)



Şekil 4.106. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 2$)



Şekil 4.107. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 2$)

Tablo 4.26’ da iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları görülmektedir. Tablo incelendiğinde Reynolds sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı, benzer şekilde aynı Reynolds sayısında Prandtl sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir. Ayrıca iç bükey yüzeyin eğriliğinin dikey yönde artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı gözlemlenmiştir.

Tablo 4.26. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 2$)

Akışkan Tipi	Pr	Re	$\overline{Nu}$
Civa	0.234	4×10^4	80.1203
		7×10^4	107.861
		2×10^5	186.439
		4×10^5	267.412
Hava	0.708	4×10^4	139.039
		7×10^4	188.315
		2×10^5	329.869
		4×10^5	476.240
NH ₃	0.877	4×10^4	153.767
		7×10^4	208.651
		2×10^5	366.838
		4×10^5	530.396
Freon	3.523	4×10^4	272.660
		7×10^4	375.001
		2×10^5	669.441
		4×10^5	971.220
Etilen Glikol	103	4×10^4	903.104
		7×10^4	1262.456
		2×10^5	1903.931
		4×10^5	2766.886
Motor Yağı	3431	4×10^4	2548.429
		7×10^4	3326.137
		2×10^5	6018.232
		4×10^5	9608.541

4.3.2.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi

İç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta elde edilen bağıntılar ve bağıntı katsayıları Tablo 4.27’ de görülmektedir. Bağıntılar ve bağıntı katsayıları Reynolds sayısının $4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$ ve Prandtl sayısının 0.234 – 3431 durumları için elde edilmiştir.

Tablo 4.27. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a ve b sabitleri ($R_r = 2$)

Akışkan Tipi	Prandtl Sayısı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	R^2
Civa	0.234	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.514	0.522	0.999
Hava	0.708	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.550	0.533	0.999
NH ₃	0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.549	0.536	0.999
Freon	3.523	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.548	0.547	0.999
Etilen Glikol	103	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	1.300	0.473	0.997
Motor Yağı	3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.262	0.603	0.998
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.3082	0.5903	0.998
Hava+NH ₃ (gazlar)	0.708 – 0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.5504	0.5347	0.999
Civa+Freon+ E.Glikol+ Motor Y. (sıvılar)	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.307	0.5907	0.998
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon	$Pr \leq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.543	0.541	0.981
E.Glikol+ Motor Y.	$Pr \geq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.305	0.591	0.998
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234- 3431	$4 \times 10^4 - 2 \times 10^5$ (Laminar)	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.953	0.489	0.997
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234- 3431	$2 \times 10^5 - 4 \times 10^5$ (Türbülans)	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.125	0.661	0.999

4.3.2.4. Direnç Katsayıları, C_D

Direnç katsayısının elde edilmesi için denklem 4.1 kullanılmıştır. Reynolds sayısının 10^4 değerinden düşük olması durumunda direnç katsayısı genellikle Reynolds sayısına bağlı olarak değişir. Özellikle Reynolds sayısının 10^4 değerinden yüksek olduğu durumlarda direnç katsayıları çoğu şekiller için sabit kalır [83]. Tablo 4.28’ de iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları görülmektedir. Tabloya bakıldığında Reynolds sayısının artırılmasıyla direnç kuvvetlerinin arttığı fakat direnç katsayılarının 1.055 değerinde sabit kaldığı görülmektedir. İç bükey yüzeyin dikey yöndeki eğrilik yarıçapının artmasıyla direnç katsayısı da artmaktadır. Çünkü dikey yöndeki eğrilik yarıçapının artması; akışa dik yöndeki ön alanı arttıracak ve akışkan daha fazla dirence maruz kalacaktır.

Tablo 4.28. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 2$)

Kullanılan akışkan	Pr	Re	C_D	F_x (N)	V(m/s)	ρ (kg/m ³)
Hava	0.708	4×10^4	1.055	0.006102	3.138	1.1776
Hava	0.708	7×10^4	1.055	0.018704	5.491	1.1776
Hava	0.708	2×10^5	1.055	0.15295	15.69	1.1776
Hava	0.708	4×10^5	1.055	0.61224	31.38	1.1776

4.3.2.5. Art İzi Mesafeleri

Tablo 4.29’ da iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla art izi mesafeleri artmaktadır. Ayrıca dikey yöndeki eğrilik yarıçapının artmasıyla da art izi mesafesi artmaktadır. Eğrilik yarıçapı arttıkça akışkanın dikey yönde daha fazla yükselecek ve yüzeyin arka kısmında daha geç birleşecek, dolayısıyla art izi mesafesi artacaktır.

Tablo 4.29. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi değerleri ($R_r = 2$)

Kullanılan akışkan	Re	Pr	L_1/D
Hava	4×10^4	0.708	12.25
Hava	7×10^4	0.708	12.28
Hava	2×10^5	0.708	12.80
Hava	4×10^5	0.708	13.21

4.3.2.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

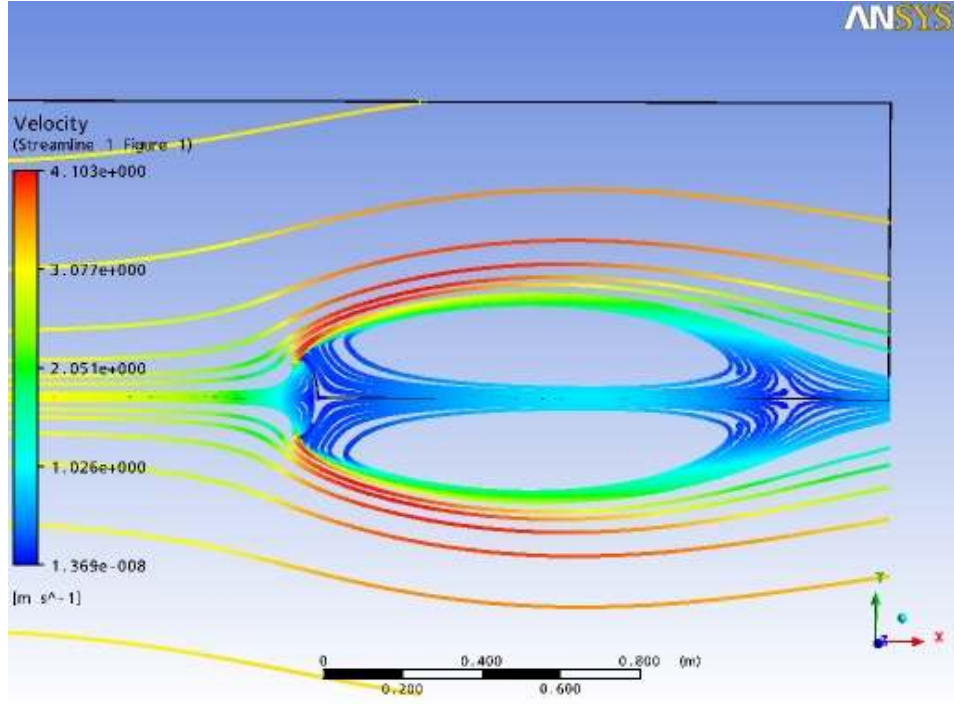
Şekil 4.108 – Şekil 4.112 arasındaki şekillerde iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta hava kullanılarak, $Re = 4 \times 10^4$ için elde edilen akım çizgileri, hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi görülmektedir.

Şekil 4.108, Şekil 4.109’ da $Re = 4 \times 10^4$, hava için art izi mesafeleri ve hız vektörleri görülmektedir. Şekiller incelendiğinde en yüksek hızın iç bükey yüzeyin uç noktasından hemen sonra oluştuğu görülebilir.

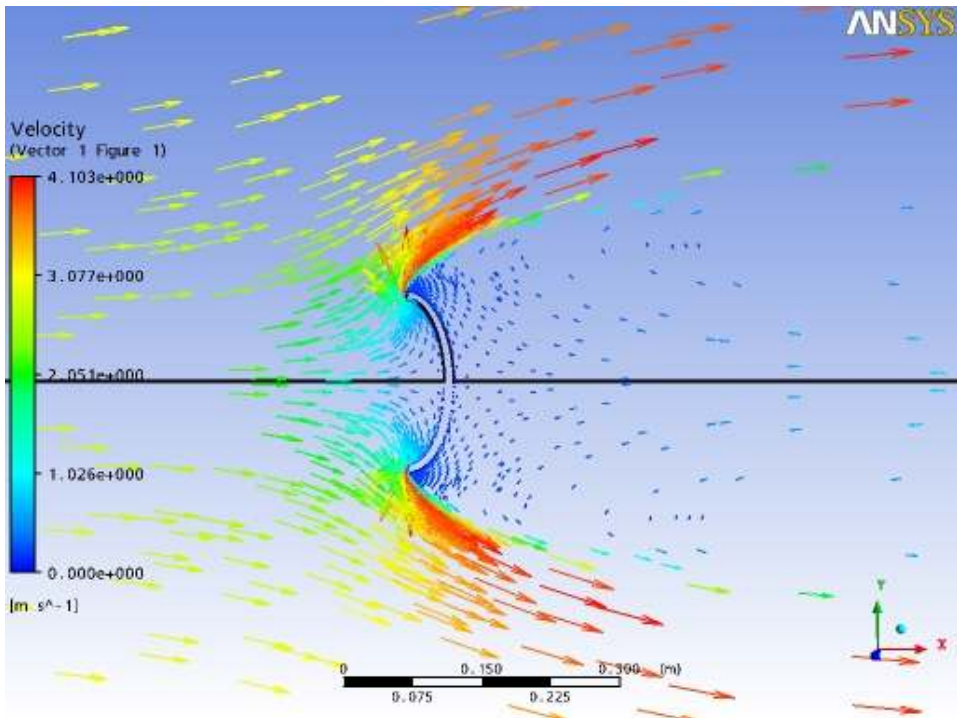
Şekil 4.110.a, b’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için ortalama hız değişimi verilmiştir. İç bükey yüzeyin ön kısmında (durma noktasında) hızın sıfır olduğu görülmektedir. Benzer şekilde iç bükey yüzeyin arka kısmında geri dönüşlerden dolayı ortalama hızın sıfıra yakın değerler aldığı görülmektedir. Ortalama hızın iç bükey yüzeyin üst ve alt kısımlarına doğru çok fazla artış göstermediği, en uç kısımdan sonra ise hızla arttığı görülmektedir. Ayrıca dikey yöndeki eğrilik yarıçapı arttığında dış bükey yüzeyin uç kısmına doğru hızın daha fazla arttığı görülmektedir. Bunun nedeni akışa dik yöndeki alanın artması ve akışkanın dikey yönde akmaya zorlanmasıdır.

Şekil 4.111’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için sıcaklık değişimi verilmiştir. Yüzey sıcaklığı 323 Kelvin (50°C) sabit sıcaklıkta iken; 298 Kelvin (25°C) sıcaklığındaki akışkan tarafından soğutulduğu görülmektedir.

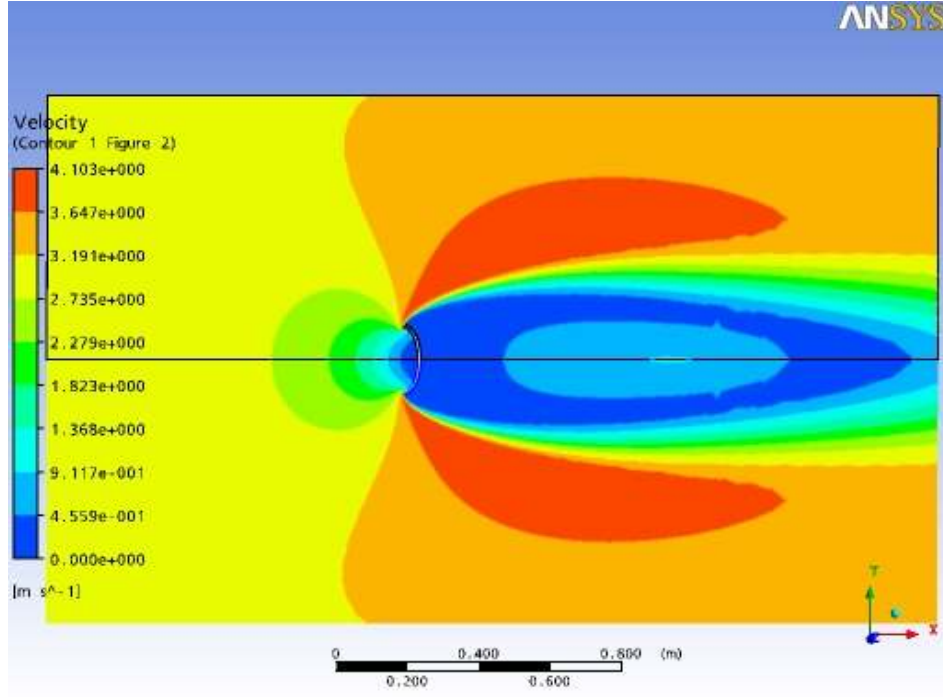
Şekil 4.112’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için basınç değişimi verilmiştir. En yüksek basınç değerinin dış bükey yüzeyin ön kısmında, en düşük basınç değerinin yüzeyin arka kısmına doğru oluştuğu görülmektedir. Eğriliğin artmasıyla ön kısmın daha fazla basınca maruz kaldığı, arka kısmın daha az basınca maruz kaldığı görülmektedir.



