

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

EKSENEL DÖNME ÜRETEÇLERİNİN DEĞİŞİK TİP VE KONUMLARI İÇİN
AZALAN DÖNMELİ AKIŞTA ISI GEÇİŞİ, BASINÇ DÜŞÜMÜ VE
PERFORMANS İNCELEMELERİ

Mak. Yük. Müh. Betül AYHAN SARAÇ

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nce

“Doktor”

Ünvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 19.04.2004

Tezin Savunma Tarihi : 14.06.2004

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Tülin BALI

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Kamil KAYGUSUZ

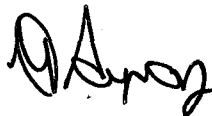
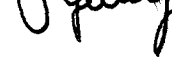
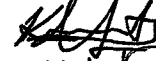
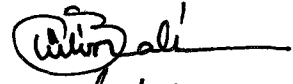
Jüri Üyesi : Doç. Dr. Mehmet Emin ARICI

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Taner DERBENTLİ

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Tahir YAVUZ

Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Yusuf AYVAZ

Trabzon 2004



ÖNSÖZ

Bu çalışma, dairesel kesitli boru içerisinde farklı konumlara yerleştirilen helisel kanatlı aksenal dönme üreteçleri ile oluşturulan sönümlenen türbülanslı dönmeli akışta, sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı altında, ısı geçişi, basınç düşümü ve performans karakteristiklerinin incelenmesine yönelik deneysel bir araştırmadır.

Doktora çalışmamın her aşamasında bilgisini, deneyimini aktaran, her konuda yardımını esirgemeyen ve akademik olarak gelişmemde büyük desteği olan değerli hocam sayın Yrd. Doç. Dr. Tülin BALI' ye teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca bilgi ve fikirleriyle çalışmamın her aşamasında destek olan, maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen babam ve hocam sayın Prof. Dr. Teoman AYHAN' a teşekkür ederim.

Doktora çalışması, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora Programı'nda yapılmıştır. Bu araştırma ile ilgili laboratuvar çalışmaları, KTÜ Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca çalışma KTÜ Araştırma Fonu tarafından "Araştırma Projesi" olarak desteklenmiştir. Çalışmaya olan katkılarından dolayı KTÜ Makina Mühendisliği Bölümü' ne ve Araştırma Fonu' na teşekkür ederim.

Tüm hayatım boyunca her zaman yanımda olan ve beni destekleyen anneme, babama ve kardeşlerime saygılarımı sunar, bana her konuda yardımcı olan eşime teşekkür ederim.

Betül AYHAN SARAÇ

Trabzon 2004

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET.....	VI
SUMMARY.....	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	XII
TABLolar DİZİNİ.....	XVII
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Dönmeli Akışların Genel Karakteristikleri.....	3
1.3. Dönmeli Akışların Uygulama Alanları.....	9
1.4. Literatür Araştırması.....	10
1.5. Sunulan Çalışmanın Amacı.....	28
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	29
2.1. Eksenel Dönme Üreteçleri.....	29
2.2. Isı Geçiş Deney Düzenegi.....	33
2.2.1. Ölçme Sistemi.....	37
2.2.2. Isı Geçiş Deneylerinin Yapılışı.....	38
2.3. Akış Gözleme Deney Düzenegi.....	39
2.4. Şekil Direnci Deney Düzenegi.....	42
2.5. Deneysel Hesaplama Yöntemleri.....	43
2.6. Performans Değerlendirme Kriterleri.....	47
2.7. Matematiksel Modelleme.....	53
2.7.1. Boyut Analizi.....	53
2.7.1.1. Sürtünme Faktörü.....	54
2.7.1.2. Isı Taşınım Katsayısı.....	57
2.7.2. Sürtünme Faktörünün ve Isı Taşınım Katsayısının Modellenmesi.....	58
2.7.2.1. Sürtünme Faktörünün Modellenmesi.....	58
2.7.2.2. Isı Geçişinin Modellenmesi.....	62

3.	BULGULAR.....	67
3.1.	Akış Gözleme Bulguları.....	67
3.2.	Şekil Direnci Karakteristikleri.....	71
3.3.	Isı Geçişi ve Sürtünme Faktörü Bulguları.....	76
3.3.1.	Dönme Üretci Konumuna Göre Isı Geçişi ve Sürtünme Faktörü Bulguları.....	77
3.3.2.	Dönme Üretci Kanat Açısına Göre Isı Geçişi ve Sürtünme Faktörü Bulguları.....	106
3.4.	Tersinmezlik Bulguları.....	114
3.5.	Isı Geçişi Performans Değerlendirme Bulguları.....	122
3.6.	Matematiksel Modelleme Bulguları.....	126
4.	İRDELEME.....	141
4.1.	Isı Geçişi ve Basınç Düşümü Bulgularının İrdelenmesi.....	141
4.1.1.	Konuma Göre İrdeme.....	141
4.1.2.	Kanat Açısına Göre İrdeme.....	150
4.2.	Tersinmezlik ve Isı Geçişi Performans Değerlendirme Bulgularının İrdelenmesi	153
4.2.1.	Tersinmezlik Bulgularının İrdelenmesi.....	153
4.2.2.	Isı Geçişi Performans Değerlendirme Bulgularının İrdelenmesi.....	156
4.3.	Matematiksel Modelleme Bulgularının İrdelenmesi.....	162
4.3.1.	Matematiksel Model Isı Geçişi ve Sürtünme Faktörü Bulgularının İrdelenmesi.....	162
4.3.2.	Matematiksel Modelin 25 ⁰ Kanat Açısı İçin İrdelenmesi.....	165
5.	SONUÇLAR.....	173
6.	ÖNERİLER.....	178
7.	KAYNAKLAR.....	179
8.	EKLER.....	184
9.	ÖZGEÇMİŞ.....	206

ÖZET

Bu çalışmada; dairesel kesitli boru içerisinde farklı konumlara yerleştirilen, 15° , 30° , 45° ve 60° helisel kanat açılı dönme üreteçleri ile oluşturulan türbülanslı dönmeli akışta, sabit yüzey sıcaklığında, ısı geçişi ve basınç düşümü deneysel olarak incelenmiştir. Akışa boru boyunca dönme vermek yerine, dönme etkisinin azaldığı konumlara yeniden dönme üreteci yerleştirilerek akış alanında yenilenen periyodik veya periyodik olmayan bir sönümlenme hareketi oluşturularak 7 ayrı konumda, dört değişik kanat açısında ve iki farklı kanat sayısında, 3500-35000 Reynolds sayısı aralığında 56 tip ısı geçiş ve basınç düşümü deneyi yapılmıştır. Çalışmada üç ayrı deney düzeneği imal edilmiş; bu deney düzeneklerinde sırasıyla, ısı geçişi ve basınç düşümü deneyleri, akış gözleme deneyleri ve şekil direnci deneyleri yapılmıştır. Akış gözleme deneylerinde dönme üreteçleri arkasında oluşan akış alanı gözlenmiş, akışın sönümlenen dönmeli akış olduğu ve dönme üreteci kanat açısı azaldıkça dönme periyodunun azaldığı elde edilmiştir. Şekil direnci deneylerinde ise dönme üretecinin yerleştirildiği bölgede basınç ölçümleri alınarak dönme üreteçlerinin direnç katsayıları belirlenmiştir. Ayrıca ekserji analizi yardımıyla etkin dönmeli akış üreteci tipleri ve konumları belirlenmiştir.

Kanat açısı ısı geçişi ve basınç düşümünü etkileyen en önemli parametredir. Deney tiplerine göre Nusselt sayısında ortalama $\%10 \div \%100$ ve sürtünme faktöründe ise ortalama $2 \div 49$ kat artış elde edilmiştir. En etkin dönme üreteci konumu dönme üretecinin boru ortasına yerleştirildiği C tipi, en etkin kanat açılarının da 30° ' den küçük kanat açıları olduğu belirlenmiştir. Dönmeli akış alanında ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü için deneysel verilere dayalı bir matematiksel model geliştirilmiş ve eşitlikler türetilmiştir. Deneysel sonuçlarla matematiksel model uyumunun ısı geçişi sonuçlarında $\% 90 \div \% 99$, sürtünme faktöründe $\% 86 \div \% 97$ olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Azalan Türbülanslı Dönmeli Akış, Eksenel Dönme Üreteci, Isı Geçişinin İyileştirilmesi, Ekserji Analizi

SUMMARY

Investigation of Heat Transfer, Pressure Drop and Performance in Decaying Swirl Flow for Different Types and Statements of Axial Swirl Promoters

In this study, heat transfer and pressure drop for turbulent swirl flow generated by swirl generators with 15° , 30° , 45° and 60° helical wing angles which were placed at different positions in a pipe with circular cross section and constant wall temperature were experimented. Instead of producing a circulating flow throughout the pipe, swirl generators were placed at position where the swirl effect decrease to obtain a periodic or nonperiodic swirl motion. 56 experiments measuring heat transfer and pressure drops were carried out by placing the swirl generators at 7 different positions, 4 different wing angles and 2 different wing numbers and Reynolds numbers between 3500 and 35000. In this study 3 different experimental setups were manufactured. In these experimental setups, the experiments of heat transfer and pressure drop, the flow observation experiments and the form resistance experiments were made. In the flow observation experiments, the flow area behind the swirl generator is observed and it was seen that the flow is a decaying swirl flow and that the swirl period decreases when the wing angle of the swirl generator decreases. In the experiments of form resistance, the form resistance coefficients of the swirl generators were determined by obtaining pressure measurements from the section where the swirl generator is placed. Moreover, the types and positions of effective swirl flow generator were determined by means of an exergy analysis .

Wing angle is the most significant parameter which effects heat transfer and pressure drop. An average increase of % 10 to % 100 in Nusselt number and an average increase of 2 to 49 times for the friction factor were obtained depending on the experiment type. It was determined that the most effective position of the swirl generator is the centre of the pipe and that the most effective wing angles are those which are lower than 30° . At the swirl flow area, heat transfer coefficient and friction factor were mathematically modelled and expressions were derived. The harmony between the experimental results and the mathematical model is % 92 to % 99 for heat transfer results and % 86 to % 97 for the friction factor.

Key Words : Decaying Turbulent Swirl Flow, Axial Swirl Generator, Augmentation of Heat Transfer, Exergy Analysis

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1. Türbülanslı akışta sabit Reynolds sayısında zorlanmış dönmeli ve serbest dönmeli akış bölgesi.....	5
Şekil 2. Farklı dönme üreteçleri için dönme sayısının fonksiyonu olarak dönme etkinliği.....	6
Şekil 3. Eksenel simetrik sönümlenmeyen ve sönümlenen dönmeli akış.....	8
Şekil 4. Doktora çalışmasının literatürle karşılaştırılması.....	24
Şekil 5. Helis adımı şeması.....	29
Şekil 6. Kanat yapım şeması.....	30
Şekil 7. 15^0 ve 30^0 kanat açılı 4 kanatlı dönme üreteçleri	30
Şekil 8. 45^0 kanat açılı 4 kanatlı dönme üreteçleri	30
Şekil 9. 60^0 kanat açılı 4 kanatlı dönme üreteçleri	31
Şekil 10. 15^0 ve 30^0 kanat açılı 6 kanatlı dönme üreteçleri	31
Şekil 11. 45^0 kanat açılı 6 kanatlı dönme üreteçleri	31
Şekil 12. 60^0 kanat açılı 6 kanatlı dönme üreteçleri	31
Şekil 13. Dönme üretici ve tutucu ayak	32
Şekil 14. İkili yerleşim düzeni (<i>D</i> tipi).....	32
Şekil 15. Dönme üreteçlerinin deney borusu içindeki konumları.....	33
Şekil 16. Deney düzeneği.....	33
Şekil 17. 1sı geçiş deney düzeneğinin şematik resmi.....	35
Şekil 18. Ölçüm bölgesi	36
Şekil 19. Akış gözleme deney düzeneğinin şematik resmi	40
Şekil 20. Eksenel dönme üretici ve dönmeli akış oluşumu	41
Şekil 21. Şekil direnci deney düzeneği şematik resmi	42
Şekil 22. Şekil direnci deney düzeneği	43
Şekil 23. Dönme üretici bölgesi	43
Şekil 24. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	46
Şekil 25. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	46
Şekil 26. Kontrol hacmi.....	51
Şekil 27. Dönmeli akış ipçisindeki hızlar a) Sönümlenen, b)Sönümlenmeyen.....	54

Şekil 28.	Akış alanında boru boyunca basınç değişimi.....	59
Şekil 29.	$f_{dönme}$ ' nin Re sayısı ve x' e bağlı değişimi.....	61
Şekil 30.	Yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi.....	62
Şekil 31.	"6-15 ⁰ " ve "4-15 ⁰ " tipi dönme üreteçleri arkasındaki akış görüntüleri.....	67
Şekil 32.	"6-30 ⁰ " ve "4-30 ⁰ " tipi dönme üreteçleri arkasındaki akış görüntüleri.....	68
Şekil 33.	"6-45 ⁰ " ve "4-45 ⁰ " tipi dönme üreteçleri arkasındaki akış görüntüleri	69
Şekil 34.	"6-60 ⁰ " ve "4-60 ⁰ " tipi dönme üreteçleri arkasındaki akış görüntüleri	70
Şekil 35.	"4-15" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü	71
Şekil 36.	"4-30" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü	71
Şekil 37.	"4-45" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü	72
Şekil 38.	"4-60" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü	72
Şekil 39.	"6-15" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü	73
Şekil 40.	"6-30" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü	73
Şekil 41.	"6-45" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü	74
Şekil 42.	"6-60" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü	74
Şekil 43.	Dönme üretecine ait direnç katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi, $n = 4$	75
Şekil 44.	Dönme üretecine ait direnç katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi, $n = 6$	75
Şekil 45.	Kanat açısı ve kanat sayısı sembolleri.....	77
Şekil 46.	4A& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	78
Şekil 47.	6A& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	78
Şekil 48.	4A& ve 6A& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	79
Şekil 49.	4A& ve 6A& tipi deneylerde Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi.....	79
Şekil 50.	4A& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	80
Şekil 51.	6A& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	80
Şekil 52.	4A& ve 6A& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	81
Şekil 53.	4A& ve 6A& tipi deneylerde göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi.....	81
Şekil 54.	4B& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	82

Şekil 55.	6B& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	82
Şekil 56.	4B& ve 6B& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	83
Şekil 57.	4B& ve 6B& tipi deneylerde Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi.....	83
Şekil 58.	4B& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	84
Şekil 59.	6B& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	84
Şekil 60.	4B& ve 6B& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	85
Şekil 61.	4B& ve 6B& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi.....	85
Şekil 62.	4C& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	86
Şekil 63.	6C& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	86
Şekil 64.	4C& ve 6C& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	87
Şekil 65.	4C& ve 6C& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi.....	87
Şekil 66.	4C& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	88
Şekil 67.	6C& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	88
Şekil 68.	4C& ve 6C& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	89
Şekil 69.	4C& ve 6C& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi.....	89
Şekil 70.	4D& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	90
Şekil 71.	6D& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	90
Şekil 72.	4D& ve 6D& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	91
Şekil 73.	4D& ve 6D& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi.....	91
Şekil 74.	4D& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	92
Şekil 75.	6D& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	92
Şekil 76.	4D& ve 6D& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	93

Şekil 77.	4D& ve 6D& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi.....	93
Şekil 78.	4E& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	94
Şekil 79.	6E& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	94
Şekil 80.	4E& ve 6E& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	95
Şekil 81.	4E& ve 6E& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi.....	95
Şekil 82.	4E& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	96
Şekil 83.	6E& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	96
Şekil 84.	4E& ve 6E& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	97
Şekil 85.	4E& ve 6E& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi.....	97
Şekil 86.	4F& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	98
Şekil 87.	6F& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	98
Şekil 88.	4F& ve 6F& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	99
Şekil 89.	4F& ve 6F& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi.....	99
Şekil 90.	4F& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	100
Şekil 91.	6F& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	100
Şekil 92.	4F& ve 6F& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	101
Şekil 93.	4F& ve 6F& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi.....	101
Şekil 94.	4G& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	102
Şekil 95.	6G& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	102
Şekil 96.	4G& ve 6G& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	103
Şekil 97.	4G& ve 6G& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi.....	103
Şekil 98.	4G& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	104
Şekil 99.	6G& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	104
Şekil 100.	4G& ve 6G& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	105

Şekil 101.	4G& ve 6G& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi.....	105
Şekil 102.	4&15 dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	106
Şekil 103.	6&15 dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	106
Şekil 104.	4&15 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi....	107
Şekil 105.	6&15 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi....	107
Şekil 106.	4&30 dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	108
Şekil 107.	6&30 dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	108
Şekil 108.	4&30 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi....	109
Şekil 109.	6&30 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi....	109
Şekil 110.	4&45 dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	110
Şekil 111.	6&45 dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	110
Şekil 112.	4&45 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi....	111
Şekil 113.	6&45 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi....	111
Şekil 114.	4&60 dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	112
Şekil 115.	6&60 dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	112
Şekil 116.	4&60 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi....	113
Şekil 117.	6&60 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi....	113
Şekil 118.	4G& ve 6G& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi.....	114
Şekil 119.	4A& ve 6A& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi.....	115
Şekil 120.	4A& ve 6A& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi.....	115
Şekil 121.	4B& ve 6B& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi.....	116
Şekil 122.	4B& ve 6B& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi.....	116
Şekil 123.	4C& ve 6C& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi.....	117
Şekil 124.	4C& ve 6C& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi.....	117
Şekil 125.	4D& ve 6D& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi.....	118
Şekil 126.	4D& ve 6D& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi.....	118
Şekil 127.	4E& ve 6E& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi.....	119
Şekil 128.	4E& ve 6E& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi.....	119
Şekil 129.	4F& ve 6F& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi.....	120
Şekil 130.	4F& ve 6F& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi.....	120
Şekil 131.	4G& ve 6G& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi.....	121
Şekil 132.	4G& ve 6G& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi.....	121

Şekil 133.	4A& ve 6A& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi....	122
Şekil 134.	4B& ve 6B& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi....	123
Şekil 135.	4C& ve 6C& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi....	123
Şekil 136.	4D& ve 6D& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	124
Şekil 137.	4E& ve 6E& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi....	124
Şekil 138.	4F& ve 6F& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi....	125
Şekil 139.	4G& ve 6G& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi...	125
Şekil 140.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4A , (b) 6A	127
Şekil 141.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu, (a) 4A , (b) 6A	127
Şekil 142.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4A , (b) 6A	128
Şekil 143.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4A , (b) 6A	128
Şekil 144.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4B , (b) 6B	129
Şekil 145.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu, (a) 4B , (b) 6B	129
Şekil 146.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4B , (b) 6B	130
Şekil 147.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4B , (b) 6B	130
Şekil 148.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4C , (b) 6C	131
Şekil 149.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu, (a) 4C , (b) 6C	131
Şekil 150.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4C , (b) 6C	132
Şekil 151.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4C , (b) 6C	132
Şekil 152.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4D , (b) 6D	133
Şekil 153.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu, (a) 4D , (b) 6D	133
Şekil 154.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4D , (b) 6D	134
Şekil 155.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4D , (b) 6D	134
Şekil 156.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4E , (b) 6E	135
Şekil 157.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu, (a) 4E , (b) 6E	135

Şekil 158.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4E , (b) 6E	136
Şekil 159.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4F , (b) 6F	136
Şekil 160.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4F , (b) 6F	137
Şekil 161.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu, (a) 4F , (b) 6F	137
Şekil 162.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4F , (b) 6F	138
Şekil 163.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4F , (b) 6F	138
Şekil 164.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4G , (b) 6G	139
Şekil 165.	Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu, (a) 4G , (b) 6G	139
Şekil 166.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4G , (b) 6G	140
Şekil 167.	Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4G , (b) 6G	140
Şekil 168.	4A tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	166
Şekil 169.	6A tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	166
Şekil 170.	4B tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	167
Şekil 171.	6B tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	167
Şekil 172.	4C tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	168
Şekil 173.	6C tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	168
Şekil 174.	4D tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	169
Şekil 175.	6D tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	169
Şekil 176.	4E tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	170
Şekil 177.	6E tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	170

Şekil 178.	4F tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	171
Şekil 179.	6F tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	171
Şekil 180.	4G tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re	172
Şekil 181.	6G tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması (a) Nu-Re, (b) f-Re.....	172
Ek Şekil 1.	6A60 deney tipi için deneysel ve matematiksel model uyumu.....	192
Ek Şekil 2.	6A& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model <i>f-Re</i> lineer değişimi...	193
Ek Şekil 3.	6B& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model <i>f-Re</i> lineer değişimi...	193
Ek Şekil 4.	6C& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model <i>f-Re</i> lineer değişimi...	194
Ek Şekil 5.	4D& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model <i>f-Re</i> lineer değişimi...	194
Ek Şekil 6.	6D& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model <i>f-Re</i> lineer değişimi...	195
Ek Şekil 7.	6E& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model <i>f-Re</i> lineer değişimi...	195
Ek Şekil 8.	4F& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model <i>f-Re</i> lineer değişimi...	196
Ek Şekil 9.	4G& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model <i>f-Re</i> lineer değişimi...	196
Ek Şekil 10.	6G& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model <i>f-Re</i> lineer değişimi...	197

TABLULAR DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. Girdap karakteristikleri.....	5
Tablo 2. Dönmeli akışta literatür araştırması - deneysel.....	25
Tablo 3. Dönmeli akışta literatür araştırması - teorik.....	25
Tablo 4. Eksenel dönme üreteçlerinin çeşitli konum ve kombinasyonları için sürtünme faktörü ifadeleri.....	65
Tablo 5. Eksenel dönme üreteçlerinin çeşitli konum ve kombinasyonları için ısı taşınım katsayısı ifadeleri.....	66
Tablo 6. Dönmeli akış üreteçlerinin direnç katsayıları.....	76
Tablo 7. Deney tipi kodlaması.....	77
Tablo 8. Matematiksel model sabitleri - 4 kanat	126
Tablo 9. Matematiksel model sabitleri - 6 kanat	126
Tablo 10. A tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları.....	142
Tablo 11. B tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları.....	144
Tablo 12. C tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları.....	145
Tablo 13. D tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları.....	146
Tablo 14. E tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları.....	148
Tablo 15. F tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları.....	149
Tablo 16. G tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları.....	150
Tablo 17. Tersinmezlik Artış Oranları ve Performans Değerlendirme Sonuçları 4-kanat, 6 kanat.....	159
Tablo 18. Nu_{max} , f_{min} , I_{min} , $(N_a)_{max}$ değerlerinin elde edildiği deney tipleri.....	161
Ek Tablo 1. Dört kanatlı deney tiplerinin birbirine göre (%) Nu artış oranları.....	188
Ek Tablo 2. Altı kanatlı deney tiplerinin birbirine göre (%) Nu artış oranları.....	189
Ek Tablo 3. Dört kanatlı deney tiplerinin birbirine göre Sürtünme faktörü artış oranları.....	190
Ek Tablo 4. Altı kanatlı deney tiplerinin birbirine göre Sürtünme faktörü artış oranları.....	191
Ek Tablo 5. Belirsizlik Analizi Sonuçları.....	204

SEMBOLLER DİZİNİ

a	Matematiksel model sabiti,
b	Matematiksel model sabiti
A	Alan [m^2]
A_q	Isıl ekserji, [W]
c_p	Sabit basınçta havanın özgül ısısı [kJ/kgK]
d	Dönme üretici göbek çapı [m]
D	Boru çapı [m]
D_h	Hidrolik çap [m]
e	Matematiksel model sabiti
f	Sürtünme faktörü
h	Isı taşınım katsayısı [W/m^2K]
h_{fg}	Buharlaştırma entalpisi [kJ/kg]
I	Tersinmezlik [W]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
K_p	Şekil direnci katsayısı
L	Boru uzunluğu [m]
L^*	Etki uzunluğu
m	Kütleli debi [kg/s]
m	Matematiksel model sabiti
n	Kanat sayısı
N	Dönme üretici sayısı
N_a	Etkinlik katsayısı
Nu	Nusselt sayısı
ΔP	Basınç düşümü [Pa]
P	Basınç [Pa]
	Islak çevre [m]
q	Isı [W]
Pr	Prandtl sayısı
r	Radyal koordinat,
	Dönmeli akış üreticinin göbeğinin yarıçapı [m]
Re	Reynolds sayısı

S	Dönme sayısı
T	Sıcaklık [K]
t	Zaman [s]
	Dönme üretici kanat kalınlığı [m]
u	Eksenel hız [m/s]
V	Hacimsel debi [m ³ /s]
x	Eksenel koordinat
w	Çevresel hız [m/s]

Yunan Harfleri

α	Matematiksel model kukla değişkeni
β	Matematiksel model kukla değişkeni
λ	Geometrik benzerlik oranı
μ	Dinamik viskozite [kg/ms]
θ	Dönme üretici kanat açısı
ρ	Yoğunluk [kg/m ³]
ω	Açısal hız [1/s]
Ω	Dönme yoğunluğu
ψ	Akış ekserjisi

İndisler

b	boş boru
ζ	çıkış
d	deneysel
g	giriş
max	maksimum
min	minimum
ort	ortalama
s	sukbe
w	cidar
o	ortam
*	boyutsuz

1. GENEL BİLGİLER

1.1. GİRİŞ

Enerjinin etkin kullanımı; enerji kaynaklarının daha verimli kullanılmasına, enerji yatırımlarının ve enerji maliyetinin azaltılmasına olanak vermekte ve çevre sorunlarını azaltmaktadır. Gelişen teknoloji ile insanların yaşam standartları iyileşmekte ve enerji tüketimi hızla artmaktadır. Ancak gelişmişlik günümüzde, artık kişi başına tüketilen enerji miktarı ile değil, az enerji kullanarak çok ekonomik değer yaratabilmekle ölçülmektedir. Dünya nüfusunun sürekli arttığı da göz önüne alındığında enerjinin etkin kullanımı ve enerji tasarruf yöntemlerinin geliştirilmesi, ülkelerin ve işletmelerin temel politikalarını belirlemektedir. Dünya enerji kaynakları sınırlı olduğundan bu kaynaklar daha ekonomik ve daha verimli bir şekilde kullanılmaya, aynı zamanda alternatif enerji kaynakları araştırılmaya çalışılmaktadır.

Enerji ve malzeme tasarrufu düşüncesi ayrıca ekonomik gereksinimler, hatta çevresel etkiler daha verimli ısı değiştirgeçleri üretme çabalarına yol açmıştır. Bugünkü teknolojide ısı enerjisinin kullanıldığı birçok proses mevcuttur. Isı enerjisinin ekonomik kullanımı, bir şekilde ısı geçişinin iyileştirilmesi veya ısı geçişinin kontrolü şeklinde gerçekleştirilmektedir. Isı geçişi iyileştirme teknikleri Bergles [1] tarafından dış kuvvetlere ihtiyaç göstermeyen pasif yöntemler ve dış kuvvetlere ihtiyaç gösteren aktif yöntemler olarak sınıflandırılmıştır. Aktif tekniklere örnek olarak yüzey titreşimi, elektrostatik alanlar, enjeksiyon, emme ve mekanik yardımcılar; pasif teknik tiplerine ise dönmeli akışlar, genişletilmiş yüzeyler, pürüzlü yüzeyler ve yeri değiştirilebilen türbülatoörler örnek verilebilir.

Isı geçişindeki iyileşme, verilen bir ısı yükü için, ısı değiştirgeci hacmini küçültmek veya sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkını azaltmak ya da pompalama gücünü düşürmek amacıyla istenir. Newton Soğuma Kanunu' na göre verilen bir sıcaklık farkı için ısı geçişinin iyileştirilmesi amacıyla ya ısı taşınım katsayısı artırılmalı, ya da yüzey alanı büyütülmelidir. Çoğu uygulamada yüzey alanının büyütülmesi bazı sakıncalar da ortaya çıkarır. Örneğin, sıvılar için yoğuşma ve buharlaşma durumlarında yüzeyin iletim direnci önem kazandığından genişletilmiş yüzeylerin kullanılması sakıncalıdır. Yine gazlar için tozlu ve kirli çalışma ortamlarında genişletilmiş yüzeylere yapışan toz ve kirler

ısı geçişine direnç oluştururlar. Aynı zamanda genişletilmiş yüzeyler için maliyet unsuru da göz önüne alınmalıdır. Isı geçişindeki iyileşme ısı taşınım katsayısının artırılması yoluyla da sağlanabilir. Isı taşınım katsayısı akış hızının arttırılmasıyla iyileştirilse de bu durum pompalama gücünde de artmaya neden olur ve pratik değildir. Bir diğer yol akış alanındaki sınır tabaka yapısının bozulması olup, bu şekilde artan düzensizlik akış alanını ısı geçişine daha elverişli bir duruma getirir. Sınır tabaka yapısının bozulması genelde aşağıdaki değişikliklerle sağlanır [2, 3].

1. Akış alanına yapay türbülans üreticilerin yerleştirilmesi
2. Akış alanını sınırlayan cidarın pürüzlendirilmesi veya şekillendirilmesi
3. Akış alanında akışkana dönme verilmesi
4. Akış alanını sınırlayan ortamın dönmesi

Çoğu ısı geçiş prosesinde, özellikle ısı geçiş özellikleri iyi olmayan gaz akışlarında küçük Reynolds sayılarında ısı geçişinin iyileştirilmesi için ısı taşınım katsayısının artırılması yoluna gidilmektedir. Günümüzde birçok işletmenin ısı geçişinde yaşadığı sorunlardan yola çıkarak, küçük değişikliklerle ısı geçiş performanslarının iyileştirilmesi sağlanabilir. Örneğin ısı değiştiricilerine kolay takılıp çıkarılan akış yönlendirici cihazlar yerleştirilerek ısı geçişinde önemli iyileşmeler sağlanabilir. Kazanlarda etkin ısı geçişi için duman boruları içine yine kolay takılıp çıkarılabilen elemanlar yerleştirilerek ısı verim arttırılabilir ve yakıt tasarrufu sağlanarak, çevre kirliliği azaltılmış olur. Literatürde çok çeşitli akış yönlendirici tipleri ile karşılaşmaktadır. Bu iyileştirme çalışmalarında önemli olan dönme üretici, türbülator veya teğetsel enjektör gibi akış yönlendiricilerin kanat açısı, kanat sayısı, çap oranı, bükülme oranı, enjeksiyon açısı vb. gibi karakteristik özellikleridir. Akış yönlendirici tiplerinin etkinliği çeşitli performans analiz yöntemleri yardımıyla belirlenir ve uygun çalışma şartları elde edilir. Burada maliyet unsuru da önemlidir.

Dönmeli akışların, akış alanındaki etkileri yıllardan beri araştırılmaktadır. Akışa verilecek dönme hareketi miktarının bilinmesi ve kontrol edilmesi tasarımcılar için önem taşır. Dönmeli akışlar akış tipine göre *sönümlenmeyen* yani *sürekli* dönmeli akışlar ve *sönümlenen* yani *azalan* dönmeli akış olmak üzere iki gruba ayrılırlar [2, 3, 4]. Sönümlenmeyen dönmeli akış (*nondecaying swirl flow*), dönmeli akışın sürekli olarak boru içerisinde boru boyunca sağlandığı akış şeklidir. Bu tür akışlar; boru içerisine boru boyunca sarımlı tellerin, kıvrılmış veya bükülmüş şeritlerin yerleştirilmesi veya boru iç

yüzeyine helisel kanatçıkların, yivlerin açılması ya da setlerin oluşturulması ile sağlanır. Sönümlenen dönmeli akış (*decaying swirl flow*) ise, boru girişine yerleştirilen akış yönlendiricisinin oluşturduğu ve boru boyunca dönme etkisinin azalması ile sönümlenerek boş boru akış şeklini alan bir akış şeklidir. Bu tür akışlar da boru girişinde kısa bükülmüş veya kıvrılmış şeritlerle, pervane tipli veya helisel kanatlı dönme üreteçleriyle ya da teğetsel yönde enjeksiyonla sağlanır.

Bu çalışmada; dairesel kesitli boru içerisinde farklı konumlara yerleştirilen helisel kanatlı aksenal dönmeli akış üreteçleri ile oluşturulan sönümlenen türbülanslı dönmeli akışta, sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı altında, ısı geçişi ve basınç düşümü deneysel olarak incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, bu çalışmada; akışa boru boyunca dönme vermek yerine, dönme etkisinin azaldığı konumlara yeniden dönme üretici yerleştirilerek akış alanında belirli aralıklarda bir sönümlenme hareketi oluşturulmuştur. Bu sönümlenme hareketi, dönme üreteçlerinin konumlarına göre *periyodik sönümlenen* veya *periyodik sönümlenmeyen* dönmeli akış (*periodically or nonperiodically decaying swirl flow*)olarak iki tipte incelenmiştir. Böylece dönme üreteçlerinin boru boyunca yerleştirilmesi nedeniyle oluşan basınç düşümleri azaltılmış ve akış alanındaki dönme sönümlenmeden, akışa belirli aralıklarda dönme hareketi verilerek, dönme etkisinin devamı sağlanmıştır. Bu çalışmada ayrıca dönme üretici arkasında oluşan dönmeli akış görsel olarak incelenerek dönme sönümlenmesi gözlenmiştir. Yine dönme üreteçlerinin ön ve arka kısmındaki akış alanında basınçlar ölçülerek bu üreteçlerin basınç düşümü karakteristikleri elde edilmiştir. Isı geçişi tersinmezlik üreten bir süreç olduğundan, Termodinamiğin II. Kanunu' ndan yararlanarak yapılan ekserji analizi yardımıyla, tersinmezlikler hesaplanarak performans değerlendirmesi yapılmış ve etkin dönmeli akış üretici tipleri ve konumları belirlenmiştir. Sönümlenen dönmeli akış alanının sayısal olarak modellenmesinde karşılaşılan güçlükler nedeniyle çalışma deneysel olarak incelenmiş, ancak akış alanında ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü için deneylere dayalı bir matematiksel modelleme yöntemi geliştirilmiş ve eşitlikler türetilmiştir.

1.2. Dönmeli Akışların Genel Karakteristikleri

Dönmeli akış, ana akım hızının çevresel bileşeninin akış alanında etkili olduğu bir akış şekli olup kanal boyunca aksenal akış hareketine çevresel akış hareketinin eklenmesiyle karakterize edilir. Böylece akışkan elemanı helisel bir yörünge takip eder.

Çevresel hız bileşeni, yönlendirici kanatlar yardımıyla veya boru içerisine akışkanın direkt teğetsel girişiyle elde edilir. Bu akış şeklinde çevresel hız bileşeni aksel hız bileşeni ile karşılaştırılabilir büyüklüktedir. Dönmenin akışa olan etkileri, tasarımcıları amaçlarına göre, gerekli dönme miktarının üretilmesi veya dönmenin kontrol edilmesi yollarını aramaya sevk ettirmiştir. Birbirini tamamlayan deneysel çalışmalar ve modelleme çalışmalarının yapılmasıyla ekonomik tasarım büyük ölçüde kolaylaşır ve aynı zamanda pratik ısı değiştirgeçlerinin performansı iyileşir.

Deneysel çalışmalar dönmenin akış alanında önemli etkileri olduğunu göstermiştir. Örneğin, yanma odalarında alev boyutu, şekli ve stalibitesi, akış sönümlenmesi ve yanma yoğunluğu akışta meydana gelen dönme sayısından çok etkilenir. Yine çeşitli ısı değiştirgeçlerinde, ısı geçişinde iyileşme üzerinde etkili olan dönme sayısı önem kazanır. Genellikle dönme etkisi, dönme sayısı S ile karakterize edilir ve çevresel momentum momentinin, aksel momentum akışı ile boru yarıçapının çarpımına oranı olarak aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$S = \frac{G_{\theta}}{G_x R} = \frac{2\pi\rho \int_0^R uwr^2 dr}{2\pi\rho \int_0^R u^2 r dr R} \quad (1)$$

Yine yerel akış alanında tanımlanan dönme yoğunluğu da (Ω), sönümlenen dönmeli akıştaki ısı geçiş olayının açıklanmasında önem taşımaktadır. Dönme yoğunluğu, çevresel momentumun kesitteki toplam momentuma oranı olarak

$$\Omega = \frac{2\pi\rho \int_0^R uwr dr}{\rho\pi R^2 U_{ort}^2} \quad (2)$$

şeklinde tanımlanır. Dönmeli akışlarda akış alanı üç bölgeye ayrılmıştır [2, 4, 5, 43].

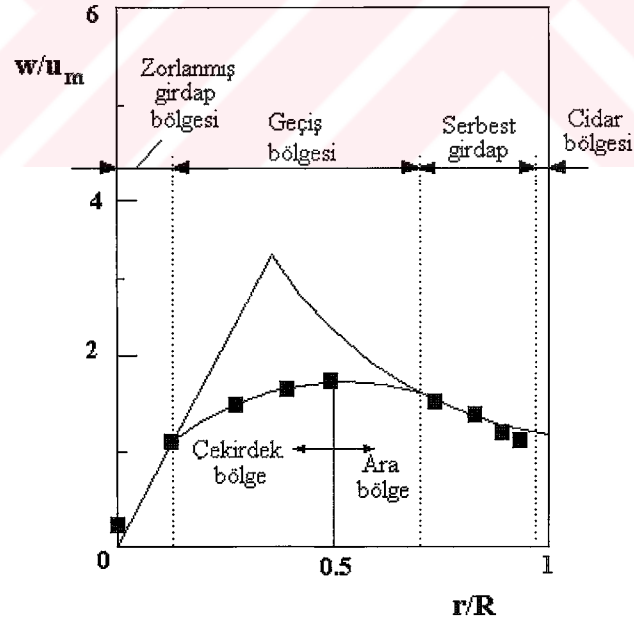
1. Zorlanmış dönmeli (katı cisim dönmesi) akış
2. Serbest dönmeli akış
3. Birleşik dönmeli (serbest-zorlanmış dönme veya Rankine dönmesi) akış

Aşağıdaki tabloda bu üç tür girdap hareketinin genel karakteristikleri verilmiştir.

Tablo 1. Girdap karakteristikleri

	Zorlanmış girdap (Katı cisim dönmesi)	Serbest girdap (Potansiyel girdap)	Birleşik girdap (Rankine girdap)
Çevresel hız bileşeni, w	$w = cr$	$w = C/r$	$w = \frac{C'}{r} \left[1 - \exp\left(-\frac{r^2}{r_0^2}\right) \right]$
Açısal hız, ω	$c = \text{sabit}$	$\frac{C}{r^2}$ (r' nin fonksiyonu)	r' nin fonksiyonu

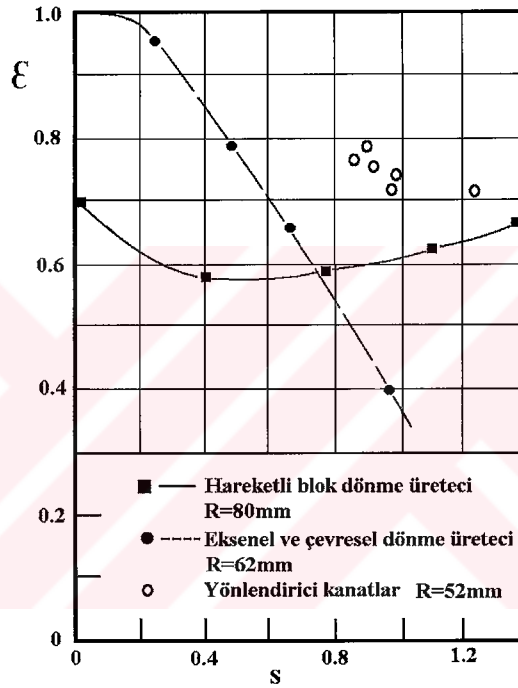
Çevresel hız çekirdek bölgede yarıçap arttıkça artar daha sonra azalır. Çevresel hızın maksimum olduğu yerde çevresel hız profili çekirdek bölgesi ve ara bölge olmak üzere iki bölgeye ayrılır. Çekirdek bölgesi zorlanmış girdap bölgesi olarak karakterize edilir. Şekil 1' de zorlanmış girdap ve serbest girdap tipi hız dağılımları gösterilmiştir. Serbest girdap bölgesi ile zorlanmış girdap bölgesi arasında geniş bir geçiş bölgesi bulunmaktadır. Cidar bölgesi içinde çevresel hız sıfır değerine hemen ulaşmaktadır [5].



Şekil 1. Türbülanslı akışta sabit Reynolds sayısında zorlanmış dönmeli ve serbest dönmeli akış bölgesi [5].

Bütün serbest dönmeli akışlarda merkezi dönme göbeği (katı cisim dönmesi) bulunmaktadır. Çevresel hız bileşeni simetri ekseninde sıfırdır. Serbest ve zorlanmış

dönmeler, çevresel hız bileşeninin radyal doğrultudaki en büyük değeriyle ayrılabilir; yani, en büyük değer, serbest dönmeye simetri eksenini yakınındayken, zorlanmış dönmeye girdap dışında elde edilir. Birleşik Rankine (serbest-zorlanmış) dönme için verilen denklem, zorlanmış dönme denklemine küçük r için ve serbest dönme denklemine büyük r için uyar. Verilen bir dönme yoğunluğu için dönme üretme etkinliği ε , dönmeli akışın kinetik enerjisinin bir göstergesidir. Şekil 2 değişik tip dönme üreticileri ve farklı dönme sayıları için deneysel olarak elde edilen ε dönme etkinliği değerlerini göstermektedir.



Şekil 2. Farklı dönme üreticileri için dönme sayısının fonksiyonu olarak dönme etkinliği [2].

1. Eksenel akışa, çevresel girişli dönme üreticileri ile dönme verilmesi, düşük dönme yoğunluğu üretmede son derece etkilidir fakat yüksek dönme yoğunluğu üretmede etkili değildir. Örneğin, $S = 1'$ de etkinlik sadece %40' dır.
2. Dönme yoğunluğunu ayarlamak amacıyla boru girişine yerleştirilen hareketli blok tipi üreticiler yardımıyla elde edilen dönme, orta ve düşük dönme yoğunlukları için etkisizdir ($S=0.4'$ de %58). Yüksek dönme yoğunluklarında ise etkinlik artmaktadır.
3. Radyal kanatlı yönlendiriciler üreticilerinde etkilidir. ($S = 1'$ de %75)
4. Eksenel kanatlı üreticiler oldukça düşük etkinliğe sahiptir. ($S = 1'$ de %30)

Dönme üretme etkinliği ϵ , dönme yoğunluğu üretilmesinin de bir ölçüsüdür. Aynı akış şartlarında farklı tiplerdeki dönme üreteçleri aynı dönmeli akış alanını üretmezler. Bu yüzden araştırmacılar aksenel ve çevresel girişli dönme üreteçlerinde dönme sayısını (S) ve aksenel dönme üreteçlerinde kanat açısını (θ) tercih ederler. Aynı akış şartlarında eşit akış alanı üretmeyen bu iki büyüklük uygulamalarda yaygın olarak incelenmektedir.

Literatürde dönmeli akışın karakterize edilmesiyle ilgili olarak çok sayıda çalışmalar yapılmıştır. Dönmeli akışın karakterize edilmesinde kullanılan yöntemler, çevresel hızın dönmeyi karakterize etmesi veya boru girişine yerleştirilen dönme üreteçlerinin oluşturduğu dönmenin karakterize edilmesi şeklindedir.

Boş boruda dönmeli akışta, çevresel hız genellikle boru cidarına yakın yerde oluşur. Bu durum özellikle giriş bölgesinde ortaya çıkar. Cidardaki viskoz etki nedeniyle dönme sönümlenince, çevresel hızın en büyük olduğu nokta içeriye yani merkeze doğru hareket eder [6, 15, 47]. Dönmeli akışta, en büyük aksenel hız da boru cidarı yakınında oluşmaya meyillidir. Artan dönme şiddetiyle, en büyük aksenel hızın yeri boru ekseninden uzağa doğru hareket eder. Bu etkinin sonucu olarak $r = 0'$ da aksenel hızda oluşan azalma, eğer dönme şiddeti yeterince yüksek ise, boru eksenini boyunca geriye akış bölgesi oluşmasına neden olur. Geriye akışın olduğu tatminkar kriteri bulmak ise, zordur. Çünkü değişik faktörler, özellikle dönme üretme yöntemi geri akış oluşumunda etkiye sahiptir.

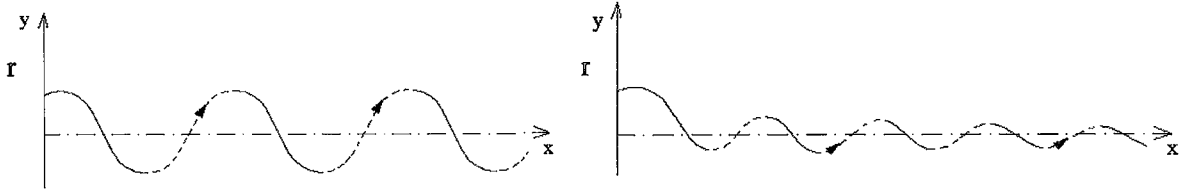
Boru içinde akan akışkanın, cidardaki sürtünmeler nedeniyle açılal momentumu ve çevresel hızı sönümlenir. Yapılan literatür araştırmasında sönümlenmenin yaklaşık olarak eksponansiyel davranış gösterdiği ve Reynolds sayısı azaldıkça sönümlenme miktarının arttığı görülmüştür [6, 7, 11, 12, 23, 28, 31, 52]. Dönme sönümlenmesi, Hay [7] tarafından

$$S = S_0 \exp\left(-b \frac{x}{D}\right) \quad (3)$$

eşitliği ile verilmektedir. Burada; S_0 , $x = 0$ referans noktasındaki dönme sayısı, b ise deneysel olarak bulunan katsayıdır. Literatürde, üretilen dönme türüne göre dönme sönümlenmesinin verildiği benzer eşitliklerin sayısı oldukça fazladır.

Dönmeli akışlar sönümlenen yani azalan dönmeli akış ve sönümlenmeyen yani sürekli dönmeli akışlar olmak üzere iki ayrı gruba ayrılırlar [1, 2]. Sönümlenmeyen akış, dönmenin boru boyunca sürekli olduğu akış şeklidir. Bu tür akışlar boru içerisine sarımlı tellerin, bükülmüş şeritlerin, helisel kanatçıkların ve borunun iç yüzeyinde yiv ve setlerin

oluşturulması ile sağlanır. Sönümlenen dönmeli akış ise boru girişine yerleştirilen dönme üreteçlerinin meydana getirdiği ve boru boyunca dönme etkisinin azalması ile dönmenin sönümlenmesi ve sonuçta akışın normal boru akışı şekline dönüştüğü bir akış şeklidir. Hay [7], sönümlenen dönme akışta, dönme sayısı ile ısı geçişindeki artış arasında bağıntı kurulabileceğini göstermiş ancak boru geometrisi ve diğer akış parametreleri arasında yerel dönme sayısına bağlı bir ifadenin elde edilmesinin zor ve karmaşık olduğunu belirtmiştir.



Şekil 3. Eksenel simetrik sönümlenmeyen ve sönümlenen dönmeli akış

Sönümlenen dönmeli akış, akışı çevreleyen sınıra göre de aşağıdaki şekilde sınıflandırılmıştır [2, 3].

- Sınırlanmamış dönmeli akış
- Kısa ve büyük çaplı borularda dönmeli akış
- Uzun ve küçük çaplı borularda dönmeli akış

Birinci tip akışa örnek olarak uçak kanatları etrafındaki girdaplı akış ve dönen gaz brülörlerindeki akış şekli verilebilir. İkinci tip akışta cidar etkileri dönmeli akışla birleşerek önemli ikincil akım etkileri oluşturmaktadır. Bu akışa nükleer roketlerdeki akış şekli örnek verilebilir. Üçüncü tip akış ise cidar etkileri nedeniyle oluşan akışlardır. Cidar etkileri dönmeli akışla kuvvetli bir şekilde birleşerek akış alanını karakterize eder.

Dönmeli akışlar karakteristik hız profilleri bakımından eğrisel dönmeli akış, dönen dönmeli akış ve girdaplı dönmeli akış olarak üç gruba ayrılabilir. Eğrisel dönmeli akışta akım yerel hız vektörünün sürekli dönmesine neden olan bir yönlendirici sınır tarafından üretilir. Helisel kanatlı borudaki akış ve içerisine kıvrılmış şerit konulmuş borudaki akış eğrisel dönmeli akışa örnektir. Dönen dönmeli akışta akış, ya akışı sınırlayan ya da lokal olarak akış alanını etkileyen dönen sınırlarla üretilir. Girdaplı dönmeli akışta ise dönme sistemin giriş kesitinde oluşturulur ve sistem uzunluğu boyunca dönme sönümlenir. Örneğin teğetsel girişli dönmeli akış üreteçleri, radyal kanatlı dönmeli akış üreteçleri ve eksenel kanatlı dönmeli akış üreteçleri ile oluşturulan akış girdaplı dönmeli akışa örnektir.

Dönme üreteçleri de, üretilen dönme göre iki gruba ayrılmaktadır [2, 4].

- a) Sürekli dönmeli akış üreteçleri : Dönme üretici tüm kanal boyunca mevcuttur. Örneğin; sarımlı teller, bükülmüş şeritler, helisel kanatçıklar, kanalın iç yüzeyine helisel yiv ve setlerin açılması.
- b) Azalan dönmeli akış üreteçleri : Dönme üretici sadece kanalın giriş kesitinde bulunmaktadır. Dönmeli akış kanal boyunca sönümlenmektedir. Uygulamada azalan dönmeli akış üreteçleri de üç gruba ayrılır. Bunlardan birincisi teğetsel girişli dönme üreteçleri olup, boru girişine teğetsel olarak giren akışkanın hızı, akışkanın kütleli debisi kontrol edilerek ayarlanır. İkincisi ise boru girişine yerleştirilen radyal veya aksel kılavuzlu kanatlar yardımı ile elde edilen dönmeli akış tipidir. Üçüncüsü ise akışa doğrudan dönme hareketi veren üreteçlerdir. Burada dönme hareketi salyangoz tipli dönmeli akış üreteçleri ile akışkana kazandırılır.

1.3. Dönmeli Akışların Uygulama Alanları

Dönmeli akışların uygulama alanları çok geniştir. Dönmeli akışların ısı geçişi ve yanma reaksiyonları üzerindeki olumlu etkileri bilinmekte ve değerlendirilmektedir. Akışa verilen dönme miktarının bilinmesi ve kontrol edilmesi tasarımcılar için önemlidir. Dönmeli akışlar, akış tipine göre, sönümlenmeyen ve sönümlenen dönmeli akışlar olarak sınıflandırılabilir gibi; uygulama alanlarına göre de reaktif olmayan ve reaktif akış olarak sınıflandırılmaktadır. Reaktif olmayan akışın uygulamaları, ısı değiştirgeçlerinde, ısıtma ve soğutma sistemlerinde, türbin kanatlarının soğutulmasında, siklonlarda katı parçacıkların ayrılmasında, jet pompalarında, uçak kanadı etrafındaki akışlarda oluşan girdaplarda, roketlerde, zirai sprey makinalarında ve nükleer tesislerde, girdap ve kasırga hareketlerinde görülmektedir. Reaktif akışın uygulamalarına örnek olarak, benzin ve dizel motorları, gaz türbinleri ve endüstriyel fırınlarda; karışım yapma, alevin boyutunu, kararlılığını, şeklini ve yanma şiddetini kontrol etme, verimli ve temiz yanma sağlama gibi amaçlarla kullanılır. Motorlarda dönmeli akış havaya ve yakıtı veya her ikisine de uygulanabilmektedir [2].

Dönmeli akışlar, pistonlu motorlarda, yanma reaksiyonlarının meydana geldiği gaz türbini yanma odalarında önem kazanmaktadır. Yanma reaksiyonlarında yanma sonucu

oluşan SO_2 ve NO_2 gazlarının azaltılması ve yanmayı iyileştirerek, yanmanın kontrol altında tutulabilmesi, hava yakıt karışımındaki dönmeli akışın kontrolüyle sağlanmaktadır.

Hava ısıtıcılarında ısı geçişinin dönmeli akışlar yardımıyla iyileştirilmesi ocak sıcaklığının artmasına dolayısıyla kompakt kazanların imalatına imkan vermektedir. Pratikte havanın ısıtılarak nem oranı yüksek katı yakıtların kurutulması ile kazan verimi önemli ölçüde arttırılmaktadır. Günümüzde alev-duman borulu kazanlarda, doğal gaz kazanlarında dönmeli akış yardımıyla ekonomik tasarım ve işletim için çalışmalar yapılarak, hava kirliliğinin önüne geçilmesi ve kullanılan kazanların verimlerinin yükseltilmesi bu tip akışların incelenmesini önemli kılmaktadır [2].

Pratikte dönmeli akışlar, çeşitli ısı değıştircilerinde ısı geçişi üzerindeki olumlu etkileri nedeniyle geniş uygulama alanına sahiptir.

1.4. Literatür Araştırması

Literatürde ısı geçişi üzerinde dönme etkilerini araştırmak amacıyla çok sayıda çalışma yapılmıştır. Literatürde değişik kesit alanına sahip borular içerisinde, değişik geometrilere sahip elemanlar yerleştirilmesi ile çok çeşitli ısı geçişi iyileştirme teknikleri geliştirilmiştir. Sönümlenmeyen sürekli dönmeli akış birçok araştırmacı tarafından konu edinilmiştir. Literatür araştırmasında deneysel ve teorik bir çok çalışma incelenmiş, ele alınan çalışmanın deneysel ağırlıklı olması nedeniyle daha çok deneysel çalışmalar üzerinde durulmuş; teorik çalışmalar ise yıl, yöntem ve incelenen büyüklükler açısından sınıflandırılmış ve Tablo 2 ile Tablo 3' de verilmiştir.

Chang ve Dhir [5], dönmeli akış alanının anlaşılması bakımından önemli olan bu çalışmalarında, akış alanına altı adet enjektör yardımıyla teğetsel olarak hava enjekte etmek suretiyle oluşan akışı, enjektörlerden geçen çevresel momentum akısının toplam eksenel momentum akısına oranının 2.67 ve 7.84 değerleri için incelemişlerdir. Eksenel ve çevresel hızlar kızgın tel anemometresiyle ölçülmüş ve Reynolds gerilmeleri gözlenmiştir. Eksenel hız profili merkez kısmında geriye akış bölgesinin varlığını göstermiştir. Çevresel hız profili boru boyunca içeriye doğru radyal olarak hareket eden bir yerel maksimuma sahiptir. Türbülans yoğunluğu, geriye akış sınırına yakın oluşan büyük kayma gerilmeleri ve serbest vorteks çekirdeği içindeki çevresel momentumun dengesiz dağılımı yüzünden önemli ölçüde dönme hareketi tarafından arttırılır. Reynolds gerilmeleri türbülans viskozitesinin izotropik olmadığını göstermiştir. Türbülans enerjisi ve maksimum eksenel hız yerel dönme yoğunluğu ile ilişkilendirilmiştir. Ortalama maksimum eksenel hızın

ortalama aksenal hıza oranı için, geriye akışın görüldüğü radyal mesafe için ve maksimum çevresel hızın görüldüğü radyal mesafe için sırasıyla aşağıdaki eşitlikleri vermişlerdir.

$$\frac{U_{\max}}{U_{av}} = 1 + 0.24\Omega$$

$$r_{fr} = 0.17\Omega^{0.63} \quad (4)$$

$$r_{\max} = 0.357\Omega^{0.44}$$

Sönümlenen ve sönümlenmeyen laminer dönmeli akışta ısı geçişi ve basınç düşümü karakteristikleri deneysel olarak Blackwelder ve Kreith [6] tarafından incelenmiştir. İki deney düzeneğinde, hava ve su için bükülmüş helezonik tip dönmeli akış üreteçleri boru boyunca yerleştirilerek sönümlenmeyen ve boru girişine yerleştirilerek de sönümlenen dönmeli akışlar incelenmiştir. Denepleri H/D oranının $3.54 \div 8.5$ ve Reynolds sayısının $45000 \div 60000$ değerleri arasında gözlemişlerdir. Sönümlenen dönmeli akışta, dönmenin her bir pompalama gücü için borunun $(20 \div 30)D$ uzunluğuna kadar etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Yerel Nusselt sayılarının ısı akısına önemli ölçüde bağlı olduğunu, ısı akısı arttıkça yerel Nusselt sayısının büyüdüğünü ve azalma oranının hızlandığını; aynı zamanda yerel Nusselt sayısının ve yerel sürtünme katsayısının her ikisinin de eksponansiyel olarak azaldığını elde etmişlerdir. Sönümlenmeyen dönmeli akışta ise kritik Reynolds sayısının 1200 olduğunu belirtmişlerdir.

Hay ve West [7], dairesel kesitli boruya değişik giriş açıları ve kısa genişlikteki teğetsel kanaldan boruya çevresel olarak gönderilen hava ile oluşturulan dönmeli akışta ısıtma durumunda yerel ısı taşınım katsayılarını ve yerel dönme sayısını incelemişlerdir. Reynolds sayılarının $10^5 \div 10^7$ değerleri arasında deneylerini gözlemlemişlerdir. Teğetsel kanal boyutunu ve çevresel açıyı değiştirerek boru içindeki hız alanını ve yönünü ölçmüşler, hız profillerini elde etmişlerdir. Yerel dönme sayısı akışı karakterize etmektedir. Dönmeli akışta yerel Nusselt sayısı yerel dönme sayısının fonksiyonu olarak aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$\frac{Nu}{Nu_{\infty}} = (S + 1)^{1.75}$$

Yüksek Reynolds sayılarında yerel dönme sayısının x/D , θ , α_{in} ve Re sayısının fonksiyonu olduğunu belirterek 10000' den düşük Reynolds sayılarında yerel dönme sayısının sadece x/D ' nin fonksiyonu olduğunu ve bu durumda dönme sayısı için

$$S = 1.72 \exp(-0.04x/D) \quad (5)$$

bağıntısının deneylerden elde edildiğini belirtmişlerdir. Artan Reynolds sayıları ile yerel ısı taşınım katsayısının arttığını ve yerel ısı taşınım katsayılarının boru girişinde tam gelişmiş türbülanslı akıştan yaklaşık 8 kat daha yüksek iken boru boyunca azalmakta olduğunu ve boru çıkışında yine tam gelişmiş türbülanslı akıştan 3 kat daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Ancak yüksek Reynolds sayılarında dönmeli akışın simetrisini kaybettiğini ve yüksek türbülans yoğunluğu yüzünden ölçümlerin hassasiyetinin azaldığını belirtmektedirler. Yüksek Reynolds sayılarında $\pm \%40$ ' a varan hatalar gözlemişlerdir.

Eksenel dönmeli akışın kısa bükülmüş helezonik şeritlerle üretildiği çalışmada ısı geçişi Klepper [8] tarafından incelenmiştir. Bu çalışmada boru içerisine dönme üretici yerleştirilerek oluşturulan akışta; boru girişindeki, dönme üretici bölgesindeki ve dönme üretici arkasındaki akış incelenmiştir. Deneylerde azot gazı kullanılmıştır. Isı geçişi ve basınç düşümü verileri Reynolds sayısının 20000 ÷ 380000 değerleri aralığında gözlenmiştir. Dönme üretici bükülme oranı y , 2.38 ÷ 8.05 aralığında değişmektedir. Dönme üretici bölgesinde ve vorteks azalması bölgesinde ısı geçişi ve sürtünme faktörü için amirik ifadeler verilmiştir. Sabit pompalama gücünde ısı taşınım katsayısındaki boş boruya göre artış oranı sürekli akışta 1.06 ÷ 1.22, azalan dönmeli akış için ise 1.09 ÷ 1.29 olarak bulmuşlardır. Sönümlenen dönmeli akıştaki sürtünme faktörü değerleri tam gelişmiş dönmeli akıştaki sürtünmeden küçük bulunmuştur. Aynı Re sayılarında, tam gelişmiş dönmeli akışta Nusselt sayısı boş boruya göre %35 ÷ %85 daha fazla bulunmuştur. Sabit pompalama gücünde ise boş boruya göre ısı taşınım katsayısında %22 artış görülmüştür. Dönme üretici bölgesindeki akışta Nusselt sayısı için

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (T_w/T_b)^{-0.5} \left(1.105 + \frac{0.59 Re^{0.05}}{y^{0.6}} \right) \quad (6)$$

korelasyonu elde edilmiştir. Bu ifade deneysel verilere $\pm \%8$ uyumludur. Sönümlenen dönmeli akışın olduğu bölgede yerel Nusselt sayısı için

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (T_w/T_b)^{-0.5} \psi_1 \psi_2$$

$$\psi_1 = (0.7 + 0.000042 Re) / (1.0 + 0.000039 Re)$$

$$\psi_2 = 1.0 + 1.05 / \left[y + 0.0025 y (z/D)^2 \right]^{0.6}$$

korelasyonu elde edilmiştir. Bu ifade deneysel verilere $\pm \%10$ uyumludur. Isı geçişindeki iyileşmenin, dönmeli akışın dönme üretici bölgesine girişte çok hızlı artmasıyla ilişkili olmasından dolayı, oldukça kısa dönme üreticileri ile ısı geçişinde önemli iyileşmelerin elde edilebileceği önerilmektedir.

