

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA ANABİLİM DALI

ATIMLI GİRİŞ AKIŞININ AKIŞ VE ISI TRANSFERİ
ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

DOKTORA TEZİ

Makina Yük. Müh. Cemalettin AYGÜN

MAYIS 2013

TRABZON

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA ANABİLİM DALI

ATIMLI GİRİŞ AKIŞININ AKIŞ VE ISI TRANSFERİ
ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

Makina Yük. Müh. Cemalettin AYGÜN

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
“DOKTOR (MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)”
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04.01.2013
Tezin Savunma Tarihi : 10.05.2013

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan AYDIN

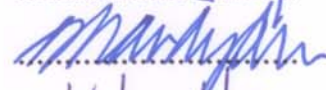
Trabzon 2013

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında
Cemalettin AYGÜN Tarafından Hazırlanan

ATIMLI GİRİŞ AKIŞININ AKIŞ VE ISI TRANSFERİ
ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 12 / 03 / 2013 gün ve 1497 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
DOKTORA TEZİ
olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan	: Prof. Dr. Habip ASAN	
Üye	: Prof. Dr. Orhan AYDIN	
Üye	: Prof. Dr. Kamil KAYGUSUZ	
Üye	: Prof. Dr. Alican DALOĞLU	
Üye	: Prof. Dr. Mehmet Emin ARICI	

Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ
Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Mühendisliğin birçok alanında, modern güç üretim sistemlerinin işletilmesinde, endüstriyel ekipmanların kullanımında, havacılıkta, kimyasal ve diğer teknolojilerde atımlı akış önem kazanmış geniş bir konudur. Atımlı akışlar; biyolojik akışlar, içten yanmalı motorlar, pistonlu motorlar, elektronik soğutucular, bazı özel ısı değiştiricileri ve atık su boruları gibi mühendislik uygulamalarında geniş bir yer kapsamaktadır. Ayrıca hidrolik borularda kavitasyon, basınç artışı, akustik, biyomedikal mühendislikte kan akışının incelenmesi ve simüle edilmesi, yağlama, eksenel yatakların ve radyal difüzörlerin tasarımı atımlı akış için benzer örneklerden bir kaçıdır.

Bu sistemlerin teknolojisi ve geliştirilmesi konusunda ülkemiz büyük oranda dışa bağımlıdır. Bu bağlamda yapılacak disiplinler arası çalışmalar, bilgi birikimi oluşumu ve Ar-Ge faaliyetlerine büyük oranda katkı sağlayacaktır.

Bu tez kapsamında, uygulamada yaygın kullanım alanına sahip, atımlı akışta akış ve ısı transfer karakteristikleri deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmaların uluslararası literatüre ve uygulamaya önemli düzeyde katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

Çalışmalarım süresince bana her zaman güvenen, başarılı olmam için daima teşvik eden, özveriyle yardımlarda bulunan, her türlü olanağı sağlayan, bu çalışmanın gerçekleşmesinde öneri ve katkılarının yanı sıra değerli zamanlarını esirgemeyen, bilgi ve tecrübelerinden sürekli faydalandığım, tez danışmanım değerli hocam sayın Prof. Dr. Orhan AYDIN'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca, Tez çalışmalarımı yakından takip eden ve yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Mete AVCI'ya, aynı ortamı paylaştığım mesai arkadaşlarıma ve manevi desteğinden dolayı anne ve babama teşekkür ederim. Her zaman yanımda olan, sıkıntı ve mutluluklarımı birlikte paylaştığım biricik kızıma ve eşim Özlem'e de teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma, Karadeniz Teknik Üniversitesi Araştırma Fonu tarafından ve Türkiye Bilimler Akademisi (TÜBA) GEBİP programı kapsamında desteklenmiştir. Desteğinden dolayı BAP'a ve TÜBA'ya şükranlarımı sunarım.

Bu çalışmayı sevgili kızım Asude Nur'a adıyorum.

Cemalettin AYGÜN

Trabzon 2013

TEZ BEYANNAMESİ

Doktora Tezi olarak sunduğum “Atımlı Giriş Akışının Akış ve Isı Transferi Üzerindeki Etkisi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Orhan AYDIN’IN sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuarlarda yaptığımı, 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.

04 / 01 / 2013.

Cemalettin AYGÜN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ	X
TABLolar DİZİNİ.....	XVII
SEMBOLLER DİZİNİ	XVIII
1. GİRİŞ	1
1.1. Daimi ve Daimi Olmayan Akışlar	1
1.2. Literatür Araştırması.....	4
1.2.1. Atımlı Akışın Oluşturulması	4
1.2.2. Hidrodinamik İnceleme	9
1.2.3. Gelişme Uzunluğu	11
1.2.4. Isıl İnceleme	15
1.2.5. Biyolojik Atımlı Akışlar	18
1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı	21
1.3.1. Amaç.....	21
1.3.2. Kapsam	21
2. TEORİK İNCELEME	23
2.1. Analitik İnceleme	23
2.1.1. Basınç Kaynaklı Akış	23
2.1.2. Piston Kaynaklı Akış	32
2.2. Sayısal İnceleme	35
3. DENEYSEL İNCELEME	41

3.1.	Deney Düzeneği ve Çalışma Prensibi	41
3.2.	Ölçüm İşlemi ve Veri Analizi	49
3.2.1.	Hız ve Frekansın Ölçülmesi	50
3.2.2.	Basınç Ölçümü	51
3.2.3.	Sıcaklık Ölçümü	51
3.3.	Sinyal Şartlandırma İşlemi	52
a.	Ofset İşlemi.....	52
b.	Kazanç (Gain) İşlemi.....	53
c.	Filtreleme İşlemi.....	54
3.4.	Veri Toplama İşlemi	54
3.5.	Ölçüm Cihazlarının Kalibrasyonu	54
3.5.1.	Sıcak Tel Probenin Kalibrasyonu.....	55
3.5.2.	Basınç Ölçer Kalibrasyonu	58
3.6.	DeneySEL Hesaplama Yöntemi.....	61
3.7.	Belirsizlik Analizi.....	66
4.	BULGULAR VE TARTIŞMA	69
4.1.	Hidrodinamik İnceleme	69
4.1.1.	Hidrodinamik Gelişme Bölgesi Uzunluğu	69
4.1.1.1.	Daimi Akış Durumu	70
4.1.1.2.	Atımlı Akış Durumu	73
4.1.2.	Akış Karakteristikleri	83
4.1.2.1.	Daimi Akış Durumu	83
4.1.2.2.	Atımlı Akış Durumu	85
4.1.2.2.1.	Basınç Kaynaklı Akış	85
4.1.2.2.2.	Piston Kaynaklı Akış	109
4.2.	Faz Kayması	138
4.2.1.	Sayısal Analizin Doğruluk Testi.....	138

4.2.2.	Basınç Kaynaklı Akış	140
4.2.3.	Piston Kaynaklı Akış	146
4.3.	Akış Bölgeleri	151
4.4.	Isıl İnceleme	154
4.4.1.	Basınç Kaynaklı Akış	154
a.	Gelişmekte Olan Akış	154
b.	Tam Gelişmiş Akış	168
4.4.2.	Piston Kaynaklı Akış	178
a.	Gelişmekte Olan Akış	178
b.	Tam Gelişmiş Akış	183
5.	SONUÇLAR	188
6.	ÖNERİLER	192
7.	KAYNAKLAR	193
8.	EKLER	207
ÖZGEÇMİŞ		

Doktora Tezi

ÖZET

ATIMLI GİRİŞ AKIŞININ AKIŞ VE ISI TRANSFERİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

Cemalettin AYGÜN

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Orhan AYDIN
2013, 205 Sayfa, 25 Ek Sayfa

Bu çalışmada, bir boru içerisinde atımlı giriş akışının akış ve ısı geçişi üzerindeki etkisi deneysel, analitik ve sayısal olarak incelenmiştir. Atımlı akışın oluşturulmasına olanak sağlayacak bir deney düzeneği tasarlanarak, çalışma koşulları için hidrodinamik ve ısı ölçümleri yapılmıştır. Analitik çalışma kapsamında, cidarından sabit ısı akısı uygulanan bir boru içerisinde iki boyutlu, laminar, sıkıştırılamaz akışkan akışı ve ısı geçişi için ilgili korunum denklemleri tanımlanan sınır koşulları altında çözülerek hız, basınç ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sayısal çalışma kapsamında, sonlu kontrol hacmi yöntemini esas alan ticari bir yazılım olan FLUENT paket programı kullanılmıştır. Aynı problem için kapsamlı parametrik çalışmalar yapılmış; farklı çalışma koşullarında hem gelişme bölgesindeki hız, basınç ve sıcaklık dağılımları hem de tam gelişmiş bölgede radyal hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.

Hidrodinamik incelemede, atımlı akışta akış mekanizmasının (esasen frekans ve genliğin) hidrodinamik gelişme uzunluğu ve sürtünme katsayısı üzerindeki etkisinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca frekans değişiminin, basınç ve hız arasındaki faz kaymasını nasıl etkilediğinin belirlenmesi de amaçlar arasında yer almaktadır. Isıl inceleme kapsamında ise, literatürde çelişkili bilgilerin yer aldığı atımlı akışın ısı geçişi üzerindeki etkisi geniş bir çalışma aralığında incelenmiştir.

Hem basınç kaynaklı akış hem de piston kaynaklı akış için frekans ve genliğin, hidrodinamik ve ısı karakteristikleri üzerinde önemli etkisi olduğu görülmüştür. Genel olarak, analitik, sayısal ve deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Atımlı akış, Salınımlı akış, İç akış, Frekans, Genlik, Isı transferi, Faz kayması

PhD. Thesis

SUMMARY

EFFECT OF PULSATING INLET FLOW ON HEAT AND FLUID FLOW

Cemalettin AYGÜN

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program
Supervisor: Prof. Dr. Orhan AYDIN
2013, 205 Pages, 25 Appendix Pages

In this study, the effect of pulsating inlet flow in a pipe on flow and heat transfer was investigated experimentally, analytically and numerically. Designing an experimental set-up to enable to the pulsating flow, hydrodynamical and thermal measurements for various working conditions were conducted. In the analytical study, the velocity, pressure and temperature distributions were obtained for a two dimensional, laminar, incompressible fluid flow and heat transfer in a cylindrical pipe whose walls were subjected to a constant heat flux by solving governing equations under the corresponding boundary conditions. In the numerical study, FLUENT, a commercial CFD package program based on the control volume method, was used. The comprehensive parametrical simulations were conducted for the same problem. In the following, velocity, pressure and temperature distributions in the thermally developing region and radial velocity and temperature distribution in fully developed region were predicted for various working conditions.

In hydrodynamical study, it is aimed at obtaining the effect of flow mechanism in pulsating flow (mainly frequency and amplitude) on the hydrodynamic development length and the friction coefficient. In addition, it was also determined that how frequency affected phase difference between pressure and velocity time-variations. In the thermal analysis, effect of pulsation on heat transfer for which contradictory findings existed in the literature was investigated for a quite wide range of working parameters.

It is shown that freq. and amplitude both for the pressure and piston-driven flows has a considerable effect on the hydrodynamical and thermal characteristics. Generally, a good agreement is observed among analytical, numerical and experimental results.

Key Words: Pulsating flow, Oscillating flow, Internal flow, Frequency, Amplitude, Heat transfer, Phase lag

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1. Daimi, salınımlı ve atımlı akışlar	2
Şekil 1.2. Atımlı akış için frekans–zaman şeması.....	3
Şekil 1.3. Bir boru akışında salınım etkisiyle meydana gelen <i>halkasal etki</i>	9
Şekil 2.1. Akış alanı ve sınır koşullarının şematik gösterimi.....	23
Şekil 2.2. Çözüm alanı ve ağ dağılımının görünüşü	35
Şekil 2.3. ΔP 'nin hücre sayısına göre değişimi	37
Şekil 2.4. Bir periyodun farklı adım aralığına bölünmesinde u_{max} ve C_{fmax}	38
Şekil 3.1. Deney düzeneği ve ölçüm sistem.....	42
Şekil 3.2. Daimi akış ünitesi	43
Şekil 3.3. Salınımlı akış ünitesi.....	44
Şekil 3.4. Optik kodlayıcı sistem sensor (a) ve işlemci devre (b).....	45
Şekil 3.5. Akış doğrusallaştırıcı	47
Şekil 3.6. $\phi 18 \times 2000$ mm bakır boru.....	48
Şekil 3.7. Test bölgesi (bakır boru, yaprak ısıtıcı ve izolasyon)	49
Şekil 3.8. Ölçüm sistemi ve hareket mekanizması.....	50
Şekil 3.9. Ofset işlemi	53
Şekil 3.10. Kazanç işlemi.....	53
Şekil 3.11. Kalibrasyon cihazı bağlantı şeması (Akansu 2004).....	55
Şekil 3.12. Model 1125 kalibrasyon cihazı	56
Şekil 3.13. Sıcak film probuna ait kalibrasyon eğrileri (a) ve (b).....	57
Şekil 3.14. Basınç algılayıcılarına ait kalibrasyon eğrileri (a)LPX5481 (b)LPX9481	59
Şekil 3.15. Sinyal dönüştürücü devre ve Faraday kafesi	60
Şekil 3.16. Bileşik-ortalamalı hesap örneği (a) ve ona ait güç spektrumu (b).....	63

Şekil 3.17.	Eksenel hızın ve basınç farkının zamanla değişimi	65
Şekil 4.1.	Tam gelişmiş boyutsuz hız profili.....	71
Şekil 4.2.	Farklı eksenel istasyonlardaki gelişmekte olan boyutsuz hız profilleri	72
Şekil 4.3.	Hidrodinamik gelişme uzunluğunun Reynolds sayısı ile değişimi.....	72
Şekil 4.4.	$\omega t = 90^\circ$ ve $\omega t = 270^\circ$ faz açılarında boyutsuz hız profili (a) ve (b).....	76
Şekil 4.5.	F 'nin farklı değerleri için gelişme uzunluğunun (L/D), $F\tau$ ile değişimi.....	77
Şekil 4.6.	F 'nin farklı değerleri için merkez hızın, u_c^* , $F\tau$ ile değişimi	78
Şekil 4.7	Gelişme uzunluğunun frekans ve genliğe göre değişimi	79
Şekil 4.8.	Hidrodinamik gelişme uzunluğunun genliğe göre değişimi	80
Şekil 4.9.	$Re=1000$ 'de hidrodinamik gelişme uzunluğunun genliğe göre değişimi.....	80
Şekil 4.10.	Faz açısının $F\tau = 0$ olduğunda boru boyunca farklı istasyonlardaki boyutsuz hız profilleri.....	81
Şekil 4.11.	Faz açısının $F\tau = 0.5$ (maksimum) olduğunda boru boyunca farklı istasyonlardaki boyutsuz hız profilleri	82
Şekil 4.12.	Poiseuille sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi.....	84
Şekil 4.13.	Boru kesti boyunca hız profili.....	84
Şekil 4.14.	Farklı faz açılarında hız profili (a), Sürtünme katsayısının bir periyot boyunca değişimi (b).	86
Şekil 4.15.	Farklı faz açıları için frekansa göre merkez hızın boru ekseninde boyunca değişimi	88
Şekil 4.16.	Farklı frekanslar için faz açılarında göre merkez hızın boru ekseninde boyunca değişimi	89
Şekil 4.17.	Farklı faz açıları için frekansa göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi ($A=0.1$)	90
Şekil 4.18.	Farklı faz açıları için frekansa göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi ($A=0.5$)	91
Şekil 4.19.	Farklı faz açıları için frekansa göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi ($A=0.95$)	92
Şekil 4.20	Farklı frekanslar için boru merkezindeki boyutsuz hız değişimi.....	95

Şekil 4.21.	Farklı frekans ve faz açıları için tam gelişmiş boyutsuz hız profili.....	96
Şekil 4.22.	$A=0.1$ için farklı faz açılarındaki frekansın etkisi	98
Şekil 4.23.	$A=0.5$ için farklı faz açılarındaki frekansın etkisi	100
Şekil 4.24.	$A=0.95$ için farklı faz açılarındaki frekansın etkisi	102
Şekil 4.25.	Farklı faz açılarında $F=0.01, 0.1$ ve 1 için genliğin etkisi	104
Şekil 4.26.	Farklı frekans ve genlikler için sürtünme katsayısının değişimi	106
Şekil 4.27.	Maksimum ve minimum sürtünme katsayısının frekansa göre değişimi.....	107
Şekil 4.28.	Maksimum ve minimum sürtünme katsayısının genliğe göre değişimi.....	108
Şekil 4.29.	Farklı frekans ve Reynolds sayıları için sürtünme faktörü değişimi	109
Şekil 4.30.	Farklı frekanslar için faz açılara göre merkezi hızın boru eksenı boyunca değişimi.....	112
Şekil 4.31.	Farklı faz açıları için frekansa göre merkezi hızın boru eksenı boyunca değişimi	113
Şekil 4.32.	$F=1.07$ için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri	114
Şekil 4.33.	$F=43$ için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri	116
Şekil 4.34.	$F=105$ için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri	118
Şekil 4.35.	$F=226$ için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri	120
Şekil 4.36.	$F=402$ için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri	122
Şekil 4.37.	Farklı frekanslar için faz açısına göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi.....	124
Şekil 4.38.	Farklı faz açıları için frekansa göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi	125
Şekil 4.39.	Güç spektrumu	128
Şekil 4.40.	Boyutsuz hızın boyutsuz zamana göre değişimi.....	129
Şekil 4.41.	Basınç farkının zamana göre değişiminin analitik, sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması	129
Şekil 4.42.	Çevrim ortalaması için boru kesiti boyunca hız dağılımı	129
Şekil 4.43.	Farklı faz açıları için kesit boyunca hız değişimi	130

Şekil 4.44.	Farklı frekanslar için boru merkezindeki boyutsuz hız değişimi.....	134
Şekil 4.45.	Farklı faz açıları için tam gelişmiş boyutsuz hız profilinin çeşitli frekanslara göre değişimi.....	135
Şekil 4.46.	Farklı frekanslar için tam gelişmiş boyutsuz hız profilinin faz açılarına göre değişimi.....	136
Şekil 4.47.	Anlık sürtünme katsayısı, C_f , boyutsuz zamana göre değişimi.....	137
Şekil 4.48.	$\bar{C}_f$ nin denklem (3.12) göre frekansla değişimi	137
Şekil 4.49.	Farklı frekanslara göre debi ve basınç farkı karşılaştırması (Ray ve ark. 2005; Ünsal, 2008).....	139
Şekil 4.50.	Farklı frekanslarda boyutsuz debinin bir periyot boyunca değişimi.....	142
Şekil 4.51.	Farklı frekanslara göre boyutsuz debi ve basıncın boyutsuz zamanla değişimi	143
Şekil 4.52.	Farklı frekanslara göre boyutsuz debi ve sürtünme katsayısının boyutsuz zamanla değişimi	144
Şekil 4.53.	Basınç kaynaklı akış için farklı frekanslara göre boyutsuz debi ve basınç için genlik oranı ve faz kayması	145
Şekil 4.54.	Basınç kaynaklı akış için farklı frekanslara göre boyutsuz debi ve sürtünme katsayısı için genlik oranı ve faz kayması.....	145
Şekil 4.55.	Piston kaynaklı akış için farklı frekanslara göre boyutsuz hız ve basınç için genlik oranı ve faz kayması	148
Şekil 4.56.	Piston kaynaklı akış için farklı frekanslara göre boyutsuz hız ve sürtünme faktörü genlik oranı ve faz kayması değişimi	148
Şekil 4.57.	Boru kesiti boyunca zamanla farklı genlikler için hız değişimi	149
Şekil 4.58.	Boyutsuz hız genlik oranının boru kesiti boyunca değişimi.....	149
Şekil 4.59.	Faz kaymasının boru kesiti boyunca değişimi	150
Şekil 4.60.	Boru merkezindeki hızın ortalama hıza göre genlik oranı ve faz kayması	150
Şekil 4.61.	Basınç kaynaklı akış için akış bölgelerinin oluşumu.....	152
Şekil 4.62.	Piston kaynaklı akış için akış bölgelerinin oluşumu.....	152
Şekil 4.63.	Basınç kaynaklı akış ve piston kaynaklı akış için akış bölgelerinin karşılaştırılması.....	153

Şekil 4.64.	A=0.1 için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz merkez sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi	156
Şekil 4.65.	A=0.1 için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz cidar sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi	157
Şekil 4.66.	A=0.1 için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz yığın sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi	158
Şekil 4.67.	A=0.5 için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz merkez sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi	159
Şekil 4.68.	A=0.5 için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz cidar sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi	160
Şekil 4.69.	A=0.5 için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz yığın sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi	161
Şekil 4.70.	A=0.95 için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz merkez sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi	162
Şekil 4.71.	A=0.95 için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz cidar sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi	163
Şekil 4.72.	A=0.95 için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz yığın sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi	164
Şekil 4.73.	A=0.1 için farklı frekans ve faz açılarındaki Nusselt sayısının eksenel yöndeki değişimi	165
Şekil 4.74.	A=0.5 için farklı frekans ve faz açılarındaki Nusselt sayısının eksenel yöndeki değişimi	166
Şekil 4.75.	A=0.95 için farklı frekans ve faz açılarındaki Nusselt sayısının eksenel yöndeki değişimi	167
Şekil 4.76.	A=0.1 için farklı frekans ve faz açılarındaki sıcaklık profilinin değişimi	170
Şekil 4.77.	A=0.5 için farklı frekans ve faz açılarındaki sıcaklık profilinin değişimi	171
Şekil 4.78.	A=0.95 için farklı frekans ve faz açılarındaki sıcaklık profilinin değişimi	172
Şekil 4.79.	A=0.1 için farklı frekanslarda yığın sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi	173
Şekil 4.80.	A=0.1 için farklı frekanslarda cidar sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi	173

Şekil 4.81.	A=0.5 için farklı frekanslarda yığın sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi	174
Şekil 4.82.	A=0.5 için farklı frekanslarda cidar sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi	174
Şekil 4.83.	A=0.95 için farklı frekanslarda yığın sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi	175
Şekil 4.84.	A=0.95 için farklı frekanslarda cidar sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi	175
Şekil 4.85.	A=0.1 için farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi	176
Şekil 4.86.	A=0.5 için farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi	176
Şekil 4.87.	A=0.95 için farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi	177
Şekil 4.88.	Farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim ortalaması.....	177
Şekil 4.89.	Farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz merkez sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi.....	179
Şekil 4.90.	Farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz cidar sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi.....	180
Şekil 4.91.	Farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz yığın sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi.....	181
Şekil 4.92.	Farklı frekans ve faz açılarında Nusselt sayısının eksenel yöndeki değişimi.....	182
Şekil 4.93.	Tam gelişmiş bölgede, boru merkezinde ölçülen sıcaklığın sayısal verilerle karşılaştırılması.....	184
Şekil 4.94.	Frekans ve faz açılarında sıcaklık profilinin değişimi	185
Şekil 4.95.	Farklı frekanslarda yığın sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi.....	186
Şekil 4.96.	Farklı frekanslarda cidar sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi.....	186
Şekil 4.97.	Farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi.....	187
Şekil 4.98.	Farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim ortalaması.....	187

TABLÖLAR DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1. Atımlı akışın oluşturulmasında literatürde kullanılan yöntemler	5
Tablo 1.2. Laminer tam gelişmiş akış için giriş bölgesi uzunluğu çalışmaları ile ilgili özet bilgi	13
Tablo 2.1. Eksenel simetrik boru akışının giriş akışı bölgesinde çeşitli ağ çözünürlüğü için basınç düşüşü ve hız değişimi.....	36
Tablo 2.2. Difüzyon katsayıları ve kaynak terimler.....	39
Tablo 2.3. Ayırıklaştırma yöntemleri	40
Tablo 3.1. Ölçüm cihazlarına ait karakteristikler	61
Tablo 3.2. İlgili parametrelerin belirsizlik düzeyleri.....	68
Tablo 4.1. Farklı Re sayılarında hidrodinamik gelişme uzunluğu	71

SEMBOLLER DİZİNİ

A	Boyutsuz genlik
a	Katsayı
A_c	Kesit alanı [m^2]
C_f	Sürtünme katsayısı
D	Boru çapı [m]
dA	diferansiyel alan [m^2]
D_h	Hidrolik çap [m]
E	Sıcak-film cevabı [V]
F	Boyutsuz frekans
f	Frekans [Hz]
$F\tau$	Boyutsuz faz açısı
h	Isı taşınım katsayısı [$Wm^{-2}K^{-1}$]
I	Akım [amp]
J_o	Sıfırıncı dereceden birinci tip Bessel fonksiyonu
k	Isı iletim katsayısı [$Wm^{-1}K^{-1}$]
L	Karakteristik uzunluk [m]
L/D	Hidrodinamik gelişme uzunluğu
$\dot{m}$	Kütleli debi [kgs^{-1}]
n	Tamsayı
Nu	Nusselt sayısı, $Nu=hD_h/k$
P	Basınç [Pa]
ΔP	Basınç farkı [Pa]
ΔT	Sıcaklık farkı [K]
Po	Poiseuille sayısı, $Po=fRe$
$\dot{Q}$	Hacimsel debi [m^3s^{-1}]
Q_h	Isıtıcıya sağlanan ısı [watt]
q''	Isı akısı [Wm^{-2}]

r	Radyal koordinat [m]
r_0	Boru yarı çapı [m]
Re	Reynolds sayısı, $u_{av}D_h/\nu$
t	Zaman [s]
T	Sıcaklık [K]
U	Hız [ms^{-1}]
u, v	yatay ve düşey hız bileşeni [ms^{-1}]
V	Gerilim [volt]
x	Eksenel koordinat [m]
Y_o, K_o	Sıfırıncı dereceden ikinci tip Bessel fonksiyonları

Yunan Semboller

θ	Krank açısı [rad]
$\Delta\theta$	Faz farkı [rad veya derece]
μ	Dinamik viskozite [m^2s^{-1}]
ν	Kinematik viskozite [m^2s^{-1}]
ρ	Yoğunluk [kgm^{-3}]
τ_w	Kayma gerilmesi [Nm^{-2}]
ϕ	Faz açısı (derece)
ω	Açısal hız [rad/s]

Alt simge

0	Sıfırncı eleman
A	Genliğe ait özellik
av	Ortama (zamana göre)
c	Boru merkezine ait özellik
cn	Fourier serisinin kosinüs terimi
en	Karmaşık sayı ifadesi
in,o	Boru girişine ait özellik
M	Zamana göre ortalama
n	Fourier serisinin n inci terimi
o	Ortalama miktar
sn	Fourier serisinin sinüs terimi
w	cidara ait özellik

Üst simge

$*$	Boyutsuz nicelik
$\sim$	Gradyana ait özellik

1. GİRİŞ

Doğada ve uygulamada karşımıza çıkan akış ve ısı transferi olayları çoğunlukla zaman bağımlıdır. Ancak, genelde incelemeyi basitleştirmek ve kolaylaştırmak amacıyla; bu tür uygulamaların çoğu, daimi akış durumu için incelenir. Bu da tasarım ve işletme hatalarına yol açabilir.

Atımlı akış, ana bileşen ve zamanla periyodik olarak değişen olmak üzere iki bileşenden oluşan özel bir zaman bağımlı akış türüdür. Mühendisliğin bir çok alanında, uzay ve havacılıkta, modern güç üretim sistemlerinde, metalürjide, kimyasal ve gıda teknolojisinde atımlı akışlar önem kazanmıştır. Biyolojik akışlar, içten yanmalı motorlar, pistonlu motorlar, elektronik soğutucular, bazı özel ısı değiştiricileri ve atık su boruları gibi uygulama alanlarında da atımlı akışla sıklıkla karşılaşmaktadır. Hidrolik borularda kaviteasyonun önlenmesi, basıncın artırılması, biyomedikal mühendislikte kan akışının incelenmesi ve simüle edilmesi, eksenel yatakların ve radyal difüzörlerin tasarımı, atımlı akış uygulamalarından birkaçıdır. Bu tür akışların incelenmesinde genelde daimi akış durumu için elde edilmiş veriler (bağıntılar veya korelasyonlar) kullanılmaktaydı. Akış fiziğinin daha iyi anlaşılması ve uygulamada karşılaşılan hatalar, gerçek durumu daha iyi ve doğru karakterize edecek zaman bağımlı analizleri gerektirmiştir. Özellikle bilgisayar teknolojisinde yaşanan hızlı gelişmeler zaman bağımlı analizleri kolaylaştırmış ve teşvik etmiştir. Böylelikle, zaman bağımlı analizler, daha doğru tasarımlara ve sistemlerin daha etkin ve verimli çalışması için daha doğru çalışma koşullarının tanımlanmasına yol vermiştir.

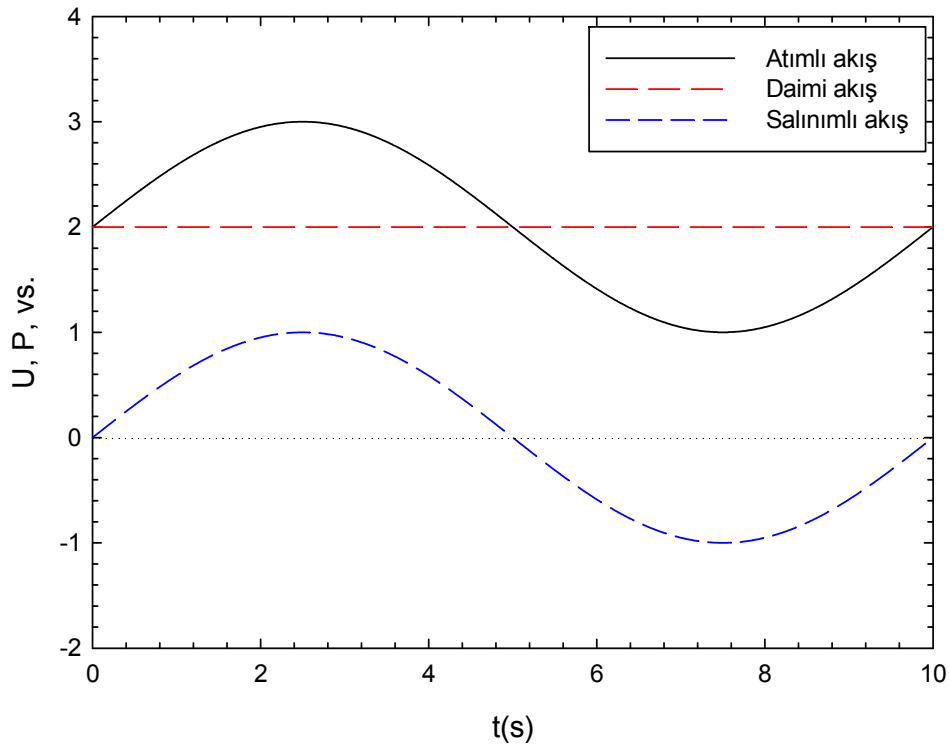
Yukarıda da sıralanan çok geniş uygulama alanları ve konunun karmaşık yapısı birçok araştırmacının ilgisini bu konuya çekmiştir. Atımlı akış üzerine deneysel ve teorik olarak birçok çalışma yapılmış; hidrodinamik ve termal karakteristiklerin atımlı akış parametrelerinden nasıl etkilendiği incelemelerin odağında olmuştur.

1.1. Daimi ve Daimi Olmayan Akışlar

Akışlar, zamana göre daimi veya daimi olmayan akışlar olarak sınıflandırılabilir. Daimi terimi, herhangi bir noktada zamana göre bir değişimin olmadığı durumunu ifade

eder. Bu durumun karşıtı ise daimi olmayan durumdur. Periyodik terimi ise, akışın düzenli bir şekilde kendini tekrarladığı bir tür daimi olmayan akış için kullanılır. Periyodik akışların büyük bir kısmı da sinüzoidal olarak değişen akışları içerir.

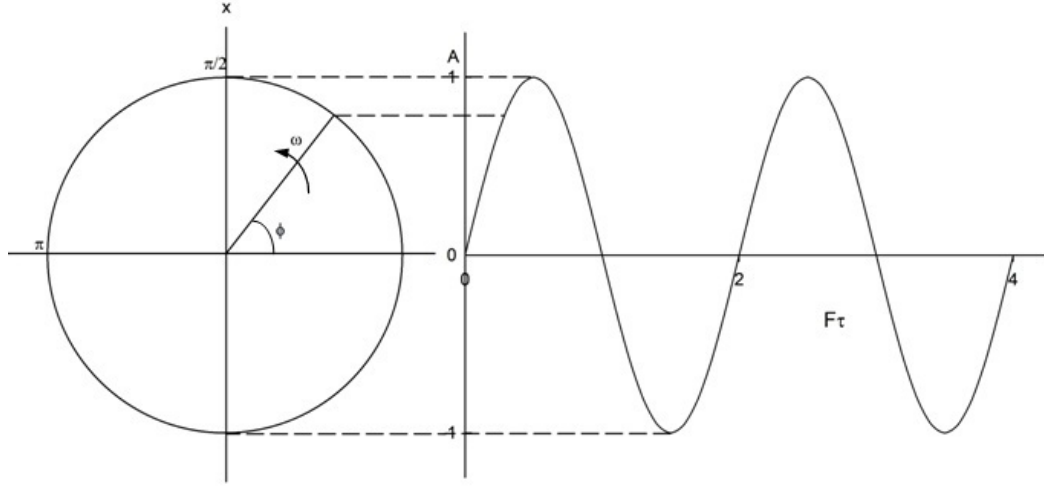
Zamana göre periyodik olarak değişen ya da yönü değişen akışları atımlı ve salınımlı akışlar olarak ikiye ayırabiliriz. Atımlı akış, daimi bir bileşen ve bu ortalama değer etrafında periyodik olarak zamanla değişen bileşenin üst üste getirilmesiyle oluşturulmaktadır. Salınımlı akış ise daimi bileşenin olmadığı durumdur. Daimi, atımlı ve salınımlı akış bölgesindeki bir fiziksel büyüklüğün zamana göre değişimi, Şekil 1.1'deki sunulmaktadır.



Şekil 1.1. Daimi, salınımlı ve atımlı akışlar

Atımlı giriş akışı sonucu oluşan bir sinüzoidin değişiminin frekans-zaman grafiği Şekil 1.2'de verilmiştir. Şekilde görülen çember üzerinde alınan herhangi bir noktanın hareket grafiği bir sinüzoid oluşturmaktadır ve herhangi bir noktanın aynı konumuna geri dönmesi bir çevrim olarak adlandırılır. Burada, bir noktanın aynı konuma gelmesi için geçen süreye periyot, τ , çevrimin saniyedeki tekrarlama sayısına frekans, f ve bir salınımın

en yüksek değerine genlik, A , denir. Faz açısının $\pi/2$ (0.5) olduğu durum da dalga genliğini en büyük değere ulaşacaktır.



Şekil 1.2. Atımlı akış için frekans–zaman şeması

Atımlı ya da salınımlı akışın oluşturulmasında temel olarak üç yöntem kullanılabilir:

- Basınç kaynaklı akış (*Pressure-driven flow*): Boru girişinde veya çıkışında periyodik salınımlı basınç değişimleri ile oluşturulmaktadır.
- Piston kaynaklı akış (*Piston-driven flow*): Bir piston aracılığı ile akışkanın ileri ve geri hareket ettirilmesi ile oluşturulmaktadır.
- Sınır kaynaklı akış (*Boundary-driven flow*): Cidarın ileri geri hareket ettirilmesi ile sağlanır. Cidarların hareket etmesi salınım hareketine sebep olmaktadır.

Mekanik davranışları ve fiziksel mekanizmaları karakterize etmede, elde edilen sonuçların genellenmesinde ve başka sonuçlarla karşılaştırılmasında boyutsuz sayılar oldukça kullanışlıdır. Bu sayılar, fiziksel mekanizmayı etkileyen bir çok faktörün birbirine göre hangi mertebede etkilediğini açığa çıkarır ve mukayese fırsatı verir. Biyolojik olarak, bu akışkanların (hava, su veya kan vs.), çevre ile ya da kendi aralarında gerçekleştirdikleri büyük miktardaki kütle, momentum ve ısı transferinde gösterdikleri davranışların belirlenmesi çok önemlidir. Womersly sayısı, zamanla değişen basınç gradyanının daimi olmayan periyodik akışın yapısını nasıl etkilediğini ortaya koyar. Diğer bir ifadeyle,

Womersly sayısı ($Wo \approx F = r_0^2 f / \nu$), boyutsuz frekansı ifade etmektedir. Tez boyunca, bu kabul benimsenmiştir. Diğer bir deyişle, akışın sanki-daimi (quasi-steady) olup olmadığının belirlenmesine yardımcı olur. $Wo < 1$ olduğu durumda akışkan hızı salınımlı basınç gradyanı ile uyumlu olur; diğer bir deyişle aynı fazda olur. Hız profili parabolik ve hızın en büyük değeri cidardan en uzak noktada elde edilir (sanki-daimi davranış). $Wo > 1$ olduğunda ise hız profili artık parabolik yapısını kaybetmiştir ve hız basınç gradyanına göre faz gecikmesine uğramıştır (Loudon ve Tordesillas, 1998). Bu durum ilerleyen bölümlerde ayrıntılı bir şekilde ele alınacaktır.

1.2. Literatür Araştırması

Literatürde, atımlı akış ile ilgili deneysel ve teorik birçok çalışma mevcuttur. Ancak, atımlı akışta akış ve ısı geçiş karakterlerinin incelendiği bu çalışmaların sonuçları çelişkilidir. Bu çelişkilerin varlığı, konunun fiziksel ve matematiksel cazibesi ve birçok uygulama alanında karşımıza çıkışı, konuya olan araştırma ilgisinin günden güne artmasına neden olmaktadır.

Çalışma sürecinde atımlı akışla ilgili kapsamlı bir literatür araştırması yapılmasına karşın; bu bölümde tez konusuyla doğrudan ilgili olan çalışmalara (hidrodinamik, ısı transferi ve biyolojik akışlar) yer verilmiştir.

1.2.1. Atımlı Akışın Oluşturulması

Atımlı akış çalışmalarında en önemli adımlardan biri atımlı akış mekanizmasının oluşturulmasıdır. Yapılan çalışmalarda kullanılmış olan atımlı akış üreteçleri ile ilgili kapsamlı bilgi, Tablo 1.1'de sunulmuştur.

Tablo 1.1. Atımlı akışın oluşturulmasında literatürde kullanılan yöntemler

Yazar	Yıl	Yöntem
Miller ve Fejer	1964	Akışkan akışını kesip açabilen bir kelebek valf kullanılmıştır.
Atabek ve ark.	1964	Krank-silindir mekanizması yardımı ile salınım bileşeni üretilmiştir. Sistem kısıtlı frekans ve genlik aralığında çalışmakta ve akışkan olarak gaz yağı kullanılmaktadır.
Brown ve ark.	1969	Sıvı ortamda hava titreşimi kullanarak salınım oluşturulmuştur.
Baird ve ark.	1971	Su ortamında hava titreşimi kullanarak salınım oluşturulmuştur.
Keil ve Baird	1971	Akışkan olarak su kullanılan deney sisteminde, mayno (helisel mil) pompası yardımıyla atımlı giriş akışı sağlanmıştır.
Niida ve ark.	1974	Sinüzoidal giriş profilini oluşturabilmek için körüklü pompa kullanmışlardır.
Ohmi ve Iguchi	1976	Test bölgesinin sonuna yerleştirilen pistonlu bir salınım mekanizması yardımı ile atımlı akış oluşturulmuştur.
Karamercan ve Gainer	1979	Akışkan olarak su kullanılan, vites kutulu bir elektrik motoru ile tahrik edilen pistonlu pompa kullanılarak atımlı akış meydana getirilmiştir.
Kirmse	1979	Akışkana salınım hareketi piston-silindir mekanizması ile sağlamıştır.
Ohmi ve Iguchi	1980	Akışkan hareketini aralıklı olarak durduran servo valf kullanılmıştır.
Fallen	1982	Atımlı akış, değişken hızlı kavite pompası ile oluşturulan daimi akış üzerine sinüzoidal tahrikli piston ile salınım eklenerek üretilmiştir.
Tu ve Ramaprian	1983	Test bölgesine bir tank vasıtası ile sabit debi sağlanmış ve bu test bölgesi çıkışına bir DC motor yardımı ile çevrilen kola bağlı dişli mekanizma ile farklı frekans ve genlikler oluşturulmuştur.
Sarpkaya	1986	Bir U-borusu ve piston silindir mekanizması kullanılarak salınımlı sinüzoidal bir akış elde edilmiştir.

Tablo 1.1'in devamı

Yazar	Yıl	Yöntem
Eckmann ve Grotberg	1991	İskoç mekanizması (Scotch-yoke) kullanılmıştır.
Lee ve Budwig	1991	Rüzgar tüneline küresel bir fan motoru kontrolörü kullanarak sabit hız azaltma ve artırma yöntemi ile düşük frekanslı akış oluşturulmuştur.
Mackley ve Stonestreet	1995	Dönel bir disk yardımı ile tahrik edilen salınlı bir piston mekanizması tasarlamış ve sinüzoidal giriş profili elde etmişlerdir.
Sailor ve Patil	1996	Solenoid bir valf kullanılarak atımlı akış oluşturmuşlardır. Zamanlayıcı bir devre kullanarak 10Hz frekansa kadar; zamanlayıcı devre yerine, bilgisayar kontrollü bir röle kullanarak da 30Hz frekansa kadar ulaşmayı başarmışlardır.
Zhao ve Cheng	1996	Krank-şaft ve İskoç mekanizmanın birleşiminden oluşan bir salınım sistemi kullanmışlardır.
Hwang ve ark.	1998	Bir sinyal üretici vasıtası ile (sinüzoidal dalga profili) hoparlör kullanılarak atımlı akış oluşturulmuştur.
Lodahl ve ark.	1998	Elektronik olarak kontrol edilen pnömatik sistem kullanarak atımlı akışın salınlı bileşeni oluşturulmuştur.
Peacock ve ark.	1998	Atımlı akışın salınlı bileşeni Scotch-yoke mekanizması vasıtası ile oluşturulmuştur.
Aninola ve ark.	1999	Bilgisayar kontrollü bir solenoid valf kullanarak atımlı akış elde edilmiştir.
Higashiyama ve Iwamoto	1999	Sıkıştırılmış hava dönel valften geçirilerek atımlı akış oluşturulmuştur.
Paek ve ark.	1999	Rüzgâr tüneline bir piston-silindir mekanizması yerleştirilerek atımlı akış oluşturulmuştur.
Sailor ve ark.	1999	Mekanik bir valf kullanılmıştır. Bu valfin mili AC motor vasıtası ile kayış kasnak mekanizmasıyla tahrik edilmiştir.
Yamanaka ve ark.	1999, 2002	Sabit hızlı elektrik motoruna bağlı, krank-dişli sistemi tarafından tahrik edilen bir salınlı piston yardımı ile salınlı akış üretilmiştir.

Tablo 1.1'in devamı

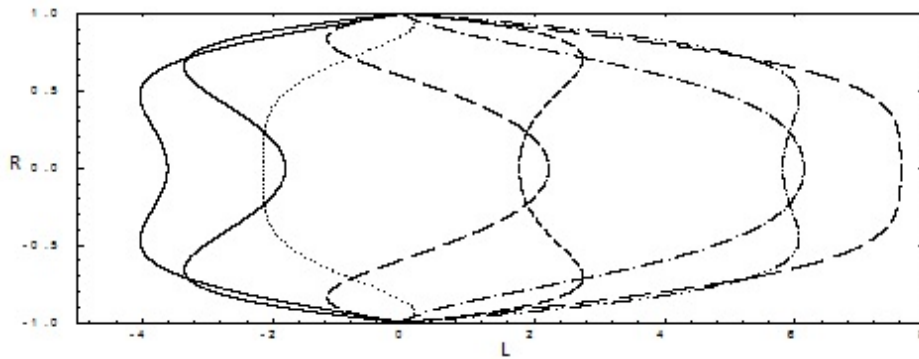
Yazar	Yıl	Yöntem
Barker ve Williams	2000	Elektrik motoru ile tahrik edilen iki silindirden oluşan dönel bir pompa mekanizması ile salınım oluşturulmaktadır. Genlik ise biri sisteme bağlanmış diğeri atmosfere açık olan iki adet valf ile kontrol edilmektedir.
Carlander ve Delsing	2000	Döner bir valf kullanarak atımlı akış oluşturulmuştur.
Kearney ve ark.	2001	Bir rüzgâr tüneline içerisine yerleştirilmiş olan dört adet dönel pervane, bir DC motoruna bağlanarak tünel girişindeki akışı değiştirerek (tam açılma ve kapanma arasında) atımlı akış oluşturulmuştur.
Çarpınlioğlu ve Gündoğdu	2001	Test bölgesinin sonuna eklenmiş olan piston-silindir düzeneği kullanılmıştır.
Habib ve ark.	2002	Küresel bir valf, kayış kasnak mekanizması ile farklı hızlarda döndürülerek atımlı akış oluşturulmuştur.
Balaras ve ark.	2003	Genlik kontrollü programlanabilir çubuklu döner makara (<i>spool</i>) valf kullanılmıştır.
Cheesewright ve ark.	2004	Pistonlu bir atımlı akış üretici kullanılmıştır. Üreteç servo-motor vasıtası ile çalıştırılan Scotch-yoke mekanizmasını içermektedir.
Danling ve ark.	2004	Özel olarak su için tasarlanmış, giriş ve çıkış lülelerinden oluşan kendinden uyarımlı salınım mekanizması (<i>oscillator</i>) kullanılmıştır.
Morris ve Foster	2004	Mikro kanalda atımlı akış, mikro pompa ve piezoelektrik aktüatör üzerine monte edilmiş bir polikarbonat membran yardımıyla üretilmiştir.
Arslan ve ark.	2005	Bilgisayar kontrollü bir vana ve pompadan oluşan salınımlı akış ünitesi kullanılmıştır.
Moon ve ark.	2005	Fonksiyon üretici, sinyal yükselteci ve hoparlörden oluşan sistem yardımı ile atımlı akış oluşturulmuştur.
Ünsal ve ark.	2005	Geliştirmiş oldukları özel bir debi kontrolör sayesinde atımlı akış oluşturulmuştur.

Tablo 1.1'in devamı

Yazar	Yıl	Yöntem
Li ve ark.	2007	Biri tahrik mili vasıtası ile dönebilen diğeri sabit iki pervaneye sahip olan bir atımlı akış sistemi kullanılmıştır.
Elshafei ve ark.	2008	Test bölgesinin çıkış kısmına yerleştirilmiş kelebek bir valf, kayış kasnak mekanizması ile farklı hızlarda döndürülerek çeşitli atım frekansı elde etmişlerdir.
Fan ve ark.	2008	Salınlımlı akış tüpü içeren özel bir sistem kullanılmıştır. Bu sistem bir motor, bir volan, bir biyel mekanizması ve iki metalik körükten oluşmaktadır.
Zulkifli ve ark.	2008, 2009	Kontrol ünitesine bağlı bir elektrik motor yardımı ile eksen etrafında dönebilen bir silindirik valf ile atımlı akış üretilmiştir.
Zohir	2011, 2012	Test bölgesinin sonuna eklenmiş olan vites kutulu pistonlu bir sistem kullanılmıştır. Sistem AC-motor vasıtası ile çalıştırılan Scotch-yoke mekanizması içermektedir.

1.2.2. Hidrodinamik İnceleme

Bir boru içerisindeki laminar, sıkıştırılamaz ve periyodik olarak değişken basınca maruz atımlı akış problemi bir çok araştırmacı tarafından, analitik ve deneysel olarak incelenmiştir. Atımlı veya periyodik yön değiştiren akışlarla ilgili ilk bilimsel çalışmalar düz boru ve kanallardaki laminar akışlar üzerinde olmuştur. Araştırmalar, Richardson (1928), Grace (1928), Richardson ve Tyler (1929), Sexl (1930), Lambossy (1952), Womersley (1955), Uchida (1956) ve Atabek ve Chang (1961)'in klasik çalışmaları ile başlamıştır. Bu çalışmalar arasında, Richardson (1927) tarafından rezonans devresinde ses dalgaları üzerine yapılan deneysel çalışmada, orifis kesiti boyunca hız dağılımı ölçülmüş ve en yüksek hızın cidara yakın bir bölgede olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, bu çalışmada halkasal etkinin varlığı ilk defa ortaya atılmıştır. Bir boru akışında atım frekansının artmasıyla maksimum hızın borunun merkezinde değil de cidara yakın bir bölgede oluşması olayına *halkasal etki (annular effect)* adı verilmiştir ve şematik gösterimi Şekil 1.3'de sunulmuştur. Aynı yıllarda, bu konu ile ilgili ilk analitik çalışma Grace (1928) tarafından yapılmıştır. Richardson ve Tyler (1929) tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada, zaman ortalaması sıfır olan atımlı bir boru akışında hız dağılımı ölçülmüş ve halkasal etkinin oluşumunu bir kez daha gözlenmiştir. Bu etkinin analitik olarak belirlenmesi de, ilk olarak Sexl (1930) tarafından gerçekleştirilmiştir. Grace (1928) ve Sexl (1930)'in analitik çalışmaları, Szymanski (1932) ve Lambossy (1952) tarafından daha da geliştirilmiştir.



Şekil 1.3. Bir boru akışında salınım etkisiyle meydana gelen *halkasal etki*

Womersley (1955), akışın frekansı üzerinde, viskozite ve yarıçapa bağlı olan boyutsuz bir parametrenin ($Wo \approx F = r_0^2 f / \nu$) önemli etkiye sahip olduğunu belirlemiştir. Basınç gradyanının zamanın periyodik fonksiyonu olarak verilmesi halinde hız ve debi değişimi Bessel fonksiyonları cinsinden elde edilmiştir. Ayrıca, akışkan hızı ile basınç gradyanı arasında bir faz farkının oluştuğunu tespit etmiştir. Tam gelişmiş atımlı akışlar için (sinüzoidal ve sinüzoidal olmayan) halkasal etki, Uchida (1956) tarafından yapılan çalışmalarla da doğrulanmıştır. Uchida, Lambossy (1952) tarafından yapılan analitik çözümü genişletmiştir. Isı transferinin göz önüne alınmadığı atımlı akışla ilgili bir çalışma yapmış ve kesin çözüm elde etmiştir. Boyutsuz frekans parametresi β ile, boru yarıçapı, a , atım frekansı n ve akışkanın kinematik viskozitesi ν arasında $\beta = [a\sqrt{n/\nu}]$ şeklinde bir bağıntı tanımlamıştır. Atabek ve Chang (1961), atımlı akışı çalışmak için, atalet terimi içerisindeki hız değerinin boru girişindeki değerle aynı olduğu varsayımını kullanan bir analitik yaklaşım geliştirmiştir. Bu çalışmalarda (Uchida, 1956 ve Atabek ve Chang, 1961), ortalama akış Reynolds sayısı, atımın genliği ve frekansı gibi boyutsuz parametreler tanımlanmıştır. Benzeri bir çalışmayı Siegel (1962) dikdörtgen kanal ve paralel plakalar arasındaki akış için yapmıştır. Akhavan ve ark. (1991) tarafından yapılan çalışmada, Uchida (1956)'nın analitik sonuçları, bir boru içerisindeki suyun salınımlı akışı için, deneysel hız profili ölçümleriyle de doğrulanmıştır. Bu ilk bulgular literatürdeki sıralanan çalışmalardan elde edilen bazı deneysel verilerle bağdaşmaktadır: Atabek ve ark. (1964), Florio ve Mueller (1968), Denison ve ark. (1971), Gerrard ve Hughes (1971), Clamen ve Minton (1977), Eckmann ve Grotberg (1991).

Denison ve ark. (1971), Clamen ve Minton (1977), Muto ve Nakane (1980) ve Shemer ve ark. (1985a, b) deneysel çalışmalarından elde etmiş oldukları hız profillerini önceki çalışmalarda elde edilmiş olan teorik verilerle karşılaştırmış; ancak, sadece niteliksel bir uyum elde edebilmişlerdir. Gündoğdu ve Çarpınlioğlu'nun (1999) yapmış oldukları derleme çalışması, bu durumu ayrıntılı bir şekilde açıklamaktadır. Ohmi ve ark. (1976) ve Ohmi ve Igüchi (1981a,b), atımlı ve salınımlı akış üzerine deneysel ve teorik olarak bir dizi araştırma yapmıştır. Elde ettikleri deneysel verilerle teorik çalışma verileri arasında iyi bir uyum elde edememişlerdir. Ancak, Ohmi ve ark., (1982b); yapmış oldukları çalışmada, düşük frekans bölgesi, sanki-daimi (quasi-steady) orta frekans bölgesi ve yüksek frekans bölgesi olarak üç farklı bölge oluşumunu rapor etmişlerdir. Düşük frekans bölgesinde sürtünme katsayısı daimi akış durumuna uygundur. Fakat, yüksek

frekans bölgesinde daimi akış durumundan daima yüksektir. Diğer bir deyişle, zaman ortalamalı sürtünme katsayısı frekans ve genliğe bağlı olarak artış göstermektedir. Diğer bir analitik ve deneysel çalışma Zhao ve Cheng (1996) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, tam gelişmiş laminer pistonlu akış için anlık ve çevrim-ortalamalı sürtünme katsayıları analitik olarak elde edilmiştir. Boyutsuz eksenel hız profiline sadece boyutsuz frekansa bağlı olduğu, boyutsuz sürtünme katsayısının ise boyutsuz frekansa ve boyutsuz genliğe bağlı olduğu gösterilmiştir. Deneysel ve analitik karşılaştırma, zaman bağımlı ve çevrim ortalamalı sürtünme katsayısı için yapılmış olup iyi bir uyum gösterdiği not edilmiştir.

Basınç gradyanıyla hız arasındaki faz gecikmesinin (bu durum ileride ifade edilmektedir), 0° (daimi akış) ile 90° (frekansın çok büyük olduğu durum) arasında gerçekleştiği, yukarıdaki bazı çalışmaların diğer bir ortak bulgusudur.

Chan ve ark. (2001), düşük Reynolds sayısında düşük genlik ve frekansın akış karakteristikleri üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak, daimi akışa göre, zaman ortalamalı eksenel hız dağılımı ve sürtünme katsayısı üzerinde kayda değer bir değişme olmadığını belirlemiştir.

Ayrıca, radyal atımlı akış konusunda önceki yıllarda birkaç çalışma yapılmıştır. Atımlı radyal akışla ilgili yapılmış ilk çalışmalardan biri, Na ve ark. (1967) aittir. Bu çalışmada, debideki küçük bir sinüzoidal salınım, sonlu bir ortalama değer için incelenmiştir. Elde edilen çözüm küçük frekans değerleri ve merkezden uzak mesafeler için geçerlidir. Elkouh (1975), aralarında bir kaynak bulunan paralel levhalar arasındaki viskoz akışkanın radyal akışını, debinin sıfır ortalama değerinde ve sinüzoidal olarak değiştiğini hesaba katarak incelemiştir. Goswami ve Nanda (1979) aynı tip kaynağı yine viskoz akışkan için, bu kez dönen paralel diskler için incelemiştir. Mohapatra ve Devi (1980) ise, akışkanın Newtonumsu olmayan seçerek aynı geometrideki atımlı radyal akışı incelemiştir.

1.2.3. Gelişme Uzunluğu

Gelişme uzunluğu ile ilgili pek çok araştırma yapılmıştır. Bu araştırmalardan bazıları şunlardır: Schiller (1922), Langhaar (1942), Campbell ve Slatery (1963), Sparrow ve Lin (1964), Wang ve Longwell (1964), Friedman ve ark. (1968), Van Dyke (1970). Daimi akış durumu için düşük Reynolds sayılarında giriş uzunluğunu yaklaşık olarak borunun yarıçapı

olarak belirlemişlerdir. Ancak, yüksek Reynolds sayıları için, gelişme uzunluğunun Reynolds sayısı ile orantılı olarak arttığı görülmüştür. Fakat atımlı akış durumunda gelişme uzunluğu hakkında verilen bilgiler yetersizdir. Florio ve Muller (1968) ve Gerrard ve Hughes (1971), salınımlı akışta giriş bölgesi üzerinde yaptıkları deneysel çalışmada, giriş uzunluğunun daimi akışa göre çok daha kısa olduğu ve karakteristik giriş uzunluğunun boru çapı kadar olduğunu belirtmiş olmalarına rağmen kesin ve yeterli bir sonuç ortaya koyamamışlardır. Buna karşın; bu deneysel sonuçlar, yüksek Reynolds sayıları ve salınımın düşük genliği için Atabek ve ark. (1964)'nın yaklaşık çözümü ile uyum göstermektedir. Peacock ve Stairmand (1983), laminar salınımlı akışta giriş bölgesinde hız profilinin üniform akışta olduğu gibi düz olma eğiliminde olduğundan değişmediğini, giriş ve çıkışta salınımlı akış hız profilinin korunduğunu belirtmiştir. Atabek ve Chang (1961) atımlı akışta, sınır-tabaka yaklaşımı kullanarak zaman bağımlı gelişme uzunluğunu analitik olarak incelemişlerdir. Gelişme uzunluğunun zamanla değişiminin, yaklaşık sinüzoidal bir davranış sergilediğini belirtmiştir. Sonuç olarak, Womersley sayısının yaklaşık 4 olduğu durumda gelişme uzunluğu ile giriş hızı arasında 60° 'lik bir faz kayması olduğunu da rapor etmişlerdir. 1964'te yapmış oldukları deneysel çalışma ile bu analitik yaklaşımlarını %5'lik belirsizlik aralığında doğrulamışlardır (Atabek ve Chang, 1961). Diğer bir analitik çözüm, Caro ve ark. (1978) tarafından yapılmıştır. Problemi sınır tabaka yaklaşımı ile ele almışlar; ancak, daimi kısım ve salınımlı kısım arasındaki etkileşimi ihmal etmişlerdir. He ve Ku (1994), gelişme uzunluğunu sayısal olarak incelemiştir. Womersley parametresinin gelişme uzunluğuna olan etkisini araştırmışlardır. Atımlı giriş akışı durumunda, bir çevrim boyunca gelişme uzunluğunda değişim olduğunu, artan Womersley sayısı ile birlikte, gelişme uzunluğunun genliğinde azalma olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca, giriş dalga profili ile gelişme uzunluğu arasında faz kaymasının Womersley sayısının 5 değerine kadar arttığını ve 5'ten daha büyük değerlerinde de azaldığını belirlemişlerdir.

Hidrodinamik gelişme bölgesi uzunluğu ile ilgili yapılan çalışmalar, özet olarak Tablo 1.2'de verilmiştir.

Tablo 1.2. Tam gelişmiş laminar akış için hidrodinamik gelişme bölgesi uzunluğuna ait çalışmalar

Araştırmacı	Denklem	Reynolds sayısı	L/D	Yöntem
Boussinesq, (1891)	$0.065 Re$	200	13	Analitik
Schiller, (1922)	$0.0288 Re$	200	5.76	Sayısal
Atkinson ve Goldstein, (1938)	$0.065 Re$	$Re > 300$	13	Analitik
Langhaar, (1942)	$0.0575 Re$	200	11.5	Analitik Deneyssel
Nikuradse, (1950)	$0.0625 Re$	200	12.5	Deneyssel
Siegel, (1953)	$0.030 Re$	200	6	Analitik
Bogue, (1959)	$0.0288 Re$	200	5.76	Analitik
Atabek ve ark., (1961)	-	750	-	Analitik
Campbell ve Slattery, (1963)	$0.0675 Re$	200	12.5	Analitik
Collins ve Schowalter, (1963)	$0.061 Re$	200	12.2	Analitik
Atabek ve ark., (1964)	-	750	-	Deneyssel
Hornbeck, (1964)	$0.057 Re$	200	11.4	Sayısal Deneyssel
Sparrow ve ark., (1964)	$0.056 Re$	200	11.2	Analitik
Christiansen ve Lemmon, (1965)	$0.0555 Re$	200	11.1	Sayısal
McComas ve Eckert, (1965)	$(0.03-0.035)Re$	-	-	Deneyssel
Vrentas ve ark., (1966)	$0.056 Re$	200	11.2	Sayısal

Tablo 1.2'in devamı

Araştırmacı	Denklem	Reynolds sayısı	L/D	Yöntem
McComas, (1967)	0.026 Re	200	5.2	Analitik
Friedmann ve ark., (1968)	0.0565Re	Re>200	11.3	Sayısal
Atkinson ve ark., (1969)	0.59+0.056Re	Re>300	17.39	Sayısal
Lew ve Fung, (1970)	0.065 Re(Re<1) 0.08 Re(Re>50)	-	-	Analitik
Fargie ve Martin, (1971)	(0.049–0.068)Re	-	-	Sayısal
Chen, (1973)	(0.052-0.068)Re	200	11.3	Analitik
Gupta, (1977)	0.0675 Re	200	12.5	Sayısal
Shah ve London, (1978)	$[0.60/(1+0.035Re)]+0.56Re$	Re≤200		Sayısal
Mohanty ve Asthana, (1979)	0.075 Re	200	15	Analitik
Boger, (1982)	0.245+0.055Re	Re≤200	11.03	Sayısal
Dombrowski ve ark., (1993)	$0.379 \exp(-0.148Re)+0.00550Re+0.260$	200	11.24 1	Sayısal
Ren-jing ve Bao-sen, (1988)	-	750	-	Sayısal
Durst ve ark., (2005)	$[(0.619)^{1.6}+(0.0567Re)^{1.6}]^{1/1.6}$	1≤Re≤100	-	Sayısal
Ray ve ark., (2012)	$[(0.619)^{1.6}+(0.0567Re)^{1.6}]^{1/1.6}[1+C_L+(m_A^*-C_L)/(1+(F/3.25)^3)]$	100≤Re≤2000	-	Sayısal

C_L : m_A 'nın fonksiyonu

m_A^* : boyutsuz kütleli debi genliği

1.2.4. Isıl İnceleme

Ortalama hızın sıfır olduğu salınımlı akış (oscillating flow) ile daimi akışın üst üste binmesi durumunda (süper-pozisyon) oluşturulan atımlı akış ısıl performansa etki etmektedir. Bu tip akış, debi ve basınçtaki (sıfır olmayan ortalama bir değer) dalgalanma ile karakterize edilir ve ısı transferi üzerinde baskın bir etkiye sahiptir. Örnek uygulamalar, soğutma sistemleri, pistonlu kompresörleri, içten yanmalı motorları, atımlı yanma sistemleri kapsamaktadır. Bu nedenle, atımlı akışın taşınımıyla ısı geçişine etkisi konusuna olan ilgi gün geçtikçe artarak devam etmektedir. Atımlı akışın ısı transferi üzerine olan etkisi, ilk olarak Martinelli ve ark. (1943) tarafından incelenmiştir. Bu çalışma, dikey bir boruda yarı sinüzoidal bir basınç değişimi kullanılarak yapılmıştır. Akışkan olarak su kullanılmış ve frekans 0.2617-4.4167 Hz aralığında değiştirilmiştir. Sonuç olarak, daimi akışa göre ısı transferi üzerinde çok az bir iyileşmenin olduğu ortaya konmuştur.

Siegel ve Perlmutter (1962), sonsuz genişlikteki iki paralel plaka arasında sabit cidar sıcaklığı sınır koşulunda, atım frekansının toplam ısı transferi üzerinde önemli bir etkisi olduğunu çok açık bir şekilde ortaya koymuştur. Faghri ve ark. (1979), bu bulguyu destekleyen sonuçlar elde etmiştir. Bu analitik çalışmalar, hız ve sıcaklık salınımları arasındaki etkileşimin ısı transferini artırabileceğini göstermiştir.

Barnett ve Vachon (1970), eksenel doğrultuda periyodik atımlı tam gelişmiş boru akışını analiz etmiştir. Düşük Prandtl sayısına sahip akışkanlar için küçük frekanslarda, sabit ısı akısı uygulanan cidarda atımlı akışın ısı transferini arttırdığı sonucunu ortaya koymuştur.

Mamayev ve ark. (1976), düşey olarak konumlandırılmış bir boru içerisindeki akışta, atım frekansının ısı transferi üzerine olan etkisini incelemiştir. Frekansın 0-2 Hz değerleri için daimi akışa göre ısı transfer katsayısının azaldığını, 2-5 Hz değerlerinde bir değişim olmadığını, ancak 5-24 Hz değerleri için arttığını belirlemiştir.

Fallen (1982), bir boru içerisinde atımlı akışı deneysel olarak incelemiş ve toplam Nusselt sayısı üzerinde önemli ölçüde artış olduğunu ortaya koymuştur.

Creff ve ark. (1985), sonlu fark yöntemiyle Navier-Stokes ve enerji denklemlerini çözerek, atımlı giriş akışının ısı geçişi üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Geliştirdikleri modelle, hız ve sıcaklığın atım bileşenleri için giriş bölgesinde Richardson etkisi olarak da adlandırılan halka etkisinin oluştuğunu göstermişlerdir.

Cho ve Hyun (1990), geniş bir frekans ve genlik aralığı için, zaman bağımlı laminar sınır tabaka denklemlerini sayısal olarak çözmüştür. Sabit bir frekans değeri için Nusselt sayısının değerinin kararlı akış durumuna göre arttığını ortaya koymuşlardır. Ayrıca, Nusselt sayısının, genlik değerinin artması ve Prandtl sayısının azalması durumunda arttığını göstermişlerdir.

Haneke ve ark. (1992), atımlı bir kanal akışında akış ve ısı geçişini sayısal olarak incelemiştir. Kanal girişinde sinüzoidal bir giriş profil uygulamışlardır. Eksenel doğrultudaki hız profili ve cidar yakınındaki akış ayrılmalarında pozitif ve negatif aşırılıklarının (Richardson etkisi) olduğu sonucuna varmış ve kanal boyunca ısı transferinin iyileştiğini belirlemişlerdir.

Kim ve ark. (1993), tam gelişmiş atımlı kanal akışında ısı transfer karakteristikleri ile ilgili sayısal bir çalışma yürütmüşler, Nusselt sayısındaki değişimlerin giriş gölgesinde belirgin olduğu ve kanal çıkışına doğru değerlerin çok az değiştiğini göstermiştir. Ayrıca, atım frekansının küçük ve orta değerlerinde, frekansın ısı transferi üzerinde önemli ölçüde etkisinin olduğunu ortaya koymuşlardır. Elde ettikleri sonuçlardan salınımların, ısı transferini iyileştirebileceği gibi bazı bölgelerde de azaltılabileceği sonucuna varmışlardır.

Base ve ark. (1995), boru içerisinde atımlı akışta ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemiş ve daimi akışa göre ısı transfer miktarını artıracak optimal bir frekans değeri belirlemiştir.

Guo ve ark. (1997), atımlı akışta ısı transferindeki çelişkili sonuçları açığa kavuşturmak için bir boruda, atımlı akış için tanımlanan birçok Nusselt sayısını test etmişlerdir. Düşük genlikler için frekansla ısı transferini hem iyileştirip hem de kötüleştirdiğini rapor etmişlerdir. Fakat yüksek genlikler için ise daima iyileştirdiğini göstermişlerdir.

Hafez ve ark. (2000), cidarında sabit ısı akısı uygulanan bir boru içerisindeki atımlı akış frekansının, ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisini göstermek için teorik bir model oluşturmuştur. Bu model sonuçları, atım frekansına bağlı olarak iyileşme sağladığını göstermiştir. Ayrıca, boru boyu kısaltılarak da iyileşme sağlandığı rapor edilmiştir.

Hapke (1974), Andre ve ark. (1981), Peattie ve Budwing (1989) ve Genin ve ark. (1992), bu konu ile ilgili deneysel çalışmalar yapmış ve atımlı akışın ısı geçişini iyileştirdiğini göstermişlerdir.

Atımlı akışta taşınım ile ısı geçişi ile ilgili, analitik (Siegel ve Perlmutter, 1962; Faghri ve ark., 1979; Moschandreou ve Zamir, 1997; Hemida ve ark., 2002), sayısal (Cho ve

Hyun, 1993), deneysel (Mamayev ve ark., 1976; Marckley ve ark., 1990; Shuai ve ark., 1994; Marckley ve ark., 1995) ve hem sayısal hem de deneysel (Ainola ve ark., 1999) bir çok çalışma yapılmasına rağmen, bütün bu çalışmaların bulguları arasında çelişkiler mevcuttur. Üstelik, bu değişmelerin arka planındaki fiziksel mekanizmalar ise henüz aydınlatılamamıştır.

Atımlı giriş akışının, daimi akışa göre ısı transferini iyileştirip iyileştirmedeği sorusu güncelliğini korumaktadır. Bu soruya cevap arayan çalışmaların bulguları şu dört grupta sınıflanabilir:

- Atımlı akış, ısı geçişini iyileştirir (Keil ve Baird, 1971; Simon ve ark., 1977; Faghri ve ark., 1979; Shuai ve ark., 1994; Zheng ve ark., 2004; Xuefeng ve Nengli, 2005).
- Atımlı akış, ısı geçişini kötüleştirir (Mamayev ve ark., 1976; Guo ve Sung, 1997; Hemida ve ark., 2002; Mostafa ve ark., 2005).
- Atımlı akış, ısı geçişi üzerinde bir etkisi yoktur. (Siegel ve Perlmutter, 1962; Marckley ve ark., 1990; Marckley ve ark., 1995; Yu ve ark., 2004; Chattopadhyay ve ark., 2006).
- Akış parametrelerine bağlı olarak atımlı akış ısı geçişini hem iyileştirebilir, hem de kötüleştirir (Martinelli ve ark., 1943; Cho ve Hyun, 1990; Gupta ve ark., 1982; Al-Haddad ve Al-Binally, 1989; Kim ve ark., 1993; Moschandreou ve Zamir, 1997; Zhao ve Cheng, 1998; Ainola ve ark., 1999; Gbadebo ve ark., (1999); Scotti ve Piomelli, 2001; Said ve ark., 2003; Zohir ve ark., 2005).

Yukarıda bahsedilen çalışmaların haricinde Elshafei ve ark. (2006, 2007, 2008 ve 2012) ve Mostafa ve ark (2007) yapmış oldukları çalışmalarda, daimi akış durumuna göre; gelişmekte olan bölgede zaman ortalamalı Nusselt sayısında bir miktar düşüş olduğunu ancak, tam gelişmiş bölgede ise yerel Nusselt sayısında frekans parametresine bağlı olarak artacağını veya azalacağını rapor etmişlerdir.

Pratik uygulamalar (örneğin ısı eşanjörü) açısından akışın atımlı hale getirilmesi, ısı transferini etkileyen önemli bir başka konudur. Bu konuyla ilgili Hwang ve Dybbs (1983) ve Simon ve Seume (1988) çeşitli çalışmalar yapmışlar, ancak yeterli deneysel veriler ortaya koyamamışlardır. Zohir (2011), paralel ve karşıt akışlı ısı eşanjörü ile yapmış

olduğu deneysel çalışmada, atım frekansını artması ile birlikte ısı transfer oranının iyileştiğini göstermiştir.

1.2.5. Biyolojik Atımlı Akışlar

Periyodik veya atımlı akışlar ile ilgili yapılan çalışmaların önemli bir kısmı ise biyolojik akış modelleri olarak ele alınan kollara ayrılan boru ve kanallardaki akışlar üzerinedir. Bu tür akışlar için geometri ve sınır şartlarından kaynaklanan zorluklar nedeniyle bir takım kabul ve basitleştirmelerle çözüm aranılmaktadır. Son zamanlarda, bilgisayar ve sayısal çözüm tekniklerindeki gelişmeler bu tip akışların sayısal olarak incelenmesinde önemli kolaylıklar sağlamıştır.

Pedley ve ark. (1971) kollara ayrılan boru ve kanallardaki periyodik akışlarla ilgili ilk bilimsel çalışmalardan birini yapmıştır. Bu deneysel çalışmada sabit açı ve çap oranlarına sahip bir insan akciğeri modeli üzerinde akış gözleme ve hız ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, kollara ayrılan bölgede ikincil akışlar ve girdaplar oluştuğu, ikincil akışların ise zamanla sönümlendiği ortaya konulmuştur. O'Brien ve ark. (1976) iki boyutlu bir çatallanmada, atımlı akış dinamiğini sayısal olarak incelemiştir. Bu çalışmada kayma gerilmeleri ve yüzeyden ayrılma dağılımları zamana ve konuma bağlı olarak ele alınmış ve daimi akış durumuna göre belirgin farklılıkların olduğu gösterilmiştir. Haselton ve Scherer (1982), çatallanma bölgesinde akışı görüntülemek için şeffaf ve Y şeklinde bir boru kullanmıştır. Atımlı akışın çatallanma bölgesindeki davranışı, akış partiküllerinin yer değiştirmesi ve sirkülasyon bölgelerinin değişimi incelenmiştir. Reynolds sayısı ve frekans değişimiyle, maksimum yer değiştirme miktarının belli bir değere kadar arttığı görülmüştür. Benzer bir sonuç ise, Khodadadi ve ark. (1988) tarafından, çatallanmanın 90° olduğu bir kanalda atımlı laminar akışın deneysel ve sayısal olarak incelenmesinden elde edilmiştir. Karagöz (1993)'ün deneysel çalışmasında ise bir çatallanmalı kanalda periyodik akış ele alınmış, bir periyot boyunca akışkanın çatallanma bölgesindeki davranışı lazer ışın demeti kullanılarak incelenmiştir. Asimetrik çatallanma yapan bir sistemde havanın davranışı ve bu davranışın fizyolojik parametrelere bağlılığı ise, Elad ve ark. (1998) tarafından sayısal olarak incelenmiştir.

Biyolojik akışlar konusunda yapılan çalışmaların diğer bir kısmı ise iki fazlı akışları kapsamakta olup, akış davranışıyla birlikte aerosol transport ve partiküllerin çatallanma

bölgesindeki dağılımıyla bu dağılımı etkileyen faktörler üzerinedir (Heyder ve Rudolph, 1985; Koblinger ve Hofmann, 1990; Heistracher ve ark., 1995; Balashazy ve ark., 1999).

Son zamanlarda yapılan çalışmalar (Banerjee ve ark., 2012), daralan arter ve damar tıkanmalarının akış nasıl etkilediği üzerine olmaktadır. Arteriyel daralma genellikle damar problemlerine sahip hastaların arterlerinde yaygın olarak görülür. Daralma (stenosis), arteriyel duvarların iç kısmına kolesterol ve diğer yağların birikmesi ile oluşur. Bu sebeple damar kesit alanı azalır ve kan akışı laminlerden türbülansa doğru dönüşür. Böylece, cidarda oluşan basınç ve kayma gerilmesi gibi hemodinamik etkiler, arter içi duvarlarının incelmeye ve zarar görmeye önemli ölçüde sebep olmaktadır. Örneğin, türbülansla ilgili cidardaki yüksek kayma gerilmeleri, kanalın endotel tahribine sebep olmada güçlü etkilere sahiptir (Fry, 1968). Bazı durumlarda, Stein ve ark. (1982) tarafından rapor edildiği gibi, ateroskleroza hızlandıran trombosit trombozları aşırı derecede uyarır. Başka bir deyişle, damar duvarının yeniden şekillenmesine neden olan iç tabaka kalınlaşması, daralma boğazındaki düşük kayma gerilmelerinin varlığı ile doğrudan alakalıdır (Ku ve ark., 1985). Daralmanın şiddetini belirlemek için klinik uygulamalarda genel şekilde kullanılan müdahalesiz teşhis aygıtı, arteriyel üfürmenin potansiyel kaynağı olan lokal türbülans basınç çalkantılarının yoğunluğuna bağlıdır (Lees ve Dewey, 1970). Son birkaç yıldır pek çok çaba, kanın Newtonumsu ve homojen akışkan olduğu kabul yapılarak daralan akışın incelenmesine harcanmıştır. Oysa, kan Newtonumsu olmayan sıkıştırılmaz visko-elastik bir akışkandır (Fung, 1997) ve yaklaşık 100 s^{-1} değerinin üzerindeki kayma hızında kanın viskozitesi asimptotik bir değere doğru gider. Diğer taraftan, kayma hızı asimptotik değerin altına düşerse kanın viskozitesi artar ve özellikle kayma hızı 10 s^{-1} değerinin altına düştüğünde (Huang, 1987) kan, Newtonumsu olmayan özellikler sergilemeye başlar (Berger ve Jou, 2000). Arteriyel daralmada Newtonumsu olmayan kan akışının incelemesi ile ilgili literatürde çok az çalışma mevcuttur. Bu çalışmalara, Tu ve Delville (1996), Neofytou ve Drikakis (2003), Hron ve ark. (2000), ve Valencia ve Villanueva (2006) tarafından yapılmış olan çalışmalar örnek olarak gösterilebilir. Bu çalışmalarda, çeşitli kan viskozite modelleri geliştirilmiş ve kan reolojisinin cidar kayma gerilmeleri ve basınçları üzerine etkileri elde edilmiştir. Bütün bu çalışmalar laminar akış için gerçekleştirilmiştir.

Paul (2009) ve Molla (2010) tarafından, bio-akış mekaniğindeki geçiş akışı Large Eddy Simulation (LES) yaklaşımı kullanılarak arteriyel daralmada atımlı türbülanslı kan akışı Newtonumsu olmayan akışkan kabulü ile araştırılmıştır.

Ayrıca, atımlı kan akışının sıcaklık dağılımı ve ısı transferi üzerine olan etkisi de Craciunescu ve Clegg (2001) tarafından sayısal olarak araştırılmıştır.

Biyofiziksel sistemler üzerinde son zamanlarda yapılan çalışmalar zaman bağımlı akışın önemini ortaya çıkarmıştır. Yönü bronş dallanmalarından alveollere¹ doğru olan zaman bağımlı akışın daha iyi anlaşılması (Große ve ark., 2007 ve Grotberg, 2001) mekanik havalandırma cihazlarının geliştirmesi (HVAC) ve yaşam destek sistemlerinde solunum hareketinin optimize edilmesi büyük önem arz etmektedir (Wolff ve ark., 1992 ve Hickling, 1998). Damarlardaki basınç ve debi arasındaki ilişki (Bogert ve Lieshout, 2005 ve Mitchell ve Pfeffer, 1999), anevrizma oluşumu, gelişimi ve tedavisi ile ilgili kararsız hidrodinamik yüklerin etkisi (Beronov ve Drust, 2005) ve vücudun atımlı ya da atımlı olmayan yapay kalbe veya karıncık destek aygıtına vereceği tepkiler (Undar, 2002), dolaşım sistemlerindeki zaman bağımlı periyodik akışlar için hala çözüm bekleyen önemli konulara örnek olarak gösterilebilir. Beyin omurilik sıvısının (BOS) salınımlı akış modellenmesi (Linninger ve ark., 2005) ve rahim arter dalları (Li ve ark., 2003) fizyolojisi ile ilgili zaman bağımlı periyodik akış araştırmaları önem arz eden diğer önemli konulardır. Teknolojinin ve tıbbi gelişmelerin günümüzde oldukça ilerlemesine rağmen zaman bağımlı periyodik (salınımlı ve atımlı) akış fiziği henüz tam olarak açıklanmış değildir.

Bilim insanlarının ilgisini çeken diğer bir önemli konuda, partiküllerin, kirleticilerin ve ortamdan karbondioksit gazı gibi zararlı maddelerin uzaklaştırılması araştırmalarıdır. Bilindiği gibi atımlı akış, partiküllerinin ya da kirleticilerin akışkandan ayrılmasını sağlamaktadır (Chatwin, 1975 ve Smith, 1982). Thomas ve Narayanan (2002), atımlı akışın, akış içerisindeki farklı türlerin ayrıştırılmasında kullanılabileceğini göstermiştir.

Literatürde, bu çalışmaların dışında daha bir çok biyolojik ve uzaklaştırılma çalışmaları mevcut olmasına rağmen çalışmanın odaklandığı konu bu olmadığı için literatür araştırması bu kapsamda sınırlı tutulmuştur.

¹ Alveol: Bronşçukların uç kısmında bulunan, etrafı kılcal damarlarla çevrilen alyuvar ve kılcal damarlar arasında oksijen ve karbondioksit değişimini sağlayan hava kesesi (üzüm salkımına benzeyen hava odacıkları) şeklindeki yapılara denir.

1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı

Atımlı akış problemi, hem ilginç doğası hem de yaygın kullanım alanları sayesinde bir çok araştırmacının ilgisini çekmiştir. Bu çalışmanın genel hedefi de hem mevcut literatüre hem de pratiğe özgün katkılar sağlamaktır.

1.3.1. Amaç

Bu çalışmada, bir boru içerisinde atımlı giriş akışının akış ve ısı geçişi üzerindeki etkisi deneysel, analitik ve sayısal olarak incelenmiştir. Kapsamlı hidrodinamik ve termal incelemelerin yapıldığı bu tez çalışmasının ana amacı, farklı işletme koşullarında, literatürde var olan bilgiler ışığında özgün incelemeler yapmaktır. Hidrodinamik incelemede, atımlı akışta akış mekanizmasının hidrodinamik gelişme uzunluğu ve sürtünme katsayısı üzerindeki etkisinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca frekans değişiminin, basınç ve hız arasındaki faz kaymasını nasıl etkilediğinin belirlenmesi de amaçlar arasında yer almaktadır. Termal inceleme kapsamında ise daha önce ifade edildiği gibi literatürde çelişkili bilgilerin yer aldığı, atımlı akışın ısı geçişi üzerindeki etkisinin geniş bir çalışma aralığında incelemek amaçlanmıştır.

1.3.2. Kapsam

Bu çalışma kapsamında bir boru içerisindeki akışta atımlı giriş akışının akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerindeki etkisi analitik, sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Bir deney düzeneği tasarlanarak çalışma koşulları için hidrodinamik ve ısı ölçümleri alınmıştır. Atımlı giriş akışı üretici, özel olarak tasarlanmış olup bir elektronik devre ile kontrol edilmektedir. Geliştirilen bu sistem çok geniş frekans ve genlik aralığında çalışabilmektedir. Farklı frekanslardaki giriş akışı için, tam gelişmiş bölgede kızgın tel anemometresi kullanılarak radyal yönde anlık hız ölçümü yapılmıştır. Basınç farkı ölçümleri tam gelişmiş bölgede açılmış olan basınç prizleri yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Isıl deneyler, homojen ısıtma ile sağlanmaya çalışılan sabit ısı akısı altında tam gelişmiş

bölgede farklı çalışma koşullarında termo-elemen çiftleri kullanılarak gerçekleştirilen sıcaklık ölçümlerini kapsamaktadır.

Analitik çalışma kapsamında, bir boru içerisinde iki boyutlu, laminar, sıkıştırılmaz akışkan akışı ilgili korunum denklemleri, tanımlanan sınır koşulları altında çözülerek hız ve basınç dağılımları elde edilmiştir. Bu dağılımlar kullanılarak sürtünme katsayısı çözümleri elde edilmiştir.

Sayısal çalışma kapsamında, sonlu kontrol hacmi yöntemini esas alan ticari bir yazılım olan FLUENT paket programı kullanılmıştır. Aynı problem için kapsamlı parametrik çalışmalar yapılmış; farklı çalışma koşullarında hem gelişme bölgesindeki hız, basınç ve sıcaklık dağılımları hem de tam gelişmiş bölgede radyal hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Bu dağılımlar kullanılarak sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısının anlık ve çevrim ortalamalı değişimleri elde edilmiştir. Sayısal çalışmalar kapsamında ayrıca, atımlı akışta hidrodinamik gelişme bölgesi uzunluğunun frekansla ve genlikle birlikte nasıl değiştiğini belirlemeye yönelik kapsamlı bir inceleme yapılmıştır.

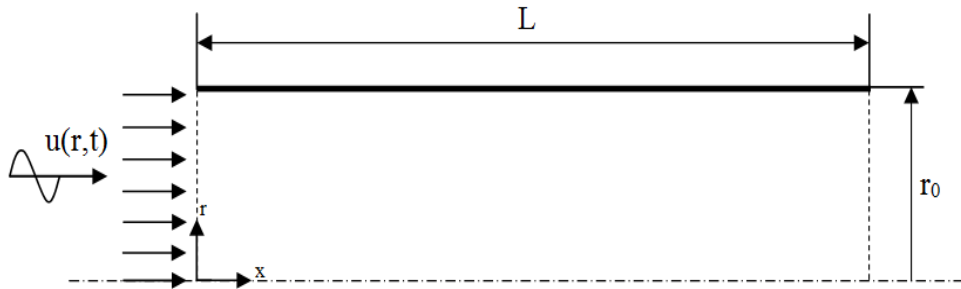
2. TEORİK İNCELEME

Teorik çalışmalar analitik ve sayısal olarak iki alt kısımda sunulmuştur. Öncelikle daimi akış ve ardından atımlı akış durumu için analitik çözümler sunulacaktır. Daha sonra, benzer şekilde aynı durumlar için yapılan sayısal incelemeler ayrıntılı olarak verilecektir. Ayrıca bu bölümde, gelişme uzunluğu ile ilgili çalışmalara yer verilecektir. Bu çalışmada iki farklı atımlı akış durumu için (basınç kaynaklı akış ve piston kaynaklı akış) incelemeler yapılmıştır.

2.1. Analitik İnceleme

2.1.1. Basınç Kaynaklı Akış

Bu bölümde, piston kaynaklı akış için kullanılan deneysel sistem ve akış koşulları esas alınarak; silindirik bir borudaki tam gelişmiş, laminar ve sıkıştırılamaz basınç kaynaklı akış analitik olarak incelenmiştir. İlgili probleme ait şematik resim ve sınır koşulları Şekil 2.1a da verilmektedir.



Şekil 2.1a. Akış alanı ve sınır koşullarının şematik gösterimi

Boru cidarları rijit ve akışkan sıkıştırılamaz kabul edilerek iki boyutlu zaman bağımlı korunum denklemleri laminar akış için silindirik koordinatlarda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} \right) \quad (2.3)$$

Tam gelişmiş akış için $v = 0$ kabulü ile süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2.4)$$

olduğundan x-doğrultusundaki momentum denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (2.5)$$

haline indirgenir. Benzer şekilde r-doğrultusundaki momentum denklemi

$$\frac{\partial P}{\partial r} = 0 \quad (2.6)$$

halini alır. (2.5) nolu denklemin çözümü için ilgili sınır koşulları aşağıdaki gibidir.

$$r=0 \text{ da } \quad \frac{\partial u(0,t)}{\partial r} = 0 \quad (2.6a)$$

$$r=r_0 \text{ da } \quad u(r_0,t) = 0 \quad (2.6b)$$

Üniform periyodik atımlı akışta, $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$ 'dır. Basınç gradyanı ise sadece zamanın bir fonksiyonudur. Bu çalışmada atımlı akışı oluşturan basınç gradyanı en genel halde aşağıdaki gibi gösterilmiştir:

$$\frac{dP}{dx} = \underbrace{\left(\frac{dP}{dx}\right)_M}_{Daimi} + \underbrace{\left(\frac{dP}{dx}\right)_A}_{Salınım} \underbrace{f(t)}_{Periyot} \quad (2.7)$$

Burada $(dP/dx)_M$, ortalama basınç gradyanı (atımlı akış için $(dP/dx)_M \neq 0$ ve salınımlı akış için $(dP/dx)_M = 0$ dır), $(dP/dx)_A$ basınç gradyanının genliği ve $f(t)$ ise periyodik olarak tekrarlanan fonksiyondur (Ek 3’de detaylı olarak verilmektedir).

Herhangi bir zaman bağımlı periyodik fonksiyon, Fourier serisi kullanılarak sonsuz sayıdaki sinüs ve kosinüs terimlerinin toplamı şeklinde ifade edilebilir (Ek 3’de detaylı olarak verilmektedir).

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{a_0}{2} + a_1 \cos \omega t + a_2 \cos 2\omega t + \dots \\ &\quad b_1 \sin \omega t + b_2 \sin 2\omega t + \dots \\ &= \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) \end{aligned} \quad (2.8)$$

Burada, n çevrim sayısını ve $\omega = 2\pi f$ açısal frekansı ifade etmektedir. Basınç gradyanı (2.8) nolu denklemdeki gibi Fourier serisine açılırsa,

$$\frac{dP}{dx} = \left(\frac{dP}{dx}\right)_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{dP}{dx}\right)_{C_n} \cos(\omega t) + \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{dP}{dx}\right)_{S_n} \sin(\omega t) \quad (2.9)$$

elde edilir.

Burada $(dP/dx)_0$ (2.7) numaralı denklemdeki $(dP/dx)_M$ ile aynı anlamdadır. Basınç gradyanının salınımlı kısmı basit harmonik fonksiyon olarak $(dP/dx)_{cn}$ ve $(dP/dx)_{sn}$ ile ifade edilmiştir.

(2.9) nolu denklem farklı formda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{dP}{dx}\right) = \underbrace{\tilde{P}_0}_{Daimi} + \underbrace{\sum_{n=1}^{\infty} \tilde{P}_{cn} \cos(\omega t) + \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{P}_{sn} \sin(\omega t)}_{Atımlı} \quad (2.10)$$

Burada $\tilde{P}_{sn}$ ve $\tilde{P}_{cn}$, sırasıyla basınç gradyanının sinüs ve kosinüs bileşenini ifade etmektedir.

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{dP}{dx} \right) = \tilde{P}_0 \left[1 + \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{P}_{en}^* e^{(i\omega t)} \right] \quad (2.11)$$

Burada, $\tilde{P}_{cn}^* = \tilde{P}_{cn} / \tilde{P}_0$ ve $\tilde{P}_{sn}^* = \tilde{P}_{sn} / \tilde{P}_0$ atımın basınç gradyanının boyutsuz genliğidir. $\tilde{P}_0$ ise eksenel basınç gradyanının zaman ortalamasıdır. $\tilde{P}_{en}$ basınç gradyanının karmaşık şeklidir ve $\tilde{P}_{en} = \tilde{P}_{cn} - i\tilde{P}_{sn}$ ile ifade edilmiştir.

Denklemden yer alan sinüs ve kosinüs fonksiyonlarının karmaşık sayı formları

$$\cos \omega t = \frac{e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}}{2} \quad \sin \omega t = \frac{e^{i\omega t} - e^{-i\omega t}}{2i}$$

şeklindedir. Benzer işlemler hız için tekrarlanacak olursa,

$$u = U_0 + \sum_{n=1}^{\infty} U_{en} e^{(i\omega t)} \quad (2.12)$$

yazılabilir. Burada U_0 eksenel hızın zaman ortalaması ve U_{en} atımın hız genliğidir. (2.11) ve (2.12) numaralı denklemler, (2.5) numaralı denkleme taşınacak olursa;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(U_0 + \sum_{n=1}^{\infty} U_{en} e^{(2\pi n f t i)} \right) &= \tilde{P}_0 \left[1 + \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{P}_{en} e^{(2\pi n f t i)} \right] \\ &+ v \left[\frac{\partial \left(U_0 + \sum_{n=1}^{\infty} U_{en} e^{(2\pi n f t i)} \right)}{\partial r} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial \left(U_0 + \sum_{n=1}^{\infty} U_{en} e^{(2\pi n f t i)} \right)}{\partial r} \end{aligned}$$

elde edilir. Benzer terimler gruplandırılarak diferansiyel denklem düzenlenirse;

$$e^{(2\pi nfi)} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\nu \frac{\partial^2 U_{en}}{\partial r^2} + \nu \frac{1}{r} \frac{\partial U_{en}}{\partial r} - 2\pi nfi U_{en} + \tilde{P}_{en} \right] + \left(\nu \frac{\partial^2 U_0}{\partial r^2} + \nu \frac{1}{r} \frac{\partial U_0}{\partial r} + \tilde{P}_0 \right) = 0$$

şeklini alır. Denklemden görüleceği üzere, $e^{(2\pi nfi)}$ terimi sıfır olamayacağı ve diğer gurubun katsayısı da 1'e eşit olduğu için parantez içerisindeki denklemler sıfır olmalıdır. Bu denklemler:

$$\frac{\partial^2 U_0}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_0}{\partial r} + \frac{\tilde{P}_0}{\nu} = 0 \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial^2 U_{en}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{en}}{\partial r} - \frac{2\pi nfi}{\nu} U_{en} + \frac{\tilde{P}_{en}}{\nu} = 0 \quad (2.14)$$

formunda düzenlenebilir.

(2.13) numaralı denklem aşağıdaki şekilde yeniden yazılarak iki defa integrali alınarak çözülürse,

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dU_0}{dr} \right) = -\frac{\tilde{P}_0}{\nu}$$

elde edilir ve gerekli integrasyonlar yapıldığında,

$$U_0 = -\frac{\tilde{P}_0}{\nu} \frac{r^2}{4} + A_0 \ln r + B_0 \quad (2.15)$$

ifadesine ulaşılır. Burada; A_0 ve B_0 integral sabitleridir.

