

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**YÜKSEK VİSKOZİTELİ AKIŞKAN AKIŞINDA TAŞINIMLA
ISI TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisi Furkan Erman KAN

**HAZİRAN 2016
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

**YÜKSEK VİSKOZİTELİ AKIŞKAN AKIŞINDA TAŞINIMLA
ISI TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

Mak. Müh. Furkan Erman KAN

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce

"MAKİNA YÜKSEK MÜHENDİSİ"

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 02 / 05 / 2016

Tezin Savunma Tarihi : 09 / 06 / 2016

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI

Trabzon 2016

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Furkan Erman KAN Tarafından Hazırlanan**

**YÜKSEK VİSKOZİTELİ AKIŞKANLARDA TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN
İYİLEŞTİRİLMESİ**

başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 10 / 05 / 2016 gün ve 1652 sayılı
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI

Üye : Prof. Dr. Orhan AYDIN

Üye : Doç. Dr. Haydar KÜÇÜK

Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ
Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Aralarında sonlu sıcaklık farkı bulunan bir yüzey ve bu yüzeyle temas halindeki hareketli akışkan arasındaki ısı transferi taşınım yolu ile gerçekleşir. Kazanlar, ısı değiştiricileri ve güneş toplayıcıları gibi cihazlarda birim yüzeyden taşınım ile ısı transferini artırmanın yollarından biri ısı taşınım katsayısını büyütmektir. Isı taşınım katsayısının büyütülmesine yönelik uygulamalar ısı transferinin iyileştirilmesi olarak bilinir. Bu çalışmanın amacı, yüksek viskoziteli akışkanların kullanıldığı cihazlarda ısı transferinin iyileştirilmesi için uygun geometrik parametrelerinin belirlenmesidir.

Öncelikle yüksek lisans eğitimimin başlangıcından itibaren eğitim hayatımın her aşamasında bilgisini ve zamanını benimle paylaşan, bu çalışmanın hazırlanmasında beni yönlendiren, çalışma boyunca yardım ve desteğini esirgemeyen, danışman hocam Sayın Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI' ya, bu günlere ulaşmamdaki emeklerini hiçbir zaman ödeyemeyeceğim değerli aileme, varlığıyla beni motive eden nişanlıma tüm kalbi duygularıyla şükranlarımı sunarım.

Furkan Erman KAN

Trabzon 2016

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Yüksek Viskoziteli Akışkan Akışında Taşınım İle Isı Transferinin İyileştirilmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI’ nın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.09/06/2016

Furkan Erman KAN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
SEMBOLLER DİZİNİ	XIII
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Tezin Amaç ve Kapsamı	2
1.3. Literatür Özeti	3
1.4. Dairesel Kesitli Borularda Tam Gelişmiş Akışta Isı Transferi	10
1.5. Dairesel Kesitli Borularda Akışta Akış ve Isı Transferi İçin Korunum Denklemleri.....	13
1.6. Isı Transferinin İyileştirilmesi ve Periyodik Tam Gelişmiş Akış	14
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR	17
2.1. Teorik Esaslar ve Çözüm Yöntemi	17
2.2. Programın Sağlaması ve Ağ Bağımsız Çalışması.....	21
2.3. Literatürle Uyum Testi Çalışması	21
2.4. Durum Çalışmaları.....	21
2.4.1. Duvara Bitişik ve Duvardan Ayrık Düzenlemeler İçin Ortalama Isıl ve Hidrodinamik Parametrelerin Engelsiz Boru Sonuçları ile Karşılaştırılması	22
2.4.2. Yerel Isıl Parametrelerin Hesaplanması.....	22
2.4.3. Eksenel Hız ve Sıcaklık Dağılımlarının Hesaplanması	22
3. BULGULAR VE İRDELEME	23
3.1. Program Sağlama Çalışması Bulgularının İrdelenmesi	23
3.2. Ortalama Isıl ve Akış Parametre Bulgularının İrdelenmesi	28

3.3.	Yerel Isıl Parametre Bulgularının İrdelenmesi	42
3.4.	Eksenel Hız Dağılımı Bulgularının İrdelenmesi	53
3.5	Yerel Ortalama Sıcaklık Dağılımı Bulgularının İrdelenmesi	77
3.6.	Ortalama ve Yerel Değişkenlerin Toplu Değerlendirilmesi	90
4.	SONUÇLAR	92
5.	ÖNERİLER	94
6.	KAYNAKLAR	95

ÖZGEÇMİŞ



Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

YÜKSEK VİSKOZİTELİ AKIŞKAN AKIŞINDA TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN
İYİLEŞTİRİLMESİ

Furkan Erman KAN

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI
2016, 98 Sayfa

Isı transferinin iyileştirilmesi konusu ısı transferi araştırmalarında geniş yer tutan bir alandır. Genel olarak iyileştirme çalışmalarının ana hedefi, mümkün olan en düşük pompalama gücü ile yüksek ısı taşınım katsayısı değerine ulaşmaktır. Isı transferini iyileştirme çalışmaları, genellikle düşük taşınım katsayısı olan durumlarda uygulanır. Uygulamada yüksek viskoziteli akışkanların akışı genellikle laminer akış rejiminde gerçekleşir. Bu akışkanların kullanımında ısı transferini iyileştirme tekniğine ihtiyaç duyulur.

Gerçekleştirilen çalışmada, boru içerisine akış eksenine dik doğrultuda duvara bitişik ve duvardan ayrık periyodik engellerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmada boru akışı için momentum ve enerji denklemleri sonlu kontrol hacmi yöntemi ile ayrıklaştırılmış ve ayrık denklemler SIMPLE algoritması kullanılarak FORTRAN tabanlı bir bilgisayar programı ile çözülmüştür.

Elde edilen bulgular, iyileştirme uygulamasının yüksek viskozite değerlerinde daha iyi sonuç verdiğini göstermektedir. Duvara bitişik uygulamada, engel adımının belirli bir değerinden sonra iyileşme sağlandığı; ayrık uygulamada ise tüm adımlarda iyileşme sağlandığı görüldü. Isı transferinde iyileşmeye katkı sağlayan hidrodinamik mekanizmanın bitişik ve ayrık uygulamalar için farklı olduğu sonucuna varıldı.

Anahtar Kelimeler: Isı transferini iyileştirme, Yüksek viskoziteli akışkan, Laminer akış, İlave eleman.

Master Thesis

SUMMARY

ENHANCEMENT OF CONVECTIVE HEAT TRANSFER FOR HIGH VISCOUS FLUID FLOWS

Furkan Erman KAN

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program
Supervisor: Prof. Dr.Mehmet Emin ARICI
2016, 98 Pages

The subject of heat transfer enhancement is a research topic involving considerable attention among the heat transfer research areas. The main target of the enhancement studies, in general, is to improve convection heat transfer coefficient with a possible low pumping power. Heat transfer enhancement studies are usually applied when low convection coefficient case exists. In the practical case, the high viscous fluid flows usually occur in laminar flow regime. Use of such fluids usually requires heat transfer enhancement techniques.

In the performed study, the effect of periodically placed wall-attached and wall-detached obstacles perpendicular to the flow axis on heat transfer and frictional loss were numerically investigated. For pipe flow momentum and energy equations were discretized by means of the finite control volume method and were solved by the SIMPLE algorithm via a FORTRAN based computer program.

The obtained results show that the enhancement practices work better for the higher viscous fluids. For the attached cases, occurrence of the enhancement is obtained after a certain pitch of obstacle; for the detached case the enhancement is obtained for all the pitches. It is concluded that the hydrodynamic mechanism contributed to heat transfer enhancement are different for the attached and the detached cases.

Key Words: Heat transfer enhancement, High viscosity fluid, Laminar flow, Insert device.

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1. Boş boru (a) ve Periyodik Engelli Boru, çözüm bölgesi (b)	20
Şekil 2. Bir periyot için çözüm bölgesi, duvara bitişik (a) ve duvardan ayırık (b)	20
Şekil 3. Borularda tam gelişmiş laminer akışta hız dağılımının analitik sonuçlarla karşılaştırılması	25
Şekil 4. Borularda tam gelişmiş laminer sabit ısı akışı sınır koşulu altında ortalama Nusselt sayısının analitik sonuçla karşılaştırılması	25
Şekil 5. Periyodik tam gelişmiş akış için ağ sıklığı tespiti çalışması hız (a) ve sıcaklık (b) için	26
Şekil 6. Ortalama Nusselt sayısı (a) ve sürtünme faktörü(b) değerlerinin Kaynak [11]'in sonuçları ile karşılaştırılması,($Re = 100$, $Pr = 5$, $H/D = 0,2$)	27
Şekil 7. Duvara bitişik engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 50$)	30
Şekil 8. Duvara bitişik engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 100$)	31
Şekil 9. Duvara bitişik engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 500$)	32
Şekil 10. Duvardan ayırık ($d/D = 0,04$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 50$)	33
Şekil 11. Duvardan ayırık ($d/D = 0,04$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 100$)	34
Şekil 12. Duvardan ayırık ($d/D = 0,04$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 500$)	35
Şekil 13. Duvardan ayırık ($d/D = 0,08$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 50$)	36
Şekil 14. Duvardan ayırık ($d/D = 0,08$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 100$)	37
Şekil 15. Duvardan ayırık ($d/D = 0,08$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 500$)	38
Şekil 16. Duvardan ayırık ($d/D = 0,12$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 50$)	39
Şekil 17. Duvardan ayırık ($d/D = 0,12$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 100$)	40
Şekil 18. Duvardan ayırık ($d/D = 0,12$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi.($Pr = 500$)	41

Şekil 19. Duvara bitişik durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 50$)	43
Şekil 20. Duvara bitişik durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 50$).....	43
Şekil 21. Duvara bitişik durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 100$).....	44
Şekil 22. Duvara bitişik durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 100$).....	44
Şekil 23. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 50$ ve $d/D = 0,04$)	45
Şekil 24. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 50$ ve $d/D = 0,04$)	45
Şekil 25. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 100$ ve $d/D = 0,04$)	46
Şekil 26. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 100$ ve $d/D = 0,04$)	46
Şekil 27. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 50$ ve $d/D = 0,08$).....	47
Şekil 28. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 50$ ve $d/D = 0,08$)	47
Şekil 29. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 100$ ve $d/D = 0,08$)	48
Şekil 30. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 100$ ve $d/D = 0,08$)	48
Şekil 31. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 50$ ve $d/D = 0,12$)	49
Şekil 32. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 50$ ve $d/D = 0,12$)	49
Şekil 33. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 100$ ve $d/D = 0,12$)	50
Şekil 34. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 100$ ve $d/D = 0,12$)	50
Şekil 35. Bitişik ve ayrık durumlar için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 50, P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	51
Şekil 36. Bitişik ve ayrık durumlar için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 50, P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	51
Şekil 37. Bitişik ve ayrık durumlar için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 100, Pr = 100, P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$).....	52
Şekil 38. Bitişik ve ayrık durumlar için yerel Nusselt sayısının değişimi ($Re = 200, Pr = 100, P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	52

Şekil 39. Bitişik durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 100$, $Pr = 50$)	55
Şekil 40. Bitişik durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 200$, $Pr = 50$)	56
Şekil 41. Bitişik durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 100$, $Pr = 100$)	57
Şekil 42. Bitişik durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 200$, $Pr = 100$)	58
Şekil 43. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 100$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,04$)	59
Şekil 44. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 200$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,04$)	59
Şekil 45. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 100$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,04$)	60
Şekil 46. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 200$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,04$)	60
Şekil 47. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 100$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,08$)	61
Şekil 48. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 200$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,08$)	61
Şekil 49. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 100$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,08$)	62
Şekil 50. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 200$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,08$)	62
Şekil 51. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 100$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,12$)	63
Şekil 52. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 200$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,12$)	63
Şekil 53. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 100$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,12$)	64
Şekil 54. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı ($Re = 200$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,12$)	64
Şekil 55. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)	65
Şekil 56. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)	66
Şekil 57. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)	67
Şekil 58. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)	68

Şekil 59. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	69
Şekil 60. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	70
Şekil 61. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	71
Şekil 62. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	72
Şekil 63. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)	73
Şekil 64. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)	74
Şekil 65. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)	75
Şekil 66. Bitişik ve ayrık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)	76
Şekil 67. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)	78
Şekil 68. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)	79
Şekil 69. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)	80
Şekil 70. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)	81
Şekil 71. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	82
Şekil 72. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	83
Şekil 73. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	84
Şekil 74. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)	85
Şekil 75. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)	86
Şekil 76. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)	87
Şekil 77. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)	88
Şekil 78. Bitişik ve ayrık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması ($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)	89

SEMBOLLER DİZİNİ

A_y	: Yüzey alanı
c_p	: Özgül ısı
d	: Engellerin duvara olan mesafesi
D	: Boru çapı
h	: Isı taşınım katsayısı
H	: Engel yüksekliği
k	: Isı iletim kat sayısı
L	: Bir periyotluk çözüm alanının boyu
\dot{m}	: Kütleli debi
q	: Isı
q''	: Isı akısı
p	: Mutlak basınç
p^*	: Her bir engel aralığındaki değişken basınç
P	: Boru çevresi, İki engel arasındaki mesafe
r	: Boru yarı çapı
r_o	: Çözüm bölgesi için boru yapı çapı
R	: Boru çapı
T	: Sıcaklık
T^*	: Her bir engel aralığındaki değişken akışkan sıcaklığı
T_o	: Boru merkezindeki ortalama akışkan sıcaklığı
T_g	: Girişteki ortalama akışkan sıcaklığı
$T_ç$: Çıkıştaki ortalama akışkan sıcaklığı
T_y	: Yüzey sıcaklığı
T_m	: Yerel ortalama sıcaklık
T_w	: Duvar sıcaklığı
$T_{w,0}$: $x = 0$ için duvar sıcaklığı
u	: Eksenel doğrultuda hız bileşeni
U	: Eksenel doğrultuda hız bileşeni
U_m	: Girişteki ortalama hız

- U_{in} : Girişteki aksel hız bileşeni
 v : Radyal doğrultuda hız bileşeni
 x : Aksel yöndeki mesafe
 ρ : Yoğunluk
 α : Isıl yayılım katsayısı
 μ : Dinamik viskozite
 β : Bir periyottaki global basınç gradyanı
 γ : Bir periyottaki global sıcaklık gradyanı
 θ : Çevresel doğrultudaki açı
 f : Sürtünme faktörü
 Pr : Prandtl sayısı
 Re : Reynolds sayısı
 Nu : Nusselt sayısı

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Isı, sistemle çevresi arasındaki sıcaklık farkı nedeniyle transfer olan bir enerji türüdür. Isı transferi için sıcaklık farkı tek zorunlu koşul olmakla birlikte gerçekleşmesi farklı yollarla olabilir. Maddenin parçacıkları arasında enerji transferi yolu ile gerçekleşen ısı transferine ısı iletimi denir. Katı bir yüzeyle hareketli akışkan arasında gerçekleşen ısı transferi taşınım ile ısı transferidir. Bu iki mekanizmadan farklı olan ışınım ile ısı transferi ise, iki yüzey arasında madde ve sürekli bir sıcaklık fonksiyon olmadan da gerçekleşebilir. Isı iletiminin gerçekleşmesi için parçacıkların madde içerisindeki bir noktadan başka bir noktaya taşınmasına gerek olmayıp enerji transferi temas yoluyla gerçekleşir. Bu nedenle iletim katılarda sıvılara göre, sıvılarda da gazlara göre daha yüksektir. Isı taşınımı için yüksek ısı enerjisine sahip parçacığın hareketi söz konusu olduğu için katı ortamda gerçekleşmez. Işınım, saydam olan ortamlarda ve boşlukta da gerçekleşir.

Mühendislikte ısı transferini hem artırma hem de azaltma çalışmaları ısı transferinin konusudur. İletimle ısı transferini artırmak için fiziksel özellik olan ısı iletim katsayısını değiştirmek, yani yüksek iletkenli ortam oluşturmak gerekir. Işınım ile ısı transferi, yüzeylerin ışınım özelliklerini ve yüzeyler arasındaki konumlandırılmayı değiştirme ile iyileştirilebilir. Taşınım ile ısı transferinin artırılması için ise yüksek ısı taşınım katsayısı elde etmek gerekir. Yüksek ısı taşınım katsayısı elde etme çalışmaları ısı transferinin iyileştirilmesi olarak bilinir. Isı transferinin iyileştirilmesi için kullanılan teknikler aktif teknikler ve pasif teknikler olarak sınıflandırılır. Aktif tekniklerde ısı transferi yüzeyinde titreşim, iş akışkanında titreşim, yüzeyde emme veya basma ve manyetik alan oluşturma gibi yollarla ısı transferi katsayısının artırılması hedeflenir. Bu tekniklerin uygulanması sırasında harici güç kullanmak gerekir. Akışın periyodik aralıklarla engellenmesi ve akışın yönlendirilmesi gibi daha çok geometrik değişikliklere dayalı pasif tekniklerin uygulanması sırasında ilave güç kullanmaya ihtiyaç yoktur.

Taşınım ile ısı transferinin iyileştirilmesine mühendisliğin değişik uygulamalarında gereksinim duyulabilir. İyileştirmenin en yaygın uygulandığı sistemler ısı değiştiricileri ve kazanlar olmakla birlikte benzer fonksiyonu gören diğer sistemlerde de uygulama alanı vardır. Isı transferinin iyileştirilmesine gereksinim daha çok düşük ısı taşınım katsayısının

mevcut olduğu durumlarda ortaya çıkar. Akış hızı ve akışkan türü ısı taşınım katsayısına etki eden iki temel parametredir. Isı taşınım katsayısı düşük hızlı laminer akışlarda yüksek hızlı türbülanslı akışlara göre daha düşüktür. Gaz akışkanlarla olan taşınım ısı transferinde de taşınım katsayısı sıvı akışkanlara göre daha düşüktür. Sıvılar kategorisinde en düşük taşınım katsayısına yüksek viskoziteli yağ akışının olduğu durumlarda karşılaşılır. Diğer taraftan yüksek viskoziteli akışkanlarla türbülanslı akış rejimi koşullarını elde etmek zor olduğu için akış genellikle laminerdir. Bu nedenle de bu sistemlerde ısı transferi iyileştirilmesi uygulama gereksinimi vardır. Uygulamada bu tür akışkanlara verilecek örneklerden bazıları; yağlı ısıtma sistemlerinde kullanılan ısı transferi yağları, gıda endüstrisinde kullanılan akışkan gıdalar, kimyasal süreçlerde kullanılan bazı akışkanlar, ilaç ve kozmetik sanayinde uygulama alanı olan sıvılar olarak sıralanabilir.

İyileştirme tekniği uygulamalarında akışkan ile bire bir eşleşmiş iyileştirme yöntemi önerilememektedir. Herhangi bir iyileştirme tekniği uygulandığı akışkana bağlı olarak farklı sonuçlar verebilir. Akışın periyodik olarak engellenmesi yolu ile sınır tabakanın bozulması yaygın olarak kullanılan bir pasif iyileştirme tekniğidir. Akışın engellenmesi, boru ya da kanal duvarının içten kanatçıklı üretilmesi veya dışarıdan sökölüp takılabilen ilave elemanlar yardımı ile de sağlanabilir. Bu konudaki tercih, tekniğin uygulanabilirliği başta olmak üzere kullanılan yöntemin iyileştirme performansına da bağlı olabilir. Isı transferi iyileştirme çalışmalarında diğer bir konu da basınç kayıplarında meydana gelen önemli artışlardır. Bu nedenle uygulanan tekniğin yüksek basınç kayıplarına neden olmaması istenir.

1.2. Tezin Amaç ve Kapsamı

Isı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili araştırmalar kapsamında viskozite etkisinin de incelendiği çalışmalar mevcuttur. Laminer akışta akışın periyodik olarak engellenmesinin ısı transferi üzerinde etkisinin incelendiği sayısal çalışmalarda hava ve suya eşdeğer viskozite değerleri için üretilen bulgular önemli ipuçları içermektedir. Bu çalışmalarda artan viskozite ile birlikte ısı transferinde iyileşmenin de arttığı görülmüştür. Yüksek viskoziteli akışkanların kullanıldığı mühendislik uygulamalarında akış rejimi çoğunlukla laminer sınırla içerisinde kalır ve bu nedenle de ısı taşınım katsayısı düşüktür. Uygulamadaki bu gerçeklik, yüksek viskoziteli akışkan kullanılan sistemler için ısı transferi iyileştirme çalışmalarının önemini artırır. Bu tez çalışmasında, yüksek viskoziteli

akışkanlarda akışın değişik düzenlemelerle (konfigürasyonlar) periyodik olarak engellenmesinin ısı transferine etkisinin sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır.

Program kodunu sağlama çalışmalarının aşamaları; FORTRAN tabanlı iki boyutlu eliptik bir program kodunun periyodik tam gelişmiş akış problemini çözecek şekilde geliştirilmesi ve bu kodla engelsiz boruda tam gelişmiş akış ve ısı transferi karakteristiklerinin sağlanması, engeli boru akışı geometrisi ile ağ bağımsız çalışması, literatürde mevcut periyodik tam gelişmiş engelli boru akışı için akış ve ısı transferi sonuçlarının karşılaştırma çalışması olarak gerçekleştirilmiştir. Tez çalışması kapsamında halka tipli periyodik engeller için iki temel düzenleme öngörülmüştür. Bunlar; duvara bitişik ve duvardan ayırık düzenlemedir. Her bir düzenleme için laminar akış rejiminde kalmak üzere 3 farklı Reynolds sayısı ve 3 farklı Prandtl sayısı için sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlar duvara bitişik engelli düzenlemede her bir durum için 15 farklı engel adımı ve 3 farklı engel yüksekliği için; duvardan ayırık düzenlemede ise ayrıca 3 farklı duvardan ayırıklık mesafesi için akış ve ısı transferi karakteristiklerini içermektedir.

1.3. Literatür Özeti

Isı transferinin iyileştirmesi ile ilgili araştırmalara literatürde geniş yer verilmektedir. Bu araştırmalarda araştırmanın ana konusu genellikle seçilmiş bir iyileştirme tekniğinin diğer tekniklere göre üstünlük ve sakıncalarının belirlenmesidir. İş akışkanına özel, ya da iş akışkanı ile iyileştirme tekniği ilişkisine doğrudan yer veren araştırmalar çok yaygın değildir. Diğer taraftan, taşınım ile ısı transferini mekanizmasını etkileyen en önemli fiziksel parametre akışkanın Prandtl sayısıdır. Bu nedenle, mühendislik ürünlerinde uygulama alanı olan yüksek viskoziteli akışkanların (yağların) kullanıldığı sistemlerde ısı transferini iyileştirme tekniklerinin uygulanabilirliği önemli bir araştırma konusudur. Burada sunulacak olan literatür özetinden de görüleceği gibi, yüksek viskoziteli akışkanlarda ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili araştırmaların çeşitliliği çok fazla değildir.

Isı transferini iyileştirme ile ilgili çalışmalar 1950'li yıllarda başlayıp günümüzde de devam etmektedir. Kakaç v.d. [1] tarafından, başlangıcından 1995 yılına kadar konu ile ilgili toplam makale ve rapor sayısının 5676 olduğu bildirilmektedir. İlgili kaynaktan sunulan grafikten, çalışmaların 1970'li yıllarda hız kazandığı, 1980 ve 1990'lı yıllarda bu çalışmaların en yüksek değerine ulaştığı ve 2000'li yıllardan günümüze kadar da daha az sayıda ancak kesintisiz olarak devam ettiği görülmektedir. Konuyu kapsamlı şekilde ele

alan ilk önemli çalışmalardan biri Webb v.d. [2] tarafından gerçekleştirilen çalışmadır. Bu çalışmada, iç yüzeyi yivli olarak pürüzlendirilmiş bir boru içindeki türbülanslı akışta momentum ve ısı transferi analizi yapılmıştır. Pürüz boyutlarına bağlı olarak; duvar benzetimi ve ısı-kütle benzetimi yaklaşımı ile sürtünme katsayısı ve ısı taşınım katsayıları için bağıntılar geliştirilmiştir. Aynı pürüzlüğe sahip helisel yivli borularda yapılan ısı transferi ve basınç kaybı deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Konu ile ilgili öncü kabul edilebilecek ilk sayısal çözüm yöntemi, Patankar v.d. [3] tarafından geliştirilmiştir. Geliştirilen yöntem, boru ve kanallarda akışa dik doğrultuda periyodik engellerin yerleştirilmiş olması durumunda iki engel arasındaki akış ve ısı transferi probleminin takip eden aralıklarda da benzer olduğunu kabul etmektedir. Böylece, uygun sınır koşullarını tanımlayıp sadece iki engel arasındaki problemi çözerek problemin tamamının çözülmüş olacağı kabul edilmektedir. “Periyodik olarak tam gelişmiş akış ve ısı transferi problemi (Periodically fully developed flow and heat transfer problem)” olarak da anılan bu yaklaşım konu ile ilgili daha sonra yürütülen sayısal çalışmaların tamamına yakın bir kısmında kabul görmüş ve kullanılmıştır. Webb ve Gee [4] tarafından yapılan deneysel çalışmada, iç yüzeyi helisel yivli bir boruda ısı transferi ve sürtünme katsayısı artışı deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmada iş akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Benzer çalışma Withers [5] tarafından yürütülmüştür. Bu çalışmada iş akışkanı olarak su kullanılmış ve çalışmanın farklı akışkanlar için de denenmesi önerilmiştir. Sparrow ve Charmchi [6]’nın yaptığı sayısal çalışmada, boru içerisinde laminer akışta, dış yüzeyinin kanatçıklı imal edilmesinin ısı transferine etkisini incelemiştir. Bu çalışmada, Kaynak [3]’deki çözüm yöntemi kullanılmıştır. Isı transferinde iyileşmenin, kısa borularda daha etkili olduğu, boru boyu uzadıkça iyileşmenin azaldığı sonucuna varmışlardır. Bergles [7], 1979 – 1981 yılları arasında gerçekleştirilip makale ve şirket raporu olarak yayınlanmış olan çalışmaları özetlemiştir. Webb [8] makalesinde, ısı transferi iyileştirme teknikleri uygulamasında “Performans Değerlendirme Kriterleri (Performance Evaluation Criteria: PEC) tanımlaması yapmış ve performansla ilgili amaç ve kısıtlar öneren kapsamlı bir sınıflandırma sunmuştur. Sparrow ve Tao [9], yaptıkları deneysel çalışmada dikdörtgen bir kanalın geniş yüzeylerinden birine periyodik aralıklarla silindirik çubuklar yerleştirilmesi durumunda ısı ve kütle transferini incelemişler ve tam gelişmişlik koşulunun hızla sağlandığını Sherwood sayısının yerel dağılımı üzerinden göstermişlerdir. Han [10], karşılıklı iki duvarı yivli kare kanalda ısı transferi ve sürtünme katsayısı performansını deneysel olarak incelemiştir. Rowley ve Patankar [11], yaptıkları sayısal çalışmada Kaynak

[3]'de önerilen çözüm yöntemini uygulayarak, içten kanatçıklı boru akışında akış ve ısı transferini analiz etmişlerdir. Kanatçığın iletkenlik etkisinin hesaba alınmadığı çalışmada; akış Reynolds sayısının 100 ile 1000 arasındaki değerleri ve akışkan Prandtl sayısının 0,7 ile 5 arasındaki değerleri için sayısal sonuçlar sunulmuştur. Bu sayısal çalışmanın kayda değer bulgusu; içten kanatçık uygulamasında Prandtl sayısının yüksek değerlerinde ısı transferinin iyileşmesi, düşük değerlerinde ise kötüleşmesidir. Webb ve Ramadhyan [12]'nin sayısal çalışmasında ise yine Kaynak [3]'deki çözüm yöntemi kullanılmıştır. İçten kanatçıklı iki paralel levha arasındaki laminer akışta, bu defa kanatçık iletkenliğini de hesaba alarak bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Bu analizde, karşılıklı levhalardaki kanatçıklar kaydırılmış olarak düzenlenmiş ve bunun ısı transferinde artışa neden olduğu sonucuna varılmıştır. Bu çalışmanın bulgularından biri de, Kaynak [11]'da olduğu gibi yüksek Prandtl sayılarında laminer akışta ısı transferine iyileşmenin gözlenmiş olmasıdır. Prakash ve Liu [13]'ün sayısal çalışmasında boru içerisine akış doğrultusunda kanatçık yerleştirilmesi durumundaki ısı transferi giriş bölgesi koşullarında incelenmiştir. Problem üç boyutlu parabolik bir problem olarak düşünülmüş ve çözüm laminer akış koşullarında gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada eksenel kanatçık yüksekliğinin ve sayısının ısı ve hidrodinamik giriş uzunluğu üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Uttawar ve Rao [14], orta yoğunlukta ısı transferi yağı akışında boruya sıkı geçirilmiş helisel yay kullanarak laminer akışta ısı transferini iyileştirme çalışması yapmışlardır. Bu çalışmada, helisel yayın dönü (swirl) üretme yolu ile laminer akışta düşük olan taşınım katsayısını artıracak beklentisi ile bükülmüş bant elemana alternatif olarak daha az basınç kaybına neden olacağı düşünülmüştür. Çalışma değişik yay adımlarında ve yay kalınlıklarında deneysel olarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar ısı taşınım katsayısı (Nusselt sayısı) ve basınç kaybı (Sürtünme faktörü) cinsinde sunulmuştur. Sürtünme katsayısındaki artışın düşük Reynolds sayılarında yavaş, yüksek Reynolds sayılarında ise dönü etkisi nedeni ile daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Nusselt sayısındaki artış ise oransal olarak daha önce yapılmış olan türbülanslı akış çalışmalarına göre çok daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır.

Arıcı [15], deneysel çalışmasında boru içerisine duvara bitişik ve duvardan ayrık olmak üzere iki ayrı durumda yerleştirdiği helisel yayın ısı transferi ve basınç kaybına etkisini, değişik yay adımlarında incelemiştir. Çalışmada elde edilen deneysel bulgular literatürdeki yivli kanal akışlarındaki çalışmalarla karşılaştırılmış ve önerilen ilave elemanın pratik uygulanabilirliği savunulmuştur. Ayhan ve Arıcı [16], Kaynak [15]'deki çalışmanın benzerini, her iki tarafından hava akmakta olan eş merkezli tek borulu bir ısı

değiştiricisinde gerçekleştirmişlerdir. Helisel ilave elemanların değiştirici verimine olan olumlu etkisini ve değiştirici kapasite sayısına (NTU) bağlı olarak göstermişlerdir.

Kozlu v.d. [17]'nin ısı transferi iyileştirilmesi ile ilgili optimizasyon çalışmasında; içerisine girdap üretici mikro silindir içeren bir kanal ve aynı boyutta yivli kanal eşdeğeri düz kanalla karşılaştırmalı olarak ısı transferi ve basınç kaybı açısından incelenmiştir.

1989 tarihli U. S. Patent [18]'de ısı değiştiricileri için yüksek ısı transferi sağlayan bir aygıt tanıtılmaktadır. Bir karıştırıcı ve ucundaki pervane, boru eksenine ile çakışık mile tespit edilmiştir. Karıştırıcının ucunda aksel olarak tespit edilmiş ve boru duvarına da temas eden fırça mevcuttur. Akışla birlikte karıştırıcı da dönmekte ve duvar yakınındaki akışkanla eksen bölgesindeki akışkanın karışması sağlanmaktadır. Ancak iddia sahibi, basınç düşüşü ile ilgili herhangi bir açıklamada bulunmamaktadır.

Ceng ve Huang [19], çalışmalarında kanal akışında karşılıklı yüzeylerde kaydırılmış kanatçık bulunması durumunda ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada da Kaynak [3]'deki çözüm yöntemi kullanılmıştır. Kaynak [3]'teki çalışmadan farklı olarak karşılıklı yüzeyler üniform fakat farklı sıcaklıkta tutulmuştur. Liou, T. M. ve Hwang [20], karşılıklı duvarları yivli dikdörtgen profilli bir kanalda ısı transferinin iyileşmesi ve sürtünmeyi türbülanslı akış koşullarında deneysel olarak incelemişlerdir. Sıcaklık ölçümleri hem lazer holografik interferometre hem de termo-elemanla gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma da, iyileştirme ile ilgili sayısal çalışmalarda olduğu gibi periyodik tam gelişmiş akış olarak isimlendirilmiştir. Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı ile ilgili bağıntılar periyodik tam gelişmiş ortalama değerler için elde edilmiştir. Kozlu v.d. [21], dikdörtgen bir kanalda türbülanslı akışta duvara yakın bölgede periyodik olarak karışım sağlama amacına yönelik bir deneysel çalışma gerçekleştirdiler. Bu amaçla kanal üzerinde mikro oyuklar oluşturdular ve yüzey yakınına mikro silindirler yerleştirdiler. Sonuçları boyutsuz pompalama gücü ve boyutsuz ısı yükü olarak sundular. Sonuç olarak mikro silindir uygulamasının pompalama gücü açısından daha iyi, ancak bu uygulamanın Reynolds sayısına çok duyarlı olduğunu görmüşlerdir. Acharya v.d. [22], ısı transferini iyileştirme uygulamalarındaki karışma olayı ile ilgili makalesinde, normal karışma ile düzensiz (chaotic) karışma arasındaki farkı vurgulamaktadır ve bükülmüş borularda oluşan karışımın düzensiz karışım olduğunu ifade etmektedir. Periyodik olarak kıvrılmış borularda ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmada düzensiz karışımın ısı transferindeki iyileşmeye karşılık basınç düşüşünde çok az artış olduğunu göstermişlerdir. Kaynak [11]'de laminar akış için yapılmış olan sayısal

çalışmanın benzeri, türbülanslı akışta Shub [23] tarafından gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçlar; yerel ısı taşınım katsayısının periyodik engel üzerinde pürüzsüz boru değerinin altına düştüğünü, engel önünde ve arkasında, engel adımına bağlı olarak pürüzsüz boru değerlerinin üzerinde olduğunu göstermektedir.

Türbülanslı akışta ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili uygun türbülans modellerinin seçimi konusunda çalışmalara da rastlanmaktadır. Aynı yıl içerisinde ve aynı dergide bu konu ile ilgili birbirinden bağımsız iki ayrı makale yer almaktadır. Chang ve Mills [24], türbülanslı akışta periyodik olarak yivli yüzeye sahip kanallarda düşük Reynolds sayılı $k-\epsilon$ türbülans modeli ile akış ve ısı transferini problemini çözmüşlerdir. Sayısal bulguların deneysel sonuçlarla uyumunun kabul edilebilir nitelikte olmadığı sonucuna varmışlardır. Aynı yıl içerisinde gerçekleştirilen Acharya v.d. [25]'nin çalışmasında, doğrusal olmayan $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak yivli kanallardaki türbülanslı akış ve ısı transferi problemi çözülmüştür. Deneysel sonuçlarla yapılan karşılaştırmada, doğrusal olmayan $k-\epsilon$ türbülans modeli sonuçlarının standart $k-\epsilon$ türbülans modeli sonuçlarına göre daha iyi uyum sağladığını görmüşlerdir.

Farhanieh v.d. [26], iki yüzeyinden biri yivli üretilmiş kanalda akış ve ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarında holografik interfometri tekniğini kullanmışlardır. Düz duvarın soğuk, oyuk duvarın ise sıcak tutulduğu bu çalışma laminer akış koşullarında gerçekleştirilmiş ve akışkan olarak hava kullanılmıştır. Yivler içerisinde dönüşlerin olduğu durumlarda ısı transferinde iyileşme ile birlikte basınç kaybında da artış olduğunu gözlemişlerdir. Kukreja v.d [27], kare kanalın iç yüzeylerinden birini düz ve V şeklinde yivli üreterek, yivli yüzeyden ve pürüzsüz yüzeyden ısı ve kütle transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada V yiv açısı, yiv derinliği ve yiv aralığı gibi parametrelerin ısı ve kütle transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışma türbülanslı akışta gerçekleştirilmiş ve akışkan olarak hava kullanılmıştır.

Laminer akışta boru içerisine yerleştirilmiş bükülmüş bandın (twisted-tape) ısı transferi ve basınç kaybına etkisi ile ilgili olarak Manglik ve Bergles [28] tarafından, deneysel ve sayısal çalışma verilerine dayalı bağıntılar geliştirildi. Zukauskas [29], yaptığı teorik analizde ısı transferini iyileştirme çalışmalarında sıvılar ve gazlar için farklı tekniklerin kullanılması gerektiğini savunmuştur. Çalışmaya göre; gazlarda sıcaklık düşüşü türbülanslı sınır tabaka boyunca meydana gelirken, sıvılarda bu düşüş laminer alt tabakada meydana gelmektedir. Bu nedenle; gaz akışkanlarda türbülans sınır tabakanın yapay

pürüzlülükle bozulması, sıvı akışkanlarda ise laminer alt tabakayı bozacak mekanizmaların kullanılması hedeflenmelidir.

Kum [30], deneysel çalışmasında boru içerisine belli aralıklarla yerleştirilen duvara bitişik ve duvardan ayırık halka elemanların ısı transferi ve basınç kaybına etkisini sabit sıcaklık sınırı koşulu altında hem laminer hem de türbülanslı akışta incelemiştir. İş akışkanı olarak hava kullanılan çalışmada laminer akışta Reynolds sayısını 800'den küçük olan değerleri için ısı transferinde iyileşme gözlenmemiştir. Benzer çalışmayı, sayısal olarak İğci [31] laminer akış için gerçekleştirmiştir. Kaynak [3]'deki çözüm yönteminin kullanıldığı çalışmada duvara bitişik düzenlemede ısı transferinde kötüleşme olduğu sonucuna varılmıştır. Kaya [32]'nin çalışmasında Kaynak [30]'daki çalışmaya benzer halka elemanlar; kare, ve üçgen tipi elemanlarla karşılaştırılmıştır. Hem laminer hem de türbülanslı akışta kare ve üçgen profilli ilave elemanların halka profilli elemana göre ısı transferi açısından daha iyi performans gösterdiği görülmüştür. Basınç kaybı açısından ise halka elemanlar kare ve üçgen elemanlara göre daha az basınç kaybına neden olmaktadır.

Orijinali Max Jakob anısına sunulmuş bir bildiri olan makalede Bergles [33], ısı transferi iyileştirme teknikleri ile ilgili özet bir review sunmaktadır. İyileştirme çalışmalarının ulaştığı düzeyi öne çıkarmakta ve özellikle de kaynama ve yoğunlaşma ile ilgili yapılan çalışmalar üzerinde durmaktadır. Isı transferi ile ilgili yayınların, mühendisliğin diğer alanlarındakinden daha hızla artmakta olduğu ve bu yayınların en az % 10'nu iyileştirme tekniklerinin oluşturduğu belirtilmektedir. Literatürde yer alan tekniklerin birçoğunun da endüstride uygulandığı vurgulanmakta ve bu gelişmenin ivmelenmesini önermektedir. Yazar, iyileştirme çalışmalarının ağırlıklı olarak deneysel olduğunu ve deneysel çalışmaların önemini korumakta olduğuna dikkat çekmektedir.

Zorlanmış taşınımında ısı transferinin iyileştirilmesi çalışmasında doğal taşınımın etkisi Hsieh v.d [34] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Hidrodinamik giriş bölgesi için değişik tiplerdeki ilave elemanların doğal taşınımın etkisini azalttığını tespit etmişlerdir. Guo v.d. [35], ısı transferini iyileştirme tekniği problemine farklı bir bakış açısı ile yaklaşmışlardır. Yaklaşımlarında, enerji denklemindeki taşınım değerinin artırılması yolu ile ısı transferinin iyileşeceğini teorik olarak kanıtlamışlardır. Akış alanına ait akım çizgileri ile sıcaklık alanına ait izotermiler arasındaki açının büyütülmesinin ısı transferinin büyütülmesinin kanıtı olacağını göstermişlerdir. Böylece, ilave eleman tasarımında bu noktaya odaklanarak daha düşük basınç kaybı ile iyileşme sağlanacağı savunulmuştur. Olsson ve Sunden [36], dikdörtgen kanalın karşılıklı iki yüzeyine, birbirlerine göre zıt ve

paralel olmak üzere; eğik yivli, V yivli ve dönü (swirl) üretici borularda ısı transferi ve akış deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Deneyler laminer akışta ve giriş bölgesinde gerçekleştirilmiştir. Sonuçların ısı transferi (j) ve sürtünme faktörü (f) olarak sunulduğu çalışmada en yüksek j/f oranı; V oyukların yukarı akım bölgesini işaret ettiği düzenlemede elde edildiği görülmüştür. Ahn ve Kim [37], ortak eksenli borudaki halka (anular) akışta akış ve ısı transferini analitik ve deneysel olarak incelemişlerdir. İç yüzeyi sabit ısı akısı ve dış yüzeyi yalıtılmış olması durumunda ısı transferinde en iyi iyileşmenin; iç yüzeyin yivli, dış yüzeyin pürüzsüz olması durumunda gerçekleştiğini görmüşlerdir. Dikdörtgen kanallarda ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili kapsamlı bir çalışma Karwa v.d. [38] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, uzun kenarlarından biri yalıtılmış, yivli üretilmiş olan karşı kenara sabit ısı akısı uygulanmıştır. Deneyler türbülanslı akış koşullarında yapılmış ve akışkan olarak hava kullanılmıştır. Bu makale aynı zamanda, dikdörtgen kanallarda ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili bir “review” niteliğindedir. Çalışma ile ilgili sonuç grafikleri; daha önceki araştırmacılar tarafından tanımlanmış ve kullanılmış olan [2, 4] “ısı transferi fonksiyonu” cinsinden sunulmuştur. Zimparov [39], kanallarda sabit ısı akısı sınır koşulu altında ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili ve entropi üretimi ilkesine dayalı yeni bir performans değerlendirme kriteri (PEC) önermiştir. Dikdörtgen kanallarda kanal yüzeyine açılmış yiv tipinin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi Ann [40] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Üçgen profilli yiv yüzeylerin en iyi performansı gösterdiği sonucuna varılmıştır. Chiba v. d. [41], kanal içerisine akışa dik doğrultudaki silindirlerin ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Yüksek Prandtl sayılı akışkanlar için yapılan çalışma sonuçları, silindirlerin konumlandırılmasının önemli olduğunu göstermektedir. Kaydırılmış silindir düzenlemesinin ısı transferinde en yüksek artışı sağladığı belirtilmektedir.

Rainieri v.d. [42], yay şeklinde bükülmüş düz ve yivli borularda yüksek viskoziteli akışkan kullanarak laminer akışta yaptıkları deneysel çalışma ile ilgili teknik not yayınlamışlardır. Borudaki eğriliğin bütün Reynolds sayılarında, oyukların ise sadece yüksek Reynolds sayılarında ısı transferinde iyileştirme sağladığı görülmüştür. Çalışmada düşük Reynolds sayılarında yivli kanallarda ısı transferinin daha da kötüleşerek eğrilikten kaynaklanan iyileşmenin yok olduğu tespit edildi. Böylece, en iyi iyileşmenin bükülmüş pürüzsüz kanallarda düşük Reynolds sayılarında ve bükülmüş yivli kanalarda yüksek Reynolds sayılarında elde edildiği sonucuna varıldı. Saha ve Saha [43], yüksek viskoziteli akışkanla (yağ) laminar akışta yaptıkları ısı transferini iyileştirme çalışmasında karma

iyileştirme uygulayarak sonuçları değerlendirmişlerdir. Duvara yakın bölgede iyileşme sağlamak için helisel oyuk, ana akım bölgesinde dönme sağlamak için helisel-vida bant (helical screw-tape) kullanmışlardır. Karma uygulamanın ısı transferi üzerindeki etkisinin, ayrı ayrı uygulamadan daha yüksek etkili olduğunu görmüşlerdir. Parabolik güneş toplayıcılarında viskoz yağ kullanılması ile ilgili tasarımda uygulanabilir olacağını belirtmişlerdir. Tabish v.d [44] kapsamlı bir review makale yayınlamışlardır. İş akışkanının hava olan sistemlerdeki iyileştirme çalışmalarının tarandığı makalede şu sonuca varılmıştır: Perforeli engeller masif engellere göre ısı transferinde daha yüksek artışa ve daha düşük basınç düşüşüne neden olmaktadır. Diğer taraftan, vorteks üretici engeller ısı transferi bakımından yüksek performans göstermekte, ancak yüksek basınç düşüşüne neden olmaktadır.