Koval'nogov ve Shchukin [9], boru önüne içinde yönlendirici kanatlar bulunan bir dönme çemberi yerleştirerek dönmeli akışın ısı geçiş ve sürtünme faktörüne etkisini incelemiştir. Dönmeli akış bronzdan yapılmış 32.5 mm iç çapındaki bir bileziğin iç tarafına 8 adet ve kanat açıları 15° , 30° , 45° , 60° ve 75° olan yönlendirici kanat yerleştirilmek suretiyle elde edilmiştir. Deneysel olarak su kullanılmıştır. Deneysel Reynolds sayısının 10000÷90000 değerleri arasında yapılmıştır. Kanat açısı arttıkça ısı geçişinin de arttığını belirlemiştir. Çevresel hızı " $wr^n = \text{sabit}$ " şeklinde ifade ederek $n=0$ ve beş dönme açısı ($\theta=15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$) için ve aynı zamanda $\theta = 45^\circ$ ve $n = -1, 0, 1$ ve 3 değerleri için ısı transferi ve sürtünme faktörünü inceleyerek aşağıdaki korelasyonları bulmuşlardır.

$n = 0$, $\theta = 15^\circ - 75^\circ$ ve $Re = (1\div9) \times 10^4$ için sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı;

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \varepsilon_\theta \quad , \quad Nu = 0.021 Re_b^{0.8} K_\theta$$

$\theta = 45^\circ$, $n = -1, 0, 1, 3$ için sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı;

$$f = \frac{0.2265}{Re^{0.19}} \varepsilon_n \quad , \quad Nu = 0.0286 Re_b^{0.8} K_n$$

Burada ε_θ , ε_n , K_θ ve K_n Re sayısının fonksiyonudur. "n" değerindeki artışın ısı geçiş yüzeyi yakınındaki sabit akış bükülme açısına etki ederek ısı taşınım katsayısını ve sürtünme faktörünü artırdığı gösterilmiştir.

Migay ve Golubev [10] boru içersinde türbülanslı dönmeli akışta aksel dönmeli akış üreticileriyle elde edilen sönümlenen dönmeli akışın ısı geçişi ve basınç düşümüne

etkilerini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Girişteki çevresel hız dağılımı zorlanmış vorteks akışı koşuluna uymaktadır ($w/w_m = R/R_0$). Bu koşul bükülmüş tip dönme üreteçleri ve benzer dönme üreteçleri için geçerlidir. Deneysinde havayı akışkan olarak kullanmışlardır. Isı geçişi ve sürtünme faktörü karakteristiklerinin yaklaşık olarak hesaplanan sonuçları, hava ve su deneyleriyle uyum içerisinde olduğunu, sürtünme faktörü ve ısı geçiş katsayısının $x/D = 20$ ' ye kadar hızlı azaldığını ve sonra yavaş değişmekte olduğunu; cidar pürüzlülüğünün dönme sönümlenme oranını arttırdığını ve de dönmeli akışta sürtünmenin ısı geçiş oranına göre daha fazla arttığını belirtmişlerdir.

Kito ve Kato [11]' nun çalışmasında, boru önüne yerleştirilen ve içinde 20° , 40° , 50° ve 60° açılı yönlendirici kanatlar bulunan dönme çemberi yardımıyla elde edilen türbülanslı dönmeli akışta boru cidarına yakın bölgede hız profilleri ölçülmüş aynı zamanda teorik olarak da hesaplanmıştır. Akışkan olarak ortam havası kullanılmıştır. Dönmeli akış, dönme yoğunluğu Ω ile karakterize edilerek; Ω ' nın büyüklüğüne göre dönmeli akış, etkisiz, kısmi etkili ve tamamen etkili olmak üzere sınıflandırılmıştır. Ω değeri 0.186 ' dan büyük olduğunda akış alanında üç boyutlu etkilerin görüldüğü belirtilmektedir. Yine Kito [12], türbülanslı dönmeli akışın aksel asimetrik karakterini inceleyerek dönme merkezinin helisel olarak boru eksenini etrafında döndüğünü ve dönme adımının sadece dönme yoğunluğuna bağlı olduğunu belirtmiştir. Maksimum asimetrinin dönme yoğunluğunun $0.1-0.2$ değerinde görüldüğünü ve bu değer başlangıç asimetrisine bağlı olduğunu ifade etmektedir.

Jensen ve arkadaşları [13]; içten helisel kanatlı borularda, farklı kanat geometrilerinde, türbülanslı akışta ısı geçişini ve sürtünme faktörünü deneysel olarak incelemişlerdir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü ısıtma ve soğutma durumları için hesaplanmıştır. Deneyslerini H/D oranını 0.1 , kanat sayılarını $8, 14, 30$ seçerek $10000-100000$ Reynolds sayılarında gözlemlemişlerdir. Deneyslerde su ve etilen glikol kullanılmış ve boş boruya göre makro kanatlı borularda Nusselt sayısında $\%50 \div \%150$ artış görülürken, mikro kanatlı borulardaki artış $\%20 \div \%220$ oranında olmuştur. İki çeşit dönme üretici için Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri için yeni korelasyonlar vermişlerdir.

Zaherzadeh ve Jagadish [14], teğetsel girişli dönme üretici kullanarak azalan dönmeli akışta ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyslerde su kullanarak sabit cidar sıcaklığı sınır koşulunda, $20000 \div 100000$ Reynolds sayıları arasında, ısı geçişinde

%80 civarında artış gözlemlenmiştir. Teğetsel kanatlı dönme üreticinin çap, genişlik, kanat sayısı gibi tüm geometrik özellikleri karakterize edilmiş ve ısı geçişine en büyük etkiyi kanat genişliği parametresinin yaptığı ortaya çıkarılmış aynı zamanda Reynolds sayısı üssü “ n ” nin bu parametrelere göre değişik değerler aldığı aşağıdaki deneysel korelasyon elde edilmiştir.

$$\frac{Nu}{Pr^{0.4}} = c Re^n \quad (7)$$

Dönme üreticinin genişliği azaldıkça Nusselt sayısı artmaktadır. Bunun nedeni akışa verilen daha büyük dönme şiddetinden dolayıdır. Dönme üretici çapının büyük alınması durumunda ısı geçiş oranında büyük iyileşme görülmüş ve bu etkinin yüksek Reynolds sayılarında daha kuvvetli olduğu belirtilmiştir. Kanat sayısının artması durumunda ise düşük Reynolds sayılarında ısı geçiş oranı daha fazla artmıştır.

Saha ve Dhal [15], bükülmüş tip türbülatorleri boru boyunca düzenli aralıklarla bir ince mil üzerine yerleştirerek, üniform ısı akışında laminer dönmeli akışta sürtünme ve ısı geçişi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde viskoz bir akışkan (Servotherm oil) kullanılmıştır. Reynolds sayısını $45 \div 1150$, H/D oranını $2 \div 5$, boşluk oranını $0 \div 5$ ve Prandtl sayısını da $205 \div 518$ değerleri arasında alarak deneyler yapmışlardır. Değişik türbülator genişlikleri ve mil çaplarında deneyler yapılmış ve ardışık türbülatorler arasındaki faz açısının sıfırdan artırılma etkisi araştırılmıştır. Bu etki, ısıl ve hidrolik performansı iyileştirmesine karşın türbülator milinin yapımında zorluklar ortaya çıkardığından önerilmemektedir. Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, bükülme oranı, boşluk oranı, türbülator genişliği, mil çapı ve faz açısının karakteristikleri etkilediğini belirtmişlerdir. Araştırmacılar, izotermal sürtünme faktörünün boş borudan daha küçük, boş boruda elde edilen sürtünme faktörünün de türbülatorlü boruda elde edilen sürtünme faktöründen daha küçük değerler aldığını gözlemlenmiştir. Yine türbülator genişliğinin azaltılmasının sonuçları kötü yönde etkilediği belirtilmiştir.

Algifri ve arkadaşları [16]'nın teorik çalışmasında boru girişine yerleştirilen kısa bükülmüş tip türbülatorlerle oluşturulan sönümlenen dönmeli akıştaki ısı geçiş karakteristikleri Klepper [8]'in deneysel çalışmasıyla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Navier-Stokes denklemlerinden bazı kabullerle elde edilen dönme eşitliğinin çözümünü yaparak hız dağılımını elde etmişler ve ısı taşınım katsayısının hesaplanması için çeşitli

araştırmacıların çalışmalarından yararlanarak bir korelasyon geliştirmişler; Klepper [6]' ın deneysel sonuçları ile kendi korelasyonlarının %5 ÷ %15 uyumlu olduğunu göstermişlerdir.

Blum ve Oliver [17] , girdap akışı ve düz boru akışında karbondioksit ve hava için ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Dönmeli akış, boru girişine yerleştirilen bir girdap çemberi yardımıyla elde edilmiştir. Girdap emberinde dönme, boru etrafındaki 4 adet teğetsel kare giriş kanalı ile elde edilmiştir. Deneyler 50000 ÷ 100000 Reynolds sayıları aralığında gerçekleştirilmiştir. Isı taşınım katsayısının, çevresel hızı esas alan Reynolds sayısının fonksiyonu olduğunu belirterek, girdap akışındaki ısı taşınım katsayısı h_v için aşağıdaki korelasyonu vermişlerdir.

$$h_v = 1.36 \times 10^{-5} Re_{\theta}^{1.38} \quad (8)$$

Aynı kütlesel debilerdeki dönmeli akışta karbondioksit akışındaki ısı taşınım katsayısının hava akışındaki ısı taşınım katsayısına göre daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Havanın evresel hızının ve yerel ısı taşınım katsayılarının karbondioksite göre daha hızlı azaldığını gözlemişlerdir.

Kumar ve Prasad [18], güneş kolektörlerinin borularına yerleştirilen bükülmüş tip trblatrlerle ısı geçişini, sürtünme faktörünü ve termal performans sonuçlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Reynolds sayılarının 4000 ÷ 21000 ve H/D oranının 3 ÷ 12 değerleri arasında deneylerini gözlemişlerdir. Kolektör boruları içersinde bükülmüş tip türbülatör bulunan deneylerde düz boruya göre %18 ÷ %80 artış, bununla beraber sürtünme faktörlerinde %82 ÷ %132 artış olduğunu gözlemişlerdir. Bu şekilde kolektör borularının içine bükülmüş tip türbülatörlerin yerleştirilmesiyle ısı geçişindeki iyileşme oranının arttırılabileceğini, ayrıca türbülatörlerin bükülme oranının (H/D) azalmasının ısı taşınım katsayısını ve sürtünme faktörünü arttırdığını belirtmişlerdir. Aynı şartlarda boş boruya göre türbülatörlü boruda termal performansın %30 artması sonucu ısı kayıplarının azaldığını belirlemişlerdir.

Hong ve Bergles [19] bükülmüş tip türbülatör içeren dairesel kesitli metal boruda sönümlenmeyen dönmeli laminer akışta ısı geçiş ve sürtünme karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerini 10 ÷ 10000 Reynolds sayıları aralığında ve H/D oranının 2.45 değerinde gözlemişlerdir. Deney akışkanı olarak su ve etilen glikol

kullanılmıştır. Üniform eksenel ısı akısı sınır şartı altında Nusselt sayısının, türbülator bükülme oranına, Reynolds sayısına ve Prandtl sayısına bağlı bir fonksiyon olduğunu bulmuşlardır. Türbülatorlü borudaki Nusselt sayısının boş boruya göre 9 kat daha büyük olduğunu belirtmişlerdir.

Lin ve arkadaşları [20], içinden hava geçen ve su ile soğutulan bir vorteks borusu içindeki dönmeli akışta ısı geçişini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyleri Reynolds sayısının $1000 \div 10000$ ve Prandtl sayısının $1.72 \div 0.74$ değerleri arasında gözlemlemişlerdir. Vorteks borusuna teğetsel olarak giren basınçlı hava yardımıyla dönme hareketi oluşturulmuştur. Havanın giriş basıncı $300 \div 500$ kPa aralığında değiştirilerek her bir basınçta ısı geçiş performansı değişik kütledebiler için elde edilmiştir. Dönmeli akıştaki Nusselt sayısının boş boruya göre 30 kat arttığını gözlemlemişlerdir.

Klaczak [21] çalışmasında bükülmüş tip türbülatorlü borularda ısı geçişi ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Deney akışkanı olarak su kullanılmış olup, deneyler, Reynolds sayısının $1300 \div 8000$, Prandtl sayısının $4.3 \div 7$ değerleri arasında ve H/D oranının 4.4 değerinde yapılmıştır. Deney sonuçları boş boru, kısa türbülatorlü boru ve boru boyunca yerleştirilmiş türbülatorlü boru için karşılaştırılmış ve kısa türbülatorlü borunun daha az pompa gücü gerektirdiği ve düşük Reynolds sayılarında ısı geçişindeki iyileşmede en çok etkili olduğu kanıtlanmıştır.

Ravigururajan ve Bergles [22], borular içerisine farklı çaplarda spiral sarımlı teller yerleştirerek Reynolds sayısının $150 \div 2600$ ve H/D oranının $2 \div 20$ değerleri arasındaki laminer dönmeli akışı gözlemişlerdir. Çalışmada deney akışkanı olarak su kullanılmış olup, dönmeli akıştaki gelişme uzunluğunun boş boruya göre daha kısa olduğu kanıtlanmıştır. Helis açısının azalması türbülansı azalttığını ve bu tip üreteçlerin akış karakterini, sürtünme faktörünü ve ısı taşınım katsayılarını etkilediklerini belirtmişlerdir.

Uttarwar ve Rao [23], içerisine spiral sarımlı tel yerleştirilmiş boruda oluşturulan dönmeli laminer akışta ısı geçişini ve izotermal basınç düşümünü deneysel olarak araştırmışlardır. Boru içerisine yedi adet farklı çapta ve değişik açılarda spiral sarımlı teller yerleştirilmiş ve deney akışkanı olarak da Hindistan' da petrolden elde edilen orta dereceli bir yağ (*servotherm medium grade oil*) kullanmışlardır. Deneyleri Reynolds sayısının $30 \div 2000$ ve H/D oranının $0.089 \div 0.125$ değerleri arasında incelemişleridir. Sabit pompalama gücünde ve sabit geometride türbülatorlü deneyler sonucunda ısı geçişinde %350 artış gözlemişlerdir. Bu çalışmada Nusselt sayısının, eşdeğer çapa göre tanımlanmış

Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve helis açısı α' nın fonksiyonu olduğunu göstermişler ve aşağıdaki korelasyonu vermişlerdir.

$$Nu = 1.65 \tan \alpha \left(Re_{D_e} \right)^{0.25 (\tan \alpha)^{-0.38}} Pr^{0.35} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (9)$$

Spiral sarımlı tel yerleştirilmiş boruda performans değerlendirmesi, ya maksimum ısı geçiş oranı ya da minimum ısı değiştirgeci boyutunu esas alan iki değişik kriterle yapılmıştır. Çalışmada ısı taşınım katsayılarında dört katı kadar bir artış elde edilmiştir.

Al-Fahed ve arkadaşları [24] ince kanatçıklı boru ve içine bükülmüş tip türbülötör yerleştirilmiş boru için, laminer akışta, ısı taşınım katsayılarını ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel akışkanı olarak yüksek viskoziteli *Shell Tellus R5* yağı kullanılmıştır. Deneysel Reynolds sayısının 230 ± 2300 ve H/D oranının 5.4 ± 7.1 değerleri arasında gözlemlemişlerdir. Boruların dışından buhar gönderilerek üniform yüzey sıcaklığı elde edilmiştir. Bükülmüş tip türbülötörler üç bükülme oranı ve iki farklı kalınlıkta yapılmıştır. Bükülme oranı arttıkça ısı geçişinde artış meydana geldiğini gözlemişlerdir. Bu çalışmada laminer akışta ısı geçişini iyileştirmede içten kanatçıklı boru kullanılması Al-Fahed ve arkadaşları tarafından tavsiye edilmemektedir.

Klaczak [25] tarafından içerisine helisel ve spiral şekillendirilmiş türbülötörler yerleştirilen boruda deneysel olarak ısı geçişi ve sürtünme kayıpları araştırılmıştır. Çalışma sonucunda Nusselt sayısının, Reynolds sayısına, Prandtl sayısına ve türbülötörlerin bükülme oranına bağlı olduğu bulunmuştur. Her iki türbülötör tipi için aşağıdaki korelasyonlar elde edilmiştir. Helisel bükülmüş türbülötör için;

$$Nu = 1.84 Re^{0.44} Pr^{0.36} (d/s)^{0.3} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} 1700 &\leq Re \leq 20000 \\ 2.5 &\leq Pr \leq 9 \\ 0.13 &\leq D/H \leq 0.3 \end{aligned}$$

korelasyonu elde edilmiş ve deneysel sonuçlarla $\pm \%10$ uyumlu olduğu belirtilmiştir. Spiral bükülmüş türbülötör için ise,

$$Nu = 1.04 Re^{0.52} Pr^{0.54} (d/s)^{0.2d} (\phi/d)^{0.35} \quad (11)$$

$$\begin{aligned}
1700 &\leq Re \leq 20000 \\
2.5 &\leq Pr \leq 9 \\
0.13 &\leq d/s \leq 0.3
\end{aligned}$$

korelasyonu elde edilmiş ve deneysel sonuçlarla \pm %8.3 uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Narezhnny ve Sudarev [26], içinden hava geçirilen bir boru girişine yerleştirilen kısa helisel bükülmüş türbülötörlerle oluşturulan sönmelenen dönmeli akışta, akışı ve yerel ısı geçişini incelemiştir. Deneyler Reynolds sayısının $80000 \div 10^7$ değerleri aralığında yapılmıştır. Isı geçişine, bükülme açısı ve boru uzunluğunun etkisini gösteren aşağıdaki bağıntı elde edilmiştir. $\theta_0 \leq 75^\circ$, $L/d \leq 150$ için

$$Nu_x = c Re_x^{0.8} \quad (12)$$

$$c = c_0 (1 + tg \theta_0)^{0.8 \exp(-0.0027L/d)}$$

Nag ve Rao [27] çift borulu ısı eşanjörü şeklindeki deney düzeneğinde içteki boru içersine helisel bükülmüş şeritler yerleştirerek türbülanslı akışta ısı geçişini, basınç kayıplarını ve hız dağılımlarını deneysel olarak araştırmışlardır. Deney akışkanı olarak su ve %40 gliserin kullanılmıştır. İç boru içerisinden sıcak deney akışkanları dış boru içinden ise soğutma suyu akmaktadır. Deneyler Reynolds sayısının $5000 \div 25000$ ve H/D oranının $23.6 \div 21.5$ değerleri aralığında incelemiştir. Çalışma sonuçlarına göre türbülörlü boruda türbülanslı akışta sürtünme faktörleri boş boruya göre $2.2 \div 5$ kat, Nusselt sayısı ise $1.3 \div 2.2$ kat artmıştır. Kullanılan üç tip türbülötör için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için korelasyonlar vermişlerdir.

Smithberg ve Landis [28] bükülmüş tip türbülötörlerle tam gelişmiş türbülanslı akışta hız dağılımlarını, sürtünme faktörünü ve ısı geçiş karakteristiklerini analitik ve deneysel olarak incelemiştir. Deneyler H/D oranının $3.62 \div 22$, Reynolds sayısının $2000 \div 100000$, Prandtl sayısının ise $0.7 \div 10$ değerleri aralığında hava ve su için yapılmış ve ısı geçişindeki artış %20 olarak gerçekleşmiştir. Sürtünme kayıpları izotermal akış durumunda hesaplanmış ve sürtünme kayıplarının vorteks-karışma etkilerini de içeren eksenel ve çevresel sınır tabaka akışlarının birleşik etkilerinden meydana geldiğini açıklamışlardır.

Junkhan ve arkadaşları [29] kazanlarda duman boruları içersine üç tip türbülötör yerleştirerek ısı geçişini ve sürtünme faktörünü deneysel olarak araştırmışlardır.

Kullandıkları türbülatorler, ince metalden farklı açılarda kıvrılmış şerit şeklindedir. Deneysel akışkanı olarak hava kullanmışlardır. Isı geçişinde, her üç tip için sırasıyla boş boruya göre %135, %175 ve %160 artış; sürtünme faktöründe ise %1110, %1000 ve %160 artış gözlemlenmiştir. Bu değerler Reynolds sayısının 10000 değeri içindir. Bu tip türbülatorlerin kazanlara yerleştirilmesi kazan performansını artırmaktadır. Ayrıca her üç tip için korelasyonlar vererek deneylerle korelasyonlar arasında \pm %5 uyum elde etmişlerdir.

Dönmeli akışlar ile ilgili bir çalışma Guo ve Dhir [30] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada araştırmacılar, boru girişine ikili ve dörtlü enjektörler yerleştirilerek azalan dönmeli akışı elde etmişlerdir. Deneylerde su kullanılmıştır. Prandtl sayısının etkisini görmek için, suyun giriş sıcaklığını sisteme verilmeden önce $23^{\circ}C$ ile $75^{\circ}C$ arasında değiştirmişlerdir. Sisteme gönderilen akışkan değişik momentum ve kütle oranlarında, hem aksel hem de enjektörler vasıtasıyla çevresel olarak gönderilmiştir. Bu çalışmada momentum oranlarıyla yerel Nusselt sayıları arasında bir bağlantı verilmiştir. Araştırmacılar bu bağlantının Reynolds sayısının $12000 \div 60000$ ve Prandtl sayısının $2.3 \div 6.3$ değerleri arasında %10 hata ile kullanılabileceğini ifade etmişlerdir. Dönmeli akıştaki yerel ısı taşınım katsayısının, boş boruya göre %700' lük bir artış sağladığını belirtmişlerdir.

Sparrow ve Chaboki [31] azalan aksel simetrik dönmenin olduğu bir boruda türbülanslı hava akışı için ısı geçişi ve akış karakteristiklerini belirlemeye çalışmışlardır. Bu çalışmada hava, bir dönme çemberi etrafındaki teğetsel kanatlardan geçerek dönme kazanmaktadır. Reynolds sayısının $9000 \div 43500$ değerleri arasında yapılan deneylerde araştırmacılar, yerel Nusselt sayılarını, yerel dönme açılarını ve sürtünme faktörü değerlerini belirlemişlerdir. Ayrıca akış tipi hakkında araştırma yapmak ve dönmenin aksel simetrikliğini saptamak için akış gözleme deneyleri yapmışlardır. Araştırmacılar bu çalışmada, dönme açısının boru boyunca eksponansiyel olarak azaldığını ve düşük Reynolds sayılarında sönümlenmenin daha hızlı olduğunu bulmuşlardır. Bu çalışmada yerel dönme dayanıklılığını karakterize etmek için boru cidarındaki bir akışkan damlacığının izini gözlemlenmiştir. Damlacığın hareketinin başlangıç noktasından itibaren cidar boyunca yönü, aksel ve çevresel cidar kayma gerilmelerinin gerçek büyüklüklerini göstermektedir. Deneysel borusunun giriş kısmında ısı geçişindeki iyileşmeyi araştırarak, bu iyileşme miktarının başlangıç dönme şiddetine bağlı olduğunu belirtmişlerdir.

Chang ve Dhir [32], cidarı üniform olarak ısıtılan bir borudaki türbülanslı akış alanına çevresel olarak hava göndermek suretiyle oluşturulan dönmeli akışta hız alanını ve dönme sayısını incelemiştir. Dairesel bir borunun etrafına aynı çevresel bölgede olmak üzere dört adet ve altı adet enjektör yerleştirilerek hava bu enjektörler vasıtasıyla boruya gönderilmiştir. Sıcaklıklar bir direnç termometresi probuyla, aksenal ve çevresel hızlar ayrıca Reynolds gerilmeleri kızgın telli anometre kullanılarak ölçülmüştür. Dönme azalırken ortalama akış kinetik enerjisi ve türbülans derecesinin azaldığını gözlemiştir. Bununla birlikte, dönme sönümlenirken, Reynolds gerilmelerinden yüksek türbülans üretiminin ortalama akışın türbülans enerjisinin kinetik enerjiye dönüşümü için gerekli olduğunu belirtmektedirler. Dönme ve ısı geçişindeki iyileşmenin ise uzun bir mesafe için korunmakta olduğunu açıklayarak ve boru boyunca yerel Nusselt sayısı için dönme sayısına bağlı (13) bağıntısını vermişlerdir.

$$\frac{Nu}{Nu_{fd}} = 2.41(1 + 0.24S)^{0.8}(0.012 + 0.17S)^{0.16} \quad (13)$$

Gupte ve Date [33], annular boru içine yerleştirilen bükülmüş tip türbülantörlerle üretilen helisel akışta ısı geçişi ve basınç düşümü karakteristiklerini araştırmışlardır. Isı transfer deneylerinde dış boruyu ısıtarak ve iç boruyu içten cam yünü ile izole ederek deney düzeneğini hazırlamışlardır. Araştırmacılar deneyler sonucunda dönmeli akışta yarıçap oranı ne olursa olsun, aynı büküm oranı için basınç düşümündeki artışın ısı geçişindeki artıştan fazla olduğunu bulmuşlardır. Aynı Reynolds sayısında boş boruya göre basınç düşümündeki ve ısı taşınım katsayısındaki artışın sırasıyla %90 ve %60 olduğunu belirtmektedirler.

Mukherjea ve arkadaşları [34], sabit duvar sıcaklığında silindirik kanal içerisindeki dönmeli laminer akışa Termodinamiğin II. Kanunu analizini uygulamıştır. Zayıf teğetsel girişli dönmeli akış; çekirdek girdap bölgesi, serbest girdap bölgesi ve sınır tabakadan oluşan basit bir model olarak ele alınmıştır. Hidrodinamik sınır tabaka ve süreklilik denklemleri yaklaşık olarak çözülmüştür. Benzer şekilde termal sınır tabaka içindeki sıcaklık değişimleri enerji denkleminin yaklaşık çözümünden elde edilmiştir. Yerel Nusselt sayısı ve entropi üretim oranı hesaplanmış, bunlar ısı geçiş oranının ve kullanılabilir enerji kaybının belirlenmesinde kullanılmıştır. Başlangıç dönmesinin tersinmezlik üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Çevresel hızı esas alan Reynolds sayısının değişik değerleri için ekserji kayıpları hesaplanmış ve transfer edilen ekserjinin toplam ekserjiye oranını içeren

eşitlik 14' te gösterilen temel fonksiyon tanımlanmıştır. Ekserji transferindeki artışa göre tersinmezlikteki artış düşük bir oranda ise bu fonksiyon Reynolds sayısından bağımsız hale gelmektedir.

$$M = \frac{Q_a}{Q_a + I} \quad (14)$$

Ravigururajan ve Bergles [35], türbülanslı akışta, dairesel kesitli borular içersine beş farklı bükülmüş tip dönme üreteçleri yerleştirerek basınç düşümü ve ısı geçişi katsayıları için genel korelasyonlar geliştirmişlerdir. Deneyleri Reynolds sayısının $5000 \div 60000$ ve H/D oranının $0.023 \div 0.127$, $\alpha/90$ oranının $0.34 \div 0.91$, boşluk oranının $0.17 \div 1.12$ değerleri arasında gözlemlemişlerdir. Deneyler de akışkan olarak ortam havasını kullanmışlardır. Isı geçişi korelasyonlarının deneysel sonuçlarla %99 uyumlu olduğunu, sürtünme faktörü korelasyonlarının ise deneysel sonuçlarla %96 uyumlu olduğunu bulmuşlardır.

Bergles ve Ravigururajan [36], silindirik boru içersine helisel bükülmüş türbülötörler yerleştirerek sönümlenen dönmeli akışta ısı geçişini ve sürtünme faktörünü deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel olarak elde ettikleri verilerden *STATISTICA* programı yardımıyla e türbülötör yüksekliği, D türbülötör çapı, H/D bükülme oranı, α bükülme açısı, β profil temas açısı ve n köşe sayısı olmak üzere aşağıda verilen korelasyonları elde etmişlerdir. Isı geçişi korelasyonlarının deneysel sonuçlarla %99 uyumlu olduğunu, sürtünme faktörü korelasyonlarının ise deneysel sonuçlarla %96 uyumlu olduğunu bulmuşlardır.

$$\frac{Nu_{den}}{Nu_{boş}} = \left[1 + \left(2.64 Re(e/D)^{0.212} (H/D)^{-0.21} (\alpha/90)^{0.29} (Pr)^{-0.024} \right)^7 \right]^{1/7} \quad (15)$$

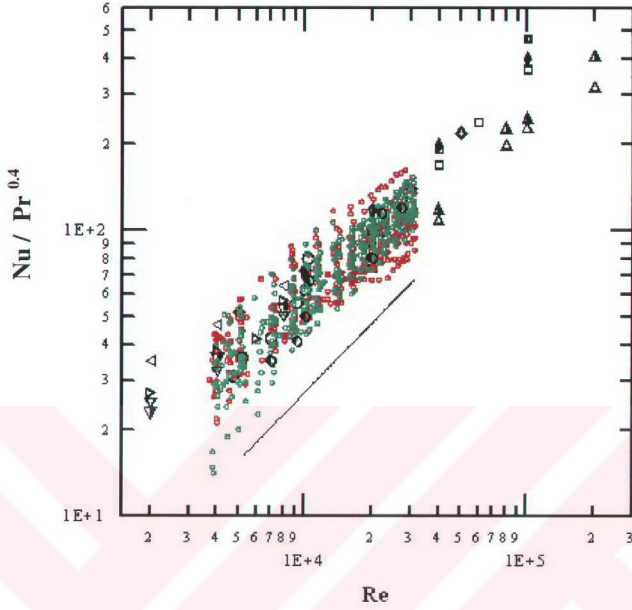
$$\frac{f_{den}}{f_0} = \left[1 + \left(\frac{29.1 Re^{(0.67-0.06H/D-0.49\alpha/D)} (\alpha/90)^{(4.59+4.11*10^{-6} Re-0.15H/D)}}{(H/D)^{(-1.66*10^{-6} Re-0.33\alpha/90)} (e/D)^{(1.37-0.157\frac{H}{D})}} \left(1 + \frac{2.94}{n} \right) \sin \beta \right)^{15/16} \right]^{16/15} \quad (16)$$

Ravigururajan [37], içerisine helisel bükülmüş şerit yerleştirilen borularda, türbölanslı akışta, ısı geçişini ve basınç düşümünü hesaplamada kullanılan çeşitli literatür korelasyonlarını birbirleriyle karşılaştıran bir araştırma sunmuştur. Çalışmada, özel iyileştirme tipleri için geçerli olan korelasyonlar yanında genel korelasyonlarda verilmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörlerinin hesaplanmasında ampirik formüllerin analogi esaslı korelasyonlardan daha etkili olduğunu belirtmiştir.

Zimparov [38, 39], iki kısımdan oluşan çalışmasında, içten oluklu boru içine bükülmüş tip türbölátörlerin yerleştirilmesiyle oluşturulan türbölanslı dönmeli akışta, sırasıyla ısı geçiş karakteristiklerinin ve sürtünme faktörlerinin hesaplanması için, Smithberg ve Landis [28] tarafından önerilen matematiksel modellemeyi geliştirmiştir. Dönmeli akış alanı ikincil akışlar tarafından biçimlendirilen helisel çekirdek akış ve sınır tabaka akışı olmak üzere iki temel bölgeye ayrılmıştır. Önerilen modeller, eksenel hız, ikincil akışkan hareketi ve dönme üzerinde cidar pürüzlülüğünün etkisini içermektedir. Isı geçişi ve sürtünme faktörü için geliştirilen matematiksel modeller; türbölanslı akışta, boş boru, bükülmüş tip türbölátörlü boru, oluklu boru ve bükülmüş tip türbölátör içeren oluklu boruda ısı geçişi ve sürtünme faktörünü hesaplamada kullanılabilir.

Ayhan ve arkadaşları [66] silindirik boru akışında akışa dik yönde ve açılı düzlemler yerleştirerek periyodik karakterde ısı geçişi iyileştirme tekniği geliştirmişlerdir. Bu tür kanallarda ısı geçişini en çok iyileştiren ve basınç düşümünü en aza indiren akış geometrisini deneysel çalışmalarıyla belirlemişlerdir. Akış geometrisi optimizasyonu için Termodinamiğin II. Kanununu uygulamışlardır. Isı geçişini iyileştirmede ele alınan parametreler 6' dan fazla olduğu için çalışma programı içersindeki parametreler esas alınarak sinir ağları yöntemi kullanılmıştır. Sinir ağları yöntemi ile üretilen veriler ile deneysel bulgular arasındaki hata %1 + %2 arasında çıkmıştır. Bu çalışmada optimum kanal geometrisi laminer akış için pozisyon açısı 90° ve boyutsuz kanatlar arası mesafe ise 3 olarak bulunmuştur. Türbölanslı akış için ise optimum kanal geometrisi olarak pozisyon açısı 45°, boyutsuz kanatlar arası mesafe ise 2 olarak bulunmuştur.

Literatür araştırması sonucu ısı geçişindeki iyileşmelerin karşılaştırıldığı bazı çalışmalardan örnekler Şekil 4' de verilmiştir. Ayrıca Şekil 4' de yapılan çalışmanın literatürdeki çalışmalar arasındaki yeri de gösterilmiştir.



- Gnielinski, [40]
- ◆ Smithberg-Landis ($H/D=8.5$), [28]
- ◈ Thorsen-Landis ($H/D=3.15$, soğutma), [41]
- ▲ Algifri-Bhardwarj-Rao ($m=0.52$), [16]
- △ Algifri-Bhardwarj-Rao ($m=0.3$)
- Zaherzadeh-Jagadish (Kanat sayısı, $N=8$), [14]
- Zaherzadeh-Jagadish (Kanat genişliği, $D/2$)
- Bali T, (Pervane tipli türbülötör $x=0$, soğutma), [42]
- Bali T, (Pervane tipli türbülötör $x=197.8$ mm, soğutma)
- ▷ Klaczak ($S=20$ mm), [25]
- ▼ Klaczak ($S=25$ mm)
- ▽ Klaczak ($S=30$ mm)
- △ Klaczak (Boru boyunca)
- Doktora çalışması 6 kanat
- Doktora çalışması 4 kanat

Şekil 4. Literatür karşılaştırması

Tablo 2. Dönmeli akışta literatür araştırması-deneysel

Yazar	Yılı	Akışkan	Deneysel Borusu Tipi	Boyut Oranı	Reynolds Sayısı	Dönme Üretici Tipi	Dönmeli Akış Tipi	Akış Şekli	İncelenen Parametreler	Performans Kriteri
Smithberg, Landis [28]	(1964)	Hava	Dairesel kesitli boru	3.62-22	$(2+100) \times 10^3$	Bükülmüş Tel	Sönümlenmeyen	Laminer, Türbülanslı	Nusselt sayısı, Sürtünme faktörü, hız alanı	-
Blum, Oliver [17]	(1967)	Hava, CO ₂	Dairesel kesitli boru	-	$(5+10) \times 10^4$	Girdap çemberi	Sönümlenen	Türbülanslı	Nusselt sayısı	-
Koval'nogov, Shchukin [9]	(1968)	Su	Dairesel kesitli boru	15°, 30°, 45°, 60°, 75°	$(1+9) \times 10^4$	Yönlendirici kanat	Sönümlenen	Türbülanslı	Nusselt sayısı, Sürtünme faktörü	-
Migay, Golubev [10]	(1970)	Su, Hava	Dairesel kesitli boru	-	-	Eksenel Dönme üretici	Sönümlenen	Laminer	Nusselt sayısı Sürtünme faktörü, Dönme sayısı	-
Blackwelder, Kreith [6]	(1970)	Hava, Su	Dairesel kesitli boru	3.54-8.5	$(4.5+6) \times 10^4$	Kısa helozonik bükülmüş şerit	Sönümlenen sönümlenmeyen	Türbülanslı	Nusselt sayısı Sürtünme faktörü	-
Klepper [8]	(1973)	Azot	Dairesel kesitli boru	2.38-8.05	$(2+38) \times 10^4$	Helozonik bükülmüş şerit	Sönümlenen	Türbülanslı	Nusselt sayısı Sürtünme faktörü	Enerji katsayısı
Hay, West [7]	(1975)	Hava	Dairesel kesitli boru	-	(10^5+10^7)	Teğesnel Girişli Dönme Üretici	Sönümlenen	Türbülanslı	Nusselt sayısı Dönme sayısı	-
Zaherzadeh, Jagadish [14]	(1975)	Su	Dairesel kesitli boru	-	$(2+10) \times 10^4$	Teğesnel Girişli Dönme Üretici	Sönümlenen	Türbülanslı	Nusselt sayısı	-
Hong, Bergles [19]	(1976)	Su, Etilen-Glikol	Dairesel kesitli boru	2.45	$(10+10 \times 10^4)$	Helozonik Bükülmüş Şerit	Sönümlenmeyen	Laminer, Türbülanslı	Nusselt sayısı Sürtünme faktörü	-
Kito, Kato [11]	(1984)	Hava	Dairesel kesitli boru	20°, 40°, 50°, 60°	-	Dönme çemberi	Sönümlenen	Türbülanslı	Hız alanı, Dönme yoğunluğu	-

(1984)	Hava	Dairesel kesitli boru	-	9000-43500	Yönlendirici kanat	Sönümlenen	Türbülanslı	Nusselt sayısı, Sürtünme faktörü
Uttawar, Raja Rao [23]	Yağ	Dairesel kesitli boru	0.089-0.125	30-2000	Spiral sarımlı tel	Sönümlenmeyen	Laminer	Nusselt sayısı
Nag [27]	Su, %40su+ gliserol	Halkasal boru	23.6-21.5	$(5+25) \times 10^3$	Helisel Bükülmüş Tel	Sönümlenmeyen	Türbülanslı	Nusselt sayısı, Sürtünme faktörü, hız alanı
Klaczak [25]	Su	Dairesel kesitli boru	4.4	$(1.3+8) \times 10^3$	Helezonik Bükülmüş Şerit	Sönümlenmeyen	Laminer, Türbülanslı	Nusselt sayısı Sürtünme faktörü
Al-fahed [24]	Yağ	Dairesel kesitli boru	5.4-7.1	230+2300	Bükülmüş Şerit	Sönümlenmeyen	Laminer	Nusselt sayısı
Jensen [13]	Su, Etilen-glikol	Dairesel kesitli boru	0.1	$(1+10) \times 10^4$	İçten kanatçıklı boru	Sönümlenmeyen	Türbülanslı	Nusselt sayısı Sürtünme faktörü
Kumar, Prasad [18]	Su	Dairesel kesitli boru	3-12	$(0.4+2.1) \times 10^4$	Helezonik Bükülmüş Şerit	Sönümlenen	Laminer, Türbülanslı	Nusselt sayısı Sürtünme katsayısı
Saha, Duttta, Dhal [15]	Yağ	Dairesel kesitli boru	2-5	45-1150	Helezonik Bükülmüş Şerit	Sönümlenmeyen	Laminer	Nusselt sayısı

İyileştirme katsayısı

Tablo 3. Dönmeli akışta ısı geçişi üzerine literatür araştırması-teorik

Yıl	Geometri	Değişkenler	Akış şekli	Uygulanan çözüm şekli	Türbülans modeli
Kreith Sonju [43]	Dairesel kesitli boru	w	Türbülanslı	Analytik	Sabit eddy viskozitesi
Koosinlin [53]	Dairesel kesitli boru	u,v	Türbülanslı	Analytik	Karışım uzunluğu
Ito [48]	Dairesel kesitli boru	u,v	Türbülanslı	Analytik	-
Serag-Elding [45]	Dairesel kesitli boru	u, w, p, T	Laminer	Sayısal	k - ε
Hogg, Leschzient [51]	Dairesel kesitli boru	u, v, w	Türbülanslı	Analytik	k - ε
Zhang [44]	Dairesel kesitli boru	u, w, p, T	Türbülanslı	Sayısal	Cebrik gerilme modeli
Chang, Chen [52]	Dairesel kesitli boru	u, v	Türbülanslı	Sayısal	k - ε
Zhang [50]	Dairesel kesitli boru	u, v, w	Türbülanslı	Sayısal	Cebrik Reynolds gerilme modeli
Reader-Harris [49]	Dairesel kesitli boru	u, w	Türbülanslı	Analytik	-
Bali, [42]	Dairesel kesitli boru	u, v, w, p	Laminer, Türbülanslı	Sayısal	k - ε
Morsi [47]	Halkasal boru	u, v	Laminer	Sayısal	Prandtl karışım uzunluğu
Kassinos ve [46]	Dairesel kesitli boru	u, v	Laminer	Sayısal	Cebrik gerilme modeli

1.5. Sunulan Çalışmanın Amacı

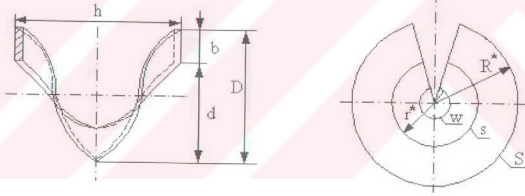
Literatür çalışmasından da görüldüğü gibi, değişik kesit alanına sahip borular içerisinde değişik geometrilere sahip elemanlar yerleştirilerek çok çeşitli ısı geçişi iyileştirme teknikleri incelenmiştir. Literatürde araştırmacılar, ısı geçişini iyileştirme tekniklerinden, boru boyunca yerleştirilen dönme üreteçleri ve boru boyunca boru içerisine kavisler, kanatçıklar yapılması sonucu elde edilen sürekli dönmeli akışın veya boru girişinde teğetsel, radyal ya da eksenel olarak oluşturulan azalan dönmeli akışın incelenmesi konularına daha çok yoğunlaşmışlardır. Dönme üreteçlerinin boru boyunca yerleştirilmesi sürtünme faktörünü ve dolayısıyla pompalama gücünü oldukça fazla arttırmaktadır. Sadece boru girişinde dönme oluşturulması da dönmenin sönümlenmesine ve akış alanındaki dönme etkisinin azalmasına yol açmaktadır. Bu çalışmada; literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, akışa boru boyunca dönme vermek yerine, dönme etkisinin azaldığı konumlara yeniden dönme üreteci yerleştirilerek akış alanında yenilenen bir sönümlenme hareketi oluşturulmuştur. Bu sönümlenme hareketi, dönme üreteçlerinin konumlarına göre *periyodik sönümlenen* veya *periyodik sönümlenmeyen* dönmeli akış (*periodically or nonperiodically decaying swirl flow*) olarak iki tipte incelenmiştir. Böylece dönme üreteçlerinin boru boyunca yerleştirilmesi nedeniyle oluşan basınç düşümleri azaltılmış ve akış alanındaki dönme sönümlenmeden, yenilenen bir sönümlenme hareketi ile dönme etkisinin devamı sağlanmıştır.

Sunulan çalışmanın amacı, dairesel kesitli boru içerisinde farklı konumlara yerleştirilen, 15° , 30° , 45° ve 60° helisel kanat açılı dönme üreteçleri ile oluşturulan dönmeli türbülanslı akışta, sabit yüzey sıcaklığında, ısı geçişinin ve basınç düşümünün deneysel olarak incelenmesi ve Termodinamiğin II. Kanunu'ndan yararlanılarak yapılan ekserji analizi yardımıyla da etkin dönmeli akış üreteci tipleri ve konumlarının belirlenmesidir. Çalışmada üç ayrı deney düzeneği imal edilmiş; bu deney düzeneklerinde sırasıyla ısı geçişi ve basınç düşümü deneyleri, akış gözleme deneyleri ve şekil direnci deneyleri yapılmıştır. Dönme üreteçlerinin arkasında oluşan akış görsel olarak incelenerek dönme sönümlenmesi gözlenmiştir. Ayrıca helisel kanatlı eksenel dönme üreteçlerinin şekil direnci katsayılarının belirlenmesiyle akış alanında her bir dönme üretecinden dolayı oluşan basınç düşümü elde edilmiştir. Dönmeli akış alanında ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü matematiksel olarak modellenmiş ve deneysel verilerden yararlanılarak ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü için eşitlikler türetilmiştir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Eksenel Dönme Üreteçleri

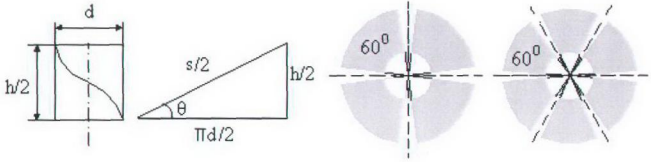
Bu çalışmada akışa dönme vermek amacıyla tasarlanan dönme üreteçleri bir göbek ve kanatlardan oluşmaktadır. Eksenel dönme üreteçleri; çapı 10 mm , uzunluğu farklı olan silindirik göbekler üzerine 15° , 30° , 45° ve 60° lik helisel kanallar açılarak, helisel kanallara göre kıvrılmış kanatların bu kanallara yapıştırılması ile elde edilmiştir. Dönme üreteçleri 15° , 30° , 45° ve 60° kanat açılı dört ve altı kanatlı olmak üzere sekiz farklı tipte imal edilmiştir. Dönme üreteçlerinin boyutlandırılmasında kullanılan bağıntılar eşitlik (17)' de ve yararlanılan helis adımlı şeması Şekil 5' te verilmiştir. Bu bağıntılarda d ve D göbek ve deney borusu çaplarını, R^* ve r^* kanatların çap ve yarıçaplarını, b kanat yüksekliğini, s göbek üzerine açılan kanalların yay uzunluğunu, S kanatların yay uzunluğunu, w ise yay uzunluğunun gördüğü açıyı ve h kanat açısının sinüs değerini göstermektedir.



Şekil 5. Helis adımlı şeması [53].

$$\begin{aligned} S &= \sqrt{D^2 \pi^2 + h^2} \quad , \quad s = \sqrt{d^2 \pi^2 + h^2} \\ R^* &= r^* + b \quad , \quad r^* = \frac{bu}{U - u} \\ b &= \frac{D - d}{2} \quad , \quad W = \frac{180S}{R^* \pi} = \frac{180s}{r^* \pi} \end{aligned} \quad (17)$$

İstenilen θ kanat açısına göre h ve s bulunduktan sonra eşitlik (17)' deki büyüklükler elde edilir. Hesaplanan w açısı şekilde görüldüğü gibi, 4 veya 6 kanat sayısına bölünerek çapı R^* ve yarıçapı r^* olan kanat geometrileri elde edilir.

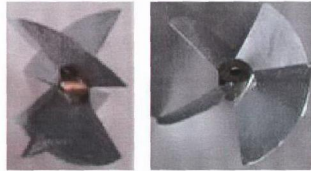


Şekil 6. Kanat yapım şeması

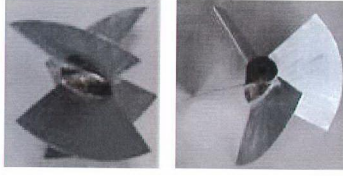
Göbek, pirinç malzemeden ve merkezi boyunca 3 mm çapında delinerek vidalı olarak imal edilmiştir. Kanatlar, 0.3 mm kalınlığındaki klingerik levhadan belirlenen boyutta kesilmiş ve kanata helisel şekil verilmiştir. Kanatlar göbek üzerinde açılan kanallara yapıştırıcı ile yapıştırılmıştır. Isı geçiş deneylerinde kullanılmak üzere 15° , 30° , 45° , 60° kanat açılı 4 ve 6 kanatlı dönme üreteçlerinden her birinden üçer adet üretilmiştir. Deneylerde kullanılan aksenal dönme üreteçlerinin fotoğrafları aşağıda gösterilmektedir.



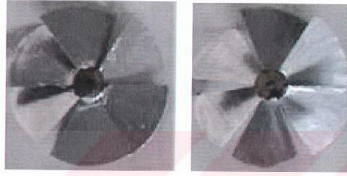
Şekil 7. 15° ve 30° kanat açılı 4 kanatlı dönme üreteçleri



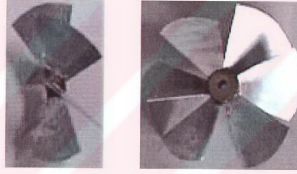
Şekil 8. 45° kanat açılı 4 kanatlı dönme üreteçleri



Şekil 9. 60° kanat açılı 4 kanatlı dönme üreteçleri



Şekil 10. 15° ve 30° kanat açılı 6 kanatlı dönme üreteçleri

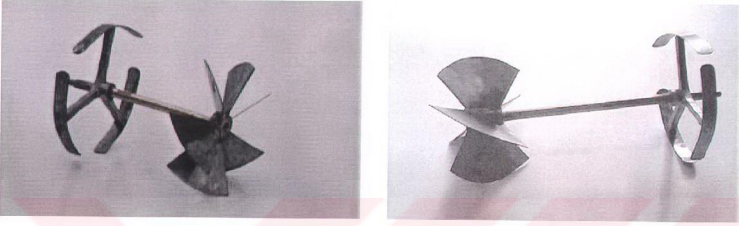


Şekil 11. 45° kanat açılı 6 kanatlı dönme üreteçleri



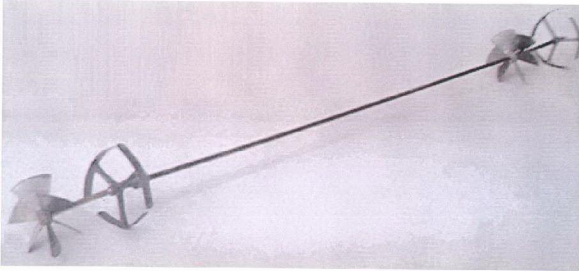
Şekil 12. 60° kanat açılı 6 kanatlı dönme üreteçleri

Dönme üretçeleri deney borusunun ekseninde yerleştirilen 3 mm çapında uzunluğu deney tipine göre değişen bir milin ucuna vidalanmıştır. Milin boru eksenine merkezlenmesi tutucu ayaklar ile sağlanmıştır. Tutucu ayak ile dönme üretçi arasında 5 cm ' lik mesafe verilmiştir. Şekil 13' te dönme üretçi ve tutucu ayağın önden ve yandan görüntüsü verilmiştir.

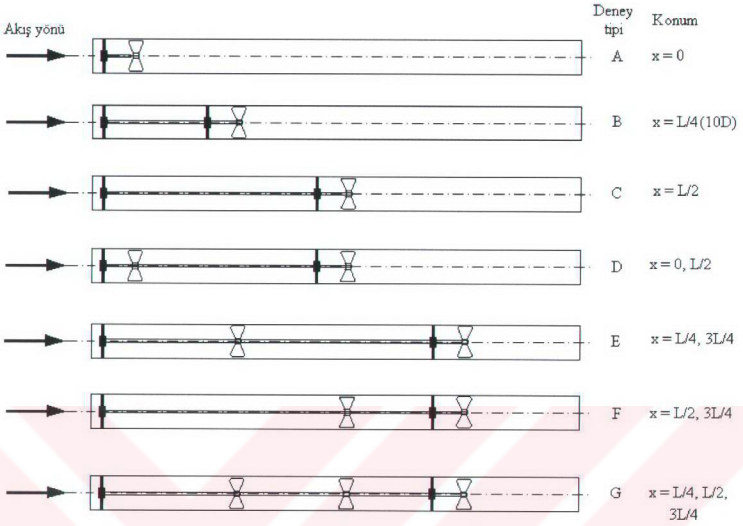


Şekil 13. Dönme üretçi ve tutucu ayak

Dönmeli akış üretçeleri yukarıda belirtildiği gibi, helis açıları 15° , 30° , 45° ve 60° , kanat sayıları 4 ve 6 olmak üzere sekiz farklı tipte üretilmiştir. Ayrıca dönme üretçelerinin deney borusu içerisindeki konumlarına göre, periyodik veya periyodik olmayan tekli, ikili ve üçlü kombinasyonlarındaki yedi farklı konum için 56 tip deney yapılmıştır. İkili yerleşim düzenine ait bir fotoğraf Şekil 14' te ve dönme üretçelerinin boru içerisindeki yedi farklı yerleşim düzeni ise Şekil 15' te gösterilmiştir.



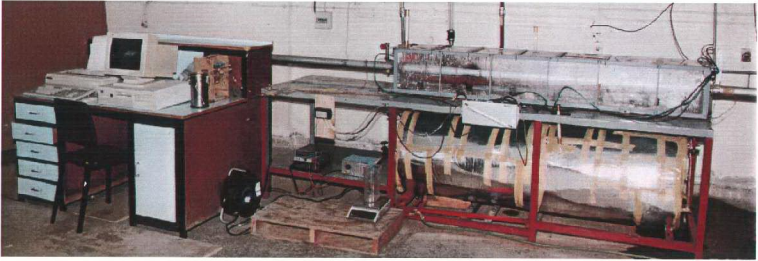
Şekil 14. İkili yerleşim düzeni (D tipi)



Şekil 15. Dönme üreteçlerinin deney borusu içindeki konumları

2.2. Isı Geçiş Deney Düzenegi

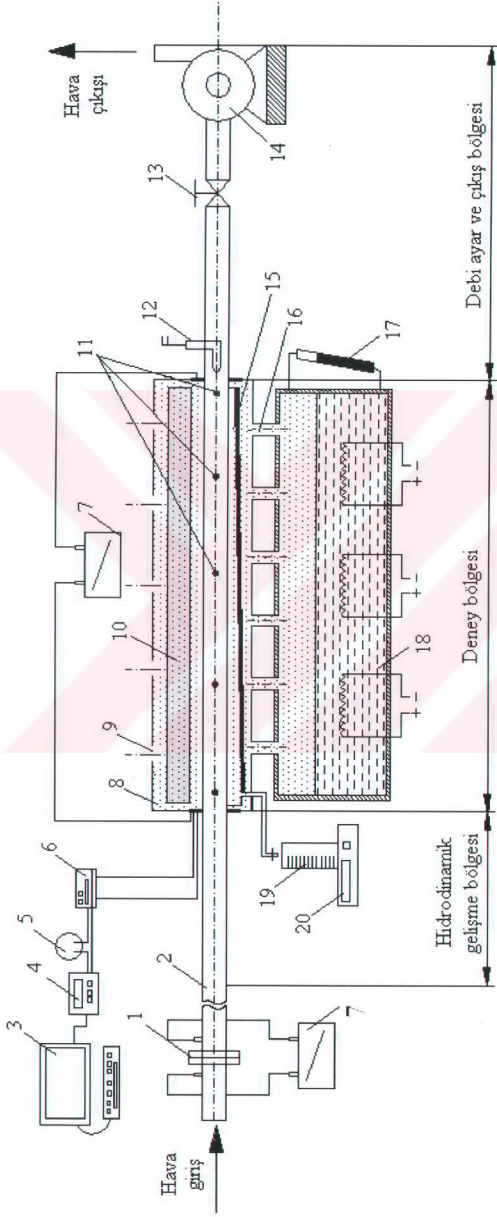
Isı geçiş deneyleri, Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik laboratuvarında imal edilen deney düzeneginde yapılmıştır. Deney düzeneginin fotoğrafı Şekil 16' da görölmektedir.



Şekil 16. Deney Düzenegi

Deney bölgesi; akış gelişme bölgesi, ölçme bölgesi ve çıkış bölgesi olmak üzere üç kısımdan oluşmaktadır. Deney akışkanı olarak ortam havası kullanılmıştır. 5 kW gücündeki fan yardımıyla emilen ortam havası önce hava debisinin ölçüldüğü sukbeden geçmekte, daha sonra hidrodinamik sınır tabakanın gelişmesi amacıyla 2 m uzunluğunda bir akış gelişme borusundan geçerek deney bölgesine girmektedir. Deney bölgesi; 300x300 mm² kesitli dikdörtgenler prizması şeklinde, 2 m uzunluğunda ve 10 mm kalınlığında pleksiglas malzemeden yapılmış sabit sıcaklık odası ve buhar üreticiden meydana gelmiştir. Sabit sıcaklık odasında, deney borusu ve yoğuşuk toplama yatağı bulunmaktadır. Oda içerisinde merkezlenen deney borusu, buhar üreticiden gelen ve atmosfer basıncına açık doymuş buhar ortamında tutulmaktadır. Deney borusu, iç çapı 54.7 mm, dış çapı 57.5 mm ve uzunluğu 1978 mm olan alüminyum borudur. Eksenel ısı kaybını önlemek için deney borusunun her iki ucu 20 mm kalınlığında fiber malzemeden yapılmış dairesel flanşlar ile yalıtılmıştır. Buhar üreticiden çıkan doymuş buhar 50 mm çapındaki 7 adet buhar aktarım borusu yardımıyla sabit sıcaklık odasına gönderilmektedir. Buhar ortama deney borusunun alt yüzeyinden doğal çekişle girmekte ve deney borusunun etrafını sardıktan sonra sabit sıcaklık odası tavanında çapraz konumlara açılmış bulunan 50 mm çapındaki 7 adet delikten dışarı çıkmaktadır. Çıkan buhar deney bölgesinin üst kısmına yerleştirilen bir davlumbaz yardımıyla deney bölgesinden uzaklaştırılmaktadır. Yoğuşan buhar miktarını ölçmek için; kalınlığı 3 mm olan, 100 mm genişlik ve 1978 mm uzunluktaki yayvan bakır levha, deney borusunun alt yüzeyinden yaklaşık 50 mm aşağıya eğik olarak yerleştirilmiştir. Böylece deney borusu üzerinde yoğuşan suyun bu yoğuşuk toplama yatağı ile buhar ortamı dışına alınarak toplanması ve yoğuşuk miktarının ölçülmesi sağlanmaktadır. Ayrıca buhar ortamı içerisinde pleksiglas odanın tavanında yoğuşan su buharının yoğuşuk toplama kabına girmesini önlemek için deney borusunun yaklaşık 50 mm üstüne 2 m uzunluğunda ve 3 mm kalınlığında, geniş yayvan çatı şeklinde, bir bakır levha yerleştirilmiştir.

Şekil 17' de deney düzeneğinin şematik resmi ve Şekil 18' de ölçüm bölgesinin görüntüsü görülmektedir.

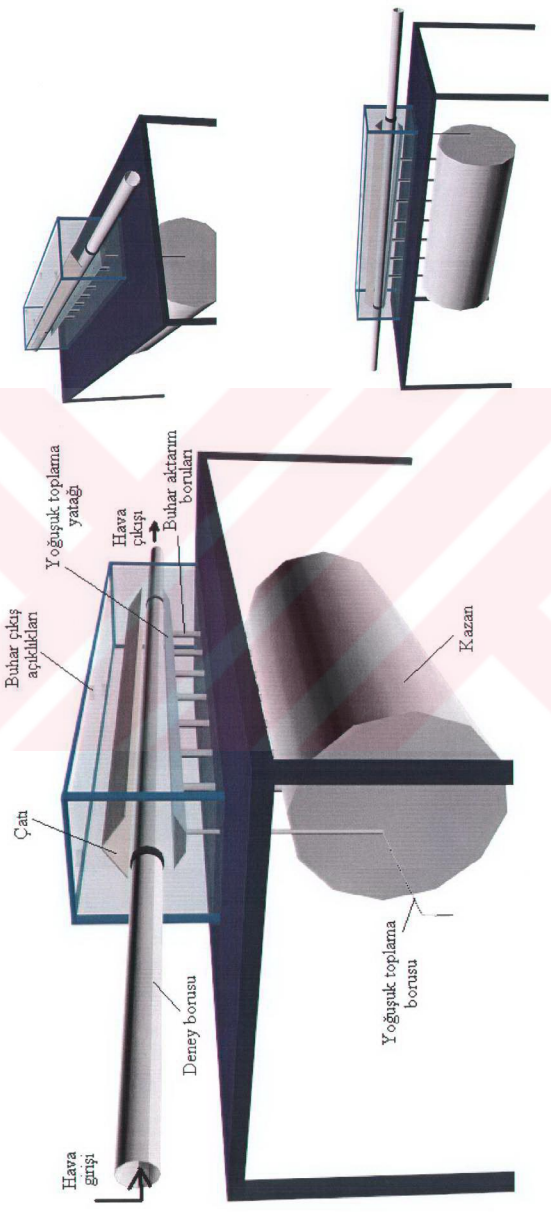


- 1- Sukbe
- 2- Deney borusu
- 3 - Bilgisayar
- 4 -Dijital multimetre
- 5 - Referans termoeleman
- 6 - Kanal seçici
- 7 - Eğik manometre

- 8 - Buhar odası
- 9 - Buhar çıkış açıklıkları
- 10 - Çatı
- 11 - Termoelemanlar
- 12 - Pitot tüpü
- 13 - Debi ayar vanası
- 14 - Fan

- 15 - Yoğuşuk toplama yatağı
- 16 - Buhar boruları
- 17 - Su seviye göstergesi
- 18 - Buhar üretici
- 19 - Ölçekli kap
- 20 - Hassas terazi

Şekil 17. Isı geçiş deney düzeneğinin şematik resmi



Şekil 18. Ölçüm bölgesi

Buhar üretici tankı, hacimleri yaklaşık 1 m^3 olan iki silindirik varilin ağzları kesilerek birbirine kaynak edilmesi suretiyle imal edilmiştir. Besleme suyu buhar tankına girmeden önce ayrıca bir ısı değıştirgecinden geçirilmekte ve ılık olarak tanka gönderilmektedir. Buhar tankının alt kısmına yerleşirilen 5 adet 1.5 kW lık elektrikli ısıtıcı yardımıyla buhar üretilmektedir. Buhar tankının sağ tarafındaki su seviyesi göstergesinden tank içindeki su miktarı gözlenmektedir. Tank rejime geldikten sonra saniyede 6 g buhar üretilmektedir. Daha sonra elektrikli ısıtıcıların ikisi devre dışı bırakılarak gerekli buhar debisi sağlanmaktadır. Buhar üretici bu tasarımıyla deney borusunun sabit sıcaklıkta tutulması amacına yönelik buhar üretecek kapasitededir. Buhar tankındaki her bir ısıtıcı için elektrik kontrol paneli ve emniyet tertibatı bulunmaktadır. Çevreye ısı kaybının önlenmesi amacıyla buhar tankının etrafı cam yünü ile izole edilmiştir.