Denklem (2.14)'de $\theta = -\frac{2\pi nfi}{\nu} U_{en} + \frac{\tilde{P}_{en}}{\nu}$ dönüşümü yapılarak ve denklemin her iki tarafı da r^2 ile çarpılırsa denklem Bessel diferansiyel denklemine dönüşecektir.

$$r^2 \theta'' + r \theta' + r^2 \left(-\frac{2\pi nfi}{\nu} \right) \theta = 0 \quad (2.16)$$

En genel halde Bessel diferansiyel denkleminin çözümü;

$$y(x) = x^A e^{Bx} \left[C_1 J_n(Dx^C) + C_2 Y_n(Dx^C) \right]$$

formundadır. (2.16) numaralı denklemde, $A = 0, B = 0, C = 1, D = \sqrt{-\frac{2\pi\nu f i}{\nu}}, n = 0$ 'dır.

$$\theta(r) = C_1 J_0 \left(\sqrt{-\frac{2\pi\nu f i}{\nu}} r \right) + C_2 Y_0 \left(\sqrt{-\frac{2\pi\nu f i}{\nu}} r \right) \quad (2.17)$$

θ değeri (2.17) numaralı denklemde $i = \sqrt{-1}$ ve $K_\nu(x) = i^{-\nu} Y_\nu(ix)$ tanımları da kullanılarak yeniden düzenlenirse;

$$U_{en} = D_n J_0 \left(r \sqrt{\frac{2\pi n f}{\nu}} i^{3/2} \right) + E_n K_0 \left(r \sqrt{\frac{2\pi n f}{\nu}} i^{1/2} \right) + \frac{\tilde{P}_{en}}{2\pi n f i} \quad (2.18)$$

şeklinde ifade edilebilir.

(2.15) ve (2.18) nolu denklemler toplanırsa ($u = U_0 + U_{en}$), en genel halde çözüm;

$$u = -\frac{\tilde{P}_0}{\nu} \frac{r^2}{4} + A_0 \ln r + B_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{\tilde{P}_{en}}{2\pi n f i} + D_n J_0 \sqrt{\frac{2\pi n f}{\nu}} i^{3/2} r + E_n K_0 \sqrt{\frac{2\pi n f}{\nu}} i^{1/2} r \right] e^{2\pi n f t i} \quad (2.19)$$

olur. Sınır koşulları (2.6a ve 2.6b) kullanılarak A_0 ve B_0 katsayılar bulunarak denklem düzenlenirse, üniform atımlı akışa ait tam gelişmiş hız profili, yarıçapın ve zamanın bir fonksiyonu olarak

$$u = \frac{\tilde{P}_0}{4\nu} (r_0^2 - r^2) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\tilde{P}_{en}}{2\pi n f i} \left[1 - \frac{J_0 \sqrt{\frac{2\pi n f}{\nu}} i^{3/2} r}{J_0 \sqrt{\frac{2\pi n f}{\nu}} i^{3/2} r_0} \right] e^{2\pi n f i} \quad (2.20)$$

elde edilir.

Atımlı akış için ortalama hız, daimi tam gelişmiş akış koşulları için benzer olacağından; daimi tam gelişmiş laminar akış için hız profili:

$$u(r) = \frac{r_0^2}{4\mu} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (2.21)$$

eşitliğinden elde edilebilir.

Akış debisi için,

$$\dot{m} = \rho U_{av} A_c \quad A_c = \frac{\pi D^2}{4} = \pi r_o^2 \quad \text{ve} \quad Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad U_{av} = \frac{Q}{A_c}$$

tanımları kullanılarak, hacimsel debi

$$Q = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} dt \int_0^{r_0} 2\pi u(r) r dr \quad (2.22)$$

şeklinde yazılır.

(2.9) numaralı denklem kullanılarak $\left(-\frac{dP}{dx} \right) = \rho \tilde{P}_0$ elde edilebilir.

Yukarıdaki tanımlar kullanılarak ortalama hız;

$$U_{av} = \frac{\tilde{P}_0 r_0^2}{8\nu} \quad (2.23)$$

formunda elde edilir.

Boyutsuz frekans ve zaman karakteristikleri,

$$F = \frac{r_0^2 f}{\nu} \quad (\text{boyutsuz frekans}) \quad (2.24)$$

$$\tau = \frac{\nu t}{r_0^2} \quad (\text{Boyutsuz zaman}) \quad (2.25)$$

$$r^* = \frac{r}{r_0}, \quad \tilde{P}_{en}^* = \frac{\tilde{P}_{en}}{\tilde{P}_0} \quad (2.26)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada, $\omega = \frac{2\pi}{T}$ (açısal hız), $T = \frac{1}{f}$ (periyot) ve f atım frekansı ifade etmektedir.

Yukarıda tanımlanan boyutsuz sayılar, denklemin daimi ve salınımlı kısımları için tüm özellikleri açıklamada önemli rol oynar. Boyutsuzlaştırılan salınımlı kısım sadece boyutsuz frekansın fonksiyonudur. Böylece basınç kaynaklı akışın çözümü sadece analitik olarak gerçekleştirilmiş olmaz; aynı zamanda, akışın fiziği konusunda da çok önemli bilgiler vermiş olur.

(2.23), (2.24), (2.25) ve (2.26) numaralı denklemler kullanarak (2.20) numaralı denklem boyutsuzlaştırılırsa;

$$u^* = \frac{u}{U_{av}} = 2(1 - r^{*2}) - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4\tilde{P}_{en}^* i}{\pi n F} \left[1 - \frac{J_0(\sqrt{2\pi n F} i^{3/2} r^*)}{J_0(\sqrt{2\pi n F} i^{3/2})} \right] e^{2\pi n F \tau i} \quad (2.27)$$

şeklinde boyutsuz hız profili elde edilmiş olur. Burada U^* boyutsuz hız ve U_{av} ise ortalama hızı ifade etmektedir.

Kayma gerilmesi:

$$\Delta P \frac{\pi D^2}{4} = \tau_w \pi D L \Rightarrow \Delta P = \frac{4\tau_w L}{D}$$

$$\tau_w = -\mu \frac{du}{dr} \Big|_{r=r_0} = -\mu \frac{U_{av}}{r_o} \frac{du^*}{dr^*} \Big|_{r^*=1} \quad (2.28)$$

olarak tanımlanır. (2.27) numaralı denklem, (2.28) numaralı denklemde yerine yazılarak düzenlenirse kayma gerilmesi

$$\tau_w = 4\mu \frac{U_{av}}{r_0} \left[1 - \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{P}_{en}^* \left(\frac{2i}{\pi n F} \right)^{1/2} \frac{J_{-1} \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]} e^{(2\pi n F \tau i)} \right] \quad (2.29)$$

olarak elde edilir. Bu durumda sürtünme katsayısı

$$C_f = \frac{|\tau_w|}{\frac{1}{2} \rho U_{av}^2} \quad (2.30)$$

şeklinde elde edilir. Denklem (2.29), denklem (2.30)'da yerine konularak gerekli düzenlemeler yapılacak olursa;

$$(C_f \text{ Re})_{pre} = 16 \left[1 - \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{P}_{en}^* \left(\frac{2i}{\pi n F} \right)^{1/2} \frac{J_{-1} \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]} e^{(2\pi n F \tau i)} \right] \quad (2.31)$$

elde edilir. Burada, $\text{Re} = \frac{U_{av} D}{\nu}$ ve $D = 2r_0$ dir.

Sürtünme faktörü $f = 4C_f$, denklem (2.31)'de yerine yazılırsa

$$f \text{ Re} = 64 \left[1 - \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{P}_{en}^* \left(\frac{2i}{\pi n F} \right)^{1/2} \frac{J_{-1} \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]} e^{(2\pi n F \tau i)} \right] \quad (2.32)$$

elde edilir.

2.1.2. Piston Kaynaklı Akış

Bu bölümde, bir önceki bölümde çalışılan geometri ve akış şartları esas alınarak; tam gelişmiş, laminar ve sıkıştırılmaz bir boru akışı analitik olarak incelenmiştir. Salınımı oluşturmada basınç değişimi yerine, mekanik bir piston kullanılacak olursa (piston kaynaklı akış) basınç kaynaklı akış için yapılan çözüm modeli çok fazla değişmeyecektir. Bu durumda, pistonun yer değişimi bir sinüs fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$x = \frac{1}{2} A \cos \omega t \quad (2.33)$$

Buradan piston hızı,

$$u = \frac{dx}{dt} = \frac{1}{2} A \omega \sin \omega t = \frac{1}{2} A 2\pi f \sin \omega t = A \pi f \sin \omega t \quad (2.34)$$

olarak elde edilir. Bu durumda, momentum dengesi değişmeyecektir. (2.20) numaralı denklemin salımlı kısmı piston genliği olarak ifade edilecek olursa, boru kesiti boyunca hız profilinin integrali hacimsel debiye eşit olacaktır. Böylece;

$$Q = \int_0^{r_0} u_{os}(r) 2\pi r dr = \frac{1}{2} A \omega \sin \omega t A_c \quad (2.35)$$

yazılabilir. Burada A boyutlu genlik ve A_c de boru kesit alanıdır. Ayrıca boyutsuz genlikte

$$A^* = \frac{A}{r_0}$$

şeklinde tanımlanabilir.

$$\sin \omega t = \frac{e^{i\omega t} - e^{-i\omega t}}{2i}$$

tanımı kullanılarak denklem yeniden düzenlenecek olursa,

$$Q = \int_0^{r_0} 2\pi \hat{u}_{os}(r) r dr = \frac{1}{4i} A\omega A_c \quad (2.36)$$

halini alacaktır. Bu denklem de salınımlı hız yerine (2.20) numaralı denklemdeki salınımlı kısım yerine yazılarak gerekli işlemler yapılırsa basınç terimi bulunabilir:

$$\tilde{P}_{en} = \frac{A\omega^2}{\left[4 - \frac{8}{\alpha r_0} \frac{J_1(\alpha r_0)}{J_0(\alpha r_0)} \right]} \quad (2.37)$$

(2.37) numaralı denklem (2.20) numaralı denkleme taşınarak gerekli düzenlemeler yapılırsa

$$u = \frac{p_0}{4\nu} (r_0^2 - r^2) + \frac{A\omega}{i} \left[\frac{1 - \frac{J_0(\alpha r)}{J_0(\alpha r_0)}}{4 - \frac{8}{\alpha r_0} \frac{J_1(\alpha r_0)}{J_0(\alpha r_0)}} \right] e^{i\omega t} \quad (2.38)$$

haline dönüşür.

Basınç kaynaklı akış için tanımlanan boyutsuz sayılar ve (2.23) numaralı tanım kullanılarak (2.38) numaralı denklem

$$u^* = \frac{u}{U_{av}} = 2(1 - r^{*2})$$

$$-\sum_{n=1}^{\infty} \frac{A^* 4\pi n F i}{\text{Re}} \left[\frac{1 - \frac{J_0 \left[(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} r^* \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} \right]}}{4 - \frac{8}{(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} \frac{J_1 \left[(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} \right]}}} \right] e^{2\pi n F \tau i} \quad (2.39)$$

şeklinde boyutsuz formda elde edilmiş olur. Bir önceki bölümde izlenen hesaplama prosedürü takip edilerek ilgili akış yapısına ait kayma gerilmesi ve sürtünme katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanırsa,

$$\tau_w = -\mu \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_{r=r_0} \quad (2.40)$$

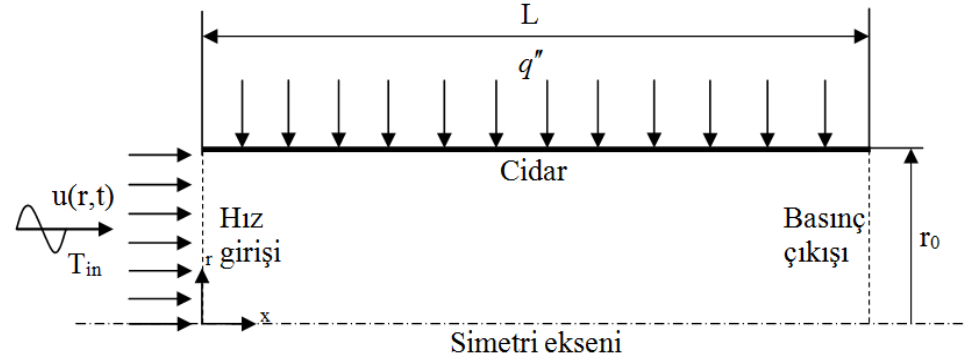
$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U_{av}^2} \quad (2.41)$$

$$(C_f \text{ Re})_{pis} = 16 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2A^*}{\text{Re}} \left(\frac{(2\pi n F)^{\frac{3}{2}} i^{\frac{1}{2}}}{1 - \frac{2}{(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} \frac{J_1 \left[(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} \right]}}} \right) \frac{J_1 \left[(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{\frac{1}{2}} i^{\frac{3}{2}} \right]} e^{2\pi n F \tau i} \quad (2.42)$$

şeklinde elde edilir.

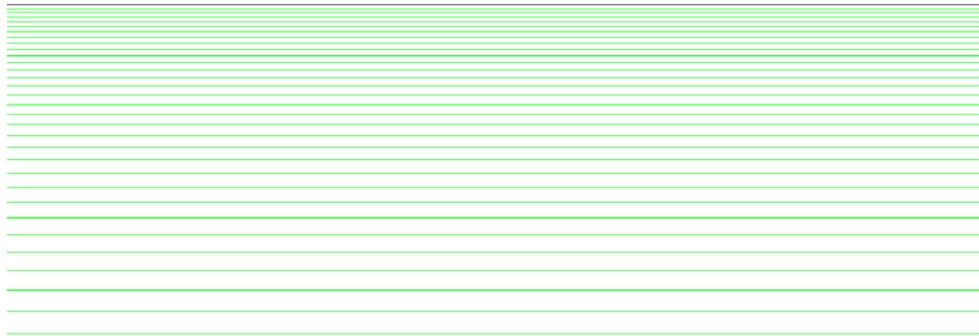
2.2. Sayısal İnceleme

Bu bölümde deneysel sistem ve akış şartları esas alınarak; tam gelişmiş, laminar ve sıkıştırılamaz bir boru akışı sayısal olarak incelenmiştir. Bu çalışmada göz önüne alınan problemin şematik resmi ve ilgili sınır koşulları Şekil 2.1b'de verilmektedir. Çözüm alanının boyutları hidrodinamik çalışma için 26x4000 mm, ısısal çalışma için ise 16x2000 mm olarak seçilmiştir.



Şekil 2.1b. Akış alanı ve sınır koşullarının şematik gösterimi

Şekil 2.2'de ilgili problemin çözümü için oluşturulan ağ yapısı sunulmaktadır. Çözüm alanı dikdörtgen hücreler kullanılarak oluşturulmuştur. Çözüm alanının hücrelere bölünme işlemi GAMBIT yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Ağ yapısının genel formu dikdörtgensel yapıda olup cidardan merkeze doğru 1.2 katlık artımlarla sıklaştırılmıştır. Seçilen ağ yapısının uygunluğunu kontrol etmek için aşağıdaki esaslar alınmıştır.



Şekil 2.2. Çözüm alanı ve ağ dağılımının görünüşü

Bunlar;

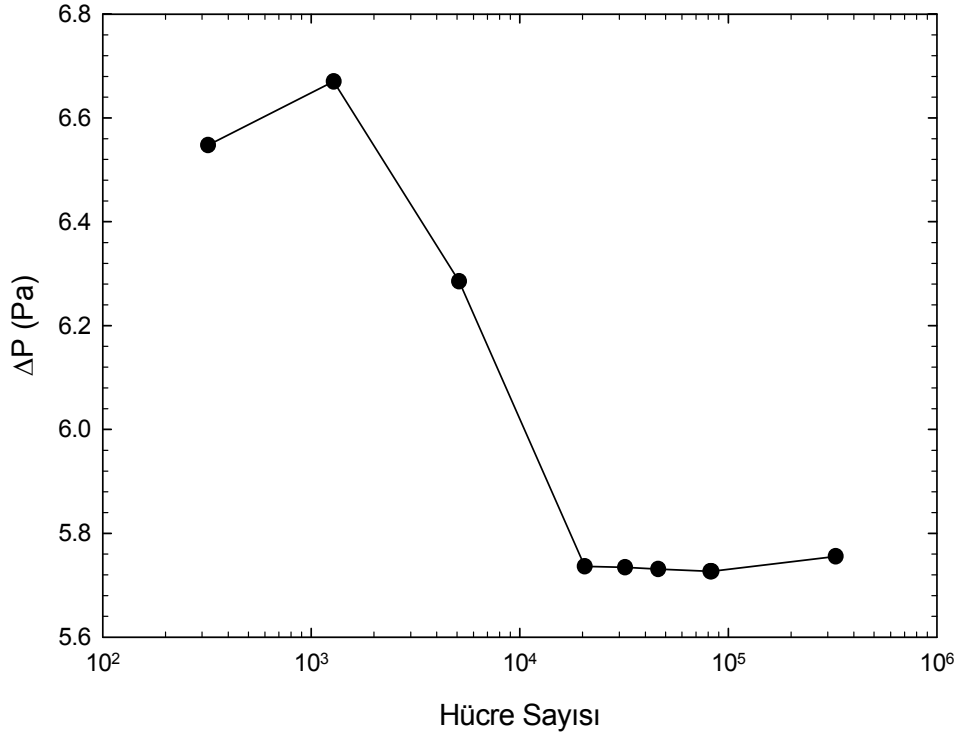
- Hücrelerin en-boy oranı (*aspect ratio*)
- Komşu hücrelerin kenar uzunlukları arasındaki oran (*successive ratio*)
- Hücrelerin kare şekline olan yakınlıkları (*skewness*)

şeklinde sıralanabilir. Türev terimlerinin doğrusallaştırılması için hücre boyutunun belirli bir ölçünün altında olması gerekmektedir. Bu ölçü geometriye ve akışa bağlı olup, genel olarak akışla ilgili özelliklerin gradyanlarıyla ilişkilidir. Örneğin, yüzeyde 'sıfır', sınır tabaka dışında ise sonlu bir değerde olan akışkan hızı; sınır tabaka içerisinde cidara dik doğrultuda büyük bir değişim göstermektedir. Bu nedenle, sınır tabakadaki hücre büyüklüğünün bu geçişi yakalayabilecek kadar küçük, bir başka deyişle sınır tabaka kalınlığının altında olması gerekmektedir. Bununla birlikte, çözüm alanının sınır tabaka boyutu büyüklüğünde eşdağılı ağa bölünecek olursa çok fazla hücre sayısı ortaya çıkarmaktadır. Böylece hem çözüm süresinde uzama, hem de yakınsama gibi problemlere neden olmaktadır. Bu nedenle, ağ yapısı kritik bölgelerde yani gradyanın büyük değişim gösterdiği bölgelerde sık, gradyanın küçük olduğu bölgelerde ise daha seyrek aralıklı olarak kullanılmalıdır (Akdağ, 2005). İdeal hücre sayısı ve büyüklüğünün tespit edilmesi için ağ bağımlılığı testlerinin (*grid dependency test*) yapılması gerekmektedir. Çözümün ağ bağımsız hale getirilebilmesi için Tablo 2.1'de verilen farklı ağ büyüklüklerini kapsayan hesaplamalar yapılmıştır.

Tablo 2.1. Eksenel simetrik boru akışının giriş akışı bölgesinde çeşitli ağ çözünürlüğü için basınç düşüşü ve hız değişimi

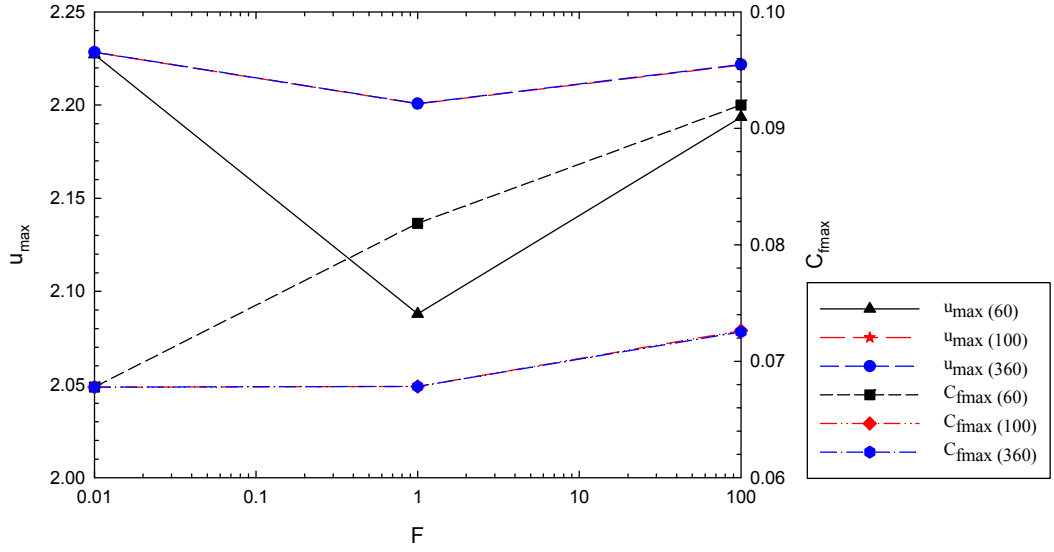
Durum	Hücre Sayısı	ΔP (Pa)	Eksenel Hız (m/s)
Çok kaba ağ (40x8)	320	6.5475	5.92451
Kaba ağ (80x16)	1280	6.6701	6.00875
Orta ağ (160x32)	5120	6.2855	6.02997
İnce ağ (320x64)	20480	5.7362	6.03404
İnce ağ(400x80)	32000	5.7345	6.03202
Çok ince ağ (640x128)	81920	5.7267	6.03011
Çok ince ağ(649x128)	83072	5.7270	6.02904
Aşırı ince ağ (1280x256)	327680	5.7556	6.03004

Basınç düşüşü ΔP , hücre sayısının bir fonksiyonu olarak Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3. ΔP 'nin hücre sayısına göre değişimi

Sonuç olarak, yeterli hassasiyette sonuçları en optimum şekilde elde etmek amacıyla ince ağ yapısı seçilmiştir. Bu çalışmada, akış alanında dikdörtgen hücreli eşdağılı olmayan ağ yapısı (320x64) kullanılmıştır. Ayrıca, bir periyodun adım aralığına bölünmesi de önem taşıyan diğer bir durumdur. Şekil 2.4'te üç farklı adım aralığındaki verilere ait karşılaştırma sunulmuştur. Sonuç olarak çözüm 120 adım aralığı kullanılarak elde edilmiştir.



Şekil 2.4. Bir periyodun farklı adım aralığına bölünmesinde $u_{\max}$ ve $C_{f\max}$

Kullanılan sayısal yöntemin prensibi, diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılarak iterasyonla çözülmesi esasına dayanmaktadır (Patankar, 1980). Sayısal inceleme sonlu hacimler ayrıklaştırma yöntemine göre çözüm yapan FLUENT 6.1.22 paket programı kullanılarak yapılmıştır. Bu program, temel olarak aşağıdaki transport denklemini çözmektedir.

$$\underbrace{\frac{\partial \rho \phi_k}{\partial t}}_{\text{zaman bağımlı}} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\underbrace{\rho u_i \phi_k}_{\text{konvektif terim}} - \underbrace{\Gamma_k \frac{\partial \phi_k}{\partial x_i}}_{\text{difüzyon terimi}} \right) = \underbrace{S_{\phi_k}}_{\text{kaynak terimi}} \quad k = 1, \dots, N \quad (2.43)$$

Burada ϕ_k genel değişken olup süreklilik denkleminde 1, momentum denkleminde u , v, w ve enerji denkleminde ise T olmaktadır. Γ_k difüzyon katsayısı, S_{ϕ_k} ise kaynak terimidir.

Bu çalışma için kullanılan denklemlere göre değişken, difüzyon katsayısı ve kaynak terim tablo halinde verilmiştir.

Tablo 2.2. Difüzyon katsayıları ve kaynak terimler

Denklem	ϕ_k	Γ_k	S_{ϕ_k}
Süreklilik denklemi	1	-	-
u momentum denklemi	u	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x}$
Enerji denklemi	T	α	-

Başlangıç koşulu:

$$t = 0: u(x, r, 0) = u_0, \quad T(x, r, 0) = T_0 \quad (2.44)$$

Sınır şartları:

$$x = 0: u(0, r, t) = u_0(0, r, t), \quad v = 0 \quad \text{ve} \quad T(0, r, t) = T_{in} \quad (2.45)$$

atımlı akış için $u_0(0, r, t)$ iki kısımdan oluşmaktadır:

$$u_0(0, r, t) = u_M + u_A \sin(2\pi ft) \quad (2.46)$$

$$u_0(0, r, t) = u_M + \frac{1}{2} u_A 2\pi f \cos(2\pi ft) \quad (2.47)$$

burada (2.46) numaralı denklem basınç kaynaklı akış için, (2.47) numaralı denklem ise piston kaynaklı akış için kullanılmıştır. Akışın atımlı olmaması durumunda ise,

$$u_0(0, r, t) = u_M \quad (2.48)$$

$$r = 0: \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_{x,0,t} = 0 \quad \text{ve} \quad \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{x,0,t} = 0 \quad (2.49)$$

$$r = r_0: u(0, r_0, t) = 0 \quad \text{ve} \quad \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{0,r_0,t} = \frac{q''}{k} = \text{sabit} \quad (2.50)$$

Sayısal incelemede, ayırık çözüm algoritması (segregated solver) kullanılmaktadır. Sırasıyla;

- Momentum denklemleri
- Basınç doğrultman denklemleri
- Enerji denklemi

çözülmemektedir. Ayırıklaştırma için seçilen yöntemler Tablo 2.3'te verilmektedir.

Tablo 2.3 Ayırıklaştırma yöntemleri

Parametre	Yöntem
Basınç	İkinci dereceden (Second order)
Basınç - Hız ilişkisi	PISO
Momentum	İkinci dereceden ileri fark (Second order upwind)
Enerji	İkinci dereceden ileri fark (Second order upwind)
Zaman formülasyonu	Kapalı yaklaşım (Implicit Scheme)

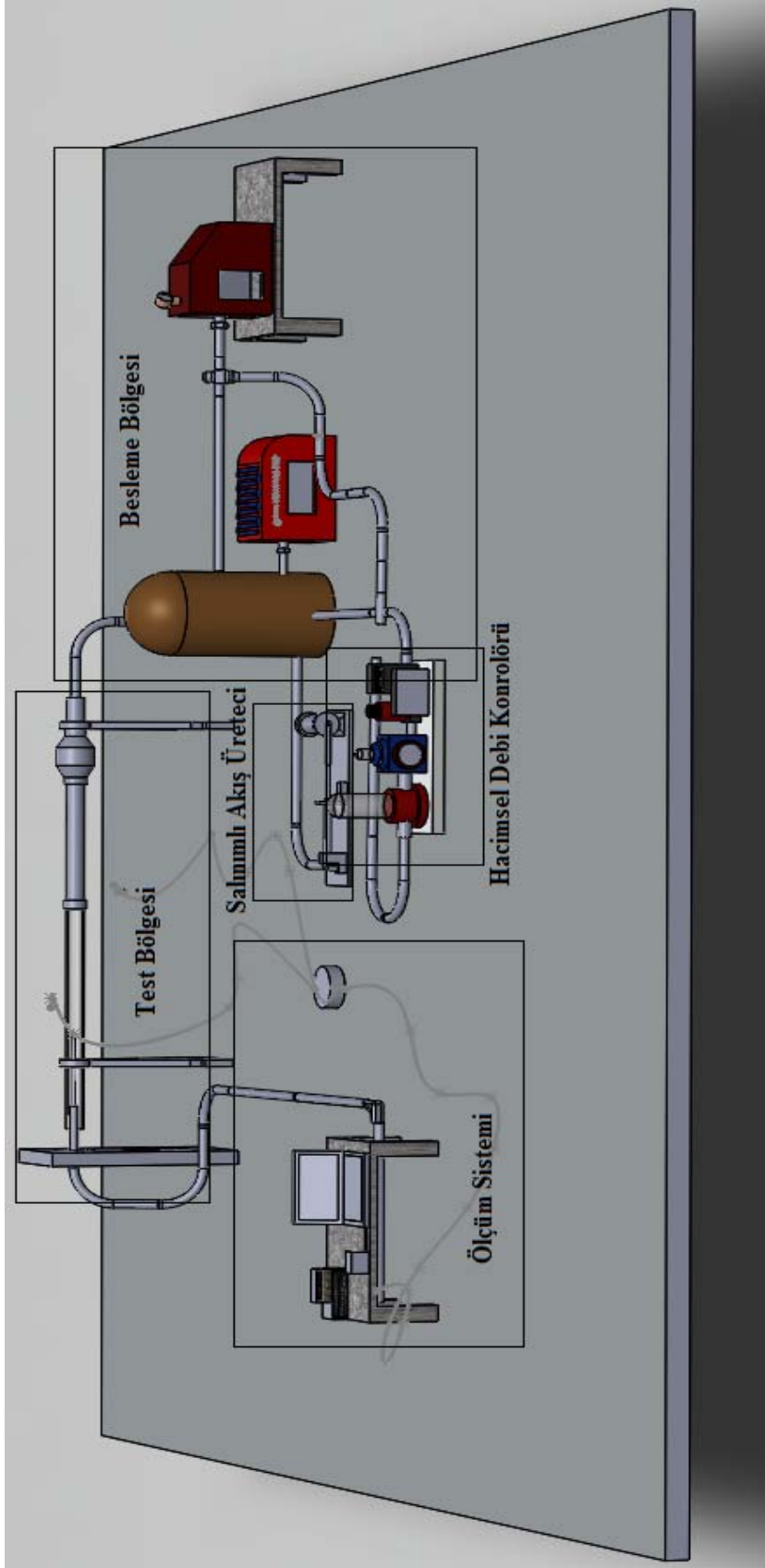
Sayısal çözümlemede ele alınan kontrol hacmi, deneysel geometriye göre seçilmiştir. Kullanılan sayısal yöntem, çözüm bölgesinin küçük kontrol hacimlerine bölünmesi ve olayı karakterize eden kısmi diferansiyel denklemlerin bu kontrol hacminde integre edilerek (ayırıklaştırma) iterasyon yöntemiyle çözülmesi esasına dayanmaktadır. Taşınım terimleri için ikinci derece hassasiyetle **second-order upwind scheme** açılımı kullanılmıştır. Basınç ve hız arasındaki ilişki, PISO **Pressure-Implicit with Splitting of Operators** algoritması ile ele alınmıştır. Hesaplama işlemi basınç alanının tahmini ile birlikte başlamakta ve momentum denklemlerinin çözülmesiyle hız alanı elde edilmiştir. Daha sonra, basınç süreklilik denklemi ile doğrultulmaktadır. Elde edilen bu değer yeni tahmini basınç alanıdır. Denklem setinin çözümünde yakınsama, ardışık iki iterasyon arasındaki bağıl hatanın azalması ile birlikte elde edilmektedir. Bu çalışmada yakınsama kriteri olarak enerji denklemi 10^{-12} ve diğer denklemler için ise 10^{-6} değeri alınmıştır. Atımlı akış giriş hızı, Fluent case dosyasına göre hazırlanan UDF (User-Defined Function) dosyası olarak programa tanıtılmıştır. UDF dosyasının kullanımı bu paket programı oldukça esnek bir duruma getirmektedir. Böylece; özel sınır şartları, malzeme özellik tanımları, hem Fluent hem de kullanıcı tanımlı sayısal transport denklemleri, yüzey ve hacim reaksiyon oranları, difüzyon fonksiyonları ve programın bünyesinde barındırmış olduğu modellerin geliştirilmesi (ayırık faz modeli, çoklu faz karışım modeli, ayırık ordinat ışınlama modeli gibi) isteğe bağlı olarak tanımlanabilir (Fluent UDF, 2003).

3. DENEYSEL İNCELEME

Deneyisel çalışma, piston kaynaklı atımlı akışla sınırlı tutulmuştur. Üniform ve sinüzoidal hız profili girişine sahip bir boru akışı, hidrodinamik ve ısıl açıdan deneyisel olarak incelenmiştir. Hidrodinamik deneylerde *26 mm* iç çapında ve *4000 mm* boyunda pleksi glass boru ve ısı transferi çalışmalarında ise *16 mm* iç çapa sahip ve *2000 mm* boyunda bakır boru kullanılmıştır. Deneyler laminar akış rejiminde ($Re=1000$) gerçekleştirilmiş ve akışkan olarak şartlandırılmış hava kullanılmıştır. Ölçümler, basınç farkı, hacimsel debi ve sıcaklık ölçümlerini kapsamakta olup, hem sürekli hem de atımlı akış rejimlerinde yapılmıştır.

3.1. Deney Düzeneği ve Çalışma Prensibi

Çalışmada kullanılan deney düzeneğinin ve ölçüm sisteminin şematik resmi Şekil 3.1'de verilmiştir. Deney düzeneği; besleme bölgesi, karışım bölgesi, gelişme bölgesi ve test bölgesi olarak dört ana bölümden oluşmaktadır.



Şekil 3.1. Deney düzeneği ve ölçüm sistem

Besleme Bölgesi:

Besleme bölgesi, daimi akış ünitesi ve salınımlı akış ünitesi olarak iki bölümden oluşmaktadır.

Şekil 3.2'de gösterilen daimi akış ünitesi; vidalı kompresör, hava tankı, makro-filtre, kurutucu, basınç düzenleyici, mikro-filtre, mikro-valf, hacimsel debi kontrolörü ve ayar modülünden meydana gelmektedir.



Şekil 3.2. Daimi akış ünitesi

Daimi akış için gerekli olan akışkan debisi bir vidalı kompresör tarafından sağlanmakta (500 LPM) ve hava tankına basılmaktadır. Hava tankından çıkan akışkan, içerisinde bulunabilecek olası kirletici veya partiküllere karşı ($1 \mu\text{m}$ gözenek boyutuna sahip partikülleri tutabilecek bir makro-filtre içerisinden geçirilerek kurutucu ünitesine yollanmaktadır. Burada bağıl nem düzeyi düşürülen akışkan, hassas bir mikro-filtreden geçirilerek ($0.1 \mu\text{m}$ partikül) devre üzerinde yer alan hacimsel debi kontrolörü ve sıcak film probuna zarar verebilecek partiküllerin tutulumu sağlamaktadır. Daha sonra, basınçlandırılmış hava bir mikro-valftan geçerek hacimsel debi kontrolörüne

ulaşmaktadır. Mikro-valf, sistemde oluşabilecek ani basınç artışlarına karşı hacimsel debi kontrolörünün (çalışma basıncı 0-125 psig) korunması için sigorta vazifesi görmektedir. Hacimsel debi kontrolörü üzerinde bir ayar modülü bulundurmaktadır (CZ-32907-25). Modül vasıtası ile istenilen hava debisi ayarlanarak giriş bölgesine gönderilmektedir.

Salınımlı akış ünitesi; pnömatik bir pompa, disk ve bu diski tahrik edecek DC bir elektrik motoru ve sürücünden oluşmaktadır. Bu üniteye ait resim Şekil 3.3'te verilmiştir.



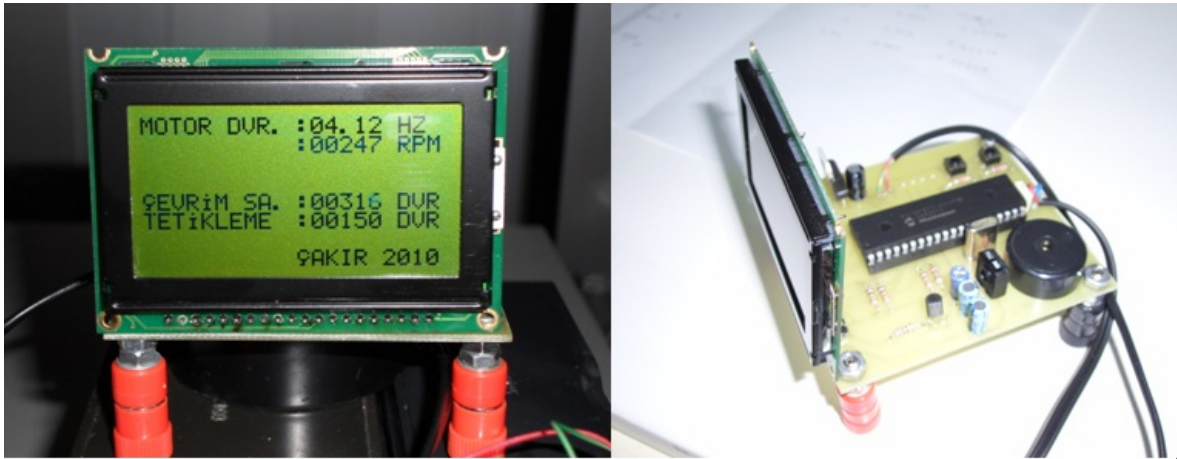
Şekil 3.3. Salınımlı akış ünitesi

Pnömatik pompa *16 mm* çap ve *150 mm* maksimum strok boyuna sahip olup çalışma frekans aralığı (*0 – 50 Hz*) arasında değişmektedir. Bu pompanın, farklı hız ve genliklerde tahrik edilmesini sağlamak amacı ile alaşımlı alüminyumdan imal edilmiş bir disk kullanılmaktadır. Bu disk üzerine farklı genlikte salınımlar oluşturulması amacıyla radyal doğrultuda *12.5 mm* aralıklarla beş adet delik açılmıştır. Bu disk DC motor miline, tasarlanan ve imal edilen bir flanş vasıtası ile bağlanmıştır. Sistemde kullanılmış olan bu DC motor Femsan firmasına ait *180 V*, *1 kW* gücünde ve *3000 dev/dak* lık sabit mıknatıslı fırçalı tip elektrik motorudur. Bu motoru *0-3000 dev/dak* hızlarında kontrol etmek için Eas marka DC sürücü kullanılmıştır. Bu sürücü, *0.1* volt adım aralığı ile kademeli olarak hızı

artırabilmekte ve motor için beslemeyi sağlamaktadır. Atımlı akış mekanizmasına ait kinematik analiz Ek 2’de detaylı olarak verilmiştir. Deney düzeneğinden elde edilen verilerin (hız, basınç ve sıcaklık) eşzamanlı kaydedilmesi ve salınım akış ünitesiyle senkronize bir şekilde tetiklenmesi için kızıl ötesi optik okuyuculu bir devre sistemi yer almaktadır. Bu devreyi oluşturan kızıl ötesi optik sensor (a) ve işlemci devre (b) Şekil 3.4’de gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 3.4. Optik kodlayıcı sistem sensor (a) ve işlemci devre (b)

Giriş Bölgesi:

Daimi akış ve salınlımlı akış ünitesi tarafından sağlanan akışlar T-tipi bir manşonla birleştirilmekte ve akış doğrusallaştırıcısına gönderilmektedir. Doğrusallaştırıcı içerisinde homojen bir şekilde karışan akışlar, akış doğrusallaştırıcı çıkışında (test bölgesi girişinde) istenilen üniform salınlımlı hız girişini oluşturmaktadır. Akış doğrusallaştırıcı, Şekil 3.5'de verilmiş olan konik bir basınç yayıcı hazne ve daralma konisinden oluşmaktadır. Bu koni içerisine 40 mm aralıklarla 1x1 mm kesitinde üç adet ve 0.5x0.5 mm kesitinde bir adet tel ızgara (elek) ve daralma konisinin tam orta bölgesine yerleştirilmiş 3 mm çapında 1000 adet plastikten imal edilmiş akış doğrusallaştırıcı yer almaktadır. Karışım bölgesinden gelen hava, alüminyum tel ızgaradan geçerek konik basınç yayıcıya ulaşmakta ve düzgün olmayan dönümlü akış, düzenli aksel hızı dönüşmektedir. Bunu iki adet akış düzeltici ızgaranın da bulunduğu kabın en geniş kesit alanına sahip olan kısa bir akış düzeltici bölüm takip etmektedir. Ayrıca, 10.8:1 oranına sahip bir daralma konisi yer almaktadır. Böylece akış içerisindeki çalkantıların ortadan kaldırılması sağlanmaktadır. Hava, test bölgesine türbülans şiddetinden kurtulmuş, doğrusal bir hız profiline sahip bir formda girmektedir. Daralma konisinin tasarımında önemli parametrelerden biri, basınç geri kazanım katsayısıdır ve açık formu

$$C_{p,sürtünmesiz} = 1 - (AO)^{-2} \quad (3.1)$$

şeklindedir. Burada AO alan oranını sembolize etmektedir (White, 2001). Bu çalışmada kullanılan yayıcı ve daralma konisi için (3.1) numaralı denklem kullanılarak $C_{p,sürtünmesiz} = 0.99$ olarak hesaplanmıştır. Ancak, gerçekte bu alan oranı için ölçülen C_p değeri, (3.1) bağıntısından elde edilen değerden bir miktar düşüktür (Runstadler ve ark., 1975).



Şekil 3.5. Akış doğrusallaştırıcı

Gelişme Bölgesi:

Gelişme bölgesinde; akış hidrodinamik olarak tam geliştirilerek ölçüm bölgesi öncesinde tam gelişmiş akış koşulları sağlanmaktadır.

Test Bölgesi:

a.- Hidrodinamik İnceleme

Test bölgesi; çıkışı atmosfere açık, dairesel geometriye sahip ve 26 mm çapında 4000 mm uzunluğunda pürüzsüz pleksi glass bir borudan oluşmuş ve girişte mümkün olan en iyi profil sağlanmıştır.

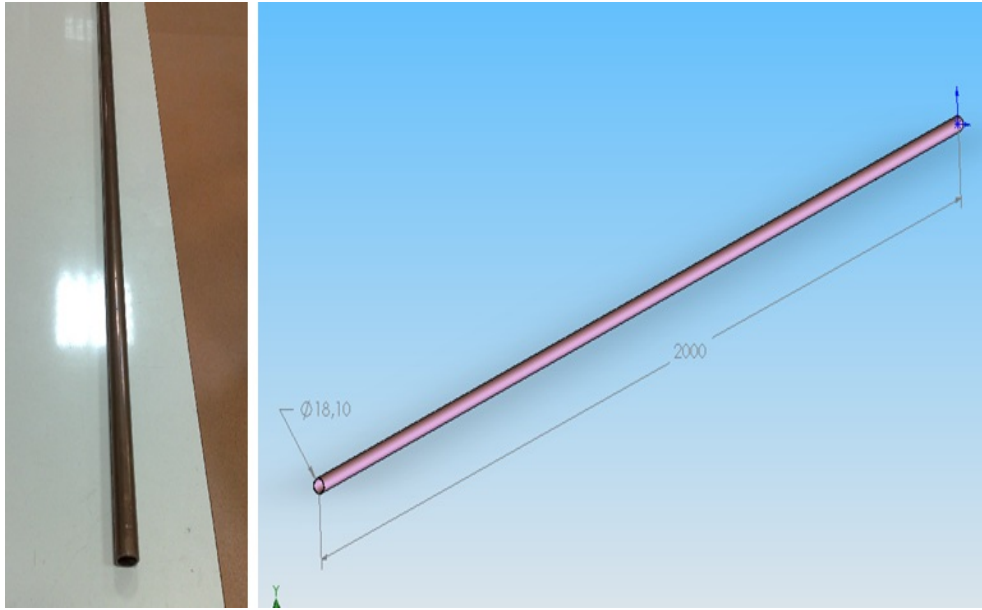
Çalışmada hidrodinamik gelişme uzunluğu,

$$\frac{L}{D} = \frac{0.055703 \text{ Re}}{1 + 0.0000013 \text{ Re}} \quad (3.2)$$

bağıntısı kullanılarak $Re_{max}=2300$ için $L=3320$ mm olarak belirlenmiştir. Ayrıca, çıkış süreksizliklerini ortadan kaldırmak amacıyla 250 mm ilave uzunluk test bölgesinin uzunluğunu tayininde dikkate alınmıştır. Tam gelişmiş basınç düşümünün belirlenmesine yönelik test bölgesinde açılan basınç prizlerinin konumu Şekil 3.1'de gösterilmektedir. Basınç prizleri arasındaki mesafe 750 mm olup, çıkış basınç prizinin konumu yine çıkış süreksizlikleri dikkate alınarak belirlenmiştir.

b- Isıl İnceleme

Test bölgesi; çıkışı atmosfere açık, dairesel geometriye sahip ve 18 mm dış ve 16 mm iç çapında 2000 mm uzunluğunda bakır bir borudan oluşmuştur. Ayrıca, çıkış süreksizlikleri için yukarıda belirtilen prosedür burada da uygulanmıştır. Isı incelemenin gerçekleştirildiği test borusu Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6. $\phi 18 \times 2000$ mm bakır boru

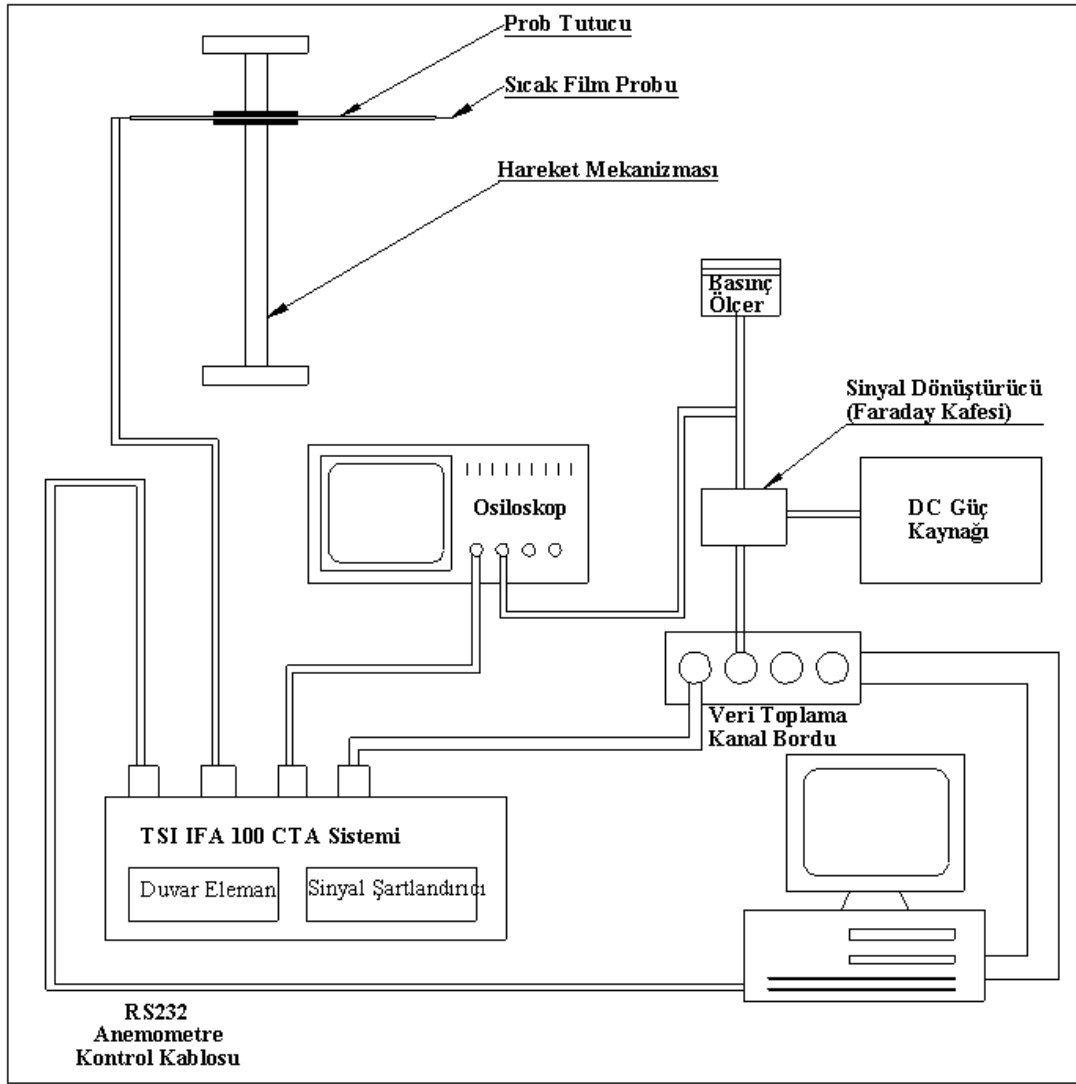
Şekil 3.7'de boru yüzeyinde sabit ısı akısı sınır koşulun sağlanmasına yönelik olarak tasarlanan bir yaprak ısıtıcı ve onu dıştan örten iki katmanlı bir izolasyon tabakası gösterilmektedir. Bu ısıtıcı 12000 mm x 20 mm (uzunluk x kalınlık) boyutlarında olup 0-500 W/m^2 aralığında değişen ısı akısı sağlamaktadır. Test bölgesinin izolasyonu cam yünü, taş yünü ve her ikisini içerisinde barındıran yanmaz seramik fiber-mat'tan oluşmaktadır.



Şekil 3.7. Test bölgesi (bakır boru, yaprak ısıtıcı ve izolasyon)

3.2. Ölçüm İşlemi ve Veri Analizi

Basınç ve hız ölçüm sistemlerinin şematik resmi Şekil 3.8'de verilmiştir. Hız ölçümlerinde, probun akış ortamında farklı istasyonlarda konumlandırılması için Plint&Partner firması tarafından yapılmış olan TR500 model hareket mekanizması kullanılmıştır. Bu mekanizma sayesinde prob dikey ve yatay doğrultuda hareket edebilmektedir. Dikey doğrultuda mekanizma milinin 10° 'lik bir dönüşü ile prob tutucu 0.05 mm 'lik bir yol almaktadır. Yatay doğrultuda ise prob tutucunun ölçekli cetvel üzerinde kaydırılması ile ayarlanmaktadır. Mekanizma yatay ve dikey doğrultuda 500 mm hareket etme kabiliyetine sahiptir. Probu konumlandırılmasında deneysel hata miktarı 0.001 mm kadar olmaktadır. Ancak, çalışmada kullanılan boru çapı göz önüne alındığında bu miktar daha da azalmaktadır.



Şekil 3.8. Ölçüm sistemi ve hareket mekanizması

3.2.1. Hız ve Frekansın Ölçülmesi

Hız ve frekansın ölçülmesinde TSI firması tarafından üretilmiş IFA100 sıcak tel sabit sıcaklık anemometresi ve sıcak film probu kullanılmıştır. Detaylı bilgi Ek 1’de verilmiştir. Bu prob yine aynı firmaya ait olan Model 1125 kalibrasyon cihazı kullanılarak kalibre edilmiştir. Sıcak tel sabit sıcaklıklı anemometreden elde edilen sinyal ve basınç algılayıcıdan gelen sinyaller eş zamanlı olarak sinyal şartlandırıcı yardımıyla UEA firmasına ait saniyede 100000 veri örnekleyebilecek özellikte 12-bit hassasiyete sahip DAS20 A/D veri kartına yollanarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Elde edilen ham

verilerin bilgisayar ortamında işlenmesi ise TSI firması tarafından geliştirilmiş olan IFA100 ThermalPro paket programı yardımı ile yapılmıştır.

3.2.2. Basınç Ölçümü

Deneylerde boru üzerine açılmış olan iki adet basınç prizi arasındaki statik basınç farkı ölçülmüştür. Basınç prizlerinin konumu hidrodinamik gelişme uzunluğu ve çıkış etkileri göz önüne alınarak belirlenmiştir. Bu işlem, karşılaşılan basınç farkı aralığına göre Druck firmasına ait $-0.1 - +0.1$ mbar çift yönlü ve 0.1 mbar skalalara sahip iki adet LPX9481B ve LPX9481 düşük fark basınç sensörü ile gerçekleştirilmiştir. Bu cihazlara $10-30$ V DC akım uygulanmakta olup $4-20$ mA aralığında analog sinyal alınmaktadır. Bu algılayıcılar yüksek doğruluk ve hassasiyete sahiptir (0.1% FS BLS). Deneysel çalışmada frekans aralığının geniş tutulabilmesi için basınç algılayıcılarının bu duruma uygun seçilmeleri gerekmektedir. Bu nedenle algılayıcıların seçiminde en önemli kriterlerden biri de tepki sürelerinin çok iyi olmasıdır. Deneylerde kullanılan algılayıcıların tepki süreleri 10 ms olup saniyede 100 değişimi fark edebilecek kabiliyettedir. Ayrıca, doğal frekansları da 2 kHz'e kadar ulaşmaktadır. Algılayıcı sinyal çıkışları mA olduğu için gerilime çevrilerek sinyal şartlandırıcıya bağlanmıştır. Burada gerekli işlemler uygulanmış ve veri kartı vasıtası ile ThermalPro yazılımı ile ölçümler bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Ayrıca, çalışmalarda kontrol amaçlı kullanılan iki adet Druck firmasına ait $0-100$ mbar aralıklı $4-20$ mA çıkış sinyaline sahip PTX7500 gösterge basınç transmitteri kullanılmıştır. Bu algılayıcılar da yüksek doğruluk ve hassasiyet derecelerine (0.1% FS BLS) sahip olup, tepki süreleri 1 ms'dır.

Test bölgesine giren akışkan debisi hacimsel debi kontrolörü vasıtası ile sağlanmıştır. Basınç düşümü ölçümü için kalibrasyon işlemi yukarıda anlatılan LPX9481B ve LPX9481 çift yönlü fark basınç algılayıcıları ile gerçekleştirilmiştir.

3.2.3. Sıcaklık Ölçümü

Isıl inceleme deneylerinde temel unsuru sıcaklık ölçümleri oluşturmaktadır. Sıcaklık ölçümleri, giriş bölgesi merkezi, test bölgesi girişi ve ısıl olarak tam gelişmiş bölgede iç cidarda yerel bir istasyonda K-tipi (Krom-alumel), PFA izoleli termo-eleman çifti yardımı ile zaman bağımlı olarak gerçekleştirilmiştir. İç cidardan alınan sıcaklık ölçümü istasyon

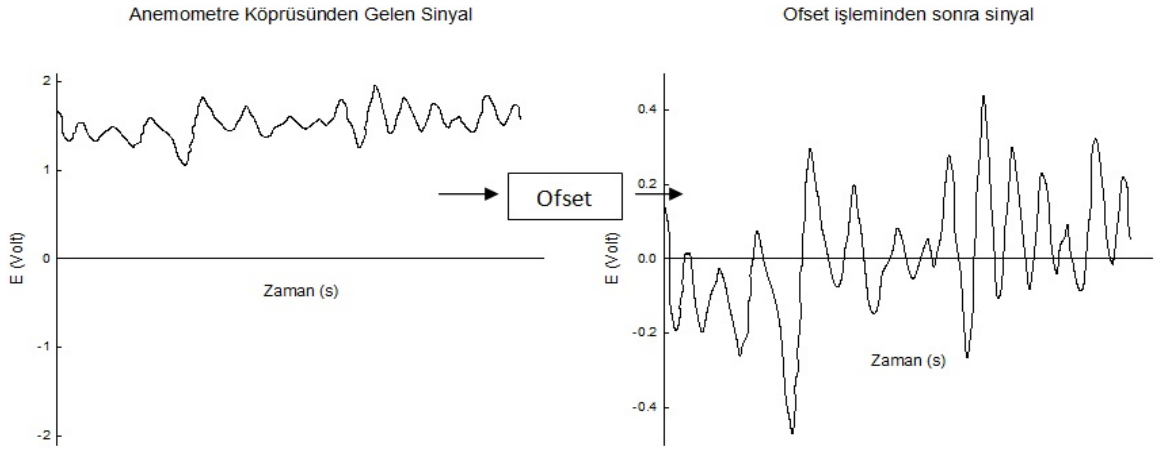
konumu hidrodynamic ve ısı gelişme uzunluğu, çıkış etkileri ve bileşik ısı transferi (conjugate effect) göz önüne alınarak belirlenmiştir. Kullanılan termo-eleman çiftleri 0.001 inç kalınlığında, tepki süresi (response time) 0.003 s olup hassasiyeti 0.01°C'dir. Termo-eleman çiftinden elde edilen sinyaller eş zamanlı olarak, National Instruments firmasına ait 16-bit hassasiyete sahip 250 KHz A/D veri kartı kullanılarak, yine aynı firmaya ait Labview yazılımıyla bir arayüz programı yazılarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır.

3.3. Sinyal Şartlandırma İşlemi

Ölçülecek olan hız ve basınç verileri üzerine gelen gürültü (yüksek frekans) ve parazitler arındırılırken atımlı akışın frekansının da bozulmadan algılanması gerekmektedir. Bu ise doğrudan sinyalin şartlandırılması ve ölçüm süresine bağlıdır. Sinyal şartlandırıcıda üç önemli işlem gerçekleştirilmektedir.

a. Ofset İşlemi

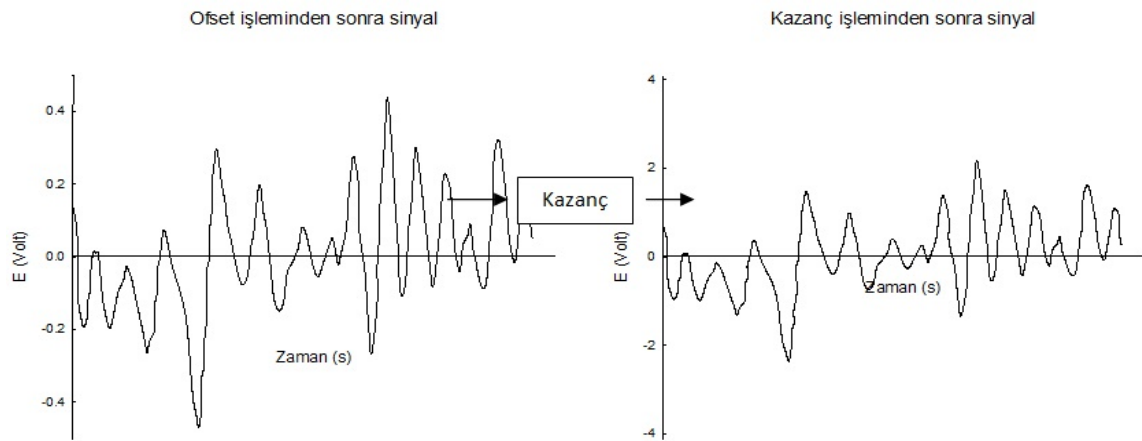
Bu işlem vasıtasıyla, ölçüm cihazlarından gelen sinyaller veri aktarma kartlarının çalışma aralığına uygun bir hale getirilir. Bu işlem gelen sinyallerden ofset değeri kadar gerilimin çıkarılmasıyla gerçekleştirilir. Bazı özel durumlarda ölçüm cihazı veri okuma kartının alabileceği değer olan $\pm 5V$ sınırlarını aşabilir. Bu durumda, veri aktarma kartı bu gerilimi algılayamaz. Ofset işlemi yapılarak bu sorun giderilir. Ayrıca, basınç algılayıcısı ve sıcak tel probu atımlı akışta oluşabilecek ters akış durumu için negatif hızı ve bazı durumlarda da basıncı algılayamaz. Bu probleme ofset işlemi ile çözüm bulunabilmektedir. Örnek ofset işlemi Şekil 3.9'da verilmektedir.



Şekil 3.9. Ofset işlemi

b. Kazanç (Gain) İşlemi

Bu işlem ölçüm cihazlarından gelen sinyalin ofset işlemine tabi tutulmasından sonra kuvvetlendirilmesi veya büyütülmesini sağlar. Bu işlem yapılırken en düşük ve en yüksek sinyallerini kapsanılacağı aralık dikkat edilmesi gereken en önemli husustur. Özellikle düşük frekanslı ölçümler esnasında alınan zayıf sinyallerin büyütülmesi için vazgeçilmez bir durumdur. Kazanç işlemiyle elde edilen sinyal örneği Şekil 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.10. Kazanç işlemi

c. Filtreleme İşlemi

Ölçüm cihazının sinyallerine karışan gürültü ve parazitlerin temizlenme işlemidir. Yani düşük frekanstaki sinyallerin geçmesi, büyük frekanstaki sinyallerin tutulmasıdır. Çalışmada en yüksek frekans 50 Hz olarak belirlendiği için bu frekansın hemen üstünde Lowpass filtreleme işlemi yapılması yeterli olmuştur.

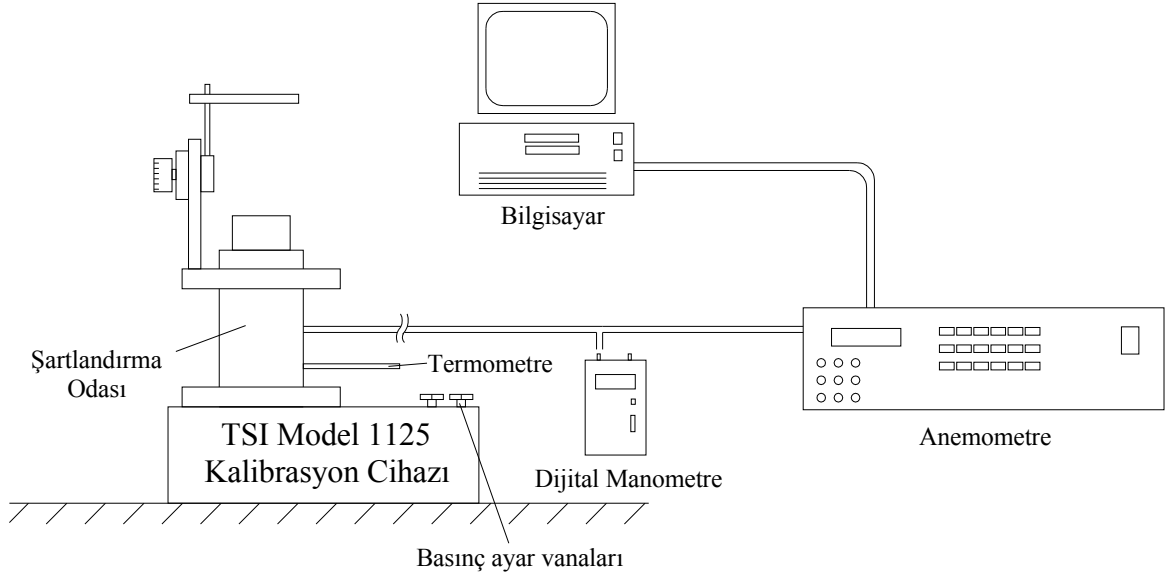
3.4. Veri Toplama İşlemi

Bu çalışmada, akışın hidrodinamik olarak incelenmesinde IFA100 intelligent akış analizörü, veri toplama kartı (DAS20) ve ThermalPro programı kullanılmıştır. Bu program için ölçülecek veri sayısı, filtre işlemi ve örnekleme oranı gibi parametrelerin uygun seçilmesi gerekmektedir. Örnekleme oranı saniyede alınan veri sayısı olarak ifade edilmektedir. Veri sayısı ise bilgisayar mantığı gereği 1024 ve katları olmaktadır. Bu durumda ölçüm süresi, veri sayısının örnekleme oranına bölünmesi ile bulunabilir. Bu çalışmada akış frekansına göre örnekleme oranı ve veri sayısı değişmektedir. 1 Hz 'lik bir akış frekansı için 1000 Hz örnekleme oranı ve 1024 veri sayısı kullanılmıştır. Ayrıca low-pass filtreleme ise 50 Hz seçilmiş ve yüksek frekansların geçmesine olanak tanınmamıştır.

Akışın ısı olarak incelenmesinde ise, veri toplama kartı (NI M650) ve Labview programı kullanılmıştır. Yine hidrodinamik çalışmada uygulanan benzer prosedür burada da kullanılmıştır.

3.5. Ölçüm Cihazlarının Kalibrasyonu

Bu çalışmada kullanılan basınç algılayıcılarının ve sıcak tel probunun kalibrasyon işlemleri detaylı olarak ele alınmıştır. Şekil 3.11'de kalibrasyon işlemlerinde kullanılan cihazlarını bağlantı şeması verilmektedir.



Şekil 3.11. Kalibrasyon cihazı bağlantı şeması (Akansu, 2004)

3.5.1. Sıcak Tel Probunun Kalibrasyonu

Prob kalibrasyon işlemi, bilinen hız değerlerine karşılık gelen gerilim değerlerinin, King yasasına göre doğrusallaştırılması işlemi olarak ta ifade edilebilir.

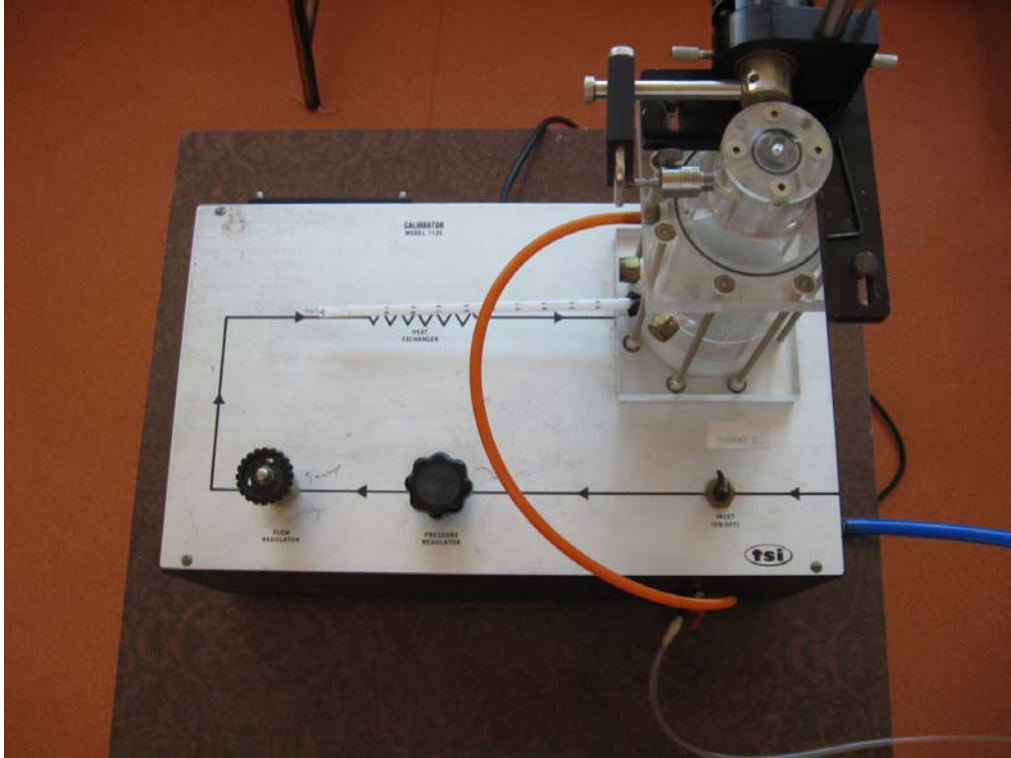
$$E^2 = A + BU^n \quad (3.3)$$

Burada; E köprü gerilimi, U akışkan hızını ve A,B, n ise kalibrasyon sabitlerini ifade etmektedir. Başka bir yöntem ise, hız ve gerilim arasındaki ilişki King yasası yerine dördüncü dereceden bir polinom uygulanmasıdır.

$$U = K + A * E + B * E^2 + C * E^3 + D * E^4 \quad (3.4)$$

Burada; K, A, B, C, D kalibrasyon sabitleridir. Yapılan çalışmalar göstermiştir ki polinom uyumlanması King yasasına göre daha doğru sonuçlar vermektedir (Akansu 2004).

Sıcak film probunun kalibrasyon işlemi Şekil 3.12'de gösterilen TSI firmasına ait Model 1125 kalibratöründe gerçekleştirilmiştir. Kompresörde üretilen hava makro filtreden geçirildikten sonra Drytech marka kurutucuda kuru hava özellikleri sağlanarak kalibrasyon cihazına gönderilmiştir.



Şekil 3.12. Model 1125 kalibrasyon cihazı

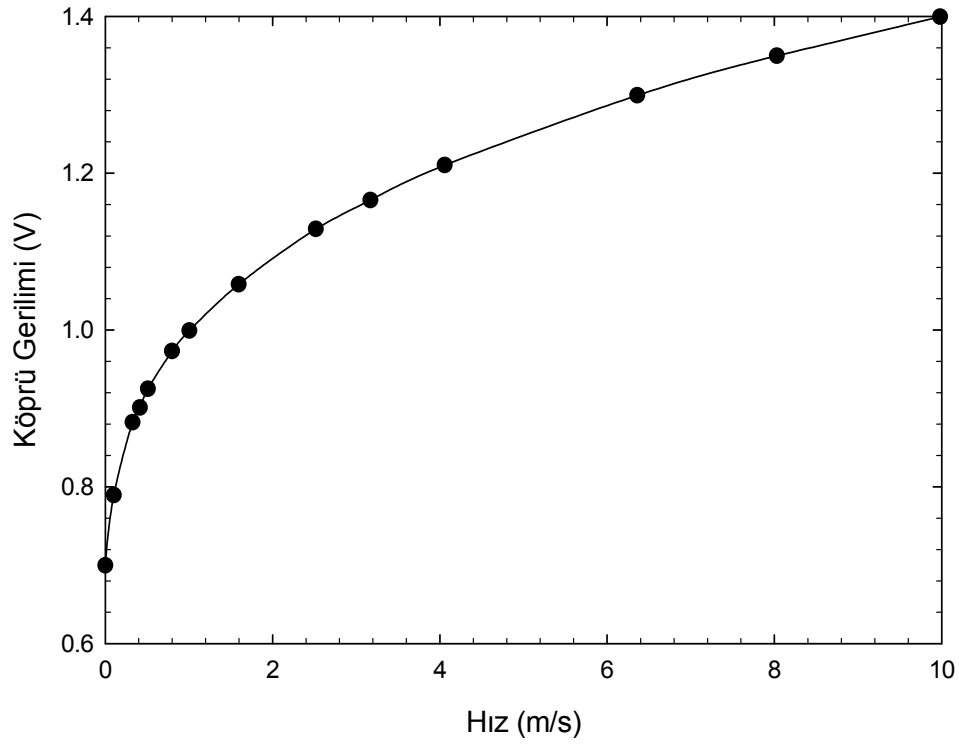
Kalibrasyon işlemi, D2 orta hız ve D3 düşük hız hücrelerinde farklı 19 hız değerine karşılık gelen prob analog sinyallerinin bilgisayar tarafından kaydedilmesiyle sağlanmıştır. Elde edilen bu değerlere dördüncü dereceden polinom uyarlanarak kalibrasyon eğrileri elde edilmiştir.

Kalibrasyon ile deneyin yapıldığı ortam şartları farklı olması nedeniyle aynı hız değerlerinde farklı gerilimlerin oluşması kaçınılmazdır. Bu durum ölçümlerde hata oluşumuna neden olmaktadır. Bu hatanın giderilmesinde iki farklı metot kullanılmaktadır. Birinci yöntem, düzeltilmiş gerilim değeri elde edilip tekrar dördüncü dereceden polinomla eğri uydurulması prensibine dayanır. Bu işlem;

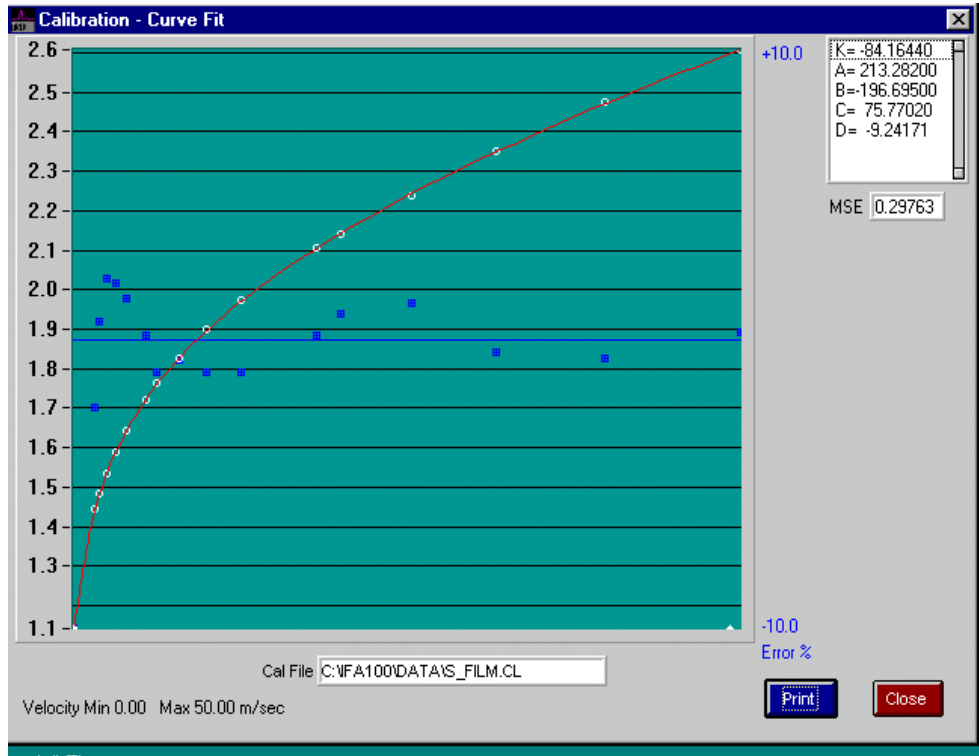
$$E_{corr} = \sqrt{\frac{T_w - T_0}{T_w - T_a}} * E_a \quad (3.5)$$

$$U = K + A * E_{corr} + B * E_{corr}^2 + C * E_{corr}^3 + D * E_{corr}^4 \quad (3.6)$$

denklemleri kullanılarak yapılmıştır.



(a)



(b)

Şekil 3.13. Sıcak film probuna ait kalibrasyon eğrileri (a) ve (b)

Burada T_w ve T_0 sırası ile kalibrasyon esnasında çalışma ve ortam sıcaklıkları, T_a ve E_a ise deney esnasındaki ortam sıcaklığı ve gerilim değeridir.

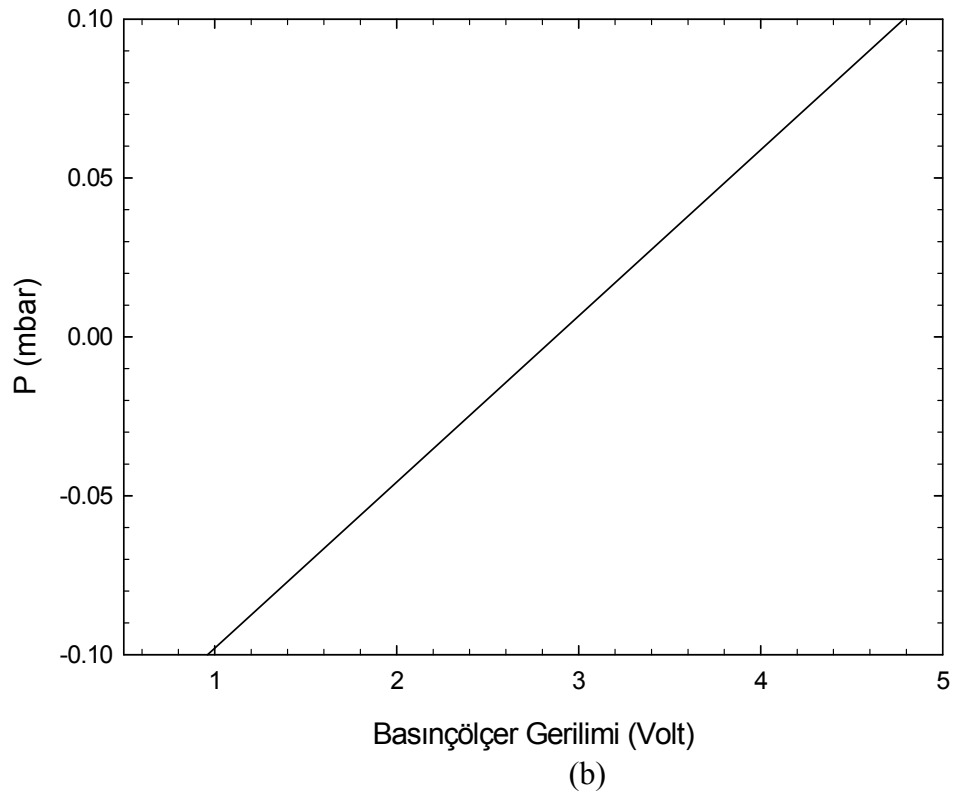
İkinci yöntem ise, ThermalPro programının kullanmış olduğu sıcaklık düzeltmesi yöntemidir. Kalibrasyon işlemi ve deneysel ölçümler esnasında ortam sıcaklığı ve basıncı programa girilmekte ve böylece düzeltme işlemi programın kendi bünyesinde yapılmaktadır. Çalışma öncesi elde edilmiş olan bu kalibrasyon eğrileri Şekil 3.13'de verilmektedir.

3.5.2. Basınç Ölçer Kalibrasyonu

Basınç algılayıcıların kalibrasyon işlemi iki farklı metot kullanılarak yapılmıştır. İlk metotta, basınç sensorları TSI firmansa ait Model 1125 kalibrasyon cihazına bağlanmış ve bu cihaza basınç kalibratörü eklenmiştir. Belirli basınçlara karşılık gelen gerilim değerleri bilgisayar ortamına kaydedilmiştir. Sonra bu değerlere

$$P = A + B * E \quad (3.7)$$

denklemini ile eğri uyumlanarak basınç algılayıcıları için kalibrasyon eğrisi elde edilmiştir. İkinci metotta ise basınç algılayıcıları için, üreten firma tarafından sağlanan basınç kalibrasyon tablosundaki veriler elle ThermalPro programına girilerek kalibrasyon eğrisi elde edilmiştir. Bu çalışmada her iki yöntemde kullanılmış ve ikisi arasında fark olmadığı görülmüştür. Elde edilmiş olan bu kalibrasyon eğrileri Şekil 3.14'de verilmiştir.



Şekil 3.14. Basınç algılayıcılarına ait kalibrasyon eğrileri (a)LPX5481 (b)LPX9481

Basınçölçer önce 16 V luk doğru akım kaynağına bağlanmıştır. Besleme kaynağından gürültü ve parazit kapmaması için 220 V şebeke geriliminden beslenen DC güç kaynağı yerine özel olarak tasarlanmış 16 V luk batarya düzeneğine bağlanmıştır. Sensor çıkış sinyali $4\text{--}20\text{ mA}$ ve bu sinyalin veri aktarma kartına bağlanması için $\pm 5\text{ V}$ gerilime dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu nedenle Şekil 3.15'te gösterilen küçük bir elektronik devre tasarlanarak ölçüm sistemine eklenmiştir. Bu devre üzerinde $240\text{ }\Omega$ luk film tip bir direnç kullanılmıştır. Ayrıca bu dönüştürücü devre, gürültü ve parazit (Radyo dalgaları, cep telefonu sinyalleri ve mikrodalgalar vs) için 1 mm kalınlığında bakır plakayla Faraday kafesi oluşturularak ekranlanmıştır. Basınç ölçüm sisteminde kullanılan tüm kablolar ekranlı kablo olarak seçilmiştir. Ölçüm sistemi üzerinden sızan gürültü ve parazitler dönüştürücüden yollanan sinyal TSI Model 157 sinyal şartlandırıcıda ofset ve kazanç değerleri ayarlanarak Lowpass filtrelemeye tabi tutulmuşlardır. Böylece çevre ortamdan gelen tüm parazit ve gürültüler ortadan kaldırılmıştır.

Deney sırasında ortam sıcaklığındaki değişimler nedeniyle basınç algılayıcısının çıkış sinyalinde küçük miktarlarda değişimler meydana gelmektedir. Bu durumlarda basınç algılayıcısı üzerinde bulunan *ZERO* ayar vidası kullanılarak sınır değerinden kaymış olan gerilim farkı giderilmiştir.



Şekil 3.15. Sinyal dönüştürücü devre ve Faraday kafesi

Frekans farklılığına bağlı olarak basınç düşümlerinin oldukça geniş bir aralıkta seyretmesi, farklı ölçüm aralıklarına sahip basınç algılayıcıları kullanımını zorunlu hale getirmiştir. Ölçüm cihazlarına ait karakteristikler Tablo 3.1’de verilmektedir.

Tablo 3.1. Ölçüm cihazlarına ait karakteristikler

Ölçüm cihazı	Cihaz Kodu	Ölçüm aralığı	Hassasiyeti
Hacimsel debi kontrolörü	CZ-32907-25	0 – 100 l/dk	±0.8%*
	LPX9481 B	0 - ±0.1 mbar	±0.1%*
Basınç Sensoru	LPX9481	0 - 0.1 mbar	±0.1%*
	LPX5481	0 - 20 mbar	±0.1%*
Dijital termometre	91100-40	-250 - 1372°C	±0.1%*
Yüzey pürüzlülük ölçüm cihazı	Marsurf Profilometre M2	0 – 150µm	±0.015µm
* Tüm skalada			

Kalibrasyon işlemi sonucu elde edilen ve ThermalPro programının kullanmış olduğu veri dosyaları Ek 5’te verilmiştir.

3.6. Deneysel Hesaplama Yöntemi

Önceki bölümlerde bahsedildiği üzere basınç düşüşü, tam gelişmiş bölgede ölçülmüştür. Deneysel verilerin işlemesi hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış durumunda aşağıda verilen momentum denklemi yardımı ile elde edilmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (3.8)$$

(3.8) numaralı denklem $2\pi r dr$ ile çarpılarak sırasıyla boru kesiti boyunca ve boru boyunca tekrar integre edilirse:

$$\frac{\Delta p}{L} = \rho \frac{du_m}{dt} + \frac{4\tau_w}{D} \quad (3.9)$$

elde edilir.

Anlık sürtünme katsayısı C_f ve çevrim ortalama sürtünme katsayısı $\bar{C}_f$ piston kaynaklı akış:

$$C_f(t) = \frac{\tau_w(t)}{\frac{1}{2}\rho u_m^2} \quad (3.10)$$

$$\bar{C}_f = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} |C_f(t)| dt \quad (3.11)$$

denklemleri ile belirlenir.

(3.8) numaralı denklem, (3.9) numaralı denkleme taşınarak düzenlenecek olursa

$$\bar{C}_f = \frac{D}{2\rho u_{m,ta}^2} \left(\frac{\Delta \bar{p}}{L} - \rho \frac{d\bar{u}_m}{dt} \right) \quad (3.12)$$

formunda yazılabilir. Burada; τ_w cidar kayma gerilmesi, u_m ve $u_{m,ta}$ ise sırasıyla kesit ve kesit zaman ortalama hızı ifade etmektedir. Ayrıca, u_m ve ΔP sırasıyla kızgın tel anemometresinden ve fark basınç sensorundan ölçülen verilerdir.

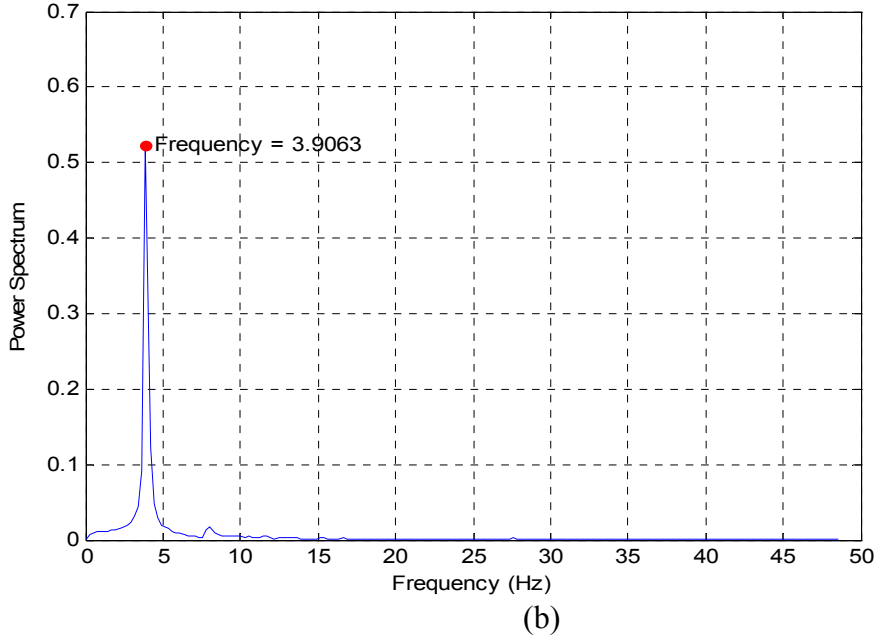
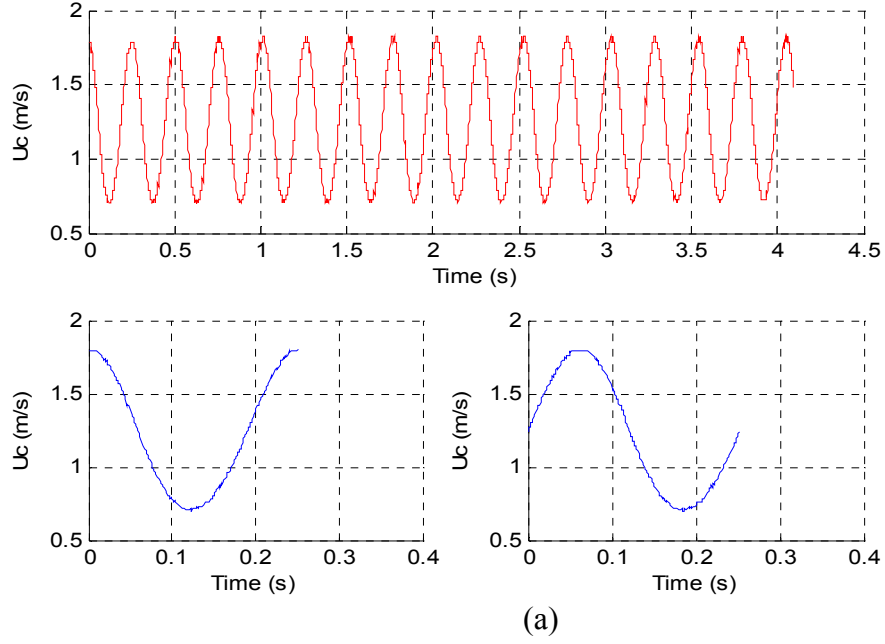
$$\bar{u}(r,t) = \frac{1}{150} \sum_{i=1}^{150} u_i \quad (3.13)$$

$$\Delta \bar{p}(t) = \frac{1}{150} \sum_{i=1}^{150} \Delta p_i \quad (3.14)$$

$$\bar{T}(r,t) = \frac{1}{500} \sum_{i=1}^{500} u_i \quad (3.15)$$

$$\text{Re}_{ta} = \frac{u_{m,ta} D_h}{\nu} \quad (3.16)$$

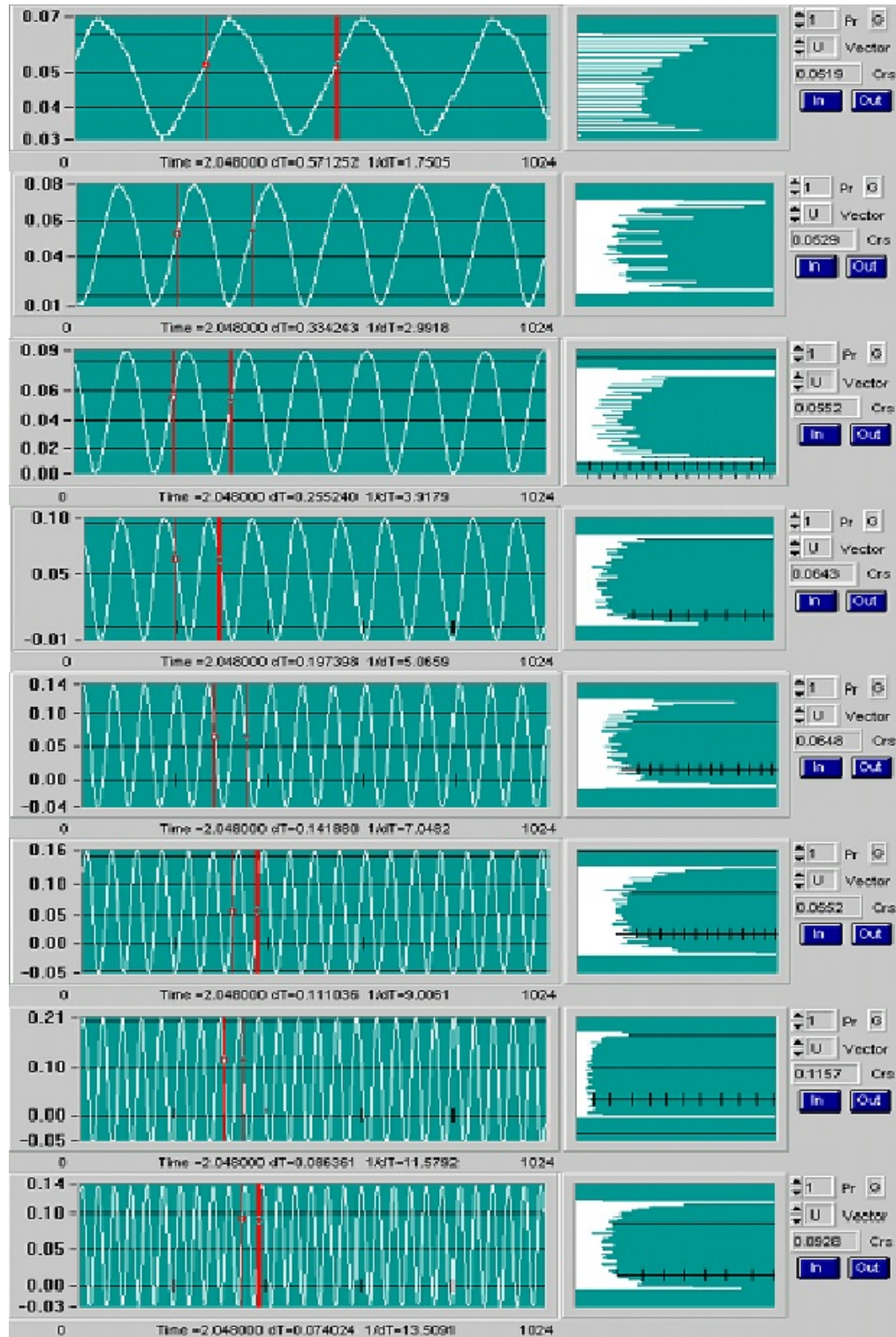
u_m ve Δp 'nin bileşik-ortalamalı (ensemble-averaged, EA) değerleri 150 çevrim verisi ve T 'nin bileşik-ortalamalı değeri ise 500 çevrim verisi kullanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca, veri toplama salınımının sekiz farklı faz açısı için gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu işleme ait bir örnek Şekil 3.16 (a) ve (b)'de verilmiştir.



Şekil 3.16. Bileşik-ortalamalı hesap örneği (a) ve ona ait güç spektrumu (b)

Şekilde 3.16'dan anlaşılabacağı üzere ölçülen sinyallerin Hızlı Fourier Dönüşümüne (FFT) açılması sonucu bir çok frekans bileşeninin olduğu gözükmemektedir. Ancak bir tek baskın frekans değeri mevcut olduğu için analizlerde birinci harmoniğin alınması, sonucu çok fazla etkilememektedir. Fourier dönüşümünden elde edilen bu güç spektrum analizi, görünüşte seçiksiz olan sinyallerin genlik ve faz spektrumlarının bünyesinde barındırdığı yapının ortaya konulmasında çok iyi bir araçtır (Chapra, 2005). Atımlı akış çalışmalarına başlamadan önce bir takım test ölçümleri yapılmıştır. Burada ortalama Reynolds sayısı 1000 olarak seçilmiştir. Boyutsuz genlik tüm ölçümler boyunca sabit tutulmuştur. Tasarlanan salınımlı akış ünitesinin hedeflenen sinüzoidal profili sağlayıp sağlamadığı ve kızgın tel probunun boru merkezine doğru bir şekilde yerleştirilip yerleştirilmediği belirlenmiştir. Bu test ölçümlerine ait sonuçlar Şekil 3.17'de verilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, elde edilen eğriler tam bir sinüzoidal davranış sergilemekte ve simetrik bir yapı göstermektedir. Bu durum, salınımlı akış ünitesinin istenilen profili sağladığını ve probun, boru merkezine doğru bir şekilde yerleştirildiğini ortaya koymaktadır. Ayrıca, farklı frekanslarda zaman bağımlı eksenel hız ve basınç verilerinin genel olarak düzgün tekrarlayan bir karakter sergilemiş oldukları görülmektedir.