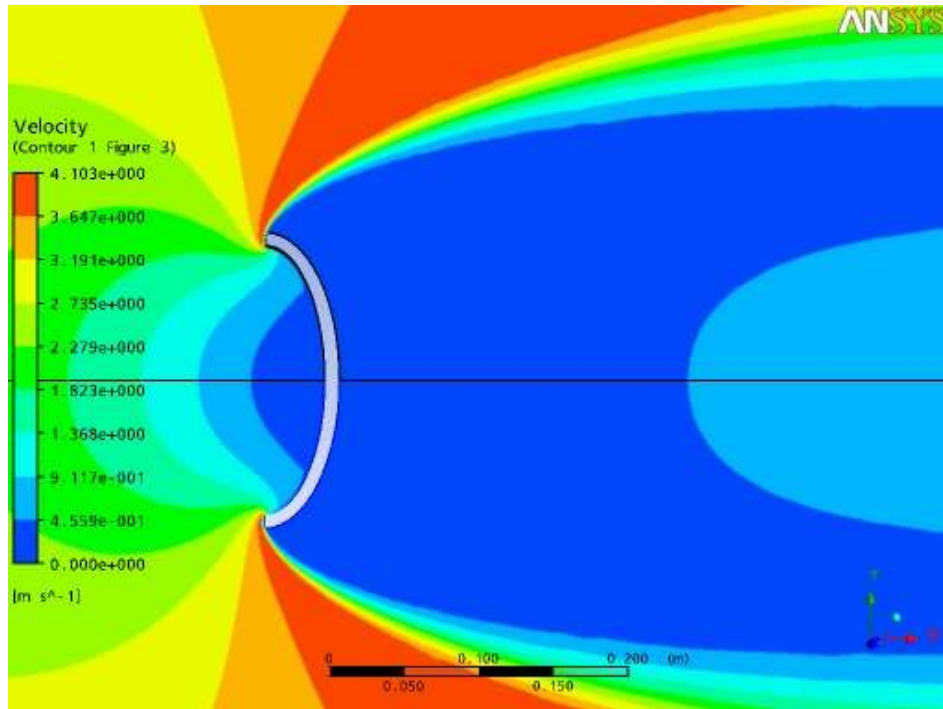
Şekil 4.108. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



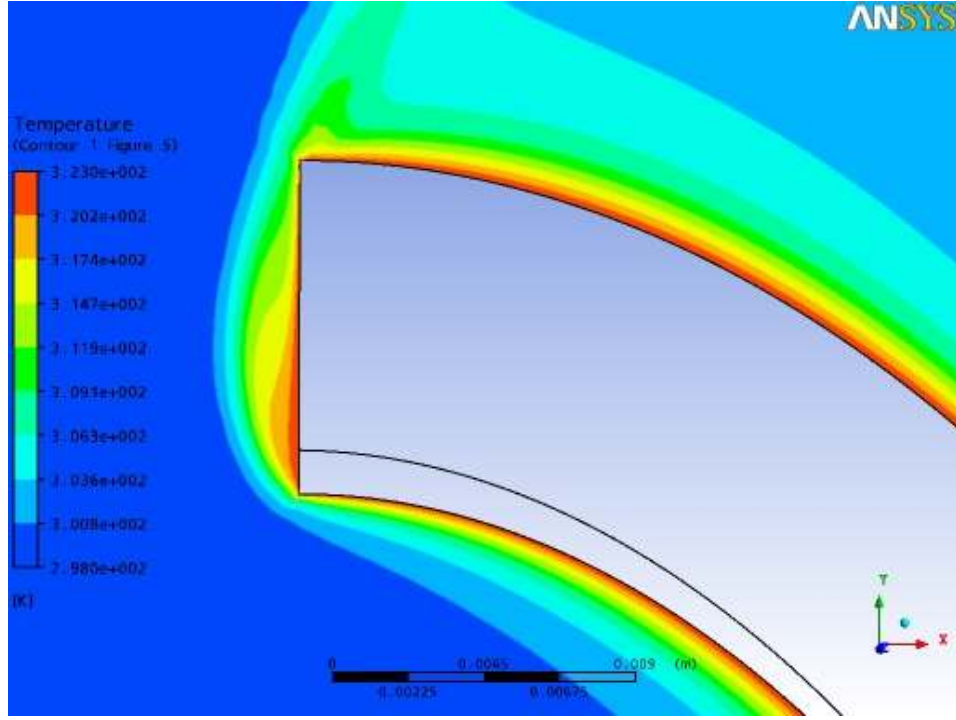
Şekil 4.109. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



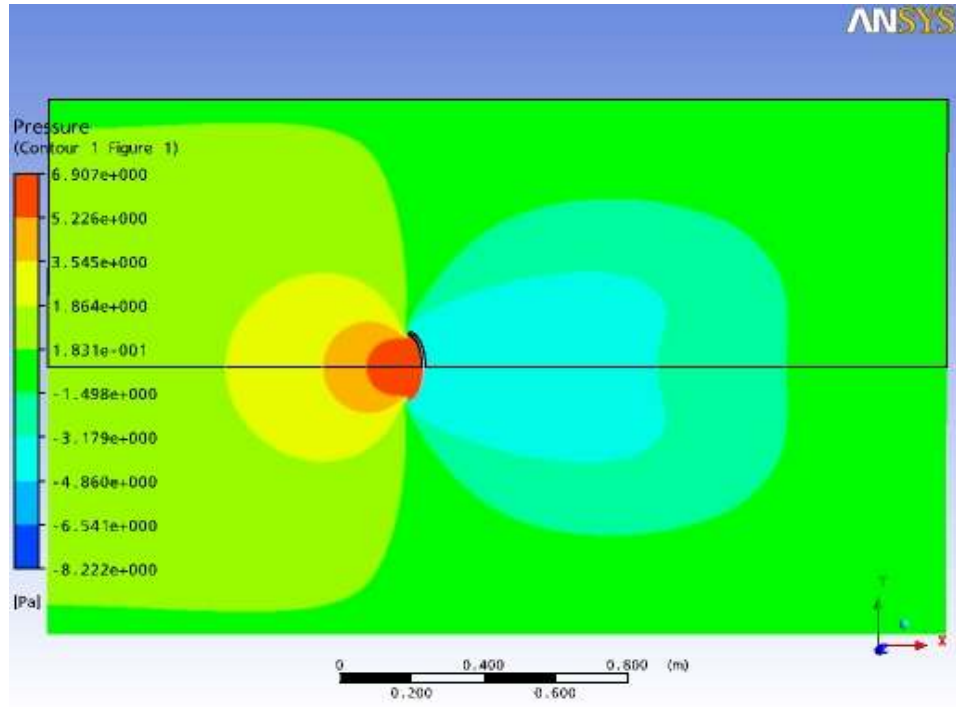
Şekil 4.110.a. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



Şekil 4.110.b. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 2$)



Şekil 4.111. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 2$)



Şekil 4.112. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 2$)

4.3.3. İç Bükey Yüzey Üzerinden Akış İçin Sonuçlar ($R_r = 4$)

İç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta ilk olarak optimum düğüm sayısı elde edilmiş, sonra yerel ve ortalama Nusselt sayıları, bağıntı ve bağıntı katsayıları, direnç katsayıları ve art izi mesafeleri tespit edilmiştir.

4.3.3.1. Optimum Düğüm Sayısının Elde Edilmesi

Durum 1: 20862 düğüm sayısı, 12526 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 166.40$

Durum 2: 32086 düğüm sayısı, 18522 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 166.578$

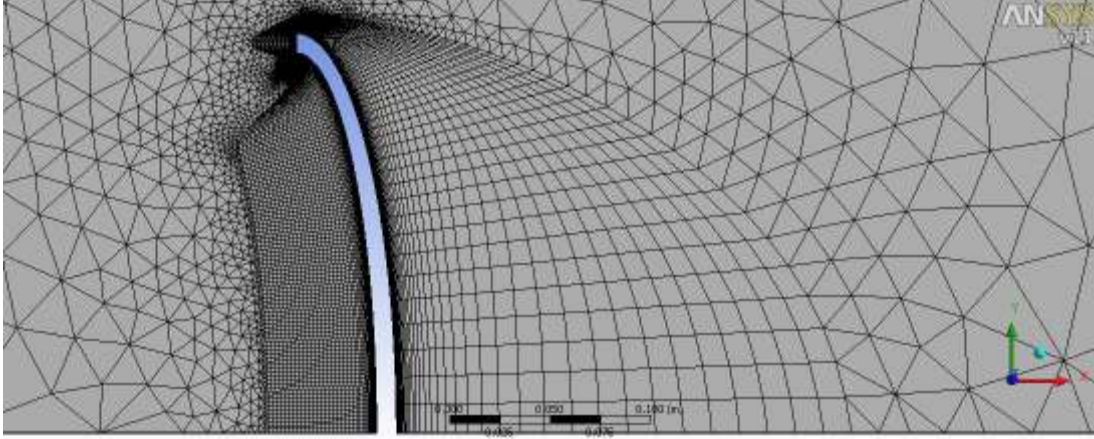
Durum 3: 53220 düğüm sayısı, 39400 eleman sayısı için $\overline{Nu} = 165.701$

$H_{i2-1} = \% 0.1$, $H_{i2-3} = \% 0.52$, H_{i2-1} , $H_{i2-3} < \% 10$ olduğundan düğüm sayısı yeterlidir. Tablo 4.30' da iç bükey yüzey ($R_r = 4$) için optimum değerler verilmiştir.

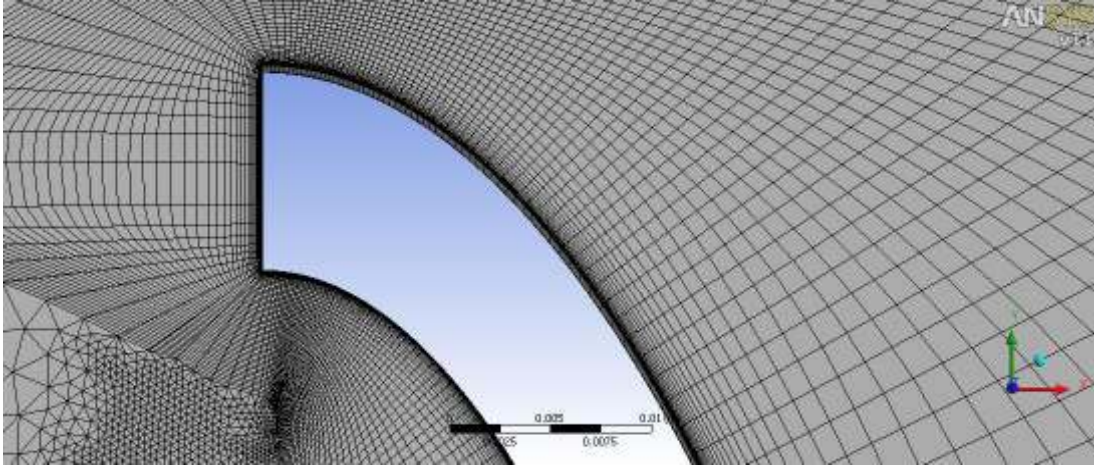
Tablo 4.30. İç bükey yüzey için optimum değerler ($R_r = 4$)

Toplam düğüm sayısı	32086
Toplam eleman sayısı	18522
Toplam prizma sayısı	5474
Toplam hexahedron sayısı	13048
Cidardaki y^+ mesafesi	0.5
İlk kontrol hacminin cidardan uzaklığı (y)	1.199×10^{-5}
Cidardaki tabaka sayısı (inflated layer)	50
Cidardaki genişleme faktörü (expansion factor)	1.2

Şekil 4.113.a ve Şekil 4.113.b' de iç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akış için ağ yapısı görülmektedir.



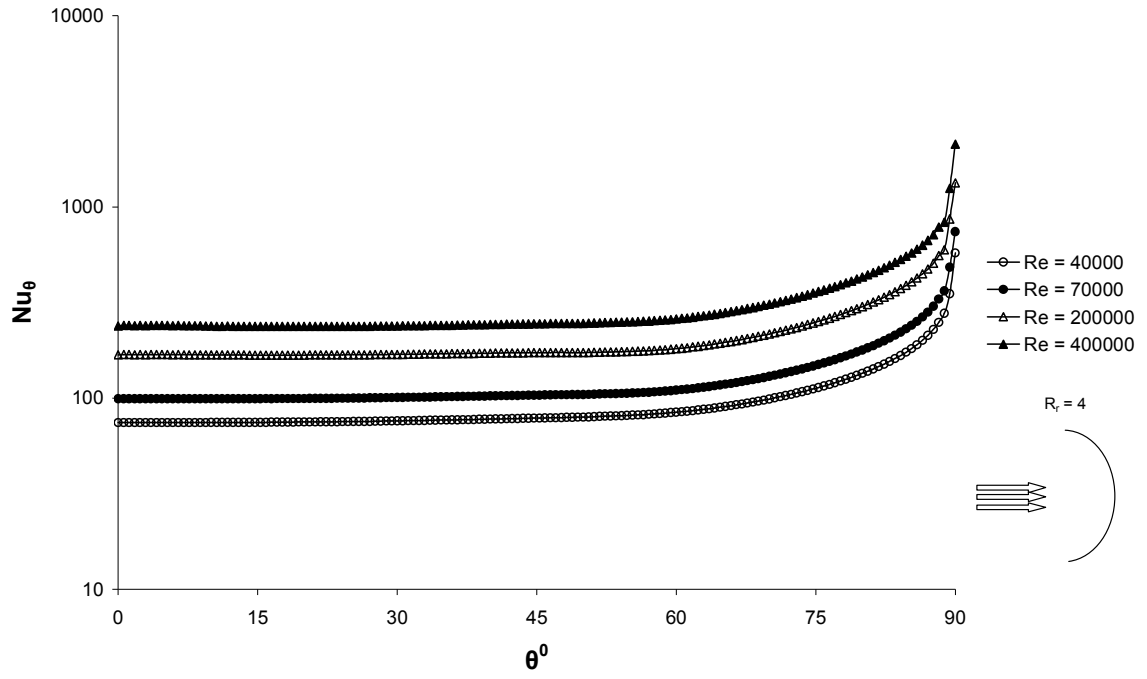
Şekil 4.113.a. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 4$)