Deney borusundan geçen hava deney düzeneğinin çıkış bölgesine gelmektedir. Bu bölgede pitot tüpü, vana ve fan yer almaktadır. Pitot tüpüne ayrıca bir termoeleman bağlanmış olup çıkış kesitinde sıcaklık taraması yapılmaktadır. Deney borusu bir ara boru ile hava debisinin ayarlandığı vanaya daha sonrada bir bağlantı borusuyla fanın giriş ağzına bağlanmıştır. Hava, manometrik basma yüksekliği 25 mmSS olan fanın basma ağzından deney düzeneğini terk etmektedir.

2.2.1. Ölçme Sistemi

Deney düzeneğinde deney borusuna giriş ve çıkış hava sıcaklıkları, boru cidar sıcaklıkları, giriş ve çıkıştaki statik basınçlar ve sukbedeki basınç düşümü ve yoğunluk miktarı ölçülmektedir.

Sıcaklıklar “Cu-CuFe” termoelemanlar yardımıyla ölçülmüştür. Termoelemanların kalibrasyonu sonucu sıcaklıklar

$$T[{}^{\circ}\text{C}] = 25.991 * E[mV] - 0.572031 * E^2[mV] \quad (18)$$

eşitliği yardımıyla elde edilmiştir. Deney borusuna hava giriş ve çıkış sıcaklıkları, ortam sıcaklığı, buhar tank ortamı sıcaklığı, buhar odası sıcaklığı ve deney borusu cidar sıcaklıkları sabit sıcaklık sınır şartının sağlanıp sağlanmadığının kontrol edilmesi amacıyla ölçülmüştür. Hava çıkış sıcaklığı, pitot tüpü üzerine yerleşirilen termoeleman yardımıyla çıkış kesitinde sıcaklık taraması yapılarak belirlenmektedir. Deney borusu cidarında

sıcaklık ölçmeleri, deney borusunun etrafına çapraz olarak yerleştirilen 11 adet termoeleman ile yapılmaktadır. Bu termoelemanlar, 100°C üzerindeki sıcaklığa dayanıklı çelik yapıstırıcı ile boru cidarı üzerine tespit edilmişlerdir. Termoelemanların yerlerinden kopmamları için termoelemanlar yapışkan bez bant ile tekrar sarılmışlardır. Sıcaklık verileri bilgisayara bağlı bir veri toplama kartı ile toplanmaktadır. Bir bilgisayar programı ile sürekli rejim durumunda sıcaklık değerlerinin hassas ve kısa sürede elde edilmesi sağlanmıştır.

Deney borusu boyunca basınç düşümü, boru giriş ve çıkışındaki fiber flanşlara açılan basınç prizleri yardımıyla eğik manometre kullanılarak ölçülmüştür. Eğik manometrede, yoğunluğu $0,784 \text{ gr/cm}^3$ olan “etil alkol + hekzan” kimyasal karışımı kullanılmaktadır. Deney borusu girişindeki akışkan özelliklerini belirlemek amacıyla, hava giriş basıncının ölçümünde yine aynı eğik manometre kullanılmıştır. Ortamdaki hava basıncı ise Bourdan manometresiyle ölçülmektedir.

Deney borusundan geçen havanın kütesel debisini belirlemek için kalibrasyon katsayısı 0.7366 olarak belirlenmiş olan 48.125 mm çapındaki sukbe kullanılmıştır.. Sukbedeki statik basınç farkı, aynı manometre sıvısını kullanan eğik manometre yardımıyla belirlenmiştir.

Buhar ortamı içerisinde oluşan yoğuşuk, buhar ortamı dışına alınarak hassas terazi üzerinde bulunan ölçekli kapta toplanmaktadır. Sistem rejim halinde iken ölçekli kaba 120 saniyede dolan yoğuşuk miktarı belirlenmektedir.

2.2.2. Isı Geçiş Deneylerinin Yapılışı

Buhar tankı yaklaşık 3.5 saatte rejime gelerek buhar üretmeye başladıktan sonra, hava akışı yokken, deney borusu cidarında yoğuşma oluşur. Oluşan yoğuşuk miktarı 120 s içerisinde ölçekli kapta toplanarak hassas terazi ile ölçülür. Bu yoğuşuk miktarı hava akışı olduğu durumdaki ısı geçişinden bağımsız olarak ortaya çıkan ve sistemden kaynaklanan ilk yoğuşuk miktarıdır. Bu ilk yoğuşuk miktarı ısı geçiş deneylerinde oluşan yoğuşuk miktarına eklenir ve ısı geçiş hesaplarında hataya yol açar. Bu nedenle ilk yoğuşuk miktarının deneylerde elde edilen yoğuşuk miktarından çıkarılması gerekir. Daha sonra fanın devreye girmesiyle hava akışı başlatılır. Hava debisi vana yardımıyla istenilen Reynolds sayısına göre sukbedeki basınç farkı ölçülerek ayarlanır. Deney düzeneğinin rejim durumuna gelmesi deney borusu çıkışındaki hava sıcaklığının sürekli olarak kontrol

edilmesiyle belirlenir. Rejim durumundan itibaren yoğunluk miktarı, kronometre çalıştırıldıktan 120 s sonra ölçekli kapta toplanan yoğunluğun hassas terazide tartılması sonucu elde edilir. Daha sonra deney borusunun çıkış kesitinde pitot tüpü ve üzerindeki termoeleman yardımıyla hız ve sıcaklık taraması yapılır. Hız taraması, sukbe ile belirlenen debinin kontrolü amacıyla sadece boş boru deneylerinde yapılmıştır. Son olarak boru girişindeki hava basıncı ve boru boyunca statik basınç kaybı düşümü ölçülür. Ölçümler süresince bilgisayar programı yardımıyla belirli aralıklarla sıcaklık değerleri de kaydedilmektedir.

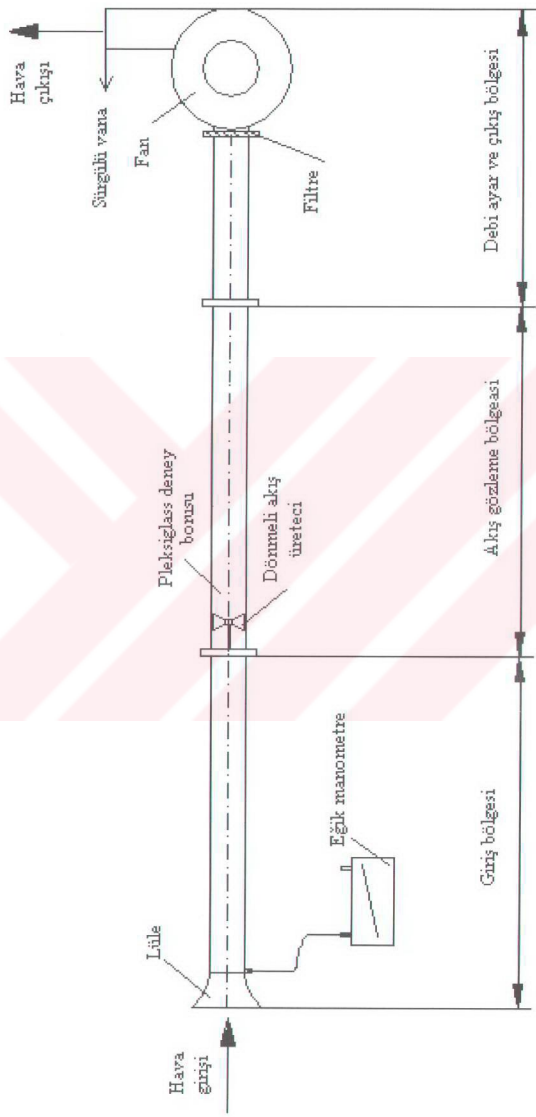
2.3. Akış Gözleme Deney Düzeneği

Akış gözleme deneyleri şematik resmi Şekil 19' da görülen farklı bir deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Akış gözleme deneylerinin yapıldığı deney düzeneğinde; 0.149 kW gücünde 2810 d/dak ile 1544 d/dak' lık iki farklı devirde çalışan elektrik motoru ile tahrik edilen bir fan, lüle ve pleksiglas deney borusu bulunmaktadır. Pleksiglas deney borusunun çapı 96 mm, uzunluğu 1500 mm ve kalınlığı 5 mm' dir. Fan çıkışında deney borusu içinden geçen havanın debisinin ayarlandığı süreç bulunmakta ve ortamdan emilen hava pleksiglas borudan geçerek fandan dışarı atılmaktadır. Hava debisi, katsayısı 0.985 olan 50 mm çaplı standart lülede elde edilen basınç düşümünün eğik manometre yardımıyla ölçülmesi sonucu belirlenmiştir. Hava giriş sıcaklığı ise termometre ile ölçülmüştür.

Akış gözleme deneyinde kullanılan dönme üreteçlerinin boyutları, $Ek I'$ de açıklanan *Reynolds Benzerlik Teoremi'* ne göre hesaplanmıştır. Dönme üreteçleri, giriş flanşı içinde açılan kanala yerleştirilmiş 3 mm çapında "T" şekilli kısa bir milin ucuna vidalanarak boru içinde merkezlenmişlerdir.

Hava debisi fanın çıkışındaki sürgülü vana yardımıyla istenilen Reynolds sayısına göre basınç farkı ölçülerek ayarlanmış ve "Al - Mg karışumlu elyaf" boru girişinde yakılarak oluşan kıvılcımların hareketleri görsel olarak izlenmiştir. Deneysel gözlemler dijital kamera ile bilgisayara kaydedilmiştir.

Şekil 20' de dönme üreticinin boru içindeki konumu ve dönmeli akışın oluşumu gösterilmiştir.



Şekil 19. Akış gözleme deney düzeneğinin şematik resmi



Şekil 20. Eksenel dönme üretici ve dönmeli akış oluşumu

Akış gözleme deneyleri dönme etkilerinin azaldığı konumun belirlenmesi amacıyla Reynolds sayısının 10000 ± 50000 değerleri arasında yapılmıştır. Yüksek Reynolds sayılarında 15° , 30° , 45° ve 60° kanat açılı dönme üreticileri ile oluşturulan dönme etkisinin boru çıkışına kadar sürdüğü görülmüştür. Ancak kullanılan pleksişglas boru ısı geçişi deneylerinde kullanılan deney borusundan daha kısa olduğu için yüksek Reynolds sayılarında dönmenin sönümlendiği yer belirlenememiştir. Ayrıca boru girişinden yollanan Al-Mg elyaf karışımının debisi sabit tutulamamış ve bazı deneylerde kıvılcımlar boru çıkışına ulaşmadan sönmüştür. Kıvılcımların sönmesi ve deney borusunun kısa olması nedeniyle her dönme üretici tipi için dönmenin sönümlendiği konum belirlenememiştir. Deneylerde 10000 civarındaki Reynolds sayılarına inilemediği gibi, 15° , 30° , 45° ve 60° kanat açılı dönme üreticilerinde dönmenin hala etkisini sürdürdüğü görülmüştür.

Helisel kanatlı eksenel dönme üreticileri arkasında oluşan akışta, akış gözleme deneyleri verilerine dayanılarak akış alanında dönme etkilerinin varlığı kanıtlanmış ve akış tipi belirlenmiştir. Buna göre dönmeli akış tipinin, eksenel dönme üreticileri ile oluşturulan ve cidar etkilerinin dönmeli akışla kuvvetli bir şekilde birleşerek akış alanını karakterize ettiği, dönme yoğunluğu düşük sönümlenen dönmeli akış olduğu elde edilmiştir. Kanat açısı arttıkça dönme periyodu da genişlemektedir. Bu durum, sönümlenme etkisiyle birlikte akış iplikçığının boru içindeki tur sayısını azaltmaktadır. Yüksek Reynolds sayılarında dönme ve yüksek türbülans etkilerinin karışması nedeniyle akış alanında bariz gözlem yapılamamıştır.

Elde edilen akış görüntüleri Bölüm 3' te verilmiştir. Bu görüntüler bilgisayara kaydedilen dijital kamera görüntülerinin analizinden elde edilmiştir.

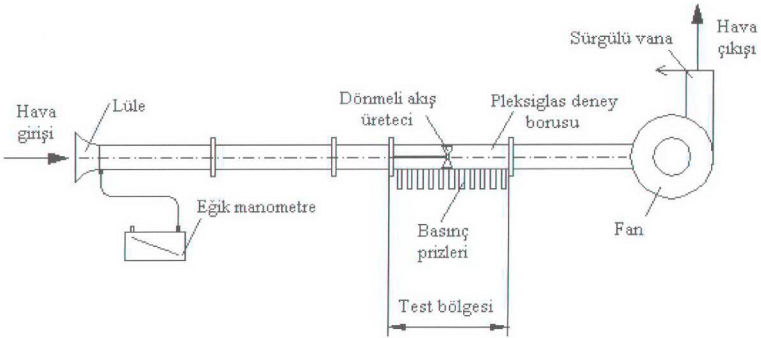
2.4. Şekil Direnci Deney Düzenegi

Dönme üreteçlerinin direnç katsayılarını belirlemek amacıyla Şekil 21' de şematik resmi ve Şekil 22' de görüntüsü verilen deney düzenegi kullanılmıştır.

Deney düzeneginde, 0.149 kW gücünde 2810 d/dak ile 1544 d/dak lık iki farklı devirde çalışan elektrik motoru ile tahrik edilen bir fan, lüle ve pleksiglass deney borusu bulunmaktadır. Pleksiglass deney borusunun çapı 172 mm , uzunluğu 440 mm ve kalınlığı 5 mm ' dir. Fan vasıtasıyla ortamdaki emilen havanın debisi fan çıkışında bulunan sürgülü vana yardımıyla ayarlanır. Hava, lüle ve akış gelişme borusunu geçerek pleksiglass deney borusu içine yerleştirilmiş olan dönme üreteci üzerinden geçtikten sonra fan üzerinden tekrar atmosfere atılır.

Dönme üretecinin hava akışı içerisinde oluşturduğu basınç düşümünü belirlemek için şeffaf deney borusu üzerinde 30 adet basınç prizi açılmıştır. Basınç prizleri arasındaki mesafe 5 mm ' dir. Borudan geçen hava debisi, katsayısı 0.985 olan 50 mm çaplı standart lülede elde edilen basınç düşümünün eğik manometre yardımıyla ölçülmesi sonucu belirlenmiştir. Dönme üreteci bölgesinde oluşan basınç düşümü eğik manometre ile ölçülmüştür. Hava giriş sıcaklığı ise termometre ile ölçülmüştür.

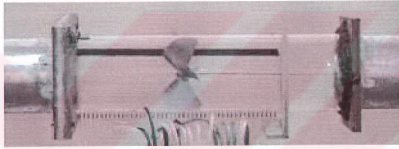
Deneylerde kullanılan model dönme üreteçlerinin boyutları, *Ek 1'* de açıklanan *Reynolds Benzerlik Teoremi'* ne göre hesaplanmıştır. Dönme üreteçleri, giriş flanşı içinde açılan kanala yerleştirilen 4 mm çapında " T " şekilli bir milin ucuna vidalanarak boru içinde merkezlenmişlerdir.



Şekil 21. Şekil direnci deney düzenegi şematik resmi



Şekil 22. Şekil direnci deney düzeneği



Şekil 23. Dönme üretici bölgesi

Eksenel dönme üreticinin deney borusu içerisindeki konumu Şekil 23' te gösterilmiştir. Dönme üretici bölgesinde oluşan basınç değişimleri incelenerek 15° , 30° , 45° ve 60° kanat açılı dönme üreticilerinin direnç katsayıları belirlenmiştir. Direnç katsayılarının hesaplanmasına ait bilgiler Ek 2' de açıklanmış, dönme üretici bölgesindeki basınç değişimleri ve hesaplanan direnç katsayıları ise Bölüm 3' te verilmiştir.

2.5. Deneysel Hesaplama Yöntemleri

Isı geçiş deneylerinde 15° , 30° , 45° ve 60° lik 4 ve 6 kanatlı dönme üreticilerinin oluşturduğu dönmeli akış alanının ısı geçişi ve sürtünme faktörü üzerine etkileri incelenmiştir. Isı geçiş deneylerinde ilk olarak boş boru deneyleri yapılmıştır. Boş boru deneylerinin literatürde verilen bağıntılar ile karşılaştırılmasını sağlamak amacıyla hidrodinamik olarak gelişmiş, termal olarak gelişmekte olan türbülanslı boru akışları için Gnielinski [40] tarafından aşağıda verilen bağıntı kullanılmıştır.

$$Nu \left[\frac{T_{wort}}{T_{ort}} \right]^{0.45} = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (19)$$

Burada f , Filonenko [54] sürtünme faktörüdür ve aşağıdaki şekilde verilmektedir.

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (20)$$

Deneyssel olarak sürtünme faktörü ise, ölçülen basınç düşümü ΔP 'nin momentum değişimi dolayısıyla düzeltildiği aşağıdaki eşitlik ile verilmektedir.

$$f_d = \frac{\Delta P - \left(\frac{m_h}{A} \right)^2 \left(\frac{1}{\rho_{h\zeta}} - \frac{1}{\rho_{hg}} \right)}{\frac{4L}{D} \frac{\rho_h U_{ort}^2}{2}} \quad (21)$$

Deney borusunda hava giriş sıcaklığı pitot tüpü üzerinden yerleştirilen termoeleman vasıtasıyla ölçülmüştür. Bu termoeleman vasıtasıyla boru çıkışı kesitinde çap doğrultusunda sıcaklık ve hız taraması yapılarak hava çıkış sıcaklığı belirlenmektedir. Bu sıcaklık yerel ortalama sıcaklık olarak tanımlanmakta olup, tanımı aşağıda verilmiştir.

$$T_b = \frac{\int_0^R \rho C_p u(r) T(r) 2\pi r dr}{\int_0^R \rho C_p u(r) 2\pi r dr} \quad (22)$$

Isı geçiş hesapları : Su buharı yardımıyla ısıtılan ısı geçiş borusu cidarında sabit sıcaklık sınır şartı gerçekleşmiş olduğundan yoğunlaşan su buharının verdiği ısı,

$$q_{yog} = (\dot{m} - \dot{m}_{ik}) h_{fg} \quad (23)$$

şeklinde hesaplanır. Burada \dot{m} yoğunlaşık debisi, \dot{m}_{ik} sistem ve ortamdan kaynaklanan ilk yoğunlaşık miktarı ve h_{fg} , su buharının entalpisidir.

Newton Soğuma Kanunu yardımıyla boru içinden akan havanın aldığı ısı,

$$q_n = h A \Delta T_{in} \quad (24)$$

eşitliğinden belirlenir. Logaritmik sıcaklık farkı ise,

$$\Delta T_{in} = \frac{(T_w - T_g) - (T_w - T_c)}{\ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_c} \right)} \quad (25)$$

şeklinde ifade edilir. Havanın aldığı ısı yoğuşan su buharının verdiği ısıya eşit kabul edilerek ($q_{yoğ} = q_{yoğ}$), ısı taşınım katsayısı h ,

$$h = \frac{q_{yoğ}}{A \Delta T_{in}} \quad (26)$$

şeklinde hesaplanır. Nusselt sayısı

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (27)$$

eşitliğinden, Reynolds sayısı ise kütleli debiden yararlanılarak

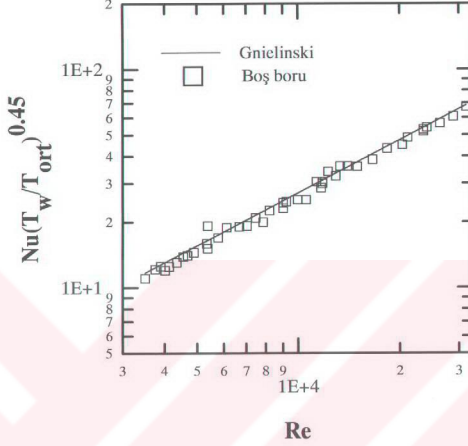
$$Re = \frac{4m}{\pi D \mu} \quad (28)$$

eşitliğinden hesaplanır. Sukbe ile yapılan ölçümlerden kütleli debi

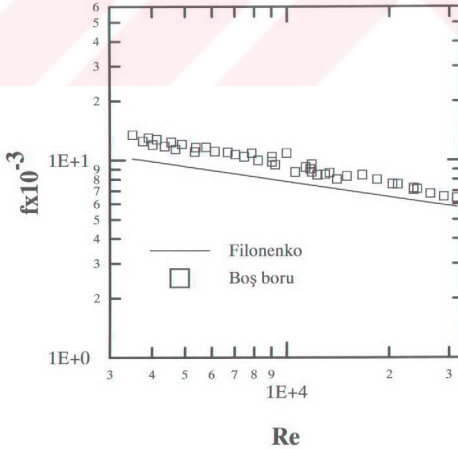
$$m_s = K A_s \rho \sqrt{2\Delta P_s / \rho} \quad (29)$$

ifadesi ile hesaplanmaktadır. Burada; A_s sukbe kesit alanı, ΔP_s sukbedeki basınç kaybı ve ρ havanın yoğunluğudur.

Boş boru deneyleri literatürde verilen bağıntılar ile uyumlu çıkmıştır. Yapılan boş boru deneylerinde elde edilen Nusselt sayıları ile sürtünme faktörlerinin Gnielinski eşitliği [40] ve Filonenko sürtünme faktörü [54] ile uyumu Şekil 24 ve Şekil 25' te verilmiştir.



Şekil 24. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 25. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

2.6. Performans Değerlendirme Kriterleri

Isı geçişini iyileştirme yöntemleri, ısı değiştirgeçlerinin performansının iyileştirilmesi veya önerilen bir ısı değiştirgeci boyutunun/maliyetinin azaltılması amacıyla yaygın olarak kullanılmaktadır. Seçilen iyileştirme yönteminin avantajlı olup olmadığına karar verilmesinde veya en etkin ısı geçişi iyileştirme yönteminin/tipinin belirlenmesinde performans değerlendirmesi büyük kolaylık sağlamaktadır. Performans değerlendirmesi yapılırken sadece ısı geçişindeki artış dikkate alınmamalıdır. Sistem tasarımını ve performansını genel olarak ilk yatırım, işletme ve bakım maliyetleri, güvenilirlik, yüzey alanı ve pompalama gücü gibi çok sayıda faktör etkilediğinden, performans değerlendirmesi için tek bir kriter belirlemek zordur ve bu nedenle çeşitli performans değerlendirme kriterleri ortaya atılmıştır. Aşağıda literatürde sıkça rastlanılan performans değerlendirme kriterleri maddeler halinde verilmiştir. Bu performans kriterleri, Termodinamiğin I. ve/veya II. Kanunu'na göre türetilmiştir.

1. Enerji Katsayısı

Enerji katsayısı, güç verimi olarak, ısı geçişinin pompalama gücüne oranı şeklinde tanımlanır [14].

$$EK = \frac{q}{\dot{N}} = \frac{hA\Delta T_{in}}{\dot{V}\Delta P} \quad (30)$$

Isı geçişi iyileştirme uygulamalarının amacı, özel uygulamalarda kullanılan ısı değiştirgeçleri hariç, düşük pompalama gücünde ısı geçişinde artış elde etmektir. Bu nedenle, aynı akış koşullarında (sabit Reynolds sayısı) enerji katsayısı yüksek olan iyileştirme uygulaması, düşük olan iyileştirme uygulamasına göre tercih edilmelidir.

2. İyileştirme Sayısı

Performans kriteri olarak kullanılan parametrelerden birisi de iyileştirme sayısıdır. Bu performans değerlendirme yöntemi, eşit pompalama gücünde, iyileştirilmiş ısı taşınım katsayısının boş boru ısı taşınım katsayısına oranı olarak tanımlanmaktadır [8, 55].

$$E = \frac{\bar{h}_a}{h_0} \Bigg|_{\text{Pompalama gücü}} = f(\text{Re}, \text{Pr}, \text{Üreteç geometrisi}) \quad (31)$$

Eğer $E > 1$ ise iyileştirme yöntemi etkin demektir. \bar{h}_a iyileştirilmiş ortalama ısı taşınım katsayısıdır. Bu oran Reynolds sayısının, Prandtl sayısının ve geometrinin fonksiyonu olarak kolayca hesaplanabilir ve iyileştirme tekniğini uygulamanın yararlı olup olmayacağı konusunda fikir verir. Bu oran ne kadar büyük olursa iyileştirme tekniğini uygulamak o oranda yararlıdır. Bu durumda iyileştirme tekniği uygulanmış durumdaki debi, standart durumdaki debiden az olacaktır ve sistemin diğer kısımlarındaki basınç düşümü (giriş-çıkış kayıpları dahil) önemli ise, pompalama gücünde tasarruf sağlanacaktır. Ancak bu kriter basınç düşümünü dikkate almaz. $(h_a / h_0) < 1$ olsa bile iyileştirme yöntemi etkin olabilir.

3. Entropi Minimizasyon Yöntemi

Önerilen iyileştirme tekniğinin termodinamik performans üzerindeki gerçek etkisi, iyileştirme tekniğini kullanmadan önce ve kullandıktan sonraki tersinmezlik değerlerini karşılaştırılarak incelenebilir. Böyle bir karşılaştırma kriteri Bejan [56] tarafından verilmiştir. Bejan, entropi üretiminden yola çıkarak, entropi üretim sayısını ($N_{s,a}$); bir süreçteki gerçek entropi üretiminin o süreçteki standart entropi üretimine oranı olarak,

$$N_{s,a} = \frac{\left(\frac{d\dot{S}}{dx} \right)_a}{\left(\frac{d\dot{S}}{dx} \right)_0} \quad (32)$$

şeklinde tanımlamıştır.

$$N_{s,a} = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dp}{dx} \right) + \frac{\Delta T q'}{T^2} \right)_a}{\left(\frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dp}{dx} \right) + \frac{\Delta T q'}{T^2} \right)_0} \quad (33)$$

Burada; (ds/dx) birim uzunluk başına entropi üretim miktarı, “a” indisi iyileştirme tekniği uygulanmış durumu, “o” indisi ise referans dizaynı göstermektedir. Bu ifadeyi basitleştirmek için tersinmezlik dağılım oranı ϕ_0 tanımlanır. Bu, standart durumda sürtünme nedeniyle oluşan tersinmezliğin sıcaklık farkından kaynaklanan tersinmezliğe oranıdır [56].

$$\phi_0 = \frac{\left(\frac{dS_{\Delta P}}{dx} \right)_0}{\left(\frac{dS_{\Delta T}}{dx} \right)_0} \quad (34)$$

m ve q sabit ise “Entropi Üretim Sayısı” aşağıdaki eşitlikle tanımlanır.

$$N_{s,a} = \frac{1}{1+\phi_0} N_{s,\Delta T} + \frac{\phi_0}{1+\phi_0} N_{s,\Delta P} \quad (35)$$

Bu eşitlikte $N_{s,\Delta T}$ ve $N_{s,\Delta P}$;

$$N_{s,\Delta T} = \frac{St_0 d_{h,a}}{St_a d_{h,0}} \quad (36)$$

$$N_{s,\Delta P} = \frac{f_a d_{h,0} A_0^2}{f_0 d_{h,a} A_a^2} \quad (37)$$

ifadeleri ile tanımlıdır. İyileştirme tekniği kullanılarak ısı geçişinde artış elde edildiği durumda $N_{s,a} > 1$ ise daha çok entropi üretildiğinden dolayı kullanılabilir enerji daha fazla harcanır. Bu durumda iyileştirme tekniği tavsiye edilmez. $N_{s,a} < 1$ olduğunda iyileştirme tekniği tavsiye edilir. “x” ve “y” iki ayrı ısı geçişi iyileştirme tekniği olmak üzere, sabit ϕ_0 değeri için, $N_{s,a,x} < N_{s,a,y}$ ise “x” tekniği “y” tekniğine tercih edilir.

4. Ekserji Analizi

Enerjinin korunumu yasası, enerji niceliğinin toplam olarak sabit kaldığını ifade eder. Ancak her dönüşümde nicelik olarak sabit kalan enerji, niteliğinden bir miktar kaybeder. Bu miktar hiçbir şekilde kullanılamaz.. Geriye kalan miktar ise enerjinin kullanılabilir bölümüdür. Ekserji olarak adlandırılan bu kullanılabilirlik için bir korunum yasası söz konusu değildir. Ekserjinin çeşitli tanımlarına, çevrim ve durum değişimleri için ekserji analizlerine sıkça rastlanmaktadır. Mühendislik yöntemleri, enerjinin niceliğinden niteliğine doğru kaydıkça, verim tanımları da değişime uğramaktadır. Böylece elde edilen enerjinin kullanılabilirliğinin, ödenen enerjinin kullanılabilirliğine oranını temel alan etkinlik tanımları geliştirilmiştir [57]. Ekserji analizi tüm akış olaylarında, iş ve ısı geçişinde, enerji dönüşümlerinde, kimyasal proseslerde genel ve rasyonel bir fiyat belirlenmesini sağlar. Bu analiz sadece optimum tasarımlar için değil, sistem ünite-ünite ele alınarak yatırım, maliyet ve işletme giderlerine göre, ticari nedenler için de kullanılabilir [58]. Verilmiş bir ortamda diğer enerji türlerine dönüştürülebilen enerjiye *kullanılabilir enerji* veya *ekserji* denir. Diğer enerji türlerine dönüştürülemeyen enerjiye ise *kullanılamaz enerji* veya *anergi* denir. Böylece enerji,

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji} \quad (38)$$

şeklinde ifade edilebilir. Kapalı sistem ekserjisi

$$\Phi = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad (39)$$

biçiminde tanımlanır. Burada “0” indisi standart çevre halini ($T_0 = 298\text{K}$, $P_0 = 1\text{atm}$) göstermektedir. Sistemin hacmi değişmiyorsa

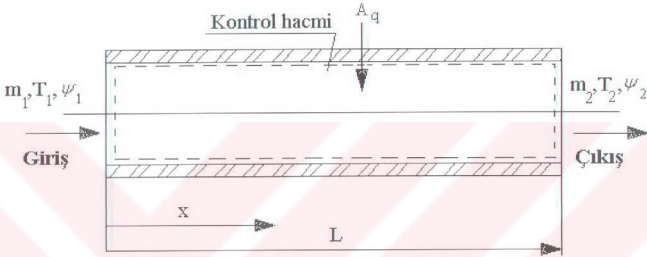
$$\Phi = (U - U_0) - T_0(S - S_0) \quad (40)$$

olur. Birim kütle için akış ekserjisi ise,

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (41)$$

biçiminde tanımlanır.

Bu çalışmada ısı geçiş deneylerinin yapıldığı deney düzeneğinde, uzunluğu L , yarıçapı R ve cidar sıcaklığı T_w olan dairesel boru içindeki hava akışında tersinmezlik miktarı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. İlk olarak Şekil 26' da görülen deney bölgesi kontrol hacmi olarak ele alınıp, kontrol hacmine süreklilik, Termodinamiğin I. Kanunu ve Ekserji dengesi uygulanır. $T_w > T_2 > T_1$ ve T_0 çevre sıcaklığı olmak üzere kontrol hacmi için



Şekil 26. Kontrol hacmi

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}, \quad (42)$$

$$q = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad (43)$$

$$\dot{m}\psi_1 + \dot{A}_q = \dot{m}\psi_2 + \dot{I} \quad (44)$$

süreklilik denklemi, Termodinamiğin I. Kanunu ve Ekserji dengesi yukarıdaki eşitliklerle ifade edilir. Burada ψ akış ekserjisi, \dot{A}_q ısı geçişinden kaynaklanan ekserji geçişi (kW) ve \dot{I} birim zamanda oluşan tersinmezlik (kW) olmaktadır. Olabilecek toplam ısı geçişi için

$$\dot{A}_q = q \left(1 - \frac{T_0}{T_w} \right) \quad (45)$$

yazılabileceğinden, tersinmezlik

$$\dot{I} = \dot{m}\psi_1 - \dot{m}\psi_2 + q \frac{T_w - T_0}{T_w} \quad (46)$$

şeklinde elde edilir. Akış ekserjisi,

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (47)$$

olup, hava için, özgül ısı c_p 'nin sabit kabul edilmesi durumunda (46) numaralı denklemden,

$$I = \dot{m} c_p T_0 \left[\ln \frac{T_2}{T_1} + \frac{T_2 - T_1}{T_w} \right] - \dot{m} R T_0 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (48)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikten görüldüğü gibi tersinmezlik üzerinde kütleli debi, ortam sıcaklığı, cidar sıcaklığı, hava giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları etkili olmaktadır. Ancak kütleli debi, ortam sıcaklığı, cidar sıcaklığı ve hava giriş basıncının değişmediği durumlarda, tersinmezlik hava çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncından etkilenir. Bu etkinin derecesi ısı geçişi iyileştirme yönteminin etkinliğine bağlıdır. Yani, iyileştirmede kullanılan cihazların tasarım parametreleri, yerleştirme konumları, yüzeylerin işleme hassasiyeti, yapım hataları vb. bir çok etki hava çıkış sıcaklığı ve basıncı üzerinde etkili olduğundan tersinmezlik de bu parametrelere bağlı olacaktır.

Ekserji çözümlenmesi değişik iyileştirme yöntemlerinin de karşılaştırılmasını sağlar. Bir mühendislik sisteminde sistemin her elemanı ile ilgili tersinmezlikleri bulmak ve bunları olabildiğince azaltmak gerekir [57]. Bu çalışmada yapılan 56 deney tipi arasında en etkin deney tipinin belirlenebilmesi amacıyla “Isı Geçişi Etkinlik Sayısı” hesaplanmıştır. N_a etkinlik sayısı,

$$N_a = \frac{Nu_d / Nu_b}{I_d / I_b} \quad (49)$$

şeklinde tanımlanmıştır [59]. Boş boruya göre ısı geçişindeki iyileşmenin tersinmezlikteki artışa oranı “1” değerinden büyükse uygulanan iyileştirme tekniği tavsiye edilir. Bu durum N_a 'nın en küçük değerinin “1” olmasından kaynaklanmaktadır. Böylece her dönme üretici tipi ve konumu için Reynolds sayısına göre etkinlik tablosu elde edilir. Isı geçişi uygulamalarında; yeni dizayn veya verilmiş bir kapasiteyi iyileştirmek için bu tablodan yararlanılır.

2.6. Matematiksel Modelleme

2.6.1. Boyut Analizi

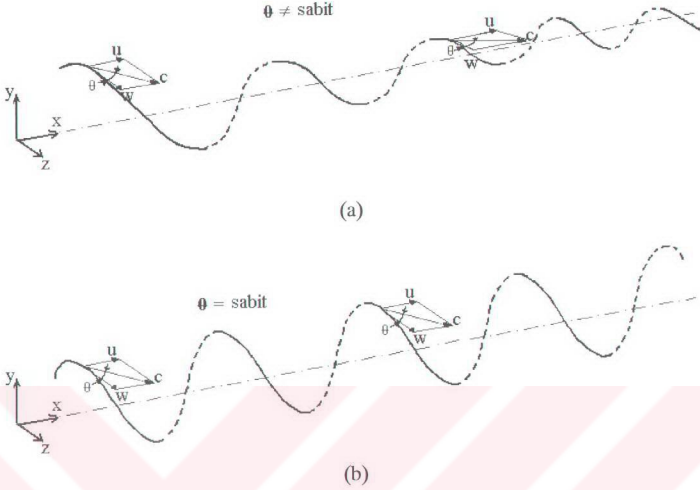
Boyut analizi ile verilen bağımsız değişkenler arasındaki bilinen veya bilinmeyen boyutsuz sayılar veya gruplar ortaya çıkarılarak, bağımlı değişkenin bu boyutsuz sayılar cinsinden ifadesi elde edilir ve incelenen değişken sayısı en aza indirgenir. Bu bölümde, dönmenin yer aldığı ortamda gerek akış alanında ve gerekse ısı geçişinde etkili olan büyüklükler arasında yapılacak olan boyut analizleri akışın ve ısı geçişinin modellenmesine yardımcı olacaktır.

Dönmeli akışlar ısı geçişini arttırmak amacıyla geniş uygulama alanları bulunduğu için, basınç düşümüne ve ısı geçişine etkilerini dikkate alan güvenilir bilgilere talep artmaktadır. Günümüzde bu etkiler esas itibarıyla deneysel sonuçlara dayalı farklı ifadelerle verilir ve boyut analizi ile uyumları yeterli değildir. Suslov ve Makarov [60] tarafından, dönmeli akış durumu için, boru içerisindeki üniform akış hareketinin bilinen deneysel bağıntıları yeniden düzenlenerek genelleştirilmiştir. Huntley (1970)' in önerilerine dayanılarak, uzunluk birimi, koordinat sisteminin 3 boyutuna göre düzenlenmiştir. SI birim sistemine göre temel ölçüm birimlerinin sayısında, geleneksel yaklaşımla karşılaştırıldığında oluşan bu artış; dönme derecesi ile ısı geçişi ve basınç düşümü arasında deneysel verilere gerek duyulmayan bir bağıntının elde edilmesini sağlar.

Kartezyen koordinat sisteminin (xyz) x eksenine, boru ekseninin çakıştığı varsayalım. Üniform akışta, birim boru uzunluğundaki basınç düşümü, yani dp/dx , boru içerisindeki hareketin ortalama hızı U , boru çapı D , akışkanın yoğunluğu ρ ve viskozitesi μ yardımıyla belirlenir. Dönmeli akışta, akış hızının ortalama çevresel bileşeni W , basınç düşümünü etkileyen terimlerin sayısını artırır. Bu uygulama W ' nin sıfır ya da sonsuz olduğu (fiziksel gerçeğe aykırı) durumda, bir çarpan olarak eşitlikte görünmesine yol açar ve bu durum üniform akışın bilinen sonuçlarının dönmeli akış durumuna genelleştirilmesini önerir. Bu yüzden üniform akıştaki U hızı yerine, akış alanındaki dönme etkilerini dikkate almak amacıyla akış hızı için,

$$C = \sqrt{U^2 + W^2} = \frac{U}{\sin\theta} = \frac{W}{\cos\theta} \quad (50)$$

eşitliği kullanılmalıdır. Burada θ , C ve W hız vektörleri arasındaki açıdır [60].



Şekil 27. Dönmeli akış ipçğindeki hızlar a) Sönümlenen, b) Sönümlenmeyen

Şekil 27' de dönmeli akış ipçğı görölmektedir. Dönmeli akışın boyut analizinde akış, sönümlenmeyen eksenel simetrik dönmeli akış kabul edilmiş ve eksenel akış yönüne dik kesitlerdeki ortalama büyüklüklerle çalışılmıştır.

2.6.1.1. Sürtünme Faktörü

Dönmeli akışta birim boru uzunluğu başına basınç değışimi

$$\frac{dp}{dx} = f(\rho, \mu, D, U, C)$$

gibi bağımsız değışkenlerin fonksiyonu olsun. Boyut analizi yardımıyla;

$$\frac{dp}{dx} = c_1 \rho^a \mu^b D^c U^d C^e \quad (51)$$

yazılır. SI birim sisteminde ana boyutlar ve birimleri; kütle (kg), uzunluk (m), zaman (s) ve sıcaklık (K)' dir. Dönme yönü etkisinin boyut analizinde yer alması için 3 yönde uzunluk boyutu ve birimi aşağıdaki gibi düzenlenmiştir [60].

$$[L] = [L_x]^{1/3} [L_y]^{1/3} [L_z]^{1/3} \quad (52)$$

Örneğin; çap, eksenel hız ve bileşke hız (akış hızı) büyüklüklerini ele alalım:

$$[D] = [L_y]^{1/2} [L_z]^{1/2}, \quad (53)$$

$$[U] = [L_x] [T]^{-1}, \quad (54)$$

$$C^2 = U^2 + W^2 \quad (55)$$

olup, $\theta = 90^\circ$ için $C = U$,
 $\theta = 0^\circ$ için $C = W$,

$$[W] = [L_y]^{1/2} [L_z]^{1/2} [T]^{-1} \quad (56)$$

olduğundan;

$$\alpha = \frac{2\theta}{\pi}, \quad \beta = \frac{1}{2} - \frac{\theta}{\pi} \quad (57)$$

düzenlemesiyle bileşke hızın θ ya bağlı ifadesi için,

$$[C] = [L_x]^\alpha [L_y]^\beta [L_z]^\beta [T]^{-1} \quad (58)$$

eşitliği yazılır. Bu düzenleme ile birimlerin çap, eksenel hız ve bileşke hız için (m), (m/s) ve (m/s) olduğu açıkça görülmektedir.

Viskozite büyüklüğünü ele alalım:

$$[\mu] = [M] [L_x]^{-\alpha} [L_y]^{-\beta} [L_z]^{-\beta} [T]^{-1} \quad (59)$$

Viskozite büyüklüğü içerisinde hız yer aldığından boyut ifade edilirken α ve β kukla değişkenleri kullanılmıştır. Bu değişkenlerin θ cinsinden ifadeleri eşitlik (57) ile belirlidir.

Eşitlik (51)' de boyutlar SI birim sisteminde; kütle (kg), uzunluk (m), zaman (s), sıcaklık (K) cinsinden düzenlenirse

$$\begin{aligned}
 M L_y^{-1} L_z^{-1} T^{-2} = c_1 \left\{ \begin{array}{l} M L_x^{-1} L_y^{-1} L_z^{-1} \\ M L_x^{-\alpha} L_y^{-\beta} L_z^{-\beta} T^{-1} \\ \left\{ \begin{array}{l} L_y^{1/2} L_z^{1/2} \\ L_x \quad T^{-1} \\ L_x^\alpha L_y^\beta L_z^\beta T^{-1} \end{array} \right. \end{array} \right\} \begin{array}{l} a \\ b \\ c \\ d \\ e \end{array} *
 \end{aligned} \quad (60)$$

eşitliği yazılır. Eşitliğin her iki tarafındaki aynı tabanların üsleri eşitlenirse;

$$1 = a + b$$

$$0 = -a - \alpha b + d + \alpha e$$

$$-1 = -a - \beta b + \frac{c}{2} + \beta e$$

$$-1 = -a - \beta b + \frac{c}{2} + \beta e$$

$$-2 = -b - d - e$$

eşitlikleri elde edilir. Bu eşitliklerin çözümünden

$$a = 1 - b$$

$$c = -2b - 2\beta \left(\frac{1-b}{1-\alpha} \right)$$

$$d = 2 - b - e$$

$$e = \frac{1 - \alpha b}{1 - \alpha}$$

bulunur. Eşitlik (51) bulunan üslere göre boyutsuz sayıları içerecek şekilde düzenlenirse

$$f = c_1 \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta^{\frac{\pi - 2b\theta}{\pi - 2\theta}} \quad (61)$$

elde edilir. Burada $\pi = 180$ olup, θ açısı boru boyunca değişmemekte ve dönme azalmamaktadır.

2.6.1.2. Isı Taşınım Katsayısı

Isı taşınım katsayısı h , dönmeli akış alanında,

$$h = h(\mu, \rho, D, k, c_p, U, C)$$

gibi bağımsız değişkenlerin fonksiyonu olsun. Boyut analizi yardımıyla;

$$h = c_1 \mu^a \rho^b D^c k^d c_p^e U^f C^g \quad (62)$$

yazılır. Örneğin; ısı iletim katsayısı büyüklüğünü ele alınırsa, boyutlar SI birim sisteminde kütle (kg), uzunluk (m), zaman (s), sıcaklık (K) cinsinden düzenlenirse ısı taşınım katsayısı için

$$ML_x^{-1/3} L_y^{1/6} L_z^{1/6} T^{-3} \theta^{-1} = \left\{ \begin{array}{l} M L_x^{-\alpha} L_y^{-\beta} L_z^{-\beta} T^{-1} \\ M L_x^{-1} L_y^{-1} L_z^{-1} \\ L_y^{1/2} L_z^{1/2} \\ M L_x^{-1/3} L_y^{2/3} L_z^{2/3} T^{-3} \theta^{-1} \\ L_x^{2/3} L_y^{2/3} L_z^{2/3} T^{-2} \theta^{-1} \\ L_x \quad T^{-1} \\ L_x^\alpha L_y^\beta L_z^\beta T^{-1} \end{array} \right\} \begin{array}{l} a \\ b \\ c \\ d \\ e \\ f \\ g \end{array} * \quad (63)$$

eşitliği yazılır. Eşitliğin her iki tarafındaki aynı tabanların üsleri eşitlenirse;

$$\begin{aligned} 1 &= a + b + d \\ -\frac{1}{3} &= -\alpha a - b - \frac{1}{3}d + \frac{2}{3}e + f + \alpha g \\ \frac{1}{6} &= -\beta a - b + \frac{1}{2}c + \frac{2}{3}d + \frac{2}{3}e + \beta g \\ \frac{1}{6} &= -\beta a - b + \frac{1}{2}c + \frac{2}{3}d + \frac{2}{3}e + \beta g \\ -3 &= -a - 3d - 2e - f - g \\ -1 &= -d - e \end{aligned}$$

eşitlikleri elde edilir. Bu eşitliklerin çözümünden

$$\begin{aligned}
 d &= 1 - e \\
 a &= -b + e \\
 g &= \frac{-b\alpha}{\alpha - 1} + e \\
 f &= b - g \\
 c &= -1 + 2b + \frac{2\beta b}{\alpha - 1}
 \end{aligned}$$

bulunur. Eşitlik (62) bulunan üslere göre boyutsuz sayıları içerecek şekilde düzenlenirse

$$\frac{hD}{k} = c_1 \left(\frac{\rho U D}{\mu} \right)^b \left(\frac{\mu c_p}{k} \right)^e \left(\frac{U}{C} \right)^{-g}$$

$$Nu = c_1 Re^b Pr^e \text{Sin}\theta^{\frac{b}{1 - \frac{\pi}{2\theta}}} \quad (64)$$

elde edilir. Burada Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re) ve Prandtl sayısı (Pr);

$$Nu = \frac{hD}{k}, \quad Re = \frac{\rho U D}{\mu}, \quad Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (65)$$

eşitlikleri ile tanımlıdır. Reynolds sayısı, eksenel akıştaki akış kesitine dik ortalama U hızına göre tanımlanmıştır. Eksenel simetrik dönmeli akışta U/C oranı ise akış kesiti düzlemi ile θ açısını yapan akış iplikliğinin yönünü ($\text{Sin}\theta$) belirlemektedir.

2.6.2. Sürtünme Faktörünün ve Isı Taşınım Katsayısının Modellenmesi

2.6.2.1. Sürtünme Faktörünün Modellenmesi

Sönümlenen dönmeli boru akışında boru içindeki toplam basınç düşümü

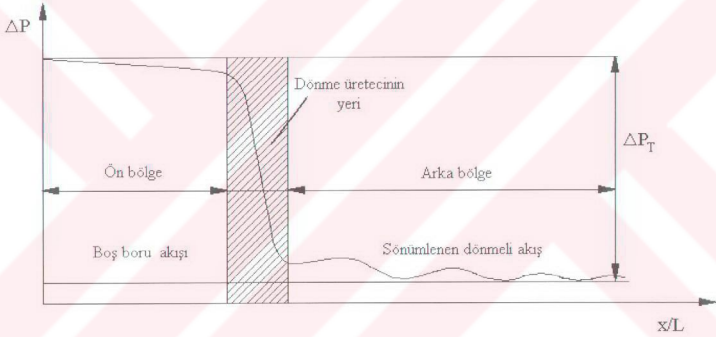
$$\Delta P_{\text{Toplam}} = \Delta P_{\text{boş boru}} + \Delta P_{\text{dönme}}$$

$$= 4 f_{\text{filonenko}} \frac{L_1}{D} \frac{\rho U_{\text{ort}}^2}{2} + \overline{f_{\text{dönme}}} \frac{L_2}{D} \frac{\rho U_{\text{ort}}^2}{2} \quad (66)$$

şeklinde yazılabilir. Burada U_{ort} , kütleli debiden hesaplanan, boru içindeki ortalama hızdır. Eğer boru içerisine, dönme üretmek amacıyla, birden fazla aksel dönme üretici yerleştirilirse toplam basınç düşümü için

$$\Delta P_{Toplam} = \Delta P_{boş\ boru} + \Delta P_{dönme,1} + \Delta P_{dönme,2} + \Delta P_{dönme,3} + \dots + \Delta P_{dönme,N} \quad (67)$$

yazılabilir. Burada $\Delta P_{dönme,1}$, $\Delta P_{dönme,2}$, $\Delta P_{dönme,3}$, ..., $\Delta P_{dönme,N}$; her bir aksel dönme üreticinde ve arkasındaki sönmülenen dönmeli akış boyunca oluşan basınç düşümleridir. Dolayısıyla basınç düşümleri, dönme üretici tipine ve arkasındaki sönmülenen dönmeli akışın gerçekleştiği uzunluğuna bağlıdır.



Şekil 28. Akış alanında boru boyunca basınç değişimi

Toplam basınç düşümünden yola çıkılarak sürtünme faktörü için

$$f_d = \frac{\Delta P_{Toplam}}{4L \rho U_{ort}^2} \quad (68)$$

$$\frac{D}{2}$$

yazılırsa;

$$f_d = f_{boş} \frac{L_0}{L} + \overline{f_{dönme,1}} \frac{L_1}{L} + \overline{f_{dönme,2}} \frac{L_2}{L} + \overline{f_{dönme,3}} \frac{L_3}{L} + \dots + \overline{f_{dönme,N}} \frac{L_N}{L} \quad (69)$$

olur. Burada; L_0/L , L_1/L , ... , L_N/L sırasıyla konuma göre sürtünme faktörlerinin etkili olduğu boyutsuz uzunluklardır. $f_{dönme}$ ' leri modellemek için boyut analizinden yararlanarak elde edilen sürtünme faktörüne ait eşitlik (61)' i ele alalım.

$$\overline{f_{dönme}} = a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta^{\frac{\pi-2b\theta}{\pi-2\theta}}$$

Burada dönme üretici içinde (başlangıçta) θ_0 helis açısına eşit olan θ açısı, boru boyunca azalan dönmeyle bağlı olarak değiştiğinden ve

$$\left. \begin{array}{l} \theta = 0^\circ \quad \text{Dönmeli akış} \\ \theta = 90^\circ \quad \text{Eksenel akış} \end{array} \right\} \text{ olduğundan,}$$

$$\theta(x) = \theta_0 + \left(\frac{\pi}{2} - \theta_0\right) \left(1 - e^{-mx}\right) \quad (70)$$

yazılabilir. Burada $\theta(x)$ ' in Re sayısına bağlı olarak x yönünde azaldığı kabul edilmiştir. Sonuçta $f_{dönme}$, Re sayısının ve x ' in fonksiyonu olacaktır. Yani $f_{dönme}$;

$$f_{dönme,x} = a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta(x)^{\frac{\pi-2b\theta(x)}{\pi-2\theta(x)}} \quad (71)$$

şeklinde ifade edilebilecektir. Sönümlenen dönmeli akışta ortalama bir $f_{dönme}$ elde etmek için yukarıdaki ifadenin x ' e göre integralinin alınması gerekir. 0 ile L aralığındaki integral

$$\int_0^L f_{dönme,x} dx = \int_0^L a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta(x)^{\frac{\pi-2b\theta(x)}{\pi-2\theta(x)}} dx$$

şeklinde yazılır. Sağ taraftaki integral için çeşitli integral alma yöntemleri kullanılabilir. Ancak burada ortalama $f_{dönme}$ ' ler daha basit bir yaklaşımla aşağıdaki şekilde elde edilmiştir:

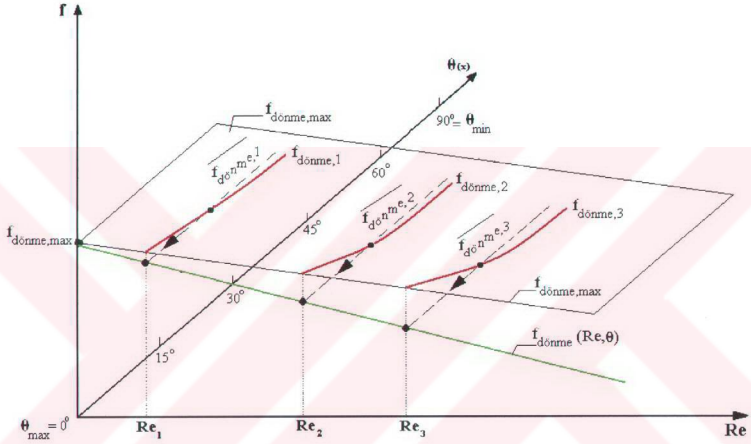
Yaklaşım : Eksenel dönme üreticileri boru boyunca yerleştirilmiş olsaydı sönümlenen dönmeli akış meydana gelmeyecek ve boru içindeki akışta $f_{dönme}$ en büyük olacaktır.

$$\theta(x) = \theta_0 + \left(\frac{\pi}{2} - \theta_0\right) \left(1 - e^{-mx}\right) \text{ olduğundan}$$

ve " $\theta(x) = \theta_0 = \text{Sabit}$ " olması durumunda " $f_{dönme,x}$ ", " $f_{dönme,max}$ " ' a eşit olacaktır. Bu durumda $f_{dönme,x}$;

$$f_{dönme,x} = f_{boş} - (f_{boş} - f_{dönme,max})e^{-mx} \quad (72)$$

şeklinde x ile eksponansiyel azalan bir fonksiyon olarak tanımlanabilir.



Şekil 29. $f_{dönme}$ ' nin Re sayısı ve x ' e bağlı değişimi

Şekil 29' a göre $f_{dönme,x}$ ' in x boyunca ortalaması, örneğin $\overline{f_{dönme,1}}$ için boyutsuz uzunluk da gözönüne alınarak;

$$\overline{f_{dönme,1}} L_1^* = \int_0^{L_1^*} (f_{boş} - (f_{boş} - f_{dönme,max})e^{-mx}) dx^*$$

$$\overline{f_{dönme,1}} = f_{boş} + \frac{1}{mL_1^*} (f_{boş} - f_{dönme,max}) [e^{-mL_1^*} - 1] \quad (73)$$

şeklinde elde edilir. (69) ve (73) denklemlerine göre, bir adet dönme üretici yerleştirilmiş boruda deneysel sürtünme faktörü; helisel kanatlı dönme üreticine kadar boş borudaki

sürtünme faktörü ve helisel kanatlı dönme üretici arkasında dönmeli akıştaki sürtünme faktörünün fonksiyonudur. Böylece f_d ,

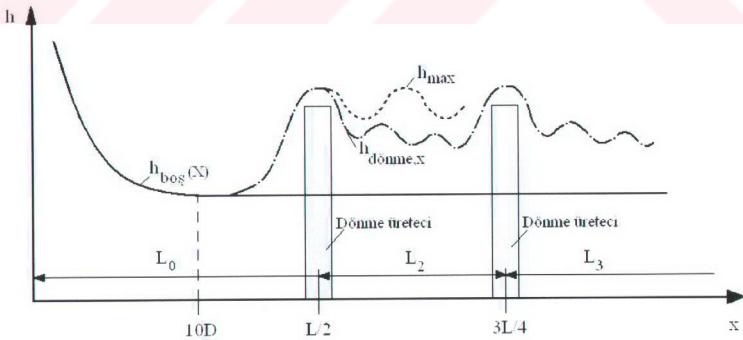
$$f_d = f_{boş} L_0^* + f_{boş} L_1^* + \left(\frac{1}{m}\right) (f_{boş} - f_{dönme,max}) \left(e^{-mL_i^*} - 1\right) \quad (74)$$

şeklinde bulunur. Bu adımlardan sonra aksel dönme üreticinin çeşitli konum ve kombinasyonlarına ait sürtünme faktörü ifadeleri kolayca elde edilebilir. Yapılan çalışmalar sonucunda bu ifadeler Tablo 4' te verilmiştir. Bu tabloda yer alan m , a ve b sabitleri, her bir konum ve kombinasyon için *STATISTICA* programı yardımıyla parametre belirleme işlemi (*Non-linear Estimation*) ile elde edilmişlerdir.

Sürtünme faktörünün modellenmesinde bir dönme üreticinin diğerine etkisi dikkate alınmamıştır ve ayrıca her dönme üretici arkasındaki sönümlenen dönmeli akışa ait $f_{dönme,x}^*$ lerin $f_{dönme,max}^*$ 'dan başlayarak eksponansiyel değiştiği kabul edilmiştir.

2.4.2.2. Isı Geçişinin Modellenmesi

Isı geçişini modellemek için azalan dönmeli akışta h ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişiminin bilinmesi gereklidir. Türbülanslı akışta, yerel ısı taşınım katsayısının sonsuzdan yaklaşık $x=10D$ ' ye kadar azaldığı daha sonra boru boyunca sabit olduğu bilinmektedir [61].



Şekil 30. Yerel ısı taşınım katsayısının boru boyunca değişimi

Boru boyunca ısı taşınım katsayısının ortalama değeri,

$$h_d = h_{bos} \frac{L_0}{L} + h_{dönme,1} \frac{L_1}{L} + h_{dönme,2} \frac{L_2}{L} + h_{dönme,3} \frac{L_3}{L} + \dots + h_{dönme,N} \frac{L_N}{L} \quad (75)$$

şeklinde yazılabilir. Dönmeli akışta ısı taşınım katsayısı h , boyut analizinden yararlanarak elde edilen eşitlik (64) yardımıyla aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$h_{dönme} = a Re^b Pr^c \sin \theta \frac{b}{1-\pi/2\theta} e^{-\theta x}$$

şeklinde belirlenmiştir. Burada da θ , Re sayısının ve x' in fonksiyonu olduğundan h' da, Re sayısı, Pr sayısı ve x' in fonksiyonu olacaktır. Sürtünme faktörünün modellenmesinde yapılan işlemlere benzer şekilde ısı taşınım katsayısının x ile değişimi

$$h_{dönme,x} = a Re^b Pr^c \sin \theta(x) \frac{b}{1-\pi/2\theta(x)} e^{-\theta(x)x} \quad (76)$$

şeklinde yazılabilir. Ortalama ısı taşınım katsayısı $h_{dönme}$, $h_{dönme,x}$ ' in x yönünde integre edilmesiyle elde edilebilir. 0 ile L aralığındaki integral

$$\int_0^L h_{dönme,x} dx = \int_0^L a Re^b Pr^c \sin \theta(x) \frac{b}{1-\pi/2\theta(x)} e^{-\theta(x)x} dx$$

şeklinde yazılırsa, sağ taraftaki integral çeşitli integral yöntemleri ile alınabilir. Ancak daha önce belirtildiği gibi ve daha basit bir yaklaşım kullanılarak $h_{dönme,x}$, elde edilebilecek en büyük h' nın ve x' in fonksiyonu olarak yazılabilir. Bu en büyük h değeri dönmenin hiç sönümlenmediği durumdaki $h_{dönme,max}$ değeridir. Burada her eksenel dönme üretici arkasındaki sönümlenen dönmeli akışta $h_{dönme,x}$ ' in yerel olarak $h_{dönme,max}$ ' dan başlayarak eksponansiyel azaldığı kabul edilmiştir.

Yaklaşım : Eksenel dönme üreticileri boru boyunca yerleştirilmiş olsaydı sönümlenen dönmeli akış meydana gelmeyecek ve boru içindeki akışta $h_{dönme}$ en büyük olacaktır.

$$\theta(x) = \theta_0 + \left(\frac{\pi}{2} - \theta_0 \right) \left(1 - e^{-mx} \right) \text{ olduğundan}$$

ve “ $\theta(x) = \theta_0 = Sabit$ ” olması durumunda “ $h_{dönme,x}$ ”, “ $h_{dönme,max}$ ” ’ a eşit olacaktır. Bu durumda $h_{dönme,x}$;

$$h_{dönme,x} = h_{boş} - (h_{boş} - h_{dönme,max})e^{-mx} \quad (77)$$

şeklinde x yönünde eksponansiyel azalan bir fonksiyon olarak tanımlanabilir.