Görüldüğü gibi yakın zamanlarda yüksek viskoziteli (yüksek Prandtl sayılı) akışkanlarla ilgili sınırlı sayıda iyileştirme çalışması yapılmıştır. Bu son çalışmalarda iyileşme, akışkanın boru içerisinde döndürülmesi yolu ile iyileştirme sağlanmıştır. Ancak, çalışmalarda Prandtl sayısının etkisi ayrıca incelenmemiştir.

Diğer taraftan 1890' li yılların başında yapılan iki sayısal çalışma [11, 12], boru iç yüzeyini kanatçıklı olması durumunda yüksek Prandtl sayılı akışkanlarda ısı transferinde iyileştirme uygulamanın daha iyi sonuç verdiğini göstermektedir. Bu çalışmalarda Prandtl sayısının su ve eşdeğeri sıvılara karşılık gelen değerine kadar çıkılmış olup daha yüksek değerler için çalışma yapılmamıştır.

Sonuç olarak, iyileştirme teknikleri ile ilgili çok sayıda çalışma olmasına rağmen konusu yüksek viskoziteli akışkanlar olan çalışma sayısı hem sınırlıdır hem de bu çalışmalar uygulamaya yönelik somut öneriler içermemektedir. Bu çalışmada içten halka eleman ilavesi yolu ile iyileştirme, sayısal olarak değişik viskozite değerleri için (sudan ısı transferi yağına eşdeğer viskozite değerlerine kadar); gerçekleştirilecektir.

1.4. Dairesel Kesitli Borularda Tam Gelişmiş Akışta Isı Transferi

Dairesel kesitli borularda akış, akmakta olduğu iç ortam duvarları tarafından sınırlandırılmış bir akıştır. Dairesel kesitli borularda ısı transferi söz konusu olduğunda, hidrodinamik sınır tabaka ile birlikte ısı sınır tabaka da oluşur. Hidrodinamik sınır tabakada olduğu gibi, ısı sınır tabaka için de ısı giriş bölgesi ve ısı tam gelişmiş bölge olmak üzere iki ayrı bölge vardır. Buradaki ısı giriş uzunluğu akış Reynolds sayısı, Prandtl

sayısı ve boru çapına bağlı olarak ampirik bağıntılarla hesaplanabilmektedir. Bu durum akışın türbülanslı ya da laminer olmasına göre farklılık göstermektedir. Giriş bölgesindeki sıcaklık dağılımları incelendiğinde Prandtl sayısının $Pr > 1$ değerleri için hidrodinamik sınır tabakanın ısı sınır tabakadan daha hızlı geliştiği, $Pr < 1$ değerleri için ise tam tersi durum söz konusu olduğu görülür. Yağ ve benzeri akışkanlarda ($Pr \gg 1$) hidrodinamik giriş uzunluğunun ısı giriş uzunluğundan çok daha küçük olması nedeniyle giriş bölgesinin her yerinde tam gelişmiş hız dağılımı olduğu kabul edilebilir.

Dairesel kesitli borulardaki ısı transferi için, yerel ortalama akışkan sıcaklığının boru boyunca değişimi ve giriş ile çıkış arasındaki sıcaklık farkı iki önemli analiz parametresidir. Borudaki akışkan parçacıkları arasındaki sürtünme sonucunda mekanik enerji duyulur ısı olarak açığa çıkar. Bu da akışkan sıcaklığında bir miktar artışa neden olabilir. Viskoz ısınmadan kaynaklanan bu sıcaklık artışı genellikle dikkate alınmaz. Ancak, yerel hız dağılımındaki değişimin önemli olduğu (yüksek hız gradyanı) yüksek viskoziteli akışkanların akışında söz konusu ısınma hesaba alınması gereken düzeylere çıkabilmektedir. Akışın tam gelişmişlik koşullarına ulaşma noktası, akış rejimine ve akışkanın cinsine bağlı olarak girişten itibaren farklı uzaklıklarda gerçekleşebilir.

Borularda sürekli akışı için ısı enerjinin korunumu,

$$q = \dot{m}c_p(T_{\dot{c}} - T_g) \quad (1)$$

şeklinindedir ve buradaki $T_{\dot{c}}$ ve T_g sırasıyla çıkış ve girişteki ortalama akışkan sıcaklıkları, \dot{m} akışkanın kütleli debisi, c_p akışkanın özgül ısı ve q ise akışkanın boru giriş çıkışı arasında kazandığı ısıdır. Yüzeydeki ısı sınır koşulları sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu ($T_y = \text{sabit}$) veya sabit ısı akısı sınır koşulu ($q'' = \text{sabit}$) olmak üzere iki farklı şekilde olabilir. Sabit yüzey ısı akısı için enerji dengesi,

$$\dot{m}c_p(T_{\dot{c}} - T_g) = q'' A_y \quad (2)$$

şeklinde yazılabileceğinden, boru çıkışındaki ortalama akışkan sıcaklığı,

$$T_{\dot{c}} = T_g + \frac{q'' A_y}{\dot{m} c_p} \quad (3)$$

olur. (2) denklemini diferansiyel formda,

$$\dot{m}c_p dT_m = q'' (Pdx) \quad (4)$$

olarak da yazılabilir ve buradaki P boru çevresidir. Son ifadede yer alan q'' ,

$$q'' = h (T_y - T_m) \quad (5)$$

şeklinde ve Newton'un Soğuma Yasası olarak bilinir. Tam gelişmiş bölgede $q'' = \text{sabit}$ durumunda yüzey sıcaklığı T_y akış yönünde doğrusal olarak artar. Böylece (4) denklemini,

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q'' P}{\dot{m}c_p} = \text{sabit} \quad (6)$$

olarak ifade edilirse;

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_y}{dx} = \frac{dT_m}{dx} = \frac{q'' P}{\dot{m}c_p} = \text{sabit} \quad (7)$$

yazılabilir.

Tam gelişmiş koşullarda ısı transferinin x yönünde taşınımı ile r yönünde ise iletimle olduğu kabul edilmektedir. Akışkana ait sabit özellikler olan k , c_p ve ρ için $\alpha = k/\rho c_p$ ısı yayılım katsayısı ifadesiyle,

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (8)$$

yazılır ve bu ifade kütle akışı ile kontrol hacmine olan net enerji transferinin radyal yöndeki ısı iletimine eşit olduğunu belirtir. Tam gelişmiş akış için u ifadesi yerine yazılır, $\partial T/\partial x = dT_m/dx$ olarak yer değiştirilir, yerel ortalama sıcaklık T_m ' in bilinen ifadesi yerine yazılır ve r ' ye göre integrali alınırsa yerel ortalama sıcaklık dağılımı,

$$T_m = T_y - \frac{11}{96} \frac{2u}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) r_o^2 \quad (9)$$

olarak elde edilir. Buradan da Denklem (5) ile $(T_m - T_y)$ sıcaklık farkı, duvardaki ısı akısının ısı taşınım katsayısına oranı ile yer değiştirirse tam gelişmiş akışta ısı taşınım katsayısının,

$$h = \frac{48}{11} \frac{k}{D} = 4,366 \frac{k}{D} \quad (10)$$

olarak sabit olduğu görülür. Buradan da Nusselt sayısı için sabit,

$$Nu = \frac{hD}{k} = 4,366 \quad (11)$$

değeri elde edilir.

1.5. Dairesel Kesitli Borularda Akışta Akış ve Isı Transferi İçin Korunum Denklemleri

Dairesel kesitli borularda akış ve ısı transferini temsil eden korunum denklemleri eksenel simetriden dolayı, yani θ açısı doğrultusunda (çevresel doğrultuda) hız bileşeni ve sıcaklık gibi bağımlı değişkenlerin değişmemesi nedeniyle iki boyutludur. Buna göre süreklilik, x momentum, r momentum ve enerji denklemleri sırasıyla,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0 \quad (12)$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] \quad (13)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) \right) \right] \quad (14)$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] + 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (15)$$

şeklindedir. Buradaki 2μ 'nün çarpanı olan terim viskoz yayılım terimi olarak bilinir ve bir akış ortamındaki hız gradyanlarından kaynaklanan viskoz ısınmayı temsil eder. Böylece, yapısında yüksek hız gradyanı oluşan akışlarda ve yüksek viskoziteli akışkanların kullanıldığı durumlarda önemli bir terim olur.

1.6. Isı Transferinin İyileştirilmesi ve Periyodik Tam Gelişmiş Akış

Giriş kısmında ayrıntılı olarak açıklanan ısı transferinin iyileştirilmesi probleminin çözümünde kullanılacak olan momentum ve enerji korunum denklemleri bu bölümde ele alınacaktır.

Akış kesit alanı akış doğrultusu boyunca periyodik olarak değişen bir borudaki akış, kısa bir giriş uzunluğu sonrasında periyodik tam gelişmiş akış karakteri gösterecektir. Konu ile ilgili böyle bir akışın çözüm yöntemi 1977 yılında Patankar ve arkadaşları [3] tarafından ele alınmış ve konu ile ilgili bir çözüm yöntemi geliştirilmiştir. Daha sonraki çalışmalar için öncü nitelikteki bu yöntem periyodik tam gelişmiş akış problemlerinin çözümünde kolaylık sağlamaktadır. Yöntemin esası, giriş bölgesi probleminden bağımsız olarak seçilen bir periyotluk çözüm alanı için akış ve ısı transferi probleminin çözülebilmesidir. Periyodik tam gelişmiş akışta hız alanı da periyodik bir davranış göstereceğinden dolayı hız bileşenleri,

$$u(x, r) = u(x + L, r) = u(x + 2L, r) \quad (16)$$

$$v(x, r) = v(x + L, r) = v(x + 2L, r) \quad (17)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Hız alanında türetilen bu yaklaşımın akışın basınç ve sıcaklık alanı içerisinde de çözüm sağlaması gerekmektedir. Bu kapsamda, Kaynak [3]' de verildiği gibi ardışık periyotlar arasındaki basınç farkı,

$$p(x, r) - p(x + L, r) = p(x + L, r) - p(x + 2L, r) \quad (18)$$

şeklinde olur. x yönündeki basınç düşümünü için,

$$\frac{p(x, r) - p(x + L, r)}{L} = \beta \quad (19)$$

olur. Basınç alanı Kaynak [3]'de belirtildiği gibi,

$$p(x, r) = -\beta x + p^*(x, r) \quad (20)$$

olarak iki bileşenden oluştuğu kabul edilir. Burada β sabit, $p^*(x, r)$ ise her periyodik mesafede tekrar eden değerler alır ve basıncın lineer basınç azalması $-\beta x$ 'den olan sapmasını gösterir.

Denklem (20), 13 ve 14 denkleminde yerine yazılırsa, periyodik tam gelişmiş akış için momentum denkleminin x ve r bileşenleri sırasıyla,

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = \beta - \frac{\partial p^*}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] \quad (21)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{\partial p^*}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) \right) \right] \quad (22)$$

şeklini alır.

Sıcaklık alanı için de benzer biçimde x doğrultusundaki artış periyodiktir ve,

$$T(x, r) - T(x + L, r) = T(x + L, r) - T(x + 2L, r) \quad (23)$$

Buradan da,

$$\frac{T(x, r) - T(x + L, r)}{L} = \gamma \quad (24)$$

veya duvarda sabit ısı akısı için sıcaklık lineer olarak değişeceğinden, $T_{w,0}$, $x = 0$ 'da duvar sıcaklığı olmak üzere;

$$\gamma = \frac{T_w(x) - T_{w,0}}{x} \quad (25)$$

olarak da ifade edilebilir. Bu durumda akışkan sıcaklığı,

$$T(x, r) = T_w(x) + T^*(x, r) \quad (26)$$

olur, $T^*(x, r)$ her bir engel aralığında değişken akışkan sıcaklığıdır. Denklem (26),

$$T(x, r) = \gamma x + T_{w,0} + T^*(x, r) \quad (27)$$

olarak da yazılabileceğinden, Denklem (27), (15) denkleminde yerine yazıldığında enerji denklemi,

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(u \frac{\partial T^*}{\partial x} + v \frac{\partial T^*}{\partial r} \right) = & -(\rho c_p u \gamma) + k \left[\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T^*}{\partial r} \right) \right] \\ & + 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (28) \end{aligned}$$

olarak elde edilir.

Burada periyodik tam gelişmiş akış yaklaşımından gelen $(\rho c_p u \gamma)$ terimi, yüzeyde sabit ısı akısı sınır koşu altında akışkanın kazandığı ya da kaybettiği ısıyı ifade etmektedir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Teorik Esaslar ve Çözüm Yöntemi

Tezin literatür özeti kapsamında, yüksek viskoziteli akışlarda ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili hem deneysel hem de sayılar çalışmalarına yer verilmiştir. Pasif teknikler kategorisinde yer alan; sınır tabakanın periyodik olarak yenilenmesi ve akışın döndürülmesi yolu ile ısı transferinin iyileştirilmesi çalışmaları yüksek viskoziteli akışlar için de gerçekleştirildiği belirtilmiştir. Sınır tabakanın periyodik olarak yenilenmesi ile ilgili çalışmalar Prandtl sayısının 1 ile 5 arasındaki değerleri için, akışın boru içerisinde döndürülmesi ile ilgili çalışmalar ise daha yüksek Prandtl sayısı değerler için gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada, akışın periyodik olarak engellenmesi yolu ile ısı transferinin iyileştirilmesi çalışması yüksek viskoziteli akışkanlar için sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma, sayısal olarak daha önceki çalışmalarda mevcut olmayan yüksek viskozite değerlerinde ve geniş Prandtl sayısı aralığı için yapılmıştır. Yüksek viskozite nedeniyle laminer akış rejimi sınırları içerisinde kalacaktır. Problemi temsil eden diferansiyel denklemler; Bölüm 1.5’de verilen (21), (22) ve (28) denklemleri yani sırasıyla x -momentum, r -momentum ve enerji denklemidir. Bu denklemlerin sayısal çözümü için, Kaynak [45]’de kapsamlı bir şekilde sunulmuş olan sonlu kontrol hacim ayrıklaştırılma yöntemi ile ayrık denklemlerin çözümü için yine aynı kaynak tarafından verilen SIMPLE algoritmasını kullanan FORTRAN tabanlı bir eliptik program kodu kullanılmıştır. Bu program, periyodik tam gelişmiş akış ve ısı transferi problemini çözecek şekilde geliştirilmiştir. Bu kapsamda, Kaynak [3, 11, 12] ‘de uygulanan yöntem bu çalışmada da uygulanarak periyodik tam gelişmiş akış problemi çözülmüştür. Bu yöntemde, Şekil 1’de gösterildiği gibi bir borudaki akış için (Şekil 1/a), akış eksenine dik doğrultuda olmak üzere eşit aralıklarla engellerin mevcut olması durumunda (Şekil 1/b) hız ve sıcaklık alanının her aralık için benzer olduğu ve böylece borunun tamamını çözmek yerine tek bir periyottaki çözümün diğer periyotlar için de için geçerli olacağı kabul edilir. Böylece, bir periyot için Şekil 2’deki gibi duvara bitişik (Şekil 2/a) ve duvardan ayrık (Şekil 2/b) düzenlemeler için de bu yöntemin uygulanabileceği sonucuna varılır.

Bu çalışmada, x-momentum denklemi, Denklem (21)'de yer alan β ve enerji denklemi, Denklem (28)'da yer alan γ parametrelerinin iteratif çözüm süresince güncellenmesi gerekmektedir. Bu iteratif güncelleme için Kaynak [31]'de de yer alan uygulamanın benzeri bu çalışmada da kullanılmıştır. Bu uygulamada bir periyottaki ortalama basınç düşümünü gösteren β ,

$$\beta = \beta_o + \alpha \left(\frac{Re}{Re_x} - 1 \right) \quad (29)$$

şeklinde güncellenmektedir. α değeri her durum için deneme yolu ile belirlenen pozitif bir sayı olup hem Re sayısına hem de Pr sayısına bağlıdır. Buradaki β_o , bir önceki iterasyonda hesaplanan β ' dir. Re , analiz edilen akışa ait istenilen Reynolds sayısıdır. Re_x ise ilgili iterasyonda periyot girişindeki ortalama hıza göre,

$$Re_x = \frac{\rho D U_m}{\mu} \quad (30)$$

şeklinde hesaplanan Reynolds sayısıdır. Girişteki ortalama hız,

$$U_m = \frac{\int_0^{D/2} U_m r dr}{\int_0^{D/2} r dr} \Bigg|_{x=0} \quad (31)$$

şeklinde her iterasyon için hız alanından hesaplanır. β_o için başlangıç değeri ise,

$$\beta_o = \frac{f}{2} \rho \frac{U_m^2}{D} \quad (32)$$

şeklindedir ve laminer akış için bilinen $f = 64/Re$ değerini alır.

Sayısal çözüm bölgesi, Şekil 2'te temsil edildiği gibi ardışık iki engel arasında ve boru simetrik ekseninin iki eşit parçaya ayırdığı yarım boru parçasıdır. Sayısal çözümleme bu çözüm bölgesi için gerçekleştirilmiştir ve probleme "Periyodik tam gelişmiş akış" sınır koşulları uygulanmıştır. Denklem (21), (22) ve (28) için hidrodinamik ve ısıl sınır koşulları,

$$x = 0' da \quad u_{x=0} = u_{x=L}, v_{x=0} = v_{x=L}, T^*_{x=0} = T^*_{x=L}$$

$$r = 0' da \quad \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_{r=0} = 0, v = 0 \text{ ve } \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0$$

$$r = r_0' da \quad u = 0, v = 0 \text{ ve } q'' = \gamma \rho c_p U_m L = \text{sabit}$$

olarak uygulanmıştır. Ancak burada, periyodik tam gelişmiş akış problemine özel olarak; girişte belli bir giriş hızı verilmemiş olup, bunun yerine (29) nolu denklemde ifade edilen β , x momentum denkleminde kaynak terim olarak sağlanmakta ve böylece hız alanı iteratif çözüm süreci boyunca hedeflenen Reynolds sayısına uygun bir sabit değere doğru sabitlemektedir. Benzer olarak, enerji denklemi için de $r = r_0'$ daki sabit ısı akısı sınır koşulu yerine, periyot boyunca ortalama sıcaklık gradyanı terimi γ enerji denkleminde kaynak terimi olarak girilmektedir.

Sayısal çözüm sonuçları hız ve sıcaklık dağılımını vereceğinden, sıcaklık alanından yerel ve ortalama Nusselt sayıları, sırasıyla,

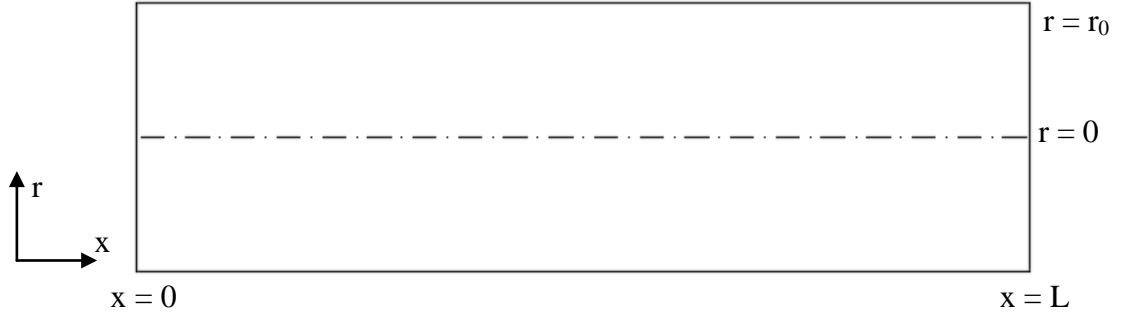
$$Nu = \frac{D}{T(r_0, x) - T_{m,x}} \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_0} \quad (33)$$

$$Nu_m = \frac{\int_0^L Nu dx}{\int_0^L dx} \quad (34)$$

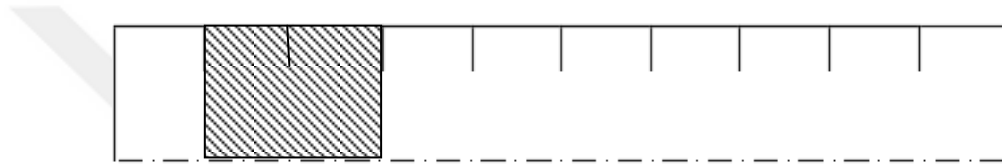
şeklinde hesaplanmıştır. Sürtünme katsayısı ifadesi ise Kaynak [11, 31]'deki gibi β cinsinden,

$$f = \frac{2\beta D^2}{\mu U_m Re} \quad (35)$$

ifadesinden elde edilmiştir.

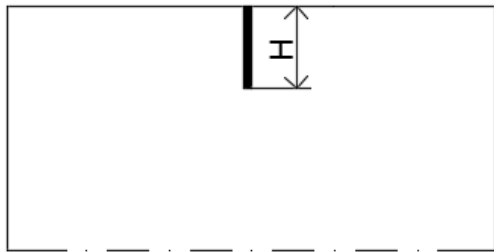


(a)

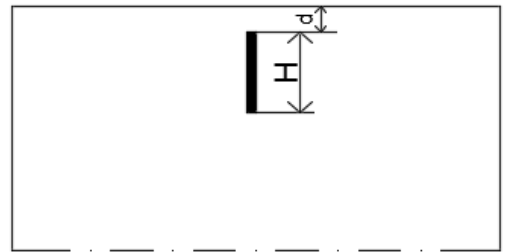


(b)

Şekil 1. Boş boru (a) ve Periyodik Engelli Boru ve çözüm bölgesi (b)



(a)



(b)

Şekil 2. Bir periyot için çözüm bölgesi, duvara bitişik (a) ve duvardan ayırık (b) düzenlemeler

2.2. Programın Sağlaması ve Ağ Bağımsız Çalışması

Bütün sayısal çalışmalarda olduğu gibi bu çalışmada da program sağlama çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, önce programla üretilen hidrodinamik ve termal sonuçların bilinen analitik sonuçlarla uyumunu test etmek amacıyla tam gelişmiş laminer akışta analitik hız dağılımı ile sayısal sonuçlardan hesaplanan hız dağılımı; tam gelişmiş laminer akışta analitik Nusselt sayısı ile sayısal sonuçlardan hesaplanan Nusselt sayısı değerleri elde edilerek karşılaştırıldı. Periyodik tam gelişmiş akış koşullarında, belirlenen bir periyot için sıfır engel yüksekliğinde borudaki hız dağılımı ve ortalama Nusselt sayısının da boş boru sonuçları ile aynı değeri vermesi beklenir. Benzer karşılaştırma, engelsiz periyodik tam gelişmiş akış koşulları içinde yapılarak sayısal programın sağlanması tamamlanmış oldu. Diğer taraftan, sayısal çalışmanın yürütüleceği kontrol hacmi sayısını belirlemek amacıyla farklı kontrol hacmi sayılarında periyodik tam gelişmiş akış problemini çözen program için ağ sıklığı çalışması; eksenel hız dağılımı ve yerel ortalama akışkan sıklığının dağılımı cinsinden gerçekleştirildi.

2.3. Literatürle Uyum Testi Çalışması

Bu kapsamda ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörü parametresi fRe ' nin farklı periyot uzunlukları ile değişimi Kaynak [11]'deki sonuçlarla karşılaştırmak amacıyla elde edildi.

2.4. Durum Çalışmaları

Sayısal çalışma, boru duvarına bitişik ve boru duvarından ayırık engel olmak üzere iki temel kategoride gerçekleştirilmiştir. Her iki temel kategori için üçer ayrı engel yüksekliğinde ($H/D = 0,1, 0,16$ ve $0,2$); ayırık durumun her bir H/D oranı için de üç ayrı ayırıklıkta ($d/D = 0,04, 0,08$ ve $0,12$) olmak üzere toplam 9 durum için sayısal çalışma yapıldı. Sayısal program belirlenen bu 9 durumun her biri için 15 ayrı engel adımında; Reynolds ve Prandtl sayıları da değiştirilerek 1620 defa koşturuldu.

2.4.1. Duvara Bitişik ve Duvardan Ayrık Düzenlemeler İçin Ortalama Isıl ve Hidrodinamik Parametrelerin Engelsiz Boru Sonuçları ile Karşılaştırılması

Ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörü parametresi fRe' nin boyutsuz engel adımı P/H ile değişimi farklı Reynolds sayıları, Prandtl sayıları ve H/D engel yükseklikleri için elde edilerek boş boru sonuçları ile karşılaştırıldı. Bu işlem hem duvara bitişik hem de duvardan ayrık düzenleme için gerçekleştirildi. Duvara bitişik düzenleme ile ilgili olarak ayrıca her bir durum için üç ayrı ayrıklık mesafesinde sayısal işlemler tekrarlanarak boş boru sonuçları ile karşılaştırmalı olarak elde edildi

2.4.2. Yerel Isıl Parametrelerin Hesaplanması

Enerji denkleminin çözümünden elde edilen sıcaklık alanı verileri denklem (3)'de kullanılarak yerel Nusselt sayısı hesaplandı. Yerel Nusselt sayılarının boyutsuz eksenel konum X/P ile değişimi hem duvara bitişik hem de duvardan ayrık durum için elde edildi. Yerel Nusselt sayısı sadece $H/D = 0,16$ için olan sonuçları grafik olarak sunuldu. Duvardan ayrık düzenleme için yerel Nusselt grafikleri için sadece $P/H = 32,5$ değeri için sunuldu.

2.4.3. Eksenel Hız ve Sıcaklık Dağılımlarının Hesaplanması

Konusu viskozitenin ısı transferini iyileştirme üzerindeki etkisinin incelenmesi olan bu çalışma için eksenel hız dağılımları önemli ipuçları içerir. Bu nedenle; engelin arkasında, engelin önünde ve engelin uzağındaki istasyonlarda yerel hız ve sıcaklık dağılımları hesaplanmıştır.

3. BULGULAR VE İRDELEME

Sayısal çalışma bulguları grafiklerle sunulmuş olup başlıca şu bölümlerden oluşmaktadır.

3.1. Program Sağlama Çalışması Bulgularının İrdelenmesi

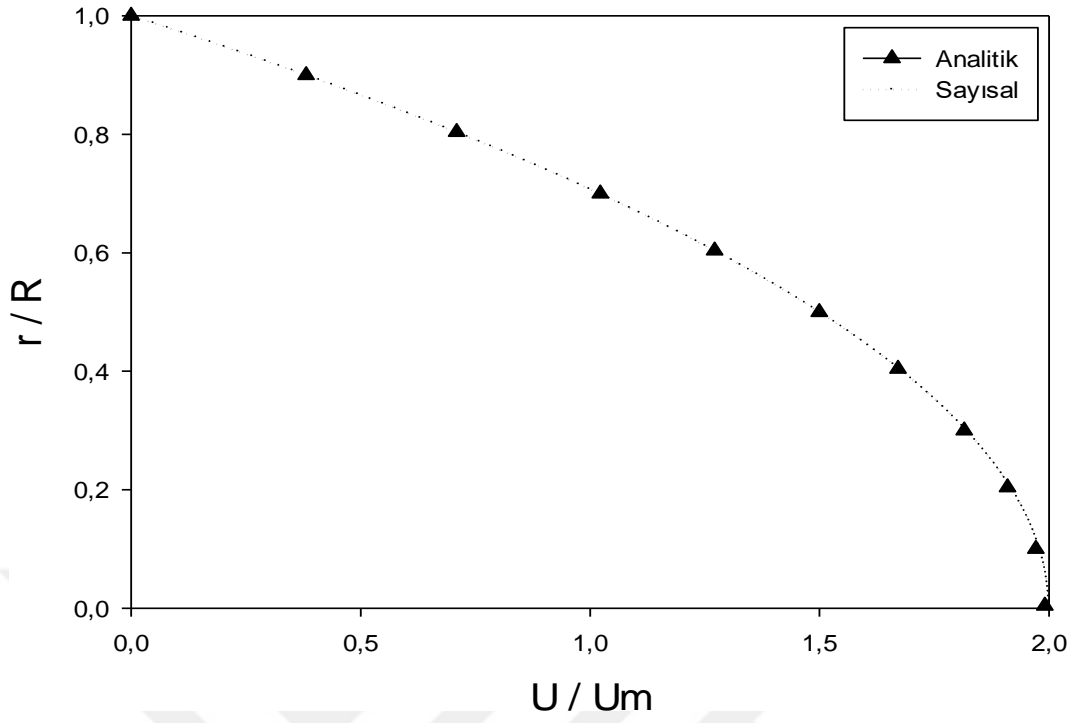
Çalışmada kullanılan programın dairesel borular için akış ve ısı karakteristikleri doğru hesapladığını göstermek amacıyla tam gelişmiş akışta hız dağılımı ve sabit ısı akışı sınır koşulu altında ortalama Nusselt sayısı değerlerinin analitik sonuçlarla karşılaştırılması yapılmıştır. Borularda tam gelişmiş laminer akışta sayısal çözümden elde edilen hız dağılımı ile analitik çözüm sonucunun karşılaştırılması Şekil 3’de verilmiştir. Görüldüğü gibi sayısal hız dağılımı sonucu analitik çözümle tam uyum göstermektedir. Borularda tam gelişmiş laminer akışta duvarda sabit ısı akışı sınır koşulu altında ortalama Nusselt sayısı için sayısal sonuçla analitik sonucun karşılaştırılması Şekil 4’de görülmektedir. Burada da sayısal sonuçla analitik çözümün tam uyumu görülmektedir.

Daha sonra program periyodik tam gelişmiş akış ve ısı transferi problemi için geliştirilmiştir. Geliştirilen program engelsiz durum için koşturularak boş boru hız profilini ve laminer akıştaki Nusselt sayısı değerini sağladığı görülmüştür. Periyodik tam gelişmiş akışla ilgili bu sağlama sonuçları Şekil 3 ve Şekil 4 grafiklerindeki sayısal eğri ile bire bir örtüştüğü için ayrıca gösterilmemiştir. Ağ sıklığı tespiti çalışması, periyodik tam gelişmiş akış programı ile engelsiz boru durumu için koşturularak gerçekleştirilmiştir. Ağ sıklığı tespiti çalışma sonuçları Şekil 5’de verilmiştir. Ağ sıklığı tespiti grafiklerinden görüldüğü gibi hem aksenal hızda ve hem de yerel sıcaklık dağılımında 60x120 kontrol hacminden sonra izlenebilir bir değişiklik yoktur. Böylece çalışmanın devam eden bulguları 60x120 kontrol hacmi için elde edilmiştir.

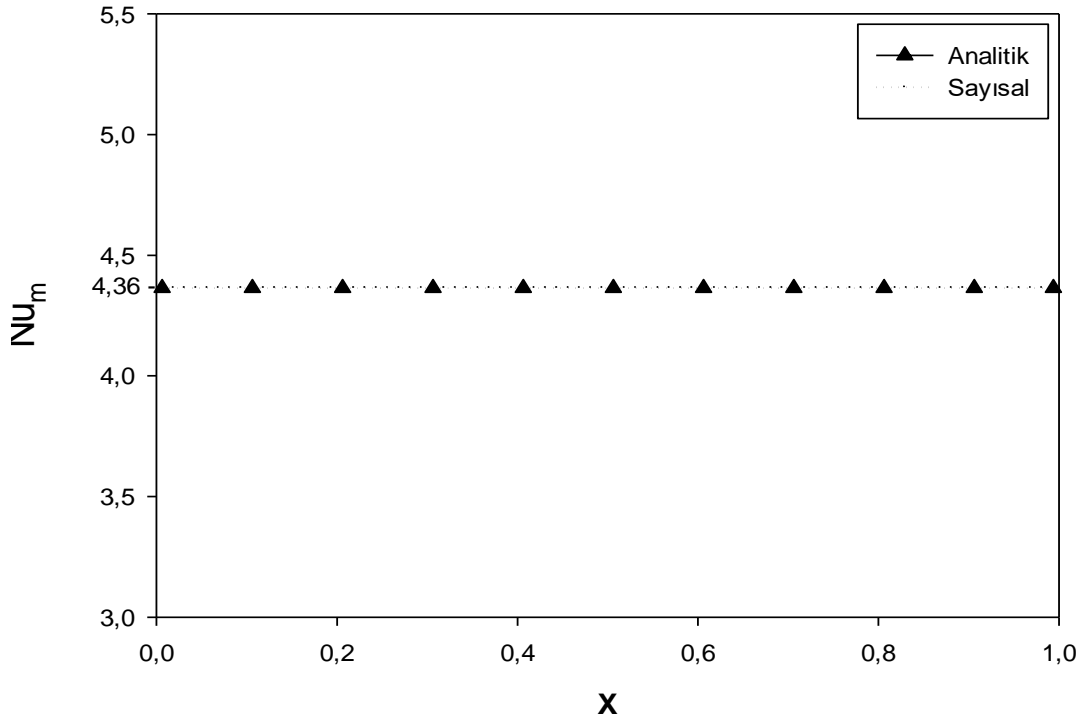
Tespit edilen 60x120 kontrol hacmi kullanılarak akış ve ısı transferi sonuçları sürtünme faktörü f ve ortalama Nusselt sayısı Nu boyutsuz parametreleri cinsinden elde edilmiş ve Kaynak [11]’in sonuçları ile karşılaştırılmalı olarak Şekil 6’da sunulmuştur. Şekil 6/a’ daki grafikte ortalama Nusselt sayısının, Şekil 6/b’ deki grafikte ise sürtünme faktörünün engel adımı ile değişimi görülmektedir. Elde edilen ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değişimleri Kaynak [11] sonuçları ile benzer eğilimde ancak farklı

değerlerdedir. Her iki çalışma sonucundan da; verilen Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve engel yüksekliği değerleri için elde edilen ortalama Nusselt sayılarının çok küçük engel adımı aralığında boş boru değeri üzerinde değerler alabildiği, bunun dışında ancak çok uzun engel adımlarında yeniden boş boru değerleri üzerinde değerler alabileceği anlaşılmaktadır. Ancak bu eğilimin, ileride sunulacak durum çalışmaları sonuçlarından da anlaşılacağı gibi, Prandtl sayısı ile önemli ölçüde değiştiği görülecektir. Söz konusu kaynakta $Pr = 5$ değerinden daha yüksek değerlerde bulgular mevcut olmadığı için bu değerler için karşılaştırma sunumu yapılmamıştır. Diğer taraftan sürtünme faktörü de beklendiği gibi her iki çalışmada da büyüyen engel adımı ile azalmaktadır.

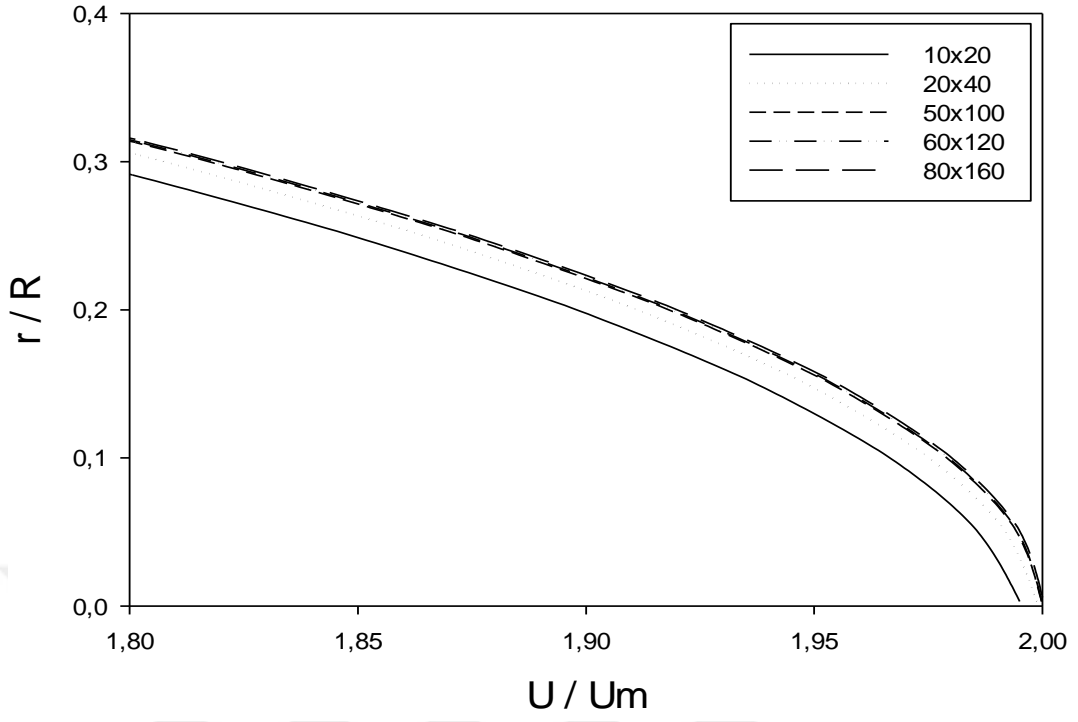




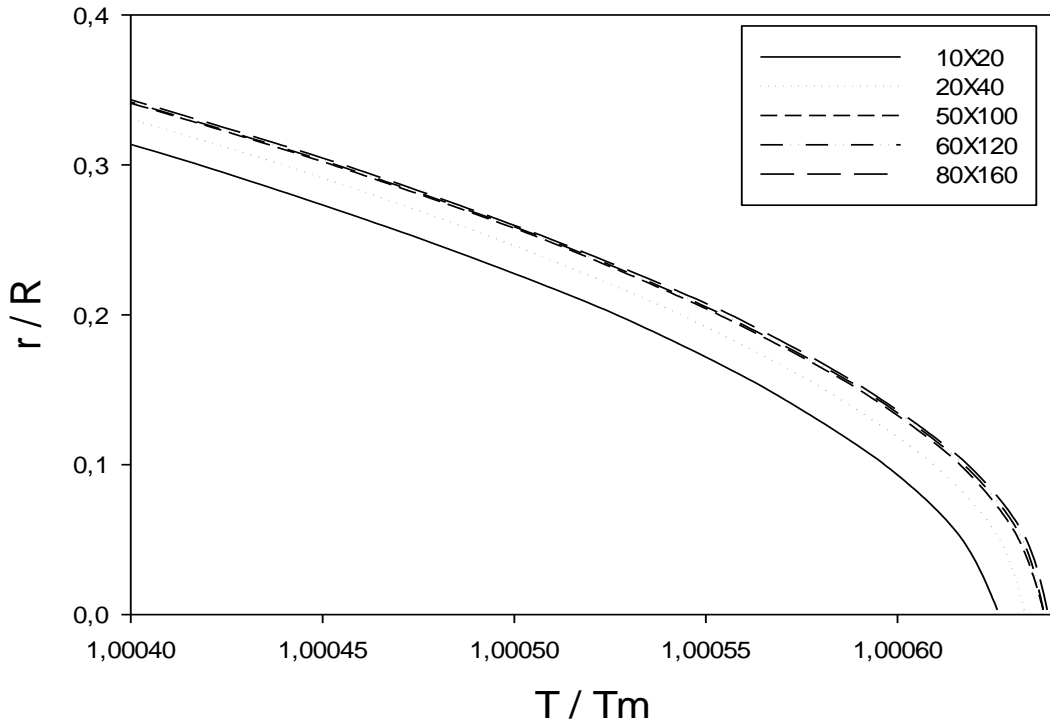
Şekil 3. Borularda tam gelişmiş laminar akışta hız dağılımının analitik sonuçla karşılaştırılması



Şekil 4. Borularda tam gelişmiş laminar sabit ısı akışı sınır koşulu altında ortalama nusselt sayısının analitik sonuçla karşılaştırılması

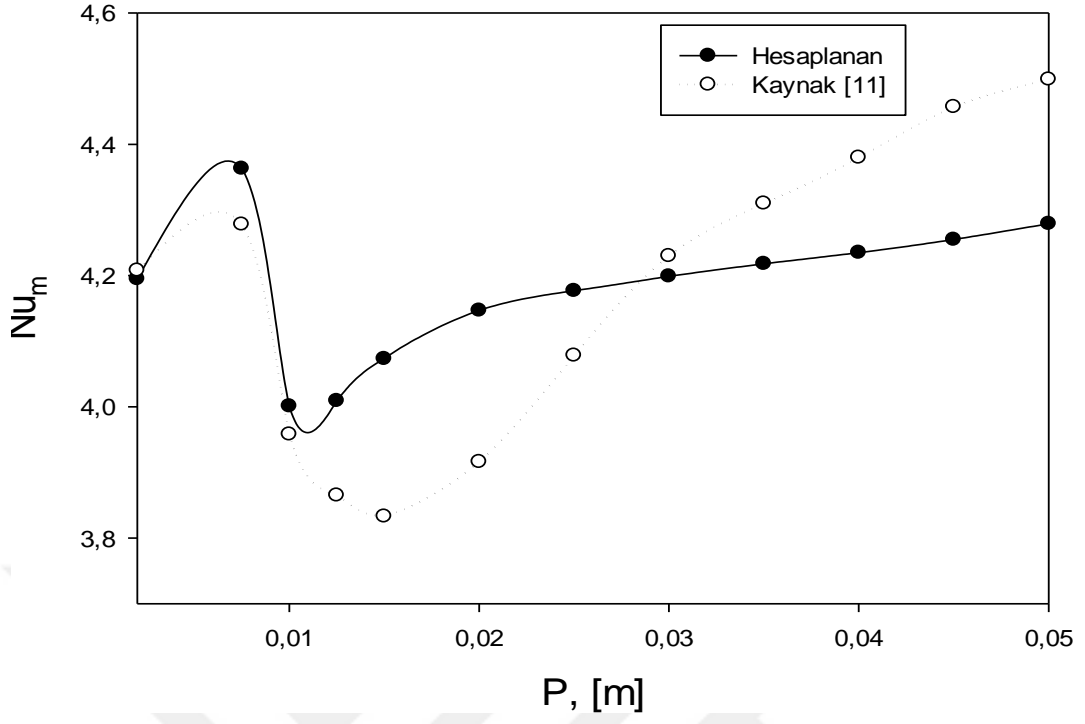


(a)

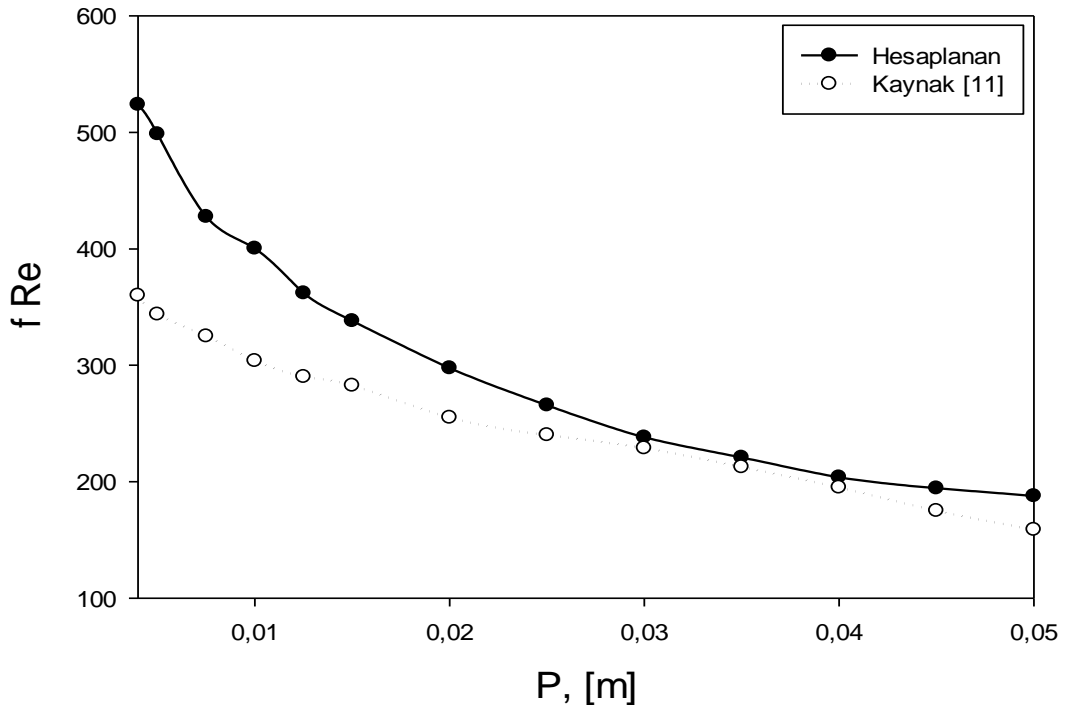


(b)

Şekil 5. Periyodik tam gelişmiş akış için ağ sıklığı tespiti çalışması hız (a) ve sıcaklık (b) için



(a)



(b)

Şekil 6. Ortalama Nusselt sayısı (a) ve sürtünme faktörü (b) değerlerinin Kaynak [11]'in sonuçları ile karşılaştırılması ($Re = 100$, $Pr = 5$, $H/D = 0,2$)

3.2. Ortalama Isıl ve Akış Parametre Bulgularının İrdelenmesi

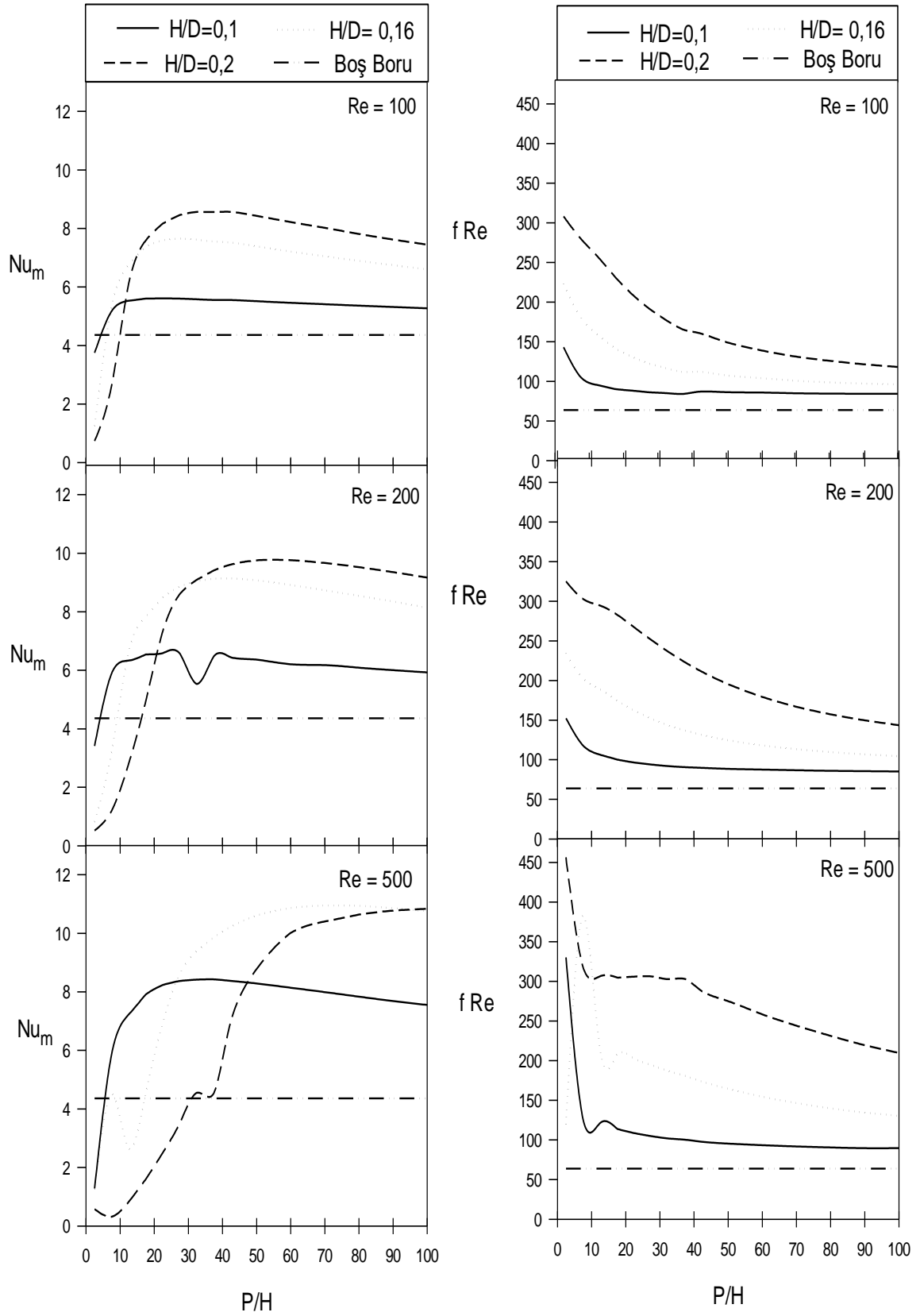
İlk olarak engel adımının ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Duvara bitişik periyodik engellerin üç ayrı engel yüksekliğinde, üç ayrı Reynolds sayısı değeri için ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün engel adımı ile değişimleri; Prandtl sayısı 50 için Sekil 7, Prandtl sayısı 100 için Sekil 8 ve Prandtl sayısı 500 için Sekil 9 verilmiştir. Benzer olarak duvardan ayırık durum için üç ayrı ayırıklıkta Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişim grafikleri Şekil 10, Şekil 11, Şekil 12, Şekil 13, Şekil 14, Şekil 15, Şekil 16, Şekil 17 ve Şekil 18'de verilmiştir.