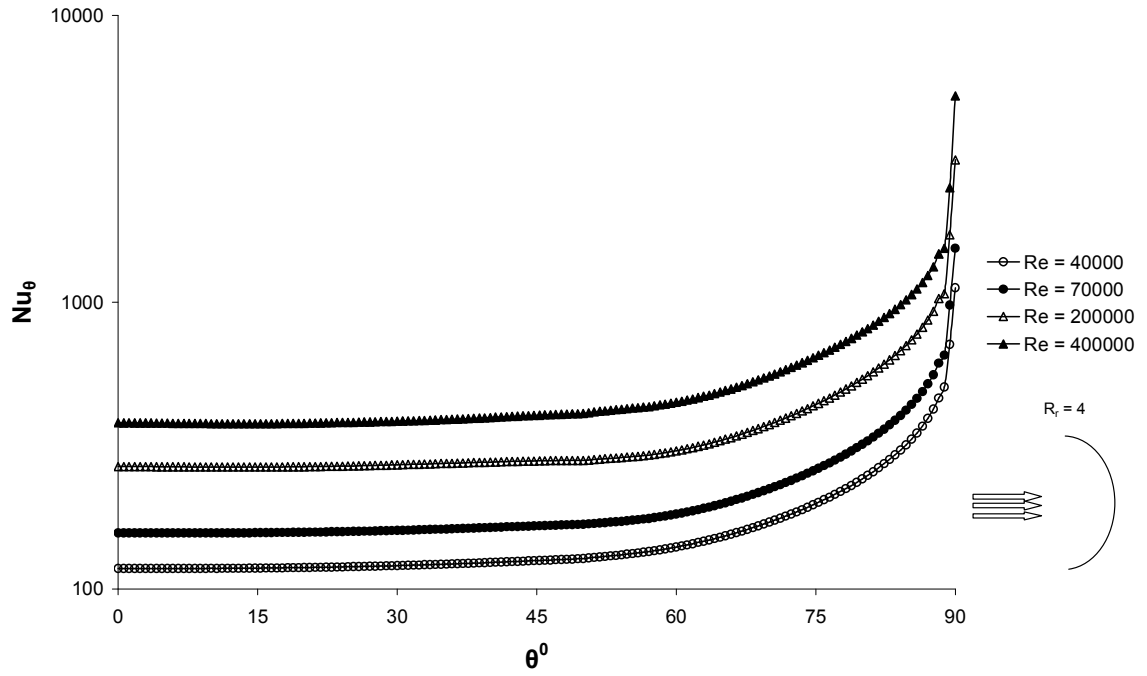
Şekil 4.113.b. İç bükey yüzey üzerinden akış için ağ yapısı ($R_r = 4$)

4.3.3.2. Yerel ve Ortalama Nusselt Sayısı

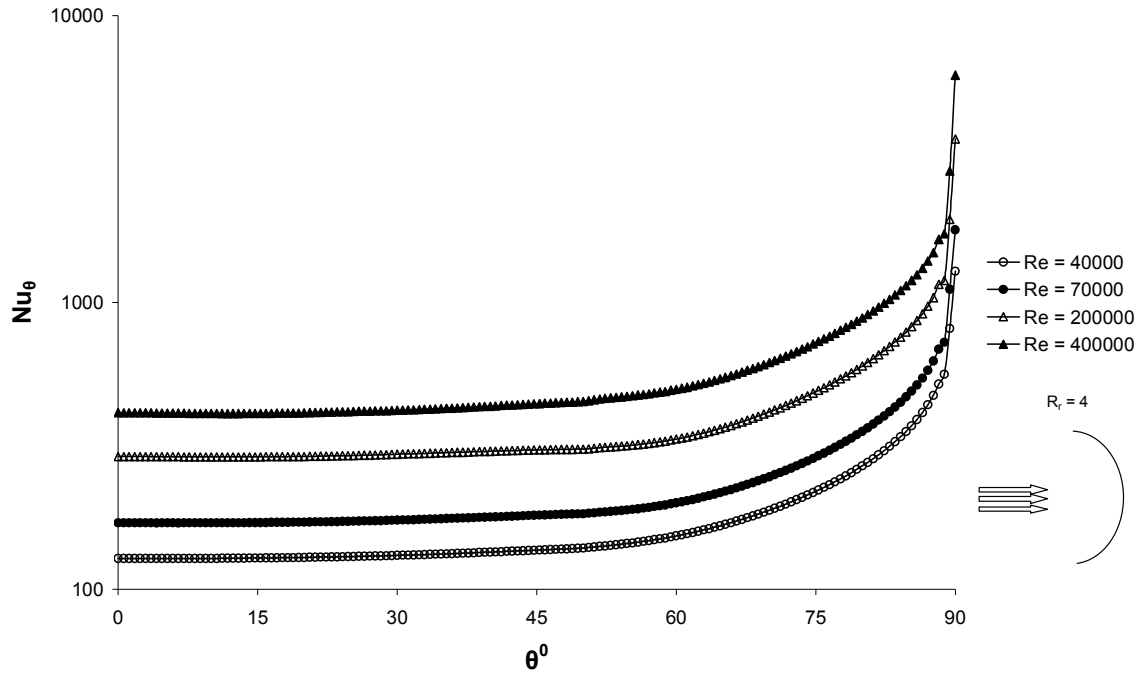
Şekil 4.114 – Şekil 4.123 arasındaki grafiklerde iç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta yerel Nusselt sayılarının açısal değişimi görülmektedir. Grafikler incelendiğinde yerel Nusselt sayısının herhangi bir minimum noktadan geçmediği, sadece $88^0 - 89^0$ civarlarında yerel Nusselt sayısı değerlerinde çok az bir azalma olduğu, bu noktadan sonra yerel Nusselt sayılarının hızla artarak iç bükeyin en uç noktasında en yüksek değerine ulaştığı görülmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla yerel Nusselt sayısının arttığı görülmektedir.



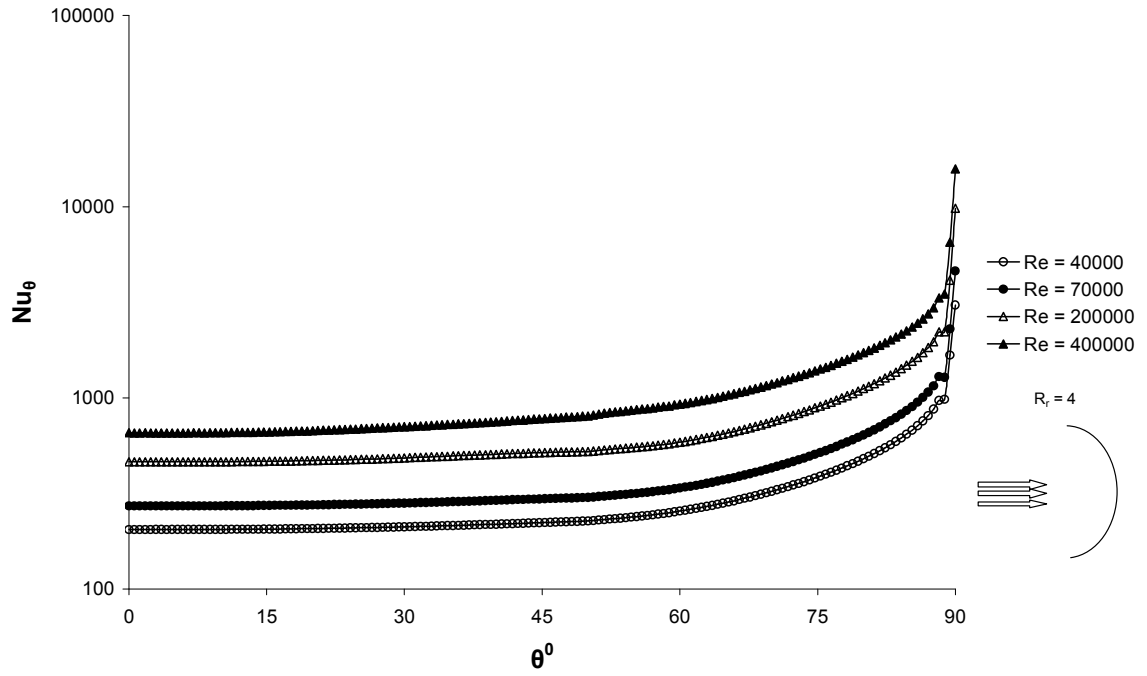
Şekil 4.114. İç bükey yüzey üzerinden akışta civa için yerel Nusselt sayısının açisal değişimi ($Pr = 0.234$, $R_r = 4$)



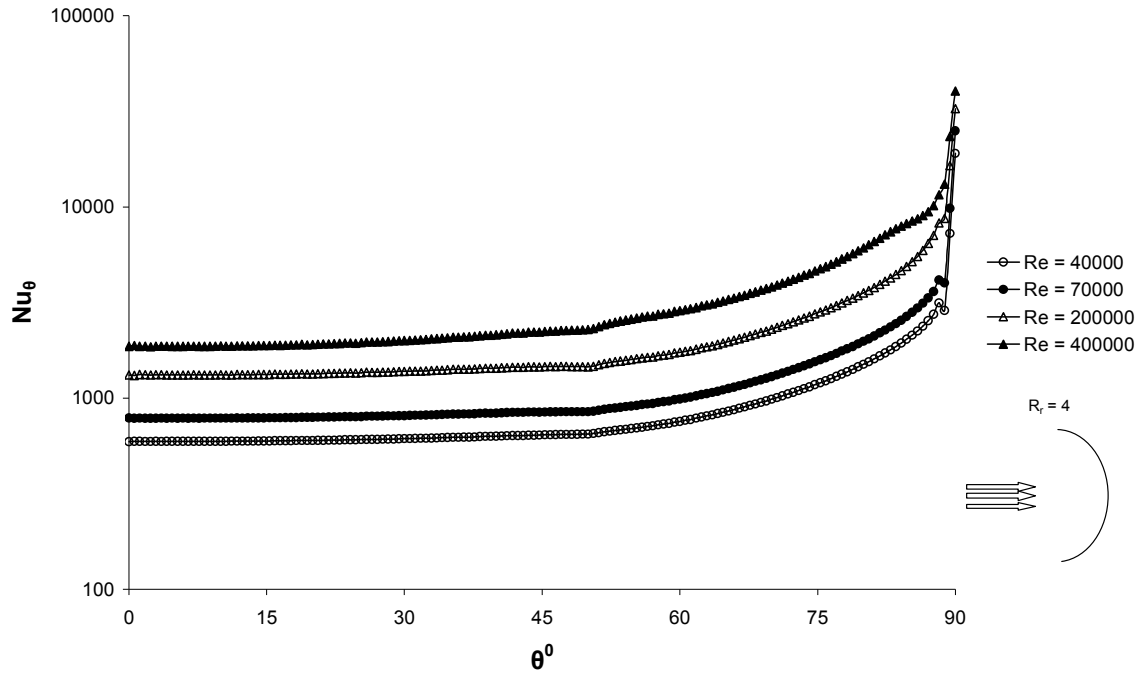
Şekil 4.115. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için yerel Nusselt sayısının açisal değişimi ($Pr = 0.708$, $R_r = 4$)



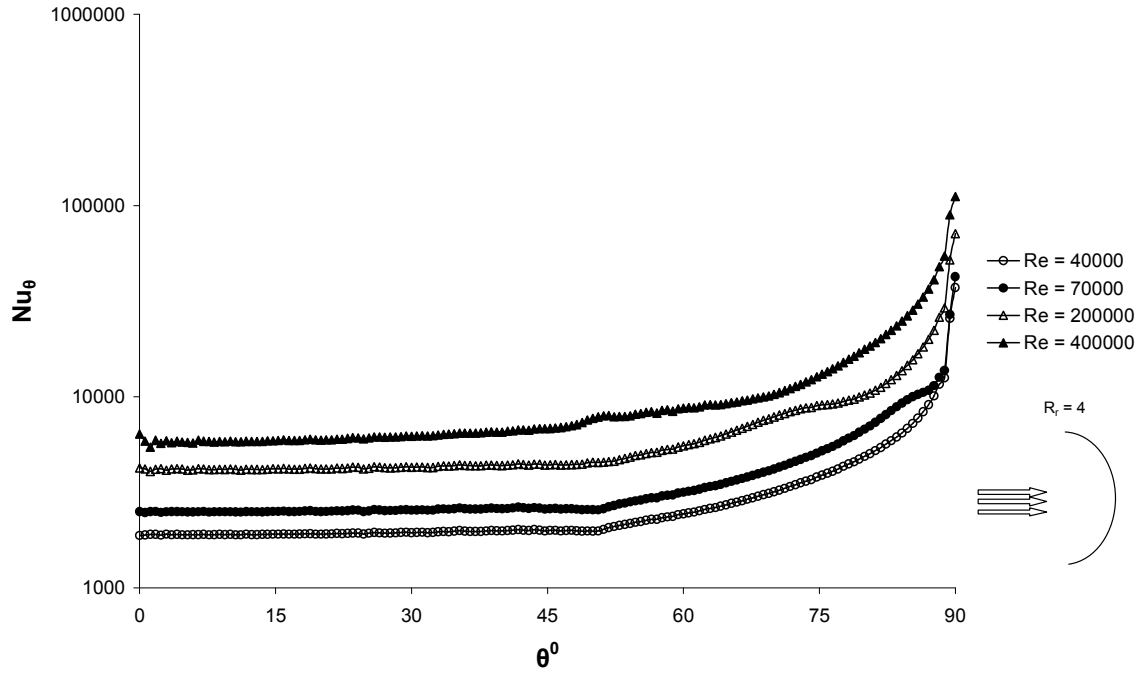
Şekil 4.116. İç bükey yüzey üzerinden akışta NH_3 için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 0.877$, $R_r = 4$)