Frekansın 0.889 Hz değerinde (Şekil 3.17 de ilk sinüs grafiği) salınımlı akış bölgesinde DC motordan kaynaklanan gürültünün istenilen yapıyı bozduğu görülmektedir. Bu nedenle, bu etkinin giderilmesi için bütün veriler üzerinde dış etkilerin giderilmesine yönelik olarak dijital filtreleme işlemi yapılması gerekmektedir. Elde edilmiş olan bu verilerin tamamı ölçüm cihazından alınmış olan ham verilerdir. Yani herhangi bir filtre işlemine tabi tutulmamış halleridir. Birinci grafik hariç diğer tüm profiller oldukça düzgündür. Böyle temiz profillerin elde edilmesi dijital filtre işlemine tabi tutulmaksızın çok zordur (Ünsal, 2008). Çünkü yüzlerce vericinin ve uydunun yaymış olduğu çeşitli frekans ve genlikteki dalgalar, elde edilecek olan veri sinyallerini bozucu yönde etkilemektedir.



Şekil 3.17. Eksenel hızın ve basınç farkının zamanla değişimi

3.7. Belirsizlik Analizi

Deneysel bulguların doğruluğunu etkileyen hata düzeylerinin ve miktarlarının belirlenmesi kaçınılmaz bir gerekliliktir. Gerekli tüm koşullar ve standartlar sağlanarak kurulan bir deney düzeneğinde, yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerde oluşabilecek hatalar iki farklı şekilde ortaya çıkmaktadır.

- Deney düzeneğinin ve ölçüm cihazlarının yapısından kaynaklanan kaçınılmaz hatalardır.
- Deney yapan kişiden kaynaklanan hatalardır (Holman ve Gajda, 1989).

Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi (*uncertainty analysis*) adı verilen hassas bir yöntem, Kline ve McClintock (1953) tarafından ileri sürülmüştür. Bu yöntemle göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ şeklinde tanımlansın. Bu durumda bağımsız değişkenlerin bir fonksiyonu olarak,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.17)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_r ise, Kline ve McClintock (1953)'e göre

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

şeklinde verilebilir.

Bu çalışmada, basınç farkı, hız ve sıcaklık olmak üzere, hem sürekli rejimde hem de geçici (periyodik) rejimde, üç ana ölçüm yapılmıştır. Elde edilen deneysel veriler kullanılarak Reynolds sayısı, Re , sürtünme katsayısı C_f ve ısı girişi, Q_h , sayısı için belirsizlik analizi yapılmıştır.

Bağımsız değişkenler (ölçülen değerler) cinsinden elde edilen belirsizlik ifadeleri aşağıda verilmektedir:

Denklem (3.9), (3.17) numaralı denklem cinsinden yazılarak, tam gelişmiş basınç farkı için toplam belirsizlik

$$\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} = \left[\left(\frac{w_{\Delta p}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{w_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{w_{T_{ort}}}{T_{ort}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.19)$$

formunda elde edilir. Benzer şekilde (3.13) ve (3.16) numaralı denklemler, (3.18) numaralı denklem cinsinden yazılarak Sürtünme katsayısı ve Reynolds sayısı için toplam belirsizlik ifadeleri, sırasıyla;

$$\begin{aligned} \frac{w_{C_f}}{C_f} = & \left[\left(\frac{w_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{-\frac{\Delta P}{\rho L}}{\frac{\Delta P}{L} - \rho \frac{du_m}{dt}} w_\rho \right)^2 + \left(-2 \frac{w_{u_m}}{u_m} \right)^2 + \left(\frac{1}{L \left(\frac{\Delta P}{L} - \rho \frac{du_m}{dt} \right)} w_{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \\ & + \left[\left(\frac{-\frac{\Delta P}{L^2}}{\frac{\Delta P}{L} - \rho \frac{du_m}{dt}} w_L \right)^2 + \left(-\frac{\rho}{\frac{\Delta P}{L} - \rho \frac{du_m}{dt}} w_{\frac{du_m}{dt}} \right)^2 \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\frac{w_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{w_{u_m}}{u_m} \right)^2 + \left(\frac{w_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(-\frac{w_v}{v} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

şeklinde elde edilir. İlgili denklemler kullanılarak C_f , Δp ve Re için hesaplanan belirsizlik düzeyleri Tablo 3.2’de verilmektedir. Dikkat edilecek olursa, sürtünme katsayısının toplam belirsizliği üzerinde ortalama hızın, u_m , baskın bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. (3.20) numaralı denklemde ortalama hız 2 ile çarpılmaktadır). Bu sonuç, atımlı akış uygulamalarında hız ölçümünün oldukça hassas bir şekilde yapılması gerektiğini ortaya koymaktadır (Avcı, 2008).

Isı girişindeki belirsizlik $Q_h = IV$ formülünde (3.22) numaralı denklem kullanılarak hesaplanabilir. Burada Q_h , watt cinsinden ısıtıcıyla sağlanan ısı, I , amper cinsinden akım ve V , volt cinsinden ısıtıcıya verilen gerilimi göstermektedir.

$$\frac{w_{Q_h}}{Q_h} = \left[\left(\frac{w_I}{I} \right)^2 + \left(\frac{w_V}{V} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.22)$$

hesaplanabilir. Yukarıda bahsedilen parametrelere ait belirsizlik düzeyleri Tablo 3.2’de verilmektedir.

Tablo 3.2. İlgili parametrelerin belirsizlik düzeyleri

Q	$\pm 0.8\%$
u_m	$\pm 2.02\%$
ΔP	$\pm 0.27\%$
Re	$\pm 1.8\%$
C_f	$\pm 2.82\%$
Q_h	$\pm 0.14\%$
T	$\pm 0.1\%$
Tekrarlanabilirlik,	$\pm 2\%$

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Hidrodinamik İnceleme

4.1.1. Hidrodinamik Gelişme Bölgesi Uzunluğu

Çalışmanın bu kısmında, atımlı akışlarda gelişme uzunluğu üzerine bir inceleme yapılmıştır. Öncelikle, bir boru içerisindeki daimi akış incelenmiş ve hidrodinamik gelişme uzunluğu için skala analizine dayalı yeni bir korelasyon geliştirilmiştir. Daha sonra, basınç kaynaklı atımlı akış durumu çalışılmış; Reynolds sayısının sabit bir değeri için, atımlı akış frekans (F) ve genliğinin (A) gelişme uzunluğu üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Daimi akış durumunda altı farklı hızda gelişme uzunluğu hem sayısal kod (Oosthuizen ve Naylor, 1999) ile hem de Fluent paket programı kullanılarak elde edilmiştir. Atımlı akış için çalışmalar $Re=1000$ için dört farklı frekans ve üç farklı genlik durumu göz önüne alınmıştır.

Gelişme uzunluğuna etki eden boyutsuz büyüklüklerin ve bu büyüklüklerin etki mertebelerinin belirlenmesine yönelik yapılan skala analizi aşağıda ayrıntılı olarak sunulmaktadır.

Süreklilik denklemi için ilgili skalalar kullanılırsa

$$\frac{U_{\infty}}{X} \sim \frac{U_{\infty}}{D} \quad (4.1)$$

elde edilir. Benzer şekilde momentum denkleminde,

$$U_{\infty} \frac{U_{\infty}}{X}, U_{\infty} \frac{U_{\infty}}{D^2} \sim \nu \frac{U_{\infty}}{D^2} \quad (4.2)$$

yazılabilir. Buradan, Reynolds sayısı için

$$Re = \frac{U_{\infty} D}{\nu} \quad (4.3)$$

kullanılarak, hidrodinamik gelişme uzunluğu,

$$\frac{X}{D} \sim \frac{Re}{1 + Re} \quad (4.4)$$

şeklinde elde edilir.

Literatürde, gelişme uzunluğu ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Ancak bu sonuçlar tam olarak birbiri ile uyum göstermemekte ve L/D ile Re arasında lineer bağıntılar ($L/D = CRe$) verilmektedir. Yukarıda yapılan skala analizi ise L/D ve Re arasında

$$\frac{L}{D} = \frac{C_1 Re}{1 + C_2 Re} \quad (4.5)$$

şeklinde bir ilişkinin var olduğunu göstermektedir.

Bu bölümde, sonuçlar daimi akış durumu ve atımlı akış durumu için sırasıyla aşağıda verilmiştir:

4.1.1.1. Daimi Akış Durumu

Daimi durum için gelişme uzunluğu ile ilgili çalışma hem Fortran kodu hem de Fluent paket programı ile gerçekleştirilmiş olup; elde edilen veriler aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Yapılan sayısal analizleri doğrulamak için elde edilen boyutsuz hız profili, Şekil 4.1'de sunulmaktadır. Analitik ve sayısal sonuçlardan elde edilen parabolik hız profilleri birbiri ile mükemmel bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

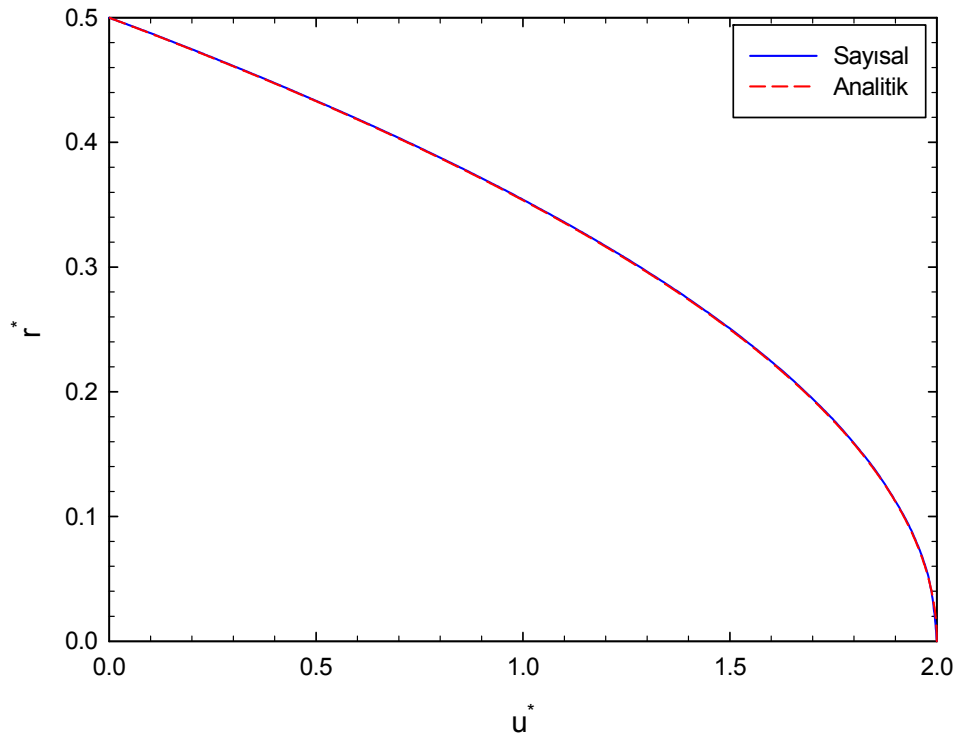
Gelişme bölgesi boyunca farklı eksenel istasyonlara ait boyutsuz hız profilleri Şekil 4.2'de gösterilmektedir. Görüldüğü gibi akış, eksenel doğrultuda gelişmekte ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu bölgede, bilinen parabolik şeklini almaktadır. Hidrodinamik giriş uzunluğunun Reynolds sayısı ile değişimi, Şekil 4.3'te sunulmaktadır. Bilindiği üzere bu uzunluk, Reynolds sayısı ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Ayrıca, literatürde yer alan bazı diğer sonuçlar da şekil üzerinde gösterilmiştir. Skala analizi ile elde edilen bağıntıda yer alan bilinmeyen C_1 ve C_2 katsayıları verilere eğri uydurularak aşağıda elde edilip (4.5) numaralı denkleme taşındığında,

$$\frac{L}{D} = \frac{0.055703 \text{ Re}}{1 + 0.0000013 \text{ Re}} \quad (4.6)$$

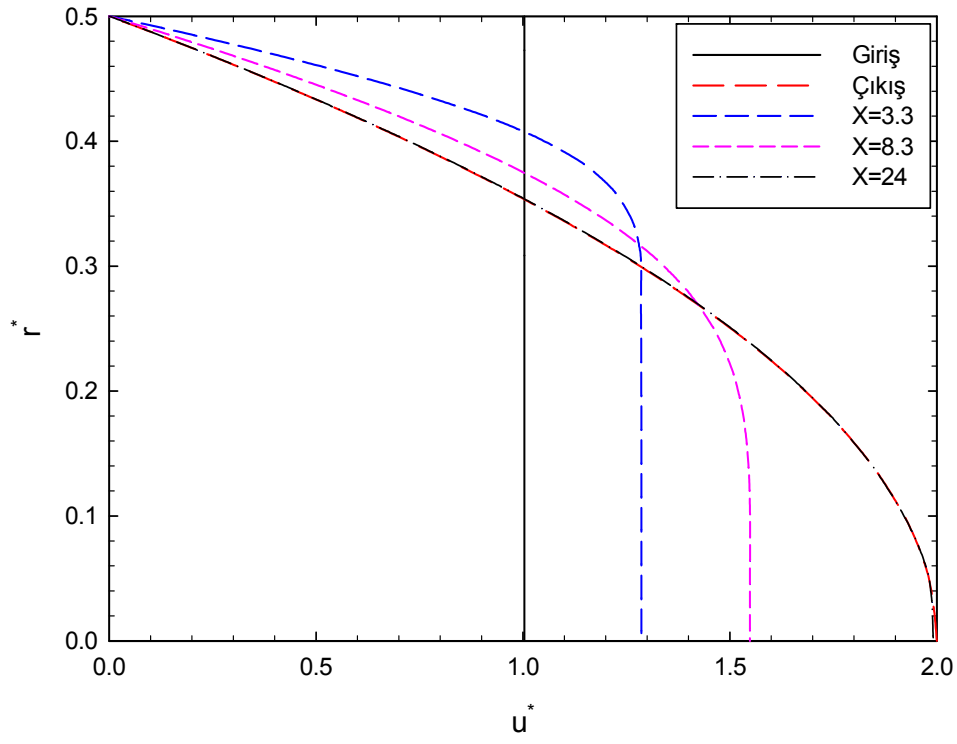
elde edilir. Elde edilen bu bağıntı çok hassastır ve şekilden görüldüğü gibi literatürdeki verilerle mükemmel bir şekilde uyumludur.

Tablo 4.1. Farklı Re sayılarında hidrodinamik gelişme uzunluğu

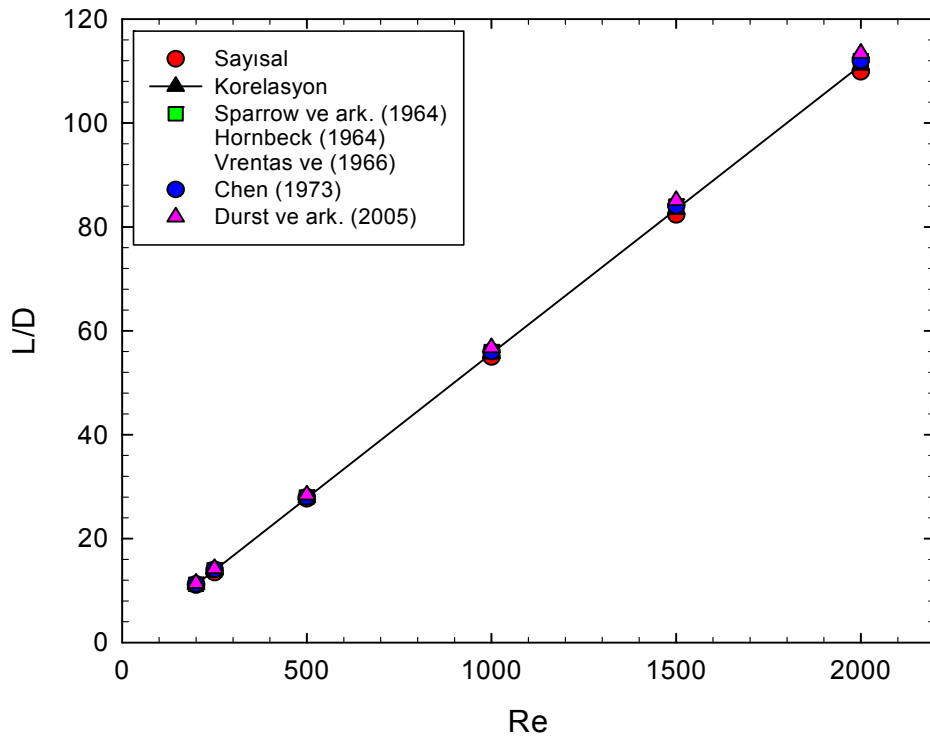
Fortran kodu			Fluent		
Re	L	L/D	Re	L	L/D
10	0.0077	0.549	10	0.0077	0.548
50	0.0413	2.952	50	0.0420	3.000
100	0.0769	5.491	100	0.0767	5.481
200	0.1538	10.983	200	0.1547	11.052
250	0.1923	13.733	250	0.1885	13.467
500	0.3843	27.450	500	0.3871	27.650
1000	0.7686	54.900	1000	0.7690	54.929
1500	1.1529	82.350	1500	1.1522	82.300
2000	1.5372	109.80	2000	1.5375	109.821



Şekil 4.1. Tam gelişmiş boyutsuz hız profili



Şekil 4.2. Farklı aksenal istasyonlardaki gelişmekte olan boyutsuz hız profilleri



Şekil 4.3. Hidrodinamik gelişme uzunluğunun Reynolds sayısı ile değişimi

4.1.1.2. Atımlı Akış Durumu

Bu kısımda atımlı akış durumu olarak basınç-kaynaklı akış dikkate alınmıştır. Burada, öncelikle, sayısal olarak literatürde çözümü verilen bir problem incelenmiş ve böylelikle periyodik olarak değişen zaman bağımlı durum için sayısal yaklaşımın doğruluğu test edilmiştir. Basınç kaynaklı atımlı akış durumu için literatürde de incelenmiş olan özel bir durum için karşılaştırma amacıyla, aynı test değerlerinde sonuçlar elde edilmiştir. $\alpha = 12.5$, $A = 1$ ve $Re = 200$ için $\omega t = 90^\circ$ ve 270° iki farklı faz açısında boyutsuz hız profili Şekil 4.4'te verilmiştir. Şekil 4.4'ten görüldüğü gibi, seçilen parametreler için elde edilen sayısal sonuçlar Uchida (1956)'nın analitik çözümüyle (a) ve He ve Ku (1994)'nın sayısal sonuçlarıyla (b) iyi bir uyum içindedir.

$$U^* = \frac{u}{u_0} = 2(1 - r^*) - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4P_{eni}^*}{\pi n F} \left[1 - \frac{J_0(\sqrt{2\pi n F} i^{3/2} r^*)}{J_0(\sqrt{2\pi n F} i^{3/2})} \right] e^{2\pi n F \tau i} \quad (4.7)$$

$Re=1000$ ve $A=0.1, 0.5$ ve 0.95 genlik değerlerinde frekansın çeşitli değerleri için gelişme uzunluğu ve merkezdeki hızın $F\tau$ ile değişimi, Şekil 4.5 ve 4.6'da sunulmaktadır. Görüldüğü üzere, genlik değerinden bağımsız olarak frekansın çok büyük (100 ve 1000) değerleri için frekansın gelişme uzunluğu üzerine olan etkisi ihmal edilebilir mertebededir. Şekilden görüldüğü gibi, frekansın artmasıyla birlikte giriş uzunluğunun maksimum değeri de farklı bir faza kaymaktadır. Bu nedenle belirli bir faz açısıyla gelişme uzunluğuna karar vermek yanıltıcı olabilir. Bu uzunluğun belirlenmesi için tüm faz açılarındaki değerlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Şekil 4.5, frekansın gelişme uzunluğu üzerindeki etkisini açık bir şekilde göstermektedir. Görüldüğü gibi, frekans, F 'nin $1 \leq F \leq 10$ aralığındaki değerleri için hidrodinamik gelişme uzunluğu üzerinde önemli bir etkiye sahipken, F 'nin artışına bağlı olarak ($10 < F < 100$) bu etki azalmakta ve F 'nin çok yüksek ($F \geq 100$) veya düşük ($F \leq 0.1$) değerleri için etkisinin ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmüştür. Şekilde, genliğin de etkisi açık bir şekilde görülmektedir. F 'nin düşük değerleri için ($F \leq 0.1$), genlik etkisinin önemli olduğu görülmüştür.

Farklı frekans ve genlik değerleri için frekansın merkezdeki hız üzerindeki etkisi Şekil 4.6'dan görülmektedir. Görüldüğü gibi frekansın çok düşük değerleri ($F \leq 0.1$) ve çok yüksek değerlerinde ($F \geq 100$) merkez hızındaki değişimler birbirine benzer olup; frekans

etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Ancak, F 'nin (1-10) aralığındaki değerlerinde, frekansın artan değeri ile merkezi hızın azaldığı görülmektedir. Beklenildiği üzere artan genlikle birlikte merkez hızın genliği de artmaktadır.

Genliğin gelişme uzunluğu üzerindeki etkisini anlayabilmek amacıyla üç farklı genlik durumu için gelişme uzunluğunun maksimum değerinin frekansa göre değişimi, Şekil 4.7'de verilmektedir. Yine, daha önce de ifade edildiği üzere, herhangi bir genlik değerinde, F 'nin çok düşük ($F \leq 0.1$) ve çok yüksek ($F \geq 100$) değerlerinde, frekansın gelişme uzunluğu üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Şekilden görüldüğü gibi frekansın çok yüksek değerlerinde genlik de gelişme uzunluğu üzerinde etkili değildir. $A=0.5$ eğrisine göre,

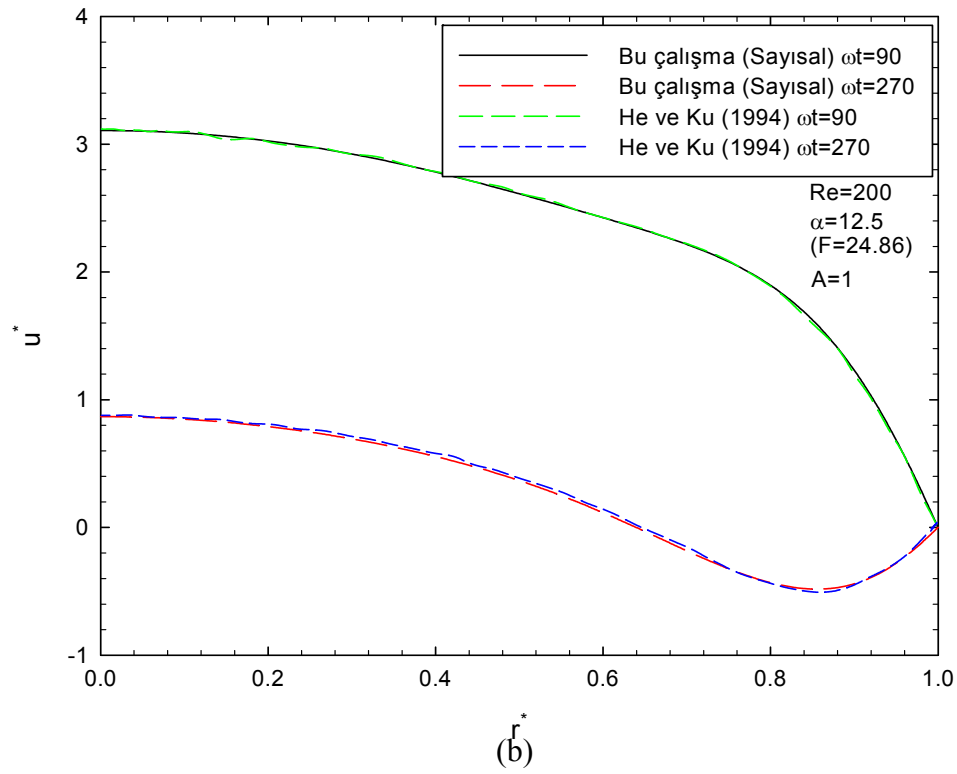
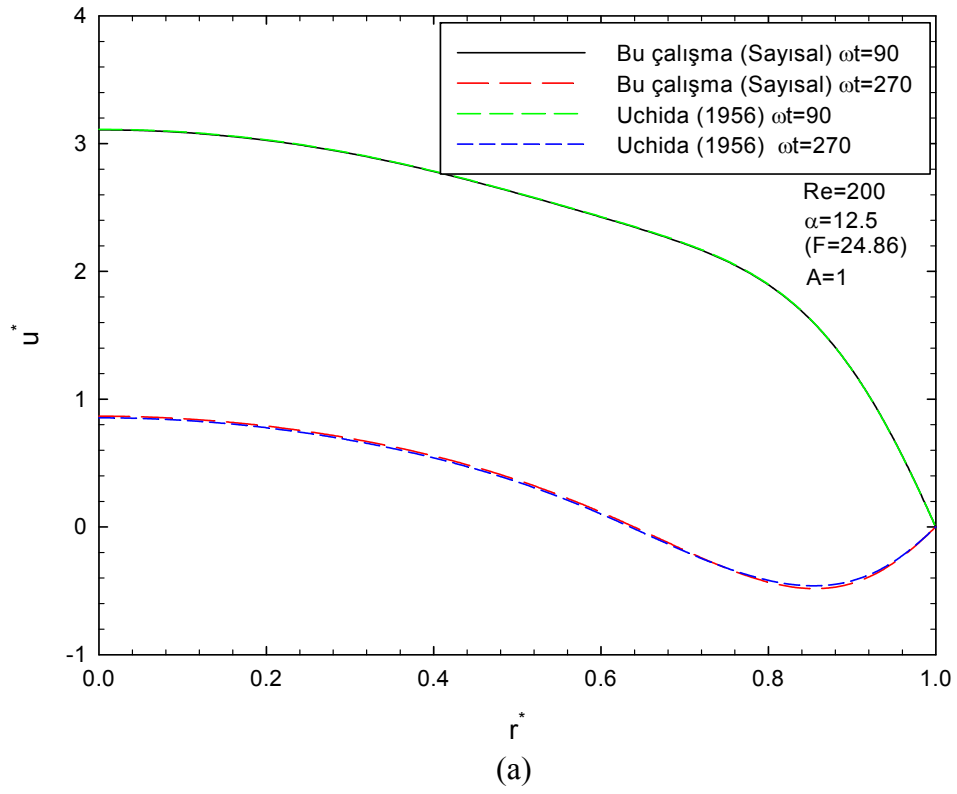
$$\frac{L}{D} = 7.259 * e^{-0.332 * F} + 55.32 * e^{1.425 * 10^{-6} * F}$$

bağıntısı elde edilebilir.

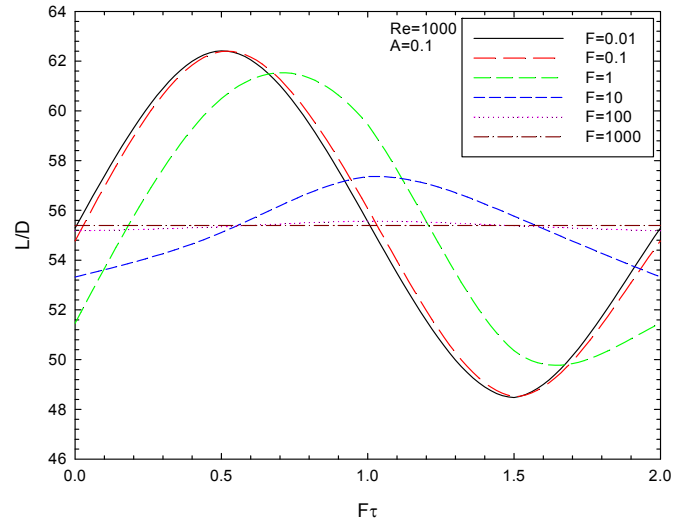
Daha önce de ifade edildiği gibi ve çok iyi bilindiği üzere, gelişme uzunluğu üzerinde etkisi olan en önemli parametrelerden biri de Reynolds sayısıdır. Bu nedenle Reynolds sayısı, frekans ve genliğin birleşik etkilerini görmekte fayda vardır. Farklı Reynolds sayılarında genliğin hidrodinamik gelişme uzunluğu üzerindeki etkisi Şekil 4.8'de verilmiştir. Reynolds sayısı, frekans ve genliğin etkileşimli etkilerini daha yakından görebilmek amacıyla, Reynolds sayısının 1000 değeri için gelişme uzunluğu Şekil 4.9'da sunulmuştur. Tüm frekansların pik ($F\tau=0.5$) durumları için eğriler elde edilmiştir. Şekil 4.8 ve 4.9'da, Reynolds sayısının artması ile beklenildiği gibi hidrodinamik gelişme uzunluğu da bir artış sergilemektedir.

Üniform giriş hız durumuna benzer şekilde, akış alanının eksenel değişimini daha ayrıntılı görebilmek adına eksenel doğrultuda farklı istasyonlarda radyal hız dağılımlarının elde edilmesi yararlı olacaktır. Genliğin $A=0.1$ ve Reynolds sayısının $Re=1000$ değerinde, faz açısının ise $F\tau = 0$ ve $0.5 (\pi / 2)$ değerleri için farklı eksenel istasyonlardaki boyutsuz hız profilleri Şekil 4.10 ve 4.11'de sırasıyla gösterilmektedir. Bu grafikler belirli eksenel istasyonlarda hız alanlarını net bir şekilde ortaya koymakta ve hidrodinamik gelişme davranışı hakkında bize yeteri kadar bilgi sağlamaktadır. Dikkat edilecek olursa, faz açısının artmasıyla birlikte beklenildiği gibi, boru merkezindeki hız da artmakta ve daimi durum profiline benzer bir hal almaktadır. Basınç kaynaklı atımlı akış durumu için, diğer

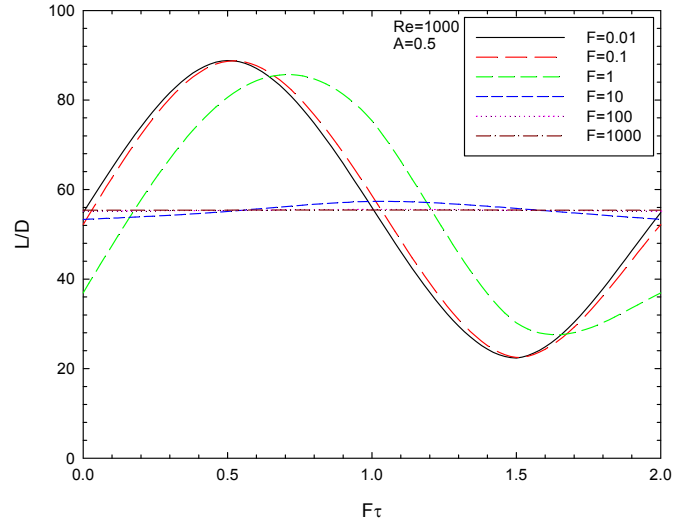
hidrodinamik karakteristiklerin incelendiği sonraki bölümlerde eksenel yönde farklı istasyonlardaki hız profilleri, çalışılan parametrik değerlerin daha geniş bir aralığı için sunulacaktır.



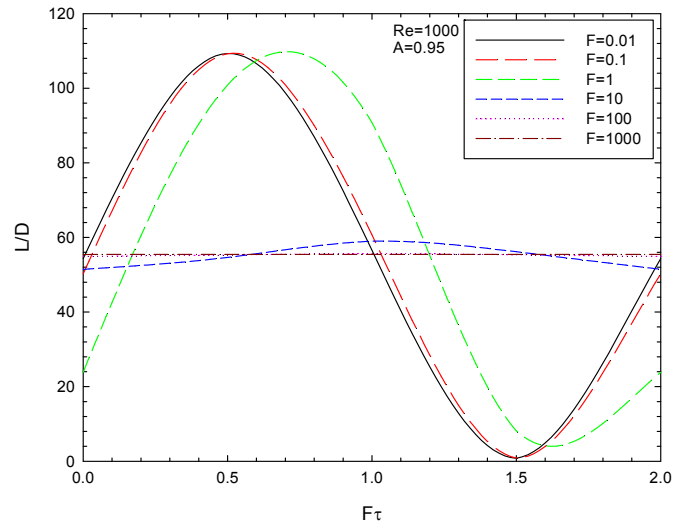
Şekil 4.4. $\omega t = 90^\circ$ ve $\omega t = 270^\circ$ faz açılarında boyutsuz hız profili (a) ve (b)



(a)

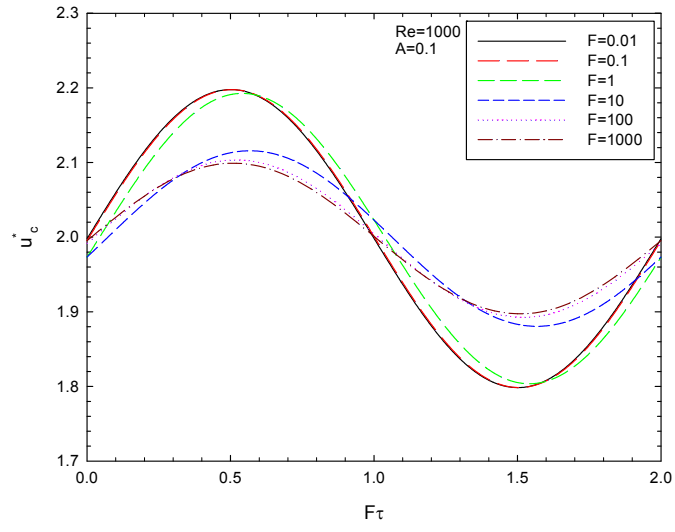


(b)

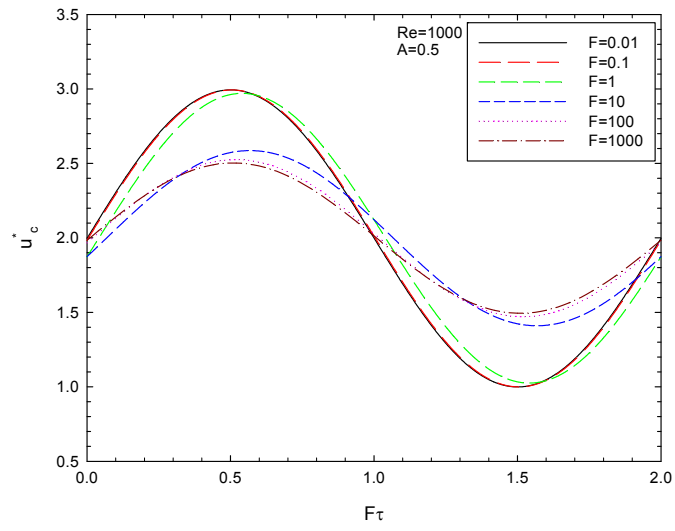


(c)

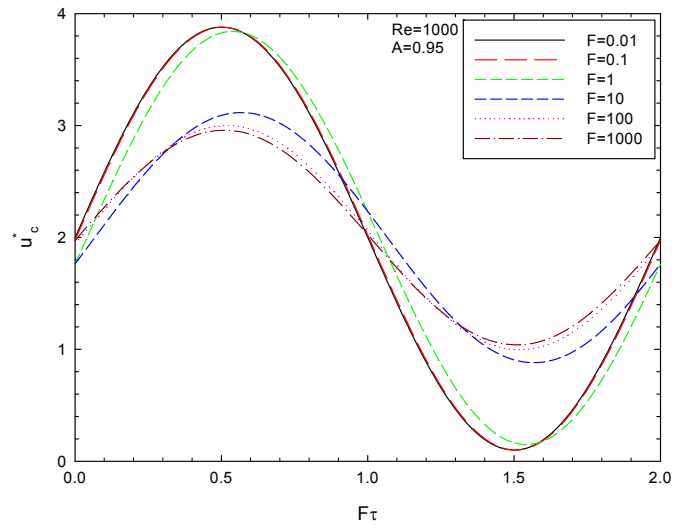
Şekil 4.5. F 'nin farklı değerleri için gelişme uzunluğunun (L/D), $F\tau$ ile değişimi



(a)

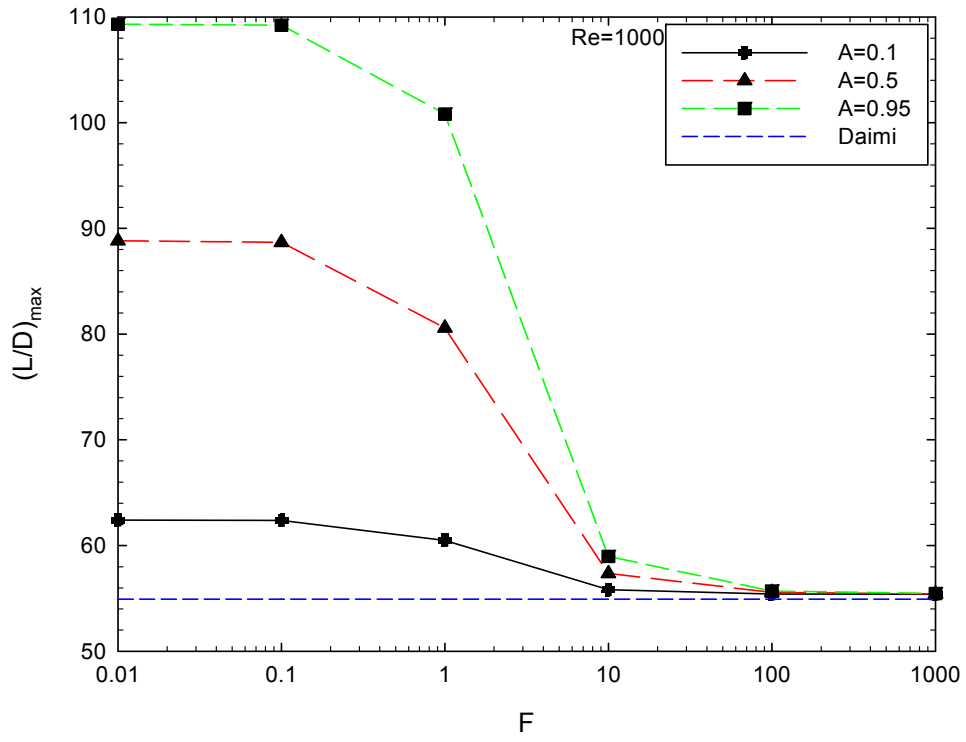


(b)

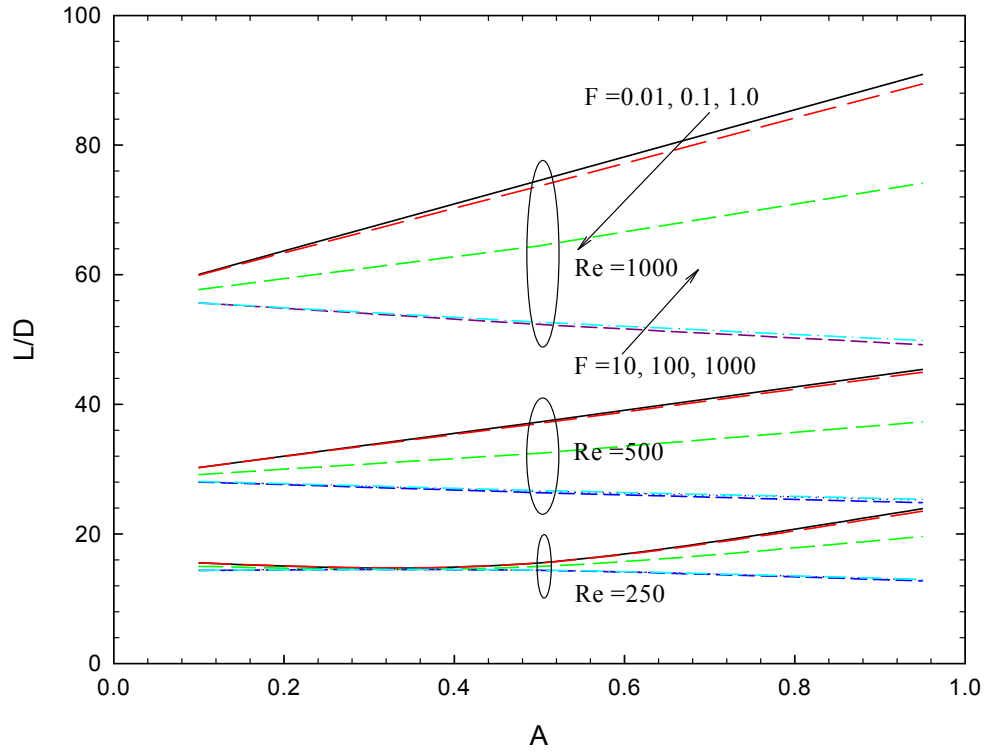


(c)

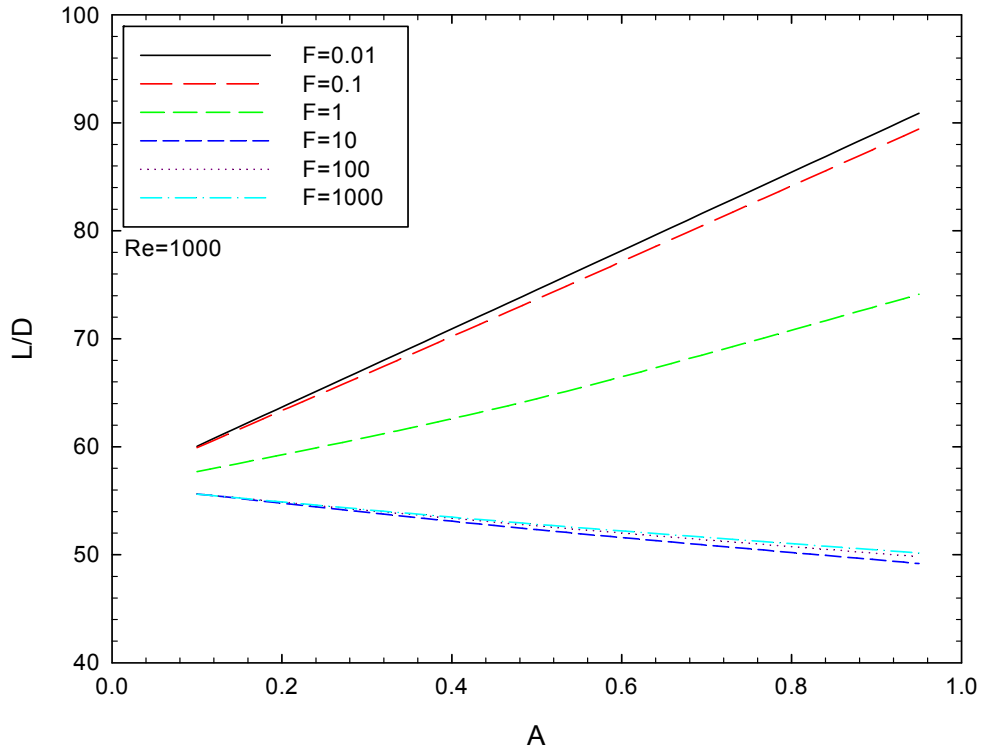
Şekil 4.6. F 'nin farklı değerleri için merkez hızın, u_c^* , $F\tau$ ile değişimi



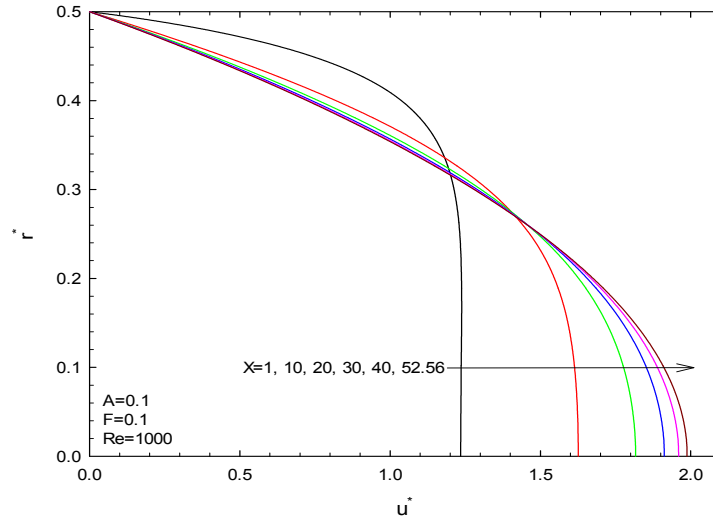
Şekil 4.7 Gelişme uzunluğunun frekans ve genliğe göre değişimi



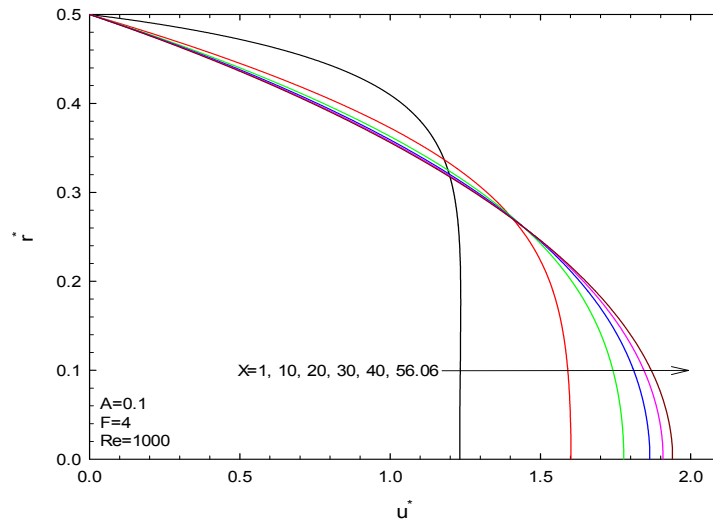
Şekil 4.8. Hidrodinamik gelişme uzunluğunun genliğe göre değişimi



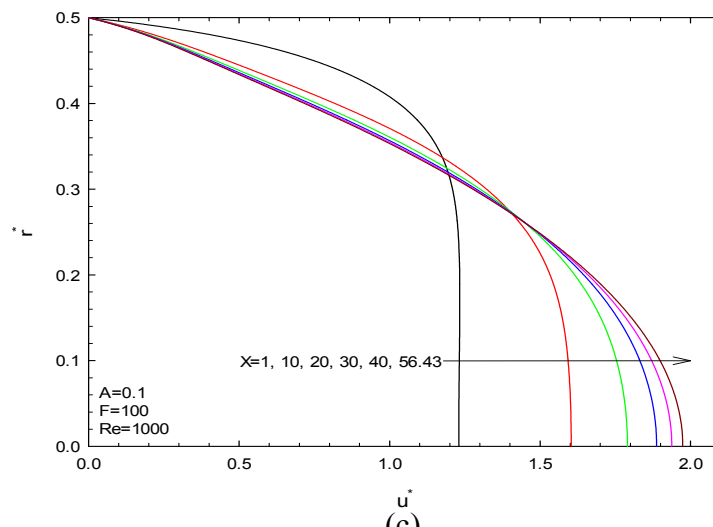
Şekil 4.9. $Re=1000$ 'de hidrodinamik gelişme uzunluğunun genliğe göre değişimi



(a)

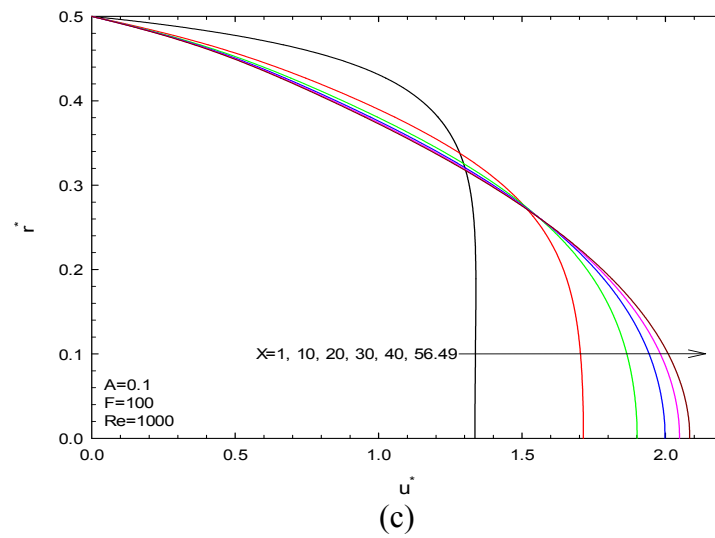
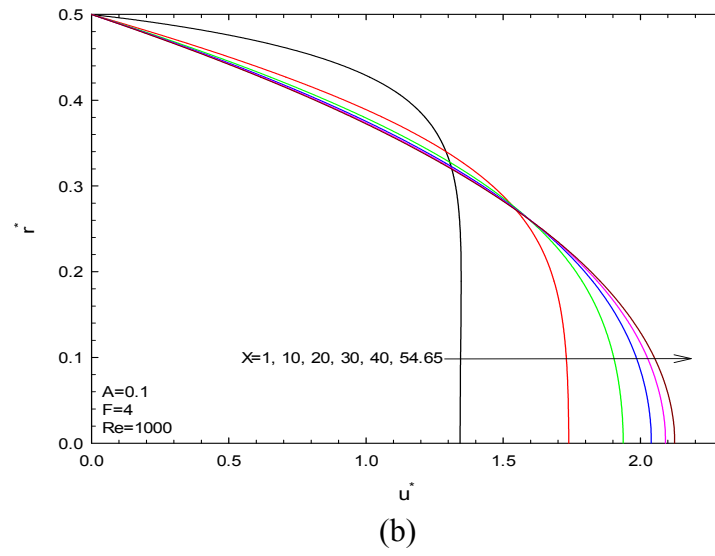
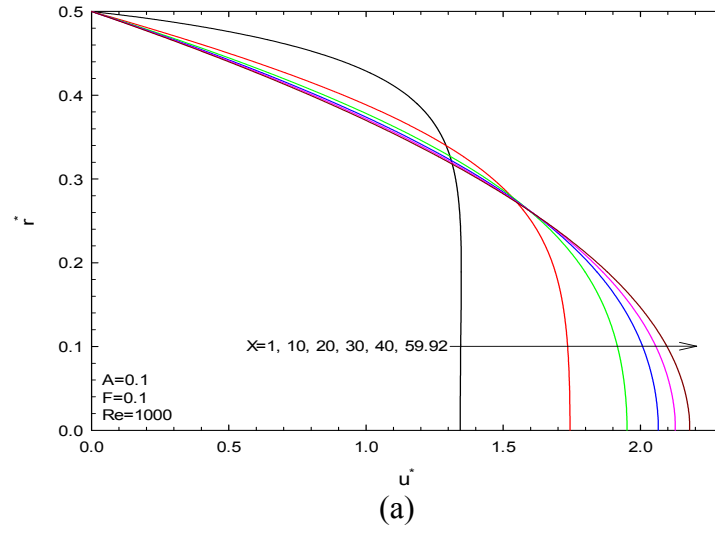


(b)



(c)

Şekil 4.10. Faz açısının $F\tau = 0$ olduğunda boru boyunca farklı istasyonlardaki boyutsuz hız profilleri



Şekil 4.11. Faz açısının $F\tau = 0.5$ (maksimum) olduğunda boru boyunca farklı istasyonlardaki boyutsuz hız profilleri

4.1.2. Akış Karakteristikleri

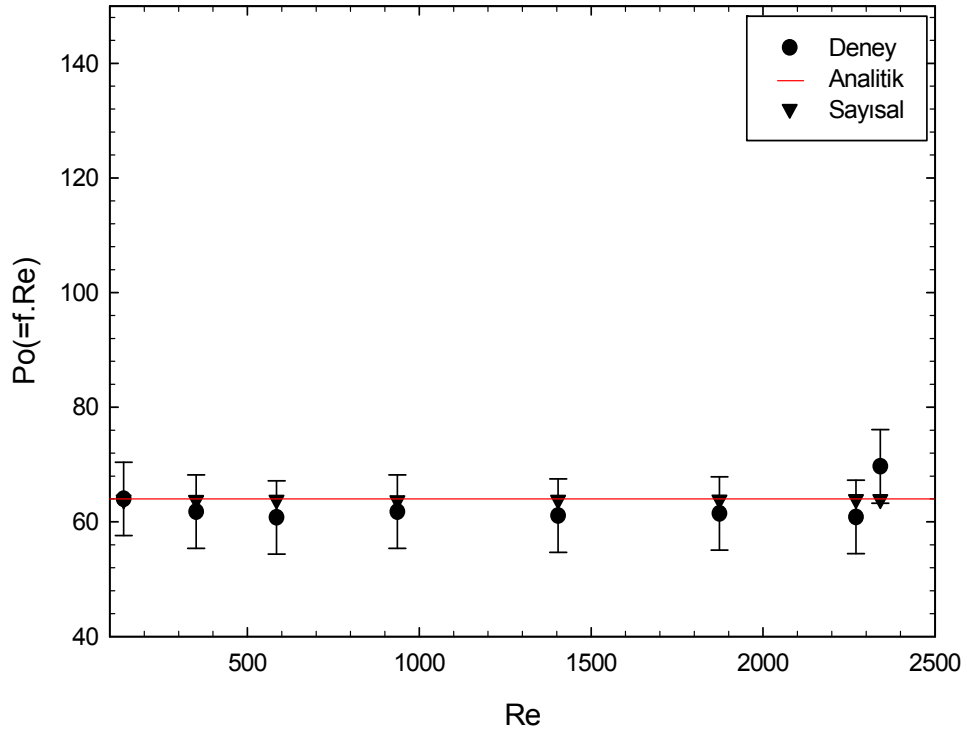
4.1.2.1. Daimi Akış Durumu

Literatürde çok fazla çalışma olmasına rağmen öncelikle daimi akış durumu için çalışmalar gerçekleştirilmiş; basınç düşümü ve hız profili ölçümleri yapılmıştır. Böylelikle deney ve ölçüm sistemlerindeki olası problemlerin giderilmesi ve güvenilirliklerinin kontrolünün yapılması da amaçlanmıştır. Ayrıca, sistemin ve kullanılan ölçüm cihazlarının ve de kullanılan sayısal yöntemin doğruluğu test edilmiş olacaktır. Sayısal sonuçlarının doğruluğu veya geçerliliği test etmek için x-ekseni boyunca elde edilmiş olan yüzey sürtünme faktörü ve sürtünme katsayısı, analitik ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

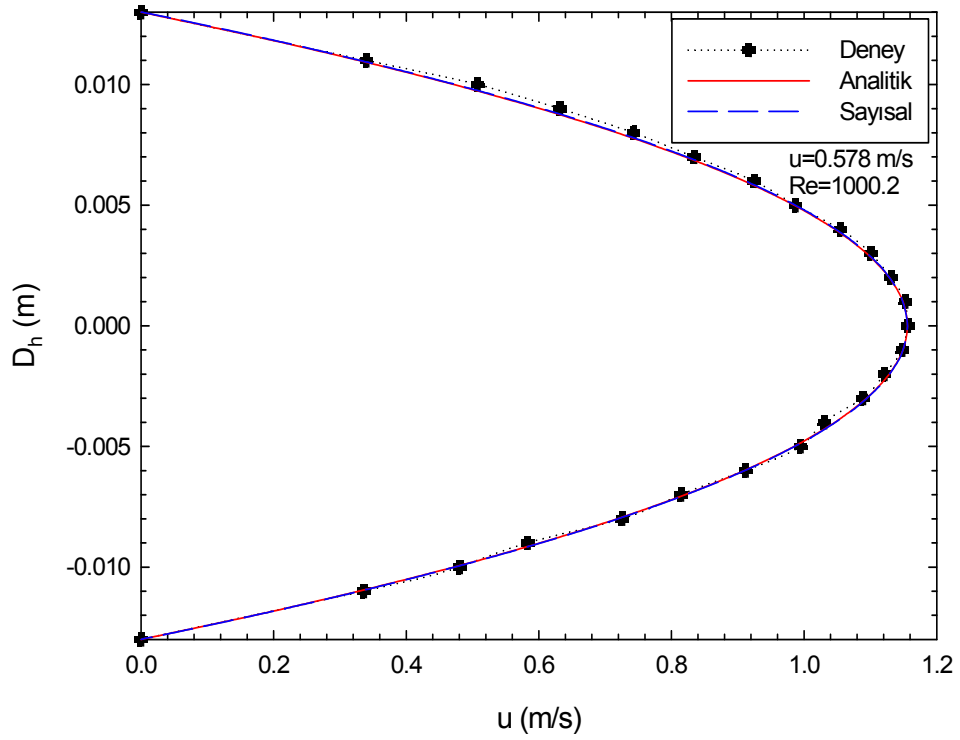
Şekil 4.12'de Poiseuille sayısının Reynolds sayısı ile değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi, laminar akış durumu için ($Re \leq Re_{cr} = 2300$) elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların analitik $f = \frac{64}{Re}$ ($Po = f Re = 64$) ifadesiyle iyi bir uyum içindedir.

Burada f fanning sürtünme faktörüdür ($f = 4 C_f$).

Benzer şekilde, Şekil 4.13'de verilen hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgedeki radyal hız dağılımı için elde edilen sayısal sonuçlar, deneysel veriler ve analitik 'parabolik hız profili' ile mükemmel bir uyum içindedir. Bu da, kurulan deneysel sistemin ve kullanılan sayısal çözüm yönteminin güvenilirliği ve dolayısıyla elde edilen sonuçların doğruluğu için garantördür.



Şekil 4.12. Poiseuille sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.13. Boru kesti boyunca hız profili

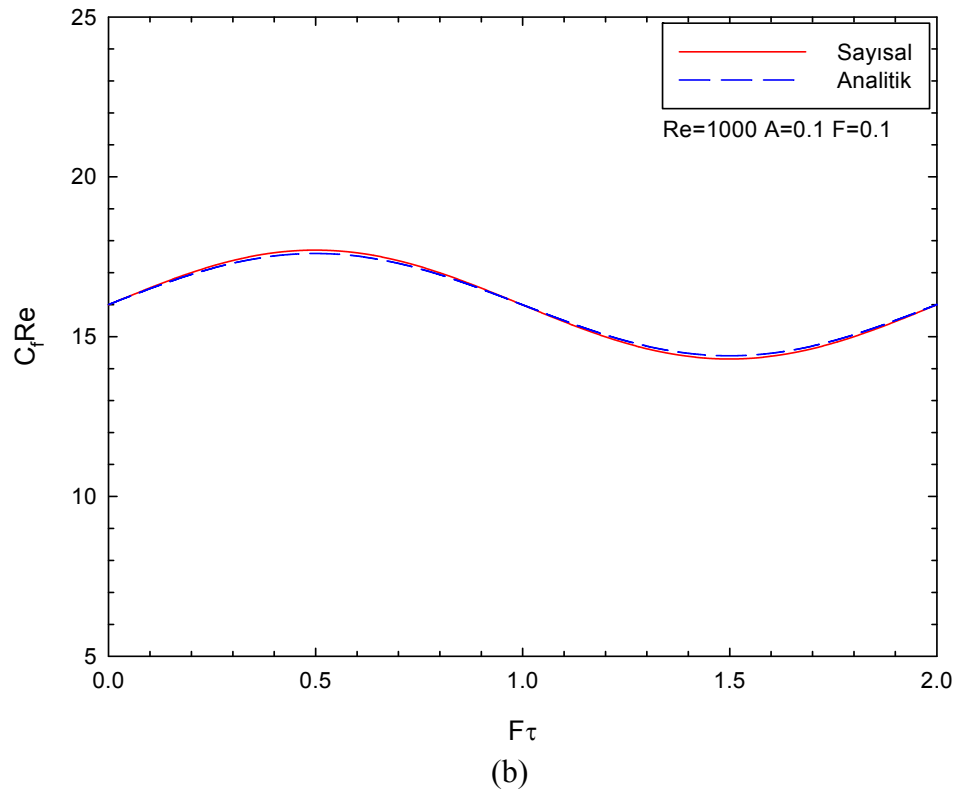
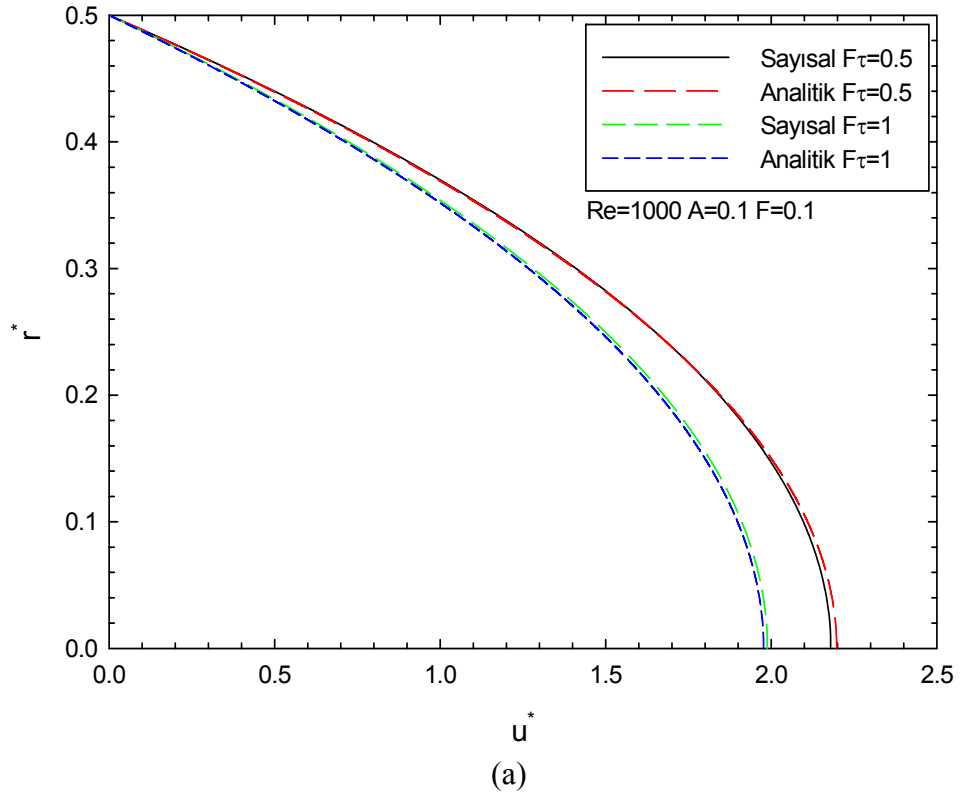
4.1.2.2. Atımlı Akış Durumu

Bu bölümde basınç kaynaklı ve piston kaynaklı atımlı akış durumları ayrı ayrı ele alınmıştır. Bu tez çalışması kapsamında, sadece piston kaynaklı atımlı akış durumu için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Analitik ve sayısal incelemeler, hem basınç kaynaklı hem de piston kaynaklı atımlı akış durumunu kapsamaktadır. Analitik incelemeler ise hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış durumuyla sınırlı kalmıştır.

4.1.2.2.1. Basınç Kaynaklı Akış

Daha önceden de ifade edildiği üzere basınç kaynaklı akış durumu için atımlı akış, basınç farkı meydana getirilerek oluşturulmaktadır. Bu kısımda, basınç kaynaklı atımlı giriş akışının akış hidrodinamiği üzerindeki etkisi analitik ve sayısal olarak incelenmiştir. Daha önceden belirtildiği üzere atımlı giriş akışı basınç değişimi ile üretilmiştir.

Öncelikle, yapılan analitik ve sayısal çalışma sonuçları karşılaştırılarak uyumu sorgulanmıştır. Şekil 4.14, genlik ve frekansın sabit değerlerinde ($A=0.1$ ve $F=0.1$) farklı iki faz açısında ($F\tau=0.5-1$) hız profili ve sürtünme katsayısının bir periyot boyunca değişimini göstermektedir. Burada zaman eksenini $F\tau$ ile gösterilmiştir. Böylece tüm frekanslar için veriler aynı ölçekte değerlendirilmeleri sağlanmıştır. Tez boyunca da genelde bu yaklaşım benimsenmiştir. Görüldüğü gibi, bir periyot için elde edilen analitik ve sayısal veriler iyi bir uyum içerisindedir.



Şekil 4.14. Farklı faz açılarında hız profili (a), Sürtünme katsayısının bir periyot boyunca değişimi (b).

a. Gelişmekte Olan Akış

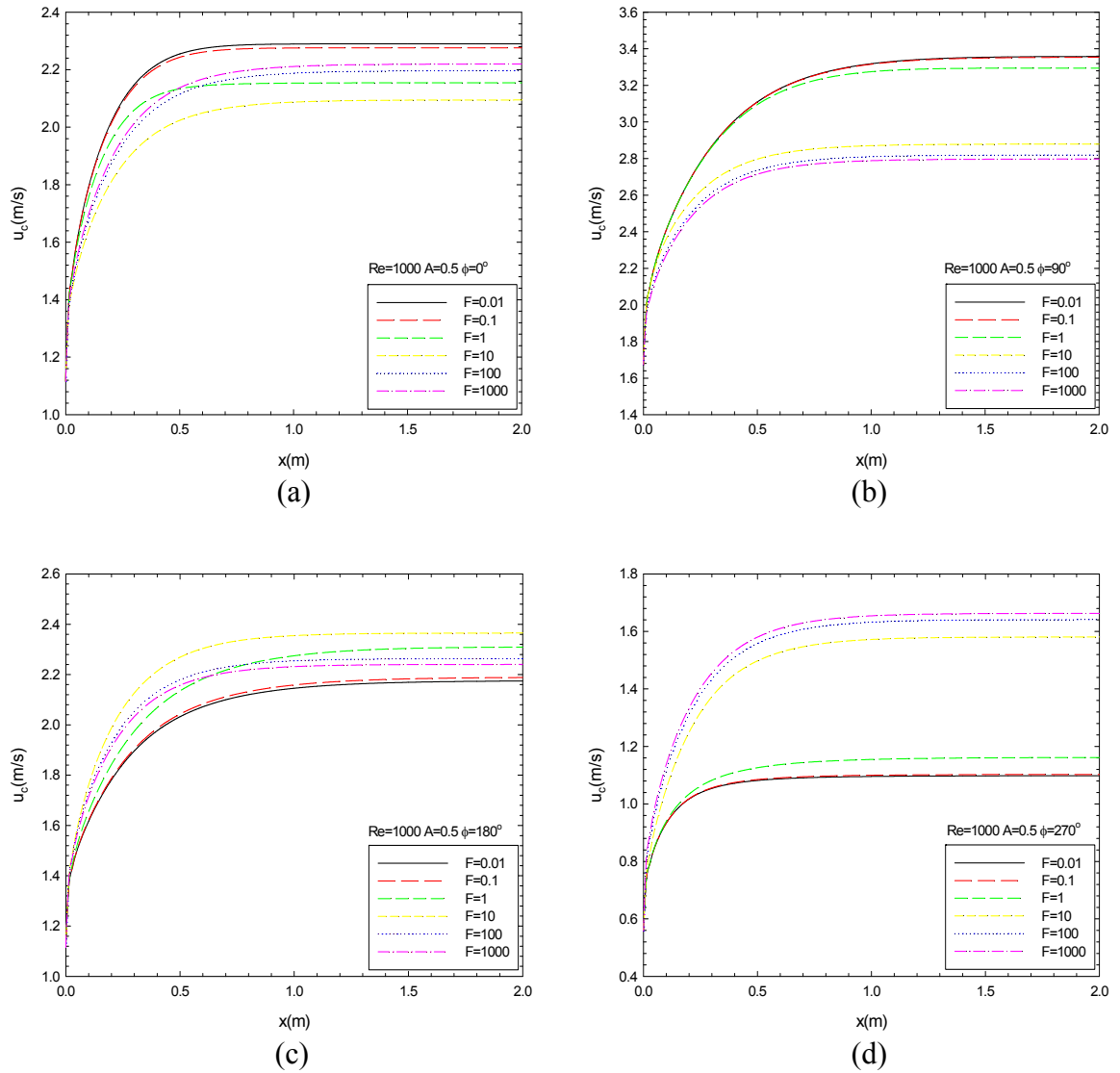
Bu bölümde akışın hidrodinamik olarak gelişmekte olduğu bölgede sayısal sonuçlar sunulmuştur. Farklı frekanslar için dört farklı istasyonda eksenel yönde hız değişimi ve sürtünme faktörleri aşağıda verilmiştir. Ayrıca, bir önceki bölümde de verilen boru merkezindeki hız değişimi ve boru boyunca altı farklı istasyonda hız profilleri verilmiştir.

Şekil 4.15'te, Reynolds sayısı ve genliğin sabit değerleri için ($Re=1000$ ve $A=0.5$), farklı frekans değerlerinde merkezdeki hızın değişimi faz açısının farklı değerlerinde sunulmaktadır. Diğer genlik değerleri için de sonuçlar elde edilmiş ve benzer davranışlar gözlenmiştir. Tez çalışmasının bütünlüğü açısından sadece $A=0.5$ için elde edilen veriler tez kapsamına dahil edilmiştir. Görüldüğü gibi, frekansın çok düşük değerlerinde ($F \leq 0.1$) ve çok yüksek değerlerinde ($F \geq 100$) frekansın merkezdeki hız üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Frekansın $0.1 \leq F \leq 10$ aralığındaki değerlerinde ise beklenildiği gibi frekans ortalama hız üzerinde önemli bir etkiye sahip olup; bu etki faz açısının değişimine göre değişmektedir. Faz açısının etkisini daha iyi görebilmek amacıyla, yine Reynolds sayısı ve genliğin aynı sabit değerlerinde, faz açısının merkezdeki hızın eksenel değişimi üzerindeki etkisi farklı frekans değerlerinde ayrı ayrı verilmiştir (Şekil 4.16). Daha önce de not edildiği üzere ($\phi=0-90$ veya $F\tau=0-0.5$ ve $270-360$ veya $F\tau=1.5-2$) bölgeleri hızlanma (pozitif ivmelenme) ve ($\phi=90-270$ veya $F\tau=0.5-1.5$) bölgesi ise yavaşlama (negatif ivmelenme) bölgesidir. Beklenildiği üzere, hızlanma bölgesinde, pozitif ivmelenme ile birlikte u_c artarken, yavaşlama bölgesinde yavaşlama ile birlikte azalmaktadır. Frekansın farklı faz açılarında merkezi hız üzerindeki etkisi yakından incelendiğinde ilginç bir ayrıntı göze çarpmaktadır. Frekansın düşük değerlerinde, $F\tau=0$ 'daki merkezi hız değeri, $F\tau=1$ 'dekinden daha yüksektir. Ancak, frekansın $F \geq 1$ değerlerinde, $F\tau=1$ 'deki merkezi hız değeri, $F\tau=0$ 'dakinden daha yüksek çıkmaktadır. Bu da bu frekans değerlerinde ($F \geq 1$) atalet kuvvetlerinin etkisinin daha da arttığı manasında yorumlanabilir. Böylelikle, frekansın düşük değerlerinde ($F \leq 0.1$), $F\tau=0.5-1$ yavaşlama bölgesindeki atalet kuvvetlerinin $F\tau=0-0.5$ hızlanma bölgesindeki atalet kuvvetlerine göre daha baskın olduğu; frekansın $F \geq 1$ değerleri için ise tam tersi durumun söz konusu olduğu bu tez çalışmasının önemli bir bulgusu olarak not düşülmüştür.

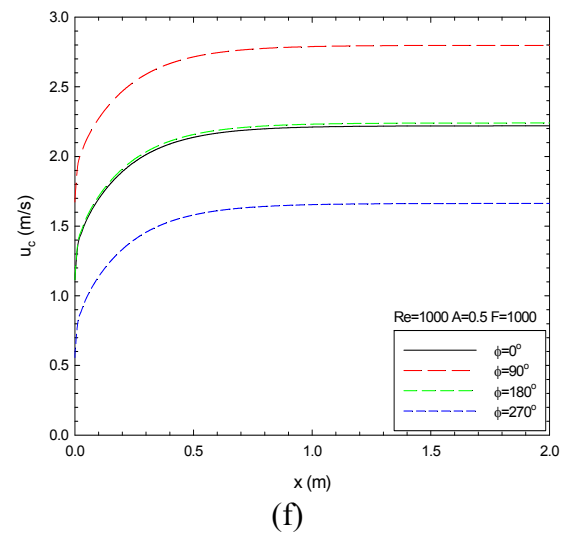
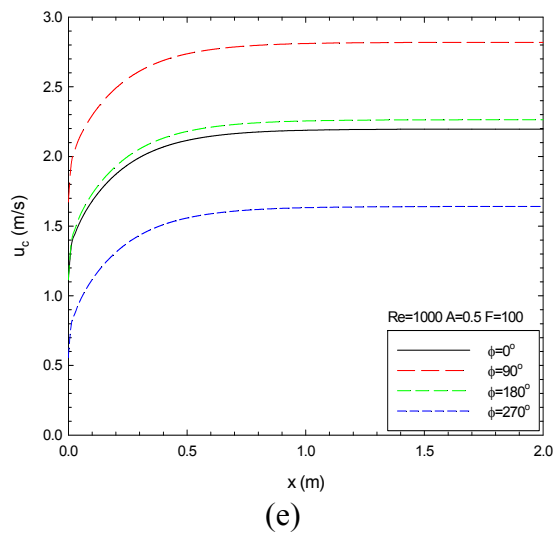
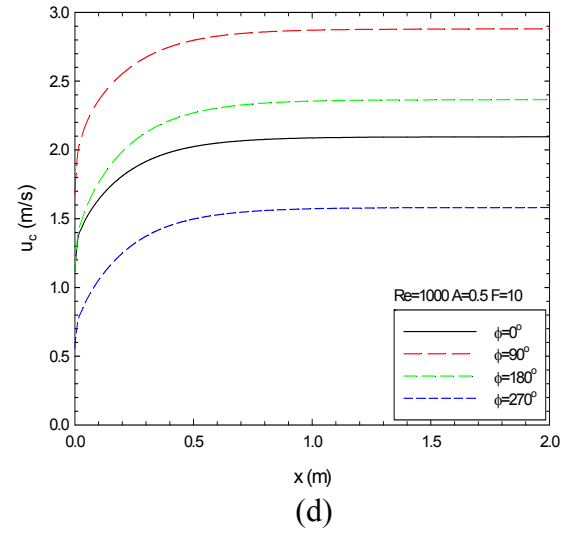
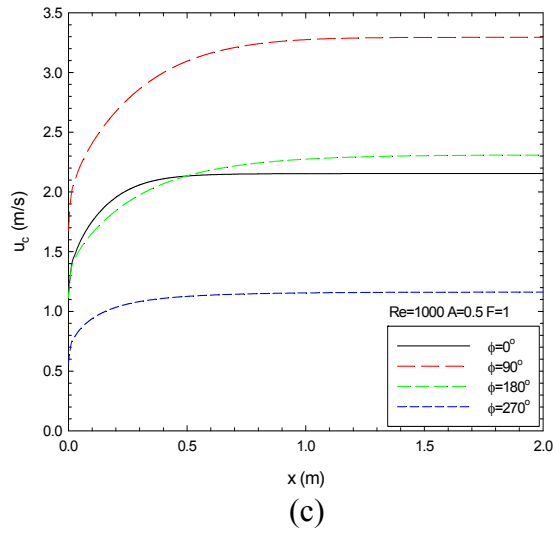
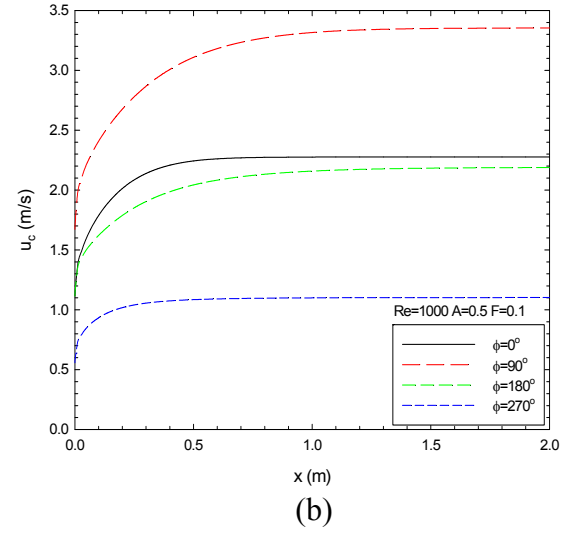
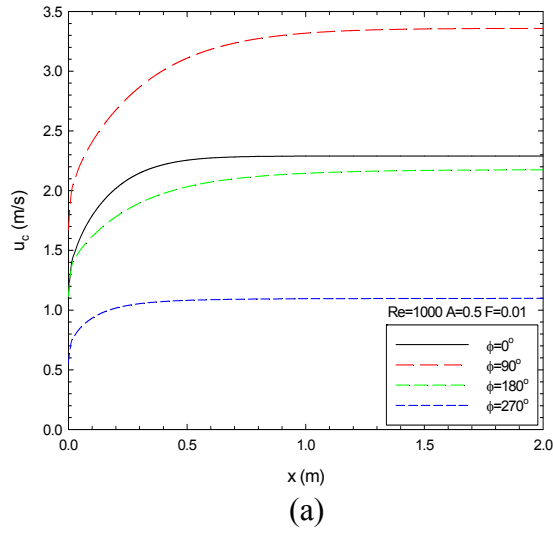
Hidrodinamik incelemelerde en önemli parametrelerden biri ve belki de en önemlisi sürtünme katsayısıdır. Meydana gelen basınç düşüşünü belirleyebilmek ve böylelikle gerekli olan pompalama veya fan gücünün hesap edilebilmesi için sürtünme katsayısını

bilmemiz gerekir. Bu bağlamda, bu çalışmanın odaklandığı konulardan biri atımlı akış durumu için sürtünme katsayısının nasıl değiştiğidir.

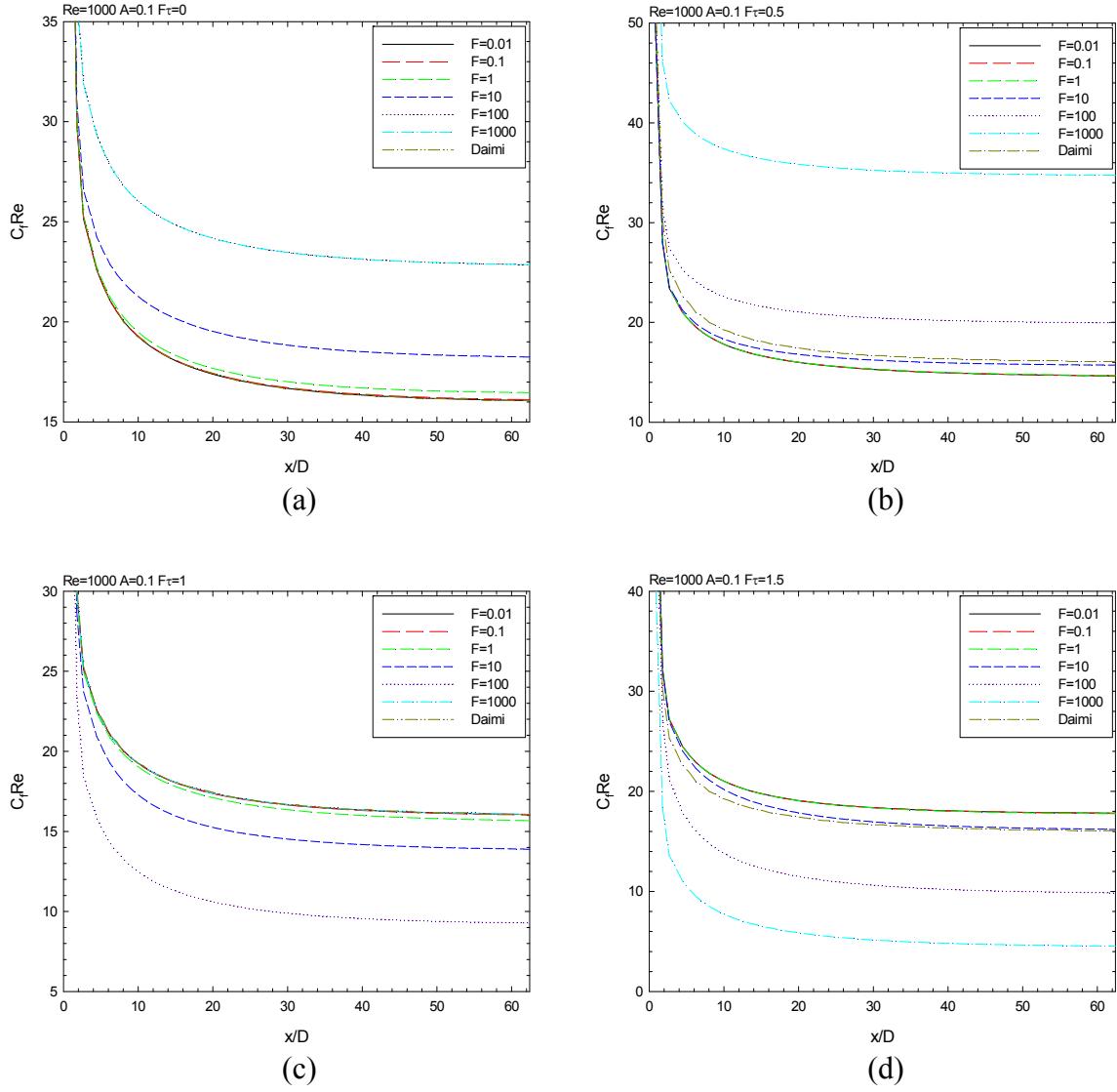
Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19, genliğin üç farklı değeri için ($A=0.1$, 0.5 , ve 0.95), Reynolds sayısının sabit bir değerinde farklı frekanslarda ve faz açısının farklı değerlerinde sürtünme katsayısının eksenel yönde değişimini göstermektedir. Artan frekans ile birlikte, her durum için sürtünme katsayısı artmaktadır. Tabi ki, burada, hızlanma veya yavaşlama durumlarına göre bulunan faz açısına bağlı olarak; bu artış, pozitif veya negatif yönde olacaktır.



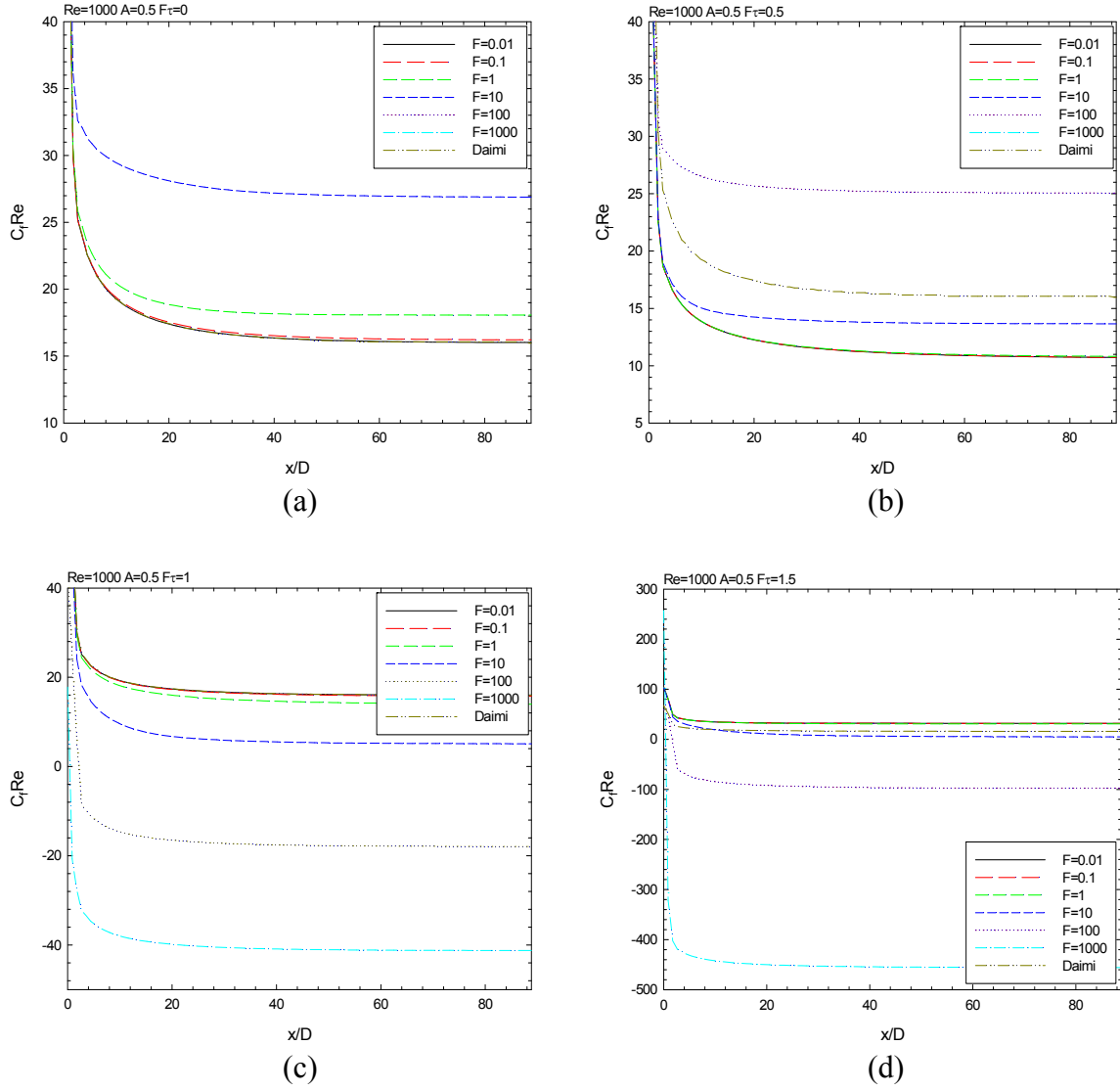
Şekil 4.15. Farklı faz açıları için frekansa göre merkez hızın boru eksenine boyunca değişimi



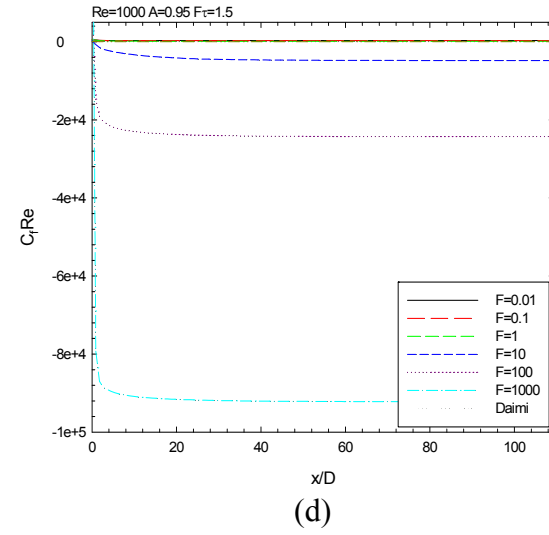
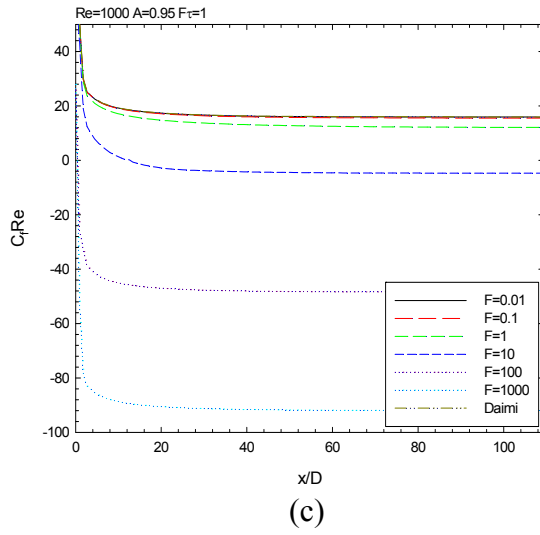
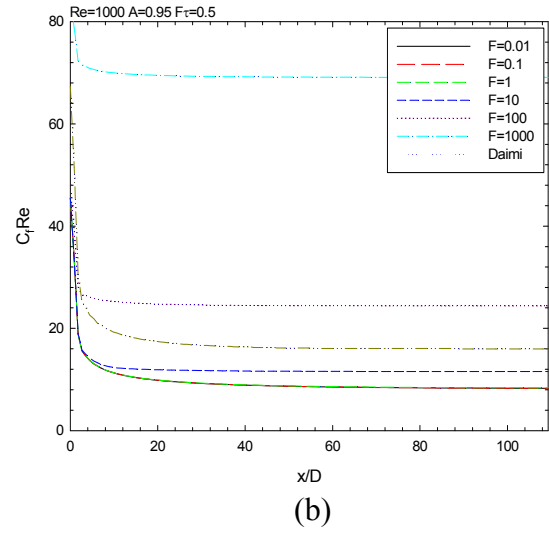
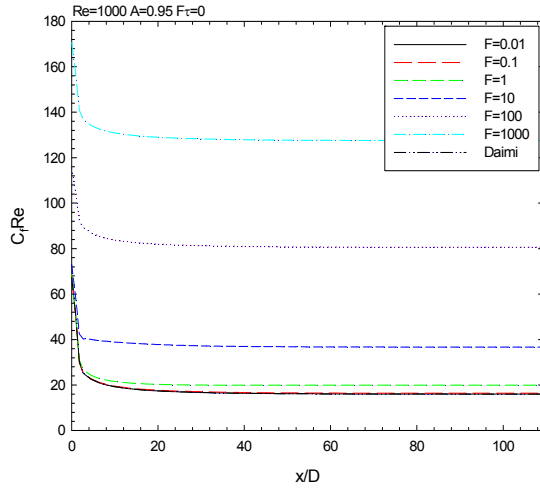
Şekil 4.16. Farklı frekanslar için faz açılarına göre merkez hızın boru eksenı boyunca değışimi



Şekil 4.17. Farklı faz açıları için frekansa göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi ($A=0.1$)



Şekil 4.18. Farklı faz açıları için frekansa göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi ($A=0.5$)



Şekil 4.19. Farklı faz açıları için frekansa göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi ($A=0.95$)

b. Tam Gelişmiş Akış

Bu kısımda ise basınç kaynaklı akış için, hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış durumu incelenmiştir. Akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu bölgede kapsamlı ve karşılaştırmalı analitik ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Aşağıda elde edilen sonuçlar sunulmaktadır.

Şekil 4.20’de hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış durumunda, merkezdeki boyutsuz hızın bir periyot boyunca değişimi, incelenen üç farklı genlik değeri için verilmektedir. Görüldüğü üzere, çok düşük ($F \leq 0.1$) ve çok yüksek değerlerinde ($F \geq 100$), frekansın boyutsuz merkezi hız üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Artan genlikle birlikte, boyutsuz hızın maksimum ve minimum değerlerinin artması beklenen bir durum olup; şekilden görülmektedir.

Reynolds sayısı ve genliğin sabit değerlerinde ($Re=1000$ ve $A=0.5$), akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu bölgedeki hız dağılımı üzerinde faz açısının etkisi farklı frekanslar için ayrı ayrı olarak Şekil 4.21’de verilmiştir. Görüldüğü gibi, farklı faz açıları arasında bulunan bölgeye göre (hızlanma veya yavaşlama), hız artmakta veya azalmaktadır.

Farklı faz açıları arasında, frekansın merkezi hız üzerinde gösterdiği davranışa benzer bir ilginç bir durum radyal hız dağılımı için de karşımıza çıkmaktadır. $F \leq 0.1$ değerleri için, $F\tau=0$ ’daki radyal hız dağılımı, $F\tau=1$ için elde edilenlere göre daha yüksek hız değerleri sunarken; $F \geq 1$ için ise tam tersi durum söz konusudur. Bu durum, daha önce de ifade edildiği üzere, hızlanma ve yavaşlama evrelerindeki akış fiziği ile açıklanabilir. $F \leq 0.1$ değerleri için hızlanma bölgesindeki ($F\tau=0-0.5$) atalet kuvvetleri, yavaşlama bölgesindekilere ($F\tau=0.5-1$) göre daha baskındır. Böylelikle, $F\tau=0$ değeri için elde edilen hız dağılımı, $F\tau=0.5$ ’ten daha yüksek hız değerleri sunmaktadır. $F \geq 1$ değerleri için ise atalet kuvvetlerin yavaşlama bölgesinde daha baskın hale gelerek, $F\tau=0.5$ ’te $F\tau=0$ ’dakine göre daha yüksek hız değerleri elde edilmektedir. Bu fiziksel durum, yüksek genliklerde daha da belirgin hale gelen halkasal etki oluşumunun ana nedenidir.

Farklı genliklerde frekansın tam gelişmiş radyal hız profili üzerindeki etkisi, Şekil 4.22, 4.23 ve 4.24’ten daha ayrıntılı görülmektedir. Şekil 4.25 ise genliğin etkisini daha açıkça ortaya koymaktadır. Görüldüğü gibi, hızlanma ve yavaşlamanın tepe ve çukur noktalarında ($F\tau=0.5$ ve 1.5) değişimler daha belirgin bir hal almaktadır. Genliğin $A=0.5$ ve 0.95 değerlerinde, yavaşlama bölgesinin bitiş veya hızlanma bölgesinin başlangıç

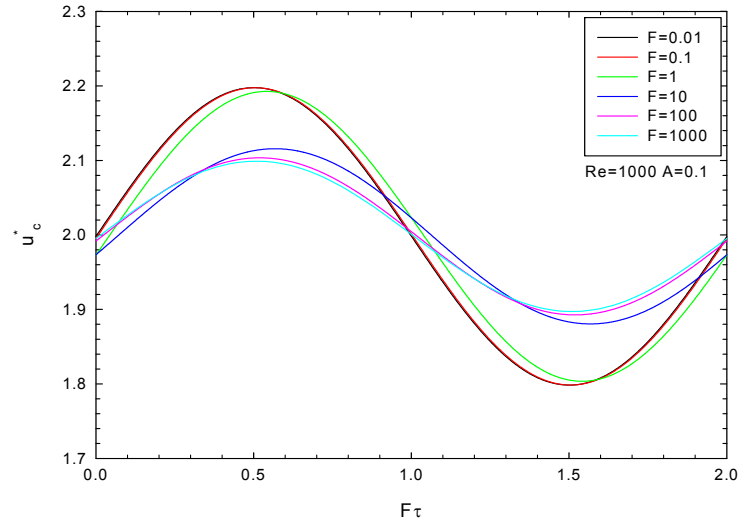
noktasında ($F\tau=1.5$), yüksek frekanslarda hız dağılımında ters akış bölgesi açıktır. Halkasal etki olarak adlandırılan bu davranış daha yakından incelenebilir.

Daha önce de ifade edildiği üzere, pratik ilgi açısından incelenmesi gereken en önemli parametrelerden biri sürtünme katsayısıdır. Şekil 4.26, Reynolds sayısının sabit bir değerinde ($Re=1000$), hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış durumu için, bir periyot boyunca sürtünme katsayısı değişimi üzerinde frekansın etkisini farklı genlik değerleri için ayrı ayrı sunmaktadır. Beklendiği üzere, artan frekansla birlikte sürtünme katsayısının değişim genliği artmaktadır. Görüldüğü üzere, F 'nin yüksek değerlerinde ($F\geq 10$), C_f 'nin maksimum ve minimum değerlerinde artan frekansla birlikte önemli değişim görülmektedir.

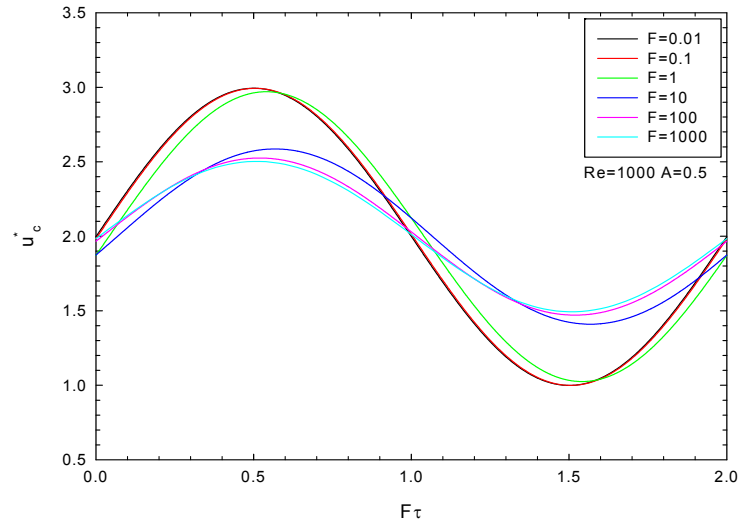
Şekil 4.27'de ise sürtünme katsayısının pik noktalarındaki ($F\tau=0.5$ ve 1.5) maksimum ve minimum değerlerin frekans ile değişimi daha yakından görünmektedir. $F\leq 1$ değerleri için frekans etkisinin ihmal edilebilir olduğu ve F 'nin artan değeriyle bu etkinin giderek arttığı görülmektedir. Beklenildiği üzere genliğin artışıyla birlikte sürtünme katsayısı da artmaktadır.

Sabit bir Reynolds sayısında, frekansın farklı değerlerinde genliğin sürtünme katsayısı üzerindeki etkisi maksimum ve minimum değerleri için Şekil 4.28'de gösterilmektedir. Genliğin artmasıyla birlikte maksimum ve minimum değerlerin de artması beklenen bir durum olarak açık bir şekilde görülmektedir.

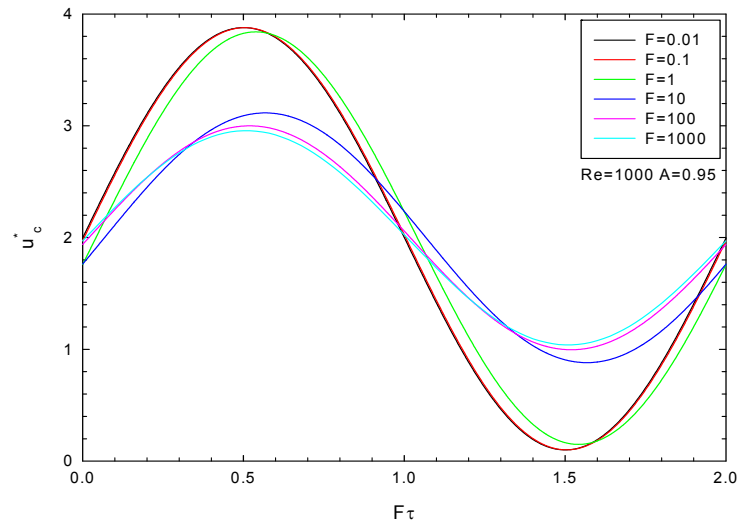
Şekil 4.29 ise farklı frekans değerlerinde Re sayısının sürtünme faktörü üzerindeki etkisini göstermektedir. Bilindiği ve beklendiği üzere, laminar akış bölgesinde tam gelişmiş akış için artan Reynolds sayısı ile birlikte sürtünme faktörü değeri azalmaktadır. Yine, yukarıda verildiği üzere frekans artışı sürtünme faktörünü artırmaktadır.



(a)

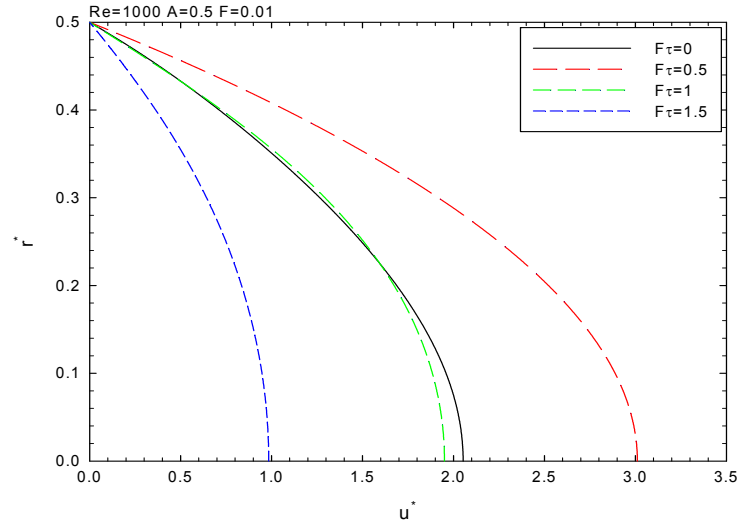


(b)

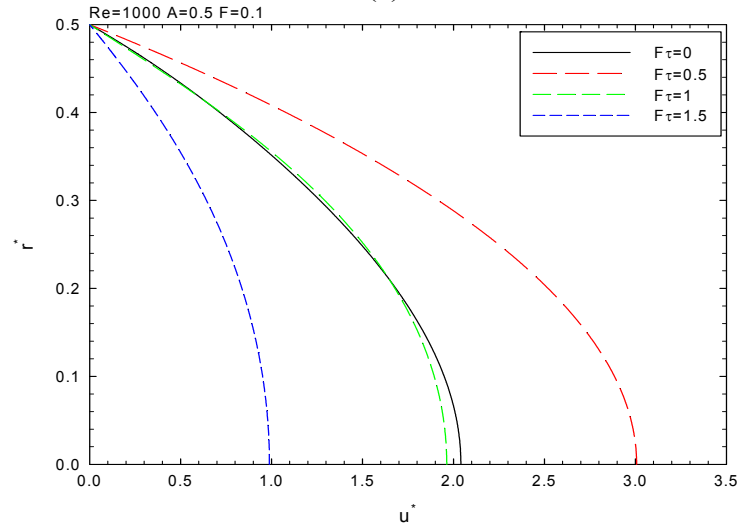


(c)

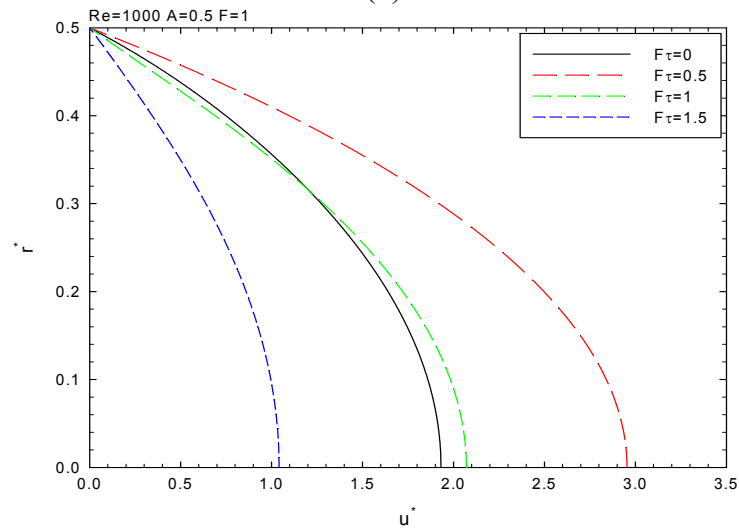
Şekil 4.20 Farklı frekanslar için boru merkezindeki boyutsuz hız değişimi



(a)



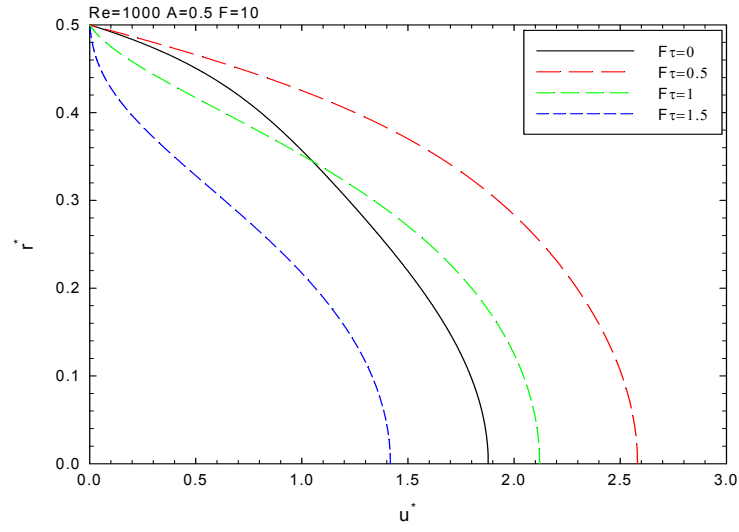
(b)



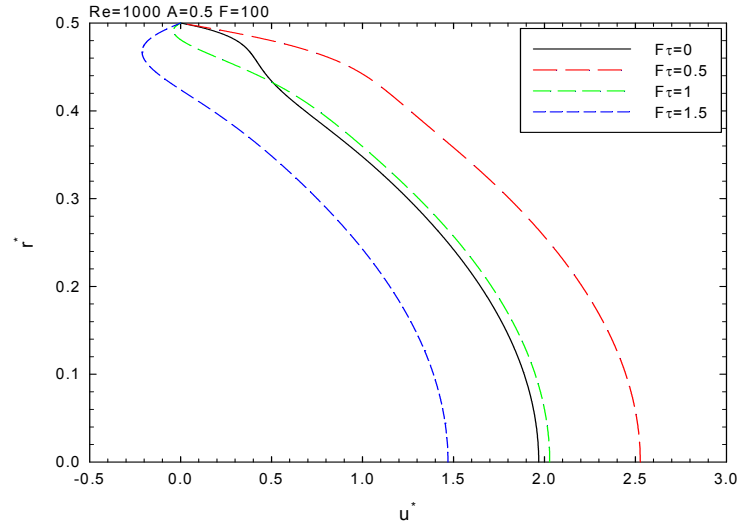
(c)

Şekil 4.21. Farklı frekans ve faz açıları için tam gelişmiş boyutsuz hız profili

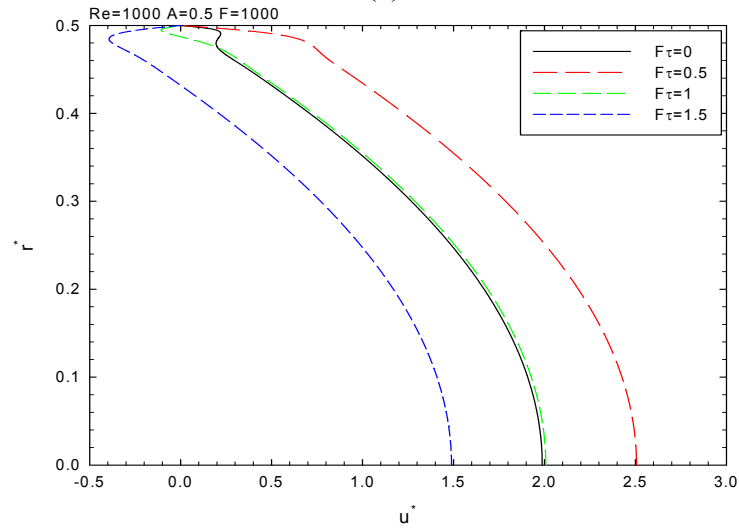
Şekil 4.21'in devamı,



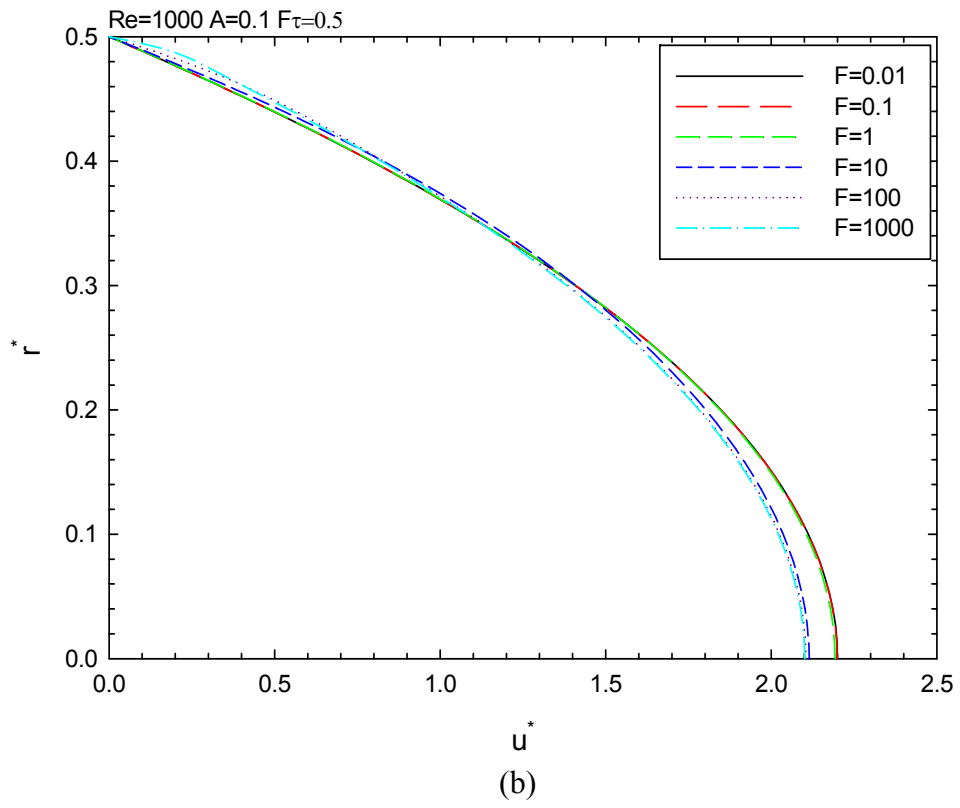
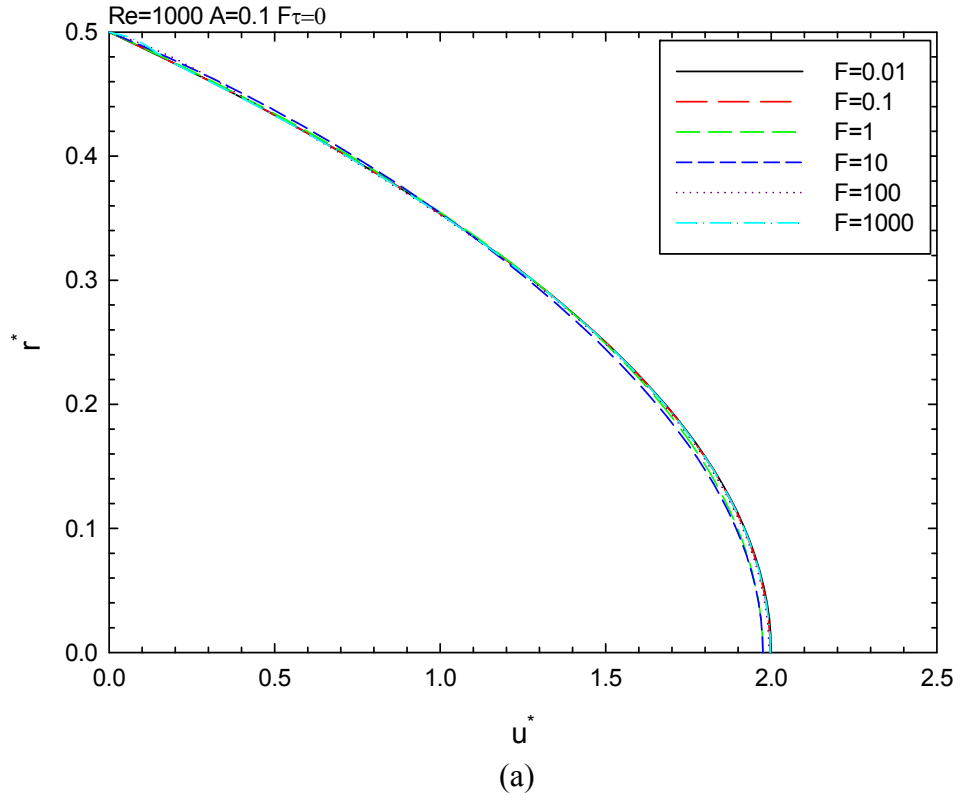
(d)



(e)

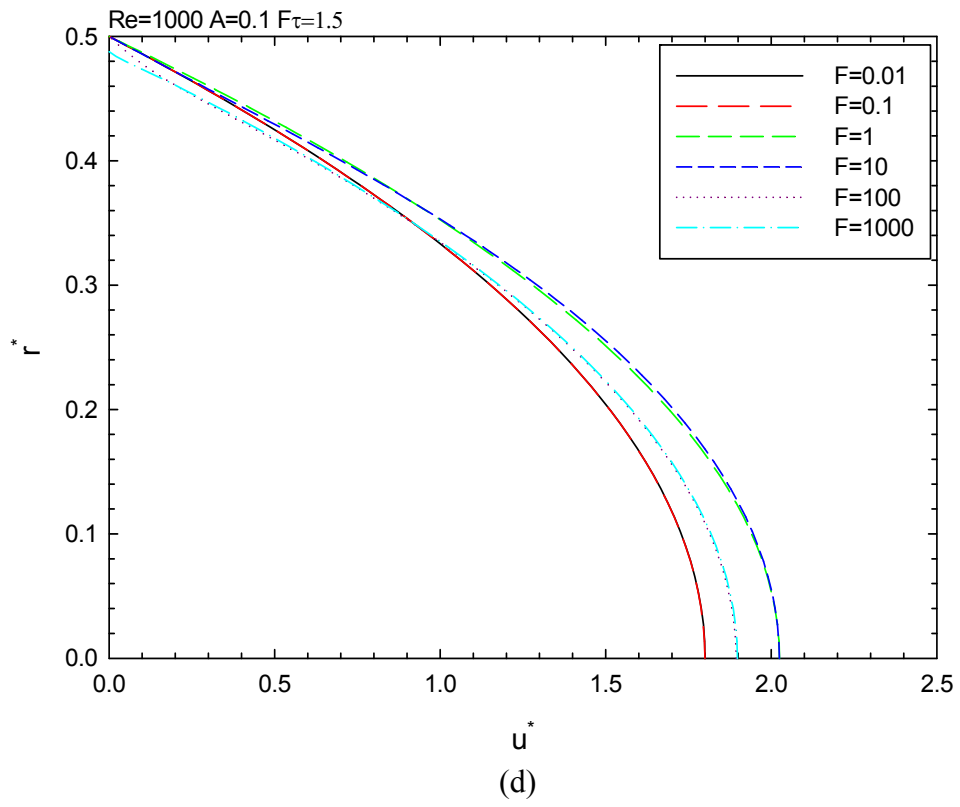
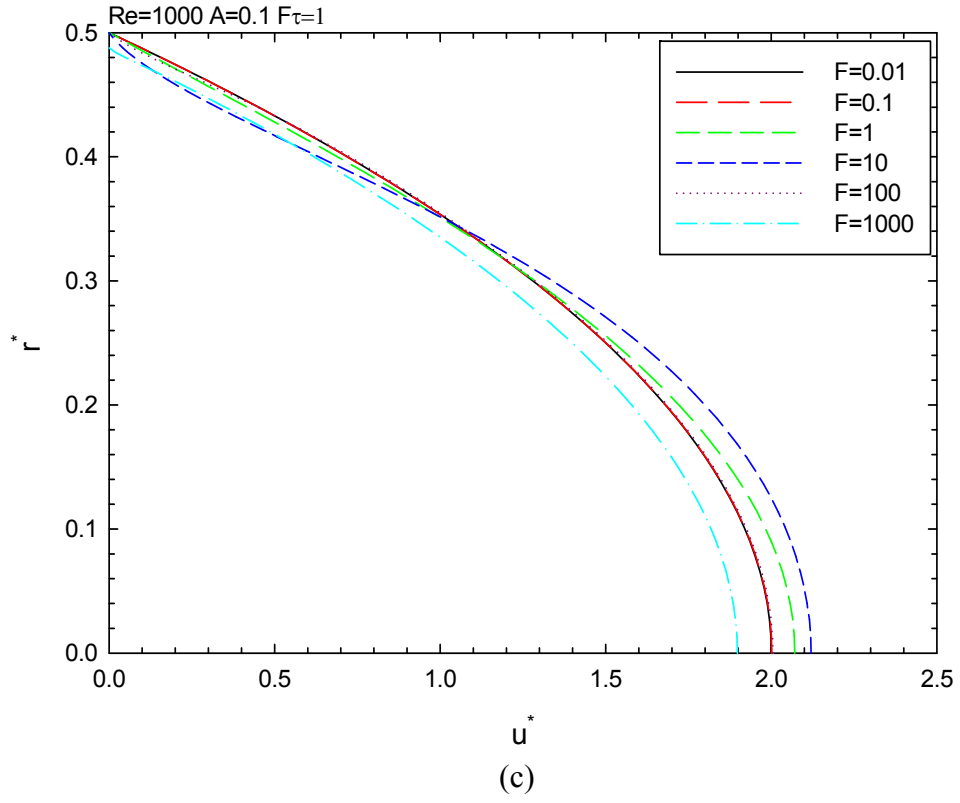


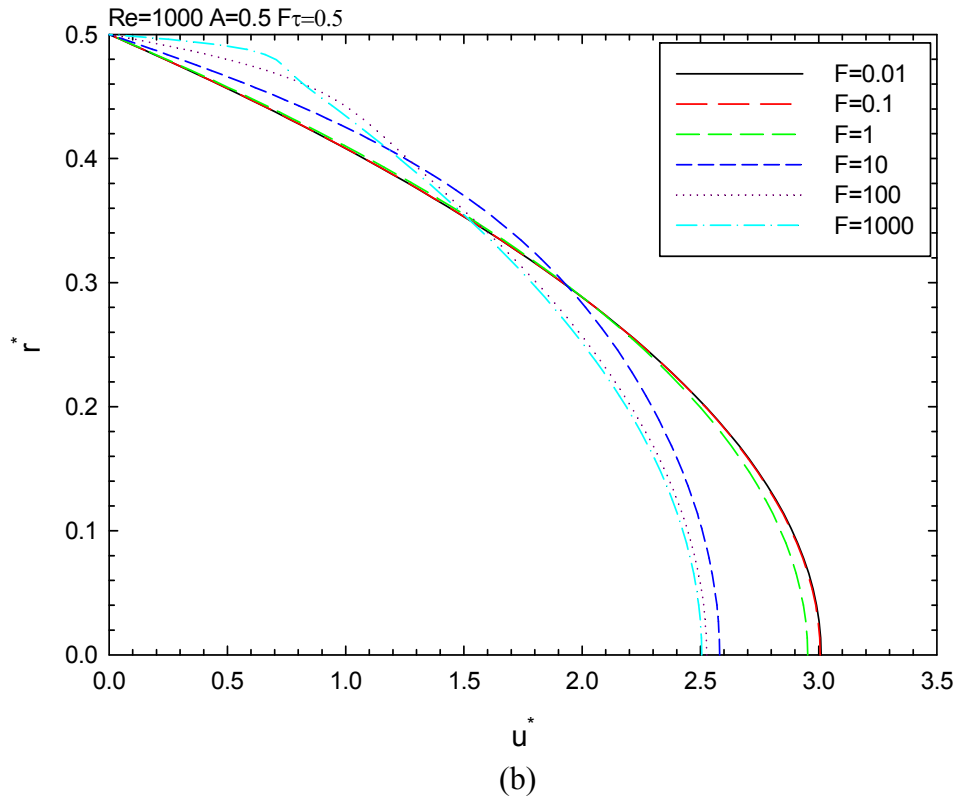
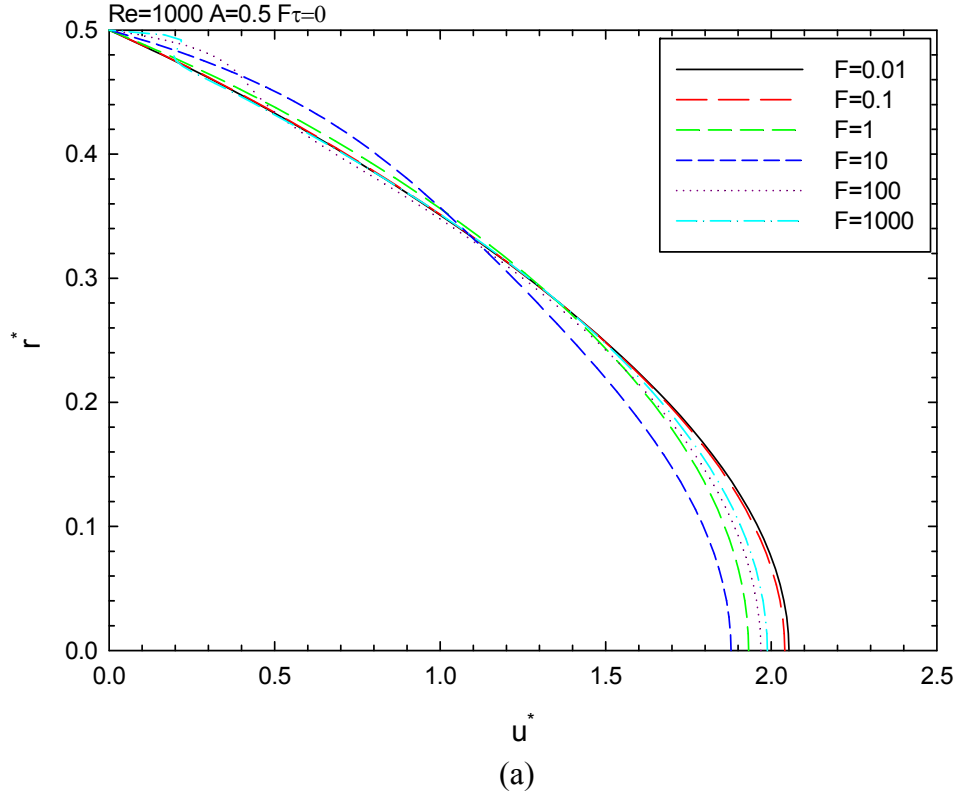
(f)



Şekil 4.22. A=0.1 için farklı faz açılarındaki frekansın etkisi

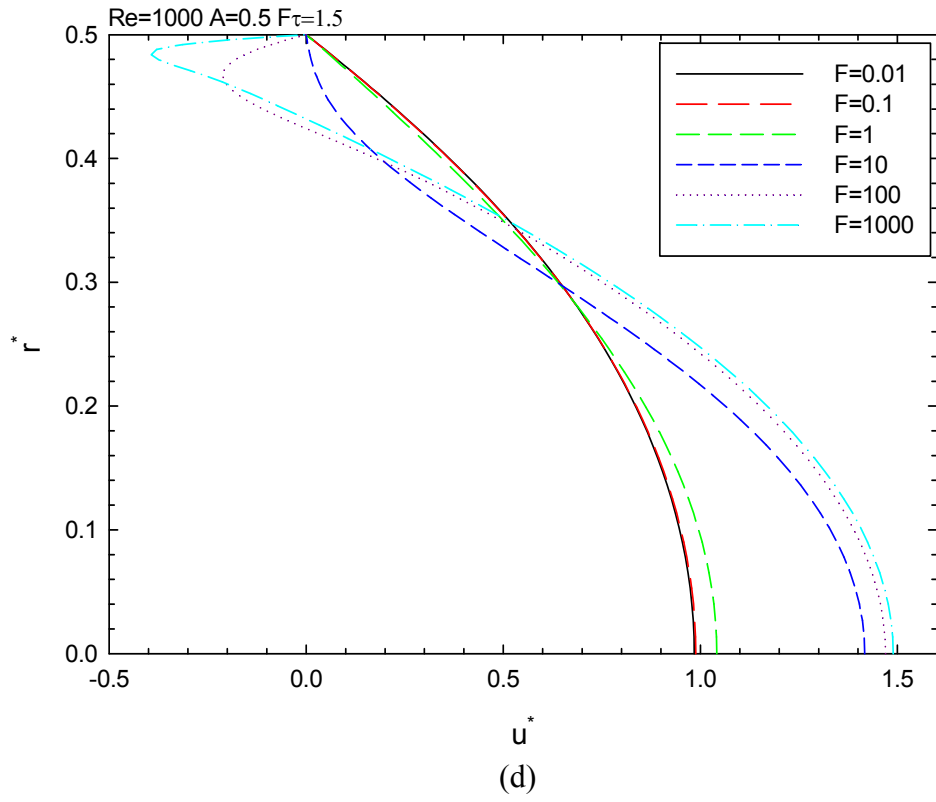
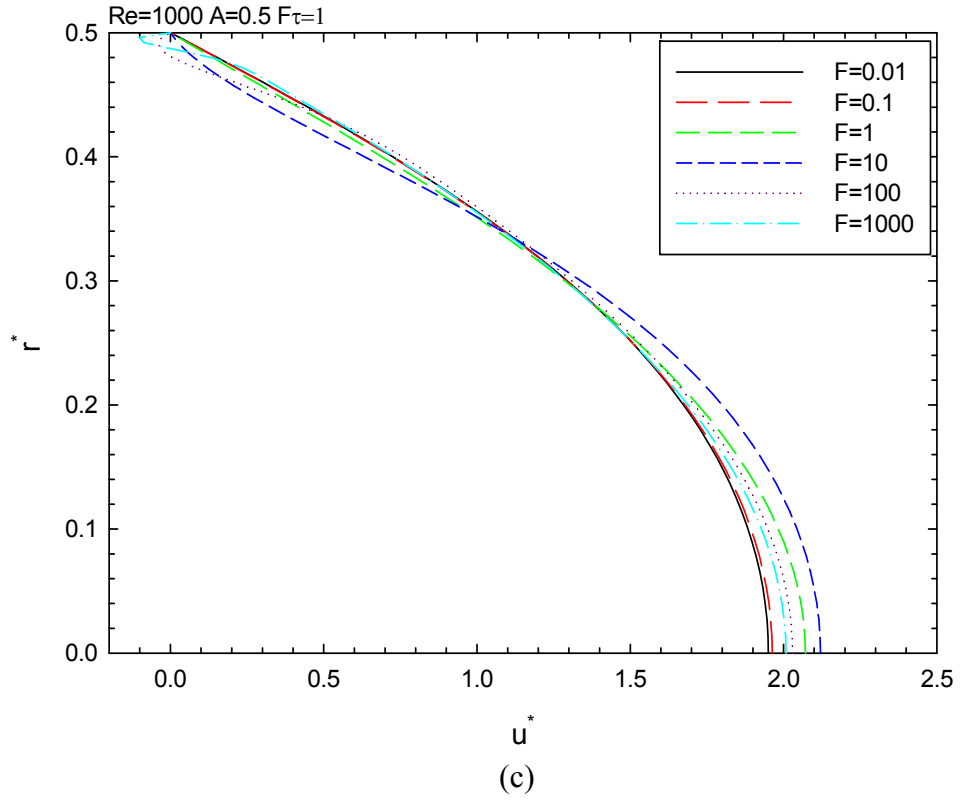
Şekil 4.22'nin devamı,

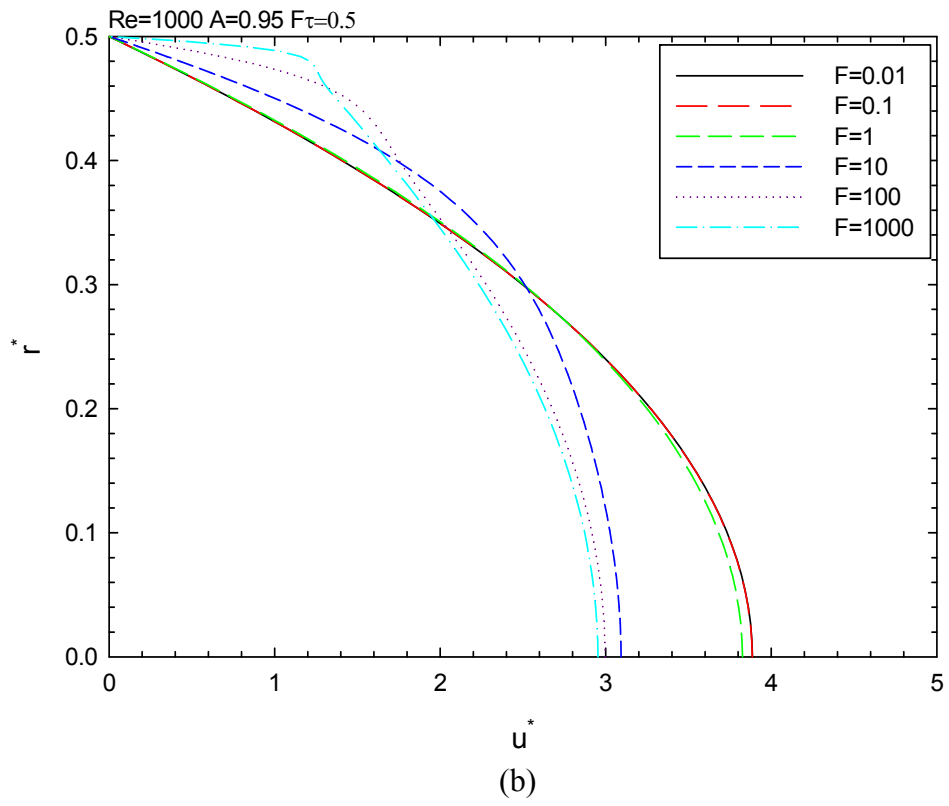
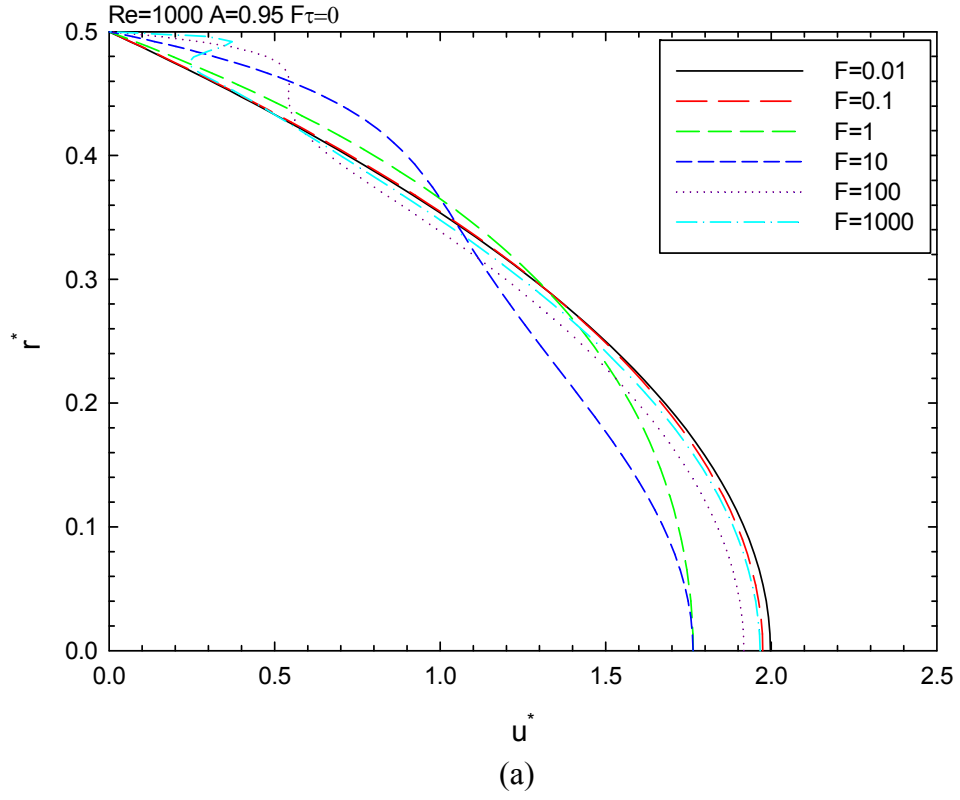




Şekil 4.23. $A=0.5$ için farklı faz açılarındaki frekansın etkisi

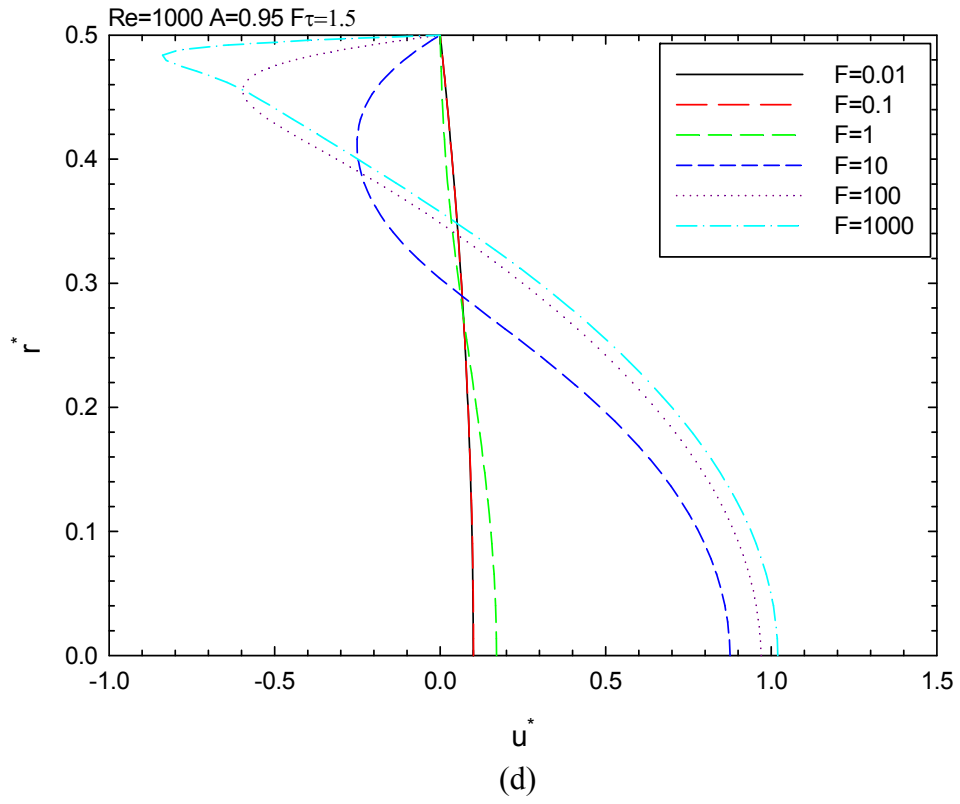
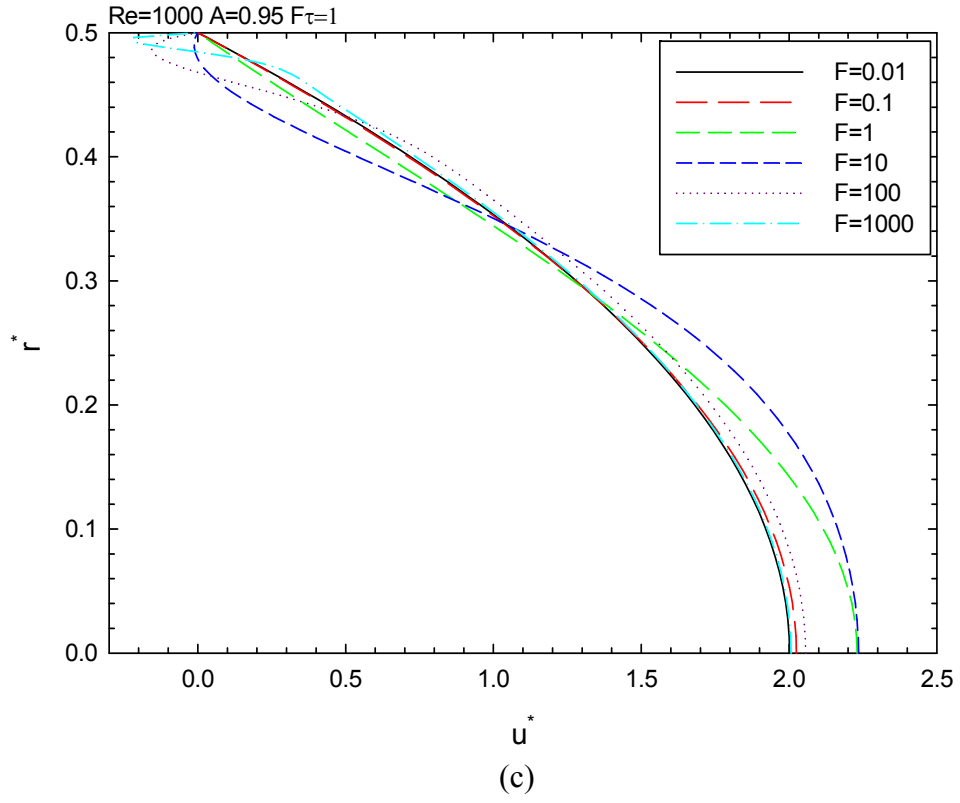
Şekil 4.23'ün devamı,

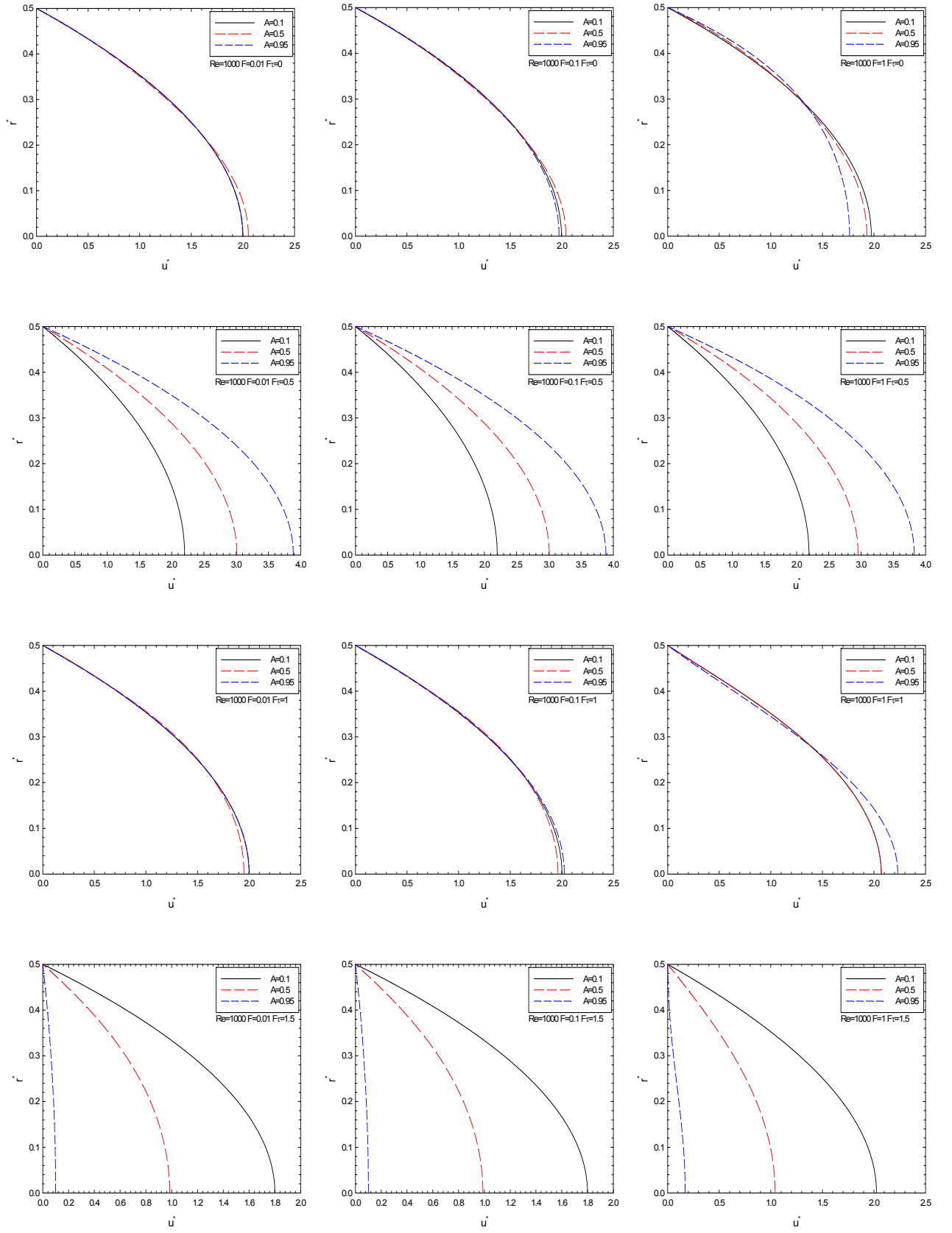




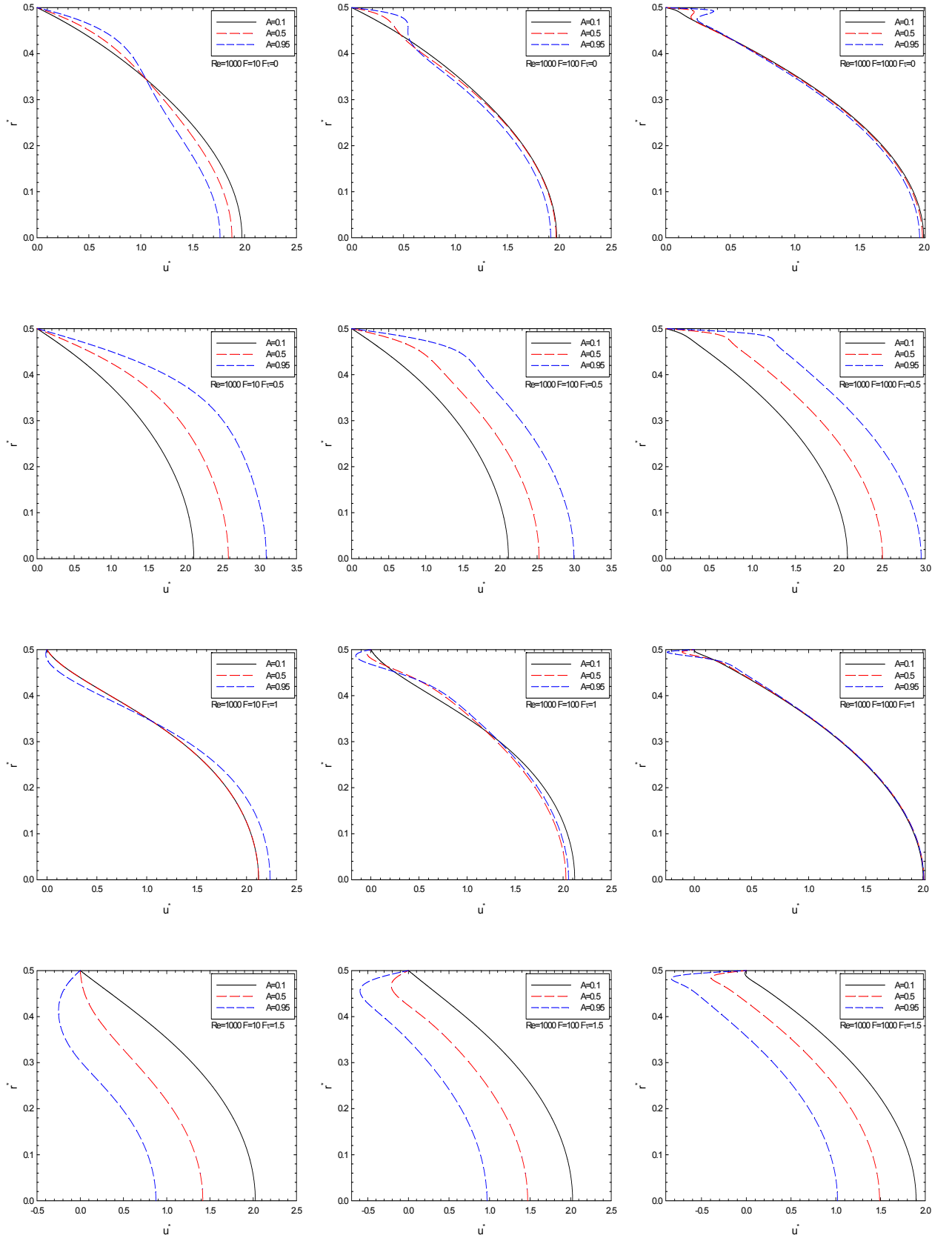
Şekil 4.24. A=0.95 için farklı faz açılarındaki frekansın etkisi

Şekil 4.24'ün devamı,

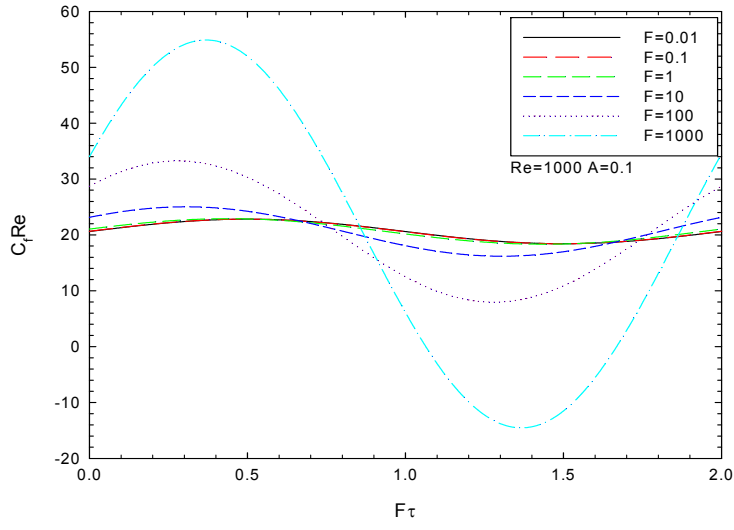




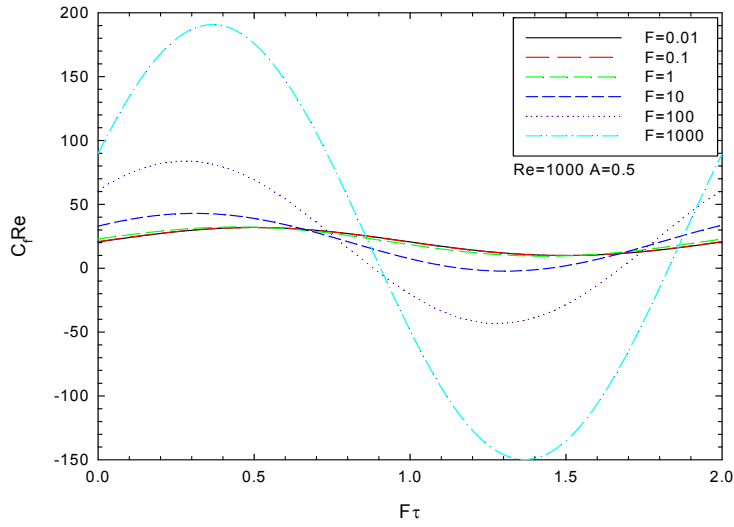
Şekil 4.25a. Farklı faz açılarında $F=0.01, 0.1$ ve 1 için genliğin etkisi



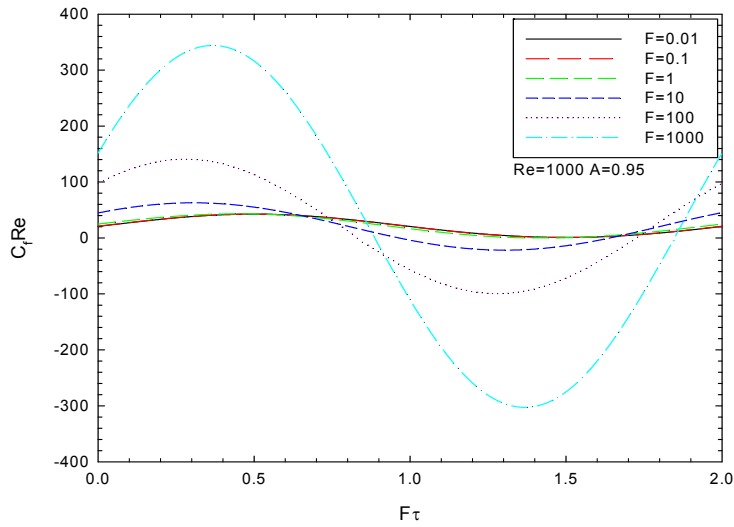
Şekil 4.25b. Farklı faz açılarında $F=10$, 100 ve 1000 için genliğin etkisi



(a)

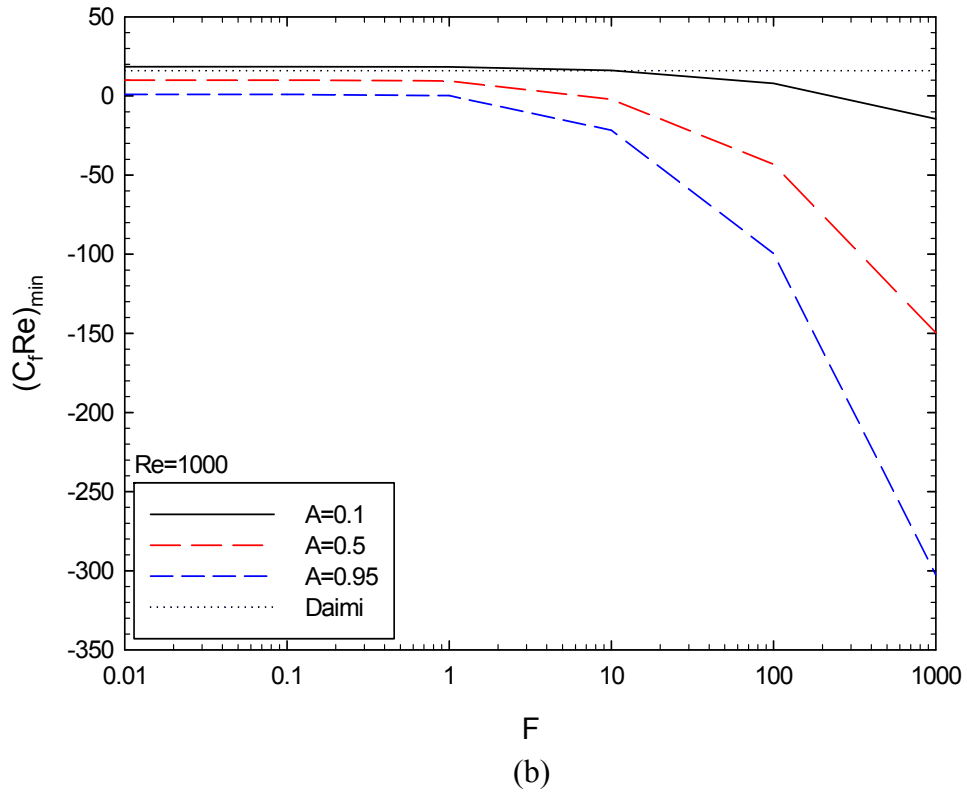
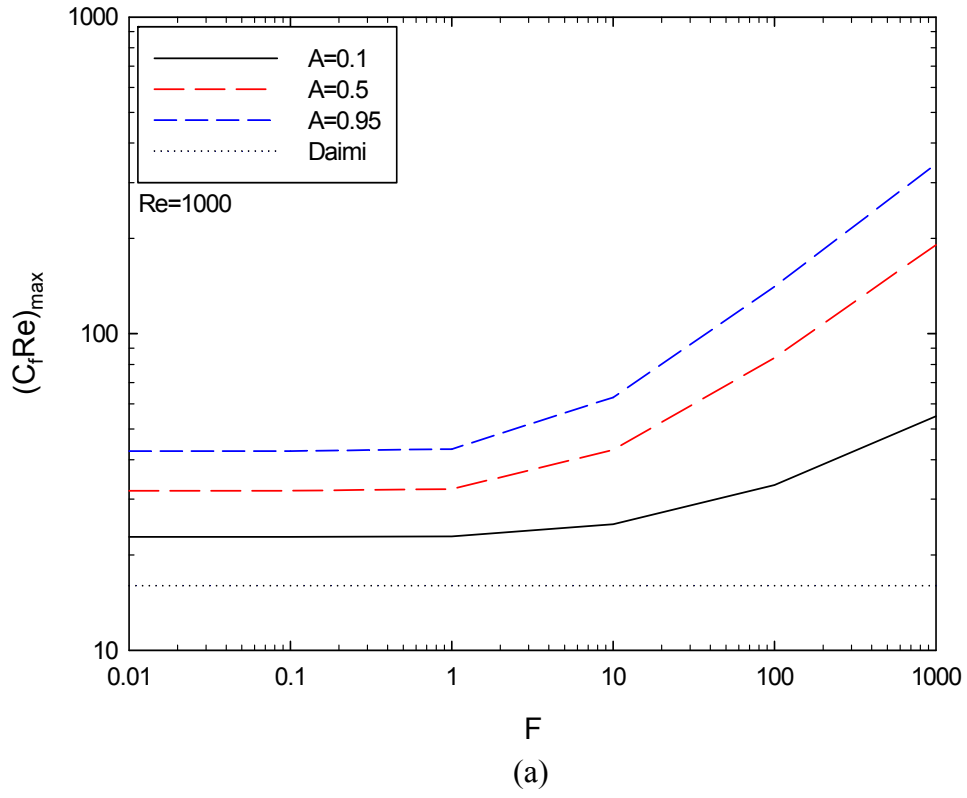


(b)

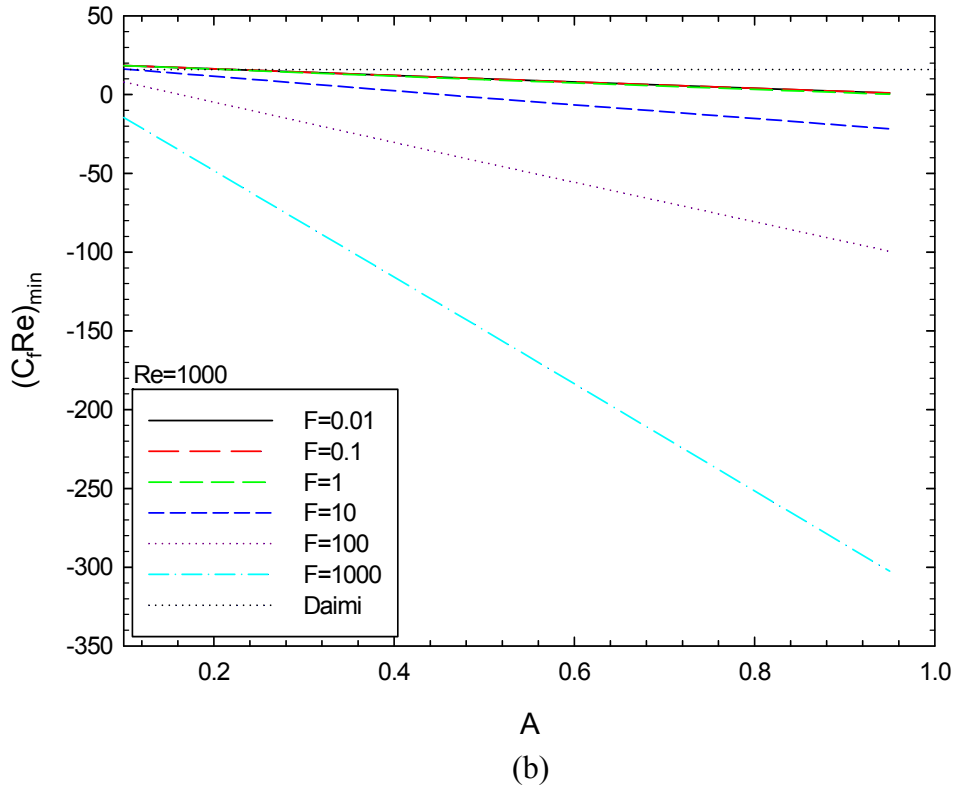
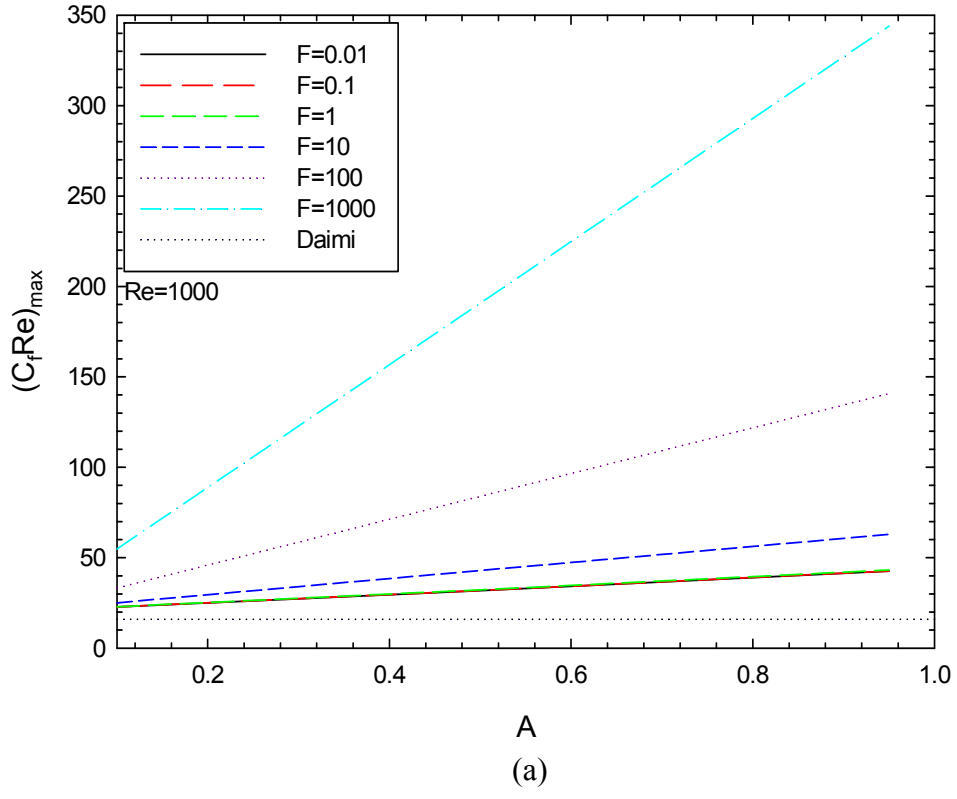


(c)

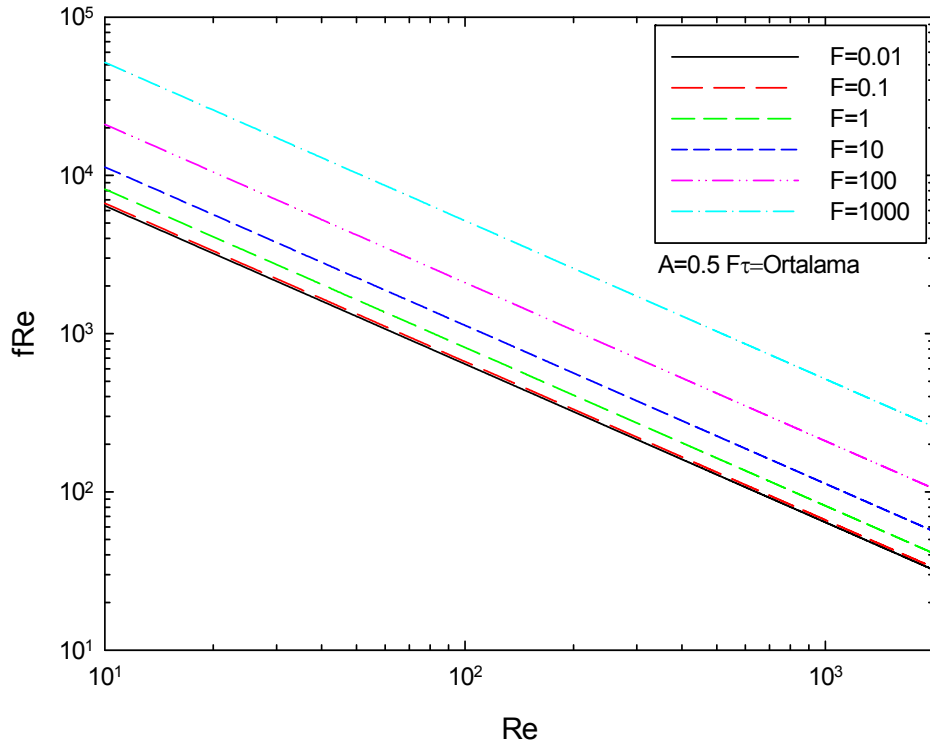
Şekil 4.26. Farklı frekans ve genlikler için sürtünme katsayısının değişimi



Şekil 4.27. Maksimum ve minimum sürtünme katsayısının frekansa göre değişimi



Şekil 4.28. Maksimum ve minimum sürtünme katsayısının genliğe göre değişimi



Şekil 4.29. Farklı frekans ve Reynolds sayıları için sürtünme faktörü değişimi

4.1.2.2.2. Piston Kaynaklı Akış

Bu kısımda ise, piston kaynaklı atımlı akış durumu ele alınmıştır. Atımlı akış giriş koşullarının bir silindir-piston sistemi ile üretildiği bu durum için hidrodinamik incelemeler yapılmıştır. Bu incelemeler kapsamlı analitik, sayısal ve deneysel çalışmaları içermektedir.

Aşağıda hidrodinamik olarak gelişmekte olan akış ve tam gelişmiş akış için yapılan hidrodinamik incelemeler ayrı ayrı sunulmuştur.

a. Gelişmekte Olan Akış

Öncelikle deneysel olarak incelenen durumun aynı çalışma koşulları esas alınarak sayısal benzeşimi yapılmıştır. Bu bölümde akışın hidrodinamik olarak gelişmekte olduğu bölgede sayısal çalışmalar yapılmıştır.

Reynolds sayısının sabit değerinde ($Re=1000$), farklı frekans ($F=1.07, 43, 105, 226$ ve 402 ($f=0.099, 4.01, 10.5, 21.02$ ve 36.97 Hz)) ve farklı faz açılarında ($F\tau=0, 0.5, 1$ ve

1.5) boru merkezindeki hızın değişimi Şekil 4.30'da sunulmuştur. Görüldüğü üzere, her bir frekans değerinde boyutsuz merkezi hız artarak hızlanma bölgesinin bitiş ve yavaşlama bölgesinin başlangıç noktasında ($F\tau=0.5$) en yüksek (maks.) değerini almakta; yavaşlama bölgesinde ise azalarak yavaşlamanın bitiş ve hızlanmanın başlangıç noktasında en düşük (min.) değerini almaktadır. Faz açısının $F\tau=0$ ve 1 değerleri için merkezi hız değişimi nerdeyse aynıdır.

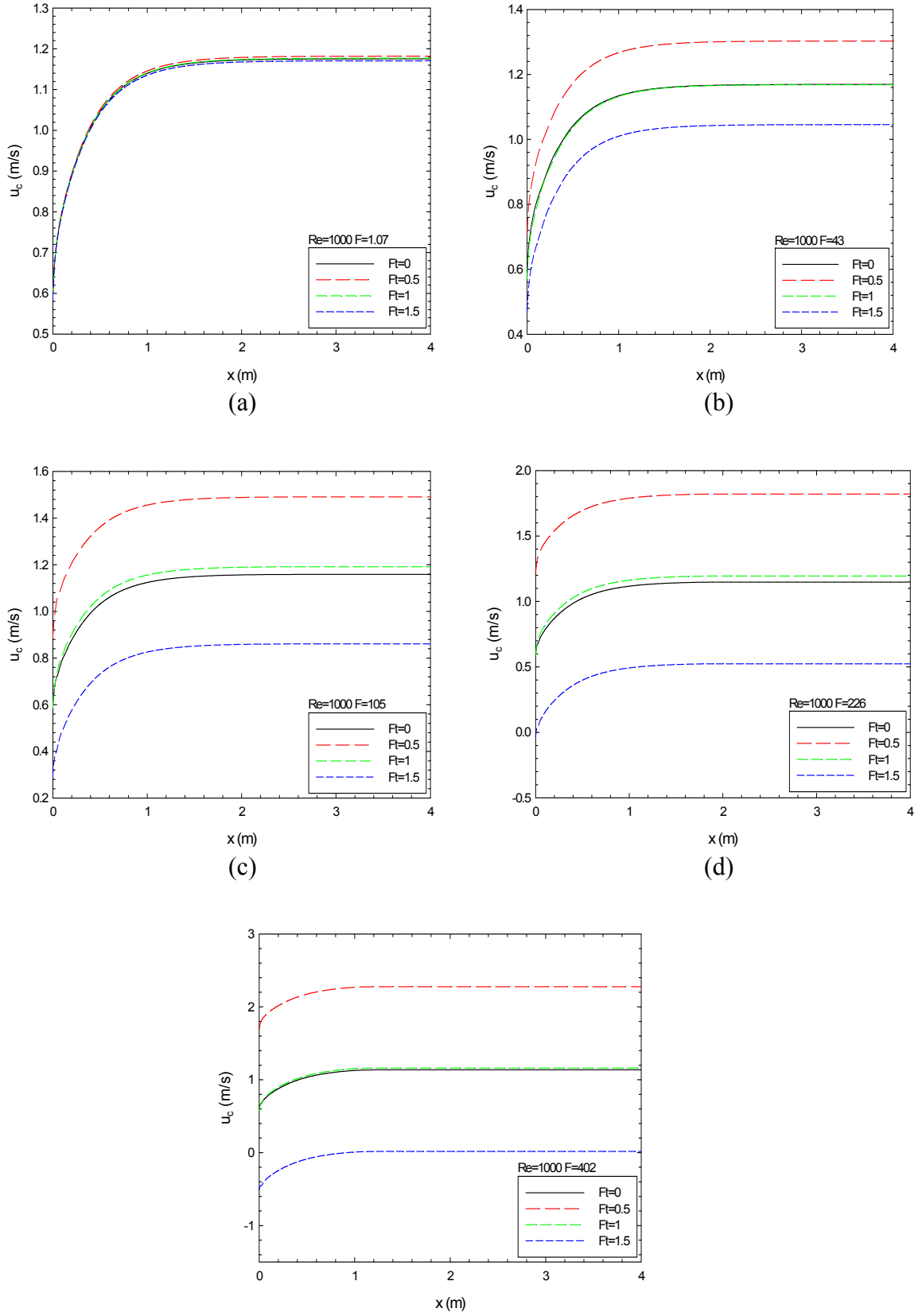
Şekil 4.31 ise frekansın merkezi hız üzerindeki etkisini açık bir şekilde göstermektedir. Görüldüğü gibi, frekansın etkisi bulunulan faza göre önemli miktarda değişmektedir. Merkezi hız, artan frekansla birlikte $F\tau=0$ için azalırken, $F\tau=0.5$ için artmaktadır. $F\tau=1$ için ise artan frekansla birlikte önce artmakta ($F=1.07$ ve 105), sonra azalmaktadır ($F=226$ ve 402).

Farklı frekans ve farklı faz açıları radyal hız dağılımları Şekil 4.32 - 4.36'da verilmiştir. Şekillerden akışın hızlanma ve yavaşlama bölgelerindeki hidrodinamik olarak tam gelişmesi açık bir şekilde görülmektedir. Burada $F\tau=0-0.5$ ve $F\tau=1.5-0$ bölgeleri hızlanma bölgesini; $F\tau=0.5-1.5$ bölgesi ise yavaşlama bölgesini karakterize etmektedir. Beklenildiği üzere, hızlanma bölgesinde pozitif ivmelenmeyle hız artarken, yavaşlanma bölgesinde ise azalmaktadır. Frekansın artan değerlerinde cidar yakınında halkasal etki göze çarpmaktadır (Şekil 4.34 c ve d). Şekillerden görüldüğü gibi, frekansın $F=1.07$ ve 43 değerlerinde, radyal hız dağılımı için cidar yakınında herhangi bir ters akış bölgesi belirlenmemiştir. Frekansın $F=105$ değerinde ise, sadece $F\tau=1.5$ için (yavaşlamanın bittiği ve hızlanmanın başladığı çukur noktası) cidara yakın ters akış bölgesi görülmektedir. $F=226$ değeri için ters akış bölgesi karakteri ilginç bir şekilde değişmektedir. $F\tau=0$ için (hızlanma bölgesi) cidara yakın hız dağılımı normal iken, ters akış bölgesi cidardan belirli bir uzaklıkta meydana gelmektedir. $F\tau=0.5$ ve 1 için ters akış bölgesi olmayıp, yine $F\tau=1.5$ değerinde cidar yakınında ters akış bölgesi belirgin bir hal almaktadır. Frekansın çok daha yüksek değerlerinde ($F=402$), ters akış bölgesi daha belirgin bir hal almaktadır. Ters akış bölgesi, $F\tau=0$ ve 1 değerlerinde cidara yakın, $F\tau=1.5$ ise cidardan uzak oluşmaktadır.

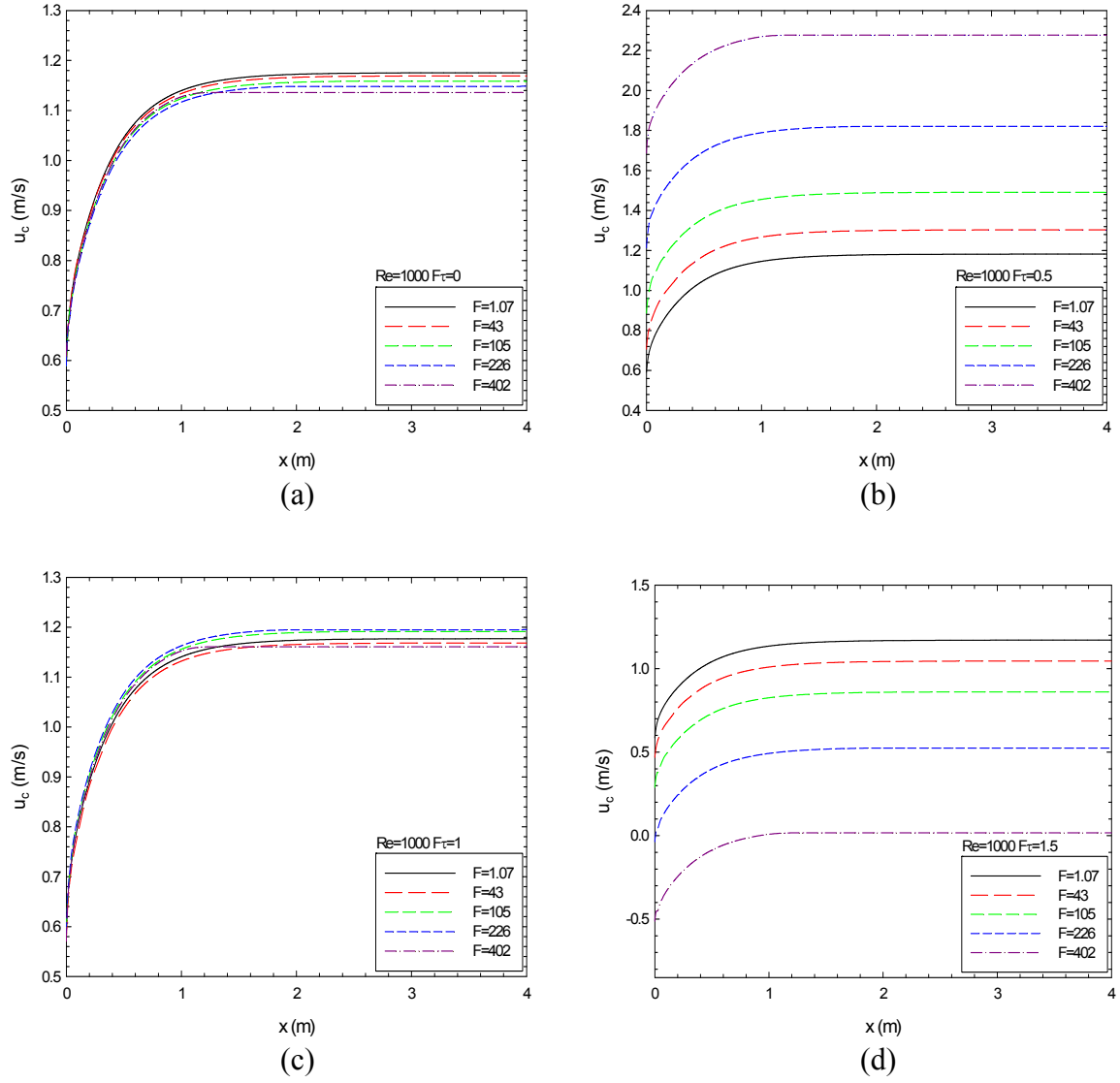
Ayrıca, farklı frekanslar için faz açısına göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi Şekil 4.37'de verilmiştir. Görüldüğü gibi, frekansın çok düşük değerlerinde faz açısının sürtünme katsayısı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Ancak, artan frekans ile birlikte bu etki belirgin hale gelmektedir. Görüldüğü gibi hızlanma bölgesinde ($F\tau=0$ ve 0.5 için) elde edilen sürtünme katsayısı değerleri birbirine yakındır. Benzer şekilde yavaşlama bölgesinde $F\tau=1$ ve 1.5 için elde edilen sürtünme katsayısı değerleri de

birbirine yakındır. Çalışılan bütün frekans değerlerinde, çukur noktasında ($F\tau=1.5$), sürtünme katsayısı en düşük değerini almaktadır. Sürtünme katsayısının en yüksek değerini aldığı nokta artan frekansla birlikte değişmektedir. Frekansın $F=1.07$, 43 ve 105 değerleri için faz açısının $F\tau=0.5$ değerinde (tepe noktası); frekansın $F=226$ ve 402 değerleri için ise $F\tau=0$ 'da en yüksek sürtünme katsayısı değeri elde edilmektedir. Bu durumun akışta meydana gelen ters akış bölgelerinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu etki, daha önce verilen radyal hız profilleri ile daha ayrıntılı bir şekilde değerlendirilebilir.

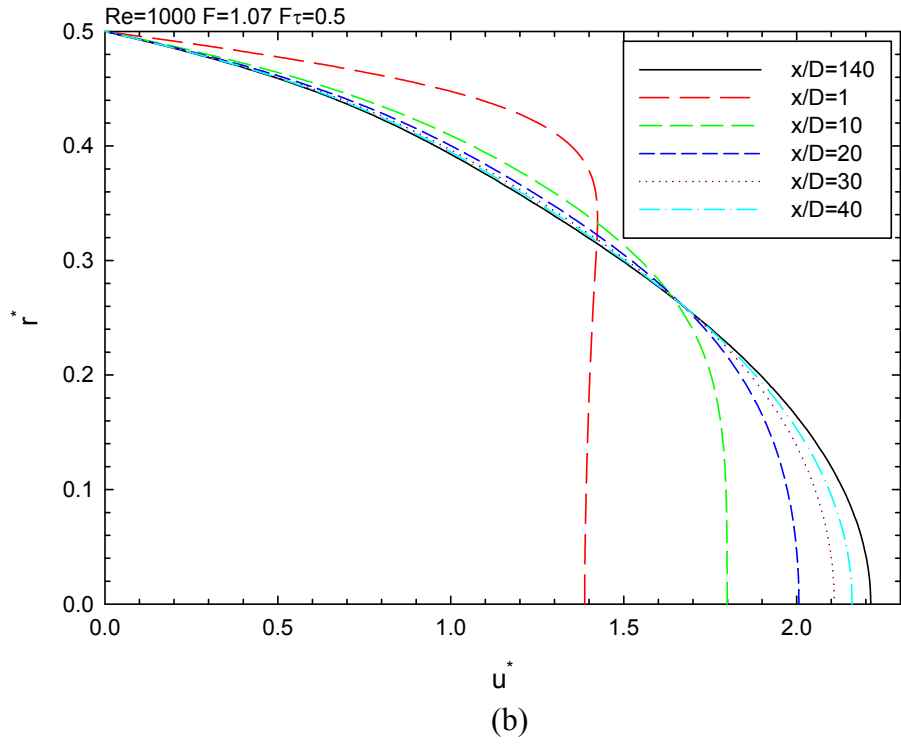
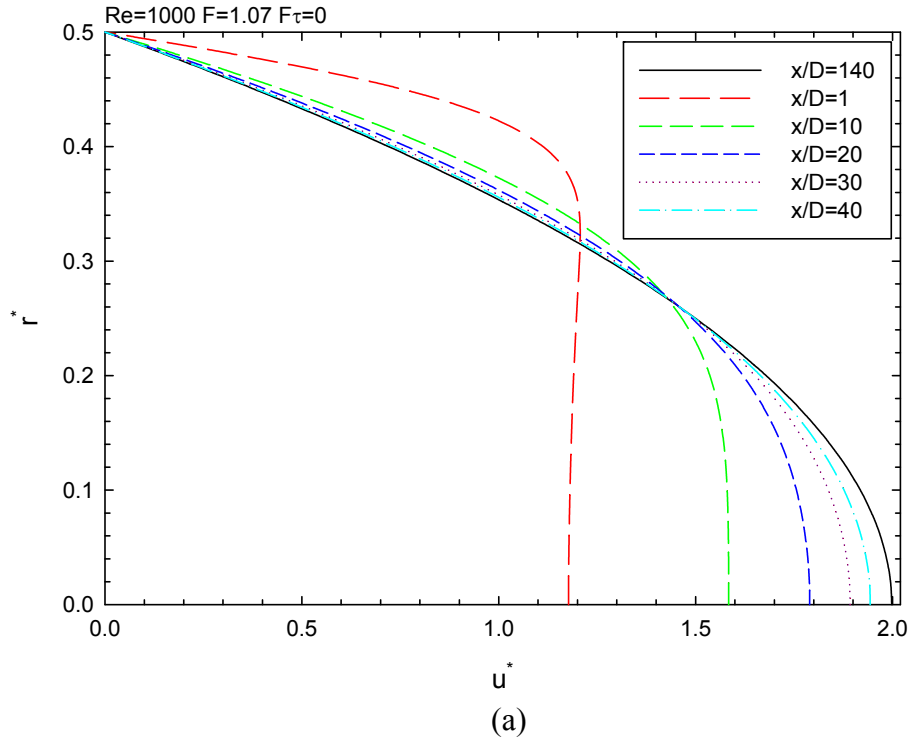
Yine Reynolds sayısının sabit bir değeri için ($Re=1000$); Şekil 4.38, farklı faz açılarında frekansın sürtünme katsayısı üzerindeki etkisini göstermektedir. Görüldüğü ve beklendiği üzere, bütün faz açılarında artan frekansla birlikte sürtünme katsayısı artmaktadır. Yine, yavaşlama bölgesinde bu artışın zıt yönde olduğu görülmektedir.



Şekil 4.30. Farklı frekanslar için faz açılarına göre merkezi hızın boru eksenı boyunca değışimi

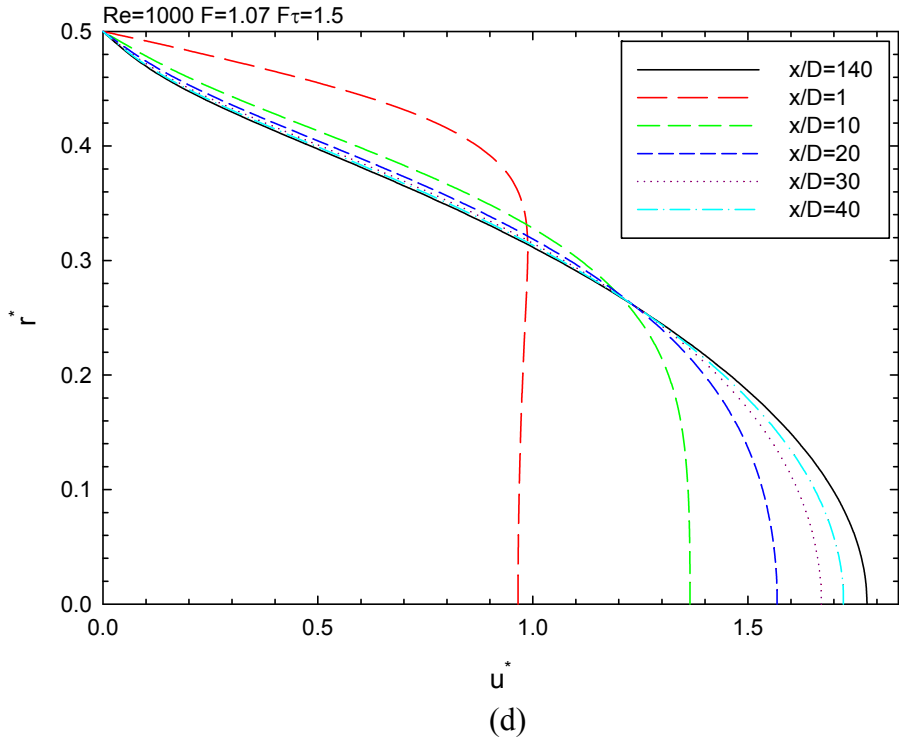
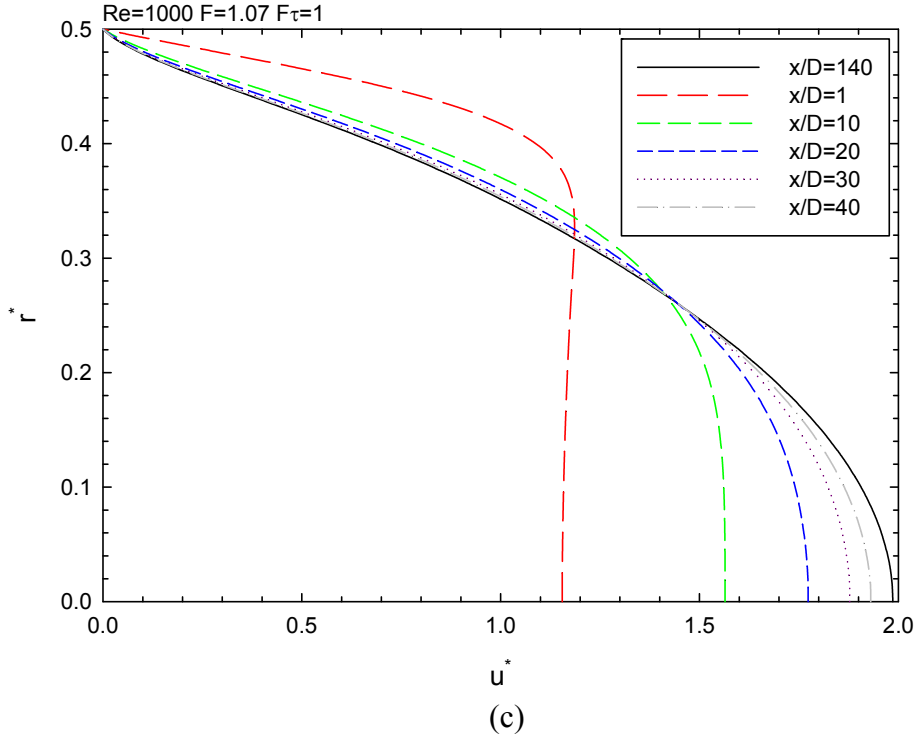


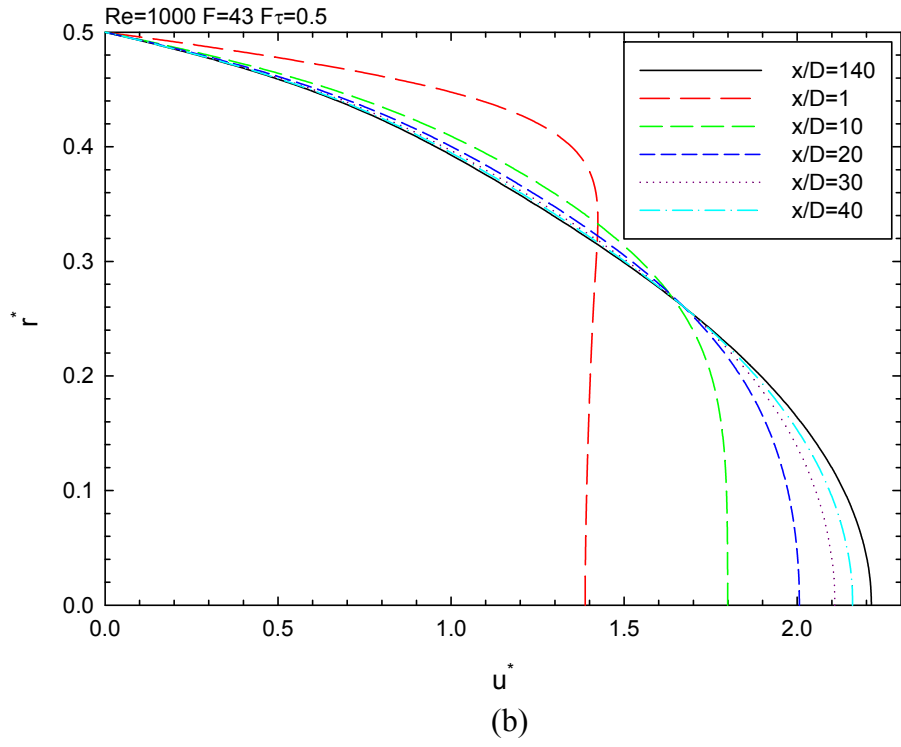
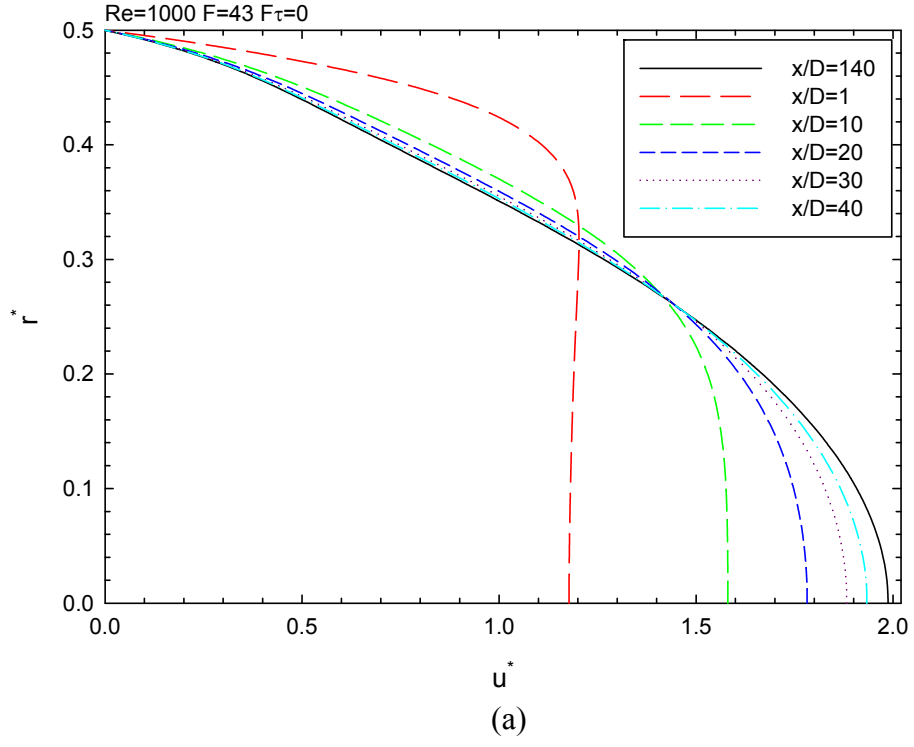
Şekil 4.31. Farklı faz açıları için frekansa göre merkezi hızın boru eksenini boyunca değişimi



Şekil 4.32. $F=1.07$ için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri

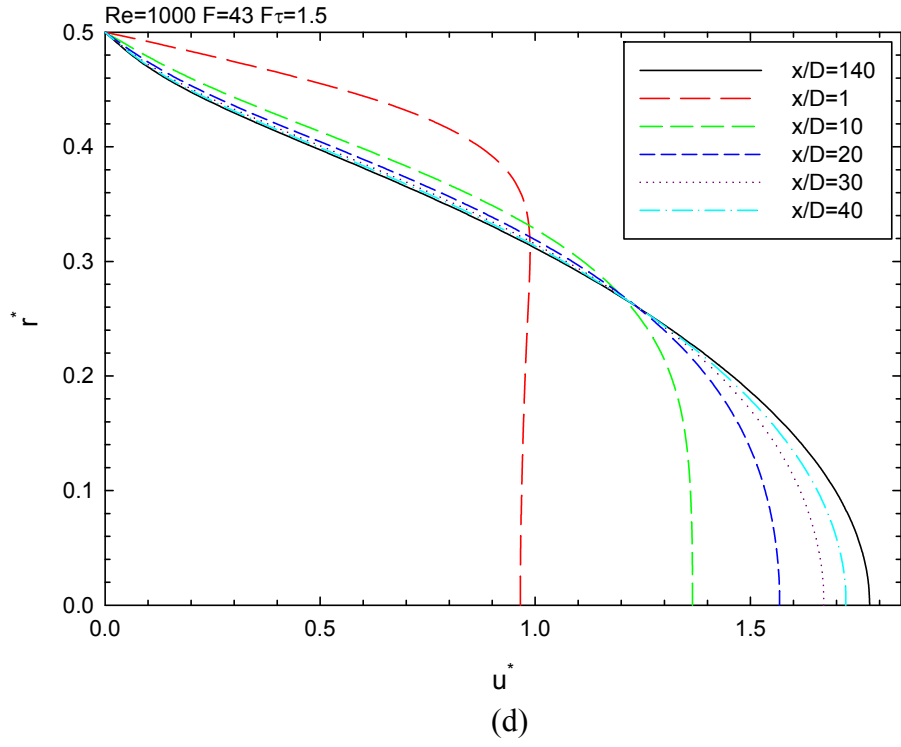
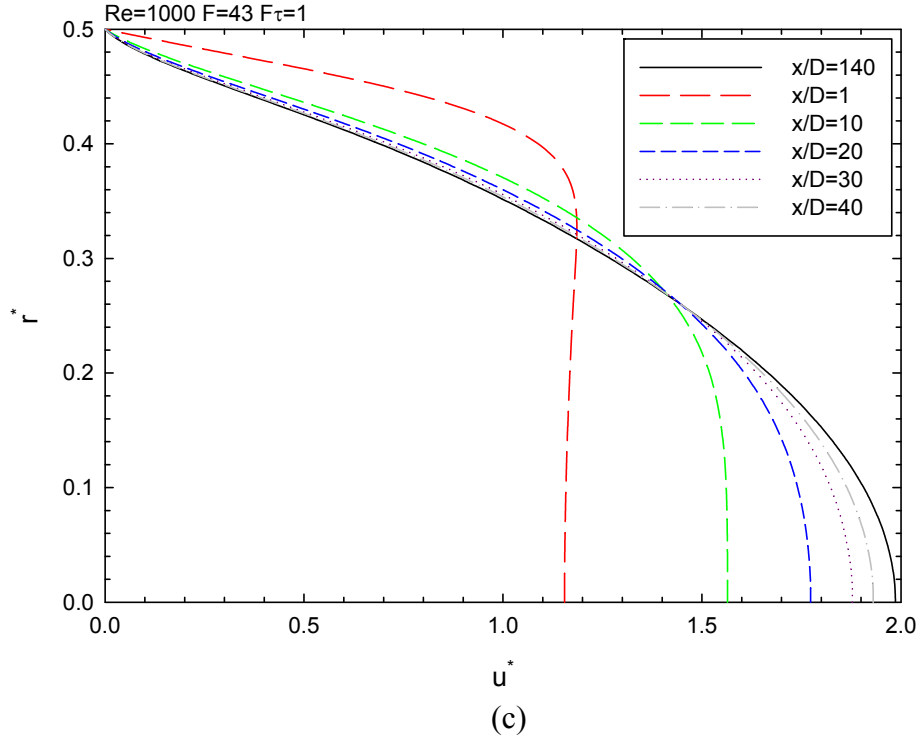
Şekil 4.32'nin devamı,

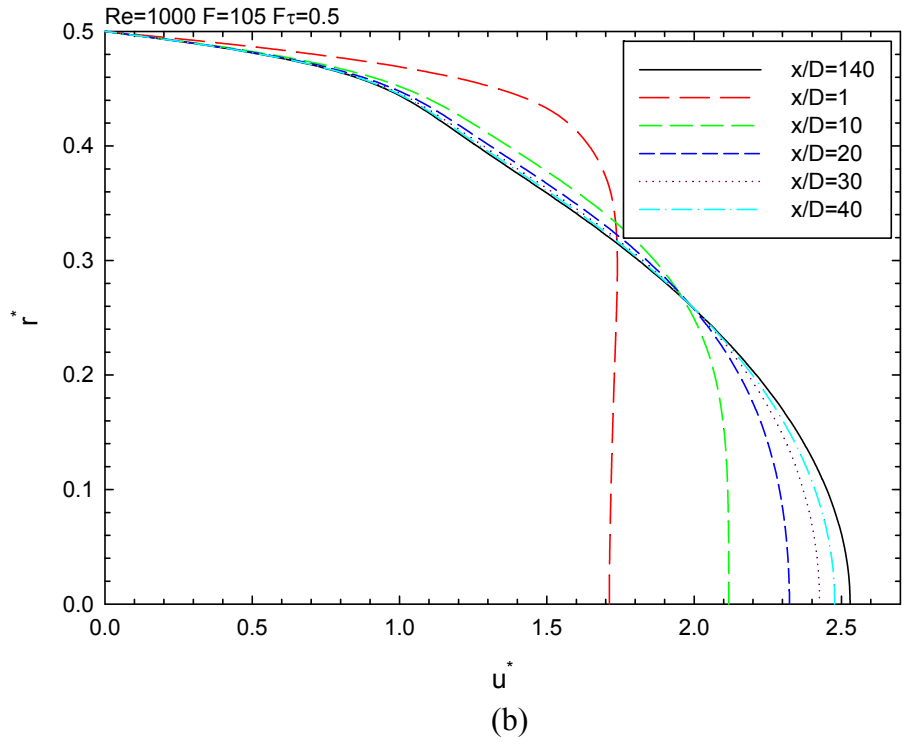
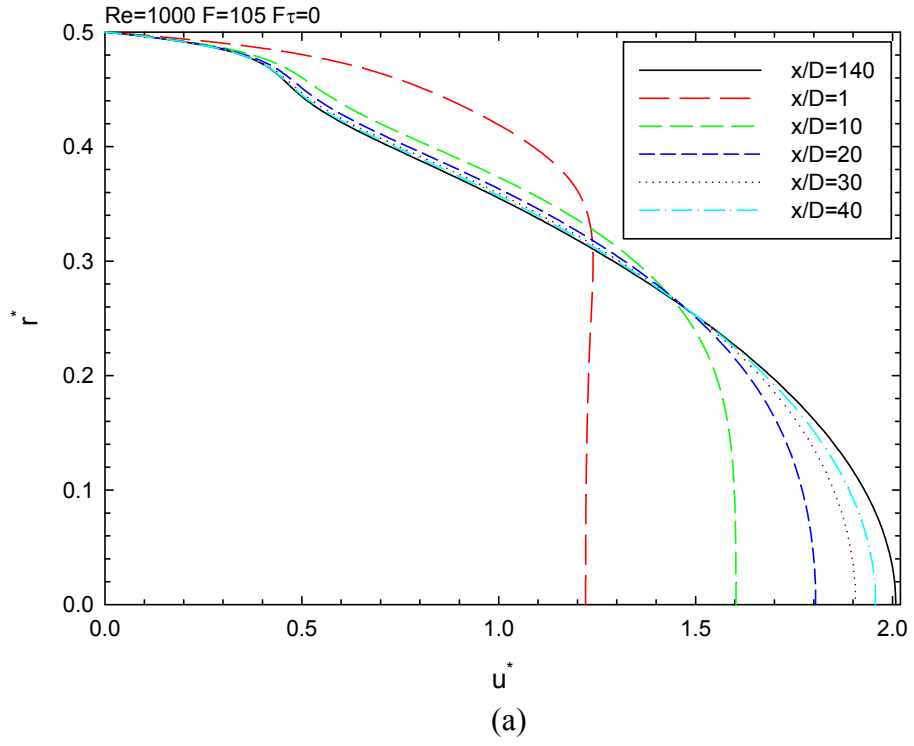




Şekil 4.33. $F=43$ için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri

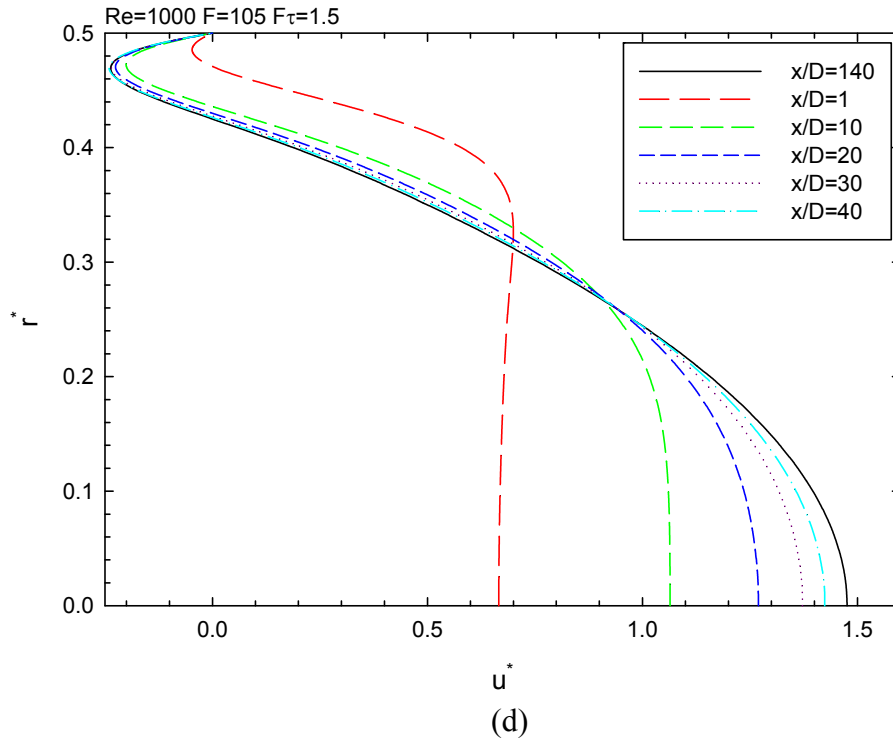
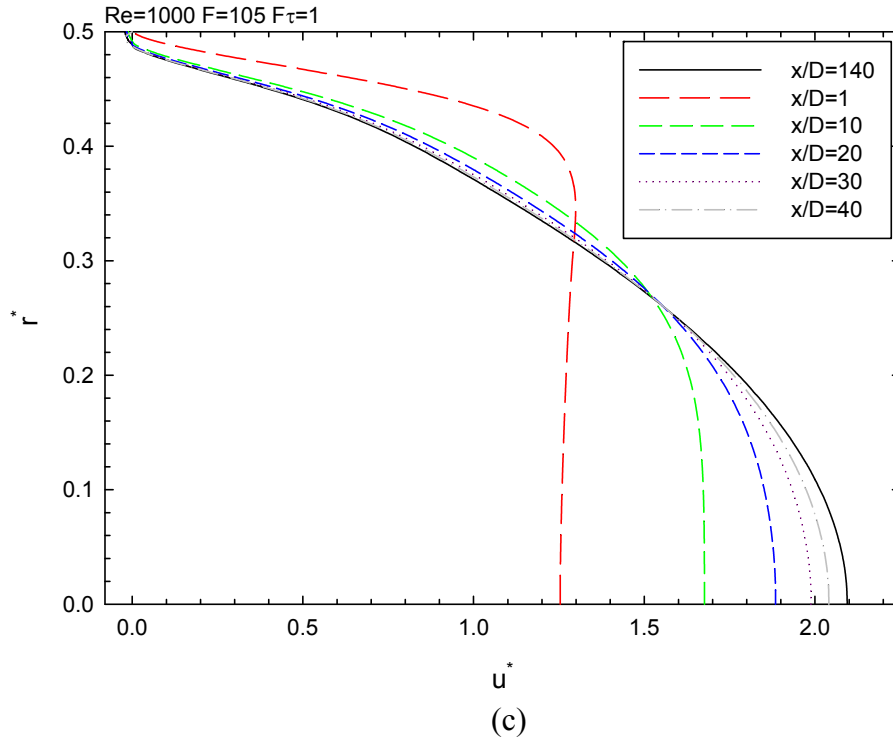
Şekil 4.33'ün devamı,

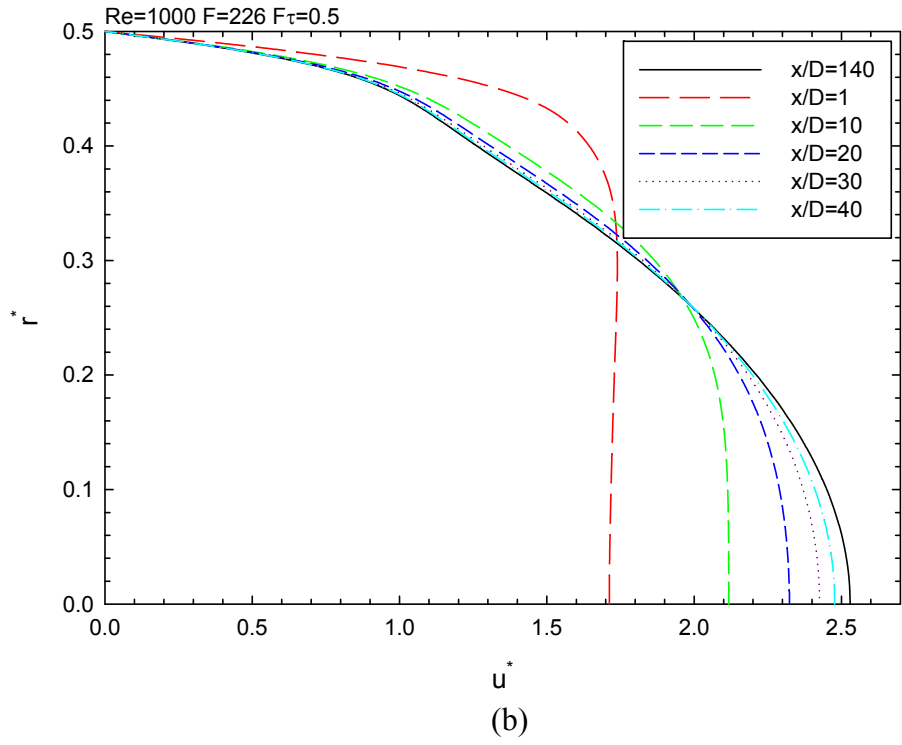
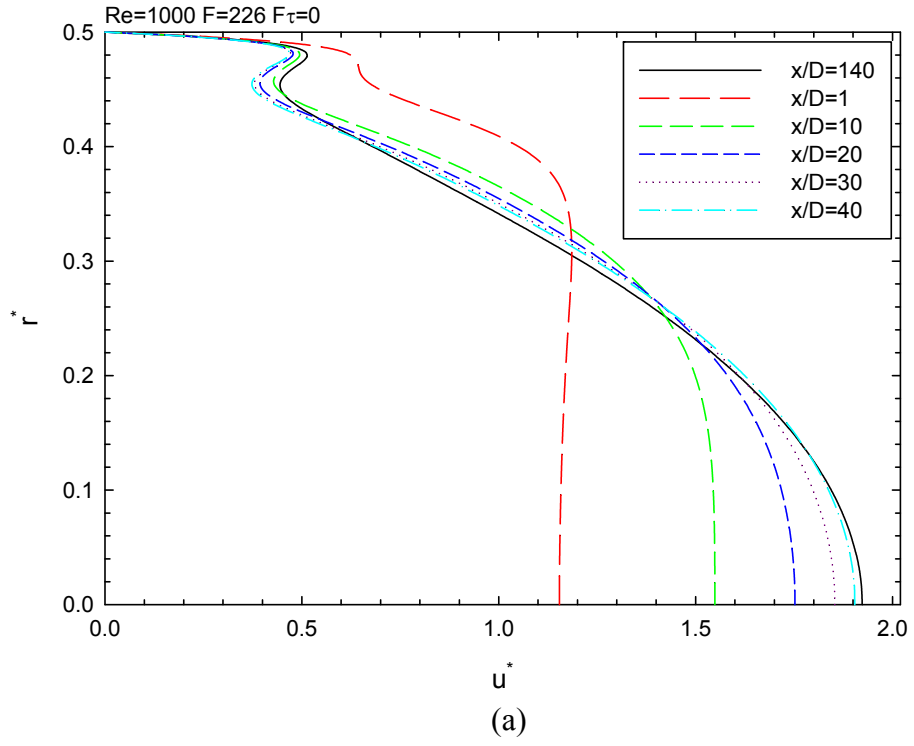




Şekil 4.34. $F=105$ için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri

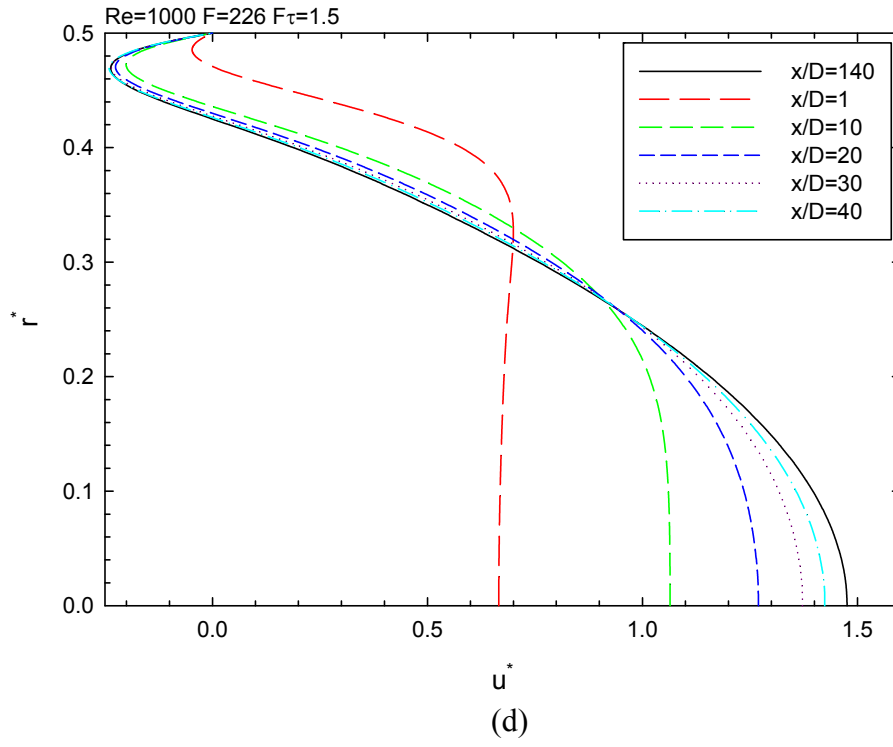
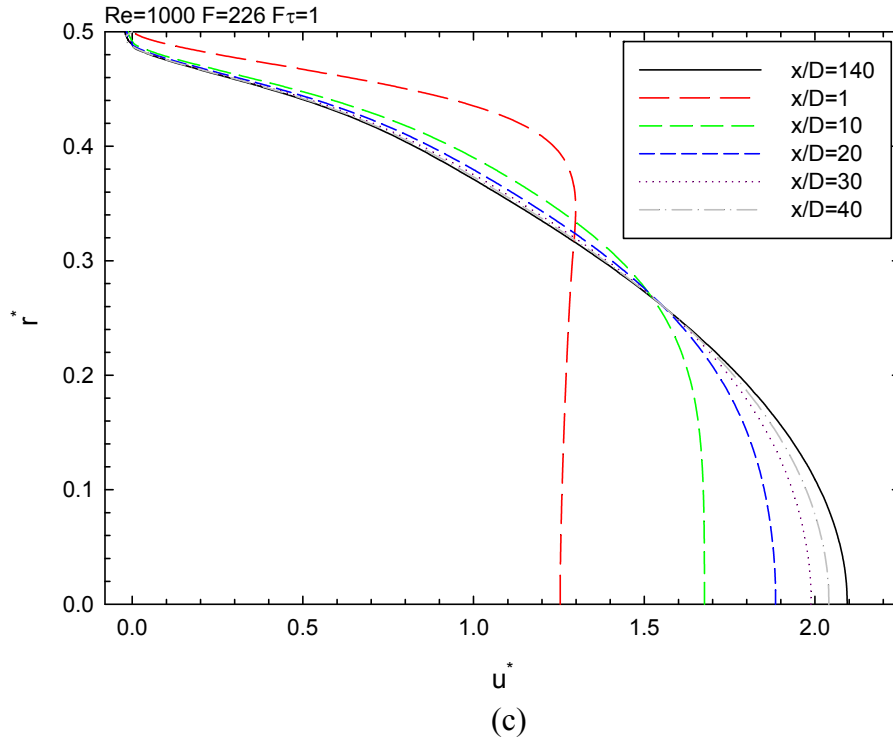
Şekil 4.34'ün devamı,

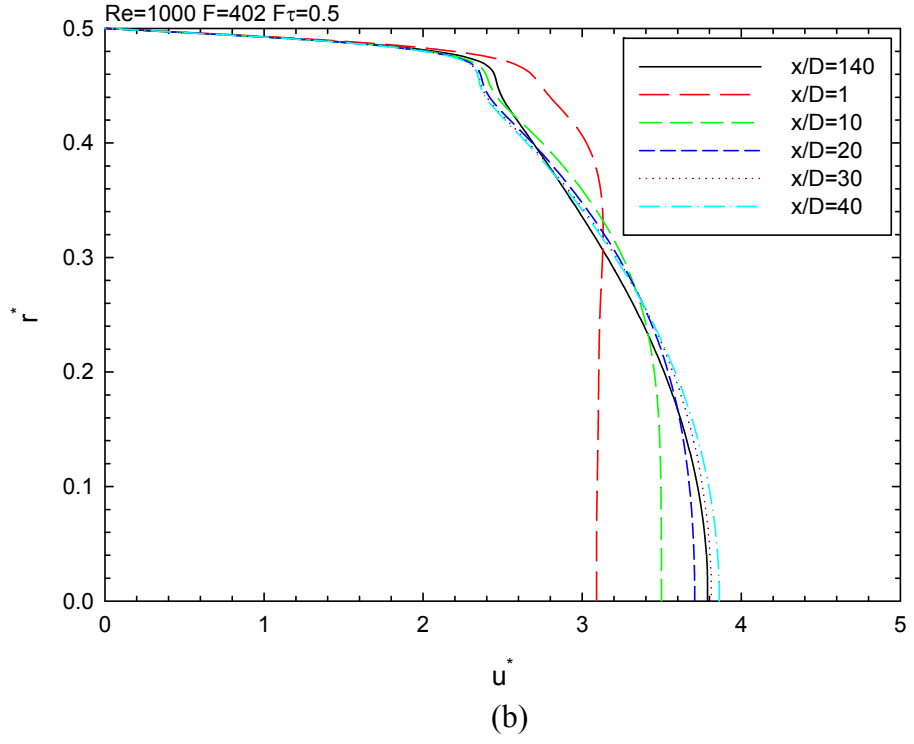
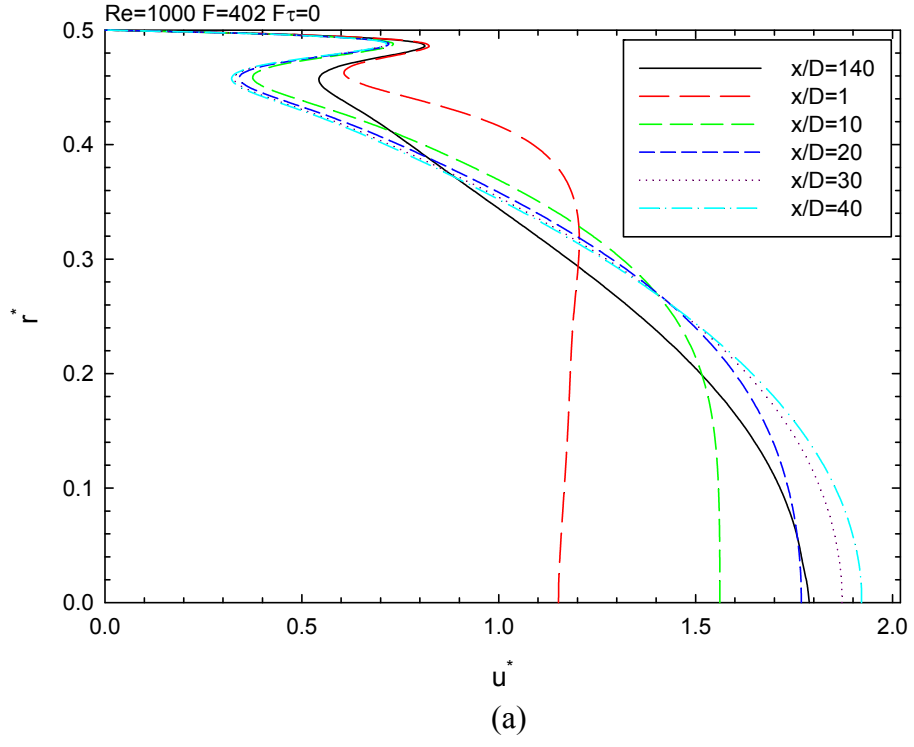




Şekil 4.35. F=226 için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri

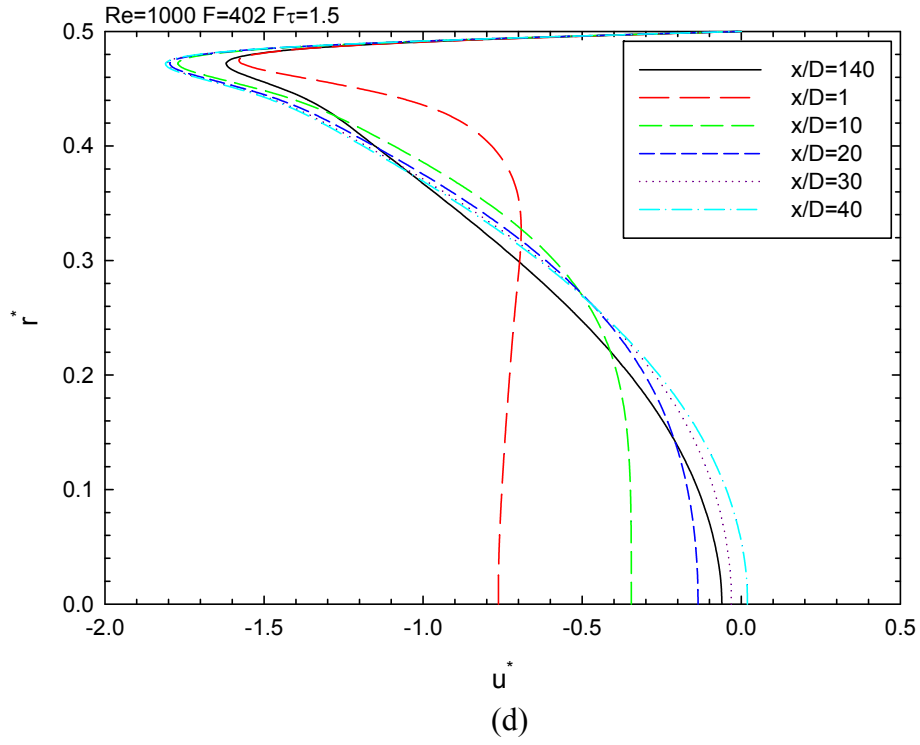
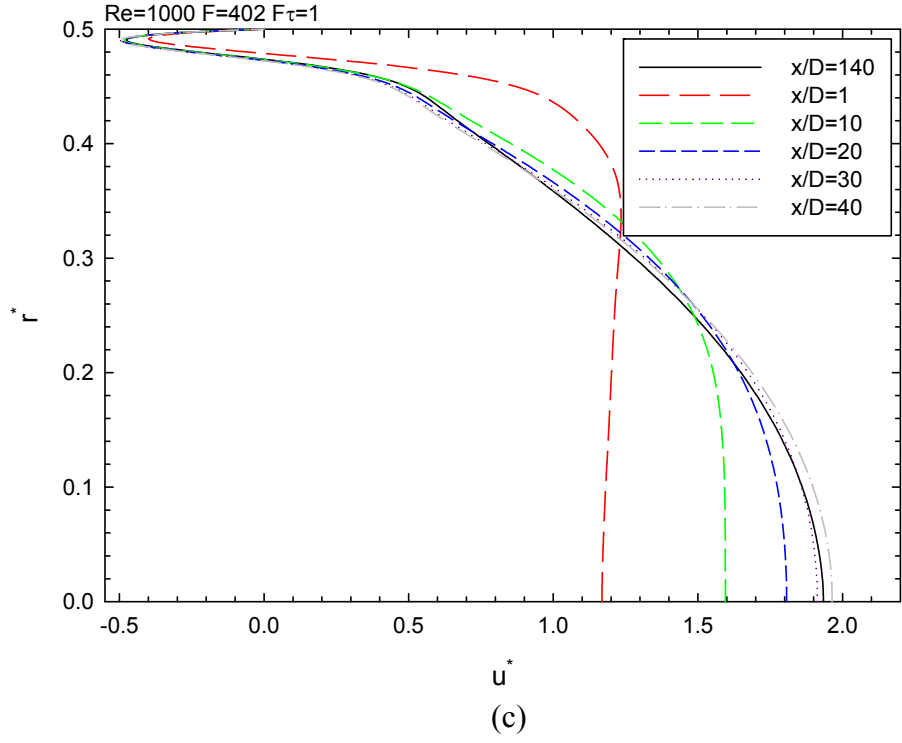
Şekil 4.35'in devamı,

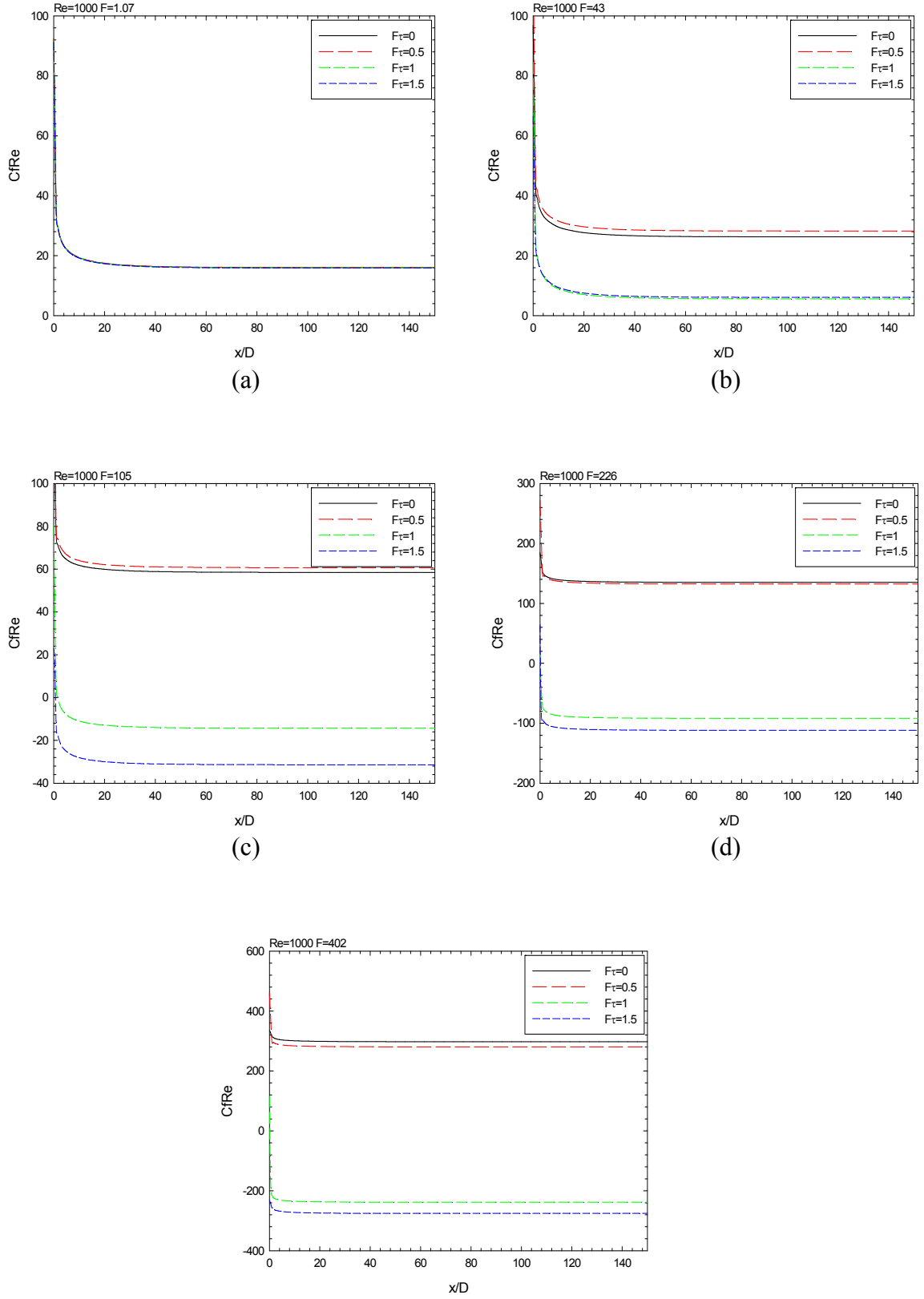




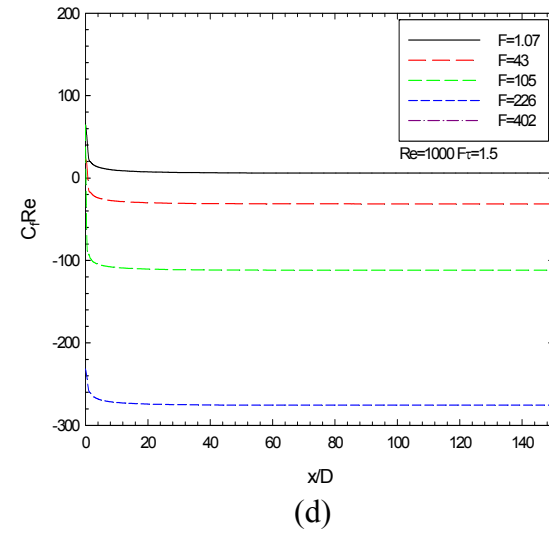
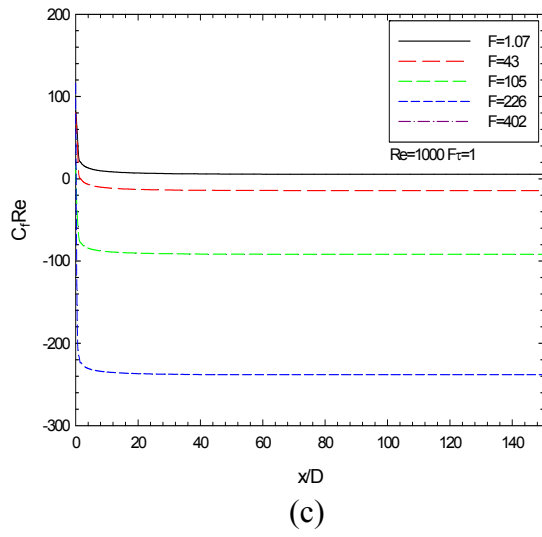
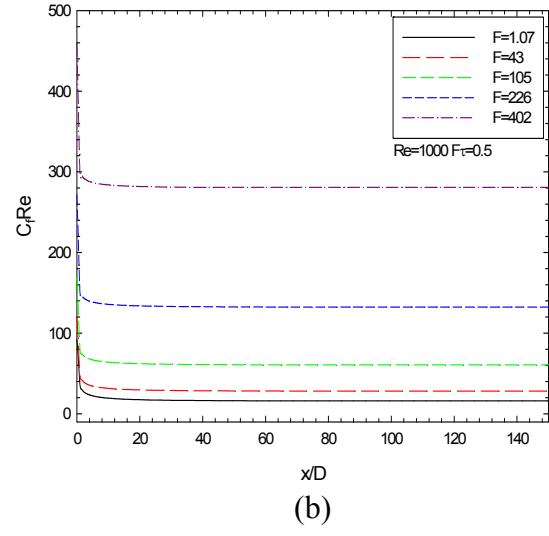
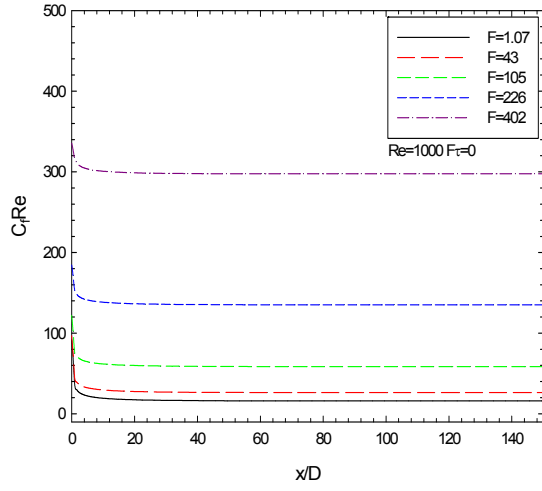
Şekil 4.36. $F=402$ için farklı istasyonlarda faz açısına göre hız profilleri

Şekil 4.36'nın devamı,





Şekil 4.37. Farklı frekanslar için faz açısına göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi



Şekil 4.38. Farklı faz açıları için frekansa göre sürtünme katsayısının boru boyunca değişimi

b. Tam Gelişmiş Akış

Bu kısımda ise, piston kaynaklı akış için akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu bölgede kapsamlı ve karşılaştırmalı analitik, sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Aşağıda elde edilen sonuçlar sunulmaktadır.

Öncelikle, meydana gelen akış fiziğini daha iyi anlayabilmek adına boru merkezindeki hız için güç spektrumu Şekil 4.39'da verilmiştir. Görüldüğü üzere, çalışılan akış koşullarının her türlü dış etkilerden (gürültü, şebeke ve benzeri kaynaklı dış sinyal, v.b.) arındırıldığı görülmektedir. Bu da deneysel sonuçların güvenilirliği açısından önemlidir. Görüldüğü gibi çalışılan bütün değerlerde, akışın sadece tek bir frekans bileşeni vardır ve ikincil bir frekans gözlenmemiştir.

Şekil 4.40'da $Re=1002$, $F=44$ ve $A=0.48$ parametrik değerleri için tam gelişmiş bölgede boru merkezindeki boyutsuz hızın faz açısıyla değişimi tam bir çevrim (periyot) için verilmektedir. Görüldüğü gibi analitik, deneysel ve sayısal sonuçlar arasında mükemmel bir uyum vardır. Benzer şekilde, basınç gradyanının zamanla değişimi tam bir çevrim (periyot) Şekil 4.41'de gösterilmiştir. Yine, bu şekilden de analitik, deneysel ve sayısal sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir. Ayrıca, her iki şekil bir biriyle kıyaslanacak olursa aralarında 90° 'lik ($\pi/2$) bir faz farkının olduğu görülmektedir. Frekansın yüksek olduğu durumlarda, hız basınca göre gecikmeye uğrayacaktır. Bu durum ilerleyen bölümlerde daha net bir şekilde gösterilecektir.

Şekil 4.42'de $Re=1000$, $F=44$ ve $A=0.48$ parametrik değerleri için tam gelişmiş bölgede boru kesiti boyunca hız dağılımı bir çevrim (periyot) ortalaması olarak verilmektedir. Görüldüğü üzere deneysel, analitik ve sayısal sonuçlar arasında mükemmel bir uyum vardır.

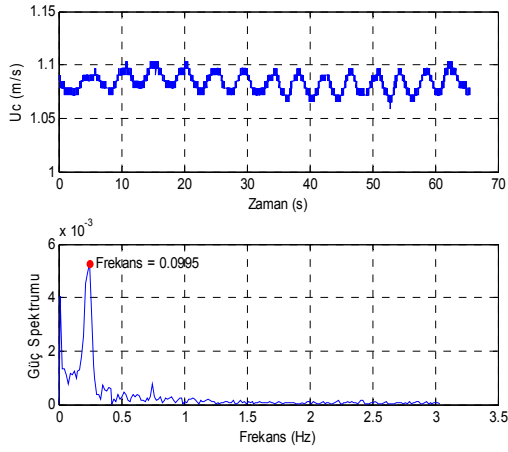
Şekil 4.43' de $Re=1000$ ve frekansın 4.01 Hz ($F=44$) değerinde tam gelişmiş bölgede farklı faz açılarında deneysel ve teorik çalışmalardan elde edilmiş olan hız profillerinin karşılaştırılması verilmektedir. Şekilde a,b,c,g ve h hızlanma rejimini, c,d,e,f,g ise yavaşlama rejimini göstermektedir. Genel olarak deneysel ve teorik sonuçlar uyum içindedir. Orta frekans bölgesinde elde edilen bu grafiklerde cidara yakın bölgede hızlanma ve yavaşlama durumlarına göre şişmeler yada daralmalar (hız gradyanında artış veya azalmalar) gözlenmektedir. Bu durum halkasal etkinin varlığı ile açıklanabilir. Artan frekansla birlikte bu davranış daha belirgin hale gelecektir.

Frekansın boyutsuz merkezi hız üzerindeki etkisi bir çevrim Şekil 4.44'te verilmiştir. Beklenildiği üzere artan frekansla birlikte hız artmaktadır.

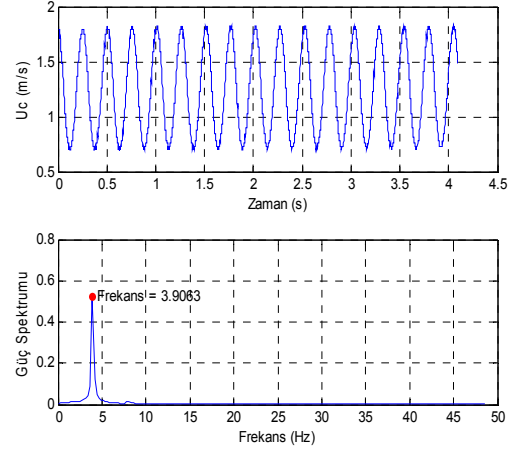
Şekil 4.45 ise, farklı frekans değerlerinde faz açısının boyutsuz radyal hız profili üzerindeki etkisini göstermektedir. Görüldüğü üzere hızlanma bölgesinin ilk yarısında ($F\tau=0-0.5$) akış hızlanmakta ve radyal hız profili en yüksek hız değerlerine ulaşmakta; yavaşlama bölgesinde ise ($F\tau=0.5-1.5$) azalarak en düşük değere ulaşmakta ve nihayet hızlanma bölgesinin ikinci yarısında ($F\tau=1.5-0$) yeniden artmaktadır. Frekansın çok düşük değerleri için ($F=1.07$) frekansın radyal hız dağılımı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Frekansın $F=105$, 226 ve 402 değerlerinde boru cidarı yakınında ters akış bölgelerinin oluşumu belirgin bir hal almaktadır. Yine bu frekans değerlerinde ters akış bölgesinin cıdardan uzak bir mesafede oluşumu gözlenmektedir. Farklı faz açılarında frekansın radyal hız dağılımı üzerindeki etkisi Şekil 4.46'dan daha açık bir şekilde görülmektedir.

Pratik ilgi açısından en önemli incelenmesi gereken en önemli parametrelerden birinin sürtünme katsayısı olduğu daha önce vurgulanmıştı. Şekil 4.47, hidrodinamik olarak tam gelişmiş piston-kaynaklı atımlı akış durumu için, sabit bir Reynolds sayısı değerinde ($Re=1000$) bir çevrim boyunca sürtünme katsayısının frekansla olan değişimi sunmaktadır. Şekilden de görüldüğü üzere artan frekansla birlikte sürtünme katsayısının genliği ve dolayısıyla maksimum ve minimum değerleri artmaktadır.

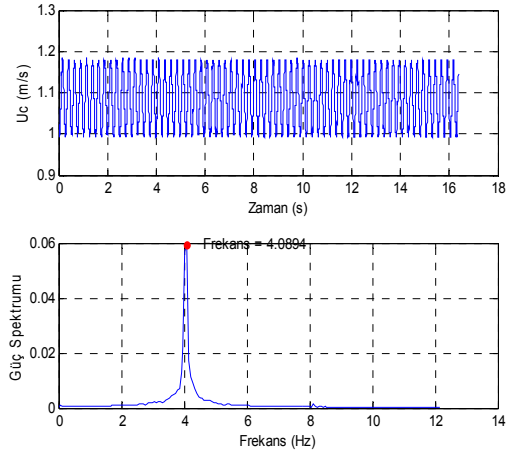
Piston kaynaklı akış için (3.12) numaralı bağıntı yardımıyla hesaplanmış olan çevrim ortalamalı sürtünme katsayısı Şekil 4.48'de sunulmaktadır. Frekansın artması ile birlikte bir çevrim için ortalama değerde bir değişiklik olmamakla birlikte genlik artacaktır. Eğer frekansı artıracak olursak boru akışında ters akış meydana gelecektir (Chan ve ark. 2001). Hem akışkanı itmek hem de çekmek durumunda olduğumuz için ortalama sürtünme faktörünü hesaplariken bu durumu göz önünde bulundurmamız gerekmektedir. Böylece bir çevrim ortalaması yerine karekök ortalamasının kullanması daha uygun olacaktır. Bu durumda, yüksek frekans değerlerinde sürtünme katsayısının önemli miktarda artacağı aşikardır.



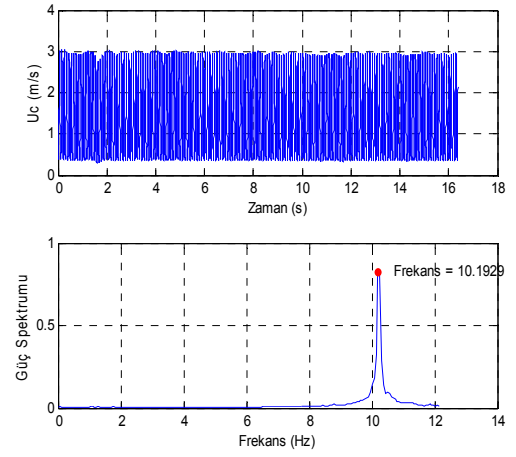
(a)



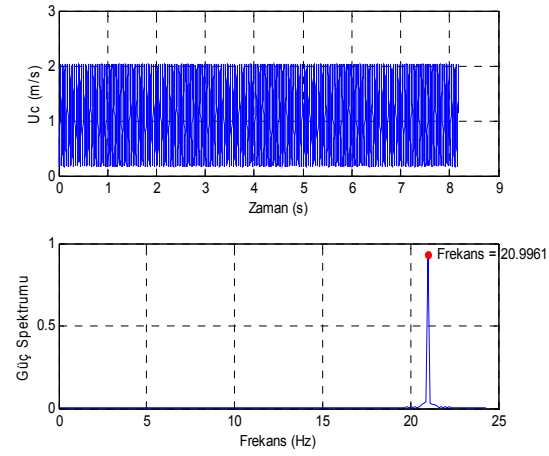
(b)



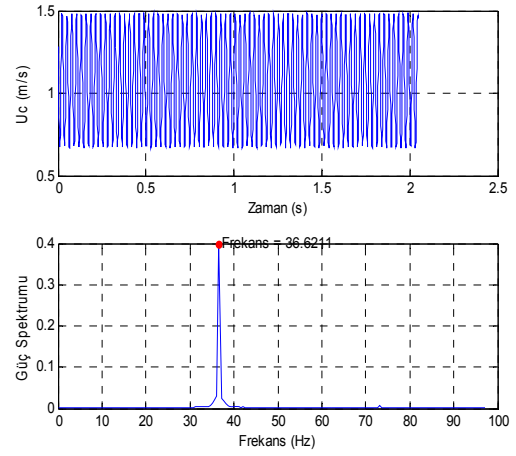
(c)



(d)

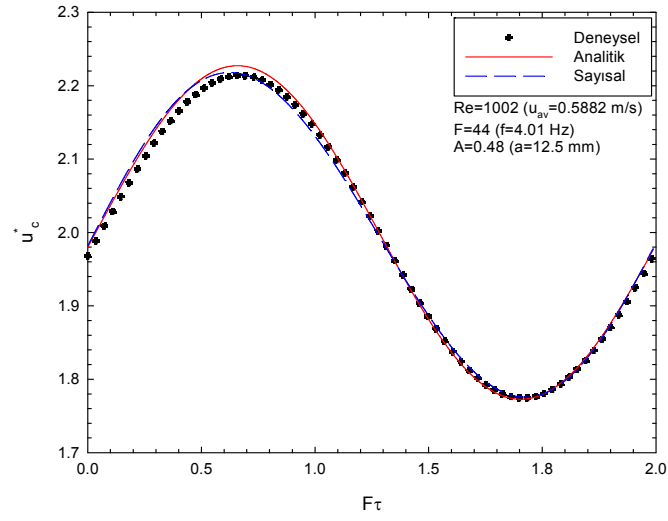


(e)

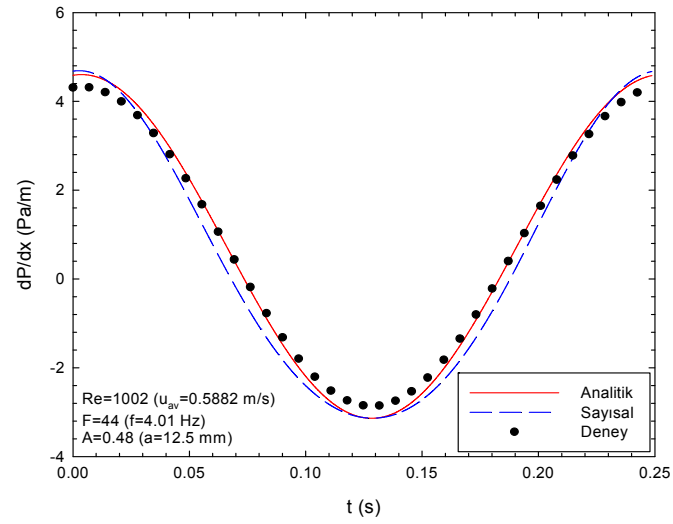


(f)

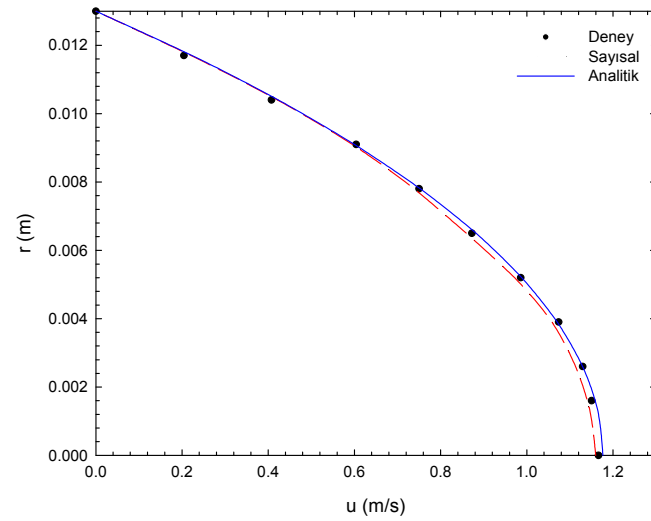
Şekil 4.39. Güç spektrumu



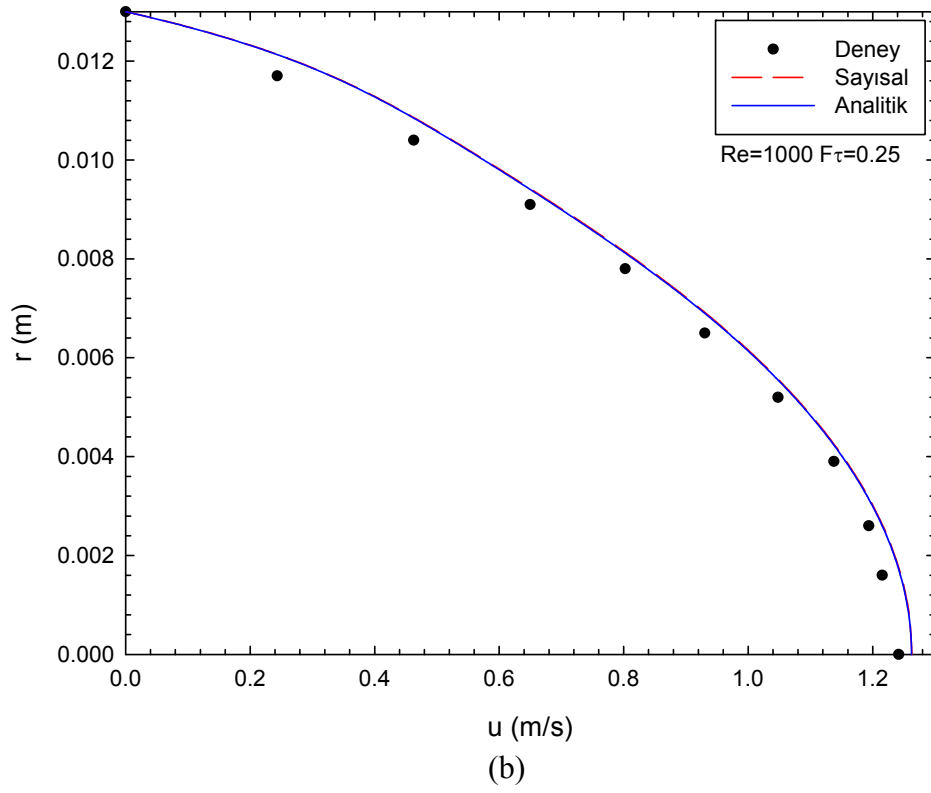
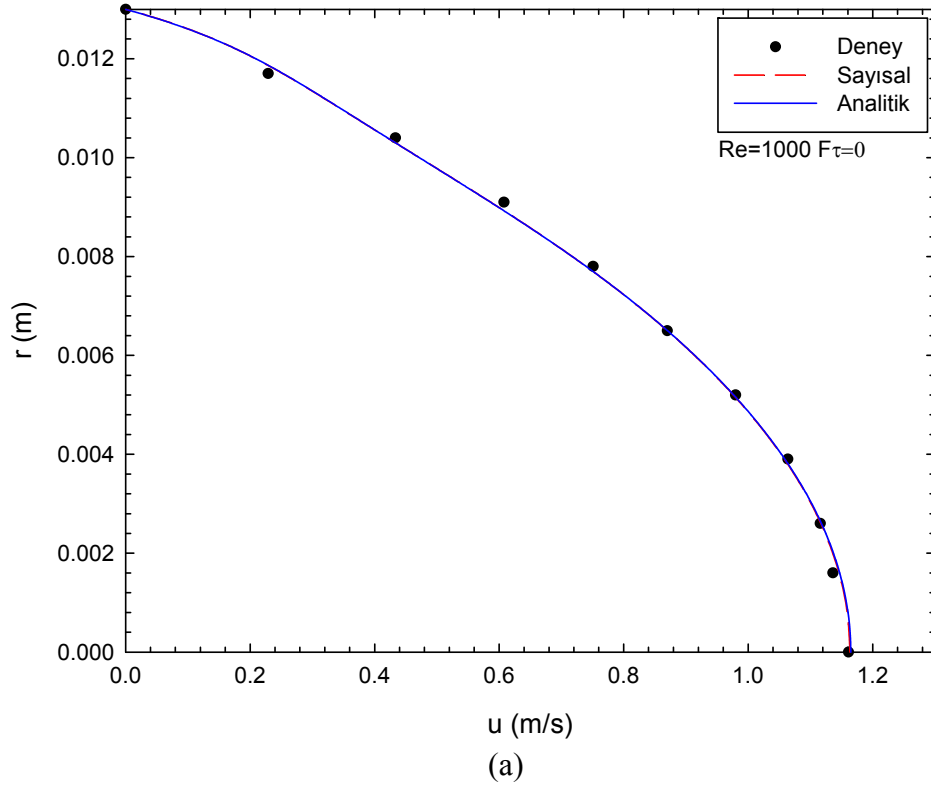
Şekil 4.40. Boyutsuz hızın boyutsuz zamana göre değişimi



Şekil 4.41. Basınç farkının zamana göre değişiminin analitik, sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması

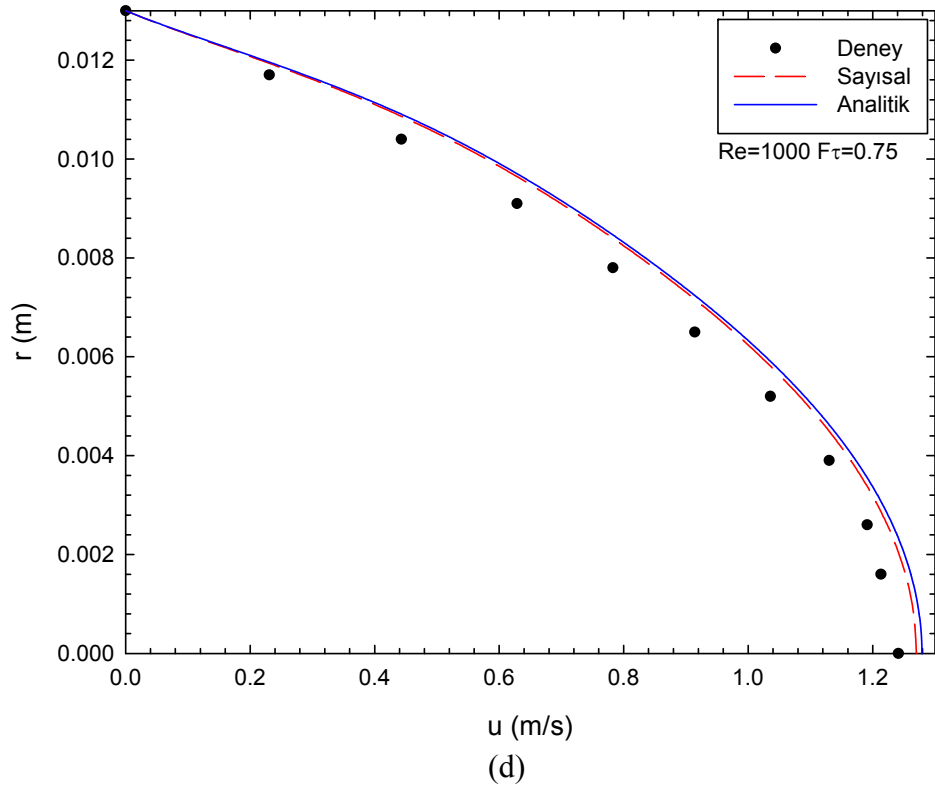
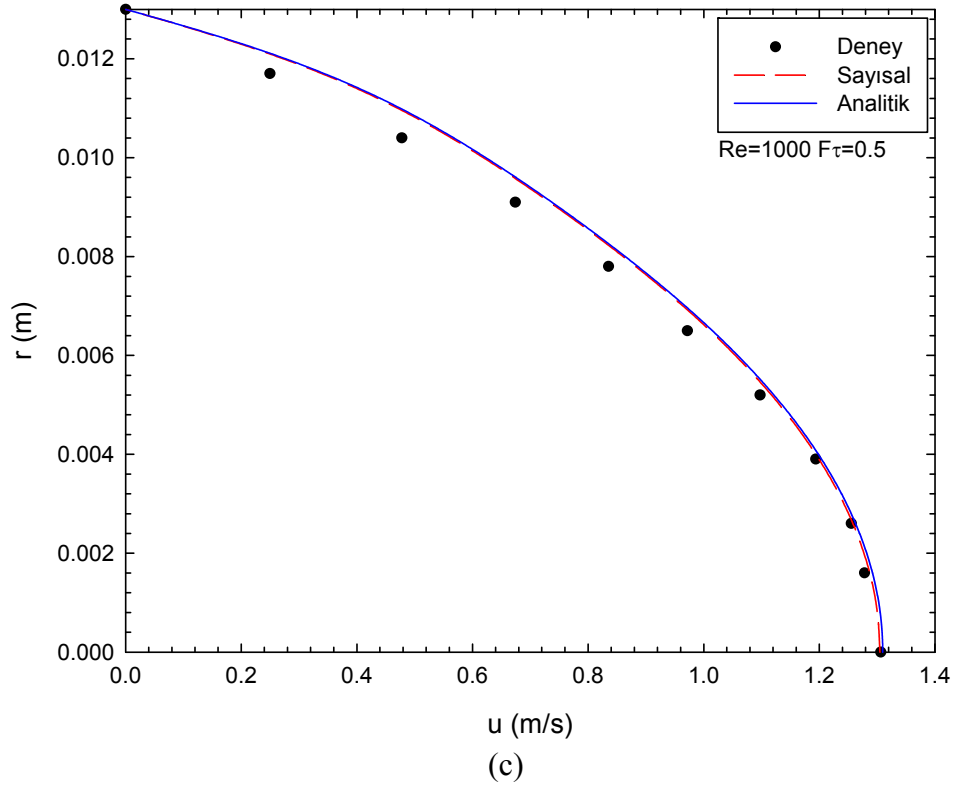


Şekil 4.42. Çevrim ortalaması için boru kesiti boyunca hız dağılımı

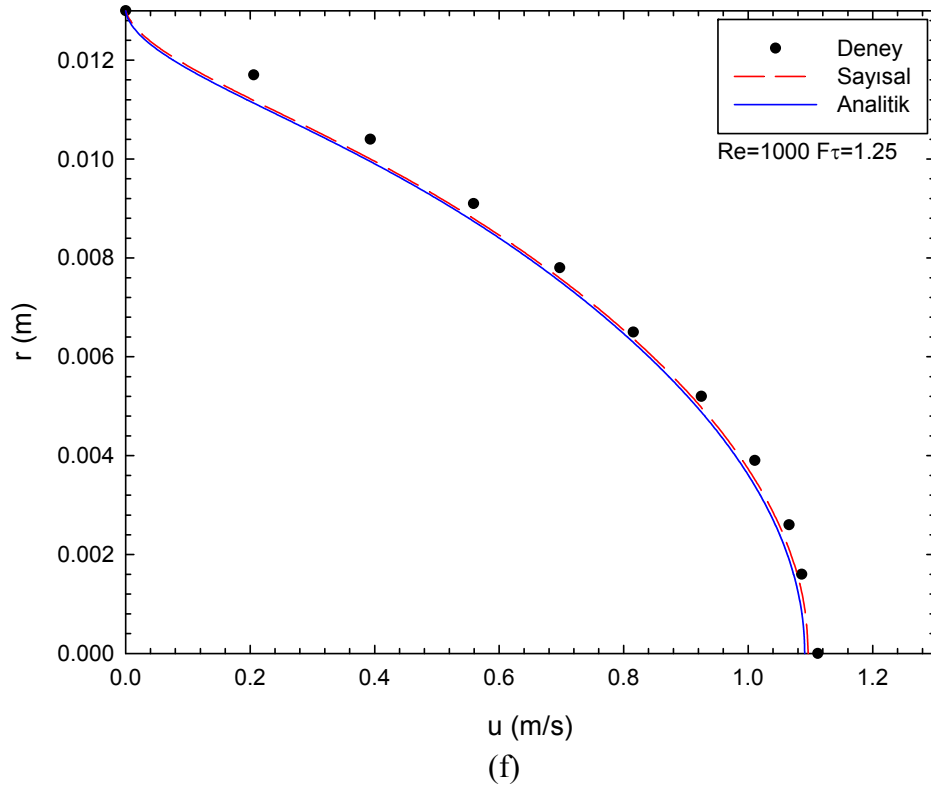
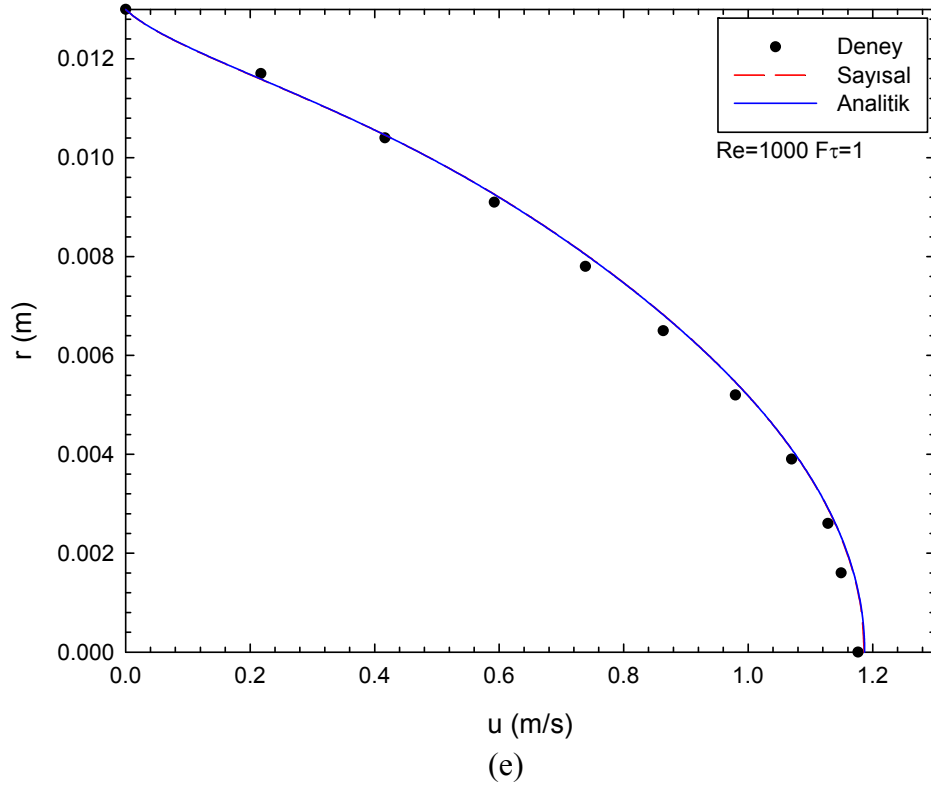


Şekil 4.43. Farklı faz açıları için kesit boyunca hız değişimi

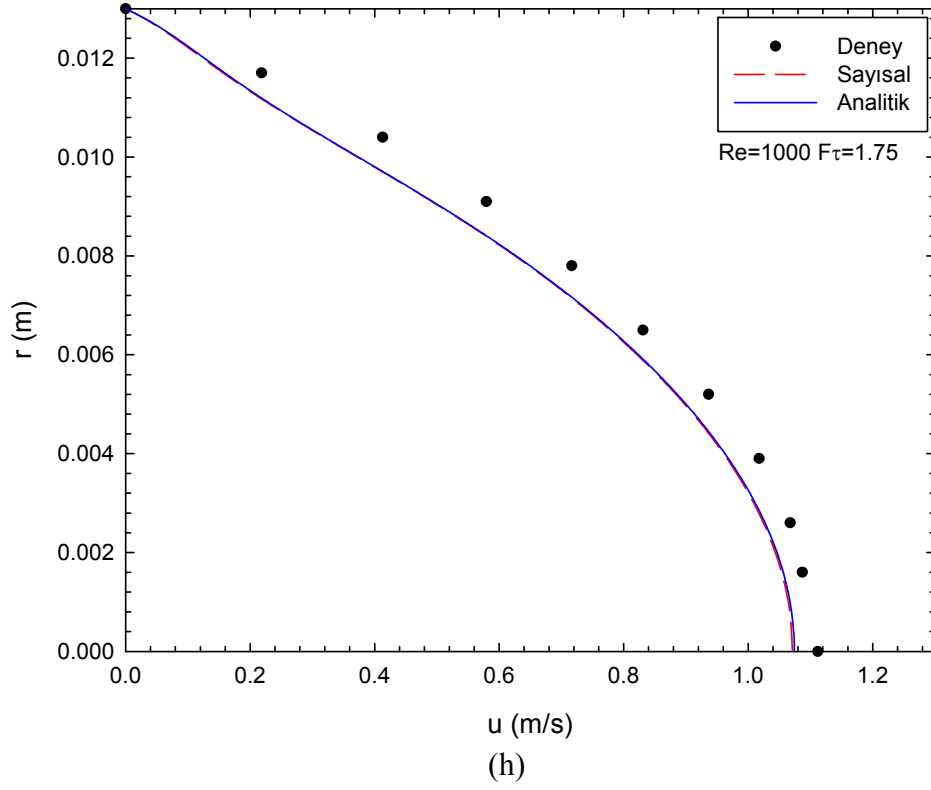
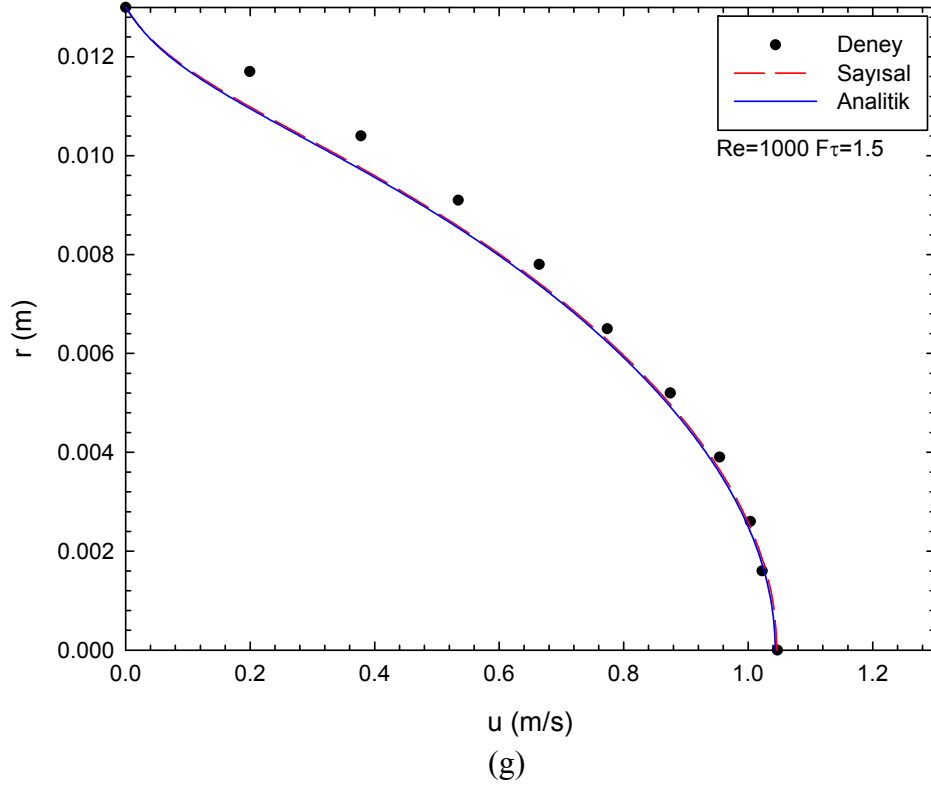
Şekil 4.43'ün devamı,

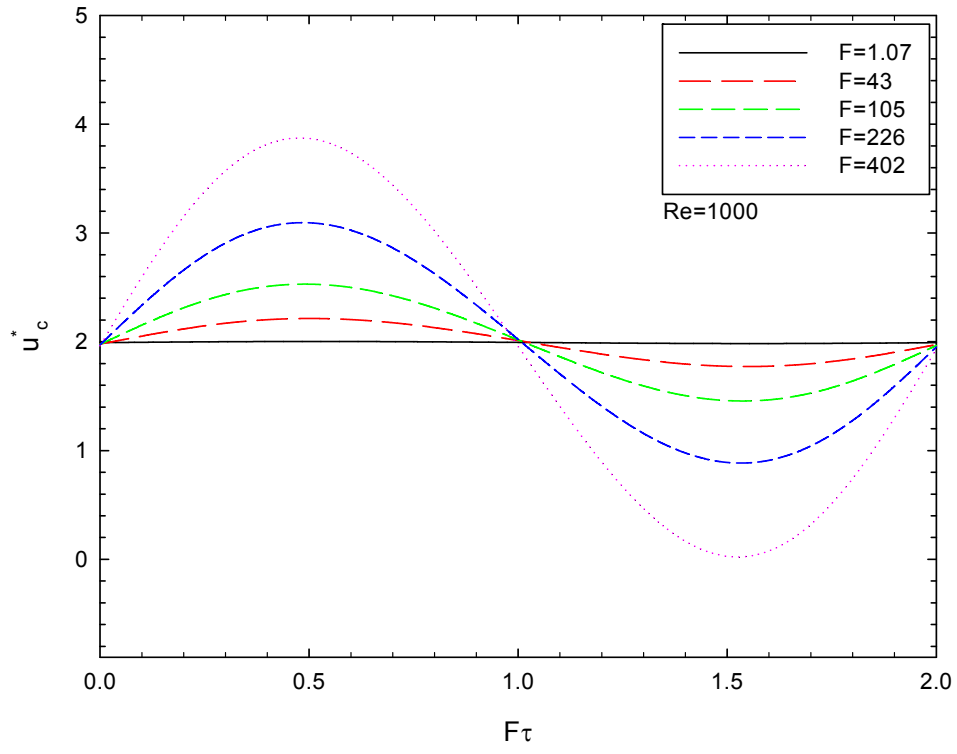


Şekil 4.43'ün devamı,

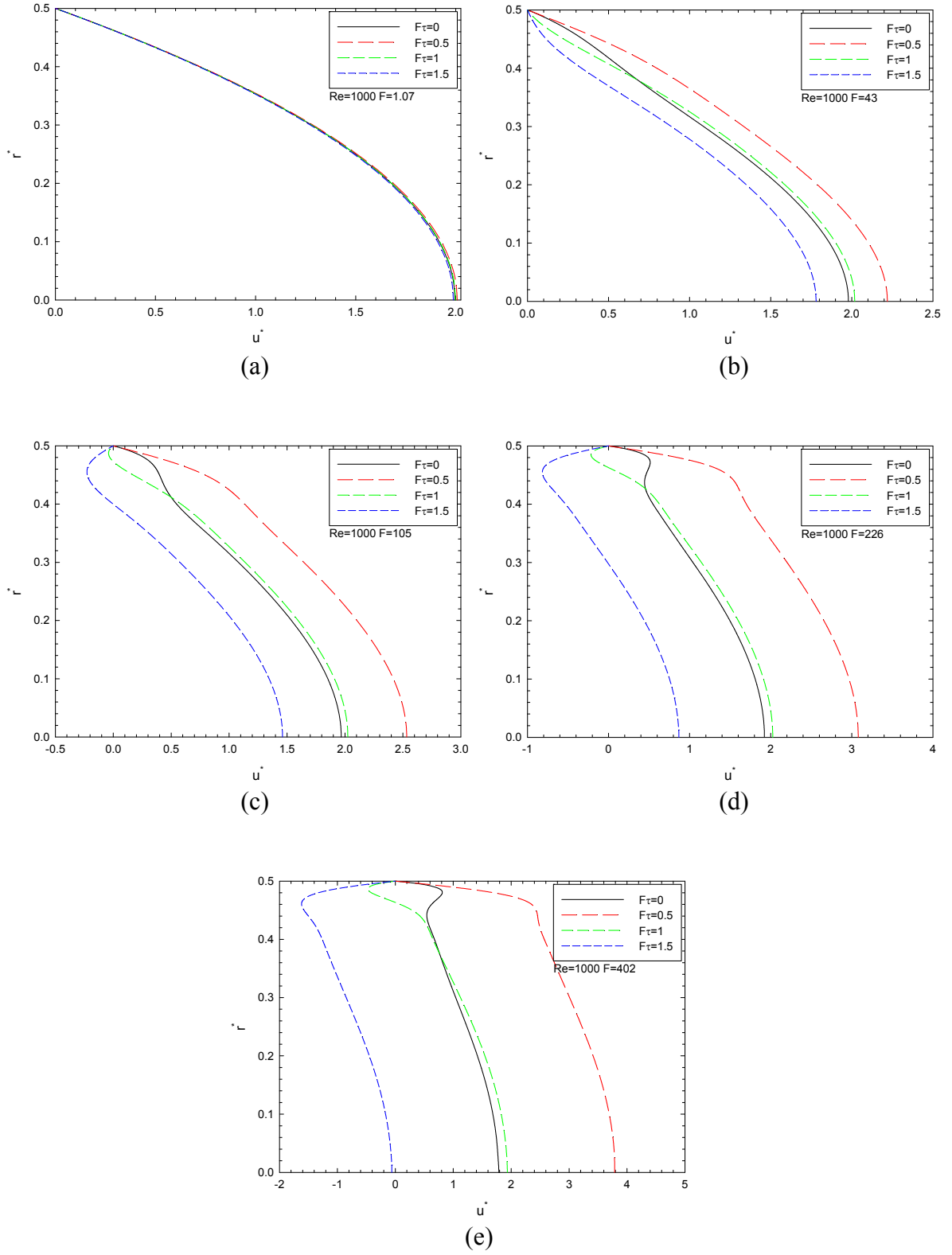


Şekil 4.43'ün devamı,

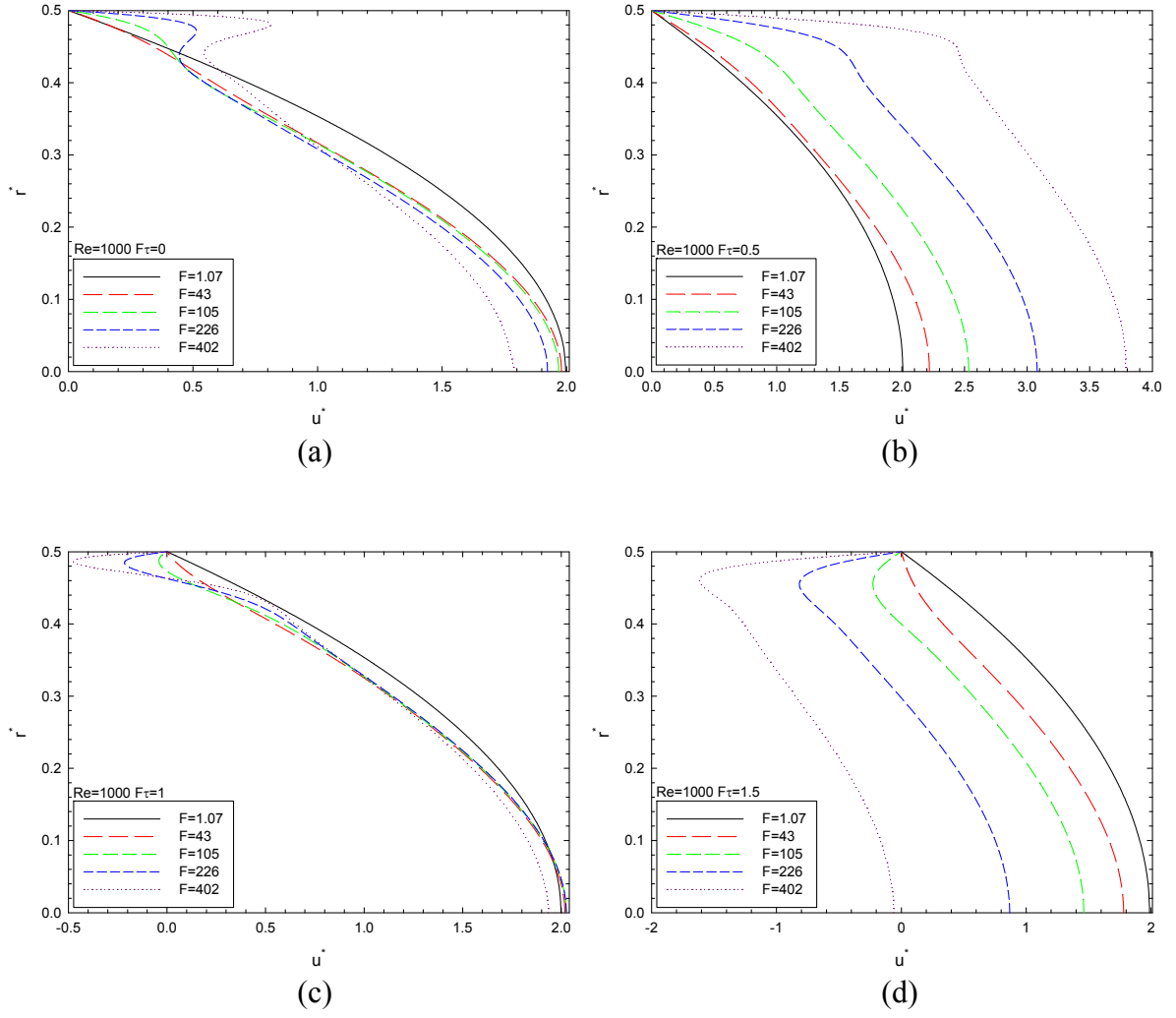




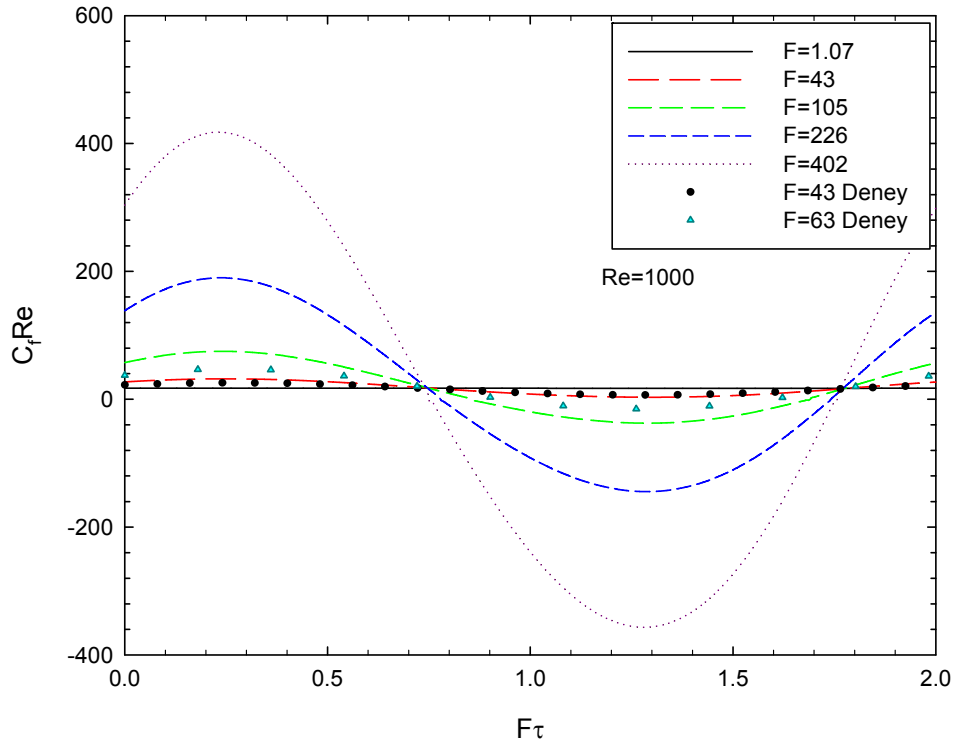
Şekil 4.44. Farklı frekanslar için boru merkezindeki boyutsuz hız değişimi



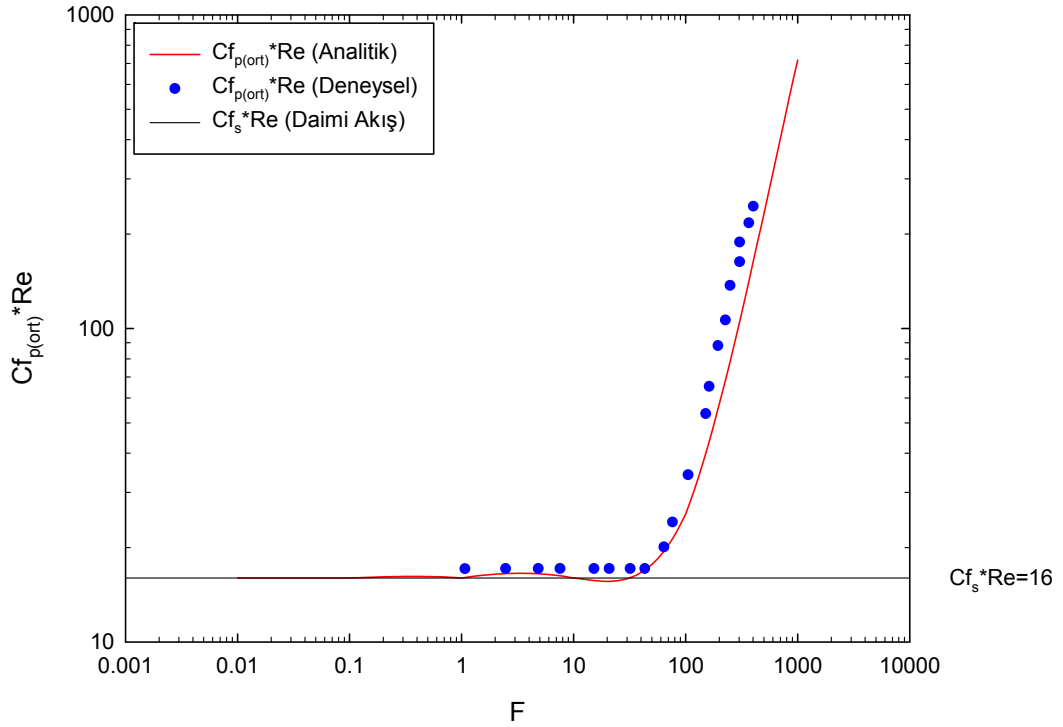
Şekil 4.45. Farklı faz açıları için tam gelişmiş boyutsuz hız profilinin çeşitli frekanslara göre değişimi



Şekil 4.46. Farklı frekanslar için tam gelişmiş boyutsuz hız profilinin faz açılarına göre değişimi



Şekil 4.47. Anlık sürtünme katsayısı, C_f , boyutsuz zamana göre değişimi



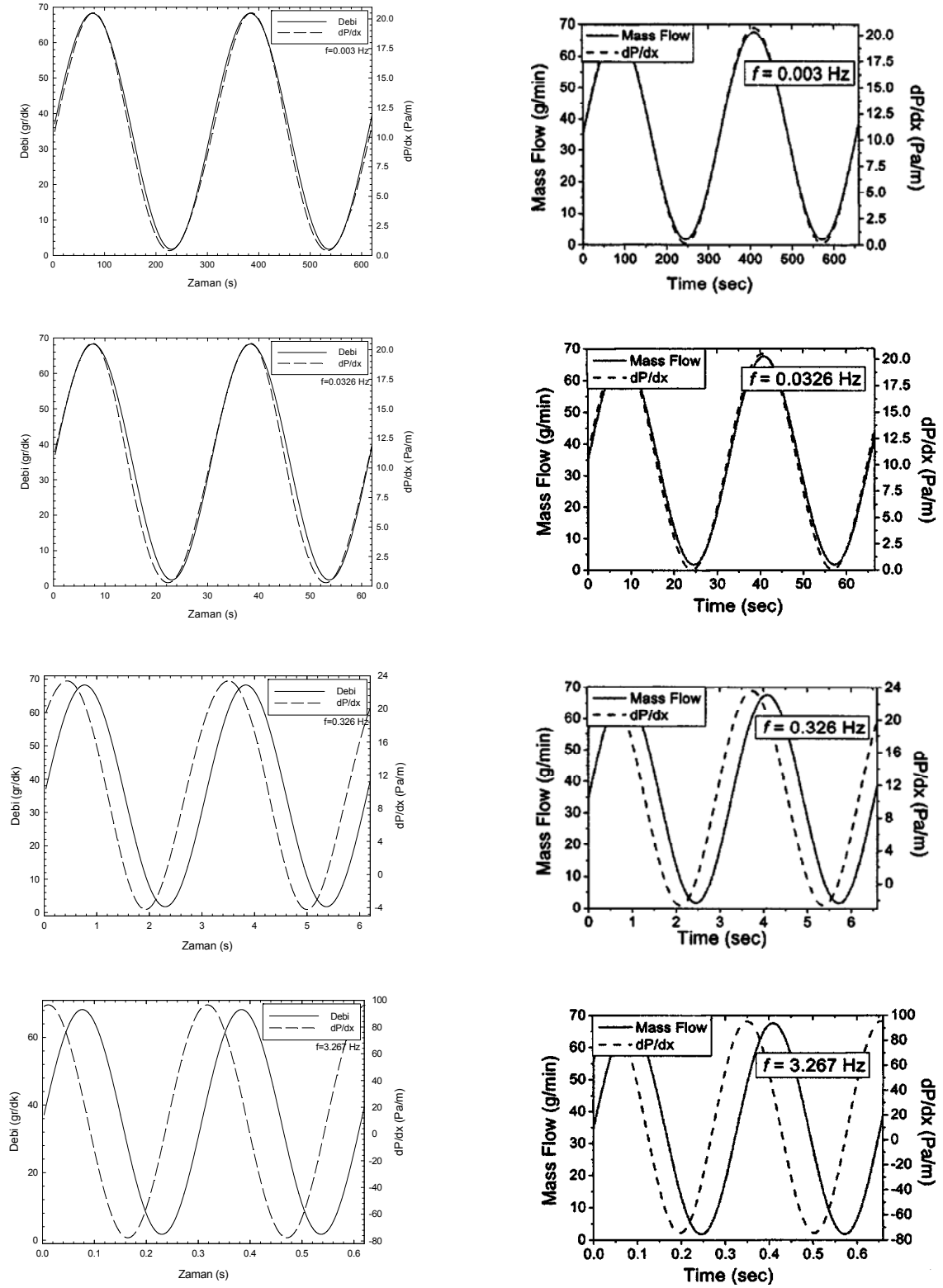
Şekil 4.48. $\bar{C}_f$ nin denklem (3.12) göre frekansla değişimi

4.2. Faz Kayması

4.2.1. Sayısal Analizin Doğruluk Testi

Bu bölümde öncelikle sayısal analizin doğruluğunu test etmek amacıyla Ray ve ark. (2005) yaptıkları deneysel çalışmadan yararlanılmıştır. Bu çalışmada, laminar atımlı bir akış incelenmiştir. Girişte akış debisi sinüzoidaldir. Deneysel çalışmanın benzeşimi yapılan, dört farklı frekans değeri için debi ve eksenel basınç gradyanı değişiminin zamanla değişimi elde edilmiştir (Şekil 4.49). Görüldüğü gibi benzeşim sonuçları deneysel sonuçlarla mükemmel bir uyum içerisindedir.

Düşük frekanslarda ($f=0.003$ ve 0.0326) eksenel basınç gradyanı genliği neredeyse uygulanan kütleli debi genliği ile eşittir. Ayrıca faz farkı da hemen hemen yok gibidir. Bu durum sanki-daimi (quasi-steady) olarak da adlandırılmaktadır. Ancak frekansın artması ile birlikte, kütleli debi ile eksenel basınç gradyanı arasındaki faz farkı ve eksenel basınç gradyanı genliği artmaktadır. Bu duruma sebep olarak akışkanın ataletini gösterebiliriz. (Zamir, 2000) Akışkan her bir çevrimde en büyük değere ulaşması için hızlanması gerekmektedir. Atım frekansının artmasıyla bu etki daha da yoğunlaşır. Tezin ilerleyen bölümlerinde bu etkinin varlığı daha da iyi görülecektir.



Şekil 4.49. Farklı frekanslara göre debi ve basınç farkı karşılaştırması (Ray ve ark. 2005; Ünsal, 2008)

4.2.2. Basınç Kaynaklı Akış

Sabit genlikte ($A=0.5$) farklı frekanslarda boyutsuz debinin zamanla değişimi aşağıda Şekil 4.50’de sunulmuştur. Şekilden görüldüğü gibi frekansın çok düşük ($F \leq 0.1$) ve çok yüksek değerlerinde ($F \geq 100$) çevrim boyunca debi değişimi üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Ancak artan frekansla birlikte, beklendiği üzere, debinin genliği azalmaktadır. Yine artan frekansla birlikte debinin maksimum ve minimum değerinin olduğu faz açısı sağa doğru kaymakta ve bir faz kayması oluşmaktadır. Burada, kütleli debinin sabit bir değerinde frekansın değiştiği not edilmelidir.

Şekil 4.51’de girişteki kütleli debi ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş çıkış bölgesinde aksel basınç gradyanının bir periyot boyunca değişimi verilmektedir. Burada, basınç kaynaklı akış için, kütleli debi giriş değeri, basınç gradyanı ise çıkış değeri olarak tanımlanmıştır. Şekilden görüldüğü gibi frekansın düşük değerlerinde ($F \leq 0.1$) kütleli debi ve tam gelişmiş akış bölgesindeki basınç gradyanının bir periyot için değişiminde maksimum ve minimum noktalar yaklaşık olarak aynı faz açılarında oluşmaktadır. Frekansın artan değeriyle birlikte boyutsuz kütleli debinin genliğinin azaldığını daha önce ifade etmiştik. Ayrıca, artan frekans ile birlikte ($F=1$) bir periyot boyunca basınç gradyanı için maksimum ve minimum noktaların olduğu noktalar daha düşük değerlerde gerçekleşmektedir. Bu durum, diğer bir deyişle giriş değerine çıkış değerinin verdiği cevabın eşzamanlı gerçekleşmemesi olup; faz kayması olarak adlandırılır. Frekansın daha da artmasıyla, tepe veya çukur noktaları arasındaki faz farkının arttığı, diğer bir deyişle faz gecikmesinin artarak daha da belirgin hale geldiği görülmüştür.

Şekil 4.52 ise, çıkış değerinin sürtünme katsayısı olduğu durumu dikkate almaktadır. Görüldüğü gibi frekansın çok küçük değerlerinde boyutsuz kütleli debi ve sürtünme katsayısı aynı fazdadır. Artan frekans değeri ile birlikte hem sürtünme katsayısının genliği artmakta hem de sürtünme katsayısı ile debi arasında bir faz farkı meydana gelmektedir.

Meydana gelen değişimleri daha iyi anlayabilmek adına boyutsuz kütleli debi ve boyutsuz basınç gradyanı oranı ve faz kaymasının boyutsuz frekansla değişimi Şekil 4.53’de verilmektedir. Beklendiği üzere, düşük frekans için, akış sanki daimi gibidir ve debi bir faz boyunca neredeyse aynı genlikle ve faz kayması olmaksızın basınç gradyanını takip etmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, artan frekansla birlikte genlik oranı azalmakta ve faz kayması oluşmaktadır. Frekansın çok yüksek değerleri için ise faz kayması literatürde de verildiği gibi, (Uchida, 1956; Ray ve ark., 1995) $\pi/2$ (0.5) değerine

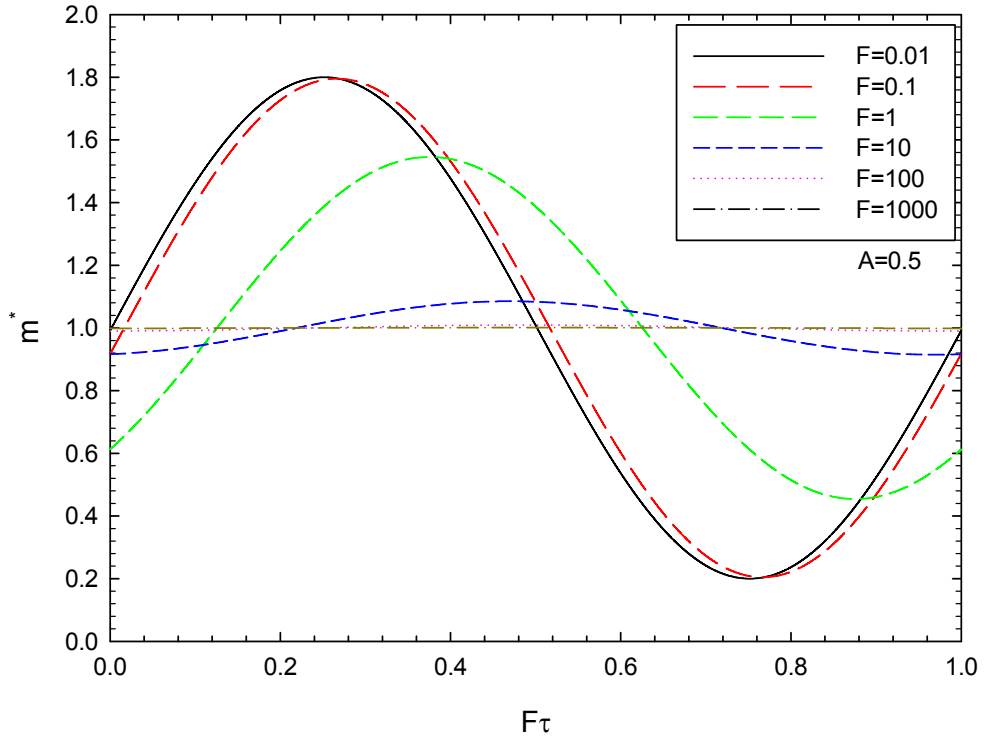
ulaşmakta ve genlik oranı ise sıfır değerine yaklaşmaktadır. Frekansın çok yüksek olduğu bu rejim “atalet baskın rejim” olarak adlandırılmaktadır (Uchida, 1956). Bu rejimde kütleli debi uygulanan atımlı basınç gradyanına cevap vermektedir.

Haddad ve ark. (2010) bu davranışı üç farklı akış rejimiyle açıklamıştır:

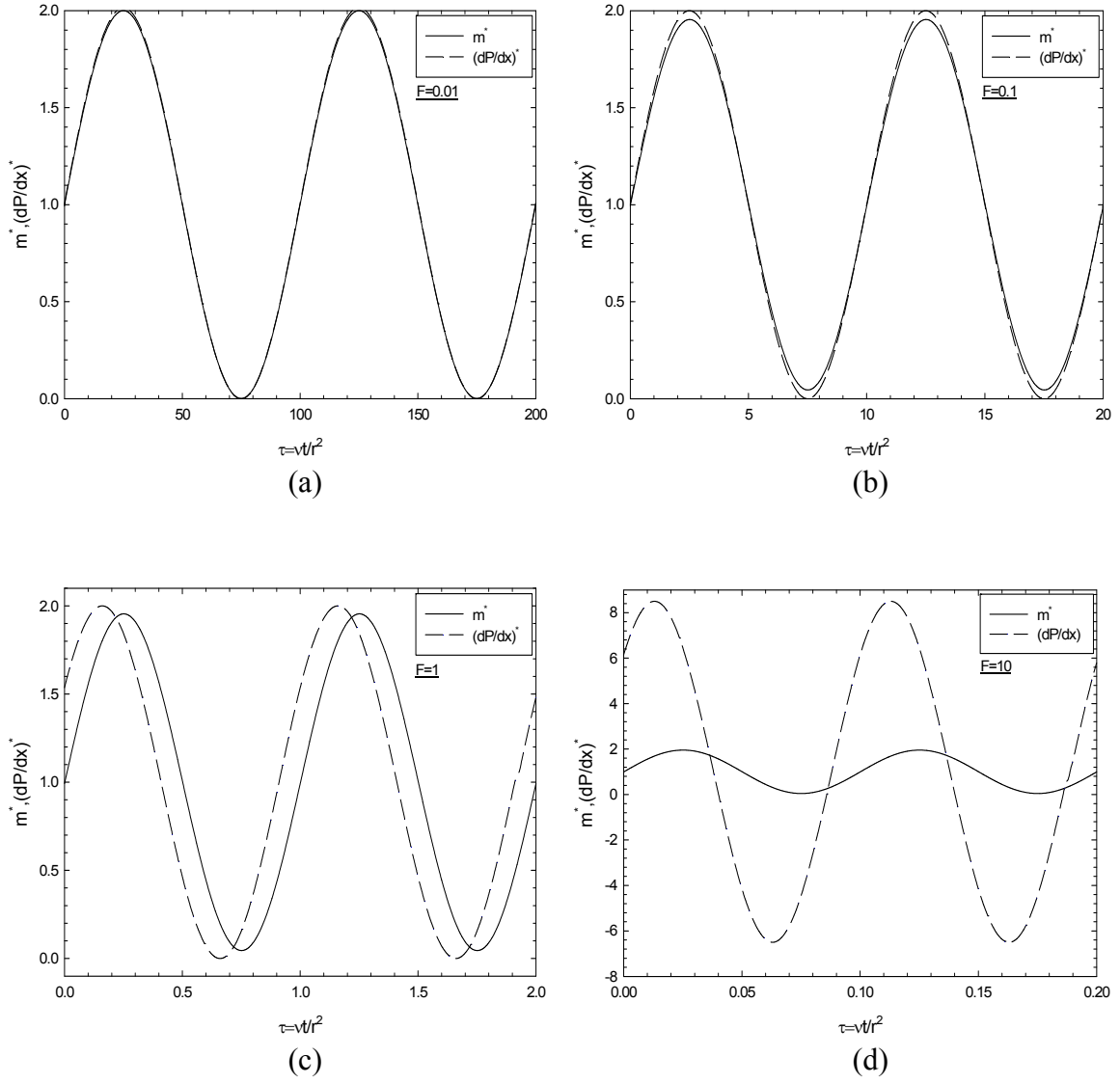
- i. *Düşük frekanslı rejim:* Bu rejimde uygulanan atımların zaman skalası (t_f) viskoz zaman skalasından (t_c) daha büyüktür. Böylelikle, akış verilen atımları herhangi bir gecikme olmaksızın takip edebilmektedir. Bu yüzden bu rejim, sabit bir genlik oranı (1’e eşit) ve ihmal edebilir faz kayması ile karakterize edilebilir.
- ii. *Orta frekans rejimi:* Atımların zaman skalası viskoz zaman skalasına düşmektedir. Bu yüzden, boru boyunca olan momentum dağılımı kütleli debideki değişimleri gecikme olmaksızın takip edememektedir. Başka bir deyişle, momentum sürtünme difüzyonu akışı boğmaktadır. Bu yüzden yüksek frekanslarda verilen bir atımlı debi için atımlı basınç düşüşünde daha yüksek genlikler gerekmektedir. Böylelikle genlik oranı hızlı bir şekilde azalırken, faz kayması da hızlı bir şekilde artmaktadır.
- iii. *Yüksek frekans rejimi:* Bu rejimde, frekansın çok yüksek değerlerinde genlik oranındaki değişim çok düşük olup, sıfıra yaklaşmaktadır. Faz kayması ise asimptotik olarak $\pi/2$ (0.5) değerine yaklaşmaktadır.

Benzer şekilde boyutsuz debi genliğinin sürtünme katsayısı genliğine oranı ve ikisi arasındaki faz kaymasının boyutsuz frekansla değişimi Şekil 4.54’te verilmiştir. Yukarıda olduğu gibi burada da düşük, orta ve yüksek frekans rejimleri tanımlanabilir. Burada tek farklılık yüksek frekanslarda faz kaymasının $\pi/4$ asimptotik değerini olmasıdır.

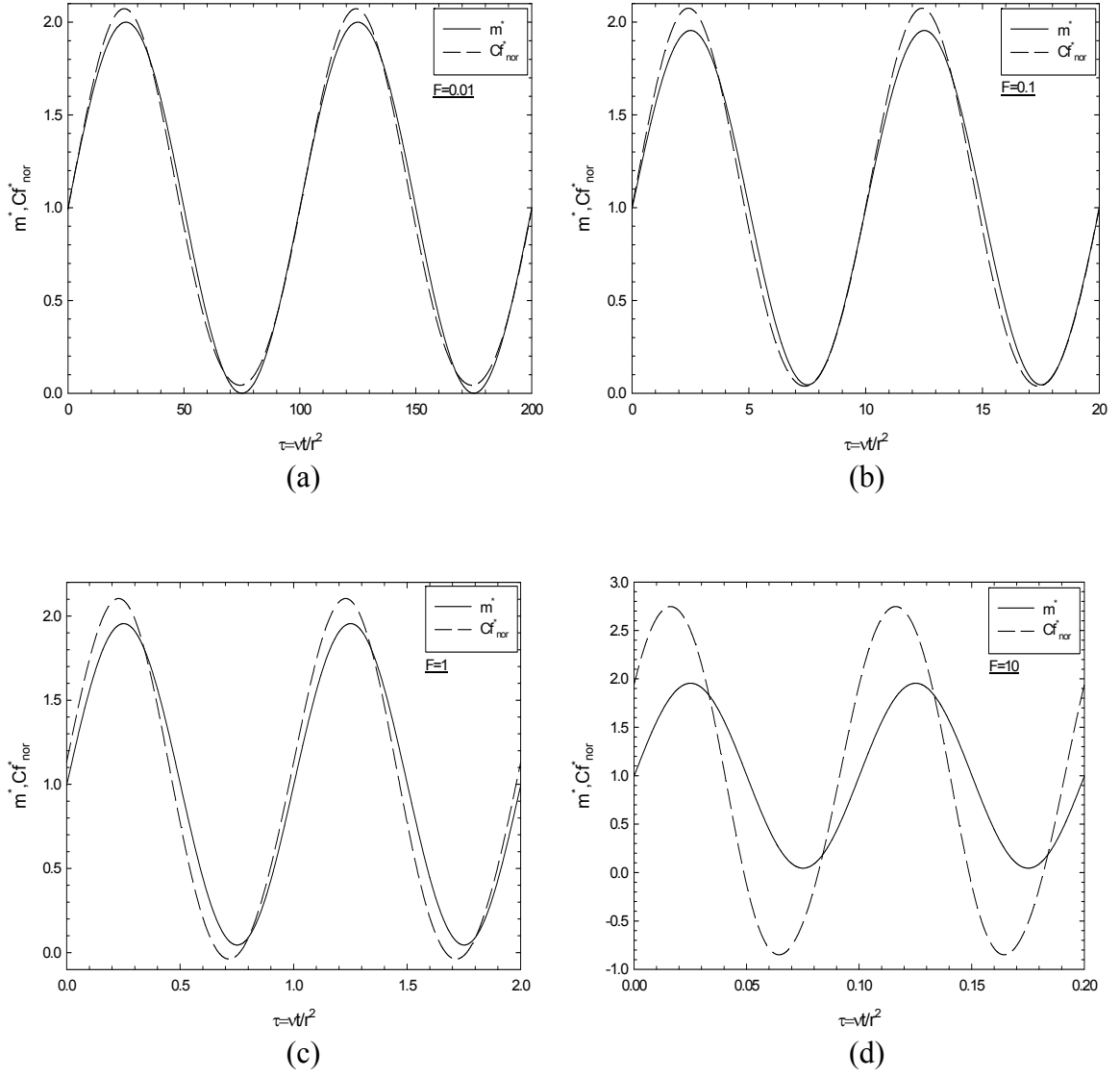
Şekil 4.53 ve 4.54 için kullanılan bağıntılar Ek 4’te verilmiştir.



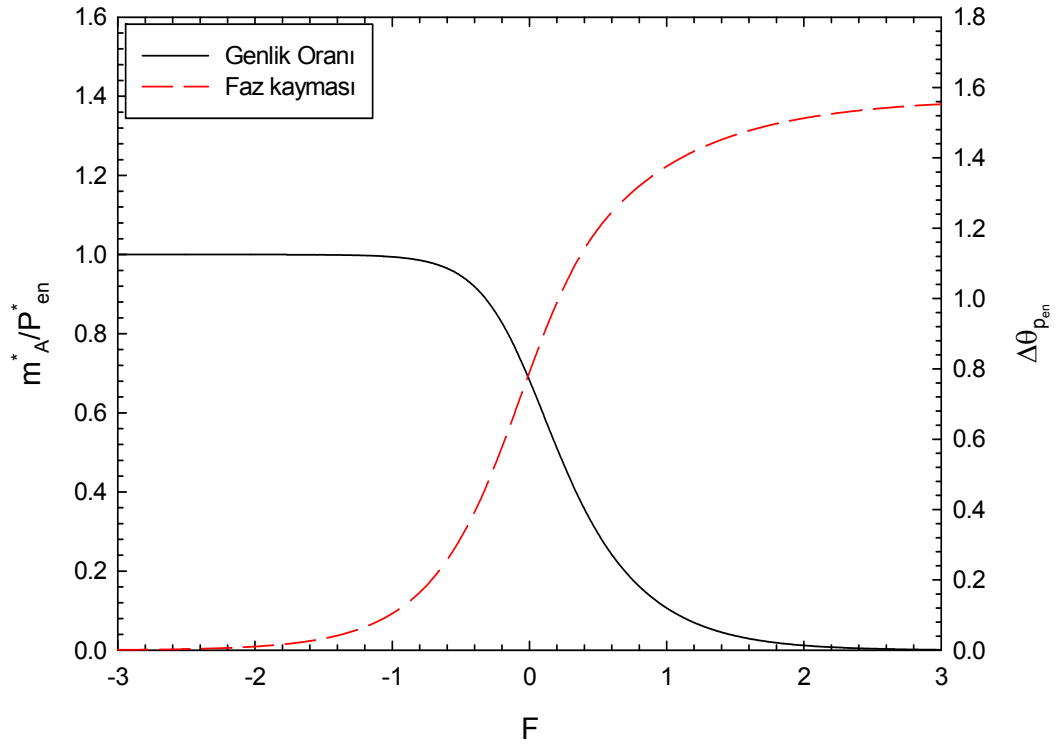
Şekil 4.50. Farklı frekanslarda boyutsuz debinin bir periyot boyunca değişimi



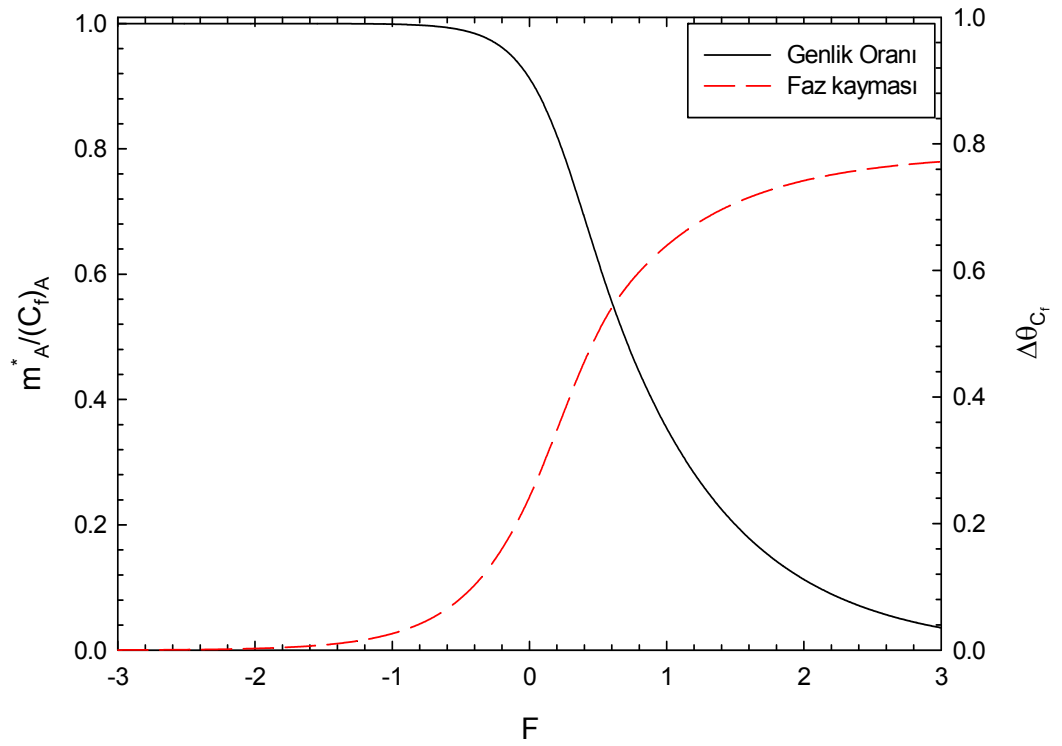
Şekil 4.51. Farklı frekanslara göre boyutsuz debi ve basıncın boyutsuz zamanla değişimi



Şekil 4.52. Farklı frekanslara göre boyutsuz debi ve sürtünme katsayısının boyutsuz zamanla değişimi



Şekil 4.53. Basınç kaynaklı akış için farklı frekanslara göre boyutsuz debi ve basınç için genlik oranı ve faz kayması



Şekil 4.54. Basınç kaynaklı akış için farklı frekanslara göre boyutsuz debi ve sürtünme katsayısı için genlik oranı ve faz kayması

4.2.3. Piston Kaynaklı Akış

Benzer şekilde piston kaynaklı akış için de hız, basınç gradyanı ve sürtünme katsayısının bir çevrim boyunca karşılaştırılmalı davranışları incelenmiştir. Elde edilen davranışlar basınç kaynaklı akış için elde edilenlere benzerdir. Bu nedenle sadece genlik oranı ve faz kayması verileri üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır. Faz kaymasının deneysel olarak nasıl belirlendiği Ek 4'te sunulmuştur.

Boyutsuz genlik oranı ve faz kaymasının boyutsuz frekansla değişiminin analitik, sayısal ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.55'te görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere deneysel, analitik ve sayısal sonuçlar arasında mükemmel bir uyum görülmüştür.

Benzer biçimde, Şekil 4.56'da boyutsuz ortalama hız ve sürtünme katsayısı ile genlik oranı ve faz kaymasının frekansla olan değişimi gösterilmektedir. Basınç kaynaklı atımlı akıştaki benzer bir davranış elde edilmiş ve yine yüksek frekans değerlerinde faz farkının $\pi/4$ değerine yakınsadığı görülmüştür.

Orta frekans rejiminde, $Re=1000$ ve sabit bir frekans değerinde ($f=4.01$; $F=44$) tam gelişmiş bölgede deneysel ve teorik çalışmalardan elde edilmiş olan radyal olarak farklı mesafelerde hızın bir çevrim boyunca değişimi Şekil 4.57'de verilmiştir. Görüldüğü ve beklendiği üzere, cidara yaklaştıkça sürtünme kuvvetlerinin etkisinin artmasıyla birlikte hızın hem değeri hem de genliği azalmaktadır. Ayrıca, görüldüğü üzere cidara yaklaştıkça tepe ve çukur noktaları sola doğru kaymakta, diğer bir deyişle faz gecikmesi meydana gelmektedir.

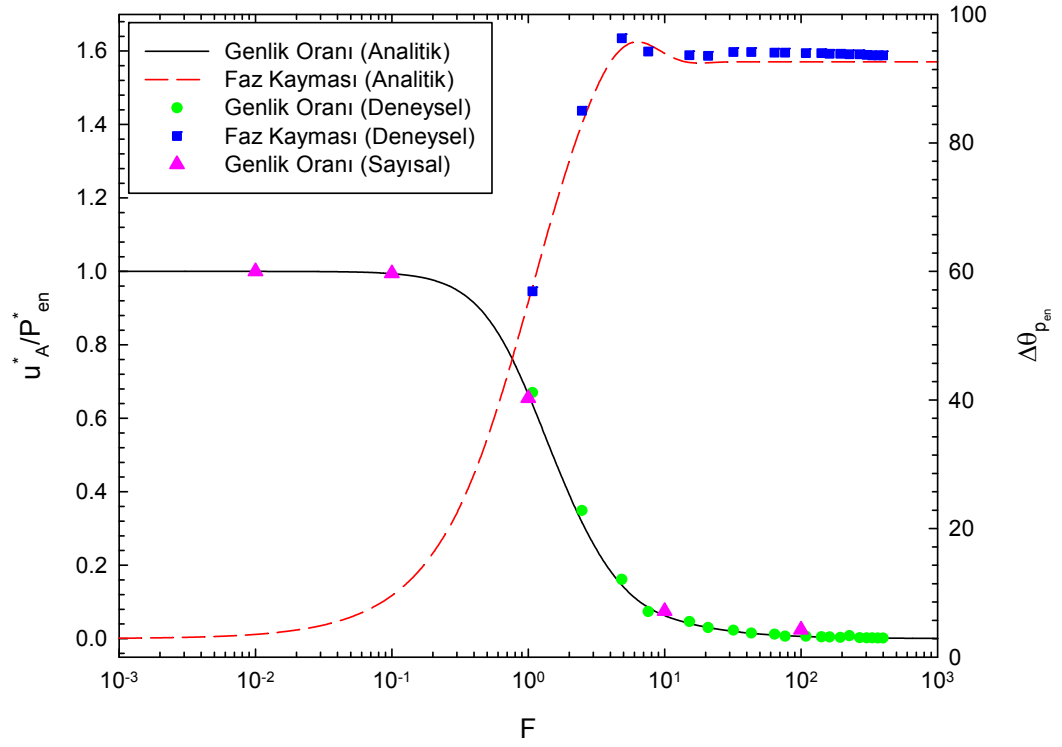
Şekil 4.57'de verilen merkezden boru cidarına doğru belirli mesafelerde hızın bir periyot boyunca değişimi için boyutsuz genliğinin radyal yönde değişimi (hızın boyutsuz genlik oranının boru kesiti boyunca değişimi) Şekil 4.58'de verilmektedir. Görüldüğü gibi boyutsuz genlik oranı, boru merkezine yakın bölgelerde yavaş bir şekilde artarken, cidara yakın bölgelerde hızlı bir şekilde artmaktadır. Ayrıca, r^* 'nin büyük değerlerinde analitik ve sayısal çözümler uyumludur. Deneysel sonuçlar ise merkeze yakın bölgelerde analitik ve sayısal sonuçlarla uyumlu iken cidara yaklaştıkça sıcak tel probunun artan blokaj etkisi sonuçları etkilemesi nedeniyle deneysel ve teorik sonuçlardan farklılıklar arz etmektedir.

Şekil 4.57' de gözlenen faz kaymasını daha yakından incelemek için artan r^* ile faz kaymasının değişimi Şekil 4.59'da verilmiştir. Görüldüğü üzere, merkezden cidara doğru

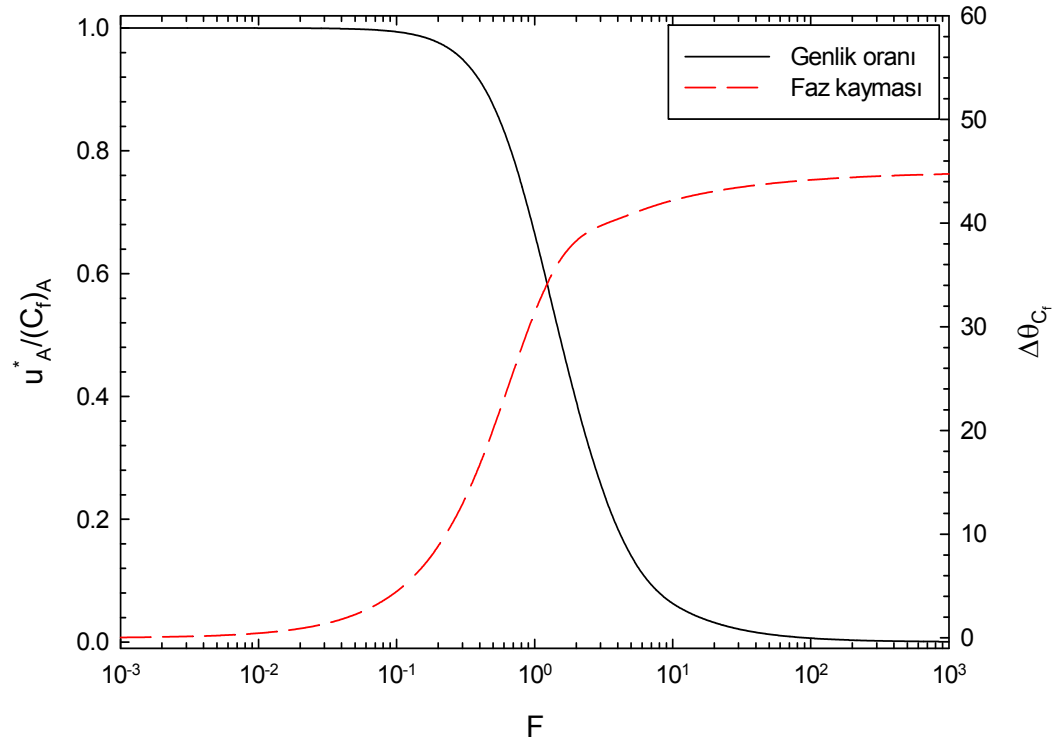
yaklaştıkça farklı radyal istasyonlarda hızda giderek artan bir faz kayması görülmektedir. Bu da cidara yaklaştıkça sürtünme kuvvetlerinin aşıkâr etkisinden kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.60'da tam gelişmiş bölgede analitik çalışmadan elde edilmiş olan boru merkezindeki hızın ortalama hıza göre genlik oranı ve faz kayması verilmiştir. Burada düşük atım frekansları için genlik oranı birdir ve faz kayması ise sıfırdır. Yani frekansın düşük değerleri için (düşük frekans rejiminde), akış sanki-daimi (quasi-steady) olup, frekans değişiminin genlik oranı üzerinde etkisi olmadığı görülmektedir. Yine bu değerler için faz farkının da olmadığı görülmektedir.

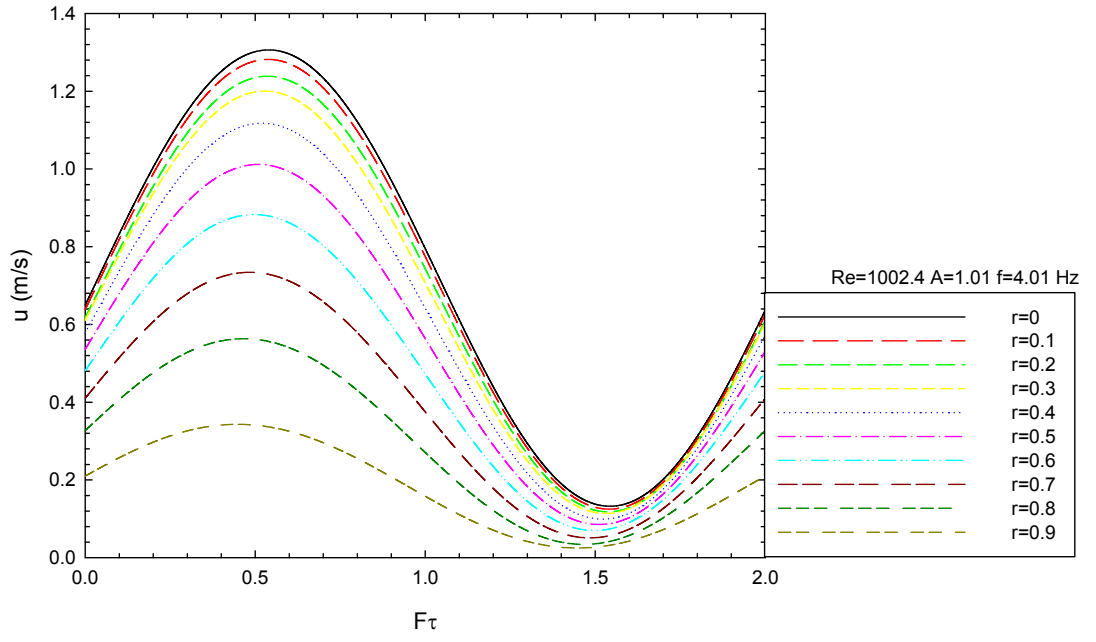
Şekil 4.55-4.60 için kullanılan bağıntılar Ek 4'te verilmiştir.



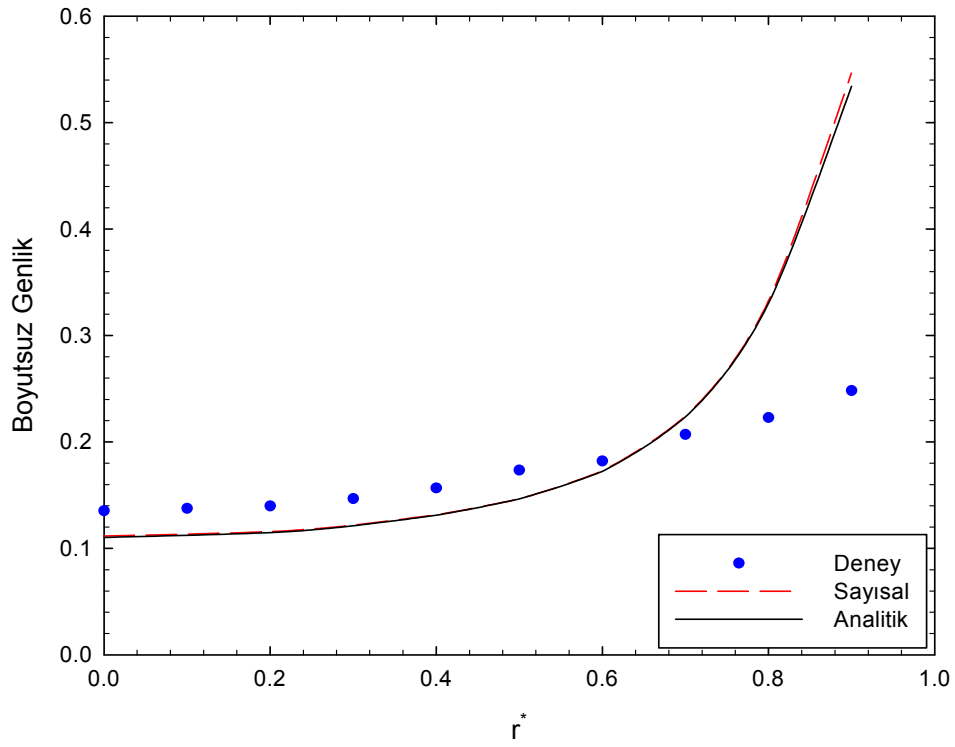
Şekil 4.55. Piston kaynaklı akış için farklı frekanslara göre boyutsuz hız ve basınç için genlik oranı ve faz kayması



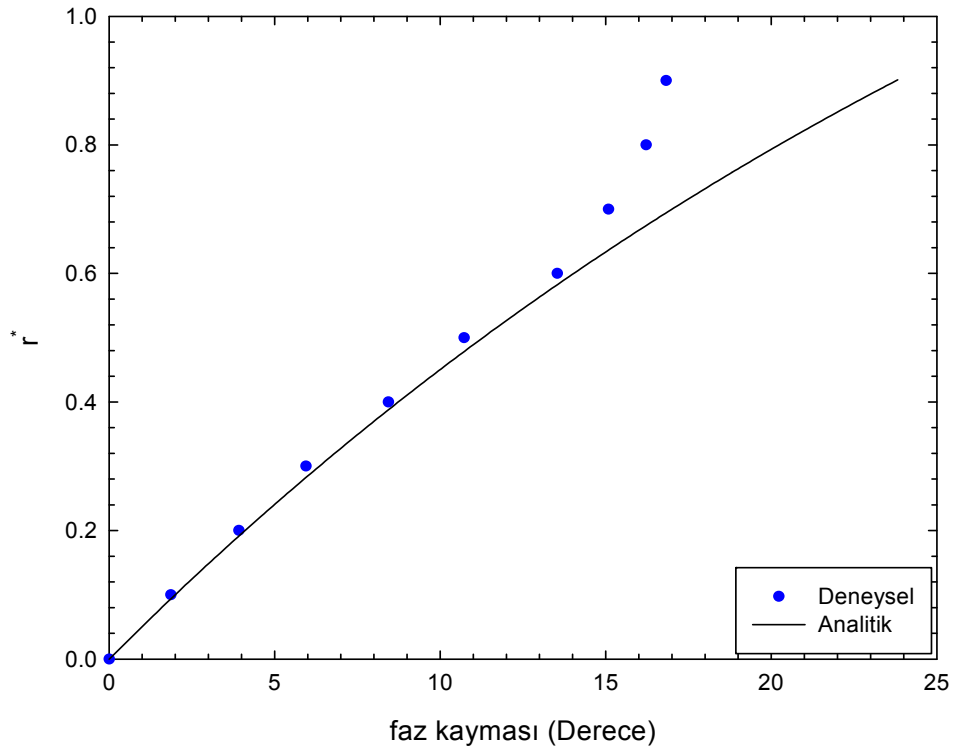
Şekil 4.56. Piston kaynaklı akış için farklı frekanslara göre boyutsuz hız ve sürtünme faktörü genlik oranı ve faz kayması değişimi



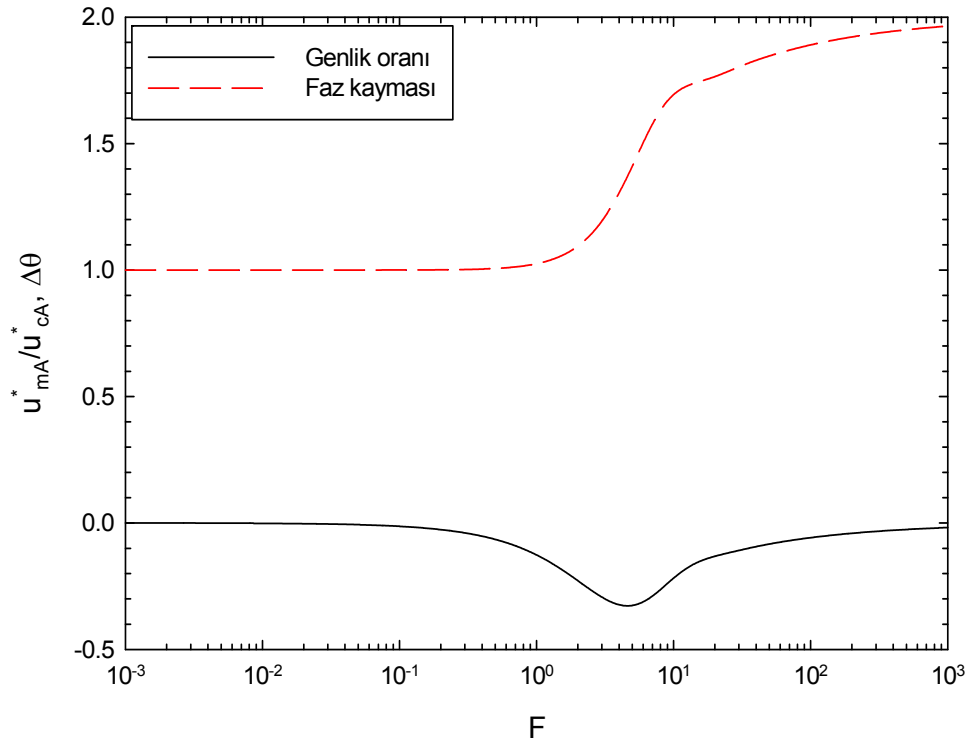
Şekil 4.57. Boru kesiti boyunca zamanla farklı genlikler için hız değişimi



Şekil 4.58. Boyutsuz hız genlik oranının boru kesiti boyunca değişimi



Şekil 4.59. Faz kaymasının boru kesiti boyunca değişimi



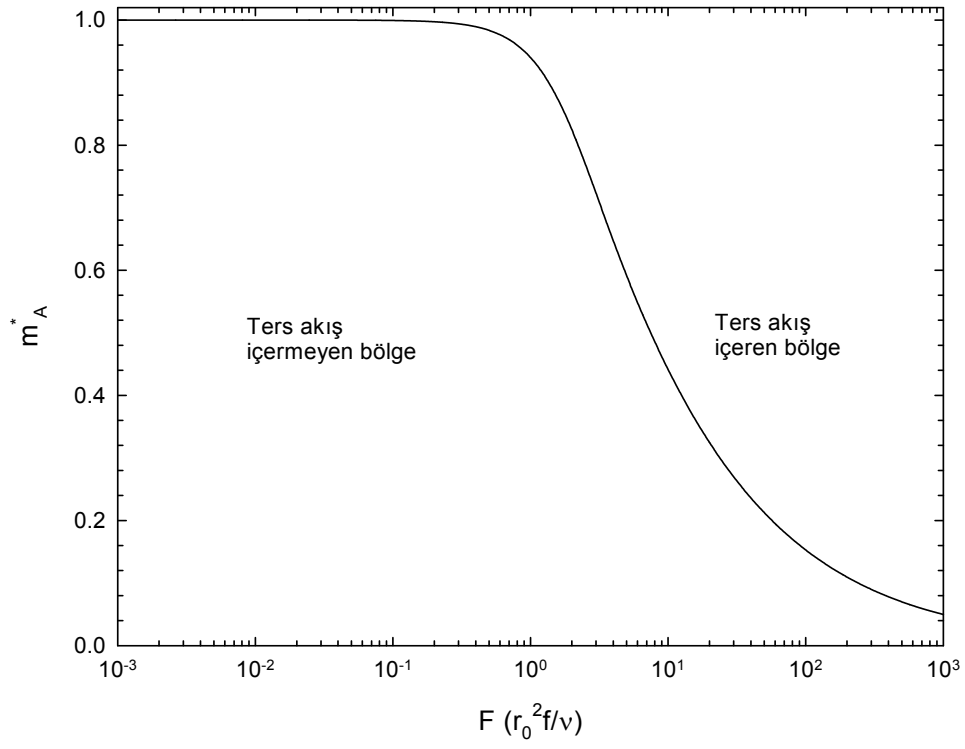
Şekil 4.60. Boru merkezindeki hızın ortalama hıza göre genlik oranı ve faz kayması

4.3. Akış Bölgeleri

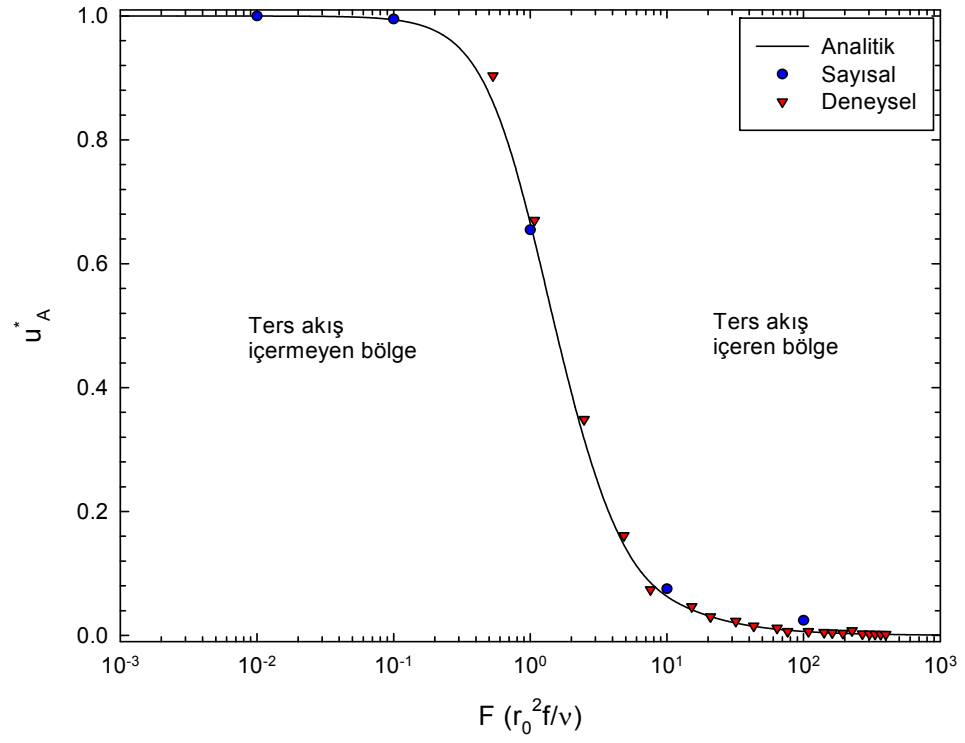
Bu bölümde, frekans ve genliğin akış bölgelerinin oluşumundaki etkisi incelenmiştir. Farklı frekanslar için ters akış içeren ve içermeyen bölgeler, basınç kaynaklı akış için analitik olarak piston kaynaklı akış için ise deneysel ve teorik olarak belirlenmiş olup sırası ile Şekil 4.61 ve Şekil 4.62’de sunulmuştur.

Basınç kaynaklı akış için (Şekil 4.61) açık bir şekilde görüldüğü ve daha önce de ilgili hız dağılımları verilirken gösterildiği üzere düşük frekans değerlerinde ($F \leq 0.1$) ters akış gözlenmektedir. Artan frekans değeriyle birlikte boyutsuz debi genliğinin değerine de bağlı olarak ters akış ortaya çıkmaktadır. Şekilden de görüldüğü gibi boyutsuz genlik ters akış bölgeleri oluşmasında önemli bir parametre olup; frekans arttıkça ($F \geq 0.1$) ters akış bölgeleri ortaya çıktığı boyutsuz genlik değeri azalmaktadır. Benzeri davranış piston kaynaklı akış için Şekil 4.62’de görülmektedir.

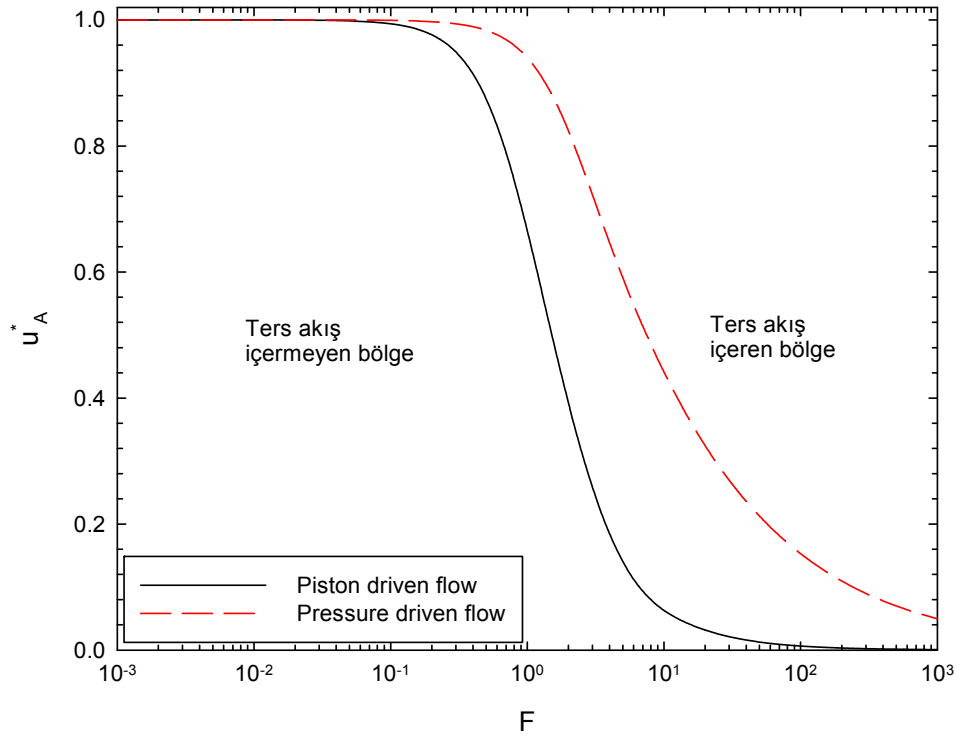
Şekil 4.63, piston kaynaklı akış ve basınç kaynaklı akış için ters akış bölgeleri oluşumunu karşılaştırmalı olarak sunulmaktadır. Görüldüğü üzere piston kaynaklı akışın hakim olduğu (ters akış içeren) bölge basınç kaynaklı akışinkine göre daha geniştir. Piston kaynaklı akış için ters akış bölgesi frekansın daha küçük değerlerinde ortaya çıkmakta ve frekansın sayısal değerleri ($F > 10$) ters akış bölgesi boyutsuz hız genliğinden bağımsız olarak her frekansta oluşmaktadır.



Şekil 4.61. Basınç kaynaklı akış için akış bölgelerinin oluşumu



Şekil 4.62. Piston kaynaklı akış için akış bölgelerinin oluşumu



Şekil 4.63. Basınç kaynaklı akış ve piston kaynaklı akış için akış bölgelerinin karşılaştırılması

4.4. Isıl İnceleme

Hidrodinamik incelemeye benzer olarak bu kısımda da basınç kaynaklı akış ve piston kaynaklı akış durumları ayrı ayrı ele alınmıştır.

4.4.1. Basınç Kaynaklı Akış

Bu kısımda, basınç kaynaklı atımlı giriş akışının ısı transferi üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir.

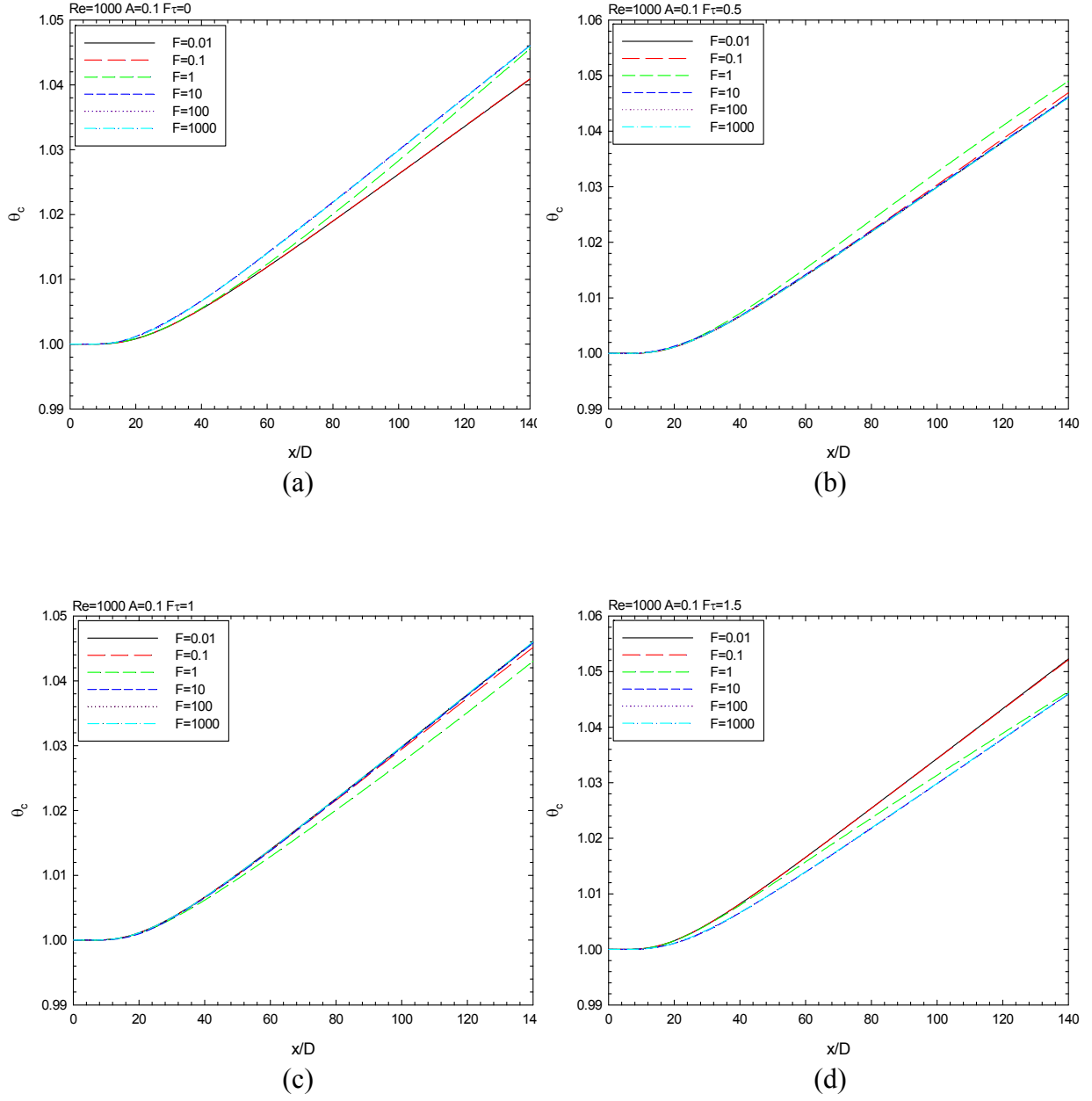
a. Gelişmekte Olan Akış

Bu kısımda hidrodinamik olarak tam gelişmiş ve termal olarak gelişmekte olan akış durumu ele alınmıştır. Cidarlarında sabit ısı akısı öngörülen bir boru için Reynolds sayısının sabit bir değerinde ($Re=1000$), frekansın ve genliğin farklı değerlerinde, öncelikle eksenel yönde merkezdeki ve cidardaki sıcaklıkların ve yığın sıcaklığının değişimi elde edilmiştir. Şekil 4.64-4.66'da, genliğin sabit bir değerinde ($A=0.1$), farklı frekans değerlerinde, sırasıyla, boyutsuz merkez ve yığın sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi farklı faz açılarında verilmektedir. Görüldüğü gibi, genliğin bu düşük değeri için ($A=0.1$) frekansın boyutsuz sıcaklıklar üzerindeki etkisi azdır.

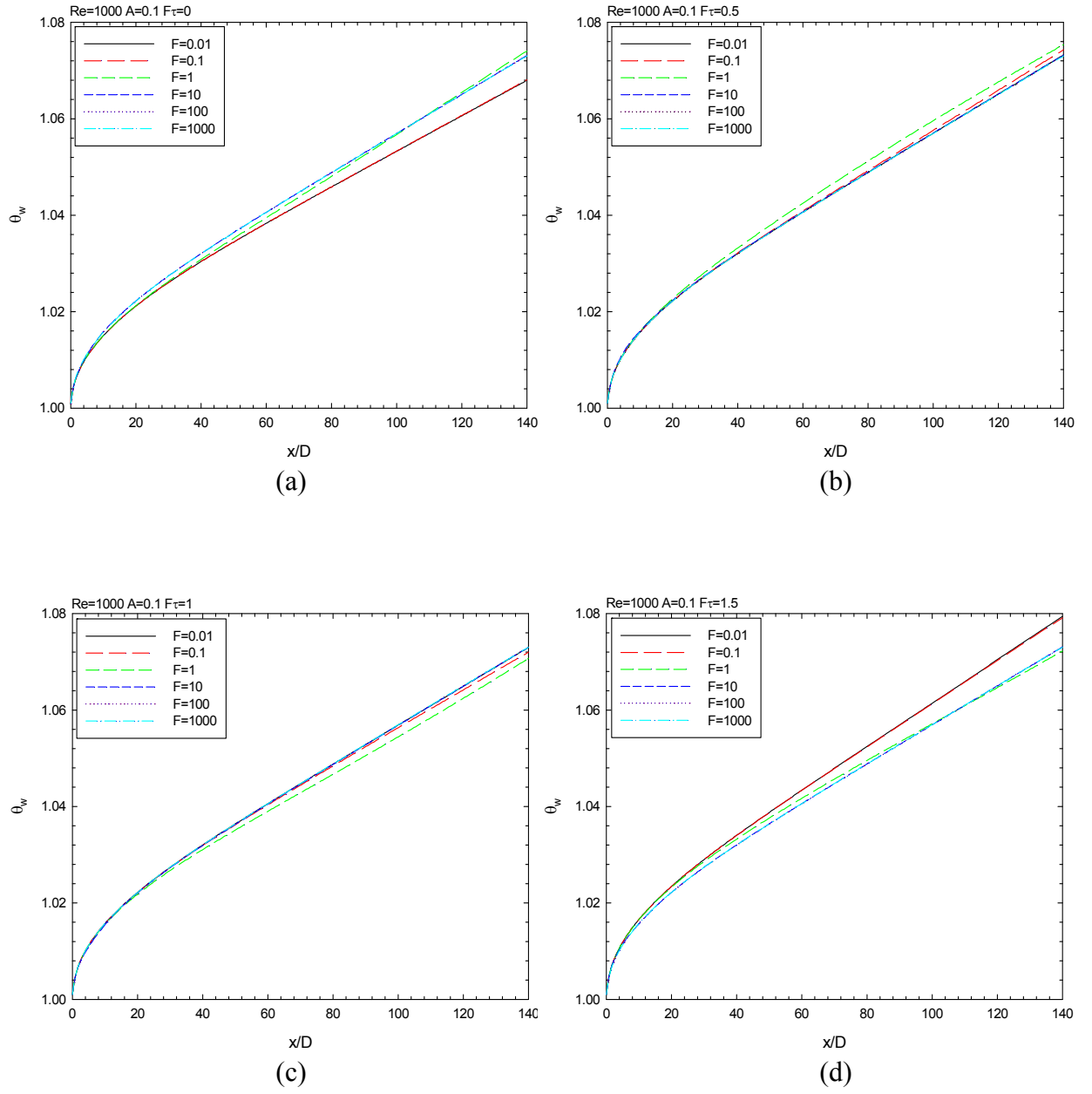
Benzer şekilde, genliğin daha yüksek bir değeri için ($A=0.5$), farklı frekans değerlerinde, boyutsuz merkez, cidar ve yığın sıcaklıklarının değişimi farklı faz açılarında sırasıyla Şekil 4.67, 4.68 ve 4.69'da verilmiştir. Görüldüğü üzere, genliğin bu değerinde frekansın boyutsuz sıcaklıklar üzerindeki etkisi daha belirgin bir hale gelmektedir. Bulunulan faz açısına göre (diğer bir deyişle bulunan bölgeye -hızlanma veya yavaşlama-göre) frekansın etkisi değişmektedir. Ancak, bütün durumlarda frekansın çok düşük ($F \leq 0.1$) veya çok yüksek ($F \geq 100$) değerindeki değişimler veya frekansın etkisi ihmal edilebilir seviyededir.

Şekil 4.70, 4.71 ve 4.72, yine benzer şekilde genliğin daha da yüksek bir değerinde ($A=0.95$), farklı faz açılarında sırasıyla frekansın boyutsuz merkez, cidar ve yığın sıcaklığı üzerindeki etkisini göstermektedir. Genliğin bu yüksek değerinde frekansın etkisi daha da belirgin bir hale gelmektedir. Yine, burada da değişimlerin bulunulan faz açısı veya bölgeye (hızlanma/yavaşlama) farklılık arz ettiğini not etmekte fayda vardır.

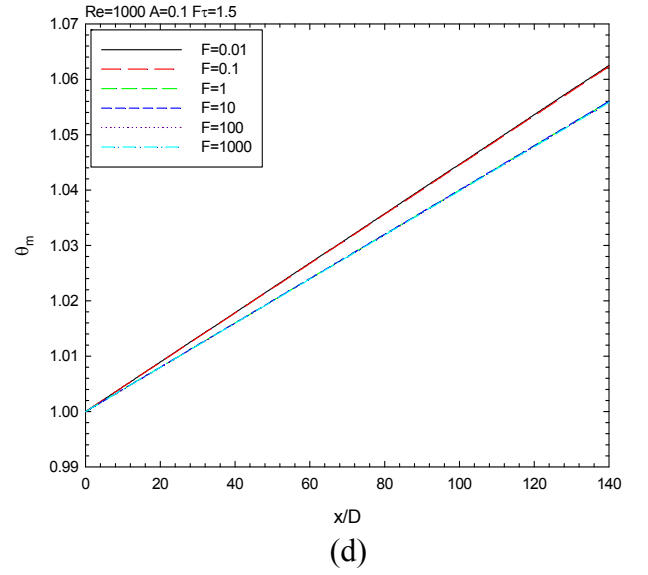
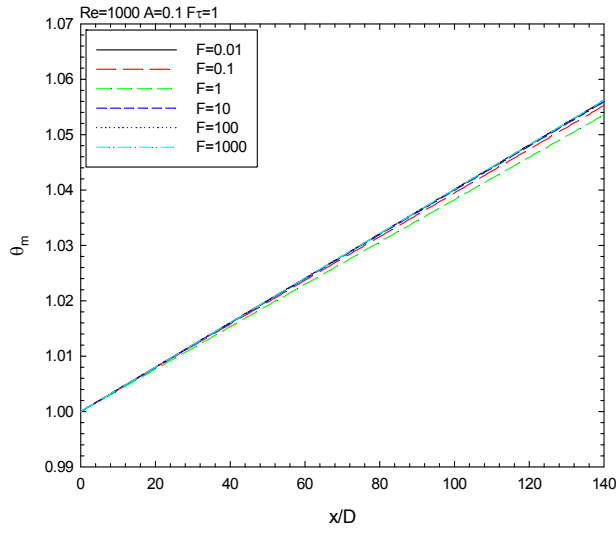
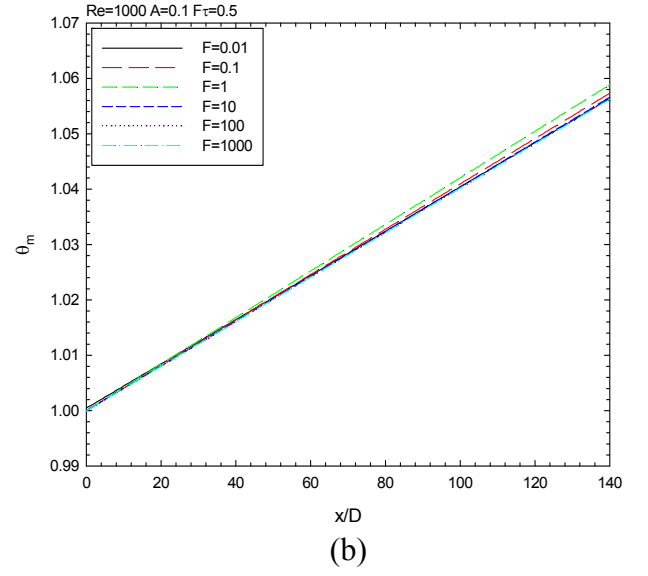
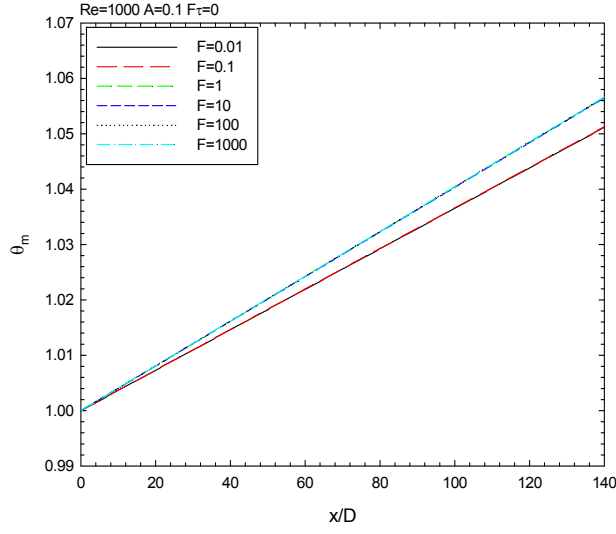
Pratik ilgi açısından incelenmesi gereken en önemli parametrelerden biri ısı geçiştir. Tezin giriş bölümünde, özellikle ısı transferi ile ilgili literatürde var olan verilerin çelişkiler gösterdiği vurgulanmıştır. Bu çalışmada, farklı genlik değerlerinde ve frekansın oldukça geniş bir aralığında Nusselt sayısının değişimi incelenmiştir. Şekil 4.73, 4.74 ve 4.75, sırasıyla, genliğin üç farklı değişimde ($A=0.1$, 0.5 ve 0.95) farklı faz açılarında frekansın eksenel Nusselt sayısının değişimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Bu şekiller, karşılaştırma amacıyla, atımsız akış için tam gelişmiş Nusselt sayısının değişimini de içermektedir ($Nu_D=4.36$). Görüldüğü üzere ve elde edilen sıcaklık profillerinden de beklendiği üzere, genliğin düşük değerlerinde, her bir faz açısı için frekansın Nusselt sayısının eksenel değişimi üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Genliğin daha yüksek değerlerinde ise ($A=0.5$ ve $A=0.95$), Nusselt sayısının eksenel değişimi için ilginç davranışlar gözlenmektedir. Bu davranışların her biri ilgili parametrik değerlerdeki sıcaklık profillerinin ayrıntılı incelenmesi ile anlaşılabilir.



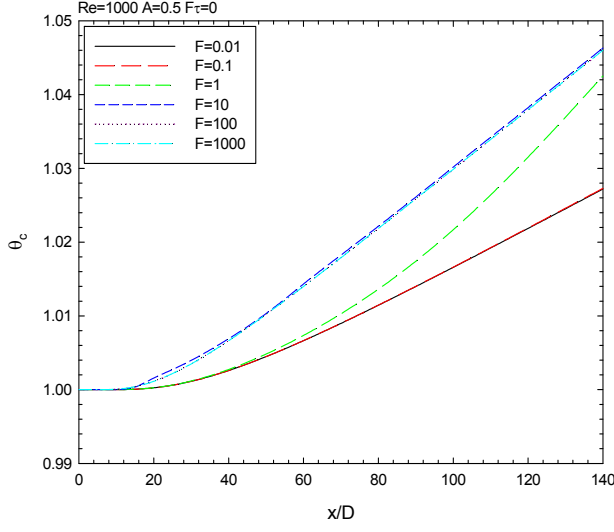
Şekil 4.64. $A=0.1$ için farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz merkez sıcaklığının aksel yöndeki değişimi



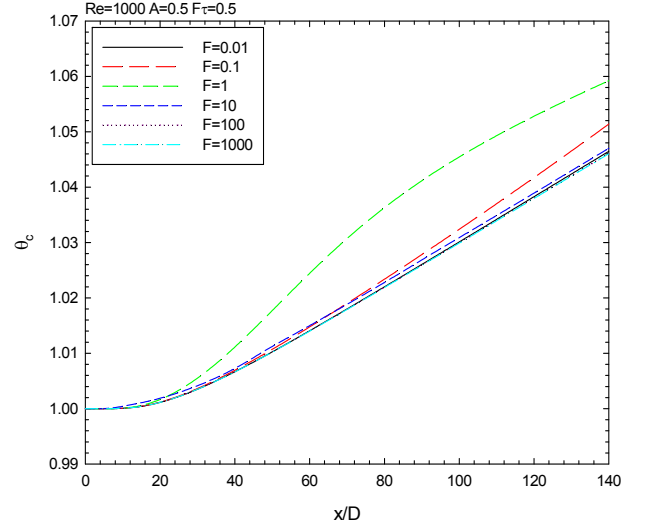
Şekil 4.65. $A=0.1$ için farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz cidar sıcaklığının aksenal yöndeki değişimi



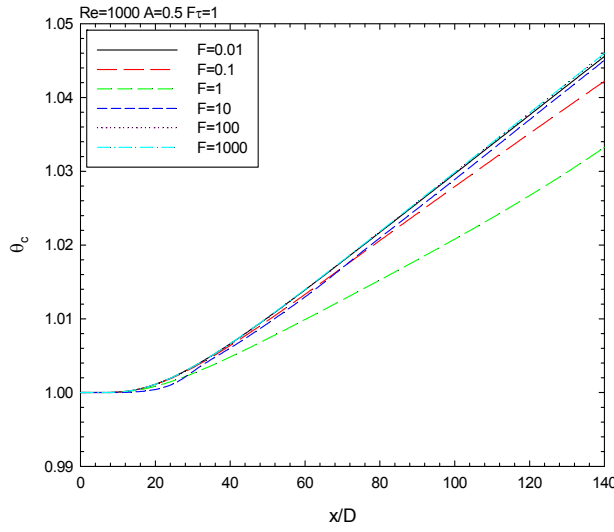
Şekil 4.66. $A=0.1$ için farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz yığın sıcaklığının aksel yöndeki değişimi



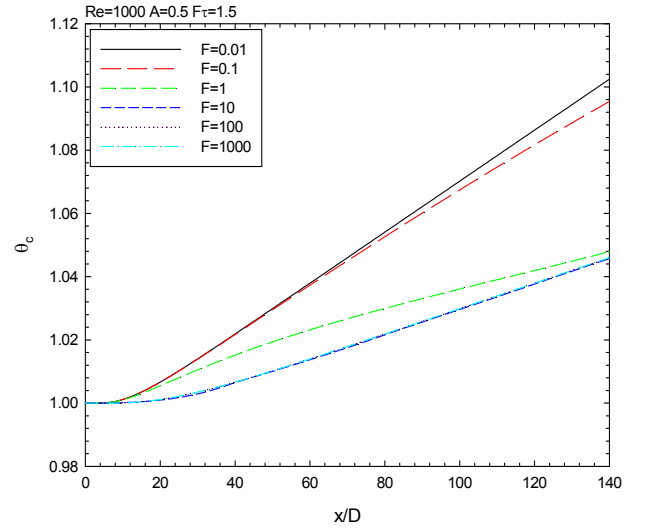
(a)



(b)

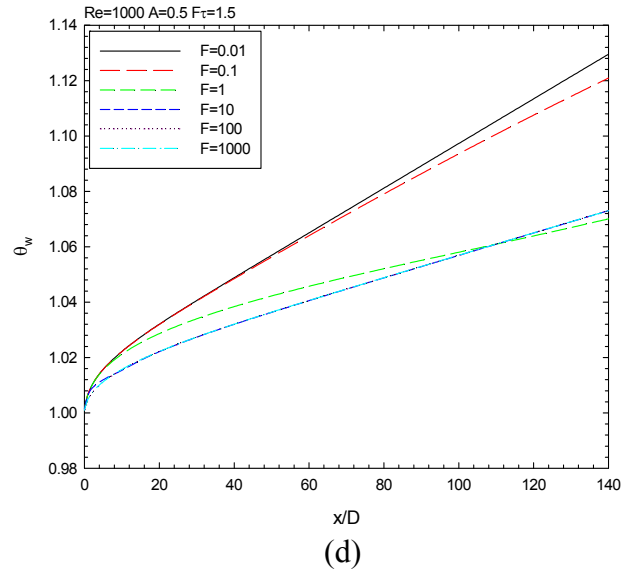
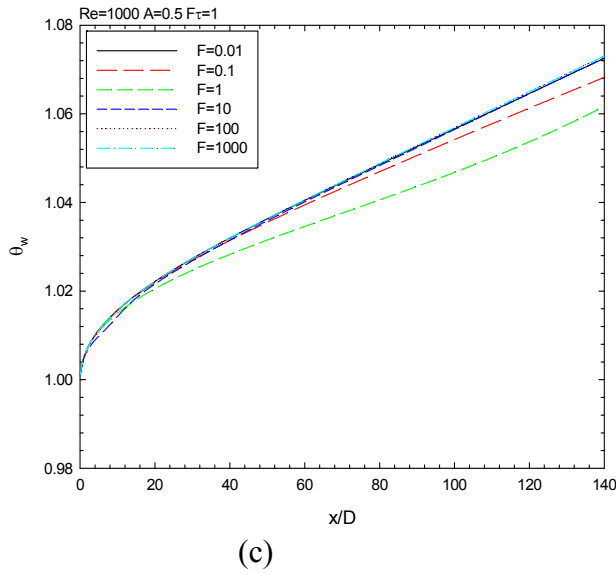
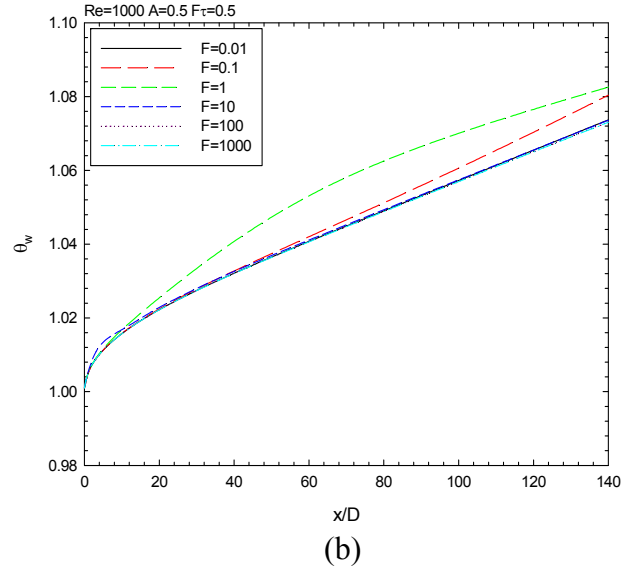
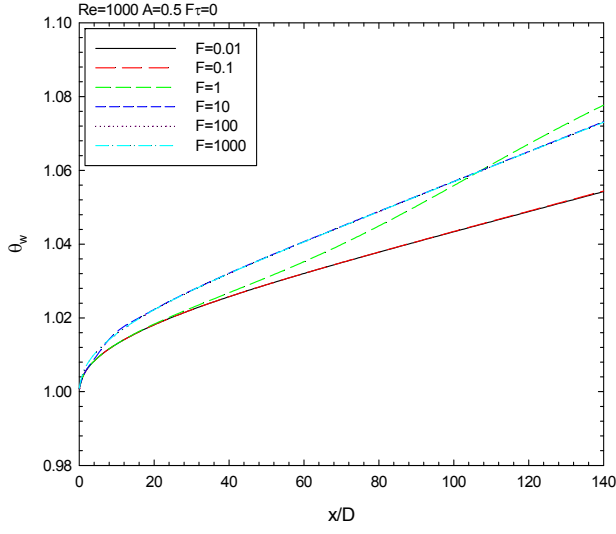


(c)

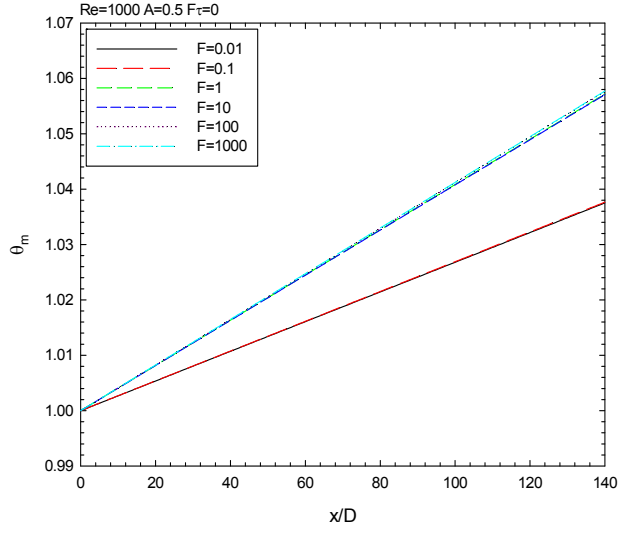


(d)

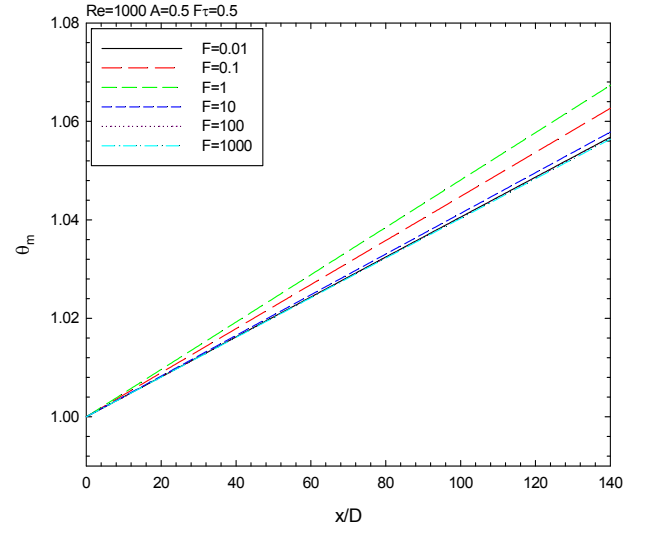
Şekil 4.67. $A=0.5$ için farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz merkez sıcaklığının aksenal yöndeki değişimi



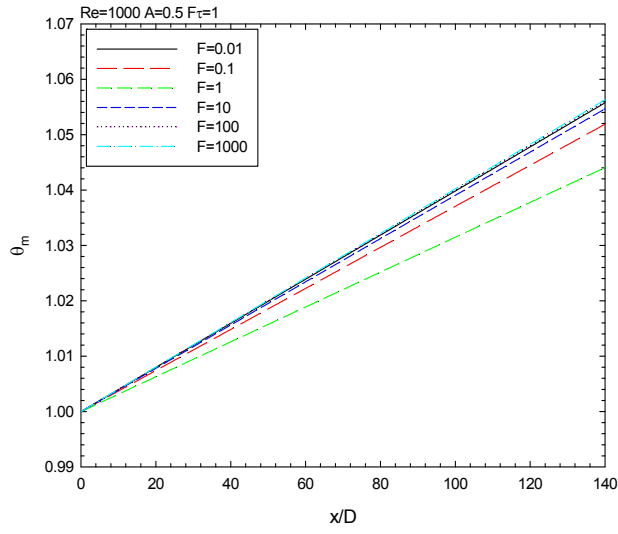
Şekil 4.68. $A=0.5$ için farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz cidar sıcaklığının aksenal yöndeki değişimi



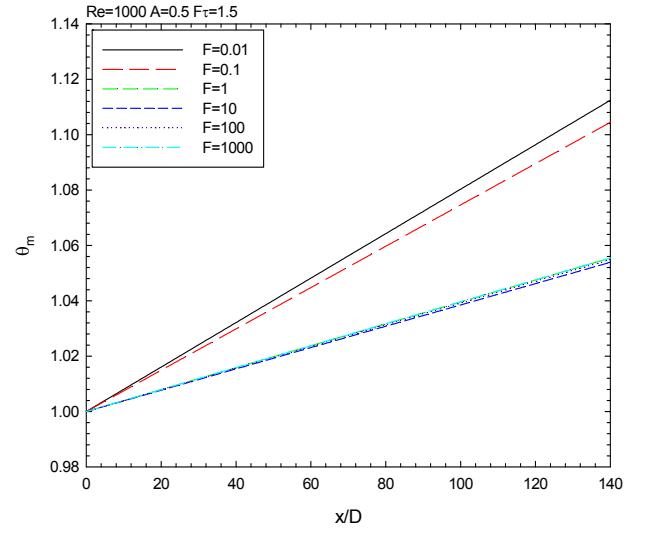
(a)



(b)

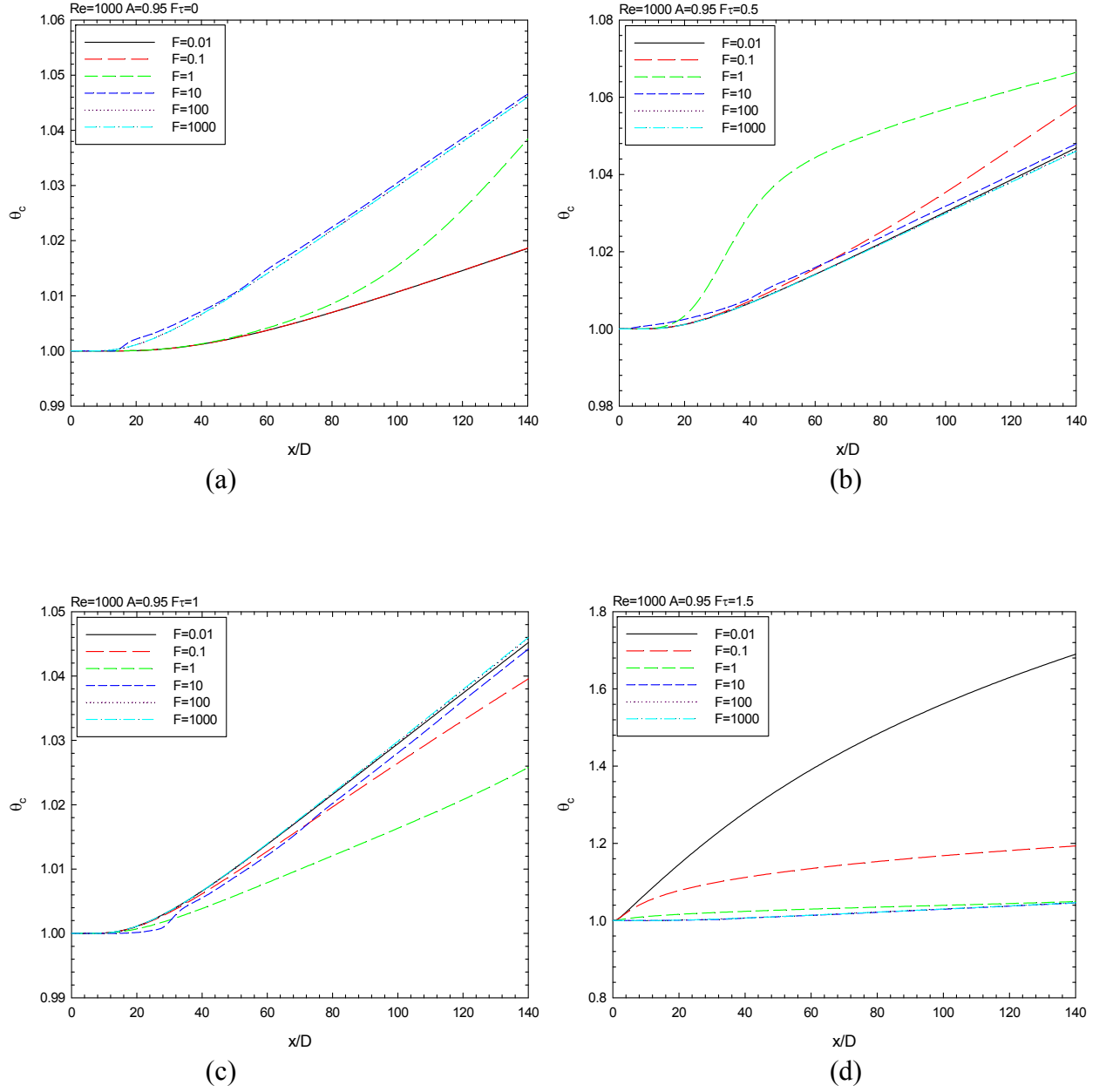


(c)

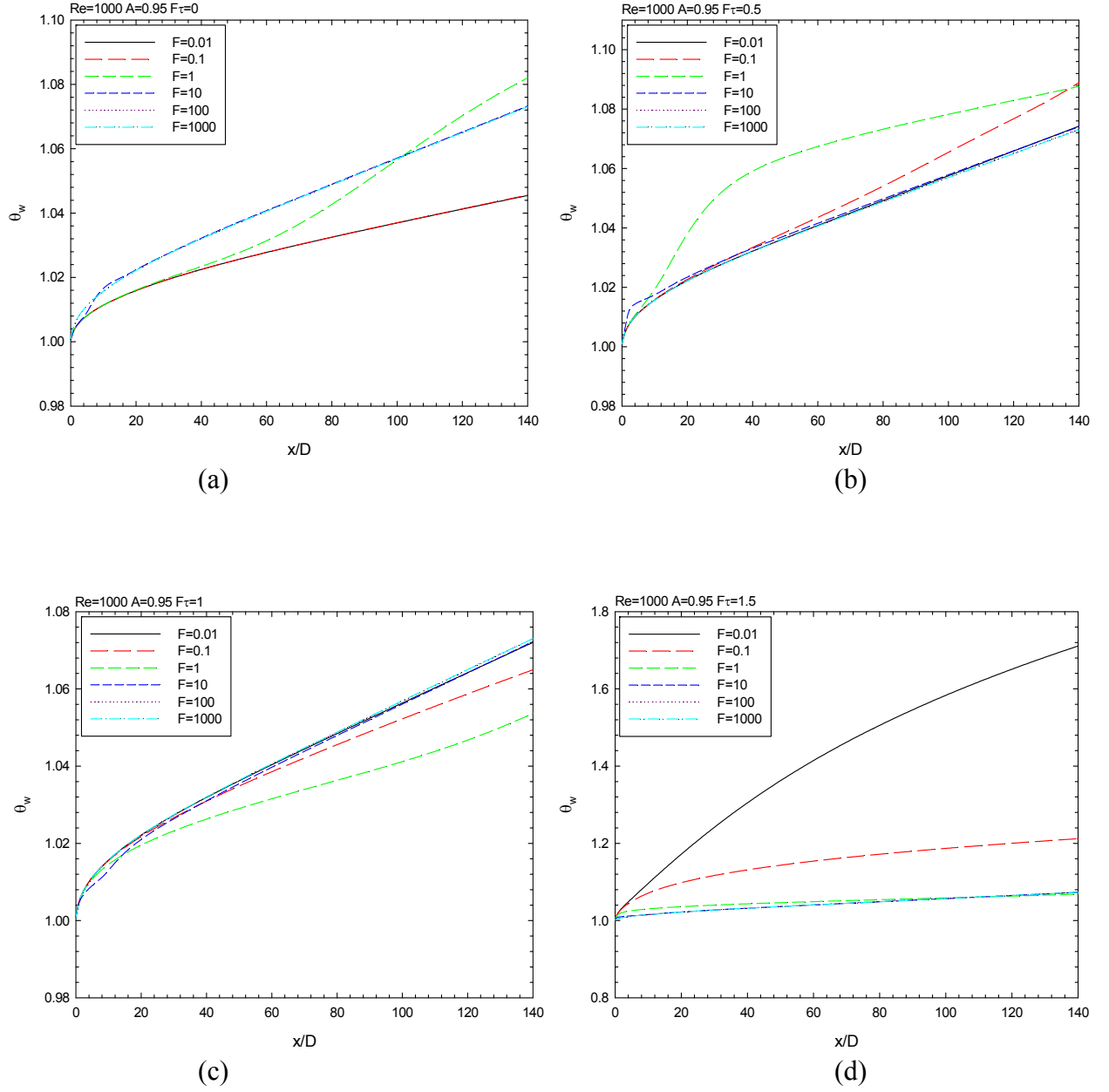


(d)

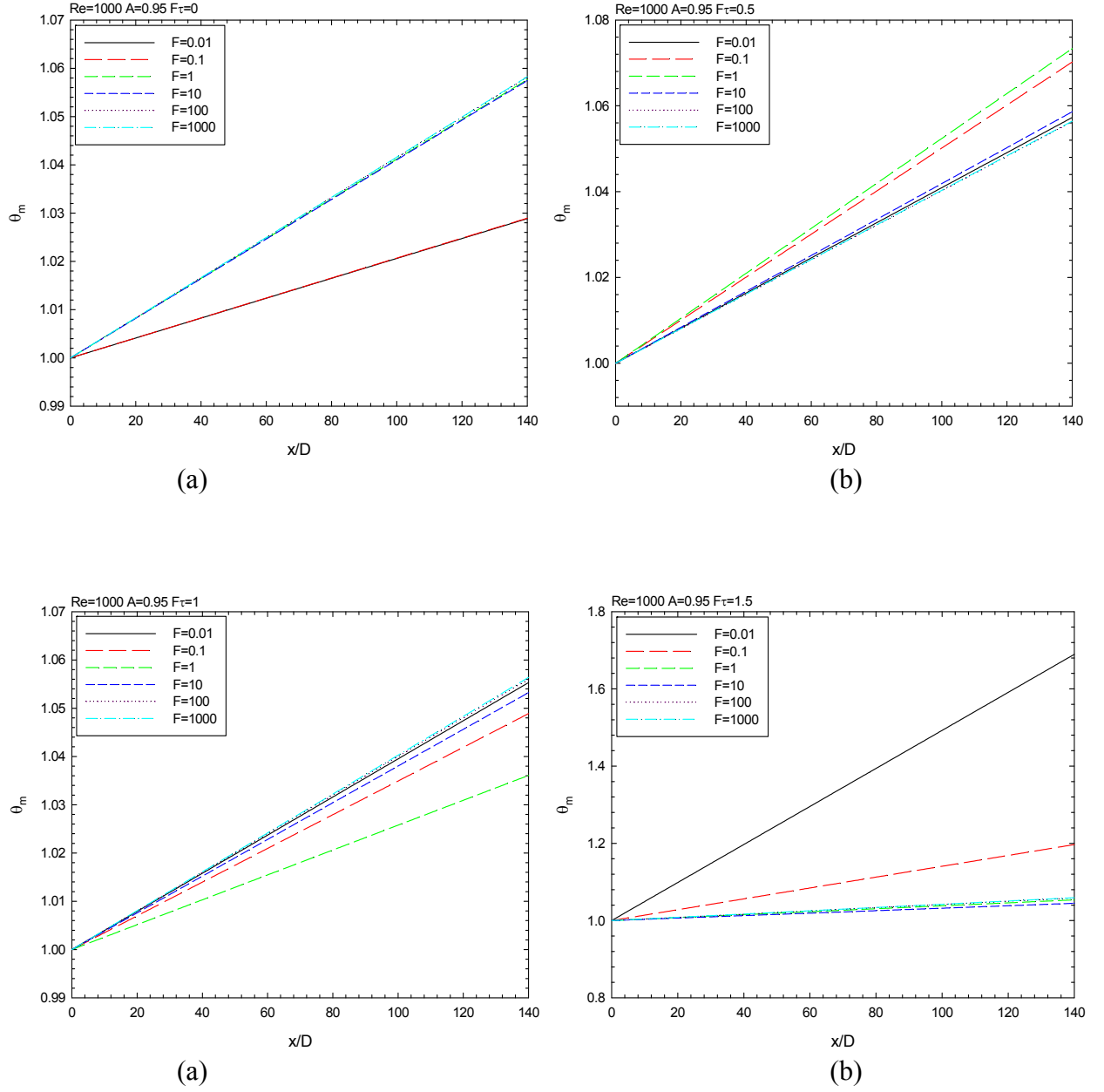
Şekil 4.69. $A=0.5$ için farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz yığın sıcaklığının aksel yöndeki değişimi



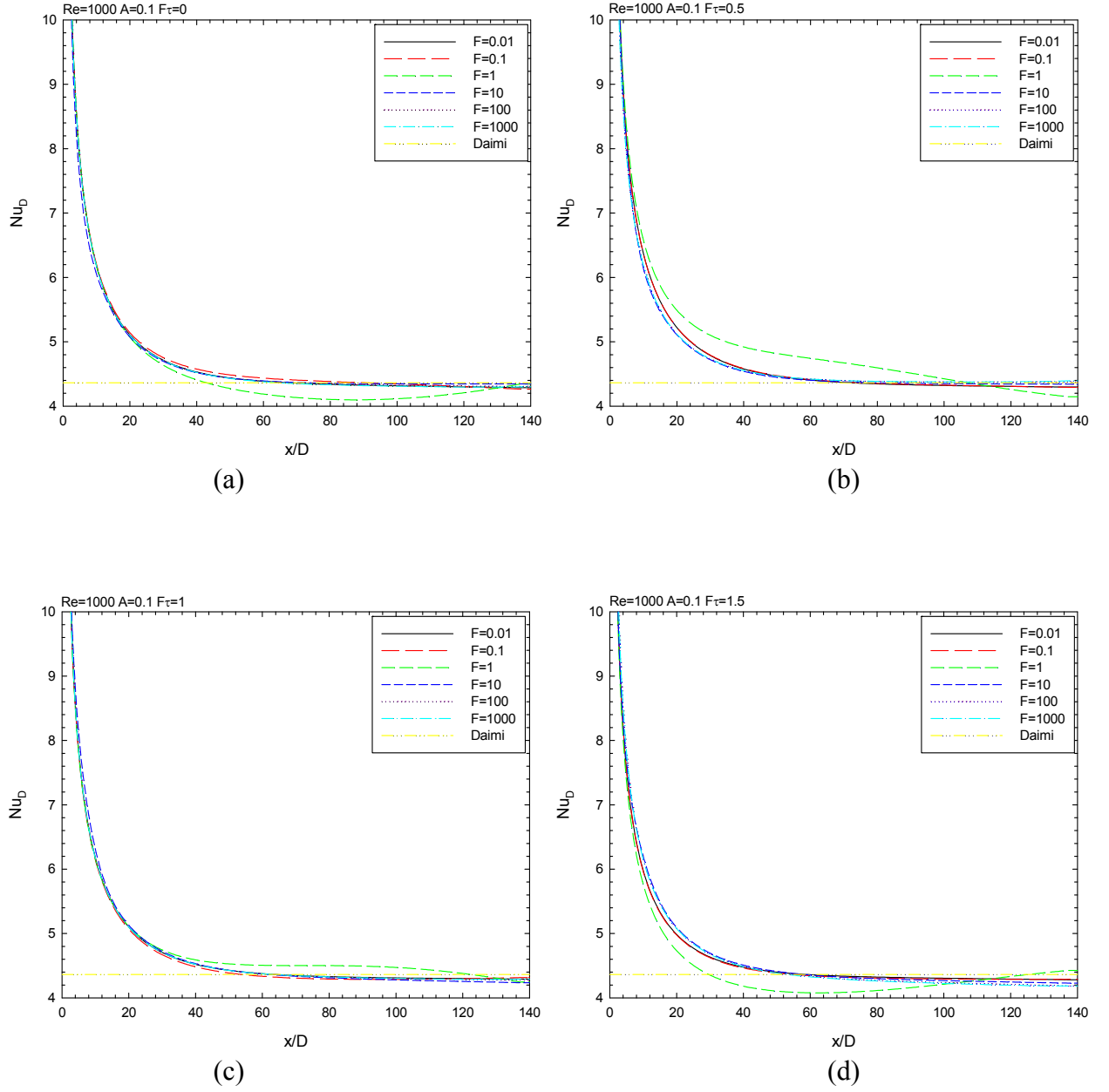
Şekil 4.70. $A=0.95$ için farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz merkez sıcaklığının aksenal yöndeki değişimi



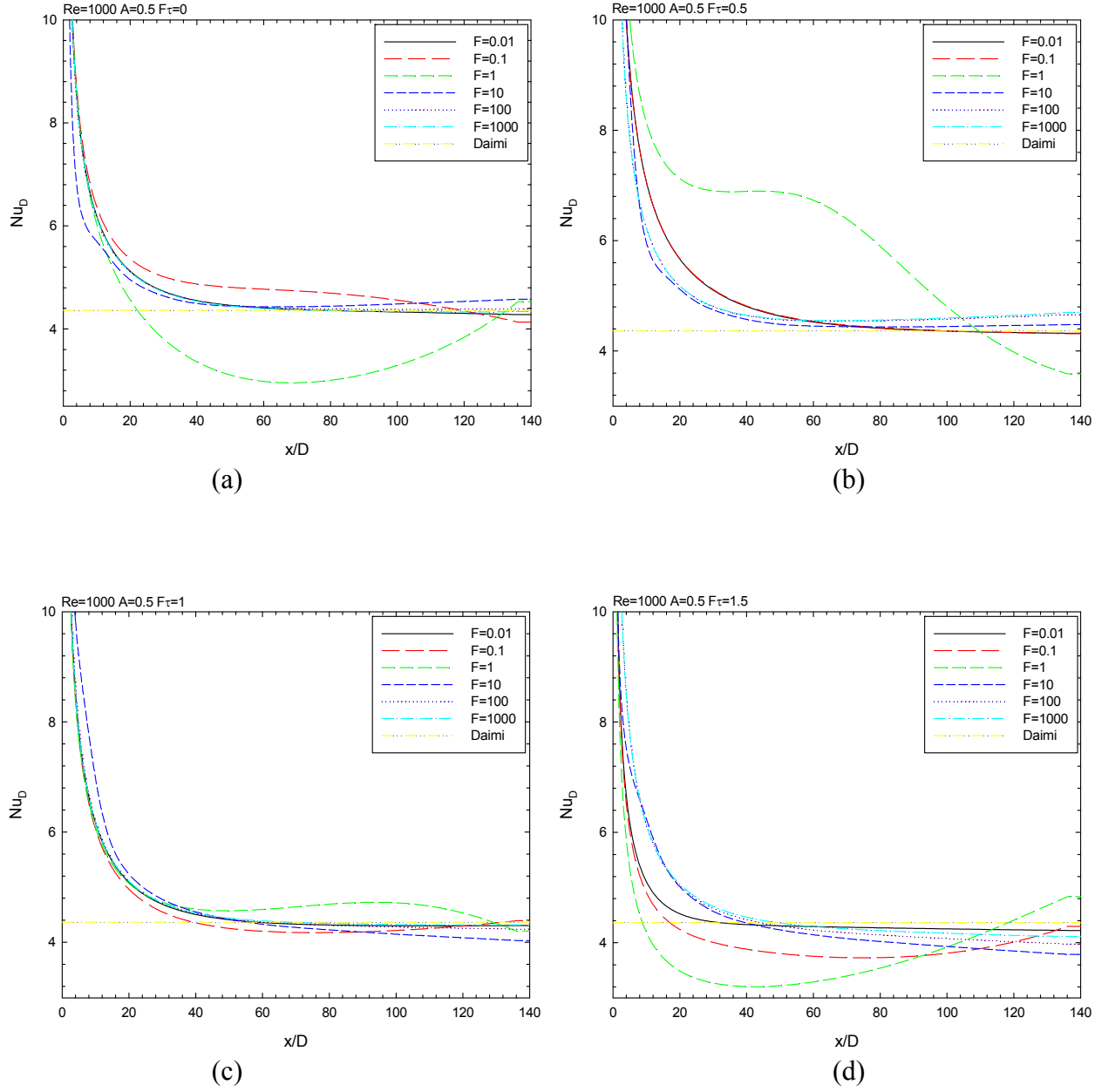
Şekil 4.71. $A=0.95$ için farklı frekans ve faz açılarındaki boyutsuz cidar sıcaklığının aksel yöndeki değişimi



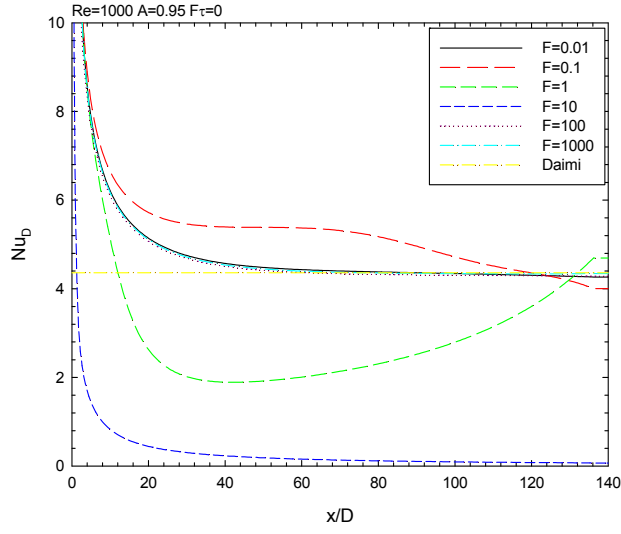
Şekil 4.72. $A=0.95$ için farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz yığın sıcaklığının aksel yöndeki değişimi



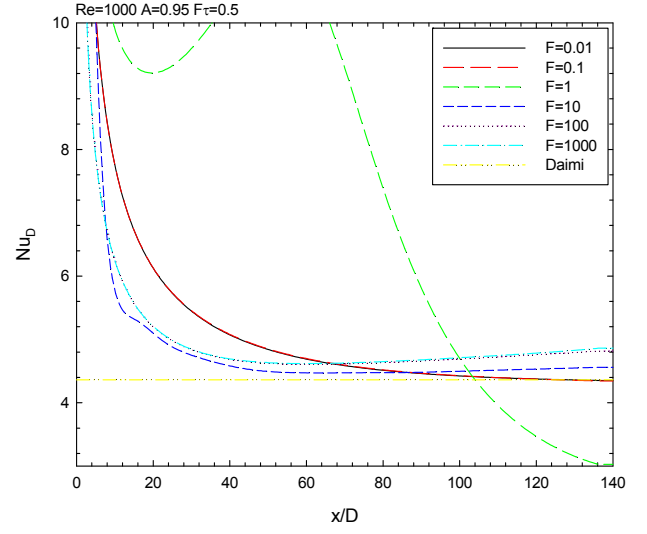
Şekil 4.73. $A=0.1$ için farklı frekans ve faz açılarında Nusselt sayısının aksel yöndeki değişimi



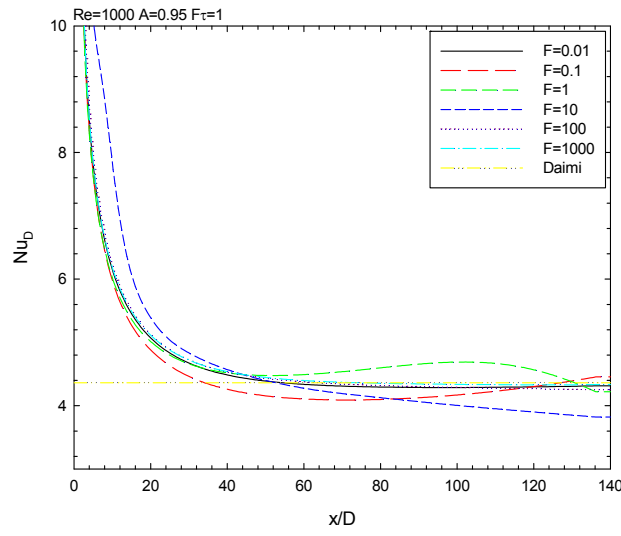
Şekil 4.74. $A=0.5$ için farklı frekans ve faz açılarında Nusselt sayısının aksel yöndeki değişimi



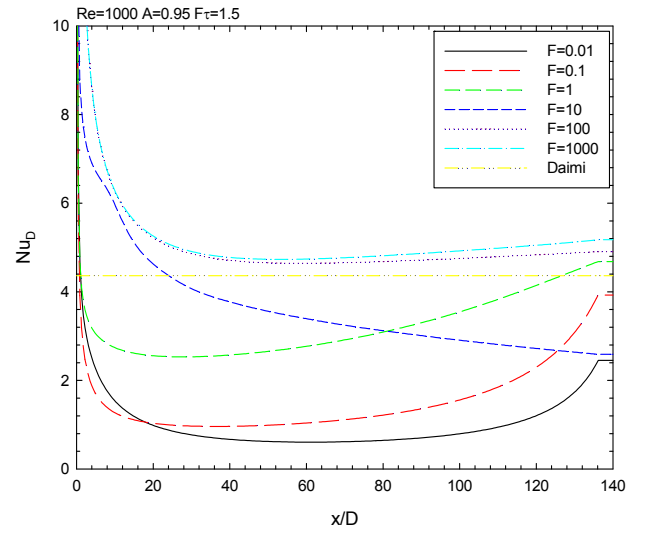
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 4.75. $A=0.95$ için farklı frekans ve faz açılarında Nusselt sayısının aksenal yöndeki değişimi

b. Tam Gelişmiş Akış

Bu kısımda, hem hidrodinamik hem de ısı olarak tam gelişmiş akış durumu ele alınmıştır. Öncelikle, yine Reynolds sayısının sabit bir değeri için üç farklı genlik değerinde çalışılan her bir frekans değeri için ayrı ayrı faz açısının radyal sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi Şekil 4.76, 4.77 ve 4.78’de gösterilmiştir. Pratik ilgi açısından burada sıcaklığın boyutlu formda verildiği not edilmelidir. Şekil 4.76’dan görüldüğü gibi genliğin düşük değeri için ($A=0.1$), yüksek frekanslarda ($F \geq 100$) radyal sıcaklık dağılımları faz açısından bağımsız hale gelmektedir. Frekansın düşük değerleri için ($F \leq 0.1$) ise görüldüğü gibi radyal hız dağılımlarından da belirgin bir şekilde hızlanma bölgesinde sıcaklık azalırken; yavaşlama bölgesinde ise artmaktadır. Frekansın $F=1-10$ aralığında ise hız dağılımında olduğu gibi yine oldukça ilginç bir davranış karşımıza çıkmaktadır. En yüksek sıcaklık değerleri çevrimin başlangıcında ($F\tau=0$) elde edilmektedir. Hızlanmanın ilk yarısında ($F\tau=0-0.5$) sıcaklık değerleri azalmakta, yavaşlama bölgesinin ilk yarısında ($F\tau=0.5-1$) sıcaklık azalışı devam etmekte; yavaşlama bölgesinin ikinci yarısında sıcaklık artmakta ve bu artış hızlanma bölgesinin ikinci yarısında da ($F\tau=1.5-0$) devam etmektedir. Bu davranışlar ilgili değerler için elde edilen radyal hız dağılımları ile doğrudan ilgilidir.

Burada faz açılarını belirlerken hidrodinamik giriş değerinin (örneğin kütleli debi) referans alınmış olduğu vurgulanmalıdır. Daha önce gösterdiğimiz hidrodinamik giriş ve çıkış değerleri arasında oluşan faz farkları benzer şekilde ileride açıklanacağı üzere sıcaklıklar için de ortaya çıkmaktadır. Bunu daha iyi anlayabilmek için bir çevrim boyunca ilgili sıcaklıkların değişimleri karşılaştırılmalı olarak incelenmesi gerekmektedir.

Genliğin $A=0.5$ değeri için de benzer davranış elde edilmiştir (Şekil 4.77). Burada yüksek frekanslarda boru cidarında belirmeye başlayan değişimler dikkat çekicidir. Şekil 4.78’den görüldüğü gibi genliğin artan değeri için bu değişimler daha da belirgin hale gelmiştir. Bu değişimler, hatırlanacağı üzere bu değerler için hız dağılımında meydana gelen ters akış ile açıklanabilir. Görüldüğü gibi genliğin bu yüksek değerinde; $F \geq 10$ için cidar yakınında ortaya çıkan ters akışlar, sıcaklık dağılımlarını etkilemekte ve cidar yakınlığında yüksek sıcaklık gradyanları ortaya çıkmaktadır.

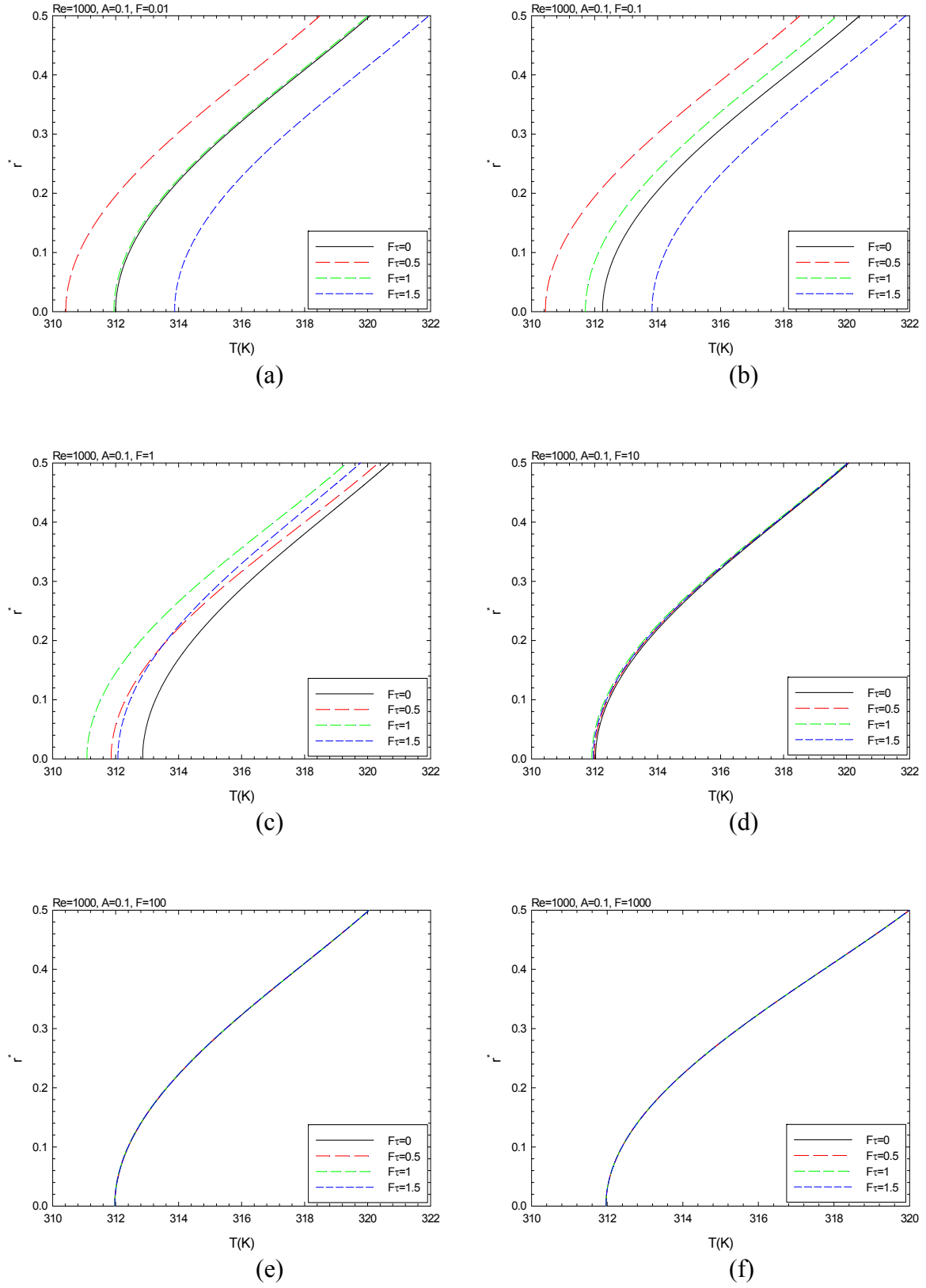
Şekil 4.79 - 4.84’den, sırasıyla üç farklı genlik değerinde ($A=0.1, 0.5$ ve 0.95), frekansın cidar ve yığın sıcaklıklarının bir çevrim boyunca değişimi üzerindeki etkisi görülmektedir. Çalışılan bütün genlik değerlerinde frekansın yüksek değerleri için ($F \geq 10$) gerek cidar gerekse yığın sıcaklığında hem frekansın hem de faz açısının etkisi ihmal

edilebilir seviyededir. Frekansın bu yüksek değerlerinde cidar ve yığın sıcaklıkları neredeyse sabit kalmaktadır.

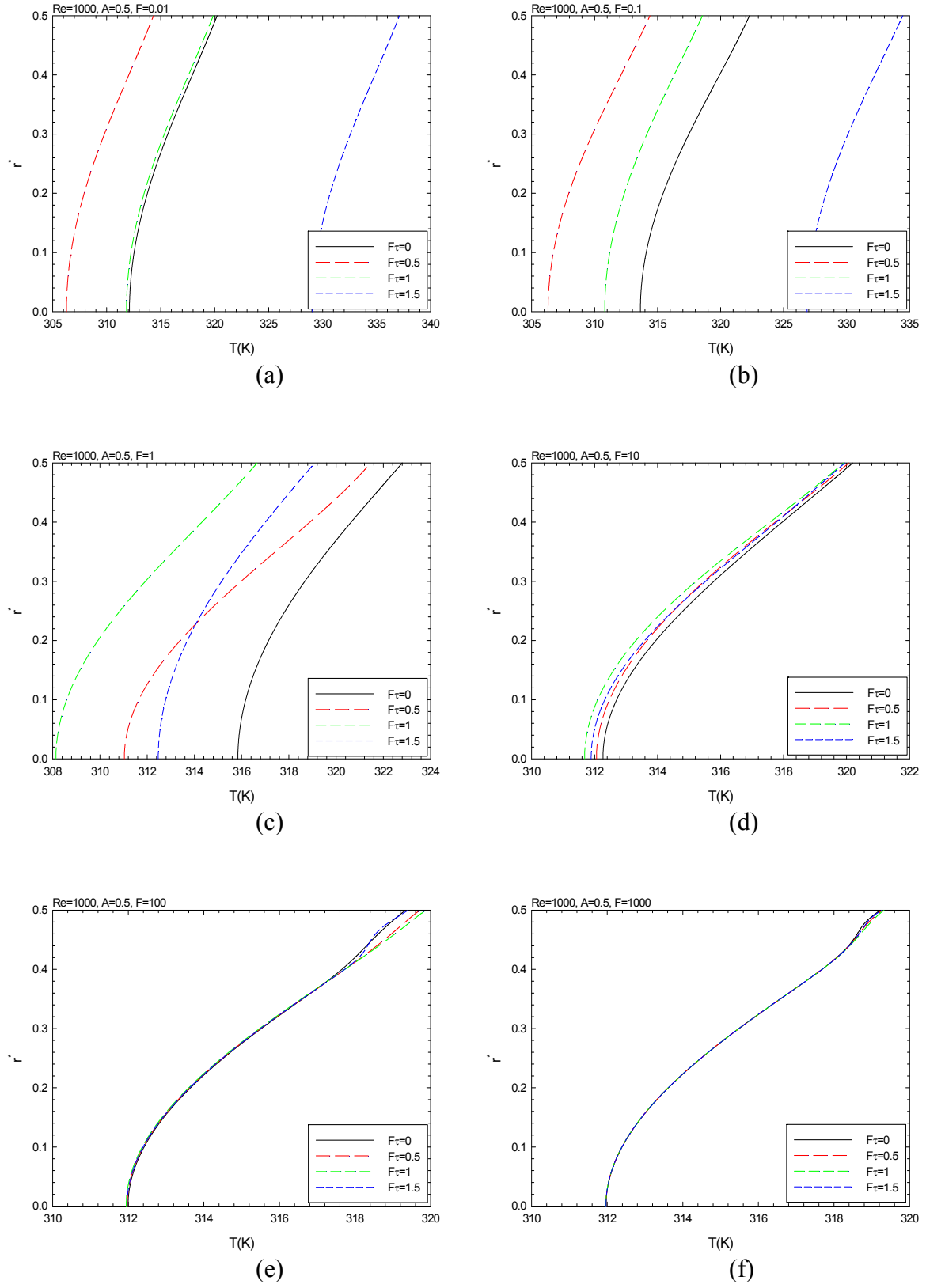
Frekansın çok düşük ($F \leq 0.1$) değerleri için, frekansın açısıl değişim üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Ancak, bu frekans değerinde ($F=0.01$ ve $F=0.1$), gerek cidar sıcaklığı gerekse yığın sıcaklığının atımlı akış hidrodinamik karakteristiklerine benzer bir şekilde bir çevrim boyunca sinüzoidal bir davranış sergilediği görülmektedir. Frekansın yüksek değerlerinde sıcaklık profilinin hidrodinamik değişmeye cevap veremediği, başka bir ifadeyle, termal difüzyon için yeterli zaman oluşmadığını söyleyebiliriz. Artan frekansla birlikte periyodik sıcaklık değişiminin genliği de azalmaktadır.

Üç farklı genlik değeri için farklı frekans değerlerinde bir çevrim boyunca Nusselt sayısının değişimi, Şekil 4.85, 4.86 ve 4.87’de verilmiştir. Şekil 4.85’den görüldüğü üzere genliğin düşük değerinde ($A=0.1$), Nusselt sayısının değişimi atımlı akışinkine benzer şekilde sinüzoidaldir. Nusselt sayısının değişen genliği, frekans $F \leq 1$ değerinde artan frekansla birlikte artmakta ve $F=1$ için en büyük değerini almaktadır. $F=10$ değeri için ise azalmaktadır. Bu nedenle $1 < F < 10$ aralığı ayrıntılı bir şekilde incelenmelidir. $F \geq 10$ ise yine frekansın artan değeri ile birlikte Nusselt sayısının genliği azalmaktadır. Genliğin daha yüksek değerleri için ($A=0.5$ ve 0.95) Nusselt sayısının bir periyot boyunca değişimi artık sinüzoidal değildir. Bu durum hız ve sıcaklık arasında meydana gelen faz kaymasından kaynaklanmaktadır.

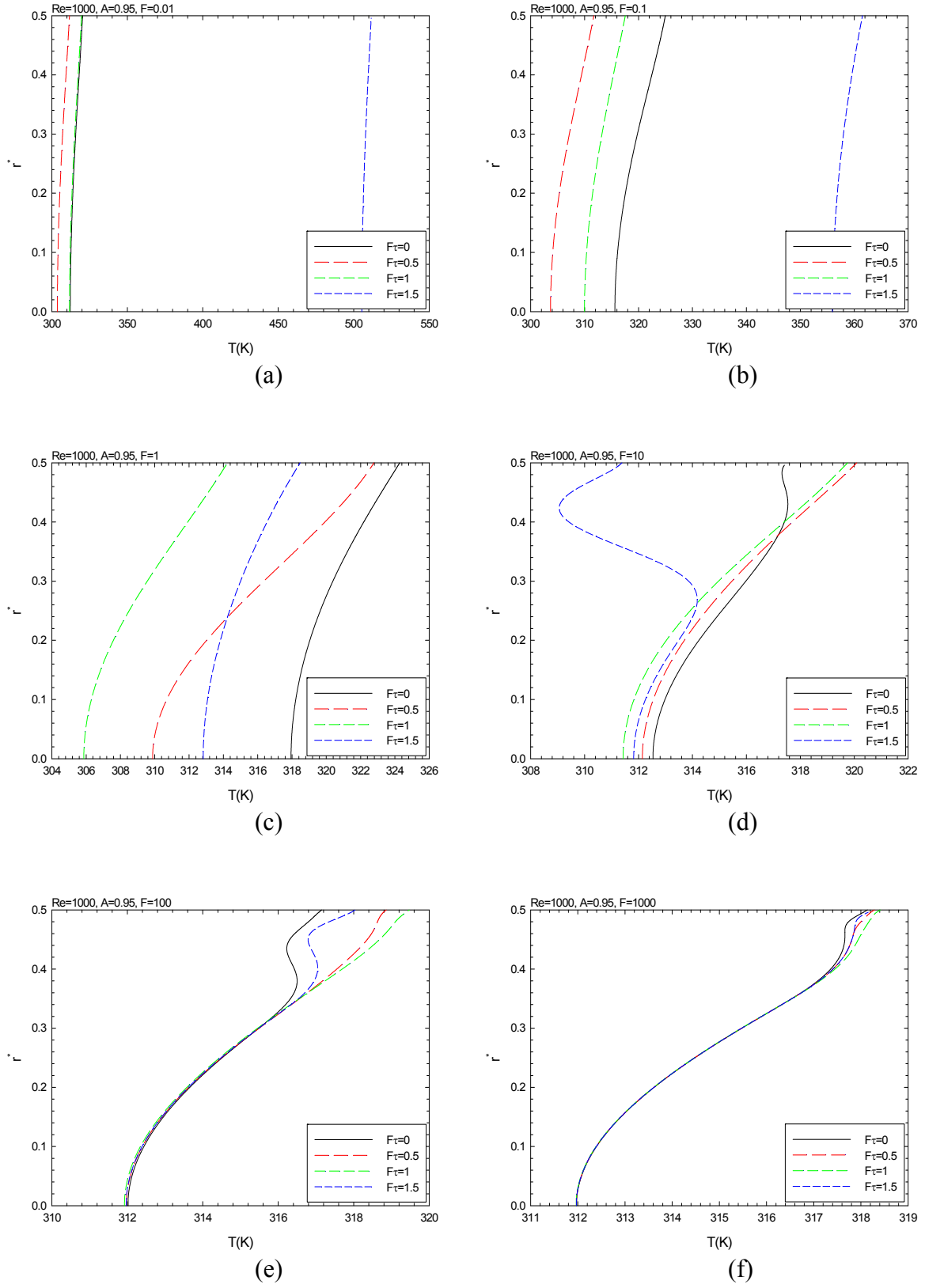
Şekil 4.88, farklı genliklerde bir çevrim için ortalama Nusselt sayısının boyutsuz frekans ile değişimini vermektedir. Görüldüğü gibi frekansın düşük değerleri için ($F \leq 1$), frekansın Nusselt sayısı üzerindeki etkisi önemsizdir. Frekansın büyük değerleri için ise ($F \geq 10$), çevrim ortalama Nusselt sayısı genliğin değişiminden önemli derecede etkilenmekte; artan genlikle birlikte Nusselt artmaktadır. Benzer şekilde genliğin $A=0.5$ ve $A=0.95$ değerlerinde, frekansın büyük değerleri için ($F \geq 10$) artan frekansla birlikte çevrim ortalama Nusselt sayısı artmaktadır.



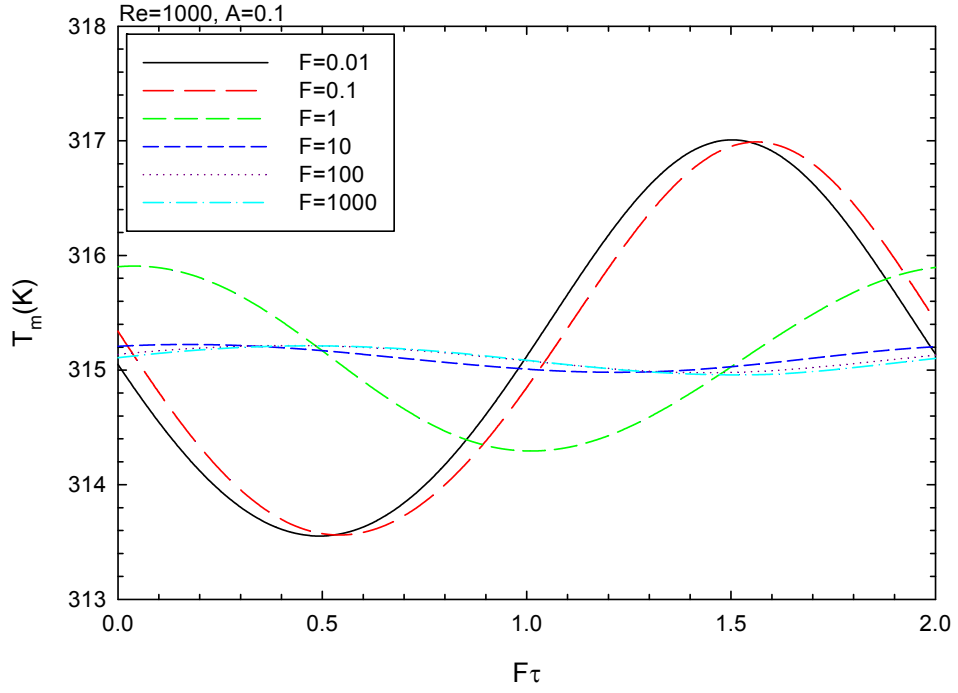
Şekil 4.76. $A=0.1$ için farklı frekans ve faz açılarında sıcaklık profilinin değişimi



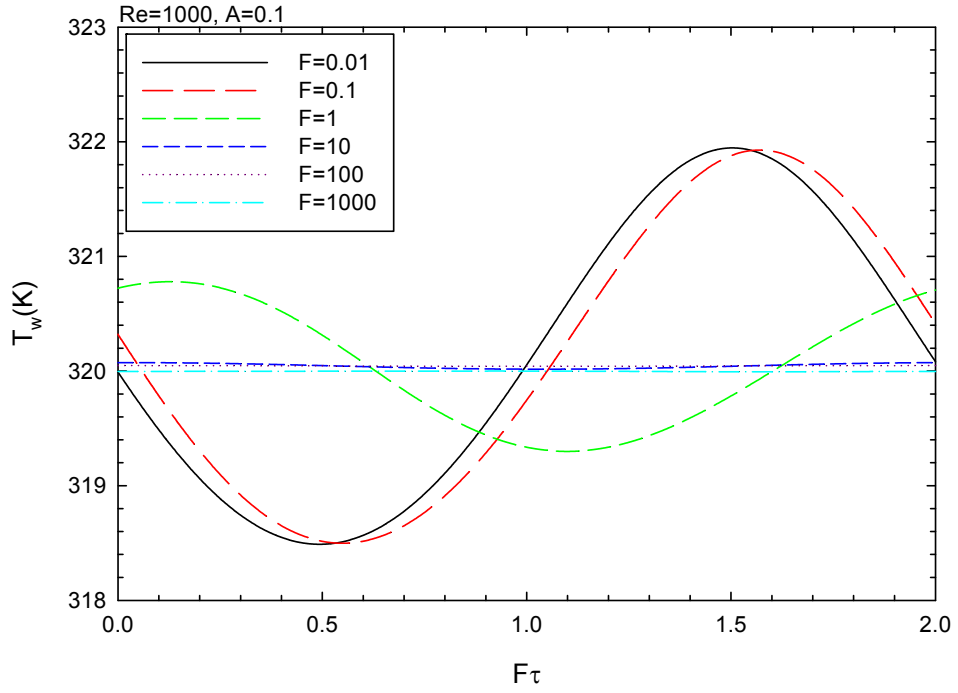
Şekil 4.77. $A=0.5$ için farklı frekans ve faz açılarında sıcaklık profilinin değişimi



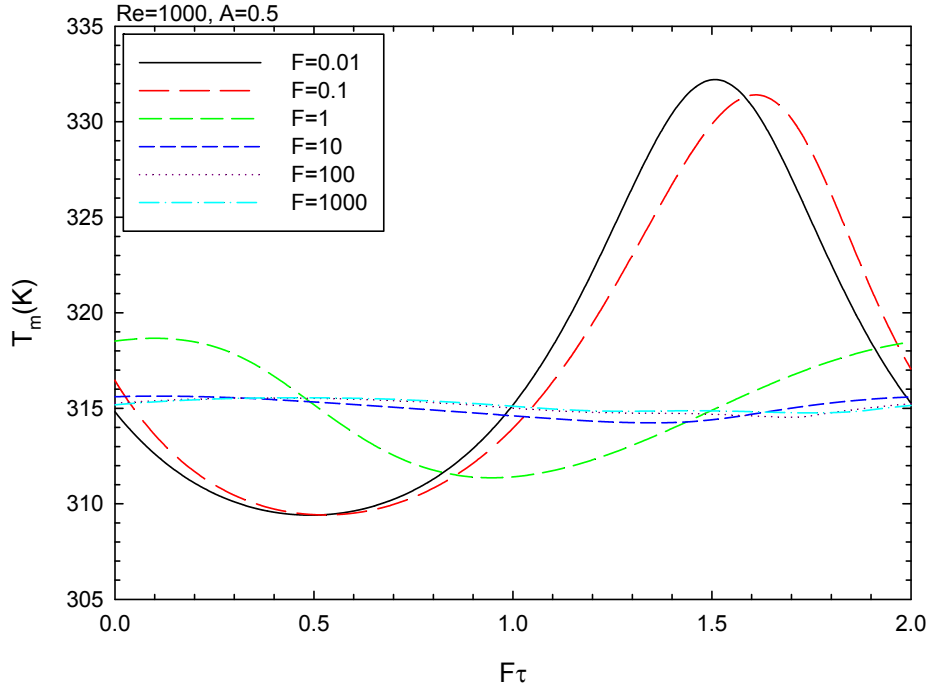
Şekil 4.78. $A=0.95$ için farklı frekans ve faz açılarında sıcaklık profilinin değişimi



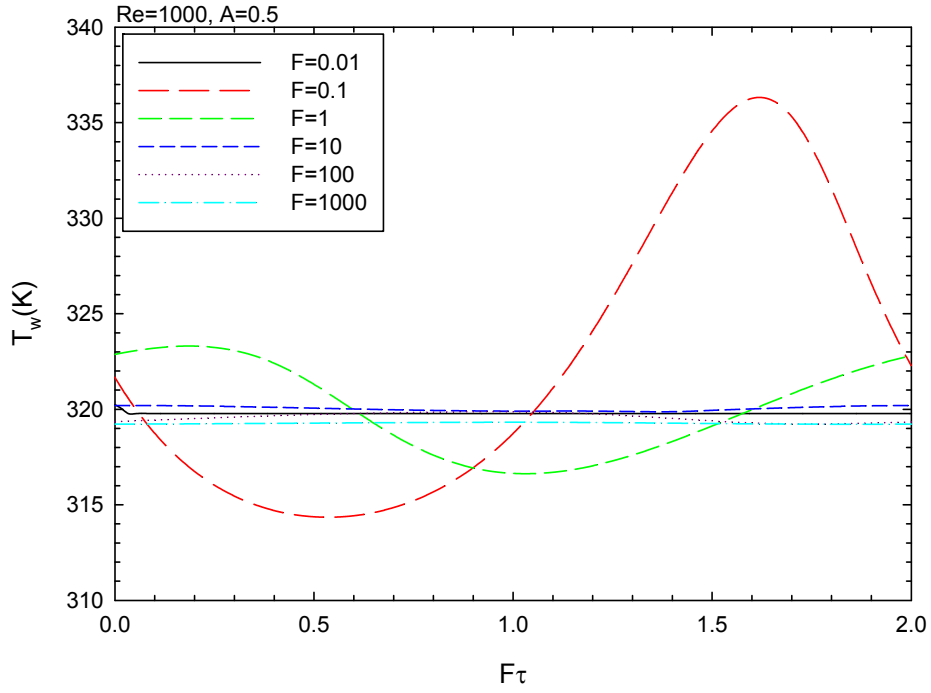
Şekil 4.79. $A=0.1$ için farklı frekanslarda yığın sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi



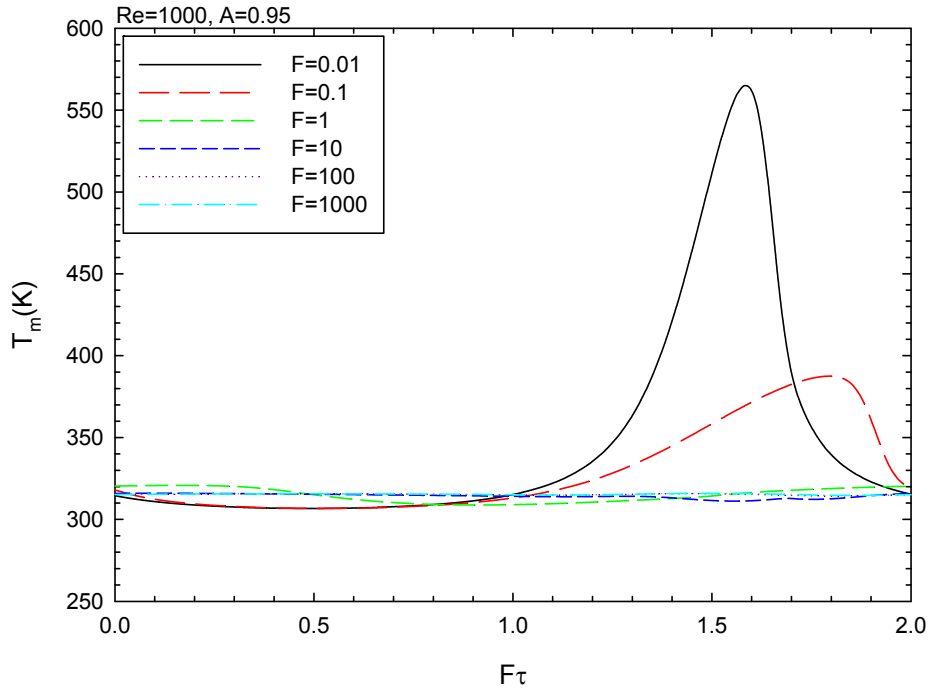
Şekil 4.80. $A=0.1$ için farklı frekanslarda cidar sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi



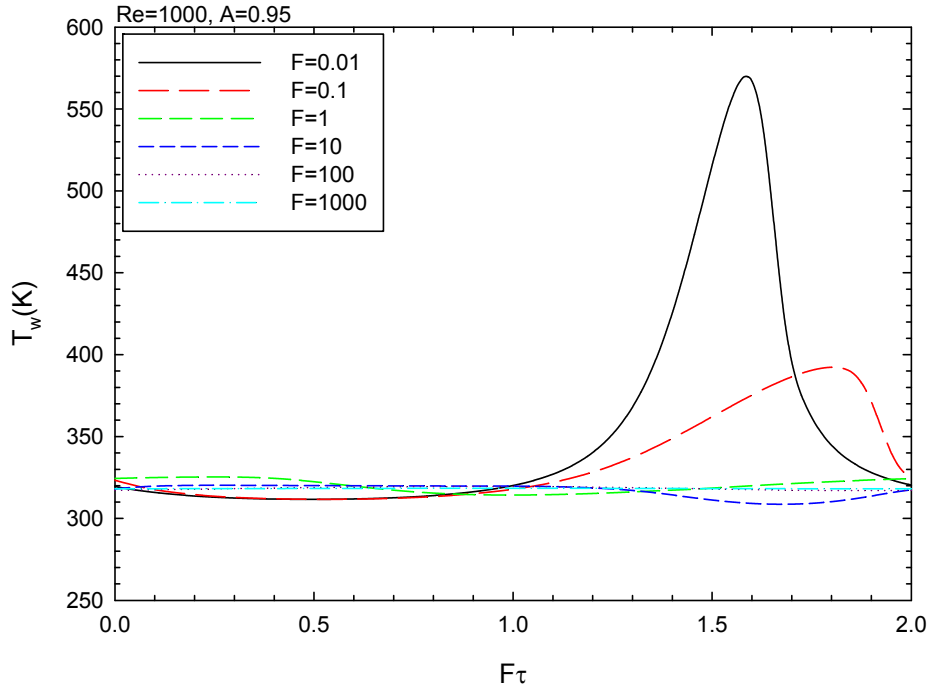
Şekil 4.81. $A=0.5$ için farklı frekanslarda yığın sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi



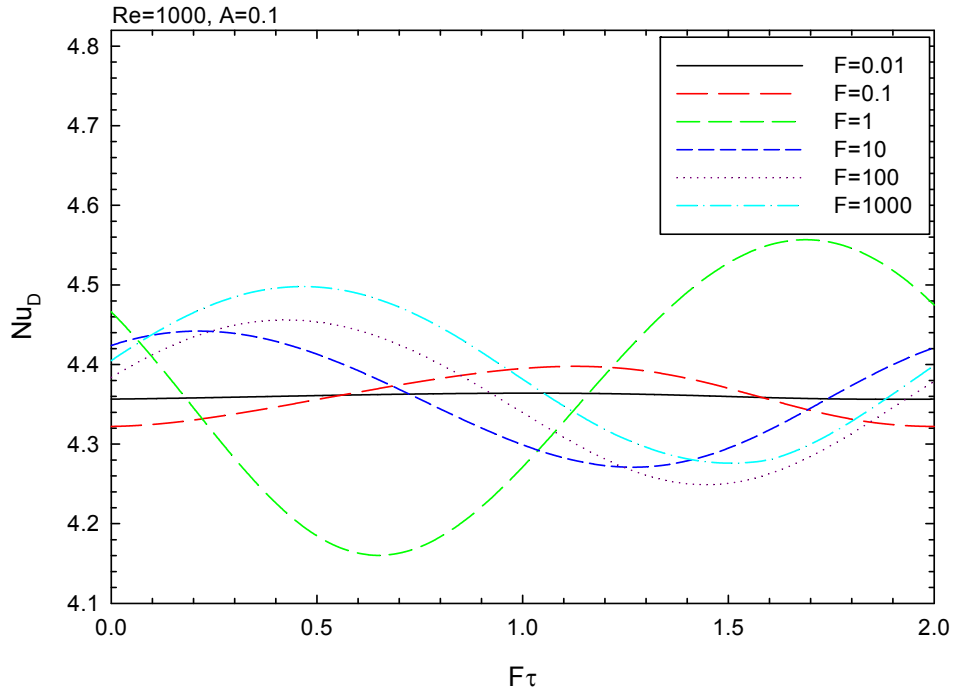
Şekil 4.82. $A=0.5$ için farklı frekanslarda cidar sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi



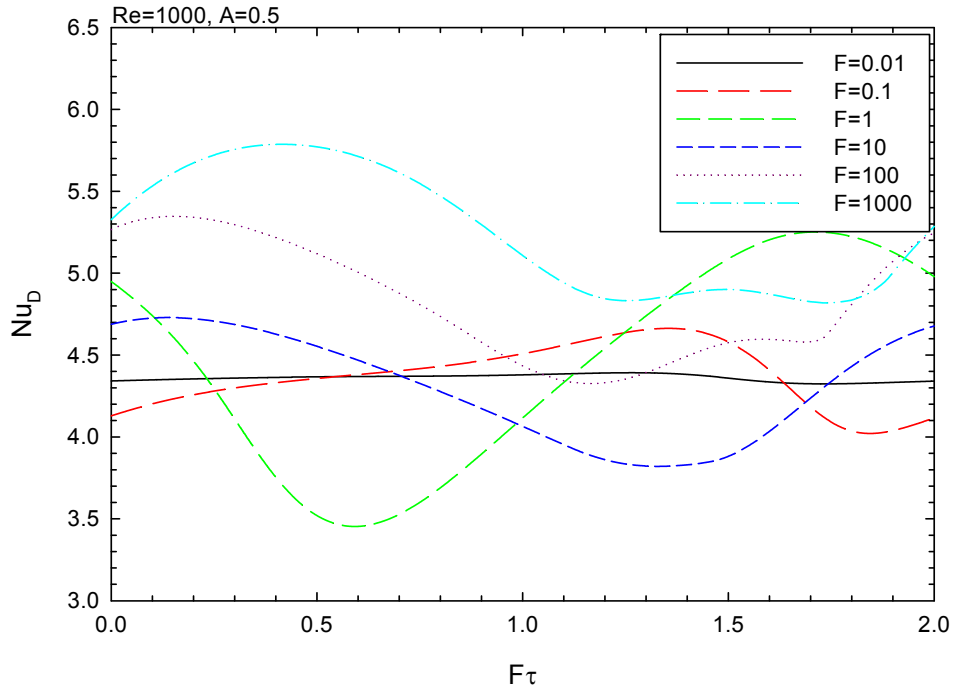
Şekil 4.83. $A=0.95$ için farklı frekanslarda yığın sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi



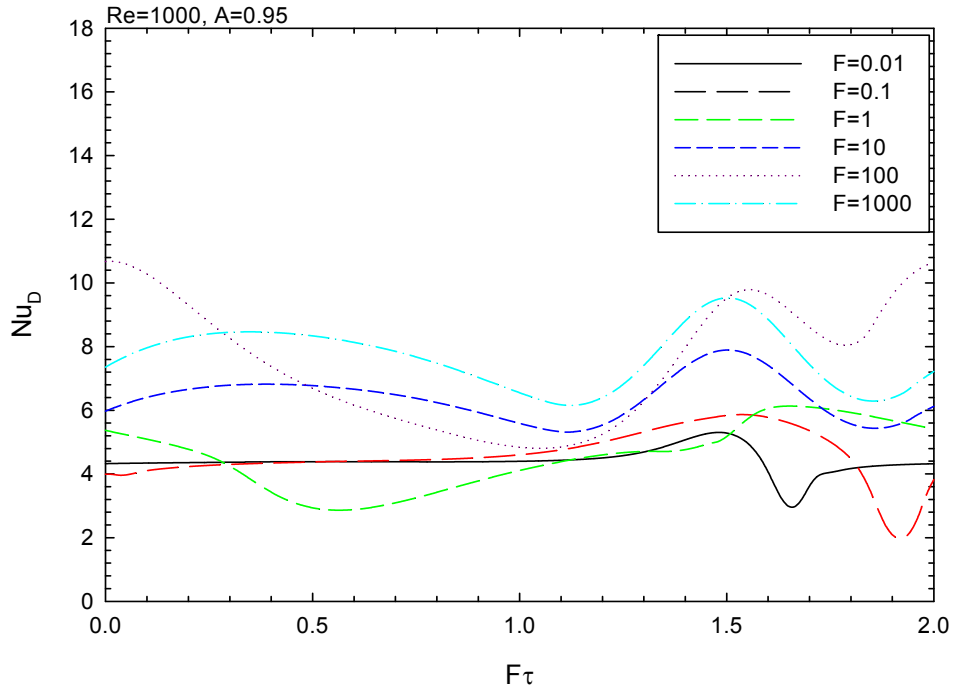
Şekil 4.84. $A=0.95$ için farklı frekanslarda cidar sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi



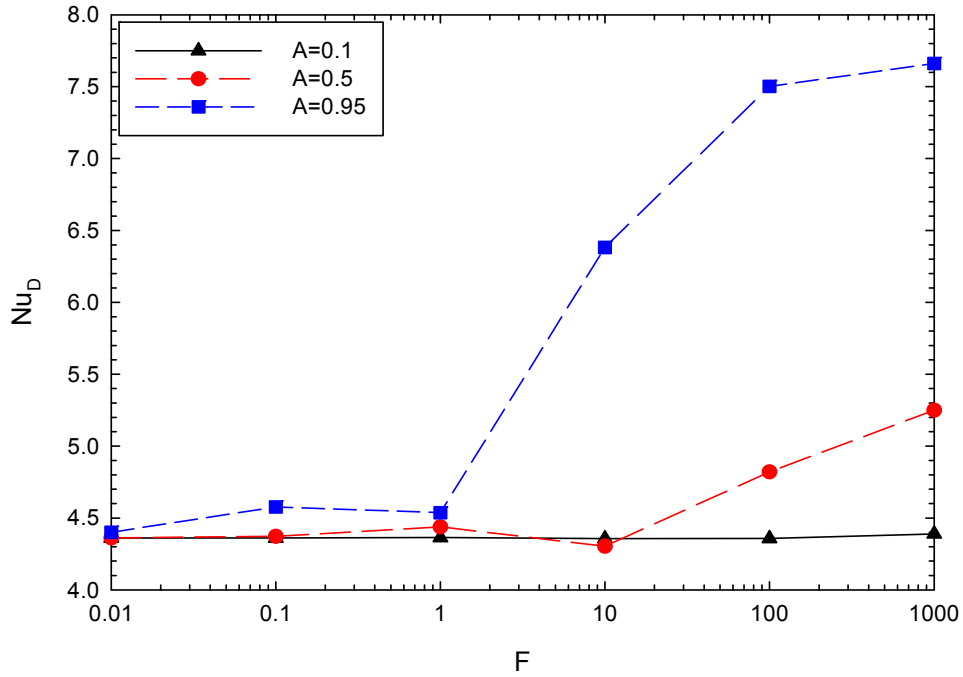
Şekil 4.85. $A=0.1$ için farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi



Şekil 4.86. $A=0.5$ için farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi



Şekil 4.87. $A=0.95$ için farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi



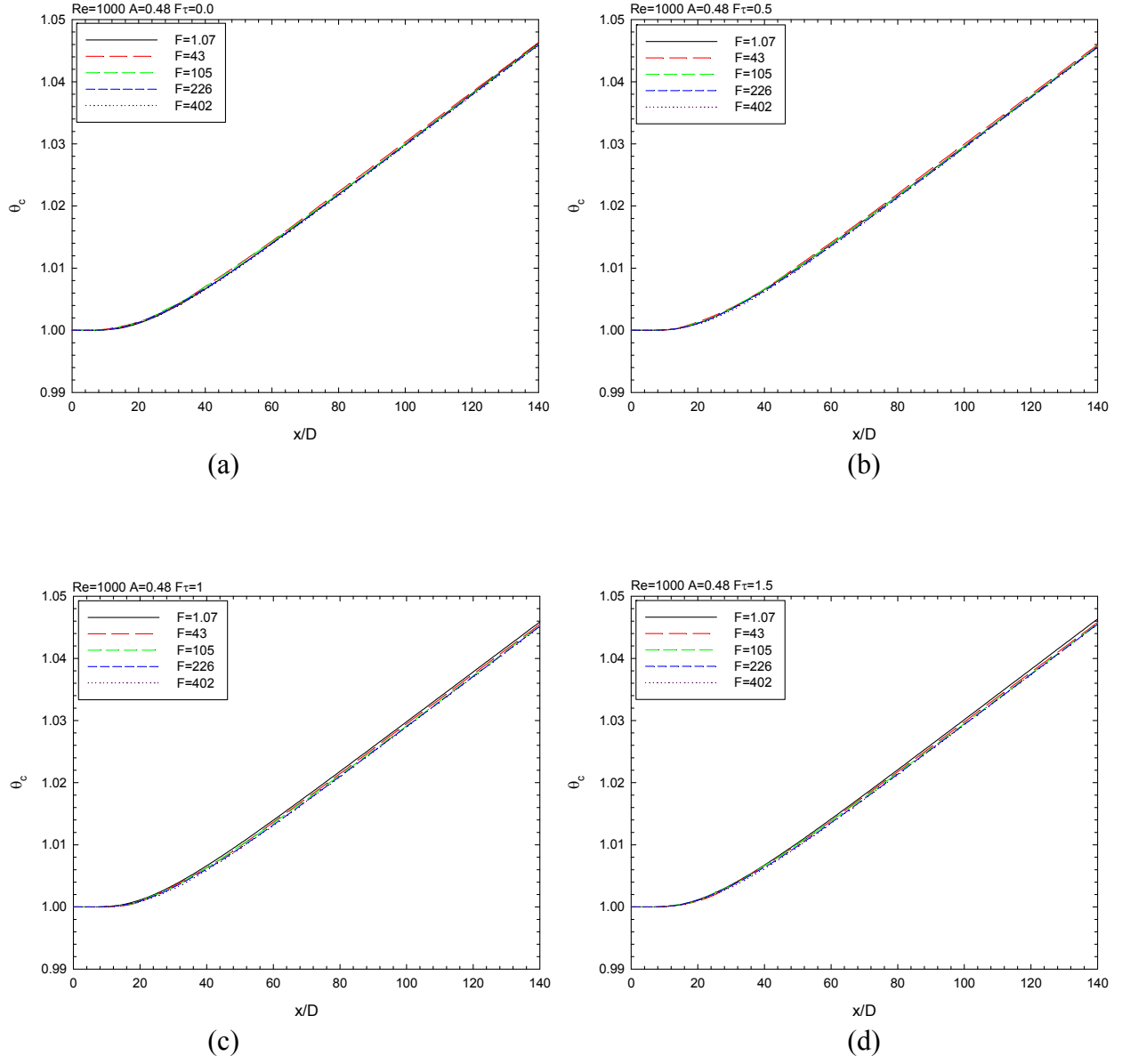
Şekil 4.88. Farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim ortalaması

4.4.2. Piston Kaynaklı Akış

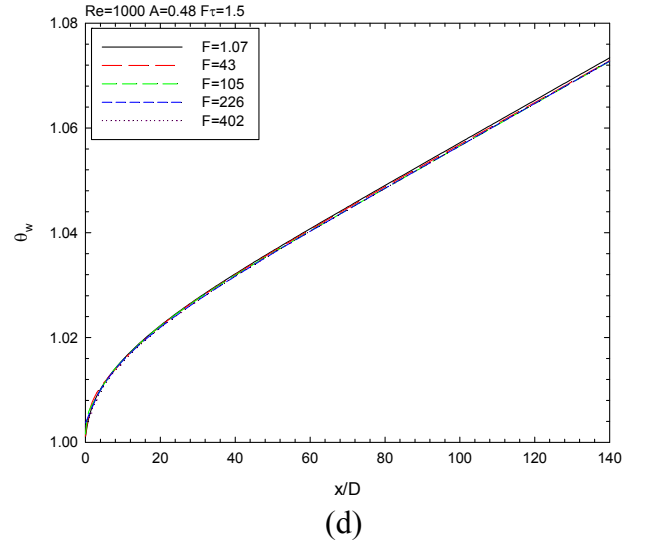
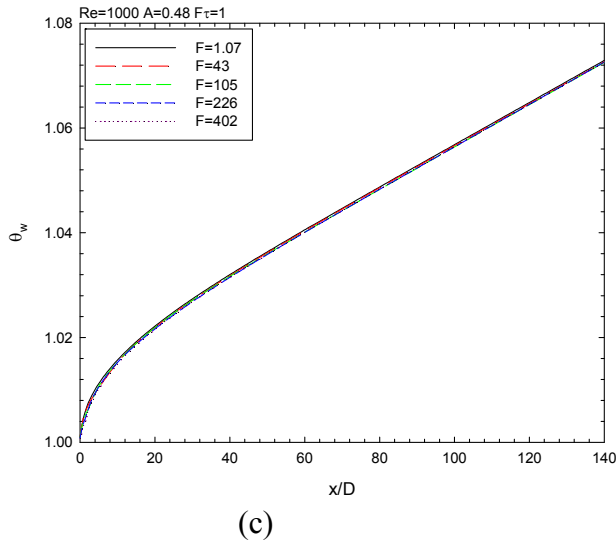
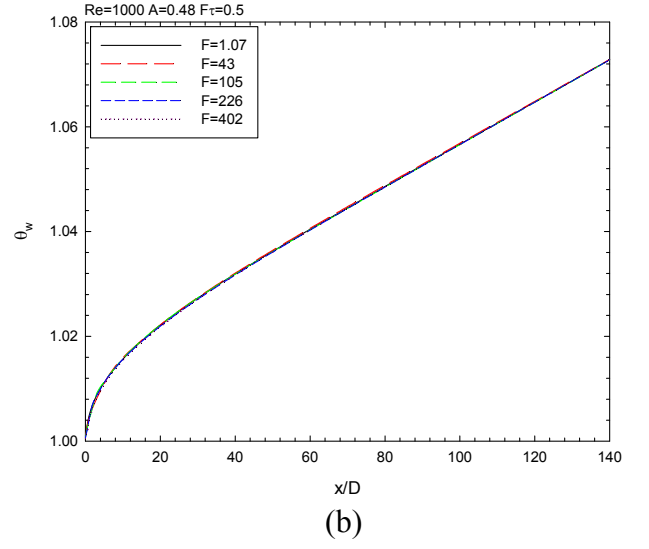
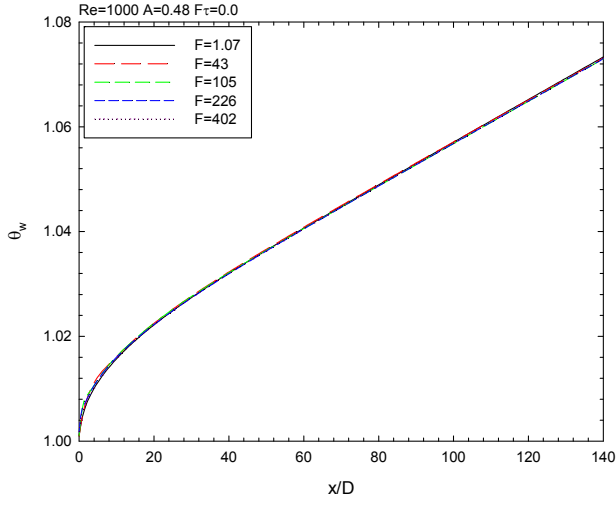
Bu kısımda, piston kaynaklı atımlı giriş akışının ısı transferi üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir.

a. Gelişmekte Olan Akış

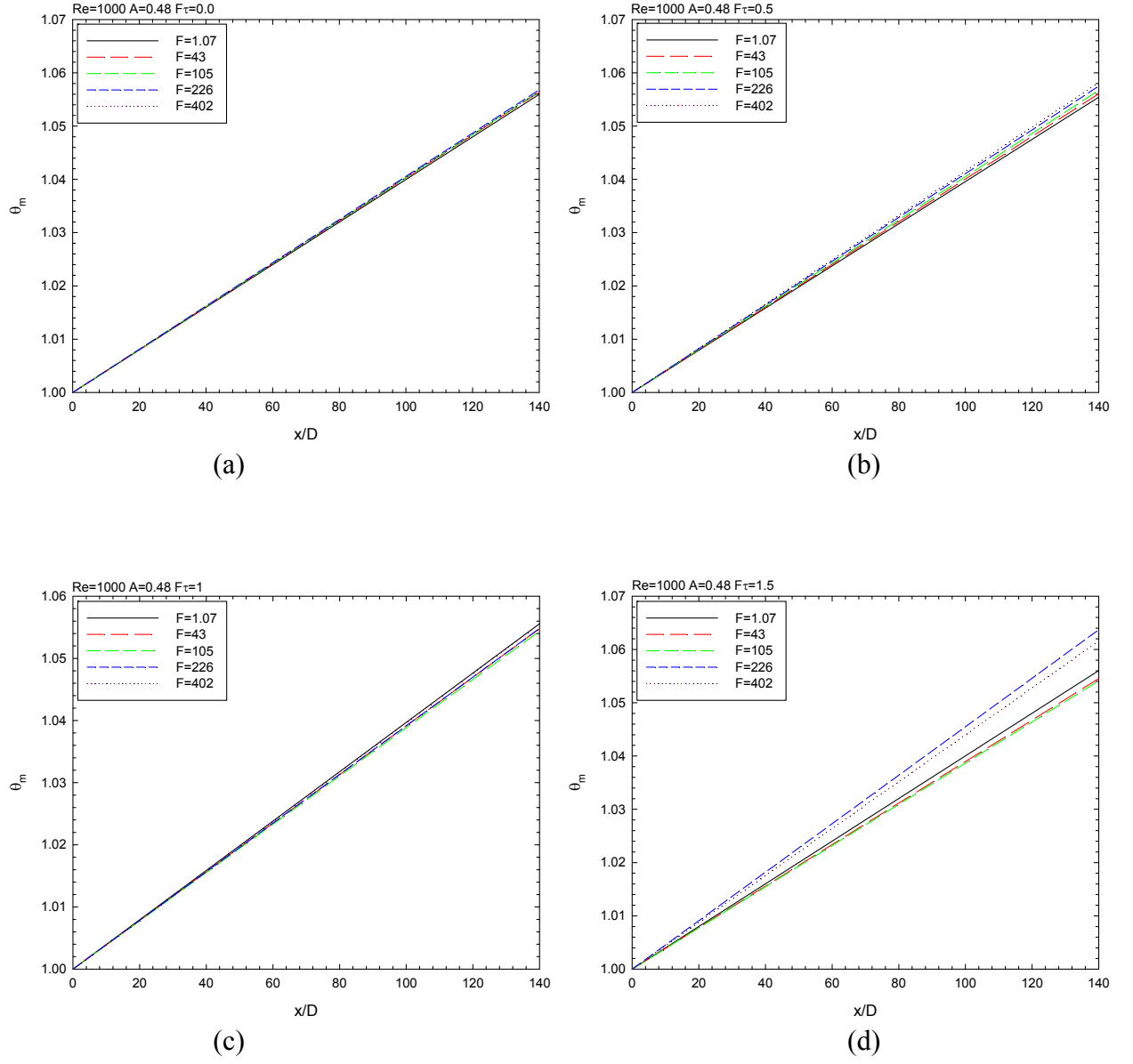
Bu kısımda hidrodinamik olarak tam gelişmiş ve termal olarak gelişmekte olan akış durumu ele alınmıştır. Reynolds sayısının sabit bir değerinde ($Re=1000$), frekansın ve genliğin farklı değerlerinde, öncelikle eksenel yönde merkezdeki ve cidardaki sıcaklıkların ve yığın sıcaklığının değişimi elde edilmiştir. Şekil 4.89-4.91’de, genliğin sabit bir değerinde ($A=0.48$), farklı frekans değerlerinde, sırasıyla, boyutsuz merkez, cidar ve yığın sıcaklığının eksenel yöndeki değişimi farklı faz açılarındaki verilmektedir. Görüldüğü gibi boyutsuz merkez sıcaklığı ve cidar sıcaklığı, çalışılan bu değerler için her bir faz açısında frekansın değişiminde pek etkilenmemektedir. Çalışılan bu genlik değeri için ($A=0.48$), faz açısının merkezi sıcaklık ve cidar sıcaklığı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Benzer şekilde, farklı faz açılarındaki frekansın yığın sıcaklığı üzerindeki etkisi (Şekil 4.91) incelendiğinde, faz açısının $F\tau=1.5$ değeri için frekansın yığın sıcaklığı üzerinde etkili olduğu açık bir şekilde görülmektedir. Şekil 4.92, farklı faz açılarındaki frekansın Nusselt sayısı üzerindeki etkisi en çok faz açısının $F\tau=1.5$ olduğunda görülmektedir. Bu davranış ilgili faz açısında cidara yakın bölgede meydana gelen ters akışın bir sonucudur.



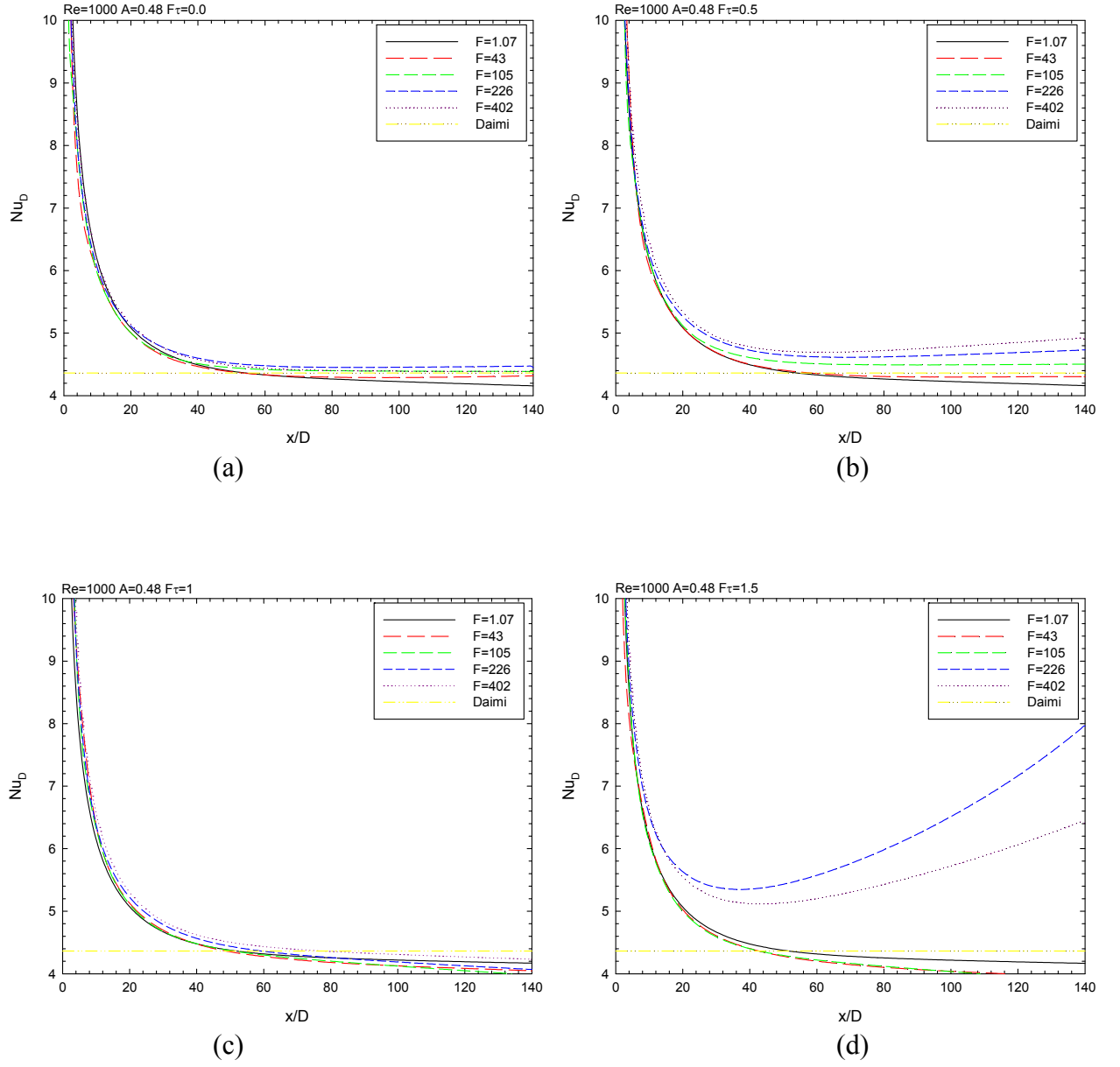
Şekil 4.89. Farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz merkez sıcaklığının aksenal yöndeki değişimi



Şekil 4.90. Farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz cidar sıcaklığının aksenal yöndeki değişimi



Şekil 4.91. Farklı frekans ve faz açılarında boyutsuz yığın sıcaklığının aksel yöndeki değişimi

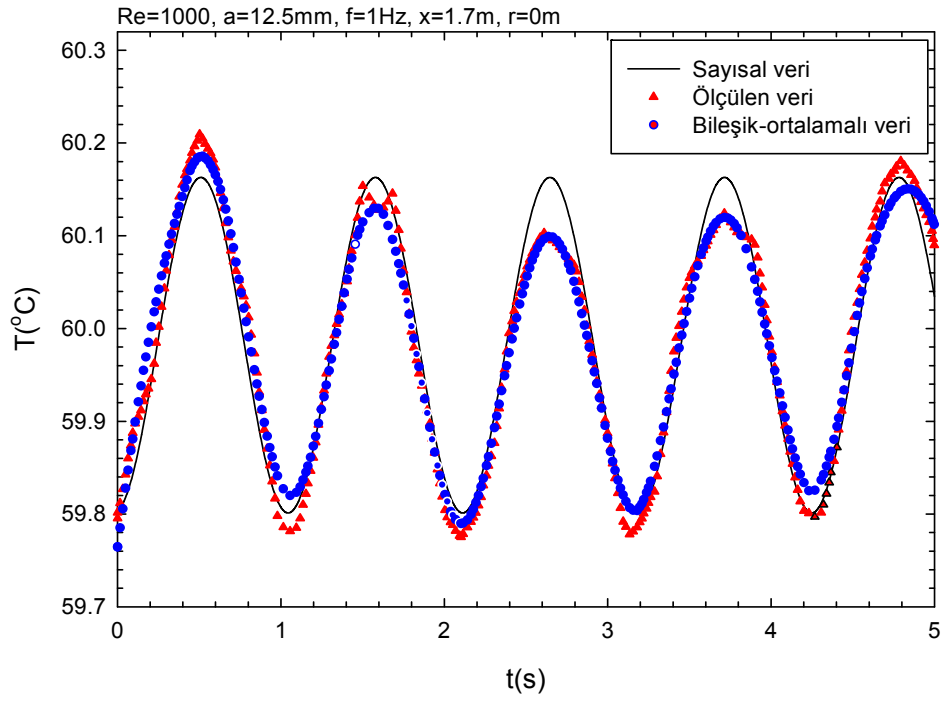


Şekil 4.92. Farklı frekans ve faz açılarında Nusselt sayısının aksel yöndeki değişimi

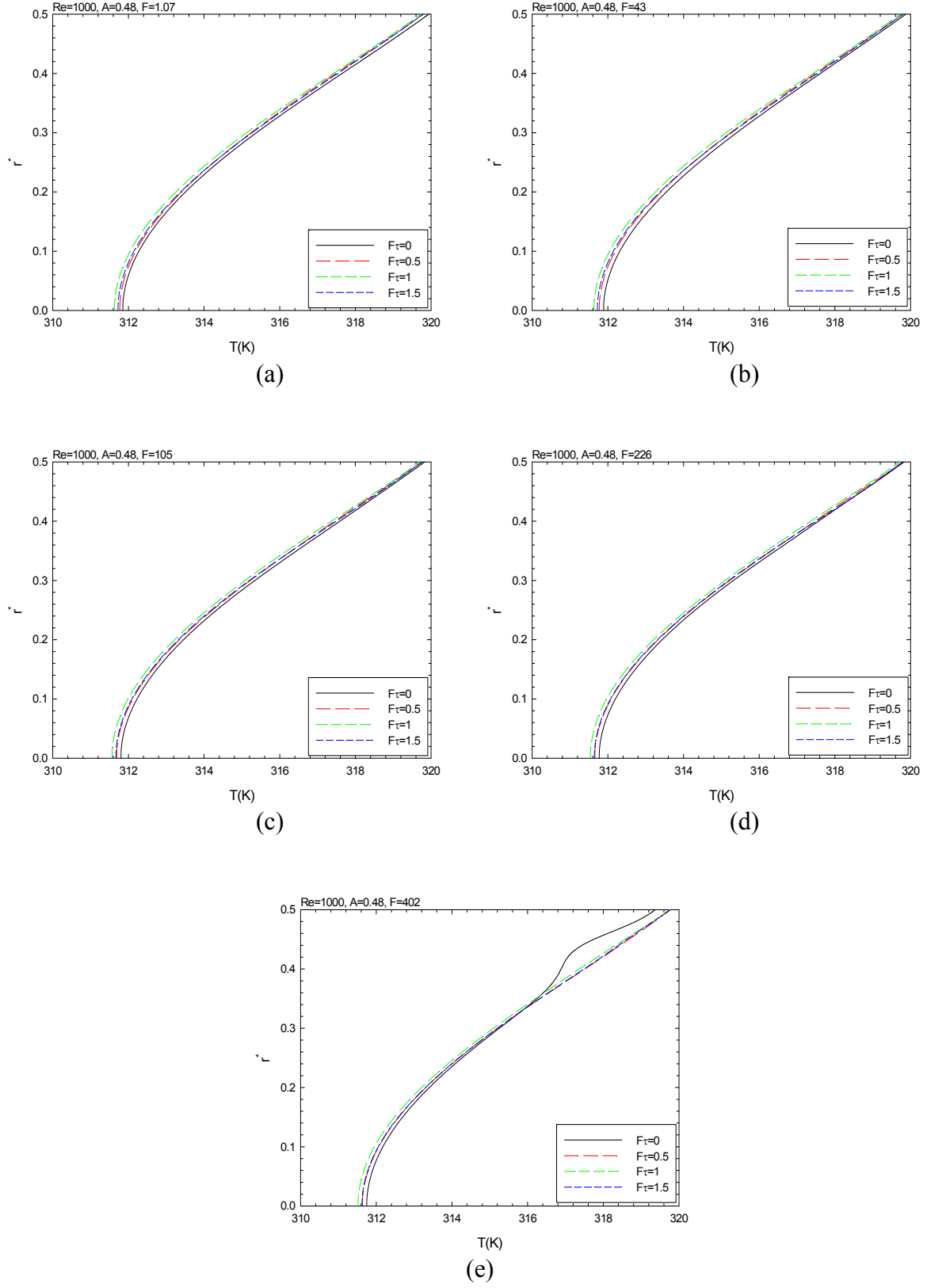
b. Tam Gelişmiş Akış

Bu kısımda ise, piston kaynaklı akış için akışın hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmiş olduğu bölgede kapsamlı sayısal çalışmalar yapılmıştır. Yapılan sayısal çalışmanın doğruluğu deneysel verilerle karşılaştırılarak gösterilmiştir. Aşağıda elde edilen sonuçlar sunulmaktadır.

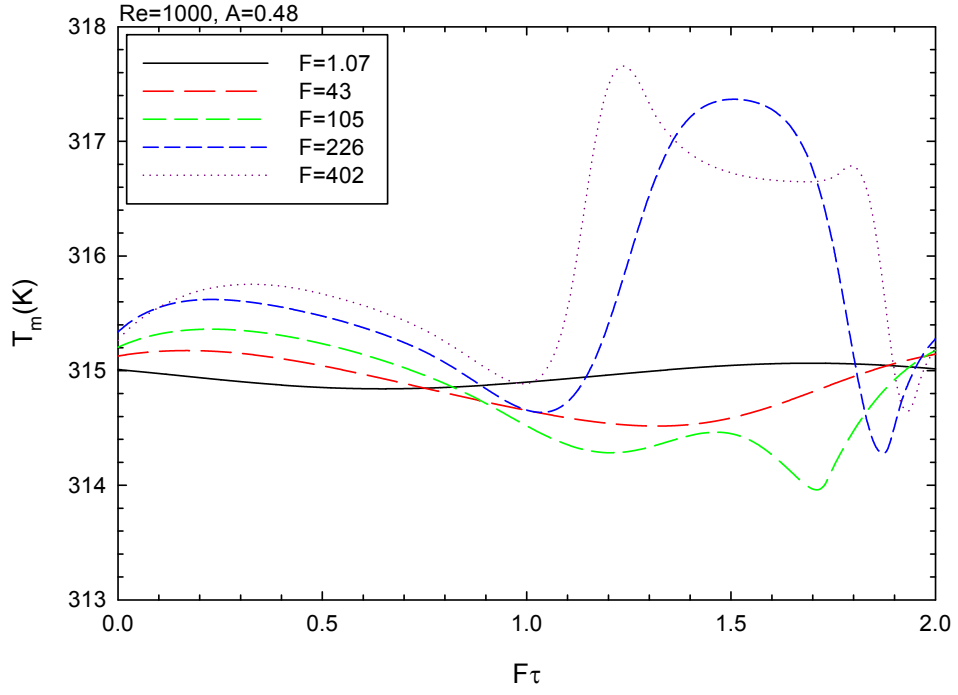
Şekil 4.93'de $Re=1000$, $F=43$ ve $A=0.48$ parametrik değerleri için tam gelişmiş bölgede, boru merkezindeki sıcaklığın faz açısıyla değişimi beş tam çevrim (periyot) için verilmektedir. Görüldüğü gibi, deneysel ve sayısal sonuçlar arasında iyi bir uyum vardır. Öncelikle, yine Reynolds sayısının ve genliğin sabit bir değerinde ($Re=1000$ ve $A=0.48$), çalışılan her bir frekans değeri için ayrı ayrı faz açısının radyal sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi Şekil 4.94'te gösterilmiştir. Çalışılan her bir frekans değerinde faz açısının radyal sıcaklık değişimi üzerindeki etkinin genelde ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmektedir. Şekil 4.95 ve 4.96'da yine Reynolds sayısının ve genliğin sabit değeri için ($Re=1000$ ve $A=0.48$) frekansın, ortalama sıcaklık ve cidar sıcaklığının bir periyot boyunca değişimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Bu değerler kullanılarak elde edilen Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi üzerinde frekansın etkisi Şekil 4.97'da verilmiştir. Görüldüğü gibi frekansın $F=226$ ve 402 değerlerinde $F\tau=1-2$ aralığında (yavaşlamanın son evresi ve hızlanmanın ilk evresi) Nusselt sayısı önemli derecede değişim sergilemektedir. Farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim ortalaması Şekil 4.98'de sunulmuştur. Çalışılan genlik değeri için ($A=0.48$) frekansın $F<100$ değerine kadar Nusselt sayısı frekansın değişiminden etkilenmemektedir. Diğer bir deyişle, daimi akışta tam gelişmiş Nusselt sayısına ($Nu_D=4.3636$) yakın değer almaktadır. Frekansın $F>100$ değerlerinden ise, yüksek değerler aldığı görülmektedir. Bu değerden sonra artan frekansla birlikte Nusselt sayısının arttığı söylenebilir. Nusselt sayısı, hız gradyanının bir fonksiyonu olduğu hatırlanacak olursa, ilgili değişim cidara yakın bölgede meydana gelen ters akış olayı ile açıklanabilir.



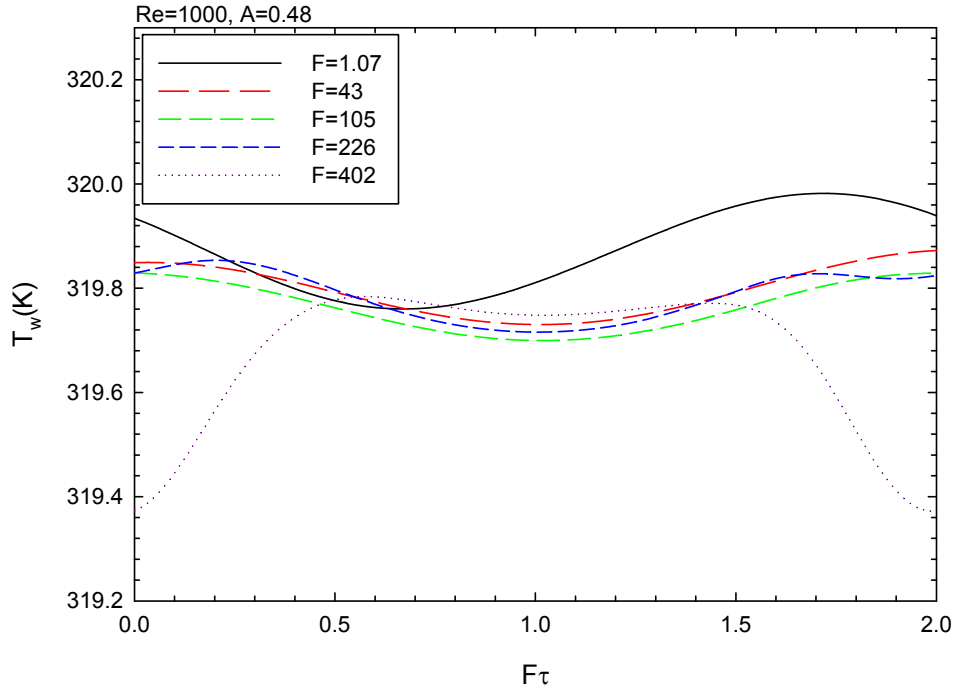
Şekil 4.93. Tam gelişmiş bölgede, boru merkezinde ölçülen sıcaklığın sayısal verilerle karşılaştırılması



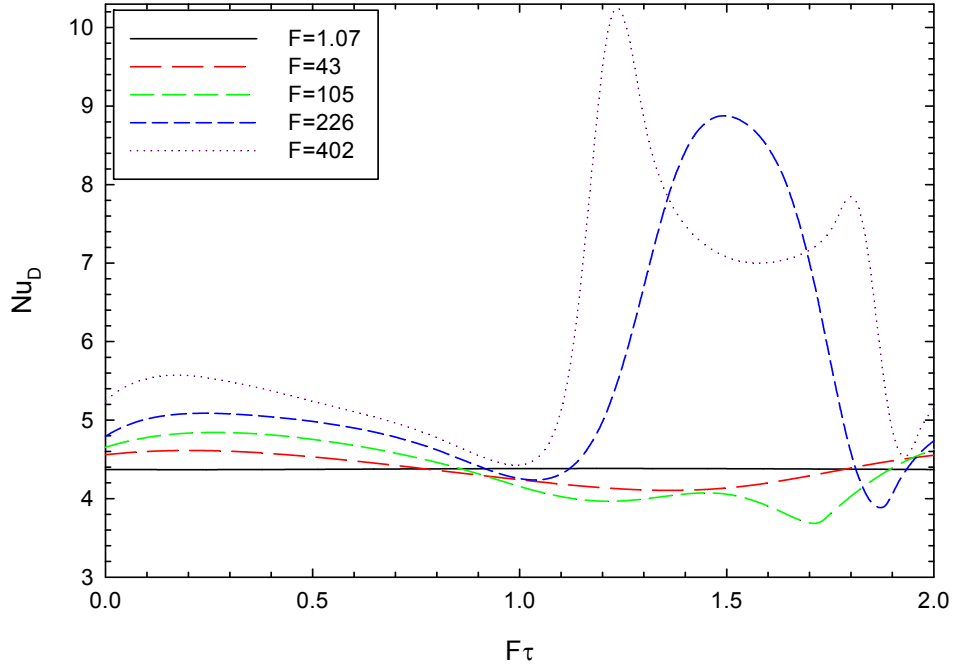
Şekil 4.94. Frekans ve faz açılarında sıcaklık profilinin değişimi



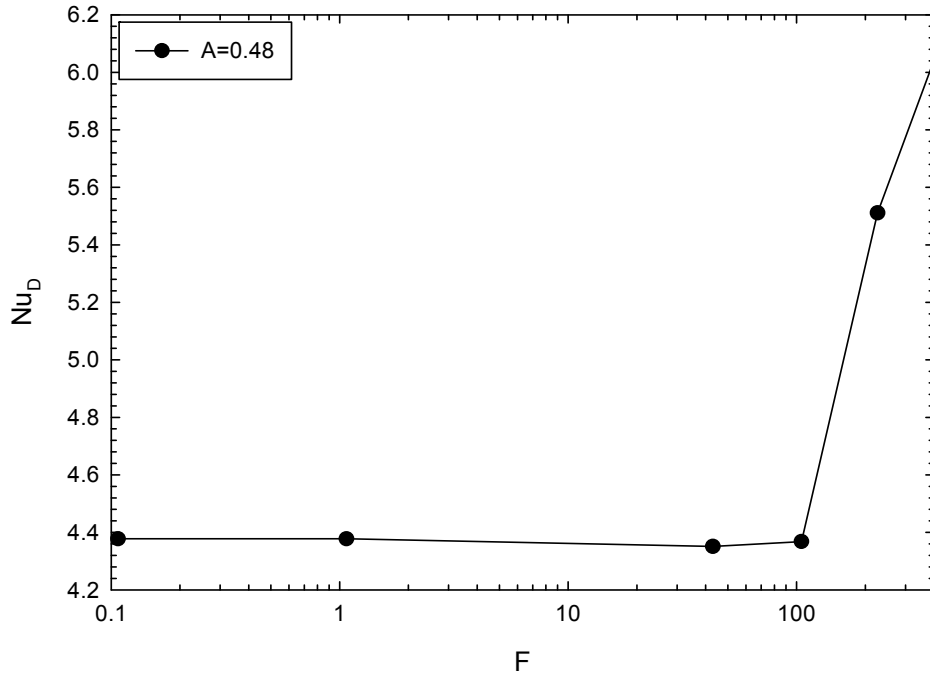
Şekil 4.95. Farklı frekanslarda yığın sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi



Şekil 4.96. Farklı frekanslarda cidar sıcaklığının bir çevrim boyunca değişimi



Şekil 4.97. Farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi



Şekil 4.98. Farklı frekanslarda Nusselt sayısının bir çevrim ortalaması

5. SONUÇLAR

Bu çalışmadan elde edilen ana sonuçlar şu şekilde sıralanabilir:

- Genel olarak deneysel, analitik ve sayısal sonuçlar arasında iyi bir uyum elde edilmiştir.
- Atımlı akışın oluşturulma şekli (basınç kaynaklı veya piston kaynaklı) hidrodinamik ve termal karakteristikleri etkilemektedir.
- Üniform giriş hızına sahip daimi akış durumunda, gelişme uzunluğu için skala analizine dayalı yeni bir ifade geliştirilmiş ve bu ifade literatürle mükemmel bir uyum içerisinde olduğu görülmüştür.
- Gerek basınç kaynaklı akış gerekse piston kaynaklı atımlı akış için frekans değerlerine göre üç farklı akış rejimi tespit edilmiştir. Düşük, orta ve yüksek frekans rejimleridir.
- Düşük frekans bölgesinde boyutsuz genlik oranı bire eşit ve faz kayması yok denecek kadar küçüktür. Bu durum sanki-kalıcı (quasi-steady) olarak da adlandırılmaktadır. Bu durumu ortaya çıkaran temel sebep akışkan ataletidir. Frekansın artması ile birlikte bu etkide daha baskın duruma geçmektedir.
- Boyutsuz frekansın orta değerlerini kapsayan bölgede, genlik oranı ani bir düşüş eğilimi göstermektedir. Benzer şekilde faz kayması ise artmaktadır.
- Boyutsuz frekansın artması ile birlikte akış alanının artık bu hızlı değişime cevap veremediği bir bölge oluşmaktadır. Bu bölge ise yüksek frekans bölgesi olarak adlandırılmaktadır. Faz kaymasının yaklaşık olarak 90° , genlik oranının ise sıfıra ulaştığı bu limit durumdan sonra frekansın artmasıyla artık ne faz kaymasında ne de genlik oranında herhangi bir değişim olmamaktadır.
- Basınç kaynaklı akış için frekans ve genliğin gelişme uzunluğu üzerindeki etkisi ortaya konmuştur. Bu etkinin belirlenmesinde bulunulan faz açısının kritik bir öneme sahip olduğu ve muhakkak dikkate alınması gerektiği belirlenmiştir. Frekans, F 'nin $1 \leq F \leq 10$ aralığındaki değerleri için hidrodinamik gelişme uzunluğu üzerinde önemli bir etkiye sahipken, F 'nin çok yüksek ($F \geq 100$) veya düşük ($F \leq 0.1$) değerleri için etkisinin ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmüştür.

- Ayrıca, F 'in düşük değerleri için ($F \leq 0.1$), genlik etkisinin de önemli olduğu görülmüştür.
- Hidrodinamik inceleme öncelikle üniform giriş hızına sahip daimi akış durumu için gerçekleştirilmiştir. Bu durum için elde edilen sonuçlar (hız dağılımı, sürtünme katsayısı ve benzeri) literatürle mükemmel bir uyum sergilemektedir.
- Genlik oranı, frekansın $1 \leq F \leq 10$ değeri arasında keskin bir değişim, frekansın çok büyük değerleri için ($F \geq 100$) ise ihmal edilebilir bir değişim göstermektedir.
- Basınç kaynaklı akış durumu için hem hidrodinamik olarak gelişmekte hem de hidrodinamik tam gelişmiş akış için kapsamlı analitik ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Her iki durum için de deneysel ve sayısal sonuçlar arasında farklı faz açılarında da testler yapılarak mükemmel bir uyum gözlenmiştir.
- Basınç kaynaklı gelişmekte olan akış için, frekansın çok düşük değerlerinde ($F \leq 0.1$) ve çok yüksek değerlerinde ($F \geq 100$) frekansın merkezdeki hız üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Frekansın $0.1 \leq F \leq 10$ aralığındaki değerlerinde ise beklenildiği gibi frekans ortalama hız üzerinde önemli bir etkiye sahip olup; bu etki faz açısının değişimine göre değişmektedir. Hızlanma bölgesinde, pozitif ivmelenme ile birlikte u_c artarken, yavaşlama bölgesinde yavaşlama ile birlikte azalmaktadır.
- Basınç kaynaklı hidrodinamik olarak gelişmekte olan atımlı akış için, artan frekans ile birlikte sürtünme katsayısının arttığı görülmüştür. Bu artış, hızlanma veya yavaşlama durumlarına göre bulunulan faz açısına bağlı olarak pozitif veya negatif yönde gerçekleşmektedir.
- Basınç kaynaklı hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış için, çok düşük ($F \leq 0.1$) ve çok yüksek değerlerinde ($F \geq 100$), frekansın boyutsuz merkezi hız üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Artan genlikle birlikte, boyutsuz hızın maksimum ve minimum değerleri artmaktadır.
- Basınç kaynaklı hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış için, genliğin $A=0.5$ ve 0.95 değerlerinde, yüksek frekanslarda ters akış bölgeleri ortaya çıkmaktadır.
- Basınç kaynaklı hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış için, artan frekansla birlikte sürtünme katsayısının değişim genliği artmaktadır. F 'nin yüksek değerlerinde ($F \geq 10$), C_f 'nin maksimum ve minimum değerlerinde artan frekansla birlikte önemli değişim görülmektedir.

- Piston kaynaklı atımlı akış için deneysel, analitik ve sayısal sonuçlar arasında mükemmel bir uyum gözlemlenmiştir.
- Piston kaynaklı hidrodinamik olarak gelişmekte olan atımlı akış için, frekansın merkezi hız üzerindeki etkisi faz açısıyla değişmektedir. Merkezi hız, artan frekansla birlikte $F\tau=0$ için azalırken, $F\tau=0.5$ için artmaktadır. $F\tau=1$ için ise artan frekansla birlikte önce artmakta ($F=1.07$ ve 105), sonra azalmaktadır ($F=226$ ve 402).
- Piston kaynaklı atımlı akış durumu için de benzer şekilde frekansın artan değerlerinde halkasal etki ortaya çıkmaktadır.
- Piston kaynaklı atımlı akış için bütün faz açılarında artan frekansla birlikte sürtünme katsayısı artmaktadır.
- Piston kaynaklı hidrodinamik olarak tam gelişmiş atımlı akış için frekansın çok düşük değerlerinde ($F=1.07$) frekansın radyal hız dağılımı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Frekansın $F=105$, 226 ve 402 değerlerinde boru cidarı yakınında ters akış bölgelerinin oluşumu belirgin bir hal almaktadır. Yine bu frekans değerlerinde ters akış bölgesinin cidardan uzak bir mesafede oluşumu gözlenmektedir.
- Düşük frekanslarda ($F=0.01$ ve $F=1$) eksenel basınç gradyanı genliği neredeyse uygulanan kütleli debi genliği ile eşittir. Ayrıca faz farkı da hemen hemen yok gibidir. Ancak frekansın artması ile birlikte, kütleli debi ile eksenel basınç gradyanı arasındaki faz farkı ve eksenel basınç gradyanı genliği artmaktadır. Bu duruma sebep olarak akışkanın ataletini gösterebiliriz. Akışkan her bir çevrimde en büyük değere ulaşması için hızlanması gerekmektedir. Atım frekansının artmasıyla bu etki daha da yoğunlaşmaktadır.
- Yüksek frekanslarda, debi veya hız ile basınç arasında 90° 'lik bir faz kayması oluşmaktadır.
- Debi veya hız ile sürtünme faktörü arasında 45° 'lik bir faz kayması oluşmaktadır.
- Basınç kaynaklı atımlı akışta gelişmekte olan akış için genliğin düşük değerlerinde ($A=0.1$), her bir faz açısı için frekansın Nusselt sayısının eksenel değişimi üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Genliğin daha yüksek değerlerinde ise ($A=0.5$ ve $A=0.95$), Nusselt sayısının eksenel değişimi için ilginç davranışlar gözlenmektedir.

- Basınç kaynaklı atımlı akışta tam olarak gelişmiş akış için frekansın düşük değerleri için ($F \leq 1$), frekansın Nusselt sayısı üzerindeki etkisi önemsizdir. Frekansın büyük değerleri için ise ($F \geq 10$), çevrim ortalama Nusselt sayısı genliğin değişiminden önemli derecede etkilenmekte; artan genlikle birlikte Nusselt artmaktadır.
- Piston kaynaklı atımlı akışta gelişmekte olan akış durumu için faz açısının $F\tau=1.5$ değerinde frekansın yığın sıcaklığı ve Nusselt sayısı üzerinde etkili olduğu görülmüştür.
- Nusselt sayısının frekansla değişimi incelenmiştir. Yapılan çalışmada frekans arttıkça ısı geçişinin de arttığı gözlenmiştir. Atımlı akışla frekans ve genlik değiştirilerek kontrollü ısı geçişi sağlamak mümkündür.

6. ÖNERİLER

Yapılan çalışmalar ışığında bu konuda yapılabilecek diğer çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

- Bu çalışma, laminar akış için yapılmıştır. Benzer parametreler türbülanslı durum içinde çalışılabilir.
- Bu çalışmada silindirik bir boru içerisindeki akış incelenmiştir. Benzer şekilde paralel iki levha arasında akış ve halka aralığındaki akış için benzer çalışmalar yapılabilir.
- Bu çalışmada giriş akışı sinüzoidal bir hız profili çalışılmıştır. Benzer şekilde üçgen, kare ve testere dalga giriş profillerinin etkisi incelenebilir.
- Son yıllarda yoğun araştırma ilgisinin olduğu mikro kanallarda akış ve ısı geçişi atımlı giriş akışı koşulu için farklı mikro-geometrilere incelenebilir.
- Benzer şekilde, yine son yıllarda yoğun araştırma ilgisinin konularından biride nano-akışlardır. Nano-akışların farklı geometrilere atımlı akışı ilginç bir araştırma konusu olabilir.
- Atımlı akışların ortaya çıktığı biyolojik akışlar gibi bazı uygulama alanlarında akışkanlar Newtonumsu değildir. Bu nedenle Newtonumsu olmayan akışkanlar için atımlı akış ve ısı geçişi çalışılması önemlidir.
- Özellikle değişimin daha belirgin olduğu frekans aralıkları için daha kapsamlı çalışmalara ihtiyaç vardır.

7. KAYNAKLAR

- Akansu, Y., E., 2004. Ardışık Olarak Yerleştirilen Farklı Geometrilere Sahip Küt Cisimlerin Aerodinamik Karakteristiklerinin İncelenmesi, Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Akdağ, Ü., 2005. Hareketli Sıvı Kolonunda Isı Geçişinin İncelenmesi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Akhavan, R., Kamm R., D., ve Shapiro, A., H., 1991. An investigation of transition to turbulence in bounded oscillatory Stokes flows Part 1. Experiments, J. Fluid Mech., 255, 395-422.
- Akhavan, R., Kamm R., D., ve Shapiro, A., H., 1991. An investigation of transition to turbulence in bounded oscillatory Stokes flows Part 2. Numerical simulations, J. Fluid Mech., 255, 423-444.
- Al-Haddad, A. ve Al-Binally, N., 1989. Prediction of Heat Transfer Coefficient in Pulsating Flow, Int. J. Heat Fluid Flow, 10, 2, 131-133.
- Andre, P., Creff, R. ve Crabol, J., 1981. Etude Des Conditions Particulières De Fréquence Favorisant Les Transferts Thermiques En Ecoulements Pulses En Canalisation Cylindrique, Int. J. Heat Mass Transfer, 24, 7, 1211-1219.
- Anilola, L., Koppel, T. ve Lahdeniemi, M., 1999. Heat Transfer in the Thermally Developing Region for Pulsating tube flow, Proc. Estonian Acad. Sci. Engng, 5, 1, 41-52.
- Aron, A., Thomas, M. ve Narayanan, R., 2002. The Use of Pulsatile Flow to Separate Species. Ann New York Acad. Sci., 974, 42-56.
- Arpacı, V., S., 1997. Microscales of Turbulence- Heat and Mass Transfer Correlations, Gordon and Breach Sci. Pub., Amsterdam.
- Arpacı, V., S. ve Larsen, P., S., 1984. Convection Heat Transfer, Prentice Hall, New Jersey.
- Arslan, N., Loth, F., Bertram, C., D. ve Bassiouny, H., S., 2005. Transitional Flow Field Characterization Inside an Arteriovenous Graft-to-vein Anastomosis Under Pulsatile Flow Conditions, European Journal of Mechanics B: Fluids, 24, 3, 353-365.
- Atabek, H., B. ve Chang, C., C., 1961. Oscillatory Flows near the Entry of a Circular Tube, Zamp Angew. Math. Phys., 12, 185-201.

- Atabek, H., B., Chang, C., C. ve Fingerson, L., M., 1964. Measurement of Laminar Oscillatory Flow in the Inlet Length of a Circular Tube, Physics Medicine Biology, 9, 219-227.
- Atkinson, B. ve Goldstein, S., 1938. Unpublished work described in Modern Developments in Fluid Dynamics, Oxford University Press, Oxford, 304.
- Atkinson, B., Kemblowski, Z. ve Smith, J., 1967. Measurements of Velocity Profile in Developing Liquid Flows, AIChE Journal, 13, 17-20.
- Atkinson, B., Brocklebank, M., Card, C. ve Smith, J., 1969. Low Reynolds Number Developing Flows, AIChE Journal, 15, 548-553.
- Avcı, M., 2008. Mikrokanallarda Akış ve Isı Transferi, Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Baird, M., H., I., Round, G., F. ve Cardenas, J., N., 1971. Friction Factors in Pulsed Turbulent Flow, Can. J. Chem. Eng., 49, 220-223.
- Balaras, E., Parvinian, B. ve Kiger, K., 2005. A Numerical and Experimental Investigation of Transitional Pulsatile Flow in a Stenosed Channel, J Biomechanical Eng., 7, 127, 1158-1169.
- Balashazy, I., Hofmann, W. ve Heistracher, T., 1999. Computation of local enhancement factors for the quantification of particle deposition patterns in airway bifurcations, J. Aerosol Sci., 30, 2, 185-203.
- Banerjee, M., K., Ganguly, R. ve Datta, A., 2012. Effect of Pulsatile Flow Waveform and Womersley Number on the Flow in Stenosed Arterial Geometry, ISRN Biomathematics, 1-17.
- Barker, A., R. ve Williams, J., E., F., 2000. Transient Measurements of the Heat Transfer in Unsteady Turbulent Pipe Flow Int. J. Heat Mass Transfer, 43, 3197-3207.
- Barnett, D., O. ve Vachon, R., I., 1970. An Analysis of Convective Heat Transfer for Pulsating Flow in a Tube, Proc. 4., Int. Heat Transfer Conference, Paris, Mayıs, Bildiri Kitabı: 1-11.
- Berger, S., A. ve Jou, L., D., 2000. Flows in Stenotic Vessels, Annu. Rev. Fluid Mechanics, 32, 347-382.
- Base, T., E., Campbell, M., R. ve Hobbs, J., 1995. The Effects of a Pulsating Flow on the Forced Convection Heat Transfer inside a Circular Heated Tube, Proc. 15th Canadian Congress of Applied Mechanics, CANCAM, Mayıs, Victoria, Bildiri Kitabı 2: 612-613.
- Bejan, A., 1984. Convection Heat Transfer, John Wiley&Sons Inc., New York.

- Berattlis, N., Balaras, E. ve Parvinian, B., 2005. A Numerical and Experimental Investigation of Transitional Pulsatile Flow in a Stenosed Channel, J. Biomechanical Eng., 127, 7, 1147-1157.
- Beronov, K., N. ve Durst, F., 2005. Numerical simulations of pulsating flow in intracranial blood vessels with aneurysms using Lattice Boltzmann methods, Z. Med. Phys., 15, 257-64.
- Boger, D., 1982. Circular Entry Flows of Inelastic and Viscoelastic Fluids, Advances in Transport Processes, 2, 43-104.
- Bogert, L., W. ve Lieshout, J., J., V., 2005. Non-Invasive Pulsatile Arterial Pressure and Stroke Volume Changes from the Human Finger, Exp. Physiol., 90, 4, 437-46.
- Brown, F., T., Margolis, D., L. ve Shah, R., P., 1969. Small Amplitude Frequency Behavior of Fluid Lines with Turbulent Flow, J. Basic Eng. T. ASME, 91, 4, 678-693.
- Carlander, C. ve Delsing, J., 2000. Installation Effects on an Ultrasonic Flow Meter with Implications for Self Diagnostics, Flow Measurement and Inst., 11, 2, 109-122.
- Caro, C.G., Pedley, T.J., Schroter, R.C. ve Seed, W.A., 1978. The Mechanics of the Circulation, Oxford University Press, Oxford.
- Carpinlioglu, M., O. ve Gundogdu, M., Y., 2001. A Critical Review on Pulsatile Pipe Flow Studies Directing Towards Future Research Topics, Flow Measurement and Inst., 12, 163-174.
- Çengel, Y., A. ve Cimbala, J., M., 2008. Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel, İstanbul.
- Chan, W., K., Lee, S., L. ve Liu, C., Y., 2001. Effect of Frequency and Amplitude of Oscillation on Low Reynolds Number Pulsating Flow in a Circular Pipe, Engineering Computation, 19, 1, 119-132.
- Chapra, S., C. ve Canale, R., P., 2005, Numerical Methods for Engineers, McGraw-Hill, New York Science/Engineering, 517-519, New York.
- Chattopadhyay, H., Durst, F. ve Ray, S., 2006. Analysis of heat transfer in simultaneously developing pulsating laminar flow in a pipe with constant wall temperature. J. Heat Mass Transfer, 33, 475-481.
- Cheesewright, R., Clark, C. ve Hou, Y., Y., 2004. The Response of Coriolis Flow meters to Pulsating Flows, Flow Measurement and Inst., 15, 2, 59-67.
- Chen, R., Y., 1973. Flow in the Entrance Region at Low Reynolds Numbers, J. Fluids Eng., 95, 153-158.

- Cho, H., W. ve Hyun, J., M., 1990. Numerical Solution of Pulsating Flow and Heat Transfer Characteristics in a Pipe, Int. J. Heat Fluid Flow, 11, 4, 321-330.
- Clamen, M. ve Minton, P., 1977. An Experimental Investigation of Flow in an Oscillating Pipe, Journal Fluid Mechanics, 81, 421-431.
- Craciunescu, O., I. ve Clegg, S., T., 2001. Pulsatile Blood Flow Effects on Temperature Distribution and Heat Transfer in Rigid Vessels, J. Biomech. Eng., 123, 5, 500-505.
- Creff, R., Andre, P. ve Batina, J., 1985. Dynamic and Convective Results for a Developing Laminar Unsteady Flow, Int. J. Numerical Methods in Fluids, 5, 745-760.
- Danling, Z., J., Z., Ping, W. ve Hong, G., 2004. An Experimental Study of Heat Transfer Enhancement with a Pulsating Flow, Heat Transfer-Asian Research, 33, 5, 279-286.
- Denison, E., B., Stevenson, W., H. ve Fox, R., W., 1971. Pulsating Laminar Flow Measurements with a Directionally Sensitive Laser Velocimeter, Aiche. Journal, 17, 4, 781-787.
- Durst, F., Ray, S., Ünsal, B. ve Bayoumi, O., A., 2005. The Development Lengths of Laminar Pipe and Channel Flows, J. Fluids Eng., 127, 1154-1160.
- Durst, F., Ünsal, B. ve Trimis, D., 2007. Method for Defined Mass Flow Variations in Time and its Application to Test a Mass Flow Rate Meter for Pulsating Flows, Meas. Sei. Technol., 18, 790-802.
- Eckmann, D., M. ve Grotberg, J., B., 1991. Experiments on Transition to Turbulence in Oscillatory Pipe Flow, J. Fluid Mechanics, 222, 329-350.
- Elad, D., Shochat, A. ve Shiner, R.J., 1998. Computational model of oscillatory airflow in a bronchial bifurcation, Respiration Physiology, 112, 1, 95-111.
- Elkoush, A. F., 1975. Approximate Solution for Pulsatile Laminar-Flow in a Circular Rigid Tube, J Fluid Eng-T Asme, 1, 100, 131-133.
- Elkoush, A. F., 1975. Oscillating radial flow between parallel plates, Applied Scientific Research, 30, 401-417.
- Elshafei, E., A., M., Mohamed, M., S., Mansour, H. ve Sakr, M., 2006. Experimental Study of Heat Transfer in Pulsating Turbulent Flow in a Pipe, Publications in process (8th International Congress of Fluid Dynamics and Propulsion, Aralık, Bildiri Kitabı.
- Elshafei, E., A., M., Mohamed, M., S., Mansour, H. ve Sakr, M., 2007. Numerical Study of Heat Transfer in Pulsating Turbulent Air Flow, Int. Con. Ther. Issue Emer. Tec. - Theory and Applications, Kahire, Şubat, Bildiri Kitabı: 63-70.
- Elshafei, E., A., M., Mohamed, M., S., Mansour, H. ve Sakr, M., 2008. Experimental Study of Heat Transfer in Pulsating Turbulent Flow in a Pipe, Int. J. Heat and Fluid Flow, 29, 4, 1029-1038.

- Elshafei, E., A., M., Mohamed, M., S., Mansour, H. ve Sakr, M., 2012. Numerical Study of Heat Transfer in Pulsating Turbulent Air Flow, Journal of Engineering and Technology Research, 4, 5, pp. 89-97.
- Faghri, M., Javdini, K. ve Faghri, A., 1979. Heat Transfer with Laminat Pulsating Flow in a Pipe, Lett. Heat Mass Transfer, 6, 259-270.
- Fallen, M., 1982. Heat Transfer in a Pipe with Superimposed Pulsating Flow, Warme Und Stoffubertragung, 16, 89-99.
- Fan, A., Fulmer, D. ve Hartenstine, J., 2008. Experimental Study of Oscillating Flow Heat Transfer, Micro/Nanoscale Heat Transfer International Conference, Tainan, Taiwan, Bildiri Kitabı.
- Florio, P., J. ve Mueller, W., H., 1968. Development of a Periodic Flow in a Rigid Tube, Trans. Asme Basic Eng., 90, 3, 365-399.
- Fluent 6.1.22, 2003. Fluent Incorporated, Centerra Resource Park, 10, Cavendish Court, Lebanon, Nh 03766, USA. (Makina Müh., KTÜ).
- Fluent, 2003. Fluent UDF Manual, Version 6.1, Fluent Incorporated, Lebanon.
- Fluent, 2003. Fluent User's Guide, Version 6.1, Fluent Incorporated, Lebanon.
- Fry, D. L., 1968. Acute Vascular Endothelial Changes Associated with Increased Blood Velocity Gradients, Circulation Res., 22, 165-197.
- Fung, Y., C., 1997. Biomechanics: Circulation, 2nd edition, Springer, California.
- Gbadebo, S., A., Said, S., A., M. ve Habbib, M., A., 1999. Average Nusselt Number Correlation in the Thermal Entrance Region of Steady and Pulsating Turbulent Pipe Flows, J. Heat Mass Transfer, 35, 377-381.
- Genin, L., G., Loval, A., P., Manchkhya, S., P. ve Sviridov, V., G., 1992. Hydrodynamics and Heat Transfer with Pulsating Fluid Flow in Tubes, Thermal Engineering, 39, 5, 30-34.
- Gerrard, J., H. ve Hughes, M., D., 1971. The Flow due to an Oscillating Piston in a Cylindrical Tube: A Comparison between Experiment and a Simple Entrance Flow Theory, Journal Fluid Mechanics, 50, 1, 97-106.
- Goswami, B. ve Nanda, R., S., 1979. Oscillating Radial Flow Two Parallel Rotating Disk, ACTA Mechanica, 31, 221-230.
- Grace, S., F., 1928. Oscillatory Motion of a Viscous Liquid in a Long Straight Tube. Phil. Mag. 7th Series, 31, 5, 933-939.

- Gündoğdu, M., Y. ve Çarpınlioğlu, M., Ö., 1998. Salınlımlı ve Vurumlu Boru Akımlarının İncelenmesine Yönelik bir Deney Düzenine Tasarımı, Kayseri 2. Havacılık Sempozyumu, Mayıs, Kayseri, Bildiri Kitabı: 46-55.
- Gündoğdu, M., Y. ve Çarpınlioğlu, M., Ö., 1999. Present State of Art on Pulsatile Flow Theory (Part 1: laminar flow regime), JSME Int. J. Ser. B, 42, 3.
- Guo, Z., X. ve Sung, H., J., 1997. Analysis of the Nusselt Number in Pulsating Pipe Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 40, 10, 2486-2489.
- Gupta, S., K., Patel, R., D. ve Ackergberg, R., C., 1982. Wall Heat/Mass Transfer in Pulsatile Flow. Chemical Engineering Science, 37, 12, 1727-1739.
- Große, S., Schröder, W., Klaas, M., Klöckner, A. ve Roggenkamp, J., 2007. Time Resolved Analysis of Steady and Oscillating Flow in the Upper Human Airways, Experiments in Fluids, 42, 6, 955-970.
- Grotberg, J., B., 2001. Respiratory Fluid Mechanics And Transport Processes, Annu. Rev. Biomed. Eng., 3, 421-57.
- Habib, M., A., Attia, A., M., Eid, A., I. ve Aly, A., Z., 2002. Convective Heat Transfer Characteristics of Laminar Pulsating Pipe Air Flow, Heat and Mass Transfer, 38, 221-232.
- Hanake, H., Laschefski, H., Grosse-Gorgemann, A. ve Mitra, N., K., 1992. Navier-Stokes Simulation of Pulsating Flow in a Channel, Fundamentals of Forced Convection Heat Transfer, ASME, HTD-Bildiri Kitabı 210: 115-121.
- Hapke, J., 1974. Wärmeübergang bei Pulsierender Laminarer Strömung, Brennst-Warmekraft, Brennst. Wärme-Kraft, 26, 2, 55-63.
- Haselton, F.R. ve Scherer, P.W., 1982. Flow visualization of steady streaming in oscillatory flow through a bifurcation tube, J. Fluid Mech., 123, 315-333.
- Hatami, R., 1980. Pulsating Flow in a Heat-Exchanger, Warme Stoffübertrag, 14, 2 , 109-18.
- Havemann, H., A. ve Rao, N., N., 1954. Heat Transfer in Pulsating Flow. Nature, 7, 4418.
- He, X. ve Ku, D., 1994. Unsteady Entrance Flow Development in a Straight Tube, J. Biomechanical Eng., 116, 3, 355-360.
- Heistracher, T., Balashazy, I. ve Hofmann, W., 1995. The significance of secondary flows for localized particle deposition in bronchial airway bifurcations, J. Aerosol Sci., 26, 1, 515-516.
- Hemida, H., N., Sabry, M., N. ve Mansour, A., 2002. Theoretical Analysis of Heat Transfer in Laminar Pulsating Flow, J. Heat Mass Transfer, 45, 1767-1780.

- Heyder, J. ve Rudolph, G., 1984. Mathematical models of particle deposition in the human respiratory tract, Journal of Aerosol Science, 15, 697-707.
- Hickling, K., G., 1998. The Pressure-volume Curve is Greatly Modified by Recruitment. A Mathematical Model of ARDS Lungs, Am. J. Respir. Crit. Care Med., 158, 1, 194-202.
- Higashiyama, J. ve Iwamoto, J., 1999. Experimental study of exhaust noise generated by pulsating flow downstream of pipe end, JSAE Review, 20, 73-79.
- Holman, J., P. ve Gajda, W., J., 1989. Experimental Methods for Engineers, McGraw-Hill, New York.
- Hommema, S., E., Temple, K., A., Jones, J., D. ve Goldschmidt, V., W., 2002. Heat Transfer in Condensing, Pulsating Flows, Int. J. Heat Mass Tran., 45, 1, 57-65.
- Hornbeck, R., W., 1964. Laminar Flow in the Entrance Region of a Pipe, Appl. Sci. Res. Sect. A, 13, 224-236.
- Hron, J., Malek, J. ve Turek, S., 2000. A Numerical Investigation of Flows Shear-thinning Fluids with Applications to Blood Rheology, Int. J. Numerical Methods in Fluids, 32, 863-879.
- Huang, C., R., Pan, W., D., Chen, H., W. ve Copley, A., L., 1987. Thixotropic Properties of Whole Blood from Healthy Human Subjects, Biorheology, 24, 795-801.
- Hwang, K. S., Sung, H. J. ve Hyun, J. M., 1998. Flow and mass transfer measurements for a flat plate of finite thickness in pulsating flow, Int J Heat Mass Tran, 18, 41, 2827-2836.
- Hwang, M., F. ve Dybbs, A., 1983. Heat Transfer in a Tube with Oscillatory Flow, ASME Paper 83-WA/HT-90, 1-12.
- Instruction Manual, 1992. IFA 100 System Intelligent Flow Analyzer, TSI Incorporated, St-Paul.
- Jorgensen, F., E., 2002. How to Measure Turbulence with Hot-Wire Anemometers-A Practical Guide, Dantec Dynamics, Technical Note.
- Karagöz, I., 1993. Experimental investigation of periodic flow in branching pipes, Flow Measurement and Instrumentation, 4, 3, 163-169.
- Karamercan, O., E. ve Gainer, J., L., 1979. The Effect of Pulsations on Heat Transfer, Ind. Eng. Chem. Fundam., 18, 1, 11-15.
- Kearney, S., P., Jacobi, A., M. and Lucht R., P., 2001. Time-Resolved Thermal Boundary-Layer Structure in a Pulsatile Reversing Channel Flow, J. Heat Transfer, 4, 123, 655-664.

- Keil, R., H. ve Baird, M., H., I., 1971. Enhancement of Heat Transfer by Flow Pulsation, Ind. Eng. Chem. Proc. Dd, 10, 473-478.
- Khodadadi, J.M., Vlachos, N.S., Liepsch, D. ve Moravec, S., 1988. LDA measurements and numerical prediction of pulsatile laminar flow in a plane 90-degree bifurcation, J. Biomechanical Eng., 110, 129-136.
- Kim, S., Y., Kang, B., H. ve Hyun, J., M., 1993. Heat Transfer in Thermally Developing Region of Pulsating Channel Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 36, 17, 4257-4266.
- Kirmse, R., E., 1979. Investigations of Pulsating Turbulent Pipe Flow, J. Fluids Eng. T. ASME, 101, 436-442.
- Kline, S., J. ve McClintock, F., A., 1953. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, Mech. Eng., 3.
- Koblinger, L. ve Hofmann, W., 1990. Monte Carlo modeling of aerosol deposition in the human lungs: Part I: Simulation of particle transport in a stochastic lung structure. Journal of Aerosol Science, 21, 661-674.
- Krishna, K., N. ve Sastri, V., M., K., 1989. Heat Transfer in Laminar Pulsating Flows of Fluids with Temperature Dependent Viscosities, Wärme- und Stoffübertragung, 24, 37-42.
- Ku, D., N., Giddens, D., P., Zarins, C., K. ve Glagov, S., 1985. Pulsatile Flow and Atherosclerosis in the Human Carotid Bifurcation, Atherosclerosis, 5, 293-302.
- Kwon, S., Sung, H., J. ve Hyun, J., M., 1998. Flow and Mass Transfer Measurements for a Flat Plate of Finite Thickness in Pulsating Flow, Int. J. Heat and Mass Transfer, 41, 18, 2827-2836.
- Lambossy, P., 1952. Oscillations Forcées D'un Liquide Incompressible Et Visqueux Dans Un Tube Rigide Et Horizontal, Calcul De La Force Frottement. Helv. Physica Acta 25, 371-386.
- Langhaar, H., 1942. Steady Flow in the Transition Length of a Straight Tube, Journal of Applied Mechanics, 9, 55-58.
- Lee, T. ve Budwig, R., 1991. The Onset and Development of Circular-Cylinder Vortex Wakes in Uniformly Accelerating Flows, J. Fluid Mechanics, 232, 611-627.
- Lees, R., S. ve C. F. Dewey, 1970. Phonoangiography: a New Noninvasive Diagnostic Method for Studying Arterial Disease, Proc. of the Nat. Ac. of Sci., 67, 2, 935-942.
- Li, H., Gudmundsson, S. ve Olofsson, P., 2003. Uterine Artery Blood Flow Velocity Waveforms During Uterine Contractions, Ultrasound Obstet. Gynecol., 22, 6, 578-85.

- Li, H., Zhong, Y., J., Zhang, X., M., Deng, K., Lin, H., H. ve Cai, L., Y., 2007. Experimental Study of Convective Heat Transfer in Pulsating Air Flow Inside Circular Pipe, Chal. Pow. Eng. Env., 1, 2, 880-885.
- Linninger, A., A., Tsakiris, C., Zhu, D., C., Xenos, M., Roycewicz, P., Danziger, Z. ve Penn, R., 2005. Pulsatile Cerebrospinal Fluid Dynamics in the Human Brain, IEEE Trans Biomed Eng., 52, 4, 557-65.
- Lodahl, C., R., Sumer, B. ve M., Fredsoe, J., 1998. Turbulent Combined Oscillatory Flow and Current in a Pipe, J.Fluid Mechanics, 373, 313-348.
- Loudon, C. ve Tordesillas, A., 1998. The Use of the Dimensionless Womersley Number to Characterize the Unsteady Nature of Internal Flow, J. Theoretical Biology, 191, 63-78.
- Mackley, M. R. ve Stonestreet, P., 1995. Heat-Transfer and Associated Energy-Dissipation for Oscillatory Flow in Baffled Tubes, Chem. Engng. Science, 50, 14, 2211-2224.
- Mamayev, V., V., Nosov, V., S. ve Syromyatnikov, N., I., 1976. Investigation of Heat Transfer in Pulsed Flow of Air in Pipe, Heat Transfer-Soviet Res., 8, 3, 111-116.
- Martinelli, R., C., Boelterand, L., M., K., Weinberg, E., B. ve Yakashi, S., 1943. Heat Transfer to a Fluid Flowing Periodically at Low Frequencies in a Vertical Tube, Transaction of ASME, 789-798.
- Miller, J., A. ve Fejer, A., A., 1964. Transition Phenomena in Oscillating Boundary-Layer Flows, J. Fluid Mech., 18, 438-448.
- Mitchell, G., F. ve Pfeffer, M., A., 1999. Pulsatile Hemodynamics in Hypertension, Curr. Opin. Cardiol., 14, 5, 361-400.
- Molla, M., M., Paul, M., C. ve Roditi, G., 2010. LES of Additive and Non-additive Pulsatile Flows in a Model Arterial Stenosis, Comm. Met. Biomech. and Biomed. Eng., 13, 1. 105–120.
- Moon, J., W., Kim, S., Y. ve Cho, H., H., 2005. Frequency-Dependent Heat Transfer Enhancement from Rectangular Heated Block Array in a Pulsating Channel Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 48, 4904-4913.
- Morris, C., J. ve Forster, F., K., 2004. Oscillatory Flow in Microchannels, Experiments in Fluids, 36(6), 928-937.
- Moschandreou, T. ve Zamir, M., 1997. Heat Transfer in a Tube with Pulsating Flow and Constant Heat Flux, Int. J. Heat Mass Transfer, 40, 10, 2461-2466.
- Mostafa, H., M., Torki, A.,M. ve Abd-Elsalam, K., M., 2005. Experimental Transfer of Pulsating Flow inside Horizontal Tube, 4th Int. Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics Thermodynamics, Ocak, Cairo, Egypt, Bildiri Kitabı 3, 219-224.

- Mostafa, H., M., Abd-Elsalam, K., M. ve Torki, A., M., 2007. Theoretical Study of Laminar Pulsating Flow in pipe, 6th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Ocak, Cario, Bildiri Kitabı ThETA1/075: 219-224.
- Mohapatra, P. ve Devi, P., 1980. Oscillating radial flow of a second order liquid between parallel plates, İTÜ Bülteni, 33, 2, 112-129.
- Muto, T. ve Nakane, K., 1980. Unsteady-Flow in Circular Tube (Velocity Distribution of Pulsating Flow), Jsmc Eng., 186, 23, 1990-1996.
- Na, T. Y., Neilsen, E. G. ve Grosmann, J. D., (1967). ASME publication 67-WA/FE-20, Winter Annual Meeting.
- Neofytou, P. ve Drikakis, D., 2003. Effects of Blood Models on Flows through a Stenosis, Int. J. Numer. Meth. Fluids, 43, 597-635.
- Niida, T., Yoshida, T., Yamashita, R. ve Nakayama, S., 1974. The Influence of Pulsation on Laminar Heat Transfer in Pipes, Heat Transfer-Japanese Research, 38, 47-53.
- O'Brien V., Ehrlich, L.W. ve Friedman, M.H., 1976. Unsteady flow in a branch, J. Fluid Mechanics, 75, 2, 315-336.
- Ohmi, M. ve Iguchi, M., 1976. Pressure and Velocity Distributions in Pulsating Turbulent Pipe-Flow 1 Theoretical Treatments, Bull. JSME, 19, 129, 307-313.
- Ohmi, M. ve Iguchi, M., 1980. Flow Pattern and Frictional Losses in Pulsating Pipe Flow, Bull. JSME, 23, 186, 2029-2036.
- Ohmi, M. ve Iguchi, M., 1981a. Flow Pattern and Frictional Losses in Pulsating Pipe Flow. Part 5: Wall Shear Stress and Flow Pattern in a Laminar Flow, Bull. JSME, 24, 196, 1756-1767.
- Ohmi, M. ve Iguchi, M., 1981b. Flow Pattern and Frictional Losses in Pulsating Pipe Flow. Part 6: Frictional Losses in a Laminar Flow, Bull. JSME, 24, 196, 1756-1767.
- Ohmi, M., Iguchi, M., Kakehachi, K. ve Masuda, M., 1982a. Transition to Turbulence and Velocity Distribution in an Oscillating Pipe Flow, Bull. JSME, 25, 365-371.
- Ohmi, M., Iguchi, M. ve Urahata, I., 1982b. Flow Pattern and Frictional Losses in Pulsating Pipe Flow, Bull. JSME, 25, 202, 536-543.
- Oosthuizen, P., H. ve Naylor, D., 1999. An Introduction to Convective Heat Transfer Analysis, WCB/McGraw-Hill, New York.
- Paek, J., W., Kang, B., H. ve Hyun, J., M., 1999. Transient Cool-Down of a Porous Medium in Pulsating Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 42, 18, 3523-3527.

- Patankar, S., V., 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, Washington DC.
- Paul, M., C., Molla, M., M. ve Roditi, G., 2009. Large-eddy Simulation of Pulsatile Blood Flow, Medical Engineering and Physics, 31, 153–159.
- Peacock, J., A. ve Stairmand, J., W., 1983. Film Gauge Calibration in Oscillatory Pipe Flow, J. Physics, E: Scientific Instruments, 16, 571-576.
- Peacock, J., Jones, T., Tock, C. ve Lutz, R., 1998. The onset of turbulence in physiological pulsatile flow in a straight tube, Experiments in Fluids, 1, 24, 1-9.
- Peattie, R. ve Budwig, R., 1989. Heat Transfer in Laminar, Oscillatory Flow in Cylindrical and Conical Tubes, Int. J. Heat Mass Transfer, 32, 5, 923-934.
- Pedley, T.J., Schroter, R.C. ve Sudlow, M.F., 1971. Flow and pressure drop in systems of repeatedly branching tubes, J. Fluid Mech., 46, 2, 365-383.
- Ray, S., Ünsal, B., Durst, F., Ertunç, Ö. ve Bayoumi, O., A., 2005. Mass Flow Rate Controlled Fully Developed Laminar Pulsating Pipe Flows, J. Fluids Eng., 27, 405-418.
- Ray, S., Ünsal, B., Durst, F., Ertunç, O. ve Saleh, O., 2005. Mass Flow Rate Controlled Fully Developed Laminar Pulsating Pipe Flows, J. Fluids Eng., 127, 3, 405-418.
- Ren-jing, C. ve Bao-sen., L., 1988. Developing Flows and Developed Flows, Applied Mathematics and Mechanics, 9, 11, 1045-1056.
- Reynolds, O., 1883. An Experimental Investigation of the Circumstances Which Determine Whether the Motion of Water Shall Be Direct of Sinuous, and the Law of Resistance in Parallel Channels, Philos. Trans. R. Soc. London, 174, 935-982.
- Reynolds, O., 1883. An Experimental Investigation of the Circumstances which Determine Whether the Motion of Water Shall Be Direct of Sinuous, and the Law of Resistance in Parallel Channels, Philos. Trans. R. Soc. London, Ser. A, 174, 935-982.
- Richardson, E., 1927. The Amplitude of Sound Waves in Resonators, Proceedings of the Physical Society, 40, 33, 206.
- Richardson, E. ve Tyler, E., 1929. The Transverse Velocity Gradient near the Mouths of Pipes in Which Alternating or Continuous Flow is Established, Proc. of Phy. Soc. London, 12, 231, 1-15.
- Runstadler, P., W., Francis, J., R. ve Dolan, X., 1975. Diffuser Data Book, Creare Inc, Technical Note, 186, Netherland, Hannover.
- Said, S., A., M., Habib, M., A. ve Iqal, M., O., 2003. Heat Transfer to Pulsating Flow in an Abrupt Pipe Expansion. Int. J. Num. Heat Fluid Flow, 13, 3, 286-308.

- Sailor, D., J. ve Patil, B., K., 1996. Variable Duty Cycle Experiments in Pulsed-Impingement Heat Transfer, Proc. of the National Heat Transfer Conference, HTD-Bildiri Kitabı 8: 37-42.
- Sailor, D., J., Rohli, D., J. ve Fu, Q., 1999. Effect of Variable Duty Cycle Flow Pulsations on Heat Transfer Enhancement for an Impinging Air Jet, Int. J. Heat and Fluid Flow, 20, 574-580.
- Sarpkaya, T., 1986. Force on a Circular Cylinder in Viscous Oscillatory Flow at Low Keulegan-Carpenter Numbers, J. Fluid Mechanics, 165, 61-71.
- Sexl, T. ve Über Den Von, E., G., 1930. Richardson Entdeckten “Annulareffekt”, Zamp Angew. Math. Phys., 61, 349-362.
- Scotti, A. ve Piomelli, U., 2001. Numerical Simulation of Pulsating Turbulent Channel Flow, Phys. Fluid, 13, 5, 1367-1384.
- Shemer, L., Wygnanski, I., ve Kit, E., 1985a. On the Impedance of the Pipe in Laminar and Turbulent Pulsating Flows, Exp. Fluids, 3, 185-189.
- Shemer, L., Wygnanski, I. ve Kit, E., 1985b. Pulsating Flow in a Pipe, J. Fluid Mechanics, 153, 313-337.
- Shahin, G., A., 1998. The Effect of Pulsating Flow on Forced Convective Heat Transfer, Yüksek Lisans Tezi, The University of Western Ontario Faculty of Graduate Studies, Ontario.
- Shuai, X., Cheng, S. ve Antonini, G., 1994. Pulsating Effects on Convective Heat Transfer in the Laminar Flow of a Viscous Fluid, Can J. Chem. Eng., 72, 468-475.
- Siegel, R. ve Perlmutter, M., 1962. Heat Transfer for Pulsating Laminar Duct Flow, J. Heat Transfer, 84 (2), 111-123.
- Simon, H., A., Chang, M., H. ve Chow, J., C., F., 1977. Heat-Transfer in Curved Tubes with Pulsatile, Fully Developed, Laminar Flows, J. Heat Trans-T ASME, 99(4), 590-595.
- Simon, T., W. ve Seume, J., R., 1988. A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchangers, NASA Contractor Report 182108.
- Sparrow, E., M., Lin, S., H. ve Lundgren, T., S., 1964. Flow Development in the Hydrodynamic Entrance Region of Tubes and Ducts, Phys. Fluids, 7, 3, 338-347.
- Stein, P., Walburn, F., J. ve Sabbah, H., N., 1982. Turbulent Stresses in the Region of Aortic and Pulmonary Valves, J. Biomechanics Engineering, 104, 238-244.
- Szymanski, P. P., 1932, L'Hydrodynamique du Fluide Visqueux, J. Math. Pures Appliquees, 9, 11, 67-107.

- Thomas, A., M. ve Narayanan, R., 2002. A Comparison between the Enhanced Mass Transfer in Boundary and Pressure Driven Oscillatory Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 45, 4057-4062.
- Thomas, A., M. ve Narayanan, R., 2002. The Use of Pulsatile Flow to Separate Species, Ann. N.Y. Acad. Sci. 974, 42-56.
- Tu, S., W. ve Ramaprian, B., R., 1983. Fully Developed Periodic Turbulent Pipe Flow (Part 1), J. Fluid Mechanics, 137, 31-58.
- Uchida, S., 1956. The Pulsating Viscous Flow Superimposed on the Steady Laminar Motion of Incompressible Fluid in a Circular Pipe, Zamp Angew. Math. Phys., 7, 403-422.
- Udar, A., 2002. The ABCs of Research on Pulsatile Versus Nonpulsatile Perfusion During Cardiopulmonary Bypass, Med. Sci. Monit., 8, 12, ED21-ED24.
- Ünsal, B., Ray, S. Durst, F. ve Ertunç, Ö., 2005. Pulsating laminar pipe flows with sinusoidal mass flux variations, Fluid Dynamics Research, 5, 37, 317-333.
- Ünsal, B., 2008. Time-Dependent Laminar, Transitional and Turbulent Pipe Flows, Doktora Tezi, Der Technischen Fakultät Der Universität Erlangen, Nürnberg.
- Valencia, A. ve Villanueva, M., 2006. Unsteady Flow and Mass Transfer in Models of Stenotic Arteries Considering Fluid-structure Interaction, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 33, 966-975.
- Vrentas, J., S., Duda, J., L. ve Barger, K., G., 1966. Effect of Axial Diffusion of Vorticity on Flow Development in Circular Conduits, Aiche Journal, 12, 837-844.
- White, F., M., 2001. Fluid Mechanics, The McGraw Companies, USA, New York.
- Wolff, G., Eberhard, L., Guttman, J., Bertschmann, W., Zeravik, J. ve Adolph, M., 1992. Polymorphous Ventilation a New Ventilation Concept for Distributed Time Constants, New Aspects on Respiratory Failure, 235-252.
- Womersley, J., R., 1955. Method for the Calculation of Velocity, Rate of Flow and Viscous Drag in Arteries When the Pressure Gradient is Known, J. Physiol., 127, 553-563.
- Womersley, J., R., 1955. Oscillatory Motion of a Viscous Liquid in a Thin-Walled Elastic Tube-I, the Linear Approx., Phil. Mag., 46, 199-221.
- Xuefeng, W., Nengli, Z., 2005. Numerical Analysis of Heat Transfer in Pulsating Turbulent Flow in a Pipe, J. Heat Mass Transfer, 48, 3957-3970.
- Yamanaka, G., Kikura, H., Takeda, Y. ve Aritomi, M., 1999. Flow Measurement on Oscillating Pipe Flow near the Entry Using UVP Method, 2nd Int. Sym. Ultrasonic Dopp. Met. Fluid Mechanics and Fluid Engng., Switzerland, Bildiri Kitabı: 21-24.

- Yamanaka, G., Kikura, H. ve Aritomi, M., 2002. Flow Measurement on An Oscillating Pipe Flow Near the Entrance Using the UVP Method, Experiments in Fluids, 32, 212-220.
- Yan, B., H., Yu, L. ve Yang, Y., H., 2010. The Model of Laminar Pulsatile Flow in Tubes in Rolling Motion, Nuclear Engineering and Design, 240, 10, 2805-2811.
- Yan, B., H., Yu, L. ve Yang, Y., H., 2011. Forced Convection with laminar Pulsating Flow in a Tube, Heat Mass Transfer, 47, 2, 197-202.
- Yu, JC., Li, ZX. ve Zhao, T., S., 2004. Analytical Study of Pulsating Laminar Heat Convection in a Circular Tube with Constant Heat Flux, J. Heat Mass Transfer, 47, 5297-5301.
- Zamir, M., 2000. The Physics of Pulsatile Flow, New York AIP Press, Springer, c2000.
- Zhao, T.S. ve Cheng, P., 1996. The Friction Coefficient of a Fully Developed Laminar Reciprocating Flow in a Circular Pipe, Int. J. Heat Fluid Flow, 17, 167-172.
- Zheng, J., Zeng, D., Ping, W. ve Hong, G., 2004. An Experimental Study of Heat Transfer Enhancement With Pulsating Flow, Heat Transf. Asian Res., 23, 5, 279-286.
- Zohir, A., E., Habbi, M., M., A., Attaya, A., M. ve Eid, A., 2006. An Experimental Investigation of Heat Transfer to Pulsating Pipe Air Flow with Different Amplitudes, J. Heat Mass Transfer, 42, 7, 625-635.
- Zohir, A. E. 2011. The Influence of Pulsation on Heat Transfer in a Heat Exchanger for Parallel and Counter Water Flows, New York Science Journal, 4, 6, 61-71.
- Zohir, A., E., 2012. Heat Transfer Characteristics in a Heat Exchanger for Turbulent Pulsating Water Flow with Different Amplitudes, Journal of American Science, 8, 2, 241-250.
- Zulkifli, R., Sopian, K., Abdullah, S. ve Takriff, M.S., 2008. Effect of Pulsating Circular Hot Air Jet Frequencies on Local and Average Nusselt Number, American J. Eng. App. Sci., 1, 1, 57-61.
- Zulkifli, R., Sopian, K., Abdullah, S. ve Takriff, M.S., 2009. Experimental Study of Flow Structures of Circular Pulsating Air Jet, American J. Eng. App. Sci., 2(1), 171-175.

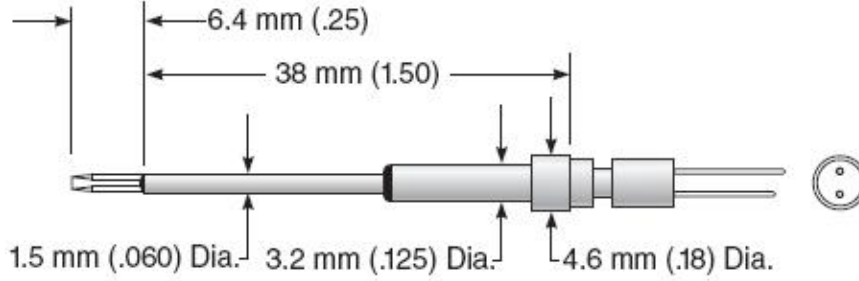
8. EKLER

Ek 1. IFA100 Sıcak Tel Sabit Sıcaklıklı Anemometresi

Sabit sıcaklı anemometreler 1950'lerin sonlarında ilk kez kullanılmaya başlamalarına rağmen ve son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlayan Laser-Doppler ve PIV gibi ölçüm cihazlarına göre çok daha yüksek ölçüm kabiliyetlerinden dolayı hala yaygın olarak kullanılmaktadır. İsminden de anlaşılacağı üzere sabit sıcaklıklı anemometreler elektrikle ısıtılan sensora sahip bir ölçüm cihazıdır. Temel olarak çalışma prensibi ısıtılan bu algılayıcıdan çevre akışkana taşınım ile olan ısı transferi esasına dayanır. Termal anemometrelerin çok küçük boyutlu algılayıcıları mevcuttur ve bu çalışmada kullanılmıştır. Böylece akış içerisinde, akışı bozmaksızın herhangi bir noktadan anlık hız ölçümü yapılabilmektedir. Ayrıca analog voltaj çıkışı sayesinde diğer ölçüm metotlarına göre hiçbir veri kaybı olmaksızın ve mükemmel konum zaman çözünürlüğüyle saniyede binlerce ölçüm alabilir. Bu durumda termal anemometreleri hızlı değişen akış türleri için en uygun bir ölçüm cihazı konumuna getirmektedir (Jorgensen, 2002).

Termal anemometre sahip olduğu sensor teline göre sınıflandırılmaktadırlar. Eğer kullanılan sensor tel ise sıcak tel anemometresi, seramik bir desteğe monte edilmiş ince metal film ise sıcak film anemometresi olarak adlandırılırlar. Sıcak-tel anemometreleri, çoğunlukla çapı birkaç mikron ve uzunluğu iki üç milimetre olan minik bir sensor teli ile yapılır. Algılayıcı tel sıklıkla platin tungsten veya platin-iridyum alaşımlarından yapılmaktadırlar. Sıcak tel anemometresinin ince tel algılayıcısı çok küçük olmasından dolayı oldukça narindir ve sıvı ya da gaz akışkanlar bünyelerinde fazla miktarda kirletici ya da tanecik içeriyorsa kolayca kırabilir. Ayrıca, yüksek hızlarda kullanılıyorsa daha fazla kırılma tehlikesine sahiptir. Bu gibi durumlar söz konusu ise tel problemlere göre daha kaba olan film problemler tercih edilmelidir. Eğer seçilecek olan film prob çok kaba ise tepki süresi azalacaktır ve akışı da daha fazla rahatsız etmeye başlayacaktır. Tüm bu nedenler göz önünde bulundurularak, bu çalışmada Ek Şekil 1'de detayları verilen minyatür tip platin film prob kullanılmıştır. Hem olası kirleticilerden etkilenmemesi için film tip prob hem de 26 mm çapındaki boru düşünüldüğünde akışı rahatsız etmemesi için minyatür tip prob tercih edilmiştir.

Ek-1'in devamı



Ek Şekil 1. Sıcak film probu (TSI, 1992)

Sıcak tel anemometreleri, uzun ince silindir bir telin elektrikle ısıtılması ile telden çevre akışkana taşınımıyla aktarılan ısı transferi prensibine dayandığını daha önce de belirtmiştik. Bu fikir ilk olarak L.V. King tarafından 1914 yılında yapmış olduğu, uzun ince bir silindirden olan ısı kaybı üzerindeki, çalışmalara dayanır. Sensor telini ısıtmak için elektrik enerjisi verilirse ısı kaybı, tel etrafındaki akış hızı ile King yasasına göre değişir.

$$q = I^2 R \approx A + B(\rho U)^n \quad (E.1)$$

Burada A , B ve n kalibrasyon sabitleridir ve kalibrasyon yapılması ile belirlenmektedir (White, 2001).

Sıcak tel ölçüm anemometreleri çalışma tiplerine göre ikiye ayrılırlar: Sabit akım ve sabit direnç,

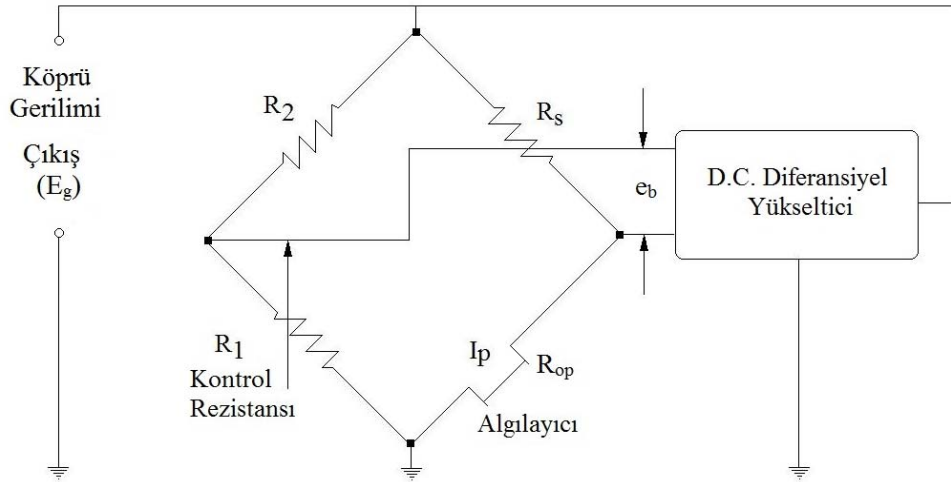
- Sabit Akım:
- Sensor teli sabit akımda (I) çalışır ve direnç (R) hızın (U) bir ölçüsüdür.
- Sabit Direnç (Sabit Sıcaklık):
- Sensor teli sabit direnç (R) te çalışır ve akım (I) hızın bir ölçüsü olur.

Her iki durumda da çıktı, hızın (U) bir doğrusal olamayan fonksiyonudur. Bu nedenle doğrusallaştırıcı ilave edilmelidir.

Ek Şekil 2'de bu çalışmada kullanılan sabit sıcaklık anemometresine ait blok diyagram görülmektedir. Sabit sıcaklık anemometresinin elektrik devresi, bir Wheatstone köprüsü

Ek-1'in devamı

içerir ve sıcak tel köprüsünün bir kolunda direnç olarak görev yapar. Ayrıca iki sabit direnç ve ayarlanabilir bir başka direnç devreyi tamamlar. Bir diferansiyel geri besleme yükselticisi köprü dengesizliğini algılar ve algılayıcı sıcaklığını sabit tutmak için akımı ayarlar. Sistem çalışmadan önce ayarlanabilir direnç, köprüye dengeye getirmek için gerekli olan direnç değerine ayarlanır. Sistemin çalışması için güç verildiği zaman geri besleme yükselticisi algılayıcı ısıtma akımını artırır. Bu durumda algılayıcı sıcaklığının yükselmesine ve köprü dengeye gelinceye kadar algılayıcı direncinin artmasına sebep olur. Hızdaki bu artış algılayıcıyı soğutur ve köprünün dengesini bozar. Bu, geri besleme yükselticisinin algılayıcı ısıtma akımını artırmasına ve köprüye dengeye getirmesine sebep olur. Geri besleme yükselticisi hızlı bir şekilde karşılık verdiği için, hız değişirken algılayıcı sıcaklığı sabit kalır. Köprüde meydana gelen gerilim farkı akışkan hızı ile doğru orantılı olarak artar (Akansu, 2004).



Ek Şekil 2. Sabit sıcaklık anemometre blok diyagramı (TSI, 1992)

Bu çalışmada kullanılan IFA100 sıcak tel sabit sıcaklık anemometresi ek donanımlarıyla ve basınçölçerlerle birlikte Ek Şekil 3'te verilmiştir. IFA100 genel olarak üç kısımda incelenebilir.

Ek-1'in devamı

c. Model 150 Anemometre

Yüksek performansa sahip, düşük gürültü seviyeli sabit sıcaklık anemometresidir. Kullanılacak prob cinsine ve sinyal şartlandırıcıya bağlı olarak tepki süresi 2.2 milisaniyelere kadar ulaşmaktadır (TSI, 1992). Cihaz iki farklı kanala sahip olup bu çalışmada bir kanal tek hız bileşeninin ölçülmesinde diğer kanal ise basınç farkı ölçülmesinde kullanılmıştır.

d. Model 157 Sinyal Şartlandırıcı

e. Model 158 Ana Kabin



Ek Şekil 3. IFA100 Sıcak tel sabit sıcaklık anemometresi ve basınçölçerler

Ek-1'in devamı

IFA100 ThermalPro Paket Programı

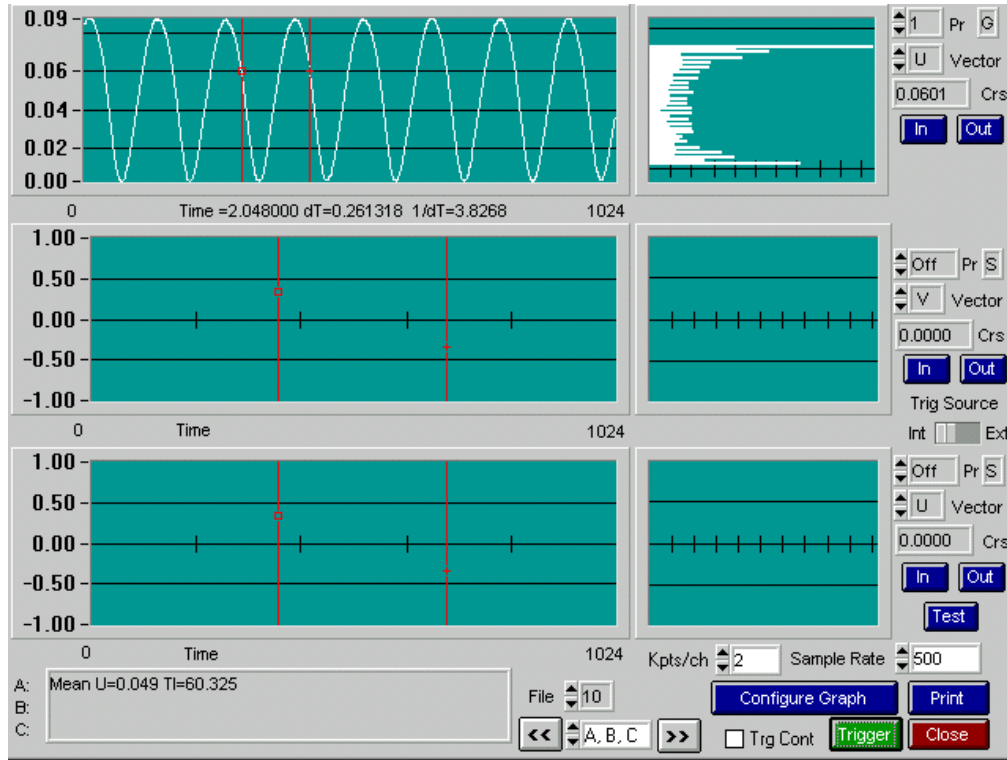
IFA100 sabit sıcaklık anemometresinin kontrolü, üzerine bağlanan ölçüm cihazlarının kontrol ve kalibrasyonunun yapılabilmesi yada elle girilebilmesi, verilerin oluşturulması ve bu verilerin analizlerinin yapılabilmesi amacı ile TSI firması tarafından geliştirilmiş olan bir yazılımdır. Anemometre ayar (configuration), kalibrasyon (Calibration), veri oluşturma (Data Acquisition) ve ileri veri analizi (Post Analysis) olarak dört ana bölümden oluşmaktadır.

Ayar bölümü cihazın bilgisayar üzerinden kontrol edilebilen ayarların yapıldığı ve okunarak yapılan ayarların kaydedildiği bölümdür. Ayrıca, veri kartına ait tanımlamalar da bu bölümde yapılmaktadır.

Kalibrasyon bölümünde, sıcak tel problemlerin, pitot tüplerin ve basınçölçerlerinin kalibrasyonları yapılmaktadır. Bu kalibrasyon işlemi iki farklı yöntemle yapılabilmektedir. Birincisi, cihazların üretici firmaları tarafından sağlanmış olan cihaza ait kalibrasyon tabloları kullanılarak ilgili değerlerin elle girilmesiyle yapılmaktadır. İkincisi ise cihazların anemometreye takılı olduğu durumlarda belirlenen hız ya da basınç değerlerine karşılık gelen gerilim değerlerinin program tarafından okunmasıyla yapılmaktadır. Elde edilen veriler kullanılarak, hız için dördüncü dereceden bir polinom ve basınç için ise birinci dereceden lineer bir denklem yardımı ile belirlenmektedir. Bu işlem sonucu oluşturulan veriler *.cl uzantılı dosyalarda saklanırlar.

Veri oluşturma bölümünde, A/D dönüştürücü veri kartındaki kanallara bağlı olan cihazlardan gelen veriler *.R** formatlı dosyalar halinde saklanırlar. Anemometreye ait sinyal şartlandırıcı için ofset-kazanç değerleri, ölçüm esnasında okunacak veri sayısı, gürültülerin filtre edilmesi ve ortam şartlarının değişmesinden dolayı oluşacak hataların giderilmesi de bu bölümde yapılmaktadır. Hata giderilmesi, ortam basıncı ve sıcaklığının deney esnasında harici olarak programa girilmesi ile mümkün olmaktadır. Ek Şekil 4'de bu bölüme ait bir örnek gösterilmektedir.

Ek-1'in devamı

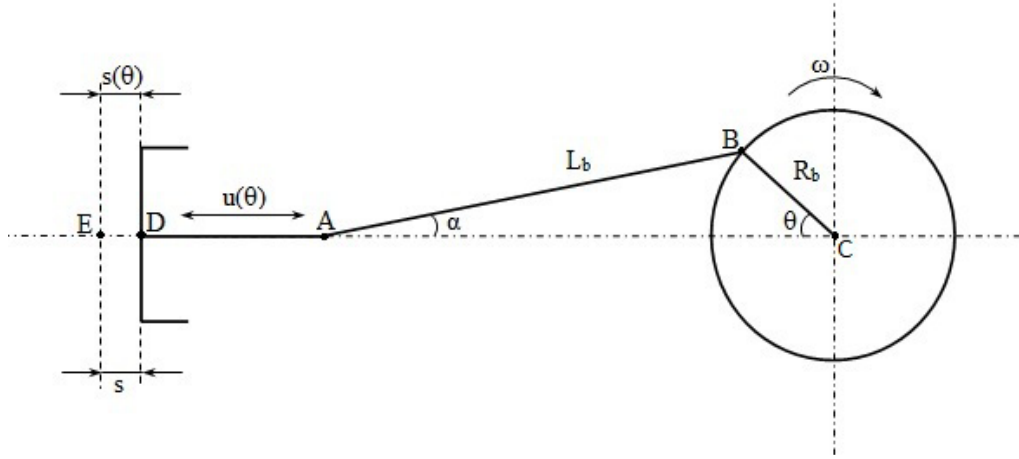


Ek Şekil 4. Veri oluşturma bölümünden bir görüntü

Veri analizi (Post Analysis) bölümünde ise ölçümler esnasında elde edilen ham verilerin işlendiği kısımdır. Ayrıca spektral analiz, hız, türbülans şiddeti, normal ve kayma gerilmesi, korelasyon katsayısı vs gibi istatistiksel hesaplamalar ve grafiklerin oluşturulması da bu bölümde gerçekleştirilmektedir. İşlenen bu verilerin grafik olarak verilmelerinin yanı sıra ASCII karakter kodlu text dosyalarında da kaydedilebilmektedir.

Ek 2. Atımlı Akış Mekanizmasının Kinematik Analizi

Sistemin çalışması ile birlikte pnömatik silindir içerisindeki piston Ek Şekil 5'te görüldüğü üzere E ve D noktası arasında, hızlanan ve yavaşlayan olmak üzere farklı hızlarda hareket etmektedir. Buna karşın krank diskisi sabit bir açısal hızda dönmektedir. L_b 'nin hareketi ise, B noktasında disk gibi dönme hareketi yaparken; A noktası pistonu benzer şekilde doğrusal olarak hareket etmektedir. Disk bir tur döndüğünde A noktasının yer değiştirmesi dolayısıyla D noktasının yer değiştirmesi en büyük değeri alacaktır. D noktasının A noktasından anlık uzaklığı *piston yolu* olarak tanımlanmaktadır.



Ek Şekil 5. Atım mekanizmasının şematik gösterimi

Piston yolu s , θ 'nın fonksiyonu olarak belirlenebilir. Şekilden yararlanılarak piston yolu yada yer değiştirmesi için;

$$s = |\overline{OE}| - |\overline{OD}| \quad (E.2)$$

$$s = R_b - R_b \cos \theta + L_b \cos \alpha \quad (E.3)$$

yazılabilir. Burada; L_b biyel boyu, R_b krank yarıçapı, α biyel açısı ve θ krank açısıdır.

α biyel açısı;

Ek-2'nin devamı

$$L_b \sin \alpha = R_b \sin \theta \quad (\text{E.4})$$

eşitliği yardımıyla, θ 'ya bağımlı olarak belirlenir. Krank açısı $\theta = \omega t$ olarak yazılır ve $\lambda = R_b / L_b$ olarak tanımlanacak olursa,

$$\cos \alpha = \sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t)} \quad (\text{E.5})$$

elde edilir. (E.4) numaralı denklem (E.2) numaralı denklemde yerine yazılırsa;

Ek-3'ünn devamı

$$s = R_b (1 - \cos \omega t) + L_b \left(\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t)} \right) \quad (\text{E.6})$$

olacaktır.

Pistonun hareketi esnasında herhangi bir andaki hızı, *anlık piston hızı* olarak adlandırılır. (E 5) numaralı denklemin diferansiyeli alınır ve düzenlenecek olursa;

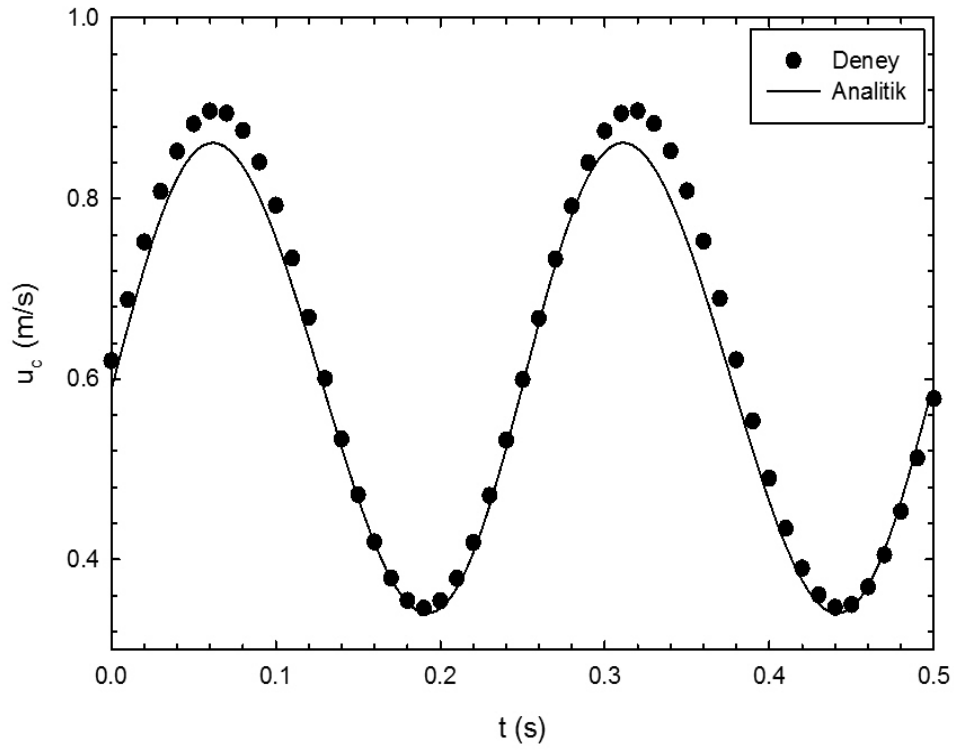
$$u_p = \frac{ds}{dt}$$

$$u_p = R_b \omega \sin(\omega t) + \left(\frac{\omega L_b \lambda^2}{2} \right) \left(\frac{\sin(2\omega t)}{\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2(\omega t))}} \right) \quad (\text{E.7})$$

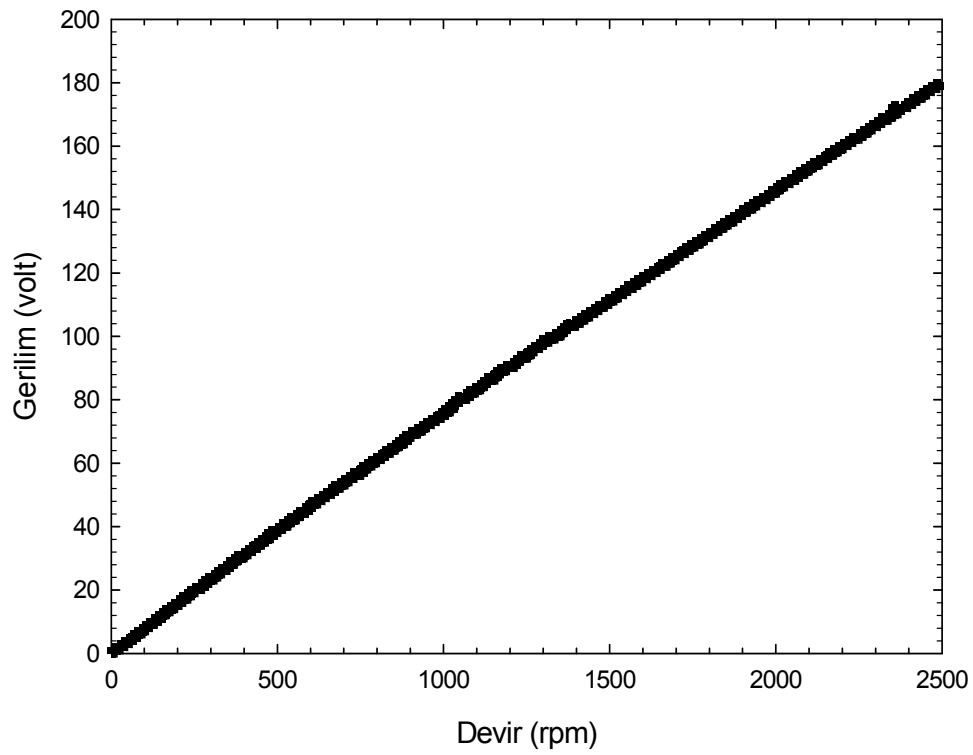
elde edilir.

Ek Şekil 6'da $f=4Hz$ de deneysel verilerle (E.7) numaralı bağıntı verileri arasındaki karşılaştırma verilmiştir. Ayrıca, mekanizmaya uygulanan gerilimle devir sayısının değişimi Ek Şekil 7'de sunulmuştur.

Ek-2'nin devamı



Ek Şekil 6. Piston hızının deneysel ve analitik olarak karşılaştırılması ($f=4\text{Hz}$)



Ek Şekil 7. Uygulanan gerilimle devir sayısının değişimi

Ek 3. Fourier Analizi

Fourier analizine geçmeden önce periyodikliğin ne olduğu kısaca açıklanacak olursa; bir fonksiyonun periyodik olarak tekrarlanması (T) yani belli bir frekansa sahip olması durumudur ($f(t+T) = f(t)$). Bu durum iki örnekle aşağıdaki gibi açıklanabilir

$f(t) = \sin(t)$ olsun, bu durumda periyodik fonksiyon şeklinde yazılıp tekrarlanma değeri olan ($T=2\pi$), göz önünde bulundurulursa.

$$\begin{aligned}
 f(t+2\pi) &= \sin(t+2\pi) \\
 &= \sin(t) + \cos(2\pi) + \cos(t) + \sin(2\pi) \\
 &= \sin(t) + 1 + 0 + 0 \\
 &= \sin(t) \\
 &= f(t)
 \end{aligned}$$

bu eşitlik ispatlanmış olur.

$f(t) = e^{it}$ olsun yukarıdaki işlemler tekrarlanarak bu eşitlik elde edilebilir.

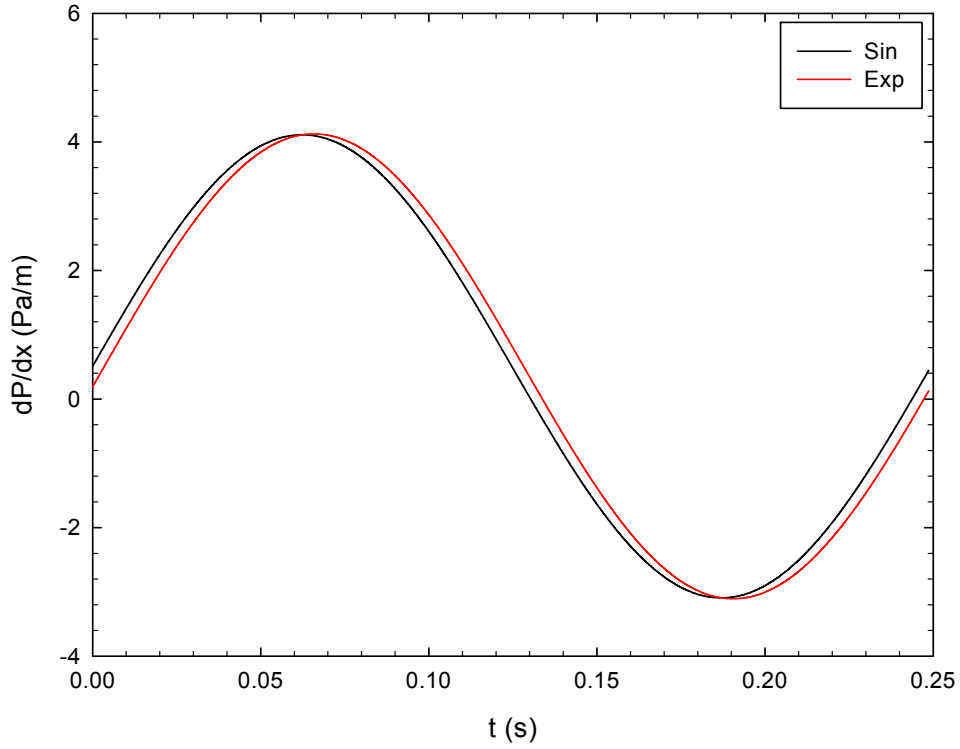
$$\begin{aligned}
 f(t+2\pi) &= e^{i(t+2\pi)} \\
 &= e^{i2\pi} e^{it} \\
 &= (\cos(2\pi) + i\sin(2\pi)) e^{it} \\
 &= (1 + 0) e^{it} \\
 &= e^{it} \\
 &= f(t)
 \end{aligned}$$

Doğadaki tüm periyodik fonksiyonlar, birbirine dik iki farklı periyodik fonksiyonun artan frekanslardaki değerlerinin dik toplamı şeklinde gösterilebilir. Fourier bu toplamı sinüs ve kosinüs fonksiyonlarını kullanarak göstermiştir. Günümüzde Euler bağıntısı kullanılarak sinüs ve kosinüs fonksiyonları yerine kompleks üslü sayılar kullanılmaktadır. Fonksiyonların kompleks üslü sayıların toplamı olarak gösterilmesine Fourier serisi gösterimi denir. Fourier açılımı sayesinde fonksiyonların frekansı kolaylıkla belirlenebilir. Bu yaklaşım farklı periyotlarda girdiye maruz kalan sistemlerin çıktısını ve çıktısının frekansını belirlemekte kolaylık sağlar. Fourier söz konusu seri açılımını iki farklı yüzeyi

Ek-3'ün devamı

farklı ısılarda olan katı bir cismin sıcaklık dağılımını hesaplamak için kullanmıştır. Bu yaklaşım yoğun bir işlem çabası gerektirdiğinden ve sonuçta yaklaşık sonuç verdiğinden kullanılmamaktadır. Günümüzde Fourier analizi bilgi ve sinyal işleme ve titreşim analizinde kullanılmaktadır.

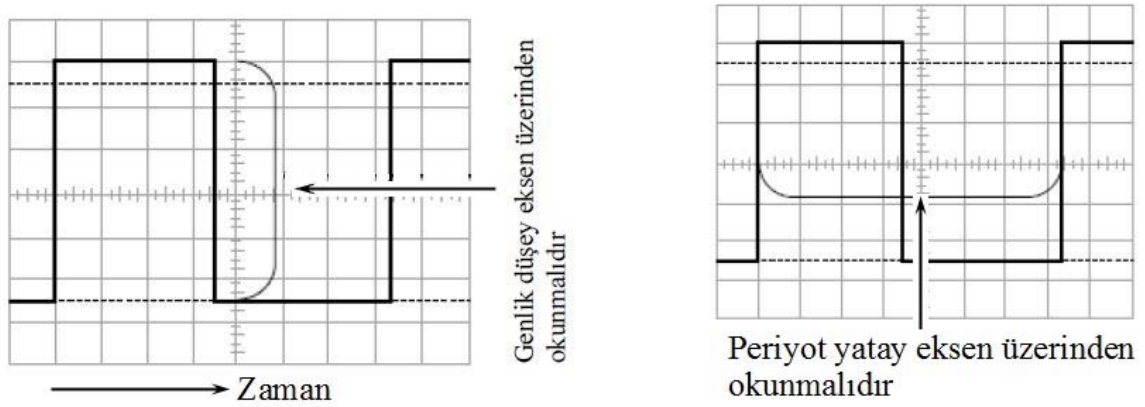
Fourier serisi ile kompleks üslü sayıların reel kısmının karşılaştırması Ek Şekil 8'de verilmektedir.



Ek Şekil 8. Sinüs ve kompleks üstel arasındaki fark

Ek 4. Osiloskop İle Faz Kayması Ölçümü

Osiloskoplar periyodik veya periyodik olmayan elektriksel sinyallerin zamana göre değişimini belirlemek ya da gözlenmesini sağlamak amacıyla kullanılan çok yönlü bir cihazdır. Osiloskop ekranı, Ek Şekil 9'daki gibi yatay ve düşey çizgilerle ölçeklendirilerek iki boyutlu görüntü elde edilir. Bu ölçekler kazanç ve zamanlama anahtarları ile ayarlanırlar. Bu ölçeklerden yararlanarak işaretin genliği ve periyodu doğru olarak ölçülebilir.



Ek Şekil 9. Osiloskop yardımıyla bir işaretin genliğinin ve periyodunun ölçülmesi

Osiloskop yardımı ile faz farkının belirlenmesi iki farklı yöntem kullanılarak yapılabilir:

- $\theta = \frac{360 \cdot td}{\tau}$ bağıntısı kullanılarak,
- Lissajou yöntemi kullanılarak, $\sin \varphi = \frac{Y}{Y_m}$ ve $\varphi = \sin^{-1} \left(\frac{Y}{Y_m} \right)$

burada; iki sinyal arasındaki kare sayısı td ve Periyodun kare sayısı τ ile sembolize etmektedir. Ayrıca Y ve Y_m değerleri ise osiloskop üzerindeki görüntülerden elde edilecek değerlerdir. Faz farkı ölçünü deneysel çalışmada birinci yöntem kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca analitik olarak faz açısı ve genlik oranlarının da ele ediliş işlemleri aşağıda sunulmuştur. Basınç kaynaklı akış durumu için elde edilmiş olan (2.27) numaralı denklem boru kesiti boyunca integre edilecek olursa, ($\dot{m} = \rho u_{av} A_c$)

$$\dot{m}^* = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4\tilde{P}_{en}^* i}{\pi n F} \left[1 + \left(\frac{2i}{\pi n F} \right)^{1/2} \frac{J_1 \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]} \right] e^{(2\pi n F \tau i)} \quad (\text{E.8})$$

elde edilecektir. Denklemden görüleceği üzere $\dot{m}^*$ biliniyorsa $\tilde{P}_{en}^*$ bulunabilir. Bu denklem genel formu değiştirilmeden basitleştirilebilir. Bunun için $\tilde{P}_{en}^* = \tilde{P}_{cn}^* - i\tilde{P}_{sn}^*$ ifadesinde sadece sinüs terimini, ilk harmonik bileşeni, alırsak $\tilde{P}_{en}^* = -i\tilde{P}_{sn}^*$ olacaktır. Böylece E.8 numaralı denklem,

$$\dot{m}^* = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \dot{m}_{os,n}^* \quad (\text{E.9})$$

halini alacaktır. Burada,

$$\dot{m}_{os,n}^* = \text{Re} \left\{ -\frac{4\tilde{P}_{en}^* i}{\pi n F} \left[1 + \left(\frac{2i}{\pi n F} \right)^{1/2} \frac{J_1 \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]} \right] e^{(2\pi n F \tau i)} \right\} \quad (\text{E.10})$$

dir ve atımlı akışın salınımlı kısmının kütleli debi oranını ifade etmektedir.

$\dot{m}_{os,n}^*$ direkt olarak kompleks basınç gradyanının n. dereceden genliği, $\tilde{P}_{en}^*$, ile orantılıdır. Yani $\dot{m}_{os,n}^* / \tilde{P}_{en}^*$ genlik oranı sadece boyutsuz n. frekans ile orantılıdır.

$$\varphi(nF) = -\frac{4i}{\pi n F} \left[1 + \left(\frac{2i}{\pi n F} \right)^{1/2} \frac{J_1 \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi n F)^{1/2} i^{3/2} \right]} \right] \quad (\text{E.11})$$

E.11 numaralı denklem reel ve imajiner kısımlarına ayrılacak olursa,

$$\varphi(nF) = \text{Re}(\varphi) + i \text{Im}(\varphi) \quad (\text{E.12})$$

$$\dot{m}^* = 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{P}_{en}^* |\varphi| e^{\left[\left(2\pi n F \tau - \tan^{-1} \left(\frac{\text{Re}(\varphi)}{\text{Im}(\varphi)} \right) \right) i \right]} \quad (\text{E.13})$$

$$\dot{m}^* = 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \dot{m}_n^* e^{\left[(2\pi n F \tau + \Delta\theta_{m,n}) i \right]} \quad (\text{E.14})$$

$$|\varphi| = \left[\left(\text{Re}(\varphi) \right)^2 + \left(\text{Im}(\varphi) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.15})$$

$$\Delta\theta_{m,n} = \tan^{-1} \frac{\text{Re}(\varphi)}{\text{Im}(\varphi)} \quad (\text{E.16})$$

$$\dot{m}_{A,n}^* = \tilde{P}_{A,en}^* |\varphi| \text{ ve } \tilde{P}_{A,en}^* = |\tilde{P}_{en}^*| = \frac{\dot{m}_A}{\tilde{P}_A^*} = |\varphi| \quad (\text{E.17})$$

olacaktır.

Benzer işlemler kayma gerilmesi-basınç ve sürtünme kuvveti-basınç için de uygulanacak olursa,

$$\tau_w^* = 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \tau_{w,A,n}^* e^{[(2\pi nF\tau + \Delta\theta_{m,n})i]} \quad (\text{E.18a})$$

$$C_f = 1 + \sum_{n=1}^{\infty} C_{f,A,n}^* e^{[(2\pi nF\tau + \Delta\theta_{m,n})i]} \quad (\text{E.18b})$$

$$\Delta\theta_{m,n} = \tan^{-1} \frac{\text{Re}(\varphi)}{\text{Im}(\varphi)} \quad (\text{E.19})$$

$$\varphi(nF) = - \left(\frac{2i}{\pi nF} \right)^{1/2} \frac{J_{-1} \left[(2\pi nF)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi nF)^{1/2} i^{3/2} \right]} \quad (\text{E.20})$$

elde edilecektir.

Benzer işlemler piston kaynaklı akış içinde uygulanacak olursa,

$$\dot{m}^* = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\pi nFA^* i}{\text{Re}} \left[\frac{1 + \frac{2}{(\pi nF)^{1/2} i^{3/2}} \frac{J_1 \left[(2\pi nF)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi nF)^{1/2} i^{3/2} \right]}}{1 - \frac{2}{(\pi nF)^{1/2} i^{3/2}} \frac{J_1 \left[(2\pi nF)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi nF)^{1/2} i^{3/2} \right]}} \right] e^{(2\pi nF\tau i)} \quad (\text{E.21})$$

$$C_f = 1 + \sum_{n=1}^{\infty} C_{f,A,n}^* e^{[(2\pi nF\tau + \Delta\theta_{m,n})i]} \quad (\text{E.18b})$$

$$\Delta\theta_{m,n} = \tan^{-1} \frac{\text{Re}(\varphi)}{\text{Im}(\varphi)} \quad (\text{E.19})$$

$$\varphi(nF) = - \frac{4}{\pi nF} \left[1 + (2i)^{1/2} \frac{J_{-1} \left[(2\pi nF)^{1/2} i^{3/2} \right]}{J_0 \left[(2\pi nF)^{1/2} i^{3/2} \right]} \right]$$

(E.20)

elde edilecektir.

Ek 5. Deneyde kullanılan kalibrasyon dosyaları***9481B01.CL***

```

##[setup]
1,0,G,9481B01,0.0,0.0,1.0,F,5.0,0
0,,,,,,,,
0,,,,,,,,
0,,,,,,,,
[prb_fn] C:\IFA100\DATA\9481B01.CL
[cal_cal_method] 3
[FP_gain1] 5
[FP_offset1] 1.00
[FP_gain2] 0
[FP_offset2] 0.00
[FP_gain3] 0
[FP_offset3] 0.00
[AD_start_chan] 1
[AD_stop_chan] 1
[cal_probe_type] G
[slant_angle1] 0.000
[slant_angle2] 0.000
[slant_angle3] 0.000
[azim_angle1] 0.000
[azim_angle2] 0.000
[azim_angle3] 0.000
[cal_num_angles] 5
[cal_num_ypvel] 1
[cal_yp_on] 0
[cal_angle_incr] 0.0
[cal_conf_cable] 0
[cal_bridgetype] 0

```

Ek-5'in devamı

```

[cal_temp_rng] 0
[cal_autoorman] 1
[cal_autocal_tbl]
[cal_dpsigsrc] 0
[cal_ccacurrent] 6
##[conditions]
[cal_num_cal_pts] 2
[cal_atm_pres] 760.00 mmHg
[cal_atm_units] mmHg 0
[cal_cal_temp] 20.0 C
[cal_temp_units] C 0
[cal_opr_temp] 250.0 C
[cal_max_vel] 9.95 m/sec
[cal_min_vel] -9.95 m/sec
[cal_vel_units] m/sec 0
[cal_dP_units] mmHg 0
[cal_vel_entry] 9.9
[cal_dP_entry] -0.1
[cal_fs_column] 0.0
[cal_fs_volts] 5.0
[cal_zer_volts] -5.0
[cal_dPperV] -1.0000
##[data]
    0.53173    0.00000    0.00000    0.00000    -9.94640    22.10
    2.00674    0.00000    0.00000    0.00000     9.94636    22.10
##[yaw_data1]
##[yaw_data2]
[yp_dP1] 0.0
[yp_dP2] 0.0
[yp_vel1] 0.0
[yp_vel2] 0.0

```

Ek-5'in devamı

```
##[pitch_data1]
##[pitch_data2]
##[coeff]
    K =  -1.71176e+01  0.00000e+00  0.00000e+00
    A =   1.34865e+01  0.00000e+00  0.00000e+00
    B =   0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
    C =   0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
    D =   0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
    MSE =  0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
##[yaw_coeff]
    0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
##[yaw_coeff45]
    0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
##[pitch_coeff]
    0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
```

9481B02.CL

```
##[setup]
1,0,G,9481B02,0.0,0.0,0.0,F,1.0,0
0,,,,,,,,
0,,,,,,,,
0,,,,,,,,
[prb_fn] C:\IFA100\DATA\9481B02.CL
[cal_cal_method] 3
[FP_gain1] 1
[FP_offset1] 0.00
[FP_gain2] 0
[FP_offset2] 0.00
[FP_gain3] 0
[FP_offset3] 0.00
[AD_start_chan] 1
```

Ek-5'in devamı

```

[AD_stop_chan] 1
[cal_probe_type] G
[slant_angle1] 0.000
[slant_angle2] 0.000
[slant_angle3] 0.000
[azim_angle1] 0.000
[azim_angle2] 0.000
[azim_angle3] 0.000
[cal_num_angles] 5
[cal_num_ypvel] 1
[cal_yp_on] 0
[cal_angle_incr] 0.0
[cal_conf_cable] 0
[cal_bridgetype] 0
[cal_temp_rng] 0
[cal_autoorman] 1
[cal_autocal_tbl]
[cal_dpsigsrc] 0
[cal_ccacurrent] 6
##[conditions]
[cal_num_cal_pts] 2
[cal_atm_pres] 760.00 mmHg
[cal_atm_units] mmHg 0
[cal_cal_temp] 20.0 C
[cal_temp_units] C 0
[cal_opr_temp] 250.0 C
[cal_max_vel] 9.95 m/sec
[cal_min_vel] -9.95 m/sec
[cal_vel_units] m/sec 0
[cal_dP_units] mmHg 0
[cal_vel_entry] -9.9

```

Ek-5'in devamı

```

[cal_dP_entry] -0.1
[cal_fs_column] 0.0
[cal_fs_volts] 5.0
[cal_zer_volts] -5.0
[cal_dPperV] -1.0000
##[data]
    0.52230  0.00000  0.00000  0.00000  -9.94636  22.00
    2.09409  0.00000  0.00000  0.00000   9.94636  22.00
##[yaw_data1]
##[yaw_data2]
[yp_dP1] 0.0
[yp_dP2] 0.0
[yp_vel1] 0.0
[yp_vel2] 0.0
##[pitch_data1]
##[pitch_data2]
##[coeff]
    K =  -1.65566e+01  0.00000e+00  0.00000e+00
    A =   1.26561e+01  0.00000e+00  0.00000e+00
    B =   0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
    C =   0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
    D =   0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
    MSE =  0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
##[yaw_coeff]
    0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
##[yaw_coeff45]
    0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00
##[pitch_coeff]
    0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00  0.00000e+00

```

Ek-5'in devamı

IFA01.CL

##[setup]

0,1,S,CEMA01,0.345,7.38,0.0,F,1.0,0

0,,,,,,,,

0,,,,,,,,

0,,,,,,,,

[prb_fn] C:\IFA100\DATA\CEMA01.CL

[cal_cal_method] 3

[FP_gain1] 1

[FP_offset1] 0.00

[FP_gain2] 0

[FP_offset2] 0.00

[FP_gain3] 0

[FP_offset3] 0.00

[AD_start_chan] 0

[AD_stop_chan] 0

[cal_probe_type] S

[slant_angle1] 0.000

[slant_angle2] 0.000

[slant_angle3] 0.000

[azim_angle1] 0.000

[azim_angle2] 0.000

[azim_angle3] 0.000

[cal_num_angles] 5

[cal_num_ypvel] 1

[cal_yp_on] 0

[cal_angle_incr] 0.0

[cal_conf_cable] 0

[cal_bridgetype] 0

[cal_temp_rng] 0

[cal_autoorman] 1

Ek-5'in devamı

```

[cal_autocal_tbl]
[cal_dpsigsrc] 0
[cal_ccacurrent] 6
##[conditions]
[cal_num_cal_pts] 21
[cal_atm_pres] 752.00 mmHg
[cal_atm_units] mmHg 0
[cal_cal_temp] 22.2 C
[cal_temp_units] C 0
[cal_opr_temp] 250.0 C
[cal_max_vel] 6.00 m/sec
[cal_min_vel] 0.00 m/sec
[cal_vel_units] m/sec 0
[cal_dP_units] mmHg 0
[cal_vel_entry] 0.0
[cal_dP_entry] 0.5
[cal_fs_column] 100.0
[cal_fs_volts] 5.0
[cal_zer_volts] -5.0
[cal_dPperV] -1.0000
##[data]
    0.96436   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   22.20
    0.96924   0.00000   0.00000   0.00000   0.05761   22.20
    0.97656   0.00000   0.00000   0.00000   0.12162   22.20
    0.98611   0.00000   0.00000   0.00000   0.17922   22.10
    0.99365   0.00000   0.00000   0.00000   0.23683   22.20
    1.00830   0.00000   0.00000   0.00000   0.35844   22.20
    1.02051   0.00000   0.00000   0.00000   0.47437   22.20
    1.03271   0.00000   0.00000   0.00000   0.59527   22.20
    1.04225   0.00000   0.00000   0.00000   0.71049   22.10
    1.05469   0.00000   0.00000   0.00000   0.83210   22.20

```

Ek-5'in devamı

1.06422	0.00000	0.00000	0.00000	0.94732	22.10
1.07154	0.00000	0.00000	0.00000	1.06989	22.10
1.08131	0.00000	0.00000	0.00000	1.18415	22.10
1.09839	0.00000	0.00000	0.00000	1.42098	22.10
1.11304	0.00000	0.00000	0.00000	1.65781	22.10
1.12793	0.00000	0.00000	0.00000	1.89464	22.20
1.14258	0.00000	0.00000	0.00000	2.13787	22.20
1.15504	0.00000	0.00000	0.00000	2.37470	22.30
1.21609	0.00000	0.00000	0.00000	3.55885	22.30
1.26548	0.00000	0.00000	0.00000	4.74299	22.50
1.31952	0.00000	0.00000	0.00000	5.92714	22.60
##[yaw_data1]					
##[yaw_data2]					
[yp_dP1] 0.0					
[yp_dP2] 0.0					
[yp_vel1] 0.0					
[yp_vel2] 0.0					
##[pitch_data1]					
##[pitch_data2]					
##[coeff]					
K = 3.06236e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
A = -5.21573e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
B = -1.26444e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
C = 5.21622e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
D = -1.77045e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
MSE = 8.95106e-03 0.00000e+00 0.00000e+00					
##[yaw_coeff]					
0.000 0.000 0.000 0.000					
##[yaw_coeff45]					
0.000 0.000 0.000 0.000					
##[pitch_coeff]					

Ek-5'in devamı

0.000 0.000 0.000 0.000

IFA02.CL

##[setup]

0,1,S,CEMA02,0.345,7.38,1.0,F,5.0,0

0,,,,,,,,

0,,,,,,,,

0,,,,,,,,

[prb_fn] C:\IFA100\DATA\CEMA02.CL

[cal_cal_method] 3

[FP_gain1] 5

[FP_offset1] 1.00

[FP_gain2] 0

[FP_offset2] 0.00

[FP_gain3] 0

[FP_offset3] 0.00

[AD_start_chan] 0

[AD_stop_chan] 0

[cal_probe_type] S

[slant_angle1] 0.000

[slant_angle2] 0.000

[slant_angle3] 0.000

[azim_angle1] 0.000

[azim_angle2] 0.000

[azim_angle3] 0.000

[cal_num_angles] 5

[cal_num_ypvel] 1

[cal_yp_on] 0

[cal_angle_incr] 0.0

[cal_conf_cable] 0

[cal_bridgetype] 0

Ek-5'in devamı

```

[cal_temp_rng] 0
[cal_autoorman] 1
[cal_autocal_tbl]
[cal_dpsigsrc] 0
[cal_ccacurrent] 6
##[conditions]
[cal_num_cal_pts] 21
[cal_atm_pres] 750.90 mmHg
[cal_atm_units] mmHg 0
[cal_cal_temp] 23.4 C
[cal_temp_units] C 0
[cal_opr_temp] 250.0 C
[cal_max_vel] 6.00 m/sec
[cal_min_vel] 0.00 m/sec
[cal_vel_units] m/sec 0
[cal_dP_units] mmHg 0
[cal_vel_entry] 0.0
[cal_dP_entry] -0.1
[cal_fs_column] 100.0
[cal_fs_volts] 5.0
[cal_zer_volts] -5.0
[cal_dPperV] -1.0000
##[data]
    0.97162    0.00000    0.00000    0.00000    0.00000    23.60
    0.97455    0.00000    0.00000    0.00000    0.05761    23.60
    0.98334    0.00000    0.00000    0.00000    0.12162    23.60
    0.99045    0.00000    0.00000    0.00000    0.17922    23.50
    0.99778    0.00000    0.00000    0.00000    0.23683    23.50
    1.01194    0.00000    0.00000    0.00000    0.35844    23.50
    1.02513    0.00000    0.00000    0.00000    0.48006    23.50
    1.03685    0.00000    0.00000    0.00000    0.59527    23.50

```

Ek-5'in devamı

1.04834	0.00000	0.00000	0.00000	0.71689	23.40
1.05859	0.00000	0.00000	0.00000	0.83210	23.40
1.06885	0.00000	0.00000	0.00000	0.95372	23.40
1.07812	0.00000	0.00000	0.00000	1.07533	23.40
1.08740	0.00000	0.00000	0.00000	1.19054	23.40
1.10400	0.00000	0.00000	0.00000	1.43378	23.40
1.12012	0.00000	0.00000	0.00000	1.67061	23.40
1.13525	0.00000	0.00000	0.00000	1.90744	23.40
1.14941	0.00000	0.00000	0.00000	2.15067	23.40
1.16309	0.00000	0.00000	0.00000	2.38750	23.40
1.22314	0.00000	0.00000	0.00000	3.57805	23.40
1.27734	0.00000	0.00000	0.00000	4.77500	23.40
1.32959	0.00000	0.00000	0.00000	5.96555	23.40
##[yaw_data1]					
##[yaw_data2]					
[yp_dP1] 0.0					
[yp_dP2] 0.0					
[yp_vel1] 0.0					
[yp_vel2] 0.0					
##[pitch_data1]					
##[pitch_data2]					
##[coeff]					
K = 2.51635e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
A = -4.29059e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
B = -1.09737e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
C = 4.28998e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
D = -1.39415e+01 0.00000e+00 0.00000e+00					
MSE = 4.34202e-03 0.00000e+00 0.00000e+00					
##[yaw_coeff]					
0.000 0.000 0.000 0.000					
##[yaw_coeff45] 0.000 0.000 0.000 0.000					
##[pitch_coeff]					
0.000 0.000 0.000 0.000					

ÖZGEÇMİŞ

Cemalettin AYGÜN, 1974 yılında Erzurum’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimi aynı ilde tamamladı. 1994 yılında girdiği Erciyes Üniversitesi Yozgat Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 1998 yılında mezun oldu. 1999 yılında Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 2001 yılında Yüksek Lisans Eğitimini tamamlayıp 2002-2003 yılları arasında K.T.Ü. Yabancı Diller Hazırlık okulunda eğitim gördü. 2003 yılında K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Doktora eğitime başladı. 2002 yılından itibaren K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. Halen aynı görevine devam etmekte olup, İngilizce bilmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.