Şekil 30’ a göre $h_{dönme,x}$ ’ in x boyunca ortalaması, örneğin $\overline{h_{dönme,1}}$ için boyutsuz uzunlukta gözönüne alınarak;

$$\begin{aligned} \overline{h_{dönme,1}} L_1^* &= \int_0^{L_1^*} (h_{boş} - (h_{boş} - h_{dönme,max})e^{-mx}) dx^* \\ \overline{h_{dönme,1}} &= h_{boş} + \frac{1}{mL_1^*} (h_{boş} - h_{dönme,max}) \left[e^{-mL_1^*} - 1 \right] \end{aligned} \quad (78)$$

olarak elde edilir. Bu adımlardan sonra eksenel dönme üreticinin çeşitli konum ve kombinasyonlarına ait ısı taşınım katsayısı ifadeleri kolayca elde edilebilir. Böylece h_d ,

$$h_d = h_{boş} L_0^* + h_{boş} L_1^* + \left(\frac{1}{m} \right) (h_{boş} - h_{dönme,max}) \left(e^{-mL_1^*} - 1 \right) \quad (79)$$

şeklinde elde edilir.

Yapılan çalışmalar sonucunda Nusselt sayısına ilişkin ifadeler Tablo 5’ te verilmiştir. Bu tabloda yer alan m , a , b ve e sabitleri, her bir konum ve kombinasyon için *STATISTICA* programı yardımıyla parametre belirleme işlemi (*Non-linear Estimation*) ile elde edilmişlerdir.

Isı taşınım katsayısının modellenmesinde bir dönme üreticinin diğerine etkisi dikkate alınmamıştır ve ayrıca her dönme üretici arkasındaki sönmülenen dönmeli akışa ait $h_{dönme,x}$ ’ lerin $h_{dönme,max}$ ’ dan başlayarak eksponansiyel değiştiği kabul edilmiştir.

Tablo 4. Eksenel dönme üreteçlerinin çeşitli konum ve kombinasyonları için sürtünme faktörü ifadeleri

Konum	f_d
A Tipi $L^* = 1,$ $N = 1$	$f_{boş}L^* + \left(\frac{1}{m}\right)\left(f_{boş} - a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta \frac{\pi-2b\theta}{\pi-2\theta}\right)\left(e^{-mL^*} - 1\right)$
B Tipi $L^* = 1,$ $L_1^* = 0.75,$ $N = 1$	$f_{boş}L^* + \left(\frac{1}{m}\right)\left(f_{boş} - a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta \frac{\pi-2b\theta}{\pi-2\theta}\right)\left(e^{-mL_1^*} - 1\right)$
C Tipi $L^* = 1,$ $L_2^* = 0.5,$ $N = 1$	$f_{boş}L^* + \left(\frac{1}{m}\right)\left(f_{boş} - a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta \frac{\pi-2b\theta}{\pi-2\theta}\right)\left(e^{-mL_2^*} - 1\right)$
D Tipi $L^* = 1,$ $L_1^* = L_2^* = 0.5,$ $N = 2$	$f_{boş}L^* + \left(\frac{2}{m}\right)\left(f_{boş} - a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta \frac{\pi-2b\theta}{\pi-2\theta}\right)\left(e^{-mL_2^*} - 1\right)$
E Tipi $L^* = 1,$ $L_1^* = 0.25, L_2^* = 0.5,$ $N = 2$	$f_{boş}L^* + \left(\frac{1}{m}\right)\left(f_{boş} - a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta \frac{\pi-2b\theta}{\pi-2\theta}\right)\left(e^{-mL_1^*} + e^{-mL_2^*} - 2\right)$
F Tipi $L^* = 1,$ $L_1^* = L_2^* = 0.25,$ $N = 2$	$f_{boş}L^* + \left(\frac{2}{m}\right)\left(f_{boş} - a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta \frac{\pi-2b\theta}{\pi-2\theta}\right)\left(e^{-mL_2^*} - 1\right)$
G Tipi $L^* = 1,$ $L_1^* = L_2^* = L_3^* = 0.25,$ $N = 3$	$f_{boş}L^* + \left(\frac{3}{m}\right)\left(f_{boş} - a \operatorname{Re}^{-b} \operatorname{Sin} \theta \frac{\pi-2b\theta}{\pi-2\theta}\right)\left(e^{-mL_2^*} - 1\right)$

Bu tabloda N , eksenel dönme üretici sayısıdır.

Tablo 5. Eksenel dönme üreteçlerinin çeşitli konum ve kombinasyonları için ısı taşınım katsayısı ifadeleri

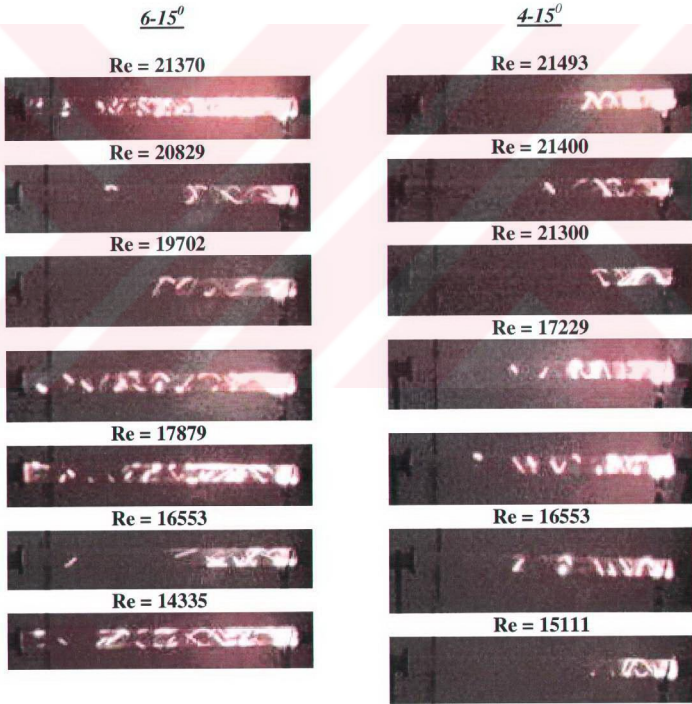
Konum	Nu_d
A Tipi $L^* = L_0^* = 1,$ $N = 1$	$Nu_{bos} L^* + \left(\frac{1}{m}\right) \left(Nu_{bos} - a Re^b Pr^c \text{Sin} \theta^{\frac{b}{1-\pi/2\theta} - c} \right) \left(e^{-mL_0^*} - 1 \right)$
B Tipi $L^* = 1,$ $L_1^* = 0.75,$ $N = 1$	$Nu_{bos} L^* + \left(\frac{1}{m}\right) \left(Nu_{bos} - a Re^b Pr^c \text{Sin} \theta^{\frac{b}{1-\pi/2\theta} - c} \right) \left(e^{-mL_1^*} - 1 \right)$
C Tipi $L^* = 1,$ $L_2^* = 0.5,$ $N = 1$	$Nu_{bos} L^* + \left(\frac{1}{m}\right) \left(Nu_{bos} - a Re^b Pr^c \text{Sin} \theta^{\frac{b}{1-\pi/2\theta} - c} \right) \left(e^{-mL_2^*} - 1 \right)$
D Tipi $L^* = 1,$ $L_1^* = L_2^* = 0.5,$ $N = 2$	$Nu_{bos} L^* + \left(\frac{2}{m}\right) \left(Nu_{bos} - a Re^b Pr^c \text{Sin} \theta^{\frac{b}{1-\pi/2\theta} - c} \right) \left(e^{-mL_2^*} - 1 \right)$
E Tipi $L^* = 1,$ $L_1^* = 0.25, L_3^* = 0.5,$ $N = 2$	$Nu_{bos} L^* + \left(\frac{1}{m}\right) \left(Nu_{bos} - a Re^b Pr^c \text{Sin} \theta^{\frac{b}{1-\pi/2\theta} - c} \right) \left(e^{-mL_1^*} + e^{-mL_3^*} - 2 \right)$
F Tipi $L^* = 1,$ $L_2^* = L_3^* = 0.25,$ $N = 2$	$Nu_{bos} L^* + \left(\frac{1}{m}\right) \left(Nu_{bos} - a Re^b Pr^c \text{Sin} \theta^{\frac{b}{1-\pi/2\theta} - c} \right) \left(e^{-mL_2^*} - 1 \right)$
G Tipi $L^* = 1,$ $L_1^* = L_2^* = L_3^* = 0.25,$ $N = 3$	$Nu_{bos} L^* + \left(\frac{3}{m}\right) \left(Nu_{bos} - a Re^b Pr^c \text{Sin} \theta^{\frac{b}{1-\pi/2\theta} - c} \right) \left(e^{-mL_1^*} - 1 \right)$

Bu tabloda N , eksenel dönme üreteci sayısıdır.

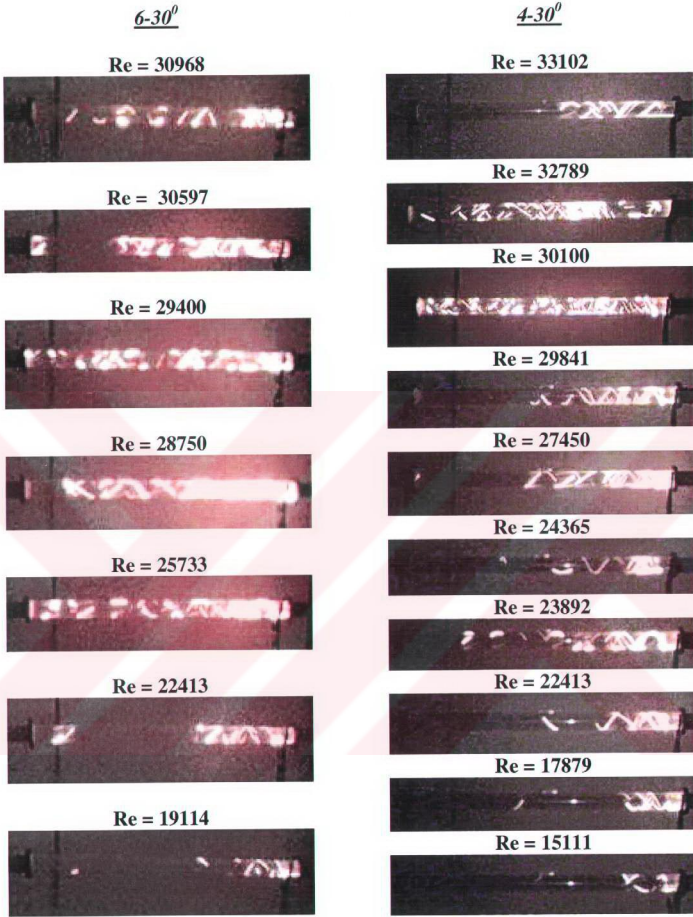
3. BULGULAR

Bulgular bölümü; akış gözleme bulguları, şekil direnci bulguları, ısı geçişi ve sürtünme faktörü bulguları, tersinmezlik bulguları, ısı geçişi performans değerlendirmesi ve matematiksel model bulguları olmak üzere yedi kısımdan oluşmaktadır. Bu bölümde ilk olarak akış gözleme bulguları verilmiş ve bulgulardan dönme üreteçleri arkasında oluşan akış tipinin aksel simetrik sönümlenen dönmeli akış olduğu belirlenmiştir.

3.1. Akış Gözleme Bulguları



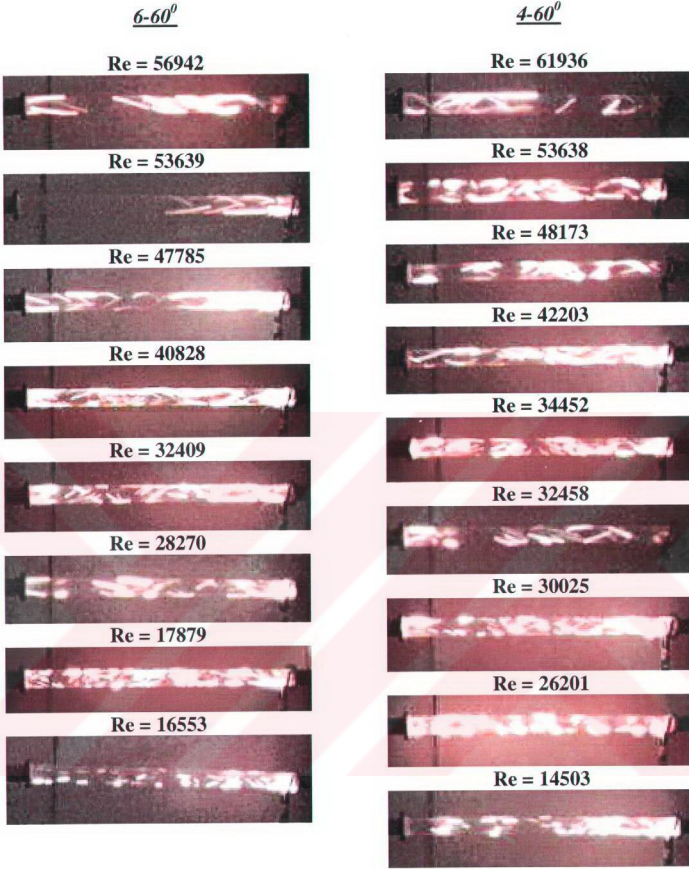
Şekil 31. "6-15°" ve "4-15°" tipi dönme üreteçleri arkasındaki akış görüntüleri



Şekil 32. “6-30°” ve “4-30°” tipi dönme üreteçleri arkasındaki akış görüntüleri



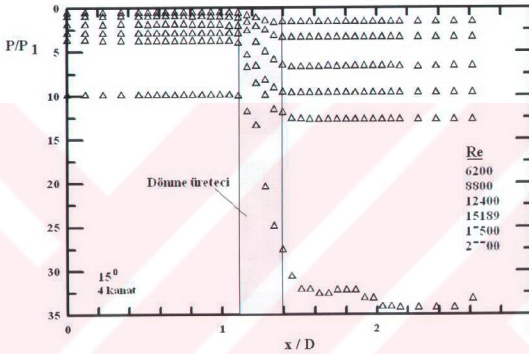
Şekil 33. "6-45°" ve "4-45°" tipi dönme üreteçleri arkasındaki akış görüntüleri



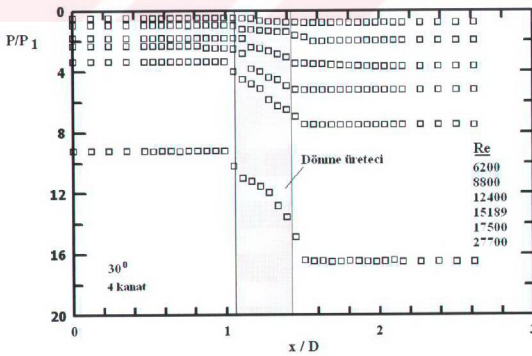
Şekil 34. “6-60°” ve “4-60°” tipi dönme üreteçleri arkasındaki akış görüntüleri

3.2. Şekil Direnci Karakteristikleri

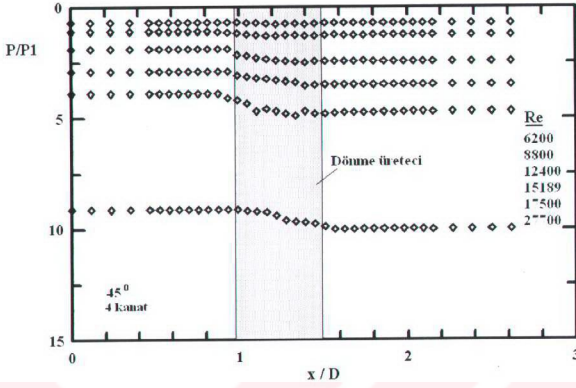
Akış alanında dönme üreticinin yerleştirildiği bölgede oluşan basınç değişimlerini belirlemek ve dönme üreticine ait şekil direnci değerlerini elde etmek amacıyla bir deney düzeneği imal edilmiştir. Basınç değişimleri, geometrik benzerlik yardımıyla oluşturulan model dönme üreticilerinin ön ve arka bölgesindeki dinamik benzer akış alanında ölçülmüştür. Ölçülen basınçlar ilk basınç prizinde ölçülen P_1 değerine bölünerek boyusuzlaştırılmış ve boru boyunca basınç düşümleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



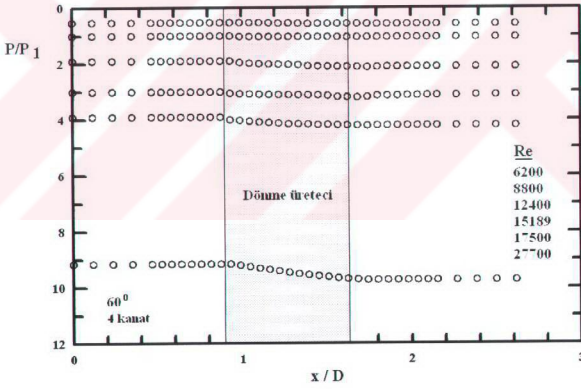
Şekil 35. "4-15" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü



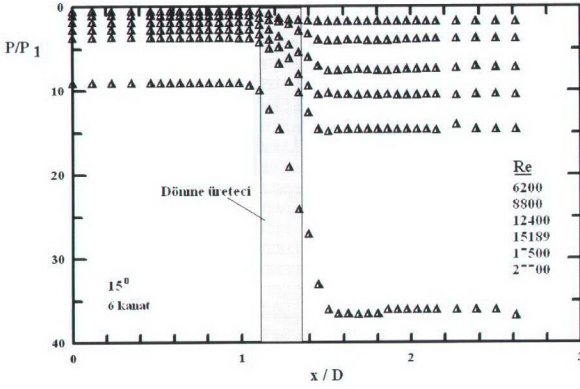
Şekil 36. "4-30" dönme üretici tipi için boru boyunca basınç düşümü



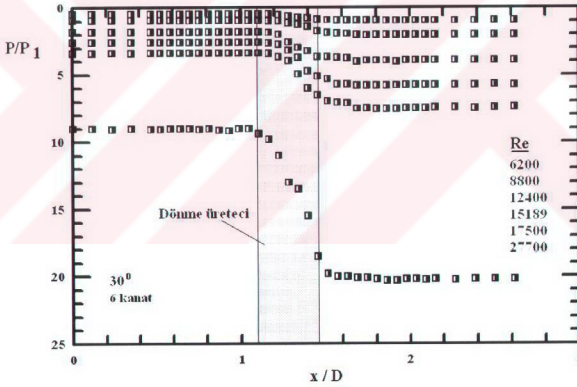
Şekil 37. “4-45” dönme üreteci tipi için boru boyunca basınç düşümü



Şekil 38. “4-60” dönme üreteci tipi için boru boyunca basınç düşümü

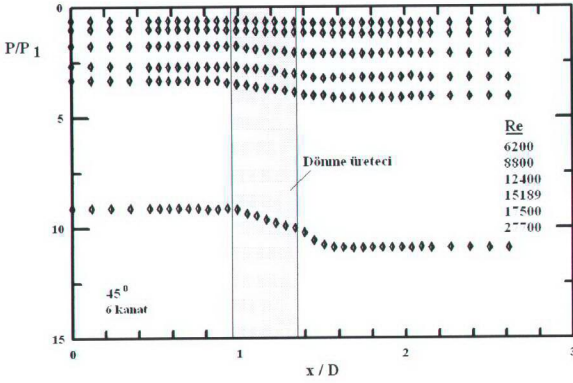


Şekil 39. "6-15" dönme üreteci tipi için boru boyunca basınç düşümü

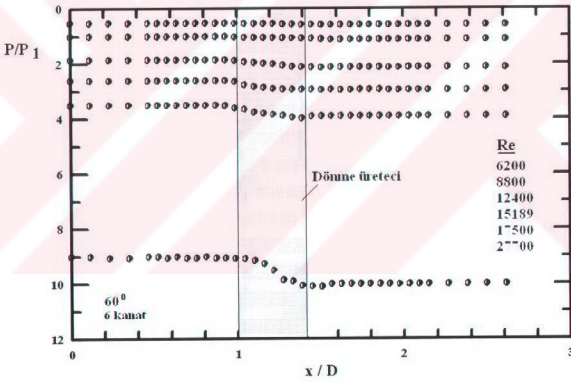


Şekil 40. "6-30" dönme üreteci tipi için boru boyunca basınç düşümü

Burada P, dönme üretecinin deney borusu boyunca 30 adet basınç prizinden ölçülen basınç düşümü değerlerini, P₁ ise deney borusunun girişinde bulunan ilk basınç prizinden ölçülen basınç düşümü değerini ifade etmektedir. Deney düzeneği ve hesaplamalara ait bilgiler ise Ek 2' de verilmiştir.

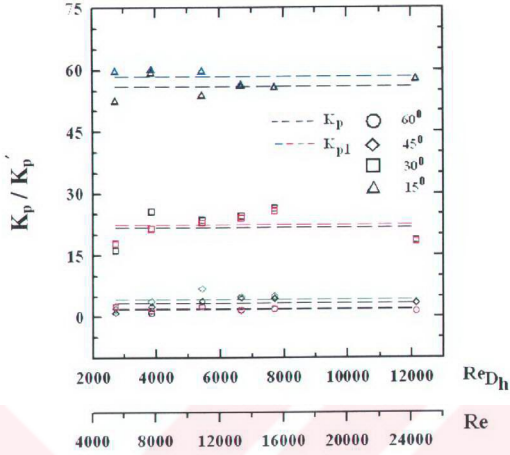


Şekil 41. "6-45" dönme üreteci tipi için boru boyunca basınç düşümü

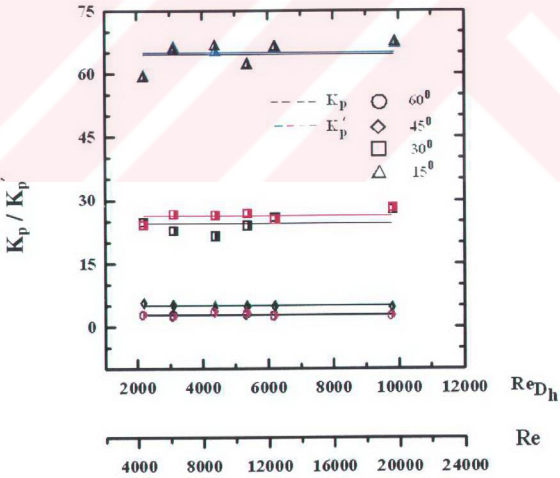


Şekil 42. "6-60" dönme üreteci tipi için boru boyunca basınç düşümü

Her bir dönme üretecine ait şekil direnci veya direnç katsayısı değerleri Ek 2' de verilen hesaplama yöntemi kullanılarak belirlenmiştir. Şekil 43 ve Şekil 44' te 4 ve 6 kanatlı dönme üreticilerine ait direnç katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi direnç katsayıları Reynolds sayısının artmasıyla değişmemektedir.



Şekil 43. Dönme üreticine ait direnç katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi, $n = 4$



Şekil 44. Dönme üreticine ait direnç katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi, $n = 6$

Tablo 6. Dönmeli akış üreteçlerine ait direnç katsayıları

	$n = 4$		$n = 6$	
	K_p'	K_p	K_p'	K_p
15°	64.94	64.71	58.54	56.08
30°	26.27	24.43	22.57	21.78
45°	5.05	4.80	4.33	3.32
60°	2.81	2.75	1.94	1.81

3.3. Isı Geçişi ve Sürtünme Faktörleri Bulguları

Helisel kanatlı dönmeli üreteçleri ile oluşturulan periyodik sönümlenen ve periyodik sönümlenmeyen dönmeli akışta ısı geçişi ve basınç düşümü bulguları üç farklı tip grafik üzerinde gösterilerek kanat açısı ve sayısına göre düzenlenmiştir. *A, B, C, D, E, F* ve *G* tipi deneylere ait ısı geçişi bulguları Nu - Re , Nu_d / Nu_b - Re ve Nu_d / Nu_b - θ grafiklerinde, basınç düşümü bulguları f - Re , f_d / f_b - Re ve f_d / f_b - θ grafiklerinde verilmiştir.

Nu - Re grafiklerinde Nusselt sayısı yanında görülen $(T_w / T_{ort})^{0.45}$ çarpımı Gnielinski [40] tarafından verilmiş olup, cidar sıcaklığı ile akışkan ortalama sıcaklığının ısı geçişine etkisini ifade etmektedir. Nu_d / Nu_b - Re ve f_d / f_b - Re grafikleri, Nu - Re ve f - Re grafiklerinde elde edilen sonuçlara eğri uydurularak ve boş borudaki değerlerine bölünmek suretiyle elde edilmiştir. Bu işlem 4 ve 6 kanat sayılı dönmeli üreteçlerinin karşılaştırma kolaylığı aynı zamanda şekillerdeki karışıklığı önlemek amaçlarına yöneliktir.

Deney tipleri için kodlama; “*kanat sayısı – konum – açı*” karakteristiklerinin sıralı dizilmesi ile yapılmıştır. Bu kodlama sayesinde dönmeli üreteci tipleri ve konumlarına ait kısa tanımlamalar yapılarak anlatımda ifade kolaylığı sağlanmıştır. Tablo 7’ de “**6F60**” kodlaması; 6 kanatlı, “ $x=L/2$, $x=3L/4$ ” konumlarına yerleştirilmiş iki adet ve 60° helisel kanat açılı dönmeli üreteci ile yapılan deneyleri ifade etmektedir. İlerideki anlatımlarda görülen “*kanat sayısı-konum-&*” kodu kanat açısının değiştiği dönmeli üreteci tipini (örneğin, “**6B&**”); ayrıca “*kanat sayısı-&-kanat açısı*” kodu dönmeli üretecinin boru içerisinde yerleştirildiği çeşitli konumları (örneğin, “**6&15**”) belirtmektedir. Deneysel verilerin değerlendirilmesiyle elde edilen sonuçlar grafikler halinde düzenlenmiş ve bu grafiklerde kullanılan semboller kanat açısı ve kanat sayısına göre Şekil 45’ te

gösterilmiştir. Isı geçişi ve sürtünme faktörü bulguları dönme üreticinin yerleştirildiği konuma göre ve dönme üretici kanat açısına göre incelenmiş ve grafikler halinde verilmiştir.

Tablo 7. Deney tipi kodlaması

Deney tipi	$n = 4$ Kanat açısı				$n = 6$ Kanat açısı			
	15°	30°	45°	60°	15°	30°	45°	60°
A	4A15	4A30	4A45	4A60	6A15	6A30	6A45	6A60
B	4B15	4B30	4B45	4B60	6B15	6B30	6B45	6B60
C	4C15	4C30	4C45	4C60	6C15	6C30	6C45	6C60
D	4D15	4D30	4D45	4D60	6D15	6D30	6D45	6D60
E	4E15	4E30	4E45	4E60	6E15	6E30	6E45	6E60
F	4F15	4F30	4F45	4F60	6F15	6F30	6F45	6F60
G	4G15	4G30	4G45	4G60	6G15	6G30	6G45	6G60

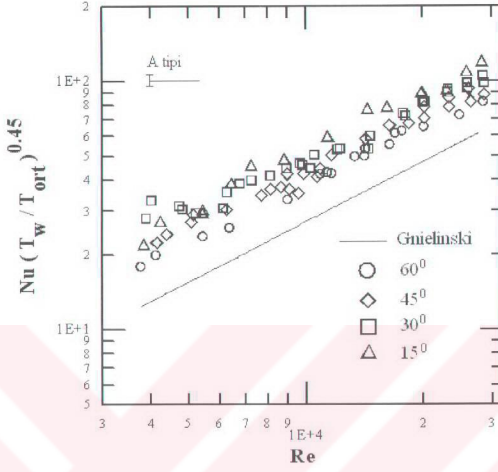


Şekil 45. Kanat açısı ve kanat sayısı sembolleri

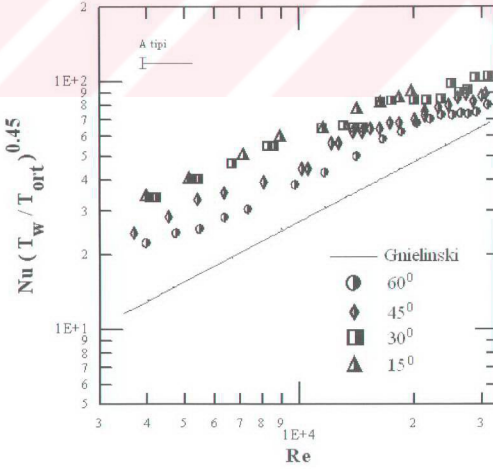
3.3.1. Dönme Üretici Konumuna Göre Isı Geçişi ve Sürtünme Faktörü Bulguları

Deneylerde dönme üreticileri boru içinde bir adet olarak üç ayrı konumda (A, B, C), boru içinde iki adet olarak yine üç ayrı konumda (D, E, F) ve boru içinde üç adet olarak sadece (G) konumunda olmak üzere 7 ayrı konumda yerleştirilmiştir (Bkz. Bölüm 2.2).

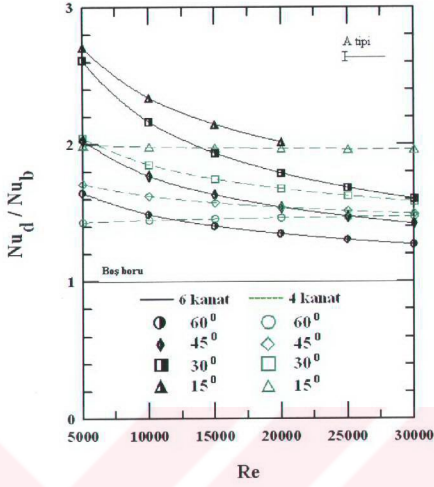
a) A tipi deneylere ait bulgular



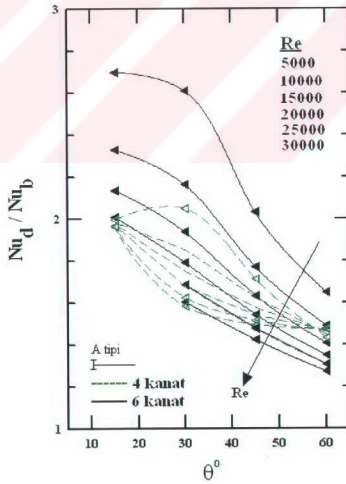
Şekil 46. 4A& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



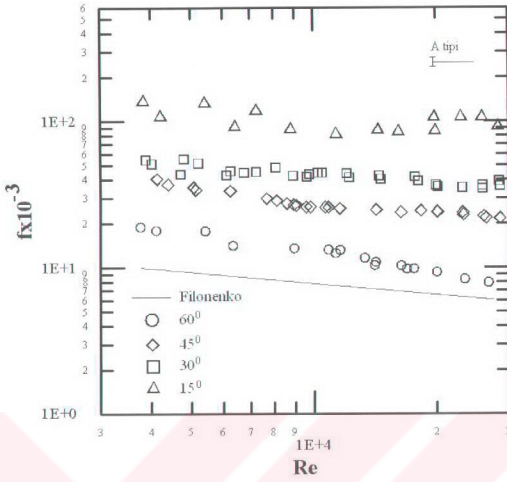
Şekil 47. 6A& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



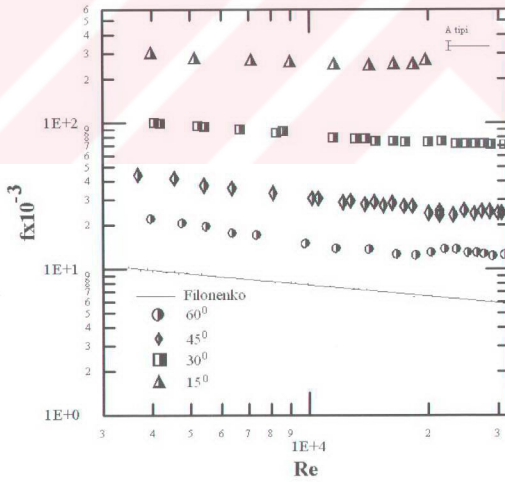
Şekil 48. 4A& ve 6A& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



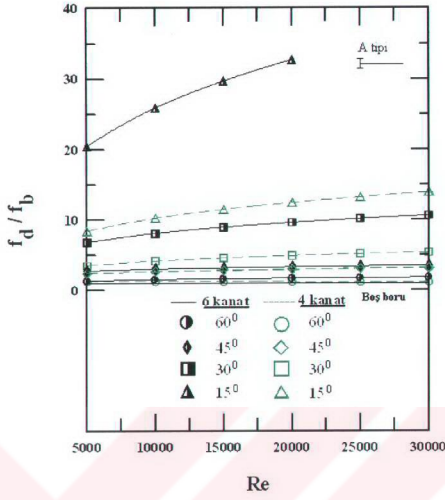
Şekil 49. 4A& ve 6A& tipi deneylerde Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi



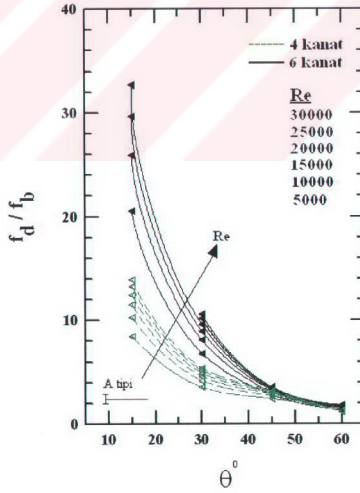
Şekil 50. 4A tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 51. 6A tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

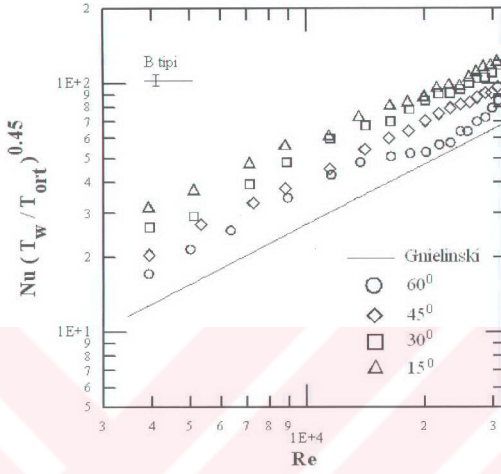


Şekil 52. 4A& ve 6A& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

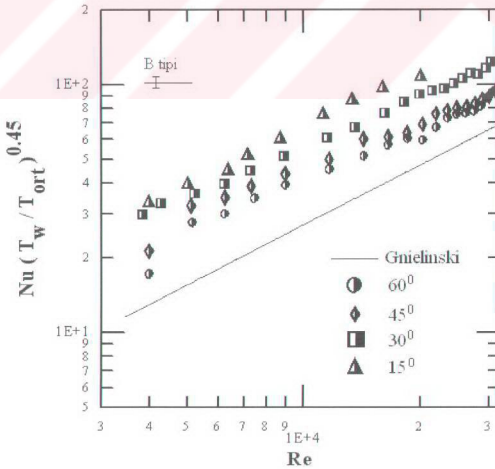


Şekil 53. 4A& ve 6A& tipi deneylerde sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi

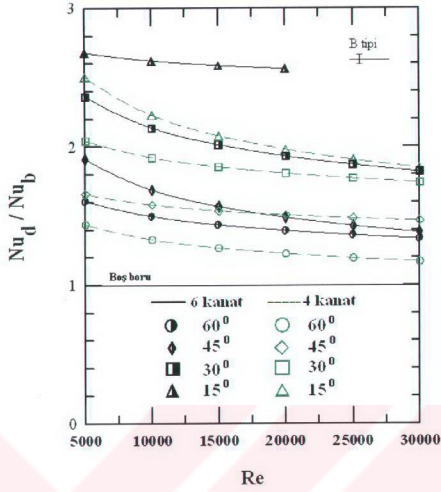
b) B tipi deneylere ait bulgular



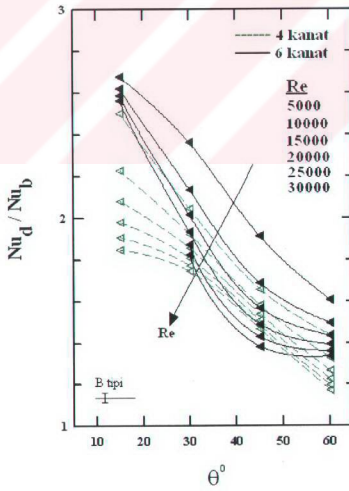
Şekil 54. 4B& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



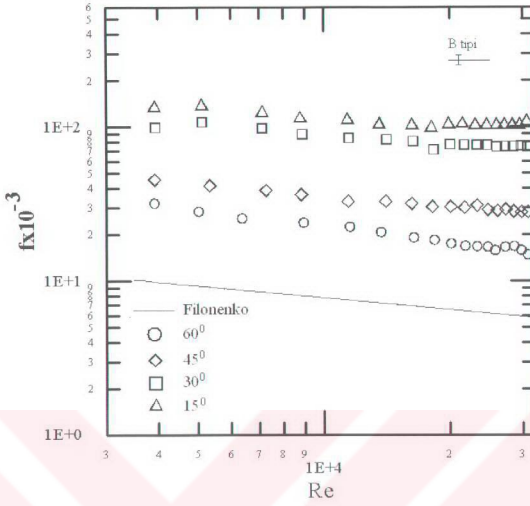
Şekil 55. 6B& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



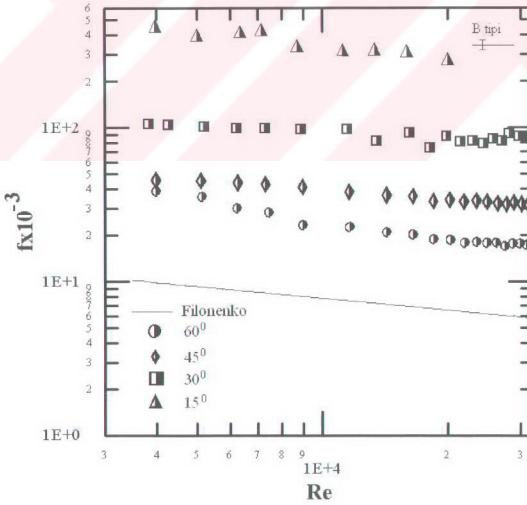
Şekil 56. *4B&&* ve *6B&&* tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



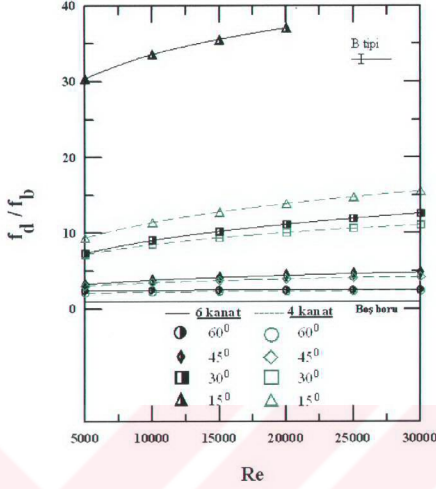
Şekil 57. *4B&&* ve *6B&&* tipi deneylerde Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi



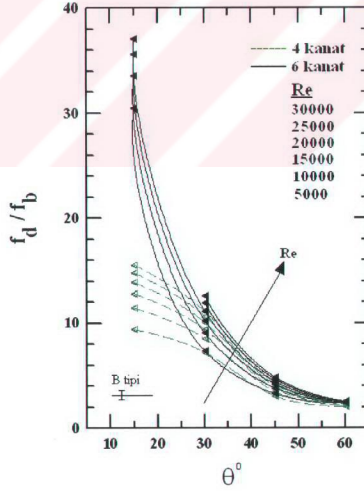
Şekil 58. 4B& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 59. 6B& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

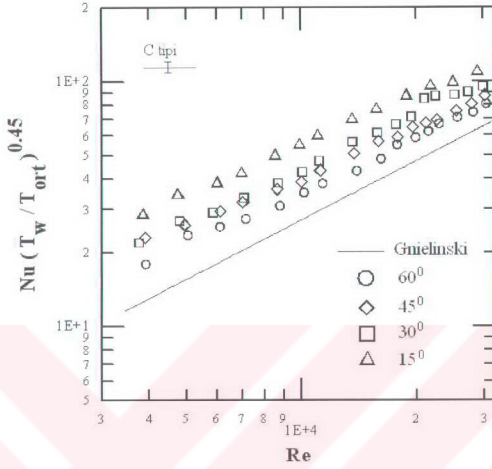


Şekil 60. *AB&* ve *6B&* tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

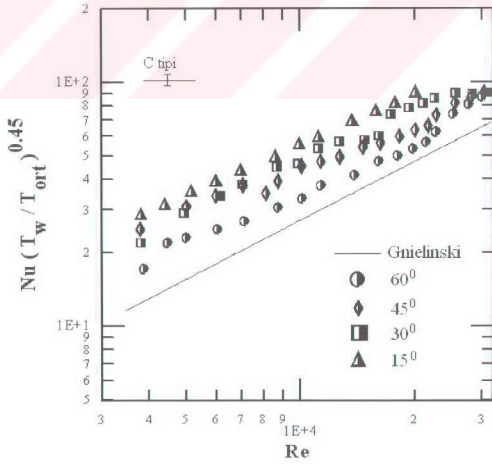


Şekil 61. *AB&* ve *6B&* tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi

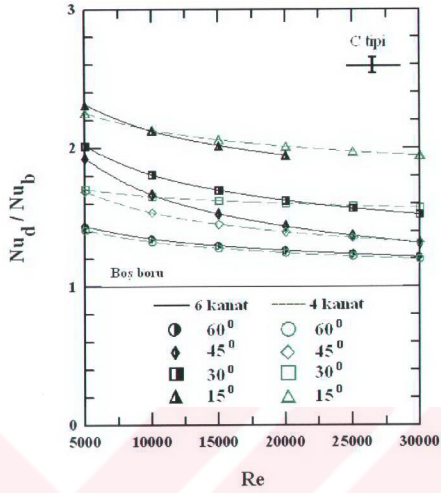
c) C tipi deneylere ait bulgular



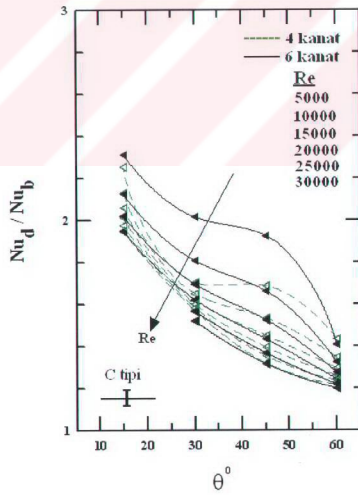
Şekil 62. 4C& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



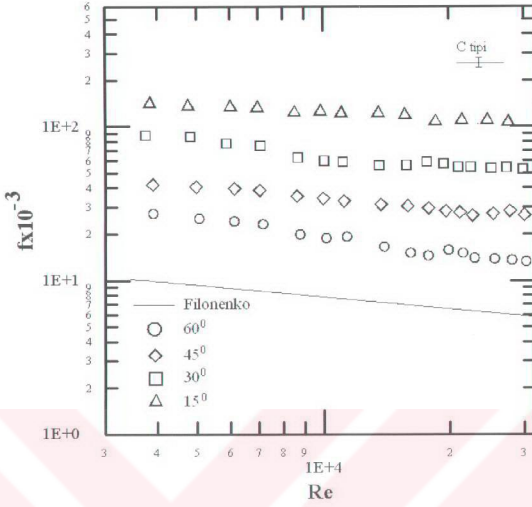
Şekil 63. 6C& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



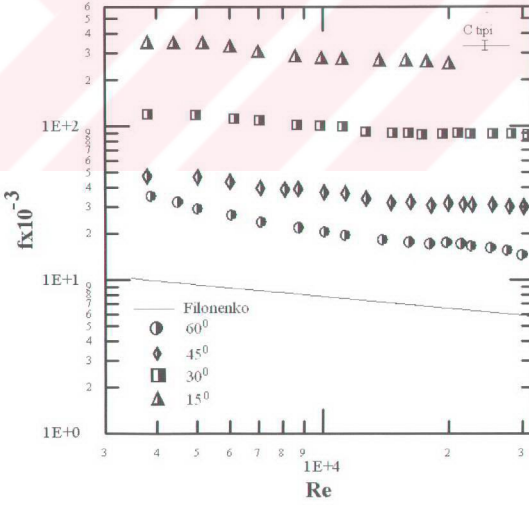
Şekil 64. 4C& ve 6C& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



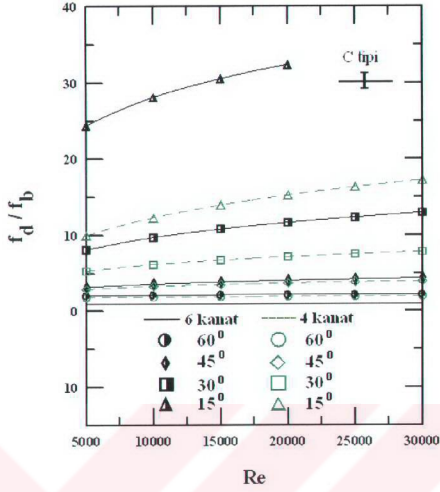
Şekil 65. 4C& ve 6C& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi



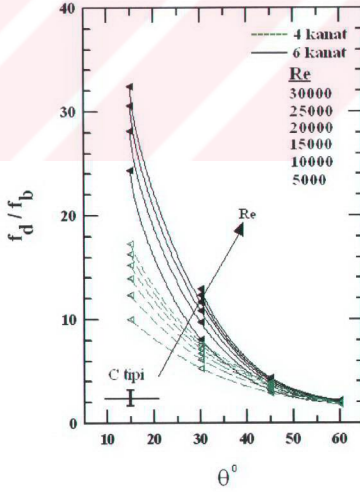
Şekil 66. 4C tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 67. 6C tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

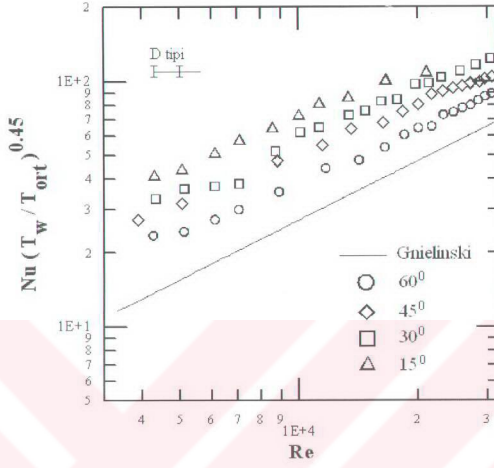
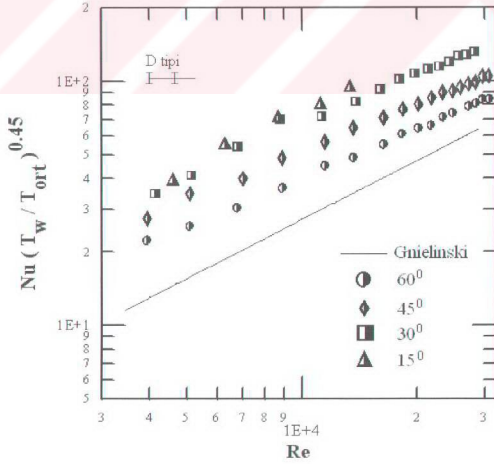


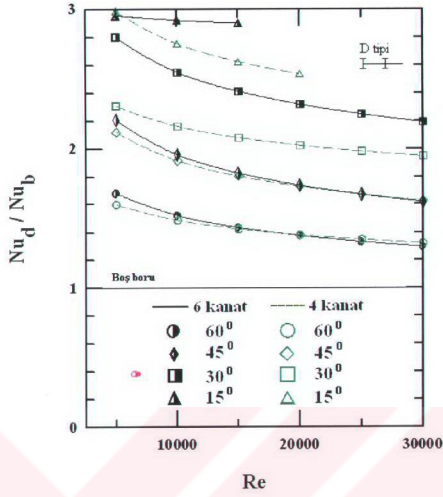
Şekil 68. 4C& ve 6C& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



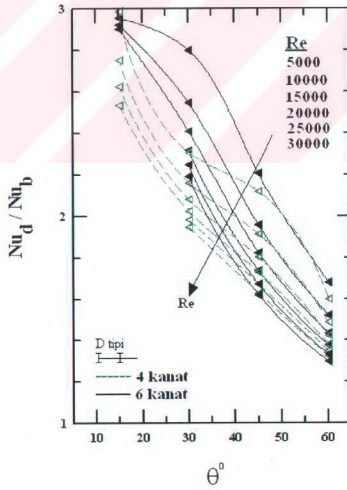
Şekil 69. 4C& ve 6C& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi

d) D tipi deneylere ait bulgular

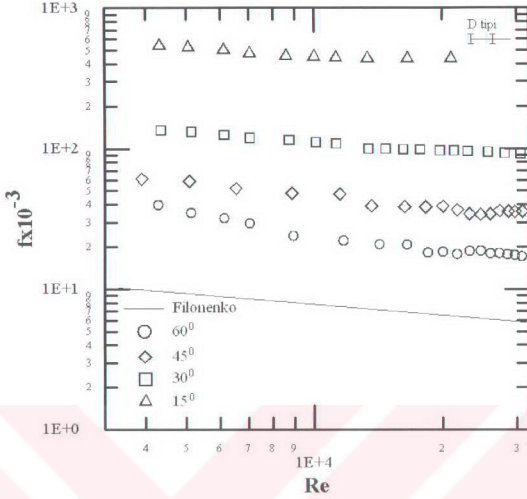
Şekil 70. $4D\&$ tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimiŞekil 71. $6D\&$ tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



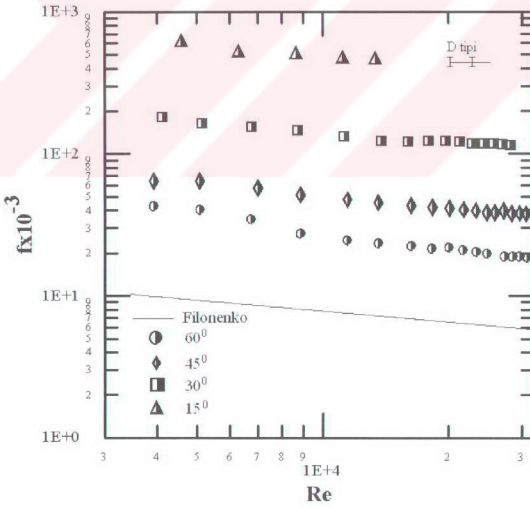
Şekil 72. $4D&$ ve $6D&$ tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



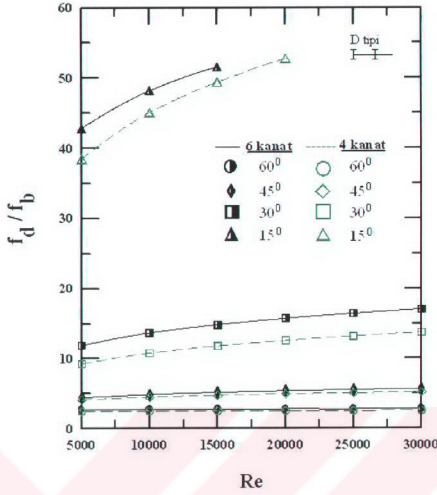
Şekil 73. $4D&$ ve $6D&$ tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi



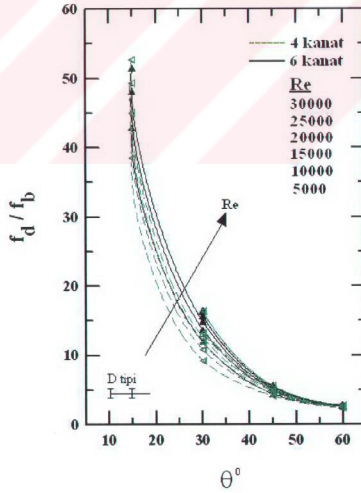
Şekil 74. **4D&** tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 75. **6D&** tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

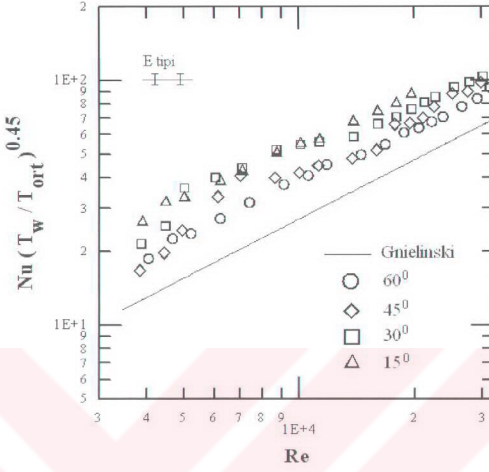


Şekil 76. $4D&$ ve $6D&$ tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

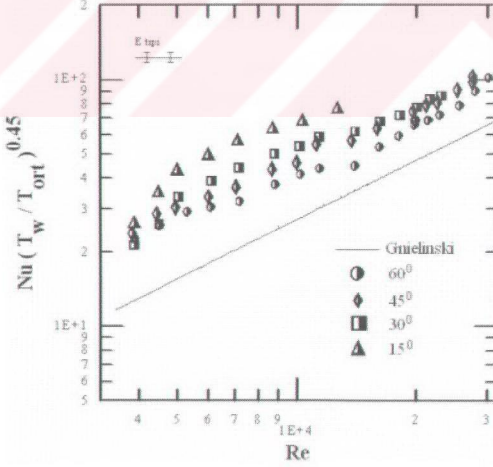


Şekil 77. $4D&$ ve $6D&$ tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi

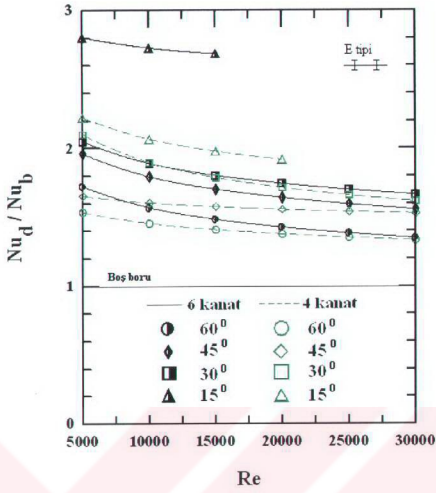
e) E tipi deneylere ait bulgular



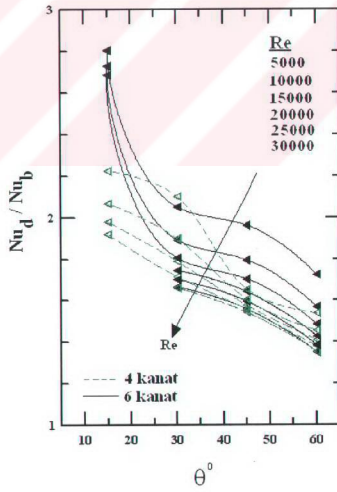
Şekil 78. 4E& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



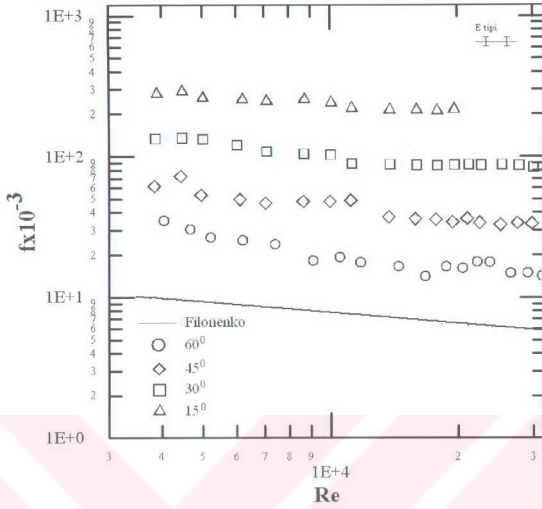
Şekil 79. 6E& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



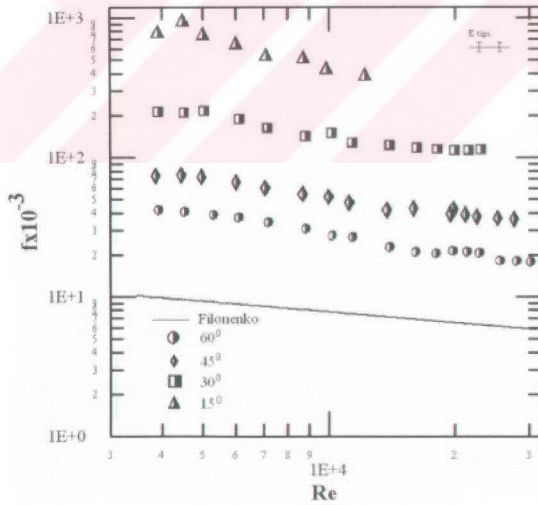
Şekil 80. *4E&* ve *6E&* tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



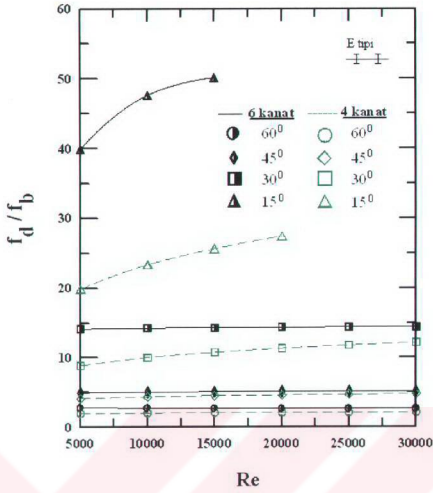
Şekil 81. *4E&* ve *6E&* tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi



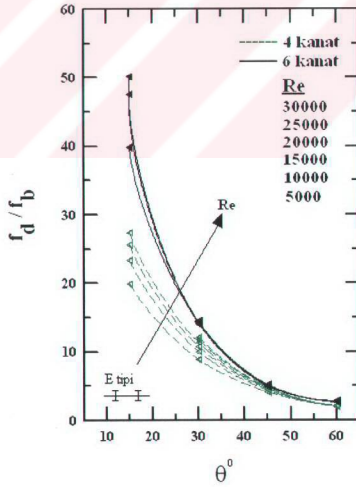
Şekil 82. $4E&$ tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 83. $6E&$ tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

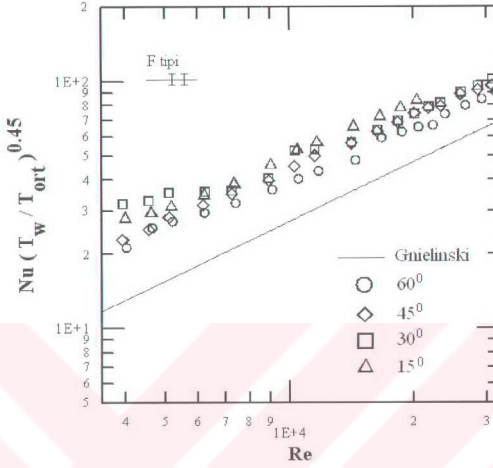
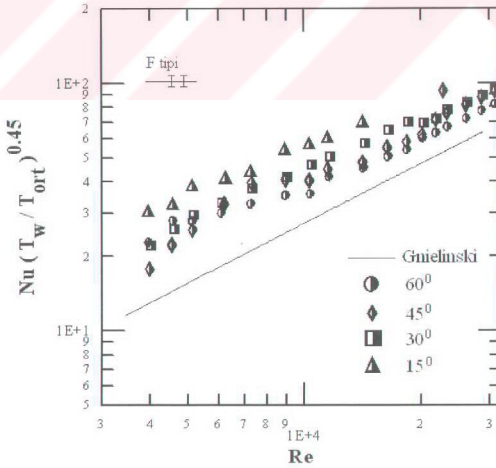


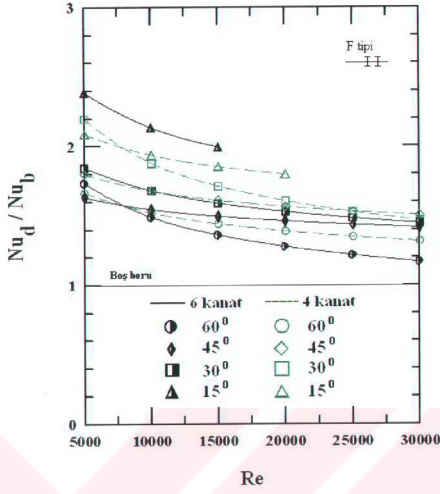
Şekil 84. $4E\&$ ve $6E\&$ tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



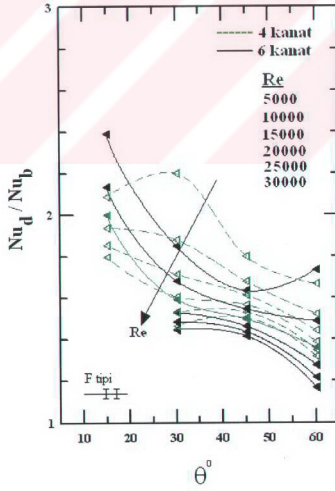
Şekil 85. $4E\&$ ve $6E\&$ tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi

f) F tipi deneylere ait bulgular

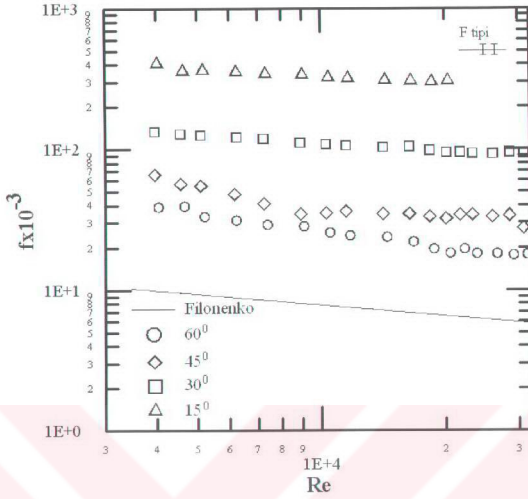
Şekil 86. $4F\&$ tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimiŞekil 87. $6F\&$ tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