Şekil 4.117. İç bükey yüzey üzerinden akışta freon için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3.5$, $R_r = 4$)

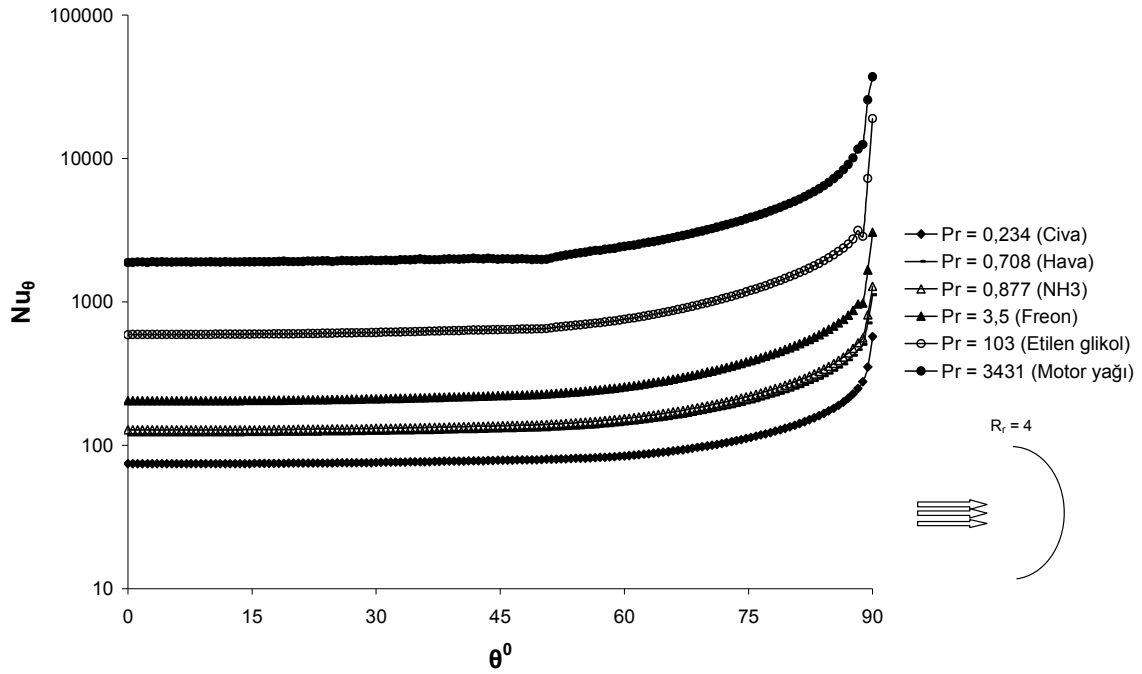


Şekil 4.118. İç bükey yüzey üzerinden akışta etilen glikol için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 103$, $R_r = 4$)

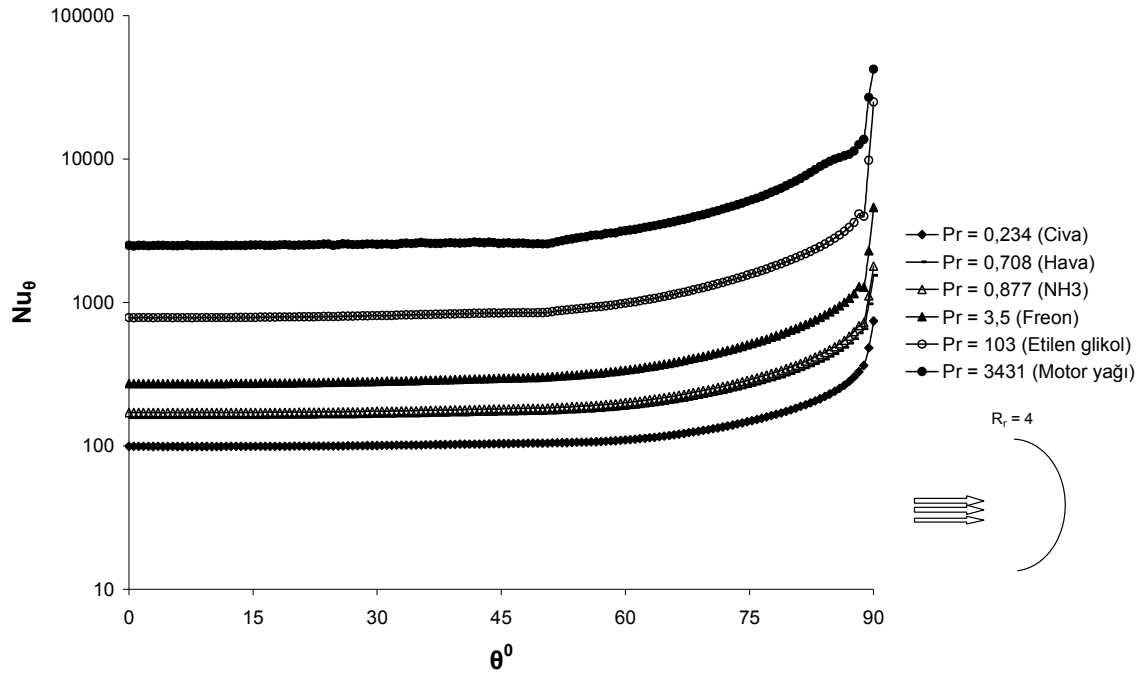


Şekil 4.119. İç bükey yüzey üzerinden akışta motor yağı için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Pr = 3431$, $R_r = 4$)

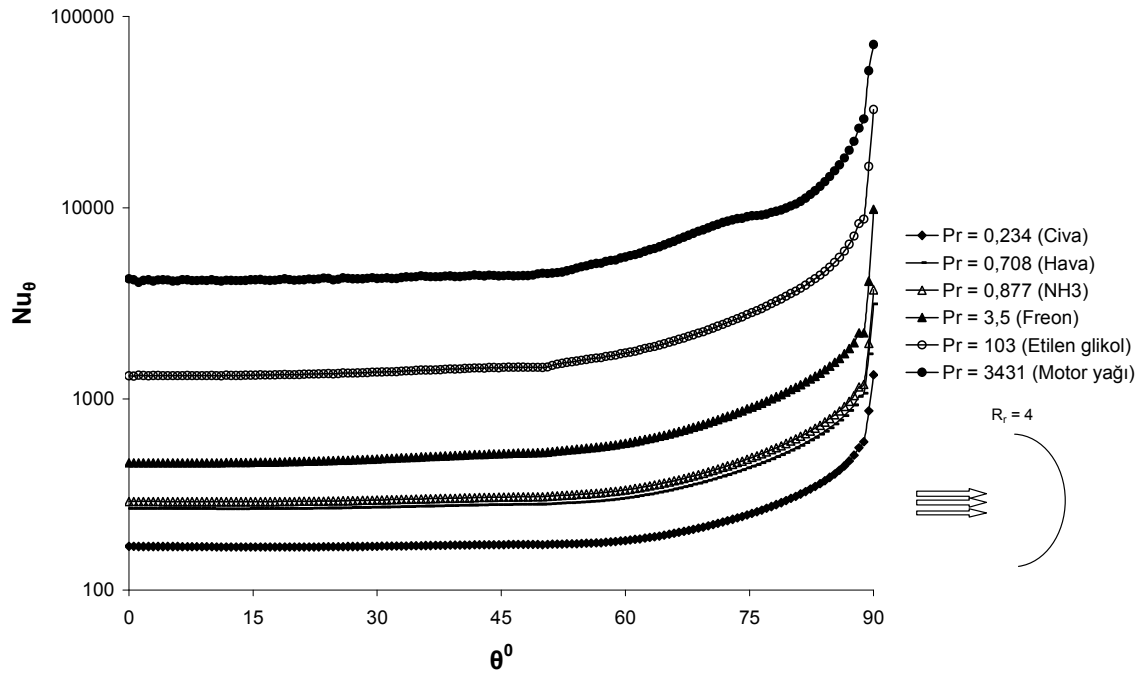
Şekil 4.120 – Şekil 4.123 arasındaki grafiklerde aynı Reynolds sayılarındaki farklı akışkanların iç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışı incelenmiştir. Bu grafikler incelendiğinde; en yüksek yerel Nusselt sayısı civa, hava, NH_3 , freon, etilen glikol ve motor yağı için 90° ’de (iç bükey yüzeyin en üst noktasında) oluşmuştur. Çünkü gelen akışkan iç bükey yüzeyin orta noktasında toplanmakta ve iç bükey yüzeyi soğutmaktadır. Fakat akışkan iç bükey yüzeyin en uç kısmında ayrıldığından yerel Nusselt sayıları hızlı bir artış göstermektedir. Bu ayrılma ve geri dönüşlerden dolayı iç bükey yüzeyin uç kısmına doğru yaklaşık 88–89 derece civarında yerel Nusselt sayısı azda olsa azalmakta ve 90 derecede en yüksek değerine ulaşmaktadır.



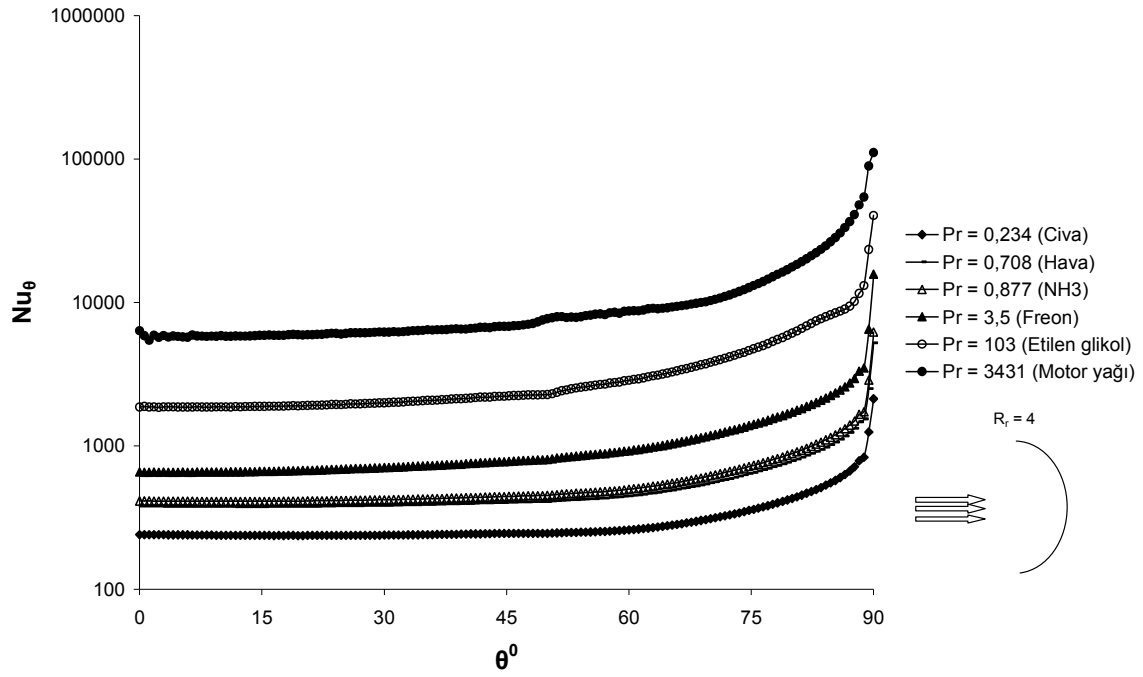
Şekil 4.120. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$)



Şekil 4.121. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 7 \times 10^4$, $R_r = 4$)



Şekil 4.122. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 2 \times 10^5$, $R_r = 4$)



Şekil 4.123. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı akışkanlar için yerel Nusselt sayısının açısal değişimi ($Re = 4 \times 10^5$, $R_r = 4$)

Tablo 4.31’ de iç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları görülmektedir. Tablo incelendiğinde Reynolds sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı, benzer şekilde aynı Reynolds sayısında Prandtl sayılarının artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı görülmektedir. Ayrıca iç bükey yüzeyin eğriliğinin dikey yönde artmasıyla ortalama Nusselt sayılarının arttığı gözlemlenmiştir.

Tablo 4.31. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için elde edilen ortalama Nusselt sayıları ($R_r = 4$)

Akışkan Tipi	Pr	Re	$\overline{Nu}$
Civa	0.234	4×10^4	98.2308
		7×10^4	129.704
		2×10^5	218.523
		4×10^5	311.991
Hava	0.708	4×10^4	166.578
		7×10^4	220.328
		2×10^5	374.646
		4×10^5	546.200
NH ₃	0.877	4×10^4	183.447
		7×10^4	242.924
		2×10^5	414.630
		4×10^5	607.913
Freon	3.523	4×10^4	317.516
		7×10^4	425.734
		2×10^5	749.012
		4×10^5	1139.237
Etilen Glikol	103	4×10^4	1029.628
		7×10^4	1359.117
		2×10^5	2326.336
		4×10^5	3555.132
Motor Yağı	3431	4×10^4	3216.260
		7×10^4	4123.244
		2×10^5	7057.380
		4×10^5	11116.640

4.3.3.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağlıntıların Elde Edilmesi

İç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta elde edilen bağıntılar ve bağıntı katsayıları Tablo 4.32’ de görülmektedir. Bağıntılar ve bağıntı katsayıları Reynolds sayısının $4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$ ve Prandtl sayısının 0.234 – 3431 durumları için elde edilmiştir.