Sekil 7, Sekil 8 ve Sekil 9' da görüldüğü gibi bütün Reynolds sayıları için engel yüksekliği arttıkça Nusselt sayısı da artmaktadır. Küçük engel adımlarında, yani engellerin sıkışık olarak düzenlenmesi durumunda Nusselt sayısı değerleri boş boru değerinin de altında kalmaktadır. Ortalama Nusselt sayısı, belli bir adım uzunluğundan (boyutsuz engel adımı P/H oranı) sonra boş boru ortalama Nusselt sayısı değerinin üzerine çıkmaktadır ve böylece bu adım uzunluğundan sonra ısı transferi iyileşmektedir. Isı transferinde iyileşmenin başlangıcı olan bu engel adımı; engel yüksekliği H/D ' ye ve akış Reynolds sayısına göre farklı değerler almaktadır. Reynolds sayısı arttıkça ısı transferinde artış daha uzun adımlarda gerçekleşebilmektedir. Engel yüksekliği arttıkça da ısı transferinde iyileşme başlangıcı daha uzun adımlarda gerçekleşebilmektedir. Prandtl sayısının iyileşme başlangıcı eşiği üzerine doğrudan bir etkisi görülmemektedir. Ancak, bütün durumlarda Prandtl sayısı yükseldikçe Nusselt sayısındaki iyileşme oranı artmaktadır. Genel olarak, engelli boru akışında sürtünme faktörü boş boru sürtünme faktörü değerinin üzerinde kalmaktadır. Sıkışık engel adımlarında sürtünme faktörü en yüksek değerinde iken uzayan engel adımı ile boş boru değerine doğru yaklaşmaktadır. Artan engel yüksekliği ve artan Reynolds sayısı sürtünme faktörünün de artışı ile sonuçlanmaktadır. Prandtl sayısını ise tek başına sürtünme faktörü üzerinde bir etkisi bulunmamaktadır.

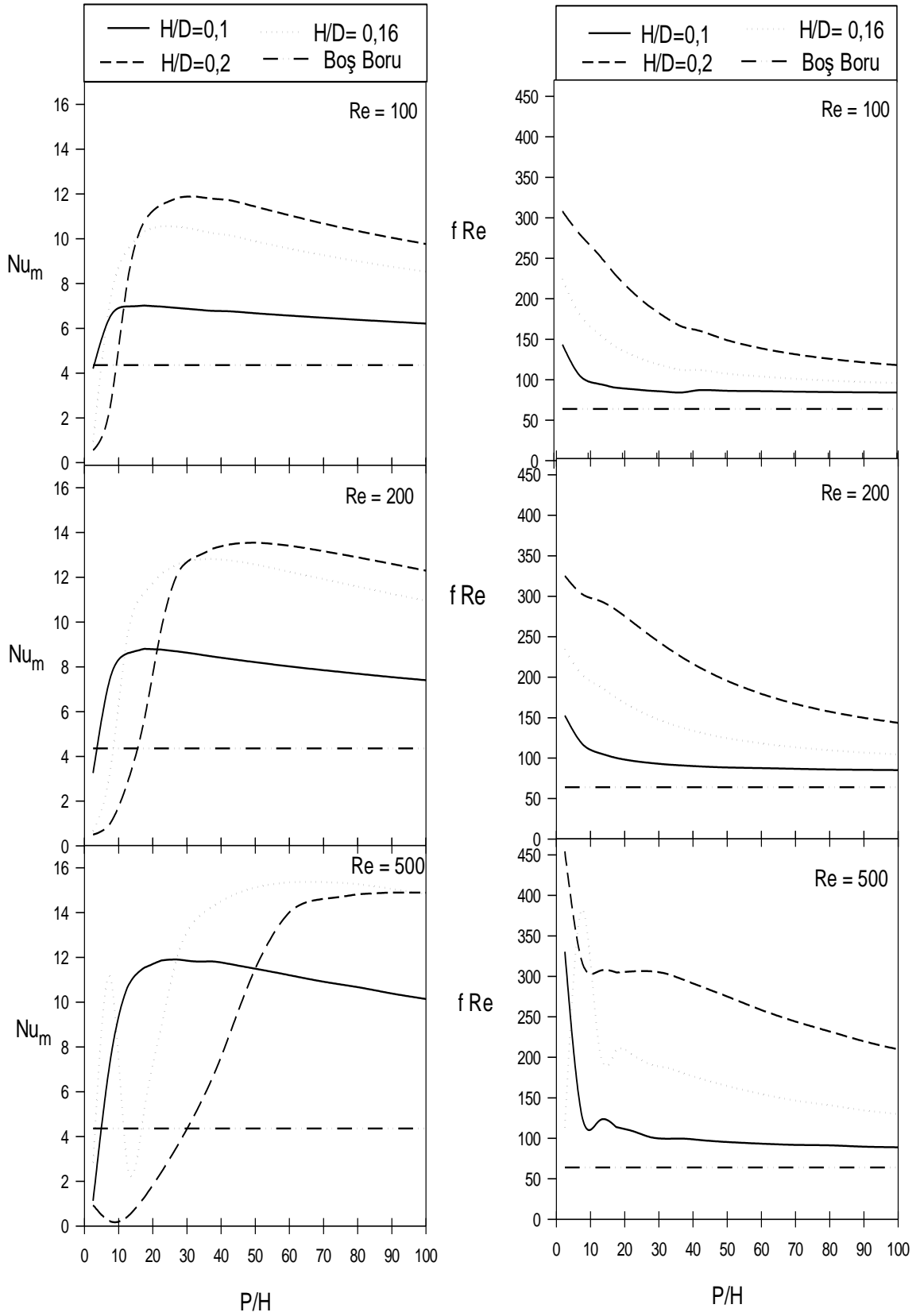
Şekil 10, Şekil 11, Şekil 12, Şekil 13, Şekil 14, Şekil 15, Şekil 16, Şekil 17 ve Şekil 18'deki duvardan ayırık durum için elde edilen grafiklerde de sıkışık engel adımlarında ısı transferinin kötüleştiği görülmektedir. Ancak, buradaki bütün durumlarda ısı transferindeki iyileşme bitişik düzenlemeye göre daha kısa adımlarda başlamaktadır. İyileşme oranı ise bitişik düzenlemedeki iyileşme oranından daha az olmaktadır. Burada da engel yüksekliği ısı transferini artırmakta ancak yükseklik etkisi bitişik durumdaki kadar etkili

olmamaktadır. Benzer olarak Reynolds ve Prandtl sayıları yükseldikçe iyileştirme daha etkili olmaktadır. Bitişik düzenlemeden farklı olarak engelin duvardan ayrıklığı da ısı transferinin iyileştirilmesi üzerinde etkili olduğu görülmektedir. Küçük ayrıklıkta ($d/D = 0,04$) bitişik durumun altında kalan Nusselt sayıları geniş ayrıklıkta ($d/D = 0,12$) daha yüksek Nusselt değerleri (1,2-1,3 kat daha fazla) vermektedir. Buna karşılık olarak da sürtünme faktörü değeri aynı engel yüksekliği değerinde bitişik duruma göre ayırık durumda yaklaşık 1,3 kat daha fazla çıkmaktadır.

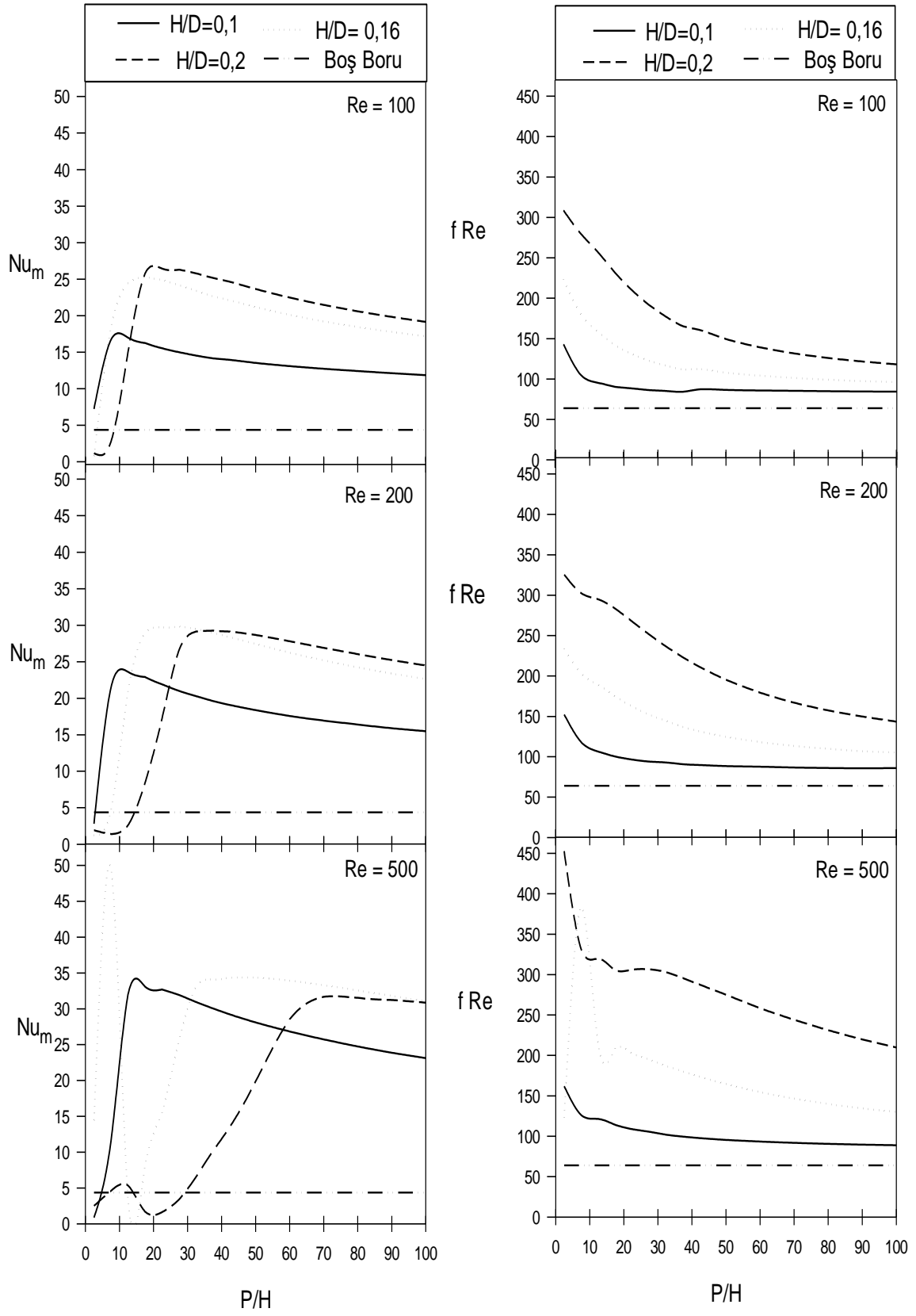




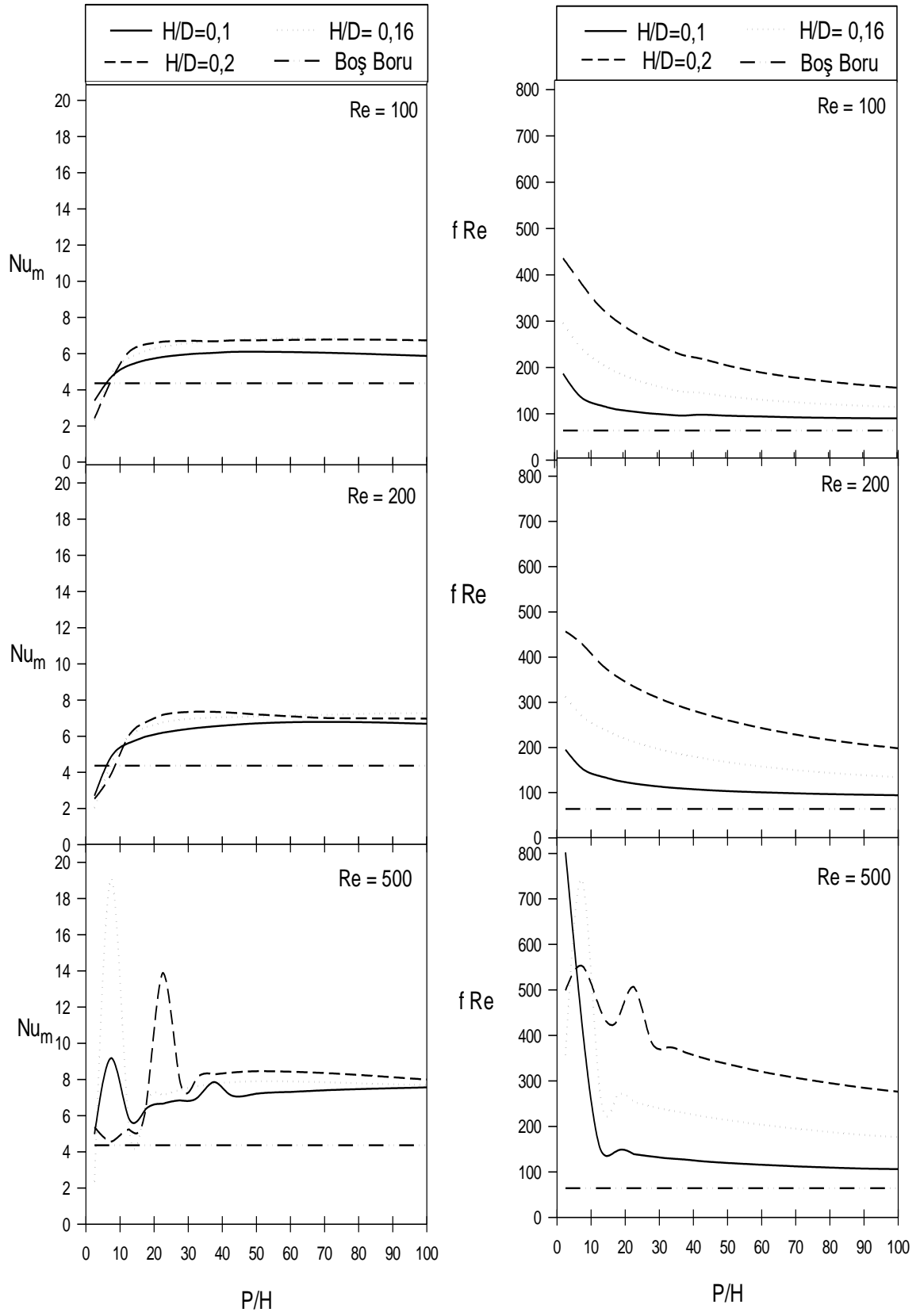
Şekil 7. Duvara bitişik engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 50$)



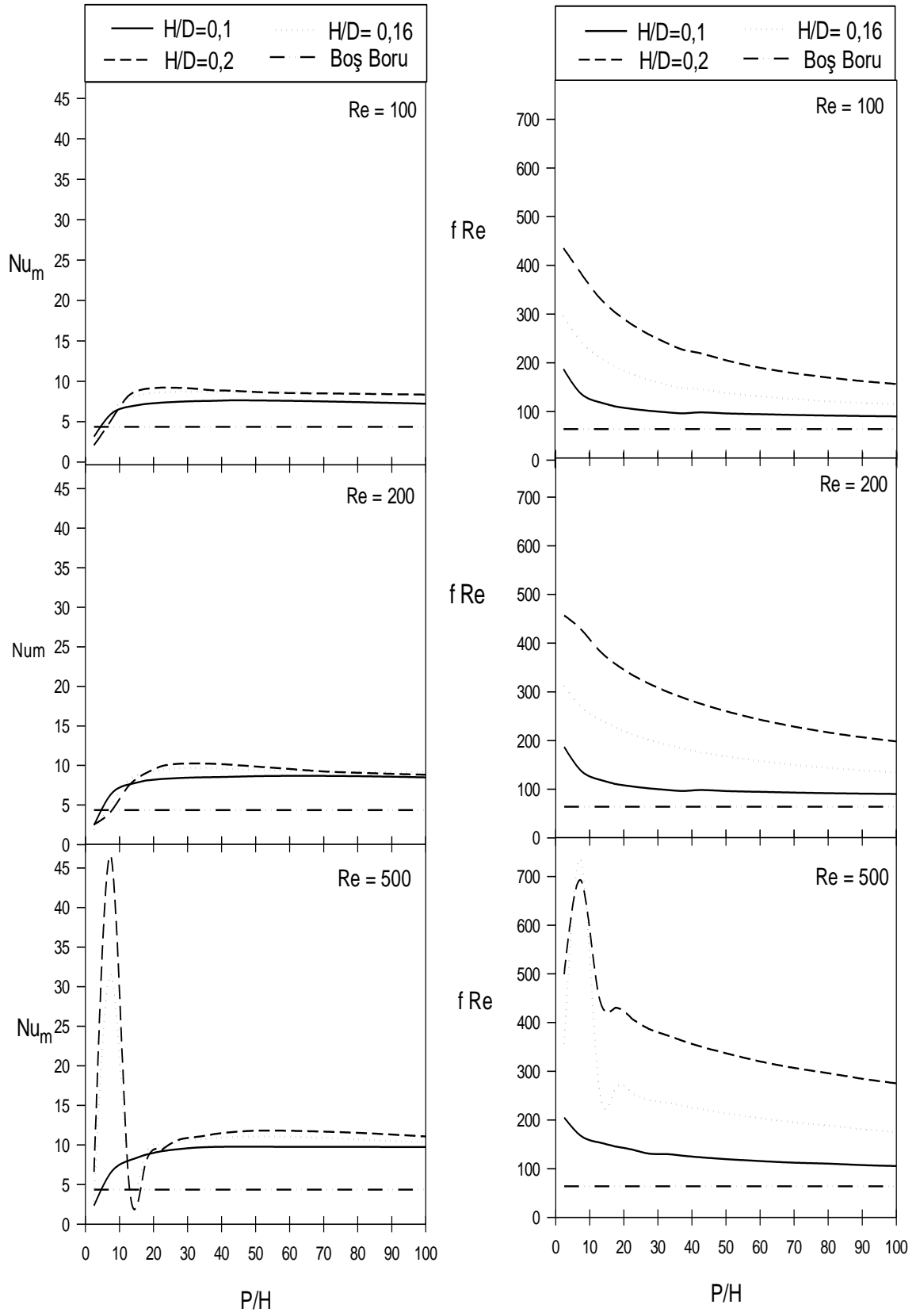
Şekil 8. Duvara bitişik engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 100$)



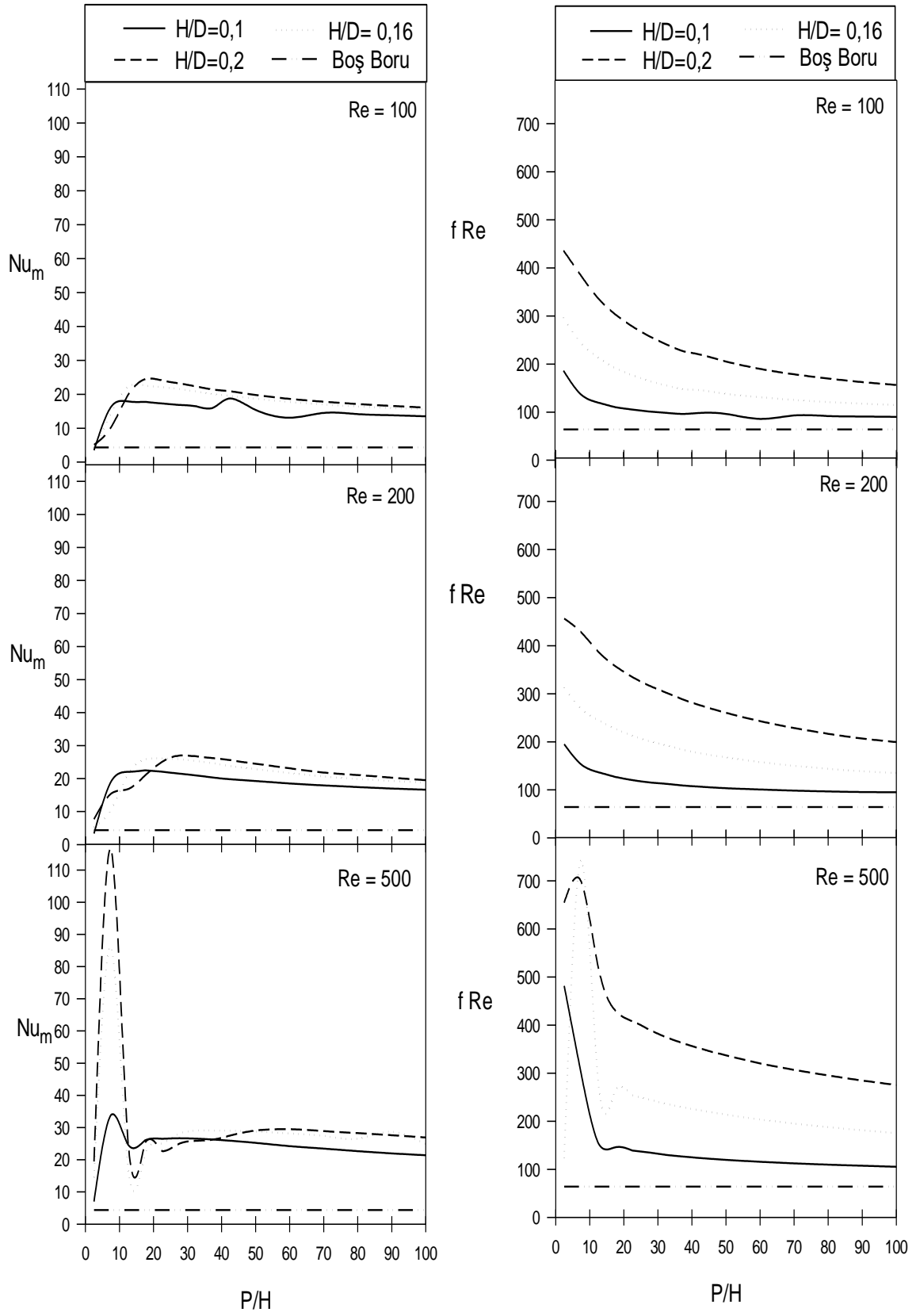
Şekil 9. Duvara bitişik engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 500$)



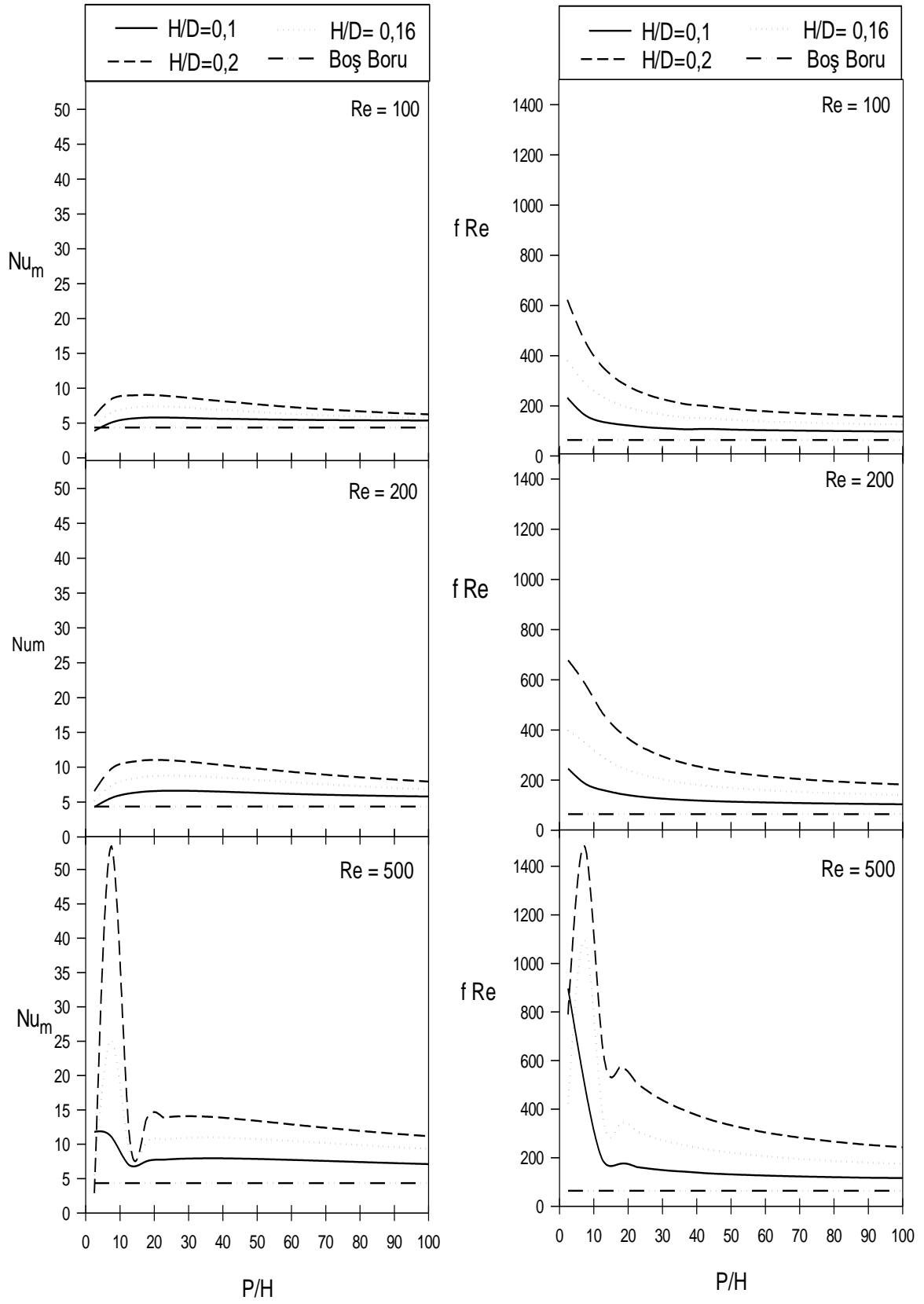
Şekil 10. Duvardan ayrıık ($d/D = 0,04$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 50$)



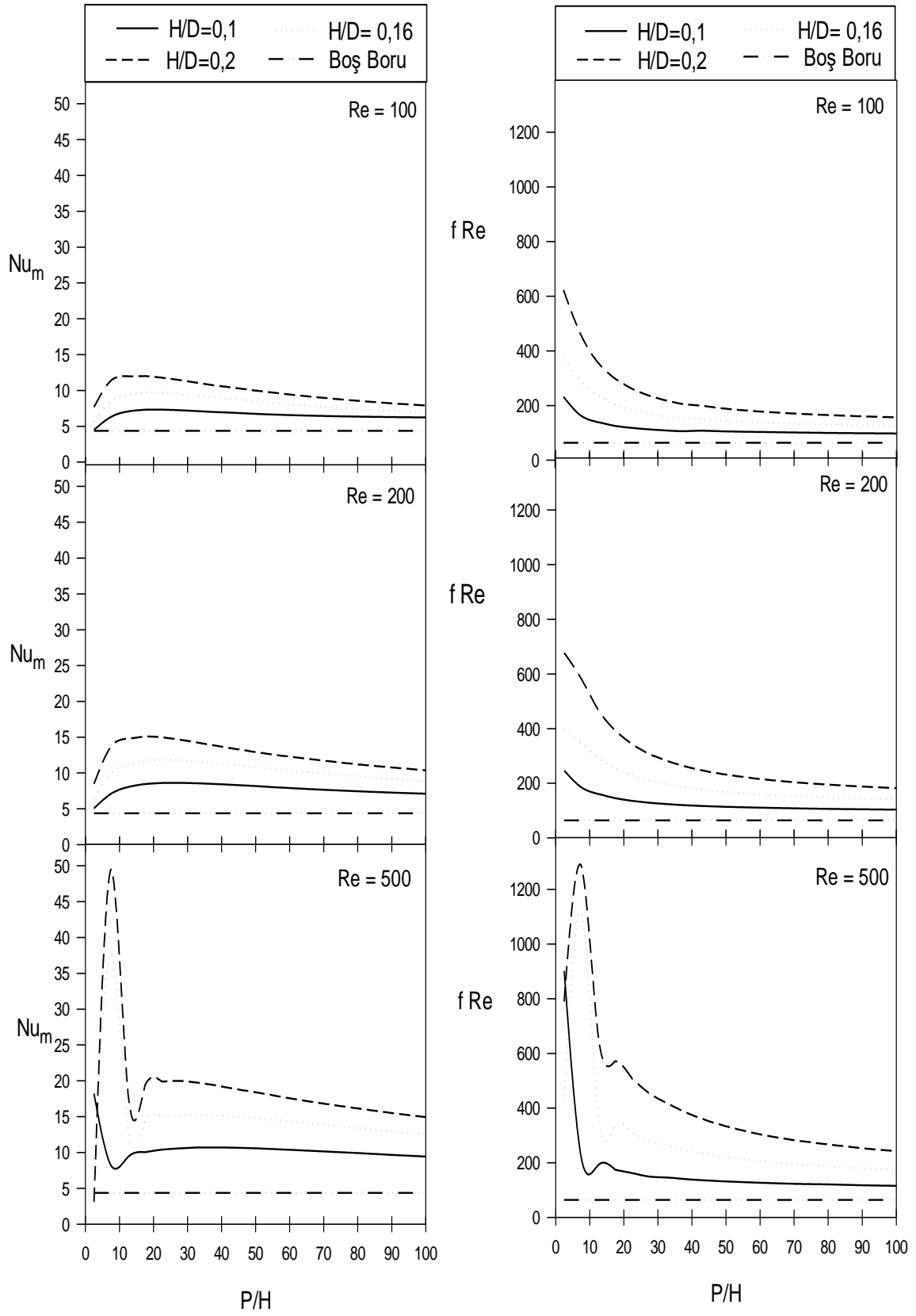
Şekil 11. Duvardan ayırık ($d/D = 0,04$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 100$)



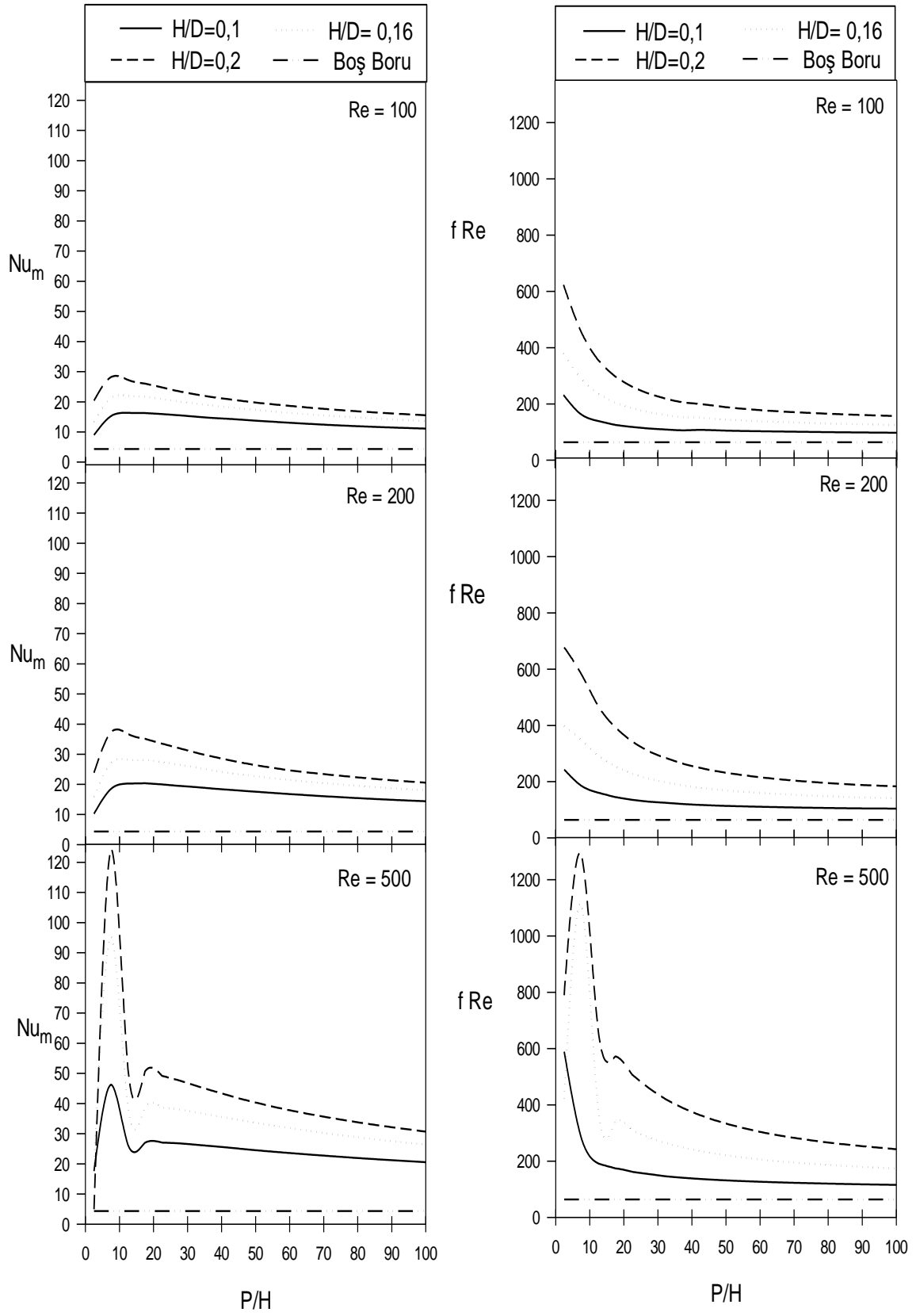
Şekil 12. Duvardan ayrıık ($d/D = 0,04$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 500$)



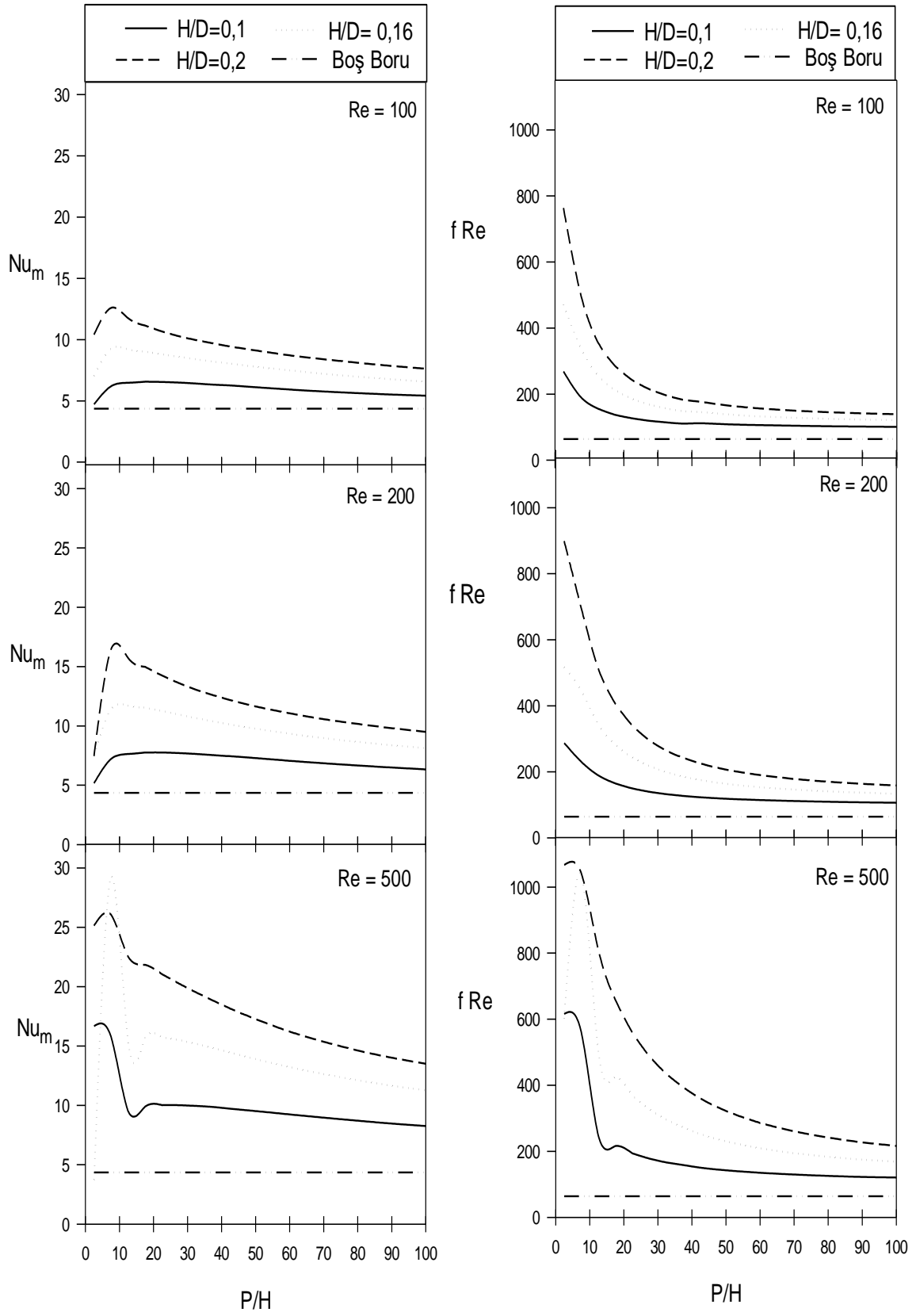
Şekil 13. Duvardan ayrık ($d/D = 0,08$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 50$)



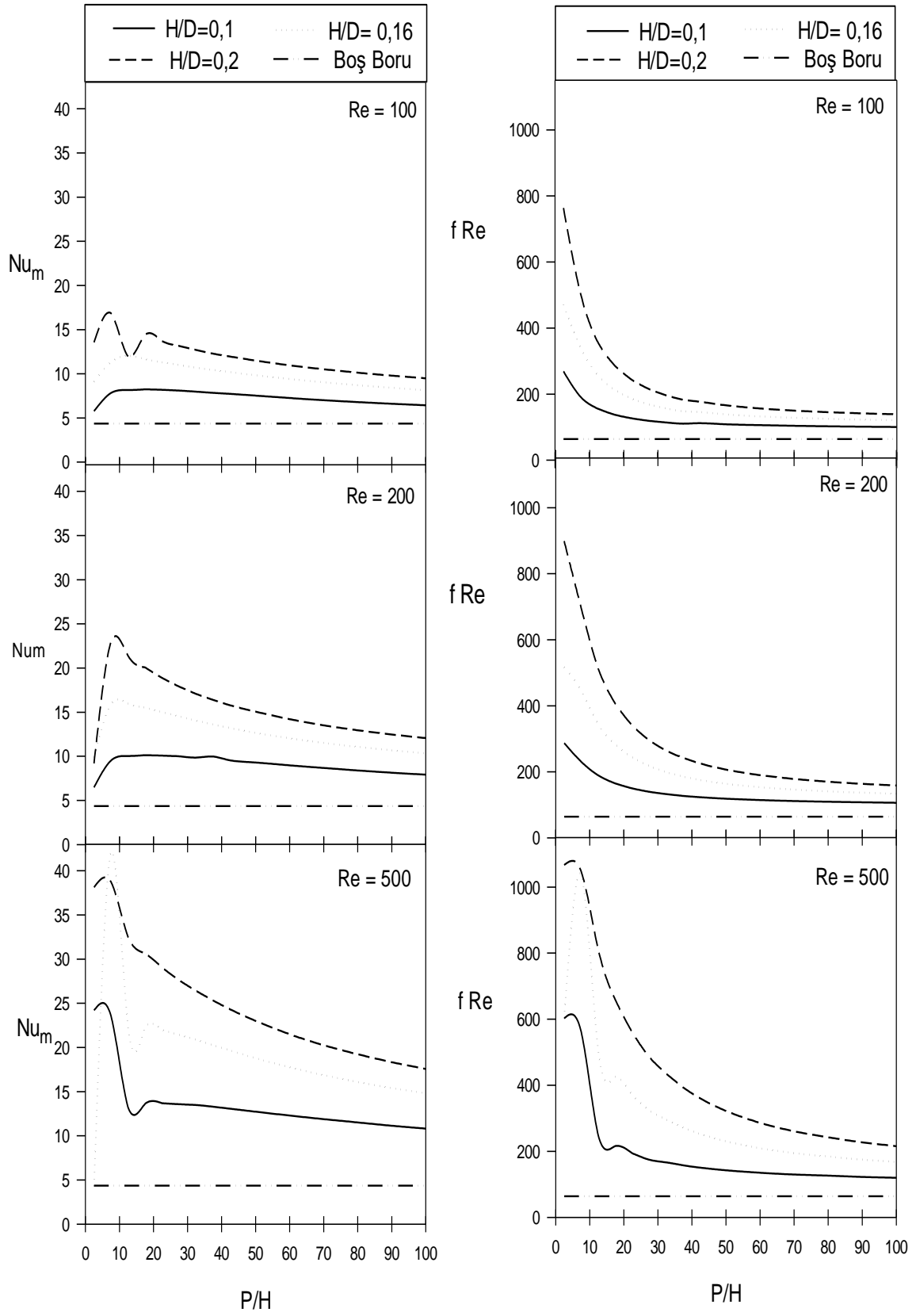
Şekil 14. Duvardan ayrıık ($d/D = 0,08$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 100$)



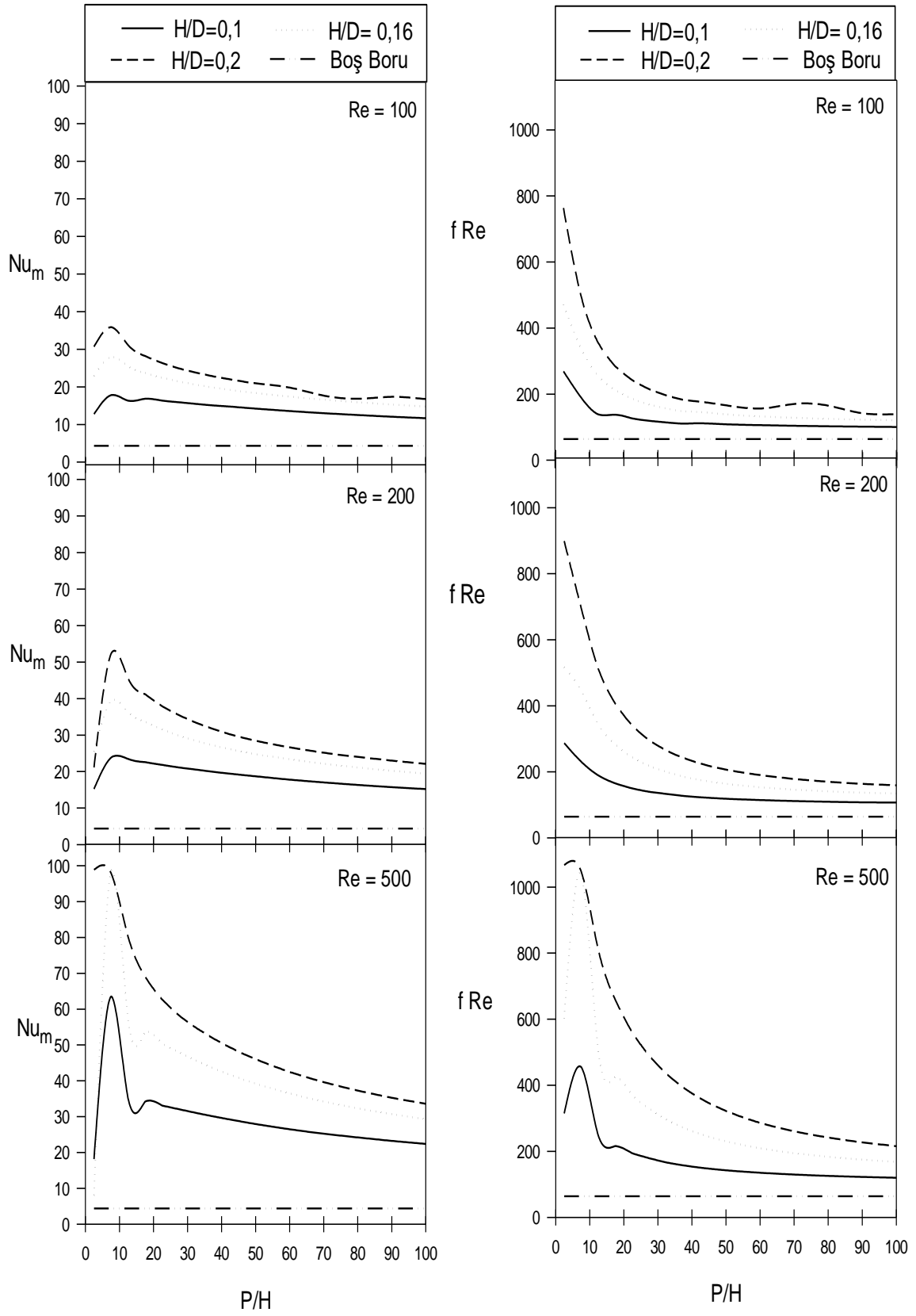
Şekil 15. Duvardan ayrıık ($d/D = 0,08$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 500$)



Şekil 16. Duvardan ayrıık ($d/D = 0,12$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 50$)



Şekil 17. Duvardan ayrıık ($d/D = 0,12$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değışimi ($Pr = 100$)



Şekil 18. Duvardan ayrıık ($d/D = 0,12$) engelli durum için ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı boyunca değişimi ($Pr = 500$)

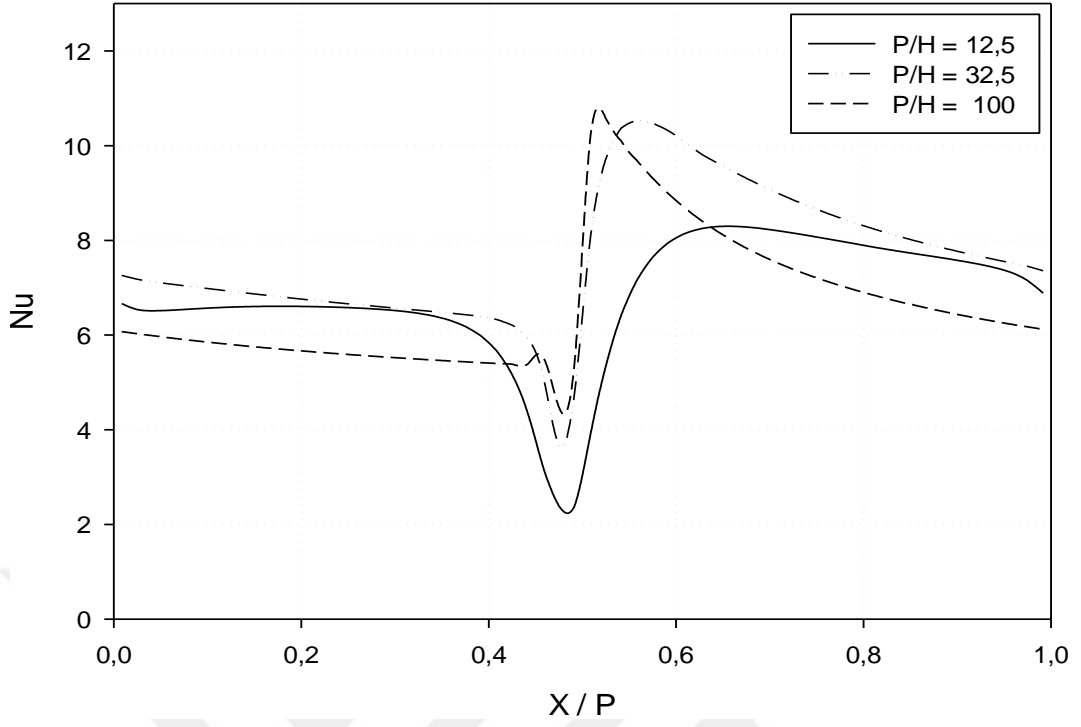
3.3. Yerel Isıl Parametre Bulgularının İrdelenmesi

Engel yüksekliği oranı H/D ' nin 0,16 değeri için Nusselt sayısının yerel davranışı üç ayrı engel adımı için hem bitişik hem de ayırık durumda verilmiştir. Yerel Nusselt sayılarının değişimi bitişik düzenleme için Şekil 19- Şekil 21'de ayırık düzenleme için ise Şekil 23 - Şekil 34'de görülmektedir. Yerel Nusselt sayısının değişimini karşılaştırmak amacıyla bitişik ve ayırık durumlar aynı grafik üzerinde olacak biçimde Şekil 35 - Şekil 38'de görülmektedir.

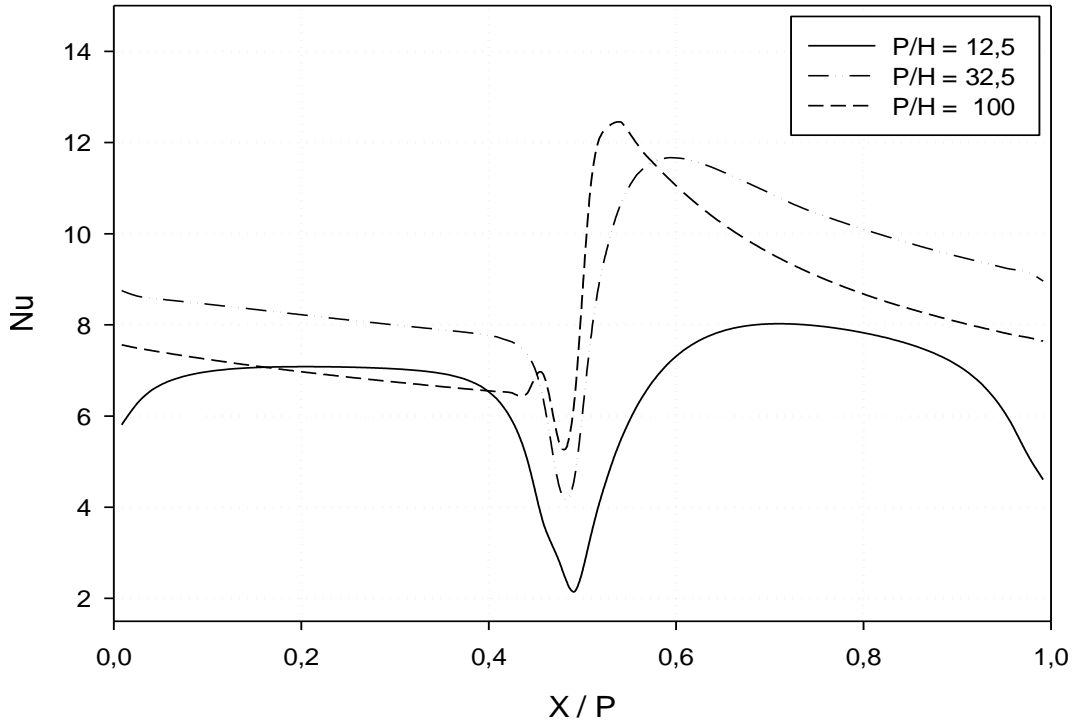
Duvara bitişik durum için elde edilmiş olan grafiklerde görüldüğü gibi en düşük yerel Nusselt sayısı değerleri engelin hemen önünde meydana gelmektedir. En yüksek yerel Nusselt sayısı değerleri ise engelden hemen sonra (engelin arkasında) oluşmaktadır. Bu değerler takip eden engele doğru azalmakta ve engelin önünde minimuma düşmektedir. Sıkışık engellerde engel etrafındaki minimum-maksimum geçişleri mesafeli engellere göre daha yumuşak olmaktadır. Reynolds sayısı ve Prandtl sayılarının ortalama değerler grafiklerinde görülen davranışları buradaki yerel değişimde de izlenebilmektedir. Yani artan Reynolds ve Prandtl sayıları ile birlikte ısı transferindeki iyileşme de artmaktadır.

Duvardan ayırık durum için düzenlenen grafiklerde ise yerel Nusselt sayısı en yüksek değerini engelin önünde almaktadır. Küçük ayırıklıkta ($d/D = 0,04$) hem engelden hemen önce ve hem de engelin hemen arkasında yerel Nusselt sayısında aşırı düşüşler görülmektedir. Ayırıklık mesafesi arttıkça, örneğin $d/D = 0,12$ değerinde engelin arkasındaki düşüş kaybolmakta, yerel Nusselt sayısı maksimum değerinden takip eden engele doğru üstel benzeri bir eğilimle yaklaşmaktadır. Buradan da, ayırıklık mesafesinin yerel Nusselt sayısı üzerinde etkili bir parametre olduğu görülmektedir.

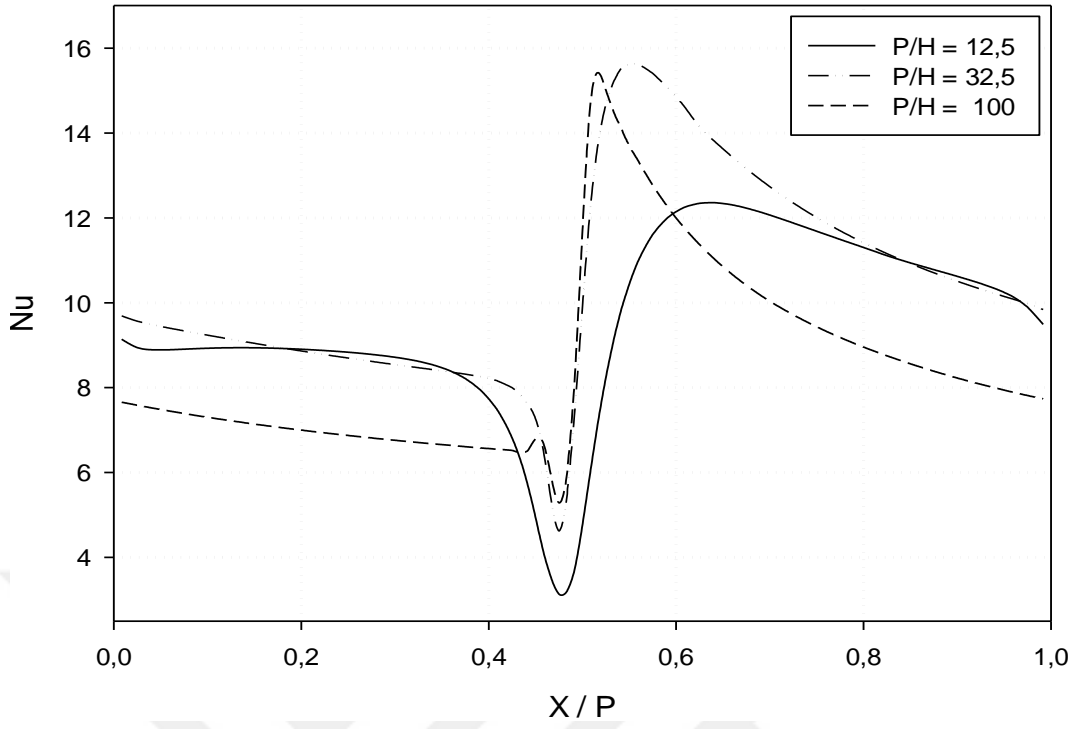
Duvara bitişik ve duvardan ayırık durumlardaki yerel Nusselt sayılarının birlikte sunulduğu grafiklerdeki ayrı tip engelin yerel Nusselt sayısı değişimleri karşılaştırılabilir. Bu grafikleri gösterdiği en belirgin sonuç, bitişik durumdaki yerel Nusselt sayısının minimum olduğu kesitte ayırık durumdaki yerel Nusselt sayısını maksimum olarak gerçekleşmesidir. Her iki durumda da engel sonrasındaki Nusselt sayısı değerleri engel öncesine göre daha yüksek değerler almaktadır. Ancak, ayırık durumdaki Nusselt sayısı hızlı bir şekilde bitişik durum değerlerinin altına inmektedir.



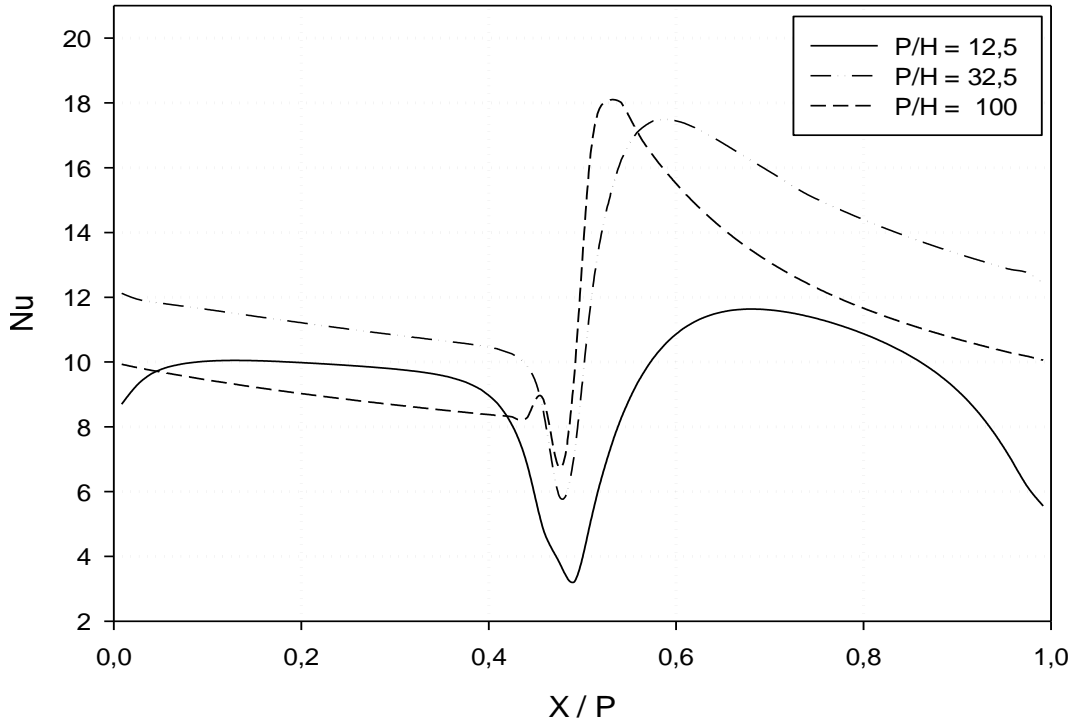
Şekil 19. Duvara bitişik durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
(Re = 100, Pr = 50)



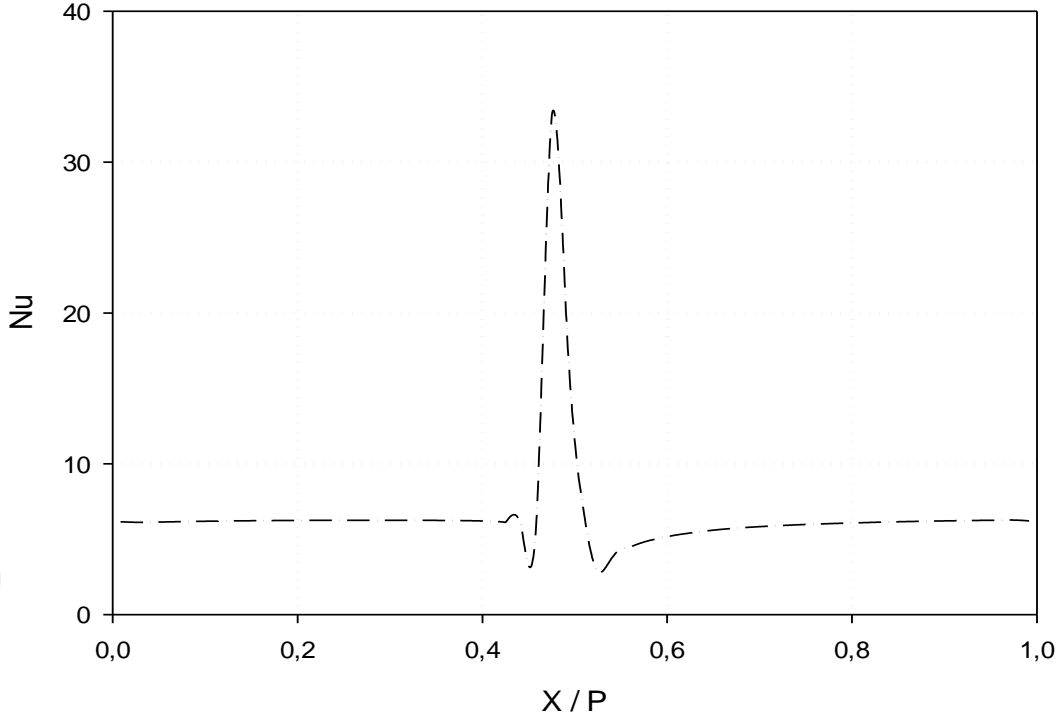
Şekil 20. Duvara bitişik durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
(Re = 200, Pr = 50)



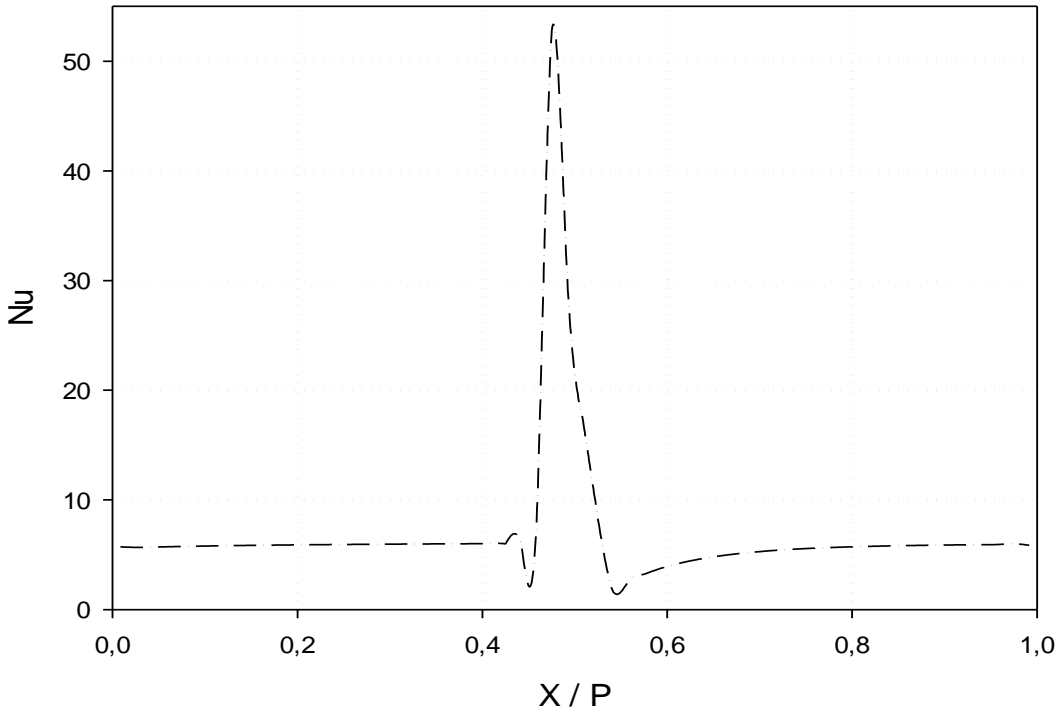
Şekil 21. Duvara bitişik durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 100$, $Pr = 100$)



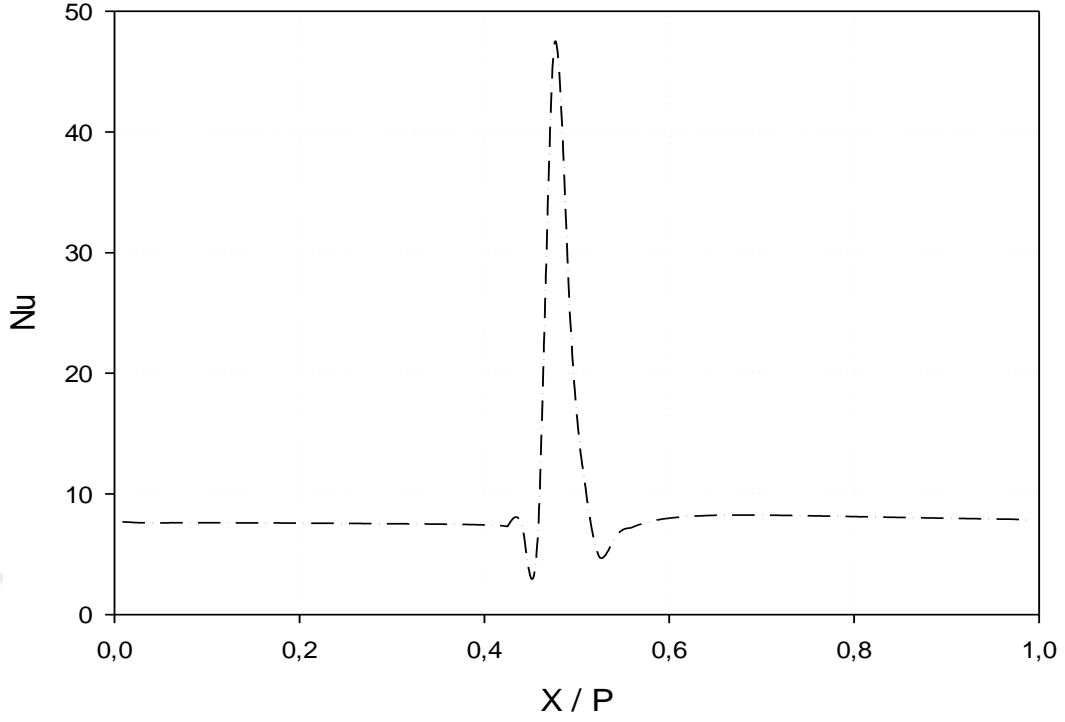
Şekil 22. Duvara bitişik durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 200$, $Pr = 100$)



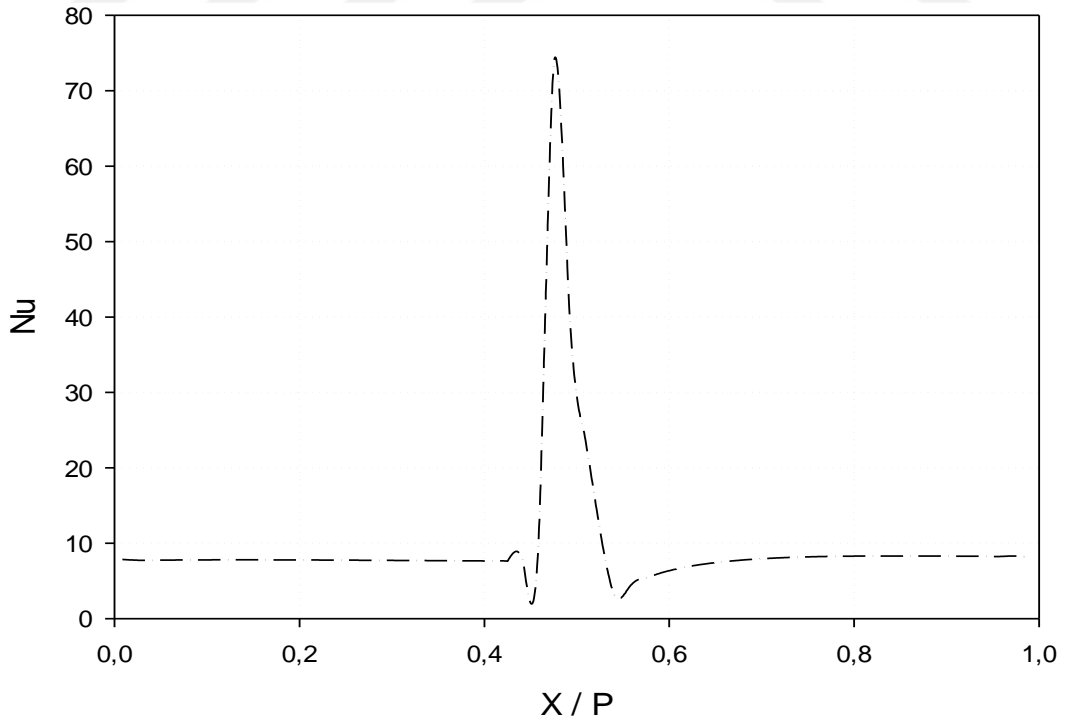
Şekil 23. Duvardan ayırık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 100$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,04$)



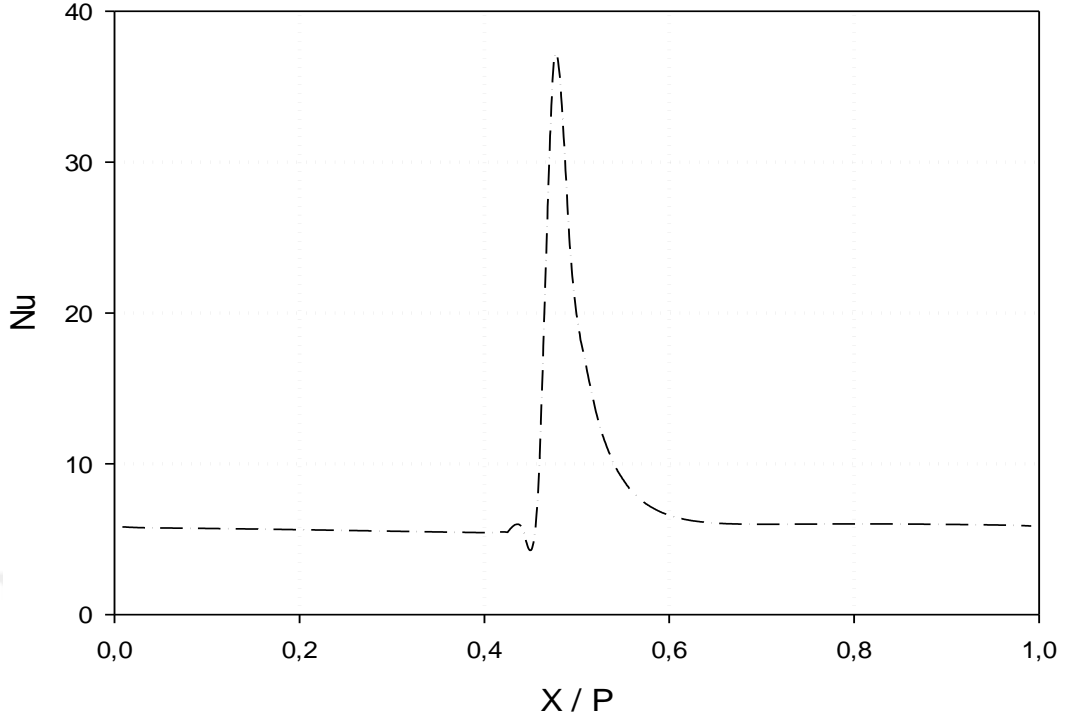
Şekil 24. Duvardan ayırık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 200$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,04$)



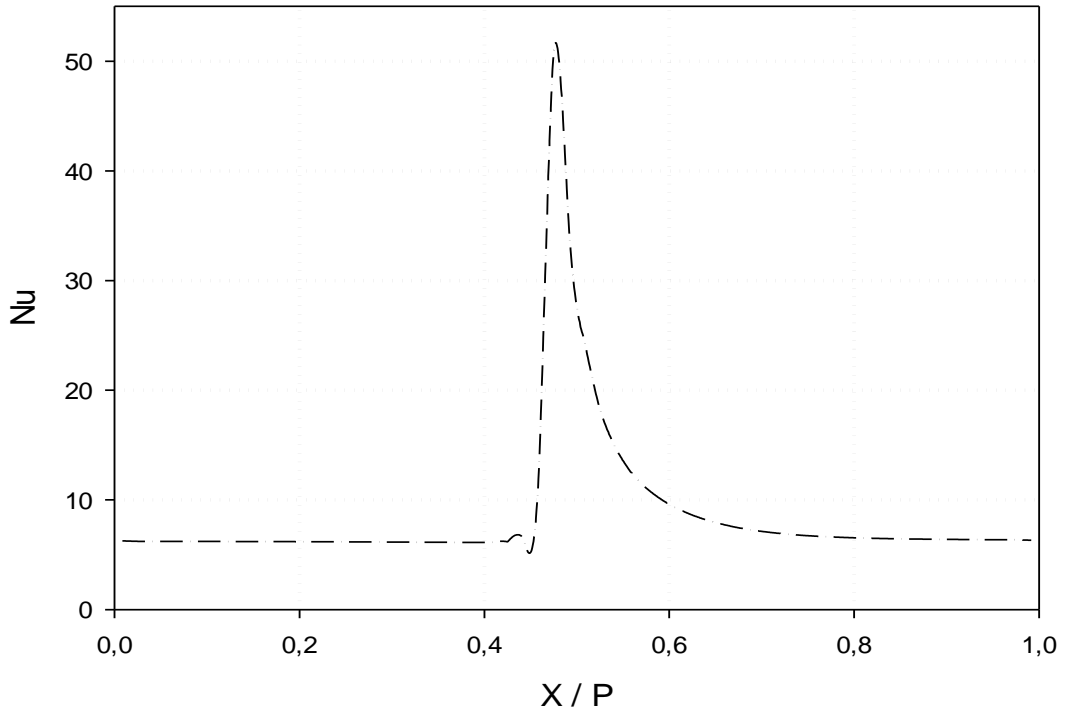
Şekil 25. Duvardan ayırık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 100$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,04$)



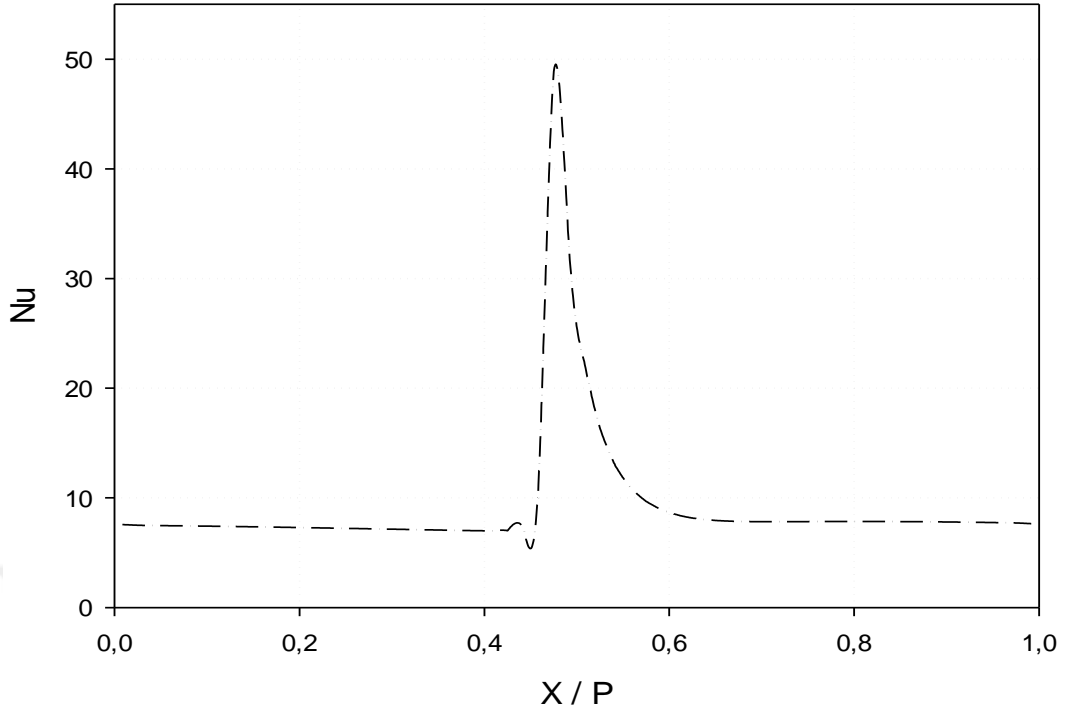
Şekil 26. Duvardan ayırık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 200$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,04$)



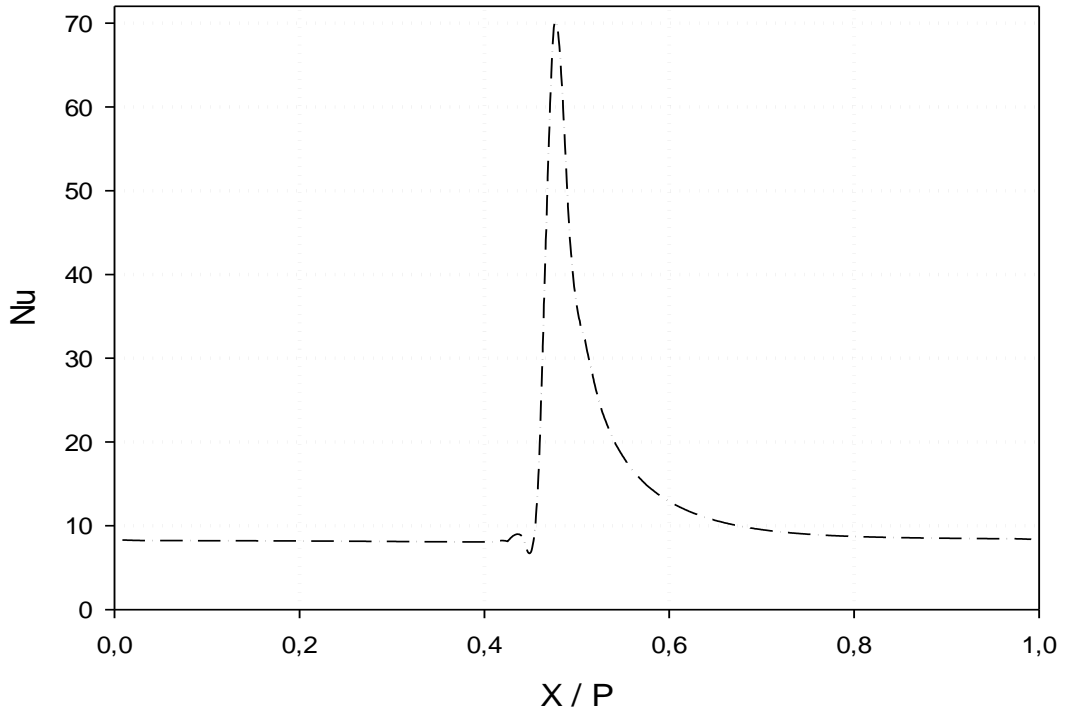
Şekil 27. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 100$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,08$)



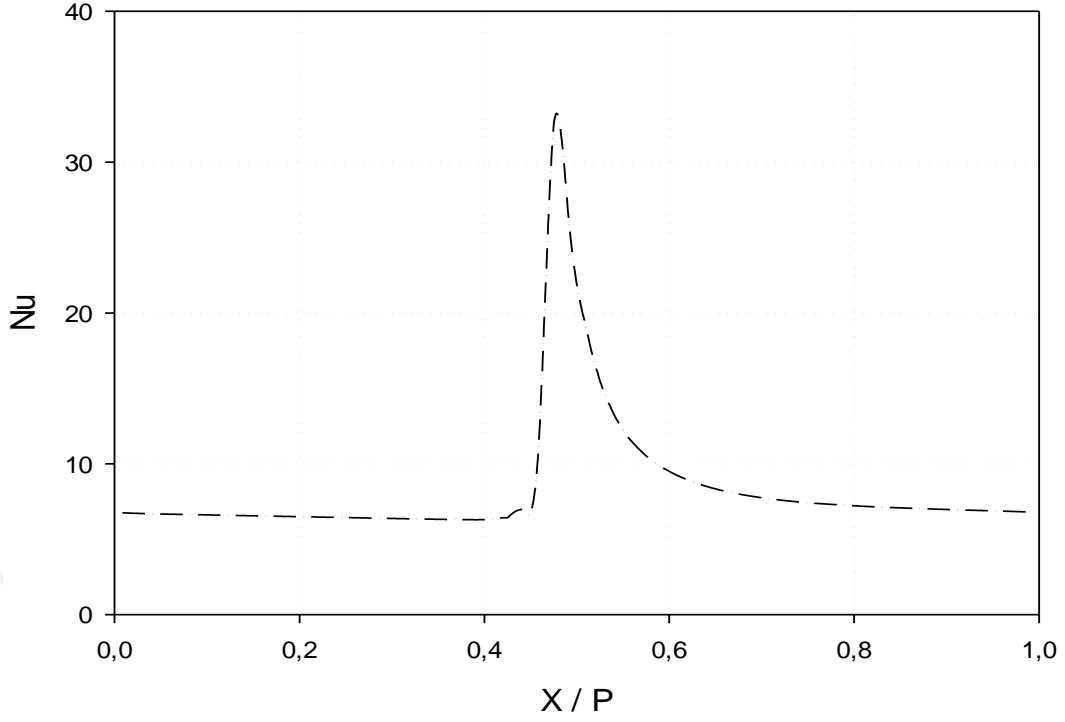
Şekil 28. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 200$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,08$)



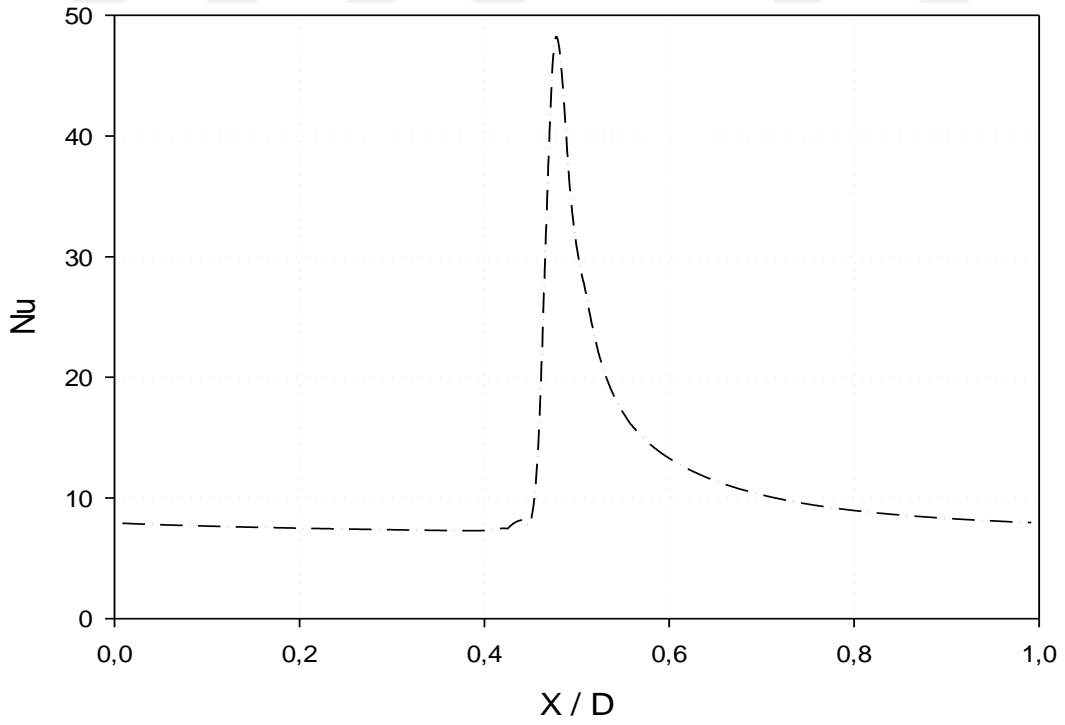
Şekil 29. Duvardan ayırık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 100$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,08$)



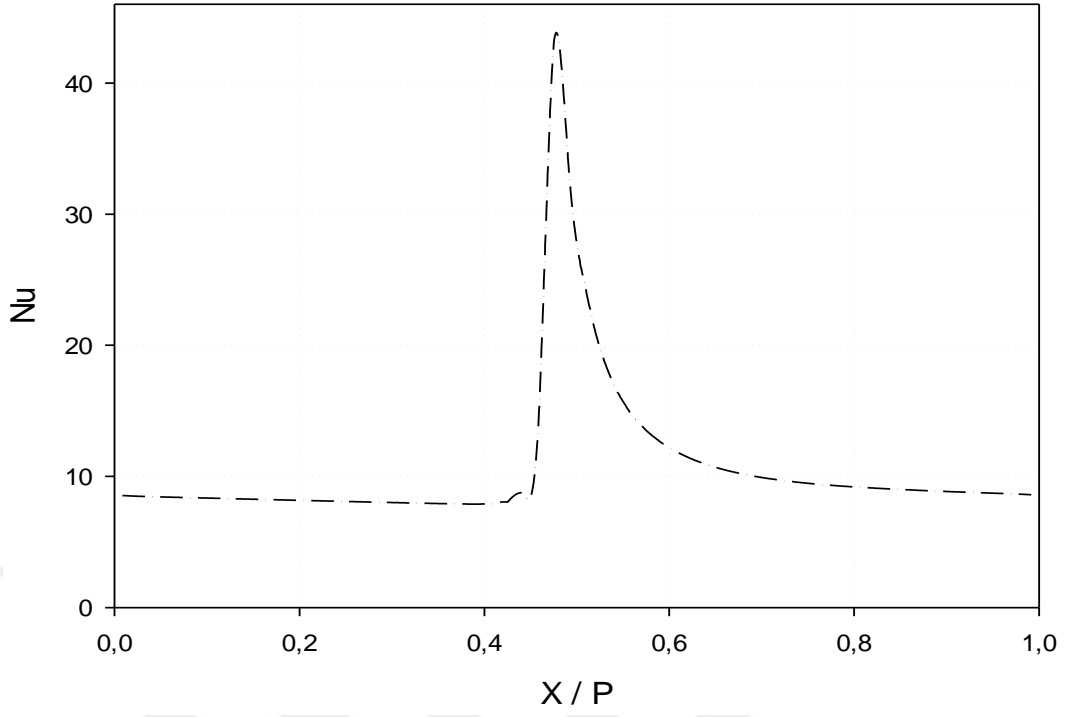
Şekil 30. Duvardan ayırık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 200$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,08$)



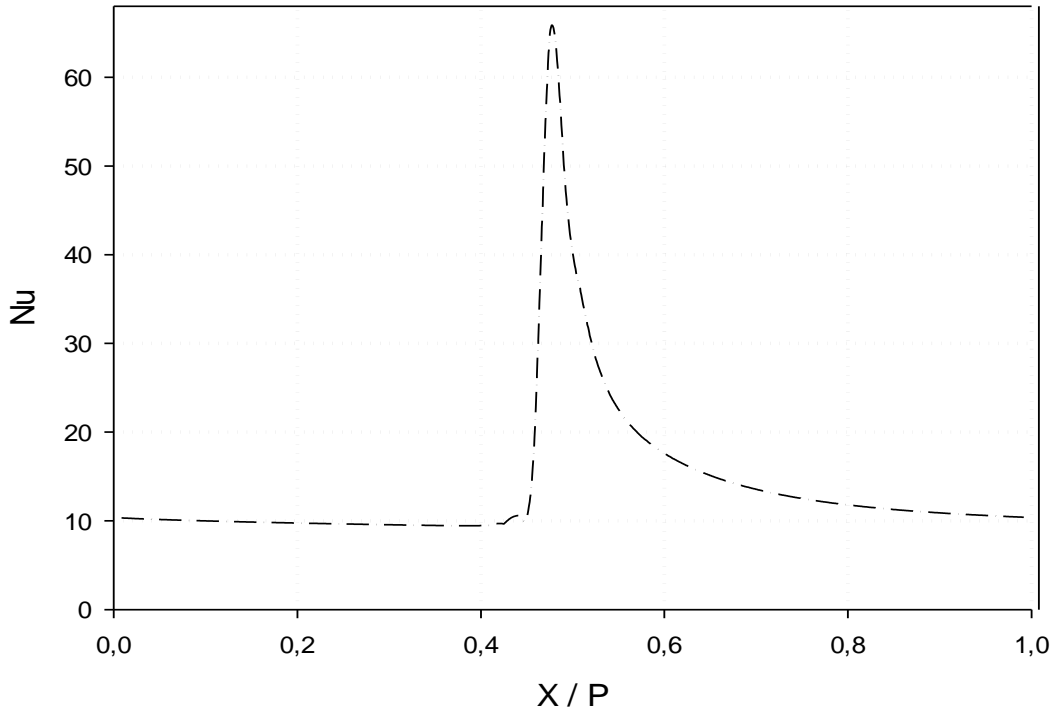
Şekil 31. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 100$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,12$)



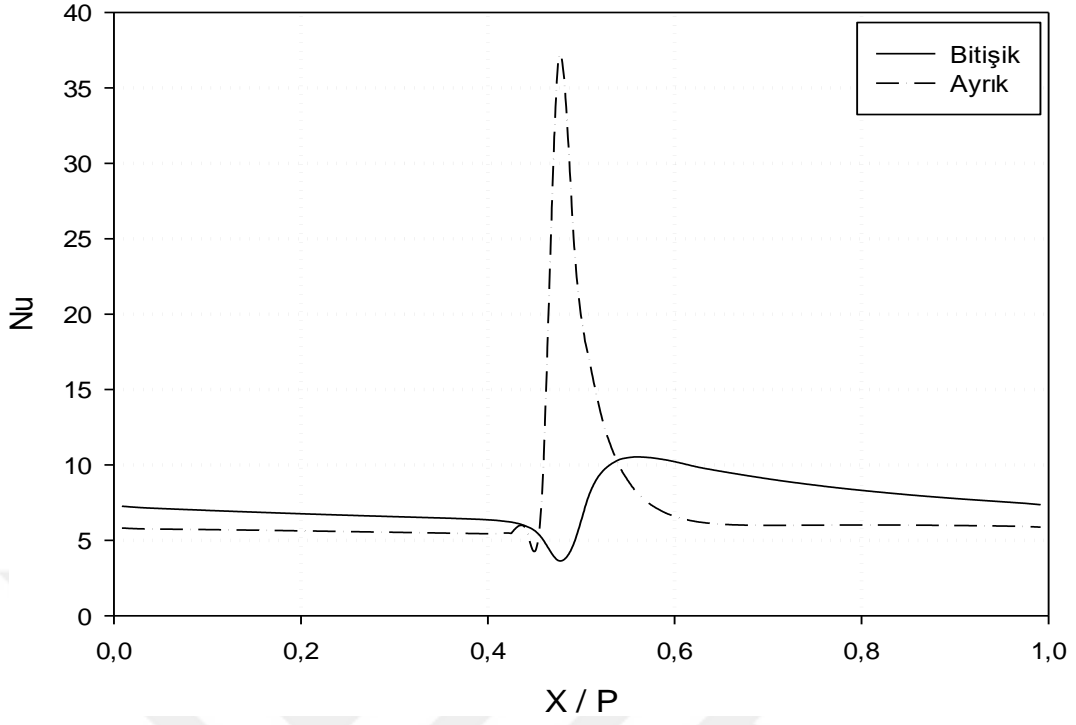
Şekil 32. Duvardan ayrık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 200$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,12$)



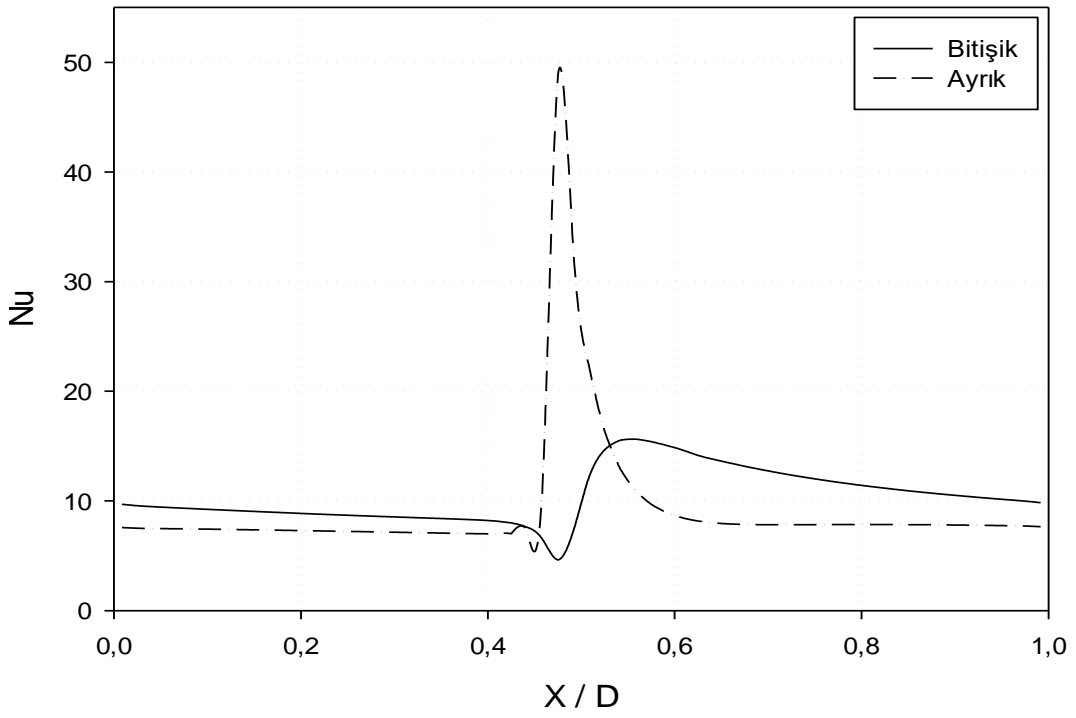
Şekil 33. Duvardan ayırık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 100$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,12$)



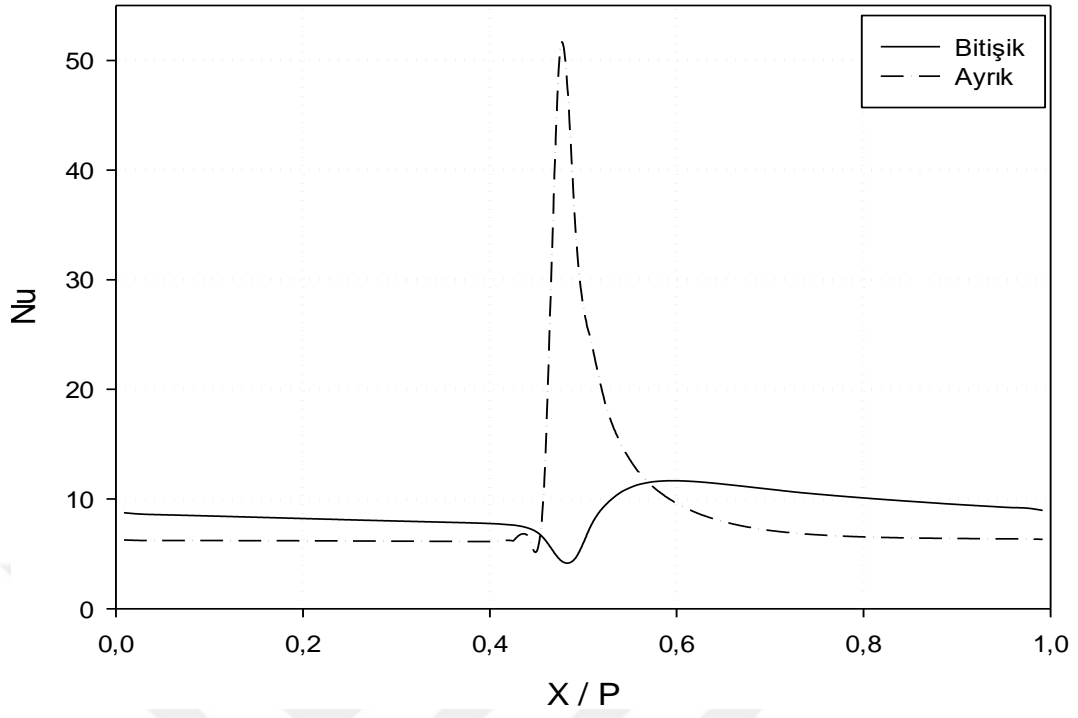
Şekil 34. Duvardan ayırık durum için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 200$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,12$)



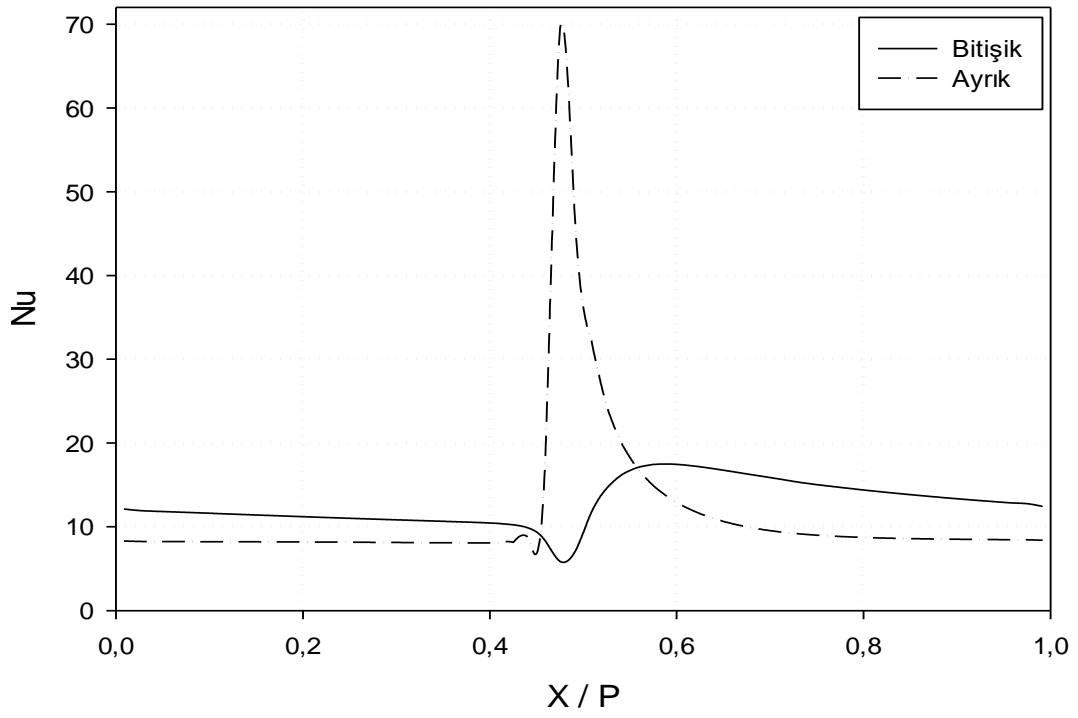
Şekil 35. Bitişik ve ayrıklar için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



Şekil 36. Bitişik ve ayrıklar için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



Şekil 37. Bitişik ve ayrık durumlar için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



Şekil 38. Bitişik ve ayrık durumlar için yerel Nusselt sayısının değişimi
($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)

3.4. Eksenel Hız Dağılımı Bulgularının İrdelenmesi

Eksenel hızın üç ayrı kesitteki dağılımları ($X = 0,4xL$, $X = 0,6xL$ ve $X = 0,9xL$), duvara bitişik durum için Şekil 39 - Şekil 42'de; duvardan ayırık durum için Şekil 43 - Şekil 54'de görülmektedir.

Eksenel hız dağılımları ile ilgili grafikler ayrıca, bitişik ve ayırık durumlar için karşılaştırmalı olarak da sunulmuştur. Hız dağılımları karşılaştırmalı olarak boyutsuz ayırıklık mesafesi $d/D = 0,04$ için Şekil 55 - Şekil 58'de; $d/D = 0,08$ için Şekil 59 - Şekil 62'de; $d/D = 0,12$ için Şekil 63 - Şekil 66'da sunulmuştur.

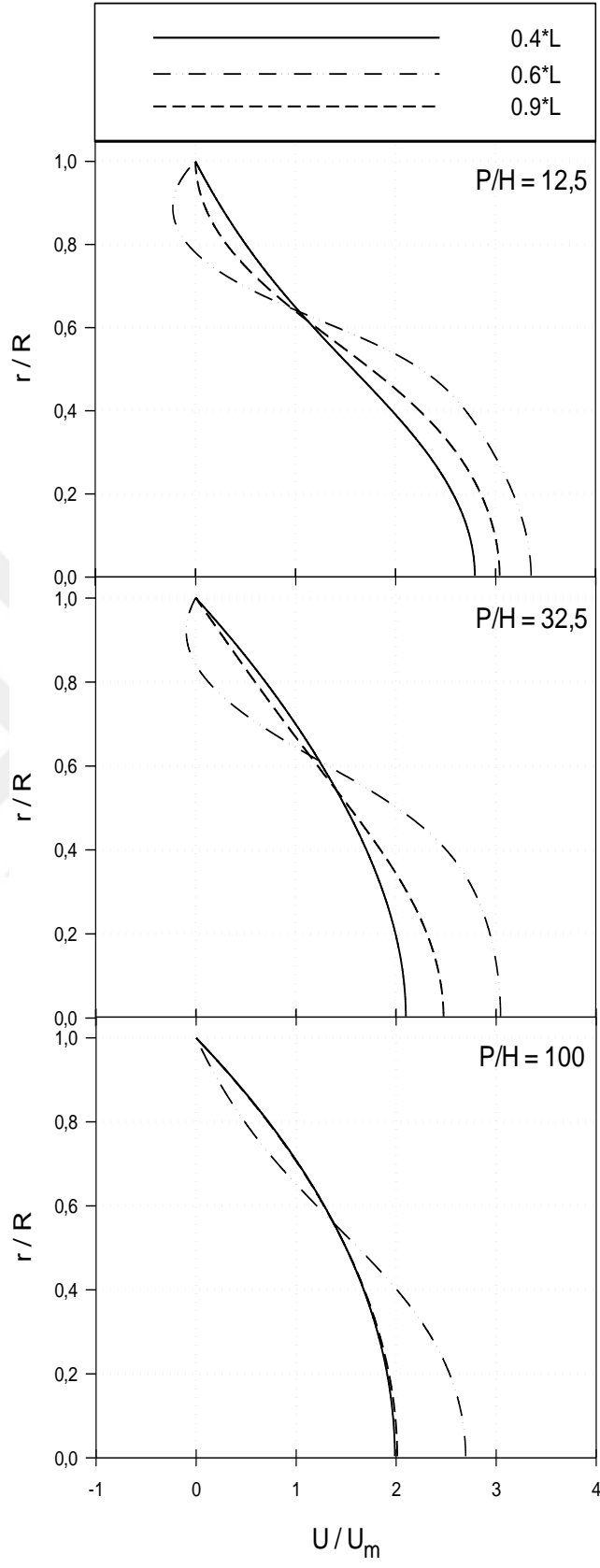
Bitişik durum için, boyutsuz engel yüksekliği $H/D = 0,16$ değeri ve boyutsuz engel adımı P/H' nin 16,5, 32,5 ve 100 değerleri için sunulan grafiklerde engelden önce ($0,4xL$), engelden sonra ($0,6xL$) ve engelden oldukça sonra ($0,9xL$) olmak üzere üç ayrı konumda çizilmiştir. Geri dönüş hızlarının engelden hemen sonra ($0,6xL$) güçlü bir şekilde oluştuğu engelden uzaklaştıkça yavaşladığı ($0,9xL$) ve ikinci engele yaklaştıkça ($0,4xL$) zayıflayarak kaybolduğu görülmektedir. Engel adımı büyüdükçe engelden önceki istasyonda geri dönüş etkisinin tamamen kaybolduğu görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça bu etkilerin daha belirgin olduğu, Prandtl sayısının ise geri dönüş üzerine tek başına etkili olmadığı görülmektedir.

Ayrık durum için yerel hız dağılımları grafikleri P/H' nin 32,5 değeri ve yine $H/D = 0,16$ değeri için sunulmuştur. Ayırıklık mesafesinin kısa olduğu ($d/D = 0,04$) durumlar için bitişik ve ayırık hız profilleri arasında izlenebilir bir fark gözlenememektedir. Bu ayırıklık mesafesinde hız dağılımı, bitişik durumdaki hız dağılımlarına benzemektedir. Artan ayırıklık mesafesi ile bitişik ve ayırık durum hız profilleri arasında farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Örneğin boyutsuz ayırıklık ($d/D = 0,12$) olduğunda engelden sonra duvara yakın bölgede halka akışı benzeri ikinci bir parabolik hız profili oluşmakta, geri dönüş hızları engeli takip ederek boru eksenine doğru kaymaktadır. Bu eğilim artan Reynolds sayısı ile daha belirgin hale gelmektedir. Prandtl sayısının hız dağılımı üzerinde doğrudan bir etkisinin olmadığı görülmektedir.

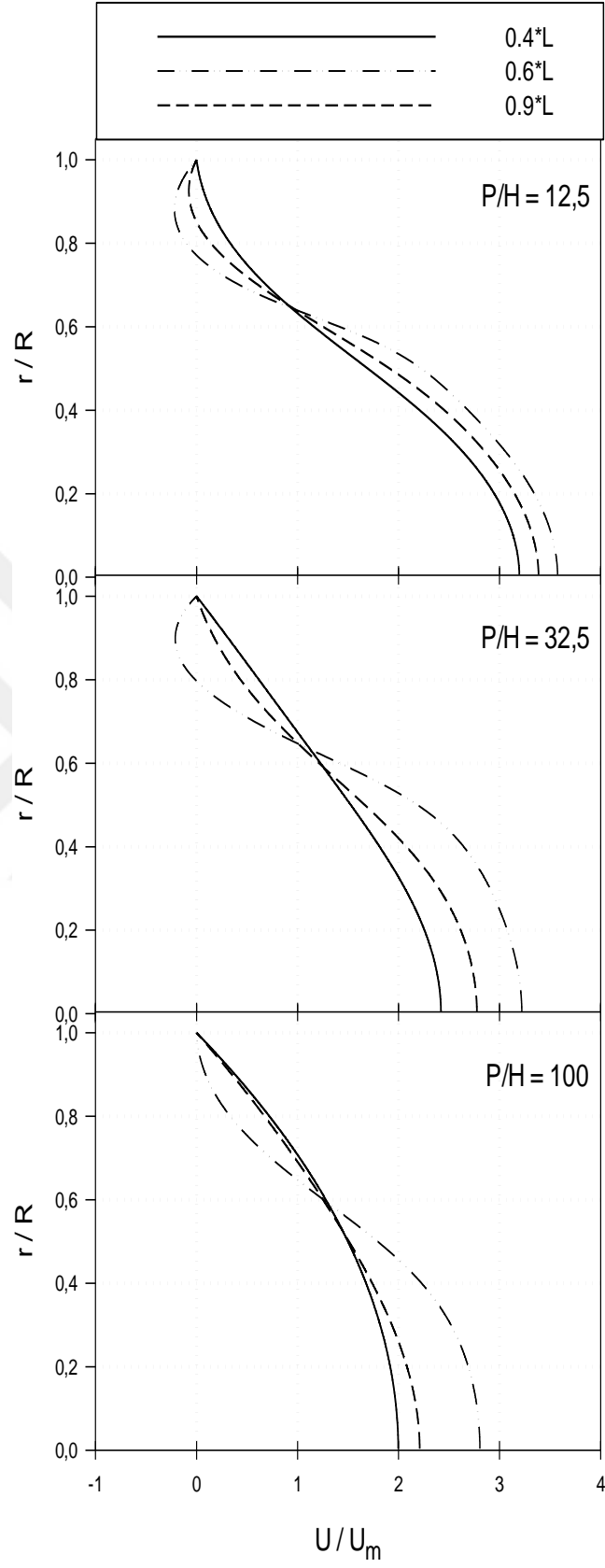
İki düzenlemenin de bir arada sunulduğu grafiklerde yüksek Reynolds sayısının etkisi daha belirgin olarak görülmektedir. Boyutsuz ayırıklık mesafesi $d/D = 0,04$ ve $0,08$ için Reynolds sayısının 200 değerinde engel sonrası istasyondaki hız dağılımı incelendiğinde; bitişik durumda duvara yakın bölgede geri dönüşler, duvardan ayırık durumda ise duvara yakın bölgede ikincil parabolik hız profili, engelin eksen tarafındaki

ucu etrafında ise geri dönüşler görülmektedir. Bu şekilde duvara yakın bölgede ikincil parabolik hız dağılımını engelin ucundaki geri dönüş hızları $d/D = 0,12$ ayrıklık mesafesinde daha belirgin olarak görmekteyiz (Şekil 66). Bu durum Şekil 32 ve Şekil 34 yerel Nusselt sayısı değişimleri ile birlikte irdelendiğinde engelden sonraki parabolik hız oluşumunun ısı transferini iyileştirme üzerindeki etkisini kanıtlar.

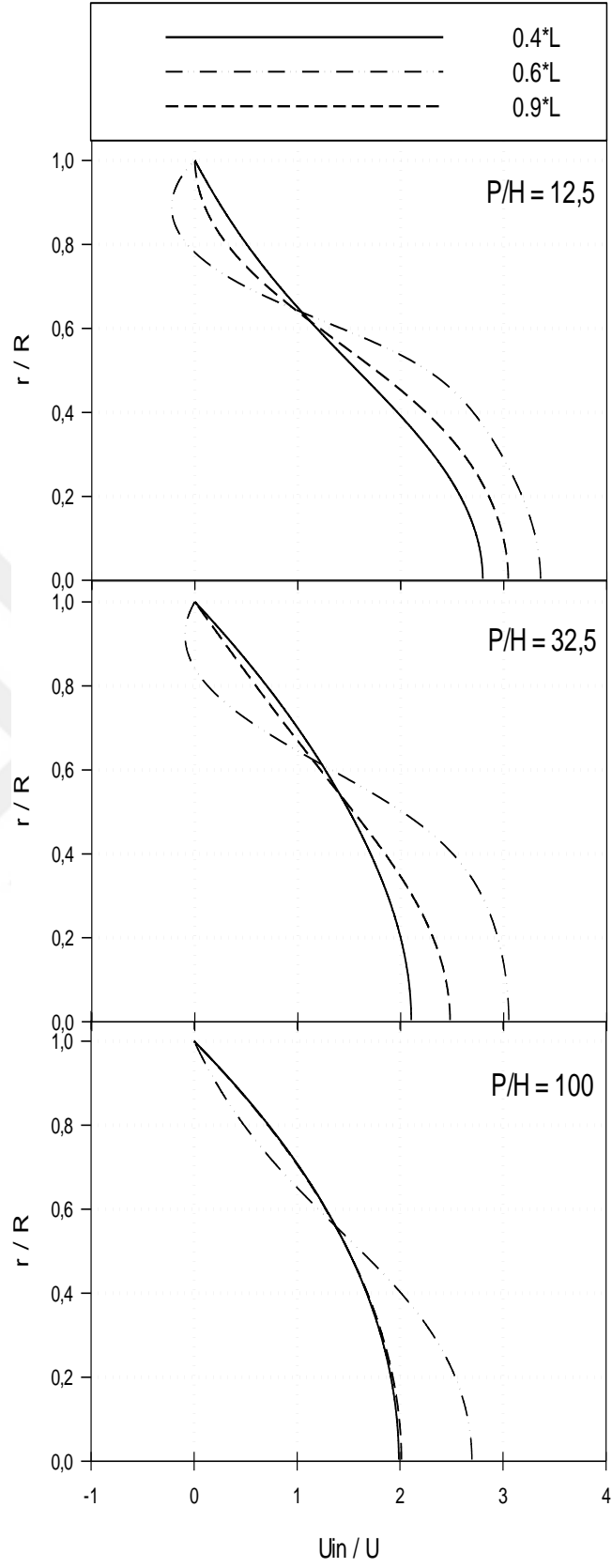




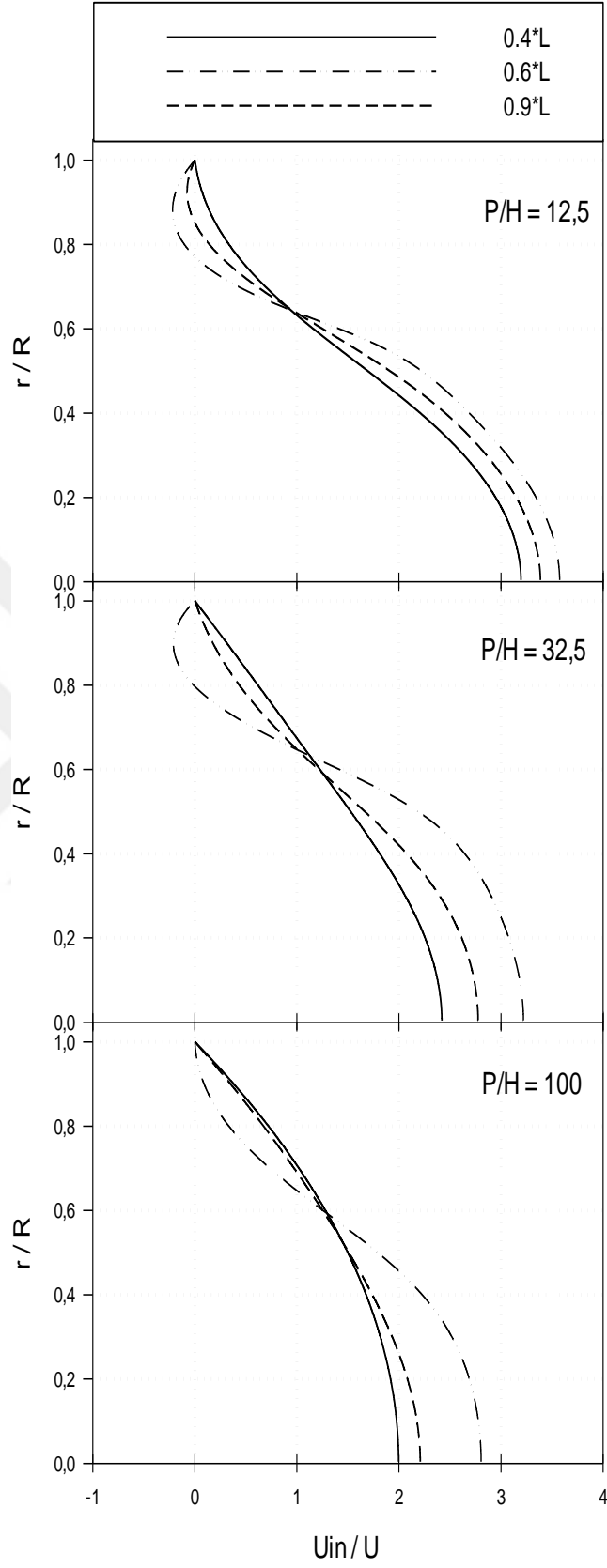
Şekil 39. Bitişik durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 100$, $Pr = 50$)



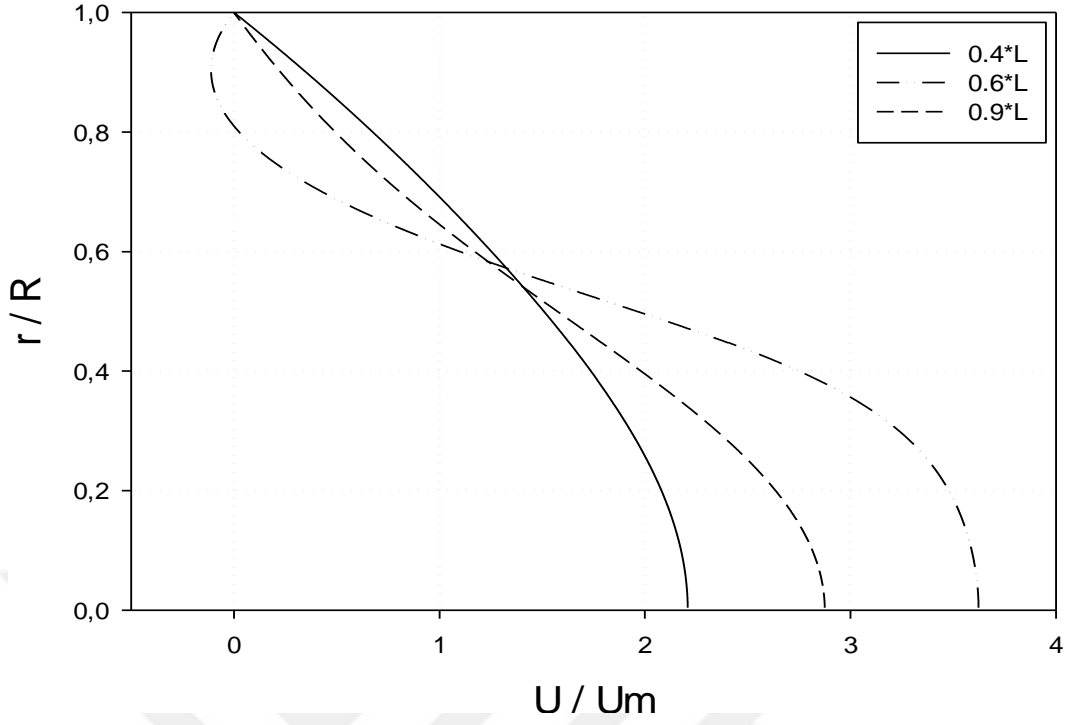
Şekil 40. Bitişik durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 200$, $Pr = 50$)



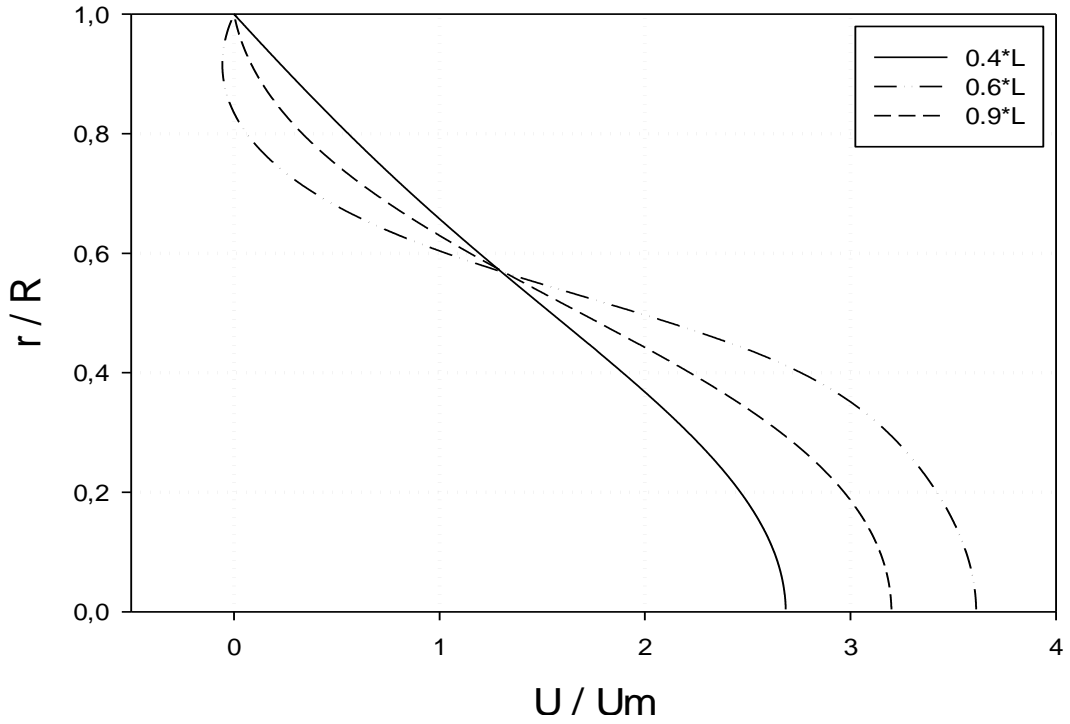
Şekil 41. Bitişik durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 100$, $Pr = 100$)



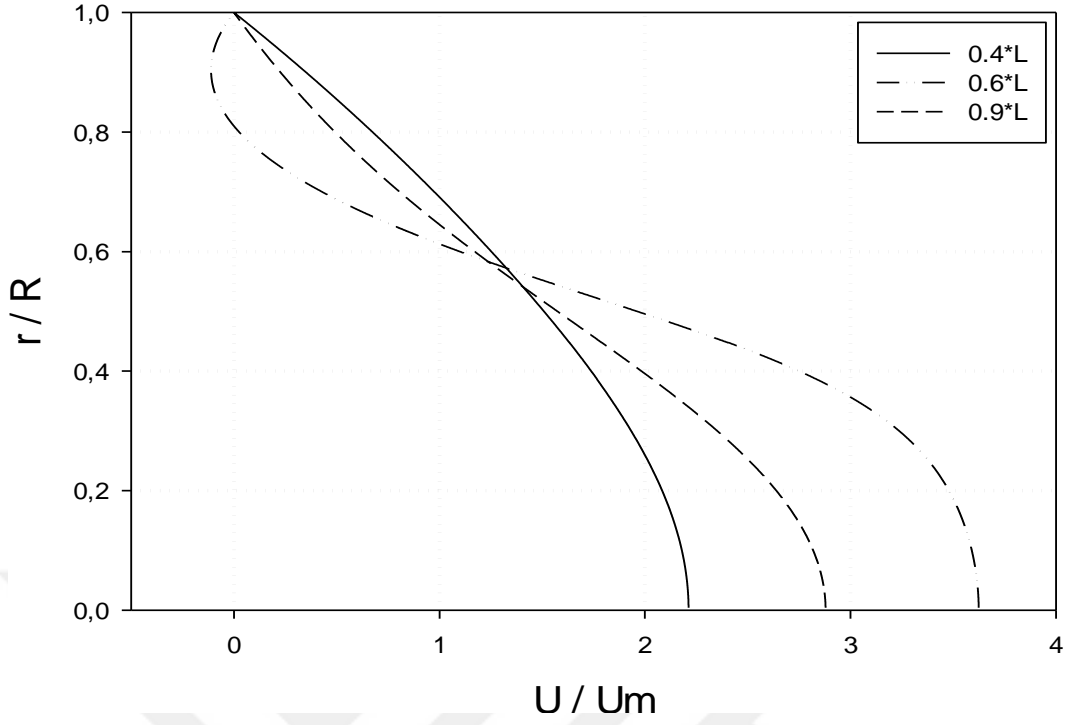
Şekil 42. Bitişik durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 200$, $Pr = 100$)



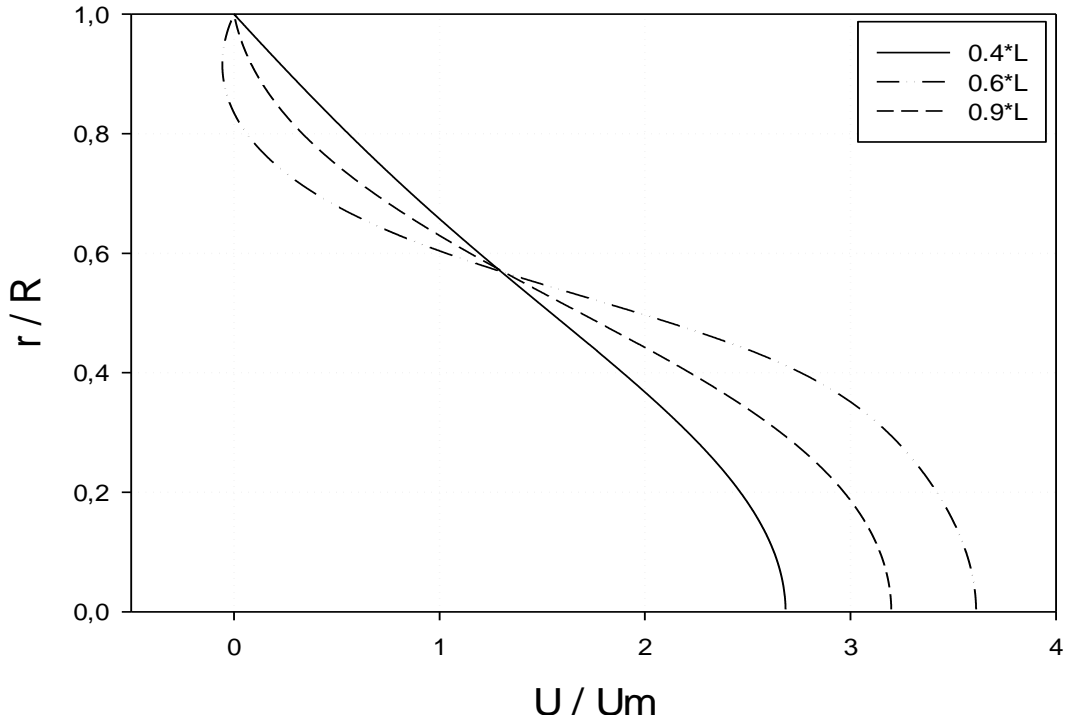
Şekil 43. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 100$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,04$)



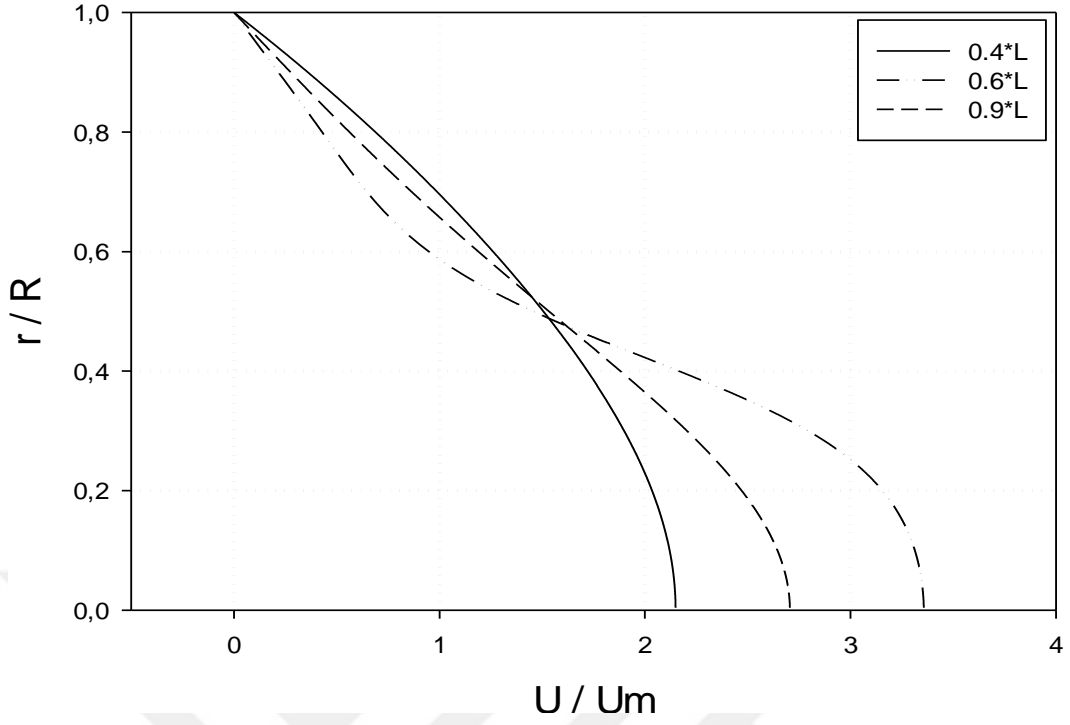
Şekil 44. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 200$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,04$)



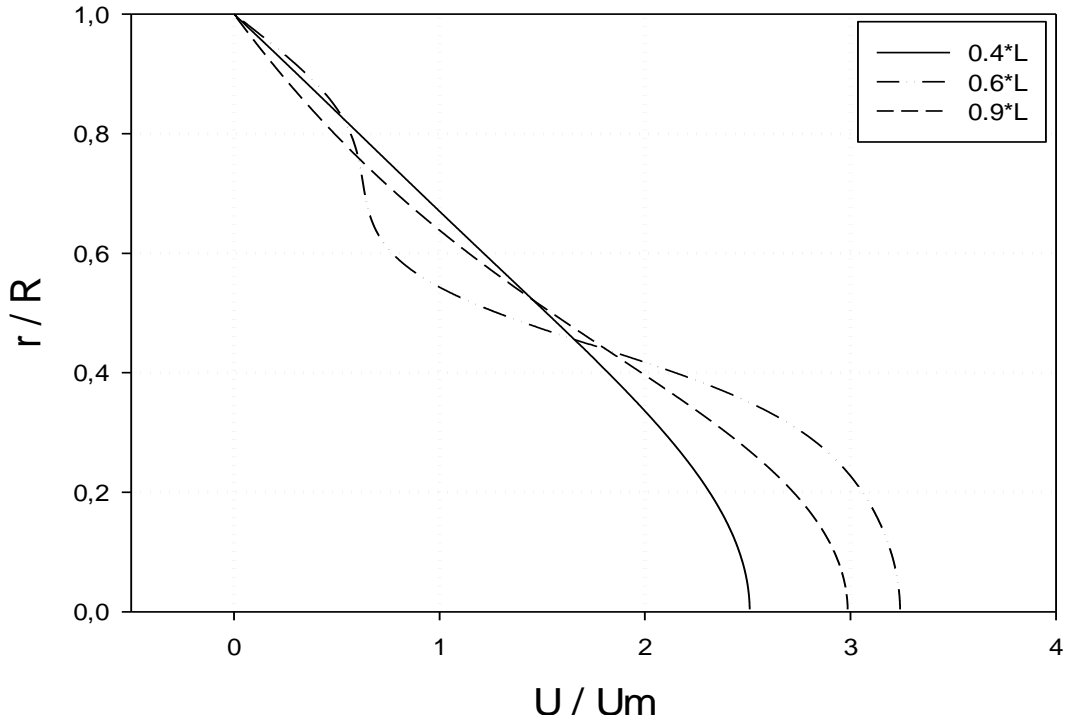
Şekil 45. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 100$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,04$)



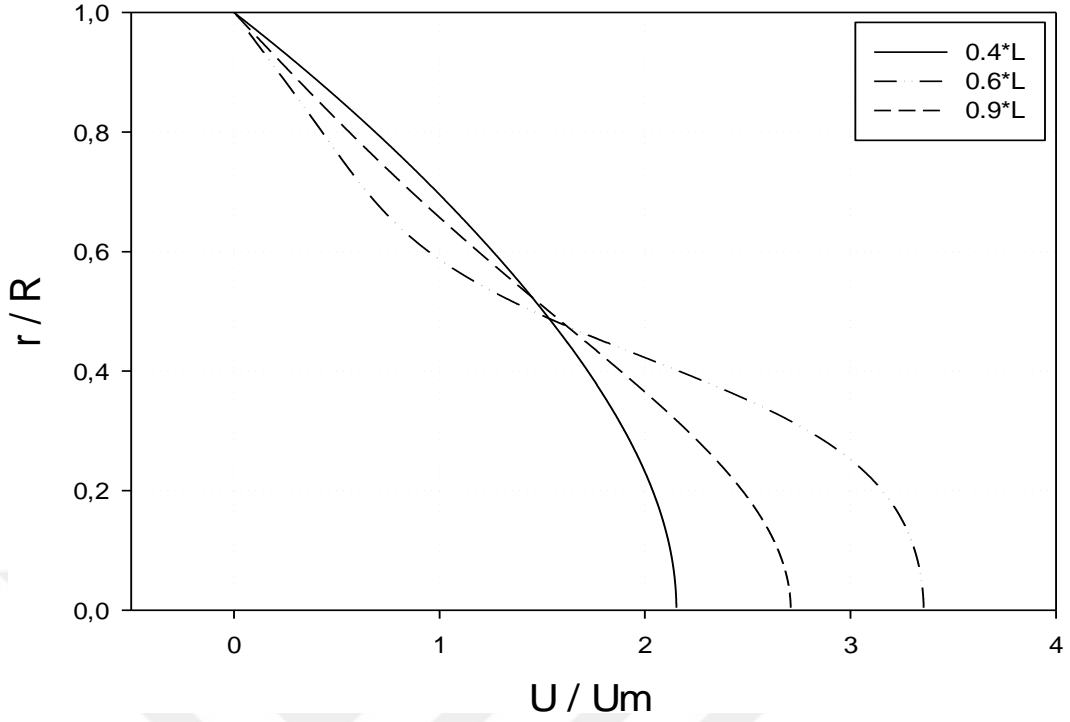
Şekil 46. Ayrık durumda aksenal hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 200$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,04$)



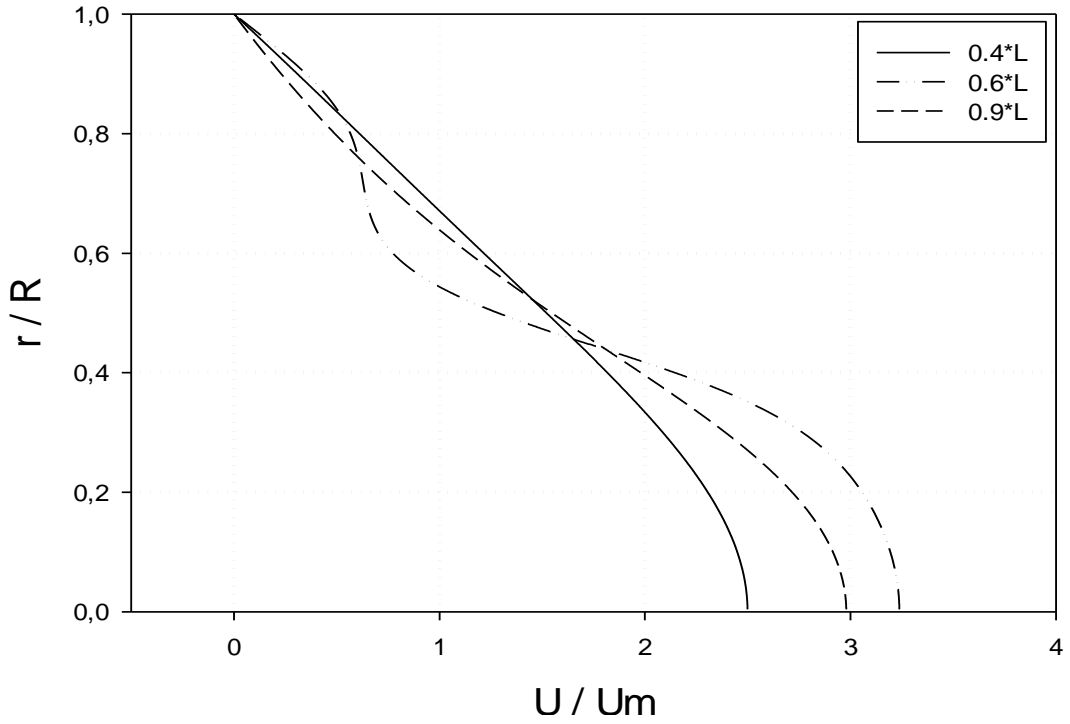
Şekil 47. Ayrık durumda eksenel hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 100$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,08$)



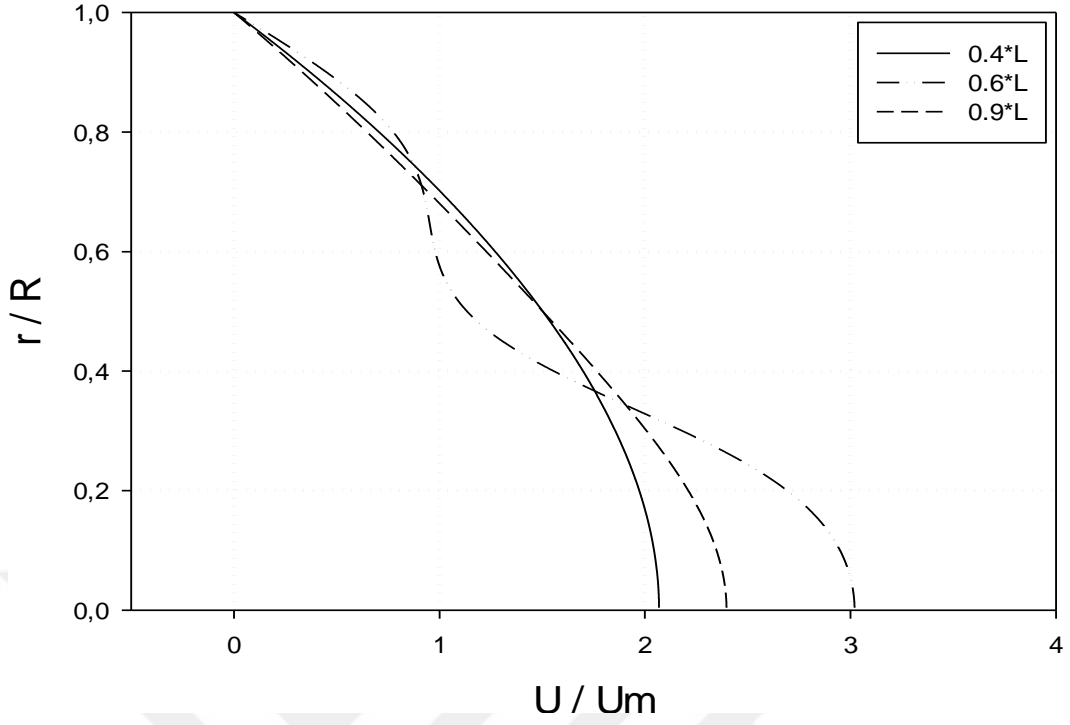
Şekil 48. Ayrık durumda eksenel hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 200$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,08$)



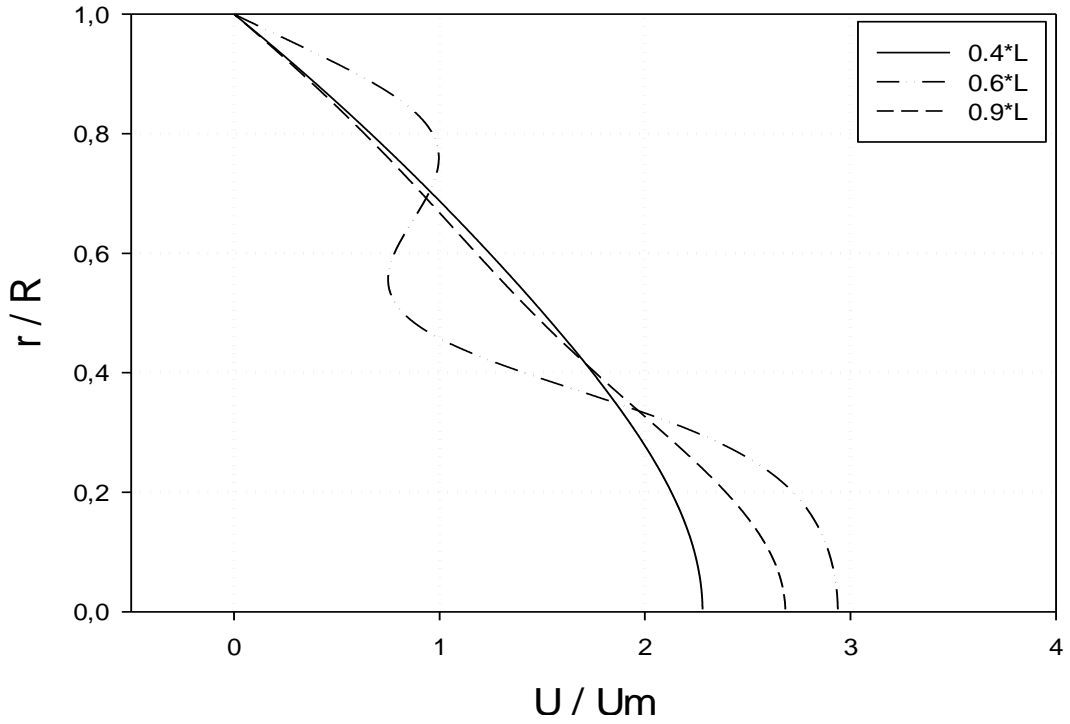
Şekil 49. Ayrık durumda eksenel hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 100$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,08$)



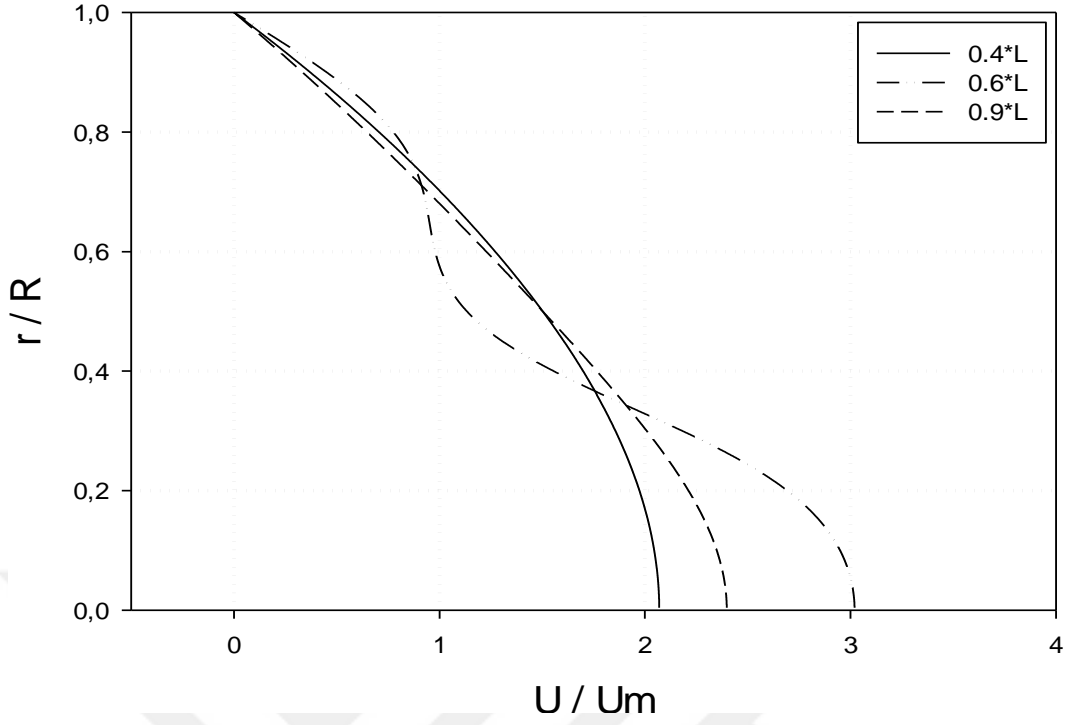
Şekil 50. Ayrık durumda eksenel hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 200$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,08$)



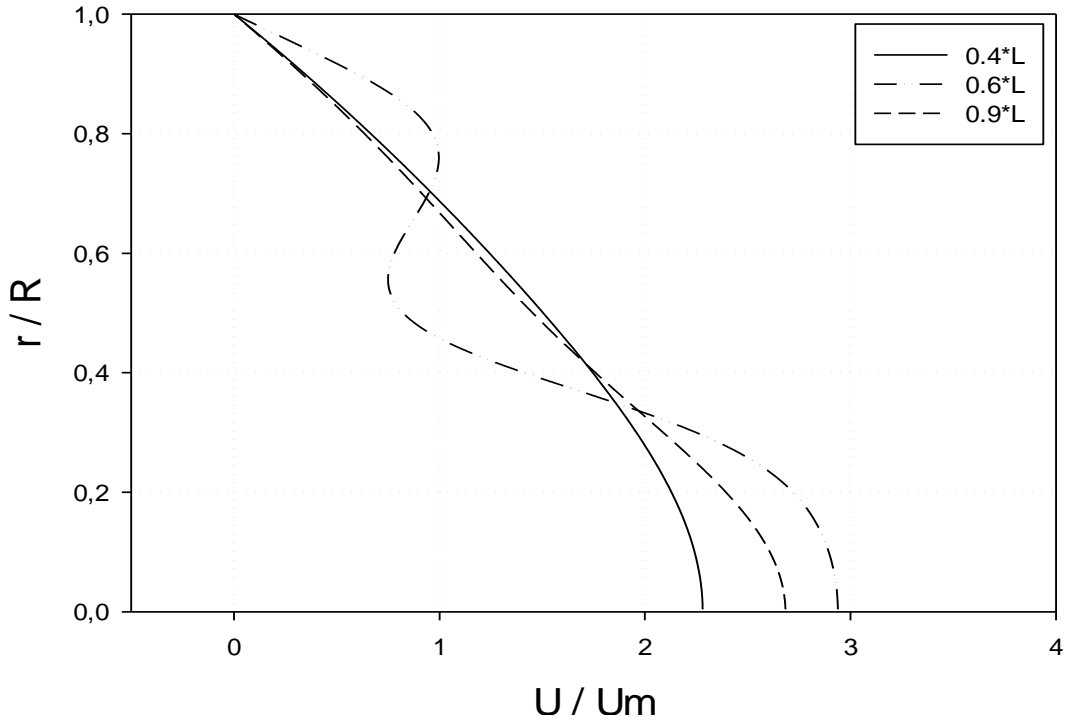
Şekil 51. Ayrık durumda eksenel hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 100$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,12$)



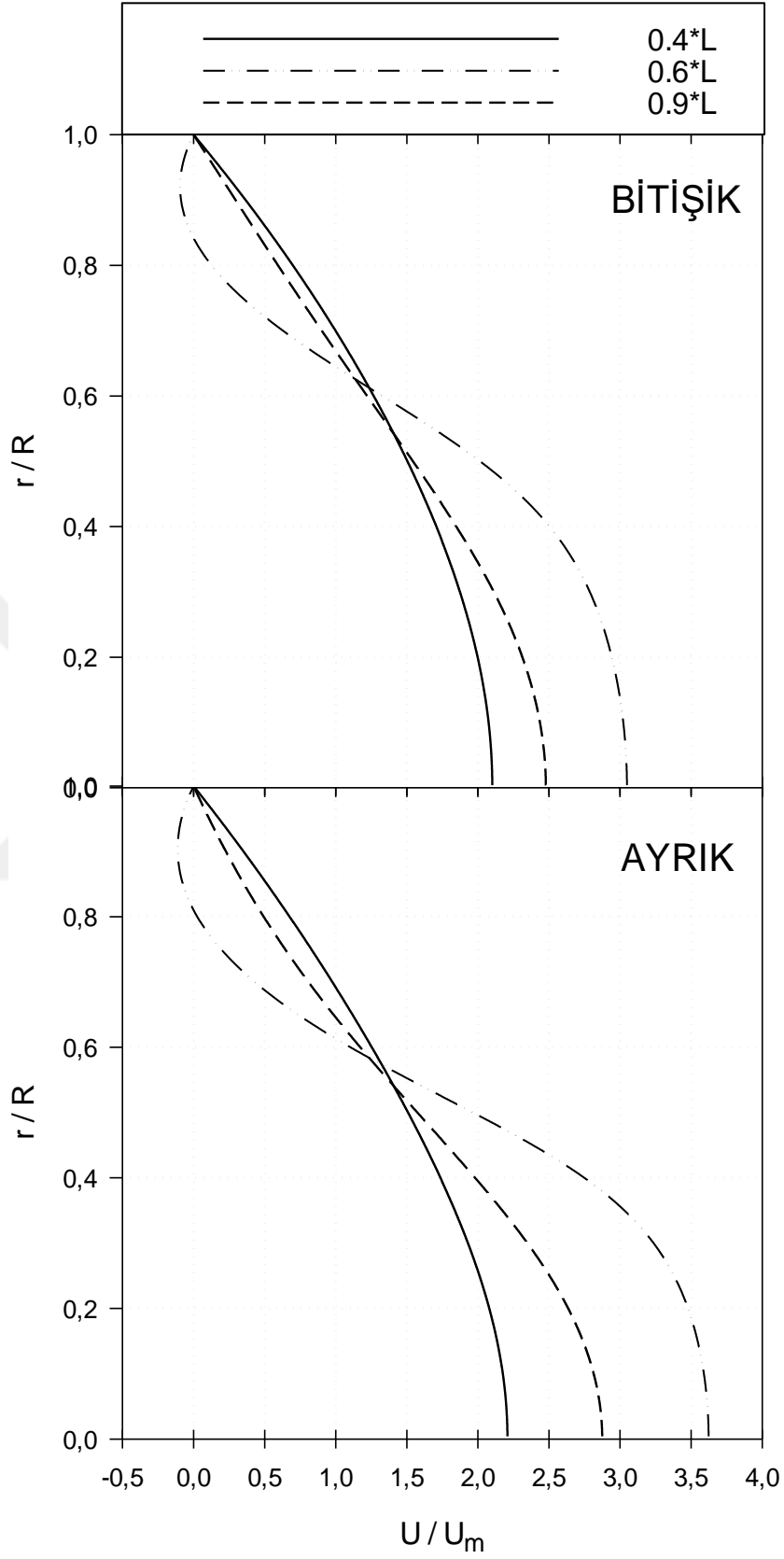
Şekil 52. Ayrık durumda eksenel hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 200$, $Pr = 50$ ve $d/D = 0,12$)



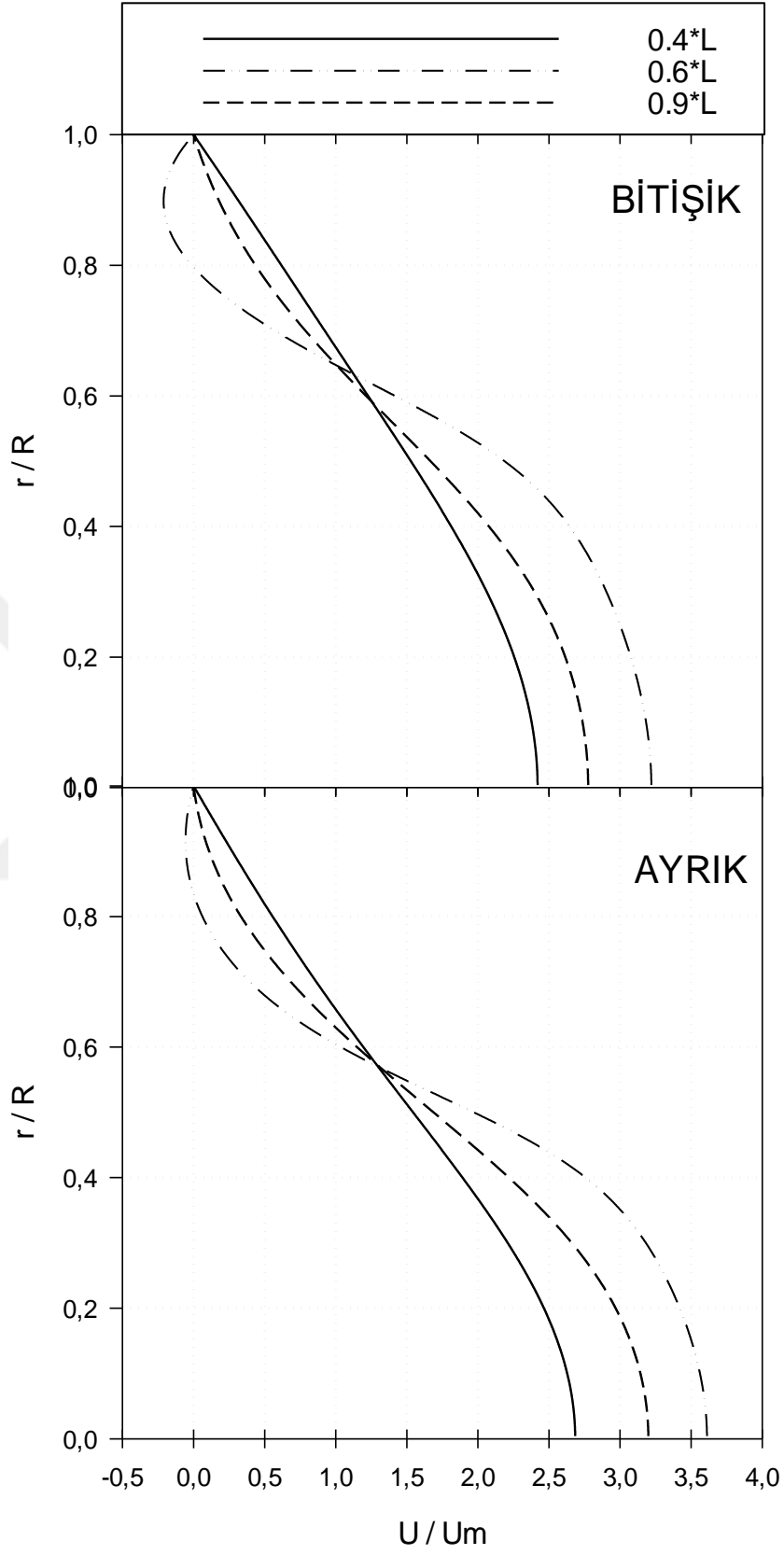
Şekil 53. Ayrık durumda eksenel hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 100$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,12$)



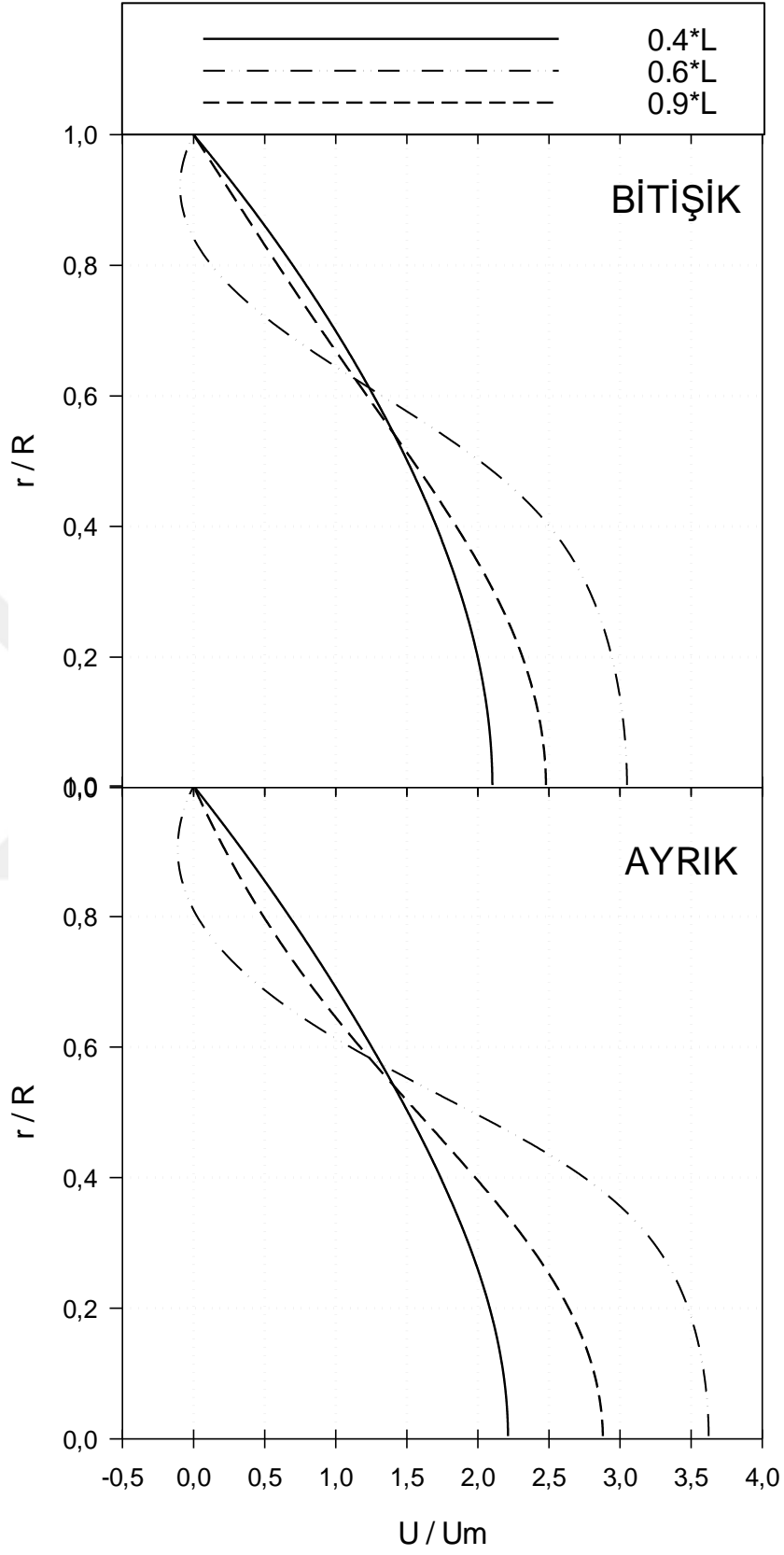
Şekil 54. Ayrık durumda eksenel hızın üç ayrı konumdaki dağılımı
($Re = 200$, $Pr = 100$ ve $d/D = 0,12$)



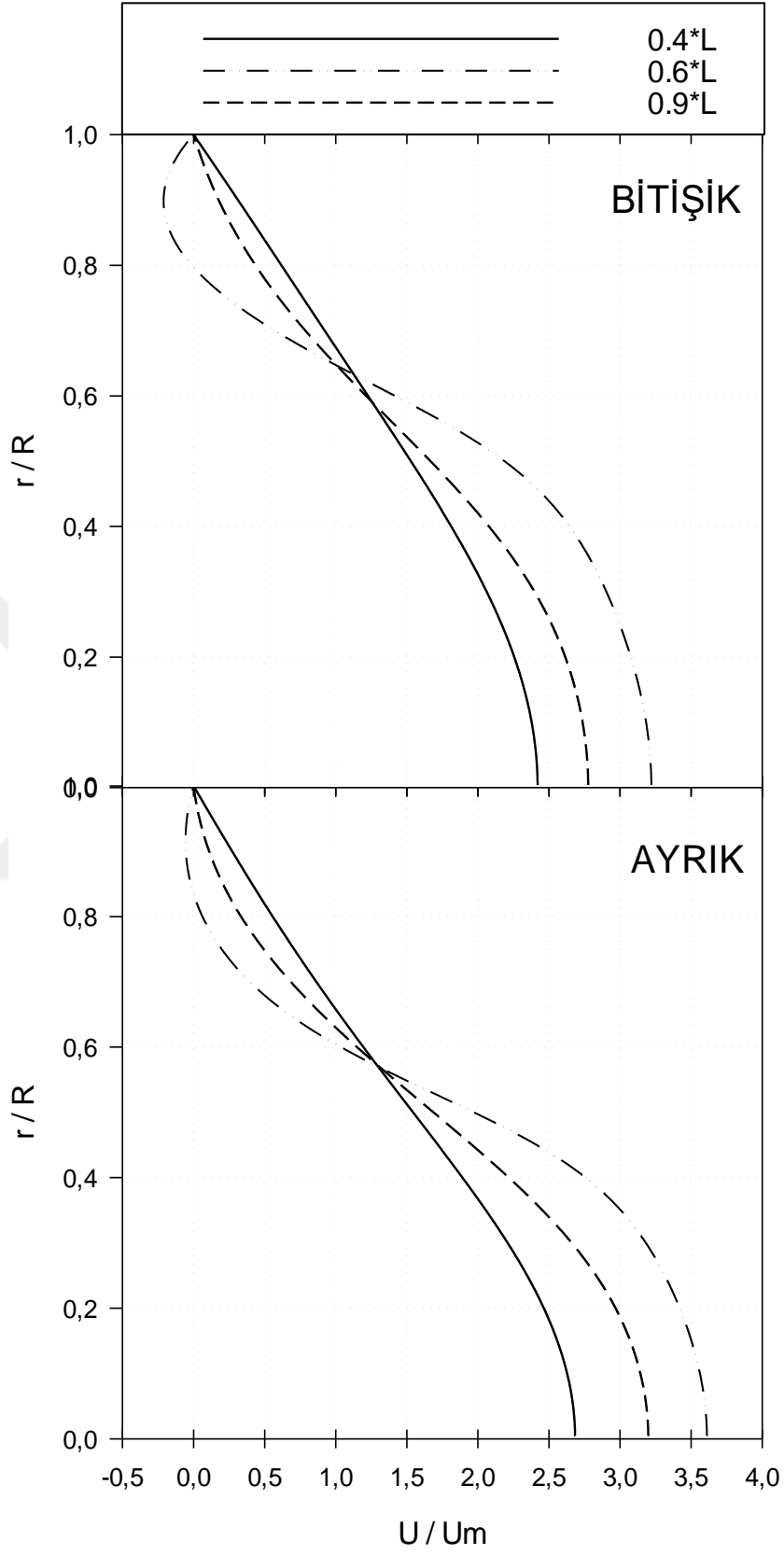
Şekil 55. Bitişik ve ayrik durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)



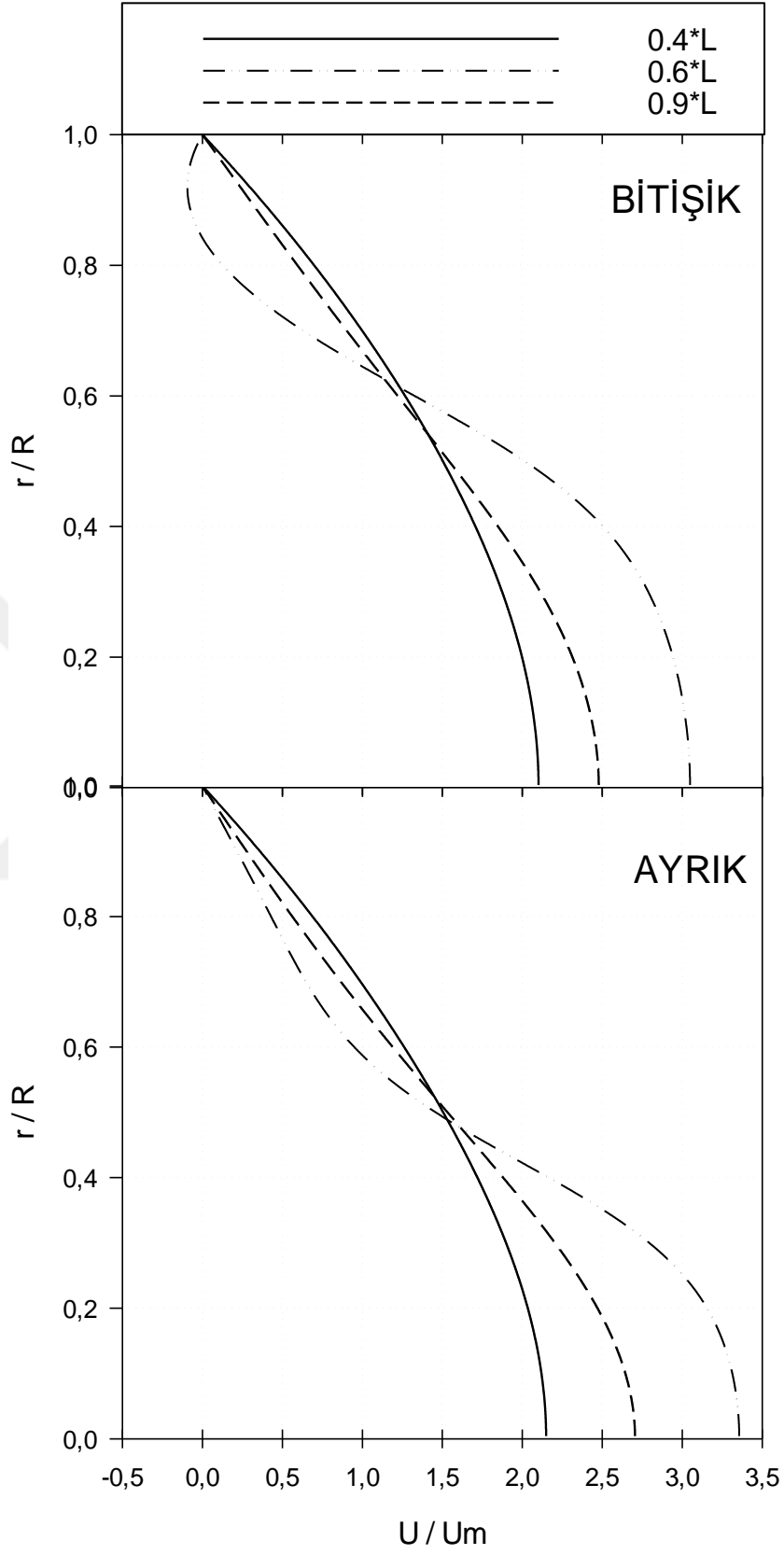
Şekil 56. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)



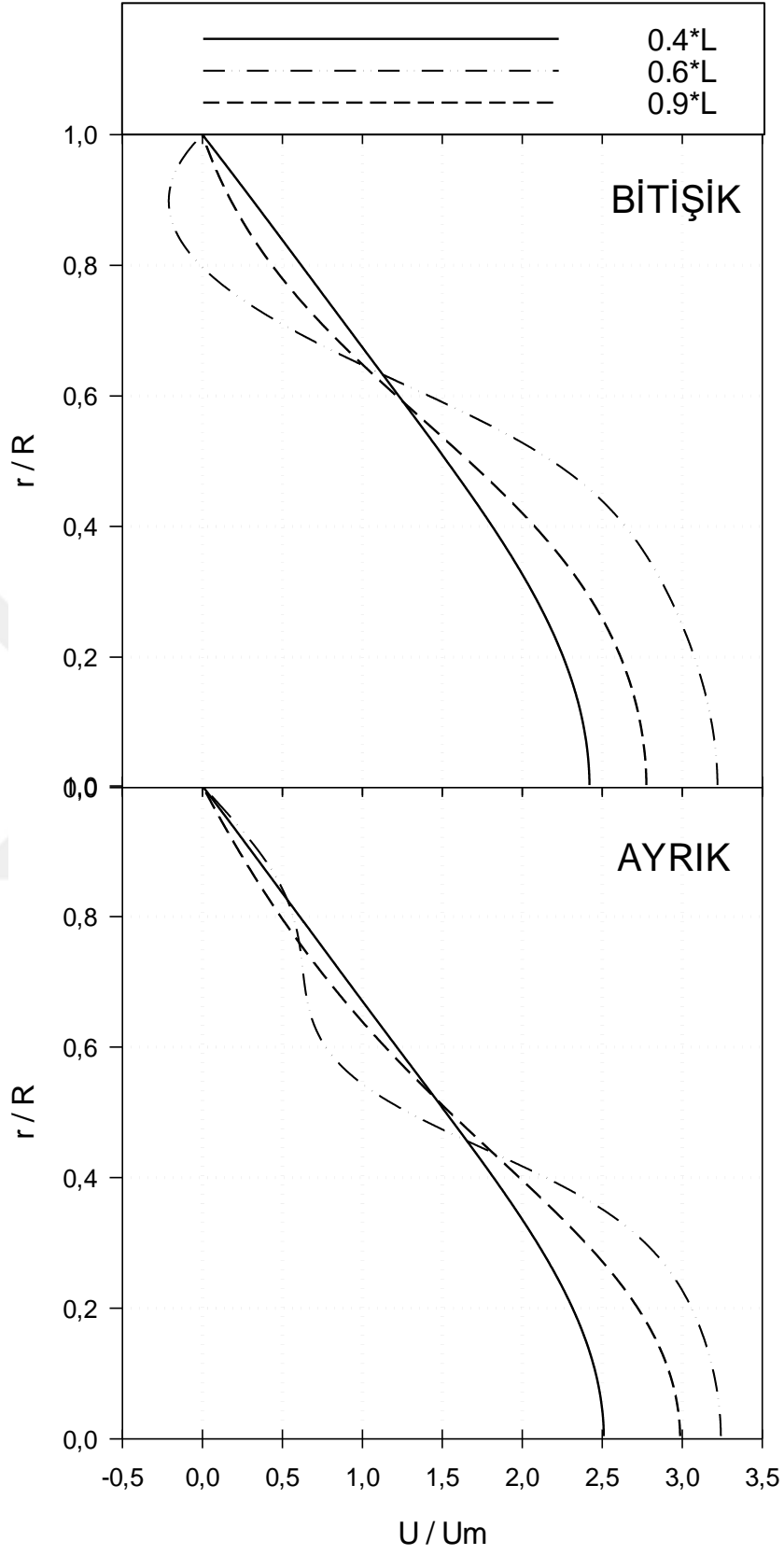
Şekil 57. Bitişik ve ayrik durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)



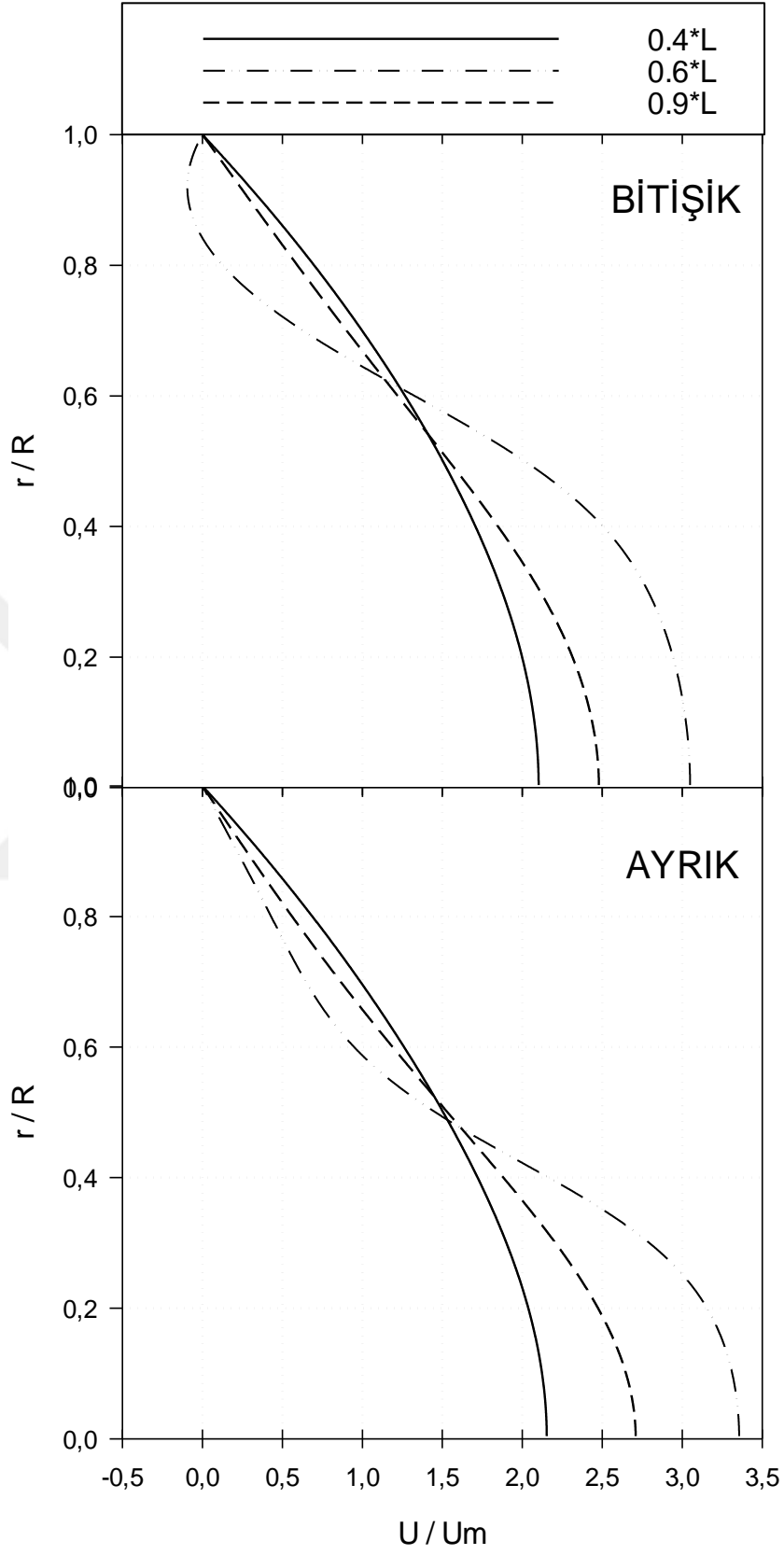
Şekil 58. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)



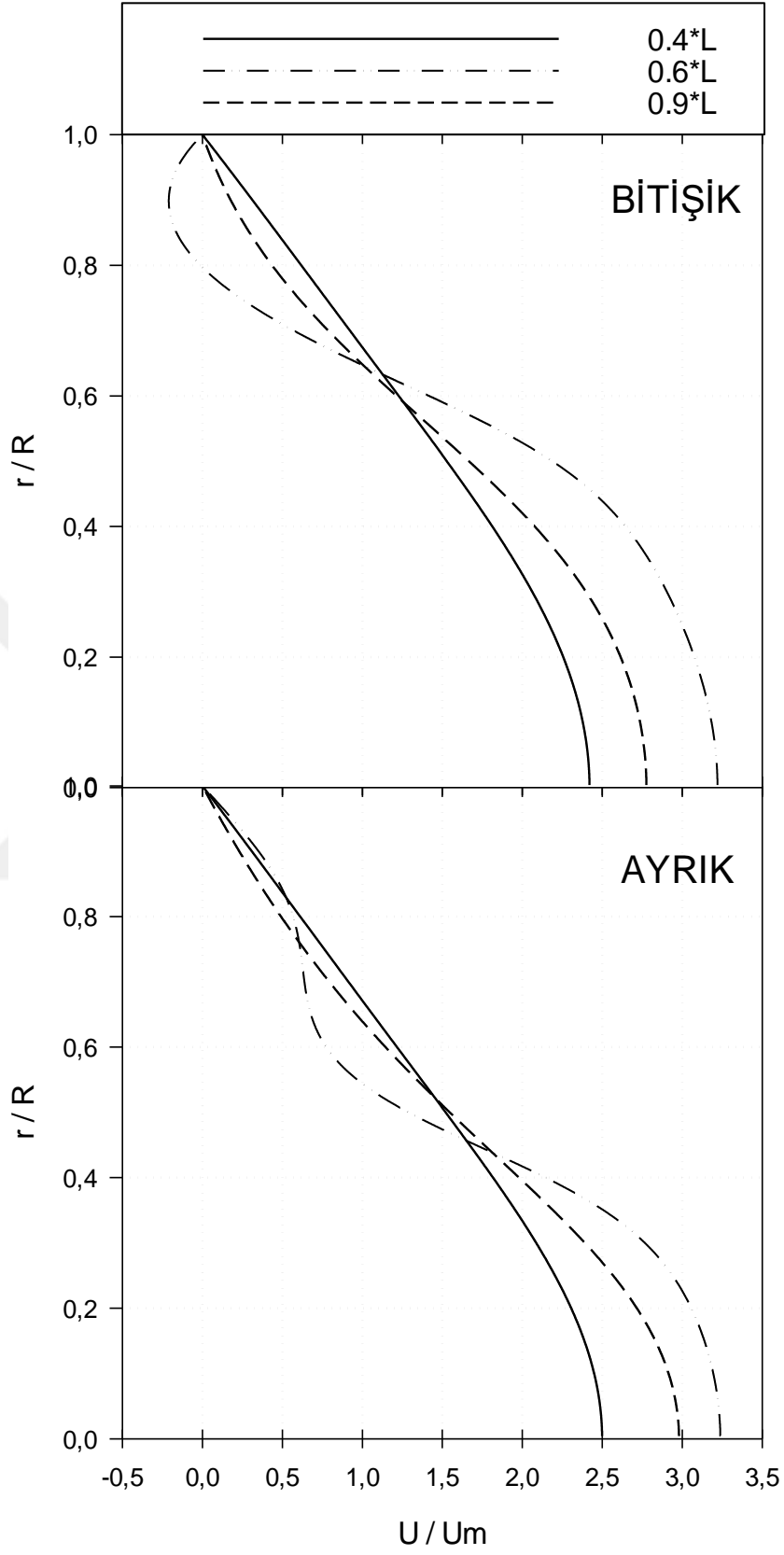
Şekil 59. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



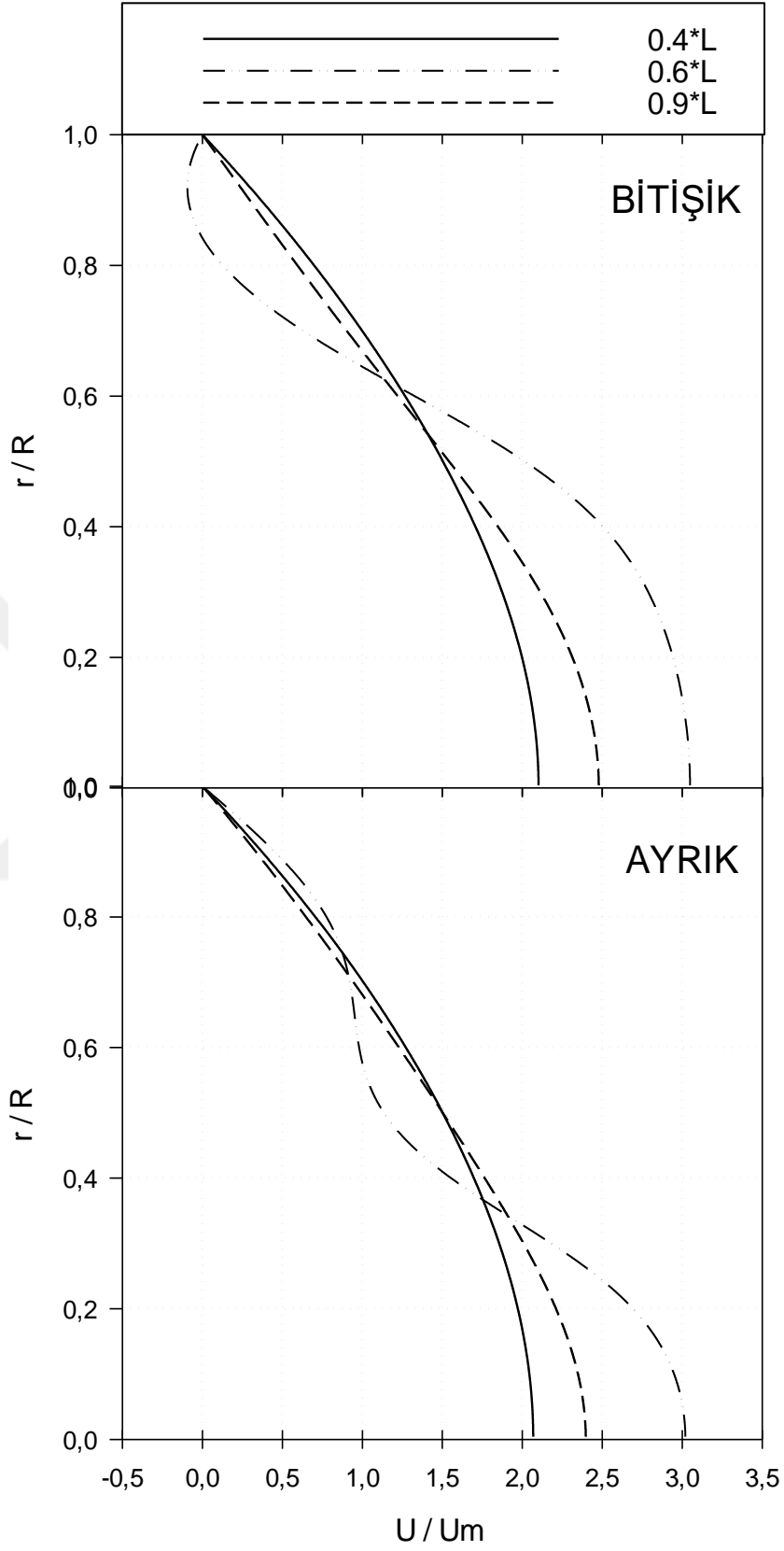
Şekil 60. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



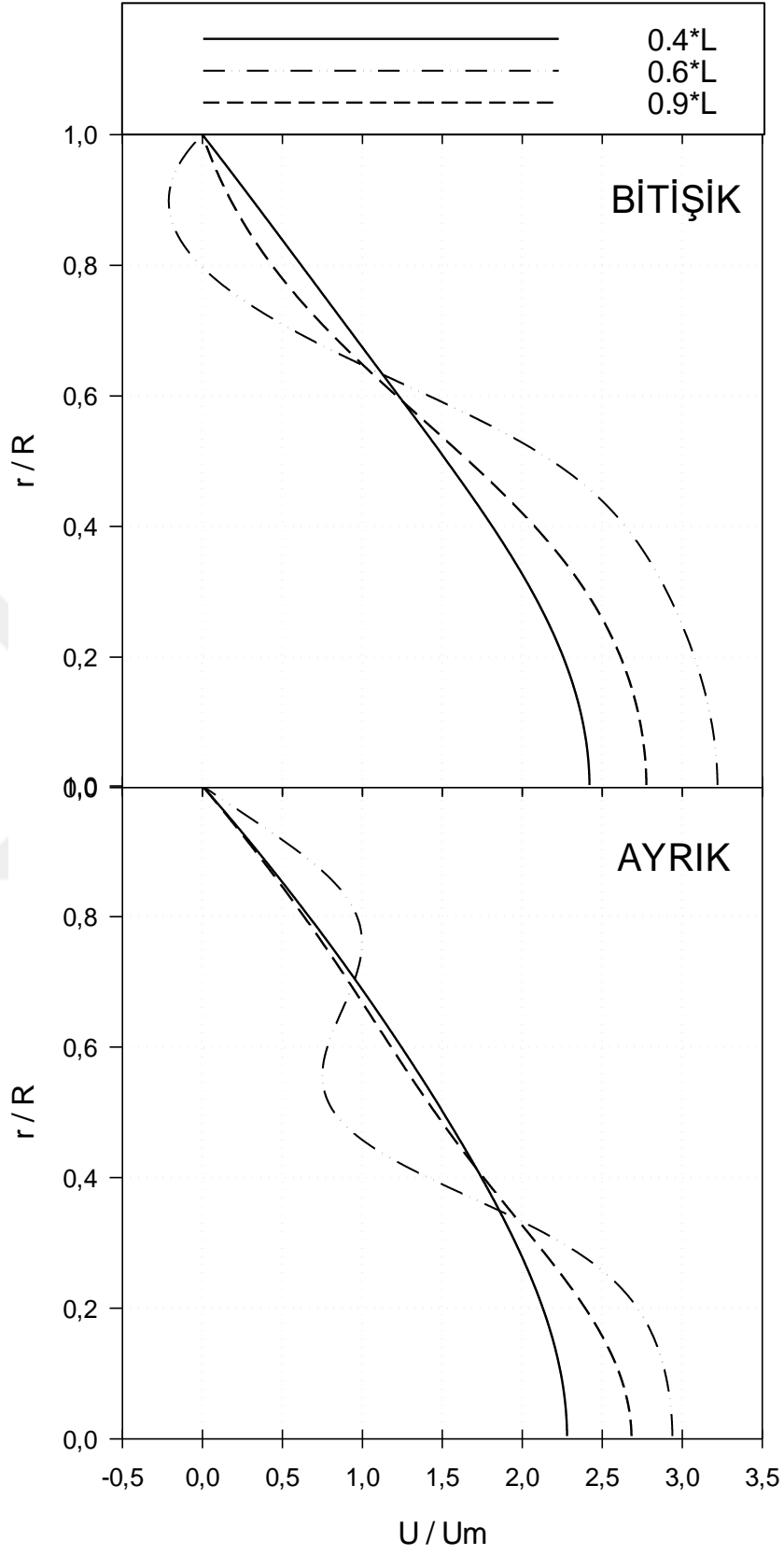
Şekil 61. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



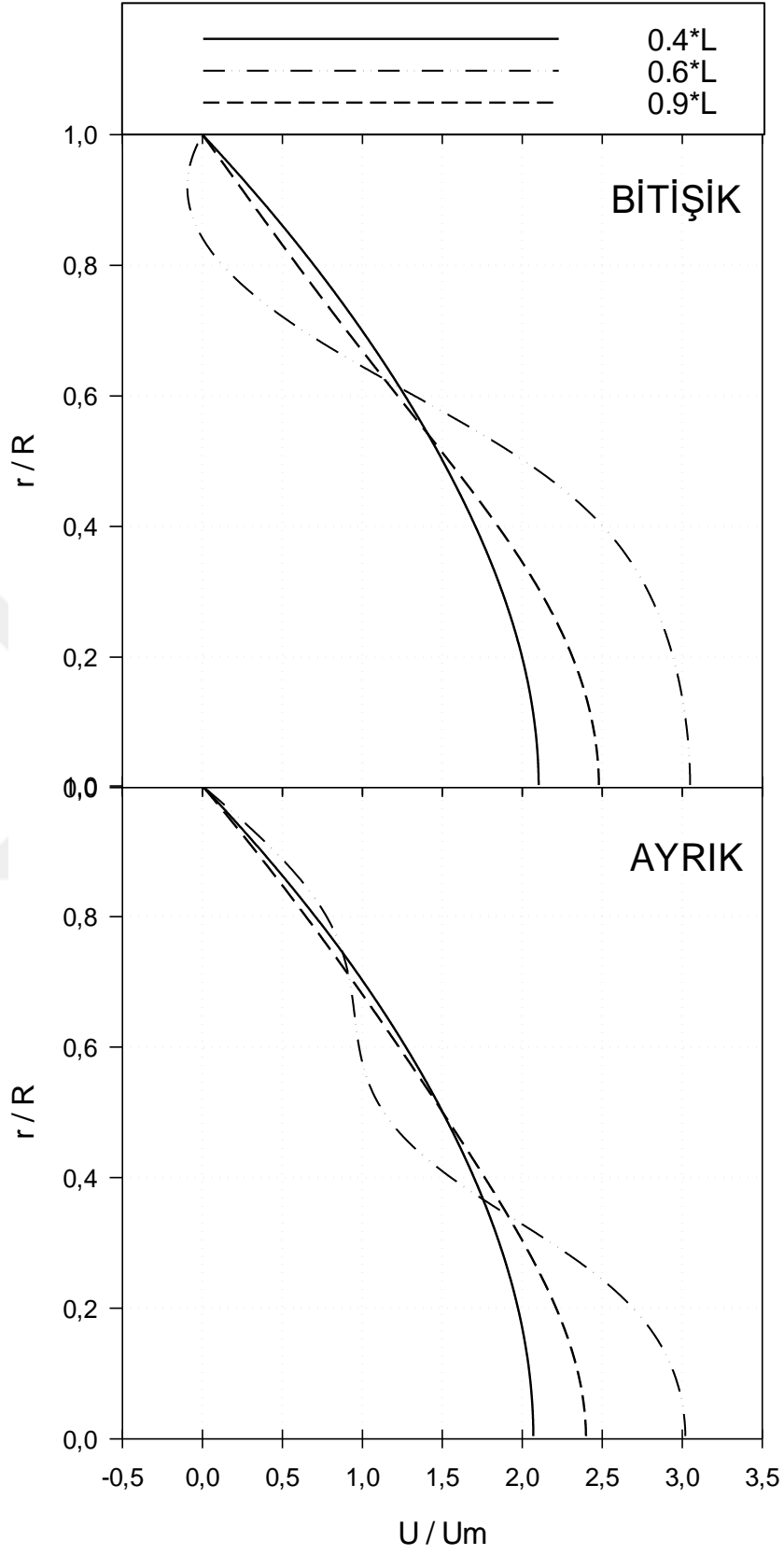
Şekil 62. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



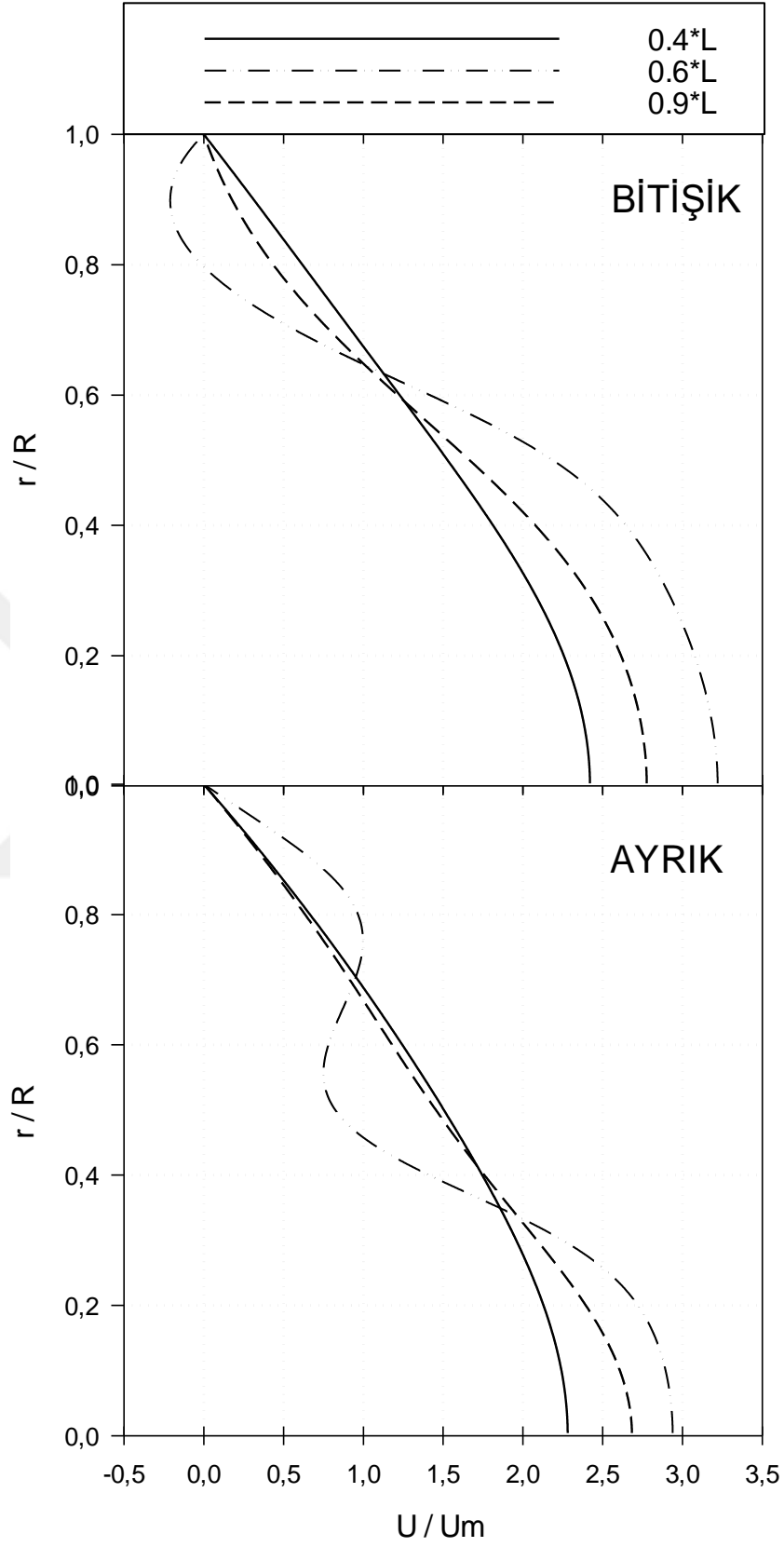
Şekil 63. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)



Şekil 64. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)



Şekil 65. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)

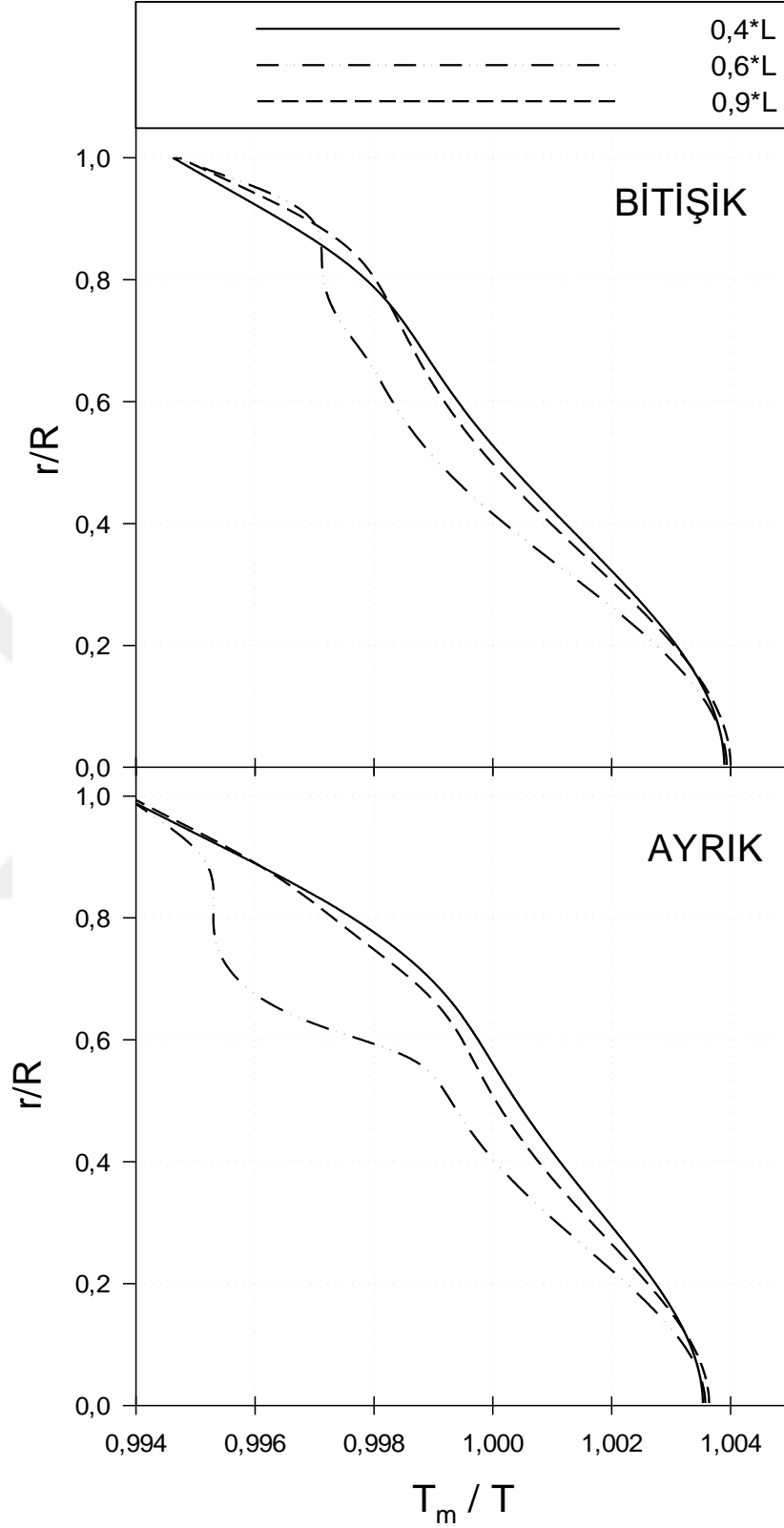


Şekil 66. Bitişik ve ayırık durumlar için hız dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)

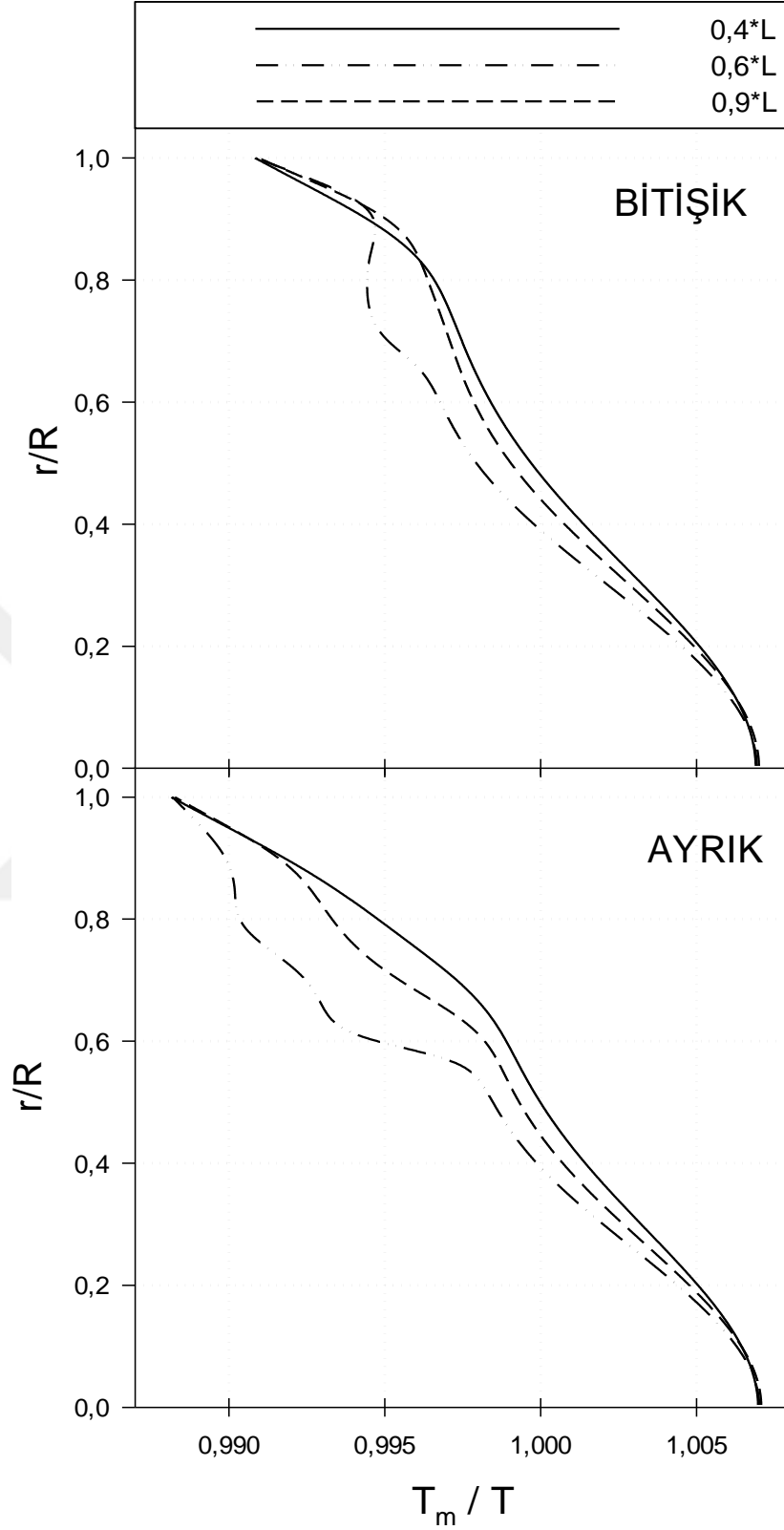
3.5. Yerel Ortalama Sıcaklık Dağılım Bulgularının İrdelenmesi

Yerel ortalama sıcaklık dağılımları bitişik ve ayırık durumlar için bir arada olmak üzere boyutsuz parametre $d/D = 0,04$ için Şekil 67 - Şekil 70'de; $d/D = 0,08$ için Şekil 71 - Şekil 74'de; $d/D = 0,12$ için Şekil 75 - Şekil 78'de sunulmuştur.

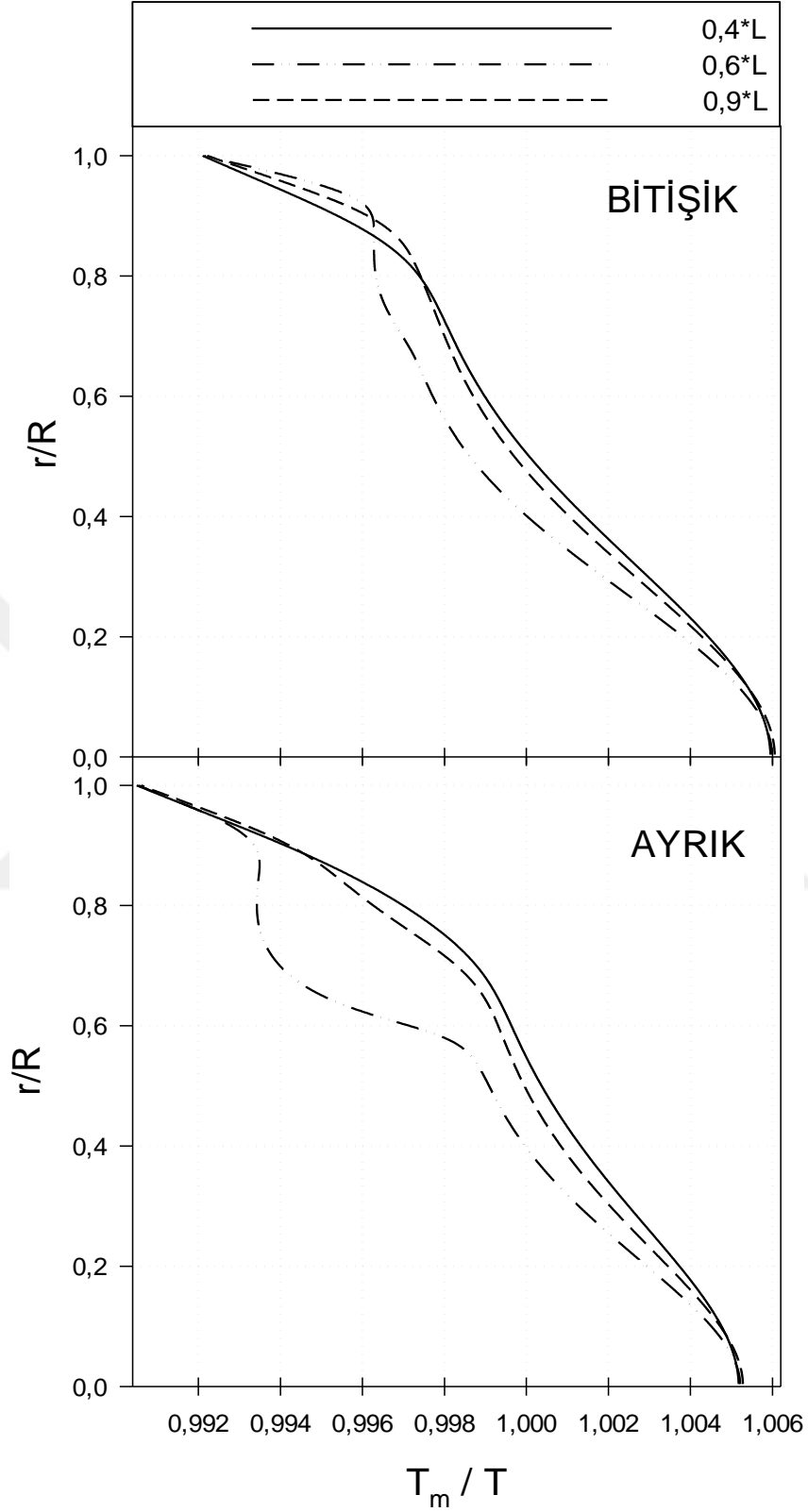
Bitişik durum için duvara yakın bölgede en yüksek sıcaklık gradyanı engelden sonraki istasyonda meydana gelmektedir. Ayırık durumda duvara yakın bölgedeki sıcaklık gradyanı d/D parametresine bağlı olarak farklılıklar göstermektedir. Örneğin $d/D = 0,04$ için duvar yakınında engelden önceki sıcaklık gradyanı engelden sonraki gradyandan daha yüksektir. Diğer taraftan, $d/D = 0,12$ de daha belirgin olmak üzere $d/D = 0,04$ ve $d/D = 0,12$ durumları için engelden sonraki sıcaklık gradyanı engelden önceki eğimden daha yüksek olmaktadır. Yani d/D parametresi büyüdükçe bitişik engeldeki sıcaklık dağılımına yakın eğilim göstermektedir. Duvar yakınında sıcaklık gradyanının artması yerel Nusselt sayısının büyümesi anlamına gelecektir. Ayırık durumlar için sunulan sıcaklık dağılımı grafikleri, ayırık durum için yerel Nusselt sayısının sunulduğu Şekil 23 den Şekil 34'e kadar olan grafiklerle karşılaştırıldığında Nusselt sayısı ile sıcaklık dağılımının birbirleri ile uyumlu olduğu görülür. $d/D = 0,04$ ayırıklık mesafesinde yerel Nusselt sayısı engelin önünde ve engelin arkasında çok küçük değerler almaktadır. (Şekil 23 - Şekil 26) $d/D = 0,08$ ayırıklık mesafesinde Nusselt sayısı engelin arkasında yükselmektedir. (Şekil 27 - Şekil 30) $d/D = 0,12$ ayırıklık mesafesinde ise bu eğilim daha da belirginleşmekte ve engel sonrası yerel Nusselt sayısı davranışı Bitişik duruma yaklaşmaktadır. (Şekil 31 - Şekil 34)



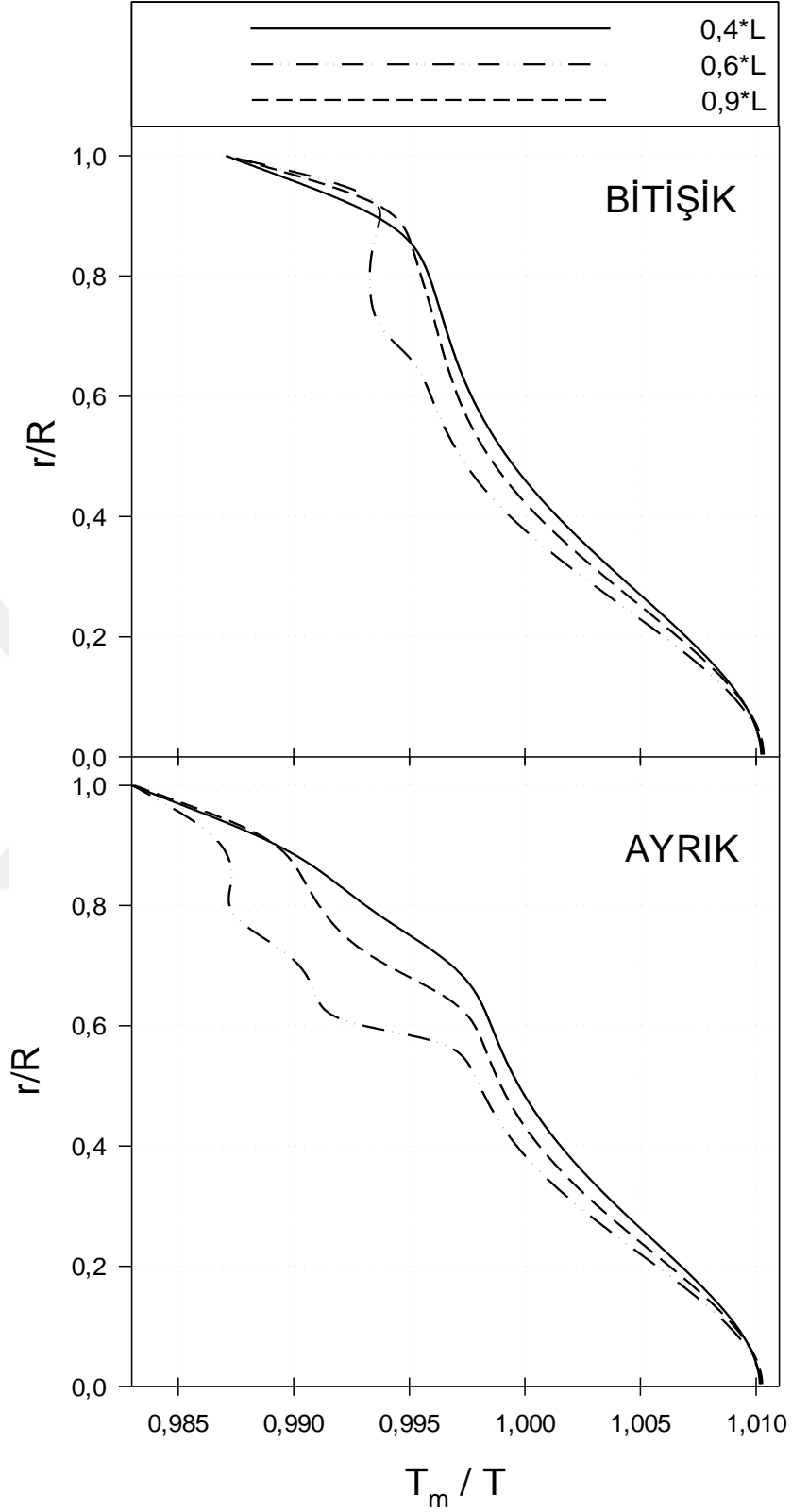
Şekil 67. Bitişik ve ayrik durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)



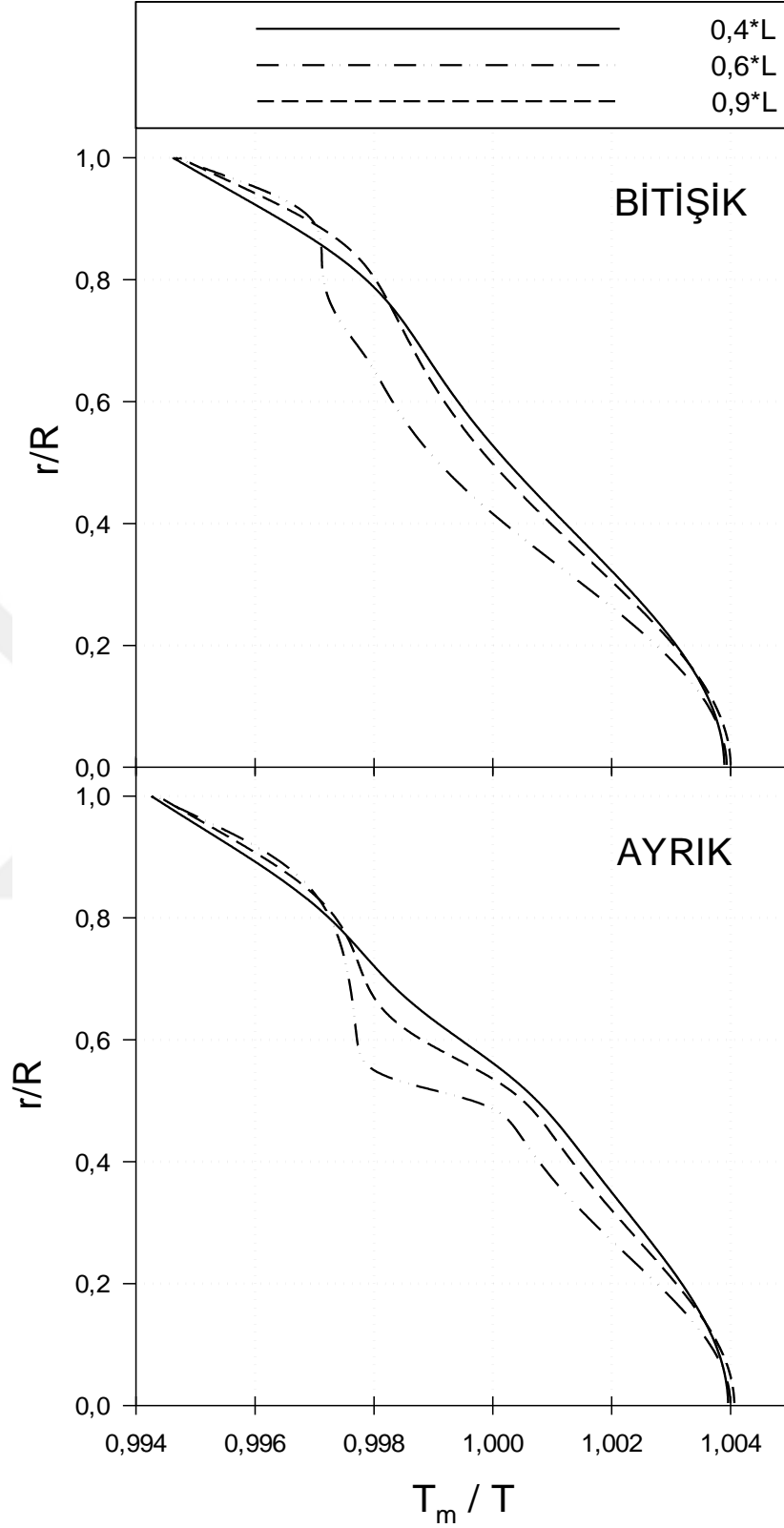
Şekil 68. Bitişik ve ayırık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)



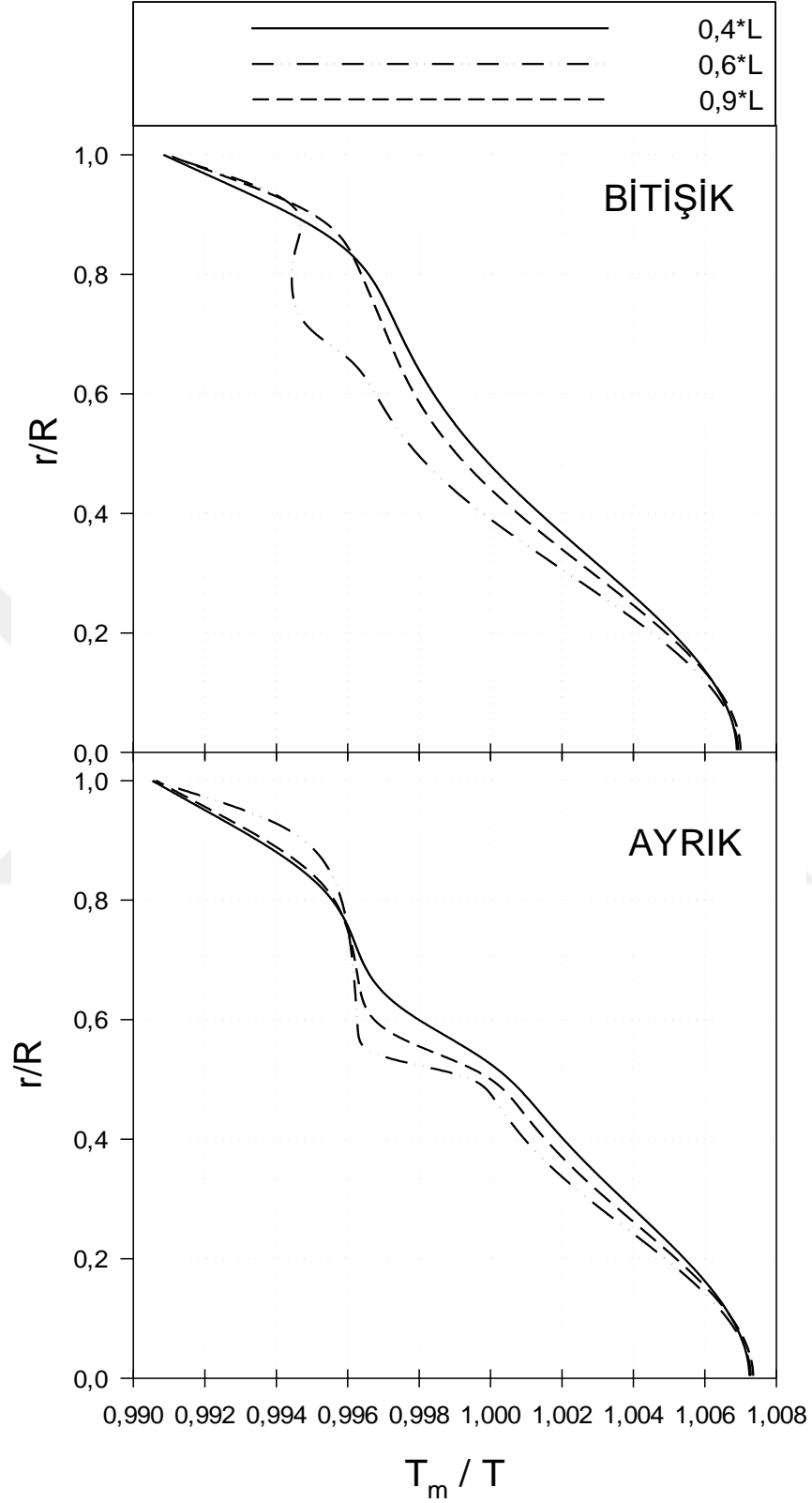
Şekil 69. Bitişik ve ayırık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)



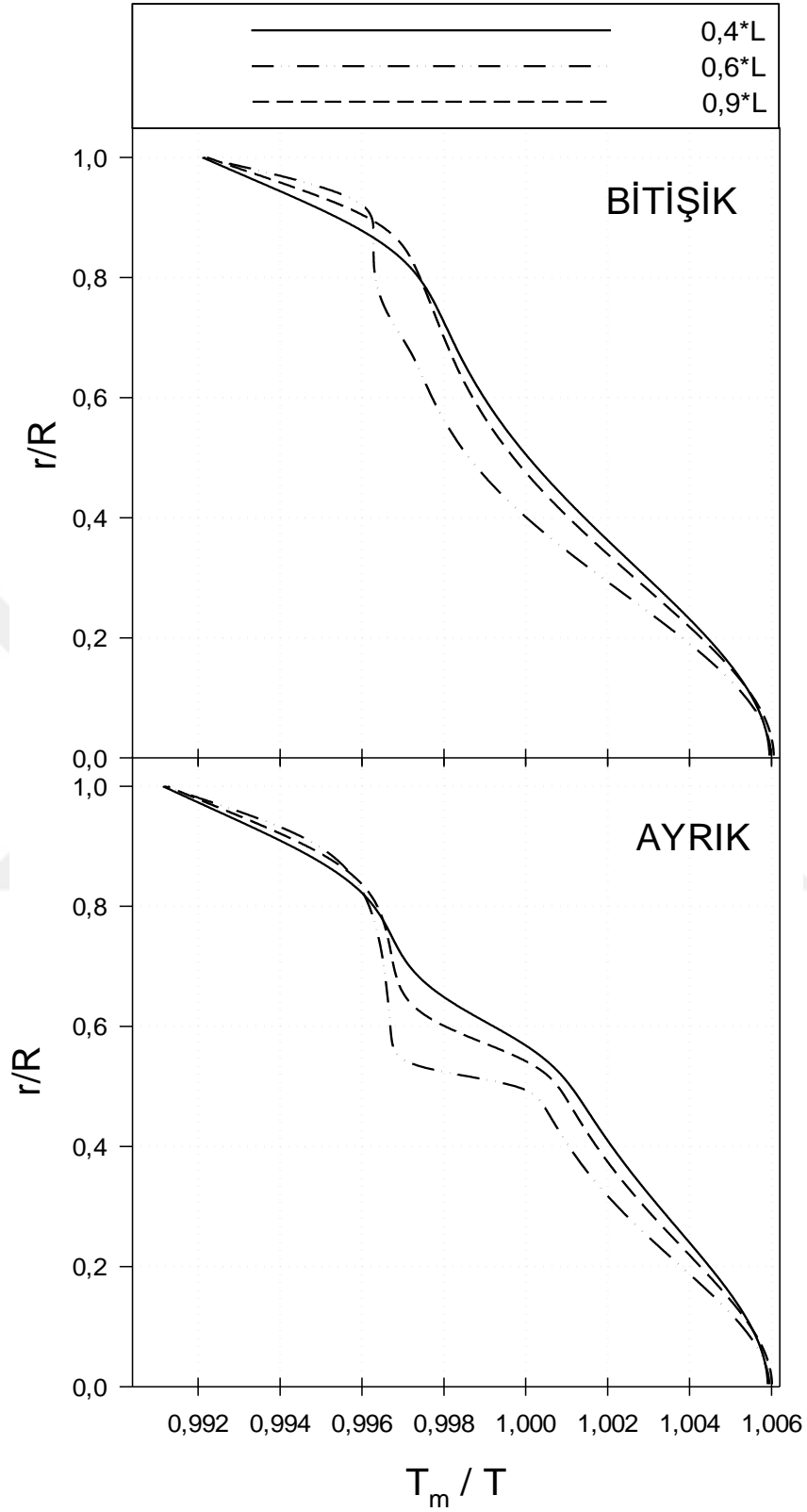
Şekil 70. Bitişik ve ayırık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,04$)



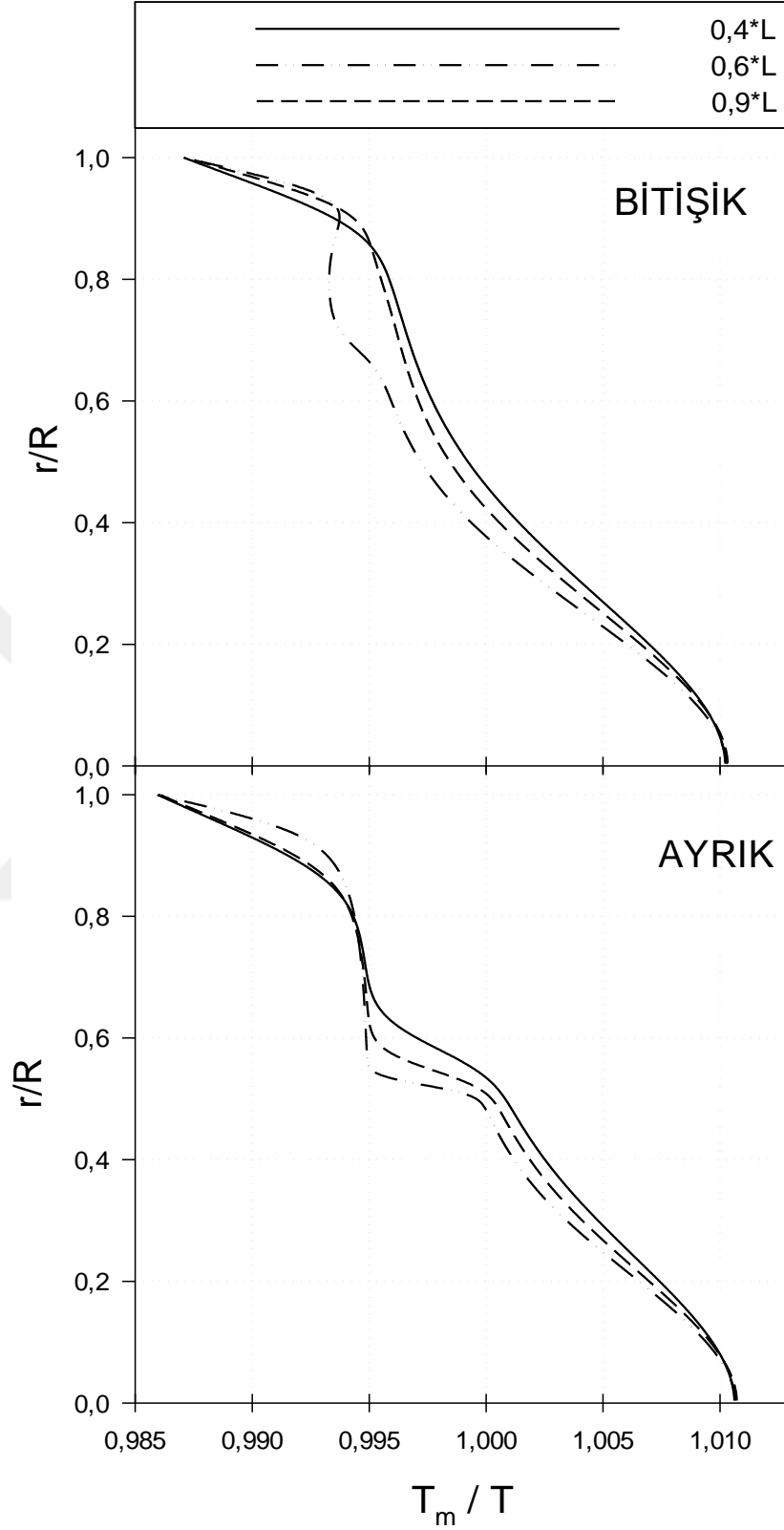
Şekil 71. Bitişik ve ayırık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



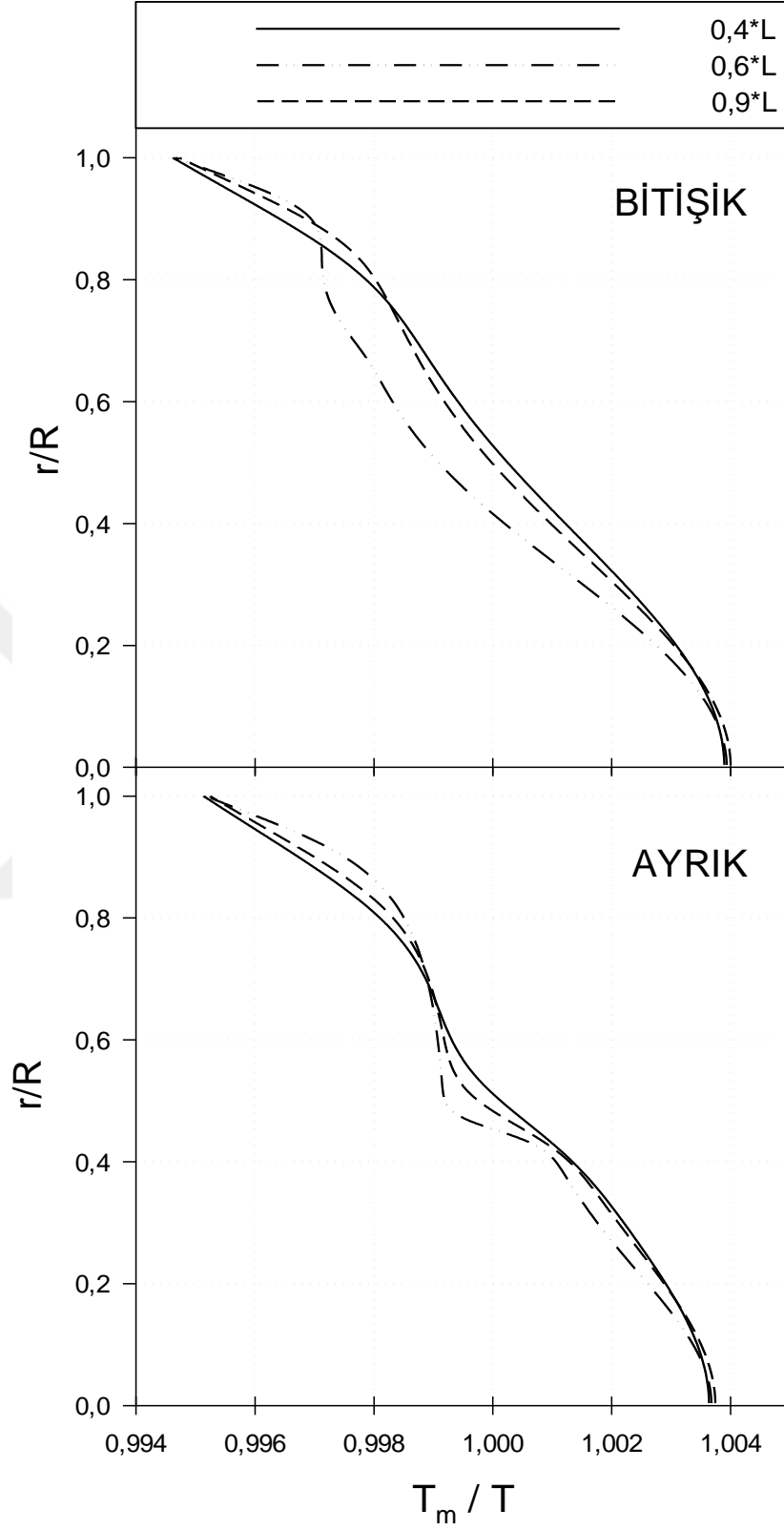
Şekil 72. Bitişik ve ayırık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



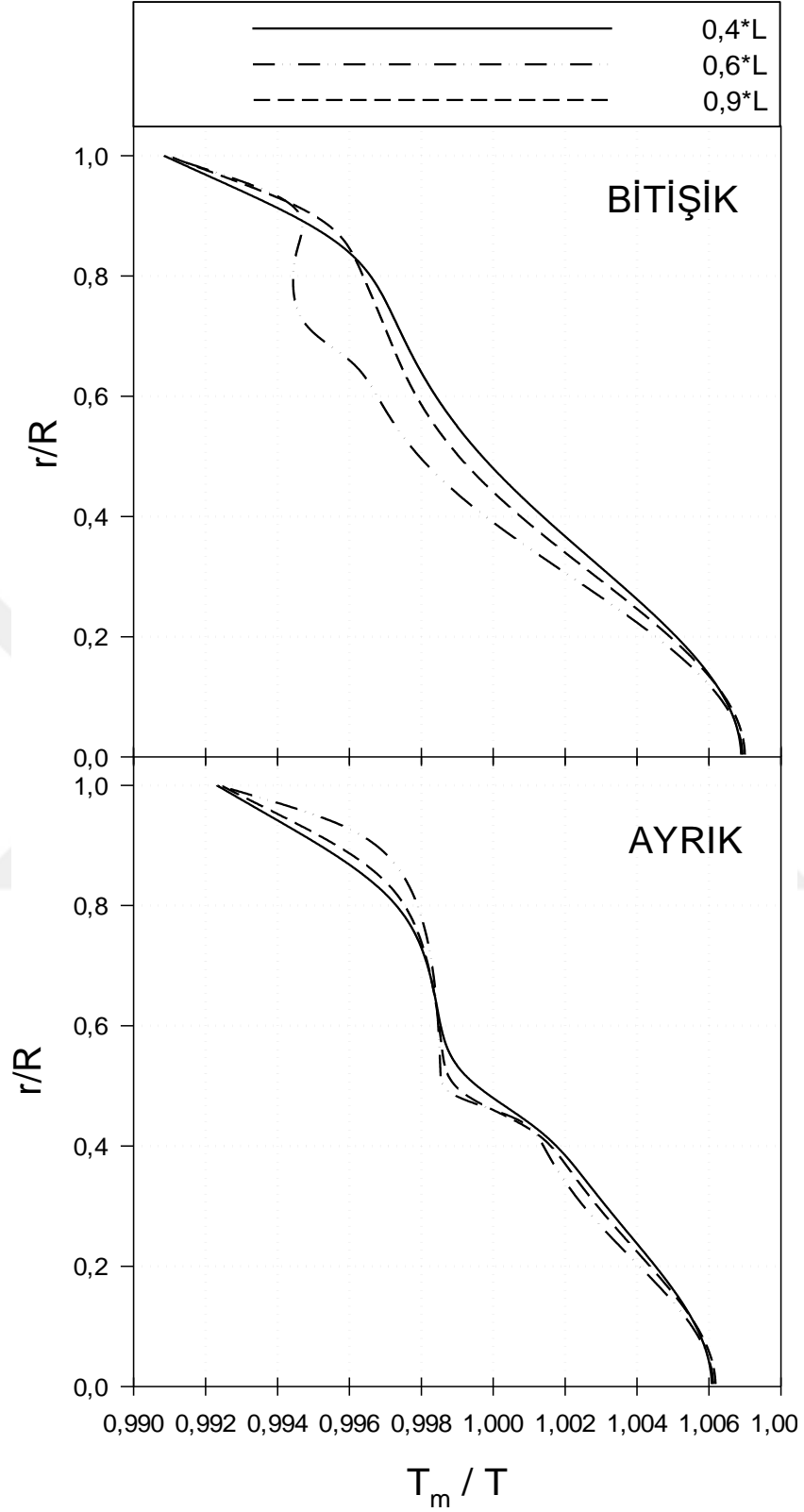
Şekil 73. Bitişik ve ayrik durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



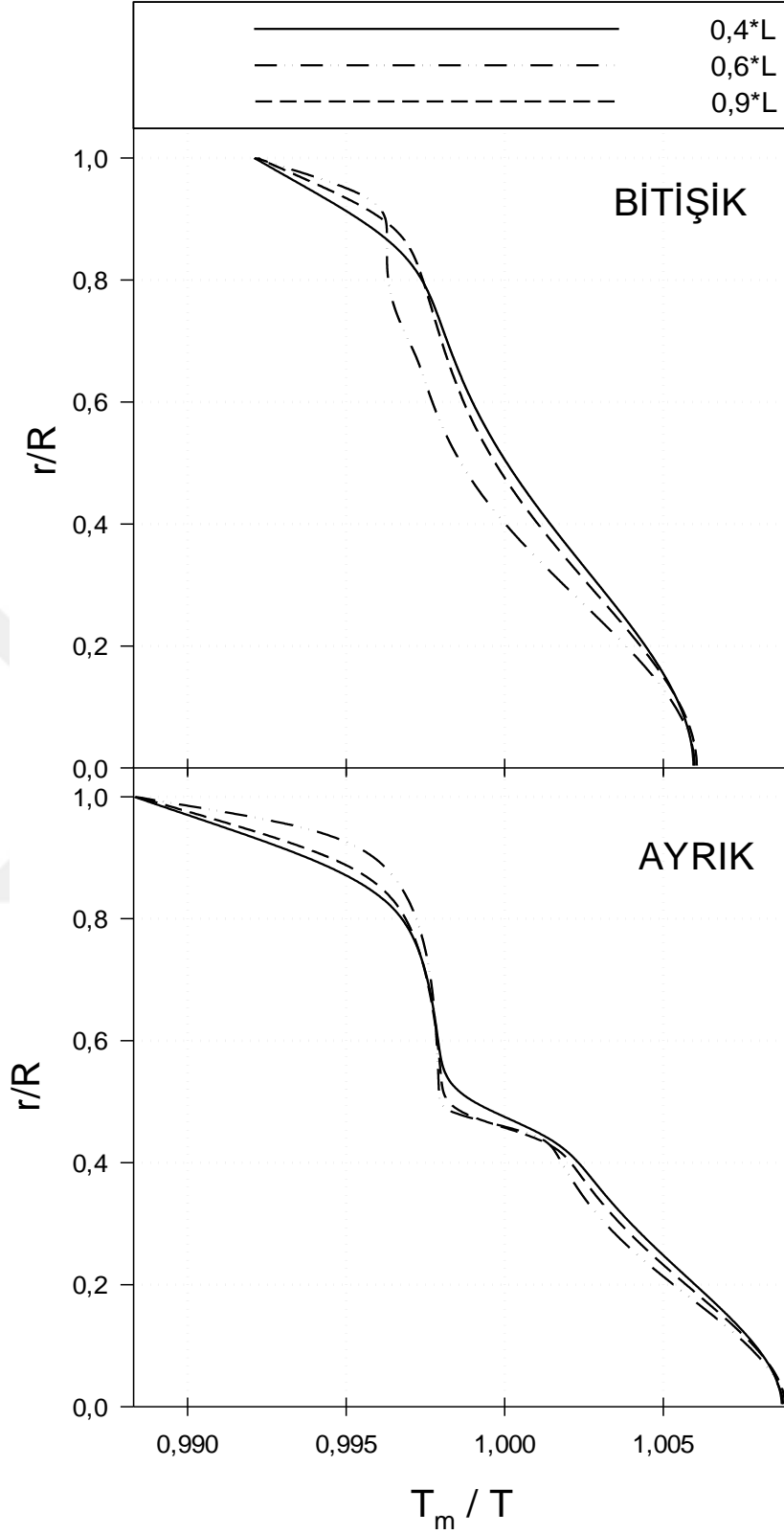
Şekil 74. Bitişik ve ayırık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,08$)



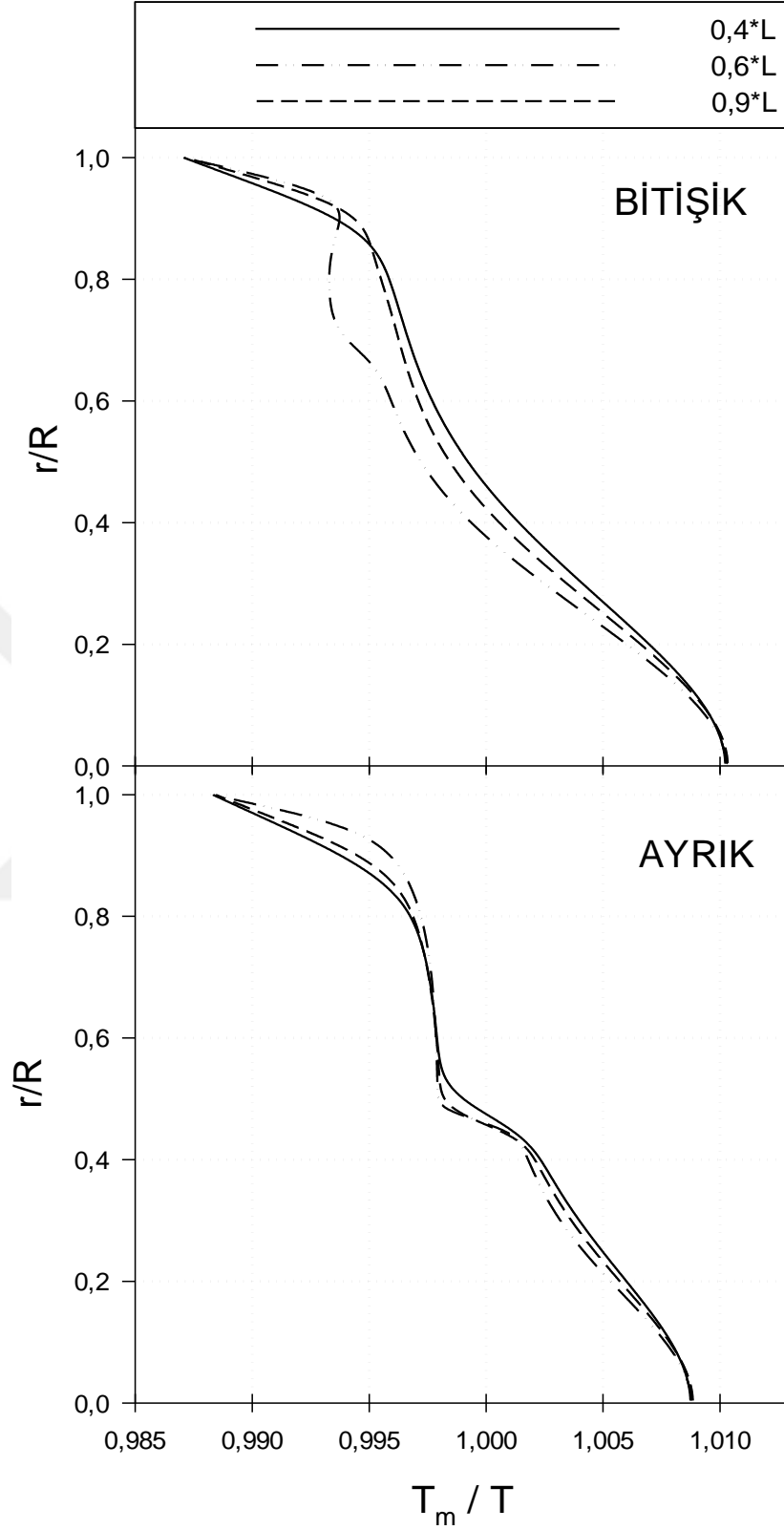
Şekil 75. Bitişik ve ayrik durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)



Şekil 76. Bitişik ve ayrik durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 50$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)



Şekil 77. Bitişik ve ayrik durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 100$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)



Şekil 78. Bitişik ve ayırık durumlar için sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması
($Re = 200$, $Pr = 100$, $P/H = 32,5$ ve $d/D = 0,12$)

3.6. Ortalama ve Yerel Değişkenlerin Toplu Değerlendirilmesi

Sağlama çalışması, periyodik tam gelişmiş akış için geliştirilen programın test edilmesi ve uygulanan geometrik düzenleme için gerekli olan kontrol hacmi sayısının tespit edilmesi olmak üzere iki aşamada gerçekleştirildi. Bu kapsamda, tam gelişmiş akış hız dağılımı ve tam gelişmiş akış Nusselt sayısı sayısal sonuçları ile aynı durumdaki analitik sonuçlar karşılaştırıldı. Böylece, periyodik tam gelişmiş akış koşullarının, engelsiz tanımlamada bilinen tam gelişmişlik koşullarına indirgenmiş olduğu sayısal olarak da kanıtlanmış oldu. Ağ sıklığı tespiti çalışmasında belirli ağ sıklığına gelindiğinde eksenel hız bileşeninin ve yerel ortalama sıcaklığın artık değişmediği gözlemlendi. Ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün engel adımı ile değişimi literatürdeki sayısal çalışma sonuçları ile karşılaştırmalı olarak sunuldu.

Daha sonra ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün engel adımı ile değişimleri; hem duvara bitişik ve hem de duvardan ayrık düzenlemeler için değişik Reynolds ve Prandtl sayıları, engel yükseklikleri ve ayrık düzenlemede ayrıklık mesafeleri için elde edildi. Elde edilen bulgular, ortalama boyutsuz parametrelerin (Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü) artan boyutsuz engel adımı (P/H) ile azalarak sabitleştiğini göstermektedir. Diğer taraftan, her iki düzenleme için de daralan engel adımı ile (azalan P/H değeri) ortalama Nusselt sayısı hızla azalmakta ve boş boru değerinin de altına düştüğü görülmektedir. Sürtünme faktörü ise daralan engel adımı ile artış eğilimi göstermektedir. Bu durum, geri dönüşlerin sıkışık engeller arasında gerçekleşemediği ve böylece bu bölgede ısı transferinin oldukça zayıf taşınım veya iletimle gerçekleşebildiğini göstermektedir. Engel yüksekliği arttıkça Nusselt sayısı değerinin boş boru değerinin üzerine çıkması için daha geniş engel aralığına gereksinim duyulmaktadır. Bu durum engelden sonra geri dönüş akışının gerçekleşebilmesi için daha geniş engel adımına ihtiyaç duyulduğunu göstermektedir. Uygun genişlik sağlandığında ise Nusselt sayısındaki iyileşme dar aralığa göre daha yüksek oranda gerçekleşmektedir. Bu eğilim, Reynolds sayısının yüksek değerlerinde ($Re = 500$) karmaşık duruma gelmektedir. Söz konusu bu eğilim bitişik düzenlemede ve ayrıklık mesafesinin küçük olduğu durumlarda ($d/D = 0,04$) ortaya çıkmakta; büyük ayrıklık mesafelerinde ($d/D = 0,08$ ve $d/D = 0,12$) her durumda Nusselt sayısı boş boru değerinin üzerinde kalmaktadır. Ortalama Nusselt sayısının her bir durum için maksimum bir değere sahip olduğu görülmektedir. Sürtünme faktörünün en yüksek değeri, en sıkışık engel konumlandırılmasında meydana gelmektedir.

Isı transferini iyileştirme çalışmalarında Nusselt sayısında sağlanan iyileşmeye karşılık sürtünme faktöründeki artışın en aza indirilmesi istenir. Bu nedenle, sunulan bulgular arasındaki en uygun durumun, $Nu/(fRe)$ oranının en yüksek değeri aldığı durum olarak değerlendirilir.



4. SONUÇLAR

Dairesel kesitli borularda yüksek viskoziteli akışkanlarda ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili gerçekleştirilen sayısal çalışmadan aşağıdaki genel sonuçlar elde edilmiştir;

1. Uygulanan iyileştirme tekniği ile yüksek Prandtl sayılı akışkanlarda ısı transferinde iyileşme oranı düşük Prandtl sayılı akışkanlara göre daha yüksek olmaktadır.
2. Duvara bitişik düzenlemede, engellerin sıkışık olması durumunda ortalama Nusselt sayısı değerleri boş boru değerinin altında kalmaktadır. Engel adımının belirli bir değerinden sonra ise Nusselt sayısı değeri boş boru değerinin üzerine çıkmaktadır. Engel yüksekliği arttıkça Nusselt sayısındaki iyileşme başlangıcı daha uzun adımlarda gerçekleşmektedir. Duvardan ayrık düzenlemede de benzer eğilim görülmektedir. Ancak, duvardan ayrıklık mesafesi arttıkça sıkışık adımlarda da ortalama Nusselt sayısı boş boru değerinin üzerinde değerler alma eğilimi göstermektedir.
3. Engel yüksekliği arttıkça sürtünme katsayısı da artmaktadır. Ayrık düzenlemedeki sürtünme kayıpları bitişik düzenlemeye göre daha yüksek değerlere çıkmaktadır. Sürtünme katsayısındaki artış oranı her iki düzenlemede de artan engel adımı ile azalmaktadır.
4. Duvara bitişik düzenlemede yerel Nusselt sayısı engellerin önünde minimum değerine, engelin arkasında ise maksimum değerine ulaşmaktadır.
5. Duvardan ayrık düzenlemede yerel Nusselt sayısının maksimum olduğu konum, bitişik düzenlemede yerel Nusselt sayısının minimum olduğu konum olmaktadır.
6. Duvardan ayrık düzenlemede ayrıklık mesafesinin yerel Nusselt sayısı üzerinde etkili olduğu görülmektedir. Ayrıklık mesafesi arttıkça engel sonrasındaki yerel Nusselt sayısı değerinde önemli artışlar görülmektedir.
7. Duvara bitişik düzenlemede, engel önünde akışın yavaşladığı, engelin arkasında ise akışta geri dönüşlerin olduğu görülmektedir. Engel yüksekliği arttıkça bu geri dönüşler güçlenmektedir.

8. Duvardan ayrık düzenlemede, küçük ayrıklık mesafelerinde engelle duvar akışkan geçişleri zayıf olmaktadır. Ayrıklık mesafesi arttıkça engelle duvar arasında halka akışı benzeri akış dağılımı oluşmaktadır.
9. Bitişik düzenlemede yerel Nusselt sayısındaki artışın engel sonrası geri dönüş akışlarının etkisiyle; ayrık düzenlemede yerel Nusselt sayısındaki artış oranı ise engelle duvar arasında oluşan halka akışı benzeri akış etkisiyle gerçekleştiği sonucuna varılır.



5. ÖNERİLER

Bu çalışma bulgularından edinilen deneyim sonucunda konu ile ilgili olarak bundan sonraki çalışmalar için aşağıdaki önerilerde bulunulmuştur;

1. Bu çalışmadaki iyileştirme uygulamalarında iyileşmenin başladığı, boyutsuz engel adımı P/H ve boyutsuz engel yüksekliği H/D için eşik değerlerin mevcut olduğu görülmektedir. Bu eşik değerlerin farklı Prandtl sayılarında Reynolds sayısı ile değişimini veren bulgular elde edilebilir.
2. İyileştirme çalışmalarında yaygın bir uygulama olan Performans Değerlendirme Ölçütü (PDÖ) bu çalışma için de uygulanabilir. Literatürde mevcut olan bir PDÖ bu çalışma bulgularına uygulanabileceği gibi yeni bir PDÖ da tanımlanabilir. Bu kapsamda; ısı transferindeki iyileşme ile basınç kaybındaki artışı ilişkilendirecek şekilde Nu sayısı ve fRe parametresini içeren yeni ve anlamlı bir ölçüt tanımlanarak analiz bu ölçüte göre yapılabilir.
3. Sayısal çalışmaların çoğunda önerildiği gibi burada da, gerçekleştirilen sayısal çalışmanın tam olarak sağlanması için deneysel çalışma ile desteklenebilir.
4. Bu çalışmada engel sadece hidrodinamik olarak hesaba alınmıştır. Katı engel içerisindeki ısı iletimi hesaba alınmamıştır. Engeldeki ısı iletiminin, problemin diğer parametreleri ile birlikte iyileştirme üzerindeki etkileri araştırılabilir.

6. KAYNAKLAR

1. Kakaç, S., Bergles, A. E., Mayinger, F. ve Yüncü, H., Heat transfer enhancement of heat exchangers, NATO ASI Series, Series E : Applied sciences, 355 (1999).
2. Webb, R. L., Eckert, E. R. G. ve Goldstein, R. J., Heat transfer and friction in tubes with repeated rib roughness, International Journal of Heat and Mass Transfer, 14 (1971) 601-617.
3. Patankar, S. V., Liu, G. H. ve Sparrow, E. M., Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variation of cross-sectional area, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 99 (1977) 180-186.
4. Webb, R. L. ve Gee, D. L., Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 23 (1980) 1127-1136.
5. Withers, J. G., Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow of single-phase fluid. Part 2. Multiple helix ridging, Heat Transfer Engineering, 2,2 (1980) 43-50.
6. Sparrow, E. M. ve Charmchi, M., Laminar heat transfer in a externally finned tube, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 102 (1980) 605-611.
7. Bergles, A. E., Survey of heat transfer characteristics of deep spirally fluted tubing, Advanced in Heat Transfer-ASME HTD, 18 (1981) 21-33.
8. Webb, R. L., Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, International Journal of Heat and Mass Transfer, 24,4 (1981) 715-726
9. Sparrow, E. M. ve Tao, W.Q., Enhanced heat transfer in a flat rectangular duct with streamwise-periodic disturbances at one principle wall, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 105 (1983) 851-861.
10. Han, J. G., Heat transfer and frictions in channels with two opposite rib-roughened walls, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 106 (1984) 774-780.
11. Rowley, G. J. ve Patankar, S. V., Analysis of laminar flow and heat transfer in tubes with internal circumferential fins, International Journal of Heat and Mass Transfer, 27,4 (1984) 553-560.
12. Webb, B. W. ve Ramadhyani, S. R., Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, International Journal of Heat and Mass Transfer, 28,9 (1985) 1679-1687.

13. Prakash, C. ve Liu, Y. D., Analysis of laminar flow heat transfer in the entrance region for an internally finned circular duct, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 108 (1985) 84-91.
14. Uttarwar, S. B. ve Rao, M. R., Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 107 (1985) 930-935.
15. Arıcı, M. E., İçten özel dirençli borularda ısı transferi ve akışın incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1985.
16. Ayhan, T. ve Arıcı, M. E., Isı eşanjörlerinde boru içerisine yerleştirilen yapay helisel yay elemanlarının ısı eşanjörü performanslarına etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 9,2 (1986) 9-15.
17. Kozlu, H., Mikic, B. B. ve Patera, A. T., Minimum-dissipation heat removal by scale matched flow destabilization, International Journal of Heat and Mass Transfer, 31,10 (1988) 2023-2032
18. Yeh, H. C., Device for producing high heat transfer in heat exchanger tubes, U. S. Patent 4,832,114, May 23, 1989.
19. Cheng, W. G. ve Huang, W. H., Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays, International Journal of Heat and Mass Transfer, 34,11 (1991) 1239-1249.
20. Liou, T. M. ve Hwang, J. J., Turbulent heat transfer augmentation and friction in and periodic fully developed channel flow, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 114 (1992) 55-64.
21. Kozlu, H., Mikic, B. B. ve Patra, A. T., Turbulent heat transfer augmentation using microscale disturbances inside the viscous sublayer, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 114 (1992) 348-352.
22. Acharya, N., Sen, M. ve Chang, H. C., Heat transfer enhancement in coiled tubes by chaotic mixing, International Journal of Heat and Mass Transfer, 35,10 (1992) 2475-2489.
23. Shub, L. I., Calculation of turbulent flow and heat transfer in a tube with a periodically varying cross-section, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36,4 (1993) 1085-1095.
24. Chang, B. H. ve Mills, A. F., Turbulent flow in a channel with transverse rib heat transfer augmentation, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36,6 (1993) 1459-1469.

25. Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T. A. ve Baker, R. S., Periodically developed flow and heat transfer in a ribbed duct, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36,8 (1993) 2069-2082.
26. Farhanieh, B., Herman, C. ve Sunden. B., Numerical and experimental analysis of laminar fluid flow and forced convection heat transfer in a grooved duct, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36,6 (1993) 1609-1617.
27. Kukreja, R. T., Lau, S. C. ve McMillian, R. D., Local heat/mass transfer distribution in a square channel with full and V shaped ribs, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36,8 (1993) 2013-2020.
28. Bergles, A. E. ve Manglik, R. M., Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape insets in isothermal tubes: Part I-Laminar flow, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 115 (1993) 881-889.
29. Zukauskas, A., Enhancement of convection heat transfer in viscous fluid flows, International Journal of Heat and Mass Transfer, 37,1 (1994) 207-212.
30. Kum, İ., Akış Kesit Alanı Periyodik Olarak Değişen Borularda Isı Transferi ve Basınç Kaybının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon. 1996.
31. İğci, A. A., Kesit Alanı Periyodik Olarak Değişen Borularda Akış ve Isı Transferi Probleminin Kontrol Hacmi Yöntemi ile Çözümü, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1997.
32. Kaya, T., Boru Akışında Farklı Geometrik Şekillere Sahip İlave Elemanların Basınç Kaybı ve Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Fen Karadeniz Teknik Üniversitesi, Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1997.
33. Bergles, A. E., Heat transfer enhancement-the encouragement and accommodation of high heat fluxes, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 119 (1997) 8-18.
34. Hsieh, S. S., Liu, M. H. ve Wu, F. Y., Developing turbulent mixed convection in a horizontal circular tube with strip- type inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41,8-9 (1998) 1049-1063.
35. Guo, Z. Y., Li, D. Y. ve Wang, B. X., A novel concept for convective heat transfer enhancement, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41,14 (1998) 2221-2225.
36. Olsson, C. O. ve Sunden, B., Experimental study of flow and heat transfer in rib-roughened rectangular channels, Experimental Thermal and Fluid Science, 16 (1998) 349-365.

37. Ahn, S. W. ve Kim, K. C., Fully developed fluid flow and heat transfer in rough annuli, International Communications in Heat and Mass Transfer, 25,4 (1998) 401-510.
38. Karwa, R., Solanki, S. C. ve Saini, J. S., Heat transfer Coefficient and friction factor for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42 (1999) 1597-1615.
39. Zimparov, V., Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surface: heat transfer through ducts with constant heat flux, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44 (2001) 169-180
40. Ann, S. W., The effect of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct, International Communications in Heat and Mass Transfer, 25,4 (2001) 401-510.
41. Chiba, S. H., Yuki, K., Hazhisume, H., Toda, S. ve Sagara, A., Numerical research on heat transfer enhancement for high Prandtl-number Fluid, Fusion Engineering and Design, 81 (2006) 513-517.
42. Rainieri, S., Bozolli, F. ve Pagliarini, G., Experimental investigation on the convective heat transfer in straight and corrugated tubes for highly viscous fluids: Preliminary results, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55 (2012) 498-504.
43. Saha, S. ve Saha, S. K., Enhancement of heat transfer of laminar flow of viscous oil through a circular tube having integral helical rib roughened and fitted with helical screw-tapes, Experimental Thermal and Fluid Science, 47 (2013) 81-89.
44. Tabis, A., Saini, R. P. ve Saini, J. S., Heat and flow characteristics of air heater ducts provided with turbulators- A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 31 (2014) 289-304.
45. Patankar, S. V., Numerical heat transfer and fluid flow, Hemispheres Publishing Corporation, Washington DC, 1980.

ÖZGEÇMİŞ

Furkan Erman KAN 1988 yılında İstanbul'da doğdu. 2006 yılında Affan Kitapçıoğlu Lisesi'nden mezun olduktan sonra 2007 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde lisans öğrenimine başladı ve 2011 yılında mezun oldu. Mezun olduktan sonra özel sektörde mühendislik faaliyetlerinde bulundu. 2012 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans öğrenimine başladı. 2015 yılı Şubat ayından beri Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında araştırma görevlisi olarak görevine devam eden Furkan Erman KAN iyi derecede İngilizce bilmektedir.