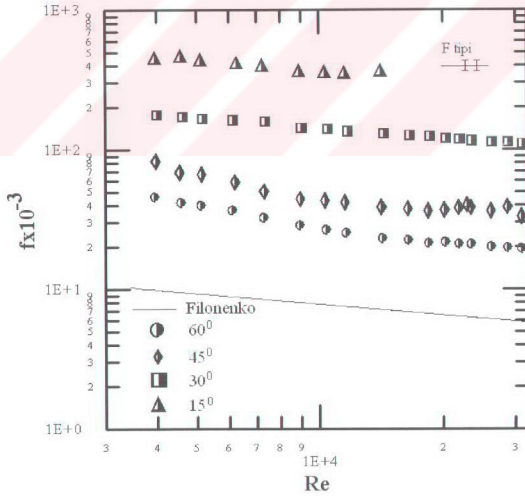
Şekil 88. 4F& ve 6F& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



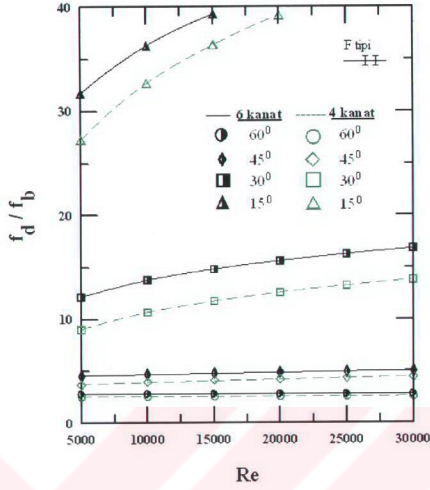
Şekil 89. 4F& ve 6F& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi



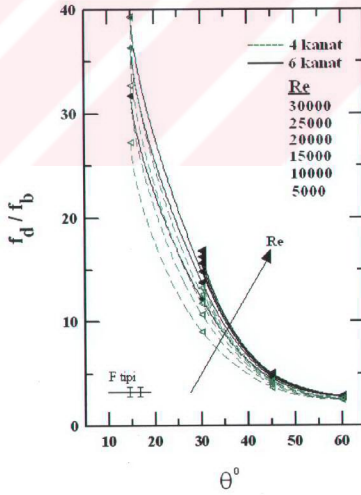
Şekil 90. $4F&$ tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 91. $6F&$ tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

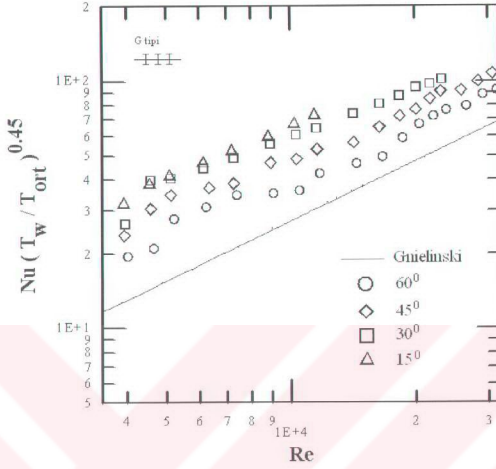


Şekil 92. $4F&$ ve $6F&$ tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

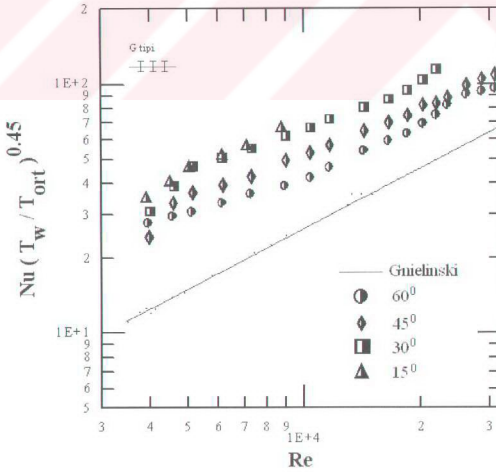


Şekil 93. $4F&$ ve $6F&$ tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi

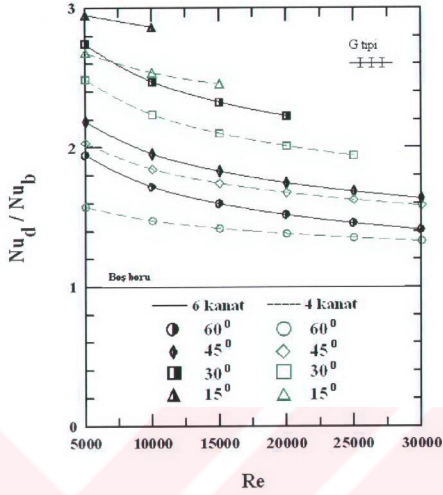
g) G tipi deneylere ait bulgular



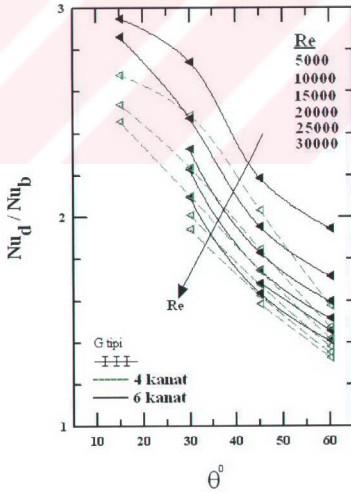
Şekil 94. 4G& tipi deneyde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



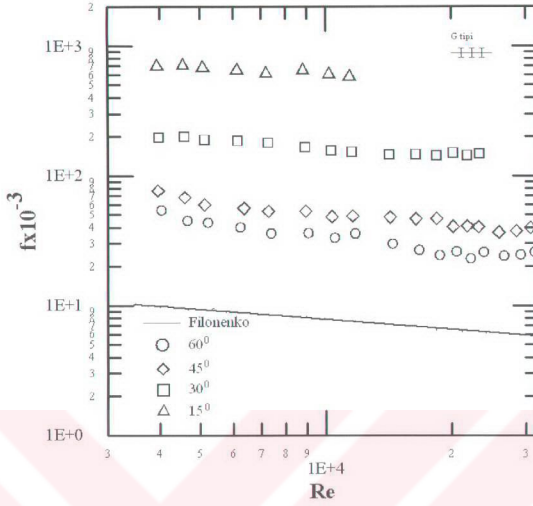
Şekil 95. 6G& tipi deneylerde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



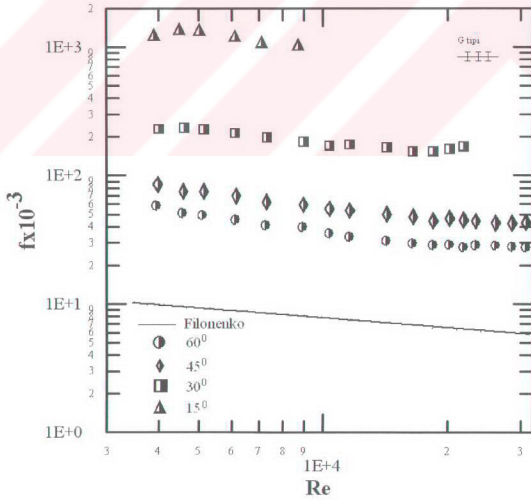
Şekil 96. 4G& ve 6G& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



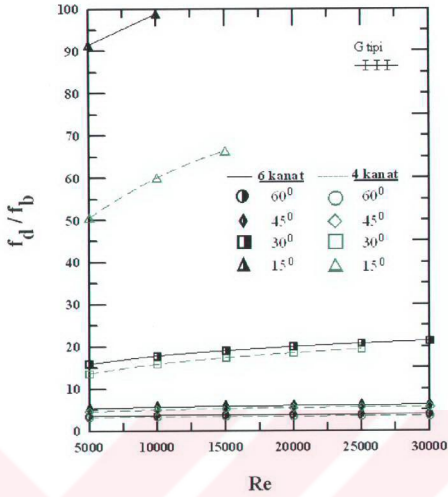
Şekil 97. 4G& ve 6G& tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısı ile değişimi



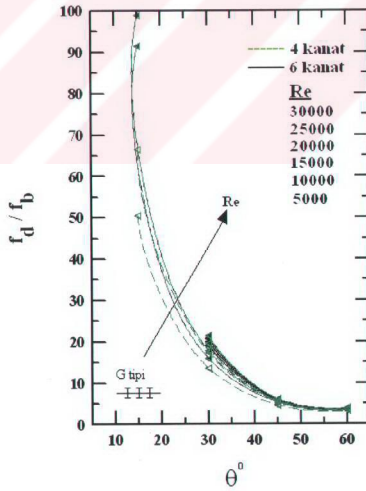
Şekil 98. 4G& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 99. 6G& tipi deneylerde sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



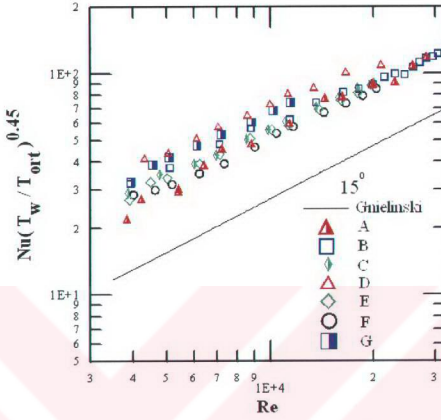
Şekil 100. 4G& ve 6G& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



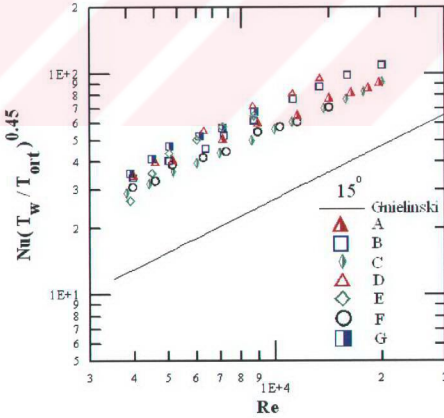
Şekil 101. 4G& ve 6G& tipi deneylerde boş boruya göre sürtünme faktörünün kanat açısı ile değişimi

3.3.2. Dönme Üretci Kanat Açısına Göre Isı Geçişi ve Sürtünme Faktörü Bulguları

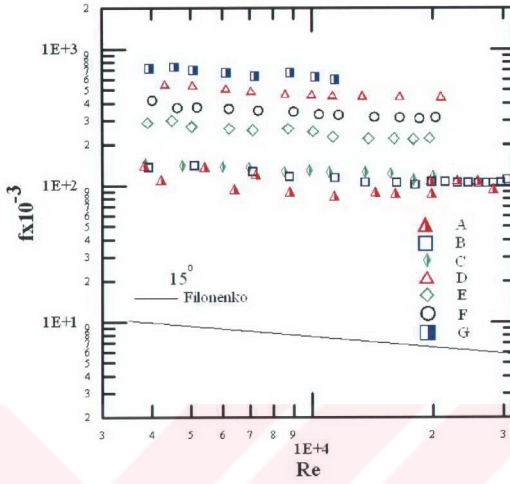
a) 15° kanat açılı deneylere ait bulgular



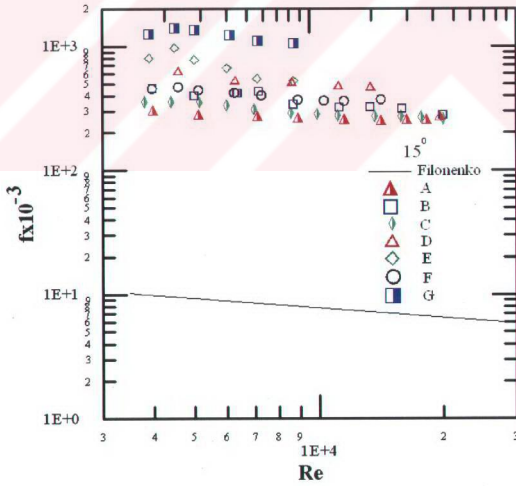
Şekil 102. 4&15 dönme üretci için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



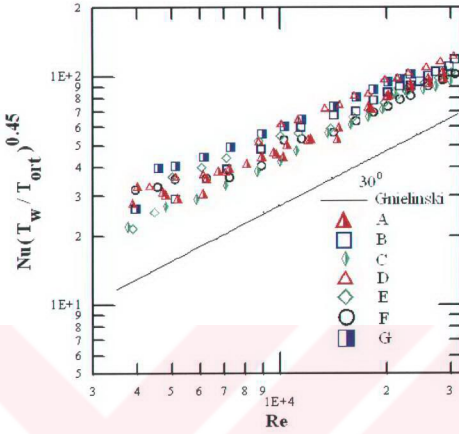
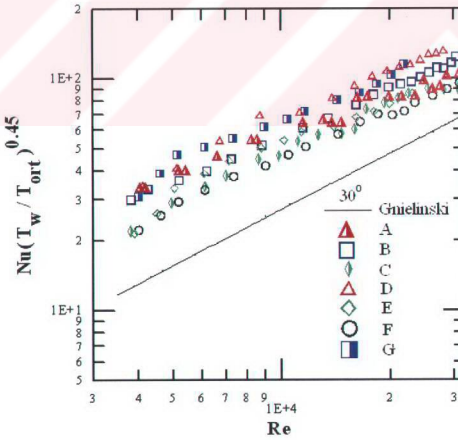
Şekil 103. 6&15 dönme üretci için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

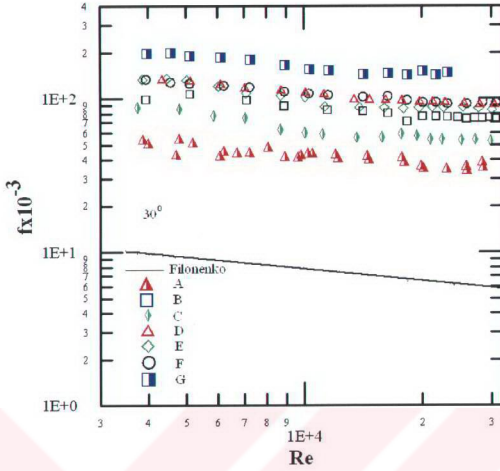


Şekil 104. 4&15 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

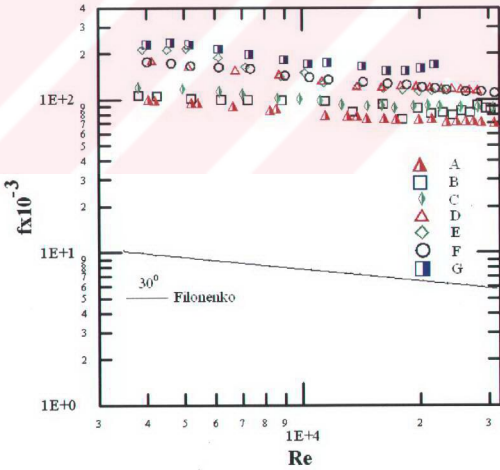


Şekil 105. 6&15 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

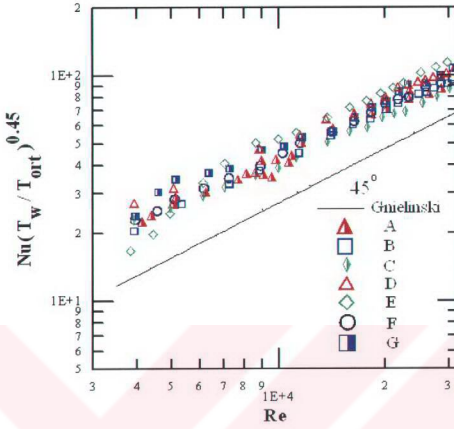
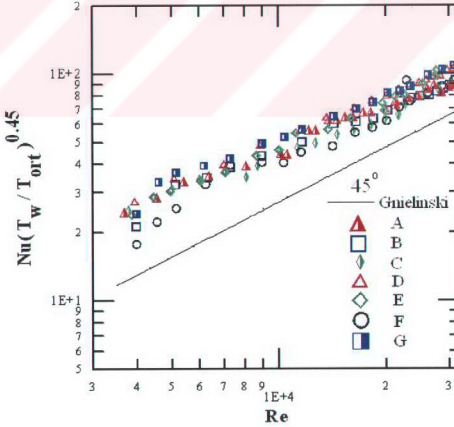
b) 30° kanat açılı deneylere ait bulgularŞekil 106. $4\&30$ dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimiŞekil 107. $6\&30$ dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

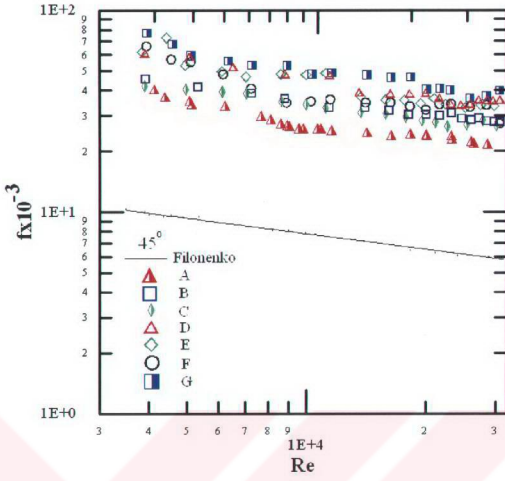


Şekil 108. 4&30 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

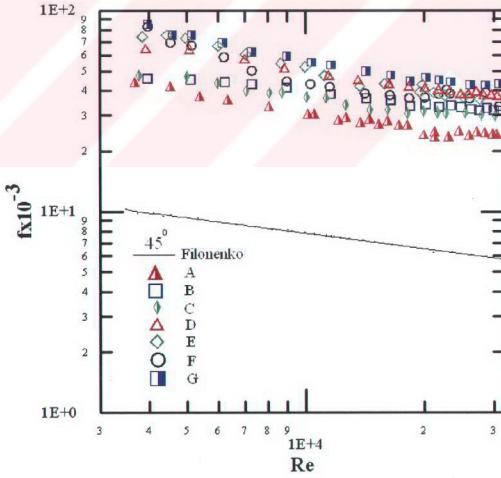


Şekil 109. 6&30 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

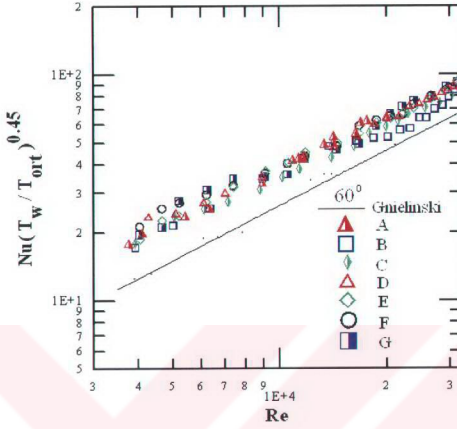
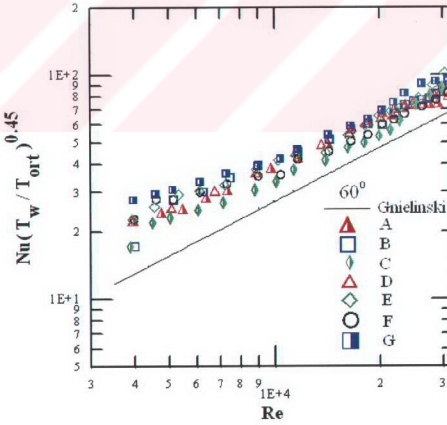
c) 45° kanat açılı deneylere ait bulgularŞekil 110. $4&45$ dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimiŞekil 111. $6&45$ dönme üretici için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

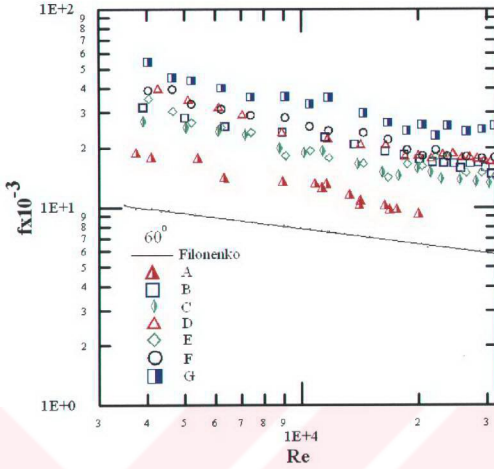


Şekil 112. 4&45 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

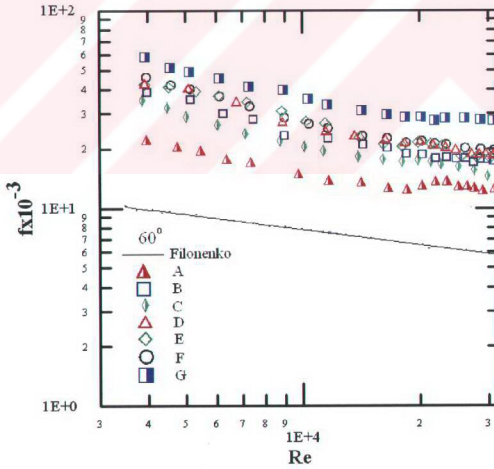


Şekil 113. 6&45 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

d) 60° kanat açılı deneylere ait bulgularŞekil 114. $4&60$ dönme üreteci için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimiŞekil 115. $6&60$ dönme üreteci için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 116. 4×60 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



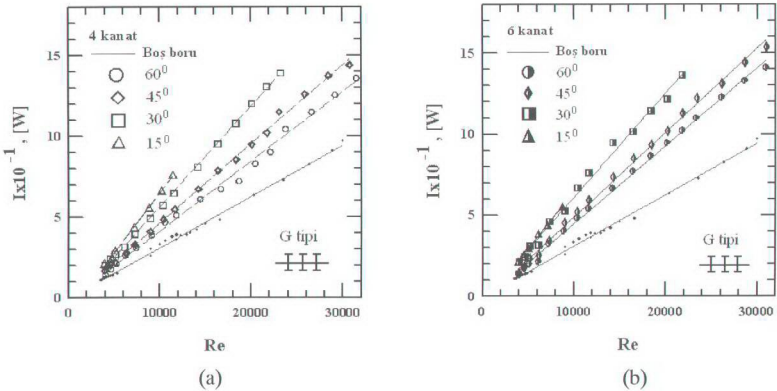
Şekil 117. 6×60 dönme üretici için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

3.4. Tersinmezlik Bulguları

Bu bölüme kadar elde edilen ısı geçişi ve sürtünme faktörü bulguları çeşitli konum ve kombinasyonlarda ve kanat açılarında ısı geçişindeki iyileşme ile basınç düşümündeki artış sonuçlarını vermektedir. Ancak akış alanında oluşan basınç düşümü ve ısı geçişinin tersinmezlik açısından da incelenmesi gereklidir. Tersinmezlikler, deney bölgesine uygulanan Ekserji Analizi yardımıyla elde edilen aşağıdaki eşitlik (48)' den hesaplanmıştır.

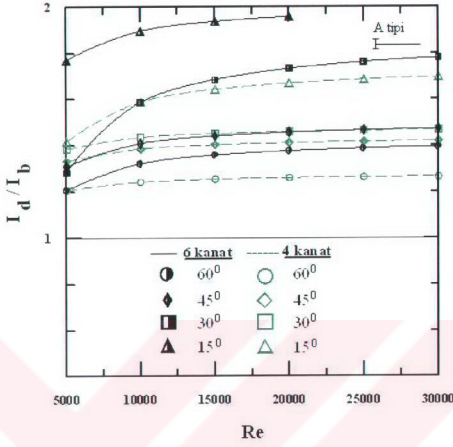
$$I = \dot{m} c_p T_0 \left[\ln \frac{T_2}{T_1} + \frac{T_2 - T_1}{T_w} \right] - \dot{m} R T_0 \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Düşük tersinmezlik değerleri daha az enerji kaybını ifade etmektedir. Şekil 115' te bu denklem ile hesaplanan boş boru, **4G&** ve **6G&** tipi deneylere ait tersinmezlik değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Reynolds sayısının artmasıyla tersinmezlik değerleri önemli ölçüde artmaktadır ve tersinmezlik değerlerinde en fazla 150 W a kadar varan değerler elde edilmiştir. Bu tersinmezlik değerleri boyutlu değerler olup, bunların Reynolds sayısına göre doğrusal değişim denklemleri belirlenerek, bütün deney tiplerinde boş boruya göre tersinmezlik değerleri için $I^* - Re$ grafikleri elde edilmiştir. Aynı zamanda verilen bir Reynolds sayısında $I^* - \theta$ grafikleri oluşturulmuştur. Böylece konum, kanat sayısı ve kanat açısı parametrelerinin tersinmezlik üzerindeki etkisini incelemek kolaylaşmıştır.

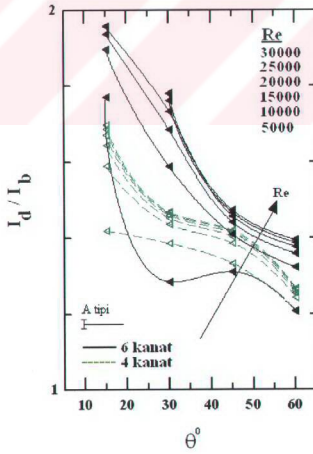


Şekil 118. **4G&** ve **6G&** tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi

a) A tipi deneylere ait bulgular

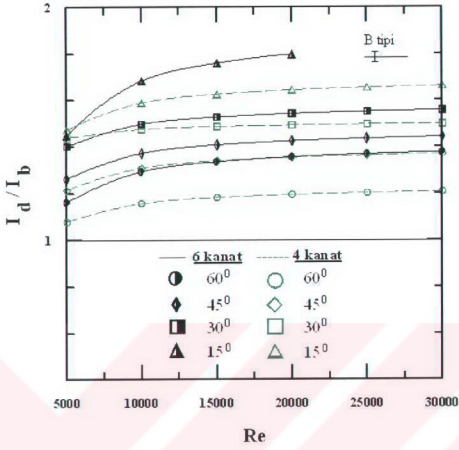


Şekil 119. 4A& ve 6A& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi

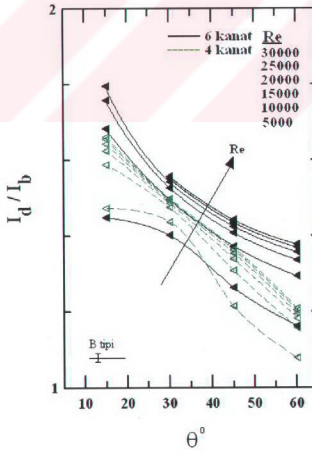


Şekil 120. 4A& ve 6A& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi

b) B tipi deneylere ait bulgular

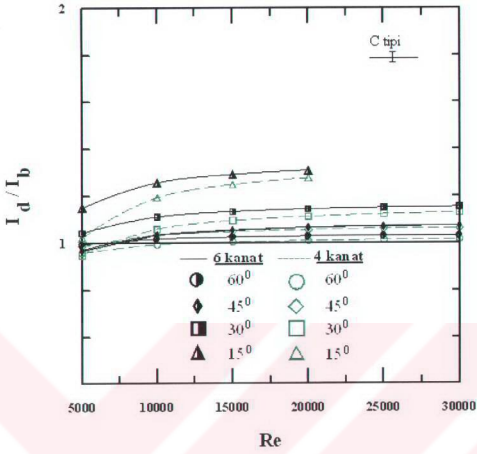


Şekil 121. 4B& ve 6B& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi

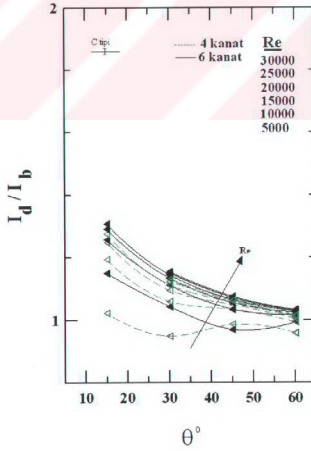


Şekil 122. 4B& ve 6B& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi

c) C tipi deneylere ait bulgular

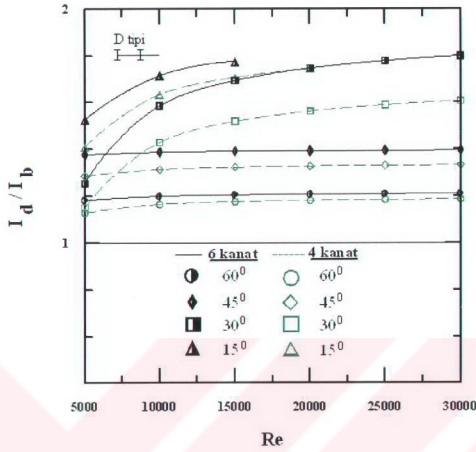


Şekil 123. 4C& ve 6C& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi

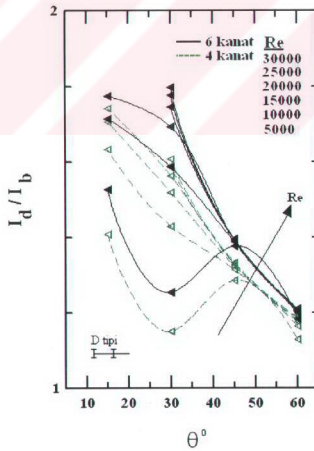


Şekil 124. 4C& ve 6C& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi

d) D tipi deneylere ait bulgular

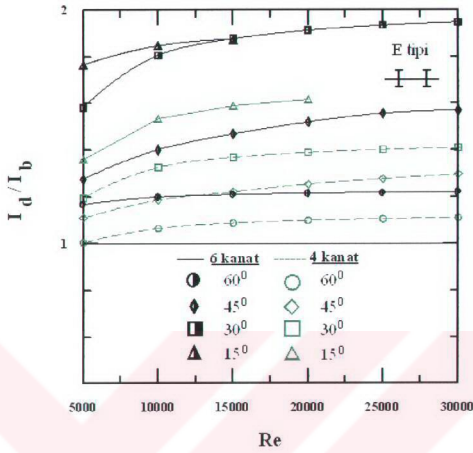


Şekil 125. $4D\&$ ve $6D\&$ tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi

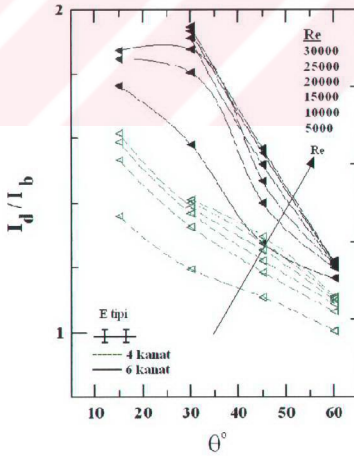


Şekil 126. $4D\&$ ve $6D\&$ tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi

e) E tipi deneylere ait bulgular

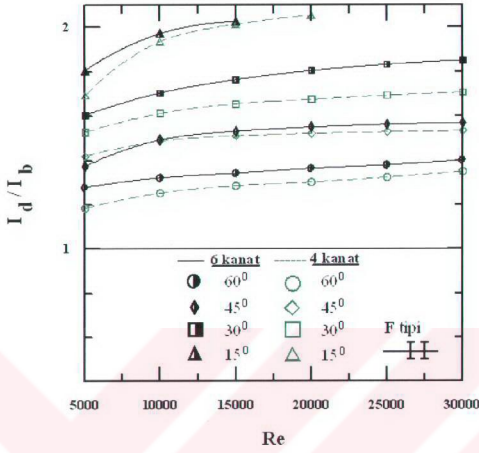


Şekil 127. $4E&$ ve $6E&$ tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi

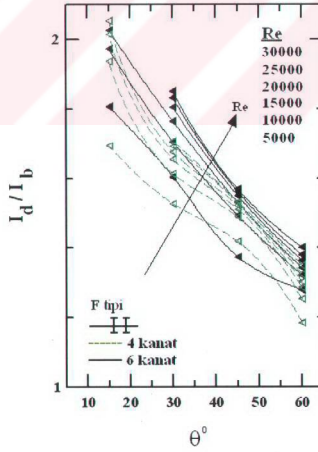


Şekil 128. $4E&$ ve $6E&$ tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi

f) F tipi deneylere ait bulgular

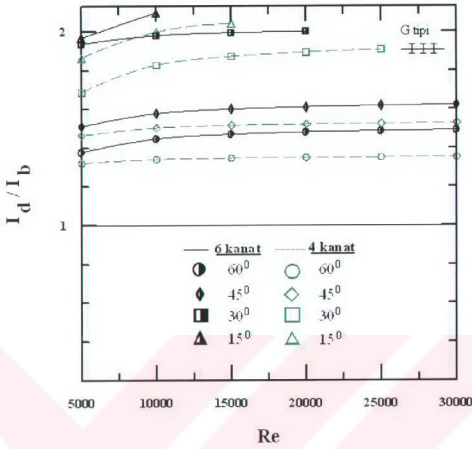


Şekil 129. *4F&* ve *6F&* tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi

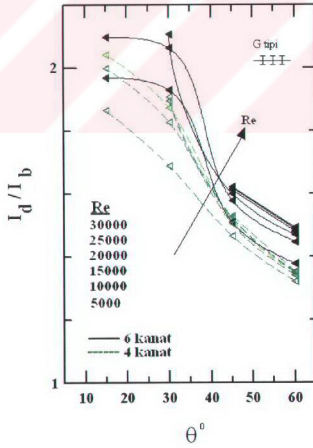


Şekil 130. *4F&* ve *6F&* tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi

g) G tipi deneylere ait bulgular



Şekil 131. 4G& ve 6G& tipi deneylerde tersinmezliğin Reynolds sayısı ile değişimi



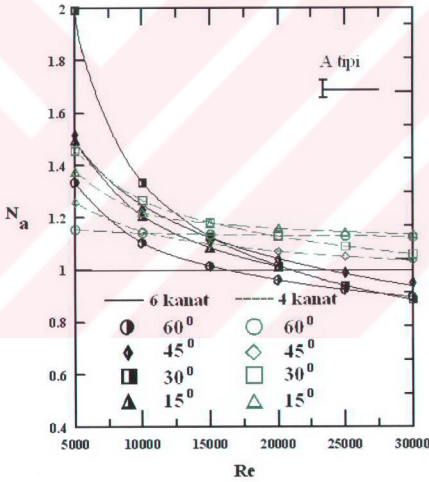
Şekil 132. 4G& ve 6G& tipi deneylerde tersinmezliğin kanat açısı ile değişimi

3.5. Isı Geçişi Performans Değerlendirme Bulguları

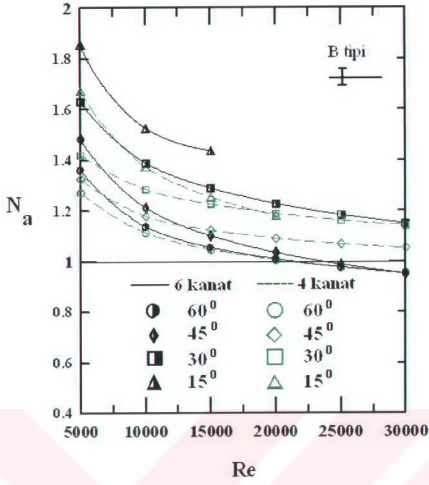
Bölüm 2.3' te "Performans değerlendirme kriterleri" başlığı altında açıklanan ekserji analiz yönteminde N_a etkinlik sayısı,

$$N_a = \frac{Nu_d / Nu_b}{I_d / I_b}$$

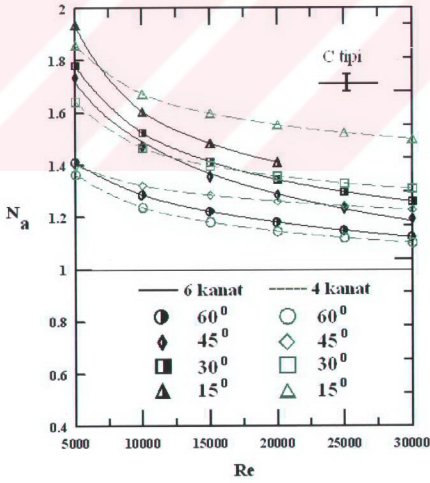
eşitliği ile hesaplanmıştır. Bu bağıntıya göre elde edilen bulgular, bu bölümde, N_a - Re grafikleri ile verilmektedir. N_a ısı geçişi etkinlik sayısı "1" değerinden büyük ise deney tipinin etkin olduğu ortaya çıkmaktadır.



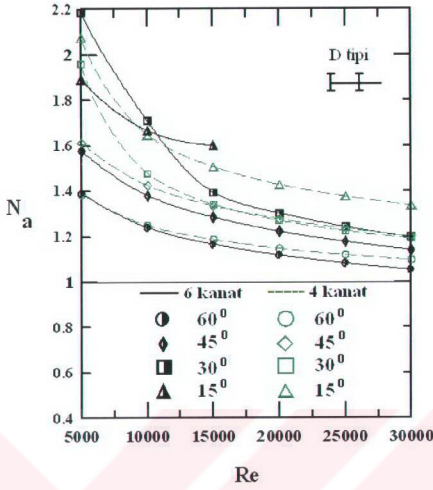
Şekil 133. 4A& ve 6A& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



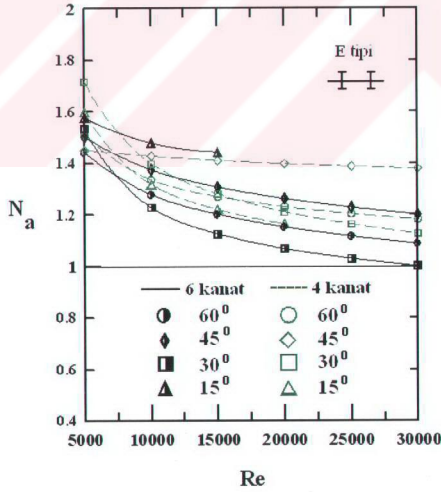
Şekil 134. 4B& ve 6B& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



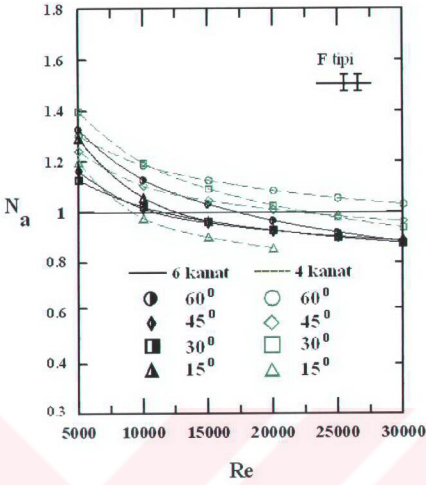
Şekil 135. 4C& ve 6C& tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



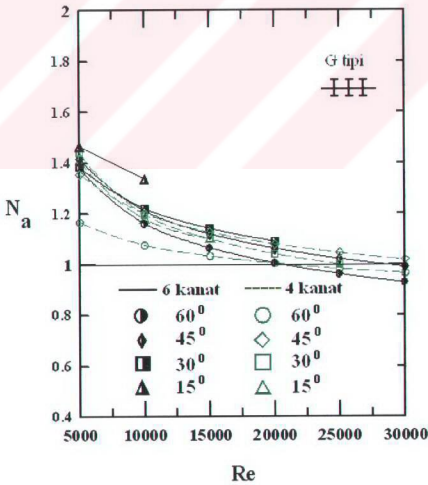
Şekil 136. $4D&$ ve $6D&$ tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 137. $4E&$ ve $6E&$ tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 138. $4F&$ ve $6F&$ tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 139. $4G&$ ve $6G&$ tipi deneylerde etkinlik sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

3.6. Matematiksel Modelleme Bulguları

Matematiksel modelleme ile elde edilen ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü eşitliklerindeki sabitlerin değerleri 4 ve 6 kanat sayıları için Tablo 8 ve Tablo 9' da verilmiştir.

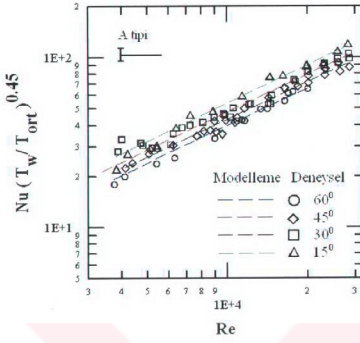
Tablo 8. Matematiksel model sabitleri - 4 kanat

Deney tipi	Nusselt sayısı matematiksel model sabitleri				Sürtünme faktörü matematiksel model sabitleri		
	<i>m</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>m</i>	<i>a</i>	<i>b</i>
4A	-5.70507	0.015665	0.808287	0.006772	-0.778545	0.210342	0.245723
4B	-10.2918	0.015303	0.809847	0.001251	-1.10568	0.162963	0.185065
4C	-8.89071	0.01934	0.790621	0.02569	-3.63023	0.228473	0.234607
4D	-13.664	0.015552	0.808613	0.007008	-5.5042	0.7739	0.353395
4E	-5.86992	0.021647	0.765732	0.090732	-4.95743	0.402143	0.302642
4F	1.13672	0.240715	0.610167	0.259371	-12.9014	0.458974	0.293383
4G	-1.87635	0.073659	0.702642	0.430427	-13.6974	0.729837	0.339966

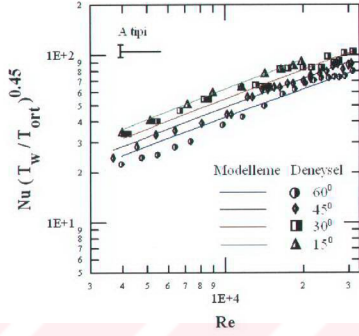
Tablo 9. Matematiksel model sabitleri - 6 kanat

Deney tipi	Nusselt sayısı matematiksel model sabitleri				Sürtünme faktörü matematiksel model sabitleri		
	<i>m</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>m</i>	<i>a</i>	<i>b</i>
6A	-1.32014	0.065712	0.663616	0.216079	-2.14224	0.341938	0.297331
6B	-4.6837	0.021526	0.782901	0.122878	-3.63894	0.751961	0.350712
6C	-2.53806	0.060496	0.683137	0.357667	-6.2446	0.466539	0.322415
6D	-4.6918	0.024545	0.75403	0.251313	-5.69178	0.834954	0.37852
6E	-1.73942	0.060237	0.714333	0.342189	-7.46899	2.514944	0.477338
6F	1.156917	0.247233	0.595209	0.463235	-13.027	0.699863	0.332162
6G	-7.08329	0.040085	0.72687	0.318467	-16.6367	1.424039	0.435781

a) A tipi

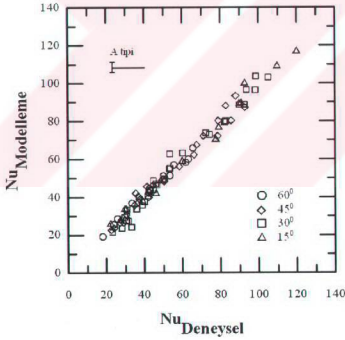


(a)

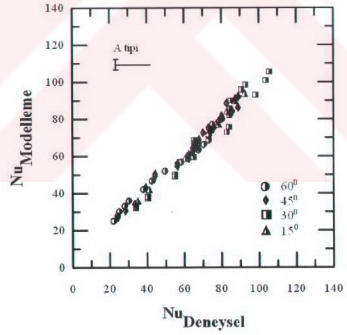


(b)

Şekil 140. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi
(a) 4A, (b) 6A



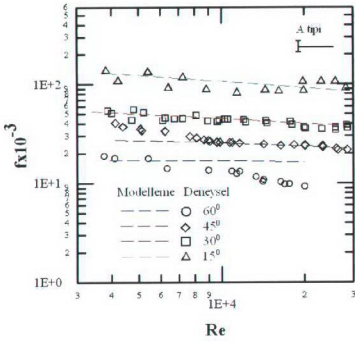
(a)



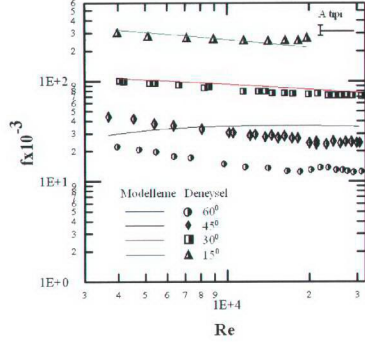
(b)

Şekil 141. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu (a) 4A, (b) 6A

4A& ve 6A& tipli deneylerde, deneysel ve modelleme Nusselt sayıları arasında sırasıyla % 99.4 ve % 98.6 uyum elde edilmiştir.

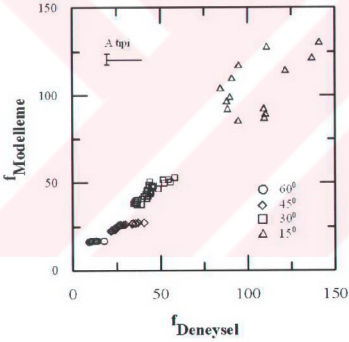


(a)

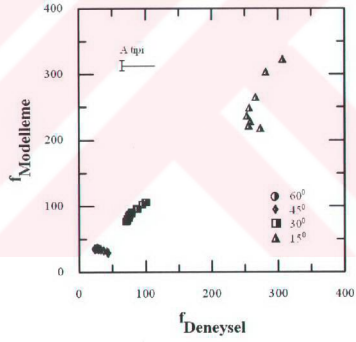


(b)

Şekil 142. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4A, (b) 6A



(a)

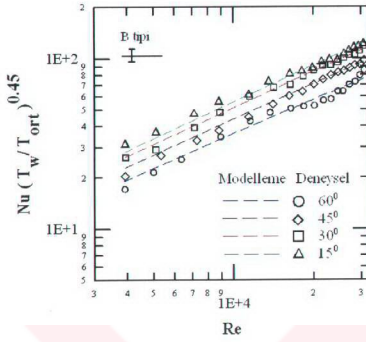


(b)

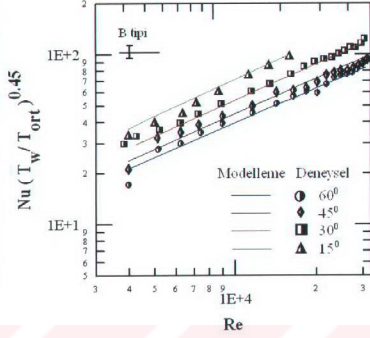
Şekil 143. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4A, (b) 6A

4A ve 6A tipli deneylerde, deneysel ve modelleme sürtünme faktörü sayıları arasında sırasıyla % 94,4 ve % 97,4 uyum elde edilmiştir.

b) B Tipi

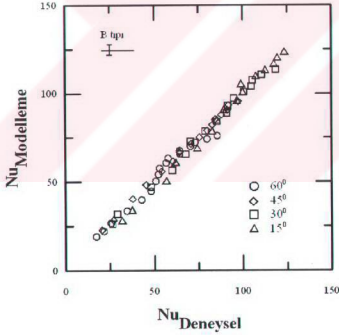


(a)

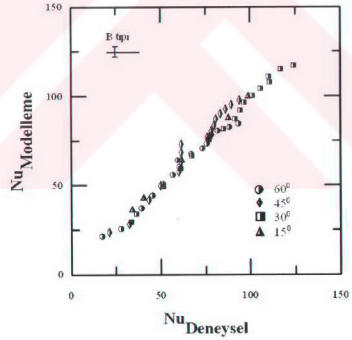


(b)

Şekil 144. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi
(a) 4B, (b) 6B



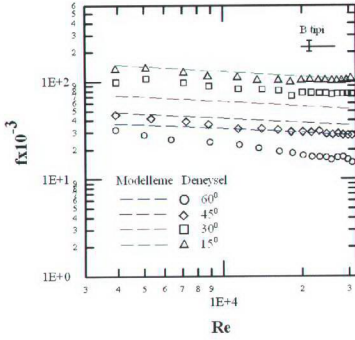
(a)



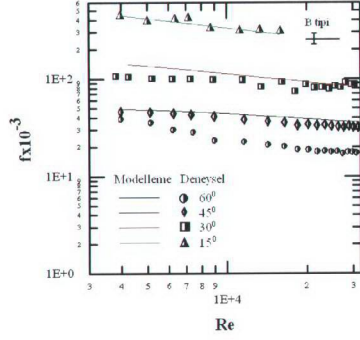
(b)

Şekil 145. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu (a) 4B&, (b) 6B&

4B& ve 6B& tipli deneylerde, deneysel ve modelleme Nusselt sayıları arasında sırasıyla % 99.6 ve % 99.4 uyum elde edilmiştir.

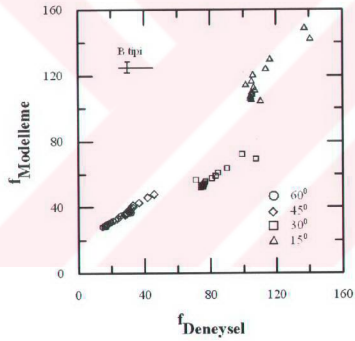


(a)

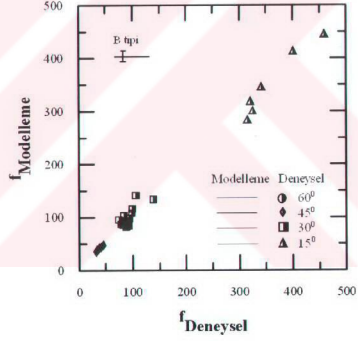


(b)

Şekil 146. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) *4B&*, (b) *6B&*



(a)

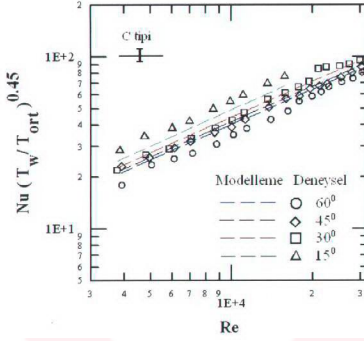


(b)

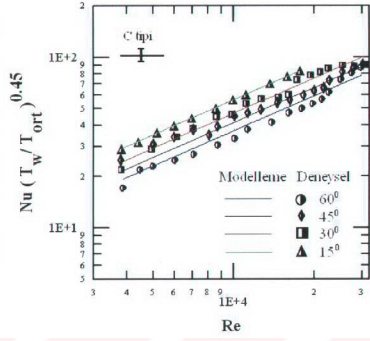
Şekil 147. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) *4B&*, (b) *6B&*

4B& ve *6B&* tipli deneylerde, deneysel ve modelleme sürtünme faktörleri arasında sırasıyla % 88.4 ve % 94.8 uyum elde edilmiştir.

c) C Tipi



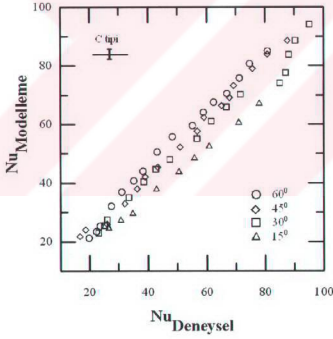
(a)



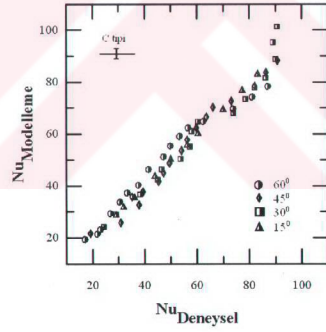
(b)

Şekil 148. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi

(a) 4C&, (b) 6C&



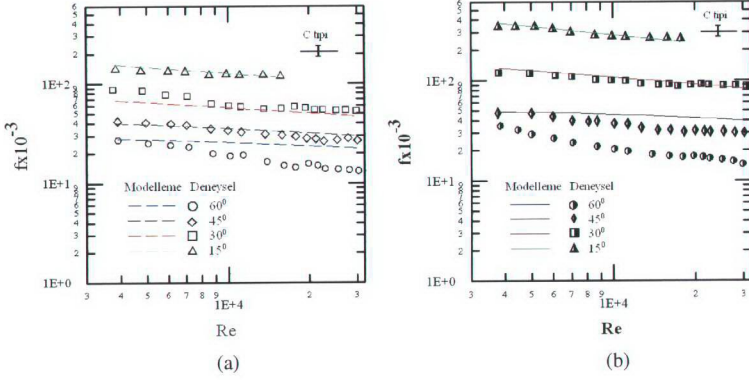
(a)



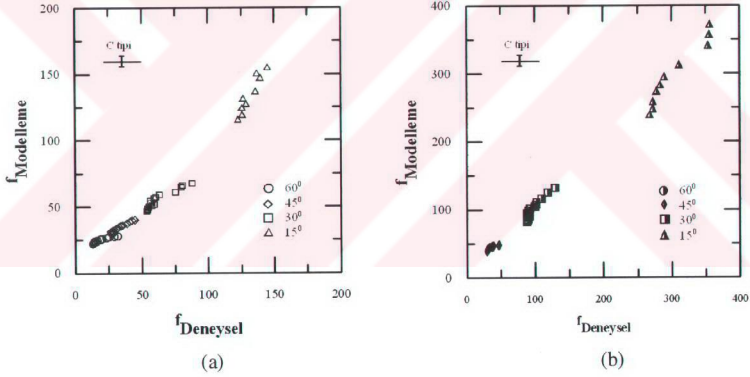
(b)

Şekil 149. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu (a) 4C&, (b) 6C&

4C& ve 6C& tipli deneylerde, deneysel ve modelleme Nusselt sayıları arasında sırasıyla % 99.6 ve % 99.8 uyum elde edilmiştir.



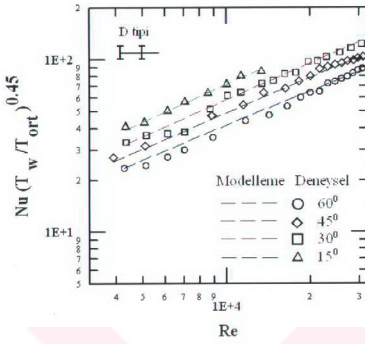
Şekil 150. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) $4C\&$, (b) $6C\&$



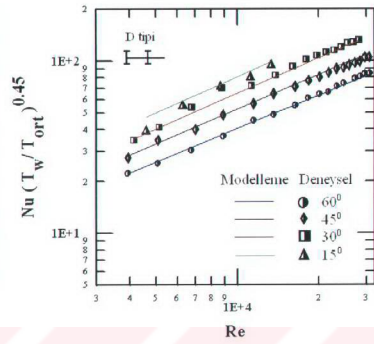
Şekil 151. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) $4C\&$, (b) $6C\&$

$4C\&$ ve $6C\&$ tipli deneylerde, deneysel ve modelleme sürtünme faktörleri arasında sırasıyla % 89.3 ve % 94.6 uyum elde edilmiştir.

d) D Tipi



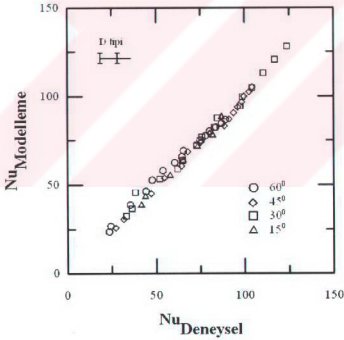
(a)



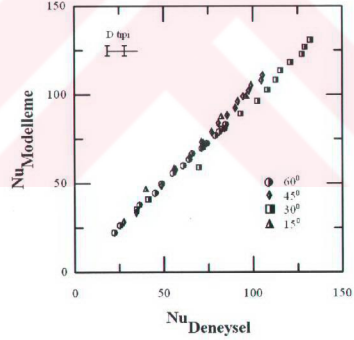
(b)

Şekil 152. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi

(a) 4D&, (b) 6D&



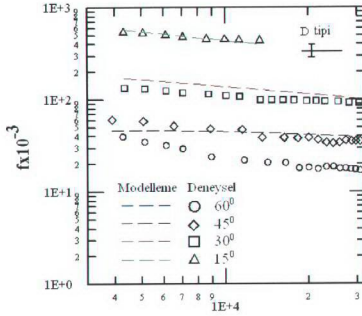
(a)



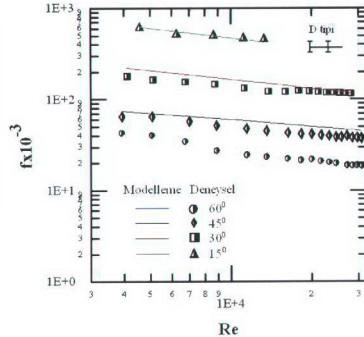
(b)

Şekil 153. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu (a) 4D&, (b) 6D&

4D& ve 6D& tipli deneylerde, deneysel ve modelleme Nusselt sayıları arasında sırasıyla % 99.6 ve % 99.8 uyum elde edilmiştir.

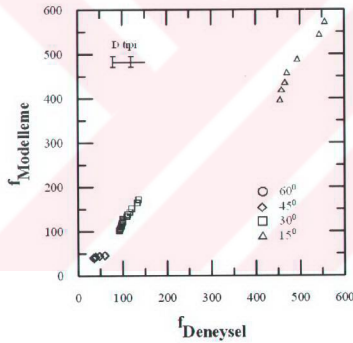


(a)

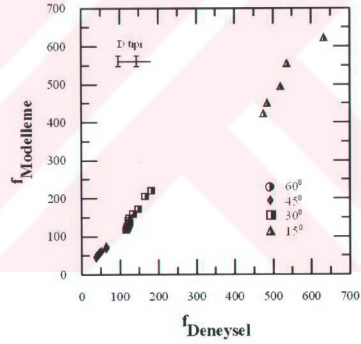


(b)

Şekil 154. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi
(a) 4D&, (b) 6D&



(a)

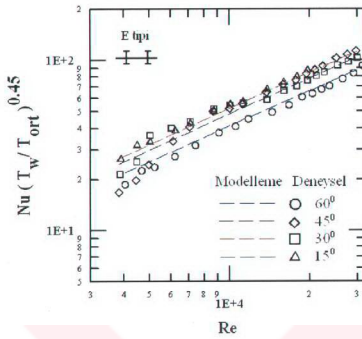


(b)

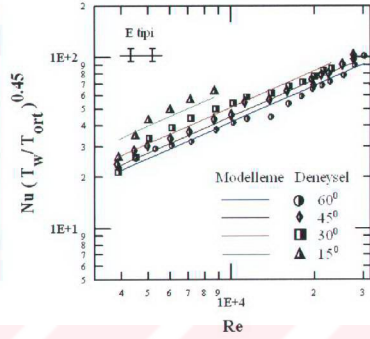
Şekil 155. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4D&, (b) 6D&

4D& ve 6D& tipli deneylerde, deneysel ve modelleme sürtünme faktörleri arasında sırasıyla % 94.4 ve % 95.6 uyum elde edilmiştir.

e) E Tipi

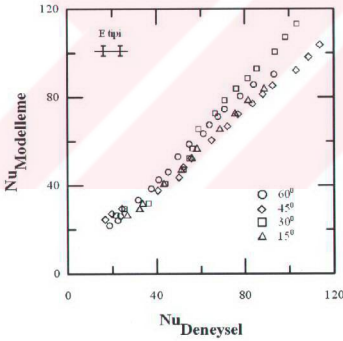


(a)

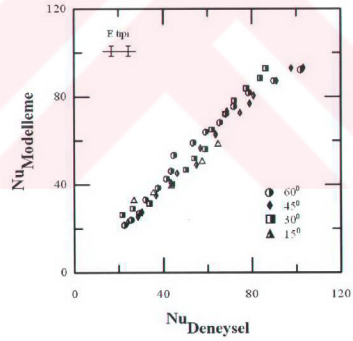


(b)

Şekil 156. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi
(a) $4E&$, (b) $6E&$



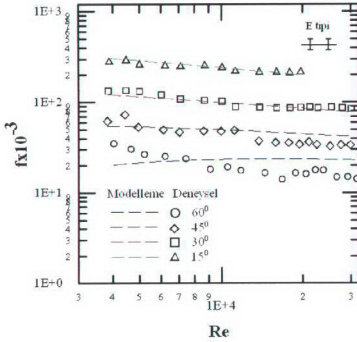
(a)



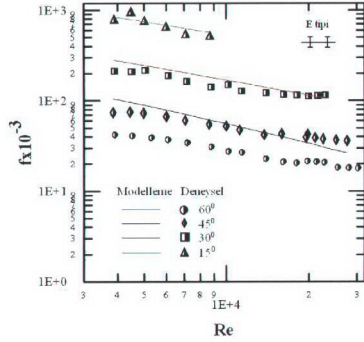
(b)

Şekil 157. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu (a) $4E&$, (b) $6E&$

$4E&$ ve $6E&$ tipli deneylerde, deneysel ve modelleme Nusselt sayıları arasında sırasıyla % 96.4 ve % 97.7 uyum elde edilmiştir.