Tablo 4.32. İç bükey yüzey üzerinden akışta farklı Reynolds sayıları ve farklı akışkanlar için elde edilen a ve b sabitleri ($R_r = 4$)

Akışkan Tipi	Prandtl Sayısı	Reynolds Aralığı	Bağıntı	a	b	R^2
Civa	0.234	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.765	0.503	0.999
Hava	0.708	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.742	0.520	0.999
NH ₃	0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.717	0.525	0.999
Freon	3.523	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.512	0.564	0.999
Etilen Glikol	103	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.499	0.564	0.997
Motor Yağı	3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.609	0.551	0.998
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.509	0.563	0.999
Hava+NH ₃ (gazlar)	0.708 – 0.877	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.727	0.523	0.999
Civa+Freon+ E.Glikol+ Motor Y. (sıvılar)	0.234 - 3431	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.508	0.563	0.999
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon	$Pr \leq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.595	0.545	0.981
E.Glikol+ Motor Y.	$Pr \geq 3.5$	$4 \times 10^4 - 4 \times 10^5$	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.508	0.563	0.998
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234- 3431	$4 \times 10^4 - 2 \times 10^5$ (Laminar)	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	1.818	0.449	0.997
Civa+Hava+ NH ₃ +Freon+ E.Glikol+ Motor Y.	0.234- 3431	$2 \times 10^5 - 4 \times 10^5$ (Türbülans)	$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$	0.167	0.650	0.999

4.3.3.4. Direnç Katsayıları, C_D

Direnç katsayısının elde edilmesi için denklem 4.1 kullanılmıştır. Reynolds sayısının 10^4 değerinden düşük olması durumunda direnç katsayısı genellikle Reynolds sayısına bağlı olarak değişir. Özellikle Reynolds sayısının 10^4 değerinden yüksek olduğu durumlarda direnç katsayıları çoğu şekiller için sabit kalır [83]. Tablo 4.33’ de iç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları görülmektedir. Tabloya bakıldığında Reynolds sayısının arttırılmasıyla direnç kuvvetlerinin arttığı fakat direnç katsayılarının 1.535 değerinde sabit kaldığı görülmektedir. Fakat iç bükey yüzeyin dikey yöndeki eğrilik yarıçapının artmasıyla direnç katsayısı da artmaktadır. Çünkü dikey yöndeki eğrilik yarıçapının artması; akışa dik yöndeki ön alanı arttıracak ve akışkan daha fazla dirence maruz kalacaktır.

Tablo 4.33. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen direnç katsayıları ($R_r = 4$)

Kullanılan akışkan	Pr	Re	C_D	F_x (N)	V(m/s)	ρ (kg/m ³)
Hava	0.708	4×10^4	1.535	0.00442	1.569	1.1776
Hava	0.708	7×10^4	1.535	0.01360	2.745	1.1776
Hava	0.708	2×10^5	1.535	0.1116	7.845	1.1776
Hava	0.708	4×10^5	1.535	0.4474	15.69	1.1776

4.3.3.5. Art İzi Mesafeleri

Tablo 4.34’ de iç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi mesafeleri görülmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla art izi mesafeleri artmaktadır. Ayrıca dikey yöndeki eğrilik yarıçapının artmasıyla da art izi mesafesi artmaktadır. Eğrilik yarıçapı arttıkça akışkanın dikey yönde daha fazla yükselecek ve yüzeyin arka kısmında daha geç birleşecek, dolayısıyla art izi mesafesi artacaktır.

Tablo 4.34. İç bükey yüzey üzerinden akışta elde edilen boyutsuz art izi değerleri ($R_r = 4$)

Kullanılan akışkan	Re	Pr	L_t/D
Hava	4×10^4	0.708	12.62
Hava	7×10^4	0.708	12.85
Hava	2×10^5	0.708	13.15
Hava	4×10^5	0.708	13.55

4.3.3.6. Hız, Sıcaklık ve Basınç Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

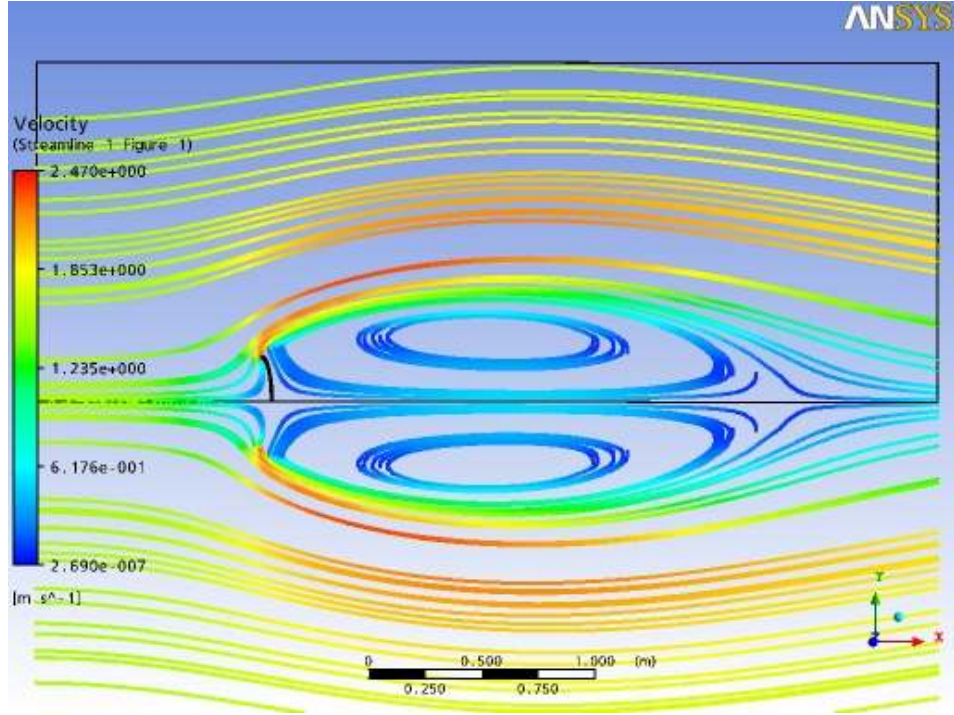
Şekil 4.124 – Şekil 4.128 arasındaki şekillerde iç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta hava kullanılarak, $Re = 4 \times 10^4$ için elde edilen akım çizgileri, hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi görülmektedir.

Şekil 4.124, Şekil 4.125’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için art izi mesafeleri ve hız vektörleri görülmektedir. Şekiller incelendiğinde en yüksek hızın iç bükey yüzeyin uç noktasından hemen sonra oluştuğu görülebilir.

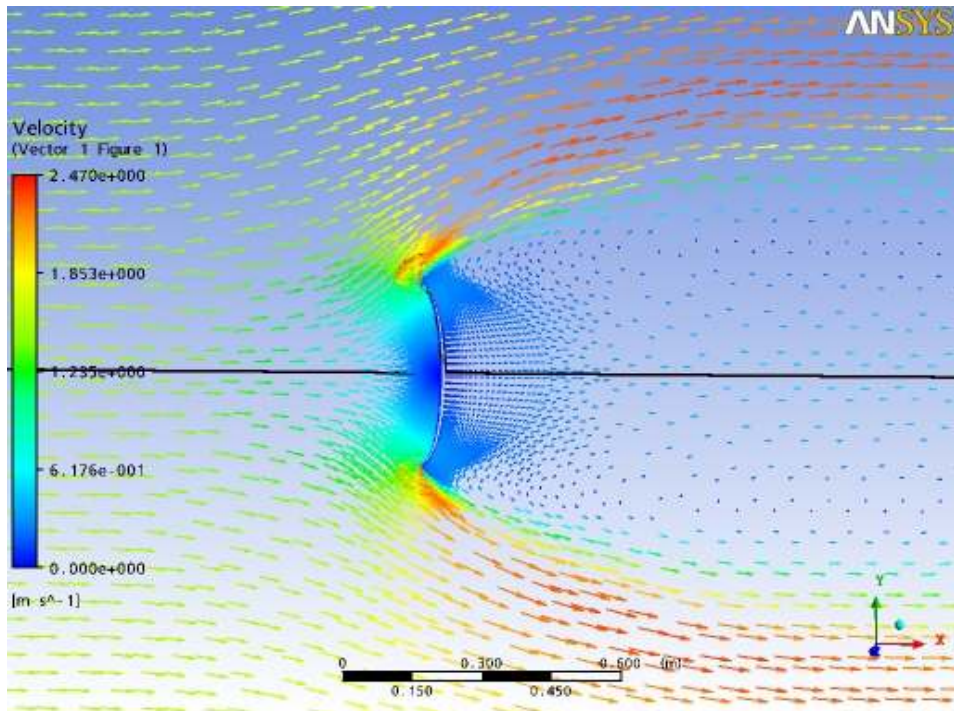
Şekil 4.126.a, b’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için ortalama hız değişimi verilmiştir. İç bükey yüzeyin ön kısmında (durma noktasında) hızın sıfır olduğu görülmektedir. Benzer şekilde iç bükey yüzeyin arka kısmında geri dönüşlerden dolayı ortalama hızın sıfıra yakın değerler aldığı görülmektedir. Ortalama hızın iç bükey yüzeyin üst ve alt kısımlarına doğru çok fazla artış göstermediği, en uç kısımdan sonra ise hızla arttığı görülmektedir. Ayrıca dikey yöndeki eğrilik yarıçapı arttığında dış bükey yüzeyin uç kısmına doğru hızın daha fazla arttığı görülmektedir. Bunun nedeni akışa dik yöndeki alanın artması ve akışkanın dikey yönde akmaya zorlanmasıdır.

Şekil 4.127’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için sıcaklık değişimi verilmiştir. Yüzey sıcaklığı 323 Kelvin (50°C) sabit sıcaklıkta iken; 298 Kelvin (25°C) sıcaklığındaki akışkan tarafından soğutulduğu görülmektedir.

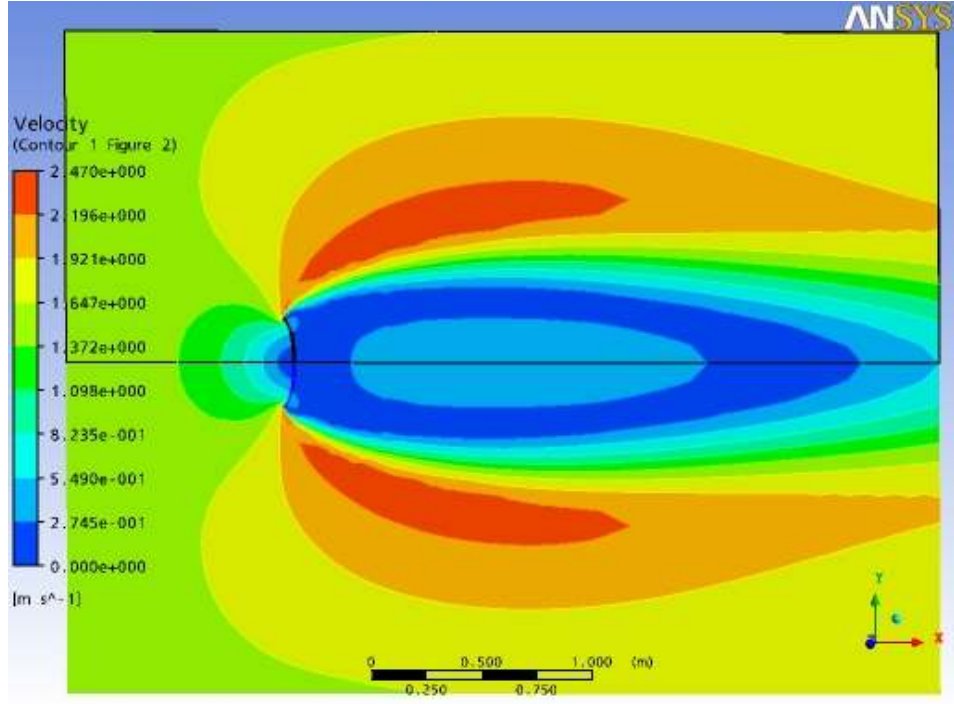
Şekil 4.128’ de $Re = 4 \times 10^4$, hava için basınç değişimi verilmiştir. En yüksek basınç değerinin dış bükey yüzeyin ön kısmında, en düşük basınç değerinin yüzeyin arka kısmına doğru oluştuğu görülmektedir. Eğriliğin artmasıyla ön kısmın daha fazla basınca maruz kaldığı, arka kısmın daha az basınca maruz kaldığı görülmektedir.



