

**DAİRESEL KESİTLİ ANULAR BÖLGEDE TAM GELİŞMİŞ
TÜRBÜLANSLI AKIŞIN İNCELENMESİ**

MURAT DURAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAYIS 2010
ANKARA**

Murat DURAN tarafından hazırlanan DAİRESEL KESİTLİ ANULAR BÖLGEDE TAM GELİŞMİŞ TÜRBÜLANSLI AKIŞIN İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT

Tez danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Nevzat ONUR

.....

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT

.....

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

.....

Makina Mühendisliği, TOBB Üniversitesi

Tarih: 21 / 05 / 2010

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Murat DURAN

**DAİRESEL KESİTLİ ANULAR BÖLGEDE TAM GELİŞMİŞ
TÜRBÜLANSLI AKIŞIN İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Murat DURAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAYIS 2010**

ÖZET

Isı değıştiricilerdeki kanatçık geometrisinin ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkisi en önemli parametrelerden biridir. Yapılan çalışmada akış geometrisi ve ağ yapısı Gambit 2.4.6 paket programı kullanılarak oluşturulmuş, sayısal çözümleme ise Fluent 12.0 paket programı kullanılarak hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlandıktan sonra, ısı olarak gelişmete olan türbülanslı anular akış şartlarında, sabit 20 adet kanatçık sayısında, sadece kanatçık yüksekliği ve akışkan hızı değıştirilerek Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründeki değışim incelenmiştir. Çözümlerde akışkan olarak hava kullanılmış ve Prandtl sayısı 0.7 alınmıştır. Temel korunum denklemleri kararlı rejimde, 3 boyutlu akış şartlarında çözülmüştür. Türbülans modeli olarak k-ε Realizable modeli kullanılmıştır. Akış şartları için elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörleri değeri Reynolds sayısına bağı olarak $Nu=aRe^b$ and $f=cRe^d$ şeklinde kolerasyonlar ile ifade edilmiştir. Yapılan sayısal çözümlemede elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla uyumluluk göstermiştir. Kanatçıksız durumda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü en yüksek değeri almış, kanatçık eklenmiş durumda ise kanatçık yüksekliğinin artmasıyla Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün arttığı görülmüştür. Ayrıca Reynolds sayısının artışı Nusselt sayısında artışa sürtünme faktöründe ise azalmaya neden olmuştur.

Bilim Kodu : 914.1.065
Anahtar Kelimeler : Anular akış, türbülans, kanatçık, ısı transferi, Fluent
Sayfa Adedi : 142
Tez Yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT

**THE INVESTIGATION OF FULLY DEVELOPED TURBULENT FLOW IN
CIRCULAR ANNULAR DUCT**

(M.Sc.Thesis)

Murat DURAN

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
MAY 2010**

ABSTRACT

Effect of the fin geometry in the heat exchangers is one of the most significant parameter for the heat transfer and friction factor. In this study flow geometry and meshes designed by Gambit 2.4.6 software and numerical analysis performed in Fluent 12.0 software. The turbulent annular flow condition is assumed as hydrodynamically developed and thermally developing. The total number of fins attached on the inner wall is 20 and the effect of the fin height and fluid velocity change to the Nusselt number and friction factor is investigated. Air is used as the flow material. Basic conservation equations are solved in the steady state three dimensional flow conditions. The flow was analyzed using k- ϵ Realizable model. Obtained Nusselt numbers and friction factors for the flow are determined according to the Reynolds number correlated to $Nu=aRe^b$ and $f=cRe^d$ forms. The results obtained from numerical analysis are conformed with the experimental values from literature. In the case of not using the fins, Nusselt numbers and Darcy friction factors take the highest values. On the other hand with using fins, as the height of the fin increases the Nusselt numbers and friction factor values are increased. In addition, increase of Reynolds number brings out the decrease of friction factor and increase of Nusselt number.

Science Code : 914.1.065

Key Words : Annular flow, turbulent, fin, heat transfer, Fluent

Page Number: 142

Adviser : Assist. Prof. Dr. Oğuz TURGUT

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT'a teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR	xvii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	3
3. SAYISAL AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ VE KULLANILAN PAKET PROGRAMLARIN ÖZELLİKLERİ	8
3.1. Gambit	8
3.2. Fluent	9
3.2.1. Türbülans modelleri	11
3.2.2. Türbülans modeli seçimi	11
3.2.3. Türbülans modelleri hakkında genel bilgiler	12
4. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON	17
4.1. Giriş	17
4.2. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması	17
4.3. Temel Denklemler	19
5. SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI	29
5.1. Literatür İle Mukayese	29
5.1.1. Kanatçık yüksekliğinin $H=0$ mm olması durumunda elde edilen sonuçlar	30
5.2. Kanatçık İlave Edilmesi Durumunda Elde Edilen Sonuçlar	46

5.2.1. Kanatçık yüksekliğinin $H=4$ mm olması durumunda elde edilen sayısal sonuçlar	47
5.2.2. Kanatçık yüksekliğinin $H=6$ mm olması durumunda elde edilen sayısal sonuçlar	63
5.2.3. Kanatçık yüksekliğinin $H=8$ mm olması durumunda elde edilen sayısal sonuçlar	79
5.2.4. Kanatçık yüksekliğinin $H=10$ mm olması durumunda elde edilen sayısal sonuçlar	95
5.3. Kanatçık Yüksekliğindeki Değişimin Akış Yapısı Ve Isı Transferine Etkisinin Mukayesesi.....	111
6. SONUÇ VE TARTIŞMA	121
KAYNAKLAR	124
ÖZGEÇMİŞ	126

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 4.1. Üzerine kanatçık yerleştirilmiş anular akışlı bir borunun kesiti alınmış perspektif görünümü	18
Şekil 4.2. Sayısal çözümü yapılan kanatçıklı çift borulu ısı değıştirci boyutları.....	19
Şekil 5.1. Literatür kıyaslanmasında kullanılan akış geometrisinin boyutları	29
Şekil 5.2. $H=0$ mm olması durumunda kütleel debinin Reynolds sayısı ile değışimi	30
Şekil 5.3. $H=0$ mm olması durumunda giriş ve çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değışimi.....	30
Şekil 5.4. $H=0$ mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değışimi	31
Şekil 5.5. $H=0$ mm olması durumunda $L_2=0.74$ m'deki yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değışimi	32
Şekil 5.6. $H=0$ mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değışimi	33
Şekil 5.7. $H=0$ mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağılı değışimi	33
Şekil 5.8. $H=0$ mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısına göre değışimi	34
Şekil 5.9. $H=0$ mm'deki ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değışimi	34
Şekil 5.10. $H=0$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağılı değışimi	35
Şekil 5.11. $H=0$ mm için z-mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değışimi	36
Şekil 5.12. $H=0$ mm için (a) giriş, (b) test bölgesindeki yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağılı değışimi.....	37
Şekil 5.13. $H=0$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız (m/s) dağılımı	38
Şekil 5.14. $H=0$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık (K) dağılımı.....	39
Şekil 5.15. $H=0$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız (m/s) dağılımı	40
Şekil 5.16. $H=0$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık (K) dağılımı.....	41

Şekil 5.17. $H=0$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız (m/s) dağılımı	42
Şekil 5.18. $H=0$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık (K) dağılımı.....	43
Şekil 5.19. $H=0$ mm'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız (m/s) profillerinin görünümü	44
Şekil 5.20. $H=0$ mm'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık (K) profillerinin görünümü.....	46
Şekil 5.21. $H=4$ mm olması durumunda kütleli debinin Reynolds sayısı ile değişimi	47
Şekil 5.22. $H=4$ mm olması durumunda giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi	47
Şekil 5.23. $H=4$ mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	48
Şekil 5.24. $H=4$ mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi	48
Şekil 5.25. $H=4$ mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi	49
Şekil 5.26. $H=4$ mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi	49
Şekil 5.27. $H=4$ mm olması durumunda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	50
Şekil 5.28. $H=4$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	51
Şekil 5.29. $H=4$ mm için z-mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değişimi	51
Şekil 5.30. $H=4$ mm için (a) giriş, (b) test bölgesindeki yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi.....	52
Şekil 5.31. $H=4$ mm olması durumunda kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi	53
Şekil 5.32. $H=4$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı.....	54
Şekil 5.33. $H=4$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	55
Şekil 5.34. $H=4$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı.....	56
Şekil 5.35. $H=4$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	57

Şekil 5.36. $H=4$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı	58
Şekil 5.37. $H=4$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	59
Şekil 5.38. $H=4$ mm'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız profillerinin görünümü	60
Şekil 5.39. $H=4$ mm'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü	62
Şekil 5.40. $H=6$ mm olması durumunda kütleli debinin Reynolds sayısı ile değişimi	63
Şekil 5.41. $H=6$ mm olması durumunda giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi	63
Şekil 5.42. $H=6$ mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünü Reynolds sayısı ile değişimi	64
Şekil 5.43. $H=6$ mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi	64
Şekil 5.44. $H=6$ mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi	65
Şekil 5.45. $H=6$ mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi	65
Şekil 5.46. $H=6$ mm olması durumunda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	66
Şekil 5.47. $H=6$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	67
Şekil 5.48. $H=6$ mm için z-mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değişimi	67
Şekil 5.49. $H=6$ mm için (a) giriş, (b) test bölgesinde yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi.....	68
Şekil 5.50. $H=6$ mm olması durumunda kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi	69
Şekil 5.51. $H=6$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı	70
Şekil 5.52. $H=6$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	71
Şekil 5.53. $H=6$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı	72
Şekil 5.54. $H=6$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	73

Şekil 5.55. $H=6$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı	74
Şekil 5.56. $H=6$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	75
Şekil 5.57. $H=6$ mm'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız profillerinin görünümü	76
Şekil 5.58. $H=6$ mm'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü	78
Şekil 5.59. $H=8$ mm olması durumunda kütleel debinin Reynolds sayısı ile değişimi	79
Şekil 5.60. $H=8$ mm olması durumunda giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi	79
Şekil 5.61. $H=8$ mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	80
Şekil 5.62. $H=8$ mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi	80
Şekil 5.63. $H=8$ mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi	81
Şekil 5.64. $H=8$ mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi	81
Şekil 5.65. $H=8$ mm olması durumunda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	82
Şekil 5.66. $H=8$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	83
Şekil 5.67. $H=8$ mm için z-mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değişimi	83
Şekil 5.68. $H=8$ mm için yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı akış boyunca değişimi	84
Şekil 5.69. $H=8$ mm olması durumunda kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi	85
Şekil 5.70. $H=8$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı	86
Şekil 5.71. $H=8$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	87
Şekil 5.72. $H=8$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı	88
Şekil 5.73. $H=8$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	89

Şekil 5.74. $H=8$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı.....	90
Şekil 5.75. $H=8$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	91
Şekil 5.76. $H=8$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız profillerinin görünümü	92
Şekil 5.77. $H=8$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü	94
Şekil 5.78. $H=10$ mm olması durumunda kütleel debinin Reynolds sayısı ile değişimi	95
Şekil 5.79. $H=10$ mm olması durumunda giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi	95
Şekil 5.80. $H=10$ mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	96
Şekil 5.81. $H=10$ mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi	96
Şekil 5.82. $H=10$ mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi	97
Şekil 5.83. $H=10$ mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi	97
Şekil 5.84. $H=10$ mm olması durumunda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	98
Şekil 5.85. $H=10$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	99
Şekil 5.86. $H=10$ mm için z-mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değişimi	99
Şekil 5.87. $H=10$ mm için (a) giriş, (b) test bölgesindeki yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi.....	100
Şekil 5.88. $H=10$ mm olması durumunda kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi	101
Şekil 5.89. $H=10$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı.....	102
Şekil 5.90. $H=10$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı	103
Şekil 5.91. $H=10$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı.....	104
Şekil 5.92. $H=10$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı.....	105

Şekil 5.93. $H=10$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı	106
Şekil 5.94. $H=10$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı.....	107
Şekil 5.95. $H=10$ mm'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız profillerinin görünümü.....	108
Şekil 5.96. $H=10$ mm'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü.....	110
Şekil 5.97. Kanatçık ilavesi ile ısı transfer yüzey alanı ve hidrolik çapın değişimi	111
Şekil 5.98. H yüksekliğine bağlı kütsel debinin Reynolds sayısı ile değişimi....	111
Şekil 5.99. H yüksekliğine bağlı giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi	112
Şekil 5.100. H yüksekliğine bağlı ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	112
Şekil 5.101. H yüksekliğine bağlı akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi.....	114
Şekil 5.102. H yüksekliğine bağlı gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi.....	114
Şekil 5.103. $H=4$ mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	115
Şekil 5.104. H yüksekliğine bağlı ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	115
Şekil 5.105. (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değerinde değişken H değerleri için yerel Nusselt sayısının akış eksen (z) boyunca değişimi.....	117
Şekil 5.106. Reynolds sayısının (a) 10000 ve (b) 50000 değeri için değişken H yüksekliğinde yerel Darcy sürtünme faktörünün giriş bölgesinde akış eksen (z) boyunca değişimi	118
Şekil 5.107. H yüksekliğine bağlı kanatçık veriminin Reynolds sayısı ile değişimi.....	119
Şekil 5.108. H yüksekliğindeki kanatçıklı akışa ait ısı transfer miktarının kanatçıksız durumdaki ısı transfer miktarına oranının Reynolds sayısı ile değişimi.....	120
Şekil 5.109. H yüksekliğindeki kanatçıklı akışa ait ortalama Nusselt sayısının kanatçıksız durumdaki ortalama Nusselt sayısına oranının Reynolds sayısı ile değişimi	120

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
a, b, c, d	Korelasyon katsayıları
A	Akış kesit alanı, (m^2)
A_s	Toplam ısı transfer alanı, (m^2)
A₀, A_s	Sabitler
C_d	Yerel Darcy Sürtünme faktörü
C_p	Sabit basınçta özgül ısı, (kJ/kgK)
C₁, C₂	Sabitler
D	İç borunun dış çapı, (m)
D_h	Hidrolik çap, (m)
D₂	Dış borunun iç çapı, (m)
f	Kanatçiksız durumda ortalama Darcy sürtünme faktörü
f_H	Kanatçıklı durumda ortalama Darcy sürtünme faktörü
G_k	Türlülans kinetik enerji üretimi, (kg/ms^3)
H	Kanatçık yüksekliği, (m)
h	Yüzeyden havaya olan ısı transfer katsayısı, (W/m^2K)
I_ç	Akışkanın geçtiği kesitteki ıslak çevre, (m)
k	Isı iletim katsayısı, (W/mK)
k	Türlülans kinetik enerji, (m^2/s^2)
k_{eff}	Efektif ısı iletim katsayısı, (W/mK)
L₁	Giriş bölgesi uzunluğu, (m)
L₂	Test bölgesi uzunluğu, (m)
$\dot{m}$	Kütlesel debi, (kg/s)
Nu	Ortalama Nusselt sayısı

Simgeler	Açıklamalar
Nu_m	z-mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısı
Nu_H	H yüksekliğindeki kanatçık ilavesi ile elde edilen ortalama Nusselt sayısı
Nu_z	Yerel Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Pr_t	Türbülans Prandtl sayısı
P	Basınç, (Pa)
Q	Akışkana olan ısı transfer miktarı, (kJ/s)
Q_H	H yüksekliğindeki kanatçık ilavesi ile gerçekleşen toplam ısı transfer miktarı, (W)
q_z''	z-mesafesindeki ısı akısı, (W/m ²)
Re	Reynolds sayısı
S	Ortalama uzama oranı katsayısı
T	Sıcaklık, (K)
T_b	z-mesafesindeki ortalama akışkan sıcaklığı, (K)
$T_ç$	Çıkan havanın sıcaklığı, (K)
T_g	Giren havanın sıcaklığı, (K)
T_w	İç borunun yüzey sıcaklığı, (K)
t	Kanatçık genişliği, (m)
u	Hız bileşeni, (m/s)
V	Havanın giriş hızı, (m/s)
V_z	z-mesafesindeki ortalama akışkan hızı, (m/s)
U_x	Akışkanın x-yönündeki hızı, (m/s)
U_y	Akışkanın y-yönündeki hızı, (m/s)
U_z	Akışkanın z-yönündeki hızı, (m/s)
x, y, z	Koordinat sistemindeki boyut bileşeni, (m)
ρ	Yoğunluk, (kg/m ³)
μ_{ij}	Kinematik viskozite, (Ns/m ²)
$\bar{\mu}_{ij}$	Türbülans viskozitesi, (Ns/m ²)
ε	Türbülans yayılım oranı, (m ² /s ³)

$\overline{\sigma_k}, \overline{\sigma_\varepsilon}$	k ve ε için türbülans Prandtl sayıları
ΔT_{ln}	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı, (K)
ΔP	Basınç farkı, (Pa)
$\tau_{w,z}$	Eksenel yönde z mesafesindeki kayma gerilmesi, (N/m ²)
$(\rho u_i u_j)$	Reynolds gerilimi, (kg/ms ²)

İndisler	Açıklamalar
ϕ	Çıkış
g	Giriş
i, j	x, y yönleri
w	Duvar
z	z-ekseni

1. GİRİŞ

Isı transferini artırmak için kullanılan tekniklerden bir tanesi akışın olduğu yüzey üzerine farklı yön ve boyutlarda kanatçık yerleştirilmesidir. Bu tür kanatçıklı sistemler endüstride geniş kullanım alanlarına sahiptir. Nükleer reaktörler, güç santralleri, otomotiv veya elektronik ekipmanlar gibi sistemlerin düzgün ve güvenli bir şekilde çalışabilmesi için ısıнын hızlı ve efektif biçimde çevreye transfer edilmesi gereken yerlerde, ayrıca proseslerden kaynaklanan atık ısıнын yada kullanılmak maksadı ile üretilen ısıнын en az kayıp ile iletilmesi maksadı ile kullanılırlar.

Enerjinin kesintisiz, güvenilir kaynaklardan ve ucuz temini olmazsa olmaz bir ön gerekliliktir. Uluslararası Enerji Ajansı tarafından yapılan çalışmalar küresel enerji talebinin 2030 yılına kadar yıllık 1,7 artışla yaklaşık %60 oranında artacağını ortaya koymaktadır. Dünyadaki mevcut enerji kaynaklarına ısıpatlanmış rezervleri ve yıllık tüketim miktarları açısından bakıldığında yapılan hesaplamalara göre, dünya fosil enerji kaynaklarından petrolün 2050, doğal gazın 2070, kömür rezervlerinin de 2150 yılında tükeneyeceği tahminleri yapılmaktadır. Dünya enerji tüketiminin yaklaşık % 75'ini oluşturan bu kaynakların kısa sürede bitme olasılığı bu enerji kaynakları yerine alternatif olabilecek yeni kaynaklar bulunmasını, enerjiyi verimli kullanmayı ve iletmeyi zorunlu kılmaktadır. Buradan yola çıkarak insan yaşamı için kısıtlı ve değerli olan enerji kaynaklarından üretilen ısı enerjisinin kullanılacaksa prosesin diğer kısımlarına en verimli şekilde iletimi yada endüstriyel ekipmanlara zarar verecekse bünyeden uzaklaştırılmasında kanatçık tasarım ve optimizasyonu önemli bir çalışma konusudur.

Herhangi bir ısı taşınım problemini tanımlamanın ilk adımı, akışın laminar ya da türbülanslı olup olmadığının belirlenmesidir. Yüzey sürtünmeleri ve ısı taşınımı bu şartların varlığına bağlıdır. Laminar ve türbülanslı akış şartları arasında oldukça büyük farklar bulunmaktadır. Laminar akış şartında akışkan hareketi oldukça düzenlidir ve parçacıkların hareket alanı boyunca akım çizgilerini belirlemek mümkündür. Türbülanslı akış çok sayıda akışkan parçacığının gelişi güzel, üç

boyutlu hareketiyle ve dalgalanma hızlarıyla karakterize edilmektedir. Bu dalgalanmalar momentum ve enerji transferlerini artırır ve böylece taşınım meydana gelen ısı transferi yüzey sürtünmelerinin artmasına neden olur. Türbülanslı akış tipinde sınır tabaka boyunca üç farklı bölge görülür. Laminer alt tabakadaki taşınımda difüzyon etkilidir ve hız profili lineere yakındır. Bunun bitişiğinde difüzyon ve türbülans karışımının olduğu bir ara tabakayla karşılaşılır ve daha üst kısımlarda ise taşınımda türbülans karışımlarının baskın olduğu türbülanslı bölge görülür.

Yapılan bu çalışmada anular kesitli bir boruda hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan türbülanslı akış şartlarında iç borunun dış kısmına yerleştirilen farklı yükseklikteki kanatçıkların ve kanatçıksız durumun akışkan olarak hava kullanılması durumunda akışkan hızının değişimi ile ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkileri sayısal incelenmiştir. Burada çalışma iki ayrı kısımda ele alınmıştır. Birinci kısım giriş bölgesi olarak adlandırılmış, ikinci kısım ise test bölgesi olarak adlandırılmıştır. Birinci kısımdaki geometrik şartlar her bir değişim için ikinci kısım ile aynı olacak şekilde tasarlanmıştır. Burada amaç, akışkanın birinci kısımdan geçirilerek hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlandıktan sonra ikinci kısma girmesidir. Bundan sonra ikinci kısma yani test bölgesine giren akışkan artık ısı olarak gelişmeye başlamaktadır. Giriş bölgesinde akış hidrodinamik olarak gelişmekte olan bir akış, test bölgesindeki akış ise hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak ise gelişmekte olan bir akıştır.

Sayısal çalışma Reynolds sayısının 10000-50000 arasındaki değerleri için gerçekleştirilmiştir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ayrı ayrı denklemler olarak ele alınmış ve Realizable k- ϵ türbülans modeli ile birlikte Fluent 12.0 paket programı kullanılarak çalışma sonucunda ortalama ve yerel Nusselt sayısı ile Darcy sürtünme faktörü değerleri bulunmuştur. Ayrıca akış alanındaki hız ve sıcaklık değişimleri incelenmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Literatürde kanal içerisindeki laminar ve türbülanslı akışlar için çeşitli deneysel ve nümerik birçok çalışma mevcuttur. Bunlardan bazıları kısaca aşağıda sunulmuştur.

Braga ve Saboya (1999), içerisinde uzunlamasına kanatçıklar bulunan türbülanslı anular bir akışta Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini gösteren deneysel bir çalışma yapmışlardır. Akışın hidrodinamik açıdan gelişmiş ve ısı olarak gelişmekte olduğu bu çalışmada önce kanatçıksız olarak düz bir anular bölge için sonuçlar elde edilmiş daha sonra içerisine kanatçık ilave edilerek sabit yüzey sıcaklığında akıştaki değişim incelenmiştir [1].

Patankar, Ivanovic ve Sparrow (1979), içerisinde uzunlamasına kanatçıklar bulunan tam gelişmiş türbülanslı bir akıştaki kanatçık etkisini incelemişlerdir. Akışkan olarak hava kullanmışlardır. Yapmış oldukları çalışmada farklı akışkan hızlarında ve sabit yüzey sıcaklığında sürtünme faktörünü ve ortalama Nusselt sayısını hesaplamışlardır [2].

Wang, Lin ve Zeng (2009), yapmış oldukları çalışmada dış yüzeyi sabit sıcaklıktaki türbülanslı anular bir akışta kanatçıkların ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir. Üç farklı kanatçık tipinin kullanıldığı bu çalışmada kanatçık yapılarının performansı değerlendirilmiştir. FLUENT'te çözümü yapılan problemde türbülans modeli olarak Realizable k- ϵ seçilmiştir. Farklı Reynolds sayılarında elde ettikleri Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerini Reynolds sayısına bağlı kolerasyonlar şeklinde ifade etmişlerdir [3].

Tang, Zeng ve Wang (2009), yapmış oldukları çalışmada spiral, düz yerleştirilmiş, yarıklı, üçgen kanatlı boylamsal sarımlı ve bunların karması olacak şekilde beş farklı kanatçık tipinde Reynolds sayısının 4000 ila 10000 arasındaki değerlerinde oluşan ısı transferi ve sürtünme faktörü değerlerini incelemişlerdir. Spiral tip kanatçıklarla ısı transferinin daha çok gerçekleştiği ancak basıncında daha çok düştüğü sonucunu elde etmişlerdir. Ayrıca karışık yerleştirilmiş kanatçıklı yapıda elde edilen performansın

boylamsal sarımlı üçgen kanatçıklı yapıdan daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır, ve ayrıca yarık tip kanatçıklı durumun yüksek Reynolds sayılarında iyi ısı transfer performansı gösterdiği sonucuna varmışlardır [4].

Naphon (2006), yapmış olduğu çalışmada ısı transfer karakteristiklerinin ve dairesel kanatların kanat verimlerinin teorik sonuçlarını incelemiştir. Dairesel kanatlar kuru, kısmen kuru ve tamamı ıslak yüzey durumlarda ele alınmıştır. Enerjinin ve kütlenin korunumu kanunu temelinde geliştirilmiş ve çözülmüş matematiksel modeller kanat boyunca meydana gelen sıcaklık dağılımındaki farklılık sonlu farklar yöntemiyle çözülmüştür. Çalışılan akışkanın ve kanat boyutlarının ısı transferine etkileri araştırılmıştır [5].

Shim, Soliman ve Sims (2000), yapmış oldukları çalışmada tam gelişmiş türbülanslı akışta farklı uzunluktaki kanatçıkların ısı transferine etkilerini analitik olarak formüle etmişlerdir. Bu model katı ve sıvılarda kanatçık kalınlığının ve sıklığının etkisini incelemektedir. Sonuçlar sonlu elemanlar metodu kullanılarak elde edilmiştir. Bulunan veriler deneysel sonuçlarla mukayese edilmiş ve uyumluluk gösterdiği gözlemlenmiştir [6].

Fabbri (1998), yapmış olduğu çalışmada laminar akış şartlarında ısı transferini arttırmak için içten kanatçıklı boruların optimum geometrisini incelemiştir. Tipik içten kanatçıklı borudaki hız ve sıcaklık dağılımı sonlu elemanlar metoduyla ele alınmış ve genel bir ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. Kanatçıklar boru uzunluğunun her birimindeki ısı transferine yada mümkün olan en yüksek yüzey ağırlığına ve verilen hidrolik dirence göre optimize edilmiştir. Sonuç olarak optimum kanatçık profili genetik algoritma metoduyla farklı durumlar için elde edilmiştir [7].

Fabbri (1999), yapmış olduğu bir diğer çalışmada laminar akış şartlarında içten asimetric kanatçıklı boruların geometrisinin optimizasyonunun ısı transferine etkisi problemini incelemiştir. Tipik içten kanatlı borudaki hız ve sıcaklık dağılımı sonlu elemanlar metoduyla ele alınmış ve global bir ısı transfer katsayısı, eşdeğer bir Nusselt sayısı ve kıyaslanmış faydalılıklar hesaplanmıştır [8].

Fabbri (2004), viskoz kayıpların kanatçıklı boruda laminar akışta zorlanmış ısı akısı şartlarından ısı transferine etkisini araştırmıştır. Özellikle optimum kanatçıklı borularda viskoz kayıplardan kaynaklanan değişimi incelemiştir. Çözümü sonlu elemanlar methoduyla yapmıştır. Çalışma sonucunda genel bir ısı transfer katsayısı hesaplamıştır. Kanatçıkları her birim uzunluğundaki ısı transfer miktarına, farklı viskoz kayıplardaki hidrolik dirence göre optimize etmiştir. Son olarak belirlenen optimum geometrilerde farklı şartlarda viskoz kayıplar analiz edilmiştir [9].

Alam ve Ghoshdastidar (2002), yapmış oldukları bu çalışmada sonlu elemanlar metoduna dayandırılarak yapılmış simülasyonla, boru içine uzunlamasına yerleştirilmiş özdeş dört adet konik geometrili kanatçığın laminar akışla ısı transferini incelemişlerdir. Boru sabit ısı akısına maruz kalmaktadır. Sıcaklık ve ısı iletkenliği hesaplamalarda dikkate alınmıştır. Akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısıl olarak gelişmemiş olduğu kabul edilmiştir. Akışkan için momentum ve enerji denklemleri kanatçıklı ve kanatçıksız olarak aynı anda ve tekrarlanarak çözülmüştür. Eksenel yönde her mesafe için akışa ait hız ve sıcaklık verilerinin kanatçık etkinliği ve sürtünme faktörüne etkileri araştırılmıştır [10].

Saad, Sayed, Mohamed ve Mohamed (1997), yapmış oldukları bu deneysel çalışmada içerisine kanatçık yerleştirilmiş türbülanslı bir akışa ait basınç düşüşü verilerini araştırmışlardır. Borular akış yönünde uzunlamasına birbirleriyle çakışmayacak şekilde kanatçıklarla donatılmıştır. İki farklı kanatçık geometrisi ele almışlardır. Akışkan olarak hava kullanılmış, Pr sayısı 0.7 ve Reynolds sayısının $5000 < Re < 50000$ aralığındaki değerlerinde hidrolik çapa bağlı olarak veriler test edilmiştir. Test edilen tüm geometrik şartlarda simetrik sınır boyunca hız profilleri incelenmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki periyodik tam gelişmiş akış rejimlerinde borunun basınç düşüşü akış boyunca devam eden, içten dizayn edilmiş kanatçıklara oranla daha yüksek, çakışmayacak şekilde dizayn edilenden ise daha düşüktür [11].

Kumar (1997), anular bölgede yapmış olduğu bu çalışmada ısı transferi ve akış bölgesi için Rayleigh sayısının 1000 ile 1000000 değerleri arasında, farklı yarıçap ve kanatçık oranlarında kanatçık kalınlığı ve kanatçık kalınlık açısına ait veriler elde

etmiştir. Kanat oranı ve yarıçap oranının artmasının ısı transfer oranını arttırdığı tespit edilmiştir. Aynı zamanda ısı transfer oranı, en boy oranının ve kanatçık kalınlık açısını artmasıyla düşmektedir. Maksimum Nusselt sayısı ve optimum kanatçık sayısı bu parametreler ışığında elde edilmiştir [12].

Park ve Ligrani (2005), yapmış oldukları çalışmada bir kanalda 7 ayrı çukurluklu yüzeyin ısı transfer ve akış karakteristiklerini Fluent 6.1.18 versiyonunu kullanarak elde etmişlerdir. Türbülans modeli olarak $k-\epsilon$ Realizable model kullanılmıştır. Akış boyunca 7 farklı yüzey kullanılmıştır; bunlar, küresel, yanal silindir, silindir, sıralı üçgen, ters sıralı üçgen, kademeli üçgen ve ters kademeli üçgen geometrisindedir. Sonuçlar her üç üçgen profiller için merkeze yerleştirildiğinde dalgalanmaya neden olduğu ve kanat kenarları boyunca girdap etkisinin devam ettiğini ortaya koymuştur. Bu ise momentumun ve ısı transferi için yayılma gücünün artması anlamı taşımaktadır. Küresel biçimdeki kanatçıklarda ise kuvvetli ani ikincil akışlar ve karışık girdap çiftleri ortaya çıkmaktadır. Diğer dört üçgen tipli profiller için sadece bir adet girdap akışı gözlemlenmiştir. Tüm durumlar için momentum ve ısı transferi yayılma gücünün arttığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte yüksek ısı transferi artışları ve gerek lokal ve gerekse genel momentum ile ısı transferinin ve girdap yayılma artışlarının küresel ve yanal küresel profilde daha fazla artış gösterdiği görülmüştür [13].

Yu ve Tao (2004), akışkan olarak hava kullanarak yapmış oldukları çalışmada kararlı rejimde, akışın tam gelişmiş olduğu durumda içerisine eklenmiş zigzaglı kanatçık geometrisine sahip anular bölgede ısı transferi ve basınç düşüşü hesaplanmıştır. 5 farklı kanatçık adedinde çalışılmıştır. Tam gelişmiş akışa ait sürtünme faktörleri ve Nusselt sayıları elde edilmiştir [14].

Luo, Leung ve Chan (2004), yapmış oldukları çalışmada, iç yüzeyinde karesel parçacıklar bulunan eşkenar üçgen kesitli kanal içerisinde zorlanmış akış ve sürtünme karakteristiklerini incelemişlerdir. Çalışmada, türbülanslı akış şartlarında kanal iç yüzeyine konan parçacık boyunun ve parçacıklar arası mesafenin ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkisi araştırılmıştır. Çalışmada, 4000 ve 23000

arasında Reynolds sayıları arasında akış ortamı oluşturulmuştur. Sonuç olarak kanal içindeki sürtünmenin parçacık yüksekliği ile doğrusal orantılı olarak arttığı ve maksimum sürtünme faktörünün parçacıklar arası mesafenin 7,22 mm iken elde edildiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca, çalışma sonucunda ortalama Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü Reynolds sayısı ve parçacık yüksekliği ile parçacıklar arası mesafeye göre veren bir boyutsuz bir ifade elde edilmiştir [15].

Luo, Leung ve Chan (2004), yapmış oldukları bir başka çalışmada deneysel çalışmada tam gelişmiş türbülanslı akış şartlarında hava soğutmalı yatay eşkenar üçgen kanallı iç yüzeyine eşit mesafelerde (57 mm) karesel parçacıklar konularak oluşturulan kanalın parçacık yüksekliğinin ısı transferine etkisi üzerinde çalışmışlardır. Kanal ve parçacıklar alüminyumdan imal edilmişlerdir. Çalışmada Reynolds sayıları 4000 ile 23000 arası değerler oluşturulacak şekilde akış seçilmiştir. 5 mm, 6 mm, 7 mm, 7,9 mm ve 9 mm boyutlarında parçacıklar deneylerde kullanılmıştır. Deneyler sonucunda üçgen kesitli kanallar boyunca parçacık boyutuna bağlı olarak basınç düşmesinin doğrusal bir ilişki ile arttığı gözlenmiştir. Diğer taraftan deney sonunda akış için ortalama Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü parçacıklı iç yüzeye göre verebilen bir boyutsuz ifade elde edilmiştir [16].

Amro, Weigand, Poser ve Schnieder (2007), yaptıkları çalışmada, gaz türbini kanatlarının soğutulmasında kullanılan üçgen kesitli kanalların içinde bulunan parçacıkların soğutma performansına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak 45°'lik parçacık ile yapılan çalışmada maksimum ısı transferi katsayısı elde edilmiştir [17].

3. SAYISAL AKIŞKANLAR DİNAMIĞI YÖNTEMİ VE KULLANILAN PAKET PROGRAMLARIN ÖZELLİKLERİ

Genel olarak teknik problemlerin çözümünde analitik, deneysel ve sayısal yöntemlerden biri uygulanır. Deneysel metot güvenilir sonuç vermesine karşın pahalı ve zaman alıcıdır. Analitik yöntem ile sadece lineer problemler çözülebilir. Analitik olarak çözümü yapılamayan problemler iteratif olarak bilgisayar yardımı ile sayısal olarak çözülebilir. Bu çalışmada akış ve sıcaklık alanının sayısal olarak hesaplanmasında, sonlu hacimler yöntemini kullanarak akış ve ısı transferi problemlerini çözebilen, Fluent paket programı kullanılmıştır. Çözümde SIMPLE algoritması kullanılmıştır.

Sayısal çözüm yöntemleriyle problem çözülürken çözüm o alan içinde sonlu sayıda nokta için elde edilir. Sonucun güvenilirliğini artırmak için çözüm elde edilen nokta sayısı artırılır. Bu da bilgisayar kapasitesine bağlıdır. Çözümün ağ sayısından bağımsız olduğunu göstermek için çözüm farklı ağ sayıları için yapılır ve optimum ağ sayısı belirlenir. Fiziksel modelin ağ yapısı Gambit 2.4.6 programında oluşturulmuştur.

3.1. Gambit

Gambit, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizinde kullanılabilen genel amaçlı bir ön işlemcidir. HAD analizinin üzerinde en fazla vakit harcanan kısmı olan model hazırlama ve sayısal ağ oluşturma işlemlerini bünyesinde barındırdığı araçların da yardımıyla kolaylaştırma ve hızlandırmayı amaçlayan bir yazılımdır. Gambit sunduğu araçlarla kullanıcıya çözüm için gerekli ilk şart olan sayısal ağa sahip olma imkanı tanır. Sahip olduğu katı modelleme araçları sayesinde hem orta derecede karmaşık geometrilerin oluşturulmasına hem de gelişmiş geometri alım kapasitesi sayesinde UNIGRAPHICS, I-DEAS, Pro/ENGINEER, CATIA ve SOLIDWORKS gibi katı modelleme programlarından model alımına olanak tanıyarak kullanıcıya büyük bir esneklik sağlar. Ayrıca kendisine ait ‘sanal geometri’ kavramıyla dışarıdan alınmış modellerdeki en büyük sorun olan geometri

temizleme işlemini kolaylaştırarak sayısal ağ oluşumuna uygun modellerin elde edilmesine olanak sağlar.

Gambit iki boyutta dörtgen ve üçgen elemanların, üç boyutta ise altı yüzlü, dört yüzlü ve geçiş elemanları olarak kama tipi ve piramit tipi elemanların kullanımına izin vererek istenilen tipteki sayısal ağın basit ve hızlı bir şekilde oluşturulmasına imkan verir.

3.2. Fluent

Fluent sıkıştırılmaz ve sıkıştırılabilir akışlar için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki HAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen Fluent, en ileri teknolojiye sahip ticari Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı olarak kullanıcılarının problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır.

Fluent genel amaçlı bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı olarak otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbomakine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler v.b.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcıya birbirinden farklı birçok probleme aynı ara yüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar.

Fluent sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminar, geçişsel ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek AR-GE bölümlerinin tasarım esnasında kullandığı bir programdır.

Genel modelleme yetenekleri

Fluent'in genel modelleme yetenekleri şu şekildedir.

- 2 boyutlu düzlemsel, 2 boyutlu eksenel simetrik, 2 boyutlu döngülü eksenel simetrik (dönel simetrik) ve 3 boyutlu akışlar,
- Sabit rejim veya geçici rejim akışları,
- Bütün hız rejimleri,
- Laminer, geçiş veya türbülanslı akışlar,
- Newtonsal ve Newtonsal olmayan akışlar,
- Zorlamalı, doğal, karışık konveksiyon, konjuge ısı transferi ve radyasyon,
- Homojen ve heterojen yanma modellerini ve yüzey tepkime modellerini de içeren kimyasal türler karışımı ve tepkimesi modelleri,
- Gaz-sıvı, gaz-katı ve sıvı-katı akışlar için serbest yüzey ve çok fazlı akış modelleri,
- Erime/katılaşma uygulamaları için faz değişikliği modeli,
- İzotopik olmayan geçirgenlik, ilk direnç, katı ısı iletimi ve gözenekli yüzey basınç zıplaması modelleriyle gözenekli ortam,
- Fanlar, pompalar, radyatörler ve ısı değiştirgeçleri için modeller,
- Kütle, momentum, ısı ve kimyasal türler için hacimsel kaynaklar.

Sınır koşulları

Fluent paket programının kullandığı sınır şartları şu şekildedir.

- Çoklu akış giriş/çıkışları,
- Yansıtmayan sınır koşulları,
- Kütle debisi çıkışları,
- Giriş/çıkış fanları,
- Duvar sınır koşulları,
- Simetri ve eksen sınır koşulları,
- Ötelemeli veya dönel periyodik sınır koşulları,
- Kütle debisi belirtilmiş periyodik sınır koşulları,
- Basınç kaybı belirtilmiş periyodik sınır koşulları.

3.2.1. Türbülans modelleri

Türbülanslı akış yükselip-azalan hızlarla tanımlanır. Bu yükselip azalmalar momentum enerji gibi taşınım niceliklerinin oldukça inişli çıkışlı olmalarına sebep olur. Bu yükselme ve azalmalar oldukça küçük ölçekli ve yüksek frekanslı oldukları için pratik mühendislik hesaplamalarında direkt olarak simule etmek nümerik olarak çok zordur. Bunun yerine bu küçük ölçümleri kaldırmak, nümerik olarak çözümün daha az zor olduğu değiştirilmiş eşitlikleri elde etmek için ana eşitlikler manipüle edilir. Bununla birlikte modifiye edilen eşitlikler bilinmeyen değişkenler içerebilirler ve bu değişkenleri bilinen nicelik terimleri olarak elde etmek için türbülans modelleri gerekir [18].

Fluent aşağıdaki türbülans modellerinin kullanımını sağlar;

1. Spalart-Allmaras Modeli,
2. k- ϵ Modelleri,
 - Standart k- ϵ Modeli,
 - Renormalization- Group (RNG) k- ϵ Modeli,
 - Realizable k- ϵ Modeli,
3. k- ω Modelleri,
 - Standart k- ω Modeli,
 - Kayma Gerilmesi Transport (SST) k- ω Modeli,
4. $u^2 - f$ Modeli,
5. Reynolds Gerilim Modeli (RSM),
6. Large Eddy Simulation (LES) modeli,
7. Ayrılmış Eddy Simülasyon Modeli DES modeli.

3.2.2. Türbülans modeli seçimi

Problem sınıflarının hepsinde tek bir türbülans modelinin seçilememesi şansız bir gerçektir. Türbülans modelinin seçilmesi çevrelenen akışkan fiziği, problemin özel

sınıfı için kurulan pratik, gereken doğruluğun seviyesi, mümkün olan sayısal kaynaklar, simülasyon için mümkün zaman miktarı gibi durumlara bağlıdır. Uygulamalarda en uygun modeli seçmek için çeşitli seçeneklerin limitlerini ve yeteneklerini anlamak gerekir. Bu kısımda kategori olarak özel bir uygulama için hangi modelin en iyi olduğunu belirtmek olanaksız olmasına rağmen modellemek istediğimiz akışın uygun türbülans modelini seçmede genel ana noktalar sunulmuştur.

3.2.3. Türbülans modelleri hakkında genel bilgiler

Spalart-Allmaras modeli

Spalart-Allmaras modeli oldukça basit bir denklemdir. Modellenmiş transport denklemini kinematik edi viskozitesi için çözer. Lokal kayma tabaka kalınlığıyla ilgili olan ve uzunluk ölçümünü hesaplamaya gerek olmayan oldukça yeni bir denklem modelleme sınıfını dahil eder. Spalart-Allmaras modeli duvar sınır akışlarını içeren uzay uygulamaları için tasarlanmıştır ve zıt basınçlı gradyanlarına uğrayan sınır tabakalar için iyi sonuçlar verir. Turbo makine uygulamaları için ayrıca popülerite kazanmaktadır.

Orijinal formda Spalart-Allmaras modeli etkin olarak sınır tabakanın viskoz etkili bölgesinin çözülmesi gereken düşük Reynolds sayılarında kullanılan bir modeldir. Bununla birlikte Spalart-Allmaras model ağ çözünürlüğü yeterince iyi olmadığı zaman duvar fonksiyonlarını yerine getirir. Spalart-Allmaras halen oldukça yeni bir modeldir kompleks bütün mühendislik akışları için uygunluğu iddia edilemez.

Standart k-ε Modeli

İki denklem modelidir. Fluent'teki standart k-ε modeli Launder ve Spalding [18] tarafından kurulan pratik mühendislik hesaplarının temelini oluşturur. Geniş kapsamdaki türbülans akışlar için sağlamlığı ve doğruluğuyla endüstriyel akıştaki ve

ısı transferi simülasyonlarındaki popülaritesini korumaktadır. Yarı deneysel bir modeldir ve model denklemlerin türetilmesi fenomenal düşünceler ve deneyselliğe dayanır.

RNG k- ϵ modeli

RNG k- ϵ modeli sert ve istatistiksel teknik kullanılarak türetilmiştir. Bu Standart k- ϵ modeli ile aynı formdadır fakat aşağıdaki yenilikleri içerir.

- a) RNG modeli ϵ denkleminde önemli olarak aniden zorlanan akışların doğruluğunu geliştiren ek terim içerir.
- b) RNG modelinde dönmenin etkisi, dönen akışkanların doğruluğunu artırıcı şekilde mevcuttur.
- c) Standart k- ϵ modeli kullanıcı özelleşmeli sabit değerleri kullanırken RNG teorisi türbülans Prandtl sayıları için analitik formül sağlar.
- d) Standart k- ϵ modeli yaklaşık Reynolds sayılı model iken, RNG teoride düşük Reynolds sayılı etkileri hesaplayan, etkin viskozite için analitik olarak türetilen diferansiyel formülü içerir.

Realizable k- ϵ modeli

Realizable k- ϵ modeli Standart k- ϵ modelden iki önemli açıdan farklılık göstermektedir.

- a) Realizable k- ϵ modeli türbülans viskozite için yeni bir formül içerir.
- b) Disipasyon oranı için yeni bir transport ϵ , ortalama vortisite iniş-çıkışının transportu için tam eşitlikten türetilir.

Bu model daha doğru bir şekilde düzlemsel ve kavisli jetlerin yayılım hızlarını tahmin eder. Bu model aynı zamanda dönme, güçlü basınç gradyanlarındaki sınır tabakalar, ayrılmalar ve sirkülasyon akışkan için iyi bir performans sağlar.

İlk çalışmalar göstermiştir ki birçok ayrılmış akışlar ve kompleks ikincil akış özellikli akışlar için Realizable model, bütün k- ϵ model versiyonları arasında en iyi performansı sağlar.

Standart k- ω modeli

Fluent'teki Standart k- ω modeli Reynolds sayısının düşük etkileri, sıkıştırılabilirlik ve kayma akış yayılımı için modifikasyon içeren Wilcox [18] k- ω üzerine bazlıdır. Wilcox model karışan tabakalar, düzlemsel, kavisli ve radyal jetler, duvar sınırlı akışlar ve serbest kayma akışlarına uygulanabilir olan kayma akış yayılım hızlarını tahmin eder.

Kayma gerilim transportu (SST) k- ω modeli

SST k- ω modeli Menker [18] tarafından öncelikli olarak duvar bölgesine yakın k- ω modelinin formülasyonu ile uzaktaki serbest akıştaki bağımsız Standart k- ϵ modeli karıştırmak için geliştirilmiştir. Bunu başarmak için Standart k- ϵ modeli Standart k- ω modeline çevrilmiştir. SST k- ω modeli standart k- ω modeline benzerdir fakat şu yenilikleri vardır.

- a) Standart k- ω modeli ve standart k- ϵ modelinin ikisi bir karışım fonksiyonu ile çarpılmış, iki model birlikte toplanmıştır, Standart k- ω modelini aktivite eden karışım fonksiyonu duvar bölgesinin yakınında dizayn edilmiştir ve yüzeyden uzakta sıfırdır.
- b) SST model ω denkleminde çapraz difüzyon türev terimini içerir.
- c) Model sabitleri farklıdır.

$u^2 - f$ modeli

$u^2 - f$ modeli Standart k- ϵ modeline benzerdir fakat yakın duvar türbülans anizotropisi ve yerel olmayan basınç gerinim etkilerini içerir. Düşük Reynolds sayılı

türbülans modelidir ve bu yüzden duvar fonksiyonlarının kullanımına gerek yoktur. Model birleştirilmiş veya ayrılmış sınır tabakaları için orijinal olarak geliştirilmesine rağmen, zorlanarak ayrılan akışkanı doğru olarak simüle eder.

Reynolds gerilim modeli (RMS)

Reynolds gerilim modeli Fluent'in sağladığı en ayrıntılı türbülans modelidir. RMS akış çizgisi eğrileri, dönme ve gerinim hızındaki ani değişiklikler için bir ve iki denklemlilerden daha iyi bir şekilde hesaplama yapar ve kompleks akışkanlar için doğru tahminler vermek için çok iyi bir potansiyele sahiptir. Bununla birlikte, RMS tahminlerinin güvenilirliği, Reynolds gerilimleri için kullanılan transport denklemlerindeki çeşitli terimlerin kullanılmasındaki kabulle de halen limitlidir.

Large Eddy Simulation (LES) modeli

Reynolds ortalama yaklaşımı genellikle pratik mühendislik hesaplarında kabul edilir ve Spalart-Allmaras $k-\epsilon$ ve onun değişik hali $k-\omega$ ve onun değişik biçimi RSM'yi kullanır. LES, filtreleme denklemlerini set halinde kullanan zamana bağlı simülasyonda geniş edilerin hesaplanmasında yaklaşım sağlar. Filtreleme temel olarak ağ büyüklüğü olarak kullanılan filtrenin büyüklüğünden daha küçük olan edileri kaldırmak için Navier-Stokes denklemlerinin manipölasyonudur. Reynolds ortalaması gibi filtreleme prosesi de yeterli sayıda denklem elde etmek için yarattığı ek bilinmeyen terimleri modellemelidir. Genel olarak konvansiyonel türbülans modeller için kullanılan Reynolds ortalama yaklaşımın pratik hesaplar için kullanımı önerilir. LES yaklaşımı nümerik kaynaklara ihtiyaç duyar ve fazla efor harcamayı gerektirir.

Ayrılmış eddy simülasyon modeli (DES)

Ayrılmış Eddy simülasyon modeli Spalart-Allmaras modelinin değiştirilmiş halidir ve LES'e alternatif olarak yüksek Reynolds sayılı yüksek kaldırma kuvveti olan hava yaprakları etrafındaki akışı tahmin etmede kullanılabilir. DES yaklaşımı akış alanı

içinde iki ayrı bölge yaratmak için kararsız Spalart-Allmaras modelinin kararsız Reynolds ortalama Navier Stokes (RANS) versiyonu ile aynı modelin filtrelenen versiyonunu birleştirilir. Biri LES temelli diğeri duvara yakın yerdeki RANS temelli yaklaşımla başlar. LES bölgesi büyük ölçüde türbülansın rol oynadığı yüksek türbülans bölgesiyle birleştirilir. Bu bölgede RANS modeli kullanılır.

4. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

4.1. Giriş

Teknik problemlerin çözümünde analitik, deneysel ve sayısal yöntemlerden biri veya birkaçı kullanılır.

Deneysel yöntemler pahalı ve zaman alıcıdır. Analitik olarak çözümü yapılamayan problemler ise son yıllarda bilgisayar alanındaki gelişmelere paralel sayısal yöntemler ile çözülmeye başlanmıştır. Bu çalışmada akış ve sıcaklık alanının hesaplanması için ısı transferi problemlerini sayısal olarak çözebilen FLUENT 12.0 paket programı kullanılmıştır.

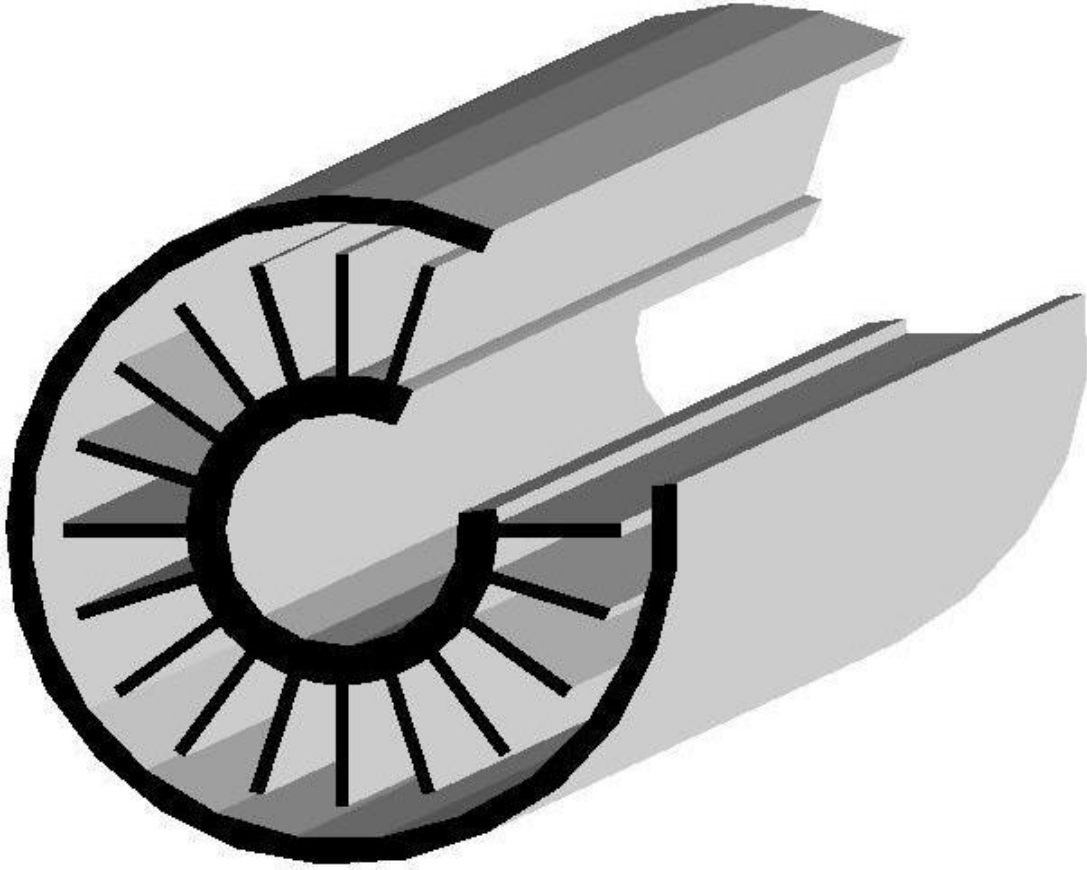
Bu bölümde, içerisinde uzunlamasına kanatçıkların bulunduğu türbülanslı anular bir akışa ait fiziksel modelin tanıtımı yapılmış, gerçekleşen ısı transferi ve sürtünme faktörünün hesaplanmasında kullanılan matematiksel formülasyonlar, sınır şartları ve yapılan kabullerle çözümün nasıl yapıldığı anlatılmıştır.

4.2. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması

Geometrik ve akışın şartlarından dolayı çözüm üç boyutlu olarak yapılmıştır. Lineer denklemler olmayan Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin analitik çözümü zordur. Bilgisayar ve yazılımdaki gelişmeler sonucunda akış problemlerini üç boyutlu çözmek günümüzde mümkündür.

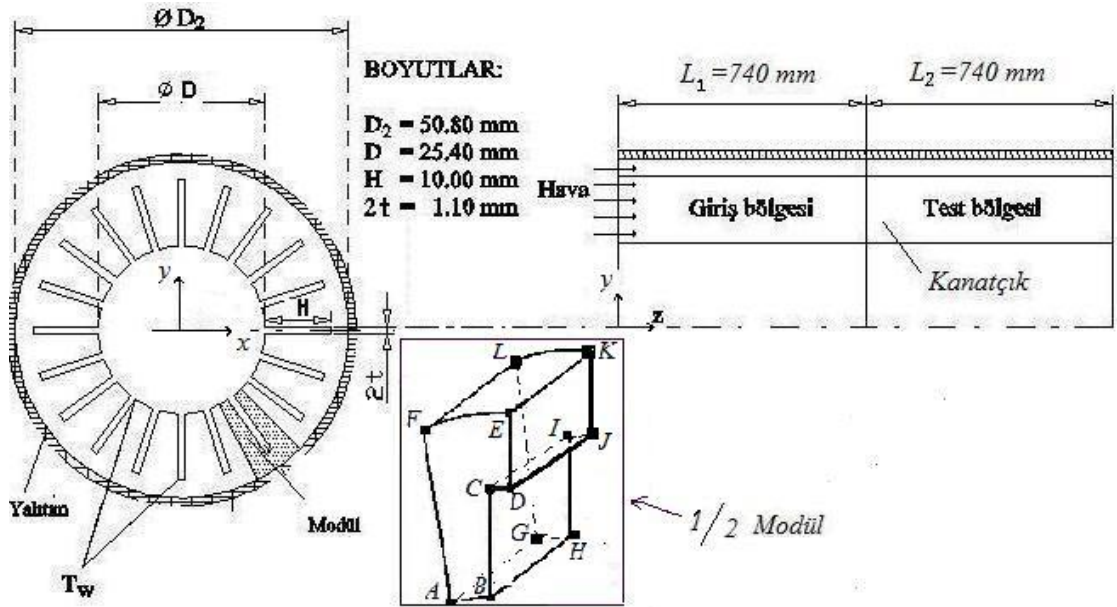
Sayısal çalışmalarda problemi tanımlayan temel denklemleri çözmek için bazı kabuller yapılır. Bunlardan ilki akışın kararlı olduğudur. Bu sayede denklemlerdeki bağımsız değişken sayısı bir eksilerek üçe indirgenmiş olur. Bu çalışmanın konusu olan anular akışa ait geometrik yapı Şekil 4.1’de verilmiştir, çözümü yapılmış olan geometrik boyutlar ise Şekil 4.2’de verilmiştir. Problemin akış ve ısı davranışını incelerken süreklilik, momentum ve enerji denklemleri uygun sınır şartlarında çözülmelidir. Bu denklemlerin çözümü sonucunda akışa ait hız, basınç ve sıcaklık

dağılımları belirlenir. Enerji denkleminin çözümü ile elde edilen sıcaklık ve basınç dağılımından faydalanılarak ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü hesaplanır.



Şekil 4.1. Üzerine kanatçık yerleştirilmiş anular akışlı bir borunun kesiti alınmış perspektif görünümü

Yukarıdaki şekilde çeşitli sanayide kullanılan çift borulu ısı değiştiricisine ait kesiti alınmış perspektif görülmektedir. Bu tip ısı değiştiriciler çeşitli boy ve çaplara sahip olabilmektedir. Yerleştirilen kanatçıkların sayı, boy, en, uzunluk değerleride tasarım şartlarına göre değişebilmektedir.



Şekil 4.2. Sayısal çözümü yapılan kanatçıklı çift borulu ısı değıştirci boyutları

Çözümler farklı kanatçık yüksekliklerinde (H) ve farklı Reynolds sayılarında sayısal olarak yapılmıştır. Kanatçık yüksekliği H=0, 4, 6, 8, 10 mm olarak alınmıştır ve Reynolds sayısı ise 10000 ile 50000 arasında değıştirilmiştir.

4.3. Temel Denklemler

Kararlı rejim şartlarında, sıkıştırılamaz, türbülanslı, üç boyutlu ve sabit akış özellikleri için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri eşitlik (4.1)-(4.3)'te verilmiştir. Türbülans modeli olarak k-ε Realizable modeli kullanılmıştır. Türbülans denklemleri yüzey yakınında duvar yaklaşımı (enhanced wall treatment) kullanılarak çözülmüştür.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i) = 0 \quad (4.1)$$

Momentum denklemi

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{u_i' u_j'}) \quad (4.2)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k_{eff}}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4.3)$$

Bu denklemlerde ρ yoğunluğu (kg/m^3), u hızı (m/s), p basıncı (Pa), μ dinamik viskoziteyi (Ns/m^2), T sıcaklığı (K), c_p sabit basınçta özgül ısıyı (kJ/kgK), ve k efektif ısı iletim katsayısını (W/mK) göstermektedir.

Eşitlik 4.2'deki momentum denklemi içersinde Reynolds gerilimi ($\overline{\rho u_i' u_j'}$) terimi bulunur ve şu şekildedir;

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.4)$$

Burada μ_t türbülans viskozitesini (Ns/m^2), k türbülans kinetik enerjiyi (m^2/s^2), δ_{ij} Kronecker deltayı, u hızı (m/s), i ve j akışkanın x ve y -yönlerini göstermektedir.

Türbülans viskozitesi şu şekilde ifade edilir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.5)$$

Burada,

$$C_{\mu} = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (4.6)$$

ve

$$U^* \cong \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \overline{\Omega}_{ij} \overline{\Omega}_{ij}} \quad (4.7)$$

burada $\overline{\Omega}_{ij}$ dönme tensörünün ortalama değeri, A_0 ve A_s ise sabitlerdir.

Burada,

$$A_0 = \sqrt{6} \cos \varphi \quad (4.8)$$

biçimindedir. Burada,

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}w) \quad (4.9)$$

ve

$$w = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\overline{S}^3} \quad (4.10)$$

ve

$$\overline{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (4.11)$$

ve

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.12)$$

biçimindedir.

Eşitlik (4.3)'de verilen enerji denklemindeki k efektif ısı iletkenlik olup k_{eff} olarak gösterilir ve aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (4.13)$$

buradaki k ısı iletkenlik (W/mK) ve Pr_t türbülans Prandtl sayısı olup değeri 0,7'dir.

Türbülans modelinden kaynaklanan türbülans kinetik enerji (k) ve türbülans yayılım oranı (ε) aşağıdaki iki transport denkleminin çözülmesi ile elde edilir;

$$\frac{\partial[\rho k u_j]}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial[\rho \varepsilon u_j]}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (4.15)$$

Bu eşitliklerde G_k , ortalama hız gradyanından dolayı türbülans kinetik enerji üretimini göstermektedir. C_2 ve C_1 sabitler, σ_k ve σ_ε sırasıyla k- ε için türbülans Prandtl sayılarıdır. Denklem (4.15)'deki C_1 şu şekildedir.

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad \text{ve} \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (4.16)$$

G_k türbülans kinetik enerji üretimi şu şekildedir;

$$G_k = \left(-\rho \overline{u_i u_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (4.17)$$

G_k Boussinesq hipoteziyle değerlendirilirse,

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (4.18)$$

Buradaki S ortalama uzama oranı katsayısı olup şu şekildedir;

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (4.19)$$

Sınır şartları

Şekil 4.2’de görüldüğü gibi çözümde problem iki ana kısımda ele alınmıştır. Birincisi giriş bölgesi, ikincisi ise test bölgesidir. Giriş bölgesi akışkanın ısıl etkilere maruz bırakılmaksızın akışın hidrodinamik açıdan gelişmeye başladığı ve tam gelişmiş duruma ulaştığı bölgedir. Test bölgesi akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısıl olarak ise gelişmekte olduğu kısımdır. Burada giriş bölgesi çıkışındaki hız ve türbülans değerleri test bölgesi girişine okutulmuştur. Bu durumda sınır şartları aşağıdaki gibidir.

Giriş bölgesi için:

- 1) Giriş bölgesi girişinde (ABCDEF yüzeyi) hız üniformdur ve türbülans sınır şartı olarak $z=0$ ’da türbülans yoğunluğu (Intensity) ve hidrolik çap (D_h) girilmiştir.

Buna göre,

Türbülans yoğunluğu; $I = 0,16(Re)^{-1/8}$ şeklindedir.

Giriş kanalı için; $z = 0$ ’da $U_z = V$, $U_y = 0$, $U_x = 0$ ’dır. (4.20a)

- 2) İç ve dış borunun yüzeyi (ABHG-FEKL yüzeyleri) ile kanatçık yüksekliği ve genişliğince (BCIH-CDJI yüzeyleri) duvar sınır şartı girilmiştir. Akış boyunca bu eğriler ile tanımlı yüzeyler üzerinde hız sıfırdır.

$U_z = 0$, $U_y = 0$, $U_x = 0$ ’dır. (4.20b)

- 3) Şekil 4.2’de görüldüğü gibi problem geometri gereği simetriktir. Problem çözüm zamanını kısaltmak amacıyla akışkanın geçtiği 1/40 lık hacmin DEKJ ve AFLG yüzeyleri ile tanımlı sınırlarına simetri sınır şartı girilmiştir. (4.20c)

4) Giriş bölgesi çıkışında (GHIJKL yüzeyi) geri akışın olmadığı atmosferik şartlar alınmış ve türbülans sınır şartı olarak $z = L_1$ 'de türbülans yoğunluğu (Intensity) ve hidrolik çap (D_h) girilmiştir. (4.20d)

Test bölgesi için:

5) Giriş bölgesi çıkışındaki ($z = L_1$) hız bileşenleri ile k ve ε türbülans değerleri test bölgesi girişine okutulmuştur, dolayısı ile giriş bölgesi çıkışındaki hız ve türbülans değerleri test bölgesi girişi ile aynı ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış için bu değerler test bölgesinde akış boyunca sabittir. (4.20e)

6) İç ve dış borunun yüzeyi (ABHG-FEKL yüzeyleri) ile kanatçık yüksekliği ve genişliğince (BCIH-CDJI yüzeyleri) duvar sınır şartı girilmiştir. Akış boyunca bu eğriler ile tanımlı yüzeyler üzerinde hız sıfırdır.

$$U_z = 0, U_y = 0, U_x = 0 \text{ 'dır.} \quad (4.20f)$$

7) Test bölgesi dış yüzeyi (FELK yüzeyi) adyabatik. Yani, duvardaki ısı akısı değeri sıfırdır.

$$q_w'' = 0 \text{ 'dır.} \quad (4.20g)$$

8) Şekil 4.2'de görüldüğü gibi problem test bölgesinde de geometri gereği simetriktir. Problem çözüm zamanını kısaltmak amacıyla akışkanın geçtiği 1/40 lık hacmin DEKJ ve AFLG yüzeyleri ile tanımlı sınırlarına simetri sınır şartı girilmiştir. (4.20h)

9) Test kanalı iç yüzeyi (FEKL yüzeyi) ile kanatçıklar (BCIH-CDJI yüzeyleri) akış boyunca sabit ve eşit sıcaklıktadır.

Test kanalı için $T = T_w = 325 \text{ K}$ 'dir. (4.20i)

10) Test kanalı girişinde akışkan sıcaklığı sabittir.

$z = L_1$ 'de, $T = 300 \text{ K}$ (4.20j)

11) Test kanalı çıkışında ($z = L_1 + L_2$) atmosferik şartlar geçerlidir. (4.20k)

Akışkan özelliklerinin akış boyunca sabit olduğu kabul edilmiş ve özellikler havanın giriş ve test bölgesine giriş sıcaklığı olan 300 K 'de alınmıştır [20].

Ortalama Nusselt sayısı (Nu) ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün (f) hesaplanması

Ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (4.21)$$

Burada D_h hidrolik çapı (m), h ısı transfer katsayısını ($\text{W/m}^2\text{K}$), k ısı iletim katsayısını (W/mK) temsil etmektedir. D_h (m) ve h ($\text{W/m}^2\text{K}$) şu şekilde hesaplanır;

$$D_h = \frac{4A}{I_\zeta} \quad (4.22)$$

ve

$$h = \frac{Q}{A_s \Delta T_{lm}} \quad (4.23)$$

Burada,

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_w - T_g) - (T_w - T_{\zeta})}{\ln \left[\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{\zeta}} \right]} \quad (4.24)$$

Sürekli şartlarda kanal yüzeyinden akışkana aktarılan enerji akışkanın iç enerjisindeki değişime eşittir. Böylece akışkanın iç enerjisindeki değişim;

$$Q = \dot{m} c_p (T_{\zeta} - T_g) \quad (4.25)$$

Burada,

$$\dot{m} = \rho V A \quad (4.26)$$

Reynolds sayısı (Re) ise şu şekilde hesaplanmıştır;

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (4.27)$$

Ortalama Darcy sürtünme faktörü aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$f = \left(\frac{\Delta P}{L} \right) \frac{D_h}{\rho V^2 / 2} \quad (4.28)$$

Kanatçık verimi eşitlik 4.29'da ki gibi hesaplanır;

$$\eta_f = \frac{Nu_H / Nu}{(f_H / f)^{1/3}} \quad (4.29)$$

Burada Nu_H H yüksekliğindeki kanatçık ilavesi ile elde edilen ortalama Nusselt sayısını, f_H ise H yüksekliğindeki kanatçık ilavesi ile elde edilen ortalama Darcy sürtünme faktörünü temsil etmektedir.

Yerel Nusselt sayısı (Nu_z) ve yerel Darcy sürtünme faktörünün (C_d) hesaplanması

$$Nu_z = \frac{q_z'' D_h}{k(T_w - T_b)_z} \quad (4.30)$$

$$C_d = \frac{4\tau_{w,z}}{\rho V_z^2 / 2} \quad (4.31)$$

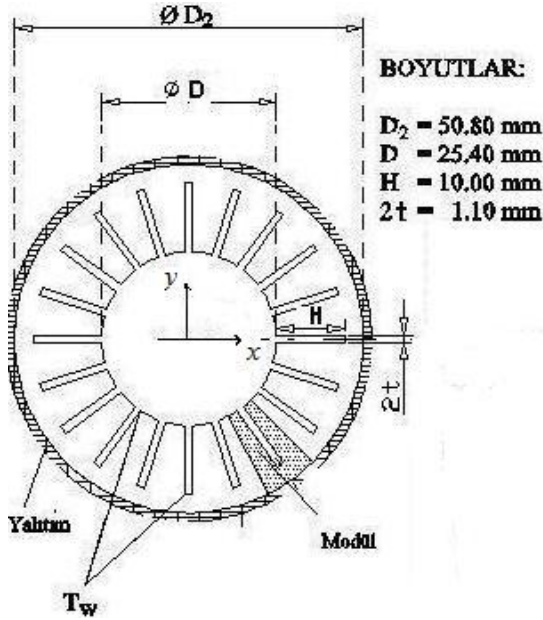
Yukarıdaki denklemlerde ifade edilen Q akışkana olan ısı transfer miktarını (kJ/s), $\dot{m}$ kütleli debiyi (kg/s), h yüzeyden havaya olan ısı transfer katsayısını (W/m^2K), A_s toplam ısı transfer yüzey alanını (m^2), A akış kesit alanını (m^2), T_w iç borunun yüzey sıcaklığını (K), T_g giren havanın sıcaklığını (K), T_c çıkan havanın sıcaklığını (K), D_h hidrolik çapı (m), D_2 dış borunun iç çapını (m), D iç borunun dış çapını (m), L boru uzunluğunu (m), c_p sabit basınçta havanın özgül ısısını (kJ/kgK), k kanatçık ısı iletim katsayısını (W/mK), I_c akışkanın geçtiği kesitteki ıslak çevreyi (m), ΔT_{ln} ortalama logaritmik sıcaklık farkı (K), V havanın giriş hızını (m/s), V_z z-mesafesindeki ortalama akışkan hızını (m/s), q_z'' z-mesafesindeki ısı akısını (W/m^2), T_b z-mesafesindeki ortalama akışkan sıcaklığını (K), $\tau_{w,z}$ eksenel yönde z-mesafesindeki kayma gerilmesini (N/m^2) temsil etmektedir.

5. SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI

5.1. Literatür İle Mukayese

Yapılan çalışmanın doğruluğunu görebilmek için hesaplamaya öncelikle literatürde mevcut olan deneysel çalışmaların sayısal olarak tekrar hesaplanmasıyla başlanmıştır. Literatür kıyaslaması sonunda yapılacak olan sayısal çalışmanın doğruluğu görülmüş, daha sonra asıl sayısal çalışmaya geçilmiştir.

Braga ve Saboya [1]'nin Şekil 5.1. deki geometride yapmış oldukları çalışmada kanatçık yüksekliği $H=0$ mm' deki düz anular bir akışta sürtünme faktöründeki değişim ve Kays ve Leung'un [19] anular akış için yerel Nusselt sayısının hesaplanması temel alınarak paket programdan elde edilen sonuçlar test ve mukayese edilmiştir. Ayrıca Reynolds sayısına bağlı olarak $Nu=aRe^b$ ve $f=cRe^d$ şeklinde kolerasyonlar ile ifade edilmiştir.

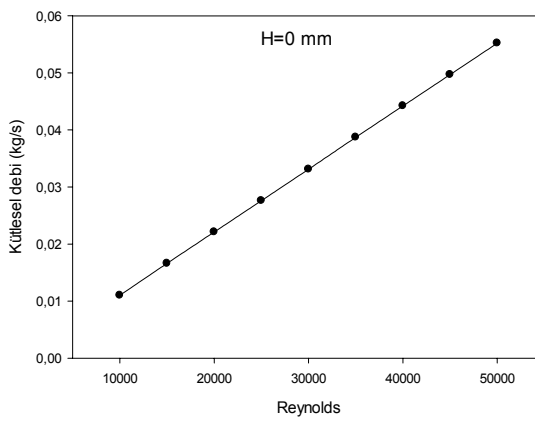


Şekil 5.1. Literatür kıyaslanmasında kullanılan akış geometrisinin boyutları

Çözüm kolaylığı için yukarıdaki geometride 1/40'lık bir kontrol hacmi ele alınmıştır. Akış derinliği (z) giriş ve test bölgesinde 0,74 m'dir (Şekil 5.1).

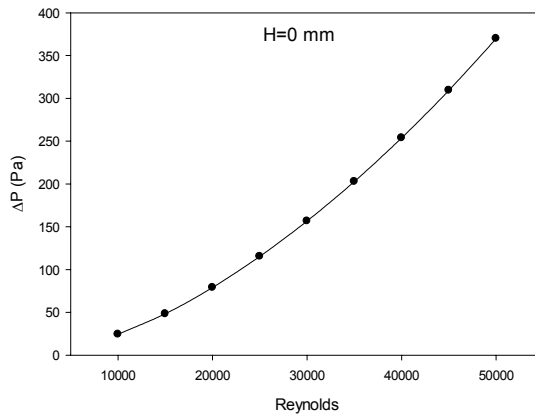
5.1.1. Kanatçık yüksekliğinin $H=0$ mm olması durumunda elde edilen sonuçlar

$H=0$ mm olması durumunda elde edilen sonuçlar ve sonuçların literatür ile mukayesesi aşağıda gösterilmiştir. Şekil 5.2’ de kütleli debinin Reynolds sayısı ile değişimi görülmektedir. Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi Reynolds sayısının artışıyla beraber kütleli debide de doğrusal bir artış olmuştur (Şekil 5.2).



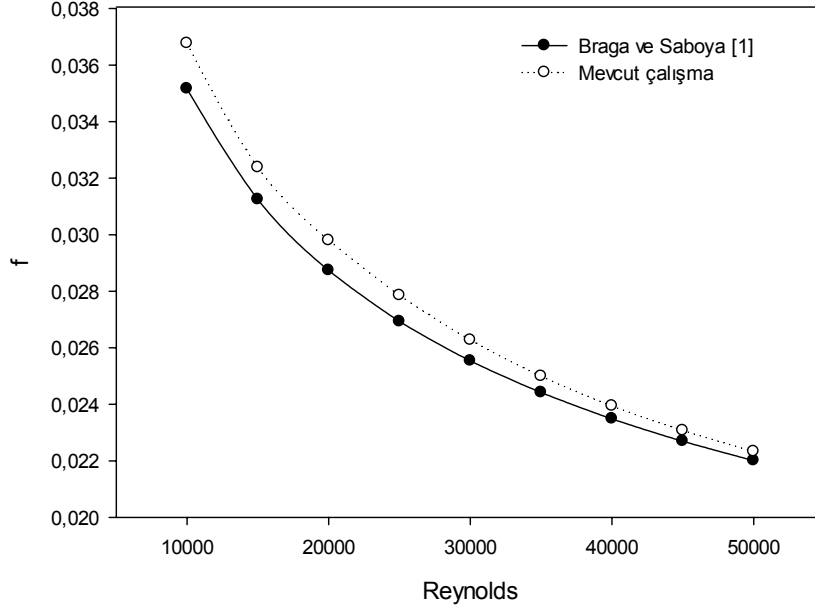
Şekil 5.2. $H=0$ mm olması durumunda kütleli debinin Reynolds sayısı ile değişimi

Basınç düşüşünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.3’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi Reynolds sayısının artışıyla birlikte giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkı hızın karesine bağlı olarak parabolik bir yapıda oluşmuştur. Diğer bir deyişle, artan Reynolds sayısı ile basınç kaybı da artmaktadır (Şekil 5.3).



Şekil 5.3. $H=0$ mm olması durumunda giriş ve çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.4’de verilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile ortalama Darcy sürtünme faktörünü beklendiği üzere azaldığı görülmüştür. Ayrıca Şekil 5.4’de, Braga ve Saboya [1999]’un sonuçları da verilmiştir.



Şekil 5.4. H=0 mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekilden görüldüğü gibi yapılan sayısal çalışma sonuçları literatürle uyumlu sonuçlar vermektedir. Mevcut çalışma ile literatür sonuçları kıyaslandığında düşük Reynolds sayısında fark artmaktadır. Fakat, çalışılan en düşük Reynolds sayısı olan $Re=10000$ için aradaki fark %4,7 dir (Şekil 5.4).

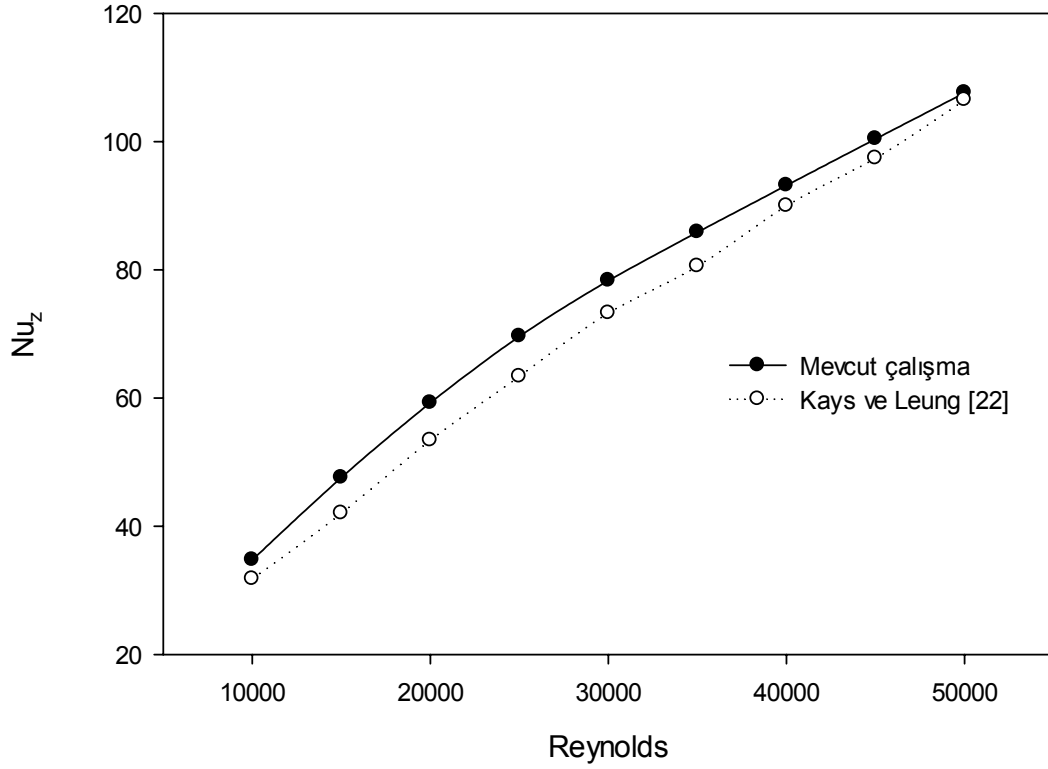
Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

$$f=0,6327Re^{-0,3088} \quad (5.1)$$

Braga ve Saboya [1999] denklemi şu şekildedir;

$$f=0,5134Re^{-0,2911} \quad (5.2)$$

Test kanalı çıkışındaki yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.5’de verilmiştir. Kays ve Leung [19] sonuçlarında Şekil 5.5’de gösterilmiştir.



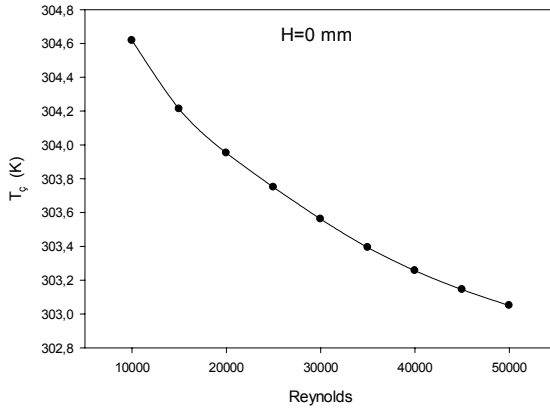
Şekil 5.5. H=0 mm olması durumunda $z = L_1 + L_2$ ’deki yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

$$Nu_z = 0,07562 Re^{0,6718} \quad (5.3)$$

Görüldüğü gibi Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’te sunulan sayısal çalışma sonuçları literatürle uyumlu sonuçlar vermektedir. Sonuçların doğruluğu teyit edildikten sonra asıl çalışma konusu olan kanatçık yüksekliğinin etkisinin sayısal olarak incelenmesine geçilmiştir.

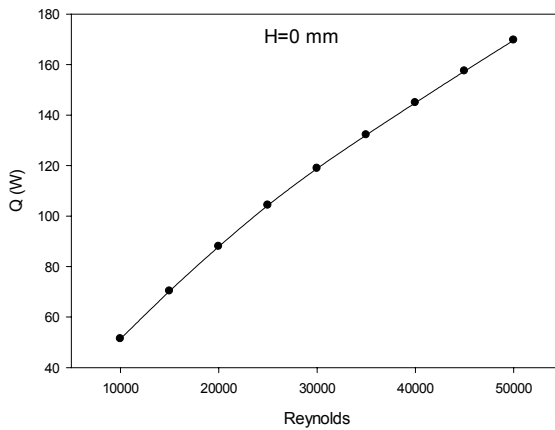
Kanal çıkışındaki akışkan sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.6'da verilmiştir.



Şekil 5.6. H=0 mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi

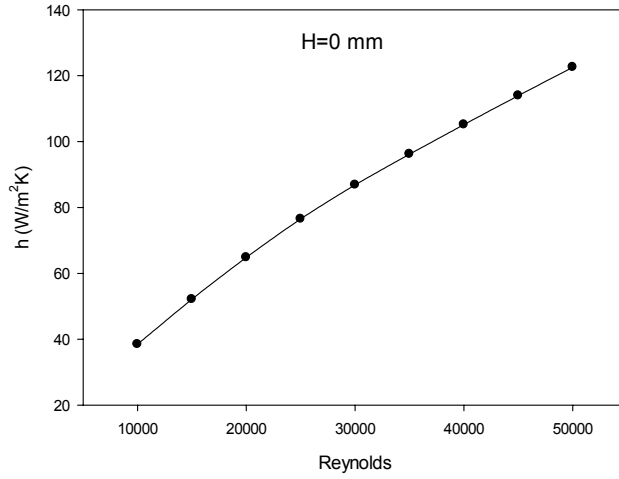
Reynolds sayısının artışıyla beraber akışkan çıkış sıcaklığında azalma görülmüştür (Şekil 5.6). Bunun nedeni akışkanın ısı transfer maruziyet süresinin akışkan hızının artmasıyla azalmasıdır. Reynolds sayısının artışına bağlı bu akışkan çıkış sıcaklığındaki azalma ısı transferinde de bir azalma olduğu anlamına gelmemektedir.

Isı transfer miktarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.7'de verilmiştir. Beklendiği gibi ısı transfer miktarında Reynolds sayısının artan değerleriyle birlikte artış olmuştur (Şekil 5.7).



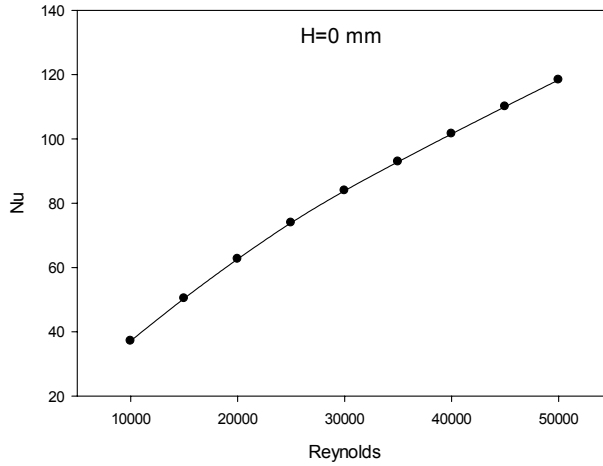
Şekil 5.7. H=0 mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Ortalama ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.8’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi Reynolds sayısının artışıyla beraber ısı transfer katsayısında da artış olmuştur (Şekil 5.8).



Şekil 5.8. H=0 mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi

Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.9’da verildiği gibidir.



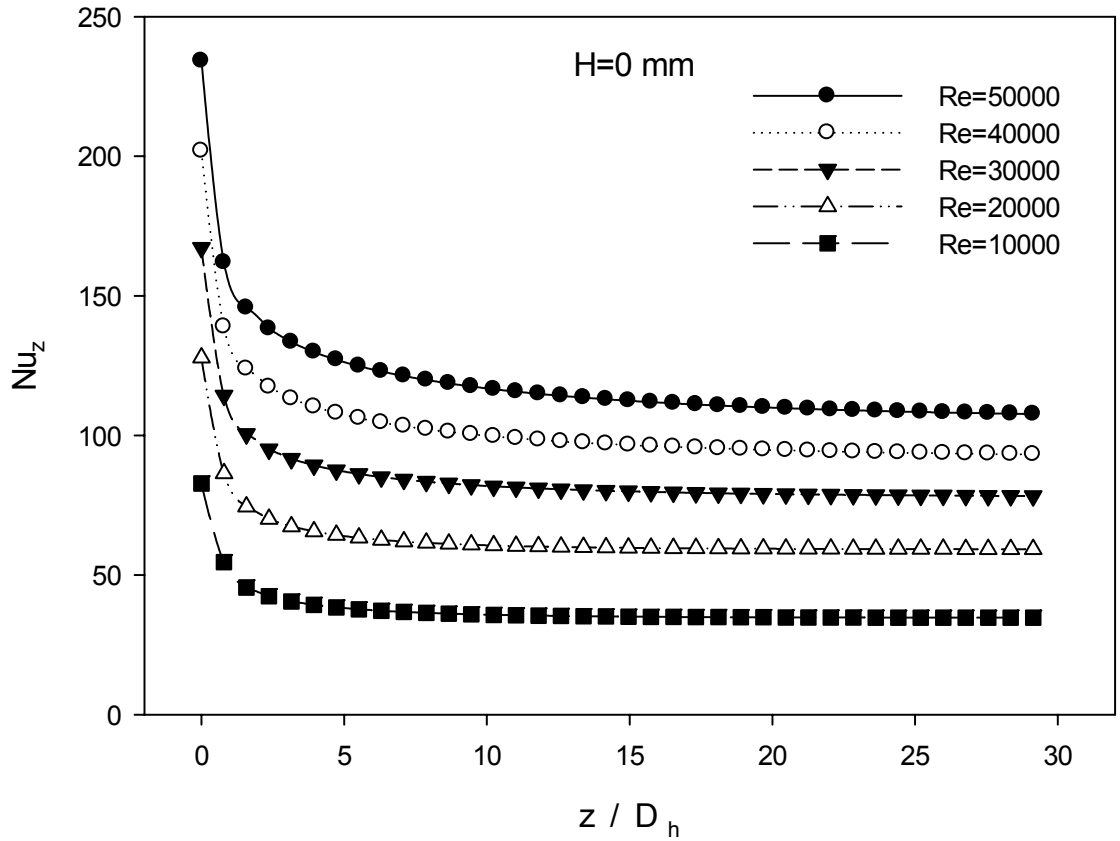
Şekil 5.9. H=0 mm’deki ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayılarına doğru türbülans etkileri de artmış ve buna paralel olarak ısı transfer katsayısında ve de dolayısı ile ortalama Nusselt sayısında artış olmuştur (Şekil 5.9).

Mevcut çalışmada elde edilen denklem şu şekildedir;

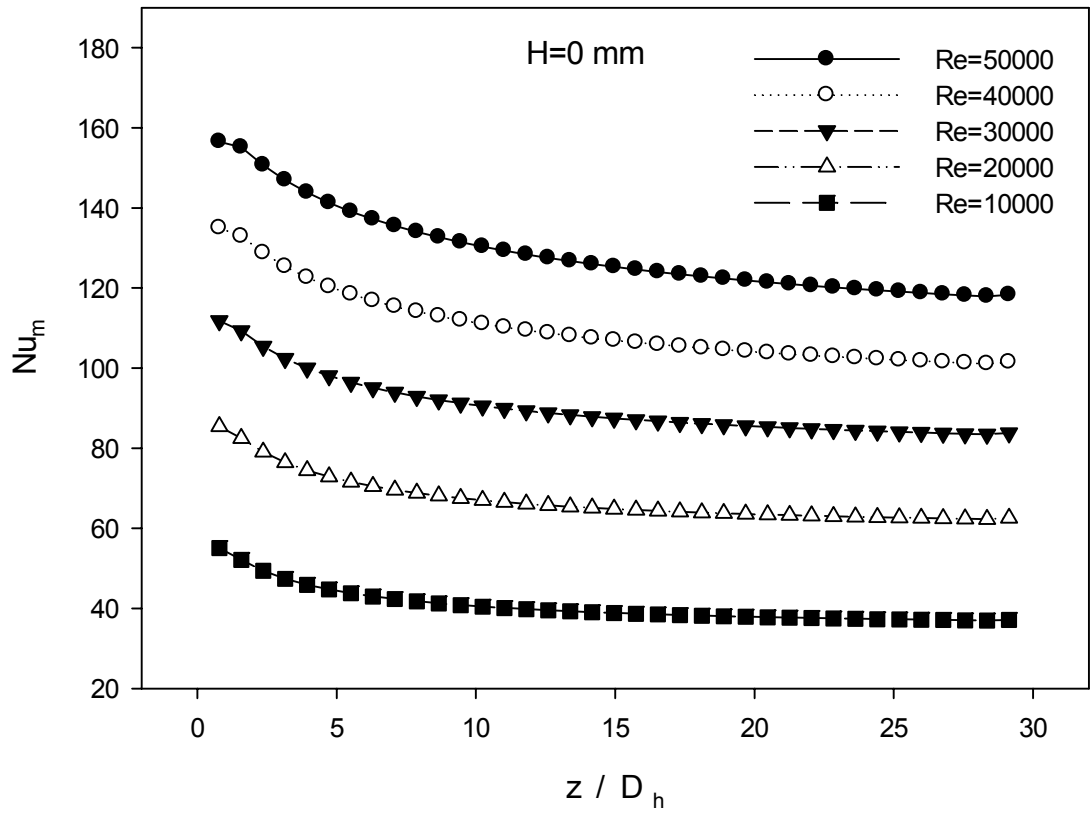
$$Nu=0,05819Re^{0,7045} \quad (5.4)$$

Kanal boyunca yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayılarındaki değişimi Şekil 5.10'da verilmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında yüksek yerel Nusselt sayıları elde edilmiştir. Ayrıca kanal çıkışına doğru yerel Nusselt sayısının asimtotik değerlere ulaştığı görülmektedir. Diğer bir ifade ile söylemek gerekirse test bölgesi çıkışında akış ısıl olarak tam gelişmiş akış şartlarına ulaşmaktadır (Şekil 5.10).



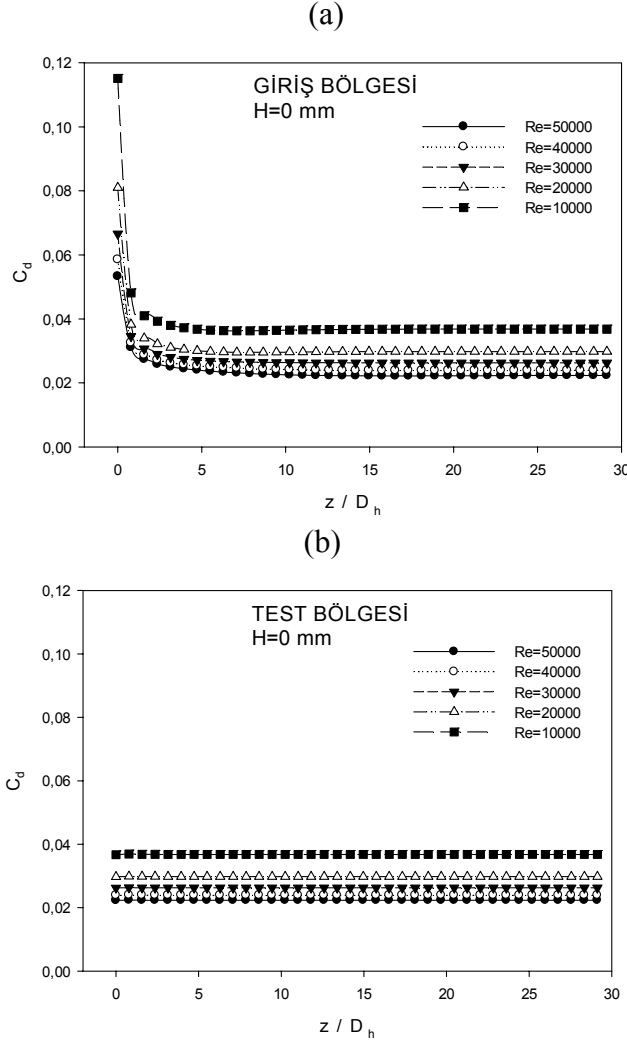
Şekil 5.10. $H=0$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Kanal girişinden itibaren z-mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının kanal boyunca değişimi değişik Reynolds sayıları için Şekil 5.11’de görüldüğü gibidir.



Şekil 5.11. H=0 mm için z-mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değişimi

Yerel sürtünme faktörünün kanal boyunca değişimi giriş bölgesi ve test bölgesi için sırasıyla Şekil 5.12 (a) ve (b)'de verilmiştir.

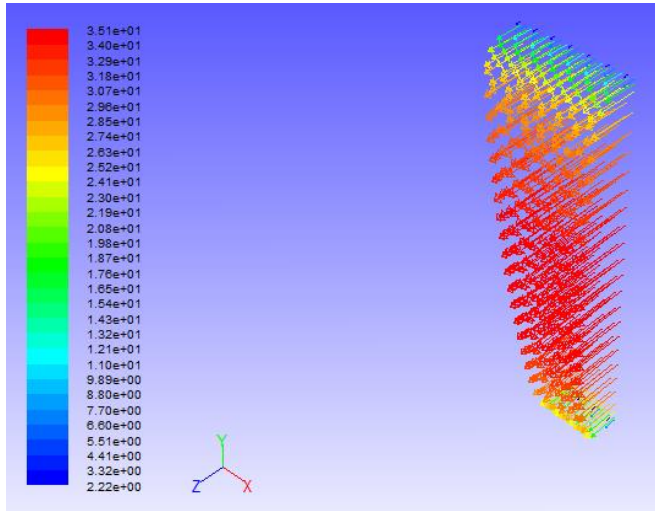


Şekil 5.12. $H=0$ mm için (a) giriş, (b) test bölgesindeki yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

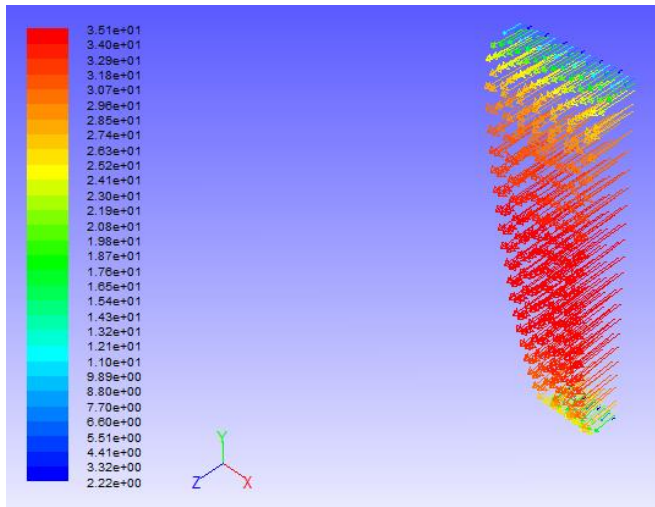
Yapılan çalışmada akışkanın hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olarak test alanına girebilmesi önce ısı yüküne maruz bırakılmaksızın giriş bölgesinden geçirilmiş ve çıkış hız ve türbülans değerleri ısı olarak gelişmekte olan çözüm alanı girişinde okutulmuştur. Yukarıda görüldüğü giriş bölgesi çıkışından önce yerel Darcy sürtünme faktörü her Reynolds değerinde sabit kalmıştır. Bu sebeple akışın test bölgesi girişinden itibaren hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olduğunu söylemek mümkündür (Şekil 5.12).

Re=50000 için Şekil 5.13’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız vektörleri gösterilmiştir.

(a)



(b)

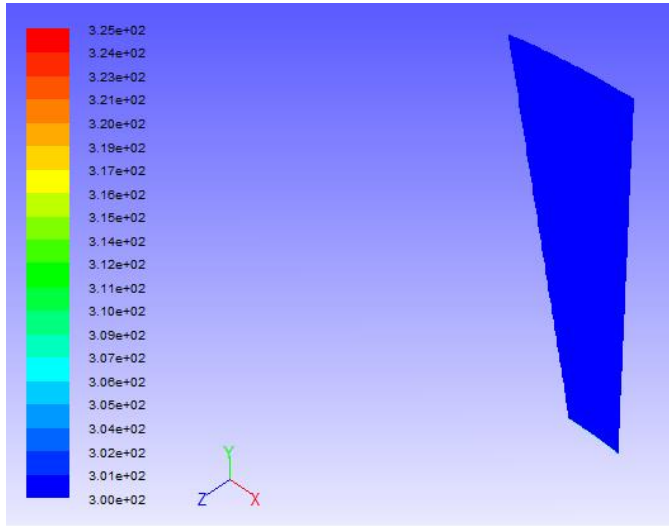


Şekil 5.13. $H=0$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız (m/s) dağılımı

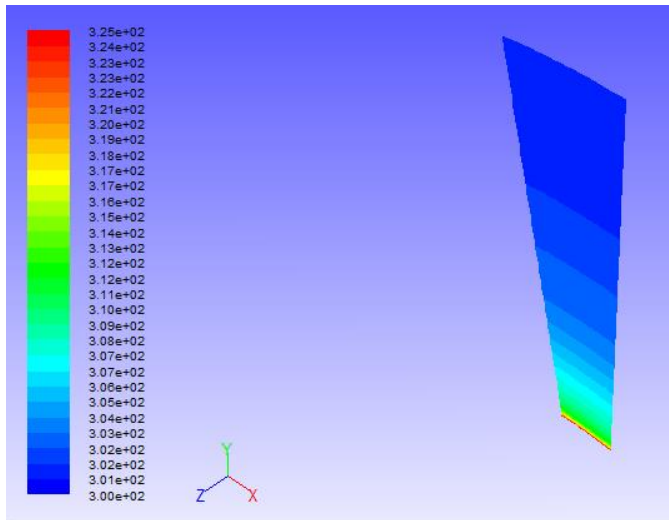
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmektedir (Şekil 5.13).

Re= 50000 için Şekil 5.14’de sıcaklık dağılımları test bölgesi giriş ve çıkışında verilmiştir.

(a)



(b)

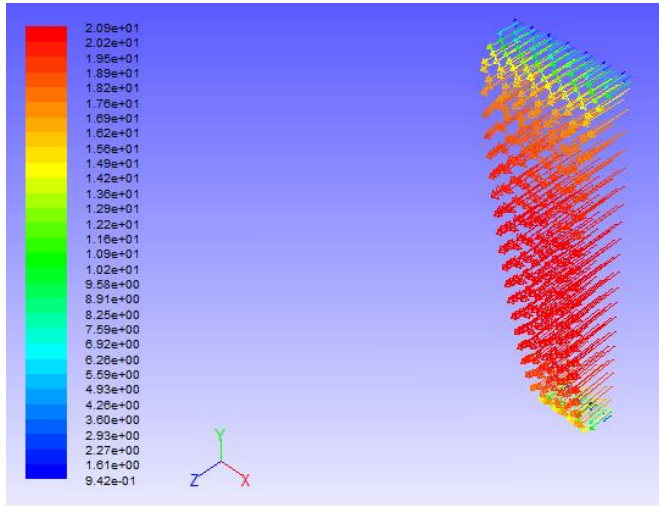


Şekil 5.14. H=0 mm, Re=50000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık (K) dağılımı

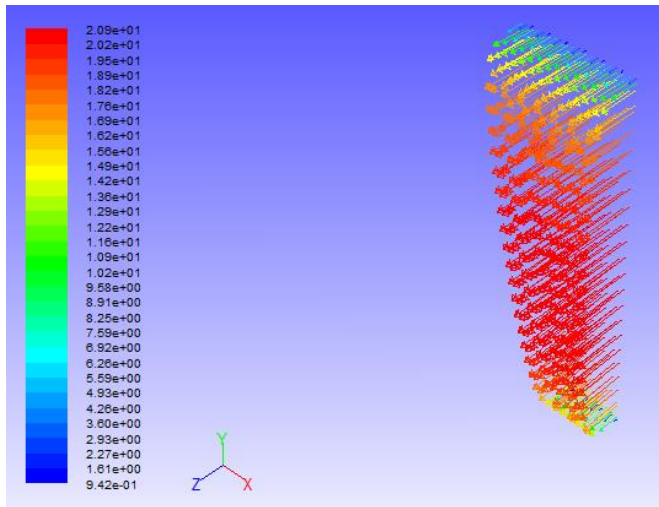
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıtıcı olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.14).

Re=30000 için Şekil 5.15’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımları verilmiştir.

(a)



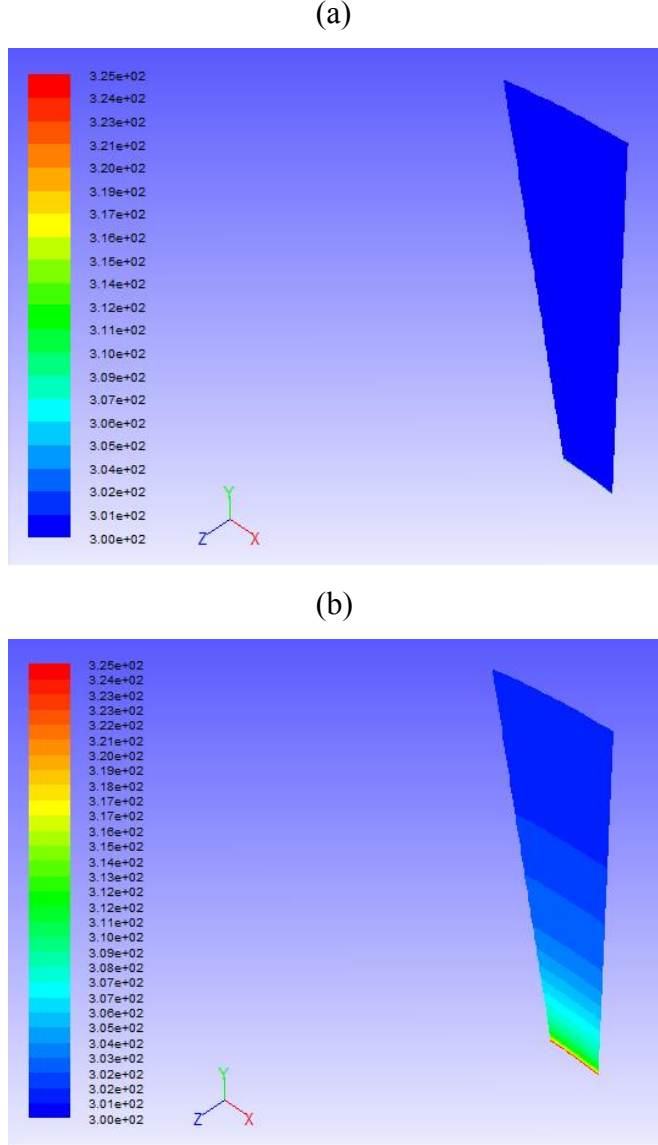
(b)



Şekil 5.15. $H=0$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız (m/s) dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmektedir (Şekil 5.15).

Re=30000 için Şekil 5.16'da test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları görülmektedir.

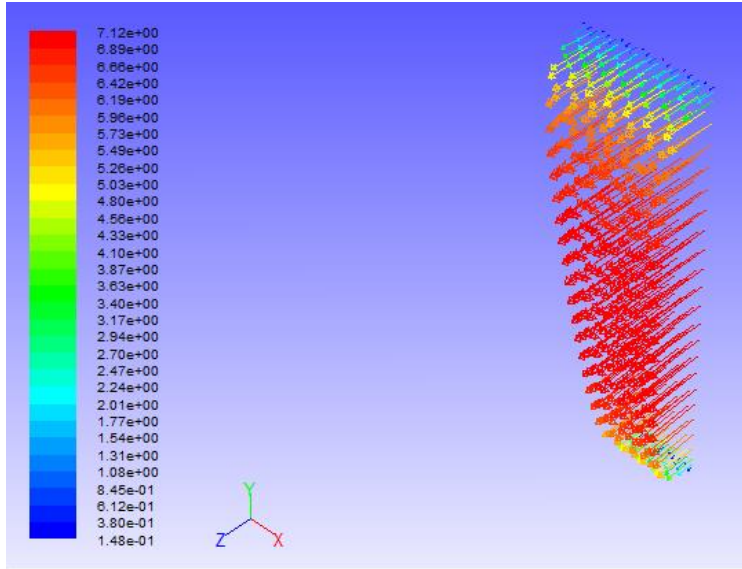


Şekil 5.16. H=0 mm, Re=30000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık (K) dağılımı

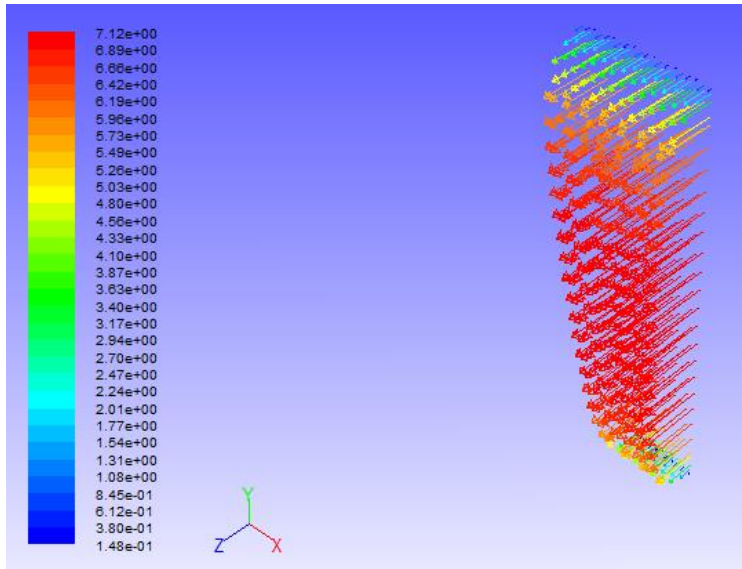
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.16).

$Re=10000$ için test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımı Şekil 5.17’de verilmiştir.

(a)



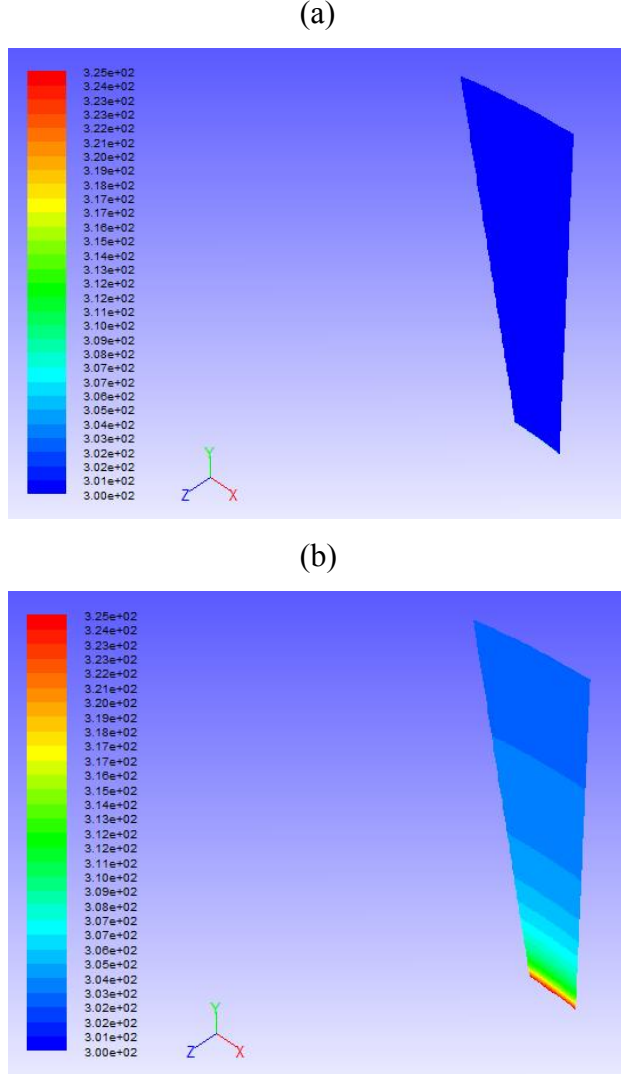
(b)



Şekil 5.17. $H=0$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız(m/s) dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.17).

Re=10000 için Şekil 5.18’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları verilmiştir.

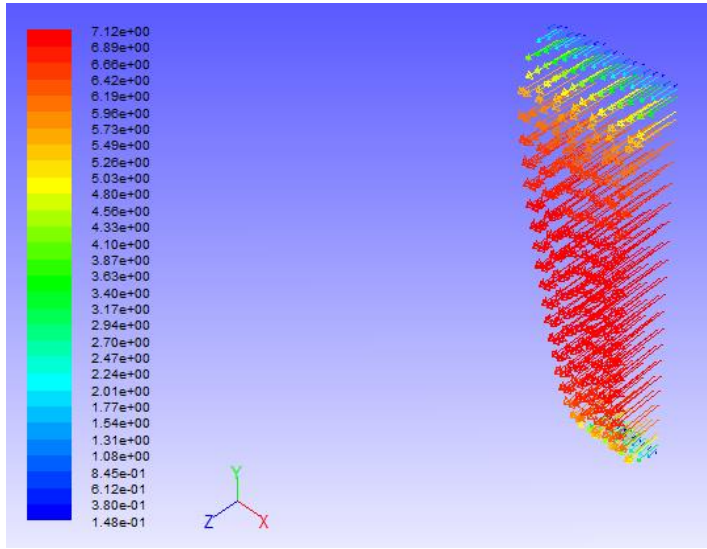


Şekil 5.18. $H=0$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık (K) dağılımı

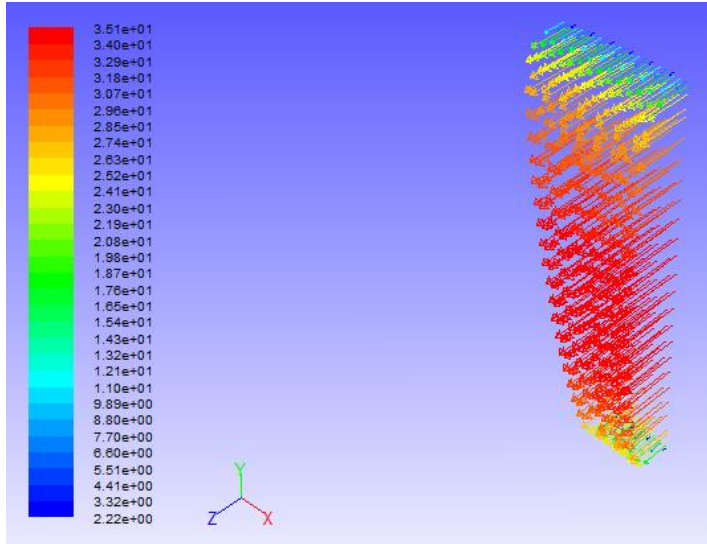
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.18).

Aşağıda farklı Reynolds sayılarında test bölgesi çıkışındaki hız profilleri Şekil 5.19’da gösterilmiştir.

(a)



(b)

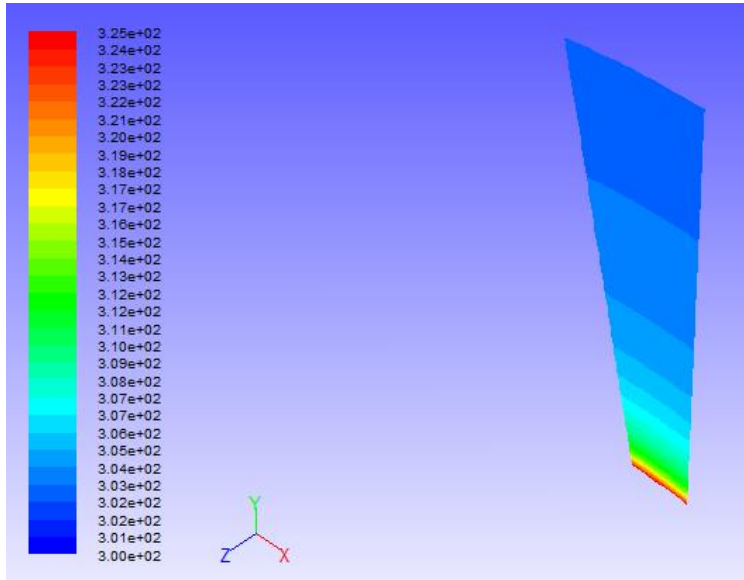


Şekil 5.19. $H=0$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız (m/s) profillerinin görünümü

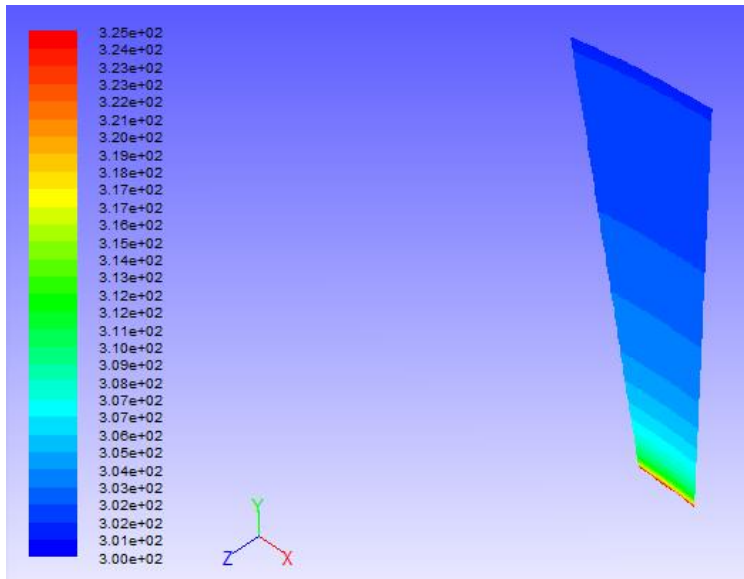
Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayısına doğru hız profillerindeki parabolik yapı çıkışta da belirginliğini korumuştur (Şekil 5.19).

Test bölgesi çıkışındaki sıcaklık profillerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.20’de verilmiştir.

(a)

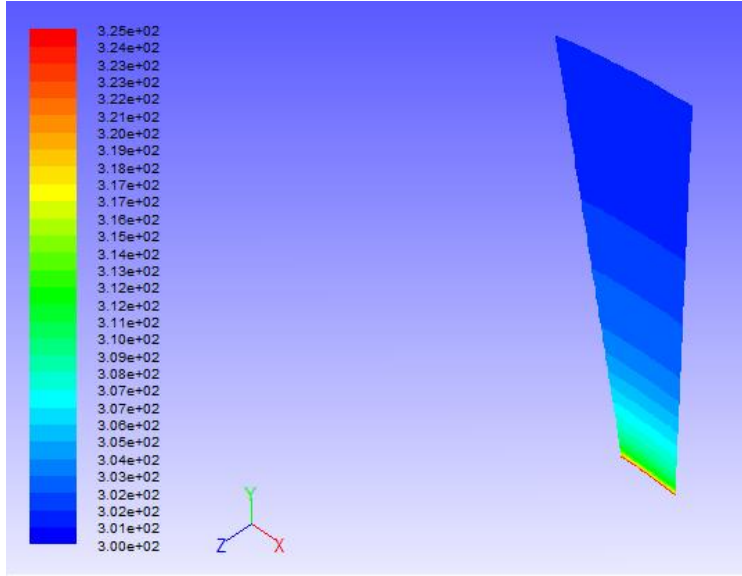


(b)



Şekil 5.20. $H=0$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık (K) profillerinin görünümü

(c)



Şekil 5.20. (Devam) $H=0$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık (K) profillerinin görünümü

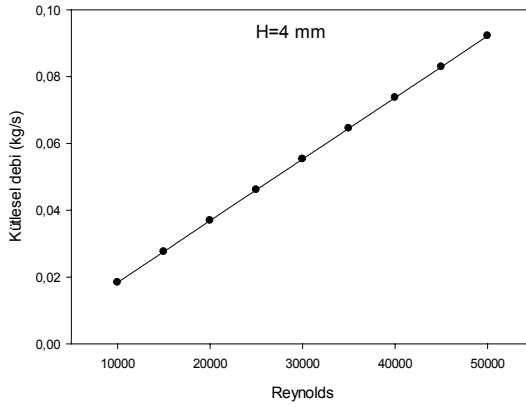
Düşük Reynolds sayılarına doğru akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süre artacağından ısı transferine maruziyet süresi de artmaktadır. Şekilden görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmüştür (Şekil 5.20). Ancak düşük Reynolds sayısına doğru artan çıkış sıcaklığı daha yüksek Reynolds sayılarına oranla daha fazla ısı transfer miktarı demek değildir. Bu tamamıyla akışkanın debisine, sabit basınçta özgül ısısına ve giriş ile çıkış arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır.

5.2. Kanatçık İlave Edilmesi Durumunda Elde Edilen Sonuçlar

Literatür ile mukayese edip çözümün doğruluğu ispatlandıktan ve bu bölümle ilgili sonuçlar sunulduktan sonra asıl araştırılmak istenen konu olan kanatçık yüksekliğindeki değişimin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri bu bölümde incelenmiştir. Tüm çözümler 20 adet kanatçık sayısında ve sırasıyla kanatçık yüksekliği H ’ın 4 mm, 6 mm, 8 mm ve 10 mm olması durumunda elde edilmiştir.

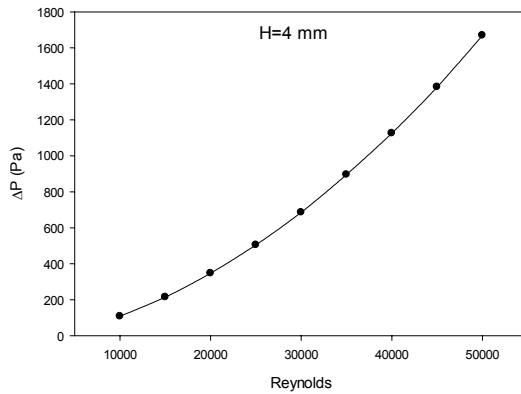
5.2.1. Kanatçık yüksekliğinin $H=4$ mm olması durumunda elde edilen sayısal Sonuçlar

Kütlesel debinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.21’ de görülmektedir. Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi Reynolds sayısının artışıyla beraber kütlesel debide de doğrusal bir artış olmuştur (Şekil 5.21).



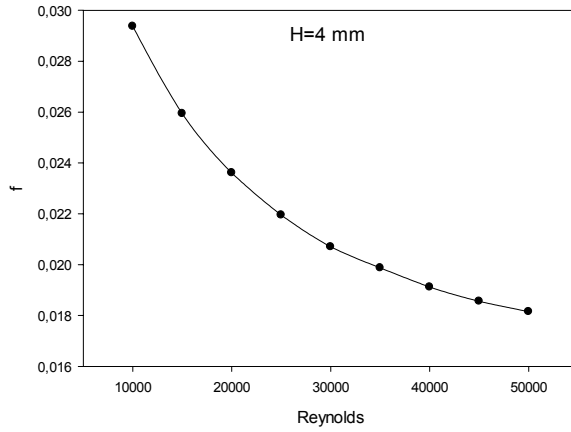
Şekil 5.21. $H=4$ mm olması durumunda kütlesel debinin Reynolds sayısı ile değişimi

Basınç düşüşünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.22’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi Reynolds sayısının artışıyla birlikte giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkı hızın karesine bağlı olarak parabolik bir yapıda oluşmuştur. Diğer bir deyişle, artan Reynolds sayısı ile basınç kaybıda artmaktadır (Şekil 5.22).



Şekil 5.22. $H=4$ mm olması durumunda giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.23’de verilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile ortalama Darcy sürtünme faktörünü beklendiği üzere azaldığı görülmüştür (Şekil 5.23).

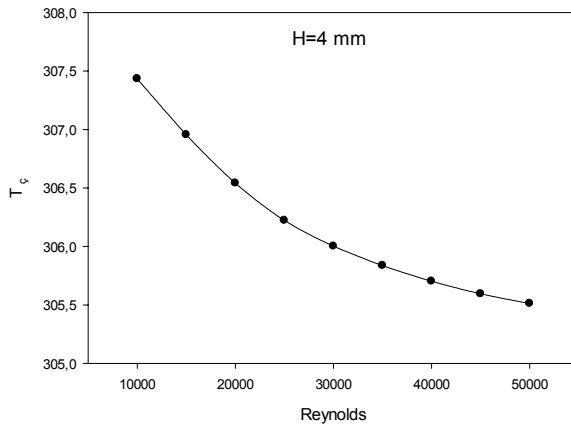


Şekil 5.23. H=4 mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

$$f=0,4938Re^{-0,3067} \quad (5.5)$$

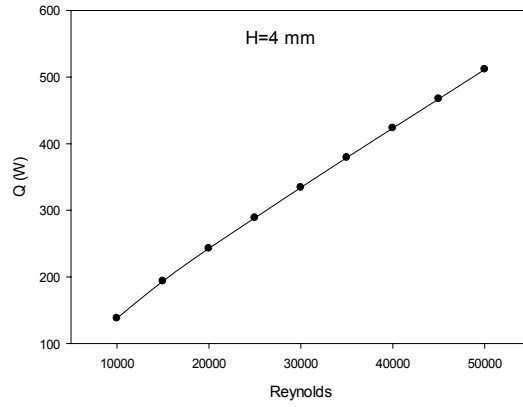
Kanal çıkışındaki akışkan sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.24’de verilmiştir.



Şekil 5.24. H=4 mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

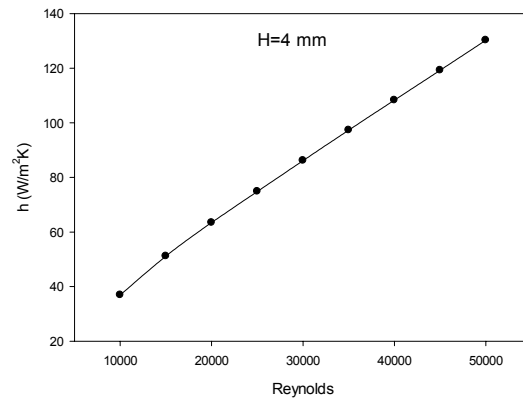
Reynolds sayısının artışıyla beraber akışkan çıkış sıcaklığında azalma görülmüştür (Şekil 5.24). Bunun nedeni akışkanın ısı transfer maruziyet süresinin akışkan hızının artmasıyla azalmasıdır.

Isı transfer miktarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.25’de verilmiştir. Beklendiği gibi ısı transfer miktarında Reynolds sayısının artan değerleriyle birlikte artış olmuştur (Şekil 5.25).



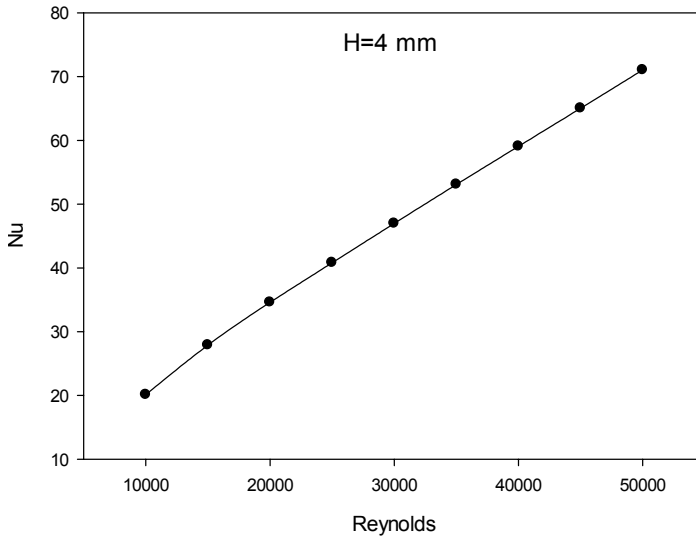
Şekil 5.25. H=4 mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Ortalama ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.26’da verilmiştir. Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi Reynolds sayısının artışıyla beraber ısı transfer katsayısında da artış olmuştur (Şekil 5.26).



Şekil 5.26. H=4 mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.27’de verildiği gibidir.



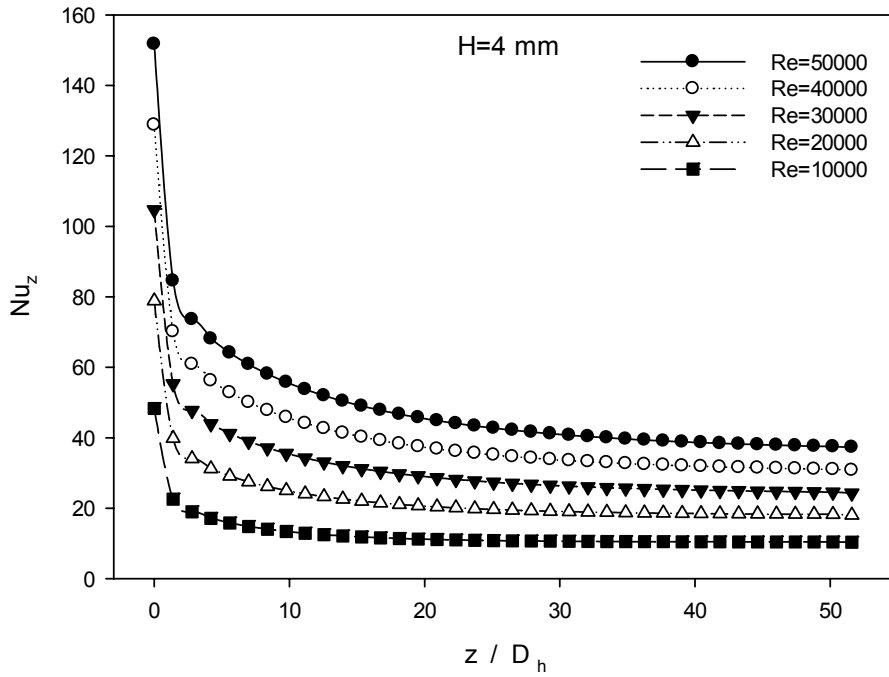
Şekil 5.27. H=4 mm olması durumunda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayılarına doğru türbülans etkileride artmış ve buna paralel olarak ısı transfer katsayısında ve de dolayısı ile ortalama Nusselt sayısında artış olmuştur (Şekil 5.27).

Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

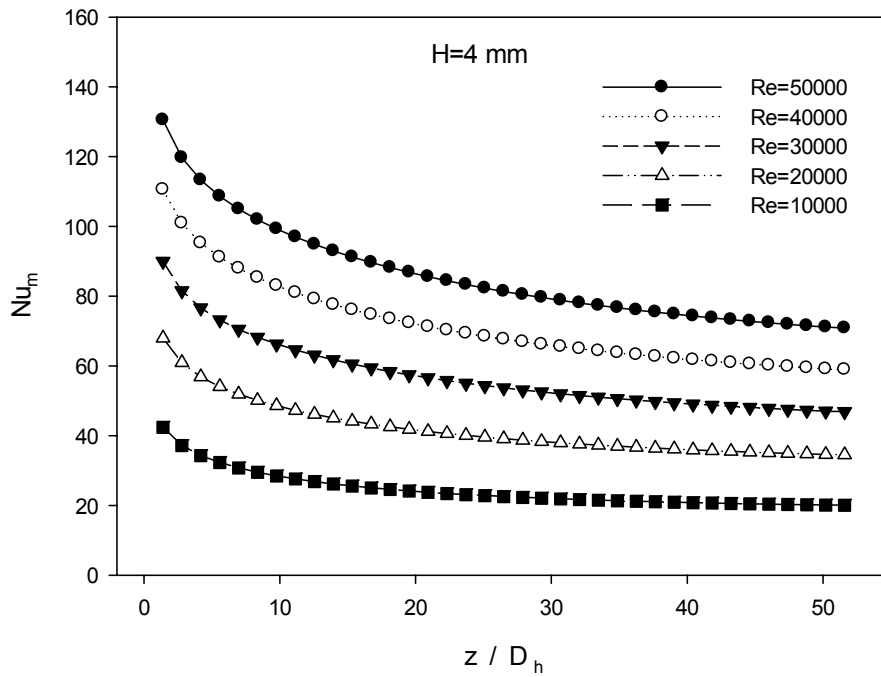
$$Nu=0,01473Re^{0,7832} \quad (5.6)$$

Kanal boyunca yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayılarındaki değişimi Şekil 5.28’da verilmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında yüksek yerel Nusselt sayıları elde edilmiştir. Ayrıca kanal çıkışına doğru yerel Nusselt sayısının asimtotik değerlere ulaştığı görülmektedir. Diğer bir ifade ile söylemek gerekirse test bölgesi çıkışında akış ısıl olarak tam gelişmiş akış şartlarına ulaşmaktadır (Şekil 5.28).



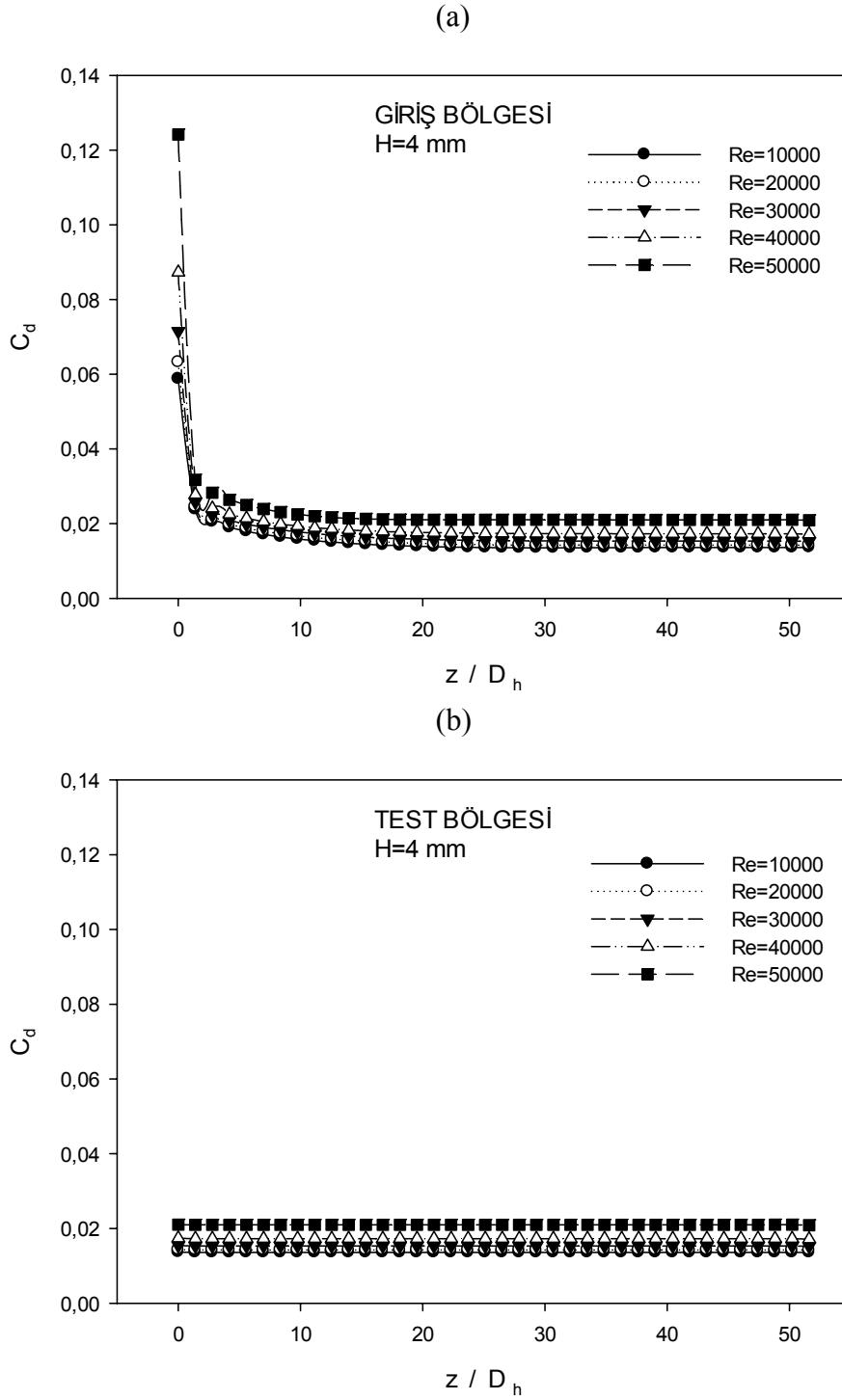
Şekil 5.28. $H=4$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Kanal girişinden itibaren z -mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının kanal boyunca değişimi değişik Reynolds sayıları için Şekil 5.29'da görüldüğü gibidir.



Şekil 5.29. $H=4$ mm için z -mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değişimi

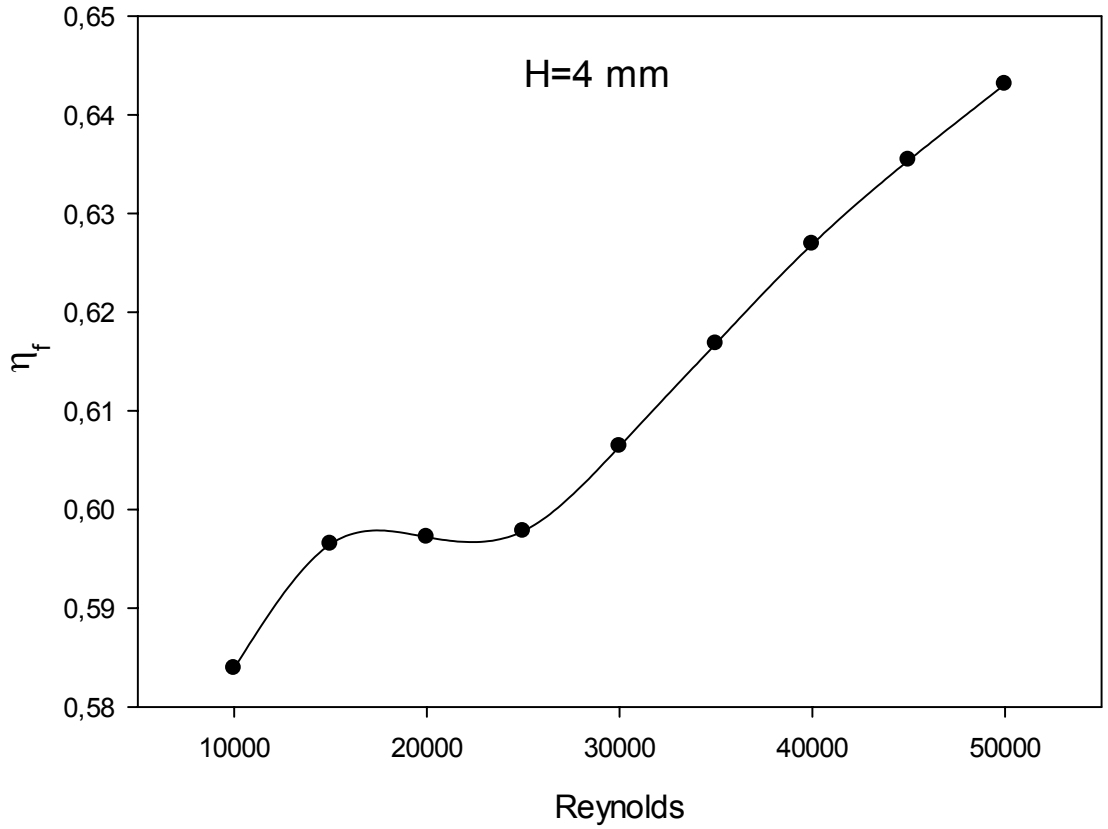
Yerel sürtünme faktörünün kanal boyunca değişimi giriş bölgesi ve test bölgesi için sırasıyla Şekil 5.30 (a) ve (b)'de verilmiştir.



Şekil 5.30. $H=4$ mm için (a) giriş, (b) test bölgesindeki yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

Yapılan çalışmada akışkanın hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olarak test alanına girebilmesi önce ısıl yüke maruz bırakılmaksızın giriş bölgesinden geçirilmiş ve çıkış hız ve türbülans değerleri ısıl olarak gelişmekte olan çözüm alanı girişinde okutulmuştur. Yukarıda görüldüğü giriş bölgesi çıkışından önce yerel Darcy sürtünme faktörü her Reynolds değerinde sabit kalmıştır. Bu sebeple akışın test bölgesi girişinden itibaren hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olduğunu söylemek mümkündür (Şekil 5.31).

Kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 5.31’de sunulmuştur.

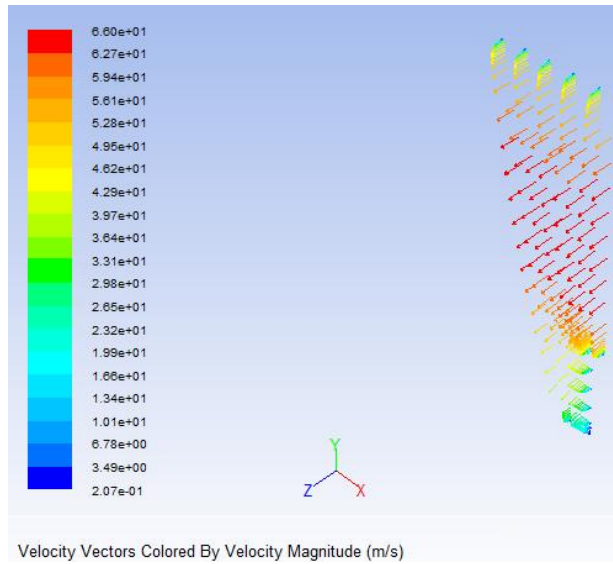


Şekil 5.31. H=4 mm olması durumunda kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi

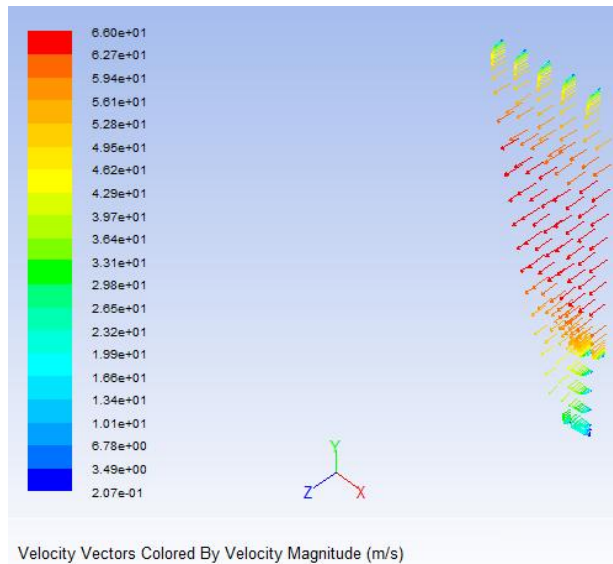
Şekilden görüldüğü gibi kanatçık verimi Reynolds sayısının artışına paralel artan bir eğri çizmiştir. Ancak Reynolds sayısının 15000 ile 25000 değerleri arasında verimde önemli bir değişim olmamıştır (Şekil 5.31).

Şekil 5.32’de $Re=50000$ için test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız vektörleri gösterilmiştir.

(a)



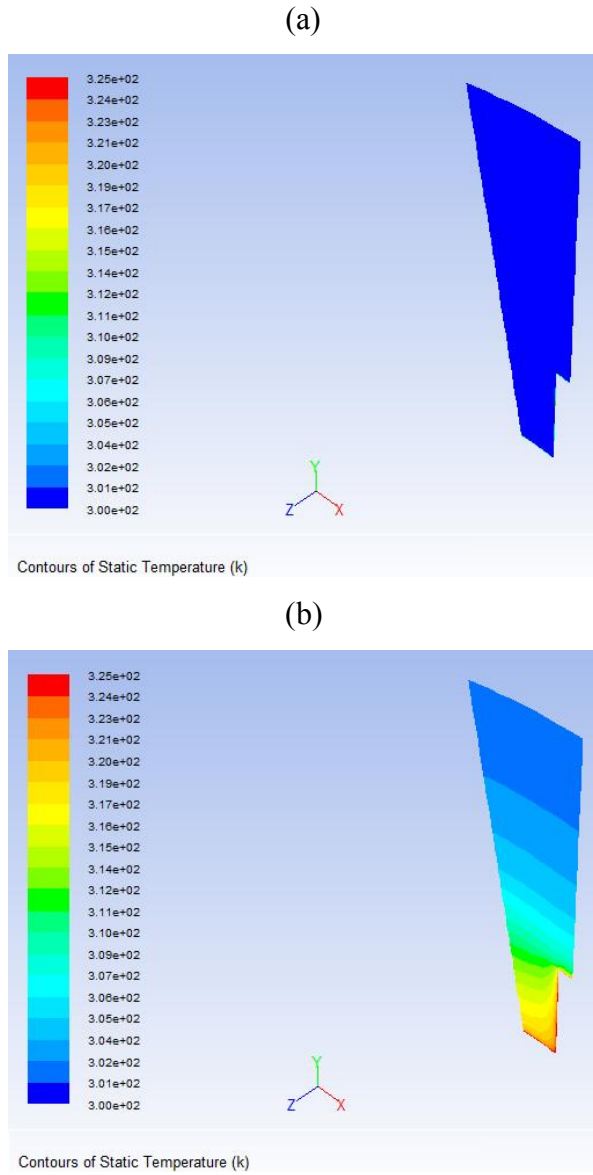
(b)



Şekil 5.32. $H=4$ mm, $Re=50000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.32).

Re= 50000 için Şekil 5.33’de sıcaklık dağılımları test bölgesi giriş ve çıkışında verilmiştir.

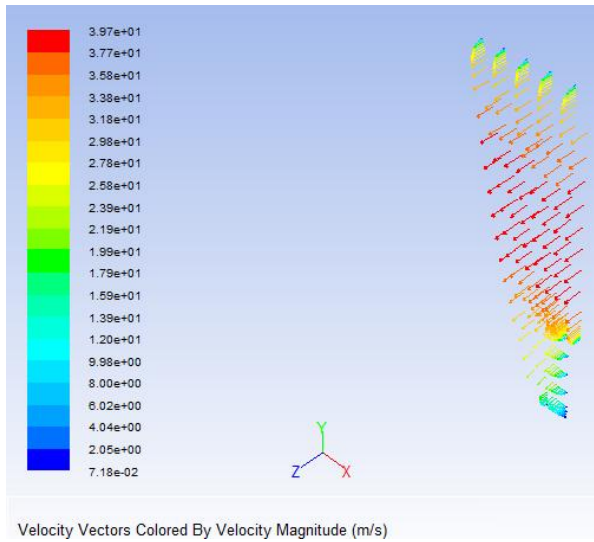


Şekil 5.33. H=4 mm, Re=50000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

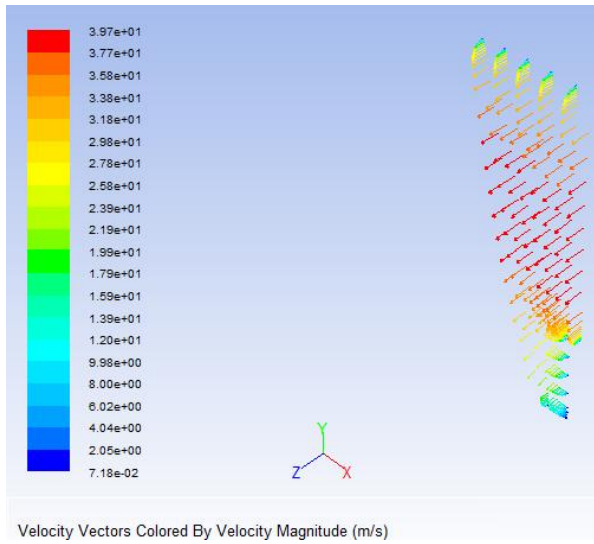
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.33).

Re=30000 için Şekil 5.34’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımları verilmiştir.

(a)



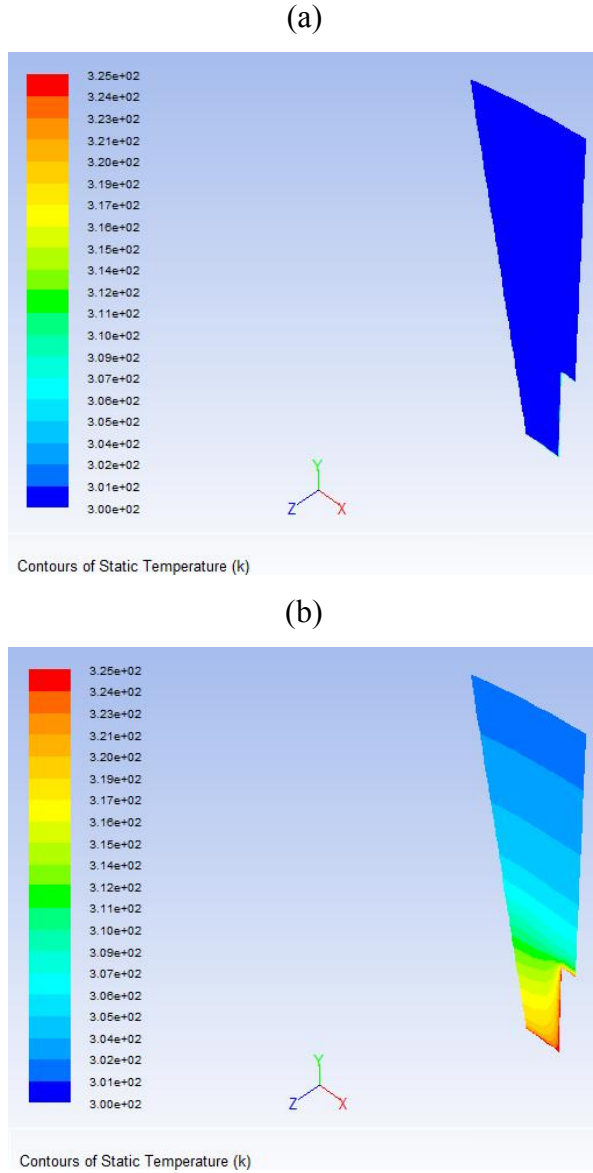
(b)



Şekil 5.34. H=4 mm, Re=30000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.34).

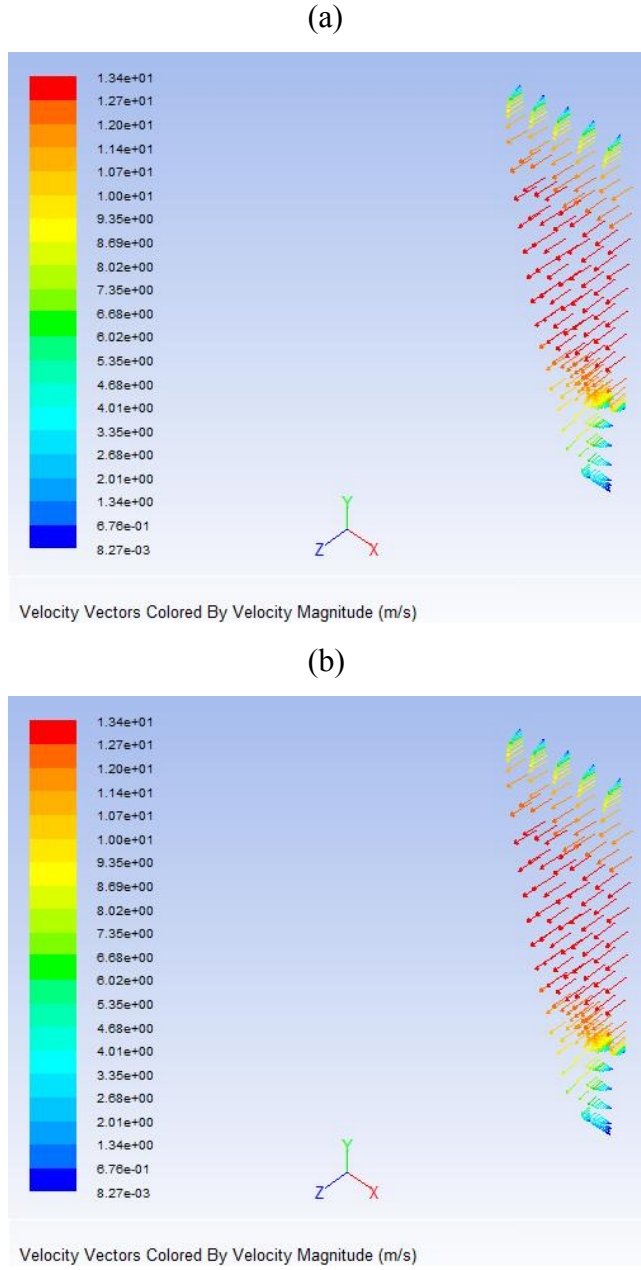
Şekil 5.35’de $Re=30000$ için test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları görülmektedir.



Şekil 5.35. $H=4$ mm, $Re=30000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.35).

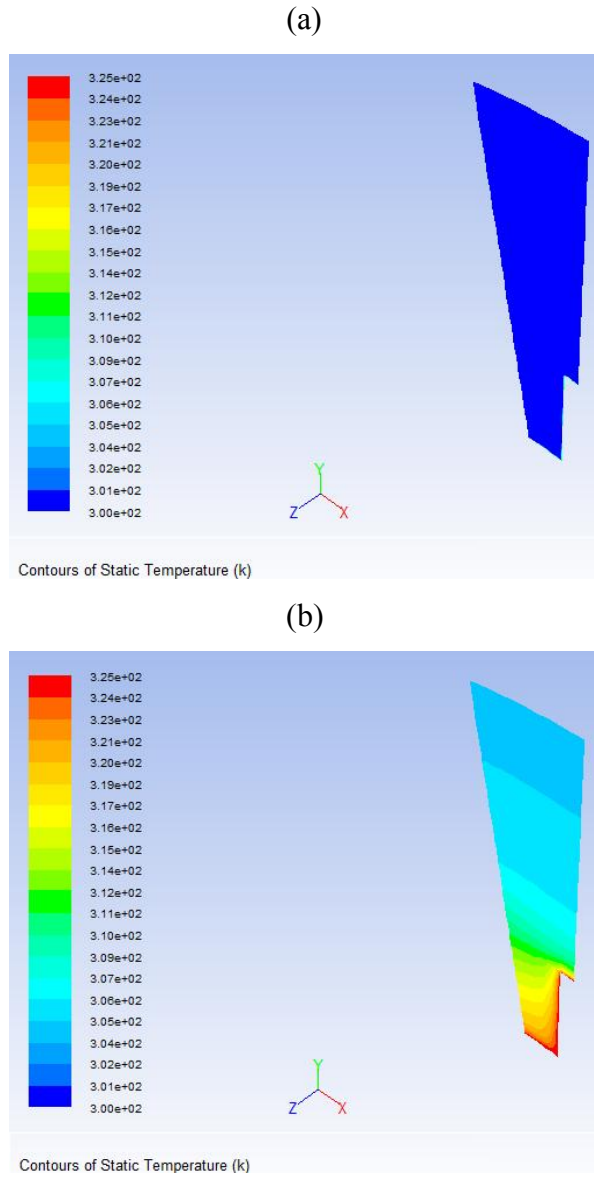
Re=10000 için test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımı Şekil 5.36'de verilmiştir.



Şekil 5.36. H=4 mm, Re=10000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.36).

Re=10000 için Şekil 5.37’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları verilmiştir.

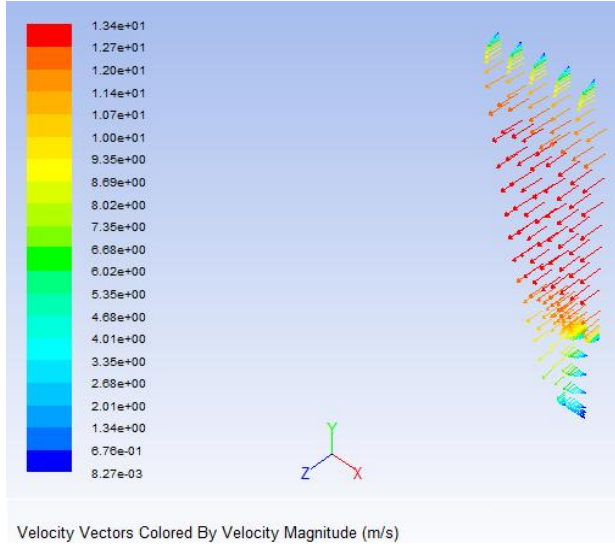


Şekil 5.37. H=4 mm, Re=10000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

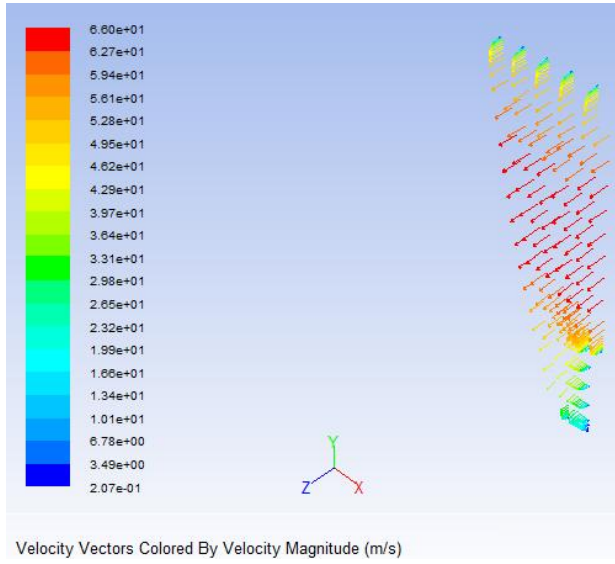
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.37).

Aşağıda farklı Reynolds sayılarında test bölgesi çıkışındaki hız profilleri Şekil 5.38’de gösterilmiştir.

(a)



(b)

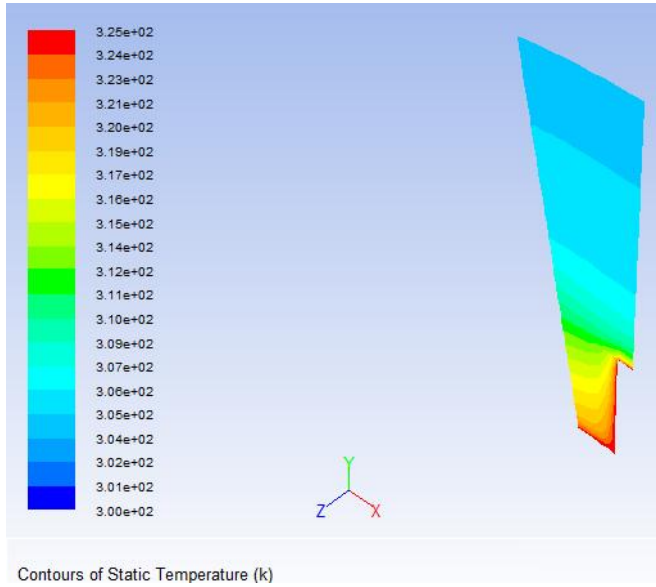


Şekil 5.38. $H=4$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız profillerinin görünümü

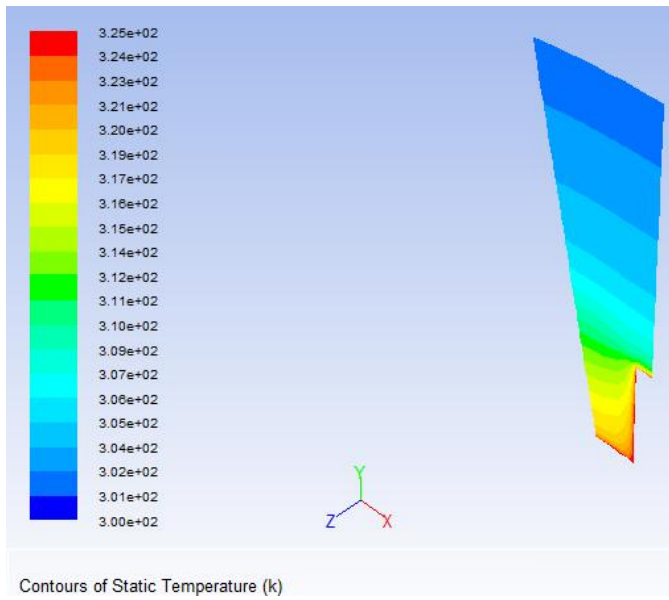
Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayısına doğru hız profillerindeki parabolik yapı çıkışta da belirginliğini korumuştur (Şekil 5.38).

Test bölgesi çıkışındaki sıcaklık profillerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.39’da verilmiştir.

(a)

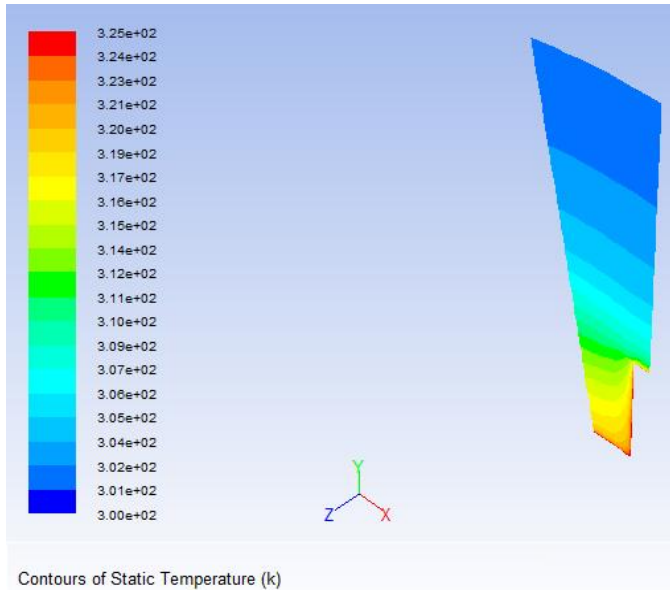


(b)



Şekil 5.39. $H=4$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü

(c)

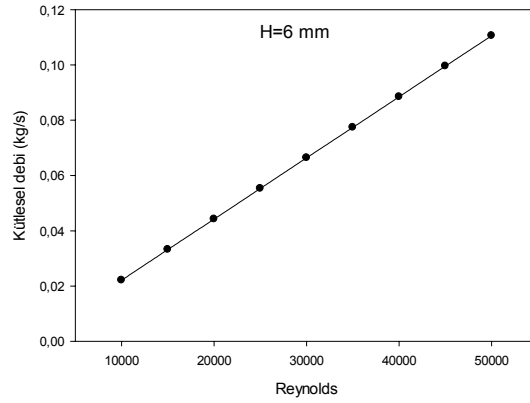


Şekil 5.39. (Devam) $H=4$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü

Düşük Reynolds sayılarına doğru akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süre artacağından ısı transferine maruziyet süresi de artmaktadır. Şekilden görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmüştür.

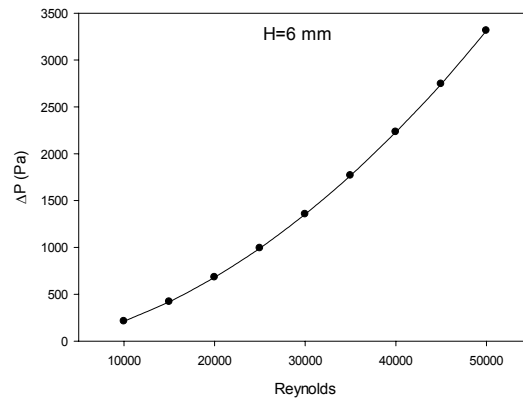
5.2.2. Kanatçık yüksekliğinin $H=6$ mm olması durumunda elde edilen sayısal sonuçlar

Kütleli debinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.40'da görülmektedir. Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi Reynolds sayısının artışıyla beraber kütleli debide de doğrusal bir artış olmuştur (Şekil 5.40).



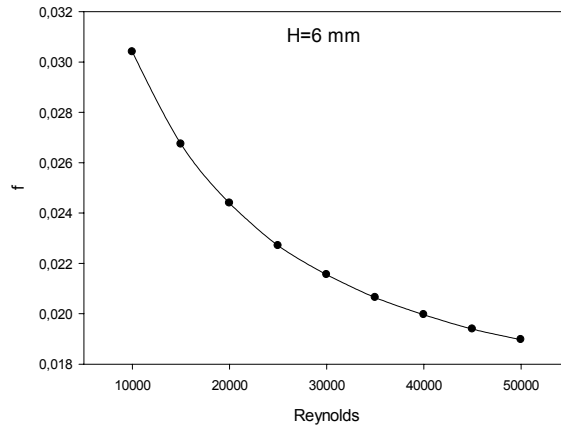
Şekil 5.40. $H=6$ mm olması durumunda kütleli debinin Reynolds sayısı ile değişimi

Basınç düşüşünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.41'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi Reynolds sayısının artışıyla birlikte giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkı hızın karesine bağlı olarak parabolik bir yapıda oluşmuştur. Diğer bir deyişle, artan Reynolds sayısı ile basınç kaybı da artmaktadır (Şekil 5.41).



Şekil 5.41. $H=6$ mm olması durumunda giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.42’de verilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile ortalama Darcy sürtünme faktörünü beklendiği üzere azaldığı görülmüştür (Şekil 5.42).

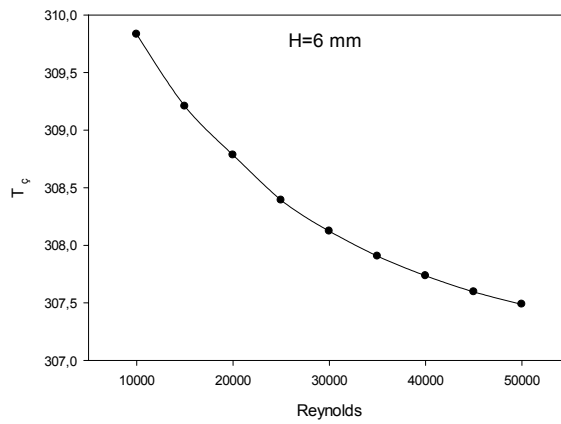


Şekil 5.42. H=6 mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünü Reynolds sayısı ile değişimi

Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

$$f=0,4772Re^{-0,2997} \quad (5.7)$$

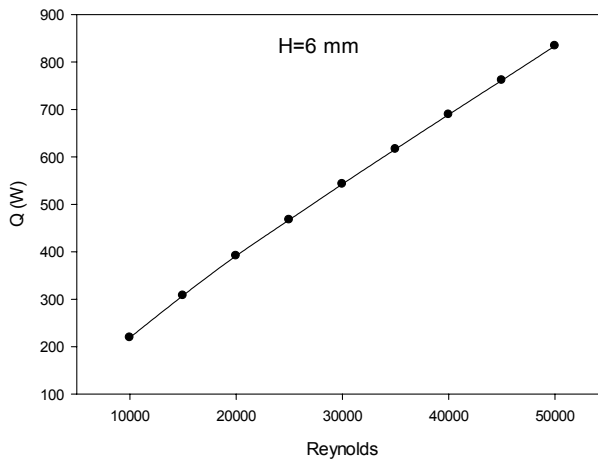
Kanal çıkışındaki akışkan sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.43’de verilmiştir.



Şekil 5.43. H=6 mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

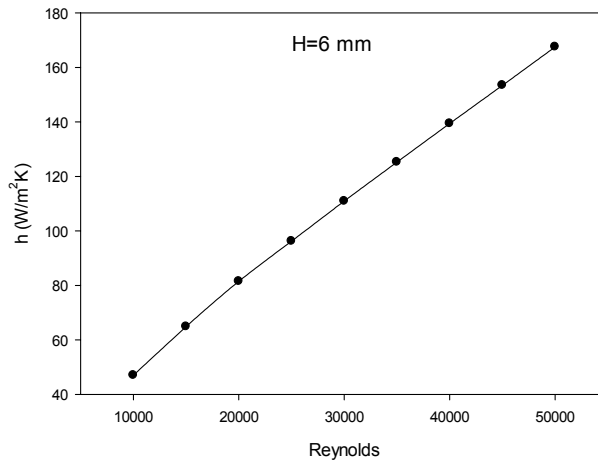
Reynolds sayısının artışıyla beraber akışkan çıkış sıcaklığında azalma görülmüştür (Şekil 5.43). Bunun nedeni akışkanın ısı transfer maruziyet süresinin akışkan hızının artmasıyla azalmasıdır.

Isı transfer miktarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.44’de verilmiştir. Beklendiği gibi ısı transfer miktarında Reynolds sayısının artan değerleriyle birlikte artış olmuştur (Şekil 5.44).



Şekil 5.44. $H=6$ mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

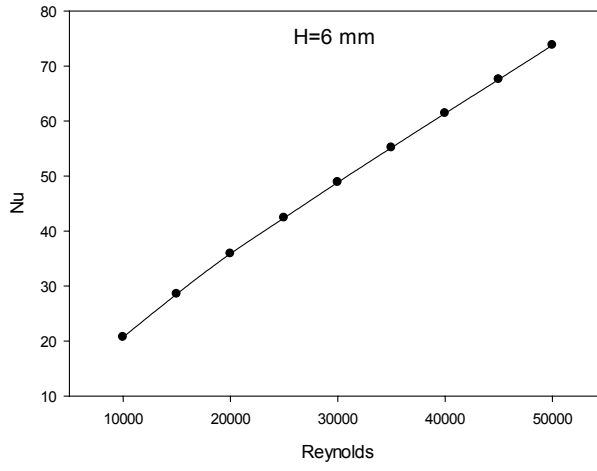
Isı transfer katsayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 5.45’de sunulmuştur.



Şekil 5.45. $H=6$ mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi ısı transferinin artışıyla beraber ısı transfer katsayısında da artış olmuştur (Şekil 5.45).

Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.46'da verildiği gibidir.



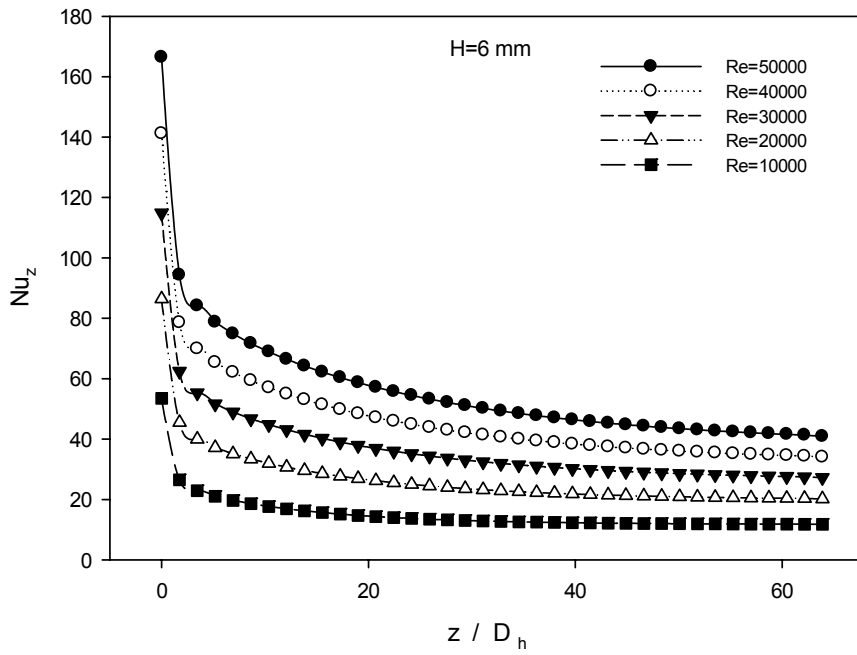
Şekil 5.46. H=6 mm olması durumunda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayılarına doğru türbülans etkileri de artmış ve buna paralel olarak ısı transfer katsayısında ve de dolayısı ile ortalama Nusselt sayısında artış olmuştur (Şekil 5.46).

Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

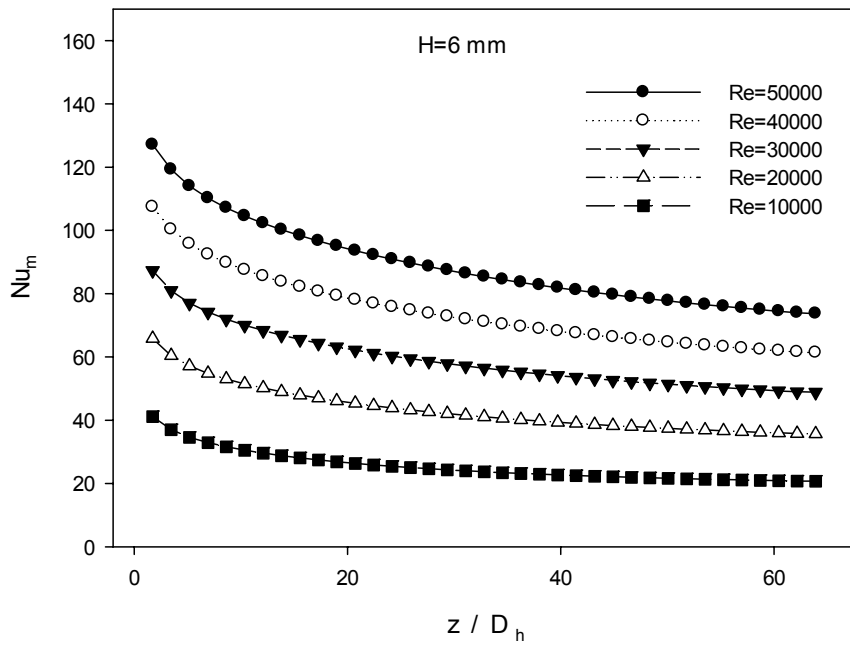
$$Nu=0,01444Re^{0,7887} \quad (5.8)$$

Kanal boyunca yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayılarındaki değişimi Şekil 5.47'de verilmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında yüksek yerel Nusselt sayıları elde edilmiştir. Ayrıca kanal çıkışına doğru yerel Nusselt sayısının asimtotik değerlere ulaştığı görülmektedir. Diğer ifade ile söylemek gerekirse test bölgesi çıkışında akış ısı olarak tam gelişmiş akış şartlarına ulaşmaktadır (Şekil 5.47).



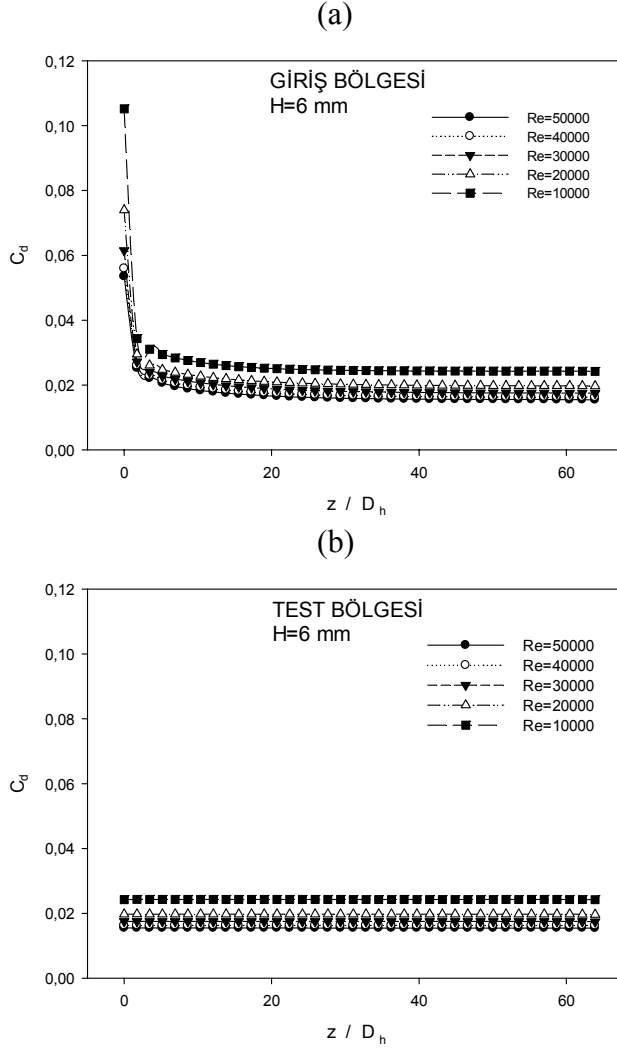
Şekil 5.47. $H=6$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Kanal girişinden itibaren z -mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının kanal boyunca değişimi değişik Reynolds sayıları için Şekil 5.48’de görüldüğü gibidir.



Şekil 5.48. $H=6$ mm için z -mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değişimi

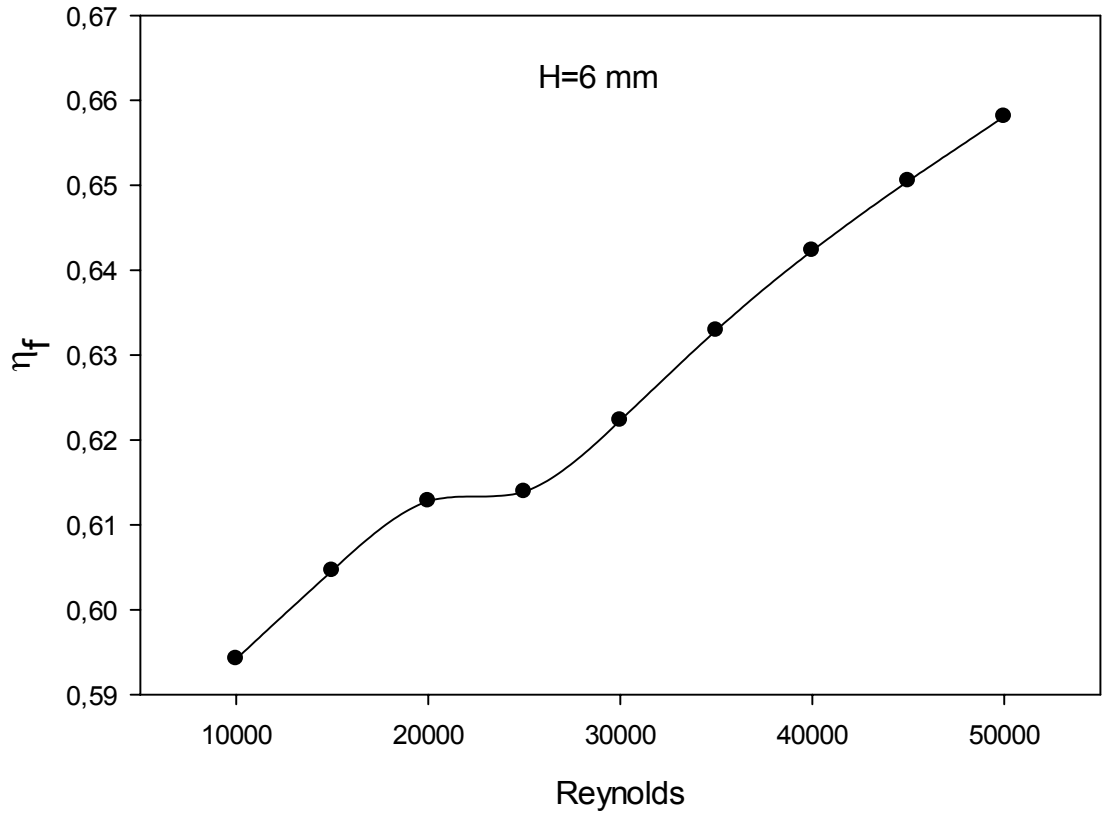
Yerel sürtünme faktörünün kanal boyunca değişimi giriş bölgesi ve test bölgesi için sırasıyla Şekil 5.12 (a) ve (b)'de verilmiştir.



Şekil 5.49. $H=6$ mm için (a) giriş, (b) test bölgesinde yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

Yapılan çalışmada akışkanın hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olarak test alanına girebilmesi önce ısıl yüke maruz bırakılmaksızın giriş bölgesinden geçirilmiş ve çıkış hız ve türbülans değerleri ısıl olarak gelişmekte olan çözüm alanı girişinde okutulmuştur. Yukarıda görüldüğü giriş bölgesi çıkışından önce yerel Darcy sürtünme faktörü her Reynolds değerinde sabit kalmıştır. Bu sebeple akışın test bölgesi girişinden itibaren hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olduğunu söylemek mümkündür (Şekil 5.49).

Kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 5.50’de sunulmuştur.

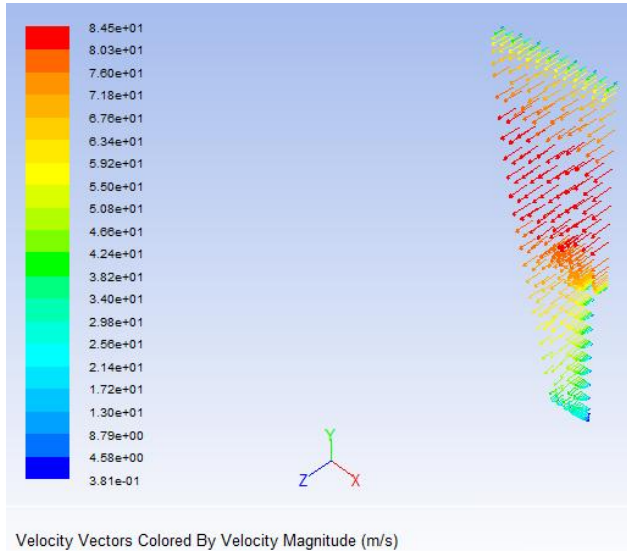


Şekil 5.50. H=6 mm olması durumunda kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi

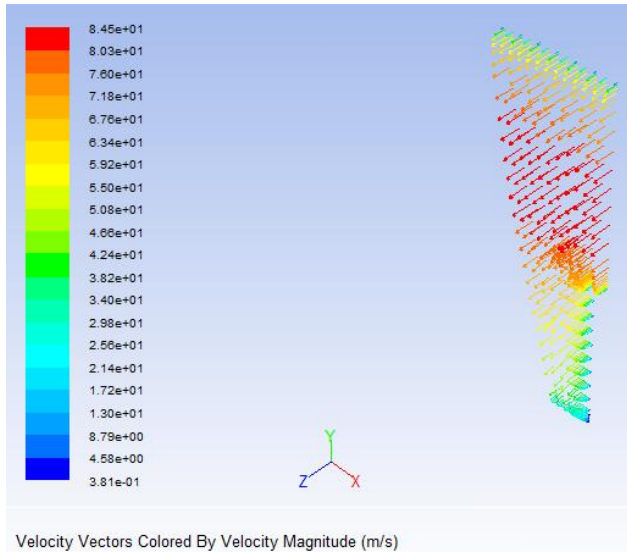
Şekilden görüldüğü gibi kanatçık verimi Reynolds sayısının artışına paralel artan bir eğri çizmiştir. Ancak Reynolds sayısının 20000 ile 25000 değerleri arasında verimde önemli bir değişim olmamıştır (Şekil 5.50).

Re=50000 için Şekil 5.51’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız vektörleri gösterilmiştir.

(a)



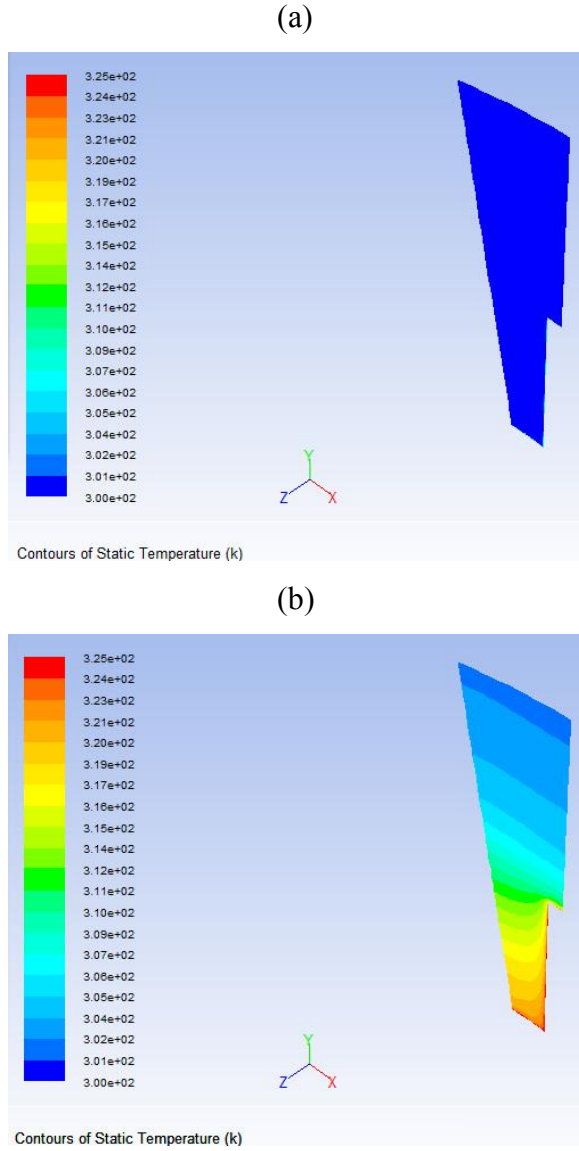
(b)



Şekil 5.51. H=6 mm, Re=50000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.51).

Re=50000 için Şekil 5.52’de sıcaklık dağılımları test bölgesi giriş ve çıkışında verilmiştir.

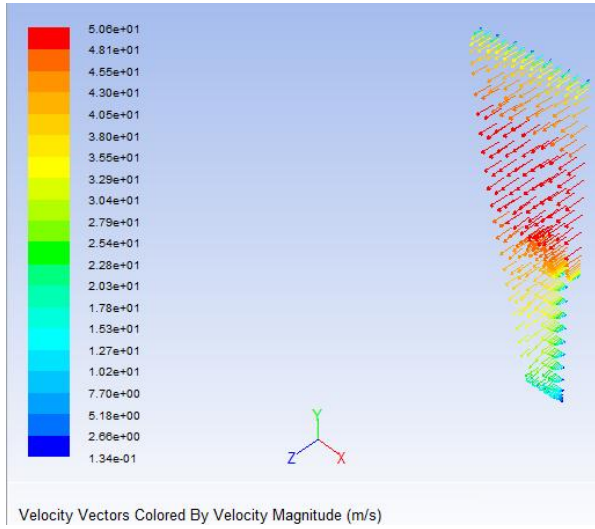


Şekil 5.52. H=6 mm, Re=50000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

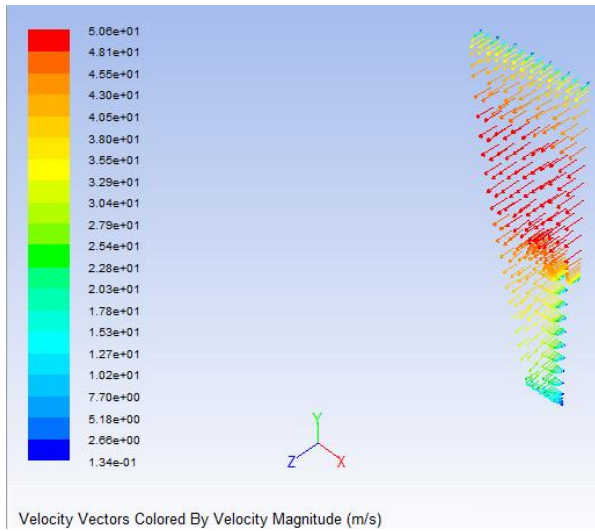
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.52).

Re=30000 için Şekil 5.53’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımları verilmiştir.

(a)



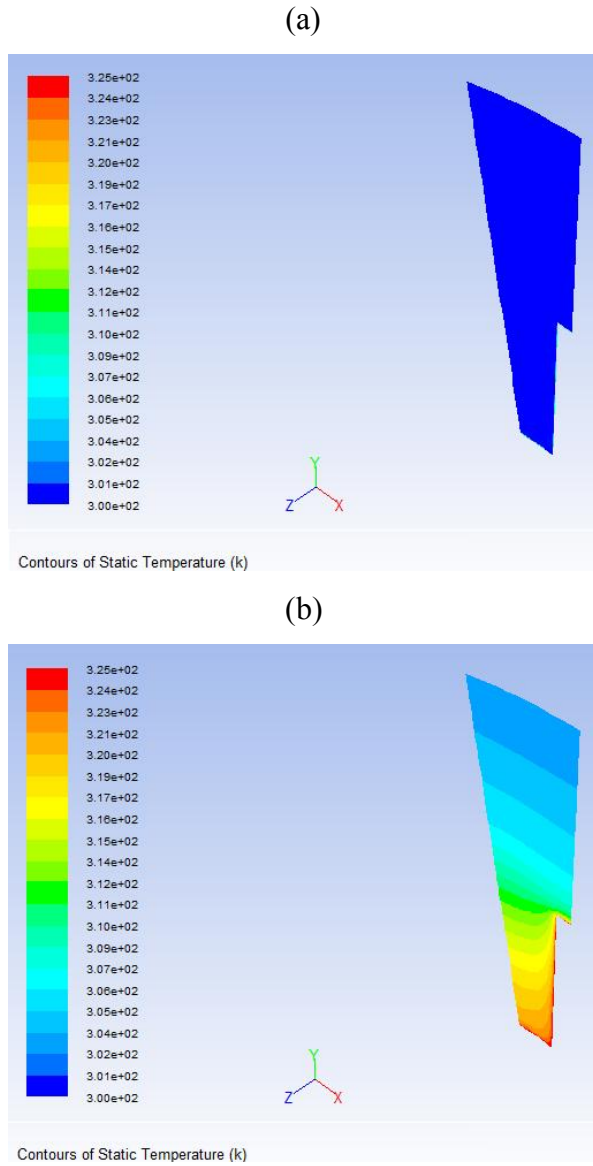
(b)



Şekil 5.53. H=6 mm, Re=30000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmektedir (Şekil 5.53).

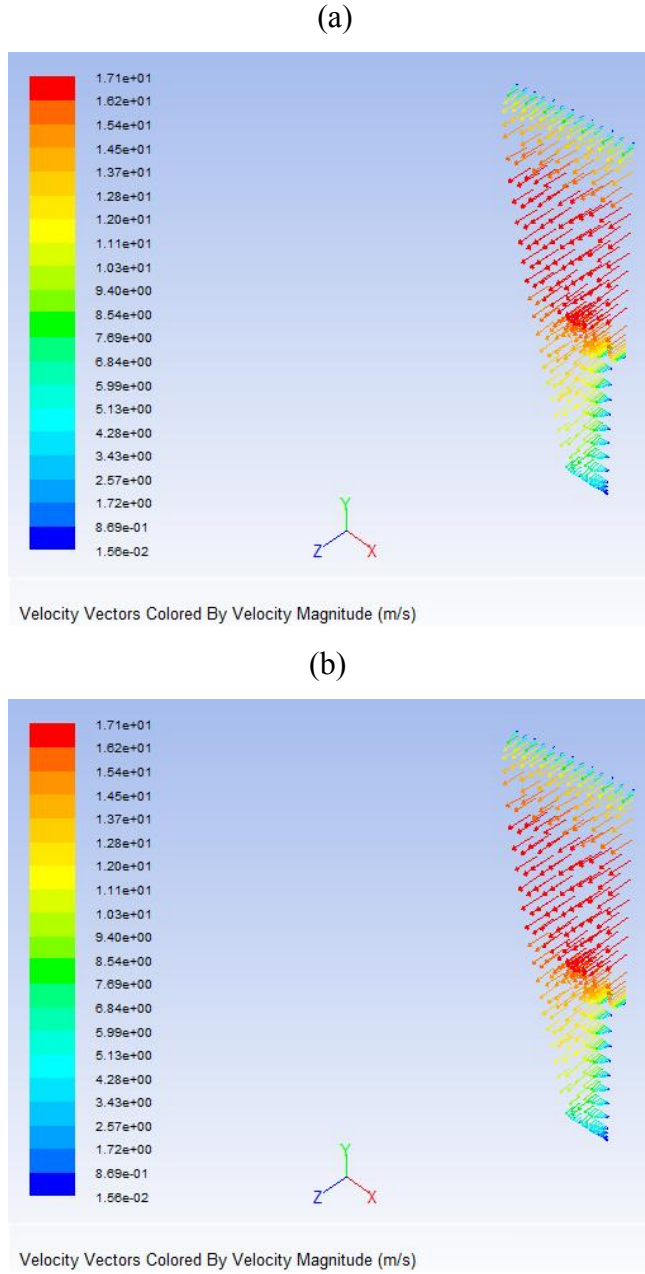
Re=30000 için Şekil 5.54’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları görülmektedir.



Şekil 5.54. H=6 mm, Re=30000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısııl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.54).

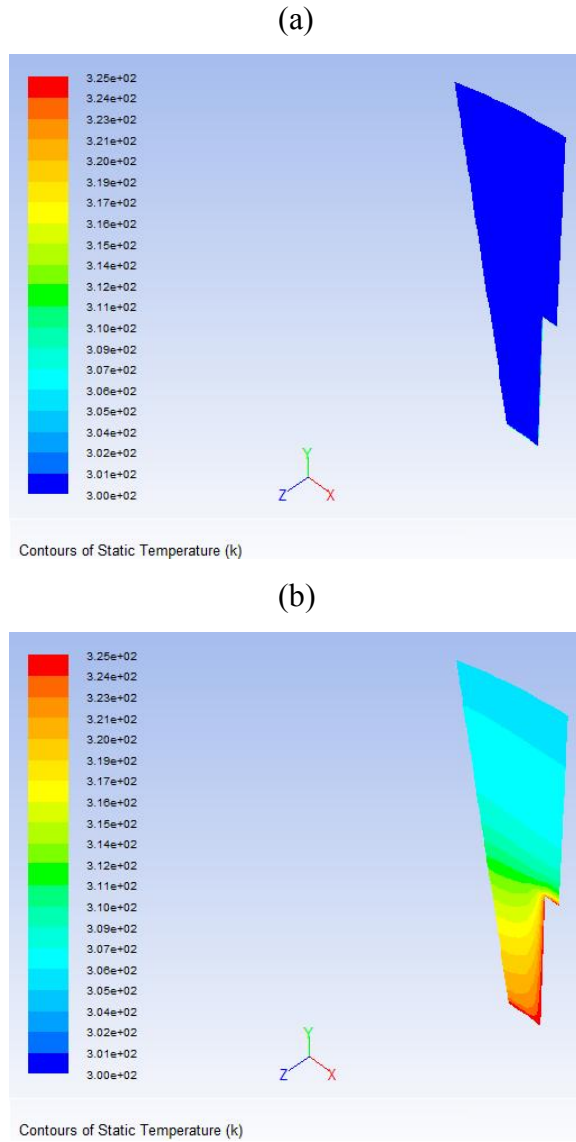
Re=10000 için test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımı Şekil 5.55’de verilmiştir.



Şekil 5.55. H=6 mm, Re=10000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.55).

Re=10000 için Şekil 5.56’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları verilmiştir.

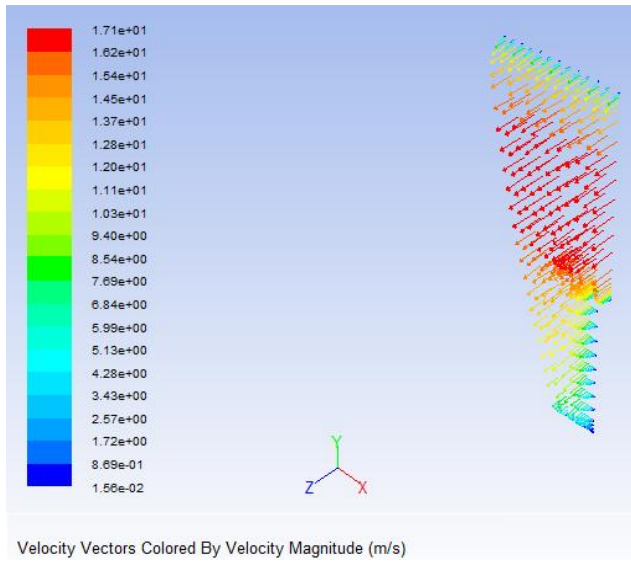


Şekil 5.56. H=6 mm, Re=10000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

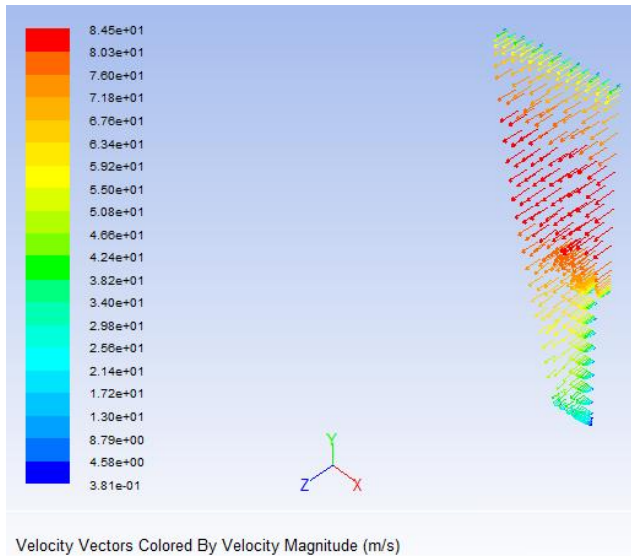
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.56).

Aşağıda farklı Reynolds sayılarında test bölgesi çıkışındaki hız profilleri Şekil 5.57’de gösterilmiştir.

(a)



(b)

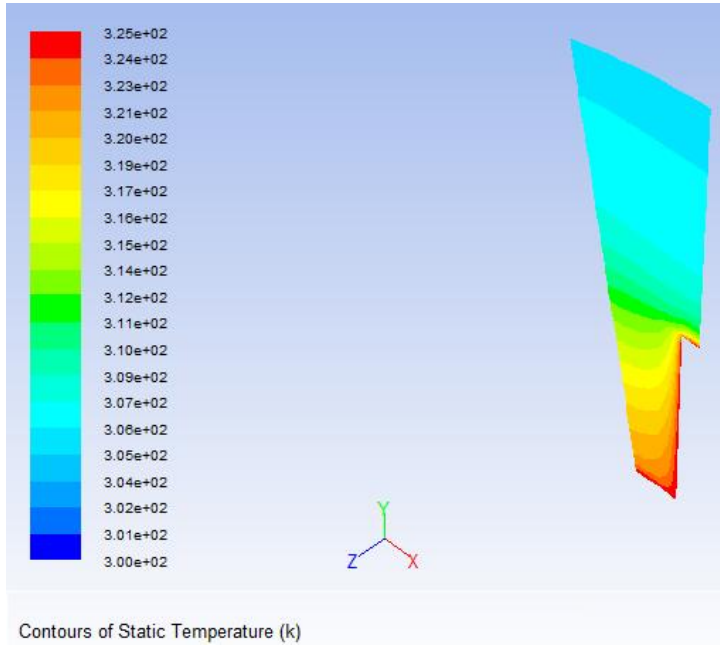


Şekil 5.57. $H=6$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız profillerinin görünümü

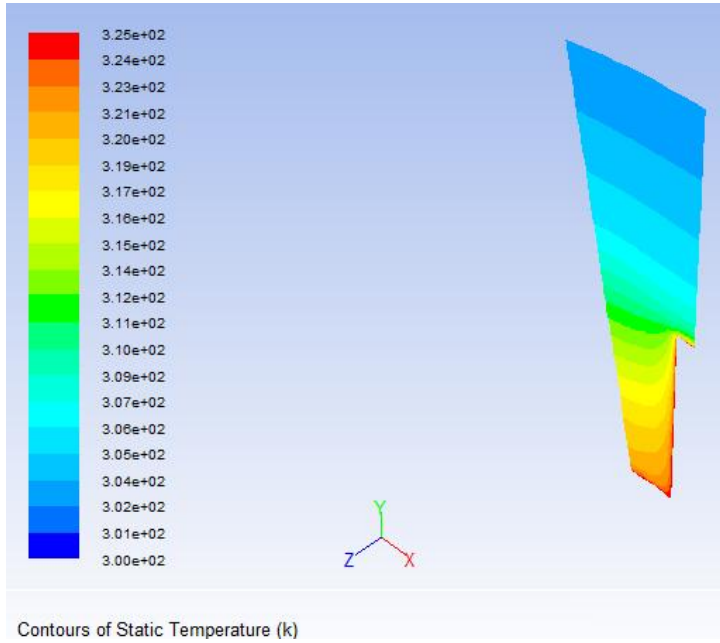
Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynold sayısına doğru hız profillerindeki parabolik yapı çıkışta da belirginliğini korumuştur (Şekil 5.57).

Test bölgesi çıkışındaki sıcaklık profillerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.58’de verilmiştir.

(a)

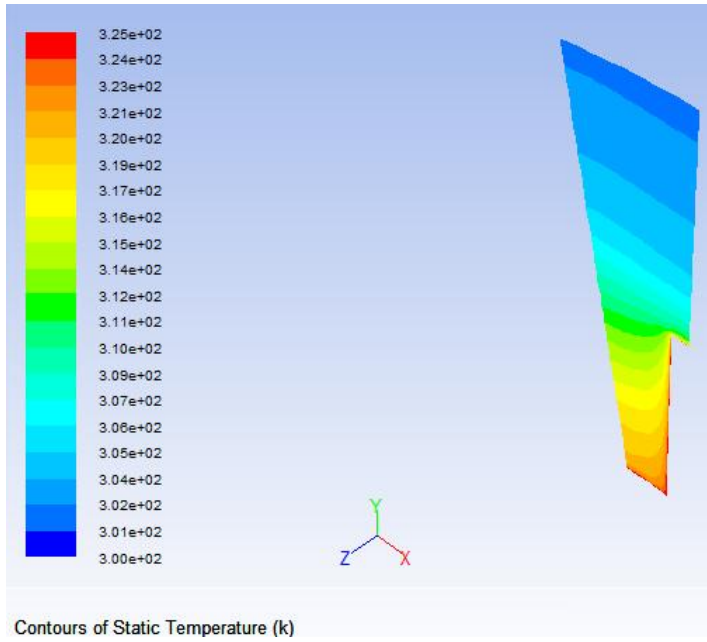


(b)



Şekil 5.58. $H=6$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü

(c)

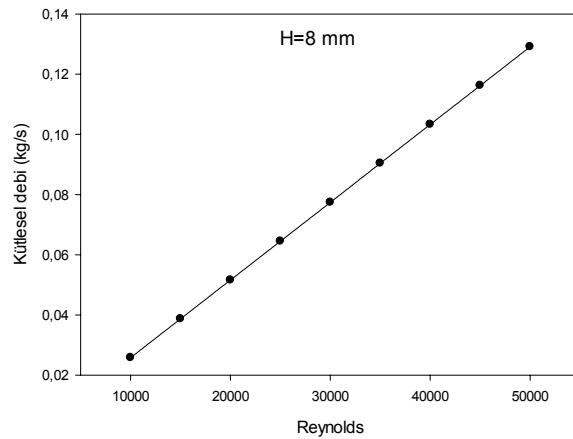


Şekil 5.58. (Devamı) $H=6$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü

Düşük Reynolds sayılarına doğru akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süre artacağından ısı transferine maruziyet süresi de artmaktadır. Şekilden görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmüştür (Şekil 5.58).

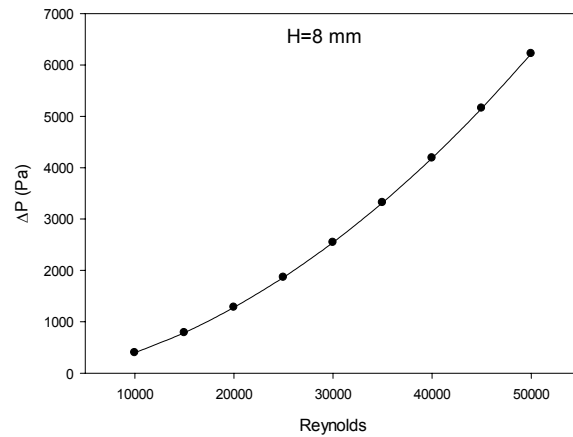
5.2.3. Kanatçık yüksekliğinin $H=8$ mm olması durumunda elde edilen sayısal sonuçlar

Kütleli debinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.59’da görülmektedir. Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi Reynolds sayısının artışıyla beraber kütleli debide de doğrusal bir artış olmuştur (Şekil 5.59).



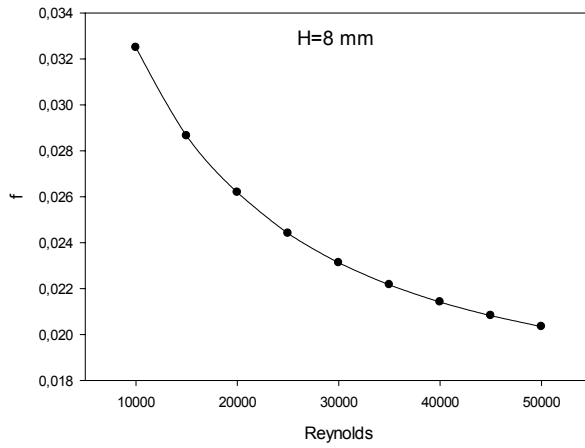
Şekil 5.59. $H=8$ mm olması durumunda kütleli debinin Reynolds sayısı ile değişimi

Basınç düşüşünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.60’da verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi Reynolds sayısının artışıyla birlikte giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkı hızın karesine bağlı olarak parabolik bir yapıda oluşmuştur. Diğer bir deyişle, artan Reynolds sayısı ile basınç kaybıda artmaktadır (Şekil 5.60).



Şekil 5.60. $H=8$ mm olması durumunda giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.61’de verilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile ortalama Darcy sürtünme faktörünü beklendiği üzere azaldığı görülmüştür.

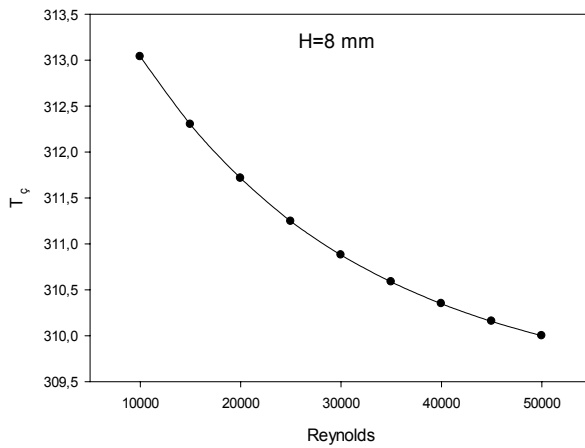


Şekil 5.61. H=8 mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

$$f=0,4999Re^{-0,2973} \quad (5.9)$$

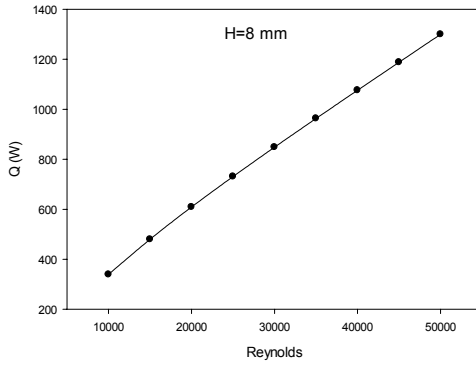
Kanal çıkışındaki akışkan sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.62’de verilmiştir.



Şekil 5.62. H=8 mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

Reynolds sayısının artışıyla beraber akışkan çıkış sıcaklığında azalma görülmüştür. Bunun nedeni akışkanın ısı transfer maruziyet süresinin akışkan hızının artmasıyla azalmasıdır (Şekil 5.62).

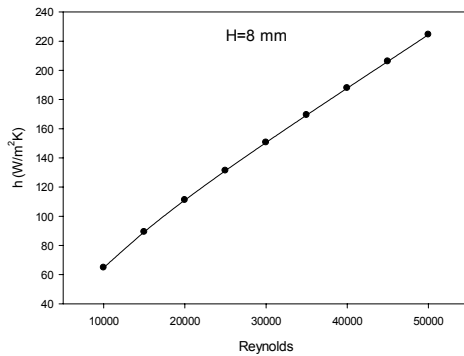
Gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 5.63’de görülmüştür.



Şekil 5.63. H=8 mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

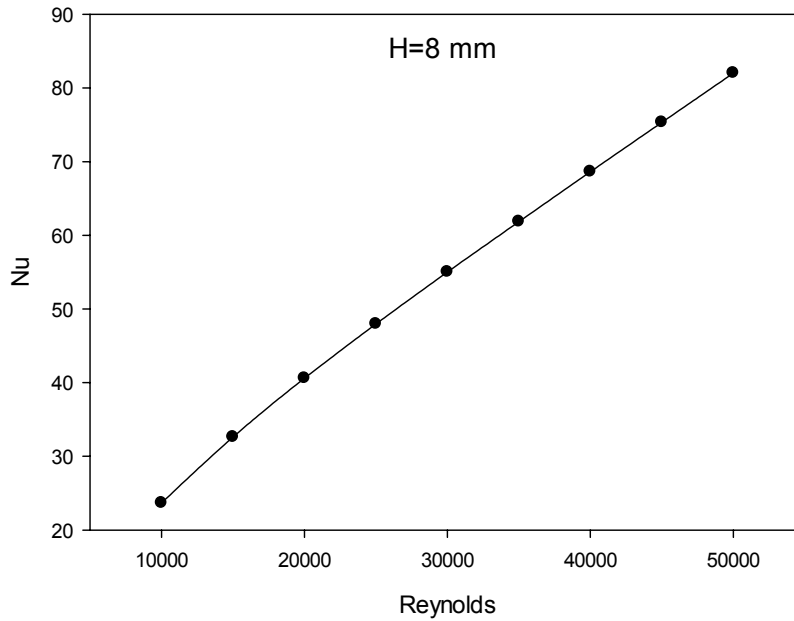
Beklendiği gibi ısı transfer miktarında Reynolds sayısının artan değerleriyle birlikte artış olmuştur (Şekil 5.63).

Ortalama ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi şekil 5.64’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi Reynolds sayısının artışıyla beraber ısı transfer katsayısında da artış olmuştur (Şekil 5.64).



Şekil 5.64. H=8 mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.65’de verildiği gibidir.



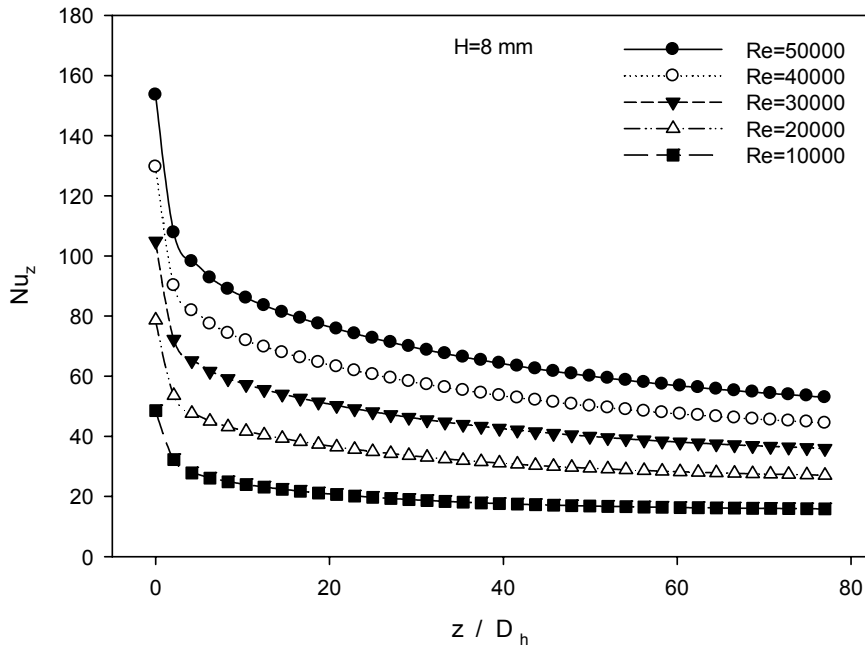
Şekil 5.65. H=8 mm olması durumunda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayılarına doğru türbülans etkileri de artmış ve buna paralel olarak ısı transfer katsayısında ve de dolayısı ile ortalama Nusselt sayısında artış olmuştur (Şekil 5.65).

Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

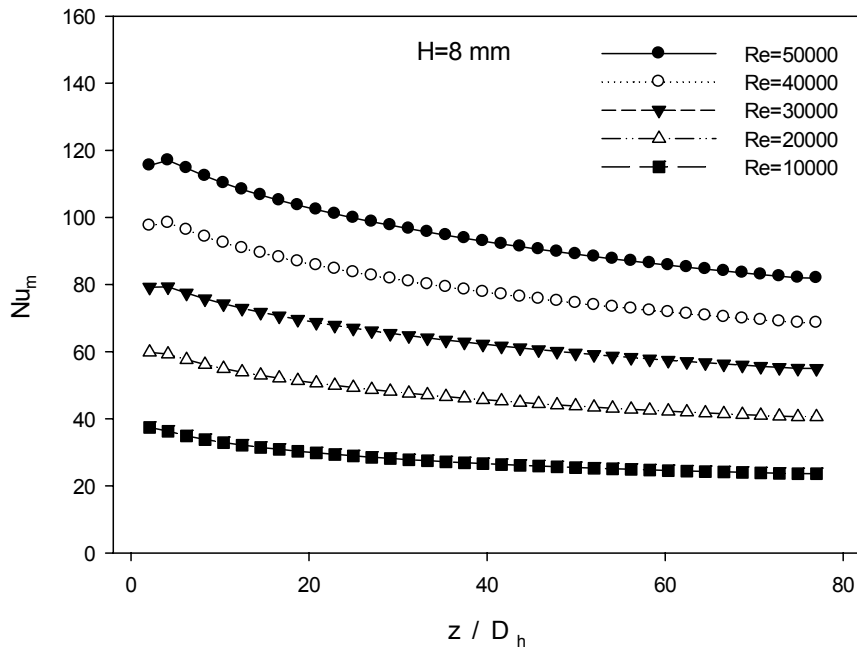
$$Nu=0,02007Re^{0,7682} \quad (5.10)$$

Kanal boyunca yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayılarındaki değişimi Şekil 5.66’da verilmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında yüksek yerel Nusselt sayıları elde edilmiştir. Ayrıca kanal çıkışına doğru yerel Nusselt sayısının asimtotik değerlere ulaştığı görülmektedir. Diğer ifade ile söylemek gerekirse test bölgesi çıkışında akış ısı olarak tam gelişmiş akış şartlarına ulaşmaktadır (Şekil 5.66).



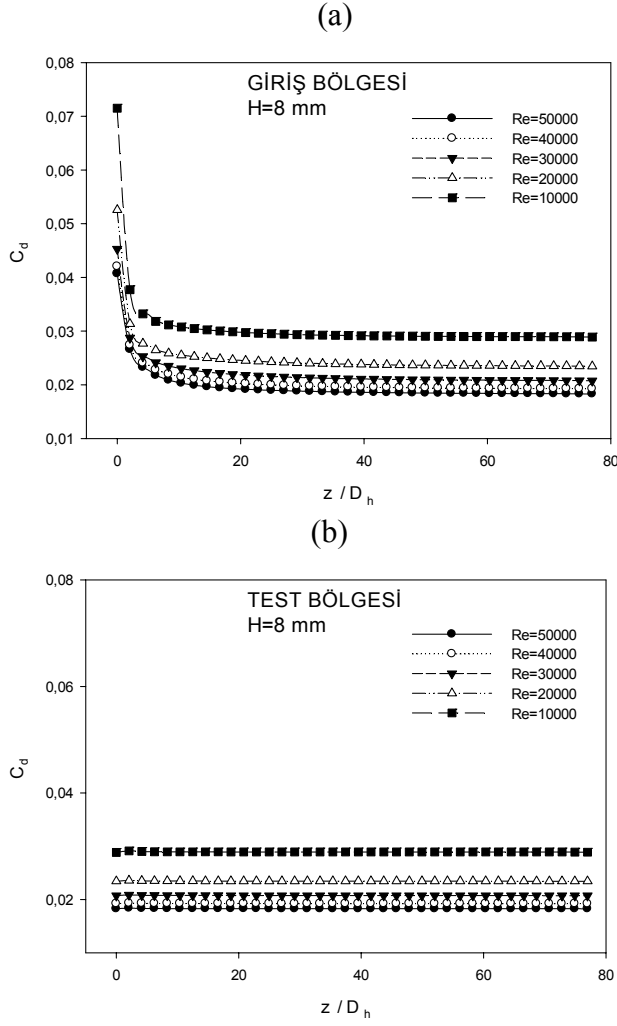
Şekil 5.66. $H=8$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Kanal girişinden itibaren z -mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının kanal boyunca değişimi değişik Reynolds sayıları için Şekil 5.67’de görüldüğü gibidir.



Şekil 5.67. $H=8$ mm için z -mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değişimi

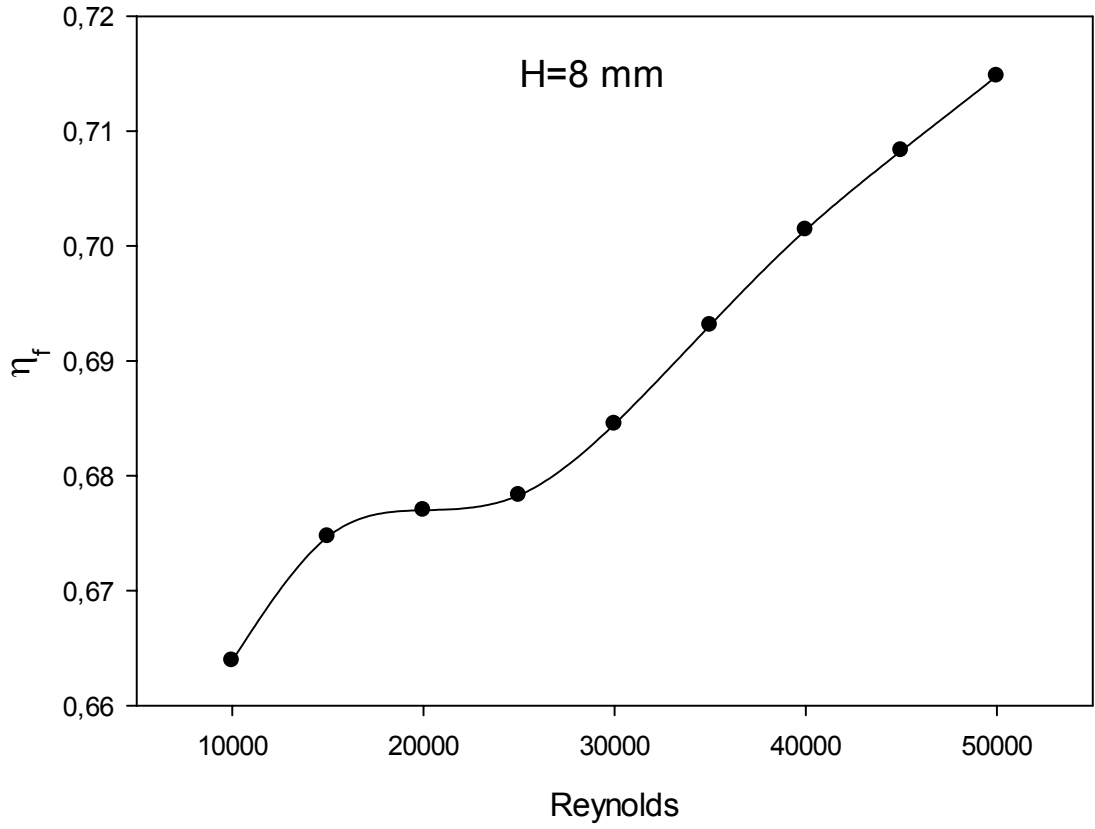
Yerel sürtünme faktörünün kanal boyunca değişimi giriş bölgesi ve test bölgesi için sırasıyla Şekil 5.68 (a) ve (b)'de verilmiştir.



Şekil 5.68. $H=8$ mm için yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı akış boyunca değişimi

Yapılan çalışmada akışkanın hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olarak test alanına girebilmesi önce ısı yüküne maruz bırakılmaksızın giriş bölgesinden geçirilmiş ve çıkış hız ve türbülans değerleri ısı olarak gelişmekte olan çözüm alanı girişinde okutulmuştur. Yukarıda görüldüğü giriş bölgesi çıkışından önce yerel Darcy sürtünme faktörü her Reynolds değerinde sabit kalmıştır. Bu sebeple akışın test bölgesi girişinden itibaren hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olduğunu söylemek mümkündür (Şekil 5.68).

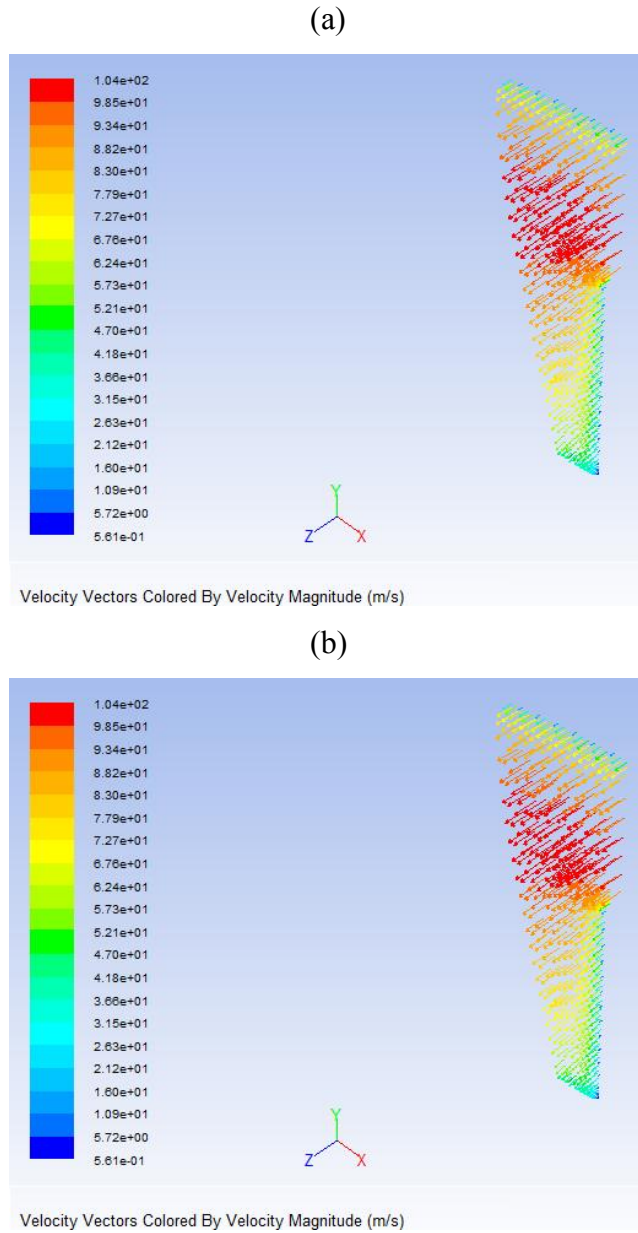
Kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 5.69'da sunulmuştur.



Şekil 5.69. $H=8$ mm olması durumunda kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi

Şekilden görüldüğü gibi kanatçık verimi Reynolds sayısının artışına paralel artan bir eğri çizmiştir. Ancak Reynolds sayısının 15000 ile 25000 değerleri arasında verimde önemli bir değişim olmamıştır (Şekil 5.69).

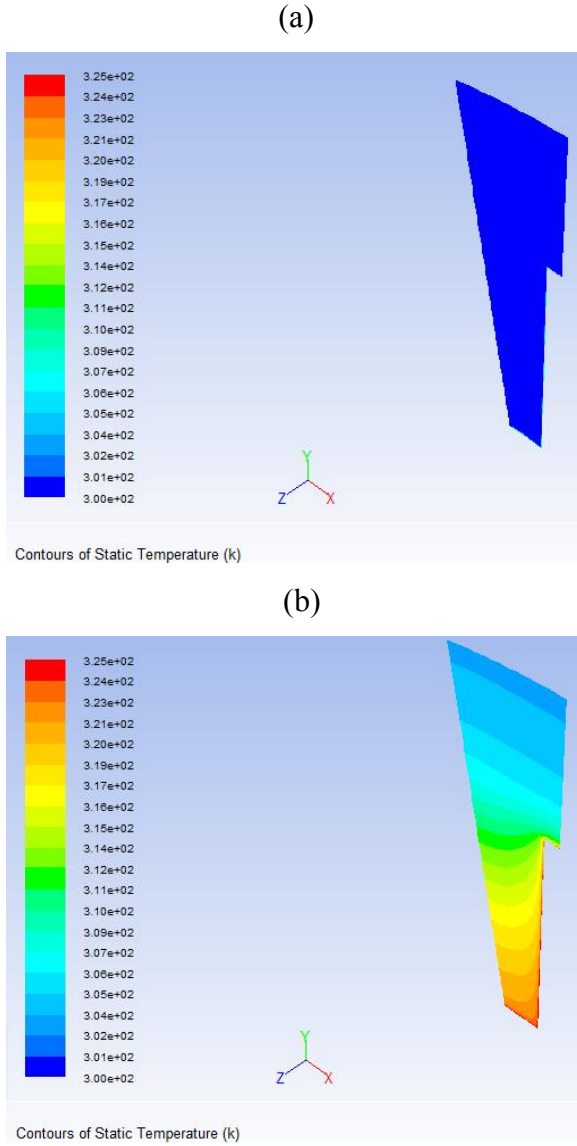
Re=50000 için Şekil 5.70’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız vektörleri gösterilmiştir.



Şekil 5.70. H=8 mm, Re=50000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.70).

Re= 50000 için Şekil 5.71’de sıcaklık dağılımları test bölgesi giriş ve çıkışında verilmiştir.

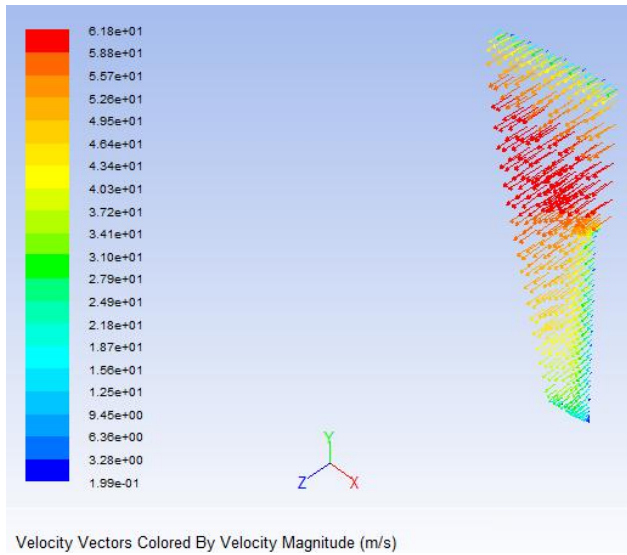


Şekil 5.71. H=8mm, Re=50000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

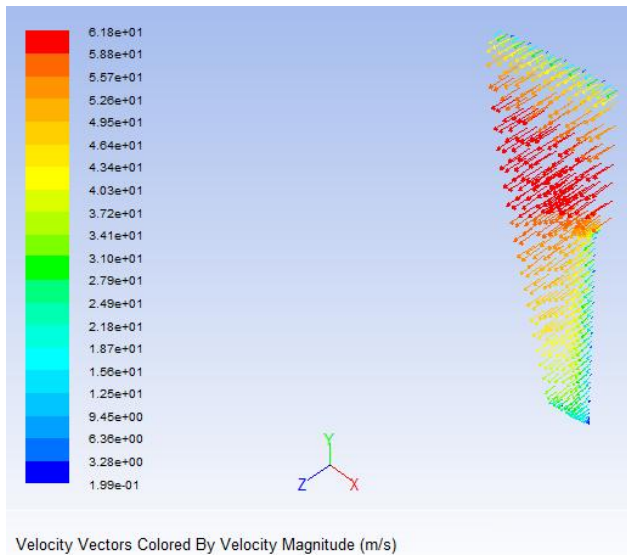
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.71).

Re=30000 için Şekil 5.72’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımları verilmiştir.

(a)



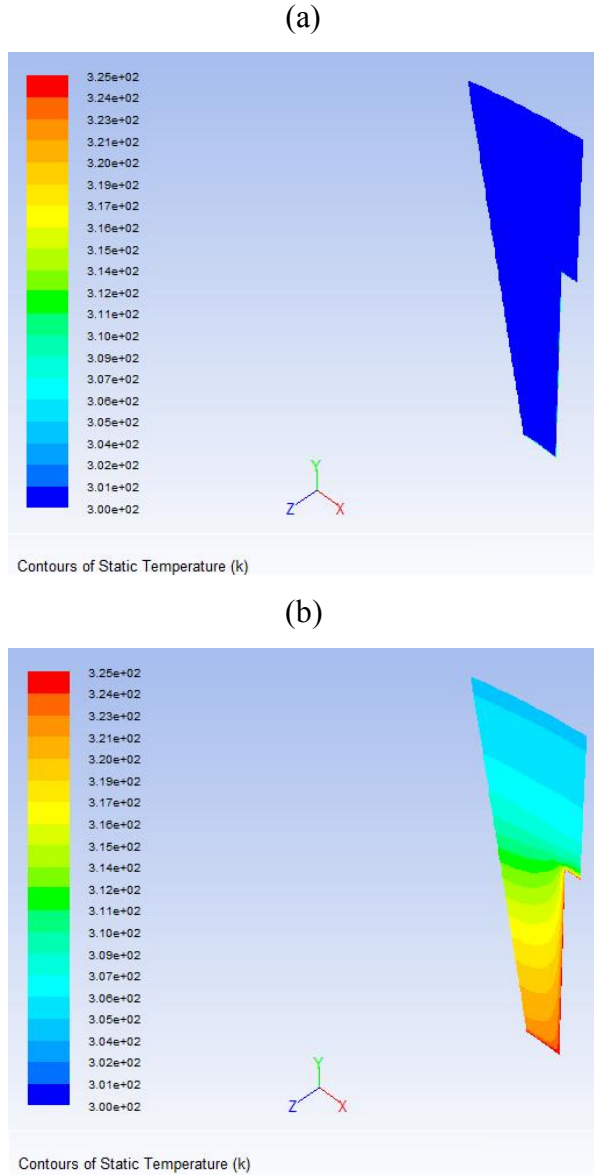
(b)



Şekil 5.72. H=8 mm, Re=30000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.72).

Re=30000 için Şekil 5.73’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları görülmektedir.

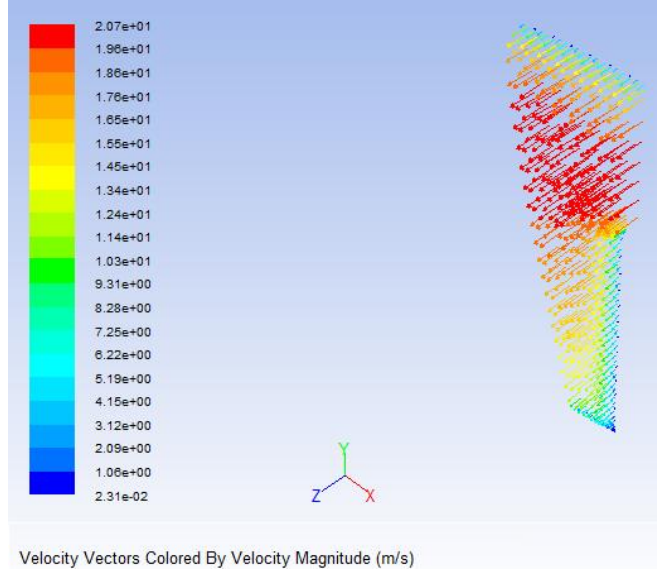


Şekil 5.73. H=8 mm, Re=30000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

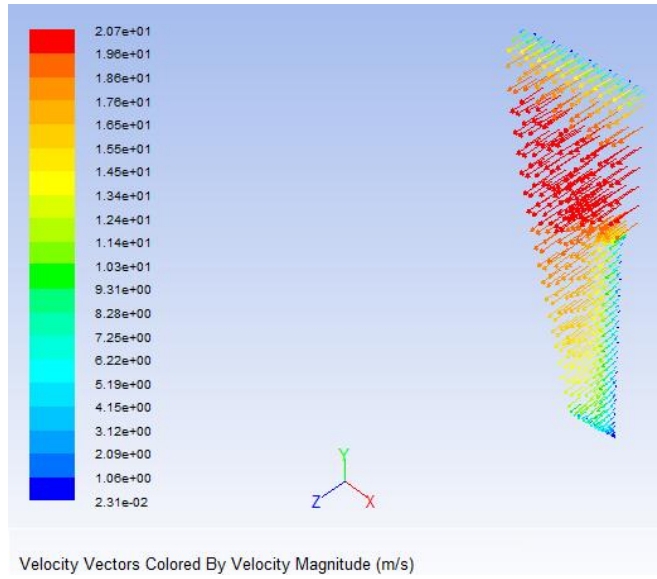
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.73).

Re=10000 için test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımı Şekil 5.74’de verilmiştir.

(a)



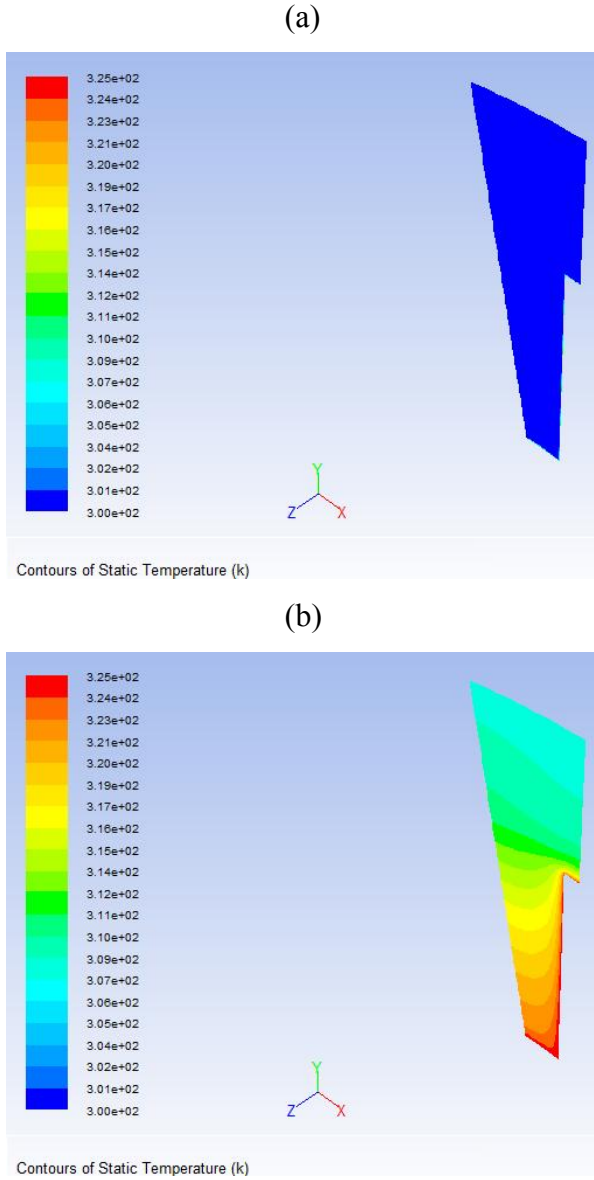
(b)



Şekil 5.74. H=8 mm, Re=10000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.74).

Re=10000 için Şekil 5.75’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları verilmiştir.

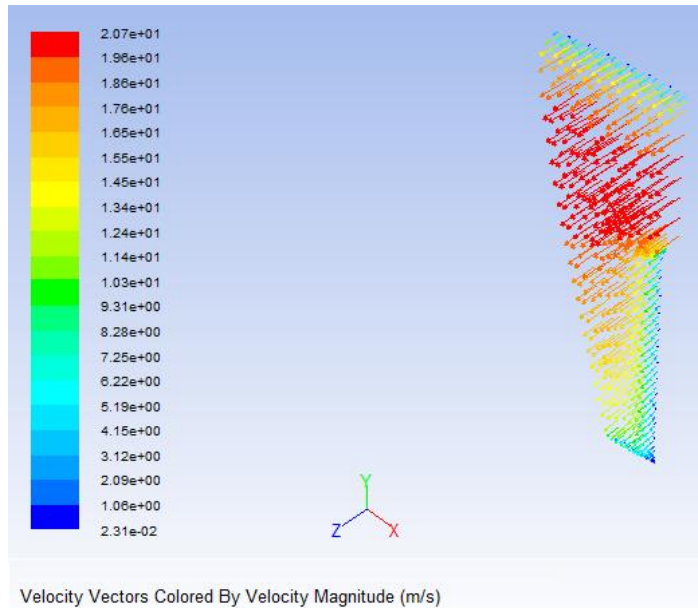


Şekil 5.75. H=8 mm, Re=10000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

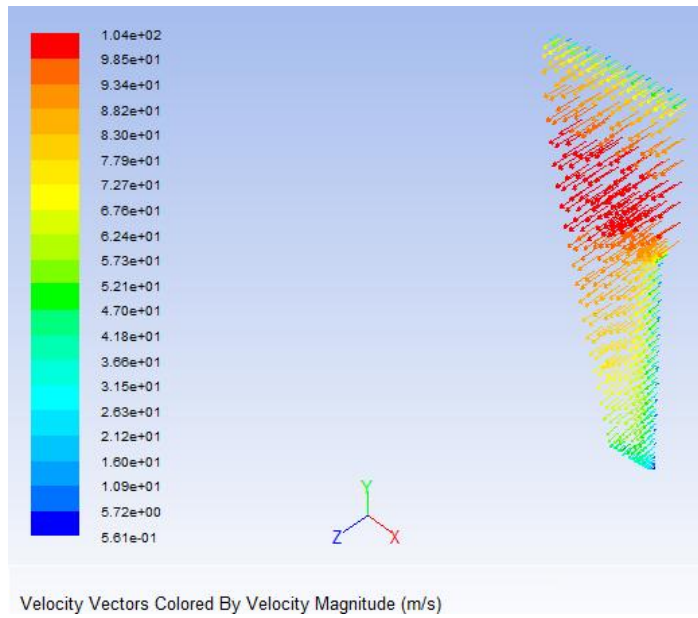
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.75).

Aşağıda farklı Reynolds sayılarında test bölgesi çıkışındaki hız profilleri Şekil 5.76’da gösterilmiştir.

(a)



(b)

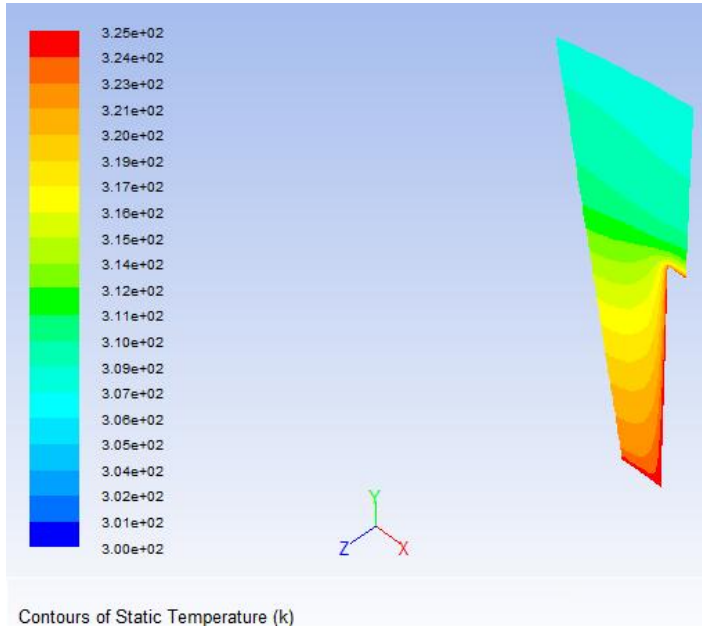


Şekil 5.76. $H=8\text{ mm}$ 'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız profillerinin görünümü

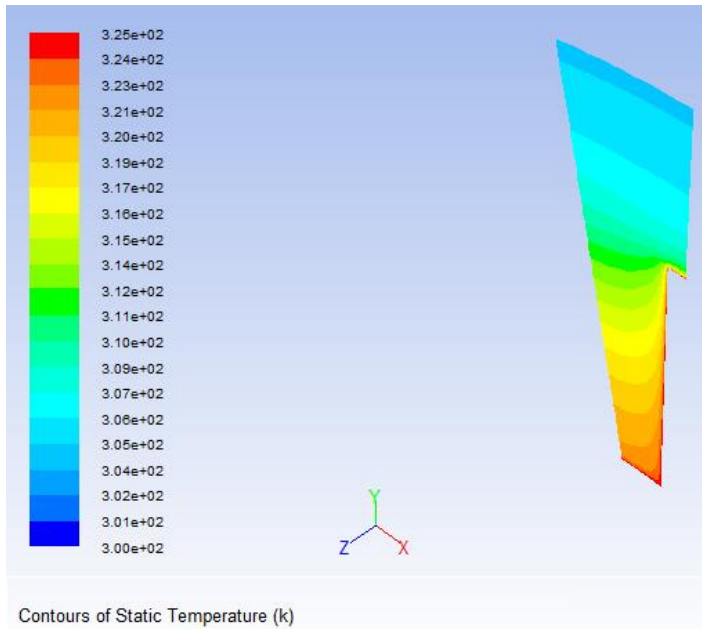
Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayısına doğru hız profillerindeki parabolik yapı çıkışta da belirginliğini korumuştur (Şekil 5.76).

Test bölgesi çıkışındaki sıcaklık profillerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.77’de verilmiştir.

(a)

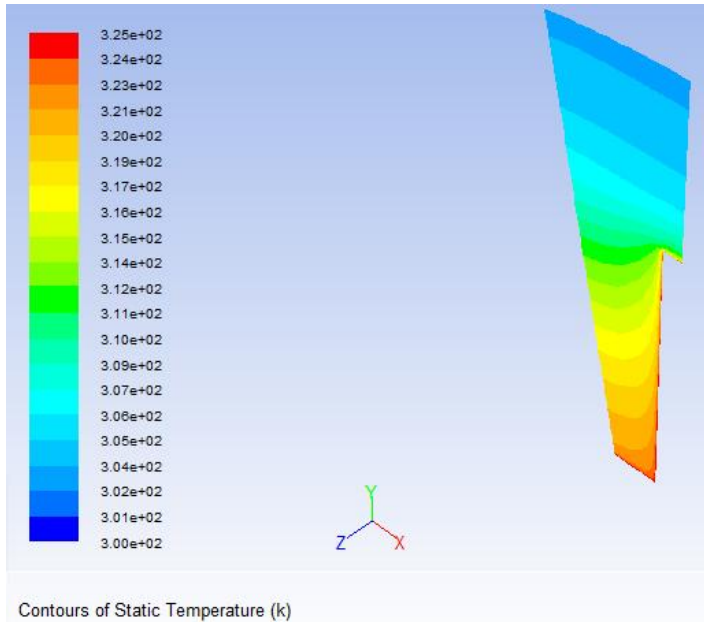


(b)



Şekil 5.77. $H=8$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü

(c)

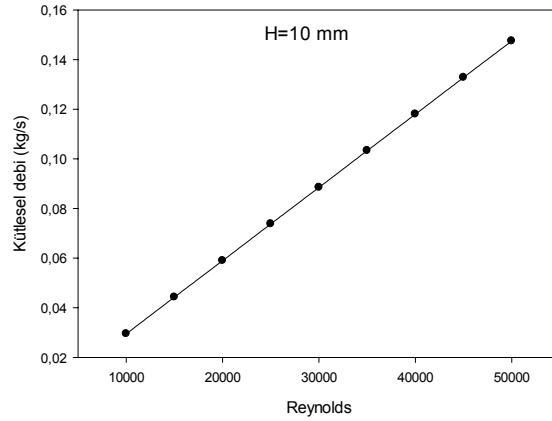


Şekil 5.77. (Devam) $H=8$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü

Düşük Reynolds sayılarına doğru akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süre artacağından ısı transferine maruziyet süresi de artmaktadır. Şekilden görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmüştür (Şekil 5.77).

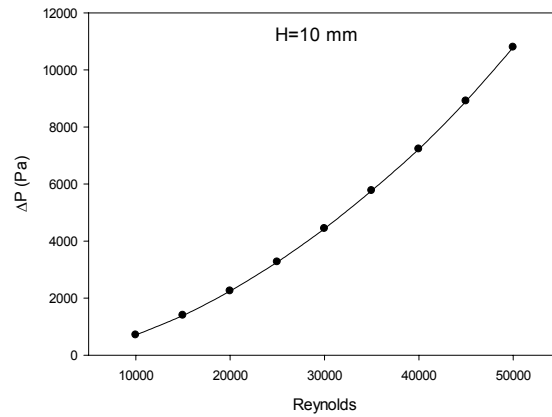
5.2.4. Kanatçık yüksekliğinin $H=10$ mm olması durumunda elde edilen sayısal sonuçlar

Kütlesel debinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.78’ de görülmektedir. Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi Reynolds sayısının artışıyla beraber kütlesel debide de doğrusal bir artış olmuştur (Şekil 5.78).



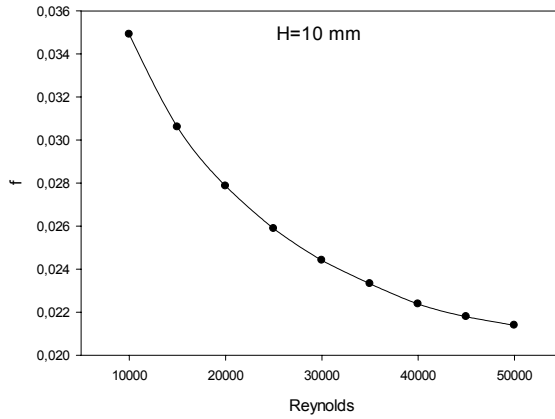
Şekil 5.78. $H=10$ mm olması durumunda kütlesel debinin Reynolds sayısı ile değişimi

Basınç düşüşünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.79’da verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi Reynolds sayısının artışıyla birlikte giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkı hızın karesine bağlı olarak parabolik bir yapıda oluşmuştur. Diğer bir deyişle, artan Reynolds sayısı ile basınç kaybıda artmaktadır (Şekil 5.79).



Şekil 5.79. $H=10$ mm olması durumunda giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.80’de verilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile ortalama Darcy sürtünme faktörünü beklendiği üzere azaldığı görülmüştür (Şekil 5.79).

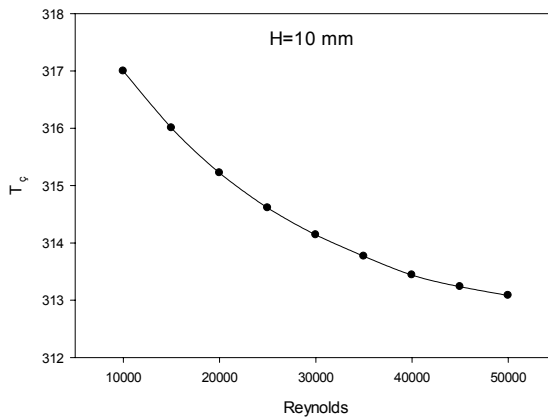


Şekil 5.80. $H=10$ mm olması durumunda ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

$$f=0,6263Re^{-0,3140} \quad (5.11)$$

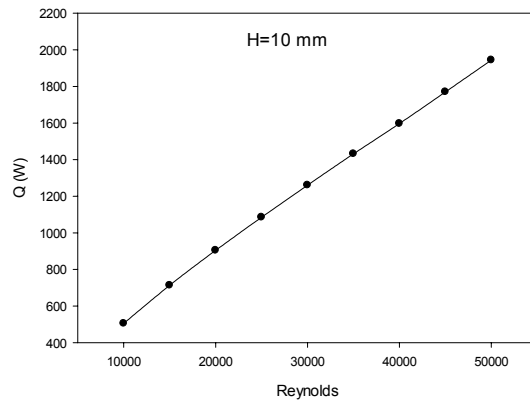
Kanal çıkışındaki akışkan sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.81’de verilmiştir.



Şekil 5.81. $H=10$ mm olması durumunda akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

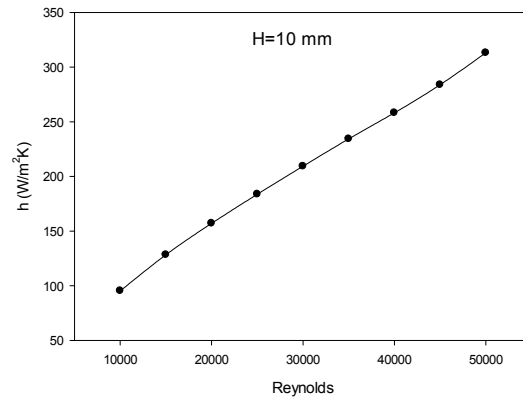
Reynolds sayısının artışıyla beraber akışkan çıkış sıcaklığında azalma görülmüştür. Bunun nedeni akışkanın ısı transfer maruziyet süresinin akışkan hızının artmasıyla azalmasıdır (Şekil 5.81).

Isı transfer miktarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.82’de verilmiştir. Beklendiği gibi ısı transfer miktarında Reynolds sayısının artan değerleriyle birlikte artış olmuştur (Şekil 5.82).



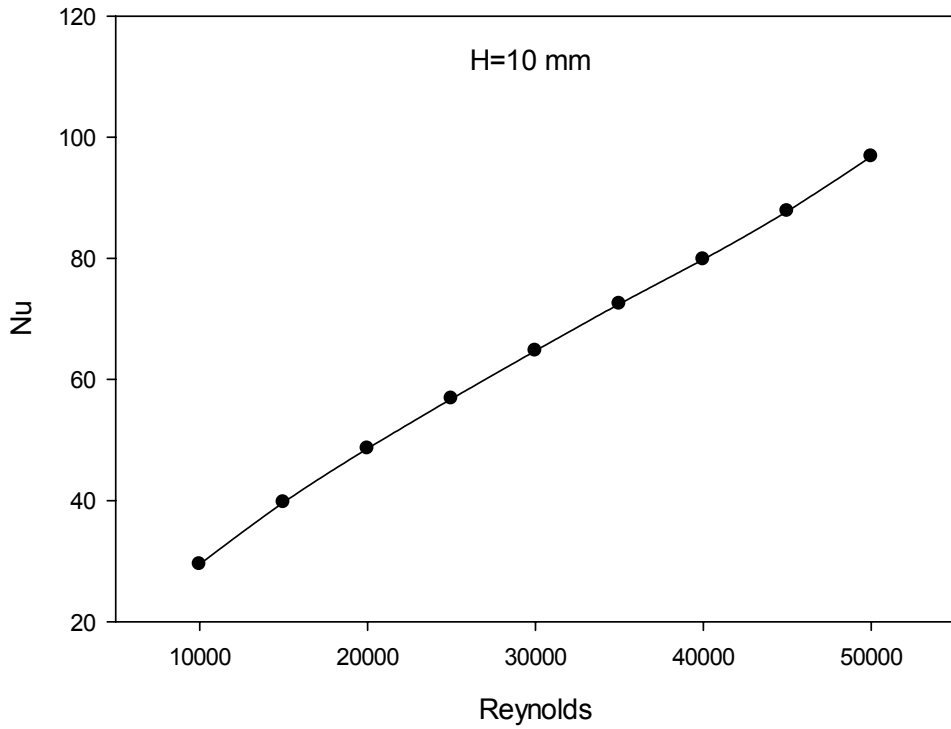
Şekil 5.82. $H=10$ mm olması durumunda gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Ortalama ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.83’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü ve beklediği gibi Reynolds sayısının artışıyla beraber ısı transfer katsayısında da artış olmuştur (Şekil 5.83).



Şekil 5.83. $H=10$ mm olması durumunda ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.84’de verildiği gibidir.



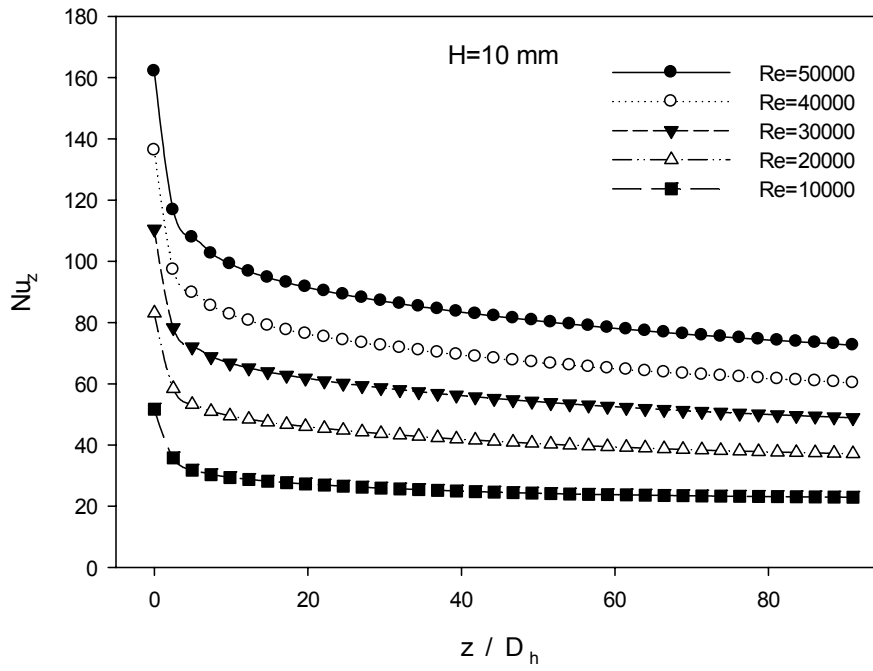
Şekil 5.84. H=10 mm olması durumunda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayılarına doğru türbülans etkileri artmış ve buna paralel olarak ortalama Nusselt sayısında artış olmuştur (Şekil 5.84).

Mevcut çalışmadan elde edilen denklem şu şekildedir;

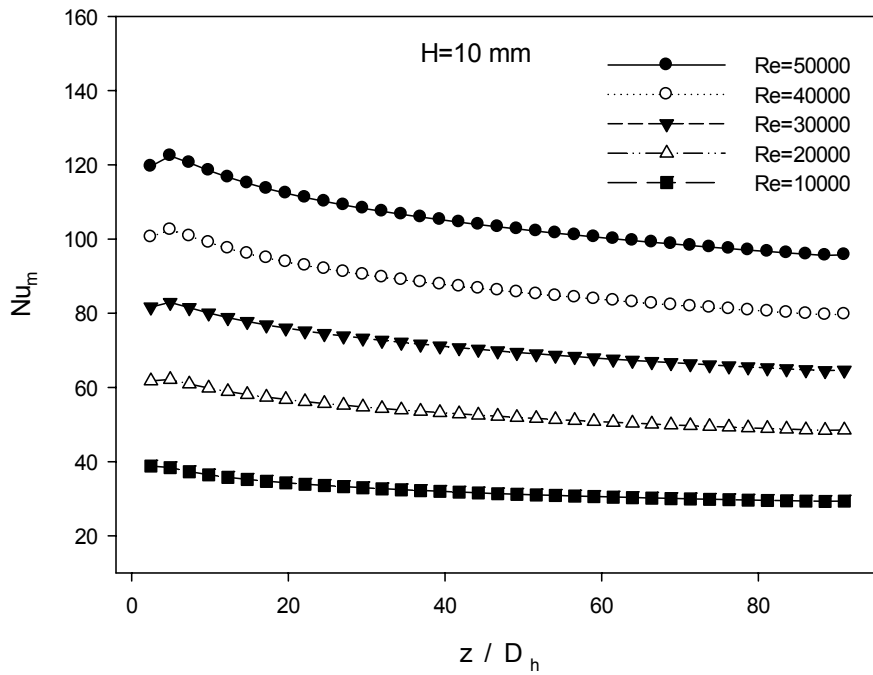
$$Nu=0,03174Re^{0,7400} \quad (5.12)$$

Kanal boyunca yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayılarındaki değişimi Şekil 5.85’de verilmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında yüksek yerel Nusselt sayıları elde edilmiştir. Ayrıca kanal çıkışına doğru yerel Nusselt sayısının asimtotik değerlere ulaştığı görülmektedir. Diğer ifade ile söylemek gerekirse test bölgesi çıkışında akış ısı olarak tam gelişmiş akış şartlarına ulaşmaktadır (Şekil 5.85).



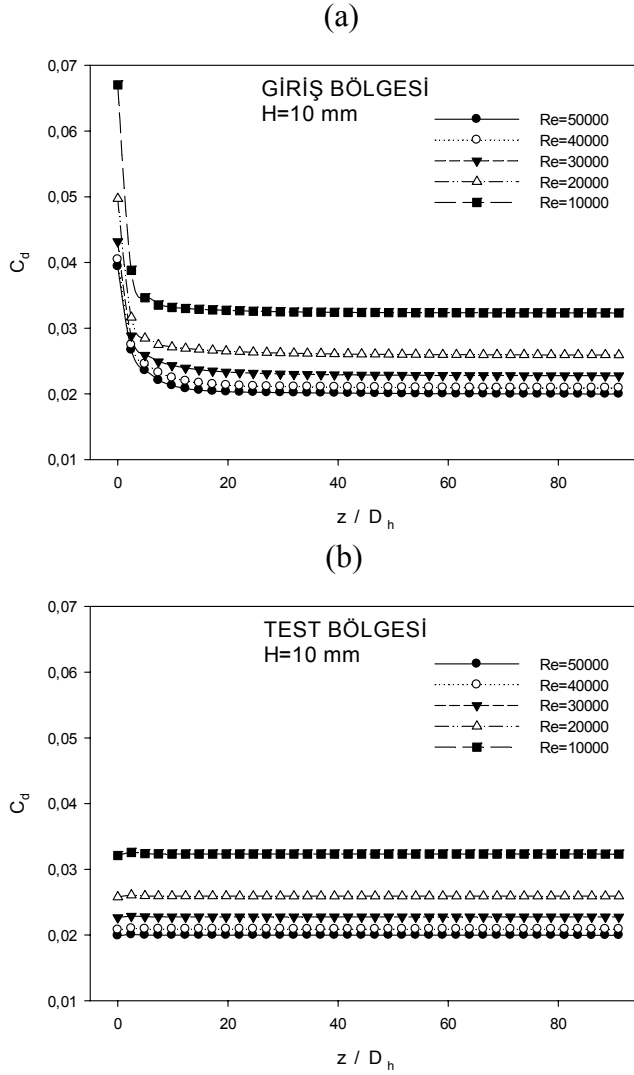
Şekil 5.85. $H=10$ mm için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Kanal girişinden itibaren z -mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının kanal boyunca değişimi değişik Reynolds sayıları için Şekil 5.86’da görüldüğü gibidir.



Şekil 5.86. $H=10$ mm için z -mesafesine kadar olan ortalama Nusselt sayısının değişimi

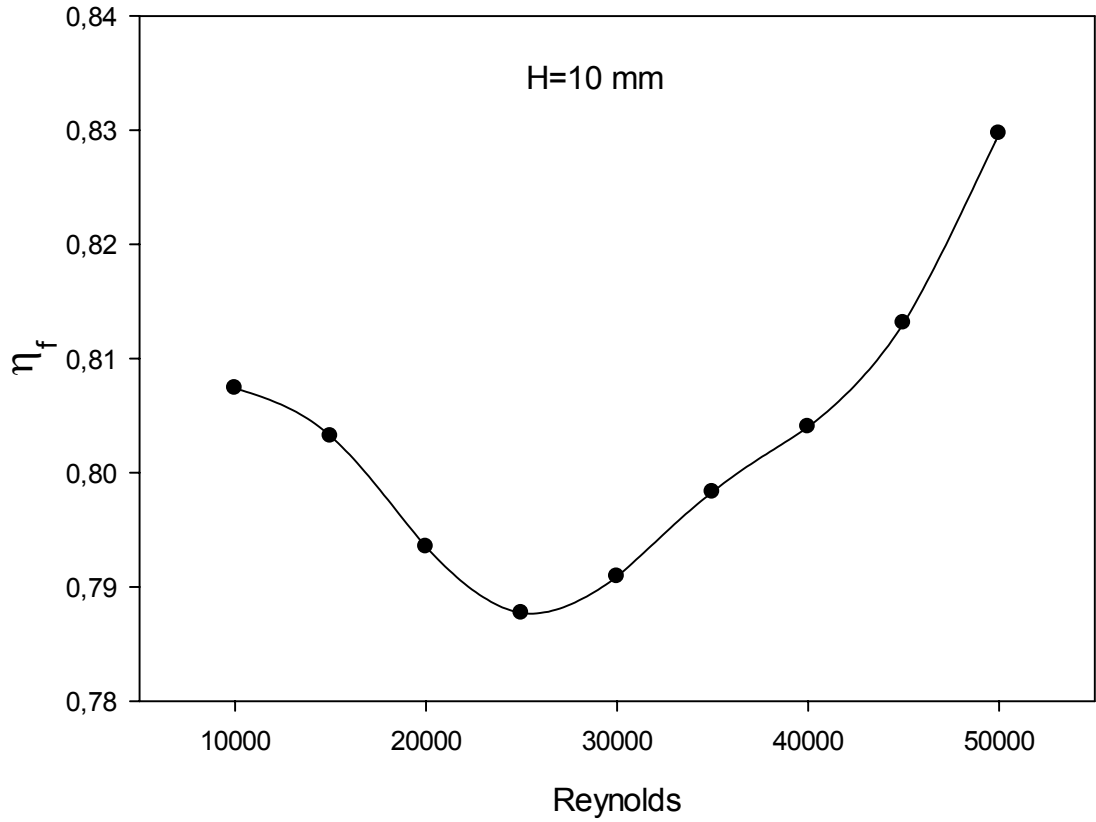
Yerel sürtünme faktörünün kanal boyunca değişimi giriş bölgesi ve test bölgesi için sırasıyla Şekil 5.12 (a) ve (b)'de verilmiştir.



Şekil 5.87. $H=10$ mm için (a) giriş, (b) test bölgesindeki yerel Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

Yapılan çalışmada akışkanın hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olarak test alanına girebilmesi önce ısı yüküne maruz bırakılmaksızın giriş bölgesinden geçirilmiş ve çıkış hız ve türbülans değerleri ısı olarak gelişmekte olan çözüm alanı girişinde okutulmuştur. Yukarıda görüldüğü giriş bölgesi çıkışından önce yerel Darcy sürtünme faktörü her Reynolds değerinde sabit kalmıştır. Bu sebeple akışın test bölgesi girişinden itibaren hidrodinamik açıdan tam gelişmiş olduğunu söylemek mümkündür (Şekil 5.12).

Kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 5.88’de sunulmuştur.

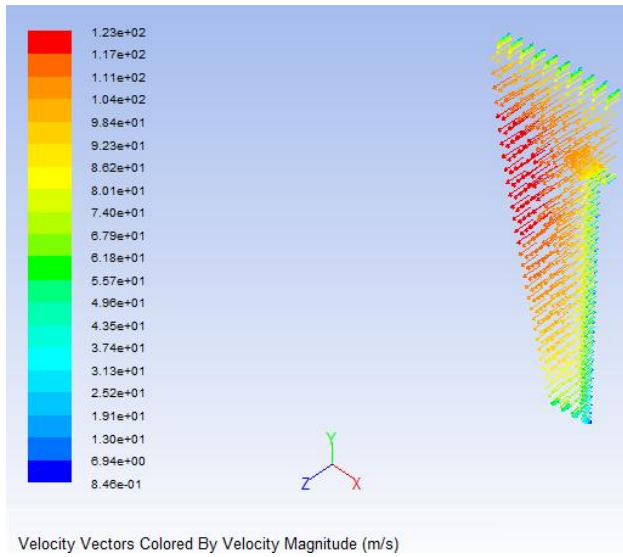


Şekil 5.88. $H=10$ mm olması durumunda kanatçık veriminin Reynolds sayısına bağlı değişimi

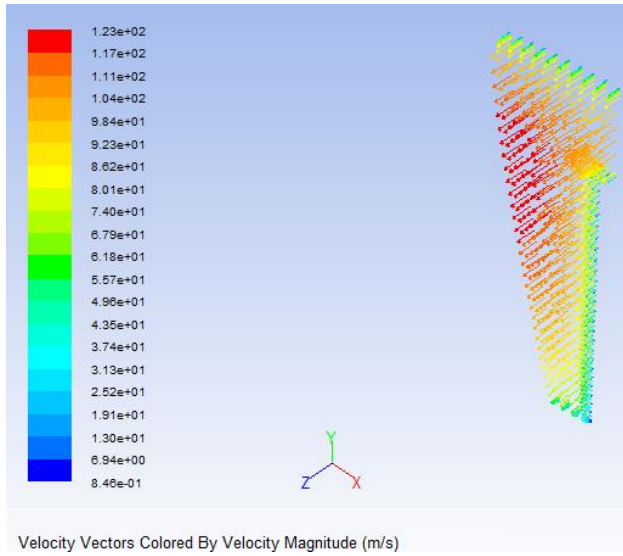
Şekilden görüldüğü gibi kanatçık verimi 25000 Reynolds değerinde en düşük seviyeye inmiştir. Reynolds sayısının 25000 değerinden sonra verimde sürekli bir artış görülmüştür (Şekil 5.88). Burada gözardı edilmemesi gereken husus ısı transfer miktarının artan Reynolds sayısı ile arttığıdır. Verimdeki düşüş ısı transferinde bir düşüş olduğu anlamı taşımamaktadır.

Re=50000 için Şekil 5.89’da test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız vektörleri gösterilmiştir.

(a)



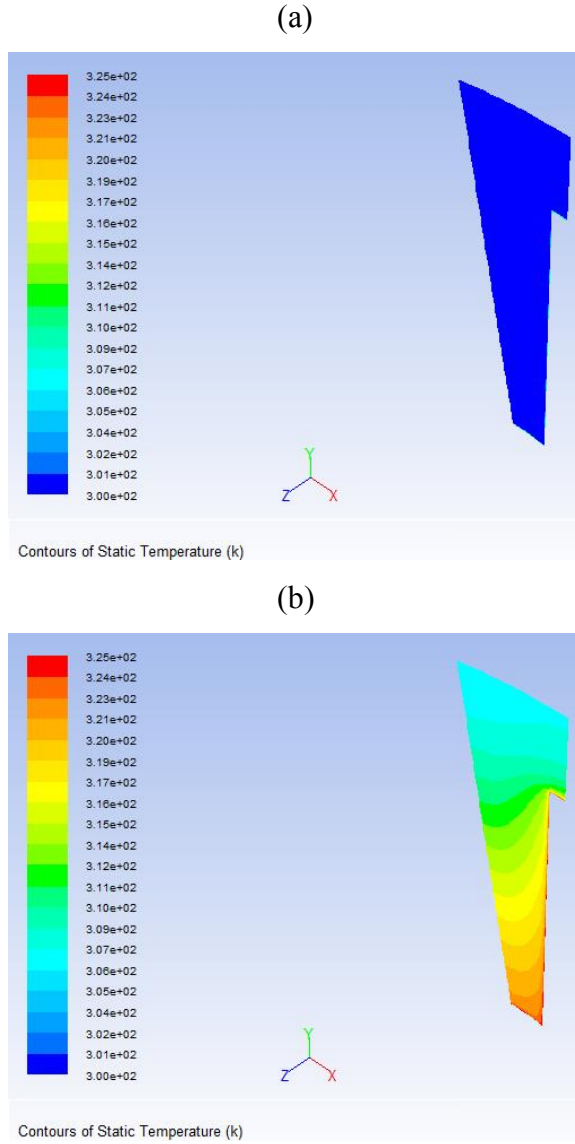
(b)



Şekil 5.89. H=10 mm , Re=50000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.89).

Re=50000 için Şekil 5.90'da sıcaklık dağılımları test bölgesi giriş ve çıkışında verilmiştir.

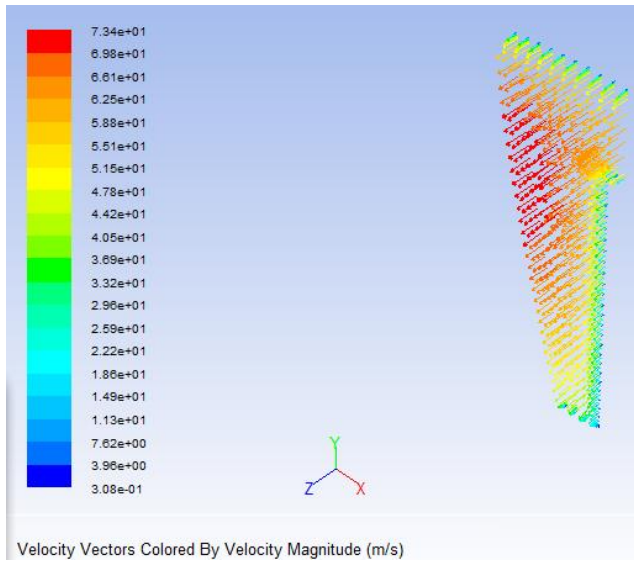


Şekil 5.90. H=10 mm, Re=50000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

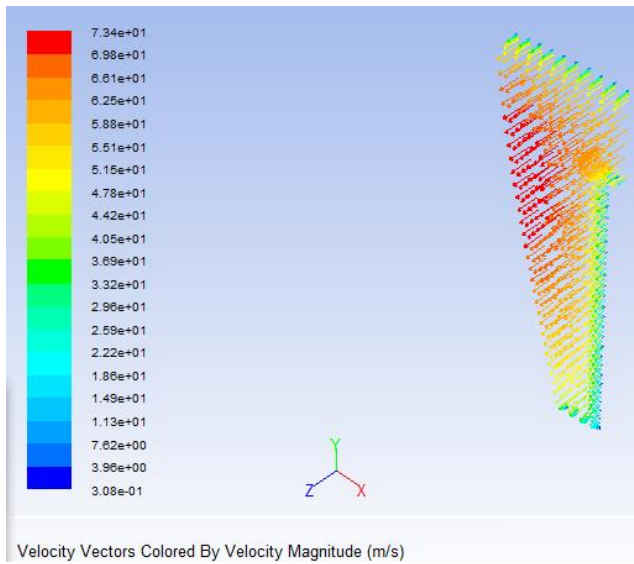
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.90).

Re=30000 için Şekil 5.91’de test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımları verilmiştir.

(a)



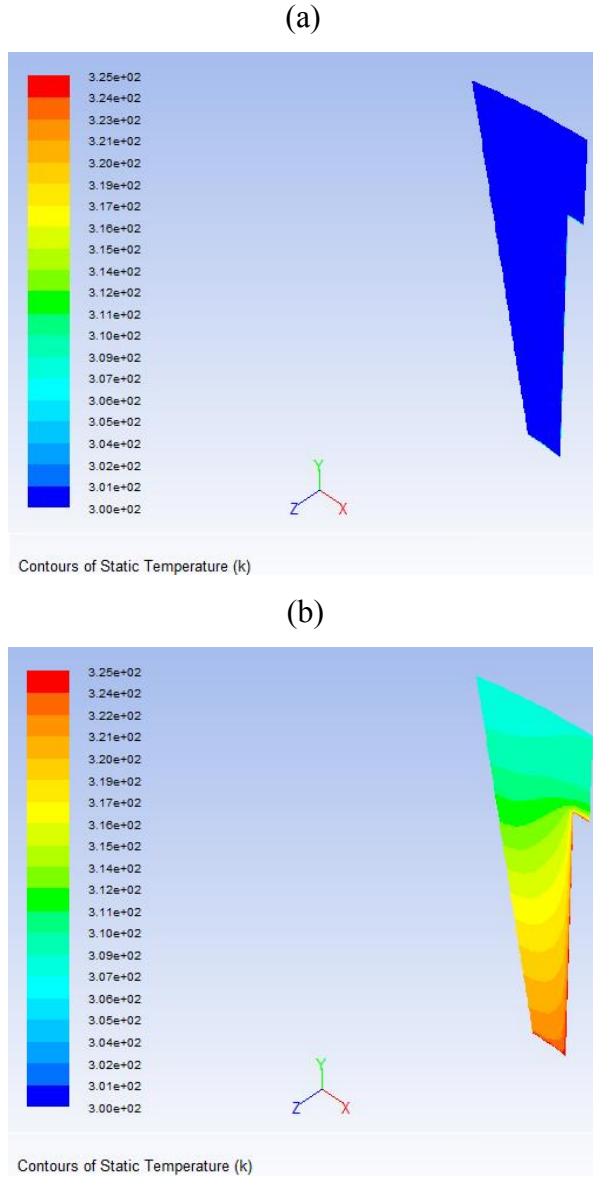
(b)



Şekil 5.91. H=10 mm, Re=30000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.91).

Re=30000 için Şekil 5.92’da test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları görülmektedir.

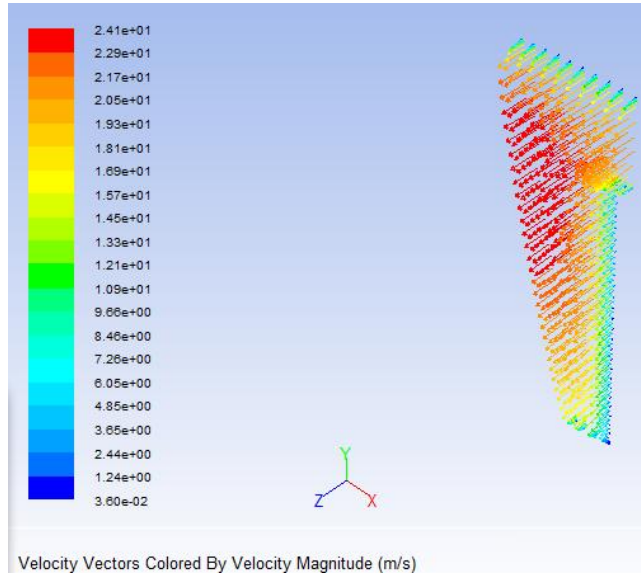


Şekil 5.92. H=10 mm, Re=30000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

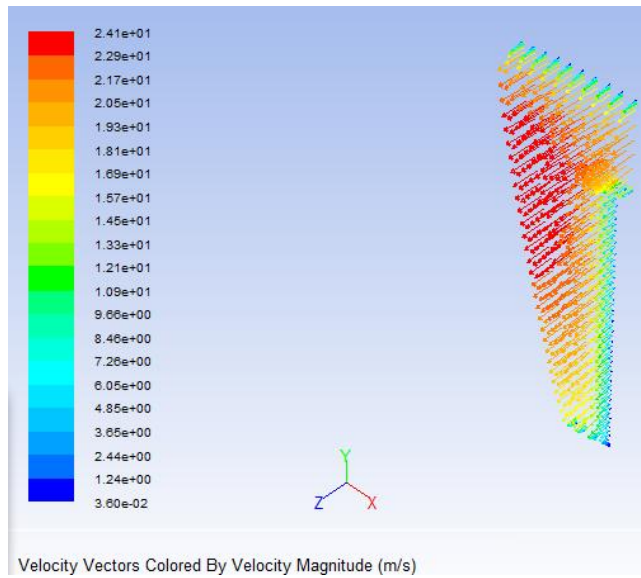
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısıl olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.92).

Re=10000 için test bölgesi giriş ve çıkışındaki hız dağılımı Şekil 5.93’de verilmiştir.

(a)



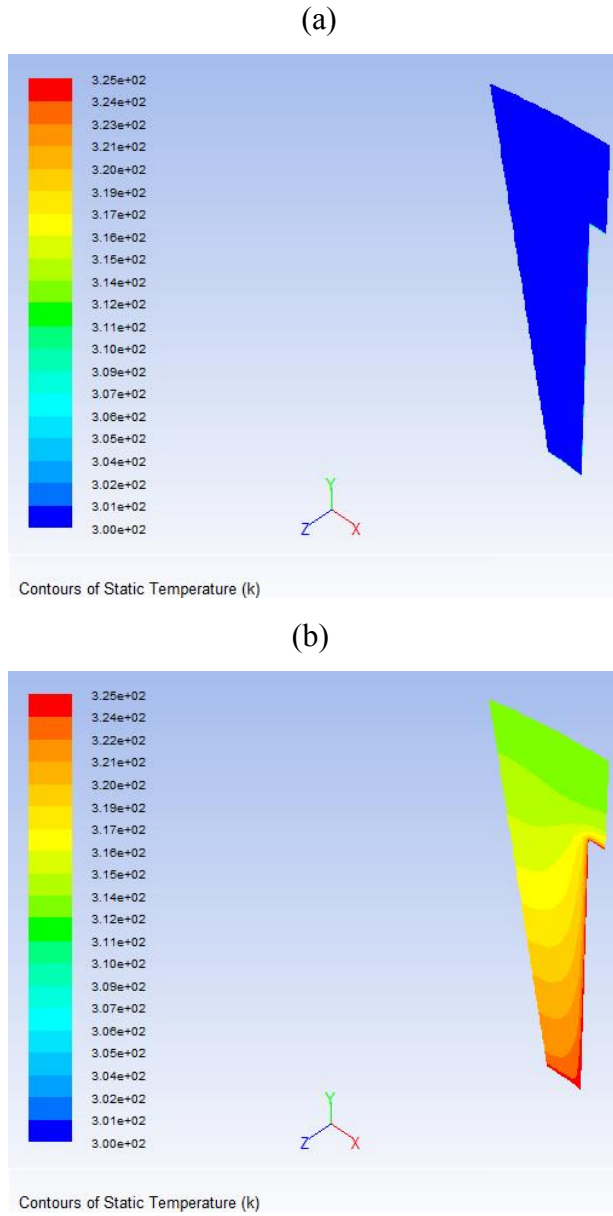
(b)



Şekil 5.93. H=10 mm, Re=10000 olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki hız dağılımı

Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi çözüm alanına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmişliği sağlanan akışın hız giriş ve çıkışı arasında bir fark görülmemektedir (Şekil 5.93).

Şekil 5.94'de $Re=10000$ için test bölgesi giriş ve çıkışındaki sıcaklık dağılımları verilmiştir.

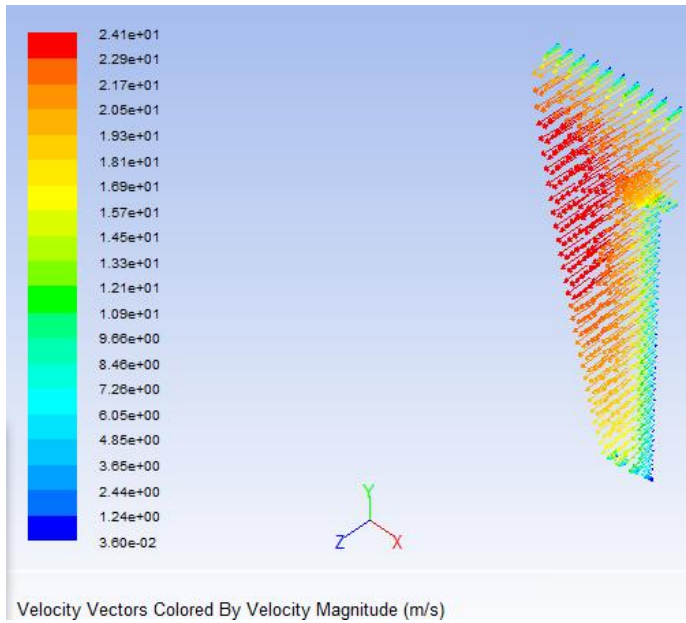


Şekil 5.94. $H=10$ mm, $Re=10000$ olması durumunda (a) girişteki, (b) çıkıştaki sıcaklık dağılımı

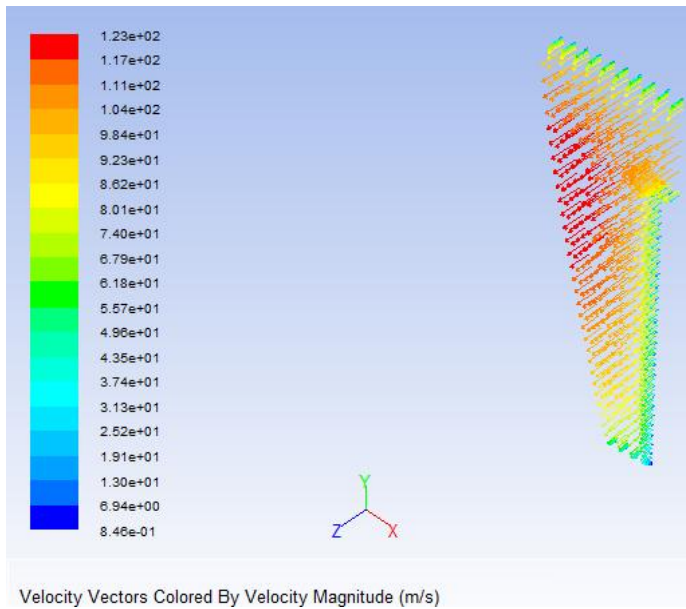
Şekilden görüldüğü ve beklendiği gibi giriş kesitinde akışkan sıcaklığında bir farklılık yoktur. Bu andan itibaren akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının kanatçıklı yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir (Şekil 5.94).

Aşağıda farklı Reynolds sayılarında test bölgesi çıkışındaki hız profilleri Şekil 5.95’de gösterilmiştir.

(a)



(b)

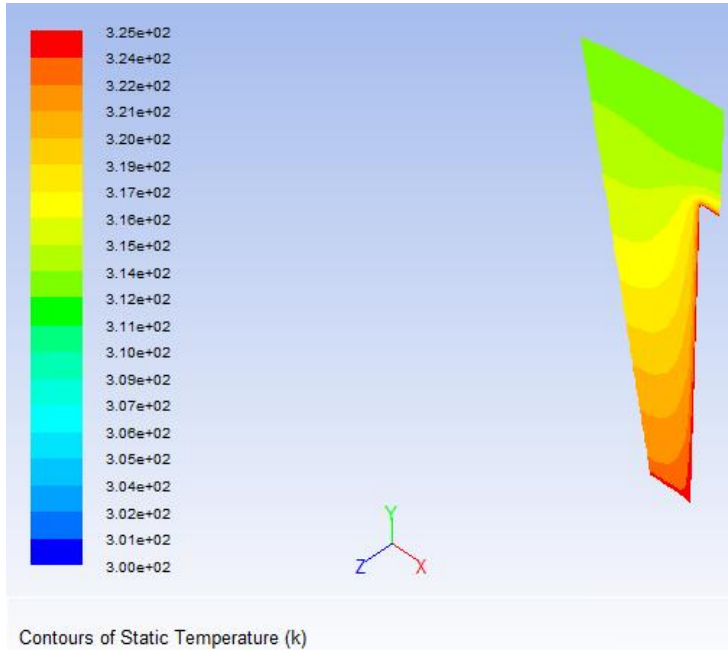


Şekil 5.95. $H=10$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki hız profillerinin görünümü

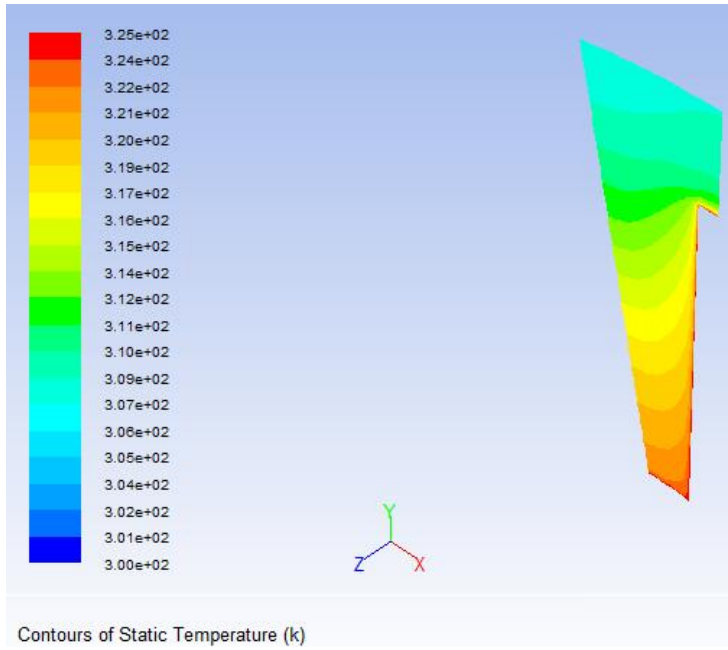
Şekilden görüldüğü gibi yüksek Reynold sayısına doğru hız profillerindeki parabolik yapı çıkışta da belirginliğini korumuştur (Şekil 5.95).

Test bölgesi çıkışındaki sıcaklık profillerinin Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.96’da verilmiştir.

(a)

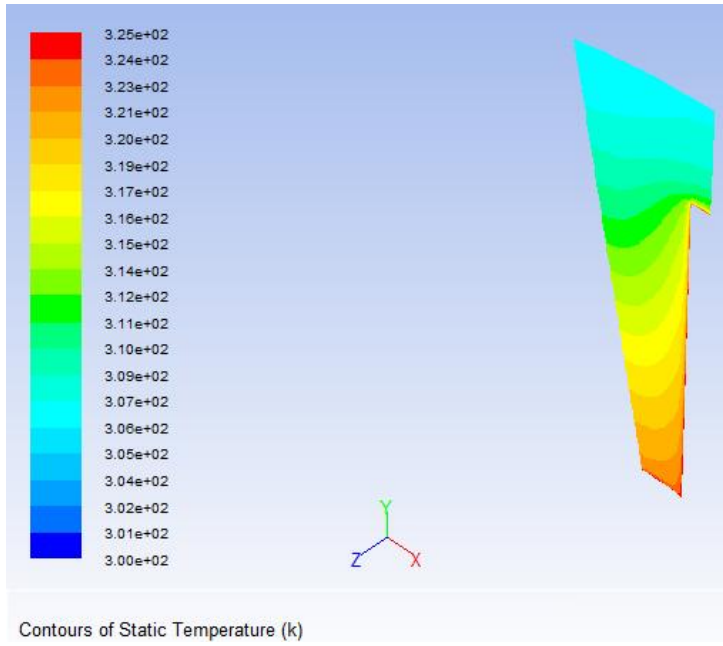


(b)



Şekil 5.96. $H=10\text{ mm}$ 'de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü

(c)

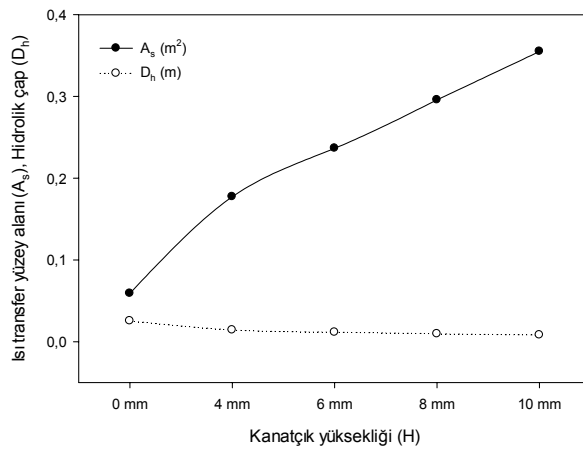


Şekil 5.96. (Devamı) $H=10$ mm’de (a) $Re=10000$, (b) $Re=30000$ ve (c) $Re=50000$ değeri için çıkıştaki sıcaklık profillerinin görünümü

Düşük Reynolds sayılarına doğru akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süre artacağından ısı transferine maruziyet süresi de artmaktadır. Şekilden görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmüştür (Şekil 5.96).

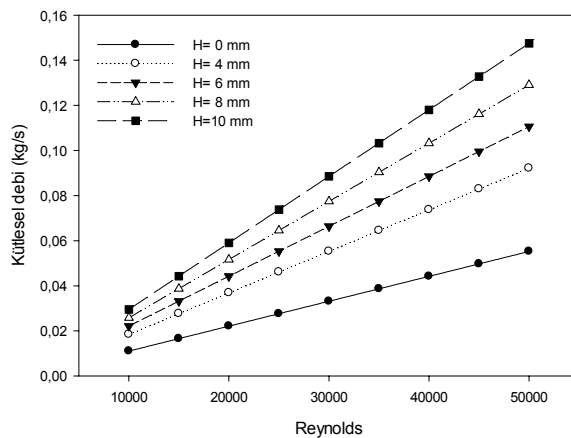
5.3. Kanatçık Yüksekliğindeki Değişimin Akış Yapısı Ve Isı Transferine Etkisinin Mukayesesi

Kanatçık yüksekliğinin ısı transfer yüzey alanındaki ve hidrolik çaptaki değişime etkisi Şekil 5.97’de gösterilmiştir. Kanatçık ilavesi ile hidrolik çapta düşüş olmuştur. Bu düşüş $H=10$ mm kanatçık yüksekliği için 3,124 kat olmuştur. Aynı zamanda ısı transfer alanında $H=10$ mm için 6 kat artmıştır (Şekil 5.97).



Şekil 5.97. Kanatçık ilavesi ile ısı transfer yüzey alanı ve hidrolik çapın değişimi

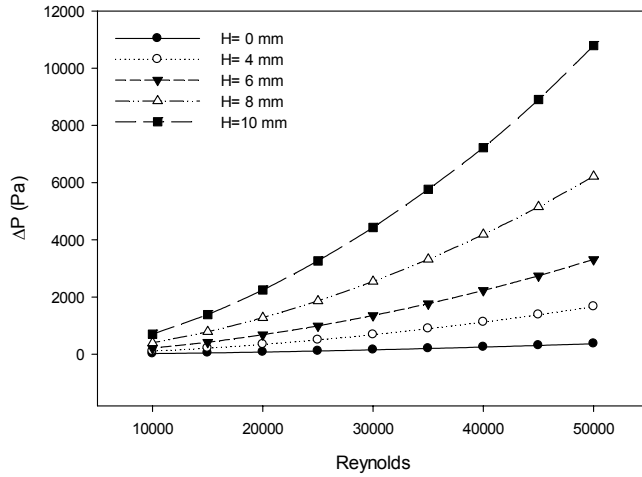
Kütlesel debilerin kanatçık yüksekliği ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.98’de gösterilmiştir.



Şekil 5.98. H yüksekliğine bağlı kütlesel debinin Reynolds sayısı ile değişimi

Kanatçık yüksekliğinin artışıyla beraber Reynolds sayısına bağlı olarak kütlesel debide artış olmuştur (Şekil 5.98).

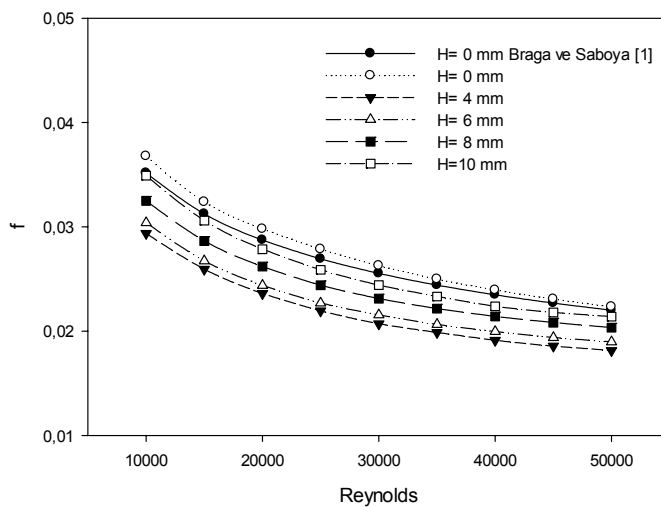
Şekil 5.99’de test bölgesi giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir.



Şekil 5.99. H yüksekliğine bağlı giriş çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekilden görüldüğü gibi kanatçık yüksekliğinin ve Reynolds sayısının artışı ile birlikte giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkı hızın karesine bağlı olarak parabolik bir artış göstermiştir (Şekil 5.99).

Kanatçık yüksekliğinin ve Reynolds sayısının değişimiyle test bölgesindeki ortalama Darcy sürtünme faktöründeki değişim Şekil 5.100’de gösterilmiştir.



Şekil 5.100. H yüksekliğine bağlı ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekilde görüldüğü gibi kanatçıksız durumda ortalama Darcy sürtünme faktörü en büyük değeri almıştır. Kanatçıklı durumda ortalama Darcy sürtünme faktörü hidrolik çapın azalmasıyla birlikte kanatçıksız durumdan daha düşük değerler almıştır. Artan kanatçık yüksekliği ile bu değerde artmıştır. Ayrıca artan Reynolds sayılarında beklendiği gibi sürtünme faktöründe de azalma görülmüştür (Şekil 5.100).

Aşağıda Şekil 5.100’de gösterilen ortalama Darcy sürtünme faktörüne ait veriler Reynolds sayısına bağlı kolerasyonlar şeklinde sunulmuştur.

$$H=0 \text{ mm için; } f=0,6327Re^{-0,3088} \quad (5.1)$$

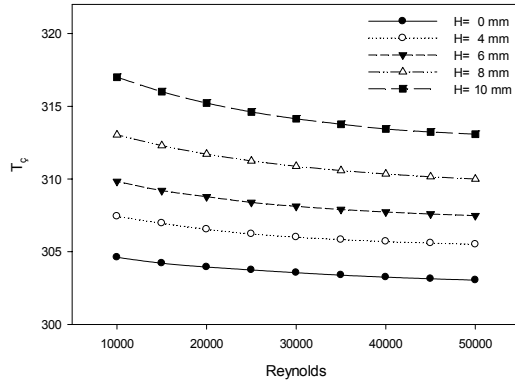
$$H=4 \text{ mm için; } f=0,4938Re^{-0,3067} \quad (5.5)$$

$$H=6 \text{ mm için; } f=0,4772Re^{-0,2997} \quad (5.7)$$

$$H=8 \text{ mm için; } f=0,4999Re^{-0,2973} \quad (5.9)$$

$$H=10 \text{ mm için; } f=0,6263Re^{-0,3140} \quad (5.11)$$

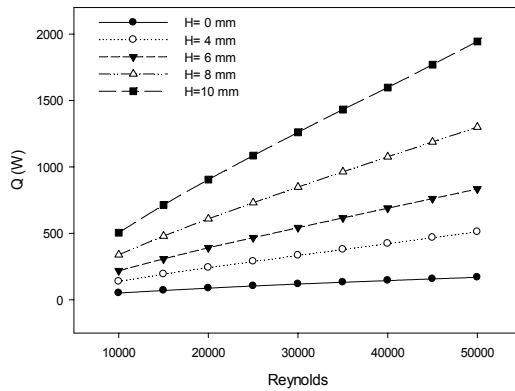
Test bölgesi çıkışındaki akışkan sıcaklığının kanatçık yüksekliği ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.101’de sunulmuştur.



Şekil 5.101. H yüksekliğine bağlı akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

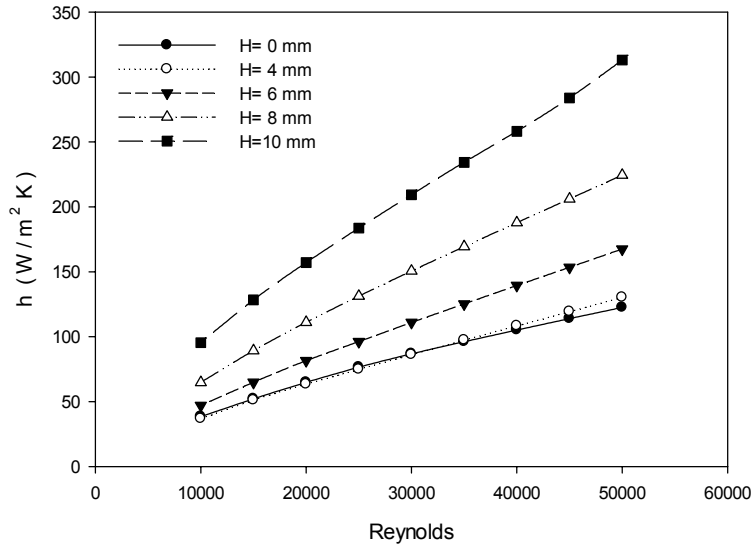
Beklendiği gibi artan kanatçık yüksekliklerinde akışkan çıkış sıcaklığında da ısı transferindeki artışa paralel artış olmuştur. Yüksek Reynolds sayılarına doğru düşüş gözlenmesinin sebebi akışkan hızının artışı ile birlikte ısı transferine maruziyet süresinin azalmasıdır (Şekil 5.101). Bu durum ısı transferinin azaldığı anlamına gelmemektedir.

Kanatçık yüksekliğinin değişimi ile gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı gösterimi Şekil 5.102’de sunulmuştur. Beklendiği gibi artan kanatçık yüksekliği ve Reynolds sayısı ile birlikte ısı transferinde de artış olmuştur (Şekil 5.102).



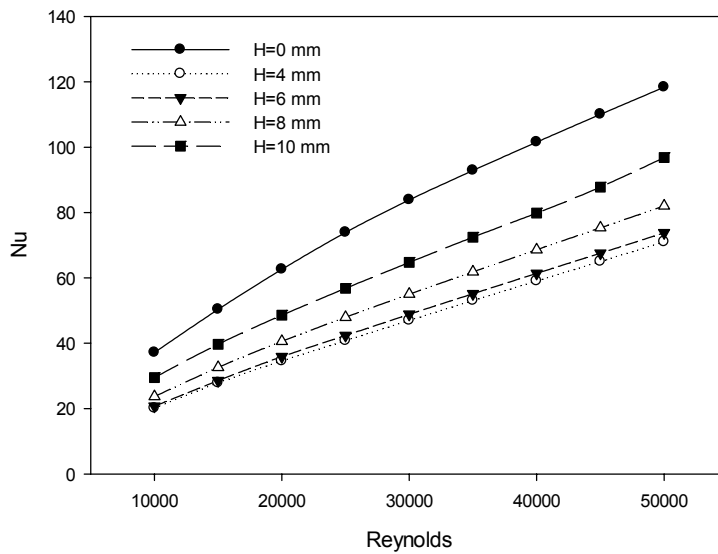
Şekil 5.102. H yüksekliğine bağlı gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Isı transferine bağlı ısı transfer katsayısının kanatçık yüksekliği ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.103’de sunulmuştur. Beklendiği gibi ısı transfer miktarının artışına paralel akışkan ısı transfer katsayısında da artış olmuştur (Şekil 5.103).



Şekil 5.103. H=4 mm olmasında ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Kanatçık yüksekliği ve Reynolds sayısına bağlı ortalama Nusselt sayısındaki değişim Şekil 5.104’de gösterilmiştir.



Şekil 5.104. H yüksekliğine bağlı ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Beklendiği gibi yüksek Reynolds sayılarında türbülans etkileri arttığından Nusselt sayısında da artış olmuştur. Hidrolik çapın kanatçık yüksekliği ile birlikte azalması ve akış boyunca uzunlamasına yerleştirilen kanatçıklar türbülanslı akış yapısında azalmaya, dolayısı ile türbülans karışımında azalmaya sebep olduğundan kanatçiksiz durumdaki Nusselt sayısı kanatçıklı durumdan daha yüksek değerler almıştır [1]. Kanatçıklı durumda kanatçık yüksekliğinin artışıyla beraber Nusselt sayısında ayrıca artmıştır (Şekil 5.104).

Aşağıda Şekil 5.104'te gösterilen ortalama Nusselt sayısına ait veriler Reynolds sayısına bağlı kolerasyonlar şeklinde sunulmuştur.

$$H=0 \text{ mm için; } \quad Nu=0,05819Re^{0,7045} \quad (5.4)$$

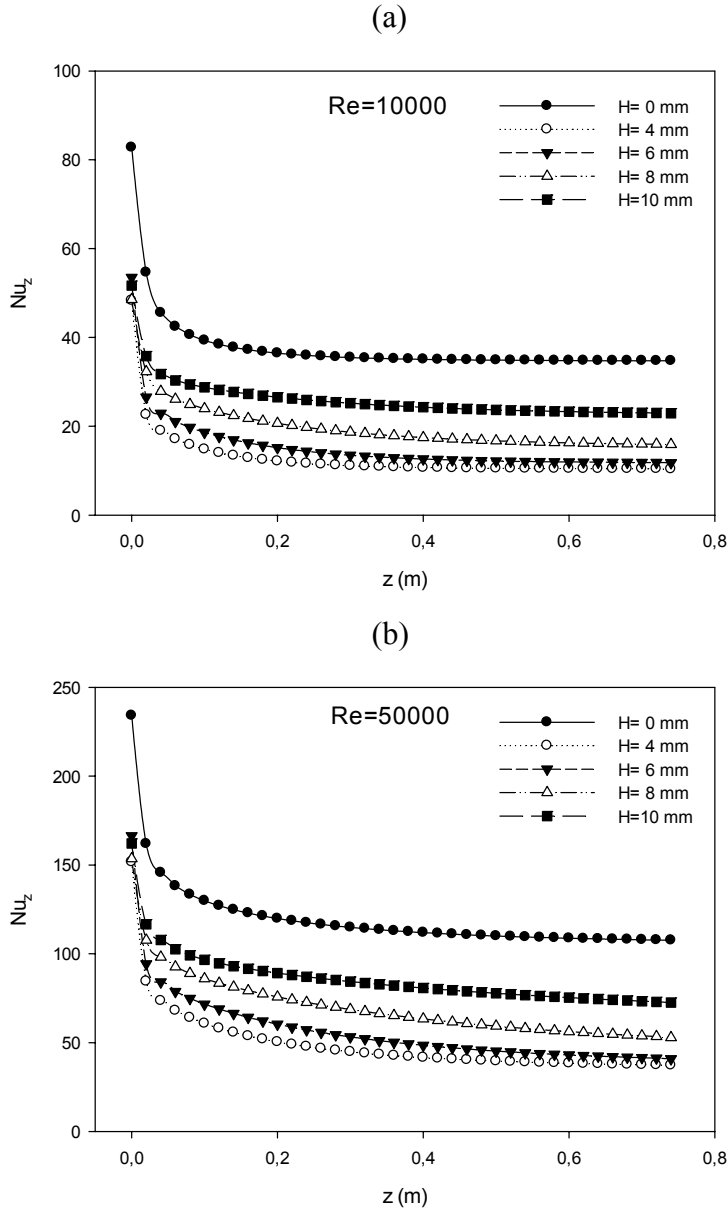
$$H=4 \text{ mm için; } \quad Nu=0,01473Re^{0,7832} \quad (5.6)$$

$$H=6 \text{ mm için; } \quad Nu=0,01444Re^{0,7887} \quad (5.8)$$

$$H=8 \text{ mm için; } \quad Nu=0,02007Re^{0,7682} \quad (5.10)$$

$$H=10 \text{ mm için; } \quad Nu=0,03174Re^{0,7400} \quad (5.12)$$

Şekil 5.105’de Reynolds sayısının 10000 ve 50000 değerinde test bölgesindeki farklı kanatçık yüksekliklerinde ısı olarak gelişmekte olan akışa ait yerel Nusselt sayıları gösterilmiştir.

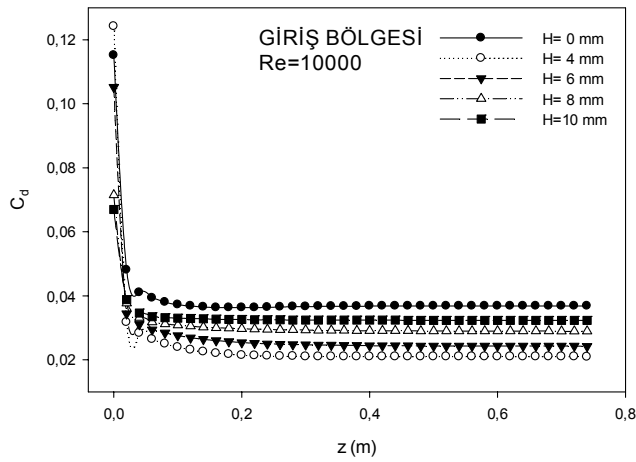


Şekil 5.105. (a) $Re=10000$, (b) $Re=50000$ değerinde değişken H değerleri için yerel Nusselt sayısının akış eksenine (z) boyunca değişimi

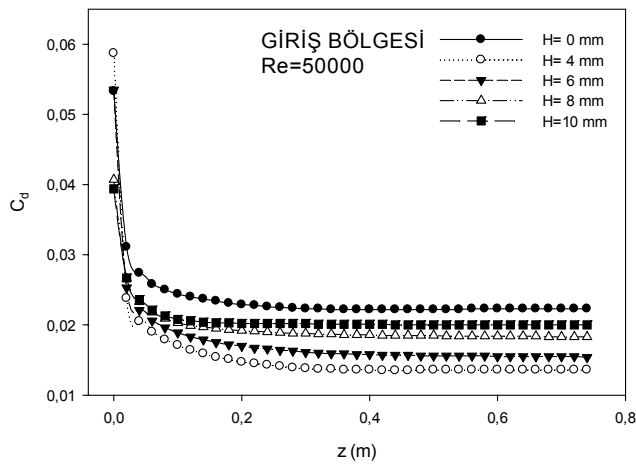
Görüldüğü gibi yüksek Reynolds sayılarına doğru daha yüksek Nusselt sayılarına ulaşılmıştır. Ayrıca düşük Reynolds sayılarında daha kısa akış mesafesinde asimtotik değerlere ulaşılmıştır (Şekil 5.105).

Yerel Darcy sürtünme faktörüne ait veriler çalışılan en düşük ve en yüksek Reynolds sayılarında farklı kanatçık yüksekliklerinde Şekil 5.106'da sunulmuştur. Görüldüğü gibi akış girişten itibaren hidrodinamik olarak gelişmeye başlamış ve hemen hemen giriş bölgesi ortalarına gelmeden tam gelişmiş duruma gelmiştir. Bu sayede test bölgesine tam gelişmiş durumda giren akışkan için çözümler yapılmıştır. Düşük Reynolds sayılarına doğru beklendiği gibi sürtünme faktöründe artış görülmüştür. Kanatçıksız durum için yerel Darcy sürtünme faktörü en yüksek değeri almıştır. Beklendiği gibi değişken kanatçık yüksekliğinde sürtünme faktörü değeri kanatçık yüksekliği ile artmıştır (Şekil 5.106).

(a)

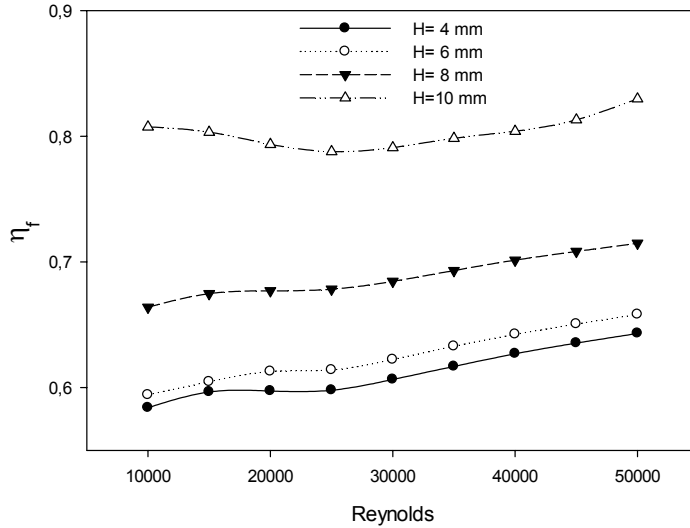


(b)



Şekil 5.106. Reynolds sayısının (a) 10000 ve (b) 50000 değeri için değişken H yüksekliğinde yerel Darcy sürtünme faktörünün giriş bölgesinde akış eksenini (z) boyunca değişimi

Kanatçık verimlerinin Reynolds sayısına ve kanatçık yüksekliğindeki değişime bağlı değerleri Şekil 5.107’de verilmiştir.

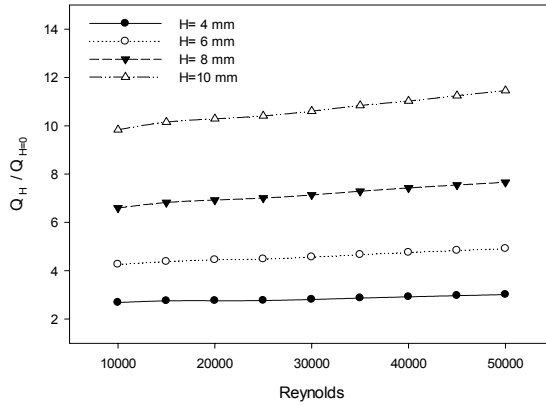


Şekil 5.107. H yüksekliğine bağlı kanatçık veriminin Reynolds sayısı ile değişimi

Kanatçık yüksekliği arttığında kanatçık veriminde artmıştır. H=10 mm hariç tüm kanatçık yüksekliklerinde artan Reynolds sayısı değerlerinde kanatçık veriminde de artış olmuştur, ayrıca Reynolds sayısının 25000 den sonraki tüm değerlerinde herbir kanatçık yüksekliğinde verim artmıştır. Kanatçık kullanım alanı ve gereksinimine ile enerji kullanımı ve ısı transferi dengesine göre verim eğrisinden optimum çalışma noktası seçilebilir (Şekil 5.107).

Kanatçık ilavesinin en önemli sonucu gerçekleşen ısı transfer miktarındaki artıştır. Yapılan bu çalışmada 10mm, 8mm, 6mm ve 4mm uzunluğundaki ilave kanatçıklarla, kanatçıksız duruma göre sırası ile 6, 5, 4, ve 3 kat daha kısa akış uzunluğunda aynı ısı transfer alanı elde edilmiştir. Bu çok önemli bir avantaj olup, ısı değiştiricilerinin tasarımında daha kompakt bir yapıya imkan verir.

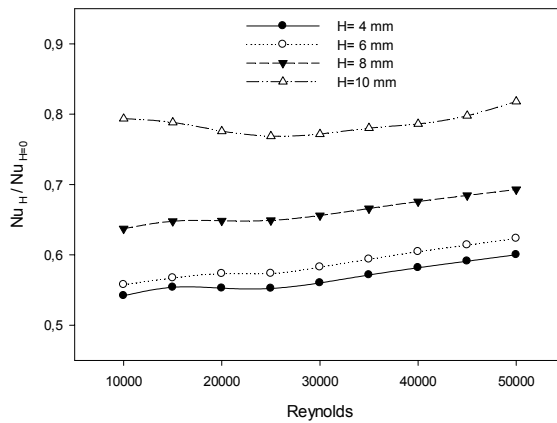
Şekil 5.108’de kanatçıklı durumdaki ısı transfer miktarının kanatçıksız durumdakine göre oranları Reynolds sayısının değişimine bağlı olarak gösterilmiştir. H=10 mm kanatçık yüksekliğinde Re=50000 için bu oran 11 kattan daha fazla bir değere ulaşmıştır.



Şekil 5.108. H yüksekliğindeki kanatçıklı akışa ait ısı transfer miktarının kanatçıksız durumdaki ısı transfer miktarına oranının Reynolds sayısı ile değişimi

Sunulan bu grafik türbülans etkilerinin görülmesi bakımından önemlidir. Artan Reynolds sayısı değerlerinde kanatçıklı durumdaki ısı transfer miktarının kanatçıksız duruma göre daha yüksek oranda arttığı görülmektedir. Bu da artan Reynolds sayılarında türbülans etkilerinin arttığını göstermektedir (Şekil 5.108).

Şekil 5.109’da bir diğer türbülans etkilerinin gösterildiği Kanatçıklı ve kanatçıksız duruma ait Nusselt sayılarının oranı gösterilmiştir. Kanatçık yüksekliğinin artışıyla Reynolds sayısının artışına bağlı olarak beklendiği gibi Nusselt sayılarındaki oranda da artış olmuştur (Şekil 5.109). H=10 mm için artış Reynolds sayısının 25000 değerinden sonra başlamıştır.



Şekil 5.109. H yüksekliğindeki kanatçıklı akışa ait ortalama Nusselt sayısının kanatçıksız durumdaki ortalama Nusselt sayısına oranının Reynolds sayısı ile değişimi

6. SONUÇ VE TARTIŞMA

Gerçekleştirilen bu çalışmada, akış yönünde 20 adet uzunlamasına yerleştirilmiş kanatçık bulunan (Bkz. Şekil 4.1), sabit yüzey sıcaklığına sahip anular bir akışta türbülanslı zorlanmış taşınım ile oluşan ısı transferinin üç boyutlu analizi, Fluent 12.0 paket programı kullanılarak sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Türbülanslı akış şartlarında kanatçık yüksekliğinin ve Reynolds sayısının ısı transferi üzerindeki etkisi k- ϵ Realizable türbülans modeli kullanılarak incelenmiştir. Kanatçıksız durum için ve her bir kanatçık yüksekliği için ortalama ve yerel Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi Bölüm 5'te şekiller ile gösterilmiştir.

Bu çalışmada, öncelikle yapılan çalışmanın doğruluğunu göstermek amacıyla literatürde mevcut olan bazı çalışmalar yapılmış ve sonuçların literatür sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görüldükten sonra ve yapılan sayısal çözümün geçerliliğinin doğrulanmasından sonra asıl yapılmak istenilen çalışmaya geçilmiştir. Bu nedenle literatür ile kıyaslama aşamasında önce sabit yüzey sıcaklığı sınır şartlarında kanatçıksız durumda türbülanslı akış için zorlanmış taşınım ile gerçekleşen ısı transferi çözümleri yapılarak literatür ile kıyaslaması yapılmıştır. Kanatçıksız durum için test bölgesi ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.4 ve test bölgesi çıkışındaki yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.5'te verilmiştir. Yapılan bu çalışmalar sonucunda sayısal çözüm metodunun literatür ile uyumlu olduğu görüldükten sonra asıl yapılmak istenilen çalışmaya geçilmiştir.

Literatürdeki bir çok çalışmadan farklı olarak bu tezde, içerisine kanatçık yerleştirilmiş anular bir akışta (Bkz. Şekil 4.2) farklı kanatçık yüksekliklerinin türbülanslı akışa ait Reynolds sayısına bağlı etkileri incelenmiştir.

Kanatçık yükseklikleri sırasıyla $H=0$ mm, $H=4$ mm, $H=6$ mm, $H=8$ mm, $H=10$ mm olacak şekilde seçilmiş ve Reynolds sayısının 10000, 15000, 20000, 25000, 30000,

35000, 40000, 45000, 50000 değerlerinde sonuçlar herbir kanatçık yüksekliği için ayrı ayrı elde edilmiş ve Bölüm 5'te sunulmuştur. Akışkan olarak hava kullanılmış ve Prandtl sayısı 0,7 olarak alınmıştır. Akışın test bölgesine girmeden önce giriş bölgesinde hidrodinamik açıdan tam olarak geliştiği görülmüş, bundan sonra sabit yüzey sıcaklığında veriler elde edilmiştir.

Kanatçık yapısının ve Reynolds sayısının etkilediği parametrelerin yorumu aşağıdaki gibidir.

1. Ortalama Nusselt sayısının ve yerel Nusselt sayısının değeri Reynolds sayısı ile artmaktadır (Örneğin; Bkz. Şekil 5.104 ve 5.105).
2. Yerel sürtünme faktörünün ve ortalama sürtünme faktörünün değeri Reynolds sayısı ile azalmaktadır (Örneğin; Bkz. Şekil 5.100 ve 5.106).
3. Kanatçık yüksekliğinin artmasıyla ortalama Nusselt sayısında artış olduğu görülmüştür (Örneğin; Bkz. Şekil 5.104). Kanatçık yüksekliğinin artması yerel Nusselt sayısının artmasına da neden olduğu görülmüştür (Örneğin; Bkz. Şekil 5.105).

Burada ayrıca gözlemlenen husus şudur ki; aynı Reynolds sayılarında kanatçıksız durumdaki Nusselt sayısı kanatçıklı durumdaki Nusselt sayısından daha yüksek değerler almıştır. Sonuçlar göstermiştir ki kanatçık ilavesi ile hidrolik çapta düşüş olmuş, bununla beraber akış boyunca uzunlamasına yerleştirilen kanatçıklar türbülanslı akış yapısında düşüşe ve dolayısıyla türbülans karışımında düşüşe sebep olmuştur, bu nedenle Nusselt sayısı kanatçıklı durumda daha düşük değerler almıştır [1]. Burada ayırt edilmesi gereken husus kanatçıklı durum kendi içerisinde değerlendirildiğinde kanatçık ilavesiyle Nusselt sayısının arttığıdır.

4. Kanatçık yüksekliğinin artması ile yerel sürtünme faktörünün arttığı görülmüştür (Örneğin; Bkz. Şekil 5.106). Ayrıca kanatçık yüksekliğinin artması ile ortalama sürtünme faktörünün değerinin arttığı görülmüştür (Örneğin; Bkz. Şekil 5.100).

5. Bu çalışmada görülmüştür ki, akışkan sıcaklığı iç boru ile kanatçık birleşiminin olduğu kesitte en yüksek değere ulaşmıştır (Örneğin; Bkz. Şekil 5.96).
6. Aynı kanatçık yüksekliğinde Reynolds sayısının artışıyla beraber akışkan çıkış sıcaklığında da düşüş olmuştur (Örneğin; Bkz. Şekil 5.96).
7. Reynolds sayısının artışıyla beraber akışkan giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkıda artmıştır (Örneğin; Bkz. Şekil 5.99).
8. Aynı Reynolds sayılarında kanatçık yüksekliğinin artışıyla beraber giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkı artmıştır (Örneğin; Bkz. Şekil 5.99).
9. Reynolds sayısının yüksek değerlerine doğru ısı transfer miktarında ve ısı transfer miktarı artış oranında artış olmuştur (Örneğin; Bkz. Şekil 5.102 ve 5.108).
10. Kanatçık yüksekliği arttıkça ısı transfer miktarıda artmıştır (Örneğin; Bkz. Şekil 5.102).
11. Kanatçık yüksekliği arttığında kanatçık verimide artmıştır. $H=10$ mm hariç tüm kanatçık yüksekliklerinde artan Reynolds sayısı değerlerinde kanatçık veriminde de artış olmuştur, ayrıca Reynolds sayısının 25000 den sonraki tüm değerlerinde her bir kanatçık yüksekliğinde verim artmıştır (Örneğin; Bkz. Şekil 5.107).

Mevcut araştırma konusu dışında kalan ve çalışma yapılmasında fayda olacağı düşünülen bir diğer konu ise farklı kanatçık geometrilerinde ve farklı kanatçık genişliğinde türbülanslı anular bir akışın analizidir. Mevcut çalışmada 20 adet kanatçık için kanatçık yüksekliği değiştirilerek ve sabit kanatçık genişliğinde analizler yapılmıştır. Bundan sonraki çalışmalarda kanatçık yüksekliği sabit tutularak kanatçık adedinde ve genişliğinde değişiklik yapılarak sonuçlar elde edilebilir, ayrıca yine kanatçık sayısında değişiklik yapılarak farklı kanatçık yüksekliğindeki etkiler incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. Braga C. V. M., Saboya F. E. M., “Turbulent heat transfer, pressure drop and fin efficiency in annular regions with continuous longitudinal rectangular fins” ***Experimental Thermal and Fluid Science***, 20: 55-65 (1999).
2. Patankar S. V., Ivanovic M., Sparrow E. M., “Analysis of turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes and annuli”, ***J. Heat Transfer***, 101: 29-37 (1979).
3. Wang Qiu-Wang, Lin Mei, Zeng Min., “Effect of lateral fin profiles on turbulent flow and heat transfer performance of internally finned tubes”, ***Applied Thermal Engineering***, 29: 3006–3013 (2009).
4. Tang L. H., Zeng M., Wang Q. W., “Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns”, ***Experimental Thermal and Fluid Science***, 33: 818–827 (2009).
5. Naphon P., “Study on the heat transfer characteristics of the annular fin under dry-surface, partially wet-surface, and fully wet-surface conditions”, ***International Communications in Heat and Mass Transfer***, 33: 112–121 (2006).
6. Shim Sang Y., Soliman Hassan M., Sims Grant E., “Turbulent fluid flow, heat transfer and onset of nucleate boiling in annular finned passages”, ***Int. J. Therm. Sci.***, 39: 709–720 (2000).
7. Fabbri G., “Heat transfer optimization in internally finned tubes under laminar flow conditions”, ***Int. J. Heat Mass Transfer***, 10:1243-1253 (1998).
8. Fabbri G., “Optimum profiles for asymmetrical longitudinal fins in cylindrical ducts”, ***Int. J. Heat Mass Transfer***, 31: 511-523 (1999).
9. Fabbri G., “Effect of viscous dissipation on the optimization of the heat transfer in internally finned tubes”, ***Int. J. Heat Mass Transfer***, 47: 3003–3015 (2004).
10. Alam Iftakhar, Ghoshdastidar P. S., “A study of heat transfer effectiveness of circular tubes with internal longitudinal fins having tapered lateral profiles”, ***Int. J. Heat Mass Transfer***, 45: 1371–1376 (2002).
11. Saad A. E., Sayed A. E., Mohamed E. A., Mohamed M. S., “Experimental study of turbulent flow inside a circular tube with longitudinal interrupted fins in the streamwise direction”, ***Experimental Thermal Fluid Science***, 15 (1): 1–15 (1997).
12. R. Kumar, “Three-dimensional natural convective flow in a vertical annulus with longitudinal fins”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 40 (14): 3323–3334 (1997).

13. Park Jongmyung and Ligrani P. M., “Numerical predictions of heat transfer and fluid flow characteristics for seven different dimpled surfaces in a channel”, *Numerical Heat Transfer*, 47: 3, 209- 232 (2005).
14. B. Yu, W. Q. Tao, “Pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent flow in annular tubes with internal wave-like longitudinal fins”, *ASME Journal of Heat Transfer* 40: 643–651 (2004).
15. Luo, D. D., Leung, C. W., Chan, T. L., “Optimum rib size to enhance forced convection in a horizontal triangular duct with ribbed internal surfaces”, *Heat and Mass Transfer*, 40: 893–900 (2004).
16. Luo, D. D., Leung, C. W., Chan, T. L., “Forced convection and flow friction characteristics of air-cooled horizontal equilateral triangular ducts with ribbed internal surfaces”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 5439–5450 (2004).
17. Amro, M., Weigand, B., Poser, R., Schnieder, M., “An experimental investigation of the heat transfer in a ribbed triangular cooling channel”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46: 491-500 (2007).
18. Fluent Inc., “*Fluent 6.3 User’s Guide*”, (2006).
19. Kays, W. M. ve Leung, E. Y., “Heat Transfer in Annular Passages Hydrodynamically Developed Turbulent Flow with Arbitrarily Prescribe Heat Flux”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 6, 537-557, (1963).
20. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., ”Introduction to Heat Transfer 4th Edition”, *John Wiley and Sons*, Inc., New York, (2002).

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DURAN, Murat
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi-kütük : 1981-Trabzon
 e-mail : duran.murat@windowslive.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Ünv. / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makina Mühendisliği Anabilim Dalı	2010
Lisans	Fırat Ünv. / Mühendislik Fakültesi / Makina Mühendisliği Bölümü	2003

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2003-2005	Asrın Ltd. Şti.	Kontrol Mühendisi
2006-2007	Bozankaya Otomotiv Ltd. Şti.	Üretim Mühendisi
2008-	Savra Mühendislik Ltd. Şti.	Teknik Müdür

Yabancı Dil

İngilizce