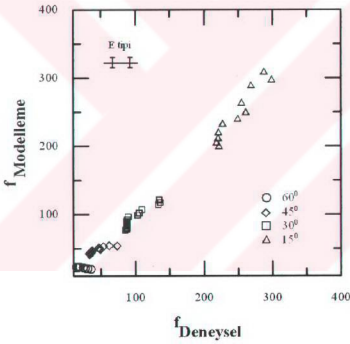


(a)

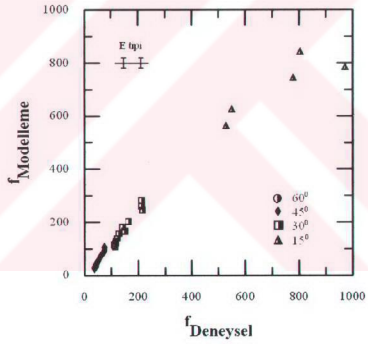


(b)

Şekil 158. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi
(a) $4E\&$, (b) $6E\&$



(a)

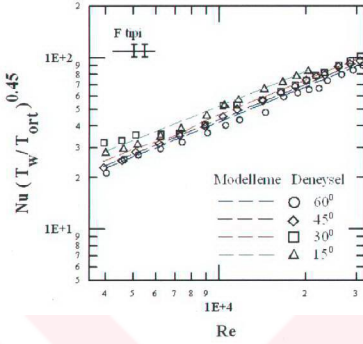


(b)

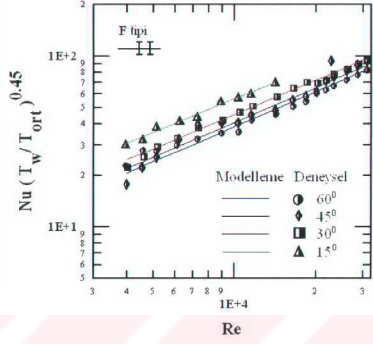
Şekil 159. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) $4E\&$, (b) $6E\&$

$4E\&$ ve $6E\&$ tipli deneylerde, deneysel ve modelleme sürtünme faktörleri arasında sırasıyla % 91.8 ve % 96.7 uyum elde edilmiştir.

f) F Tipi

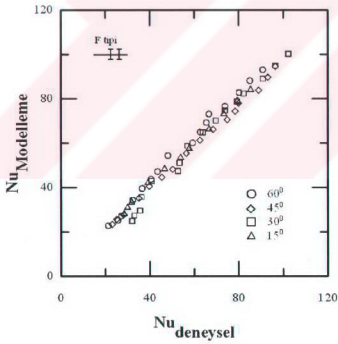


(a)

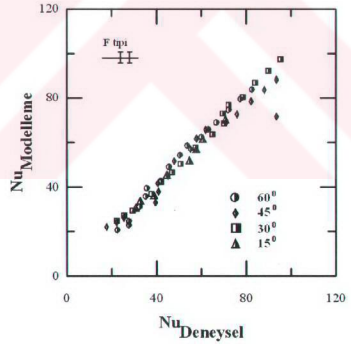


(b)

Şekil 160. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi
(a) 4F&, (b) 6F&



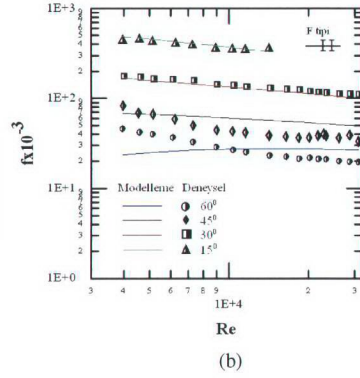
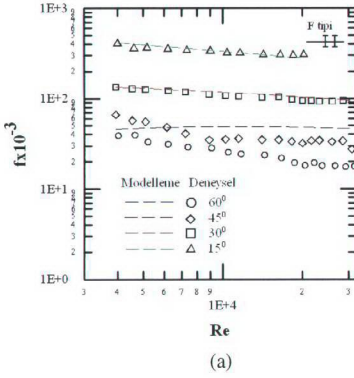
(a)



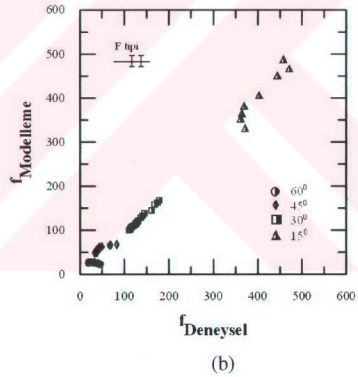
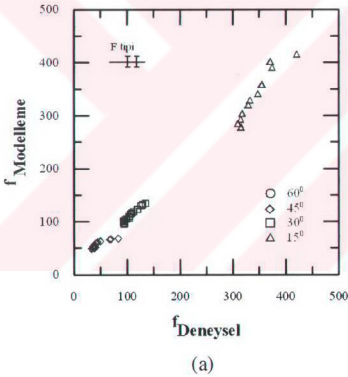
(b)

Şekil 161. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu (a) 4F&, (b) 6F&

4F& ve 6F& tipli deneylerde, deneysel ve modelleme Nusselt sayıları arasında sırasıyla % 97.4 ve % 98.1 uyum elde edilmiştir.

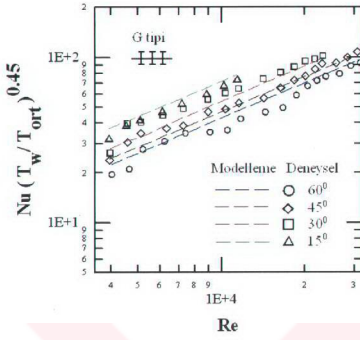


Şekil 162. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) $4F\&$, (b) $6F\&$

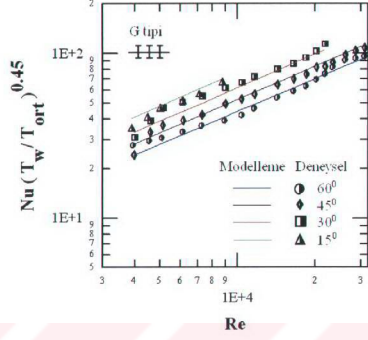


Şekil 163. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) $4F\&$, (b) $6F\&$

$4F\&$ ve $6F\&$ tipli deneylerde, deneysel ve modelleme sürtünme faktörleri arasında sırasıyla % 89.4 ve % 92.6 uyum elde edilmiştir.

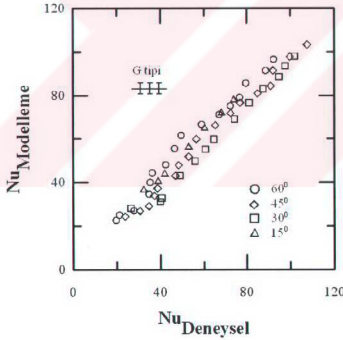
g) **G Tipi**

(a)

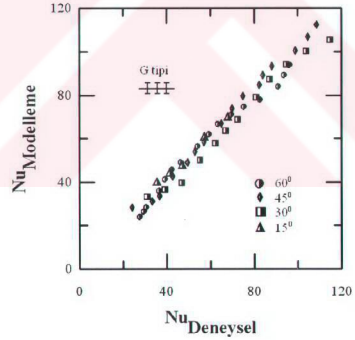


(b)

Şekil 164. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi
(a) **4G&**, (b) **6G&**



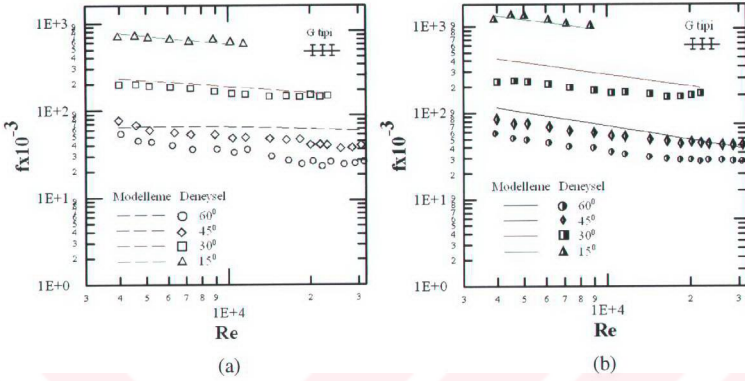
(a)



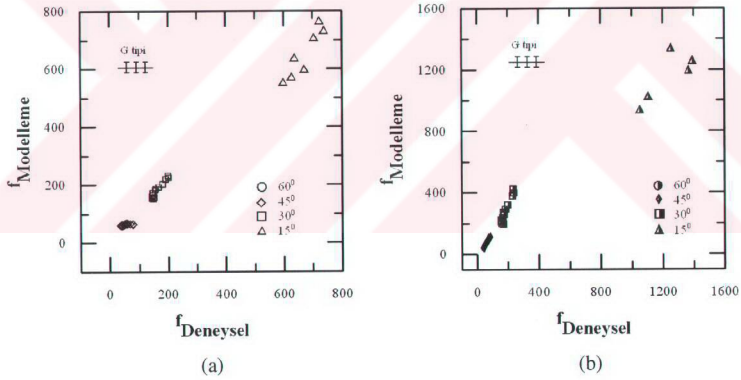
(b)

Şekil 165. Deneysel ve modelleme Nusselt sayılarının uyumu (a) **4G&**, (b) **6G&**

4G& ve **6G&** tipli deneylerde, deneysel ve modelleme Nusselt sayıları arasında sırasıyla % 97.4 ve % 99.6 uyum elde edilmiştir.



Şekil 166. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısı ile değişimi (a) 4G&, (b) 6G&



Şekil 167. Deneysel ve modelleme sürtünme faktörlerinin uyumu (a) 4G&, (b) 6G&

4G& ve 6G& tipli deneylerde, deneysel ve modelleme sürtünme faktörleri arasında sırasıyla % 87.3 ve % 92.6 uyum elde edilmiştir.

4. İRDELEME

4.1. Isı Geçişi ve Sürtünme Faktörü Bulgularının İrdelenmesi

4.1.1. Konuma göre İrdeme

Helisel kanatlı aksenal dönme üreteçleri ile oluşturulan periyodik sönümlenen ve periyodik sönümlenmeyen dönmeli akışta A , B , C , D , E , F ve G tipi deneylere ait ısı geçişi bulguları “ $Nu-Re$ ”, “ $Nu_d / Nu_b - Re$ ” ve “ $Nu_d / Nu_b - \theta$ ” grafiklerinde, basınç düşümü bulguları “ $f-Re$ ”, “ $f_d / f_b - Re$ ” ve “ $f_d / f_b - \theta$ ” grafiklerinde verilerek kanat açısı ve sayısına göre irdeme yapılmıştır. A , B , C tipleri tek dönme üreteçli periyodik sönümlenmeyen; D , E , F tipleri iki dönme üreteçli D ve F tipleri periyodik sönümlenen, E tipi periyodik sönümlenmeyen; G tipi ise üç dönme üreteçli periyodik sönümlenen deney tipleridir. Konuma göre irdemede, dönme üretici kanat sayısının ve kanat açısının değişmesinin ısı geçişine ve basınç düşümüne etkisi incelenmiştir. Ayrıca eşit periyodik aralıklarla yerleştirilen dönme üreteçleri ile yapılan deneyler arasında konum ve dönme üretici sayısı bakımından da karşılaştırma yapılmıştır.

a) **A tipi deneyler:** Literatürde dönmeli akışlar genelde boru girişinden itibaren oluşturulmakta ve incelenmektedir. Bu dönmeli akışlar ya boru girişinde oluşturulmakta ya da boru boyunca devam eden sönümlenmeyen dönme etkisi şeklinde incelenmektedir. Bu çalışmada boru girişinde oluşturulan dönme etkisinin akış alanı boyunca ısı geçişine ve basınç düşümüne etkilerini incelemek için dönme üreticinin boru girişine yerleştirildiği A tipi deneyler yapılmıştır. Şekil 46 ve Şekil 47 birlikte incelendiğinde, en yüksek Nusselt sayıları **4A15** ve **6A15** tipi deneylerde, en düşük Nusselt sayıları ise **4A60** ve **6A60** tipi deneylerde elde edilmiştir. **4A15** tipi deneyde Reynolds sayısının 5000 değerinde Nusselt sayısında % 96 artış görülürken, bu değer Reynolds sayısının 20000 ve 30000 değerlerinde % 93 ' e düşmüştür. **6A15** tipi deneyde ise Reynolds sayısının 5000 değerinde Nusselt sayısında % 163 artış görülürken, Reynolds sayısının 20000 değerinde Nusselt sayısındaki artış % 98 ' e düşmüştür. Bu deney tipinde fan gücünün yetersizliğinden Reynolds sayısının 20000 değerinden yukarıda ölçüm alınamamıştır. Genelde $6A$ tipi deneylerde ısı geçişi $4A$ tipi deneylere göre daha iyidir. Küçük kanat açılarında akış alanındaki dönme etkili olup

bu etki ısı geçişini önemli ölçüde artırmakta, kanat açısının büyümesiyle dönmenin ısı geçişine etkisi azalmaktadır. Kanat açısının büyümesi sonucu cidar etkisi ile sınırlı dönme hareketi periyodu da büyümekte ve cidar sınır tabakasına büyük periyotlu dönme etkimektedir. Bu durum sönmülenen dönmeli akış içiçğinin boru içindeki tur sayısını azaltmaktadır. Şekil 48' de **4A** ve **6A** tipi deneylerde boş boruya göre Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi incelendiğinde; Nusselt sayısında boş boruya göre en yüksek artışın **6&15** tipi dönme üretici ile yapılan deneylerde elde edildiği görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında dönmenin ısı geçişine etkisi yüksek Reynolds sayılarından daha iyidir. Şekil 49' da çeşitli Reynolds sayılarında boş boruya göre Nusselt sayısının kanat açısına göre aldığı değerler görülmektedir. Isı geçişindeki iyileşme kanat açısı arttıkça azalmaktadır. **4A60** tipi deneyde ısı geçişindeki iyileşme tüm Reynolds sayılarında yaklaşık aynıdır. Bu durum **4A15** tipi deneyde de görülmektedir.

Tablo 10. A tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları

Re	$(Nu_d - Nu_b) / Nu_b, (\%)$				f_d / f_b			
	4A15	4A30	4A45	4A60	4A15	4A30	4A45	4A60
5000	93.83	98.77	66.20	43.68	8.43	3.54	2.42	1.2
10000	93.59	80.92	58.52	42.86	10.24	4.17	2.68	1.23
15000	93.44	71.23	54.20	42.38	11.47	4.59	2.85	1.24
20000	93.34	64.67	51.20	42.04	12.43	4.91	2.98	1.27
25000	93.26	59.76	48.91	41.78	13.23	5.18	3.08	1.30
30000	93.22	55.85	47.07	41.56	13.93	5.41	3.17	1.32
	6A15	6A30	6A45	6A60	6A15	6A30	6A45	6A60
5000	163.0	153.9	97.15	59.88	20.50	6.82	2.76	1.38
10000	128.3	111.3	72.74	45.45	25.88	8.10	3.03	1.54
15000	110.2	89.75	59.89	37.63	29.66	8.95	3.20	1.64
20000	98.24	75.83	51.35	32.33	32.68	9.61	3.33	1.72
25000	-	65.73	45.05	28.36	-	10.16	3.43	1.78
30000	-	57.91	40.09	25.21	-	10.63	3.52	1.83

Isı geçişindeki artışla birlikte sürtünme faktöründe de artış görülmektedir. Şekil 50 ve Şekil 51 birlikte incelendiğinde **4A** ve **6A** tipi deneylerde sürtünme faktörleri en yüksekte en düşüğe sırasıyla 15^0 , 30^0 , 45^0 ve 60^0 kanat açısı değerlerinde elde edilmiştir. 4 ve 6 kanatlı dönme üreticileri için sürtünme faktörü değerleri 45^0 ve 60^0 kanat açılarında yaklaşık aynı mertebede iken; 15^0 ve 30^0 kanat açılarında 6 kanatlı dönme üreticilerinde 4 kanatlı dönme üreticilerinden daha fazla artmıştır. Şekil 52' de boş boruya göre sürtünme faktöründeki artış, **6&15** tipi dönme üretici hariç, 4.63 katın altındadır. Reynolds sayısı arttıkça boş boruya göre sürtünme faktöründeki artış artmaktadır. Sürtünme faktörü,

Şekil 53' te görüldüğü gibi, 45° ve 60° de 4 ve 6 kanatlı tip deneylerde aynı sürtünme karakteristiğini göstermektedir. Kanat açısı arttıkça Reynolds sayısının sürtünme faktörüne etkisi oldukça azalmakta ve boş borudaki sürtünme faktörü değerine yaklaşmaktadır. Bu durum dönme periyodunun büyümesinden kaynaklanmaktadır. Tablo 10' dan da görüldüğü gibi sürtünme faktöründe en büyük artış **6A15** tipi deneyde, en düşük artış ise **6A60** tipi deneyde gözlenmiştir.

b) B tipi deneyler: Dönme üreticinin boru girişinden *10D* uzaklığa yerleştirildiği *B* tipi deneylerde; Şekil 54 ve Şekil 55 birlikte incelendiğinde *A* tipi deneylerde olduğu gibi en yüksek Nusselt sayıları **4B15** ve **6B15** tipli deneylerde; en düşük Nusselt sayıları ise **4B60** ve **6B60** tipli deneylerde elde edilmiştir. **4B15** tipli deneyde 5000 Reynolds sayısında Nusselt sayısında % 143 artış görülürken bu değer 20000 Reynolds sayısında % 94.3' e, 30000 Reynolds sayısında % 82 değerine düşmüştür. **4B60** tipli deneyde ise aynı Reynolds sayılarında sırasıyla Nusselt sayısında % 39.7, % 20.5 ve % 15.4 artış görülmüştür.

B tipi deneylerle *A* tipi deneyler karşılaştırıldığında, 15° ve 30° kanat açılarında *B* tipi deneylerde ısı geçişinde daha fazla iyileşme meydana gelirken, 45° ve 60° kanat açılarında ise *A* tipi deneylerde daha fazla iyileşme görülmüştür. Dönme üretici arkasında oluşan dönmeli akış alanının yanında dönme üreticinin ön kısmında oluşan giriş etkisi de ısı geçişini etkilemektedir. Bu giriş etkisi küçük kanat açılarında yüksek, büyük kanat açılarında ise düşüktür. Dönme üretici kanat açısı başlangıç dönme periyodunu belirleyen en önemli faktördür. 45° ve 60° kanat açılarında üretilen dönme periyodunun 15° ve 30° kanat açılarında üretilen dönme periyodundan daha büyüktür. Bu durum akış gözleme deney sonuçları ile de uyumaktadır.

Şekil 56 ve Şekil 57 incelendiğinde ısı geçişinin en fazla **6B15** tipi deneyde arttığı görülmektedir. Sönümlenen küçük periyotlu başlangıç dönmesi (15° kanat açısı) artan Reynolds sayılarında ısı geçişinde büyük periyotlu dönmeden daha etkilidir. **4B30**, **4B45** ve **4B60** tipi deneylerde aynı ısı geçiş karakteri görülmektedir. Kanat sayısının artması, ısı geçişinde düşük kanat açılarında etkili olurken, büyük kanat açılarında ısı geçişini önemli ölçüde etkilememektedir.

Şekil 58, Şekil 59, Şekil 60 ve Şekil 61 birlikte incelendiğinde **6B15** tipinin **4B15** tipine göre çok daha fazla basınç düşümüne neden olduğu ve sürtünme faktörünü artırdığı görülmektedir. Bu durum dönme üretici bölgesine giriş etkisinin 15° kanat açısında en

yüksek değere ulaşmasından kaynaklanmaktadır. Bu durum Şekil 60' da sürtünme faktörünün en fazla arttığı **6B15** deney tipinde bariz şekilde görülmektedir. **4B15** tipi ile **6B15** tipi deneyler arasında yaklaşık 3 kata varan bir artış söz konusudur. Kanat sayısının artması 30° den küçük kanat açılarında sürtünme faktörünü de büyük ölçüde artırmaktadır. Diğer açılarda sürtünme faktörü **4B** ve **6B** deney tiplerinde benzer karakter göstermektedir. 60° kanat açısında 4 ve 6 kanatlı deneylerde boş boruya göre sürtünme faktöründeki artış Reynolds sayısının artmasıyla değişmemektedir. Yine tek dönme üretici olmasına rağmen **B** tipi deneylerdeki sürtünme faktörleri **A** tipi deneylerdekinden yüksektir. Bunun nedeni **A** tipi deneylerde dönme üretici önünde oluşan basınç düşümünün ölçüm bölgesi dışında kalması nedeniyle ölçülememesidir. **B** tipi deneylerde ise dönme üretici boru içinde yer aldığından ön ve arka kısmındaki akışta basınç düşümü ölçülebilmektedir. Bu durumda sürtünme faktörü değerleri daha yüksek elde edilmektedir. Tablo 11' de **B** tipi deneylerde ısı geçişi ve sürtünme faktörü artış oranları verilmiştir.

Tablo 11. **B** tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları

Re	$(Nu_d - Nu_b) / Nu_b$ (%)				f_d / f_b			
	4B15	4B30	4B45	4B60	4B15	4B30	4B45	4B60
5000	143.0	98.42	60.88	39.68	9.37	7.18	3.01	2.06
10000	117.3	87.59	54.25	29.72	11.40	8.50	3.44	2.18
15000	103.5	81.53	50.5	24.23	12.78	9.38	3.72	2.25
20000	94.31	77.35	47.89	20.48	13.86	10.05	3.93	2.30
25000	87.45	74.18	45.9	17.64	14.76	10.61	4.11	2.34
30000	82.01	71.62	44.9	15.38	15.54	11.09	4.26	2.37
Re	6B15	6B30	6B45	6B60	6B15	6B30	6B45	6B60
5000	157.0	128.5	87.83	57.69	30.42	7.33	3.23	2.37
10000	154.3	108.0	66.49	46.97	33.59	9.043	3.77	2.42
15000	152.8	96.96	55.15	41.03	35.59	10.22	4.13	2.46
20000	151.7	89.45	47.58	36.97	37.08	11.15	4.41	2.48
25000	-	83.83	41.96	33.90	-	11.93	4.63	2.50
30000	-	79.36	37.53	31.44	-	12.60	4.82	2.51

c) **C** tipi deneyler: **C** tipi deneyler dönme üreticinin boru ortasına yerleştirildiği deney tipidir. Şekil 62, Şekil 63, Şekil 64 ve Şekil 65 birlikte incelendiğinde dönme üretici kanat sayısının ısı geçişine etkisinin **A** ve **B** tiplerinden daha az olduğu görülmektedir. Isı geçişinde boş boruya göre artış incelendiğinde **4C** ve **6C** tipi deneylerde 15° ve 60° kanat açılarında aynı ısı geçiş karakteri görülmektedir. **C** tipi deneylerle diğer tek dönme üreticili **A** ve **B** tipi deneylerle karşılaştırıldığında ısı geçişinde daha düşük

değerler elde edilirken sürtünme faktöründe ise yaklaşık aynı mertebede değerler elde edildiği görülmüştür. Tablo 10, Tablo 11 ve Tablo 12 karşılaştırıldığında bu durum açıkça görülmektedir.

C tipi deneyler dönme üretici bölgesi içermesi nedeniyle *A* tipi deneylerden farklı, *B* tipi deneylerle ise aynı özelliktedir. *C* tipi deneylerin *B* tipi deneylerden tek farkı ise dönmeli akış bölgesi uzunluğunun daha kısa olmasıdır. Dolayısıyla ısı geçişindeki iyileşme Reynolds sayısının 5000 ve 20000 değerlerinde sırasıyla, *B* tipi deneylerde, örneğin **4B15** tipinde % 143 ve % 94.3, iken **4C15** deney tipinde % 117 ve % 99 olarak gerçekleşmiştir. Sürtünme faktörü değerlerinin ise yaklaşık aynı mertebede kalması dönme sönümlenmesi etkisinin, *L/2* mesafesinden sonra azalarak sürtünme faktörünü oldukça düşük oranda etkilediğini de göstermektedir. Şekil 66, Şekil 67, Şekil 68 ve Şekil 69 incelendiğinde sürtünme faktörü karakteristiklerinin *B* tipi ile benzer karakteristik gösterdiği görülür.

Tablo 12. *C* tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları

Re	$(Nu_d - Nu_b) / Nu_b, (\%)$				f_d / f_b			
	4C15	4C30	4C45	4C60	4C15	4C30	4C45	4C60
5000	117.3	70.8	49.13	38.9	9.96	5.31	2.91	1.81
10000	108.0	63.49	43.41	31.15	12.32	6.17	3.28	1.87
15000	102.7	59.36	40.16	26.82	13.96	6.74	3.52	1.90
20000	99.06	56.49	37.9	23.83	15.25	7.17	3.70	1.93
25000	96.27	54.31	36.17	21.57	16.33	7.52	3.84	1.94
30000	94.02	52.54	34.77	19.74	17.27	7.83	3.96	1.96
	6C15	6C30	6C45	6C60	6C15	6C30	6C45	6C60
5000	124.6	93.1	76.16	36.67	24.39	8.11	3.17	2.06
10000	107.2	75.37	58.03	29.16	28.11	9.72	3.58	2.12
15000	97.64	65.77	48.31	24.96	30.55	10.81	3.85	2.15
20000	91.13	59.27	41.77	22.07	32.40	11.65	4.05	2.17
25000	-	54.41	36.9	19.87	-	12.36	4.22	2.19
30000	-	50.55	33.05	18.1	-	12.96	4.36	2.20

d) D tipi deneyler: Dönmenin boru girişinde ve boru ortasında yerleştirilen iki dönme üretici ile oluşturulduğu *D* tipi deneyler, iki dönme üreticili ilk deneylerdir. Girişte oluşturulan dönme sönümlenerek ilerlediğinden boru ortasında kuvvetlendirilmiş ve periyodik sönümlenen dönmeli akış elde edilmiştir. Böylece ısı geçişinde sağlanan iyileşme 30° kanat açısında, 4 kanat sayısı için *A* tipinden % 18.9, *B* tipinden % 12.1, ve *C* tipinden % 27.8 fazla; 6 kanat açısı için ise *A* tipinden % 24.7, *B* tipinden % 19.8 ve *C* tipinden % 42.3 fazladır. Yine 30° kanat açısında sürtünme faktörü de 4 kanat sayısı için *A* tipinden 2.56 kat, *B* tipinden 1.26 kat ve *C* tipinden 1.73 kat fazla; 6 kanat sayısı için ise

A tipinden 1.65 kat, B tipinden 1.45 kat, ve C tipinden 1.37 kat fazladır. Diğer kanat açlarına göre deney tiplerinin birbiri ile karşılaştırması 4 kanat sayısı için *Ek Tablo 1'* de ve 6 kanat sayısı için *Ek Tablo 2'* de verilmiştir. Şimdiye kadar incelenen A, B ve C deney tiplerinde genelde en iyi ısı geçişi A tipinde, en düşük sürtünme faktörleri ise C tipinde elde edilmiştir. D tipi deneyler A ve C tipi deneylerin bir kombinasyonudur. Burada, A tipi deneylerde olduğu gibi, ilk dönme üretici önünde oluşan basınç düşümünün deney bölgesi dışında kalması nedeniyle, ısı geçişi ve sürtünme faktörü sonuçlarında ilk dönme üretici giriş etkisi yoktur. **4D15** ve **6D15** tipli deneylerde Reynolds sayısının 12000' den büyük değerlerinde ölçüm alınamamıştır.

Şekil 70, Şekil 71 ve Şekil 72 birlikte incelendiğinde ısı geçişinde boş boruya göre en fazla iyileşmenin yine küçük Reynolds sayılarında elde edildiği görülür. Akış alanında 4 ve 6 kanatlı 45° ve 60° aynı ısı geçiş karakteristiği gösterirken düşük kanat açılarında 4 ve 6 kanat farklı olup, 6 kanat daha etkilidir. 45° ve 60° kanat açılarında 4 ve 6 kanat sayısı için ısı geçişinde aynı karakter görülmektedir. Yani D tipi deneylerde 45° kanat açısından büyük açılar için kanat sayısının artırılması ısı geçişini etkilememektedir. **6D15** deney tipinde ise ısı geçişinde boş boruya göre 3 kata varan artışlar elde edilmiştir.

Tablo 13. D tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları

Re	(Nu _d - Nu _b) / Nu _b , (%)				f _d / f _b			
	4D15	4D30	4D45	4D60	4D15	4D30	4D45	4D60
5000	190.1	123.8	105.7	55.30	38.48	9.26	4.08	2.42
10000	168.7	110.8	86.73	45.11	45.04	10.777	4.47	2.46
15000	156.9	103.5	76.46	39.45	49.38	11.77	4.71	2.48
20000	148.8	98.49	69.52	35.58	52.72	12.54	4.89	2.50
25000	-	94.69	64.32	32.65	-	13.17	5.04	2.51
30000	-	91.64	60.19	30.30	-	13.71	5.16	2.52
	6D15	6D30	6D45	6D60	6D15	6D30	6D45	6D60
5000	186.9	172.0	112.7	63.15	42.84	11.88	4.38	2.70
10000	185.1	148.6	90.25	48.42	48.15	13.65	4.84	2.73
15000	184.1	135.9	78.25	40.43	51.55	14.80	5.13	2.75
20000	-	127.3	70.19	35.02	-	15.68	5.35	2.76
25000	-	120.8	64.2	30.97	-	16.40	5.53	2.76
30000	-	115.6	59.46	27.76	-	17.01	5.67	2.77

Şekil 73 incelendiğinde kanat açısının azalmasıyla 6 kanatlı dönme üretici için ısı geçişindeki iyileşme 4 kanatlıdan daha fazla olmaktadır. Büyük kanat açılarında ise ısı geçişindeki iyileşme, Şekil 72' den de görüldüğü gibi, aynı Reynolds sayılarında 4 ve 6 kanatlı dönme üreticileri için aynı mertebededir. Deneylerde optimum Reynolds sayısı

veya kanat açısı elde edilememiştir. Çünkü üretilen dönme, kanat açısı azaldıkça artmakta ve yine Reynolds sayısı arttıkça boş boruya göre ısı geçişindeki iyileşme azalmaktadır.

Şekil 74, Şekil 75, Şekil 76 ve Şekil 77 incelendiğinde diğer tek konumlu deney tipleri ile karşılaştırıldığında, kanat açısı küçüldükçe sürtünme faktörünün tek dönme üreteçli tiplere göre daha fazla arttığı görülmüştür. Bu durum *Ek Tablo 3* ve *Ek Tablo 4'* ten de görülmektedir. Tek dönme üreteçli konumlarda 4 ve 6 kanat sayısı arasında kanat açısının azalmasıyla sürtünme faktöründe görülen artışın *D* tipinde görülmediği Şekil 74' ten anlaşılmaktadır. Bu durum hem Reynolds sayısının hem de kanat sayısının değişmesi ile sürtünme faktörü trendinin önemli ölçüde değişmediğini ortaya koymaktadır.

e) E tipi deneyler : Bu tip deneyler $L/4$ ve $3L/4$ konumlarına dönme üreteçlerinin yerleştirilmesiyle elde edilen periyodik sönümlenmeyen dönmeli akışta ısı geçişi ve basınç düşümü deneyleridir. Bu tip deneyler *B* tipi ve *C* tipi deneylerin kombinasyonu şeklinde düşünülebilir. Yalnız *C* tipi deneylerdeki dönme sönümlenmesi uzunluğu $L/2$ iken *E* tipi deneylerde, ikinci dönme üreteci arkasında, $L/4'$ tür. *D* tipi deneyler, iki dönme üreteçli deney tipleri arasında sönümlenen dönmeli akışın boru boyunca etkidiği tek deney tipidir. *E* ile *D* deney tipleri karşılaştırıldığında ise ısı geçişinin, 60° kanat açısı hariç, *D* tipinde daha iyi olduğu görülmektedir. *E* tipi deneylerde büyük kanat açılarında, **4A60** deney tipi hariç, tek dönme üreteçli deneylerden daha iyi ısı geçişi elde edilmiştir. Şekil 78, Şekil 79, Şekil 80 ve Şekil 81 birlikte incelendiğinde ısı geçişindeki iyileşme, **6E15** deney tipi hariç, diğer tiplerde *D* konumundan daha azdır. Şekil 82, Şekil 83, Şekil 84 ve Şekil 85 birlikte incelendiğinde sürtünme faktörünün de küçük kanat açılarında yüksek olduğu ancak *D* tipi deneylerden farklı olarak 4 kanatlı deneylerin 6 kanatlılardan daha düşük sürtünme faktörü trendi gösterdiği görülmektedir.

Tablo 14' te boş boruya göre Nusselt sayısında ve sürtünme faktöründeki artışlar gösterilmiştir. Boş boruya göre ısı geçişinde ve sürtünme faktöründe en fazla artış **6E15** tipi deneylerde, en düşük artış ise **4E60** tipi deneylerde elde edilmiştir. *D* ve *E* tipleri sürtünme faktörü açısından incelendiğinde, 15° kanat açısı hariç diğer kanat açılarında her iki deney tipinin aynı düzeyde basınç düşümü meydana getirdiği görülmektedir. 15° kanat açısında ise sürtünme faktörü değerinin *D* tipi deneylerde *E* tipinin yaklaşık 1.8 katına çıkması, üretilen dönme periyodunun küçük ve dönme sönümlenmesi etkisinin $L/4$ daha fazla olması nedeniyledir.

Tablo 14. *E* tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları

Re	$(Nu_d - Nu_b) / Nu_b$, (%)				f_d / f_b			
	4E15	4E30	4E45	4E60	4E15	4E30	4E45	4E60
5000	116.0	103.9	63.68	49.21	19.87	8.84	4.11	1.96
10000	101.7	85.19	59.6	42.05	23.33	10.00	4.34	2.02
15000	93.79	75.06	57.27	38.03	25.63	10.74	4.49	2.06
20000	88.37	68.21	55.63	35.24	27.40	11.30	4.60	2.09
25000	-	63.09	54.37	33.12	-	11.76	4.68	2.11
30000	-	59.01	53.35	31.41	-	12.14	4.75	2.12
	6E15	6E30	6E45	6E60	6E15	6E30	6E45	6E60
5000	176.2	98.97	90.37	67.37	54.85	14.11	4.95	2.79
10000	172.5	84.57	75.1	53.11	44.83	14.23	5.03	2.74
15000	170.3	76.63	66.74	45.34	39.83	14.30	5.08	2.70
20000	-	71.21	61.05	40.06	-	14.35	5.12	2.68
25000	-	67.12	56.77	36.11	-	14.39	5.15	2.66
30000	-	63.85	53.36	32.95	-	14.42	5.17	2.65

f) **F tipi deneyler:** Bu tip deneylerde dönme üretici $L/2$ ve $3L/4$ konumlarına yerleştirilmiş olup periyodik sönümlenen dönmeli akışta ısı geçişi ve basınç düşümü bulguları elde edilmiştir. *F* tipi deneylerde dönme sönümlenmesi $L/4$ uzunluğu boyunca etkimekte olup, bu açıdan diğer deney tiplerinden farklılık göstermektedir. Dönme boru ortasından itibaren başladığından, *C* tipi deneylerde olduğu gibi, boru ortasına gelinceye kadar, akışta boş borudaki ısı taşınım katsayısı değeri etkili olmaktadır. Bu açıdan ısı geçişindeki iyileşme, *C* tipi deneylerde olduğu gibi, diğer deney tiplerinden azdır. *F* tipi deneyler; **4F45**, **4F60** ve **6F60** tipi deneyler dışında ısı geçişinde *C* tipi deneylerden daha az iyileştirme meydana getirmiş olup sürtünme faktörü değerleri ise yüksektir. Bu durum iki dönme üretici arasındaki mesafenin $L/4'$ ten büyük olması gerektiğini ortaya koymaktadır. Çünkü özellikle ikinci dönme üretici arkasında dönme sönümlenmesi etkileriyle dönme üretici giriş bölgesinin birbirine karışması ısı geçişinin artmasından çok sürtünme faktörünün artmasına sebep olmuştur. Bu nedenle iki dönme üretici yerleştirilmesi durumunda uygun aralık $L/4'$ ten büyük olmalıdır. Şekil 86, Şekil 87 ve Şekil 88 birlikte incelendiğinde ısı geçişinde 4 kanatlı deneylerin 6 kanatlı deneylerden, **4F15** deney tipi hariç, daha iyi olduğu görülmektedir. Bu tip deneylerde *D* ve *E* tipi deneylerden daha az ısı geçişinde iyileşme elde edildiği, Şekil 86' da kanat açısı azaldıkça ısı geçişindeki iyileşmenin *D* ve *E* tipi deneylerden daha düşük eğimle artmasından anlaşılmaktadır.

Şekil 90, Şekil 91, Şekil 92 ve Şekil 93 birlikte incelendiğinde sürtünme faktörü değerlerinin diğer iki dönme üreticili *D* ve *E* deney tiplerinden daha düşük olduğu

görülmektedir. F tipi deneylerde, Şekil 90' da görüldüğü gibi, Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörü değişim karakteri 4 ve 6 kanat sayılarında benzerdir.

Tablo 15. F tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları

Re	$(Nu_d - Nu_b) / Nu_b, (%)$				f_d / f_b			
	4F15	4F30	4F45	4F60	4F15	4F30	4F45	4F60
5000	101.4	111.8	74.85	62.03	27.26	9.039	3.68	2.52
10000	88.55	82.66	63.91	48.63	32.71	10.65	3.95	2.54
15000	81.41	67.51	57.83	41.31	36.39	11.73	4.11	2.56
20000	76.52	57.53	53.65	36.33	39.24	12.56	4.24	2.57
25000	-	50.2	50.49	32.59	-	13.24	4.33	2.58
30000	-	44.47	47.95	29.62	-	13.82	4.41	2.58
	6F15	6F30	6F45	6F60	6F15	6F30	6F45	6F60
5000	131.9	79.44	58.54	68.44	31.71	12.13	4.51	2.79
10000	108.3	64.09	50.84	45.33	36.33	13.77	4.70	2.80
15000	95.67	55.73	46.51	33.31	39.34	14.82	4.81	2.80
20000	-	50.05	43.51	25.39	-	15.62	4.90	2.80
25000	-	45.8	41.22	19.57	-	16.27	4.96	2.80
30000	-	42.41	39.39	15.02	-	16.82	5.02	2.80

g) **G tipi deneyler** : G tipi deneyler, akış alanında 3 adet dönme üreticinin bulunduğu tek deney tipi olup dönme üreticileri $L/4$, $L/2$ ve $3L/4$ konumlarına yerleştirilerek periyodik sönümlenen dönmeli akış elde edilmiştir. Akış alanında sönümlenmeyen dönmeli akışa benzer bir akışın sağlandığı bu tip deneylerde, Şekil 94, Şekil 95, Şekil 96 ve Şekil 97 birlikte incelendiğinde, 4 ve 6 kanatlı dönme üreticileri ile yapılan deneylerde, ısı geçişinde aynı değişim karakteri görülmektedir. Büyük kanat açılarında dahi kanat açısının ısı geçişine etkisi görülebilmektedir. Bu tip deneyde D tipine benzer trend görülmektedir.

Şekil 98, Şekil 99, Şekil 100 ve Şekil 101 birlikte incelendiğinde ise ısı geçişinden farklı olarak sürtünme faktörünün iki dönme üreticili D tipi deneylerden önemli oranda artış gösterdiği görülmektedir. 3 dönme üreticili ve etki uzunluğu $L/4$ olan G tipi deneylerde sürtünme faktörü küçük kanat açılarında oldukça fazla artmaktadır. Akış alanında oluşan yüksek basınç düşümleri dolayısıyla 2 adetten fazla dönme üreticinin akış alanına yerleştirilmesi önerilmemektedir.

Tablo 16. G tipi deneylerde ısı geçişi ve basınç düşümü artış oranları

Re	$(Nu_d - Nu_b) / Nu_b$, (%)				f_d / f_b			
	4G15	4G30	4G45	4G60	4G15	4G30	4G45	4G60
5000	160.2	141.5	97.3	52.96	50.53	13.61	4.57	3.200
10000	147.7	118.3	80.14	44.01	60.05	15.86	4.975	3.316
15000	140.6	105.8	70.8	39.01	66.44	17.35	5.228	3.385
20000	-	97.3	64.46	35.58	-	18.49	5.416	3.435
25000	-	90.99	59.71	32.97	-	19.43	5.566	3.474
30000	-	-	55.94	30.88	-	-	5.691	3.506
	6G15	6G30	6G45	6G60	6G15	6G30	6G45	6G60
5000	186.5	166.4	112.4	88.90	91.531	15.87	5.264	3.485
10000	179.5	141.3	90.76	67.68	98.919	17.80	5.588	3.642
15000	-	127.7	79.15	56.39	-	19.04	5.787	3.738
20000	-	118.6	71.35	48.85	-	19.98	5.932	3.807
25000	-	-	65.53	43.24	-	-	6.047	3.861
30000	-	-	60.92	38.83	-	-	6.143	3.906

4.1.2. Kanat Açısına Göre İrdeleme

Bu bölümde aynı tip dönme üreticinin, örneğin 15° kanat açılı dönme üretici, değişik konumlarda yerleştirilmesinin ısı geçişi ve sürtünme faktörüne etkisi irdelenmektedir. İncelenen kanat açısı için, 7 değişik konumda ısı geçişi ve sürtünme faktörünün birbirine göre artış oranlarını veren tablolar hazırlanarak *Ek 3'* te verilmiştir. Bu tablolarda Nusselt sayısı artış oranlarında görülen (-) işaretli değerler, o konumda ısı geçişinin karşılaştırılan konumdan daha düşük olduğunu ifade etmektedir. *Ek Tablo 1* ve *2'* de kanat açısına göre konumlar arasındaki ısı geçişi artış oranları, *Ek Tablo 3* ve *4'* te ise kanat açısına göre konumlar arasındaki sürtünme faktörü artışları verilmiştir.

a) 15° kanat açılı deneyler : 15° kanat açısında, bütün kanat açılarındaki en yüksek ısı geçişi ve basınç düşümü değerleri elde edilmiştir. Çünkü akışa en küçük periyotlu dönme bu kanat açısında verilmekte ve akış alanındaki en büyük basınç düşümü de yine bu dönme üreticinde görülmektedir. 15° kanat açısı için elde edilen direnç katsayısının da diğer kanat açılarından büyük olduğu (*Bkz.* Bölüm 3, Şekil 40 ve Şekil 41) görülmektedir. 15° dönme üreteçlerinin göbek uzunluğunun büyük kanat açılı dönme üreteçlerinden daha kısa olması da küçük periyotlu dönme elde edilmesini sağlamıştır. 15° kanat açısında bazı konumlarda Reynolds sayısının 15000, bazılarında da 20000 değerinden yukarıda ölçüm alınamamıştır.

Şekil 102 ve Şekil 103 incelendiğinde, konumlara göre karşılaştırmada görüldüğü gibi, 6 kanatlı deneylerde 4 kanatlı deneylerden daha yüksek ısı geçişi elde edildiği görülmüştür. Bu kanat açısında ısı geçişi için en iyi konumlar, her iki kanat sayısında sırasıyla *D* ve *G* tipidir. En az ısı geçişi ise 4 kanatlıda sırasıyla *F* ve *A* tipleri, 6 kanatlıda ise *C* ve *F* tipleridir. 4 ve 6 kanatlıda ısı geçişinde tek dönme üreteçli akışta *B* konumu diğerlerinden daha etkindir. İki dönme üreteçli akışta *D* konumu iyidir.

Şekil 104 ve Şekil 105 incelendiğinde 15° kanat açısı için 6 kanatlı deneylerde sürtünme faktörü değerlerinin 4 kanatlı deneylerden daha yüksek olduğu görülmektedir. 4 kanatlıda en yüksek sürtünme faktörleri sırasıyla *G* ve *D* tiplerinde, 6 kanatlıda ise *G* ve *E* tiplerinde; en düşük sürtünme faktörleri ise 4 kanatlıda sırasıyla *A* ve *B* tiplerinde, 6 kanatlıda ise *A* ve *C* tiplerinde elde edilmiştir. Tek dönme üreteçli deneylerde en düşük sürtünme faktörü *A* konumunda; ikililerde 4 kanatlıda *E* konumunda, 6 kanatlıda ise *F* konumunda elde edilmiştir. 15° kanat açısında tüm konumların birbirine göre ısı geçişi ve sürtünme faktörü artış oranları *Ek Tablo 1, 2, 3* ve *4'* te görülmektedir.

b) 30° kanat açılı deneyler : 30° kanat açılı deneylerde ısı geçişi ve sürtünme faktöründeki artış 45° ve 60° kanat açılarından fazla 15° kanat açısından ise azdır. Şekil 106 ve Şekil 107 incelendiğinde 30° kanat açısında en iyi ısı geçişi 4 kanatlıda sırasıyla *G* ve *D* tiplerinde, 6 kanatlıda *D* ve *G* tiplerinde; en düşük ısı geçişi ise 4 kanatlıda sırasıyla *C* ve *A* tiplerinde, 6 kanatlıda ise *F* ve *C* tiplerinde görülmüştür. 6 kanatlıda *F* tipi *A, B* ve *C* tiplerinin de altında kalmıştır. Tek dönme üreteçli deneylerde 4 kanatlıda en iyi tip *B* tipi; 6 kanatlıda en iyi tip $10000'$ den düşük Reynolds sayılarında *A* tipi, $10000'$ den yüksek Reynolds sayılarında ise *B* tipidir. İki dönme üreteçli deneylerde 4 ve 6 kanatlıda *D* tipi en iyidir. 6 kanatlıda ısı geçişindeki artış tüm tiplerde yüksek Reynolds sayılarında da 4 kanatlıdan daha belirgindir. Bu durum 30° kanat açısında da yüksek Reynolds sayılarında 6 kanatlı dönme üreteci ile oluşturulan dönmenin ısı geçişinde etkili olduğunu göstermektedir. Bu kanat açısında konumların ısı geçişine etkileri belirgin bir şekilde görülmektedir.

30° kanat açılı dönme üreteçleri yüksek Reynolds sayılarında da ısı geçişinde etkilidir. Reynolds sayısının artmasıyla 4 ve 6 kanatlıda ısı geçişindeki iyileşme artış oranındaki azalma 45° ve 60° kanat açılı dönme üreteçlerine göre azdır. Bu durum küçük periyotlu dönme etkisinin, Reynolds sayısının artmasıyla, ısı geçişini büyük periyotlu dönme etkisinden daha fazla artırdığını ortaya koymaktadır.

Şekil 108 ve Şekil 109 incelendiğinde 30° kanat açısında en büyük sürtünme faktörleri 4 kanatlı dönme üreteçlerinde sırasıyla G ve F tiplerinde; 6 kanatlı dönme üreteçlerinde düşük Reynolds sayılarında G ve E tiplerinde, yüksek Reynolds sayılarında ise G tipi ve tüm iki dönme üreteci içeren deney tiplerinde elde edilmiştir. Tek dönme üreteçli tiplerde 4 ve 6 kanatlıda en düşük sürtünme faktörü A tipinde; iki dönme üreteçli tiplerde ise 4 kanatlıda E tipinde, 6 kanatlıda ise düşük Reynolds sayılarında E tipi hariç, tüm deney tiplerinde görülmüştür. 15° kanat açısı ile karşılaştırıldığında 30° kanat açısı için sürtünme faktörü değerleri her iki kanat sayısı için tüm konumlarda oldukça düşüktür.

c) **45° kanat açılı deneyler :** Şekil 110 ve Şekil 111 incelendiğinde 45° kanat açısında en iyi ısı geçişi 4 kanatlı dönme üreteci için $7000'$ den büyük Reynolds sayılarında E ve A tiplerinde, 6 kanatlı dönme üreteci için G ve A tiplerinde; en düşük ısı geçişi ise 4 kanatlı dönme üreteci için C tipinde, 6 kanatlı dönme üreteci için ise F tipinde gerçekleşmiştir. Bu kanat açısında ısı geçişindeki iyileşmede konumlar arasında belirgin bir fark görülmemektedir. Kanat sayısının artması ise ısı geçişi bakımından konumların birbirine bir miktar daha yakınlaşmasını sağlamıştır. Üstelik dönme üreteci sayısı açısından da açık bir farklılaşma görülmemektedir. $10000'$ den düşük Reynolds sayılarında konumların ısı geçişine etkisi daha belirgindir. Kanat sayısının artması konumların birbirine göre ısı geçişi performansında etkili olmuştur. 4 kanatlıda E tipi artan Reynolds sayısı ile ısı geçişinde etkinleşirken, bu durum 6 kanatlıda G tipinde görülmektedir. Ancak en büyük ısı geçişi değeri her iki kanat sayısında da birbirine çok yakındır.

Şekil 112 ve Şekil 113 incelendiğinde 45° kanat açısının konumlar üzerindeki sürtünme faktörüne etkisi belirgin olarak görülebilmektedir. 4 ve 6 kanat sayısı ısı geçişinde aynı mertebede artış gösterirken sürtünme faktörü değerlerinde 6 kanatın bir miktar yüksek olduğu görülmektedir. 4 ve 6 kanatlıda en yüksek ve en düşük sürtünme faktörü değerleri sırasıyla G ve A tiplerinde elde edilmiştir. Dönmenin boru boyunca sönümlenmesine rağmen sürtünme faktörünün A konumunda diğer tek konumlardan (B ve C tipleri) düşük olması, dönme üretecinin ön kısmında oluşan basınç düşümünün, ölçüm bölgesi dışında kalması nedeniyle, ölçülememesidir. B ve C tiplerinde ise sürtünme faktörü B tipinde daha yüksektir. Bu durum B tipi deneylerde dönme etkilerinin boru çıkışına kadar sürdüğünü de göstermektedir. Çünkü aynı dönme etkisi C tipinde de oluşmakta ancak dönme üreteci konumu boru ortasında olduğu için dönme etkisi sürtünme faktörüne daha az etki etmektedir. İki dönme üreteçli D ve E tipleri aynı sürtünme faktörü trendini

göstermekte iken, *F* tipinde elde edilen sürtünme faktörü değerleri düşüktür. Çünkü *F* tipinde boru ortasından başlayan dönme etkileri sürtünme faktörüne daha az etki etmekte, *D* ve *E* tiplerinde ise dönme etkileri sırasıyla boru girişi ve boru girişinden $L/4$ mesafesinde başladığı için sürtünme faktörünü artırmaktadır.

d) 60° kanat açılı deneyler : İncelenen kanat açıları içinde en büyük dönme periyodu 60° kanat açısında oluşmaktadır. Kanat açısı yanında dönme üreteci göbek uzunluğunun da büyük olması, dönme periyodunun büyümesinde etkili olmuştur. Şekil 114 ve Şekil 115 incelendiğinde 45° kanat açısı ile benzer ısı geçişi karakteri görülmektedir. 60° kanat açısında ısı geçişindeki iyileşmede, Reynolds sayısının artmasıyla dahi konumlar arasında belirgin bir farklılık görülmemektedir. Kanat açısının artması ısı geçişini azaltmakta ve en düşük ısı geçişi 60° kanat açısında elde edilmektedir. Şekil 116 ve Şekil 117 incelendiğinde yine bütün konumlarda en düşük sürtünme faktörünün 60° kanat açısında elde edildiği görülür. 4 ve 6 kanatlıda en yüksek ve en düşük sürtünme faktörü değerleri 45° kanat açısında olduğu gibi sırasıyla *G* ve *A* tiplerinde elde edilmiştir.

4.2. Tersinmezlik ve Isı Geçişi Performans Değerlendirme Bulgularının İrdelenmesi

Helisel kanatlı aksenal dönme üreteçleri ile oluşturulan periyodik sönümlenen ve periyodik sönümlemeyen dönmeli akışta *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *F* ve *G* tipi deneylere ait ısı geçişi bulguları “ I^*-Re ”, ve “ $I^*-\theta$ ” grafiklerinde, ısı geçişi performans değerlendirme bulguları da “ N_a-Re ” grafiklerinde verilerek her kanat sayısı ve her kanat açısı için irdeleme yapılmıştır.

4.2.1. Tersinmezlik Bulgularının İrdelenmesi

Isı geçişi ve sürtünme faktörü bulgularının buraya kadar ki incelemesi, ısı geçişinin ve sürtünme faktörünün en fazla ve en az arttığı deney tiplerini vermesine rağmen etkin dönme üreteci tipini ve konumunu belirlemeye yetmez. Çünkü ısı geçişi bulguları değişik kanat açılarında, çeşitli konum ve kombinasyonlarda sadece ısı geçişindeki iyileşme ile ilgili sonuçları, sürtünme faktörü bulguları ise sadece sürtünme faktöründeki değişimleri vermektedir. Kanat açısının artmasıyla hem Nusselt sayısı hem de sürtünme faktörü

azalmaktadır. Yine Reynolds sayısının artmasıyla ısı geçişindeki artış azalmakta ve sürtünme faktörü değerleri düşmektedir. Bu durum incelenen dönme tipleri için optimum bir kanat açısı, kanat sayısı ve Reynolds sayısı değeri vermemekte aynı zamanda etkin konum tipi veya tipleri belirlenmemektedir. Isı geçişindeki iyileşmenin en az enerji kaybı ile elde edildiği koşulları belirlemek için deneylerde ortaya çıkan tersinmezliklerin belirlenmesi gereklidir. Bir ısı değiştirgecinde biri ΔP değeri ΔT ile ilgili iki birincil tersinmezlik kaynağı vardır. Ancak ΔP ve ΔT 'yi etkileyen ikincil tersinmezlik kaynakları ise dönme üretici tipleri ve konumlarıdır. Bu çalışmada deneysel çalışma için belirlenen dönme üretici tipleri ve bu dönme üreteçlerinin seçilen yerleştirme konumları için deney bölgesinde oluşan tersinmezlikler ekserji analizi yardımıyla hesaplanarak aşağıda irdelenmiştir. Ekserji analizi tersinmezliklerin karşılaştırılması ve dönme üreteçlerinin kanat sayısı, kanat açısı ve yerleşim düzeni gibi özelliklerinin irdelenmesinde önemli bir başlangıç oluşturmaktadır.

" $T^* - Re$ " grafikleri incelendiğinde, tersinmezlik değerlerinde en yüksek artışın 15° kanat açılı 6 kanatlı dönme üreteçleri ile oluşturulan dönmeli akışlarda; en düşük tersinmezlik değerlerinin ise 60° kanat açılı 4 kanatlı dönme üreteçleri ile oluşturulan dönmeli akışlarda elde edildiği görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında, genel olarak bütün deney tiplerindeki tersinmezlik değerleri, yüksek Reynolds sayılarındaki tersinmezlik değerlerinden düşüktür. Bu durum bütün deney tiplerinin düşük Reynolds sayılarında etkin olabileceğini ortaya koymaktadır. Çünkü ısı geçişindeki iyileşme de düşük Reynolds sayılarında yüksektir. " $T^* - \theta$ " grafikleri genel olarak incelendiğinde ise kanat açısının artmasıyla boş boruya göre tersinmezliğin azaldığı görülmektedir. Bu durum büyük periyotlu dönme etkisinin ($\theta > 45^\circ$) daha az tersinmezliğe yol açtığını ortaya koymaktadır. Ancak büyük periyotlu dönemde ısı geçişindeki iyileşme küçük periyotlu dönmeden oldukça azdır.

Şekil 119 incelendiğinde en büyük tersinmezlik değerlerinin **6A15** deney tipinde elde edildiği görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında tersinmezliğin boş boruya göre artmasına karşın; **4A** tipi deneylerde Reynolds sayısının **10000** (**4A15** deney tipi hariç), **6A** tipi deneylerde (**6A30** ve **6A15** deney tipleri hariç) **15000** değerinden sonra tersinmezlikteki artışın Reynolds sayısı ile önemli ölçüde değişmediği görülmüştür. Şekil 120' de ise kanat açısının artmasıyla tersinmezlikteki artış bütün Reynolds sayılarında azalmaktadır. **4A** tipi deneylerde tersinmezlik değerleri **6A** tipi deneylerden,

$Re = 5000$ hariç, daha düşüktür. **6A15** tipinde yüksek Reynolds sayılarında tersinmezlik değerinde boş boruya göre 2 kat artış görülmüştür.

Şekil 121 incelendiğinde **4B** ve **6B** tipi deneylerin tersinmezlik artış trendlerinin yaklaşık birbirine benzer olduğu görülmüştür. **B** tipi deneylerde **A** tipi deneylere nazaran daha düşük tersinmezlik değerleri elde edilmiştir. Şekil 122' de görüldüğü gibi, $Re = 5000$ hariç tüm diğer Reynolds sayılarında, **6B** tipi deneylerde tersinmezlik değerlerindeki artış **4A** tipi deneylerden daha büyüktür.

C tipi deneylerde, Şekil 123' te görüldüğü gibi, kanat sayısının 4 veya 6 olması tersinmezliği önemli ölçüde etkilememektedir. Kanat sayısının büyümesinden çok kanat açısının küçülmesi, Reynolds sayısının artmasıyla tersinmezliği artırmaktadır. **4C** ve **6C** deney tiplerinde, 15° kanat açısı hariç, yaklaşık aynı tersinmezlik değerleri elde edilmiş olup boş boruya göre tersinmezlik değerlerindeki artış göre %20' nin altındadır. Şekil 124 incelendiğinde tüm kanat açılarında diğer deney tiplerine göre en az tersinmezlik değerleri elde edilmiştir.

D tipi deneyler incelendiğinde, Şekil 125 ve Şekil 126' da görüldüğü gibi, **6D30** deney tipinde Reynolds sayısı ile tersinmezliğin önemli ölçüde değiştiği, **6D45** ve **6D60** deney tipinde Reynolds sayısının değişmesinin tersinmezlikteki artışı önemli ölçüde etkilemediği görülmüştür. Bu durum **4D** deney tipinde de benzer şekildedir. Reynolds sayısının 15000 değerine kadar 15° ve 30° kanat açılarında tersinmezlikteki artış yüksek olup büyük Reynolds sayılarında bu artış azalmaktadır. **D** tipi deneylerde tek dönme üreteçli **A**, **B** ve **C** deney tiplerinden daha fazla tersinmezlik üretilmektedir.

E tipi deneylerde, Şekil 127 ve Şekil 128 birlikte incelendiğinde, **4E** tipi deneylerde **6E** tipi deneylerden daha düşük tersinmezlik değerleri elde edilmiştir. Bu tip deneyler iki dönme üreteçli **D** tipi deneyler ile karşılaştırıldığında **4E** tipi deneylerde tersinmezlikteki artışın **4D** tipi deneylerden daha az olduğu görülmüştür. **6E** tipi deneylerde ise **6E15** deney tipi hariç, **6D** tipi deneylerden daha düşük tersinmezlik artışı elde edilmiştir.

F tipi deneylerde, Şekil 129 ve Şekil 130' dan görüldüğü gibi, iki dönme üreteçli deney tipleri arasında en fazla tersinmezlik artışı elde edilmektedir.

Akış alanına üç adet dönme üreteci yerleştirilen tek deney tipi olan **G** deney tipinde, Şekil 131 ve Şekil 132' ye göre tersinmezlikler incelendiğinde, kanat açısı küçüldükçe tersinmezlik değerlerinin boş boruya göre çok fazla arttığı görülmektedir. **G** tipi deneylerde en düşük tersinmezlik değerleri 60° kanat açısında elde edilmiştir. Kanat açısının büyük değerlerinde tersinmezlik değerleri iki dönme üreteçli deney tipleri ile aynı mertebededir.

Dönme üretici sayısının artırılması tersinmezliği önemli ölçüde artırmakta olup, Reynolds sayısının artmasıyla tersinmezlik diğer deney tiplerine göre daha az artmaktadır.

4.2.2. Isı Geçişi Performans Değerlendirme Bulgularının İrdelenmesi

Elde edilen tersinmezlik değerleri incelenen deney tiplerine ait dönme üretici kanat açısı, kanat sayısı ve konumu gibi parametrelerin incelenmesinde önem taşımakta ancak performans açısından bir değerlendirme vermemektedir. Bu durum ısı geçişi performans değerlendirme bulguları incelendiğinde tersinmezlik bulgularından farklı sonuçlar elde edilmesinden anlaşılmaktadır. Isı geçişindeki iyileşme incelendiğine göre, en iyi ısı geçişinin en az tersinmezlikle elde edildiği bir etkinlik kriteri, aranan çözüme en fazla yaklaşımları sağlayacaktır.

“Kapasite küçük değişikliklerle artırılmak mı istenmektedir yoksa en etkin ısı değiştirgeci tasarımı mı yapılacaktır?”

Yukarıdaki soru ısıl proseslerin gerçekleştirildiği işletmelerin cevaplaması gereken bir sorudur. Yapılan çalışma, sorunun ilk bölümünü cevaplamakla birlikte ikinci kısmının veri tabanının oluşturulmasına da ışık tutmaktadır. Optimum çözüm tasarımı ise termodinamik optimizasyon konusu ile ilgilidir.

Minimum etkinlik değeri için boş boruya göre ısı geçişindeki artışın, boş boruya göre tersinmezlikteki artışa eşit olması hali karşılaştırma kriteri olarak alınabilir. Çünkü en az tersinmezlik boş boruda üretildiğine göre, boş boruya göre ısı geçişindeki iyileşmenin tersinmezlikteki artıştan yüksek olması durumunda incelenen durumun etkinliğinden söz edilir. Yani $N_a \geq 1$ ise incelenen durum etkin, $N_a < 1$ ise incelenen durum etkin değildir.

A tipi deneylerde, Şekil 133’ te görüldüğü gibi, 4A deney tipinin etkin olduğu görülmektedir. 6A deney tipinin ise Reynolds sayısının 20000’ den büyük değerlerinde etkin olmadığı elde edilmiştir. 6A60 deney tipinde ise $Re = 15000$ değerinde performans kriteri 1 değerinin altına düşmektedir. Etkin kanat açısı hem 4 hem de 6 kanatlıda 15° kanat açısıdır. Reynolds sayısının artmasıyla 6A tipi deneylerde etkinlik daha fazla azalmaktadır.

B tipi deneylerde, Şekil 134’ e genel olarak bakıldığında, 4B ve 6B tipi deneylerde Reynolds sayısının artmasıyla performans kriterinin aynı trendle azaldığı görülmektedir. Düşük kanat açılarında 6B15 ve 6B30 deney tiplerinin etkinlik değerleri 4 kanatlı dönme

üreteçlerinin etkinlik değerlerinden yüksektir. Bu tipte Reynolds sayısının 20000 değerinden itibaren **6B60** ve **4B60** deney tiplerinin, Reynolds sayısının 25000 değerinden itibaren ise **6B45** deney tipinin etkin olmadığı görülmüştür. *B* tipi deneylerde de 15° kanat açısı en etkin kanat açısıdır. *A* ve *B* tipi deneyler karşılaştırıldığında 4 kanatlı dönme üreteçlerinin etkin olduğu, 6 kanatlı dönme üreteçlerinin ise *A* tipi yerleşiminin etkin olmadığı, *B* tipi yerleşiminin ise 15° ve 30° kanat açılarında etkin olduğu elde edilmiştir.

C tipi deneyler incelendiğinde, bütün kanat açıları ve kanat sayılarında *C* tipi yerleşimin ısı geçişinde etkin olduğu Şekil 135' ten görülmektedir. *C* tipi deneylerde genelde aynı açılar karşılaştırıldığında diğer deney tiplerine göre yüksek etkinlik değerleri elde edilirken aynı zamanda Reynolds sayısı arttıkça diğer deney tiplerine nazaran etkinlik değerleri de daha az düşmektedir. **4C15** ise incelenen tüm deney tipleri içinde en etkin deney tipidir. Dönme üretecinin boru ortasına yerleştirildiği *C* tipi deneylerde, ısı geçişindeki iyileşmenin diğer deney tiplerinden az olmasına rağmen, tüm deney tipleri içinde en az tersinmezlik üreten deney tipi olması dolayısıyla performans katsayısının en yüksek değerlere ulaştığı görülmüştür.

D tipi deneylerde, Şekil 136 incelendiğinde düşük Reynolds sayılarında **6D30** deney tipinde en yüksek etkinlik değerleri elde edilmiştir. Bu deney tipinde, *C* tipinde olduğu gibi, tüm Reynolds sayılarında tüm kanat açılarının etkin olduğu ortaya çıkmıştır. İki dönme üretecinin *D* tipi yerleşimi ısı geçişinde etkindir. Ancak Reynolds sayısının artmasıyla etkinlik değerlerinde *C* tipinden daha hızlı bir azalma söz konusudur. 10000' den düşük Reynolds sayılarında *D* tipi deneyler *C* tipi deneylerden daha etkindir.

E tipi deneylerde de, Şekil 137 incelendiğinde etkinlik tüm kanat açıları ve kanat sayılarında 1 değerinden yüksektir. Ancak etkinlik değerleri *C* ve *D* tipi deneylerden, 60° kanat açısı hariç, düşüktür.

F tipi deneylerde, Şekil 138' den de görüldüğü gibi *F* tipi yerleşim etkinlik açısından önerilmeyen bir yerleşim tipidir. Bu tip deneylerde, **4F60** deney tipi hariç, etkinlik değeri 1' in altına inmiştir.

G tipi deneyler, Şekil 139 incelendiğinde küçük kanat açıları ve kanat sayılarında etkin olmakla birlikte bu açılarda yüksek Reynolds sayılarındaki etkinlik değerleri fan gücü yetersizliğinden belirlenememiştir. Düşük Reynolds sayılarında *G* tipi yerleşim etkin olmakla birlikte, etkinlik değerlendirmesinde *F* tipi deneylerden sonra önerilmeyen ikinci deney tipidir.

Tablo 17' de tüm deney tipleri için tersinmezlik artış oranı ve etkinlik karakteristikleri görülmektedir. Tablo 18' de ise ısı geçişinin en yüksek, sürtünme faktörünün en düşük, tersinmezlik değerinin en küçük ve etkinlik değerlerinin en yüksek olduğu 4 ve 6 kanatlı iki deney tipi yan yana verilmektedir. Kanat açısının artmasıyla tersinmezlik değerleri azalmaktadır. Bütün deneylerde 60° kanat açısında en az tersinmezlik değerleri elde edilmiştir. C tipi yerleşimin tersinmezliği en az artıran deney tipi olduğu ortaya çıkmıştır. Dönme üretici sayısının artırılması tersinmezliği de önemli ölçüde artırmaktadır. Bunun nedeni de akış alanındaki dönme üreteçlerinin daha fazla basınç düşümüne yol açarak ısı geçişinden çok sürtünme faktörünü artırmasıdır. İki den fazla dönme üreticinin yerleştirilmesi tersinmezlik açısından tavsiye edilmemektedir. İncelenen parametreler açısından; etkin konumlar C, D ve E konumları, etkin Reynolds sayısı değerleri 3500 ± 15000 aralığı, etkin dönme üretici kanat sayısı değeri düşük Reynolds sayılarında 6, yüksek Reynolds sayılarında 4 ve etkin kanat açısı değerleri 30° den küçük kanat açılarıdır.

Isı değiştirgeci ve dönme üretici tiplerinin geometrik optimizasyonu zor ve karmaşık işlemler gerektirmektedir. Ayrıca ısı değiştirgecinin yatırım ve ekserji harcamaları arasında "istenen şartlara ulaşma maliyetini" en aza indirecek denge kurulması da termodinamik optimizasyonun geometrik optimizasyondan sonraki son aşamasını oluşturmaktadır [63]. Termodinamik optimizasyon bu çalışmanın kapsamı dışında tutulmuştur.

Tablo 17. Tersinmezlik artış oranları ve performans değerlendirme sonuçları – 4 kanat

Tip-Re	$(I_d - I_b) / I_b, (\%)$				N_a			
	4&15	4&30	4&45	4&60	4&15	4&30	4&45	4&60
A-5000	36.46	32.23	24.41	36.46	1.377	1.457	1.257	1.155
A-10000	42.9	38.26	25.11	42.9	1.22	1.266	1.147	1.142
A-15000	44.98	40.21	25.34	44.98	1.178	1.181	1.1	1.136
A-20000	46.02	41.17	25.45	46.02	1.157	1.128	1.071	1.132
A-25000	46.63	41.75	25.52	46.63	1.145	1.09	1.051	1.13
A-30000	47.04	42.13	25.56	47.04	1.137	1.06	1.035	1.127
B-5000	45.22	39.59	23.43	9.89	1.673	1.421	1.325	1.271
B-10000	58.15	46.08	30.94	16.53	1.374	1.284	1.178	1.113
B-15000	62.34	48.18	34.02	18.68	1.254	1.225	1.123	1.047
B-20000	64.41	49.22	35.54	19.74	1.182	1.189	1.091	1.006
B-25000	65.65	49.84	36.45	20.38	1.132	1.162	1.069	0.977
B-30000	66.47	50.25	37.05	20.8	1.093	1.142	1.053	0.955
C-5000	16.84	4.12	6.599	2.428	1.86	1.642	1.399	1.41
C-10000	24.44	11.59	8.521	3.945	1.671	1.465	1.321	1.285
C-15000	26.94	14.09	9.154	4.445	1.597	1.397	1.284	1.221
C-20000	28.19	15.33	9.469	4.693	1.553	1.3577	1.26	1.18
C-25000	28.93	16.07	9.657	4.842	1.522	1.329	1.242	1.149
C-30000	29.43	16.57	9.782	4.941	1.499	1.309	1.228	1.124
D-5000	39.8	14.25	27.55	12.09	2.075	1.959	1.613	1.385
D-10000	62.99	42.59	31.08	16.19	1.648	1.478	1.425	1.249
D-15000	70.49	51.77	32.22	17.52	1.507	1.341	1.335	1.187
D-20000	74.21	56.31	32.79	18.18	1.428	1.27	1.277	1.147
D-25000	-	59.02	33.12	18.57	-	1.224	1.234	1.119
D-30000	-	60.82	33.35	18.83	-	1.192	1.201	1.097
E-5000	35.12	18.7	12.71	1.000	1.598	1.718	1.452	1.510
E-10000	53.05	32.37	11.78	6.295	1.318	1.399	1.428	1.336
E-15000	58.85	36.79	11.47	8.715	1.22	1.28	1.411	1.27
E-20000	61.73	38.98	11.33	9.912	1.165	1.21	1.398	1.23
E-25000	-	40.29	11.24	10.63	-	1.163	1.388	1.203
E-30000	-	41.16	11.18	11.1	-	1.127	1.379	1.183
F-5000	68.13	51.5	40.78	24.54	1.198	1.398	1.242	1.301
F-10000	93.26	52.93	48.48	25.29	0.976	1.194	1.104	1.186
F-15000	101.4	53.39	50.97	25.53	0.901	1.092	1.045	1.126
F-20000	105.4	53.61	52.2	25.65	0.859	1.026	1.01	1.085
F-25000	-	53.75	52.94	25.72	-	0.977	0.984	1.055
F-30000	-	53.84	53.43	25.77	-	0.939	0.964	1.031
G-5000	84.2	67.53	45.46	31.23	1.413	1.442	1.356	1.166
G-10000	109	82.3	50.04	33.8	1.180	1.197	1.201	1.076
G-15000	118	87.08	51.52	34.64	1.103	1.100	1.127	1.033
G-20000	-	89.45	52.25	35.05	-	1.041	1.080	1.004
G-25000	-	90.86	52.69	35.29	-	1.001	1.046	0.983
G-30000	-	-	52.98	35.46	-	-	1.019	0.9666

$1 < N_a < 1.1$ olduğu etkinlik sınırına yakın bölgeler

$N_a < 1$ olduğu etkinlik sınırının altındaki bölgeler

Tablo 17(dev.). Tersinmezlik artış oranları ve performans değerlendirme sonuçları - 6 kanat

Tip-Re	$(I_a - I_b) / I_b, (\%)$				N_a			
	6&15	6&30	6&45	6&60	6&15	6&30	6&45	6&60
A-5000	75.72	27.43	30	19.82	1.497	1.992	1.516	1.334
A-10000	89.17	58.35	40.59	31.87	1.207	1.334	1.229	1.103
A-15000	93.52	68.36	44.01	35.77	1.086	1.127	1.11	1.014
A-20000	95.68	73.31	45.71	37.71	1.013	1.015	1.039	0.961
A-25000	-	76.26	46.72	38.86	-	0.94	0.989	0.924
A-30000	-	78.22	47.39	39.62	-	0.886	0.95	0.897
B-5000	38.42	40.13	26.66	15.84	1.856	1.63	1.483	1.361
B-10000	66.68	49.73	37.45	29.28	1.526	1.389	1.211	1.137
B-15000	75.83	52.84	40.95	33.63	1.438	1.289	1.101	1.055
B-20000	80.35	54.38	42.67	35.78	1.396	1.227	1.034	1.009
B-25000	-	55.29	43.7	37.07	-	1.184	0.988	0.977
B-30000	-	55.9	44.39	37.92	-	1.15	0.952	0.953
C-5000	16.03	84.1	5.44	2.04	1.936	1.781	1.735	1.364
C-10000	29.07	15.18	7.44	4.24	1.605	1.523	1.471	1.237
C-15000	33.36	17.41	9.381	5.812	1.482	1.412	1.356	1.181
C-20000	35.5	18.52	10.35	6.504	1.411	1.344	1.285	1.146
C-25000	-	19.18	10.92	6.917	-	1.296	1.234	1.121
C-30000	-	19.62	11.31	7.192	-	1.259	1.195	1.102
D-5000	51.54	24.47	34.75	17.4	1.893	2.185	1.578	1.39
D-10000	71.02	58.25	37.77	19.69	1.667	1.71	1.381	1.24
D-15000	77.33	69.19	38.74	20.43	1.602	1.394	1.285	1.166
D-20000	-	74.6	39.22	20.79	-	1.302	1.222	1.118
D-25000	-	77.82	39.51	21.01	-	1.242	1.177	1.082
D-30000	-	79.97	39.7	21.16	-	1.198	1.141	1.054
E-5000	75.16	29.54	26.68	15.95	1.577	1.536	1.503	1.443
E-10000	84.25	50.305	27.32	19.76	1.479	1.228	1.375	1.278
E-15000	87.2	57.028	27.52	20.99	1.444	1.125	1.307	1.201
E-20000	-	60.35	27.63	21.6	-	1.068	1.262	1.152
E-25000	-	62.33	27.69	21.97	-	1.029	1.228	1.116
E-30000	-	63.66	27.73	22.21	-	1.001	1.201	1.088
F-5000	79.35	59.19	36.36	26.94	1.293	1.127	1.163	1.327
F-10000	96.89	60.91	48.95	28.85	1.058	1.020	1.013	1.128
F-15000	110.26	61.47	53.03	29.47	0.966	0.964	0.957	1.030
F-20000	-	61.74	55.05	29.77	-	0.928	0.926	0.966
F-25000	-	61.91	56.25	29.96	-	0.900	0.904	0.92
F-30000	-	62.02	57.05	30.08	-	0.879	0.888	0.884
G-5000	95.37	92.25	49.84	36.72	1.466	1.385	1.417	1.382
G-10000	192	97.61	57.48	44.42	1.336	1.221	1.211	1.161
G-15000	-	99.34	59.96	46.91	-	1.142	1.12	1.065
G-20000	-	120.0	61.18	48.15	-	1.092	1.063	1.005
G-25000	-	-	61.91	48.88	-	-	1.022	0.962
G-30000	-	-	62.4	49.37	-	-	0.991	0.929

$1 < N_a < 1.1$ olduğu etkinlik sınırına yakın bölgeler

$N_a < 1$ olduğu etkinlik sınırının altındaki bölgeler

Tablo 18. Nu_{max} , f_{min} , I_{min} , $(N_a)_{max}$ değerlerinin elde edildiği deney tipleri

Deney Tipi	Nu_{max}		f_{min}		I_{min}		$(N_a)_{max}$	
	$n = 4$	$n = 6$	$n = 4$	$n = 6$	$n = 4$	$n = 6$	$n = 4$	$n = 6$
	4G30	6D30	4A60	6A60	4C60	6C60	4C15	6C30
Nu (%)	106.0	136.7	42.4	38.1	27.0	49.0	102.9	66.4
f (kat)	16.9	14.9	1.3	1.6	1.8	3.9	14.2	10.9
I (%)	83.4	64.1	44	33.9	4.2	5.5	25.8	12.99
N_a	1.26	1.51	1.14	1.04	1.23	1.19	1.62	1.44

Not: “4D15” deney tipinde Nusselt sayısında en büyük artış % 166.1 olarak gerçekleşmiştir. Ancak Reynolds sayısı en fazla 20000 değerine ulaştığından bu deney tipi tabloda yer almamıştır. Bu deney tipinde f , 46.4 kat ve I , % 61.9 artmış; N_a ise 1.66 değerine ulaşmıştır.

“6C15” deney tipinde etkinlik 1.61 olarak gerçekleşmiştir. Ancak Reynolds sayısı en fazla 20000 değerine ulaştığından bu deney tipi tabloda yer almamıştır. Bu deney tipinde Nu , % 105, f , 28.86 kat ve I , % 28.49 artmıştır.

4.3. Matematiksel Modelleme Bulgularının İrdelenmesi

4.3.1 Matematiksel Model Isı Geçişi ve Sürtünme Faktörü Bulgularının İrdelenmesi

Matematiksel model ısı geçişine ve sürtünme faktörüne uygulandığında, verilen bir konumda kanat açısının değişmesinin ısı taşınım katsayısına ve sürtünme faktörüne etkisini dikkate almakta ve başlangıç en büyük dönmesinin akış alanında etki uzunluğu boyunca sönümlenmesinin ısı taşınım katsayısına ve sürtünme faktörüne etkisini veren iki eşitlik vermektedir. Bu eşitlikler, verilen bir konumda periyodik sönümlenen ve periyodik sönümlenmeyen dönmeli akışta ısı geçişinin ve sürtünme faktörünün kanat açısına göre değişimini ifade etmektedir. Elde edilen ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü değerleri dönmeli akış alanındaki ortalama değerlerdir. Sönümlenmeyen dönmeli akışta ısı geçişi ve sürtünme faktörü ifadeleri, kanat açısı θ ya bağlı olarak boyut analizinden türetilmiş; dönme üretici arkasındaki periyodik ve periyodik olmayan etki uzunluklarının ısı geçişine ve sürtünme faktörüne etkileri ise matematiksel model yardımıyla elde edilmiştir. Eşitliklerdeki sabitler etki uzunluklarına göre çeşitli değerler almaktadır.

Isı geçişi için genel eşitlik,

$$Nu_d = Nu_b + \left(\frac{1}{m} \right) \underbrace{\left[Nu_b - a \operatorname{Re}^b \operatorname{Pr}^e \operatorname{Sin} \theta \frac{b}{1-\pi/2\theta} e^{-c} \right]}_{Nu_b - Nu_{\max}} \underbrace{\left[e^{-mL_1^*} + e^{-mL_2^*} + \dots + e^{-mL_N^*} - N \right]}_{\text{Dönme sönümlenmesi etkisi}} \quad (80)$$

şeklinde yazılabilir. Sürtünme faktörü için genel eşitlik ise,

$$f_d = f_b + \left(\frac{1}{m} \right) \underbrace{\left[f_b - a \operatorname{Re}^b \operatorname{Sin} \theta \frac{\pi-2b\theta}{\pi-2\theta} \right]}_{f_b - f_{\max}} \underbrace{\left[e^{-mL_1^*} + e^{-mL_2^*} + \dots + e^{-mL_N^*} - N \right]}_{\text{Dönme sönümlenmesi etkisi}} \quad (81)$$

şeklinde dir. Bu eşitliklerde, N dönme üretici sayısı, m dönme sönümlenmesi sabiti, a etki çarpanı, b Reynolds sayısı üssü, e Prandtl sayısı üssü ve $L_1^*, L_2^*, \dots, L_N^*$ dönme üretici etki uzunluklarıdır. Bu eşitlikler periyodik sönümlenen ve periyodik sönümlenmeyen dönmeli

akışlarda ısı geçişi ve sürtünme faktörü için geçerlidir. Periyodik sönümlenen dönmeli akışta $L_1^* = L_2^* = \dots = L_N^*$ olmaktadır. Eşitlikteki m , a , b ve e değerleri Bölüm 3' te Tablo 8 ve Tablo 9' da verilmiştir.

Eşitlik (80) ve (81) incelendiğinde periyodik veya periyodik olmayan dönme sönümlenmesi etkisi eşitliklerin sağ tarafındaki “*dönme sönümlenmesi etkisi*” ifadesinde görülmektedir. Isı geçişini ve sürtünme faktörünü kanat sayısı, kanat açısı, dönme üretici sayısı ve etki uzunlukları etkilemektedir. Bu eşitliklerde kanat sayısı etkisinin görülmemesinin sebebi ise ısı geçişi deneylerinde kanat sayısından çok kanat açısının etkili olmasıdır. Ancak kanat sayısının artmasının sürtünme faktörüne etkisinin büyük olmasına rağmen sürtünme faktörü eşitliğinde kanat sayısı etkisi görülmemektedir. Burada kanat sayısı etkisi model sabitleri içerisinde yer almaktadır. Nitekim ısı geçişi ve sürtünme faktöründeki model sabitleri, tüm deney tiplerinde 4 ve 6 kanat sayıları için ayrı ayrı belirlenmiştir.

Genel olarak deney sonuçlarına bakıldığında, gerek Nusselt sayısı gerekse sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ile değişiminde, verilen bir deney tipi için kanat açısının değişmesiyle eğimin değiştiği görülmüştür. Bu değişim Nusselt sayılarında oldukça az, sürtünme faktörlerinde ise daha fazla olarak ortaya çıkmaktadır. Matematiksel model uygulandığında, Reynolds sayısı üssü yani “ b ” değerlerine bakıldığında bu durum açıkça görülmektedir. Deneysel verilere bağlı olarak çeşitli deney tiplerinde elde edilen Nusselt eşitliğinde “ b ” sayısı 4 ve 6 kanatlı dönme üreticileri için sırasıyla 0.61 - 0.81 ve 0.59- 0.79 değerleri arasında değişmekte iken; sürtünme faktörü eşitliğinde “ b ” sayısı 4 ve 6 kanatlı dönme üreticileri için sırasıyla 0.18 - 0.36 ve 0.29 - 0.48 aralığında değerler almaktadır. Bu sonuçlardan görüldüğü gibi ısı geçişi, Reynolds sayısının artmasıyla, 4 kanatlı deney tiplerinde 6 kanatlı deney tiplerinden daha hızlı artmakta; sürtünme faktörü ise Reynolds sayısının artmasıyla 6 kanatlı deney tiplerinde 4 kanatlı deney tiplerinden daha hızlı azalmaktadır. Bu durum matematiksel model ile deney sonuçlarının iyi uyumunu ortaya koymaktadır. Isı taşınım hesaplarında boş boruda türbülanslı akış için verilen Dittus-Boelter eşitliğinde Reynolds sayısı üssü 0.8, Prandtl sayısı üssü 0.4' tür. Yine sürtünme faktörü hesaplarında boş boruda türbülanslı akış için verilen Blasius eşitliğinde Reynolds sayısı üssü -0.25' tir [54]. Matematiksel model sonuçları irdelendiğinde Nusselt eşitliğinde Reynolds sayısı üssünün 4 ve 6 kanatlı bütün deney tiplerinde, sırasıyla, ortalama 0.781 ve 0.721 (F tipi hariç) civarında değerler aldığı ve yine sürtünme faktörü eşitliğinde Reynolds sayısı üssünün 4 ve 6 kanatlı deneylerde, sırasıyla, ortalama -0.279 ve -0.371 civarında

değerler aldığı görülmektedir. Bu durum incelenen dönmeli akış tiplerinde ısı geçişi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkinin, “başlangıç dönmesi” ve “dönme sönümlenmesi etkisi” terimlerinden kaynaklandığını ortaya koymaktadır. Tabii ki başlangıç dönmesi ve dönme sönümlenmesi, dönme üretici tipine bağlıdır. Bu nedenle verilen model her tip dönme üreticine uygulanabilir ve eşitlik sabitleri elde edilebilir. Literatürde genellikle ısı geçişine ve sürtünme faktörüne dönme etkisinin; Reynolds sayısının yanında “dönme sayısı (s)” nın bir çarpan olarak verildiği veya dönme üretici tipine ait karakteristiklerinin Reynolds sayısı yanında çarpan olarak yer aldığı çok sayıda eşitlikler türetilmiş olup, genelleştirilmiş eşitlikler yoktur. Burada açıklanan matematiksel model, periyodik sönümlenen ve periyodik sönümlenmeyen dönmeli akışlardaki ısı geçişi ve basınç düşümünün hesaplanması için genel bir eşitlik sunmaktadır. Bu genel eşitlik üzerinde çeşitli dönmeli akış tipleri için yapılan deneyler genelleştirilebilir. Ancak bu genelleştirmede matematiksel model elde edilirken yapılan kabuller dikkate alınmalıdır. (81) eşitliği “ m ” değerinin “ \cdot ” işareti de göz önüne alınarak yeniden aşağıdaki gibi düzenlenirse

$$f_d = f_b - f_b \left(\frac{1}{m} \right) (e^{mL_1^*} + e^{mL_2^*} + \dots e^{mL_N^*} - N) + f_{\max} \left(\frac{1}{m} \right) (e^{mL_1^*} + e^{mL_2^*} + \dots e^{mL_N^*} - N)$$

elde edilir. Sağdaki son iki terimden $f_{\max} > f_b$ olduğundan f_d boş borudaki değerinden daha büyük değerler alacaktır. Bu nedenle aynı deney tipi için f_{\max} ' ın büyümesine neden olan

$$\text{“ } \sin \theta \frac{\pi - 2b\theta}{\pi - 2\theta} \text{ ”}$$

terimi (başlangıç dönmesi) incelenmelidir. Bu terim θ ' nin azalmasıyla büyümektedir. Böylece kanat açısının küçülmesinin sürtünme faktörünü artırdığı ortaya çıkar. Boş boruya göre sürtünme faktörünün artımını etkileyen diğer bir terim de

$$\text{“ } \left(\frac{1}{m} \right) (e^{mL_1^*} + e^{mL_2^*} + \dots + e^{mL_N^*} - N) \text{ ”}$$

ifadesi ile verilen “dönme sönümlenmesi etkisi” terimidir. Benzer etki Nusselt sayısı ifadesinde de görülebilir. Yani kanat açısı θ ' nin azalmasının ısı geçişini artırdığı görülür.

Dönme sönümlenmesi etkisi, sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı değerlerini “ m ” sayısına bağlı olarak farklı ölçüde etkilemektedir. “ m ” sayısı, kanat sayısı ve deney tiplerine göre değişik değerler almaktadır. Matematiksel modelde, Nusselt sayısı için 4 ve 6 kanatlı deney tiplerinde, F tipi hariç, elde edilen “ m ” sayısı, sırasıyla, “ $-1.87 \div -13.66$ ” ve “ $-1.32 \div -7.08$ ” aralığında değişmekte iken; sürtünme faktörü eşitliğinde 4 ve 6 kanatlı deney tiplerinde, “ m ” sayısı, sırasıyla, “ $-0.78 \div -13.7$ ” ve “ $-2.14 \div -16.64$ ” aralığında değerler almaktadır. “ m ” değerinin mutlak olarak artması genelde ısı geçişini ve sürtünme faktörünü artırmaktadır. Ancak F tipi deneylerde, 4 ve 6 kanat sayısı için ısı geçişi matematiksel model sabiti m ’nin diğer deneylerden farklı olarak pozitif değerler aldığı görülmüştür. Bunun nedeni ısı geçişindeki artışın azalmasıyla “ m ” sabitinin pozitif değerlere kaymasıdır. Çünkü en düşük ısı geçişi F tipi deneylerde elde edilmiştir. “ m ” sabiti işaretinin “ $+$ ” veya “ $-$ ” olduğu her durumda ısı geçişi artmaktadır. “ $m = 0$ ” değeri için ise boş borudaki Nusselt sayısı değeri elde edilir.

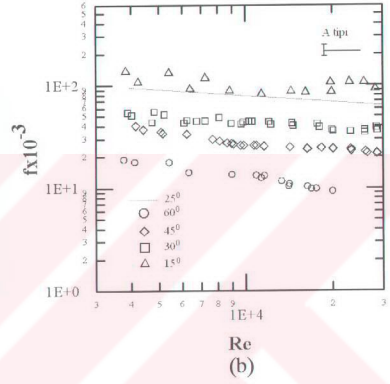
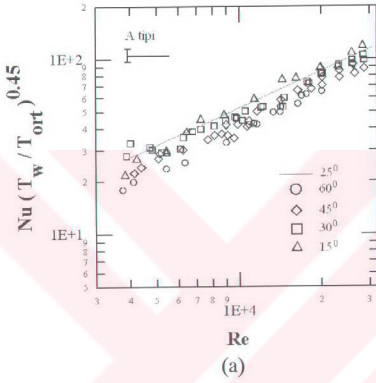
Matematiksel model sabitlerinden “ a ” etki çarpanı incelendiğinde, (80) eşitliğinden görüldüğü gibi, “ a ” sabiti değerlerinin küçülmesinin ısı geçişini artırdığı ortaya çıkmaktadır. Gerçekten de Tablo 8 ve Tablo 9 incelendiğinde “ a ” etki çarpanı değerlerinin küçük olduğu deney tiplerinde ısı geçişi en yüksek değerleri almaktadır. (81) eşitliği incelendiğinde ise “ a ” sabiti değerlerinin büyümesinin sürtünme faktörü değerlerini artırdığı ortaya çıkmaktadır. Bu durum, yine Tablo 8 ve Tablo 9 incelendiğinde, iki ve üç dönme üretilen deney tiplerinde etki çarpanının büyük değerler almasından anlaşılmaktadır.

4.3.2 Matematiksel Modelin 25 °Kanat Açısı için İrdelenmesi

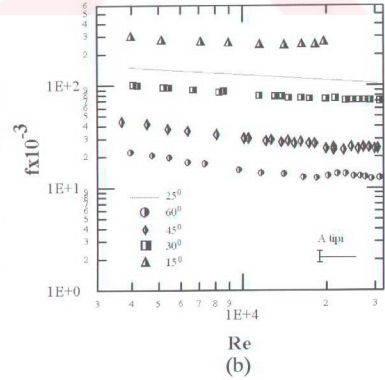
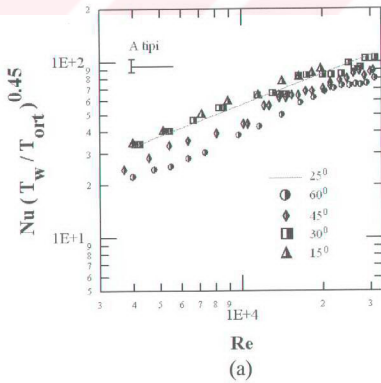
Helisel kanatlı eksenel dönme üretecine ait ısı geçişi ve sürtünme karakteristikleri çeşitli konum ve kombinasyonlarda matematiksel model yardımıyla 15 °, 30 °, 45 ° ve 60 ° kanat açıları için elde edilmiş olup, matematiksel model verilen herhangi bir deney tipi için 15 ° + 60 ° kanat açısı aralığındaki tüm kanat açısı değerlerine uygulanabilme özelliğine sahiptir. Bu amaçla, 15 ° + 30 ° kanat açısı aralığında en iyi etkinlik değerleri elde edildiğinden 25 ° kanat açısı seçilerek A, B, C, D, E, F ve G tipi deneylere matematiksel model uygulanmıştır. Aşağıdaki şekillerde deneylerle 25 ° kanat açısı için matematiksel model karşılaştırması verilmektedir.

Matematiksel model 25° kanat açısı değerine başarıyla uygulanmış ve elde edilen sonuçlardan modelin deneysel ısı geçişi ve sürtünme faktörü sonuçlarına uyumunun çok iyi olduğu görülmüştür. Burada önemli olan ısı geçişi ve sürtünme faktörü deneysel verileri olmadan bu uyumun sağlanmasıdır.

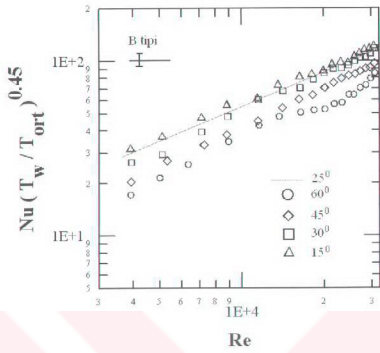
a) **A tipi deneyler**



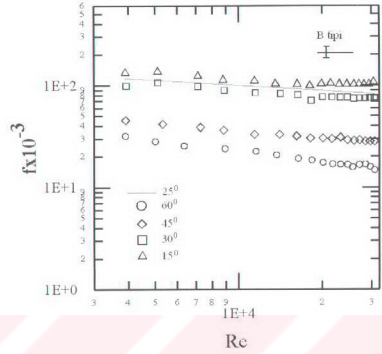
Şekil 168. **4A** tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) f-Re



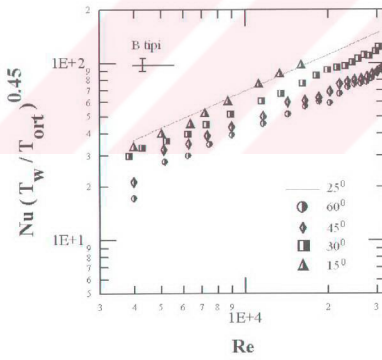
Şekil 169. **6A&** tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) f-Re

b) *B* tipi deneyler

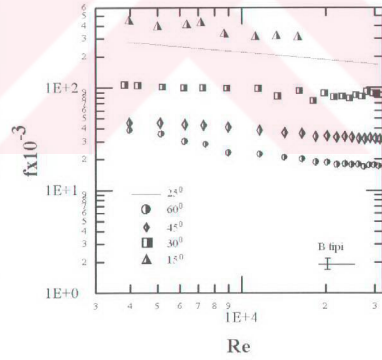
(a)



(b)

Şekil 170. *4B&* tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) Re

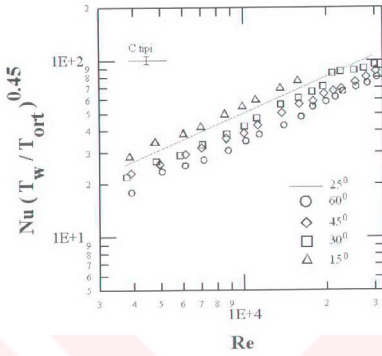
(a)



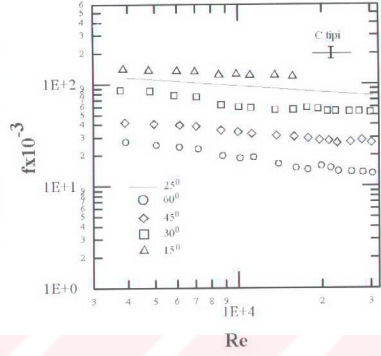
(b)

Şekil 171. *6B&* tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) f-Re

c) C tipi deneyler

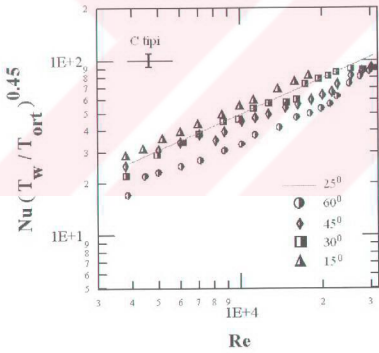


(a)

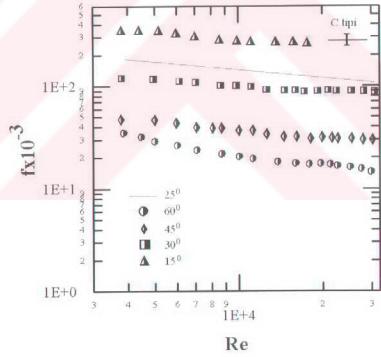


(b)

Şekil 172. 4C& tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) f-Re



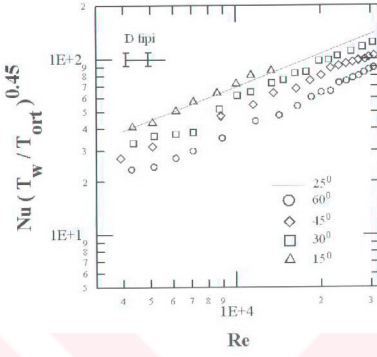
(a)



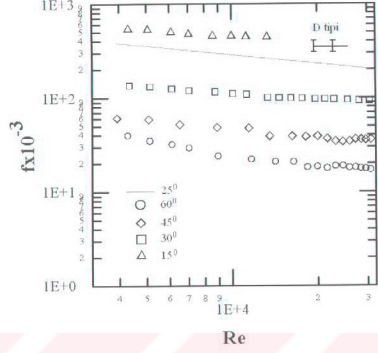
(b)

Şekil 173. 6C& tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) f-Re

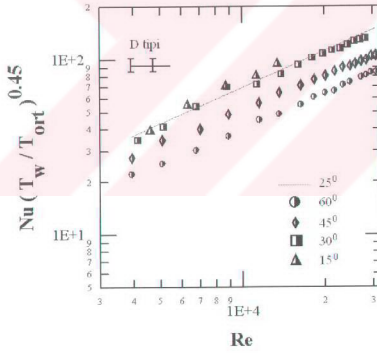
d) D tipi deneyler



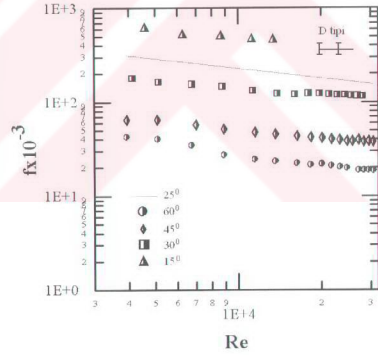
(a)



(b)

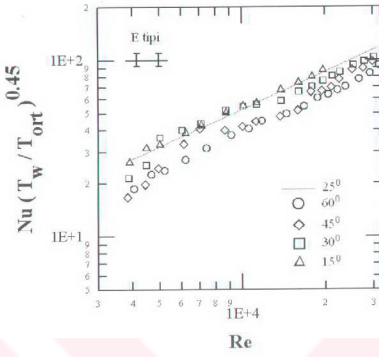
Şekil 174. 4D& tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) f-Re

(a)

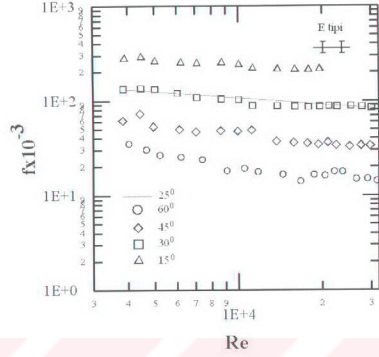


(b)

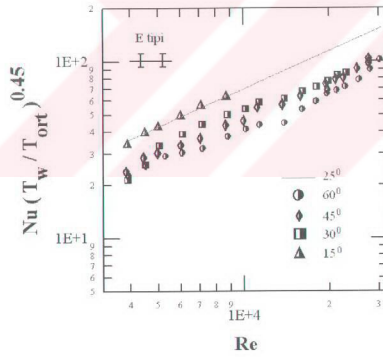
Şekil 175. 6D& tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) f-Re

e) *E* tipi deneyler

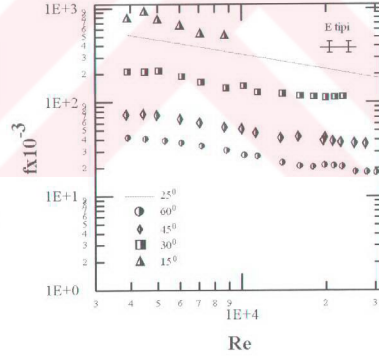
(a)



(b)

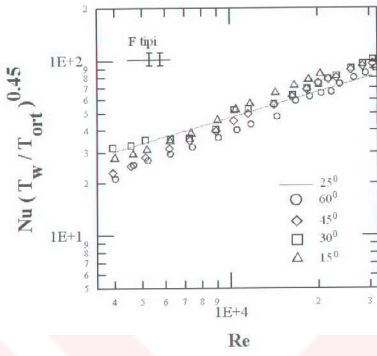
Şekil 176. *4E* & *5E* tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) $Nu-Re$, b) $f-Re$ 

(a)

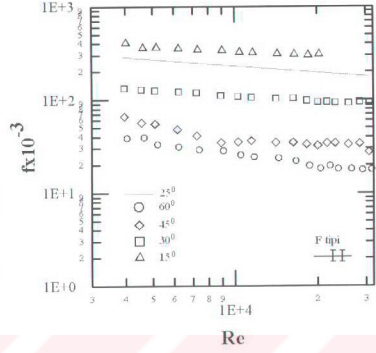


(b)

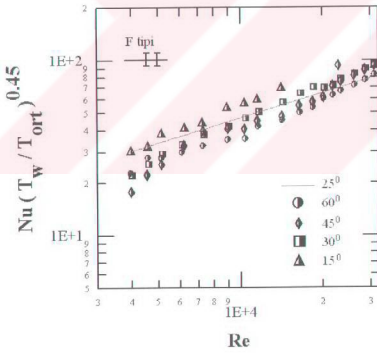
Şekil 177. *6E* & *7E* tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) $Nu-Re$, b) $f-Re$

f) *F* tipi deneyler

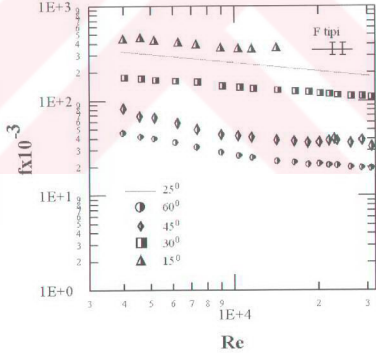
(a)



(b)

Şekil 178. $4F$ tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) $Nu-Re$, b) $f-Re$ 

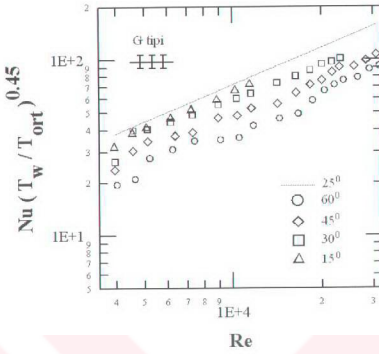
(a)



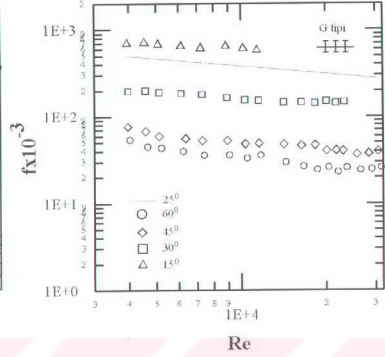
(b)

Şekil 179. $6F$ tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) $Nu-Re$, b) $f-Re$

g) G tipi deneyler

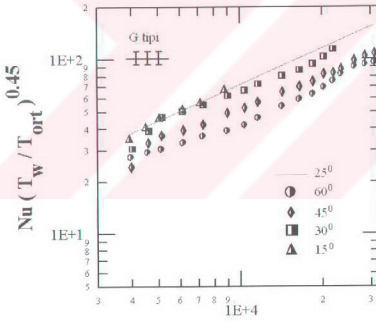


(a)

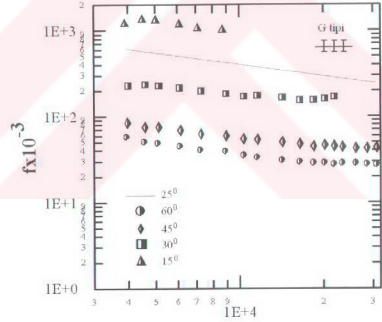


(b)

Şekil 180. 4G& tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) f-Re



(a)



(b)

Şekil 181. 6G& tipi deneyler ile 25° matematiksel model karşılaştırması a) Nu-Re, b) f-Re

Matematiksel model çeşitli dönmeli akış tiplerine uygulanabilecek şekilde geliştirilebilir ve dönmeli akışlar için genelleştirilmiş sonuçlar elde edilebilir. Bunun için değişik dönmeli akış tiplerine ait ısı geçişi ve sürtünme faktörü karakteristiklerine ihtiyaç vardır.

5. SONUÇLAR

Helisel kanatlı eksenel dönme üreteçleri ile oluşturulan periyodik azalan ve periyodik azalmayan dönmeli akışın incelenmesi amacıyla üç ayrı deney düzeneği imal edilerek akış gözleme, şekil direnci deneyleri ile ısı geçişi ve basınç düşümü deneyleri yapılmıştır. Deneylerde 15° , 30° , 45° ve 60° helisel kanat açılı, 4 ve 6 kanatlı olarak imal edilen dönme üreteçlerinin karakteristikleri elde edilmiş, dönmeli akış üreteçlerinin çeşitli konum ve kombinasyonlarının ısı geçişine ve basınç düşümüne etkileri araştırılmıştır. Akış gözleme deneylerinde 8 tip dönme üreticinin arkasında oluşan akış alanı gözlenmiştir. Akış gözleme deneyleri 10000 ± 55000 Reynolds sayısı aralığında yapılmıştır. Şekil direnci deneylerinde yine 8 tip dönme üretici için her deneyde akış alanındaki 30 istasyondan basınç verileri toplanmıştır. Şekil direnci deneyleri 5 farklı Reynolds sayısında yapılmıştır. Isı geçişi ve boru boyunca basınç düşümü için 7 ayrı konumda, dört değişik açıda ve iki farklı kanat sayısında, boş boru deneyleri de dahil olmak üzere 1024 deney yapılmıştır. Deneyler 3500 ± 35000 Reynolds sayısı aralığında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar şekillerde kıyaslamalı olarak verilmiş, ayrıca akış alanındaki tersinmezlikler hesaplanarak ısı geçişi performans analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlardaki deneysel belirsizlikler, “Belirsizlik Analizi” başlığı altında $Ek 4'$ de verilmiştir. Bu belirsizlik analizi sonuçlarına göre, en büyük belirsizlik değerleri Reynolds sayısında % 6, Nusselt sayısında % 4, sürtünme faktöründe % 15 ve Prandtl sayısında % 0.17 olarak elde edilmiştir.

- Isı geçişi ve basınç düşümünün matematiksel modellemesinin deneysel çalışma bulgularının genelleştirilmesinde kolaylık sağladığı ve böylece incelenen çeşitli konum ve kombinasyonlar için, farklı kanat açılarında ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin kolaylıkla hesaplanabileceği görülmüştür.
- Helisel kanatlı dönme üreteçleri arkasında oluşan akışta, akış gözleme deneyleri verilerine dayanılarak akış alanında dönme etkilerinin varlığı kanıtlanmış ve akış tipi belirlenmiştir. Buna göre dönmeli akış tipinin, eksenel dönme üreteçleri ile oluşturulan ve cidar etkilerinin dönmeli akışla kuvvetli bir şekilde birleşerek akış alanını karakterize ettiği, dönme yoğunluğu düşük sönümlenen dönmeli akış olduğu görülmüştür. Kanat açısı arttıkça dönme periyodu da uzamaktadır. Bu durum,

sönümlenme etkisiyle birlikte akış iplikliğinin boru içindeki tur sayısını azaltmaktadır. Ancak akış alanında tüm Reynolds sayılarında dönme sönümlenmesi kıvılcım sönmesi nedeniyle tam olarak izlenememiş ve dönmenin sönümlendiği konum belirlenememiştir. Yüksek Reynolds sayılarında dönme ve yüksek türbülans etkilerinin karışması nedeniyle akış alanında bariz gözlem yapılamamıştır.

- Sönümlenen dönmeli akışa dinamik olarak benzer olan akış alanında dönme üreteçlerine ait şekil direnci katsayıları belirlenmiştir. Böylece her bir dönme üreteci tarafından oluşturulan basınç düşümü kolayca hesaplanabilir. Dönme üreteçlerinin yerleştirildiği bölgedeki basınç düşümü akış alanındaki en büyük basınç düşümü değerleridir. Dönme üreteci arkasında oluşan sönümlenen dönmeli akıştaki basınç düşümü ise şekil direnci katsayısının büyüklüğüne ve Reynolds sayısına göre değişmektedir. Bu durum küçük kanat açılı dönme üreteçleri ile oluşturulan dönemde Bölüm 3' te basınç alanı karakteristiklerinden görülmektedir. En yüksek basınç düşümü sırasıyla 15° , 30° , 45° ve 60° kanat açılı dönme üreteçlerinde görülmüştür. Akış alanında basınç düşümüne en büyük etkiyi dönme üreteci yapmıştır. Bu durum Bölüm 3' te şekil direnci karakteristiklerinden görülmektedir.
- Isı geçişinde iyileşme en fazla üç üreteçli *G* tipi deneylerde; tek dönme üreteçli deneylerde sırasıyla *B*, *A* ve *C* tiplerinde; iki dönme üreteçli deneylerde ise *D*, *E* ve *F* tiplerinde elde edilmiştir. 6 kanatlı dönme üreteçlerinde ısı geçişinde elde edilen iyileşme 4 kanatlı dönme üreteçlerinden daha yüksektir. Sürtünme faktöründe en yüksek artış *G* tipi deneylerde; tek dönme üreteçli deneylerde sırasıyla *B*, *C* ve *A* tiplerinde; iki dönme üreteçli deneylerde ise sırasıyla *F*, *D* ve *E* tiplerinde elde edilmiştir. Sürtünme faktöründe tüm tiplerde en düşük artış ise sırasıyla *C*, *E* ve *D* tipi deneylerde elde edilmiştir.
- Dönmeli akış alanına 2 adetten fazla dönme üreticinin yerleştirilmesi uygun değildir. Çünkü ısı geçişini artırmakla birlikte dönme üreteci sayısının 2' den fazla olması küçük kanat açılarında sürtünme faktöründe ortalama 50 kata yakın değerler ortaya çıkarmaktadır.

- Bütün deney tiplerinde Reynolds sayısı arttıkça tersinmezlik artarken, etkinlik sayısı azalmaktadır. Tüm deneylerde 10000' den düşük Reynolds sayılarında helisel dönme üreteçlerinin etkinliği kanıtlanmıştır. Tek dönme üreteçli *A*, *B* ve *C* tipi deneylerde düşük Reynolds sayılarında 6 kanat 4 kanat dönme üreteçlerinden daha etkin olmakla birlikte, Reynolds sayısının artmasıyla 6 kanatlıda etkinlik 4 kanatlıdan daha hızlı düşmekte ve 4 kanatın altına inmektedir.
- Tüm deneylerde en etkin dönme üreteci kanat açısı aralığının $15^\circ + 30^\circ$ aralığı olduğu görülmüştür. Bu durum, Tablo 17 (a) ve (b) incelendiğinde en yüksek etkinlik değerlerinin sırasıyla, 15° ve 30° kanat açılarında elde edilmesinden anlaşılmaktadır.
- En az tersinmezlik değerlerinin ve en yüksek etkinlik değerlerinin elde edildiği konumlar *C*, *D* ve *E* tipleridir. 4 kanatlı dönme üreteçleri için düşük kanat açılarında sırasıyla *C*, *D* ve *E* tipleri etkin iken büyük kanat açılarında sırasıyla *E*, *D* ve *C* tipleri etkin olmaktadır. 6 kanatlı dönme üreteçleri için düşük kanat açılarında sırasıyla, *D*, *C* ve *E* tipleri etkin iken büyük kanat açılarında sırasıyla, *E*, *C* ve *D* tipleri etkin olmaktadır.
- En fazla tersinmezlik üreten deney tipi *F* tipidir. *F* tipi deneyler *C* tipine benzemesine rağmen yerleştirilen ikinci dönme üreteci tersinmezliği önemli ölçüde artırmış, buna karşılık ısı geçişindeki artış az olmuştur. Bu nedenle *F* tipi yerleştirme düzeni önerilmemektedir. Yine benzer şekilde 6*A* ve 6*B* tipi deneylerde de kanat açısı 30° den büyük olan dönme üreteçlerinin kullanılması önerilmemektedir.
- Ekserji analizi tersinmezliklerin karşılaştırılması, yerleşim düzeni, dönme üreteçlerinin kanat sayısı ve kanat açısı gibi özelliklerinin irdelenmesinde önemli bir başlangıç oluşturmaktadır. Bu çalışmada yapılan, çeşitli tip ve konumlardaki dönme üreteçlerinin seçilen çalışma aralığında tersinmezlik değerlerinin belirlenmesi ve ısı geçişi etkinlik değerlerinin hesaplanmasıdır. Böylece dönme üreteçlerine ve bunların çeşitli konum ve kombinasyonlarına ait tersinmezlik ve etkinlik karakteristikleri elde edilmiştir. Sonuçta istenilen çalışma şartlarına göre ısı

değiştirgeci tasarımı için bir veri tabanı elde edilmiş olur veya verilmiş bir ısı değiştirgeci kapasitesinin küçük değışikliklerle artırılması amacına yönelik uygun dönme üretici tipi ve konumu seçilir. Bu çalışmada C tipi deneyler verilmiş bir ısı kapasitesinin küçük değışikliklerle artırılması şartını sağlarlar. Eğer yeni tasarım yapılacaksa, belirlenen tersinmezlik değerine göre etkin konumlar arasında (D ve E tipleri) seçim yapılır.

- Literatürde yapılan çalışmalarda, dönmeli akışlarda ısı geçişi ve basınç düşümüne kanat sayısının, kanat açısının, göbcek genişliğinin ve çapının, kanat yüksekliği gibi parametrelerin, kısaca dönme üretici tipinin, etkileri incelenerek çeşitli korelasyonlar verilmiştir [8, 9, 14, 19, 22, 23]. Verilen bazı korelasyonlarda ise dönme yoğunluğu, dönme sayısı gibi parametrelerin bilinen ısı geçişi eşitlikleri üzerinde bir katsayı olarak etkimesi düşünülmüş ve genelde verilen bağıntılarda da dönmenin eksponansiyel olarak azalmasının etkisi incelenmiştir [6, 7, 11, 12, 23, 28, 31, 52]. Eksenel dönme üreteçleri ile oluşturulan dönmeli akışta, kanat açısının değıştirilmesi ile dönme üretme etkinliği belirlenmektedir [2]. Sönümlenen veya sönümlenmeyen dönmeli akışta ısı taşınım katsayısını ve sürtünme faktörünü etkileyen büyüklüklerin boyut analizi ile belirlenmesi sonucu başlangıç dönme açısının sinüsünün ($\sin\theta$) Re, Pr sayıları yanında parametre olarak etkidiği belirlenmiştir [60]. Bu çalışmada, başlangıç dönme açısının çeşitli deney tiplerinde periyodik ve periyodik olmayan deney tiplerinde eksponansiyel azalmasının ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki ortalama etkisini veren bir matematiksel model geliştirilmiştir. Bu matematiksel model, kanat açısının eksponansiyel azalmasına bağlı olarak, ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörünün, bir maksimum değerden periyodik veya periyodik olmayan aralıklarla azaldığı (dönme üretici yeri bu aralıkları belirlemektedir) kabulünü esas almaktadır. Elde edilen eşitlikler sadece başlangıç dönmesine bağlı olduğundan, matematiksel model çeşitli dönme üreteçleri ile oluşturulan dönmeli akışlara ait veri tabanının bilinmesi ile ısı geçişi ve basınç düşümü karakteristiklerinin belirlenmesinde kullanılabilir.

- Modelleme sonuçları periyodik sönümlenen ve periyodik sönümlenmeyen dönmeli akışlara başarıyla uygulanmıştır. Modelleme sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında Nusselt sayısında % 92 ± % 99 uyum elde edilirken, sürtünme faktöründe % 85 ± % 98 uyum sağlanmıştır.
- İki ve üç dönme üreticili 60° kanat açılı deneylerde sürtünme faktöründe görülen model-deney uyumsuzluğu, deneysel veri aralığının çok büyük olması ve 60° kanat açısı model sonuçlarının sıfırdan küçük değerler almasından kaynaklanmıştır. Üstelik model, bir konumdaki tüm kanat açılarında elde edilen verilere uygulanmıştır. Modelin tek başına 60° kanat açısına uygulandığında ki uyum ise % 99' dur. Bu sonuçlar Ek 4' te açıklanmıştır. Matematiksel modelin verilen bir konumdaki tüm kanat açılarında elde edilen ısı geçişi ve sürtünme faktörü değerlerine birlikte uygulanması, verilen deney tiplerine ait model sabitlerinin tüm kanat açılarını içerecek şekilde elde edilmesine yöneliktir. Nitekim, 25° kanat açısı için matematiksel model sonuçları, tüm deney tiplerinde, deneysel veri tabanı ile çok iyi uyum göstermiştir.
- Matematiksel modellemede elde edilen eşitlikler dönme üretici tipinden bağımsızdır. Bu özellik matematiksel modelin çeşitli dönmeli akış tiplerine uygulanabilecek şekilde geliştirilebileceğini ve dönmeli akışlar konusunda geliştirilmiş sonuçlar elde edilebileceğini göstermektedir. Bunun için değişik tipteki dönmeli akışlara ait ısı geçiş ve basınç düşümü geniş veri tabanına ihtiyaç vardır.

6. ÖNERİLER

Deneysel çalışmalar tüm araştırmalarda çok önemli bir yere sahiptir. Teorik olarak çözülemeyen çoğu akış ve ısı geçiş problemleri deneysel metotlarla incelenirler. Ancak bu alanda deneysel çalışmalar zor, pahalı ve zaman alıcıdır. Deneysel çalışmaların sayısal çalışmalarla desteklenmesi ve sayısal yöntemlerin hızla gelişmesi sonucu ısı geçişi biliminde önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Akış alanında hareketin denklemleri olan Navier-Stokes denklemlerinin çözümler hız ve basınç alanının bulunması, enerji denkleminin çözülmesiyle sıcaklık alanının bulunması ve buradan yerel sıcaklık gradyanlarının elde edilmesiyle ısı akılarının bulunması, ısı taşınım katsayılarının hesaplanmasını sağlar. Tabii ki eğer türbülanslı akış inceleniyorsa akış alanına uygun bir türbülans modeli seçilerek türbülans viskozitesinin hesabı ile akış alanındaki hız ve basınç dağılımları elde edilir.

Bu çalışmada eksenel simetrik, eliptik türbülanslı dönmeli akışlar için geliştirilen, $k-\varepsilon$ türbülans modelinin kullanıldığı ve tek dönme üretici arkasındaki akış alanının çözülebildiği bir bilgisayar programı, sayısal çözümün elde edilmesi amacıyla kullanılmıştır. Bu programda sınır şartları deneysel ölçümlerle elde edilerek programa girilmektedir. Ancak akış alanına ikinci bir dönme üreticinin yerleştirilmesiyle oluşan geometrinin tanımlanmasında bir takım zorluklarla karşılaşmıştır. Bu aşamada programın düzenlenmesiyle sayısal çözüm de elde edilebilir.

Değişik tip dönme üreticileri geliştirilerek ısı geçişi ve basınç düşümü ve performans analizi yapılabilir. Aynı zamanda optimum ısı değiştirgeci tasarımı için termodinamik optimizasyon yapılabilir.

Isı geçişi performans değerlendirme katsayısı etkin konum ve kombinasyonları ortaya koyabilir ancak en ekonomik çözümü sunmayabilir. Bu nedenle termodinamik ve ekonomik prensipleri birlikte değerlendiren optimizasyon yöntemlerine başvurulmalıdır.

Akış alanında hız alanı ölçümü ve sıcaklık taraması yapılarak dönmeli akışın ısı geçişine etkisi ve dönme sönümlenmesi belirlenebilir.

Çeşitli dönmeli akışları içeren geniş bir veri tabanı oluşturularak matematiksel model geliştirilebilir ve genelleştirilmiş sonuçlar elde edilebilir. Tüm deney tipleri için elde edilen sonuç veri tabanı ile çeşitli veri üretme teknikleri kullanılarak, örneğin yapay sinir ağları metodu gibi, farklı konumlar, kanat sayıları ve kanat açılarında veriler üretilebilir. Üretilen veriler kullanılarak matematiksel model sabitleri elde edilebilir. Ancak bu çalışma ayrı bir araştırma konusudur.

7. KAYNAKLAR

1. Bergles, A.E. ve Webb, R.L., A Guide to The Literature on Convective Heat Transfer Augmentation, Advances in Enhanced Heat Transfer, HTD, 1989, 43, 81-89.
2. Gupta, A.K., Lilley, D.G. ve Syred, N., Swirl Flows, Oklahoma State University, Taylor and Francis Abacus Press, ISBN: 0856261750, August 1984.
3. Webb, R.L., Principle of Enhanced Heat Transfer, A Willey-Interscience Publication, ASIN: 0471577782, March 1994.
4. King, M.K., Rothfus, R.R. ve Kermod, R.I., Static Pressure and Velocity Profiles in Swirling Incompressible Tube Flow, AICHE J., 1976,15, 837-842.
5. Chang, F. ve Dhir, V.K., Mecanism of Heat Transfer Enhancement and Slow Decay Swirl in Tubes Using Tangential Injection, Int J. of Heat and Fluid Flow, 1995, 16, 78-87.
6. Blackwelder, R. ve Kreith, F., An Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Decaying Swirl Flow, Augmentation of Convective Heat Mass Transfer, ASME , 1970,102-105.
7. Hay, N. Ve West, P.D., Heat Transfer in Free Swirling Flow in a Pipe, J. of Heat Mass Transfer, 1974, 410-416.
8. Klepper, O.H., Heat Transfer Performance of Short Twisted Tapes, Fundamentals and Ind. Applications, AICHE Symp. Series, 1973, 69, 87-93.
9. Kovallnogov, A.F. ve Shchukin, V.K., Heat Transfer and Hydraulic Resistance in Tubes with Bladed Swirls , J. of Engineering Physics, 1968, 14, 2, 239-247.
10. Migay, V.K. ve Golubev, L.K., Friction and Heat Transfer in Turbulent Swirl Flow with a Variable Swirl Generator in a Pipe, Heat Transfer Soviet Research, 1970, 2, 68-73.
11. Kito, O. ve Kato, T., Near Wall Velocity Distribution of Turbulent Swirling Flow in Circular Pipe, Bulletin of JSME, 1984,.27.
12. Kitoh, O., Axi-asymmetric Character of Turbulent Swirling Flow in a Straight Circular Pipe , Bulletin of JSME, 1984, 27,.
13. Jensen, M.K. ve Vlakancic, A., Experimental Investigation of Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in Internally Finned Tubes, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 1999, 42, 1343-1351.
14. Zaherzadeh, N.H. ve Jagadish, B.S., Heat Transfer in Decaying Swirl Flows, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 1975, 42, 1343-1351.

15. Saha, S.K., Dutta, A. ve Dhal, S.K., Friction and Heat Transfer Characteristics of Laminar Swirl Flow Through a Circular Tube Fitted With Regularly Spaced Twisted Tape Elements, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 2001, 44, 4211-4223.
16. Algifri, A.H. ve Bhardwaj, R.K., Prediction of The Heat Transfer for Decaying Turbulent Swirl Flow in a Tube, Int. J. Heat Mass Transfer, 1985, 28, 1637-1643.
17. Blum, H.A. ve Oliver, L.R., Heat Transfer in a Decaying Vortex System, ASME paper, 1967, 66-WA/HT-62.
18. Kumar, A. ve Prasad, B.N., Investigation of Twisted Tape Inserted Solar Water Heaters-Heat Transfer, Friction Factor and Thermal Performance Results, Renewable Energy, 2000, 19, 379-398.
19. Hong, S.W. ve Bergles, A.E., Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tube by Means of Twisted-Tape Inserts, ASME J. of Heat Transfer, 1976, 98,251-256.
20. Lin, S., Chen, J. ve Vastistas, G.H., A Heat Transfer for Swirl Flow in a Vortex Tube , J. of Chemical Engineering, 1990, 68, 944-947.
21. Klaczak, A., Heat Transfer and Pressure Drop in Tubes with Short Turbulators, Heat and Mass Transfer, 1996,31, 399-401.
22. Ravigururajan, T.S. ve Bergles, A.E., Visualization of Flow Phenomena Near Enhanced Surfaces, ASME J. of Heat Transfer, 1994, 116, 54-57.
23. Uttarwar, S.B. ve Raja Rao, M., Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts, J. of Heat Transfer, 1985, 137, 930-935.
24. Al-Fahed, S., Chamra, L.M. ve Chakroun, W., Pressure Drop and Heat Transfer Comparison for both Microfin Tube and Twisted-tape Inserts in Laminar Flow, Experimental and Fluid Science, 1999,18, 323-333.
25. Klaczak, A., Heat Transfer in Tubes with Spiral and Helical Turbulators, J. of Heat Transfer, 1973, 557-559.
26. Narezhnny, E.G. ve Sudarev, A.V., Local Heat Transfer in Air Flowing in Tubes with a Turbulence Promoter at the Inlet, Heat Transfer-Soviet Research, 1971, 3,62-66.
27. Nag, S. ve Raja Rao, M., Forced Convection Heat Transfer in Smooth Tubes Roughened By Helically Coiled Ribbons, Int. J. Heat Mass Transfer, 1987, 30, 1541-1544.
28. Smithberg, E. ve Landis, F., Friction and Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Tubes with Twisted Tape Swirl Generators, ASME J. of Heat Transfer, 1964, 39-49.

29. Junkhan, G.H., Bergles, A.E., Nirmalan, V. ve Ravigururajan, T., Investigation of Turbulators for Fire Tube Boilers, ASME J. of Heat Transfer, 1985, 107, 354-360.
30. Guo, Z. ve Dhir, V.K., Single and Two-Phase Heat Transfer in Tangential Injection – Induced Swirl Flow, Int. J. Heat and Fluid Flow, 1989, 10, 3, 203-210.
31. Sparrow, E.M. ve Chaboki, A., Swirl-affected Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, ASME J. of Heat Transfer, 1984, 106, 766-773.
32. Chang, F. ve Dhir, C.K., Turbulent flow in tangentially injected swirl flows in tubes, Int. J. Heat and Fluid Flow, 1994, 15, 5, 346-356.
33. Gupte, N.S. ve Date, A.W., Friction and Heat Transfer Characteristics of Helical Turbulent Air Flow in Annuli, J. of Heat Transfer, 1989, 11, 337-344.
34. Mukherjee, P., Biswas, G. ve Nag, P.K., Second-Law Analysis of Heat Transfer in Swirling Flow Through a Cylindrical Duct, Transactions of the ASME, 1987, 109, 309-313.
35. Ravigururajan, T.S. ve Bergles., Development and Verification of General Correlations for Pressure Drop and Heat Transfer in Single-Phase Turbulent Flow in Enhanced Tubes, Exp Thermal and Fluid Science, 1996, 13, 55-80.
36. Ravigururajan, T.S. ve Bergles, A.E., General Correlations for Pressure Drop and Heat Transfer for Single-Phase Turbulent Flow in Internally Ribbed Tubes, The Winter Annual Meeting of ASME, Florida, 1985, 17-22.
37. Ravigururajan, T.S., A Comparative Study of Thermal Design Correlations for Turbulent Flow in Helical-Enhanced Tubes, Heat Transfer Engineering, 1999, 20, 1, 54-70.
38. Zimparov, V., Prediction of Friction Factors and Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Corrugated Tubes with Twisted Tape Inserts, Part 1: Friction Factors, Int. J. of Heat Mass Transfer , 2004, 47, 589-599.
39. Zimparov, V., Prediction of Friction Factors and Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Corrugated Tubes with Twisted Tape Inserts, Part 2: Heat Transfer Coefficients, Int. J. of Heat Mass Transfer, 2004, 47, 385-393.
40. Gnielinski, V., New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, Int. Chemical Engineering, 1976,16, 359-368.
41. Thorsen, R. ve Landis, F., Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Characteristics in Tube with Twisted Tape Swirl Generators, ASME J. of Heat, Transfer, 1964, 86, 39-49.
42. Bali.T, Pervane Tipli Türbülötörlerin Akışa ve Isı Geçişine Etkilerinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, 1988.

43. Kreith, F. ve Sonju, O.K, The Decay of a Turbulent Swirl in a Pipe, *J.Fluid Mech.*, 1965, 22, 257-271.
44. Zhang, J. ve Nieh, S., Swirling, Reacting, Turbulent Gas-Particle Flow in a Vortex Combustor, *Power Technology*, 2001, 112, 70-78.
45. Serag-Elding, M. A. ve Spalding, D. B., Computations of Three-Dimensional Gas-Turbine Combustion Chamber Flows, *Transactions of the ASME*, 1979, 101, 326-336.
46. Morsi, Y.S.M., Holland, P.G. ve Clayton, B.R., Prediction of Turbulent Swirling Flows in Axisymmetric Annuli, *Applied Mathematical Modelling*, 1995, 19, 613-620.
47. Ito, S., Ogawa, K. ve Kuroda, C., Decay Process of Swirling in a Circular Pipe, *Proceedings of The Society of Chemical Engineering*, 1978, 4, 3, 247-251.
48. Reader-Harris, M.J., The Decay of Swirl in a pipe, *Int. J. Heat and Mass Flow*, 1994, 5.
49. Zhang, J., Nieh, S. ve Zhou L., A new Algebraic Strees Model for Simulating Strongly Swirling Turbulent Flows, *Numerical Heat Transfer*, 1992, Part B, 2, 49-62.
50. Hogg, S. ve Leschzinert, M.A., Computation of Highly Swirling Confined Flow with a Reynolds Stres Turbulence Model, *AIAA Journal*, 1989, 27, 1.
51. Chang, K.C., Chen, C.s. ve Uang, C.I., A Hybrid k- Turbulence Model of Recirculating Flow, *Int. J. for Numerical Methods in Fluids*, 1992, 12, 369-382.
52. Koosinlin, M.L., Launder, B.E. ve Sharma, B.I., Prediction of Momentum, Heat and Mass Transfer in Swirling, Turbulent Boundary layers, *Transactions ASME*, 1974, 9, 204-209.
53. Özdaş, N.M. ve Gediktaş, M., *Teknik Resim*, İTÜ Kütüphanesi, 3. Baskı, Sayı. 1187, 1981.
54. Kakaç, S., Shah, R.K. ve Aung, W., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, A Willey-Interscience Publication, New York, 1987.
55. Bergles, A.E., *Techniques to Augmented Heat Transfer*, Handbook of Heat Transfer, McGraw-Hill book Company, 1973.
56. Bejan, A., *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, John Wiley&Sons, 1982.
57. Çengel Y.A. ve Boles, M.A, *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Çeviren Derbentli T, McGraw-Hill, Literatür Yayıncılık, 2. Basım, 1999.
58. Eğrican, N., *Isı Değiştirgeci Tasarımında Termodinamiğin İkinci Kanununa Dayanan Bir yöntem*, Mühendis Makine, 1989, 354, 10-15.

59. Shen, J., Experimental Study and Performance Evaluation of Convective Heat Transfer Augmentation with Coiled Wire Inserts, MS. Thesis, The University of New Brunswick, Canada, 1992.
60. Suslow, V.Y. ve Makarov, N.A., Effect of Flow Twisting on Hydraulic Resistance and Heat Transfer Exchange, J. of Engineering Physics, 1989, 56, 207-210.
61. Incropera, F.P. and Dewitt, D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, New York, 1996.
62. Lee, Y.N., Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Array of Plates Aligned at Angles to the Flow in a Rectangular Duct, Int. J. Heat Mass Transfer, 1986, 10, 1553-1563.
63. İleri, A., Termo Ekonomi-I Optimizasyon ve Fıatlama Termodinamiğın II. Kanunu Çalışma Toplantısı, Erciyes Üniversitesi TIBTD, 1990, 27-30, Kayseri,
64. Edis, K., Uygulamalı Akışkanlar Mekaniğı, Cilt I, İ.T.Ü. Kütüphanesi, İstanbul, 1972.
65. Beckwith, T.G. ve Marangoni, R.D., Mechanical Measurements, Addison-Wesley Publishing Company, Fourth Edition, 1990.
66. Ayhan, T., Karlık, B. Ve Tandıroğlu, A., Flow Geometry Optimization Channels of with Baffles Using Neural Networks and Second Law Thermodynamics, Computational Mechanics, 33, 139-143, 2004.

8. EKLER

Ek 1. Benzerlik Teoremi Yardımıyla Model Akış Alanının Elde Edilmesi

Gerçek ısı geçişi ve sürtünme faktörü deneylerinin yapıldığı akış alanında dönme üretici bölgesinde en büyük basınç kaybı oluşmaktadır. Bu bölgedeki basınç değişimlerinin belirlenmesi dönme üreticinin şekil direnci katsayılarının elde edilmesini sağlar. Ancak gerçek akış alanındaki basınç değişimlerinin belirlenmesinin zorluğu model akış alanında dönme oluşumunun incelenmesini ve basınç değişimlerinin daha hassas bir şekilde ölçülmesini gerektirmektedir. Bu nedenle bir model deney düzeneği hazırlanarak, model dönme üretici bölgesinde deneyler yapılmıştır.

Model ve gerçek akışlarda benzerlik “Benzerlik Teoremi” ile elde edilmiştir. Benzerlik Teoremi model ve gerçek akış alanında geometrik, dinamik ve kinematik benzerlik sağlanmasını gerektirir. Bu çalışmada geometrik ve dinamik benzerliğin sağlanması benzeşim için yeterli görülmüştür.

Geometrik benzerlik dönme üreticinin bütün karakteristik uzunluklarının aynı oranda model dönme üreticine geçirilmesi ile sağlanır. Model dönme üreticinin göbek çapını belirlemek için, gerçek dönme üreticinin göbek çapının deney borusu çapına oranı

$$\left(\frac{d}{D}\right)_{\text{model}} = \left(\frac{d}{D}\right)_{\text{gerçek}} = \lambda \quad (\text{E.1})$$

“geometrik benzerlik oranı, λ ” olarak alınmıştır. Dönme üreticinin göbek çapı $d_{\text{gerçek}} = 10 \text{ mm}$ ve deney borusu çapı $D_{\text{gerçek}} = 54.7 \text{ mm}$ olduğundan, modelin kullanıldığı deney borusu çapı 96 mm alınarak model dönme üreticinin göbek çapı 17.6 mm olarak elde edilmiştir. Dönme üreticine ait kanat uzunluğu, göbek uzunluğu gibi diğer karakteristik boyutlar geometrik benzerlik oranına göre düzenlenmiştir.

Dinamik benzerlikte gerçek ve model akış alanlarındaki Reynolds sayıları eşit olmalıdır.

$$(\text{Re})_{\text{model}} = (\text{Re})_{\text{gerçek}} \quad (\text{E.2})$$

Ek 2. Dönme Üreteçlerine Ait Şekil Direnci Katsayılarının Belirlenmesi

Bölüm 2' de Şekil Direnci Deney Düzeneği başlığı altında tanımlanan deney düzeneğinde basınç ölçümleri yapılmış ve aşağıda verilen hesaplama yöntemiyle şekil direnci katsayıları belirlenmiştir. İlk olarak boru içinden geçen hava debisi

$$\dot{V} = \alpha A_L \sqrt{\frac{2P_{lüle}}{\rho}} \quad (E.3)$$

ifadesi ile hesaplanmıştır. Burada; α lüle katsayısı, A_L lülenin en dar yerinin kesit alanı, $P_{lüle}$ lüle basıncı ve ρ havanın yoğunluğudur. Dönme üreticinin yerleştirildiği konumda hidrolik çap,

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (E.4)$$

şeklinde tanımlı olup; A_c akış kesit alanı, P ıslak çevredir. Bu tanıma göre D_h ,

$$D_h = \frac{4((\pi b^2) - (\pi a^2)) - (h(t/\sin \theta)n)}{2\pi a + 2\pi b + 2nh - (2n(t/\sin \theta))} \quad (E.5)$$

ifadesi ile hesaplanır. Burada, $b = D/2$, $a = d/2$, $h = b - a$, n kanat sayısı ve $t = 0.5 \text{ mm}$ olup kanat kalınlığını göstermektedir. Dönme üretici bölgesinde kesit alanı, maksimum hız ve Reynolds sayısı,

$$A_T = (\pi b^2 - \pi a^2) - h(t/\sin \theta)n \quad (E.6)$$

$$U_{\max} = \frac{\dot{V}}{A_T} \quad (E.7)$$

$$\text{Re}_D = \frac{\rho U_{\max} D_h}{\mu} \quad (E.8)$$

şeklinde hesaplanır. Deneysel sürtünme faktörü,

$$f_{den} = \frac{\Delta P_{den} (d/L)}{0.5 \rho U_{ort}^2} \quad (E.9)$$

eşitliği yardımıyla belirlenir. Burada ΔP_{den} ,

$$\Delta P_{den} = P_g - P_\zeta \quad (E.10)$$

şeklinde dir. Türbülanslı boş boru akışında sürtünme faktörü, *Blasius* eşitliğinden

$$f_0 = 0.316 \text{Re}_D^{-0.25} \quad (E.11)$$

hesaplanır. Boru içerisinde sürtünmeden dolayı oluşan basınç düşümü ise

$$\Delta P_f = f_0 (L/D_h) \frac{\rho U_{ort}^2}{2} \quad (E.12)$$

şeklinde dir. Dönmeli akışlarda sürtünme faktörü ise Bölüm 2' de Boyut Analizi' nden elde edilen eşitlik (61) yardımıyla aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$f_\zeta = f_0 (\text{Sin} \theta)^{\left(\frac{\pi - 2b\theta}{\pi - 2\theta} \right)}$$

Dönme üreticinin hemen çıkışında oluşan dönmeli akıştaki basınç düşümü ise,

$$\Delta P_\zeta = \frac{1}{2} \rho u_{\max}^2 f_\zeta \quad (E.13)$$

ifadesi ile hesaplanır. Dönme üreticindeki basınç düşümü; ΔP_N ,

$$\Delta P_N = \Delta P_{den} - \Delta P_f - \Delta P_\zeta \quad (E.14)$$

bağıntısıyla belirlenerek [62], dönme üretetine ait direnç katsayısı

$$K_p = \frac{(\Delta P_{den} - \Delta P_f - \Delta P_\zeta)}{0.5 \rho u_{\max}^2} \quad (\text{E.15})$$

şeklinde hesaplanır. Direnç katsayısı aynı zamanda dönme üretecinde oluşan basınç düşümü ölçülerek de direkt olarak hesaplanabilir. Böylece deneysel direnç katsayısı,

$$K_p' = \frac{\Delta P_{N,1}}{0.5 \rho U_{\max}^2} \quad (\text{E.20})$$

ifadesi ile elde edilmiş olur. Burada; $\Delta P_{N,1}$ dönme üretecinde oluşan basınç düşümüdür. Bu basınç düşümü, dönme üretici genişliğine göre belirlenen basınç prizlerinden alınan basınç değerleri arasındaki farktır.

Ek 3. Çeşitli Deney Tiplerinin Birbirine Göre Isı Geçiş ve Sürtünme Faktörü Artış Oranları

Ek Tablo 1. Dört Kanatlı Deney Tiplerinin Birbirine Göre (%) Nu Artış Oranları

4&60 Tipi Deneyler																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
-2,785	-3,330	8,088	11,18	11,81	4,087	-4,152	3,843	6,818	7,420	-7,916	12,77	16,00	16,65	6,453	9,503	10,12	-1,512	2,514	-5,601
-9,195	-8,196	1,573	11,86	10,64	2,151	-2,369	-0,566	9,503	8,312	-4,424	4,037	14,57	13,33	0,802	11,01	9,801	-0,759	1,375	-3,109
-12,75	-10,93	-2,055	12,25	9,962	1,034	-1,31	-3,057	11,10	8,837	-2,820	-0,755	13,74	11,42	-2,364	11,50	9,483	-0,316	0,715	-1,622
-15,18	-12,82	-4,550	12,54	9,484	0,25	-0,552	-4,787	12,26	9,211	-3,800	13,16	10,09	10,42	-4,550	12,54	9,483	0,005	0,250	-0,552
-17,02	-14,26	-6,441	12,75	9,114	-0,355	0,040	-6,108	13,16	9,502	0,396	-6,478	12,71	9,070	-6,211	13,03	9,381	0,245	-0,110	0,285
-18,5	-15,41	-7,958	12,93	8,812	-0,846	0,526	-7,173	13,90	9,740	1,383	-8,440	12,34	8,243	-7,547	13,44	9,298	0,447	-0,403	0,975
4&45 Tipi Deneyler																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
-3,197	-10,27	23,76	27,85	37,92	25,67	17,63	-1,516	1,737	9,752	-6,392	5,209	8,683	17,25	18,72	22,64	32,3	-4,075	20,54	12,84
-2,692	-9,535	17,79	21,05	30,21	17,0	13,92	0,682	3,468	11,29	-2,628	3,999	6,26	14,3	13,64	16,78	25,61	-3,529	12,87	9,901
-2,396	-9,104	14,44	17,25	25,9	12,2	11,8	1,991	4,494	12,21	-0,357	2,356	4,868	12,61	10,77	13,49	21,86	-3,208	8,604	8,217
-2,185	-8,797	12,11	14,62	22,93	8,924	10,33	2,929	5,229	12,86	1,287	1,622	3,892	11,42	8,774	11,2	19,27	-2,98	5,678	7,038
-2,021	-8,559	10,35	12,62	20,67	6,446	9,192	3,663	5,802	13,37	2,58	1,056	3,14	10,51	7,253	9,466	17,29	-2,802	3,463	6,133
-1,887	-8,363	8,92	11,02	18,86	4,463	8,275	4,267	6,273	13,78	3,65	0,596	2,531	9,776	6,026	8,066	15,7	-2,657	1,687	5,398
4&30 Tipi Deneyler																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
-0,178	-14,07	12,6	12,80	31,04	9,781	5,676	2,568	2,751	19,37	-3,739	6,553	6,743	24	21,49	21,71	41,39	7,896	18,45	14,02
3,686	-9,634	16,5	12,36	28,92	13,82	15,39	2,359	-1,28	13,27	1,384	0,962	-2,628	11,73	20,65	16,36	33,51	3,562	17,87	19,5
6,016	-6,932	18,85	12,10	27,7	18,24	21,48	2,238	-3,564	9,853	4,507	-2,172	-7,723	5,115	20,16	13,34	29,11	1,108	17,53	22,83
7,70	-4,966	20,54	11,92	26,84	18	26	2,151	-5,152	7,489	6,781	-4,336	-11,18	0,863	19,82	11,25	26,08	-0,598	17,29	25,25
9,025	-3,413	21,87	11,78	26,17	19,38	29,62	2,084	-6,366	5,691	8,579	-5,981	-13,76	-2,659	19,55	9,652	23,77	-1,902	17,11	27,15
10,12	-2,125	22,96	11,66	25,63	20,52	32,65	2,03	-7,347	4,244	10,07	-7,305	-15,82	-5,293	19,33	8,364	21,92	-2,954	16,96	28,73
4&15 Tipi Deneyler																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
25,36	12,12	49,66	19,38	33,48	34,31	44,04	11,43	-11,12	-0,621	7,241	3,902	-17,12	-7,331	34,23	7,076	19,72	-10,31	20,47	29,19
12,25	7,443	38,78	23,64	29,17	33,2	42,49	4,193	-7,175	-3,025	6,979	-2,604	-13,23	-9,351	27,94	13,98	19,08	-7,811	22,79	31,36
5,22	4,798	32,79	26,21	26,72	32,55	41,6	0,183	-4,788	-4,404	6,826	-6,219	-10,87	-10,51	24,4	18,23	18,71	-6,32	24,18	32,65
0,503	2,96	28,7	28,06	25	32,1	40,97	-2,569	-3,057	-5,371	6,717	-8,702	-9,159	-11,33	21,95	21,34	18,44	-5,247	25,16	33,57
-3,01	1,557	25,61	29,51	23,69	31,74	40,48	-4,651	-1,693	-6,114	6,633	-10,58	-7,808	-11,95	20,08	23,81	18,24	-4,407	25,94	34,29
-5,788	0,425	23,15	30,71	22,63	31,45	40,08	-6,32	-0,564	-6,716	6,564	-12,09	-6,689	-12,46	18,57	25,86	18,07	-3,715	26,57	34,88

Ek Tablo 1. Altı Kanatlı Deney Tiplerinin Birbirine Göre (%) Nu Artış Oranları

6&60 Tipi Deneyler

B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
-1,366	-14,52	2,045	3,459	19,37	-2,52	-3,14	4,683	6,133	22,46	-0,635	5,353	6,812	23,24	18,15	19,79	38,22	15,78	12,87	12,15
1,039	-11,2	2,04	0,99	14,91	-3,06	2,128	5,261	4,178	18,54	3,352	-0,087	-1,114	12,52	15,28	14,09	29,82	12,98	9,519	15,38
2,473	-9,203	2,086	-0,427	12,38	-3,375	5,341	5,6	3,051	16,3	9,021	-3,137	-5,476	6,681	13,63	10,89	25,15	11,37	7,607	17,31
3,503	-7,758	2,034	-1,42	10,62	-3,597	7,682	5,842	2,259	14,74	11,7	-5,245	-8,453	2,724	12,48	8,672	21,94	10,24	6,271	18,71
4,309	-6,622	2,032	-2,183	9,268	-3,77	9,534	6,029	1,649	13,55	13,82	-6,849	-10,7	-0,243	11,59	6,981	19,5	9,369	5,246	19,8
4,973	-5,682	2,031	-2,802	8,178	-3,91	11,07	6,183	1,153	12,58	15,59	-8,138	-12,49	-2,604	10,87	5,62	17,55	8,665	4,416	20,69

6&45 Tipi Deneyler

B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
-4,726	-10,65	7,87	13,22	20,72	11,71	34,14	-3,436	1,354	8,069	20,08	-19,58	-15,59	-10	7,724	13,07	20,56	-0,135	11,56	39,96
-3,616	-8,514	10,13	14,27	20,38	8,652	26,13	1,365	5,168	10,8	16,08	-12,68	-9,403	-4,553	10,43	14,58	20,71	8,947	26,47	26,47
-2,96	-7,243	11,48	14,88	20,19	6,903	21,66	4,283	7,464	12,43	13,81	-8,369	-5,574	-1,215	12,05	15,47	20,8	0,509	7,448	22,28
-2,493	-6,33	12,45	15,32	20,05	5,68	18,59	6,404	9,124	13,6	12,22	-5,183	-2,76	1,225	13,21	16,11	20,86	0,679	6,397	19,4
-2,128	-5,617	13,2	15,66	19,94	4,74	16,27	8,079	10,43	14,51	11,01	-2,636	-0,519	3,158	14,12	16,6	20,91	0,81	5,589	17,21
-1,83	-5,029	13,82	15,94	19,85	3,979	14,4	9,467	11,51	15,26	10,02	-0,504	1,35	4,765	14,87	17,01	20,95	0,918	4,933	15,45

6&30 Tipi Deneyler

B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
-10,01	-23,94	7,123	19,04	40,84	36,68	51,56	-21,63	-12,91	3,039	10,88	-29,32	-21,46	-7,076	4,918	16,59	37,94	-2,058	33,87	48,44
-1,529	-16,99	17,67	19,5	41,76	34,7	51,51	-12,64	-11,28	5,243	12,48	-22,33	-21,13	-6,434	14,21	15,98	37,59	-2,94	30,74	47,05
3,797	-12,64	24,32	19,77	42,3	33,55	51,48	-6,915	-10,32	6,554	13,42	-17,93	-20,93	-6,057	20,02	15,63	37,39	-3,453	28,94	46,25
7,75	-9,413	29,26	19,96	42,69	32,74	51,46	-2,625	-9,629	7,494	14,1	-14,66	-20,8	-5,789	24,33	15,38	37,25	-3,814	27,68	45,68
10,92	-6,829	33,22	20,11	49,99	32,12	51,44	0,838	-9,089	8,228	14,62	-12,03	-20,69	-5,58	27,77	15,19	37,13	-4,094	26,71	45,24
13,58	-4,662	36,56	20,23	43,23	31,61	51,42	3,759	-8,646	8,893	15,06	-9,819	-20,6	-5,409	30,65	15,03	37,04	-4,322	25,92	44,88

6&15 Tipi Deneyler

B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
-2,307	-14,62	9,077	11,65	27,75	3,881	23,71	5,002	7,482	22,98	19,09	-11,83	-9,744	3,268	8,907	11,48	27,55	-0,156	3,718	23,51
11,38	-9,267	24,87	12,11	37,62	4,648	36,86	19,32	7,134	31,51	30,78	-8,761	-18,08	0,558	22,41	9,905	34,91	-1,97	2,587	34,16
20,25	-5,984	35,14	12,38	43,74	5,099	45,19	28,59	6,931	36,77	38,14	-6,919	-22,59	-0,994	31,07	8,995	39,41	-3,015	1,93	40,81
26,97	-3,582	42,94	12,57	48,25	5,42	51,4	35,59	6,787	40,63	43,62	-5,589	-25,85	-2,081	37,58	8,354	42,69	-3,75	1,467	45,73
32,45	-1,678	49,3	12,72	51,85	5,875	56,41	41,29	6,584	43,7	48,01	-4,544	-27,93	-2,915	42,86	7,859	45,29	-4,316	1,11	49,66
37,09	-0,093	54,7	12,85	54,85	5,675	60,62	46,12	6,584	46,26	51,71	-3,682	-29,74	-3,592	47,32	7,456	47,45	-4,776	0,818	52,95

Ek Tablo 3. Dört Kanatlı Dene Tiplerinin Birbirine Göre Sürtünme Faktörü Artış Oranları

44&60 Tipi Dene Tipleri																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
1.66	1.47	1.97	1.17	1.34	1.23	0.96	1.6	0.95	1.09	0.78	2.05	1.22	1.4	2.6	1.55	1.77	1.32	1.63	1.27
1.77	1.52	2	1.13	1.32	1.22	0.97	1.65	0.93	1.08	0.8	2.07	1.17	1.36	2.7	1.52	1.77	1.35	1.64	1.3
1.83	1.55	2.02	1.1	1.3	1.2	0.97	1.68	0.92	1.08	0.81	2.09	1.14	1.35	2.75	1.5	1.78	1.36	1.64	1.32
1.88	1.57	2.04	1.09	1.29	1.2	0.97	1.7	0.91	1.08	0.81	2.1	1.12	1.33	2.8	1.49	1.78	1.37	1.64	1.33
1.91	1.59	2.05	1.07	1.29	1.19	0.97	1.72	0.9	1.08	0.82	2.1	1.1	1.32	2.83	1.48	1.78	1.38	1.65	1.35
1.94	1.6	2.06	1.06	1.28	1.19	0.97	1.73	0.9	1.08	0.82	2.11	1.09	1.31	2.86	1.48	1.78	1.39	1.65	1.35
44&45 Tipi Dene Tipleri																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
1.24	1.2	1.68	1.35	1.41	0.99	1.11	1.7	1.37	1.42	1.12	1.52	1.22	1.27	1.89	1.52	1.58	1.12	1.11	1.24
1.28	1.22	1.66	1.3	1.36	1.03	1.13	1.62	1.26	1.33	1.1	1.47	1.15	1.21	1.85	1.44	1.52	1.11	1.14	1.26
1.3	1.23	1.65	1.27	1.34	1.05	1.14	1.57	1.21	1.28	1.09	1.44	1.11	1.17	1.83	1.4	1.49	1.11	1.16	1.27
1.32	1.24	1.64	1.24	1.32	1.06	1.16	1.54	1.17	1.24	1.08	1.42	1.08	1.15	1.81	1.38	1.46	1.11	1.18	1.28
1.33	1.25	1.63	1.23	1.31	1.08	1.16	1.52	1.14	1.22	1.08	1.4	1.05	1.13	1.8	1.35	1.44	1.1	1.19	1.28
1.34	1.25	1.63	1.21	1.3	1.09	1.17	1.5	1.12	1.19	1.08	1.39	1.04	1.11	1.79	1.34	1.43	1.1	1.2	1.29
44&30 Tipi Dene Tipleri																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
2.03	1.59	2.61	1.29	1.65	1.05	1.02	2.5	1.23	1.57	0.98	2.55	1.26	1.61	3.84	1.89	2.42	1.47	1.54	1.51
2.04	1.52	2.58	1.27	1.7	1.08	1.01	2.4	1.18	1.58	0.94	2.55	1.25	1.68	3.8	1.87	2.5	1.47	1.59	1.49
2.04	1.48	2.56	1.26	1.73	1.1	1.01	2.34	1.15	1.58	0.92	2.55	1.25	1.73	3.78	1.85	2.55	1.47	1.61	1.48
2.05	1.45	2.55	1.25	1.76	1.11	1	2.3	1.12	1.58	0.9	2.55	1.25	1.76	3.76	1.84	2.59	1.47	1.64	1.47
2.05	1.43	2.54	1.24	1.77	1.12	0.99	2.27	1.11	1.58	0.89	2.56	1.25	1.78	3.75	1.83	2.61	1.47	1.65	1.47
2.05	1.42	2.53	1.24	1.79	1.13	0.99	2.24	1.09	1.58	0.88	2.56	1.25	1.8	3.74	1.82	2.64	1.48	1.66	1.46
44&15 Tipi Dene Tipleri																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
1.11	1.19	4.56	4.1	3.84	1.94	1.41	2.35	2.12	1.99	0.73	3.23	2.91	2.72	5.99	5.39	5.05	1.31	2.54	1.85
1.11	1.2	4.4	3.95	3.65	1.93	1.38	2.28	2.05	1.89	0.71	3.19	2.87	2.65	5.86	5.27	4.87	1.33	2.57	1.84
1.11	1.21	4.3	3.86	3.54	1.93	1.36	2.23	2.01	1.84	0.7	3.17	2.85	2.61	5.79	5.2	4.77	1.35	2.59	1.83
1.11	1.22	4.24	3.8	3.47	1.92	1.34	2.2	1.98	1.8	0.7	3.16	2.83	2.58	5.74	5.15	4.7	1.35	2.6	1.82
1.12	1.23	4.19	3.76	3.41	1.92	1.33	2.18	1.95	1.78	0.69	3.14	2.82	2.56	5.7	5.11	4.64	1.36	2.61	1.81
1.12	1.23	4.15	3.72	3.37	1.92	1.32	2.16	1.94	1.75	0.69	3.13	2.81	2.54	5.67	5.08	4.6	1.37	2.62	1.81

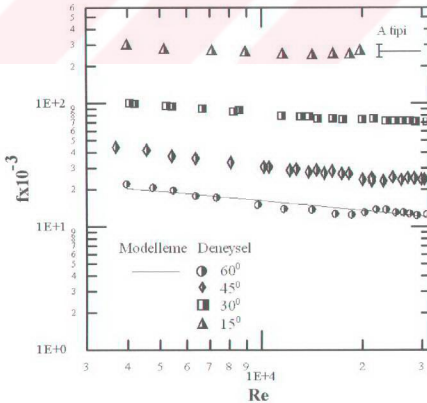
Ek Tablo 4. Altı Kanatlı Denedi Tiplerinin Birbirine Göre Sürtünme Faktörü Artış Oranları

6&60 Tipi Deneyler																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
1.71	1.5	1.96	1.14	1.31	0.97	0.97	2.02	1.18	1.35	1	2.02	1.18	1.35	2.52	1.47	1.68	1.29	1.25	1.25
1.57	1.37	1.77	1.13	1.29	1	0.98	1.78	1.13	1.29	0.98	1.81	1.15	1.32	2.36	1.5	1.72	1.33	1.33	1.3
1.5	1.31	1.67	1.12	1.28	1.02	0.98	1.65	1.1	1.26	0.97	1.7	1.14	1.3	2.27	1.52	1.74	1.36	1.38	1.33
1.44	1.26	1.6	1.11	1.27	1.03	0.98	1.56	1.08	1.24	0.96	1.63	1.13	1.29	2.21	1.53	1.75	1.38	1.42	1.36
1.4	1.23	1.55	1.11	1.26	1.04	0.99	1.49	1.06	1.22	0.95	1.57	1.12	1.28	2.16	1.54	1.76	1.39	1.45	1.38
1.37	1.2	1.51	1.1	1.26	1.05	0.99	1.44	1.05	1.2	0.94	1.53	1.11	1.27	2.13	1.55	1.77	1.41	1.47	1.39
6&45 Tipi Deneyler																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
1.17	1.15	1.6	1.36	1.39	0.89	0.98	1.79	1.53	1.56	1.1	1.63	1.39	1.42	1.9	1.62	1.66	1.19	1.06	1.17
1.25	1.18	1.6	1.29	1.36	0.97	1.03	1.66	1.33	1.4	1.07	1.55	1.24	1.31	1.84	1.48	1.56	1.15	1.11	1.19
1.29	1.2	1.61	1.24	1.34	1.01	1.07	1.59	1.23	1.32	1.06	1.5	1.16	1.25	1.8	1.4	1.5	1.12	1.14	1.2
1.32	1.22	1.61	1.21	1.32	1.05	1.09	1.54	1.16	1.26	1.05	1.47	1.11	1.21	1.78	1.34	1.46	1.11	1.16	1.21
1.35	1.23	1.61	1.19	1.31	1.07	1.11	1.5	1.11	1.22	1.04	1.45	1.07	1.18	1.76	1.3	1.43	1.09	1.17	1.22
1.37	1.24	1.61	1.18	1.3	1.1	1.13	1.47	1.07	1.19	1.03	1.43	1.04	1.15	1.74	1.27	1.41	1.08	1.19	1.22
6&30 Tipi Deneyler																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
1.08	1.19	1.74	1.62	1.46	0.84	0.98	2.07	1.92	1.73	1.16	1.78	1.65	1.49	2.32	2.16	1.95	1.34	1.12	1.31
1.12	1.2	1.68	1.51	1.4	0.96	0.99	1.76	1.57	1.46	1.03	1.7	1.52	1.41	2.2	1.97	1.83	1.3	1.25	1.29
1.14	1.21	1.65	1.45	1.37	1.04	1	1.6	1.4	1.32	0.96	1.66	1.45	1.37	2.13	1.86	1.76	1.29	1.33	1.28
1.16	1.21	1.63	1.41	1.35	1.09	1	1.49	1.29	1.23	0.92	1.62	1.4	1.34	2.08	1.79	1.71	1.27	1.39	1.28
1.17	1.21	1.61	1.38	1.33	1.14	1.01	1.42	1.21	1.17	0.88	1.6	1.36	1.32	2.04	1.74	1.68	1.26	1.44	1.27
1.18	1.22	1.6	1.35	1.31	1.18	1.01	1.36	1.15	1.11	0.86	1.58	1.34	1.3	2.01	1.7	1.65	1.26	1.48	1.27
6&15 Tipi Deneyler																			
B/A	C/A	D/A	D/B	D/C	D/E	D/F	E/A	E/B	E/C	E/F	F/A	F/B	F/C	G/A	G/B	G/C	G/D	G/E	G/F
1.5	1.19	2.09	1.39	1.76	0.78	1.35	2.68	1.78	2.25	1.73	1.55	1.03	1.3	4.46	2.97	3.75	2.14	1.67	2.89
1.3	1.09	1.86	1.43	1.71	1.07	1.33	1.73	1.33	1.59	1.23	1.4	1.08	1.29	3.82	2.93	3.52	2.05	2.21	2.72
1.2	1.03	1.74	1.45	1.69	1.29	1.31	1.34	1.12	1.3	1.01	1.33	1.1	1.29	3.49	2.9	3.39	2.01	2.6	2.63
1.13	0.99	1.66	1.46	1.67	1.48	1.3	1.12	0.99	1.13	0.88	1.27	1.12	1.28	3.27	2.88	3.3	1.98	2.92	2.57
1.08	0.96	1.5	1.47	1.66	1.64	1.29	0.97	0.9	1.01	0.79	1.23	1.14	1.28	3.11	2.87	3.23	1.95	3.19	2.52
1.04	0.94	1.55	1.48	1.65	1.78	1.29	0.87	0.83	0.92	0.72	1.2	1.15	1.28	2.99	2.86	3.18	1.93	3.44	2.48

EK 4. Deneysel ve 60° Matematiksel Model Sürtünme Faktörü Bulgularının Karşılaştırılması

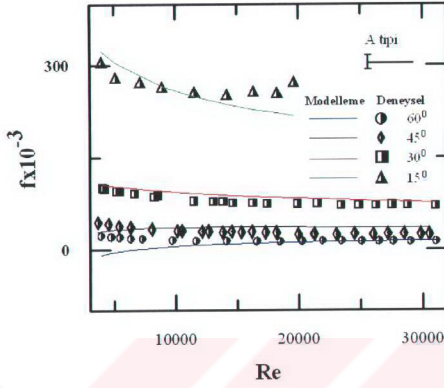
Matematiksel model, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için elde edilen deneysel veri tabanına uygulanmış, deneysel ve matematiksel model sonuçlarının karşılaştırması Bölüm 3' de sunulmuştur.

Matematiksel model sonuçları Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü ile çok iyi uyum göstermesine karşın bazı deney tiplerinde sürtünme faktörü için 60° kanat açısına ait sonuçlar logaritmik grafiklerde görülmektedir. Bu durum 60° kanat açısına ait sürtünme faktörü sonuçlarının uyumsuz olmasından değil, deneysel veri aralığının $0.01 + 1.2$ gibi 1000 katı aşan değerlere ulaşmasından kaynaklanmaktadır. Nitekim model sadece 60° kanat açısı deneysel verilerine uygulandığında % 99 uyum elde edilmiştir. Ek Şekil 1' de **6A60** deney tipi için bu uyum görülmektedir. Bu yüksek deneysel veri aralığı, en küçük sürtünme faktörü değerlerinin elde edildiği 60° kanat açısında deneysel-model sonuçlarının uyumunu kötüleştirilmiş ve bazı deney tiplerinde küçük Reynolds sayılarında sürtünme faktöründe (-) değerler elde edilmesine yol açmıştır. Bu nedenle incelenen bütün kanat açıları için model sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırması aşağıdaki lineer grafiklerde gösterilmiştir.



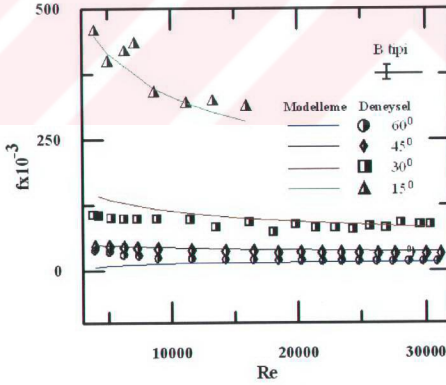
Ek Şekil 1. **6A60** deney tipi için deneysel ve matematiksel model uyumu

a) A tipi deneyler



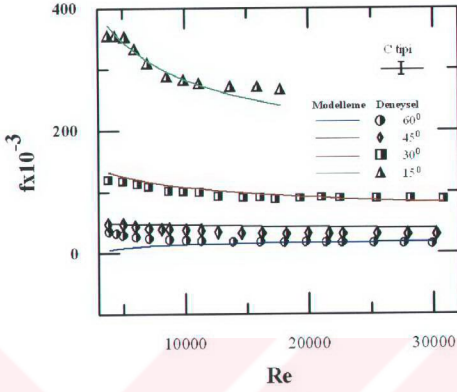
Ek Şekil 2. 6A& tipi deneyler için deneysel ve matematiksel model $f - Re$ lineer değişimi

b) B tipi deneyler



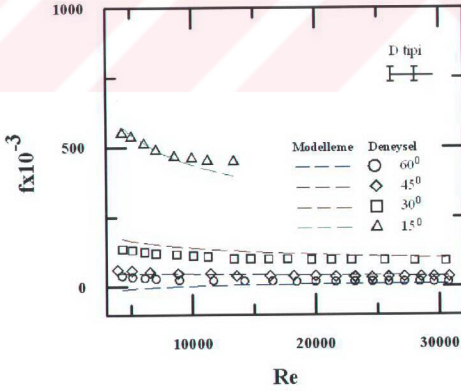
Ek Şekil 3. 6B& deneyler için deneysel ve matematiksel model $f - Re$ lineer değişimi

c) C tipi deneyler

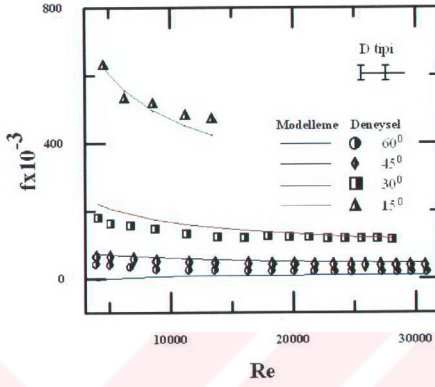


Ek Şekil 4. 6C& deneyler için deneysel ve matematiksel model $f - Re$ linear değişimi

d) D tipi deneyler

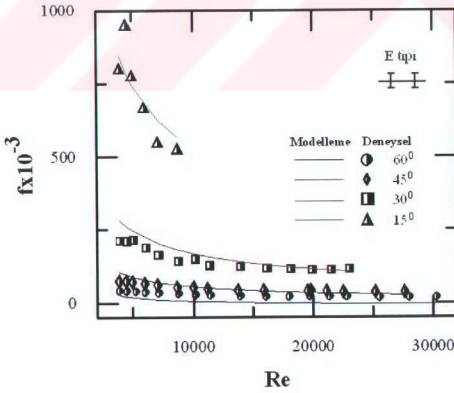


Ek Şekil 5. 4D& deneyler için deneysel ve matematiksel model $f - Re$ linear değişimi



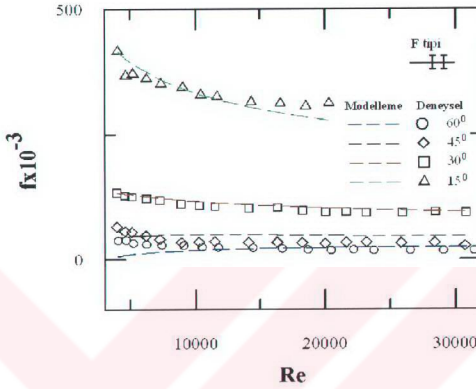
Ek Şekil 6. 6D& deneyler için deneysel ve matematiksel model $f - Re$ lineer değişimi

d) E tipi deneyler

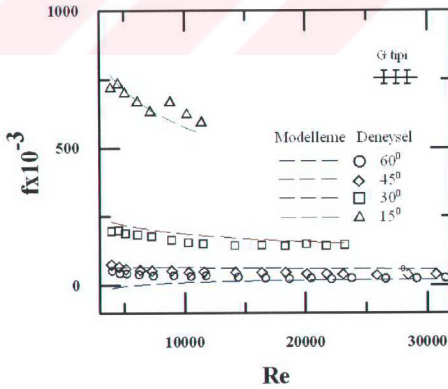


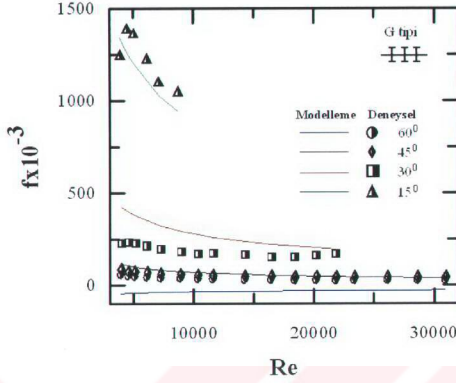
Ek Şekil 7. 6E& deneyler için deneysel ve matematiksel model $f - Re$ lineer değişimi

F) F tipi deneyler

Ek Şekil 8. $4F&$ deneyler için deneysel ve matematiksel model $f - Re$ lineer değişimi

G) G tipi deneyler



Ek Şekil 9. 4G& deneyler için deneysel ve matematiksel model $f - Re$ lineer değişimiEk Şekil 10. 6G& deneyler için deneysel ve matematiksel model $f - Re$ lineer değişimi

Veri tabanının geniş bir alana yayılmış olması nedeniyle, 60° kanat açısına ait matematiksel model sürtünme faktörü sonuçları modelin uygulama sınırını da belirlemektedir. Bu uygulama sınırı, büyük kanat açılarında elde edilen küçük sürtünme faktörlerine değil, veri aralığının genişliğine bağlıdır. Yani geniş veri aralığında uyum az, dar veri aralığında ise uyum yüksektir. Bu durum Nusselt sayısına ait uyumlar incelendiğinde de görülmüştür. Çünkü Nusselt sayısı veri tabanının geniş bir alana yayılmaması dolayısıyla deneysel-model sonuçlarında çok iyi uyum elde edilmiştir.

Ek 5. Belirsizlik Analizi

Bütün deneylerden elde edilen bulgular analiz edilmelidir. Araştırmacılar tarafından elde edilen deneysel bulguların geçerliliği bilinmek istenir. En basit ölçme şekli olan bir uzunluk ölçmesinde bile, kullanılan ölçme aletinin hassasiyeti bilinmelidir.

Genel olarak deneysel hataları üç grupta toplamak mümkündür. Bunlardan birinci gruptakiler ölçme cihazlarının yanlış seçimi veya ölçme sistemlerinin yanlış dizaynından ortaya çıkan hatalardır. Bu hatalar genellikle ölçülen diğer bulgulardan farklı karakterde olduğundan, tecrübeli bir deneyci tarafından kolaylıkla tespit edilebilirler.

İkinci grup hatalar, sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalardır. Bunlar da genel olarak tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla bilinmeyen hatalardır.

Üçüncü grup hatalar ise rastgele hatalardır. Bu hatalar deneyi yapan elemanların değişmesi, zamanla dikkat azalması, elektrik geriliminin değişmesi, cihazların ısınması sonucu ortaya çıkan elektronik ölçme aletlerindeki salınımlar veya ölçme aletlerindeki histerizis olaylarından kaynaklanabilir.

Deneysel bulgularda hata analizi için “Belirsizlik Analizi” adı verilen daha hassas bir yöntem, Kline ve McClintock [66] tarafından ortaya çıkarılmıştır. Bu yöntemle göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda,

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

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,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (E.21)$$

şeklinde verilmektedir.

Belirsizlik analizinin diğer analizlere göre belirgin üstünlüğü, burada en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesidir. En büyük hataya neden olan

değişken yanında diğer değişkenler ihmal edilebilir ve inceleme bu hatayı yapan cihaz üzerine yoğunlaştırılabilir. Örnek olarak dört değişkenli bir sistemde,

$$\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x} \right) w_x \right]$$

değerleri sırasıyla 10, 1, 0.1 ve 2 ise, belirsizlik analizine göre toplam hata oranı,

$$w_R = \left[(10)^2 + (1)^2 + (0.1)^2 + (2)^2 \right]^{1/2} = 10.2$$

elde edilir. Görüldüğü gibi en büyük hataya neden olan birinci değişken, toplam hata oranını da yaklaşık olarak belirlemektedir. Bu şekilde, deneylerden önce ve deneyler sırasında bu analiz yapılarak, özellikle en büyük hataya neden olan ölçme cihazının uygun olup olmadığı incelenebilir.

a) Hava Debisi İçin Belirsizlik Analizi

Boru içinden akan havanın debisi,

$$\dot{m}_h = K \frac{\pi d_s^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta P} \quad (E.22)$$

bağıntısı ile verilir. Hava debisindeki belirsizlik;

$$W_{m_h} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial \rho} w_\rho \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial d_s} w_{d_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (E.23)$$

$$\frac{W_{m_h}}{\dot{m}_h} = \left[\frac{1}{4} \left(\frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{w_{d_s}}{d_s} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(-\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (E.24)$$

eşitliği ile hesaplanır.

b) Yoğuşan Buhar Debisi İçin Belirsizlik Analizi

Yoğuşan buhar debisi,

$$\dot{m}_y = \frac{m_y}{t} \quad (\text{E.25})$$

bağıntısı ile verilir. Yoğuşan buhar debisindeki belirsizlik;

$$\frac{W_{m_y}}{m_y} = \left[\left(\frac{w_{m_y}}{m_y} \right)^2 + \left(-\frac{w_t}{t} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.26})$$

eşitliği ile hesaplanır.

c) Reynolds Sayısı İçin Belirsizlik Analizi

Reynolds sayısı,

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_h}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (\text{E.27})$$

bağıntısı ile verilir. Reynolds sayısındaki belirsizlik;

$$W_{\text{Re}} = \left[\left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \dot{m}_h} w_{\dot{m}_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial D} w_D \right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \mu} w_\mu \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.28})$$

$$\frac{W_{\text{Re}}}{\text{Re}} = \left[\left(\frac{w_{\dot{m}_h}}{\dot{m}_h} \right)^2 + \left(-\frac{w_D}{D} \right)^2 + \left(-\frac{w_\mu}{\mu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.29})$$

eşitliği ile hesaplanır.

d) Nusselt Sayısı İçin Belirsizlik Analizi

Nusselt sayısı,

$$Nu = \frac{\dot{m}_y h_{fg} D \ln \left(\frac{T_s - T_g}{T_s - T_\zeta} \right)}{k \pi L (T_s - T_g) - (T_s - T_\zeta)} \quad (\text{E.30})$$

eşitliğinden hesaplanmaktadır. Nusselt sayısındaki belirsizlik aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$W_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial \dot{m}_y} w_{m_y} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} w_L \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k_h} w_{k_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial h_{fg}} w_{h_{fg}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_s} w_{T_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_\zeta} w_{T_\zeta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.31})$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{w_{m_y}}{\dot{m}_y} \right)^2 + \left(-\frac{w_L}{L} \right)^2 + \left(-\frac{w_{k_h}}{k_h} \right)^2 + \left(\frac{w_{h_{fg}}}{h_{fg}} \right)^2 + \left(-\frac{(T_\zeta - T_g) \cdot w_{T_s}}{(T_s - T_g)(T_s - T_\zeta) \ln \left(\frac{T_s - T_g}{T_s - T_\zeta} \right)} \right)^2 + \left(-\frac{w_{T_g}}{(T_s - T_g) \ln \left(\frac{T_s - T_g}{T_s - T_\zeta} \right)} + \frac{w_{T_g}}{(T_\zeta - T_g)} \right)^2 + \left(\frac{w_{T_\zeta}}{(T_s - T_\zeta) \ln \left(\frac{T_s - T_g}{T_s - T_\zeta} \right)} - \frac{w_{T_\zeta}}{(T_\zeta - T_g)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.32})$$

e) Prandtl Sayısı İçin Belirsizlik Analizi

Prandtl sayısı,

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k_h} \quad (\text{E.33})$$

eşitliği ile verilir. Prandtl sayısındaki belirsizlik;

$$W_{Pr} = \left[\left(\frac{\partial Pr}{\partial \mu} w_{\mu} \right)^2 + \left(\frac{\partial Pr}{\partial C_p} w_{C_p} \right)^2 + \left(\frac{\partial Pr}{\partial k_h} w_{k_h} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{Pr}}{Pr} = \left[\left(\frac{w_{\mu}}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{w_{C_p}}{C_p} \right)^2 + \left(-\frac{w_{k_h}}{k_h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (E.34)$$

eşitliği ile hesaplanır.

f) Sürtünme Faktörü İçin Belirsizlik Analizi

Sürtünme faktörü,

$$f_d = \frac{\Delta P - \left(\frac{\dot{m}_h}{A} \right)^2 \left(\frac{1}{\rho_{h_c}} - \frac{1}{\rho_{h_g}} \right)}{\frac{4L}{D} \rho_h \cdot \frac{V_{ort}^2}{2}} \quad (E.35)$$

bağıntısı ile verilir. Sürtünme faktöründeki belirsizlik;

$$W_{fd} = \left[\left(\frac{\partial f_d}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\partial f_d}{\partial L} w_L \right)^2 + \left(\frac{\partial f_d}{\partial D} w_D \right)^2 + \left(\frac{\partial f_d}{\partial \dot{m}_h} w_{\dot{m}_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial f_d}{\partial \rho_h} w_{\rho_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial f_d}{\partial \rho_{hg}} w_{\rho_{hg}} \right)^2 + \left(\frac{\partial f_d}{\partial \rho_{hc}} w_{\rho_{hc}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (E.36)$$

$$\frac{W_{fd}}{fd} = \left[\left(\frac{\frac{w_{\Delta P}}{\left(\Delta P - \frac{16.m_h^2}{\pi^2.D^2} \left(\frac{1}{\rho_{hg}} - \frac{1}{\rho_{hg}} \right) \right)}}{\left(\frac{\Delta P}{\pi^2.D^4} \left(\frac{1}{\rho_{hg}} - \frac{1}{\rho_{hg}} \right) \right)} - 1 \right)}{\left(\frac{\Delta P}{\pi^2.D^4} \left(\frac{1}{\rho_{hg}} - \frac{1}{\rho_{hg}} \right) \right)} - 1 \right)^2 + \left(\frac{-\frac{2}{m_h} w_{m_h}}{\Delta P} - \frac{2}{m_h} w_{m_h}}{\left(\frac{16.m_h^2}{\pi^2.D^4} \left(\frac{1}{\rho_{hg}} - \frac{1}{\rho_{hg}} \right) \right)} \right)^2 + \left(\frac{\frac{4.w_D}{D}}{\left(\frac{\Delta P}{\pi^2.D^4} \left(\frac{1}{\rho_{hg}} - \frac{1}{\rho_{hg}} \right) \right)} - 1 \right) + \frac{5}{D} w_D + \left(\frac{\frac{w_{\rho_{hg}}}{\rho_{hg}^2}}{\frac{\Delta P}{\pi^2.D^4} - \left(\frac{1}{\rho_{hg}} - \frac{1}{\rho_{hg}} \right)}}{\left(\frac{\Delta P}{\pi^2.D^4} \left(\frac{1}{\rho_{hg}} - \frac{1}{\rho_{hg}} \right) \right)} \right)^2 + \left(\frac{w_{\rho_{hg}}}{\rho_{hg}^2} \right)^2 + \left(-\frac{w_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{w_{\rho_h}}{\rho_h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (E.37)$$

eşitliği ile hesaplanır.

Deneysel Ölçme ve Okuma Hataları:

1. Termoeleman çiftlerinden kaynaklanan hata; $\pm 0.1 \text{ } ^\circ\text{C}$ (% 0.1)
2. Manometre okuma hatası; $\pm 1 \text{ mm SS}$ (% 0.1)
3. Özellik tablolarından alınan değerlerde okuma hatası (ρ, Cp, μ, h_{fg}, k); (% 0.1)
4. Yoğuşuk debisi ölçümünde kullanılan hassas terazi hatası; $\pm 0.1 \text{ g}$ (% 0.1)
5. Kronometre hatası; $\pm 1 \text{ salise}$ (% 0.1)
6. Çap ve uzunluk ölçmelerinden kaynaklanan hata; $\pm 0.1 \text{ mm}$ (% 0.1)

Ek Tablo 5. Belirsizlik Analizi Sonuçları

Tip	Re	W_{Re} (%)	W_{Nu} (%)	W_{Pr} (%)	W_f (%)
<i>Boş boru</i>	5367	6.28	1.14	0.17	10.6
	9016	5.03	1.70	0.17	8.73
	11688	4.02	1.95	0.17	7.59
	16613	3.38	2.43	0.17	6.13
	23555	2.56	3.32	0.16	5.78
	28873	1.75	4.12	0.16	4.13
<i>4C15</i>	6951	5.03	1.92	0.17	16.1
	15700	4.20	3.74	0.17	14.4
<i>4C30</i>	7054	4.03	1.67	0.17	15.1
	17658	3.04	5.19	0.17	11.4
	29842	1.53	3.44	0.16	4.24
<i>4C45</i>	8628	5.68	1.83	0.17	10.6
	15870	4.03	2.97	0.17	14.1
	25373	2.05	4.22	0.16	5.3
<i>4C60</i>	5038	5.26	1.24	0.17	10
	13938	4.69	2.39	0.17	8.2
	28074	1.77	4.71	0.16	4.1
<i>6D15</i>	8577	6.70	3.13	0.16	20.7
	13356	6.98	4.2	0.17	19.7
<i>6D30</i>	5120	6.68	3.22	0.17	17
	17711	5.03	4.56	0.17	14
	27997	6.71	6.6	0.17	6.7
<i>6D45</i>	8840	5.58	2.54	0.17	16.2
	18240	4.70	4.38	0.17	13.6
	29524	4.04	6.15	0.16	8.1
<i>6D60</i>	8902	6.10	2.7	0.17	13.7
	18455	5.03	3.58	0.17	12.2
	29545	2.70	5.13	0.16	6.2
<i>6E15</i>	7086	7.40	3.2	0.17	18.7
	10147	5.89	4.7	0.17	12.2
<i>6E30</i>	23023	3.32	3.2	0.17	8.2
	7041	6.40	3.15	0.16	17.4
<i>6E45</i>	15893	4.79	5.56	0.17	14.3
	25208	3.31	6.7	0.17	7.5
	6100	6.18	2.75	0.17	19
<i>6E60</i>	13986	4.39	4.17	0.17	11.9
	28092	3.25	5.67	0.16	7.2

Isı geçişi ve basınç düşümü deneylerindeki “ Belirsizlik Analizi ” sonuçları boş boru C, D ve E deney tipleri için Ek Tablo 3’ de verilmiştir. Belirsizlik analizi bütün deney verileri değerlendirilerek yapılmıştır ve elde edilen hata oranları tablodan da görüldüğü gibi en az hata % 0.17 ile Prandtl sayısında ortaya çıkarken, en büyük hatanın %20.7 ile sürtünme faktöründe olduğu görülmüştür. Boş boruya ait belirsizlik analizi sonuçları irdelendiğinde ortalama hataların Reynolds sayısında % 5, Nusselt sayısında % 3,

Prandtl sayısında % 0.17 ve sürtünme faktöründe % 7 olduğu görülmüştür. Reynolds sayısı azaldıkça deneylerdeki hata oranı artmaktadır. Tek dönme reteğli *C* deney tipinde ortalama hataların Reynolds sayısında % 5, Nusselt sayısında % 4 ve sürtünme faktöründe %10 olduğu görülmüştür. İki dönme reteğli *D* ve *E* deney tiplerinde ise hata oranı sürtünme faktöründe % 15 olarak elde edilmiştir. Düşük Reynolds sayılarında ve kk kanat açılı deneylerde, Reynolds sayısı ve sürtünme faktöründeki belirsizlikler artmaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla ise Nusselt sayısı değerlerindeki belirsizlikler artmıştır.



9. ÖZGEÇMİŞ

Betül AYHAN SARAÇ; 30 Kasım 1971 tarihinde Trabzon' da doğdu. İlk, Orta ve lise öğrenimini Trabzon' da tamamladı. 1994 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 1994 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı' nda yüksek lisans öğrenimine başladı. 1996 yılında K.T.Ü Ordu Meslek yüksekokulu' na Öğretim Görevlisi olarak çalışmaya başladı. 1996 yılında yüksek lisans eğitimini tamamladı ve aynı yıl doktora programına kayıt yaptırdı. 1998 yılından itibaren K.T.Ü. Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümünde Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır. Evli ve bir çocuk annesidir.