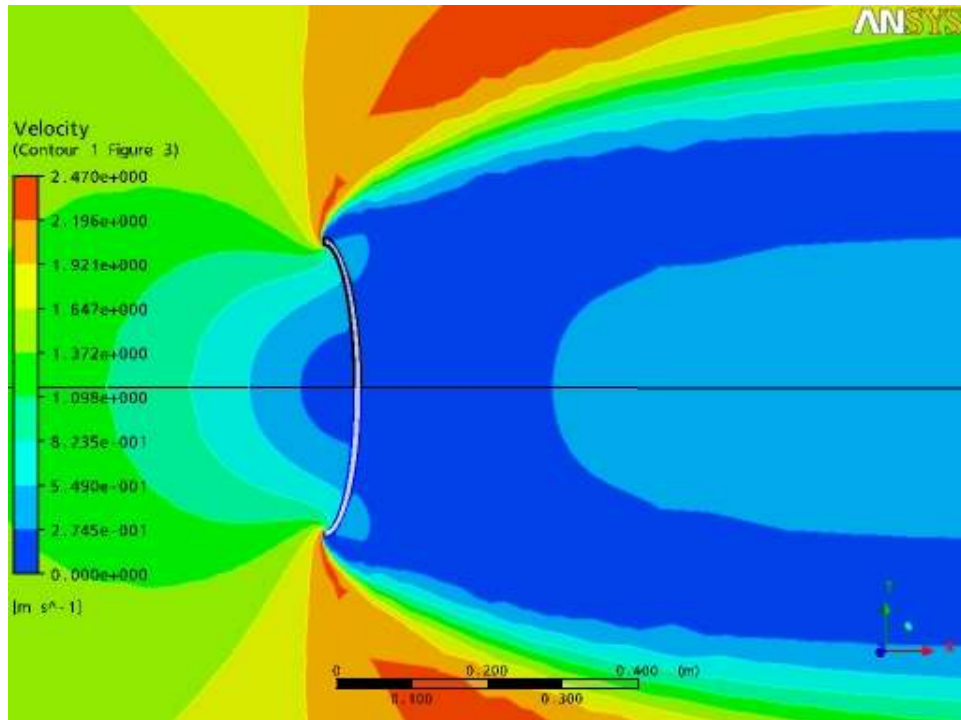
Şekil 4.124. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için art izi mesafesi ve akım çizgileri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 4$)



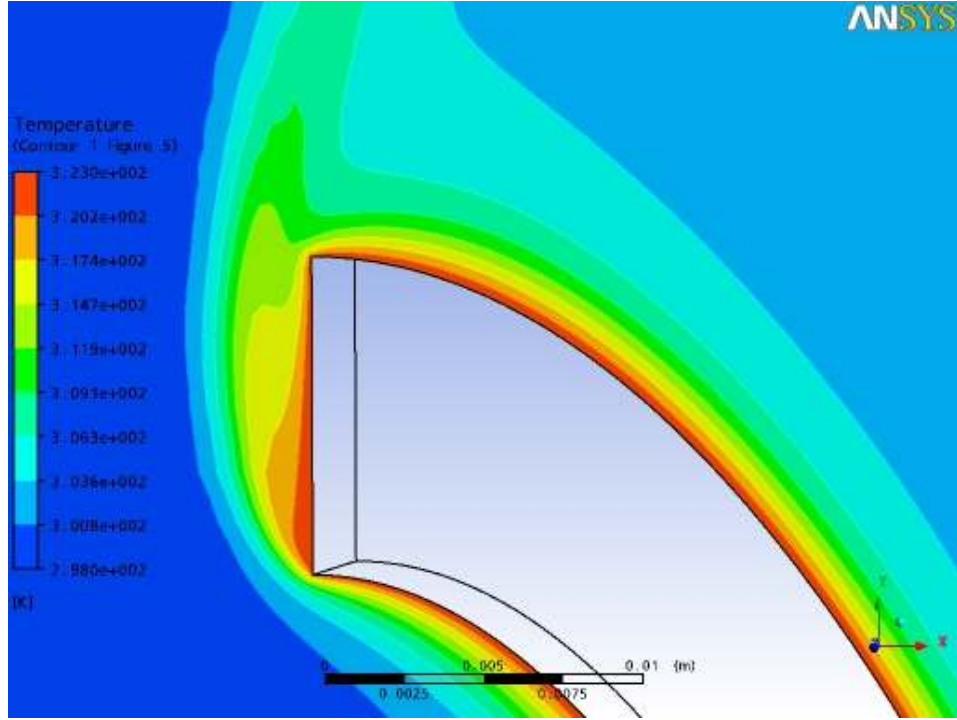
Şekil 4.125. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için hız vektörleri ($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 4$)



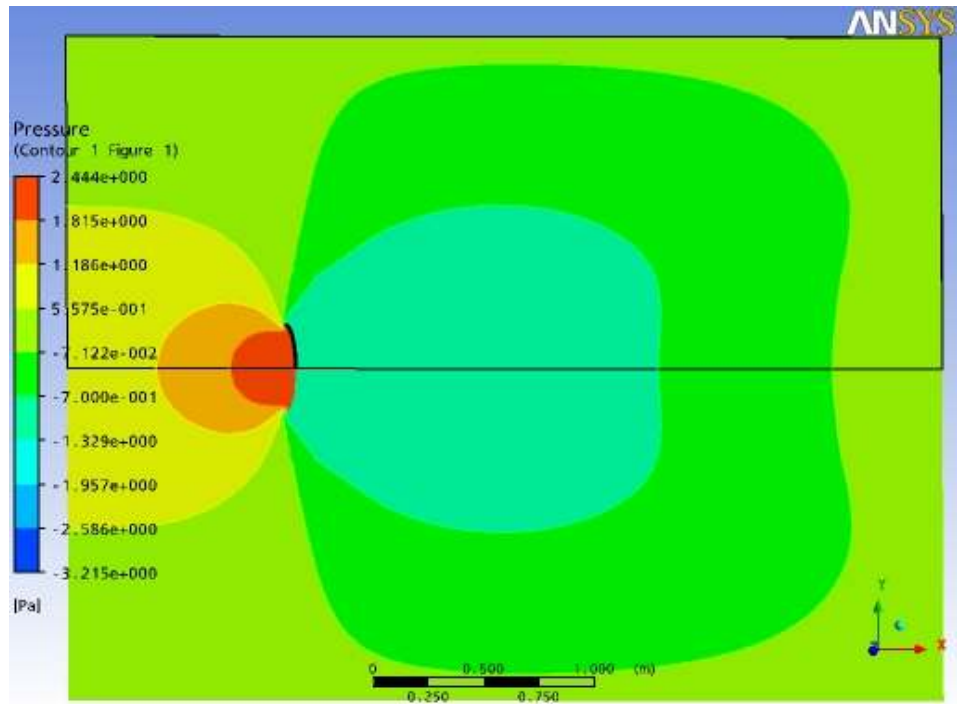
Şekil 4.126.a. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$)



Şekil 4.126.b. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için ortalama hız değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_r = 4$)



Şekil 4.127. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için sıcaklık değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 4$)



Şekil 4.128. İç bükey yüzey üzerinden akışta hava için basınç değişimi
($Pr = 0.708$, $Re = 4 \times 10^4$, $R_f = 4$)

5. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada silindir yüzey, dış bükey yüzey ve iç bükey yüzey üzerinden laminar ve türbülanslı akış ele alınmıştır. Çalışmada geometriler için elde edilen yerel ve ortalama Nusselt sayıları, Reynolds ve Prandtl sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayıları için bağıntılar, art izi mesafeleri ve direnç katsayıları elde edilmiştir.

5.1.Yerel Nusselt Sayıları

Literatürde silindir yüzey üzerinden akış durumunda yerel Nusselt sayısının θ açısının $80^\circ - 100^\circ$ civarında minimum değere ulaştığı, daha sonra türbülanslı sınır tabakaya geçiş nedeniyle, yerel Nusselt sayısında hızlı bir artış görüldüğü tespit edilmiştir. Türbülanslı sınır tabaka geliştikçe yerel Nusselt sayısının yeniden azalmaya başladığı, θ açısının yaklaşık 140° değerinde sınır tabakada ayrılma ve akışın dönmesi nedeniyle yerel Nusselt sayısı ikinci bir minimum noktasından geçerek artmaya devam ettiği belirtilmiştir.

Bu çalışmada silindir yüzey üzerinden laminar ve türbülanslı akış için yerel Nusselt sayılarının silindirin ön durma noktasından itibaren $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ arasındaki açılarda değişimi incelenmiş, elde edilen grafiklerde yerel Nusselt sayısının literatürde belirtildiği gibi 2 farklı minimum noktasından geçtiği tespit edilmiştir. İlk minimum noktanın θ açısının $80^\circ - 100^\circ$ civarında olduğu, ikinci minimum noktanın θ açısının yaklaşık 140° civarında olduğu görülmüştür. Bu sonuçların literatürle uyum içinde olduğu görülmüştür. Elde edilen grafiklerde ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla yerel Nusselt sayısının ikinci bir minimum noktadan geçişinin daha belirgin olduğu gözlemlenmiştir.

Dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerindeki akışta akışkan olarak hava ($Pr = 0.708$), $Re = 4 \times 10^4$ için herhangi bir minimum nokta oluşmamış, $Re = 7 \times 10^4$ için 1° de ilk minimum nokta oluşmuştur. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° de, ikinci minimum nokta 60° de oluşmuştur. $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2° de, ikinci minimum nokta 75° de oluşmuştur. Buna göre, Reynolds sayısı arttıkça ayrılmanın belirginleştiği ve ayrılma noktasının yerinin ön durma noktasından itibaren daha ileri bir açıda oluştuğu tespit edilmiştir. Akışkan olarak civa ($Pr = 0.234$), $Re = 4 \times 10^4$ ve 7×10^4 için ilk minimum nokta

4^0 de oluşmakta, ikinci minimum nokta oluşmamaktadır. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2^0 de, ikinci minimum nokta 43^0 de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2^0 de, ikinci minimum nokta 69^0 de oluşmaktadır. Benzer şekilde motor yağı kullanılarak; $Re = 4 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 11^0 de oluşmakta, ikinci minimum nokta oluşmamaktadır. $Re = 7 \times 10^4$ için ilk minimum nokta 7^0 de, ikinci minimum nokta 75^0 oluşmaktadır. $Re = 2 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 3^0 de, ikinci minimum nokta 87^0 de, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 3^0 de, ikinci minimum nokta 89^0 de oluşmaktadır. Sonuçlara dikkat edilirse Reynolds sayısı sabit tutulup Prandtl sayısı arttırıldığında ilk ve ikinci ayrılma daha ileri açılarda olmaktadır. Bu durum Reynolds sayısının sabit tutularak akışkan türünün değiştirildiği grafiklerde görülmektedir.

Dış bükey yüzey ($R_r = 2$) ele alındığında; hava, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 1^0 de, ikinci minimum nokta 11^0 de oluşmuştur.

Benzer şekilde dış bükey yüzey ($R_r = 4$) ele alındığında; hava, $Re = 4 \times 10^5$ için ilk minimum nokta 2^0 de, ikinci minimum nokta 17^0 de oluşmuştur. Bu sonuçlar bize dış bükey yüzey üzerinden akışta maksimum elips yarıçapının 3 farklı durum için dikey yönde arttırılmasıyla ilk minimum noktada çok büyük bir değişiklik olmayacağını ($1^0 - 2^0$) fakat ikinci minimum noktanın yerinin 75^0 den $10^0 - 20^0$ civarlarına kadar inebileceğini göstermiştir.

İç bükey yüzey üzerinden akışta ise $R_r = 1, 2, 4$ için; bazı durumlarda herhangi bir minimum nokta oluşmamış, bazı durumlarda ise $85^0 - 87^0$ civarlarında yerel Nusselt sayısı ilk minimum noktadan geçmiştir. Bu noktadan sonra yerel Nusselt sayıları artarak iç bükey yüzeyin uç noktasında en yüksek değerine ulaşmıştır.

5.2. Ortalama Nusselt Sayıları

Silindirik yüzey üzerinden akışta hava ($Pr = 0.708$), $Re = 4 \times 10^4$ için ortalama Nusselt sayısı 139 olarak elde edilmiştir. Aynı şartlar altında dış bükey ($R_r = 1$) üzerinden akışta ortalama Nusselt sayısı 158, dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta 149, dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta 164 olarak tespit edilmiştir. Benzer şekilde aynı şartlar altında iç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta ortalama Nusselt sayısı 76, iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta 139, iç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta 166 olarak elde

edilmiştir. Kullanılan geometriler içerisinde ortalama Nusselt sayısının en yüksek olduğu geometriler; iç bükey yüzey ($R_r = 4$) ve dış bükey yüzey ($R_r = 4$) olarak elde edilmiştir.. Yerel Nusselt sayısının en düşük olduğu geometriler ise iç bükey yüzey ($R_r = 1$) ve dış bükey yüzey ($R_r = 1$) olmuştur. İç bükey ve dış bükey yüzeylerin dikey yöndeki eğrilik yarıçapı arttırıldığında ortalama Nusselt sayılarında belirgin bir artış gözlemlenmiştir. Benzer şekilde Prandtl sayısı sabit tutulup, Reynolds sayısı arttırıldığında ve Reynolds sayısı sabit tutulup Prandtl sayısı arttırıldığında ortalama Nusselt sayılarında artış gözlemlenmiştir.

5.3. Ortalama Nusselt Sayısı İçin Bağntılar ve Bağntı Katsayıları

Bu çalışmada Prandtl ve Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının eldesinde, ilk olarak veriler her bir akışkan için ayrı ayrı kullanılmıştır. Bu durum hesaplanması gereken veri sayısını azalttığından tüm akışkanlar aynı anda kullanılarak daha duyarlı sonuçlar elde edilmiştir. $\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$ bağıntısındaki $1/3$ terimi yerine yeni bir c sabiti denenmiş, $\overline{Nu} = aRe^b Pr^c$ bağıntısı için bulunan yeni c değerlerinin $1/3$ değerine çok yakın değerler olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca Prandtl sayısının etkisini incelemek için denklemdeki Pr^c terimi kaldırılmıştır. Yapılan analiz sonucunda, $\overline{Nu} = aRe^b$ bağıntısı için Regresyon katsayısı 0.184 değerlerine kadar inmiştir. Regresyon katsayısının bu kadar düşük olması bu bağıntının yeterince duyarlı olmadığı anlamına gelmektedir. Dolayısıyla silindir yüzey, dış bükey ve iç bükey üzerinden akışta $\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$ bağıntısının daha duyarlı sonuçlar verdiği tespit edilmiş ve kullanımı tavsiye edilmiştir.

$\overline{Nu} = aRe^b Pr^{1/3}$ bağıntısının katsayılarını elde etmek için 6 farklı akışkanın verileri aynı anda kullanılmıştır. Silindir yüzey üzerinden akışta b katsayısı 0.90, dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta 0.89, dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta 0.84, dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta 0.71 olarak elde edilmiştir. Bu sonuç dikey yöndeki elips yarıçapının arttırılmasıyla dış bükey yüzey üzerinden akışta Reynolds sayısının etkisinin az da olsa azaldığını göstermektedir. İç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta b katsayısı 0.56, iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta 0.59, dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta 0.56 olarak elde edilmiştir.

5.4. Direnç Katsayıları, C_D

Reynolds sayısı arttıkça akışta ayrılmaların etkisi önem kazanır. Hem silindirik hem de dış bükey yüzeylerde Prandtl sayısı sabit tutularak Reynolds sayısı arttırıldığında x yönündeki direnç kuvvetinin arttığı ve direnç katsayılarının azaldığı görülmüştür. Reynolds sayısı sabit tutulup Prandtl sayısı arttırıldığında x yönündeki direnç kuvvetinin artmasına rağmen direnç katsayılarının sabit kaldığı gözlemlenmiştir. İç bükey yüzey üzerinden akışta ise Reynolds sayısının arttırılmasıyla x yönündeki direnç kuvvetleri artmış fakat direnç katsayılarının sabit kaldığı görülmüştür.

Yapılan bazı çalışmalarda dış bükey ve iç bükey yüzeyler için direnç katsayıları 0.4 – 1.33 değerleri arasında değişkenlik göstermektedir [1, 92]. Bu çalışmada dış bükey yüzey üzerinden akışta direnç katsayıları 0.04 – 0.85 değerleri arasında, iç bükey yüzey üzerinden akışta direnç katsayıları 0.86 – 1.527 değerleri arasında elde edilmiştir. Dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta Reynolds sayısının arttırılmasıyla direnç kuvveti artmış, direnç katsayıları azalmıştır. Dikkat edilmesi gereken bir diğer husus ise dış bükey ($R_r = 1$) üzerinden akış için direnç katsayıları silindir yüzey üzerindeki akışa oranla çok düşük olduğudur. Fakat dış bükey yüzeyin $R_r = 2$ ve $R_r = 4$ durumlarında direnç katsayıları giderek artmaktadır. Bunun nedeni ön izdişüm alanının dikey yönde artması ve yüzeye çarpan akışkanın daha fazla dirence maruz kalmasıdır. Benzer şekilde iç bükey yüzey üzerinden akışta dikey yöndeki eğrilik yarıçapı arttığında direnç katsayıları da artmaktadır. Bazı geometrilerde yüksek Reynolds sayılarında ($Re > 10^4$) direnç katsayıları sabit kalmaktadır. Çünkü yüksek Reynolds sayılarında akış tam türbülanslıdır [1, 83]. Bu çalışmada da benzer bir sonuç elde edilmiştir. İç bükey yüzey üzerinden akışta her bir durum için Reynolds sayıları arttırılmış fakat direnç katsayılarının sabit kaldığı görülmüştür.

5.5. Art İzi Mesafeleri

Art izi mesafeleri, aynı Reynolds sayısında farklı akışkanlar için denenmiş ve art izinin değişmediği görülmüştür. Bu nedenle farklı Reynolds sayılarında sadece hava kullanılarak art izi değerleri elde edilmiştir. Silindir yüzey üzerinden akışta $Re = 4 \times 10^4$ için boyutsuz

art izi mesafesi 6.6, dış bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta 6.6, dış bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta 9.3, dış bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta 10.75 olmuştur.

Elde edilen değerler incelendiğinde iç bükey yüzey üzerinden akışta dikey yöndeki eğrilik yarıçapı arttığında art izi mesafeleri de artmaktadır. Silindir yüzey ve iç bükey yüzey üzerinden akışta geometri ve Prandtl sayısı sabit tutulup Reynolds sayısı arttırıldığında art izi mesafelerinin azaldığı görülmüştür. İç bükey yüzey ($R_r = 1$) üzerinden akışta boyutsuz art izi mesafesi 12.02, iç bükey yüzey ($R_r = 2$) üzerinden akışta 12.25, iç bükey yüzey ($R_r = 4$) üzerinden akışta 12.62 olarak elde edilmiştir. Dolayısıyla iç bükey yüzey üzerinden akışta dikey yöndeki eğrilik yarıçapı arttığında art izi mesafeleri de artmaktadır. Fakat iç bükey yüzey üzerinden akış durumunda Prandtl sayısı sabit tutulup Reynolds sayısı arttırıldığında art izi mesafelerinin sabit kaldığı görülmüştür.

5.6. Öneriler

Dış akış kavramı, mühendislik uygulamalarında çok sık karşılaştığımız bir durumdur. Taşıtların aerodinamik yapısı, rüzgâr türbinleri ve uçakların dizaynı gibi daha pek çok konuda dış akış önemli bir yer tutar. Dolayısıyla bu konunun üzerinde önemle durulmalıdır. Örneğin bu çalışmada eğrisel yüzeylerin dikey yöndeki eğrilik yarıçapı arttırılmıştır. Fakat ön giriş uzunluğu (blokaj oranı) sabit tutulmuştur. Daha ileriki çalışmalarda blokaj oranının değiştirilmesiyle yerel ve ortalama Nusselt sayılarının nasıl değişeceği incelenebilir. Benzer şekilde dikey yöndeki eğrilik yarıçapı sabit tutulup yatay yöndeki eğrilik yarıçapının arttırılmasıyla eğrisel yüzeyler üzerindeki akış ve ısı transferi incelenebilir. Dış akışlar için literatürde sınırlı sayıda geometri çalışılmıştır. İleride literatürde olmayan değişik geometriler çalışılarak literatüre kazandırılabilir.

6. KAYNAKLAR

- [1] **Çengel A. Y.**, 2008. Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları, Güven Bilimsel Yayınevi, İzmir.
- [2] **Hilbert von R.**, 1933. Wärmeabgabe von geheizten drahten und rohren im luftstrom, forsh. Geb. Ingenieurwes., **4**,215
- [3] **McAdams W.H.**, 1954, Heat transmission, McGraw-Hill Book Co. Inc. New York.
- [4] **Churchill S. V. and Brier J. C.**, 1955, Chem. Eng. Progr. Symposium Ser., **17**, 51 - 57
- [5] **Whitekar S.**, 1972. Forced convection heat transfer calculations for flow in pipes, past flat plates, Single cylinders and for flow in packed beds and tube bundels, AIChE, J., **16**, 361
- [6] **Zhukauskas A.**, 1972. Heat transfer from tubes in crossflow, Advances in Heat Transfer, New York, Academic Pres, **8**, 93
- [7] **Churchill S. W. and Bernstein M.**, 1977. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow, J. Heat Transfer, Trans ASME, **94**, 300
- [8] **Fand R. M.**, 1965. Heat transfer by forced convection from a cylinder to water in crossflow, Int. J. Heat and Mass Transfer, **8**, 995
- [9] **Eckert E. R. G. and Drake R. M.**, 1972. Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York.
- [10] **Pitts R. D. and Sissom L. E.**, 1977. Theory and problems of heat transfer, Schaum's Outline Series, McGraw-Hill Book Company, New York
- [11] **Xu X., Zitao Y., Yacai H., Liwu F. and Kefa C.**, 2010. A numerical study of laminar natural convective heat transfer around a horizontal cylinder inside a concentric air-filled triangular enclosure, International Journal of Heat and Mass Transfer, **53**, 345 – 355
- [12] **Shuyang C. and Yukio T.**, 2008. Flow around a circular cylinder in linear shear flows at subcritical Reynolds number, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, **96**, 1961 – 1973

- [13] **Olsson E. E. M., Ahrne L. M. and Tragardh A. C.**, 2004. Heat transfer from a slot air jet impinging on a circular cylinder, *Journal of Food Engineering*, **63**, 393 – 401
- [14] **Pietro C., Meng W., Gianluca L. and Parviz M.**, 2003. Numerical simulation of the flow around a circular cylinder at high Reynolds numbers, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **24**, 463 – 469
- [15] **Rajani B. N., Kandasamy A. and Sekhar M.**, 2009. Numerical simulation of laminar flow past a circular cylinder, *Applied Mathematical Modelling*, **33**, 1228 – 1247
- [16] **Mohammed H. A. and Salman Y. K.**, 2007. Experimental investigation of mixed convection heat transfer for thermally developing flow in a horizontal circular cylinder, *Applied Thermal Engineering*, **27**, 1522 – 1533
- [17] **Claudio C., Massimo C. and Emanuele H.**, 2006. Free convection heat transfer from a horizontal cylinder affected by a downstream parallel cylinder of different diameter, *International Journal of Thermal Sciences*, **45**, 923 – 931
- [18] **Mohamed A. A., Victor S. S. C. and Darina B. M.**, 2003. Natural convection around a horizontal heated cylinder: The effects of vertical confinement, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **46**, 3661 – 3672
- [19] **Atayılmaz Ş. Ö. and Teke İ.**, 2009. Experimental and numerical study of the natural convection from a heated horizontal cylinder, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **36**, 731 – 738
- [20] **Chouikh R., Guizani A. and Maalej M.**, 1999. Numerical study of the laminar natural convection flow around an array of two horizontal isothermal cylinders, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **26**, 329 - 338,
- [21] **Zou L.**, 2008. Large-eddy simulation of flow around cylinder arrays at a subcritical Reynolds number, *Journal of Hydrodynamics*, **20**, 403 – 413
- [22] **Yoon H. S., Lee J. B. and Chun H. H.**, A numerical study on the fluid flow and heat transfer around a circular cylinder near a moving wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 3507 – 3520

- [23] **Gheorghe J.**, 2007. A numerical study of momentum and forced convection heat transfer around two tandem circular cylinders at low Reynolds numbers. Part I: Momentum transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 3788 – 3798
- [24] **Gheorghe J.**, 2007. A numerical study of momentum and forced convection heat transfer around two tandem circular cylinders at low Reynolds numbers. Part II: Forced convection heat transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 3799 – 3808
- [25] **Muk C. O., Torbjorn U., Lars E. H., Dag M. and Bjornar P.**, 2009. Numerical simulation of flow around a smooth circular cylinder at very high Reynolds numbers, *Marine Structures* **22**, 142 – 153
- [26] **Sanitjai S. and Goldstein R. J.**, 2004. Forced convection heat transfer from a circular cylinder in crossflow to air and liquids, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **47**, 4795 – 4805
- [27] **Hajime N. and Tamotsu I.**, 2004. Variation of Nusselt number with flow regimes behind a circular cylinder for Reynolds numbers from 70 to 30000, (Technical Note), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, 5169 – 5173
- [28] **Vijaya K. P., Ram P. B. and Raj P. C.**, 2009. Two-dimensional unsteady flow of power law fluids over a cylinder, *Chemical Engineering Science*, **64**, 2978 – 2999
- [29] **Lei C., Cheng L. and Kavanagh K.**, 2000. A finite difference solution of the shear flow over a circular cylinder, *Ocean Engineering*, **27**, 271–290
- [30] **Barletta A., Lazzari S. and Zanchini E.**, 2003. Non-axisymmetric forced and free flow in a vertical circular duct, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **46**, 4499–4512
- [31] **Bhaskar K. and Sanjay M.**, 2006. Prediction of the critical Reynolds number for flow past a circular cylinder, *Computer Methods Applied Mechanics and Engineering*, **195**, 6046–6058
- [32] **Rajani B. N., Kandasamy A. and Majumdar S.**, 2009. Numerical simulation of laminar flow past a circular cylinder, *Applied Mathematical Modelling*, **33**, 1228–1247

- [33] **Zan S. J.**, 2008. Experiments on circular cylinders in crossflow at Reynolds numbers up to 7 million, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **96**, 880–886
- [34] **Ilyana A., Norsarahaida A. and Ioan P.**, 2008. Mixed convection boundary layer flow of a viscoelastic fluid over a horizontal circular cylinder, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, **43**, 814 – 821
- [35] **Akhilesh K. S., Chhabra R. P. and Eswaran V.**, 2009. Effects of Reynolds and Prandtl numbers on heat transfer from a square cylinder in the unsteady flow regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 839 – 850
- [36] **Barletta A. and Lazzari S.**, 2007. Combined forced and free flow in a vertical circular duct subjected to non-axisymmetric wall heating conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 4927 – 4936
- [37] **Liu K., Ma D., Sun D. and Yin X.**, 2007, Wake patterns of flow past a pair of circular cylinders in side-by-side arrangements at low Reynolds numbers, *Journal of Hydrodynamics*, **19**, 690 – 697
- [38] **Franke J. and Frank W.**, 2002. Large eddy simulation of the flow past a circular cylinder at $Re_D = 3900$, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **90**, 1191 – 1206
- [39] **Roland W. and Noam L.**, 2005. Heat transfer from a cylinder in axial turbulent flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **48**, 1505 – 1517
- [40] **Lei C., Cheng C. and Kavanagh K.**, 2001. Spanwise length effects on three-dimensional modelling of flow over a circular cylinder, *Computer Methods Applied Mechanics and Engineering*, **190**, 2909 – 2923
- [41] **Shibu S., Chhabra R. P. and Eswaran V.**, 2001. Power law fluid flow over a bundle of cylinders at intermediate Reynolds numbers, *Chemical Engineering Science*, **56**, 5545 – 5554
- [42] **Vijaysri M., Chhabra R. P. and Eswaran V.**, 1999. Power-law fluid flow across an array of infinite circular cylinders: a numerical study, *J. Non-Newtonian Fluid Mech*, **87**, 263 – 282

- [43] **Ronald D. B., Penrose C. and Ekhlassi A.**, 2002. Conjugate heat transfer measurements in a non-uniformly heated circular flow channel under flow boiling conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 1605 – 1613
- [44] **Norberg C.**, 2003. Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements, *Journal of Fluids and Structures*, **17**, 57 – 96
- [45] **Barkhordari M. and Etemad S. G.**, 2007. Numerical study of slip flow heat transfer of non-Newtonian fluids in circular microchannels, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **28**, 1027 – 1033
- [46] **Ghazanfarian J. and Nobari M. R. H.**, 2009. A numerical study of convective heat transfer from a rotating cylinder with cross-flow oscillation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 5402 – 5411
- [47] **Mamun M. M., Sreebash C. P. and Anwar M. H.**, 2009. Natural convection flow from a horizontal circular cylinder with uniform heat flux in presence of heat generation, *Applied Mathematical Modelling*, **33**, 3226 – 3236
- [48] **Bharti R. P., Chhabra R. P. and Eswaran V.**, 2007. Steady forced convection heat transfer from a heated circular cylinder to power-law fluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 977–990
- [49] **Frederic P. and Alain K.**, 2002. Effect of turbulent integral length scale on heat transfer around a circular cylinder placed cross to an air flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **26**, 455 – 460
- [50] **Rao B. K.**, 2000. Heat transfer to non-Newtonian flows over a cylinder in cross flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow* **21**, 693 – 700
- [51] **Redjem S. L, Ould R. M. and Lauriat G.**, 2007. Direct numerical simulation of turbulent heat transfer in pipe flows: Effect of Prandtl number, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **28**, 847 – 861
- [52] **Lei W. and Xi-Yun L.**, 2005. Large eddy simulation of stably stratified turbulent open channel flows with low- to high-Prandtl number, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **48**, 1883 – 1897
- [53] **David M. C., Buxuan W.**, 2000. Prandtl number effects for Marangoni convection over a flat surface, *Int. J. Therm. Sci.*, **40**, 564 – 570

- [54] **Yang N., Dimitrios V. P. and Thomas J. H.**, 1999. Use of direct numerical simulation to study the effect of Prandtl number on temperature fields, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **20**, 187 - 195
- [55] **Shin Y. C., Kazuhisa Y., Hidetoshi H., Saburo T. and Akio S.**, 2006. Numerical research on heat transfer enhancement for high Prandtl-number fluid, *Fusion Engineering and Design*, **81**, 513 – 517
- [56] **Abbassi A., Najah K. and Habib B. A.**, 2007. Prandtl-number effects on vertical buoyant jets in forced and mixed convection regimes, *Energy Conversion and Management*, **48**, 1435 – 1449
- [57] **Obot N. T., Das L., Vakili D. E. and Gren R. A.**, 1997. Effect of Prandtl number on smooth-tube heat transfer and pressure drop, *Int Comm. Heat Mass Transfer*, **24**, 889 - 896
- [58] **Kazuhiko S.**, 2007. Computation of high Prandtl number turbulent thermal fields by the analytical wall-function, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 4967 – 4974
- [59] **Nakaharai H., Takeuchi J., Yokomine T., Kunugi T., Satake S., Morley N. B. and Abdou M. A.**, 2007. The influence of a magnetic field on turbulent heat transfer of a high Prandtl number fluid, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **32**, 23 – 28
- [60] **Hong Y., Jin W. Q., Pan X. H. and Shinichi Y.**, 2005. Effect of free surface deformation on thermocapillary convection in high Prandtl number melt, *Journal of Crystal Growth*, **274**, 480 – 485
- [61] **Kawamura H., Abe H. and Matsuo Y.**, 1999. DNS of turbulent heat transfer in channel flow with respect to Reynold and Prandtl number effects, *Int. J. Heat Fluid Flow*, **20**, 196 –207
- [62] **Tricoli, V.**, 1999. Heat transfer in turbulent pipe flow revisited: similarity law for heat and momentum transport in low-Prandtl-number fluids, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **42**, 1535 – 1540
- [63] **Antonia R. A. and Kim J.**, 1991. Turbulent Prandtl number in the near-wall region of a turbulent channel Flow, *Int. J. Heat Mass Trans.*, **34 (7)**, 1905 – 1908

- [64] **Kawamura, H., Ohsaka K. and Yamamoto K.**, 1997. DNS of turbulent heat transfer in channel flow with low to medium-high Prandtl number Fluid, Proceedings of the 11th Symposium Turbulent Shear Flow, **1**, 8.7 - 8.12
- [65] **Subramanian C. S. and Antonia R. A.**, 1981. Effect of Reynolds number on a slightly heated turbulent boundary layer, Int. J. Heat Mass Trans., **24 (11)**, 1833 - 1846
- [66] **Takahashi K., Morikawa T., Harada Y. and Hattori N.**, 2001. Natural convective heat transfer in uniformly heated vertical pipe annuli, Heat Transfer – Asian Research, **30(8)**, 676 - 688
- [67] **Radziemska E. and Lewandowski W. M.**, 2001. Heat transfer by natural convection from an isothermal downward-facing round plate in unlimited space, Applied Energy, **68**, 347 - 366
- [68] **Chouikh R., Guizani A. and Maalej M.**, 1999. Numerical study of the laminar natural convection flow around an array of two horizontal isothermal cylinders, International Communications in Heat and Mass Transfer, **26(3)**, 329 - 338
- [69] **Buyruk E.**, 1999. Heat transfer and flow structures around circular cylinders in cross flow, Tr. J. of Engineering and Environmental Science, **23**, 299 - 315
- [70] **Bernd R. N. and Eckelmann H.**, 1994. A low-dimensional Galerkin method for the three dimensional flow around a circular cylinder, Phys. Fluids, 6(1), 124 – 143
- [71] **Liang C. and Papadakis G.**, 2007. Large eddy simulation of pulsating flow over a circular cylinder at subcritical Reynolds number, Computers & Fluids, 36, 299 – 312
- [72] **Sparrow E. M., Abraham J. P. and Tong J. C. K.**, 2004. Archival correlations for average heat transfer coefficients for non-circular and circular cylinders and for spheres in cross-flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, **47**, 5285–5296
- [73] **Pioro I. L., Cheng S. C., Vasic A. Z. and Salah I.**, 1999. Experimental evaluation of the limiting critical quality values in circular and non-circular flow geometries, Nuclear Engineering and Design, **190**, 317 – 339

- [74] **Pioro I. L., Cheng S. C., Groeneveld D. C., Vasic A. Z, Pinchon S. and Chen G.,** 1999. Experimental study of the effect of non-circular flow geometry on the critical heat flux, *Nuclear Engineering and Design*, **187**, 339 – 362
- [75] **Wang X. K. and Tan S. K.,** 2008. Comparison of flow patterns in the near wake of a circular cylinder and a square cylinder placed near a plane wall, *Ocean Engineering*, **35** 458 – 472
- [76] **Kim J. K., Jeon H. K. and Lee J. S.,** 2007. Wall temperature measurement and heat transfer correlation of turbulent supercritical carbon dioxide flow in vertical circular/non-circular tubes, *Nuclear Engineering and Design*, **237**, 1795 – 1802
- [77] **Dhiman A. K., Chhabra R. P. and Eswaran V.,** 2006. Steady flow of power-law fluids across a square cylinder, *Chemical Engineering Research and Design*, **84**, 300 – 310
- [78] **Kim B. S., Lee D. S., Ha M. Y. and Yoon H. S.,** 2008. A numerical study of natural convection in a square enclosure with a circular cylinder at different vertical locations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **51**, 1888 – 1906
- [79] **Akhilesh K. S., Chhabra R.P. and Eswaran V.,** 2009. Two-dimensional unsteady laminar flow of a power law fluid across a square cylinder, *J. Non-Newtonian Fluid Mech.*, **160**, 157 – 167
- [80] **Dhiman A. K.,** 2009. Heat transfer to power-law dilatant fluids in a channel with a built in square cylinder, *International Journal of Thermal Sciences*, **48**, 1552 – 1563
- [81] **Gushchin V. A., Kostomarov A. V., Matyushin P. V. and Pavlyukova E. R.,** 2002. Direct numerical simulation of the transitional separated fluid flows around a sphere and a circular cylinder, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **90**, 341 – 358
- [82] **Ozgoren M.,** 2006. Flow structure in the downstream of square and circular cylinders, *Flow Measurement and Instrumentation*, **17**, 225 – 235
- [83] **Çengel A. Y.,** 1997. *Introduction thermodynamics and heat transfer*, McGraw – Hill Companies, New York.
- [84] **Launder B. E. and Spalding D. B.,** 1972. *Lectures in mathematical models of turbulence*, Academic Pres, London.

- [85] **Launder B.E. and Spalding D.B.**, 1974. The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods In Applied Mechanics and Engineering*, **3**, 269 – 289.
- [86] **Yakhot V. and Orszag S. A.**, 1986. Renormalization group analysis of turbulence, I. Basic Theory, *J. Sci. Comput.*, **1**, 1 - 51.
- [87] **Wilcox D. C. and David C.**, 1988. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models, *AIAA Journal*, **26**, 1299 – 1310.
- [88] **Menter F. R.**, 1994. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, **32**, 1598–1605.
- [89] **ANSYS 11.0** (Academic Teaching Introductory) command References and gui.
- [90] **Versteeg, H. K. and Malalasekera W.**, 1995. An Introduction to computational fluid dynamics, Longman Group Ltd.
- [91] **Wilcox D. C.**, 1998. Turbulence modeling for CFD, DCW Industries, Inc.
- [92] **Genceli O. F.**, 2002. Çözümlü ısı taşınımı problemleri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [93] **Lim K. B., Lee C. H., Sung N. W.**, 2007. An experimental study on the characteristics of heat transfer on the turbulent around impingement jet according to the inclined angle of convex surface using the liquid crystal transient method, *Experimental thermal and fluid science*, **31**, 711 – 719
- [94] **Lee C. H., Lim K. B., Yoon Y. J., Sung N. W.**, 2007. A study of the heat transfer characteristics of turbulent round jet impinging on an inclined concave surface using liquid crystal transient method, *Experimental thermal and fluid science*, **31**, 559 – 565

**EK - 1. ÇALIŞMADA KULLANILAN AKIŞKANLARIN
TERMOFİZİKSEL ÖZELLİKLERİ [83, 92]**

Kullanılan akışkan	Akışkanların termofiziksel özellikleri (P = 1 atm)					
	ρ (kg/m ³)	C _p (kJ/kgK)	k (W/mK)	μ (Pa.s)	ν (m ² /s)	Pr
Civa	13500	1.389	8.715	$1.469 \cdot 10^{-3}$	$1.08 \cdot 10^{-7}$	0.234
Hava	1.1774	1.00057	0.02624	$1.8567 \cdot 10^{-5}$	$15.69 \cdot 10^{-6}$	0.708
NH ₃	0.6671	2.164	0.02595	$1.0525 \cdot 10^{-5}$	$15.8 \cdot 10^{-6}$	0.877
Freon	1268.9	0.9963	0.069	$2.44 \cdot 10^{-4}$	$1.92 \cdot 10^{-7}$	3.523
Etilen Glikol	1103.7	2.460	0.255	0.0107	$9.65 \cdot 10^{-6}$	103
Motor Yağı	877.9	1.951	0.145	0.255	$2.88 \cdot 10^{-4}$	3431

EK – 2. SİLİNDİR YÜZEY ÜZERİNDEN AKIŞTA FARKLI PRANDTL VE REYNOLDS SAYILARI İÇİN ELDE EDİLEN ORTALAMA NUSSELT SAYILARI

Akışkan Tipi	Pr	Re	$\overline{Nu}$
Civa	0.234	4×10^4	83.920
		7×10^4	121.100
		11×10^4	164.069
		14×10^4	193.660
		2×10^5	248.769
		3×10^5	333.729
		4×10^5	414.224
Hava	0.708	4×10^4	139.694
		7×10^4	204.170
		11×10^4	282.281
		14×10^4	338.110
		2×10^5	445.071
		3×10^5	615.670
		4×10^5	783.685
NH ₃	0.877	4×10^4	153.330
		7×10^4	224.700
		11×10^4	312.080
		14×10^4	375.015
		2×10^5	496.241
		3×10^5	691.020
		4×10^5	884.886
Freon	3.523	4×10^4	258.535
		7×10^4	384.263
		11×10^4	547.604
		14×10^4	669.460
		2×10^5	916.851
		3×10^5	1340.197
		4×10^5	1790.130
Etilen Glikol	103	4×10^4	732.637
		7×10^4	1078.628
		11×10^4	1588.296
		14×10^4	2003.104
		2×10^5	2838.053
		3×10^5	4347.930
		4×10^5	5796.962
Motor Yağı	3431	4×10^4	2413.046
		7×10^4	3509.393
		11×10^4	5111.130
		14×10^4	6387.693
		2×10^5	8876.900
		3×10^5	12853.350
		4×10^5	16777.890

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Elazığ'da doğdu. İlk, Orta ve Lise tahsilini Elazığ'da tamamladı. 2003 yılında Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümü Enerji Anabilim dalında yüksek lisansa başladı. 2004 yılında İstanbul Şişli' de bir doğalgaz firmasında proje mühendisi olarak çalıştı. 2005 yılında yüksek lisansını tamamladı. Aynı yıl Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümü Enerji Anabilim dalında doktora programına başladı. 2007 yılında Elazığ' da motor rektefiyesi yapan bir firmada makine mühendisi olarak görev yaptı. 2008 yılında Dicle Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma görevlisi olarak göreve başladı. Şu anda doktora çalışmaları nedeniyle 35. madde kapsamında Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır.