

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BORU GİRİŞİNDE ENJEKTÖRLÜ TÜRBÜLANS ÜRETİCİSİ BULUNAN ISI
DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE ISI TRANSFERİNİN VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNÜN
İNCELENMESİ

Gülşah ÇAKMAK

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

96350

2000
ELAZIĞ

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BORU GİRİŞİNDE ENJEKTÖRLÜ TÜRBÜLANS ÜRETİCİSİ BULUNAN ISI
DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE ISI TRANSFERİNİN VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNÜN
İNCELENMESİ

Gülşah ÇAKMAK

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez,...../...../..... Tarihinde, Aşağıda Belirtilen Jüri Tarafından
Oybirliği/Oyçokluğu ile Başarılı/Başarısız Olarak Değerlendirilmiştir.

(İmza)
Danışman

(İmza)

(İmza)

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BORU GİRİŞİNDE ENJEKTÖRLÜ TÜRBÜLANS ÜRETİCİSİ BULUNAN ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE ISI TRANSFERİNİN VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNÜN İNCELENMESİ

Gülşah ÇAKMAK

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

2000, Sayfa:100

Bu çalışmada da konsantrik tip ısı değiştirgeçlerinde ısı transferinin iyileştirilmesi amacıyla iç borunun giriş bölgesine değişik çap ve sayıda düzgün ve üçgen sıralı enjektör(swirl elemanlar) yerleştirilerek sıcak havada swirl hareket oluşturulmuştur. Bu amaçla değişik dönmeli akış üreticileri(enjektörler) deneysel olarak test edilmek için hazırlanmıştır. Bu elemanlar değişik çap ve sayıda enjektör içeren kapak şeklinde olup iç borunun giriş bölümüne kolaylıkla takılıp sökülebilmektedir. Sıcak hava ve soğuk su sırayla iç boru ve annular aralıktan geçmektedir. Deneyler değişik Reynolds Sayılarında zıt ve paralel akışlar için yapılmıştır.

Deneylelerde kullanılan swirl elemanların(enjektör) sayısının artması ve çapının azalmasıyla ısı transferi artmıştır. Ayrıca üçgen sıralı durumda bu iyileşmeler daha fazla olmuştur. En yüksek iyileşme üçgen sıralı, en küçük çaplı, beş sıralı swirl elemanında zıt akışlı ısı değiştirgeci modunda görölmüştür.

İç boru girişinde takılan elemanlar nedeniyle meydana gelen basınç kaybı nedeniyle ilave akış enerjisi swirl elemanın ısı kazancı yanında daha düşük kalmıştır.

Elde edilen sonuçlara göre swirl elemanlı ısı değiştirgecinin swirl elemansız ısı değiştirgeci ile kıyaslanmasıyla ısı transferinde % 190 iyileşme olduğu göröldü.

İç borunun girişine yerleştirilen bu elemanların kullanılmasıyla aynı kapasitede fakat daha küçük boyutta ısı değiştirgeci elde etmenin mümkün olduğu gösterildi.

Anahtar Kelimeler: Isı Değiştirgeci, Dönmeli akış, Enjektör.



SUMMARY

Master Thesis

**THE INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN THE
HEAT EXCHANGERS EQUIPPED TURBULANCE GENERATOR WITH
INJEKTOR AT THE ENTRANCE SECTION**

Gülşah ÇAKMAK

University of Fırat
Gradute School of Natural and Applied Science
Department of Mechanical Engineering

2000, Page:100

In this work, undertaken to enhance heat transfer rates, swirling motion was imposed on the hot air by placing injektors(swirl elements) with various diameter and number of circular slots in straight or zig-zag line rows on the entrance section of a inner pipe of concentric tube heat exchanger with this aim various swirl generators(injectors) were prepared to test in the experiments. These elements are lid-shaped parts containing different diameter and number of circular slots and can be placed and removed eaisly on the entance section of the inner pipe. Hot air and cold~water were passed though the inner pipe and annulus respectively. Experiments were carried out for both parallel and countercurrent flow models of the fluids at Reynolds numbers.

Heat transfer rates increased with decreasing diameter and with increasing number of slots the swirl elements(injectors) used in the experiments. Additional enhancements aquied with slots arranged in zig-zag line. The highest enhancement was seen to occur in countercurrent flow mode of exchanger with swirl elements having smaller diameter five slots in a row of zig-zag line.

The additional flow energy required to overcome the loves in the entrance section of the inner pipe was found to be very much lower than net heat gain aquied with swirl elements.

The results showed that up to % 190 enhancement could be accomplished in heat transfer rates with this kind of swirl generators compared to heat exchanger without these elements.

In the end of the study, the results showed that a rather smaller size but the same capacity heat exchanger could be proposed by using these elements improsing swirling to the fluid flowing through inner pipe.

Key Words: Heat exchanger, Swirling flow, Injector.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yürütülmesinde yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Doç. Dr. Cengiz YILDIZ' a, sayın hocam Doç. Dr. Yaşar BİÇER' e, Bölüm Başkanımız sayın hocam Prof. Dr. Kâzım PIHTILI' ya ve Uzman Ebru KAVAK' a teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	III
SUMMARY.....	V
TEŞEKKÜR.....	VII
İÇİNDEKİLER.....	VIII
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	X
SİMGELER LİSTESİ.....	XVI
1. GİRİŞ.....	1
2. KONU İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİ VE ISIL HESAPLARI.....	10
3.1. Yüzeyle Tıp Isı Değıştirgeçleri.....	10
3.1.1. Aynı Yönde Paralel Akışlı Isı Değıştirgeçleri.....	10
3.1.2. Zıt Yönde Paralel Akışlı Isı Değıştirgeçleri.....	11
3.1.3. Çapraz Akışlı Isı Değıştirgeçleri.....	11
3.2. Reküperatörler.....	13
3.3. Rejenaratörler.....	14
3.4. Isı Değıştirgeçleri Isıl Hesapları.....	15
3.4.1. Aynı Yönde Paralel Akışlı Isı Değıştirgeçleri.....	15
3.4.1.1. Sıcaklık Değışmesinin Elde Edilmesi.....	15
3.4.1.2. Aynı Yönde Paralel Akışlı Isı Değıştirgeçleri	
Transfer Edilen Toplam Isı Miktarı.....	18
3.4.2. Zıt Yönde Paralel Akışlı Isı Değıştirgeçleri.....	19
3.4.2.1. Sıcaklık Değışmesinin Elde Edilmesi.....	19
3.4.2.2. Zıt Yönde Paralel Akışlı Isı Değıştirgeçleri	
Transfer Edilen Toplam Isı Miktarı.....	22
3.5. İç İçe Borulu Isı Değıştirgeçlerinde ΔT_m 'ın Hesabı.....	23
4. ZORLANMIŞ AKIŞLARDA KONVEKSİYONLA ISI GEÇİŞİ.....	26
4.1. Boru İç Akışlarda Isı Geçişİ.....	29
4.1.1. Boru İçinde Laminer Akışta Isı Transferi.....	29
4.1.1.1. Hidrodinamik Bakımdan Gelişmiş Laminer Akış.....	29
4.1.1.2. Hidrodinamik Ve Termal Bakımdan Gelişmiş Laminer Akış.....	30
4.1.2. Türbölanslı Akışta Isı Transferi.....	31
4.1.2.1. Gelişmiş Türbölanslı Akışta Sıvılar İçin Isı Geçişİ.....	31

4.1.2.2. Gelişmiş Türbülanslı Gaz Akışlarında Isı Geçişi.....	32
4.2. İç İç Borularda Isı Geçişi.....	33
4.2.1. İç İç Borularda Laminer Akışta Isı Geçişi.....	34
4.2.2. İç İç Borularda Türbülanslı Akışta Isı Geçişi.....	35
4.3. Borularda Basınç Düşüşü.....	36
5.DENEYSEL ÇALIŞMA.....	39
5.1.Deneysel Metod.....	42
6.DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	46
7.Sonuçlar ve Öneriler.....	48
KAYNAKLAR.....	93



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Aynı Yönlü Paralel Akışlı Isı Değiştirgecinde	
Sıcaklığın Uzunlukla Değişimi.....	11
Şekil 3.2. Zıt Yönlü Paralel Akışlı Isı Değiştirgecinde	
Sıcaklığın Uzunlukla Değişimi.....	11
Şekil 3.3. Çapraz Akışlı Isı Değiştirgeçleri.....	12
Şekil 3.4. Çapraz Zıt Akışlı Isı Değiştirgeci Şeması.....	13
Şekil 3.5. Reküperatör.....	14
Şekil 3.6. Rejenaratör.....	15
Şekil 3.7. Zıt Ve Paralel Akışlı Isı Değiştirgeci.....	23
Şekil 3.8. Zıt Akışlı Bir Isı Değiştirgecinde Akışkan Sıcaklığı Değişimi.....	24
Şekil 4.1. Isınan Laminer Akışta Hız Ve Sıcaklık Profili	27
Şekil 4.2. Soğuyan Laminer Akışta Hız Ve Sıcaklık Profili.....	27
Şekil 4.3. Isınan Türbülanslı Akışta Hız Ve Sıcaklık Profili.....	27
Şekil 4.4. Soğuyan Türbülanslı Akışta Hız Ve Sıcaklık Profili.....	27
Şekil 4.5. Isınan Ve Soğuyan Akışta Hız Profili Farklılığı.....	28
Şekil 4.6. Boru İçinde Laminer Akışta Hız Dağılımının Gelişimi.....	30
Şekil 4.7. Isınan Boru İç Akışında Termik Sınır Tabaka	
ve Sıcaklık Profili Oluşumu.....	30
Şekil 4.8. Boru İçinde Türbülanslı Akışın Gelişimi.....	31
Şekil 4.9. Konsantrik Borularda Isı Geçişi.....	33
Şekil 4.10. Boru İçindeki Akışta Hız Ve Kayma Gerilmeleri.....	36
Şekil 7.1. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi($d=6\text{ mm}$, $n=2$, 90° açılı).....	50
Şekil 7.2. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9\text{ mm}$, $n=2$, 90° açılı).....	50
Şekil 7.3. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6\text{ mm}$, $n=2$, 90° açılı).....	51
Şekil 7.4. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	-
İlişkisi ($d=9\text{ mm}$, $n=2$, 90° açılı).....	51
Şekil 7.5. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6\text{ mm}$, $n=4$, 90° açılı).....	52

Şekil 7.6. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	52
Şekil 7.7. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	53
Şekil 7.8. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	53
Şekil 7.9. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi($d=6$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	54
Şekil 7.10. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	54
Şekil 7.11. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	55
Şekil 7.12. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	55
Şekil 7.13. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	56
Şekil 7.14. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	56
Şekil 7.15. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	57
Şekil 7.16. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	57
Şekil 7.17. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi($d=6$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	59
Şekil 7.18. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	59
Şekil 7.19. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	60
Şekil 7.20. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	60
Şekil 7.21. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	61
Şekil 7.22. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	61

Şekil 7.23. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	62
Şekil 7.24. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	62
Şekil 7.25. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi($d=6$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	63
Şekil 7.26. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	63
Şekil 7.27. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	64
Şekil 7.28. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	64
Şekil 7.29. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	65
Şekil 7.30. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	65
Şekil 7.31. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	66
Şekil 7.32. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	66
Şekil 7.33. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP-Re	
İlişkisi($d=6$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	68
Şekil 7.34. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	68
Şekil 7.35. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	69
Şekil 7.36. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	69
Şekil 7.37. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	70
Şekil 7.38. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	70

Şekil 7.39. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	71
Şekil 7.40. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP-Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	71
Şekil 7.41. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi($d=6$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	72
Şekil 7.42. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	72
Şekil 7.43. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	73
Şekil 7.44. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=2$, 60° açılı).....	73
Şekil 7.45. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	74
Şekil 7.46. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	74
Şekil 7.47. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=6$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	75
Şekil 7.48. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP -Re	
İlişkisi ($d=9$ mm, $n=4$, 60° açılı).....	75
Şekil 7.49. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi($d=6$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	77
Şekil 7.50. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi ($d=9$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	77
Şekil 7.51. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi ($d=6$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	78
Şekil 7.52. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi ($d=9$ mm, $n=2$, 90° açılı).....	78
Şekil 7.53. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi ($d=6$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	79
Şekil 7.54. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi ($d=9$ mm, $n=4$, 90° açılı).....	79

Şekil 7.55. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=4, 90° açılı).....	80
Şekil 7.56. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=4, 90° açılı).....	80
Şekil 7.57. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=2, 60° açılı).....	81
Şekil 7.58. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=2, 60° açılı).....	81
Şekil 7.59. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=2, 60° açılı).....	82
Şekil 7.60. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=2, 60° açılı).....	82
Şekil 7.61. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=4, 60° açılı).....	83
Şekil 7.62. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=4, 60° açılı).....	83
Şekil 7.63. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=4, 60° açılı).....	84
Şekil 7.64. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=4, 60° açılı).....	84
Şekil 7.65. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=2, 90° açılı).....	85
Şekil 7.66. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=2, 90° açılı).....	85
Şekil 7.67. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=2, 90° açılı).....	86
Şekil 7.68. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=2, 90° açılı).....	86
Şekil 7.69. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=4, 90° açılı).....	87
Şekil 7.70. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=4, 90° açılı).....	87

Şekil 7.71. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=4, 90° açılı).....	88
Şekil 7.72. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=4, 90° açılı).....	88
Şekil 7.73. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=2, 60° açılı).....	89
Şekil 7.74. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=2, 60° açılı).....	89
Şekil 7.75. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=2, 60° açılı).....	90
Şekil 7.76. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=2, 60° açılı).....	90
Şekil 7.77. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=4, 60° açılı).....	91
Şekil 7.78. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=4, 60° açılı).....	91
Şekil 7.79. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=6 mm, n=4, 60° açılı).....	92
Şekil 7.80. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re	
Değişimi (d=9 mm, n=4, 60° açılı).....	92

SİMGELER LİSTESİ

A : Alan

a : d_d / D_i oranını ifade eden bir sabit

c_p : Özgül ısı, kJ/kg K

C_h : Sıcak akışkanın ısı kapasite debisi, kJ/ K

C_c : Soğuk akışkanın ısı kapasite debisi, kJ/ K

D : Dış borunun dış çapı, m

D_i : Dış borunun iç çapı, m

d_d : İç borunun dış çapı, m

d_i : İç borunun iç çapı, m

d_s : Swirling parçası üzerindeki deliklerin çapı, m

d_e : Eşdeğer çap, m

f : Sürtünme katsayısı

h_h : Sıcak akışkanın ısı geçiş katsayısı, W/m² K

h_c : Sıcak akışkanın ısı geçiş katsayısı, W/m² K

K : Toplam ısı geçiş katsayısı, W/m² K

k : Isı iletim katsayısı, W/m² K

L_{hid} : Hidrodinamik giriş bölgesi uzunluğu, m

$L_{ısıl}$: Isıl giriş bölgesi uzunluğu, m

L : Boru uzunluğu, m

m : Kütlesel debi, kg/h

N : Delik sırası

Nu : Nusselt sayısı

Nu_{∞} : Boru uzunluğunun sonsuz olması durumundaki Nu sayısı

Nu_k : Konsantrik borulardaki Nu sayısı

P : Basınç, N/m²

Δp_e : Swirling elemanı bulunan ısı değiştirgecindeki basınç düşüşü, N/m²

Δp : Swirling elemanı bulunmayan ısı değiştiricisinin basınç düşüşü, N/m²

Pr : Prandtl sayısı

Q_e : Swirling elemanı bulunan ısı değiştirgecindeki ısı miktarı, W

Q : Swirling elemanı bulunmayan ısı değiştirgecindeki ısı miktarı, W

ϕ_{NK} : Net ısı kazancı, W

r : Yarıçap, m

r_i : İç yarıçap, m

Re : Reynolds sayısı

T_h : Sıcak akışkanın sıcaklığı, °C

T_c : Soğuk akışkanın sıcaklığı, °C

T_d : Borunun dış yüzey sıcaklığı, °C

T_i : Borunun iç yüzey sıcaklığı, °C

T_m : Ortalama akışkan sıcaklığı, °C

ΔT_m : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, °C

U : Hız, m/s

U_m : Akışkanın ortalama hızı, m/s

U_c : Boru merkezindeki hız, m/s

$\dot{V}$: Hacimsel debi, m³/h

ν : Kinematik viskozite, m²/h

μ : Dinamik viskozite, Pa.s

ρ : Yoğunluk, kg/m³

τ : Kayma gerilmesi, Pa

1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı değişimini sağlayan cihazlardır. En basit ısı değiştiricinde sıcak ve soğuk akışkan karışarak enerjinin sakınımı prensibiyle belirlenen bir sıcaklıkta cihazı terk eder. Bu tip cihazlar gerçekte ısı değiştirgecinden ziyade karıştıracıdır. Mühendislik uygulamalarında sıcak ve soğuk akışkanlar genellikle birbirlerinden ayrılırlar ve sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı transferi, aradaki değişik geometrilerdeki ayırıcı duvar vasıtasıyla olur. Esas itibarıyla ısı transferi metal bir duvar ile ayrılmış sıcak akışkandan soğuk akışkana kondüksiyon ve konveksiyonla gerçekteşir.

Isı değiştiricisinin dizaynı oldukça karmaşık bir konu olup; ısı transferi, basınç düşüş analizi, ölçülendirme, boyut, performans tespiti ve ekonomiklik dizayn açısından önemli faktörlerdir. Örneğin; güç santralleri ve kimyasal proses üniteleri gibi geniş yerleşim ve kullanım gerektiren yerlerde maliyet en önemli faktör iken esas belirleyici faktör ağırlık ve ölçü sınırlaması olmaktadır.

Isı değiştiricilerini imalat özelliklerine ve kullanım yerlerine göre silindirik, plakalı, kanatçıklı ve regenerative ısı değiştiricisi v.s. şeklinde sınıflandırmak mümkündür. Kullanılan yer ve kullanım amacı ısı değiştiricisinin belirlenmesinde en önemli faktör olmaktadır. Örneğin; silindirik tüplü ısı değiştiricileri sıvı-sıvı, sıvı-gaz veya gaz-gaz akışkanlarda en sık uygulanan türlerdir.

Günümüzde enerjinin pahalı olması ve dünyanın büyük bir enerji darboğazı içine girmesi nedeniyle mevcut enerjinin verimli kullanılması önem taşımaktadır. Bu amaçla son yıllarda ısı değiştirgeçlerinde malzeme ve enerji tasarrufu yapmak amacıyla çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalarda amaç belli bir kapasite için daha küçük boyutlu ısı değiştirgecinin dizayn edilmesi ön planda tutulmaktadır. Bu yapılırken sabit yatırım maliyetinin göz önünde bulundurulması ve yapılan çözümün pahalı olmaması gerekir. Diğer bir çözüm ise, ısı değiştirgecine giren akışkanın sabit sıcaklığına karşılık ısı transferini artırmak, yani ısı değiştirgecinde ortalama sıcaklık farkını düşürmektir. Bu yöntemle sistemin termodinamik verimini artırarak işletme maliyeti azaltılır. Isı transferini artırma teknikleri kullanılarak ısı değiştirgeçlerinde ısı transferide iyileştirmeler yapılabilir. Bu da sıcak ve soğuk akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayılarının iyileştirilmesi ile mümkündür. Isı transferini artırma yöntemleri aktif ve pasif yöntemler olarak iki grupta incelenebilir(Yıldız,1995).

Aktif yöntemde akışkana bir ilave enerji verilerek ısı değiştiricisinde ısı transferi artırılır. Örnek olarak bir elektrik motoru vasıtasıyla akışkanın karıştırılması, sistemin döndürülmesi veya akış ortamının titreştirilmesi verilebilir. Pasif yöntemde ise, akışkana bir ilave enerji verilmeden ısı transferinin artırılması amaçlanır. Örnek olarak ısı transfer yüzeyinin işlenmesi, değişik geometrik profiller ve dizaynlar kullanılarak akışın yönlendirilmesi gibi yöntemler verilebilir. Bu düzenlemelerle genelde ısı transferinin artırılması türbülans arttırımı ile sağlanır.

Isı transferini iyileştirici teknik kullanmakla ısı değiştiricisinin boyutlarının küçültülmesi, değişik akış profillerinin uyarlamaları ile ısıl etkinliğin artırılması sağlanırken pompalama ve ek enerji gereksiniminin azaltılması amaçlanır. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki işletme sıcaklık farkının azaltılması ve ısı transfer katsayısının iyileştirilmesiyle de ısı değiştiricisinin etkinliği artırılmış olur.

Dairesel kesitli borularda zorlanmış taşınım ile ısı geçişi uygulamadaki öneminden dolayı üzerinde en çok çalışılan konulardan biridir. Bu amaçla yapılan çalışmalar arasında en çok ısı taşınım katsayısının artırılma yollarının araştırılması, ön planda tutulmuştur.

Isı taşınım katsayısını arttırmak için kullanılan başlıca yöntemler;

- a) Yüzey pürüzlülüğünü arttırmak
- b) Genişletilmiş yüzeyler kullanmak
- c) Akışa dönme vermek

şeklinde sıralanabilir.

Bu çalışmada da, konstrüksiyonlarının basit, hareketli parçalarının olmayışı ve maliyetlerinin düşük olması nedeniyle iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde boru girişinde akışkana dönme etkisi verilerek, ısı geçişinin artırılması amaçlanmıştır. Bunun için muhtelif dönel akış (swirling) elemanları enjektörler hazırlanmıştır. İç borunun giriş ucuna portatif olarak takılıp sökülebilen, her biri farklı çap ve delik sayısı ihtiva eden ve her delikte enjektör bulunduran kapak şeklindeki parçalardan ibarettir. Bu elemanlar yardımıyla iç boruda türbülans meydana getirilerek ısı geçişinin artırılmasına çalışılmıştır. Deneysel çalışmalar hem zıt akış hem de paralel akış için değişik Reynolds sayılarında ve farklı enjektör açıları için tekrarlanmıştır.

2. KONU İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı değıştirgeçlerinin bir çok uygulamasında verimi artırmak için ısı transferini artırma yoluna gidilmiştir. Isı transferini artırmak için genelde üç metotdan yararlanılır.

1. Sıcaklık farkının artırılması
2. Isı transfer alanının artırılması
3. Isı taşınım katsayısını artırılması

Isı taşınım katsayısını arttırmak için genelde boru içinde türbülans artırıcı yollar denenir. Çünkü akışkan ile boru duvarı arasındaki ısı transferinde termal sınır tabaka önem taşımaktadır. Sınır tabaka akış türü ile ilgili olup laminar akışta daha kalın, türbülanslı akışta daha incedir. Bu nedenle türbülanslı akışta ısı transferi laminar akışa göre daha hızlı olur. Böylece sınır tabaka kalınlığı inceldikçe akışkan ile boru arasındaki ısı transferinin daha etkili olduğu görülür. Bu çalışmada da türbülansı arttırmak için enjektörlü swirling elemanlarından yararlanılmıştır.

Swirling akış bir çok uygulamalarda ısı ve kütle transferini arttırmak için kullanılır. Isı, kütle ve momentum taşınımındaki swirl etkilerini araştırmak için çok sayıda deneysel ve nümerik çalışmalar yapılmıştır.

Bir çok araştırmacı dönel akışın etkisini incelemişler ve dönel akışın ısı transferinin artışında önemli bir etken olduğunu göstermiştir(Taslim ve Spring, 1993). Ayrıca akışkanın ısı transfer katsayısını iyileştirmek amacıyla çeşitli tip türbülatorlerin denendiği çalışmalar yapılmıştır.(Farrel, Wert ve Webb, 1991).

Hirai, Takagi, Tanako ve Higashiya(1986) konsantrik bir borudaki ısı ve momentum transferinin değışimini türbülanslı swirling akışta araştırarak nümerik ve deneysel sonuçlar elde edip ısı ve momentum taşınımının artmasının nedenini açıkladılar.

Uygulamada ısı ve kütle transferini arttırmak için kullanılan swirling akışlar genellikle araştırmacıların konusu olmuştur. Teknikte ve doğal çevrelerde karşılaşılan swirling akışlara ait örneklemeler Lught(1983) tarafından yapıldı. Lught bir boru içindeki swirl akışı eksenel ve teğetsel hız bileşenlerine bağlı olarak tanımladı. Osami Kitoh (1990) ise; swirling akışı aerodinamik karışıklık ve akışın yönünü değıştiren tipik bir kompleks türbülanslı akış olarak tanımladı. Deneysel araştırmalar akış hakkında sistematik verileri elde etmek ve akışın fiziksel durumunu belirlemek amacıyla yapıldı.

Kompleks türbülanslı akışlar hakkında Klein, Cantwel ve Lilley(1980-1981) modeller geliştirdiler. Kompleks bir akış meydana getiren bir çok faktör arasında aerodinamik yön değiştirme ve üç boyutluluk, mühendislik alanlarında önem taşımaktadır. Bu faktörlerin etkileri üzerine birkaç farklı çalışma yapıldı. Örneğin, akışın yön değiştirmesiyle ilgili olarak Eskinazi ve Yeh(1956), So (1975) ve Barlow ve Jhanston (1988), üç boyutlu akışlar için Perry ve Joubert (1965), Bradshaw (1971) ve Van den Berg(1982) çalışmalar yaptılar. Swirl boru akışı, ısı değiştirgeçlerinin farklı çeşitlerinde ısı transferinin oluşmasında etken olup, yanma odaları gibi tesisatların dizaynında önem taşır(Algifri, Bhardway ve Rao, 1987).

Swirling akışlarının önemli çalışması 1950'den önce Talbot tarafından yapıldı. Talbot deney borusunun bir kesitini döndürerek deney borusu içinde swirl akış üretti ve görsel olarak zayıflama oranını çıkardı. Talbot (1954) dairesel dik kesitli düz bir borudaki sabit özellikteki kararlı akışkanın laminar akış halinde swirling akışın analizini yaptı. Ward-Smith (1969) yaptığı teorik hesaplarla Talbot'un deneysel çalışmada elde ettiği swirl zayıflama oranlarının uyum içerisinde olduğu görüldü.

Bir boru içindeki laminar swirling akışın analizleri Lavan, Nielsen ve Fejer (1969) tarafından yapıldı. Çalışmada, swirlin etkisini göz önüne alarak Reynolds sayısının sıfıra yaklaşmasıyla dönen katı bir cisimdeki bir akış için türbülans problemlerini incelediler. Ek olarak dönel bir borudaki swirl artışı ve sabit borulardaki swirl zayıflamasının iki problemi için sonlu fark yöntemiyle eksenel simetrik kararlı sistem için Navier-Stokes denklemlerini çözdüler.

Algifri, Bhardway ve Rao(1987) yaptıkları çalışmada eksenel ve teğetsel hız alanlarını dikkate alarak, Eddy viskozitesini bir boru içinde incelediler. Elde edilen verileri Eddy viskozitesi üzerinde, swirl sayısının ve Reynolds sayısının etkisini tayin etmek için kullandılar. Ayrıca, Eddy viskozitesini tayin etmek için Reynolds sayısının ve swirl sayısına bağlı olarak amprik bir bağıntı geliştirdiler. Sonuçta, exponansiyel olarak eksenel doğrultuda zayıflayan swirl yoğunlukları ve zayıflama oranının düşük Reynolds sayılarında daha hızlı olduğunu ve ortalama Eddy viskozitesinin sadece Reynolds sayısına bağlı olmadığını tespit ettiler.

Kreith ve Sonju (1965) zayıf türbülanslı swirl akış için lineer bir yaklaşımı dikkate alarak eksenel akışlı Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak Eddy vizkozitesini ifade ettiler. Wolf, Lavan ve Fejer(1969) türbülanslı akışlardaki zayıf swirl etkisini deneysel çalışmalarında gösterdiler ve ortalama Eddy viskozitesini Reynolds sayısına bağlı olarak amprik bir bağıntı önerdiler. Khalatov(1979) swirl üzerine bir çok araştırmacıların yaptığı

deneyisel sonuçları analiz etti ve aynı zamanda ortalama Eddy viskozitesi ve Reynolds sayısına bağlı olarak ampirik bir bağıntı önerdiler.

Rochino ve Lavan(1969) girdap teorisini ve The Von Karman' ın Eddy diffüzyonunu hesaplayan benzerlik hipotezlerini kullanarak silindirik bir kanaldaki türbülanslı swirling akışı incelediler. Ancak araştırmacılar, başlangıç swirl hız dağılımının katı cisim dönmesine benzer şekilde etkili olduğu zaman benzerlik teorisinin geçersiz olduğu sonucuna vardılar ve böyle akış durumları için maksimum eksenel akış hızına dayalı bir Reynolds sayısı ve Eddy vizkozitesi arasında bir bağıntı da önerdiler.

Swirling akışlarda ısı transfer katsayısının belirlenmesi, Eddy viskozite değerlerinin elde edilmesi şartıyla yapılabilir. Lilley ve Chigier(1971) zamana dayalı ortalama teğetsel ve eksenel hızların dönmeyen swirling akışında Eddy viskozitesini hesaplamak için analitik bir metot önerdiler ve Eddy viskozitesinin (zayıf swirl durumunda bu etkinin önemsiz olması şartıyla) eksenel momentum ve açisal momentumun oranı olarak tanımlanan swirl yoğunluğunun bir fonksiyonu olduğu sonucuna vardılar.

Scatt ve Rask (1973) serbest vorteksli başlangıç hız dağılımı ile dairesel bir kanalda swirling akışındaki Eddy vizkozitesi üzerine deneyisel incelemeler yaptılar ve dış duvara yakın Eddy viskozitesinin swirldeki artış ile çok az arttığını gözlediler.

Wehrli ve Rys(1990) bir boru içindeki asimetric swirling akış problemini, üç boyutlu silindirik kutupsal koordinatlarda sıkıştırılamaz akışkan Navier-Stokes denklemlerini sonlu hacim yardımıyla nümerik olarak incelediler.

Nissan ve Bresan (1961) boru girişinde oluşturulan düşey silindirlerdeki swirling akışın problemini deneyisel olarak incelediler ve akışın teğetsel girişli olma durumu için bazı sonuçlar elde ettiler.

Morsi ve Clayton (1987) ise yaptıkları çalışmada, bir dairesel halka içindeki türbülanslı swirling akışının meydana gelmesi ve gelişmesiyle ilişkili olarak momentum denkleminin asimtotik bir çözümünü verdiler.

Kiya, Fukusako ve Arie (1971) akış gelişmesinin en hızlı olduğu borunun giriş bölgesindeki kararlı laminar swirling akışını incelediler.

Dellenback, Metzger ve Neitzel(1987) eksenel olarak ani genişleyen bir boru içinden geçen türbülanslı swirling akışta ısı transferini incelediler. Girişteki swirlin akışın etkili görüldüğünü gösteren genleşmedeki artışın akış doğrultusundaki iç akışının bozulmasını sağladığı, aynı zamanda kayma oranlarını arttırdığını da ispatladılar.

Hay ve West(1975) ' de swirlin eksenel boru akışı boyunca ısı transfer miktarının belirgin bir şekilde arttırdığını gösterdiler.

Back ve Massier(1994) yüksek derecede soğutulmuş boru ve nozzle içinde laminar sınır tabakanın geliştiği bölgede ısı transfer üzerindeki swirling etkilerini gösteren deneysel bir araştırma yaptılar. Bu çalışmada swirling akışında, boru duvarında olan ısı transfer miktarı swirl elemanın olmadığı durumdan %60 ile %200 arasında arttığını tespit ettiler ve swirling akışlarında duvar ısı akısı miktarının boru içinde akış yönündeki nozulun içindekinden daha fazla olduğunu gördüler.

Sommerfeld, Ando ve Wennerbeng (1972) sınırlandırılmış swirling akışlarındaki katı parçacıkların davranışlarını ortaya koymak için yapılan ayrıntılı ölçümlere dayanan nümerik benzeşimleri ve sonuçlarını onaylayan bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada genleşen bir borudan geçen swirling akışı incelemişlerdir. Gaz akışının nümerik sonuçlarını Navier-Stokes denklemlerini çözmek için bir sonlu hacim yaklaşımı, Eulerian/Lagrangian yaklaşımı, kullanarak çıkarmışlardır. Genelde hesaplanan sonuçlar ortalama gaz ve partikül hızları için deneylerle iyi uyum göstermiştir. Ayrıca, nümerik verilerle partikül boyutu, hız bağıntıları ve geçiş süresi arasındaki bağıntılar göz önüne alınarak partikül hız karakteristiklerini açıklamışlardır.

Sommerfeld, Krebs (1990) ve Qui (1991) bir swirling akışındaki katı partiküllerin dağılımını incelemişler ve gaz partikül hız karakteristiklerini ve partikül hız korelasyonunu Phase-Doppler anemometresi kullanarak tespit etmişlerdir. Bu ölçme tekniği kullanılarak materyal parçacığın spektrum (izgesel) büyüklüğü dahilinde farklı parçacık büyüklüklerinin davranış türlerini incelemişlerdir. Ayrıca akış alanının her yerine dağılı partikül büyüklüğünün değişimini incelemişlerdir. Burada radyal transporttan dolayı kuvvetli ayrılma etkileri, türbülans dağılımı ve merkezkaç kuvvetlerin etkisini göstermişlerdir.

Kreith ve Sonju(1965) deneysel kanıtları esas alan boyut analizi yöntemini kullanarak Navier-Stokes denklemlerinin basitleştirilmesiyle bir boru içindeki türbülanslı swirling akışını incelediler.

Kreith ve Sonju(1965) tarafından geliştirilen teori ile bir boru boyunca helisel bir şerit ile indüklenen swirling akışı incelemişlerdir.

Reich, Weigand ve Beer(1988) düşük debilerde dönmeyen yatay boru duvarının ısıtılması durumunda oluşturduğu akışkan içindeki küçük sıcaklık değişimleri nedeniyle kaldırma kuvvetlerinden dolayı ikincil bir akış oluşturduğunu belirtmişlerdir. Morton (1959) bu fiziksel olayı araştırarak hız ve sıcaklık alanları için çözümler belirledi.

Bir boru içindeki dönmenin hız ve sıcaklık dağılımlarına, sürtünme katsayısına ve ısı transferine etkisi üzerine sistematik bir inceleme, Reich ve Beer (1989) tarafından yapıldı.

Kobayashi ve Yoda (1987) bir boru içindeki swirling akışı problemini nümerik olarak çözmeye çalıştılar ve belirlenen hız profillerinin deneysel verilerden oldukça farklı olduğunu işaret ettiler. Reynolds gerilme modeline dayanan hesaplamalar bir swirling jeti için Gibson ve Younis tarafından yapıldı ve iki konsantrik boru içindeki swirling akış durumu Hirai (1987) tarafından araştırıldı. Yapılan bu çalışmalarda duvar etkisi ihmal edildi.

Hirai, Takagi ve Higashiya (1987) türbülanslı swirling akışa ait türbülansı ve swirl'den dolayı meydana gelen karışımın gecikmesini araştırdı. Türbülanslı akış için gerilme/akı denklem modeli uygulandı ve elde edilen değerler deneyler ile karşılaştırıldı.

Hirai, Takagi, Tanako ve Higashiya (1986) ısı ve momentum transferinin artırılması amacıyla yönelik olarak türbülanslı swirling akışı incelediler. İç borusu dönen konsantrik bir borudaki ısı ve momentum transferinin artmasının nedenini açıkladılar.

Launder ve Morse (1979) ve Gibson ve Younis(1986) gerilme denklem modelleri kullanarak swirling akışa ait hesaplamalar yaptılar.

Düz bir borudaki türbülans akışının karakteristikleri üzerinde swirl'in etkileri Takagi, Okamoto ve Yamada(1982) tarafından deneysel olarak incelendi.

Mukherjee, Biswas ve Nag(1987) sabit duvar sıcaklığına sahip silindirik boru içindeki swirling akıştaki ısı transferi ile ilgili olarak Termodinamiğin 2. Kanunun analizini yaptılar. Zıt akışlı ısı değiştirgeçlerindeki Kreith ve Sonju bir boru içindeki türbülanslı akışın girişimini incelediler(1965). Gutstein(1970) helisel kanatlardan dolayı dönen katı cisme ait bir teori geliştirdi. Bergles(1980) değişik ısı transferi artırma tekniklerinin bir bibliyografyasını çıkardı. Entropiyi analiz ettiler ve optimum duvar iletkenliğinin bir ifadesini çıkardılar.

Zayıflamayan swirling akış birçok araştırmaların konusu olmuştur(Kreith ve Margolis, 1959, Gambil ve Bundy, 1963, Swithberg ve Landis, 1964, Hong ve Bergles, 1976). Blum ve Oliver (1966) serbest swirling akışından dolayı ısı transferinde önemli artmaların olduğunu gösterdiler. Hay ve West (1976) boruya girişte bir çentik içinden geçen hava akış doğrultusu boyunca yerel ısı transfer katsayısını ölçtüler. Klepper (1972) boru girişinde swirl generatörü kullandı ve akışkan olarak nitrojen gazı kullanarak swirl akışının performansını inceledi. Zaherzadeh ve Jagdish (1975) test bölümünün girişinde teğetsel swirl kanatlar tarafından meydana getirilen bozulmuş swirl akışı için deneysel çalışmalar yaptılar. Test kısmının girişinde yer alan bükülmüş kısa şeritlerin meydana getirdiği türbülanslı swirl akıştaki ısı transfer karakteristiklerinin analitik bir incelemesi Algifri ve Bhardway (1985) tarafından yapıldı. Yerel ısı transferindeki artmanın % 80 kadar olabileceğini gösterdiler ve boru çapının yaklaşık %60 lık bir giriş uzunluğunun swirl akışın artışı için önemli olduğunu gösterdiler. Sparrow ve Chaboki (1984) bir boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava

akışındaki swirl etkileri üzerine deneysel bir çalışma yaptılar. Swirling hareketin borunun giriş kısmındaki ısı transferinin artması açısından önemini gösterdiler. Swirling olmayan boru akışındaki konveksiyonal termal giriş bölgesindeki ısı transferi ile karşılaştırdılar, swirl eleman içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde daha büyük olduğu buldular. Junkhan(1985) alev borulu kazanlarda sökülebilir üç farklı türbülatorün deneysel incelemelerinin sonuçlarını açıkladı.

Ito, Ogawa ve Kuroda (1975) elektrokimyasal teknikler yardımıyla düz bir dairesel boru içindeki sıkışamaz swirling akışın üç boyutlu hız dalgalanmalarını incelediler. Onlar bu gibi akımlarda iki farklı akım bölgesinin yani; zorlanmış vorteks bölgesi ve serbest vorteks bölgesinin türbülans miktarlarının ve zamanın dikkate alınmasıyla ortalama hız bileşenlerinin dağılımı yardımıyla ayırt edilebilir olduğu sonucuna vardılar.

Woske ve Sturov (1974) silindirik bir boru içindeki türbülanslı swirling akışı hot-wire anemometresiyle incelediler ve ortalama hızın üç bileşeninin ve Eddy gerilim tensörünün bileşeninin profillerini ortaya çıkardılar. Akış swirl olduğu zaman dalgalı türbülans bileşen yoğunluklarının duvara yakın bölgede hızla arttığı sonucuna vardılar.

Khalatov, Shchukin ve Letyagin (1974) bir boru içindeki swirling akışın yerel ve integral akış parametrelerinin değişimini deneysel olarak incelediler ve türbülans titreşim yoğunluğunun iç bölgeyle karşılaştırıldığı zaman duvar bölgesinde daha düşük bir değere sahip olduğunu bildirdiler.

Sukhovich (1978) sınırlı swirl akışındaki ısı ve momentum transferinin deneysel bir araştırmasını yaptılar. Sukhovich gerilim tensörünün bileşenlerini ortalama hızda, statik basınç ve sıcaklıkları kullanarak türbülans katsayılarını belirledi.

İç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde dönmenin etkisini görmek için iç boru içerisinde değişik şekillerde kıvrılmış levhalar Yıldız(1998) tarafından yerleştirilerek deneyler yapılmış ve dönmenin ısı transferine etkisini ve basınç düşüşüne etkisinin olduğunu ortaya koymuştur.

Ito, Ogawa ve Kuroda(1982) duvar boyunca statik basınç düşüşünü incelediler ve Navier-Stokes denklemlerini kullanarak silindirik bir boru içindeki swirling akışındaki radyal statik basınç dağılımını araştırdılar.

Algifri ve Bhardway (1985) bir boru içinde zayıf türbülanslı swirl akışdaki ısı transfer karakteristiklerinin analitik bir incelemesini ve kısa bükümlü şeritler tarafından meydana getirilen swirl akış durumunda dönel bir boruda olan akış için kabul edilen ısı transferini belirlemek için denklemler geliştirdiler.

Prasad(1987) iç içe borulu ısı değiştirgeçlerinin paralel akış ve zıt akış durumunda ısı değiştiren akışkanların sıcaklığa bağlı olarak genelleştirilmiş analitik çözümleri boyutsuz

parametrelerle vermiştir. Prasad'ın yaptığı çalışmada da dış borunun dış yüzeyinin adyabatik olmadığı şartlar göz önüne alınmış dıştan ve içten akışkan için boyutsuz diferansiyel formda geliştirilen denklemleri analitik olarak çözmüştür. Aynı zamanda ısı değiştirgeci etkinliğini de boyutsuz çıkış sıcaklığı terimlerinden elde etmiş ve NTU metoduyla hesaplanan etkinlik ile tam uyum içinde olduğunu göstermiştir.

Yıldız ve Biçer(1997) dönmeli akışın önemli olduğu helisel borular içine yaylar yerleştirerek bu tür ısı değiştirgeçlerinde dönmenin ısı transferine etkisini araştırmıştır. Isı değiştirgeçlerinde dönmeli akışın etkisini görmek amacıyla Yıldız(1996), tarafından ısı değiştirgecinin iç borusu döndürülmüş ve enerji kazancı tayin edilmiş ve Nusselt sayısındaki artış için amprik bağıntılar elde edilmiştir.



3. ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİ VE ISIL HESAPLARI

Isı değıştirgeçleri, ısının sıcak bir akışkandan daha soğuk bir akışkana geçtiğı sistemlerdir. Isı alış veriş sonucunda doğal olarak sıcak madde soğur, soğuk madde ısınır. Bu işlemin sonucunda ana hedef ısınma veya soğuma olduğuna göre, değıştirgeç bir ısıtıcı veya soğutucu olmuş olur. Isı değıştirgeçleri bir çok mühendislik alanlarında kullanılmakta ve tesisin verimini artırarak ürün kalitesini iyileştirmektedir.

Isı değıştirgeçleri 3 ana grupta toplanabilir.

- 1) **Yüzeyli tip ısı değıştirgeçleri:** Her iki akışkan, ısı değıştiricisinin birbirinden ayrılmış (sınırlandırılmış) bölgelerinden aynı anda geçerek ısı alışverişı sağlanır.
- 2) **Karışımli tip ısı değıştirgeçleri:** Her iki akışkan değıştirgecin içerisinde karışarak ısı alışverişı sağlanır.
- 3) **Rejeneratörler:** Her iki akışkan sıra ile kanallardan geçirilerek, sıcak olan akışkanın bıraktığı ısıyı, soğuk olan akışkan alır.

3.1.Yüzeyli Tip Isı Değıştirgeçleri

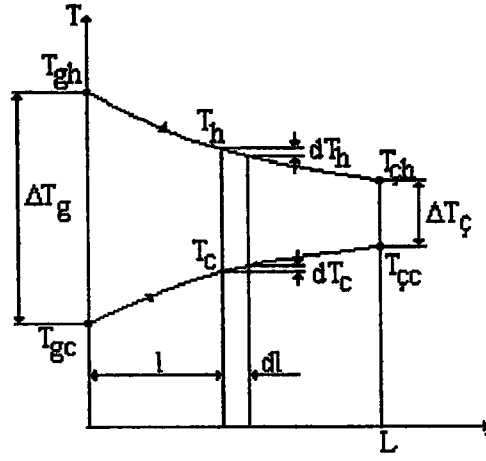
Kullanım yerine göre en çok yüzeyli tip ısı değıştirgeçleri kullanılmakta olup, kullanma yerinin özelliklerine göre çeşitli tiplerde yapılmaktadır. Isı değıştirgeci tipinin belirlenmesinde basınç, sıcaklık, akışkanın fiziksel ve kimyasal özellikleri ısı miktarı gibi özellikleri göz önüne alınır. Yüzeyli tip ısı değıştirgeçlerini akışkanın geçiş şekline göre dört grupta toplamak mümkündür.

- Aynı yönlü paralel akışli ısı değıştirgeçleri
- Zıt yönlü paralel akışli ısı değıştirgeçleri
- Çapraz akışli ısı değıştirgeçleri
- Karışık akışli ısı değıştirgeçleri

3.1.1.Aynı Yönde Parelel Akışli Isı Değıştirgeçleri

Aynı yönlü paralel akışli ısı değıştirgeçlerinde akışkanlardan biri genellikle küçük çaplı borular içinde akarken, diğeri bu boruların yerleştirildiğı büyük çaplı bir manto boru

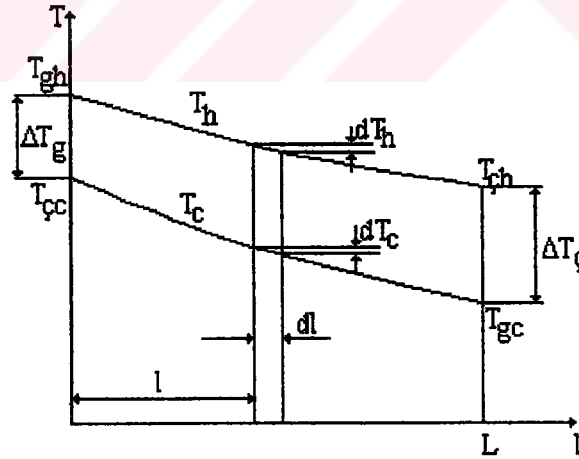
içinde küçük çaplı borular arasındaki aralıklardan akar. Aşağıdaki şekilde ısı değiştirgeci boyunca her iki akışkana ait sıcaklıkların değişimi görülmektedir.



Şekil 3.1. Aynı yönlü paralel akışlı ısı değiştirgecinde sıcaklığın uzunlukla değişimi.

3.1.2. Zıt Yönlü Paralel Akışlı Isı Değiştirgeçleri:

Zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştirgeçlerinde akışkanlardan biri borular içinden akarken diğeri boruların dışında ters yönde akar. Şekil 3.2' de zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştirgecinde, sıcaklığın uzunlukla değişimi görülmektedir. Isı değiştirgeci boyunca akışkanın sıcaklığı düşerken, soğuk akışkanın sıcaklığı artmaktadır.

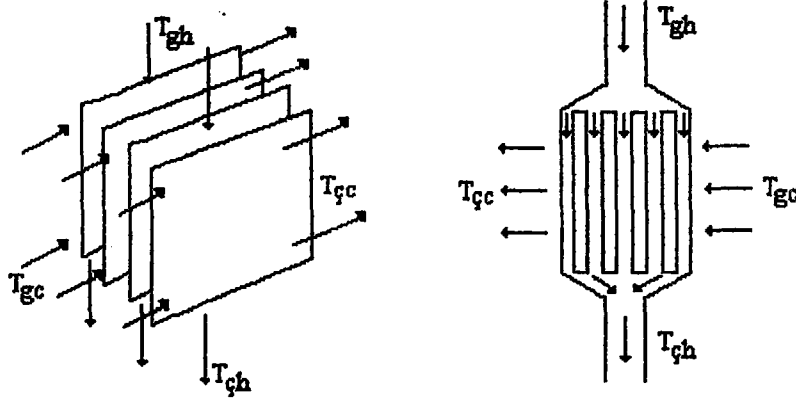


Şekil 3.2. Zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştirgecinde sıcaklığın uzunlukla değişimi.

3.1.3 Çapraz Akışlı Isı Değiştirgeçleri

Çapraz akışlı ısı değiştirgeçlerinde akışkanlardan biri boru demetinin içinden akarken diğeri bu akış doğrultusuna dik veya yakın bir yönde boruların dışından akar. Bir çok ısı

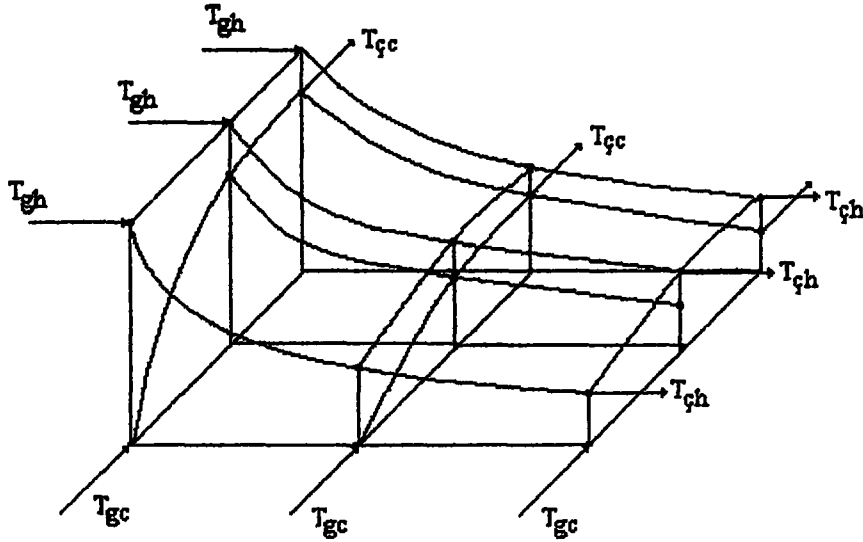
değiştirgecinde ise boru demeti yerine birbirine paralel sac levhalar arasından sıcak ve soğuk akışkanlar birbirine dik doğrultuda akarlar. Şekil 3.3' de çapraz akışlı iki ısı değiştirgeci şeması verilmiştir. Akışkanların akış doğrultuları birbirine dik kalıyorsa bu tür ısı değiştirgeçlerine yalnız çapraz akışlı veya tamamen çapraz akışlı ısı değiştirgeçleri denilmektedir.



Şekil 3.3. Çapraz akışlı ısı değiştirgeçleri.

Isı geçişinin etkinliği yönünden ısı değışicisi tipleri mukayese edildiğinde, en iyi sonucun zıt yönde paralel akışlı ısı değıştirgeçlerinde saptandığı görülür. Çapraz akışlı ısı değıştirgeçlerinde, aynı yönde paralel akışlı ısı değıştirgeçlerine nazaran daha iyi ısı geçişi elde edilmekle beraber zıt yönde paralel akışlı ısı değıştirgeciyle mukayese yapıldığında çapraz akışlı ısı değıştirgeçlerinin ikinci planda kaldığı görülür.

Bir çapraz akışlı ısı değıştirgecinde sıcaklık dağılışı paralel akışlı ısı değıştirgeçlerine nazaran çok farklı ve çok karmaşıktır. Şekil 3.4' de sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklıklarının ısı değıştirgeci boyunca değışimi görülmektedir. Sıcak akışkanın giriş düzleminde aynı olan sıcaklığı, akışkan ısı değıştirgecinde ilerledikçe soğuk akışkanın giriş kesitinden çıkış kesitine doğru farklı bir düşüş göstermekte ve soğuk akışkanın çıkış düzleminde daha yüksek değerler almaktadır. Buna karşılık soğuk akışkan sıcak akışkanın giriş kesitinde daha çabuk ısınmakta sıcaklık artışı sıcak akışkanın akış doğrultusunda düşmektedir. Sıcaklığın bu şekilde değışmesi çapraz akışlı ısı değıştirgeçlerinin incelenmesini çok zorlaştırmaktadır. Bu sebeple ısı tekniğinde çapraz akışlı ısı değıştirgeçlerinin analitik incelemesine geçilmeden pratik uygulama yoluna başvurulur.



Şekil 3.4. Çapraz akışlı ısı değiştirgeçlerinde sıcaklık değişmesi

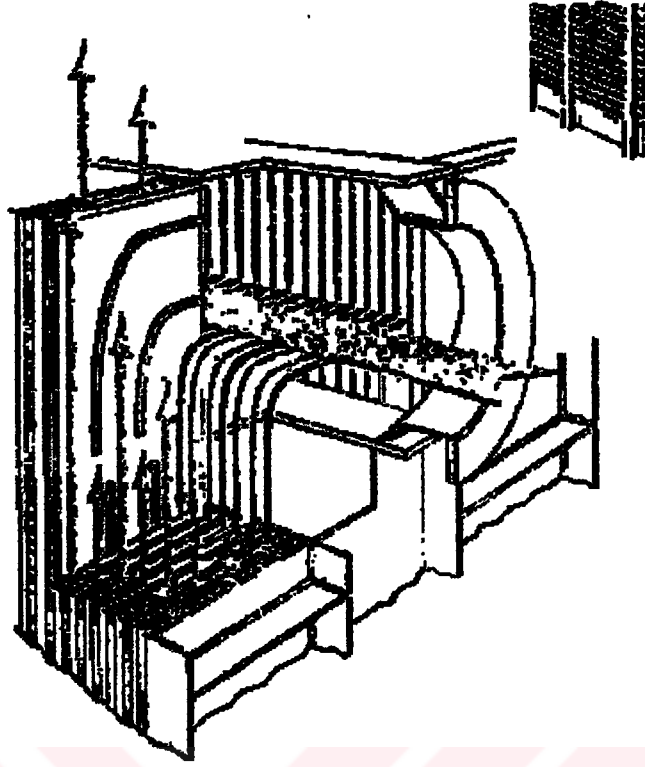
Çapraz akışlı ısı değiştirgeçlerinde akışkanlardan biri veya her ikisinin akış doğrultusuna dik herhangi bir düzlemde sıcaklığın sabit olduğu kabul edilir. Gerçekte ise böyle bir düzlemde sıcaklığın yerel olarak değiştiği Şekil 3.4' de görülmektedir. Sıcaklığın bu düzlemlerin her noktasında aynı olabilmesi için akışkanın yeterli derecede karıştırıldığının kabul edilmesi gerekir.

3.2. Reküperatörler

Reküperatörler baca gazları yardımıyla çeşitli amaçlarla ısıtılacak havanın birbirine bitişik kanallarda sürekli olarak geçmesiyle ısı geçişini sağlayan cihazlardır. Baca gazları ile ısıtılacak hava, yüzeyli ısı değiştirgeçlerinde olduğu gibi aynı ve zıt yönlü paralel akım veya çapraz akım olacak şekilde akarlar. Şekil 3.5 'de bir reküperatör görülmektedir.

Reküperatörler ısı geçiş şekillerine göre aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Isı taşınım ağırlıklı reküperatörler
 - Seramik malzemeli reküperatörler
 - Dökme demir malzemeli reküperatörler
 - Çelik borulu reküperatörler
- Isı ışıınım ağırlıklı reküperatörler
 - İki kılıflı
 - Kanal içine monte edilmiş reküperatörler
- Isı taşınımı ve ısı ışıınımı olan komple reküperatörler

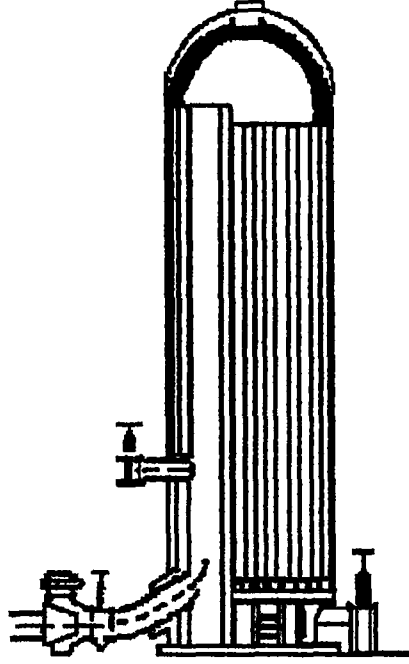


Şekil 3.5.Reküperatör

3.3. Rejenaratörler:

İçinde sıra ile arka arkaya sıcak ve soğuk yani ısı veren ve ısı alan gaz akışkanların geçtikleri ısı değıştirgeçleridir. Şekil 3.6' de bir Rejenaratör görölmektedir. Gaz akışkan olarak kullanma amacına göre genellikle çürük gazlar, baca gazları, azot, hava vb. gaz akışkanlar söz konusudur. Kanallardan geçen gazların ısıları kanal malzemeleri tarafından yutulur ve sonra geçen gazlara verilir. Isıyı yutma ve ısı geçişı yönünde kanal malzemelerinin seçimi ile geometrileri çok önemlidir. Peryodik bir şekilde ısı yutan ve geri veren rejenaratörleri çalışma şekillerine göre iki grupta toplamak mümkündür.

- 1- Sabit kanallı rejenaratörler
- 2- Döner rejenaratörler



Şekil 3.6.Rejenaratör

3.4. ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİ ISIL HESAPLARI

3.4.1. Aynı Yönde Paralel Akışlı Isı Değiştirgeçleri

3.4.1.1. Sıcaklık Değişmesinin Elde Edilmesi:

Isı değiştirgeci boyunca sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklıklarının (T_h ve T_c) değişiminin bilinmesi yapılacak işlemler için başlangıç teşkil ettiğinden sıcaklıkların yola bağımlı olarak ($T_h(L)$, $T_c(L)$) ifadelerin çıkarılması gerekir.

Isı değiştirgecinin dL uzunluğunda sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklıkları sıra ile dT_h ve dT_c kadar değişir (Şekil 3.1). Bu uzunluğa tekabül eden ısı transfer yüzeyi dF 'de, sıcak akışkandan soğuk akışkana geçen ısı miktarı dQ aşağıdaki şekilde yazılır.

$$dQ = -m_h \cdot c_{ph} \cdot dT_h \quad (3.1)$$

$$m_h \cdot c_{ph} = C_h$$

olarak ifade edilirse,

$$dQ = -C_h \cdot dT_h \quad (3.2)$$

olur. Soğuk akışkan dT_c kadar ısındığına göre

$$dQ = -m_c \cdot c_{pc} \cdot dT_c = C_c \cdot dT_c \quad (3.3)$$

ve toplam ısı geçiş katsayısı K ise

$$dQ = K (T_h - T_c) \cdot dF \quad (3.4)$$

Bu üç eşitlik, elde edilecek diğer eşitlikler için kullanılırlar. (3.2) ve (3.3) eşitlikleri ısı değiştirgeçlerine uygulandığında transfer edilen toplam ısı miktarı için;

$$Q = -m_h c_{ph} (T_{gh} - T_{\phi h}) = C_h (T_{gh} - T_{\phi h}) = m_c c_{pc} (T_{\phi c} - T_{gc}) = C_c (T_{\phi c} - T_{gc}) \quad (3.5)$$

eşitliği elde edilir. Isı değiştirgecinin L uzunluğunda transfer edilen ısı miktarı için ise aynı eşitlikler kullanılarak

$$Q(L) = C_h (T_{gh} - T_h) = C_c (T_c - T_{gc}) \quad (3.6)$$

yazılabilir.

Bu eşitliklerin her iki tarafına $C_c(T_{gh} - T_h)$ ilave edilirse

$$(C_h + C_c)(T_{gh} - T_h) = C_c(T_c - T_{gc} + T_{gh} - T_h) = C_c(T_c - T_h + \Delta T_g)$$

olur ve gerekli işlem yapılırsa

$$T_h - T_c = \Delta T_g - \frac{C_h + C_c}{C_c} (T_{gh} - T_h) \quad (3.7)$$

elde edilir. (3.7) eşitliğinin türevi alınırsa ;

$$d(T_h - T_c) = \frac{C_h + C_c}{C_c} dT_h \quad (3.8)$$

bulunur. (3.2) ve (3.4) eşitliklerinden

$$-c_h \cdot dT_h = K(T_h - T_c) dF$$

yazılır ve (3.8) eşitliğinden dT_h hesaplanarak son eşitlikte yerine konur ve işlem yapılırsa

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -\frac{C_h + C_c}{C_h C_c} K dF$$

$$\ln \frac{T_h - T_c}{T_{gh} - T_{gc}} = -\frac{C_h + C_c}{C_h C_c} KF$$

ve

$$T_h - T_c = \Delta T_g \cdot e^{-\frac{C_h + C_c}{C_h C_c} KF} \quad (3.9)$$

elde edilir. (3.8) eşitliği (3.7) eşitliğine taşınır ve işlem yapılırsa sıcak akışkanın sıcaklığı için

$$T_h = T_{gh} - \frac{C_c}{C_h + C_c} \Delta T_g \left[1 - e^{-\frac{C_h + C_c}{C_h C_c} KF} \right] \quad (3.10)$$

eşitliği bulunur. Bu ifade (3.9) eşitliğine taşınırsa

$$T_c = T_{gc} - \frac{C_h}{C_h + C_c} \Delta T_g \left[1 - e^{-\frac{C_h + C_c}{C_h C_c} KF} \right] \quad (3.11)$$

elde edilir. (3.10) ve (3.11) eşitlikleri sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklıklarının ısı değiştirgeci boyunca birer kuvvet fonksiyonu olarak değıştiklerini ifade ederler.

3.4.1.2. Aynı Yönlü Paralel Akışlı Isı Değıştirgeçlerinde Transfer Edilen Toplam Isı Miktarı

Isı değıştirgecinde transfer edilen toplam ısı miktarı (3.3) eşitliğı kullanılarak elde edilir.

$$\frac{dQ}{T_h - T_c} = K.dF \quad (3.12)$$

şeklinde yazılır ve her iki tarafın integrali alınır ısı değıştirgeci için

$$\int_0^L \frac{dQ}{T_h - T_c} = K.F$$

elde edilir. (3.2) ve (3.8) eşitliklerinden

$$dQ = -\frac{C_h C_c}{C_h + C_c} d(T_h - T_c)$$

bulunur ve (3.12) eşitliğıne konarak işlem yapılırsa

$$\int_0^L \frac{dQ}{T_h - T_c} = \frac{C_h C_c}{C_h + C_c} \ln \frac{\Delta T_g}{\Delta T_f} \quad (3.13)$$

olur. Diğer taraftan (3.5) eşitliğı kullanılarak:

$$C_h = \frac{Q}{T_{gh} - T_{ch}} \text{ ve } C_c = \frac{Q}{T_{gc} - T_{cc}}$$

bulunur. (3.13) eşitliğinde yerine konursa;

$$\int_0^L \frac{dQ}{T_h - T_c} = Q \frac{\ln \frac{\Delta T_g}{\Delta T_\varphi}}{\Delta T_g - \Delta T_\varphi}$$

elde edilir. Bu değer (3.12) eşitliğine konur ve işlem yapılırsa;

$$Q = K.F \frac{\Delta T_g - \Delta T_\varphi}{\ln \frac{\Delta T_g}{\Delta T_\varphi}} = KF \Delta T_m \quad (3.14)$$

elde edilir.

Bu eşitlikteki ΔT_m , ısı değiştirgecinin giriş ve çıkış kesitlerindeki sıcaklık farkları ΔT_g ile ΔT_φ ' nin logaritmik ortalamasıdır. ΔT_m ' ye sıcaklık farkı logaritmik ortalaması veya kısaca logaritmik sıcaklık ortalaması denir. Buna göre ısı değiştirgecinde transfer edilen toplam ısı transfer yüzeyi F ve logaritmik sıcaklık ortalaması ΔT_m ' nin çarpımına eşittir. (3.2, 3.3, 3.4) eşitliğindeki ΔT_m yerine aritmetik sıcaklık ortalaması alınarak yapılan uygulamalar hatalı sonuçlar verir; ancak yaklaşık çözümler için dikkatle kullanılabilirler.

3.4.2. Zıt Yönlü Paralel Akışlı Isı Değiştirgeçleri

3.4.2.1. Sıcaklık Değişiminin Elde Edilmesi

dL uzunluğundaki ısı değiştirgecinde sıcak akışkan dT kadar soğurken, soğuk akışkan dT kadar ısınır (Şekil 3.2). Bu nedenle transfer ısı miktarı için

$$dQ = -m_h \cdot c_{ph} \cdot dT_h = -C_h \cdot dT_h \quad (3.15)$$

ve

$$dQ = -m_c \cdot c_{pc} \cdot dT_c = -C_c \cdot dT_c \quad (3.16)$$

yazılabilir. Diğer taraftan toplam ısı geçiş katsayısı K ve ısı transfer yüzeyi dF ile

$$dQ = K \cdot (T_h - T_c) \cdot dF \quad (3.17)$$

eşitliği elde edilir.

(3.15) ve (3.16) nolu eşitlikler L uzunluğundaki ısı değiştirgeci kısmına uygulandığında

$$Q(L) = C_h (T_{gh} - T_h) = C_c (T_{\zeta c} - T_c) \quad (3.18)$$

ve tüm ısı değiştirgecine uygulandığında

$$Q = C_h (T_{gh} - T_{\zeta h}) = C_c (T_{\zeta c} - T_{gc}) \quad (3.19)$$

eşitlikleri elde edilir. (3.18) eşitliğinin her iki tarafına $-C_c(T_{gh}-T_h)$ ilave edilirse;

$$(C_h - C_c)(T_{gh} - T_h) = C_c (T_{\zeta c} - T_{gh} + T_h - T_c)$$

bulunur ve işlem yapılarak

$$T_h - T_c = \Delta T_g + \frac{C_h - C_c}{C_h} (T_{gh} - T_h) \quad (3.20)$$

elde edilir. Bu eşitliğin türevi alınırsa

$$d(T_h - T_c) = -\frac{C_h - C_c}{C_c} dT_h \quad (3.21)$$

bulunur ve (3.15) ile (3.17) eşitliğinden dT_h hesaplanarak bu eşitliğe konur ve işlem yapılırsa

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = \frac{C_h - C_c}{C_h C_c} K \cdot dF$$

elde edilir. Son eşitliğin integrali alınır ve giriş kesiti ile L kesitindeki sınır değerler için değerlendirilirse

$$\ln \frac{T_h - T_c}{T_{gh} - T_{\varphi c}} = \frac{C_h - C_c}{C_h C_c} K \cdot F$$

ve burada

$$T_{gh} - T_{\varphi c} = \Delta T_g$$

olarak ifade edilirse

$$T_h - T_c = \Delta T_g \cdot e^{\frac{C_h - C_c}{C_h C_c} K F} \quad (3.22)$$

eşitliği bulunur. (3.20) ve (3.22) eşitlikleri kullanılarak $C_h - C_c \neq 0$ olmak şartıyla T_h ve T_c ' yi veren eşitlik yardımıyla,

$$T_h = T_{gh} + \frac{C_c}{C_h - C_c} \Delta T_g \left[1 - e^{\frac{C_h - C_c}{C_h C_c} K F} \right] \quad (3.23)$$

$$T_c = T_{\phi c} + \frac{C_h}{C_h - C_c} \Delta T_g \left[1 - e^{-\frac{C_h - C_c}{C_h C_c} KF} \right] \quad (3.24)$$

eşitlikleri elde edilir.

3.4.2.2. Zıt Yönlü Paralel Akışlı Isı Değiştirgeçlerinde Transfer Edilen Toplam Isı Miktarı

Isı değiştirgecinde transfer edilen toplam ısı miktarı (3.19) eşitliğinde ısı kapasite ve sıcaklık farkları ile ifade edilmektedir. Isı debisi, logaritmik sıcaklık ortalaması ΔT_m ısı transfer yüzeyi ve toplam ısı transfer katsayısı arasında

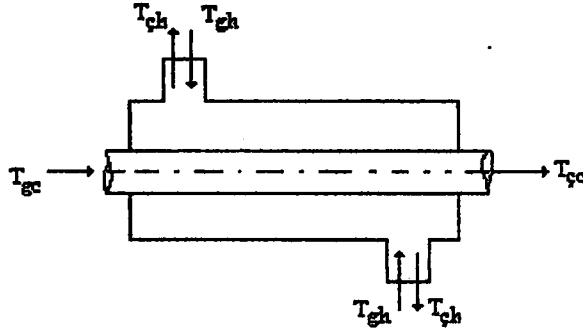
$$Q = K.F.\Delta T_m \quad (3.25)$$

bağıntısı bulunur. Bu ifadedeki zıt akış için logaritmik sıcaklık ortalaması

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_g - \Delta T_{\phi}}{\ln \frac{\Delta T_g}{\Delta T_{\phi}}} = \frac{(T_{gh} - T_{\phi c}) - (T_{\phi h} - T_{gc})}{\ln \frac{T_{gh} - T_{\phi c}}{T_{\phi h} - T_{gc}}} \quad (3.26)$$

eşitliği elde edilir.

3.5. İÇ İÇE BORULU ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE ΔT_m ' İN HESABI



Şekil 3.7. Zıt ve paralel akışlı ısı değiştirgeci

Şekilde gösterilen ısı değiştirgecinde, transfer edilen ısı miktarı

$$Q = K A (\Delta T)_m \quad (3.27)$$

şeklinde yazılır.

Giren ve çıkan akışkanlar için, sürekli rejim, sabit özgül ısı ve dışa karşı adyabatik şartlar için toplam ısı dengesi :

$$Q = (m c_p)_h (T_{gh} - T_{ch}) = (m c_p)_c (T_{cc} - T_{gc}) \quad (3.28)$$

olur.

Isı dengesinden sıcak akışkanın dx mesafesinde verdiği ısı miktarı :

$$dQ = -(m c_p)_h dT_h$$

soğuk akışkanın aynı mesafede aldığı ısı miktarı :

$$dQ = -(m c_p)_c dT_c$$

olur ve

$$dQ = q \pi dx = q dA$$

$$dT_h = -\frac{q dA}{(m c_p)_h} ; \quad dT_c = -\frac{q dA}{(m c_p)_c}$$

olarak yazılır. Bu durumda

$$d(T_h - T_c) = d(\Delta T_h) = \left[\frac{1}{(m c_p)_h} - \frac{1}{(m c_p)_c} \right] q \pi dx$$

yazılabilir. Burada

$$(m c_p)_h = C_h ; \quad (m c_p)_c = C_c$$

şeklinde ifade edilebilir. Böylece

$$q = K \Delta T$$

ifadesinden

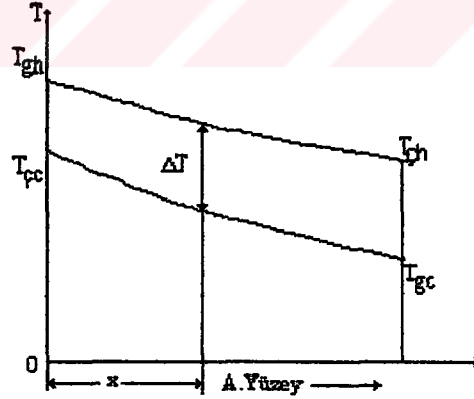
$$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -K \pi d \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) dx \quad (3.29)$$

yazılır.

$x = 0$ ' dan $x = L$ ' ye kadar integre edilirse;

$$\ln \frac{(T_{\phi h} - T_{gc})}{(T_{gh} - T_{\phi c})} = -K \pi dL \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (3.30)$$

bulunur.



Şekil 3.8. Zıt akışlı bir ısı değiştirgecinde akışkan sıcaklığı değişimi

veya

$$\frac{T_{\phi h} - T_{gc}}{T_{gh} - T_{\phi c}} = e^{-h}, \quad h = K \pi dL \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right)$$

Denklem (3.27) ' den

$$T_{gh} - T_{ch} = \frac{Q}{C}$$

ve

$$T_{\varphi c} - T_{gc} = \frac{Q}{C_c}$$

yazılabilir.

Böylece

$$Q = K \pi dL \frac{(T_{gh} - T_{\varphi c}) - (T_{ch} - T_{gc})}{\ln \frac{(T_{gh} - T_{\varphi c})}{(T_{ch} - T_{gc})}} \quad (3.31)$$

yazılır.

$$Q = K \pi dL (\Delta T)_m$$

Burada

$$(\Delta T)_m = \frac{(T_{gh} - T_{\varphi c}) - (T_{ch} - T_{gc})}{\ln \frac{(T_{gh} - T_{\varphi c})}{(T_{ch} - T_{gc})}} \quad (3.32)$$

ile ifade edilebilir veya logaritmik ortalama sıcaklık farkı,

$$(\Delta T)_m = \frac{(\Delta T)_1 - (\Delta T)_2}{\ln \frac{(\Delta T)_1}{(\Delta T)_2}}$$

olarak yazılır. Bu ifade paralel akışlar içinde geçerlidir. Böylece (3.27) nolu denklem,

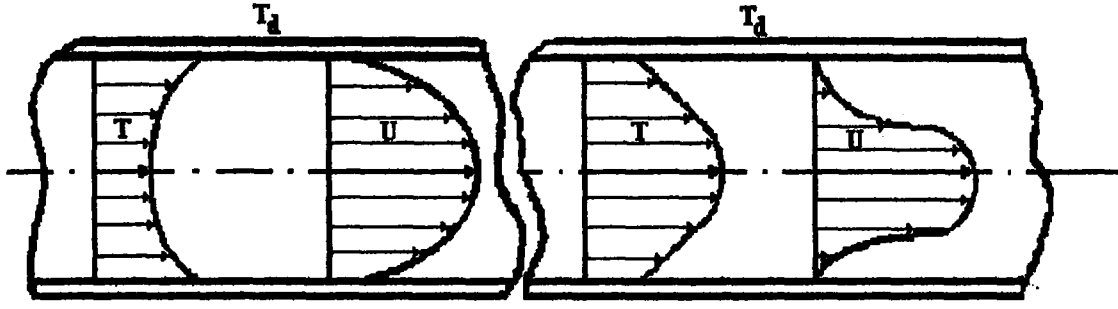
$$Q = K \pi dL (\Delta T)_m \quad (3.33)$$

şeklini alır.

4. ZORLANMIŞ AKIŞLARDA KONVEKSİYONLA ISI GEÇİŞİ

Zorlanmış akışlarda ısı geçişinde, ısı taşıyan ve ısı transferi olayına iştirak eden akışkanın pompa, kompresör veya vantilatör gibi bir tahrik elemanı tarafından hareket sağlanır. Isı transfer olayı, ısı değiştiricilerinde düzlem levhalar arasında veya borular içinden ve dışından akan akışkanlar arasında meydana gelir.

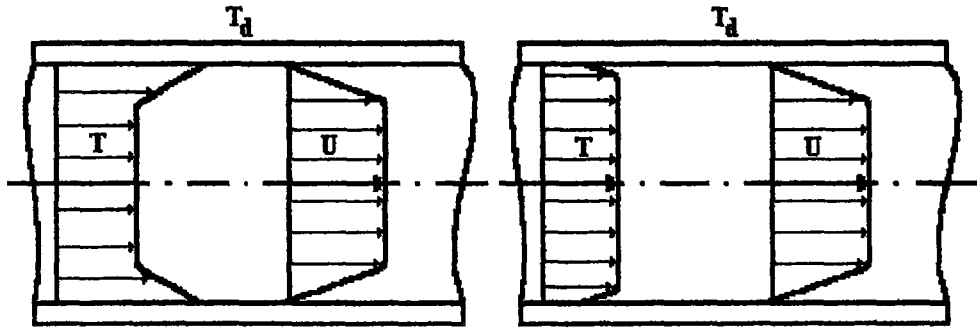
Zorlanmış akışlarda akışkan hızı, tahrik elemanın gücü ve akışkan debisi tarafından sınırlanır. Akış esnasında sürtünmenin sebep olduğu enerji kaybı akış hızının karesi ile orantılı olduğu için akış hızı genellikle sınırlı seçilir. Bununla beraber belli miktardaki ısıyı nakledebilmek için gerekli olan akışkan debisi, akış hızı küçük seçildiğinde akış kesitinin büyütülmesiyle sağlanabileceğinden ısı değişicisinin boyutları da buna bağlı olarak artar. Diğer taraftan akış hızı, kanal içindeki akışı, dolayısıyla akışkan taneciklerinin birbirine olan etkisini tayin eder. Akışın laminar karakteri bozulmadığı sürece akışkan taneciklerinin karşılıklı etkisi bunlar arasında impuls alışverişine sebep olmayacak derecede dengelidir. Laminar akışta akış ipçikleri birbirlerini kesmez. Akışkan molekülleri arasındaki karşılıklı etki viskozite kuvvetinden ibarettir. Bu sebeple laminar karakterli akış da, akışkan molekülleri birbirine paralel veya konsantrik tabakalar üzerinde kayarken viskozite kuvvetinin etkisiyle akış hızı en içteki tabakadan en dıştakine doğru bir parabol profili verecek şekilde azalırsa da moleküllerin yayılış düzeninde bir değişiklik meydana gelmez. Bir başka deyişle molekül veya atomların akış yönündeki hareketi arasında birbirleriyle olan temasları tabakalar halindedir. Bir tabakadaki moleküller, bunun yanındaki tabakadaki moleküllerle daima temas ederler. Bu sebeple laminar bir akış da akışkan içindeki ısı geçişi, akışkan tabakaları arasında iletimle meydana geliyormuş gibi vuku bulur. Isı transferi olayı esnasında akışkan ısınıyorsa ısı geçişi dış tabakalardan iç tabakalara doğru vuku bulurken bir kesitteki sıcaklık dağılımı dış tabakalardan içe doğru düşer(Şekil 4.1). Zira kanal ortasındaki akış daha yüksek hıza sahip olduğundan transfer edilen ısı, kanal ortasına doğru yaklaşıldıkça daha hızlı taşınır ve kanal ortasındaki sıcaklığın daha düşük olmasına sebep olur. Buna karşılık laminar akış sırasında akışkan soğuyorsa yani akışkandan ısı transfer ediliyorsa herhangi bir kesitteki hız ve sıcaklık profili (Şekil 4.2) 'dekine benzerdir. Sıcaklık düşmesi, kanal ortasından kenara doğru artarak sınırdaki lineer bir düşüş gösterir.



Şekil 4.1. Isınan laminar akışta hız ve sıcaklık profili

Şekil 4.2. Soğuyan laminar akışta hız ve sıcaklık profili

Isı transferine iştirak eden kanaldaki akış türbülanslı ise impuls alışverişi sebebiyle akış hızı kanal ortasından kanal kenarına çok yakın bir bölgeye kadar sabit kalır (Şekil 4.3 ve 4.4). Bilindiği gibi türbülanslı akışta esas akış doğrultusuna dik doğrultuda meydana gelen yer değiştirmeler dolayısıyla birbirine yakın ortamlar arasında kütle karışması olur. Bu olay, karışan kütleler arasında impuls alışverişine sebep olduğu gibi sıcaklığı farklı kütleler arasında ısı alışverişini arttırarak sıcaklık profilini etkiler. Şekil 4.3' de türbülanslı akışta ısının akışkanın herhangi bir kesitteki sıcaklık profili, Şekil 4.4' da ise soğuyan akışkana ait sıcaklık profili görülmektedir. Akıştaki karışım sebebiyle molekül yığınları arasındaki ısı alışverişi hızlandığından kanal kenarına yakın bir bölgeye kadar sıcaklık sabit kalır. Sıcaklığın sabit kaldığı ortamda akışkan içindeki ısı alışverişinde karışma, çok daha etkili olmaktadır. Buna karşılık sıcaklığın hızla arttığı veya düştüğü kısımlarda ısı geçişi iletimle olmaktadır.



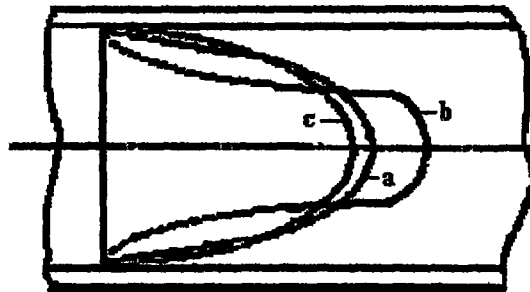
Şekil 4.3. Isınan türbülanslı akışta hız ve sıcaklık profili

Şekil 4.4. Soğuyan türbülanslı akışta hız ve sıcaklık profili

Bu ifadelerden akışkan içindeki ısı geçişinde akış türünün önemli bir etkisi olduğu anlaşılmaktadır. Akışkan ile kanal cidarı arasındaki ısı geçişinde ise sınır tabaka önem kazanır. Sınır tabaka kalınlığı arttıkça akışkan ile kanal duvarı arasındaki ısı geçişi yavaşlarken sınır tabaka inceldikçe ısı geçişinin daha etkili olduğu görülür. Sınır tabaka, akış

türüne ve akış kanalının yüzey yapısına bağlı olarak teşekkül etmektedir. Sınır tabaka laminar akışlarda daha kalın, türbülanslı akışlarda ise daha incedir. Bu sebeple sınır tabakadan ısı geçişi laminar akışta daha yavaş, türbülanslı akışta daha etkili olur. Sınır tabaka başlangıçta laminar karakterdedir. Akış doğrultusunda ilerledikçe kalınlaşır fakat bir kalınlıktan sonra sınır tabakayı besleyen enerji, daha kalın bir sınır tabakanın sürüklenmesini temin edemeyecek miktarda kalınca sınır tabakanın alt kısmındaki ile üst kısmındaki hız farkı, sınır tabakanın üst kısmındaki akışkanın alt kısmındakinin üstünden kayarak devrilmesine sebep olur. Bu olayla laminar sınır tabaka incelerek türbülanslı sınır tabakaya dönüştüğünden olayın vuku bulduğu yere laminardan türbülansa dönüş noktası denir. Bu noktadan itibaren sınır tabakaya kütle giriş çıkışıyla yeterli miktarda enerji sağlanırsa sınır tabakanın kalınlaşması önlenir ve türbülanslı sınır tabaka özelliğini korur. Bilindiği gibi türbülanslı sınır tabakada sürtünmeden ileri gelen enerji kaybı laminar sınır tabakadakinden daha küçüktür. Aynı şekilde türbülanslı sınır tabakanın ısı geçişine direnci laminar tabakaninkinden daha küçüktür. Sınır tabakanın türbülanslı karakterini muhafaza edebilmesi için kütle akışında türbülanslı olması yani sınır tabaka ile kütle akışı arasında yeterli miktarda impuls alışverişinin temini gereklidir.

Isı geçişinin olmadığı akış olaylarında akışkan sıcaklığı bütün kesitlerde sabittir. Akış, başlangıçtan sona erinceye kadar izotermdir. Halbuki ısı transferine hizmet eden akışlarda, ısı transferinin gerçekleştiği ısı değişicilerinde herhangi bir kesitteki sıcaklık dağılımı ısınan ve soğuyan akışkan için farklılık gösterdiği gibi ısı değişicisi boyunca artmakta veya düşmektedir. Bu sebeple sıcaklık profili her kesitte farklılık göstermektedir. Buna ilaveten sınır tabakanın viskozitesi sıcaklıkla değiştiğinden hız profilinin de bundan etkileneceği aşikardır. Isınan akışkanlarda sınır tabaka kanal ortasından daha sıcak olduğu için akış hızının izoterm akışlara nazaran sınır tabakada arttığı, kanal ortasında ise küçüldüğü; buna karşılık soğuyan akışlarda sınır tabaka kanal ortasına nazaran daha soğuk olduğunda akış hızının kanal ortasında büyüdüğü, kanal kenarında ise küçüldüğü görülür(Şekil 4.5).



Şekil 4.5. Isınan ve soğuyan akışta hız profili farklılığı

- a-İzoterm akışta hız profili
- b-Soğuyan akışta hız profili
- c-Isınan akışta hız profili

Zorlanmış akışlarda ısı geçişi iletim, taşınım, ve ısıma yolu ile meydana gelir. Sıvılar için ısıma yolu ile ısı geçişi ihmal edilebilirse de gazlarla kanal yüzeyi arasında meydana gelen ısı alışverişi özellikle 500 °C sıcaklıkların üstünde kesinlikle ihmal edilemez. Bunun yanısıra zorlanmış akışlarda yukarıda da açıklandığı gibi akışkan türü ısı alışverişini etkilemektedir. Isı geçişinde benzerlik teorisi, zorlanmış akışlarda Nu sayısı ile Re ve Pr sayıları arasında sıkı bir bağlantı olduğunu; Gr sayısının etkisinin ihmal edilebileceğini göstermiştir.

4.1. BORU İÇİ AKIŞLARDA ISI GEÇİŞİ

Dairesel kesitli bir boru içindeki akış göz önüne alındığında akışkan boruya girdikten sonra başlangıçta düzgün olan hız dağılımı cidardaki sürtünme ve akışkanın viskozitesi nedeniyle değişikliğe uğrar. Eğer cidar ile akışkan arasında bir sıcaklık farkı yok ise hız dağılımı belirli bir şekil alana kadar boru boyunca değişir ve daha sonra boru boyunca değişmez. Hız dağılımının boru girişinden itibaren değiştiği kısma hidrodinamik giriş bölgesi, sabit kaldığı kısma ise tam gelişmiş akım bölgesi adı verilir.

Akışkan ile cidar arasında bir ısı geçişi olmasına rağmen, akışkanın fiziksel özellikleri sıcaklık ile değişmiyor ise hız dağılımı son şeklini aldıktan sonra sabit kalır. Boru cidarlarından akışkana ısı geçmesi halinde akışkan içinde bir sıcaklık sınır tabakası oluşur ve bu tabaka da boru boyunca eksene kadar kalınlaşır. Bu kısma ısı giriş bölgesi sonraki kısma ise ısıl bakımdan tam gelişmiş bölge adı verilir. Akışta hem hız, hem de sıcaklık dağılımı tam olarak oluşmuş ise, böyle akıma hidrodinamik ve ısıl bakımdan tam gelişmiş bölge adı verilir. Karakterleri farklı olması nedeniyle boru içinde zorlanmış taşınımın laminar ve türbülanslı akışlar için ayrı ayrı incelenmesi gerekir.

4.1.1. Boru İçinde Laminar Akışta Isı Transferi

4.1.1.1. Hidrodinamik bakımdan gelişmiş laminar akış:

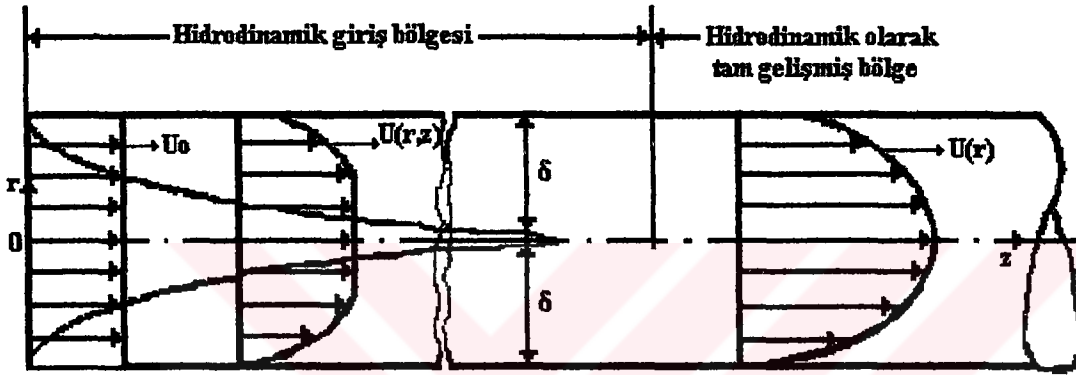
Re sayısının 2300' den küçük olması halinde akış laminardır. Hidrodinamik bakımdan gelişmiş fakat henüz termik bakımdan gelişmemiş olan laminar akışlarla boru cidarı arasındaki ısı transferi için Nu sayısı

$$Nu = \left[3.65 + \frac{(0.19 Re Pr d_i / l)^{0.8}}{1 + 0.117 (Re Pr d_i / l)^{0.467}} \right] \left(\frac{Pr_a}{Pr_d} \right)^{0.11} \quad (4.1)$$

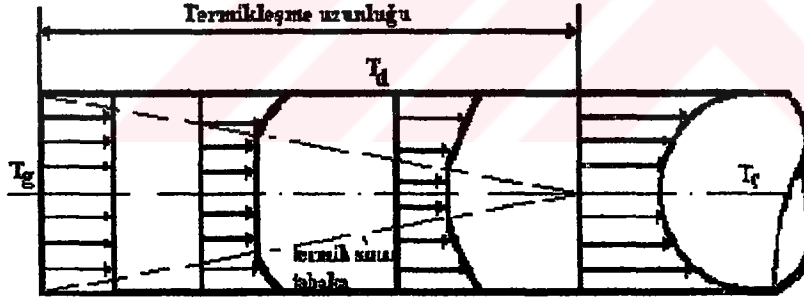
veya

$$Nu = (3.66^3 + 1.61^3 Re Pr d_i / l)^{0.333} \left(\frac{Pr_a}{Pr_d} \right)^{0.11} \quad (4.2)$$

eşitlikleri kullanılarak hesaplanır. Böylece elde edilen Nu sayısı ile ısı geçme katsayısı $\alpha = Nu \lambda / d_i$ ile hesaplanır. Re sayısı için $Re = U_m d_i / \nu < 2300$ geçerlidir. (4.1) ve (4.2) eşitlikleri $0.1 \leq Re.Pr.d_i/l \leq 10^4$ aralığında gaz ve sıvılar için geçerlidir. Akışkan özellikleri ortalama akışkan sıcaklığı $T_m = 0.5 (T_{gh} + T_{çh})$ ile bulunur ve eşitliklerde kullanılır. Pr_a , ortalama akışkan sıcaklığı T_m ; Pr_d , ise duvar yüzey sıcaklığı T_d ile elde edilirler.



Şekil 4.6. Boru içinde laminar akışta hız dağılımının gelişimi



Şekil 4.7. Isınan boru içi akışında termik sınır tabaka ve sıcaklık profili oluşumu

4.1.1.2. Hidrodinamik ve termal bakımdan gelişmiş laminar akış:

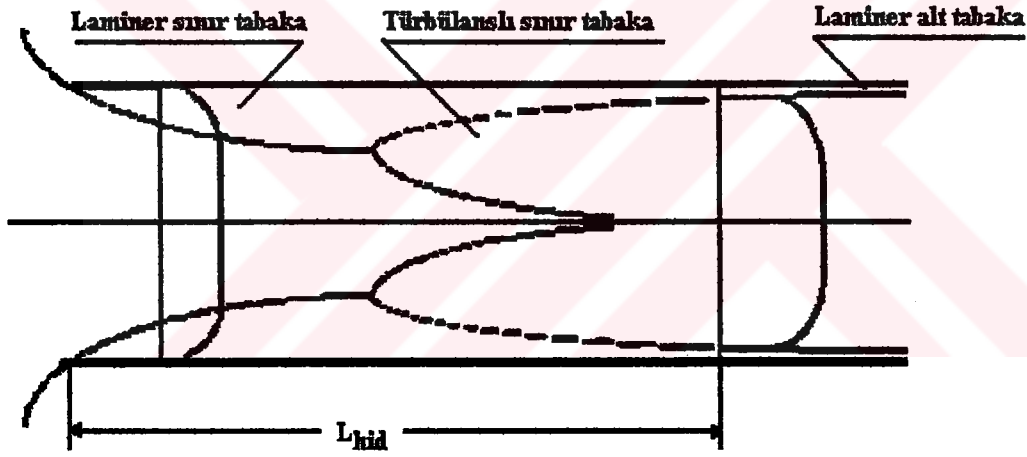
Hidrodinamik ve termal bakımdan gelişmiş laminar akışlarda Nu sayısı (4.1) ve (4.2) eşitliği ile hesaplanandan farklıdır. Genellikle $d_i/l > 0.1$ olan kısa borularda akış, hidrodinamik ve termal bakımdan gelişemez. Bu gibi laminar akışlar için

$$Nu = 0.664 Pr^{0.333} \left(Re \frac{d_i}{l} \right)^{0.5} \left(\frac{Pr_a}{Pr_d} \right)^{0.11} \quad (4.3)$$

eşitliği kullanılır. $d_i/l > 0.1$ olan kısa borularda Nu sayısı (4.3) ve (4.2) eşitlikleri ile hesaplanır ve elde edildenden büyük olanı ile diğer işlemler yapılarak daha isabetli sonuçlar elde edilir. Akışkan özellikleri $T_m = 0.5 (T_{gh} + T_{ch})$ ile elde edilir ve ifadelerde kullanılır. Pr_a ve Pr_d ortalama akışkan sıcaklığı ve duvar yüzey sıcaklığı ile elde edilen Pr sayılarıdır. Pr eşitliğindeki akışkan özellikleri bu sıcaklıklarla elde edilir ve Pr sayıları hesaplanır.

4.1.2. Türbülanslı Akışta Isı Geçişi:

Boru akışlarında Re sayısı 2300' den küçük ise akış her zaman için laminerdir. Re sayısının 2300 ' den büyük olduğu boru akışları türbülanslı akış olarak kabul edilir. Re sayısının 10 000' den büyük olması halinde boru akışı muhakkak türbülanslı akıştır. $2300 < Re < 10^4$ aralığında boruya girişteki akışın türü ve boru girişinin biçimi akış şeklini tayin eder. Bu iki etkenin tesiriyle akış, laminar veya türbülanslı olur.



Şekil 4.8. Boru içinde türbülanslı akışın gelişimi

4.1.2.1. Gelişmiş Türbülanslı Akışta Sıvılar İçin Isı Geçişi

$Re > 10^4$ için $0.5 < Pr < 1.5$ aralığında

$$Nu = 0.0214 (Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \left[1 + (d_i / l)^{0.67} \left(\frac{Pr_a}{Pr_d} \right)^{0.11} \right] \quad (4.4)$$

ve

$1.6 < Pr < 500$ aralığında

$$Nu = 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \left[1 + (d_i / l)^{0.67} \left(\frac{Pr_a}{Pr_d} \right)^{0.11} \right] \quad (4.5)$$

eşitlikleri ile Nu sayısı hesaplanır. Nu sayısının Pr sayısına bağılılığı dikkate alınmaksızın $Re > 2300$ için

$$Nu = 0.0235 (Re^{0.8} - 230) (1.8 Pr^{0.3} - 0.8) \left[1 + (d_i / l)^{0.67} \left(\frac{\mu_a}{\mu_d} \right)^{0.14} \right] \quad (4.6)$$

eşitliğide kullanılabilir. μ_a ve μ_d ortalama akışkan sıcaklığı ve duvar yüzey sıcaklığı ile elde edilen dinamik viskozitelerdir. Akışkan özellikleri ortalama akışkan sıcaklığı $T_m = 0.5 (T_{gh} + T_{ch})$ ile elde edilirler. (4.4) ve (4.5) eşitliklerindeki Pr_a ve Pr_d sayıları ise ortalama akışkan sıcaklığı ve duvar sıcaklığı ile hesaplanırlar. Bu eşitliklerin sonundaki çarpan, ısının geçiş yönünün etkisini dikkate alır.

4.1.2.2. Gelişmiş Türbülanslı Gaz Akışlarında ısı geçişi

Gazların türbülanslı akışlarında meydana gelen ısı transferinde (4.4), (4.5) ve (4.6) eşitliklerinin kullanılması sakıncalıdır. Bu akışlarda ısı geçiş yönünün ısı transferine etkisini Pr sayılarının veya dinamik viskozitelerin oranı ile ifade etmek doğru olmaz. Yapılan araştırmalar ısı geçiş yönünün etkisinin ortalama akışkan sıcaklığının duvar sıcaklığına oranı ile dikkate alınabileceğini göstermiştir. Buna göre $Re > 10^4$ ve $0.5 < Pr < 1.5$ aralığından $0.5 < T_{ma}/T_d < 2$ için

$$Nu = 0.0214 (Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \left[1 + (d_i / l)^{0.67} \left(T_{ma} / T_d \right)^{0.45} \right] \quad (4.7)$$

$Re > 10^4$ ve $1.5 < Pr < 500$ aralığında $0.5 < T_{ma}/T_d < 2$ için

$$Nu = 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \left[1 + (d_i / l)^{0.67} \left(T_{ma} / T_d \right)^{0.45} \right] \quad (4.8)$$

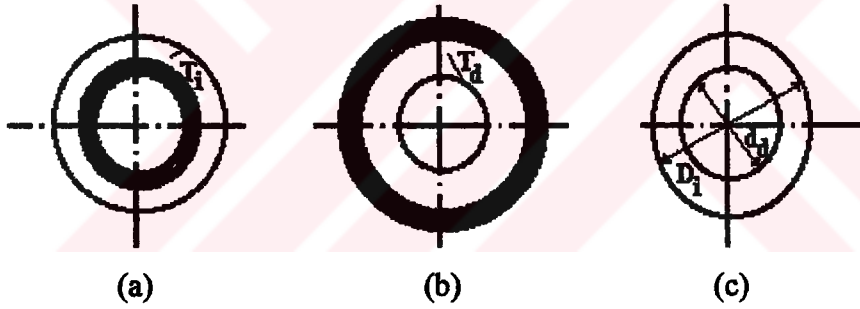
eşitlikleri ile Nu sayısı hesaplanır. T_{ma} ve T_d Kelvin sıcaklığı olarak ortalama akışkan ve duvar sıcaklıklarıdır.

4.1.3.Laminerden Türbülanslı Akışa Geçiş Aralığında Isı Geçişi

$2300 < Re < 10^4$, laminlerden türbülanslı akışa geçiş aralığıdır. $0.1 < d_f/l < 1$ olan kısa borular için bu geçiş aralığındaki akışlarla vuku bulan ısı geçişinde Nu sayısı (4.2) veya (4.3) eşitliği ile hesaplanır. Hidrodinamik bakımdan gelişmiş fakat termik bakımdan gelişmekte olan akışlar için geçiş aralığında (4.2) eşitliği kullanılırken her iki bakımdan da gelişmekte olan akışlar için (4.3) eşitliği tercih edilir.

4.2.İç İç Borulu Borularda Isı Geçişi

Aynı merkezli veya aynı eksenli iç içe borular konsantrik boru olup konsantrik borularda ısı geçişinde borular arasındaki aralık etkili olur. Isı taşıyan akışkan, borular arasında geçerken borulardan birine veya her ikisine ısı geçişi olur(Şekil 4.9). Borulardan yalnız birinin ısı geçişine iştirak etmesi halinde diğeri izole edilerek ısı geçişi önlenir. Şekil 4.9.a'da iç boru 4.9.b' de ise dış boru izole edildiğinden ısı geçişine katılmazlar. Şekil 4.9.c' de ise her iki boru ile ısı geçişi yapılmaktadır.



Şekil 4.9. Konsantrik Borulardan Isı Geçişi

Konsantrik borulardan dış borunun iç çapı D_i , iç borusunun dış çapı d_d ile gösterildiğinde eşdeğer çap,

$$d_e = D_i - d_d \quad (4.9)$$

olarak bulunur. Konsantrik borularda ısı geçişi Şekil 4.9' de görüldüğü gibi üç farklı durumda yapılabilir. Dış borunun iç yüzey sıcaklığı T_i , iç borunun dış yüzey sıcaklığı T_d ve boru uzunluğu L ile gösterilmektedir. Şekil 4.9.c' deki ısı geçişi için verilecek eşitlikler $T_d = T_i$ şartı için geçerlidir.

4.2.1.İç içe borularda laminar akışta ısı geçişi

Konsantrik borular arasındaki akış için eşdeğer çap $d_e = D_i - d_d$ ile hesaplanan $Re = (Um.d_e/\nu) < 2300$ ise akış laminar kabul edilir. Bu taktirde ısı geçişi için

$$Nu = \left[Nu_{\infty} + s \cdot \frac{0.19.(Re.Pr.d_e/L)^{0.8}}{1+0.117.(Re.Pr.d_e/L)^{0.467}} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_d} \right)^{0.11} \quad (4.10)$$

eşitliği kullanılır. bu eşitlik $Re < 2300$ ve $0.1 \leq Pr \leq 1000$ ve $0 \leq d_d/D_i = a \leq 1$ aralıklarında geçerlidir. Akışkan özellikleri, akışkanın aralığa giriş ve çıkış sıcaklıkları ile elde edilen ortalama akışkan sıcaklığında bulunarak Re , veya Pr ve Nu sayıları ile ilgili işlemler yapılır. Yalnız Pr_d sayısı T_d veya T_i sıcaklığı ile hesaplanır. (4.10) eşitliğindeki Nu_{∞} , konsantrik boruların uzunluğunun çok büyük veya $L \rightarrow \infty$ için elde edilecek Nu sayısıdır. Nu_{∞} , $d_d/D_i = a$ oranı ile değişmektedir.

Şekil 4.9.a için ,

$$0 \leq d_d/D_i = a \leq 0.05 \text{ aralığında } Nu_{\infty} = 3.6+8a \quad (4.11.a)$$

$$0.05 \leq d_d/D_i = a \leq 1 \text{ aralığında } Nu_{\infty} = 4.02+0.8a \quad (4.11.b)$$

Şekil 4.9b için ,

$$0.05 \leq d_d/D_i = a \leq 0.1 \text{ aralığında } Nu_{\infty} = 8+0.5/a \quad (4.12.a)$$

$$0.1 \leq d_d/D_i = a \leq 1 \text{ aralığında } Nu_{\infty} = 4+0.9/a \quad (4.12.b)$$

Şekil 4.9.c için ,

$$0.025 \leq d_d/D_i = a \leq 0.3 \text{ aralığında } Nu_{\infty} = 4.7+0.77.\ln(100a) \quad (4.13.a)$$

$$0.3 \leq d_d/D_i = a \leq 1 \text{ aralığında } Nu_{\infty} = 7.03+0.57.a \quad (4.13.b)$$

eşitlikleri ile Nu_{∞} hesaplanabilir.

(4.10) eşitliğindeki s değişkeni, $d_d/D_i = a$ ile Şekil 4.11.a, 4.11.b ve 4.11.c için şu eşitlikler kullanılarak hesaplanır.

Şekil 4.9.a için,

$$s=1+0.14.a^{0.333} \quad (4.14.a)$$

Şekil 4.9.b için,

$$s=1+0.14.a^{0.5} \quad (4.14.b)$$

Şekil 4.9.c için,

$$s=1+0.14.a^{0.1} \quad (4.14.c)$$

Böylece elde edilen Nu sayıları

$$Nu = h \frac{d_i}{k} \quad (4.15)$$

eşitliğinde kullanılarak ısı geçiş katsayısı h ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile de transfer edilen ısı miktarı bulunur.

4.2.2.İç İç Borularda Türbülanslı Akışta Isı Geçişi

$Re = (Um.di/v) > 2300$ için konsantrik borular arasındaki akış türbülanslı olur.

Konsantrik borulardaki türbülanslı Nu sayısını hesaplamak için

$$Nu = 0.023.Re^{0.8}.Pr^n \quad (4.16)$$

eşitliği kullanılarak önce Nu sayısı hesaplanır. Bu d_i çapındaki bir borunun Nu sayısıdır.

Böylece hesaplanan Nu sayısı ile konsantrik borular arasındaki ısı transferinin Nu_k sayısı

arasında $a = d_o/D_i$ ile

Şekil 4.9.a için,

$$Nu_k = (1-0.14.a^{0.6}).Nu \quad (4.17.a)$$

Şekil 4.9.b için,

$$Nu_k = 0.86.a^{-0.16}.Nu \quad (4.17.b)$$

Şekil 4.9.c için,

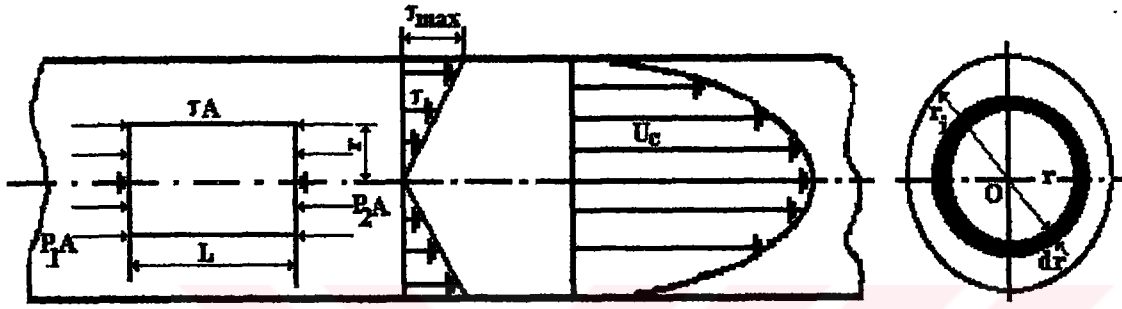
$$Nu_k = (1-0.14.a).Nu \quad (4.17.c)$$

eşitlikleri yazılabilir.

4.3.BORULARDA BASINÇ DÜŞÜŞÜ

Bir akışkanın içinde hareket eden cisimlere veya üzerinden bir akışkanın geçtiği duran cisimlere, akışkan tarafından etki ettirilen kuvvetlere direnç denir.

R yarı çapında ve L uzunluğunda silindirik bir akışkan bölgesi veya hacminin, sabit bir hızla hareket etmesi için silindirin yan yüzeylerine etki eden sürtünme kuvvetlerinin yenilmesi gerekir. Şekil 4.10' de görüldüğü gibi silindirik akışkan elemanının yüzeylerine P_1 ve P_2 etki ederse sabit hızla hareket için basınç farkı sürtünme kuvvetine eşit olmalıdır. Buna göre hızın tam gelişmiş olduğu laminar akışta borunun en kesitindeki



Şekil 4.10.Boru içindeki akışta hız ve kayma gerilmeleri

Kayma gerilmesi,

$$P_1.A - P_2.A - \tau.2.\pi.r.L = 0 \quad (4.18)$$

yazılarak τ kayma gerilmesi çekilirse,

$$\tau = \frac{(P_1 - P_2).r}{2.L} \quad (4.19)$$

elde edilir. Newton'un viskozite kanunundan,

$$\tau = -\mu \frac{dU}{dy} \quad (4.20)$$

değeri (4.19) eşitliğine yazılırsa,

$$-\mu \frac{dU}{dy} = \frac{(P_1 - P_2).r}{2.L} \quad (4.21)$$

olur. Her iki tarafında integrali alındığında,

$$-\int_{U_c}^U dU = \frac{(P_1 - P_2)}{2\mu L} \cdot \int_0^r r.dr \quad (4.22)$$

$$U = U_c - \frac{\Delta P \cdot r^2}{4 \mu L} \quad (4.23)$$

olur.

Boru iç yüzeyinde akışkanın hızı sıfır olduğundan ($r = r_1$ de $U = 0$)

$$U_c = \frac{\Delta P \cdot r_i^2}{4 \mu L} \quad (4.24)$$

olarak bulunur. Bu eşitlikteki U_c 'nin değerini (4.23) nolu eşitlikte yerine yazıldığında,

$$U = \frac{\Delta P \cdot (r_i^2 - r^2)}{4 \mu L} \quad (4.25)$$

elde edilir. Tam gelişmiş laminar akış için ortalama hız ifadesi yazılıp (4.25) denklemi ifade içine taşınırsa,

$$U_m = \frac{V}{A} = \frac{\int U \cdot dA}{\int dA} = \frac{\int_0^{r_i} \frac{\Delta P \cdot (r_i^2 - r^2)}{4 \mu L} \cdot (2\pi r dr)}{\int_0^{r_i} 2\pi r dr} \quad (4.26)$$

$$U_m = \frac{\Delta P \cdot r_i^2}{8 \mu L} \quad (4.27)$$

eşitliği elde edilir. Yukarıda yazılan hız ve debi bağıntıları Poiseulle-Hagen ifadesidir.

Sürtünme katsayısı boru yarıçapının, viskozite ve yoğunluğun, boru uzunluğunun, hızın ve boru pürüzlülüğünün fonksiyonu olduğundan basınç düşüşü aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L \cdot U_m^2 \cdot P}{4 \cdot r_i} \quad (4.28)$$

pürüzsüz bir boruda laminar akış için sürtünme katsayısı,

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.29)$$

şeklindedir.

Pürüzsüz bir borudaki türbülanslı akış için ise Blasius formülünde sürtünme katsayısı

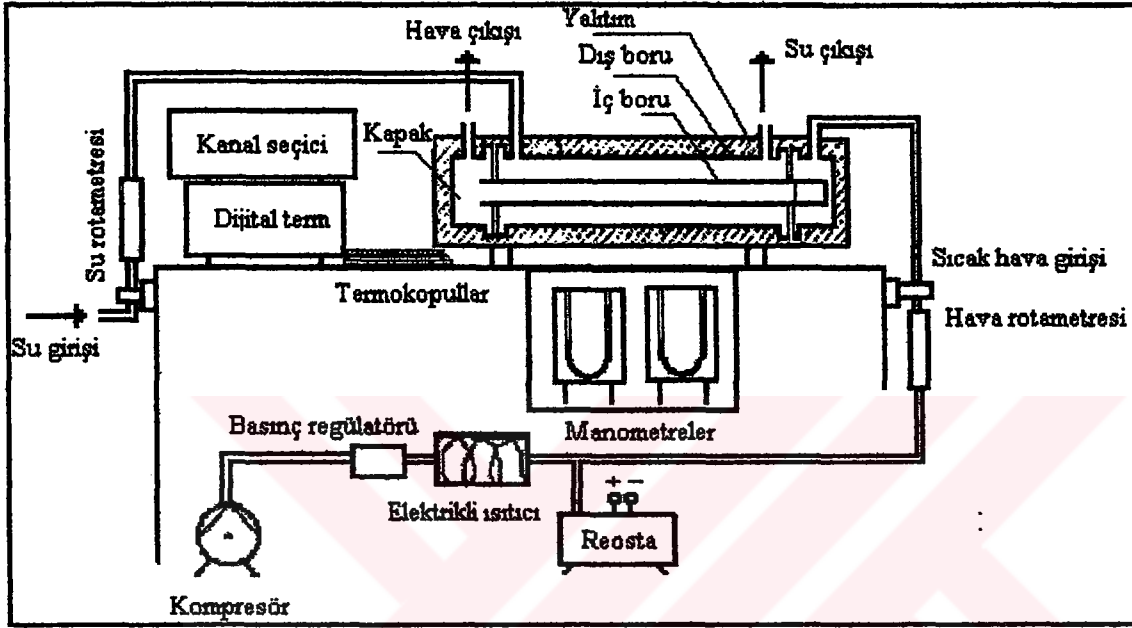
$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (4.30)$$

olarak verilmektedir.



5.DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışma amacıyla Şekil 5.1' de görüldüğü gibi bir deney seti dizayn edilmiştir. Dizayn edilen ısı değiştirgecinin iç boru iç çapı 35 mm, dış çapı 41 mm, boru uzunluğu 810 mm ve dış boru iç çapı 70 mm, dış çapı 75 mm, boru uzunluğu 750 mm' dir. Bu ısı değiştirgecinde dönel akış oluşturmak amacıyla iç borunun ucuna galvanizli sacdan yapılan 100 mm uzunluğunda portatif olarak sökülüp takılabilen kapaklar dizayn edilmiştir .



Şekil 5.1. Deney setinin şematik resmi

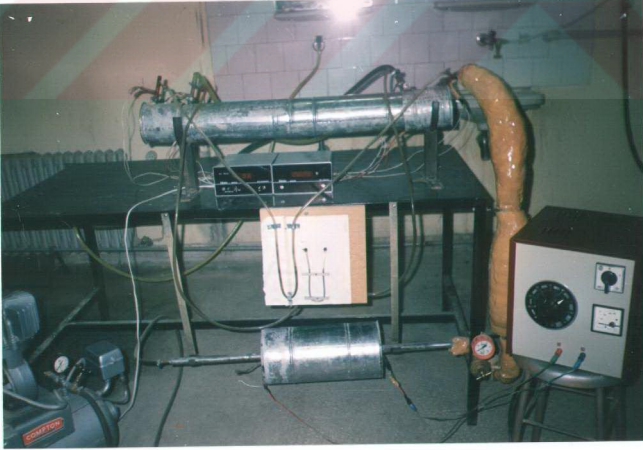
Isı değiştirgecinin iç borusu içerinden sıcak hava, dışından ise soğuk akışkan su geçmektedir. Gerekli hava bir kompresör yardımıyla sağlanmakta ve ısıtma işlemi reostalı bir elektrikli ısıtıcı ile olmaktadır. Sıcak akışkan, soğuk akışkan ve yüzey sıcaklıklarını ölçmek için Demir-Constantan ısı çiftlerinden yararlanılmıştır. Hava ve su debisi de rotametrelerle ölçülmüştür.

Havanın basınç kaybı sulu U manometresiyle, suyun basınç kaybı ise civalı U manometresiyle tayin edilmiştir.

Deneyler değişik Reynolds sayılarında zıt ve paralel akışlar için tekrarlanmıştır. Isı değiştirgecinin çevreye olan ısı kaybını azaltmak için dış borunun yüzeyi cam yünü ile yalıtılmıştır(Şekil 5.2, Şekil5.3)

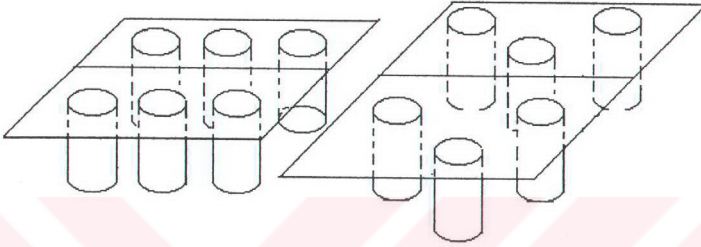


Şekil5.2. Deney Setinin Bir Görünüşü

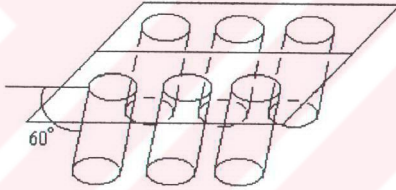


Şekil 5.3. Isı Değiştirgecinin görünüşü

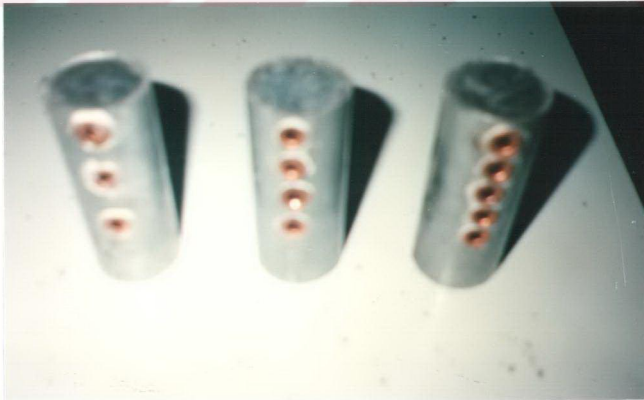
Deneylerde kullanılan swirling elemanları üzerinde 6, 9 mm çaplarında 5 mm uzunluğunda 6, 8, 10, 12, 16, 20 enjektör bulunmakta olup ve bu enjektörler düz ve çapraz olarak 2 sıralı ve 4 sıralı olarak dizilmişlerdir. Ayrıca enjektörler swirl elemanına 60° ve 90° açılı olarak yerleştirilerek deneyler yapılmıştır(Şekil 5.4-5.5).



Şekil 5.4. Düzgün ve üçgen sıralı (6) enjektörlü 90° açılı swirling elemanının görünüşü



Şekil 5.5. (6) enjektörlü 60° açılı swirling elemanının görünüşü



Şekil 5.6. Enjektörlü Swirling Elemanları

5.1. Deneysel Metod

Ortalama akışkan sıcaklığı T_m , akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması olarak alınmıştır ve akışkanın fiziksel özellikleri ortalama akışkan sıcaklıklarında seçilmiştir. Duvar sıcaklığı T_d ise boru duvarına bağlanan ısı çifteleriyle ölçülen sıcaklıkların aritmetik ortalaması olarak alınmıştır.

Akışkanların giriş ve kısımları arasında yerleştirilen U manometreleri ile basınç düşüşleri ölçülmüştür. Sisteme verilen su debisi 40 lt/h değerinde sabit tutulmuş ve hava debisi de 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5, 5 m³/h olarak sırasıyla değiştirilmiştir.

Soğuk akışkana olan ısı transferi miktarı

$$Q = (m.c_p)_h (T_{hg} - T_{hç}) = (m.c_p)_c (T_{cg} - T_{cç}) \quad (5.1)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır ve taşınım katsayıları da,

$$Q = h_h . A . (T_m - T_d) = h_c . A . (T_d - T_m) \quad (5.2)$$

denkleminde hesaplanmıştır. Nusselt sayısı

$$Nu = h . d_i / k,$$

Reynolds sayısı

$$Re = U_m d_i / \nu$$

eşitliklerinden bulunmuştur.

Konsantrik borularda teorik Nusselt sayısını hesaplamak için ise (4.21) ve (4.22) denklemlerinden faydalanılmıştır.

Deneysel çalışmalardan elde edilen verilerden yararlanılarak Nusselt bağıntısı geliştirilmiştir. Buna göre zorlanmış konveksiyonda Nu sayısı, Re ve Pr sayılarının fonksiyonu olup bu üç boyutsuz büyüklük arasındaki ilişki aşağıdaki gibi üssel fonksiyon olarak kabul edilebilir.

$$Nu = C(Re)^m (Pr)^n \quad (5.3)$$

Yapılan çalışmada kullanılan swirling elemanları üzerindeki enjektörlerin çapları, sayıları ve açıları göz önüne alınarak aşağıdaki denklem geliştirilmiştir.

$$Nu = B(Re)^m (Pr)^n \left(\frac{d_s}{d_i}\right)^c (j)^z (\theta)^t \quad (5.4)$$

Burada d_s swirling parçası üzerindeki enjektör çapı, d_i swirling elemanının çapı, j enjektör sayısı, θ enjektör açısıdır. Yukarıdaki denklemde her iki tarafın logaritması alınırsa denklem aşağıdaki halini alır.

$$\ln Nu = \ln B + m \ln Re + n \ln Pr + c \ln \left(\frac{d_s}{d_i}\right) + z \ln j + g \ln l + t \ln \theta \quad (5.5)$$

Boru içinde hava ısıtıldığı için $n=0.4$ seçilmiştir. $\ln(Nu)-\ln(Re)$ diyagramlarından m bulunur. Bilinen değerler yerine konulduktan sonra,

$$\ln(Nu) = \ln E + m \ln(Re) + n \ln(Pr) + c \ln \left(\frac{d_s}{d_i}\right) \quad (5.6)$$

denklemini elde edilir. Buradan c ve E sabitleri bulunmuştur. Çeşitli Nu değerine karşılık gelen E değerleri farklı enjektör sayılı borular için yerine koyularak

$$\ln E = \ln B + z \ln j + g \ln l + t \ln \theta \quad (5.7)$$

ifadesinden B , z , g , t bulunur.

Aşağıda kullanılan hesaplama yöntemiyle ilgili bir örnek verilmiştir. Swirling elemanı üzerindeki deliklerin çapları 3 mm olan 4 sıralı ve her sırada 5 delik bulunan ısı değiştirgeci

için $V=2 \text{ m}^3/\text{h}$ de havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları

$$T_{h1}=50 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{h2}=20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olarak ölçülmüştür. Sıcak akışkan(hava) için ortalama akışkan sıcaklığında($35 \text{ } ^\circ\text{C}$) seçilen fiziksel özellikler aşağıda verilmektedir.

$$\rho = 1.14615 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1.0079 \text{ kJ / Kg}^\circ\text{C}$$

$$k = 0.02675 \text{ W/m}^\circ\text{C} = 0.0963 \text{ kJ / mh}^\circ\text{C}$$

$$\nu = 16.395.10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

Aktarılan ısı miktarı,

$$Q_e = (\dot{m}.c_p)_h.(T_{h1} - T_{h2}) = (\dot{m}.c_p)_c.(T_{c1} - T_{c2})$$

denklemden bulunabilir. Yukarıda verilen değerler bu denklemde yerine konulduğunda aktarılan ısı miktarı,

$$Q_e = 1.14615(\text{kg/m}^3).2.5(\text{m}^3/\text{h}).1.0079(\text{kJ/kg K}).(50-20)(^\circ\text{C})$$

$$Q_e = 86.6 \text{ kJ/h} = 24 \text{ W}$$

olarak bulunur.

Üç noktada bulunan ölçülen cidar sıcaklığının ortalama değeri $T_d = 31.3^\circ\text{C}$ dir. İç borunun iç çapı $d_i = 0.035 \text{ m}$, uzunluğu 0.81 m dir. Bu değerler ile sıcak akışkanın ısı geçiş alanı, $A = \pi.d_i.L = 0.1 \text{ m}^2$ olarak bulunur. Yukarıda elde edilen Q_e değeri

$$Q_e = h_h.A.(T_m - T_d)$$

ifadesinde yerine koyularak ısı geçiş katsayısı $h_h = 64.96 \text{ W/ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur. $Nu = h_h.d_i/k$ eşitliğinden Nu sayısı 85 olarak elde edilir. $Re = U_m.d_i/\nu$ ifadesinden Reynolds sayısı hesaplanır. U_m ortalama akışkan hızı $\dot{V} = U_m.A$ ifadesinden bulunur. A akışkanın ısı değiştirgecine girdiği borunun alanıdır. Bu borunun çapı 0.013 m dir. Buradan akışkan hızı 10.46 m/s olarak bulunur.

Ayrıca ısıl kazanç oranını tespit etmek için net ısıl kazanç ve ek basınç kaybı miktarı belirlenmiştir. Buna göre net ısı kazancını ek basınç kaybına oranı boyutsuz olup aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$\frac{Q_{NK}}{\Delta P_K} = \frac{Q_e - Q}{\Delta P_e - \Delta P} \frac{1000}{V \cdot 9.81}$$

Q_e enjektör içeren ısı değiştirgecinde aktarılan ısı miktarı, Q enjektör olmayan ısı değiştirgecinin aktardığı ısı miktarıdır. ΔP_e enjektörlü ısı değiştirgecindeki basınç düşüşü, ΔP enjektör bulunmayan ısı değiştirgecinin basınç düşüş değeridir. Yukarıda örnek hesaplaması yapılan ısı değiştirgeci için $\Delta P_e=51$ mmSS, $\Delta P=30$ mmSS, $Q_e=86.6$ kJ/h, $Q= 41.27$ kJ/h değerleri (Net ısı kazancı/Ek basınç kaybı)=44 olarak bulunur.

6.DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Elde edilen deneysel veriler değerlendirilmiş ve Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının değişimi grafiklere aktarılmıştır. Grafiklerin incelenmesi sonucunda aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

- 1- Enjektörlü swirling elemanlı sistemin tamamında ısı transferinde enjektörsüz sisteme göre bir artış sağlanmıştır.
- 2- Deneysel kullanılan swirling elemanlarındaki enjektör sayısının artmasıyla Nusselt Sayısının artmakta ve dolayısıyla da ısı geçişi artmaktadır.
- 3- Aynı Reynolds Sayılarında delik çapının küçülmesiyle ısı transferinin arttığı ve Nusselt Sayısının arttığı görülmektedir.
- 4- Enjektörlerin diziliş şeklinin önemli olduğu ve üçgen sıralı durumdaki ısı transferi düz sıralı swirling elemanından daha fazla olduğu görülmüştür.
- 5- Reynolds Sayısının büyümesi dolayısıyla kütleli debinin artmasıyla ısı transferi artmıştır.
- 6- Zıt akıştaki ısı transferi paralel akışa göre daha fazla olmuştur.
- 7- Enjektör açısının 60° olması halindeki ısı transferi 90° açılı sisteme göre daha fazla artmıştır.

Yapılan deneysel çalışmada en iyi ısı aktarımının 60° açılı, üçgen sıralı, zıt akışlı, 6 mm çaplı ve 20 enjektörlü ısı değiştirgecinde elde edilmiştir(Şekil 7.31). Bu elemandaki ısı geçiş değeri enjektörsüz sisteme göre % 190' lere kadar varan bir artış sağlamıştır. Üzerindeki enjektörleri 9 mm çaplı olan 20 enjektörlü, enjektörleri üçgen sıralı ısı değiştirgecinden enjektörsüz sisteme göre ısı geçişinde ise % 185' a varan artış elde edilmiştir(Şekil 7.32). 20 enjektör bulunan düzgün sıralı 6 mm enjektör çaplı ısı değiştirgecinden % 185' e varan, 9 mm çaplı olan ısı değiştirgecinden % 166' e varan artışlar elde edilmiştir(Şekil 7.29-7.30). 90° açılı, üçgen sıralı, zıt akışlı, 6 mm çaplı, 20 enjektörlü ısı değiştirgecinde enjektörsüz sisteme göre ısı geçişindeki artış miktarı % 180, 9 mm enjektör çapı için ise bu oran % 170' tür(Şekil 7.23-7.24). 20 enjektör bulunan düzgün sıralı ve enjektör çapı 6 mm olan ısı değiştirgecinden enjektörsüz sisteme göre ısı geçişi % 166' varan artış göstermiş ve bu artış 9 mm için % 155 olmuştur(Şekil 7.21-7.22). 60° açılı 10 enjektör bulunan üçgen sıralı 6mm enjektör çaplı ısı değiştirgecinden enjektörsüz sisteme göre ısı geçişinde % 125' e kadar bir artış elde edilmiştir(Şekil 7.27). Enjektör çapının 9 mm olduğu ısı değiştirgecinden % 107' a varan bir artış elde edilmiştir(Şekil 7.28). Düzgün sıralı 6 mm enjektör çaplı ısı değiştirgecinden

enjektörsüz sisteme göre ısı geçişinde % 91' e varan 9 mm çaplı ısı değiştirgecinden ise % 82 ' e varan bir artış görülmüştür(Şekil 7.25-7.26). 90° açılı 10 enjektörlü üçgen sıralı enjektör çapı 6 mm olan ısı değiştirgecinden enjektörsüz sisteme göre artış miktarı % 114' e kadar, 9 mm çaplı ısı değiştirgecinden ise % 100' a varan artış elde edilmiştir(Şekil 7.19-7.20). Aynı durumda ancak enjektör sıralanışı düzgün olan ısı değiştirgecinden enjektörsüz sisteme göre ısı geçişinde % 82 artış ve 9 mm enjektör çapı içinde % 76 artış elde edilmiştir(Şekil 7.17-7.18). Bu değerler 20 enjektör ve 10 enjektörlü ısı değiştirgeçleri için bulunmuştur. 8 ve 16 enjektörlü ısı değiştirgeçleri için artış miktarı bu değerlerden % 5 daha azdır. Ve enjektör sayısı 6, 12 olan ısı değiştirgeçleri için ise % 10-15 daha azdır.

Aynı şartlar altında paralel akışlı sistemde ise bu artış miktarları yaklaşık % 5-10 daha düşüktür(Şekil 7.1-7.14).

Basınç düşüşünün üçgen sıralı ısı değiştirgeçlerinde düzgün sıralı ısı değiştirgeçlerine göre daha fazla olduğu görülmüştür(Şekil 7.33-7.48). Zıt akışlı ısı değiştirgeçlerinde ise paralel akışa çok az bir farklılık görülmüştür. Aynı zamanda enjektör çapının küçülmesiyle ve enjektör sayısının artmasıyla basınç düşüşünün arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca 60° açılı enjektörlü ısı değiştirgeçlerinde basınç düşümü 90° açılı enjektörlü ısı değiştirgeçlerine göre % 10-15 oranında bir artış göstermiştir.

Net ısı kazancı/Ek basınç kaybı oranı üçgen sıralı ısı değiştirgecinde düzgün sıralı ısı değiştirgecine göre daha fazla olmuştur(7.49-7.80). Bu oranın enjektör çapının küçülmesiyle azaldığı, enjektör sayısının artmasıyla arttığı, enjektör açısının küçülmesiyle arttığı görülmüştür.

Deney sonuçlarına göre Nu Sayısı için aşağıdaki bağıntılar bulunmuştur. Düzgün sıralı enjektörlü ısı değiştirgeci için,

$$Nu = 0.097.(Re)^{0.7109} . \left(\frac{d_s}{d_i}\right)^{-0.0571} . (Pr)^{0.4} . (j)^{0.1292} . (\theta)^{-0.1946} \quad (7.1)$$

Üçgen dizilişli enjektörlü ısı değiştirgeci için,

$$Nu = 0.061.(Re)^{0.7118} . \left(\frac{d_s}{d_i}\right)^{-0.1303} . (Pr)^{0.4} . (j)^{0.1455} . (\theta)^{-0.1078} \quad (7.2)$$

şeklinde amprik bağıntı geliştirilmiştir.

7.Sonuçlar ve Öneriler

Yapılan çalışmalar sonucunda enjektörler yardımıyla akışa dönme etkisi verilerek ısı değiştirgecindeki ısı transferinin % 190' lere kadar iyileştirilebildiği görüldü. Bu iyileşmenin enjektör sayısı, açısı, dizilişi ve Reynolds Sayısına bağlı olarak artabileceği ortaya konulmuştur.

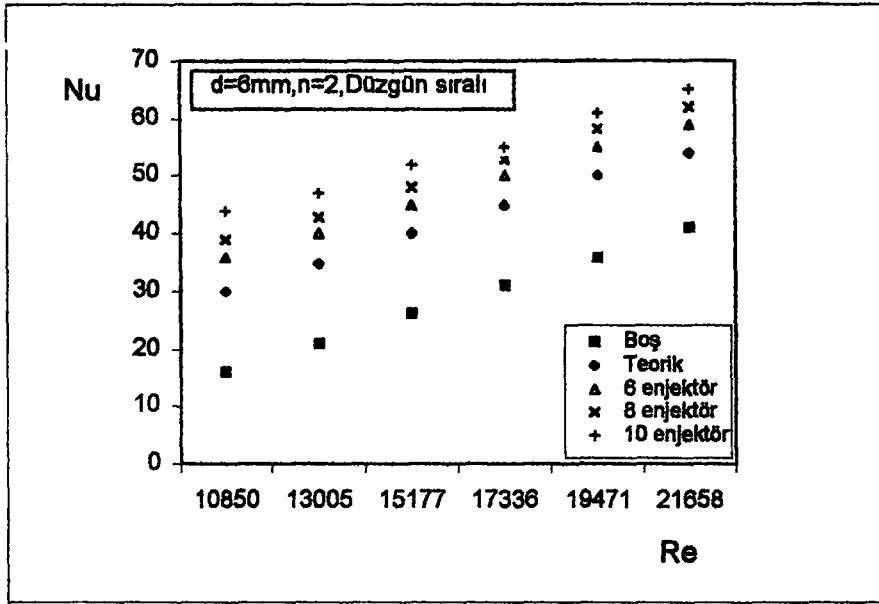
Enjektörlü swirling elemanlarının sisteme ilavesiyle enjektörler birer dönmeli akış üreticisi olmakta ve akışkana kazandırılan dönme etkisi ile ısı transferi artmaktadır. Boru girişine yerleştirilen enjektörler ile havanın bağıl hızı ve hız profilleri değişmekte ve akışkana boru boyunca dönme etkisi verilmektedir. Enjektörlü sistemlerin pasif yöntemle ısı transferinin iyileştirilmesi açısından oldukça etkili olduğu ve işletme açısından faydalı olduğu görülmektedir.

Mevcut sonuçlara göre enjektör ısı taşınım katsayısının altında da büyük iyileşmeler sağlamaktadır. Dolayısıyla enjektörlü swirling akış üreticilerinin kullanımı ile ısı değiştirgeçli sistemlerde daha küçük boyutlu sistemlerin dizaynı sağlanabilmekte ve sistemin verimi iyileştirilerek yakıt tüketiminin azaltılması mümkün olabilmektedir.

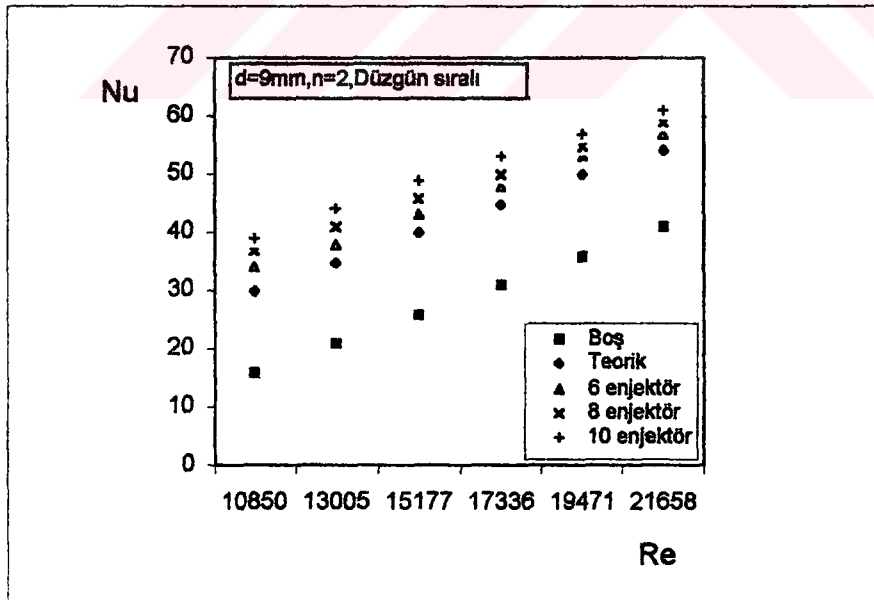
Basınç kayıplarındaki artış miktarının boş boruya göre büyük olmasına rağmen hesaplanan (Net ısı kazancı/Ek basınç kaybı) incelendiğinde ilave basınç düşüşünün ısı kazancı yanında düşük kaldığı görülmektedir. Ayrıca iyi bir dizayn, enjektör geometrisi, yerleştirme düzenleri yardımıyla meydana gelen basınç kayıpları minimuma indirilebilecektir. Dolayısıyla enjektör boyu, dizilişi, yerleştirme açıları ileride yapılacak çalışmalarda ayrı birer çalışma konusu olarak alınabilecektir.

PARALEL AKIŞ İÇİN $Nu-Re$ GRAFİKLERİ

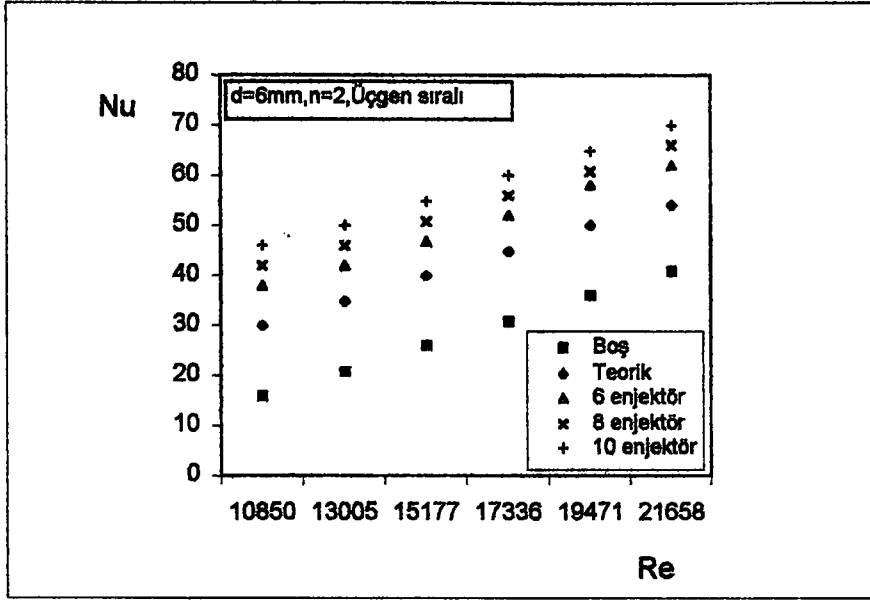




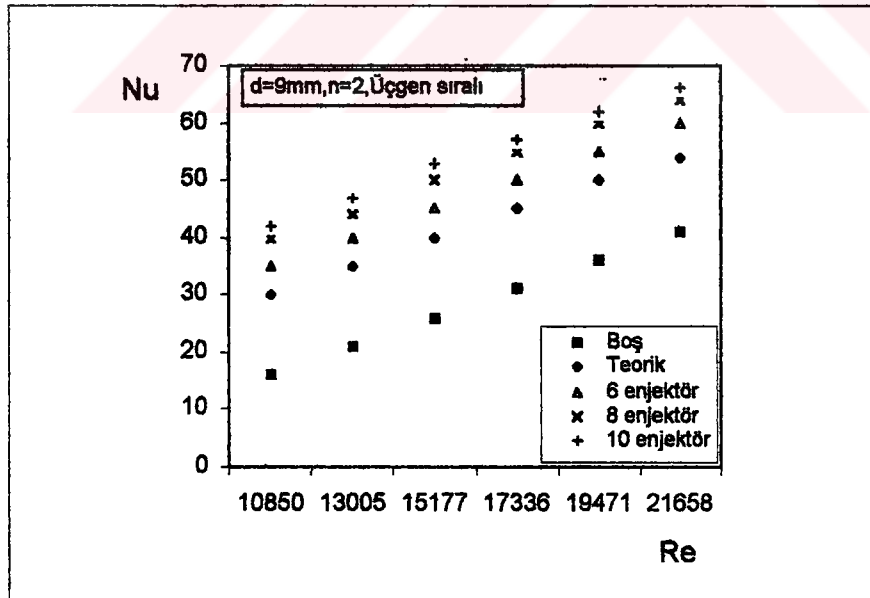
Şekil 7.1. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



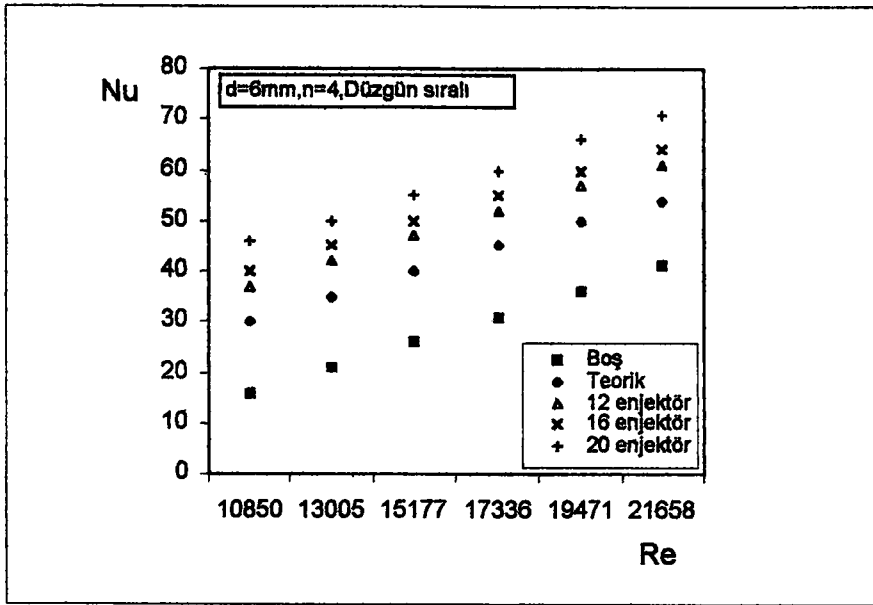
Şekil 7.2. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



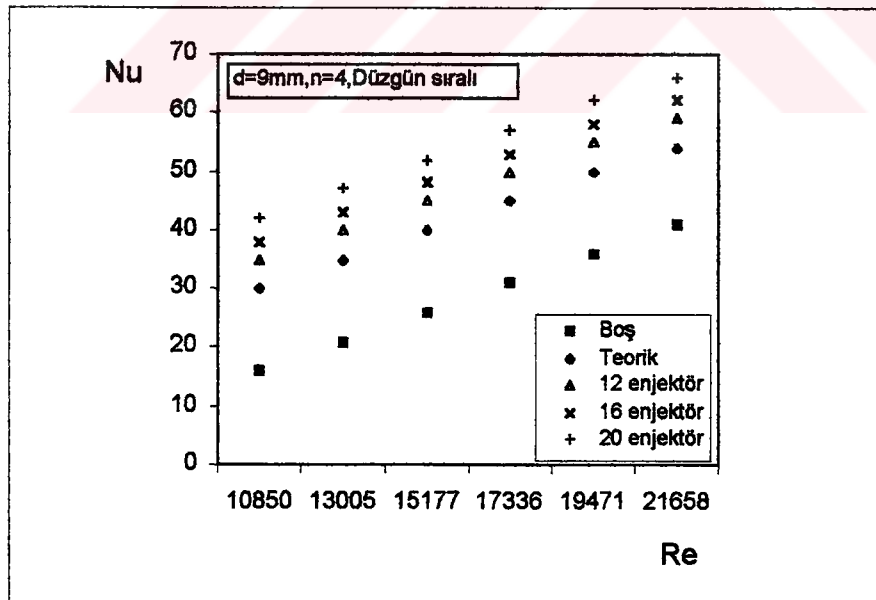
Şekil 7.3. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



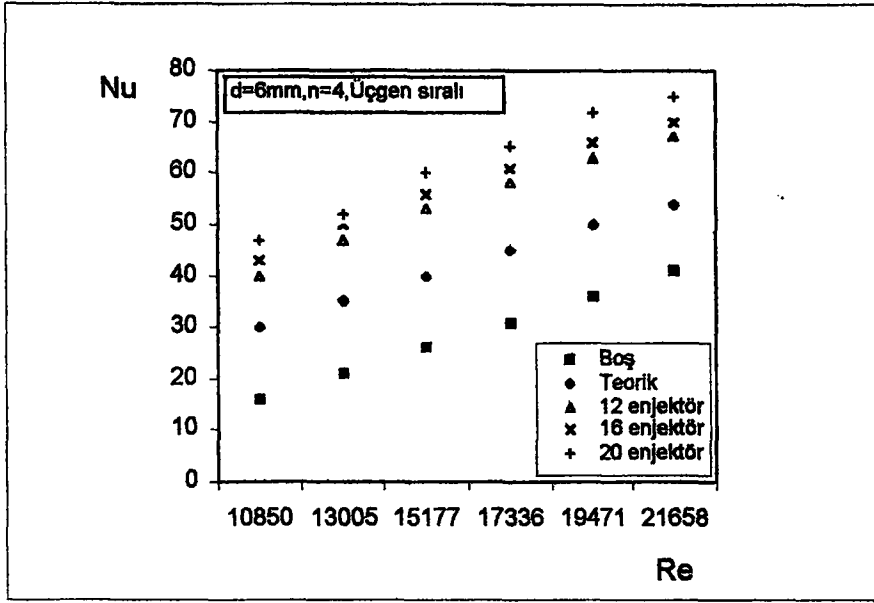
Şekil 7.4. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



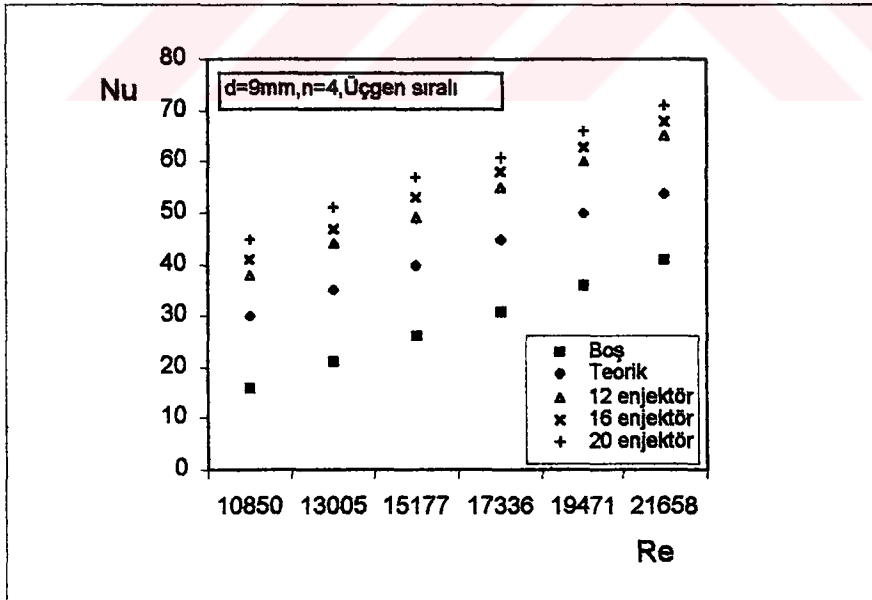
Şekil 7.5. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



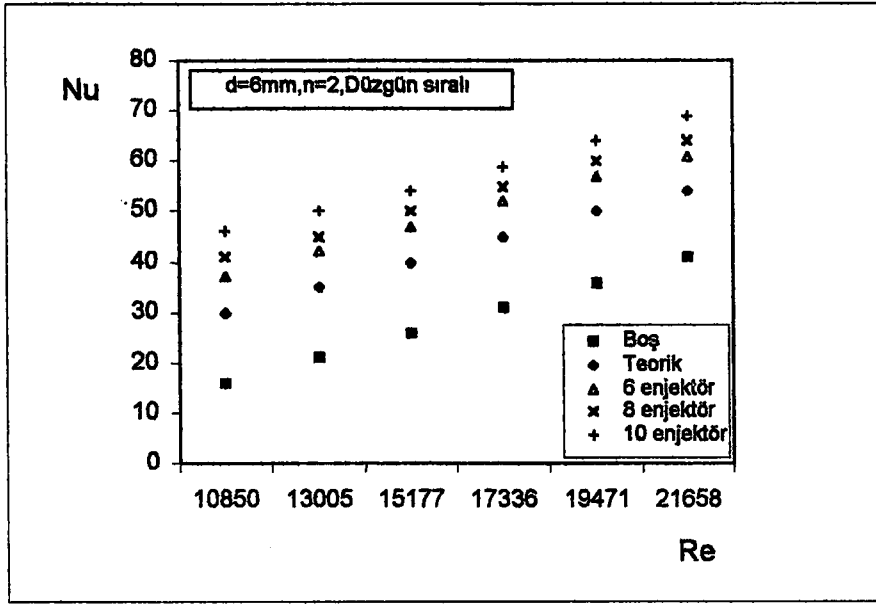
Şekil 7.6. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



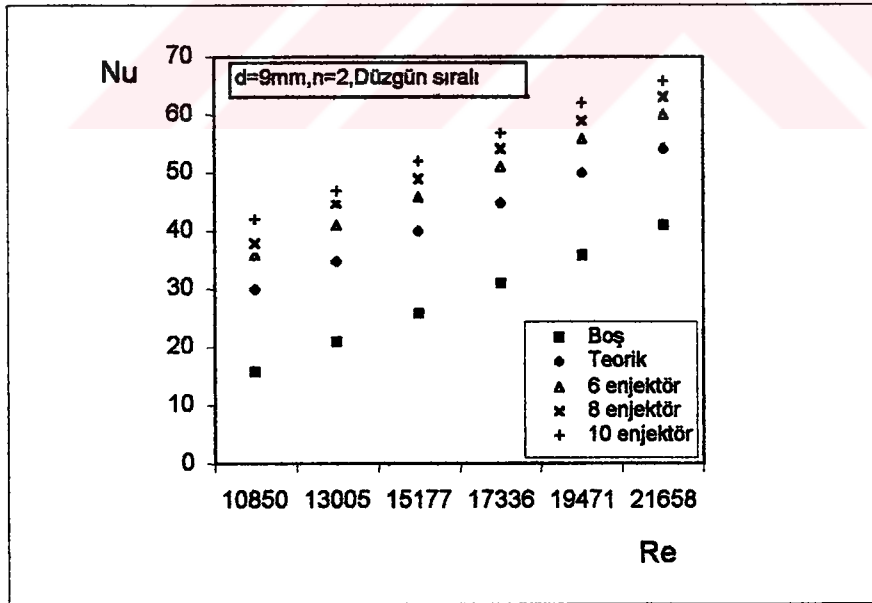
Şekil 7.7. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



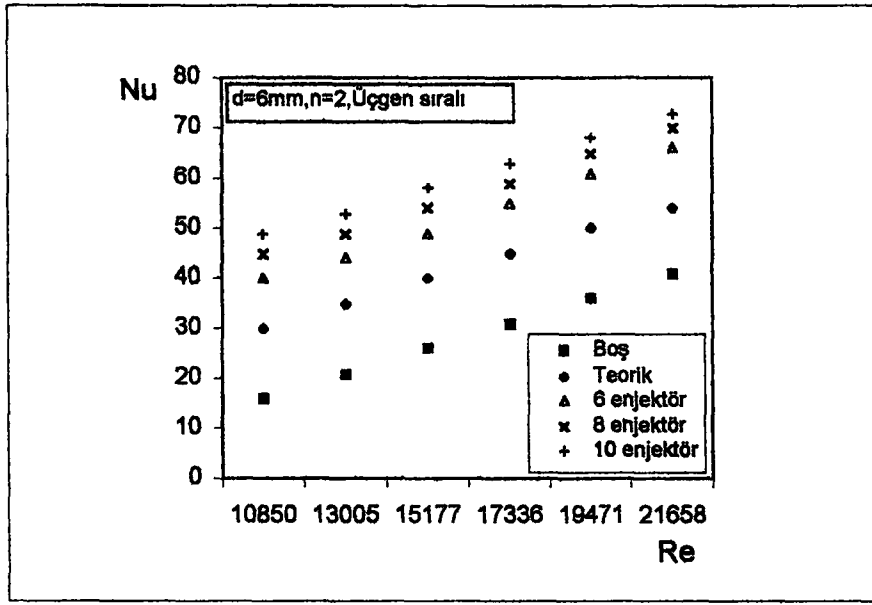
Şekil 7.8. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



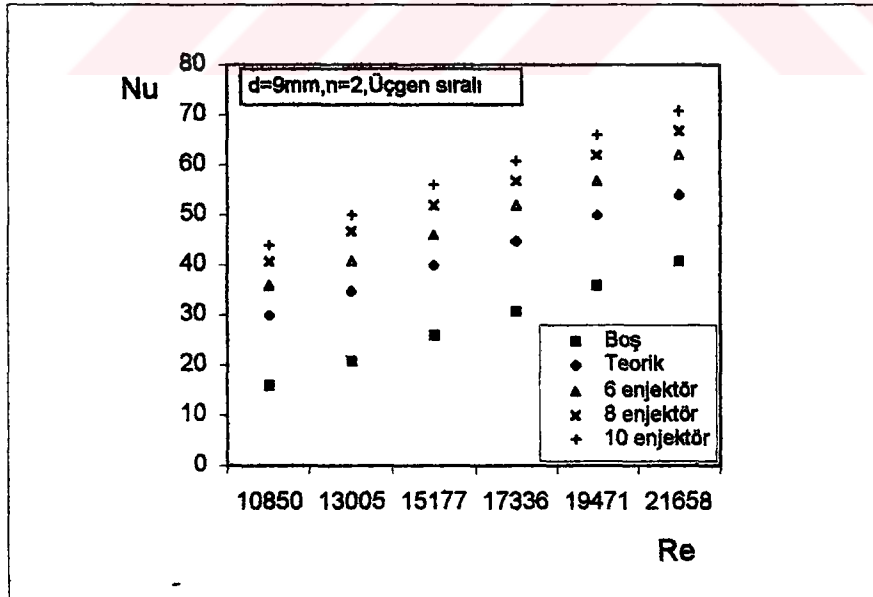
Şekil 7.9. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



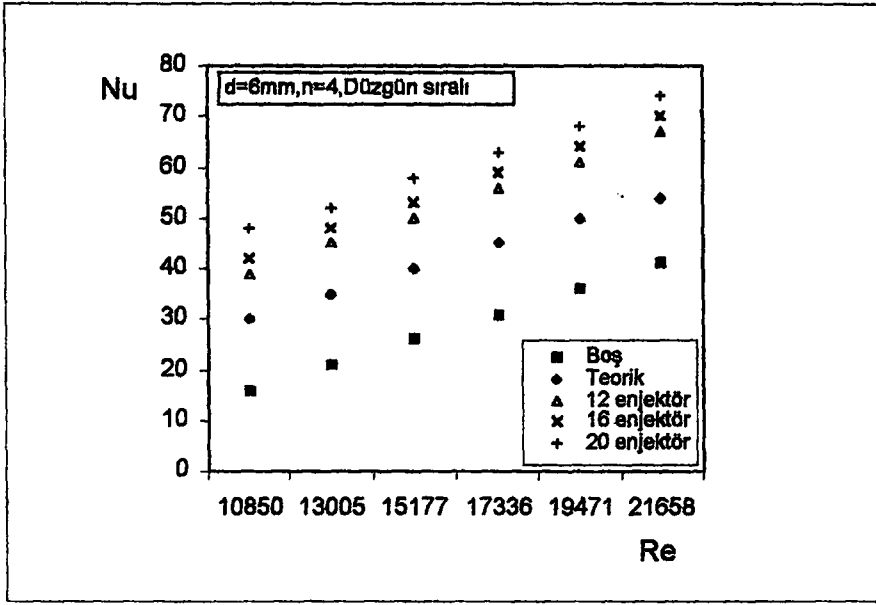
Şekil 7.10. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



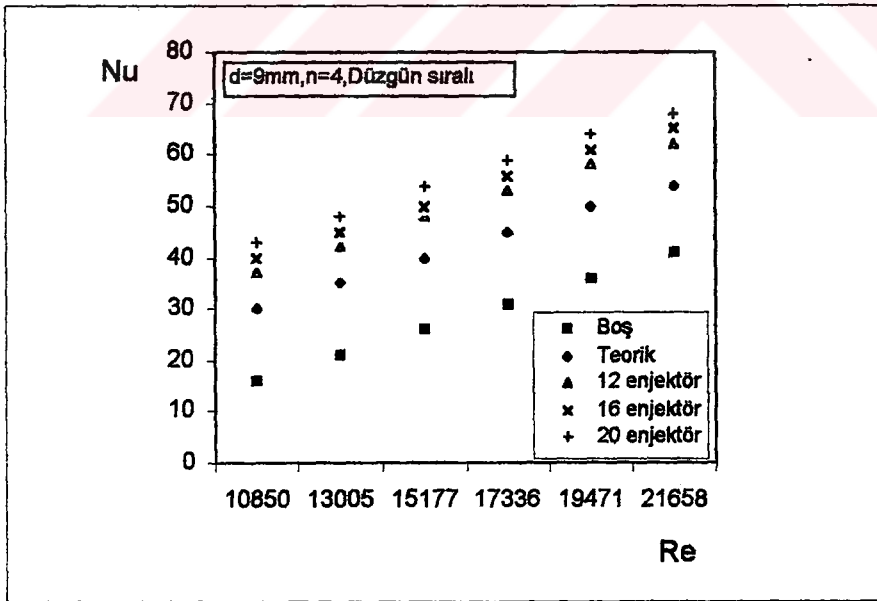
Şekil 7.11. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi (d=6mm, n=2, 60° açılı)



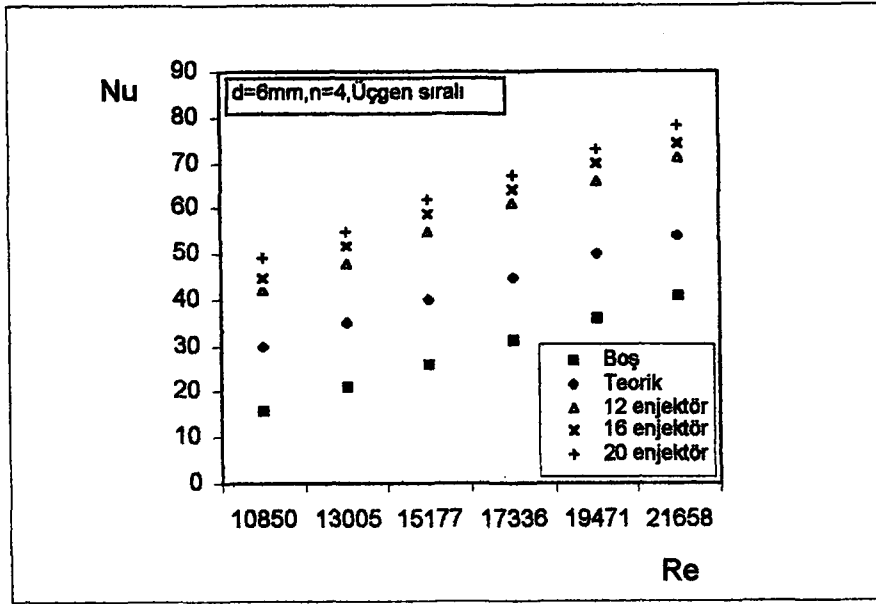
Şekil 7.12. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi (d=9mm, n=2, 60° açılı)



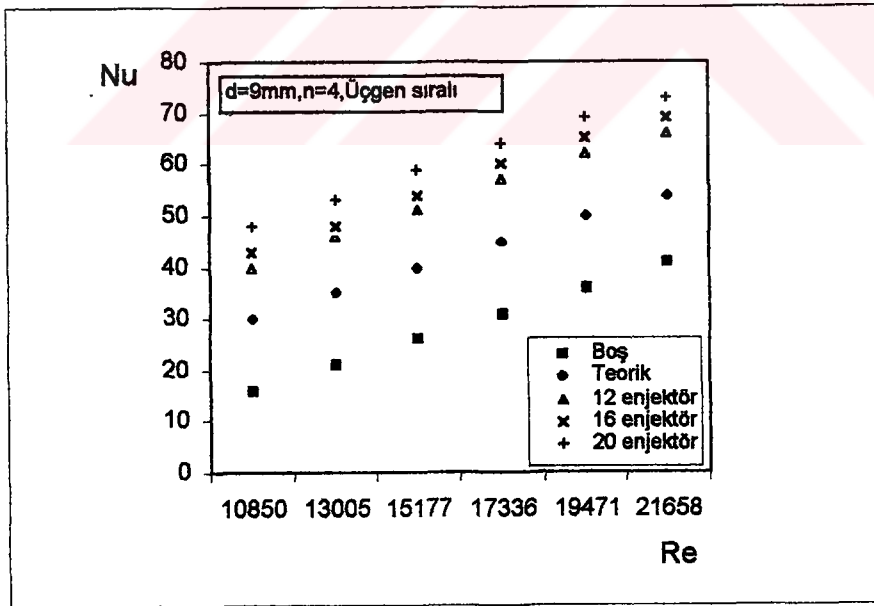
Şekil 7.13. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



Şekil 7.14. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



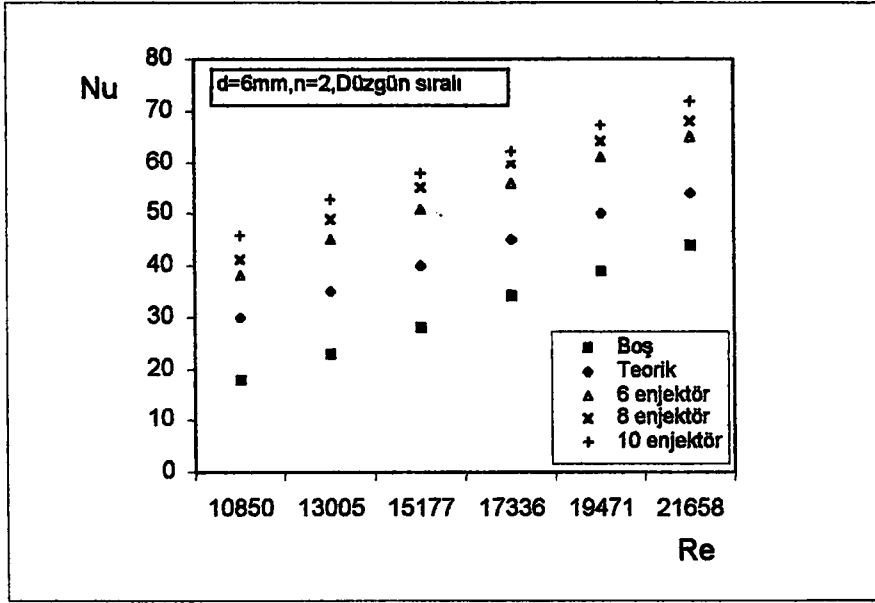
Şekil 7.15. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



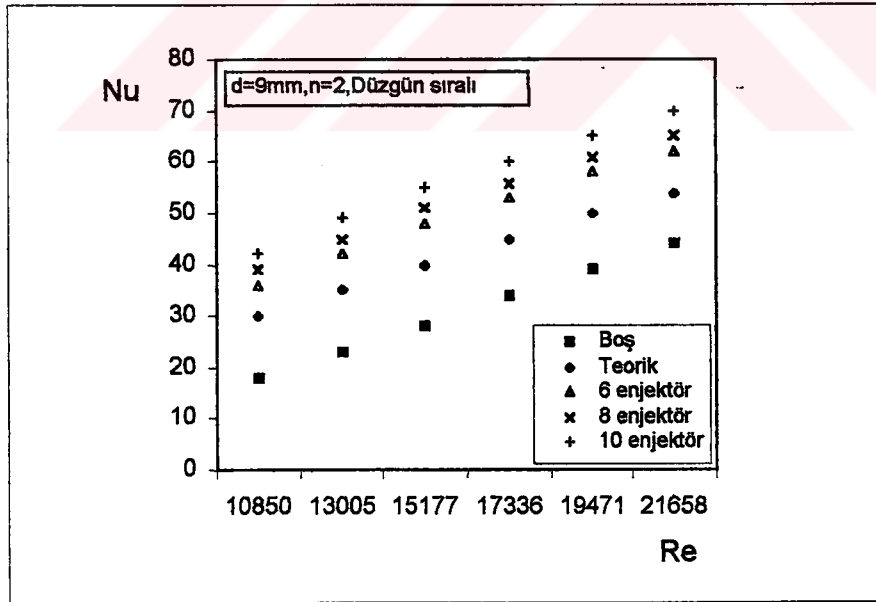
Şekil 7.16. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)

ZIT AKIŞ İÇİN Nu-Re GRAFİKLERİ

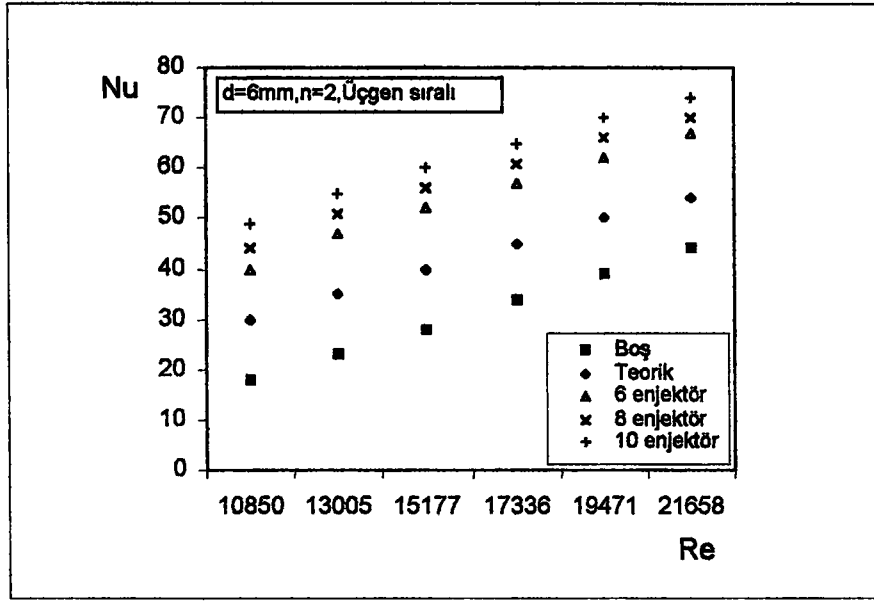




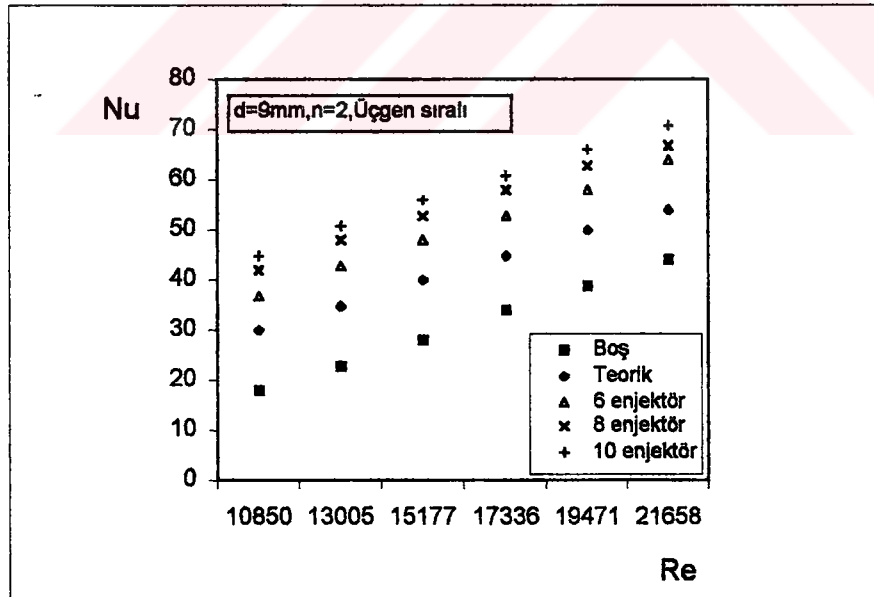
Şekil 7.17. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



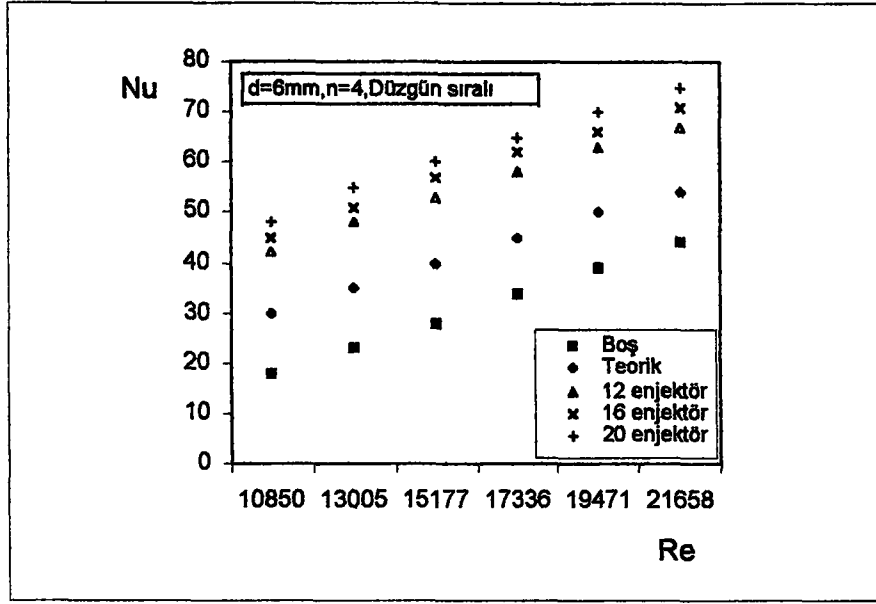
Şekil 7.18. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



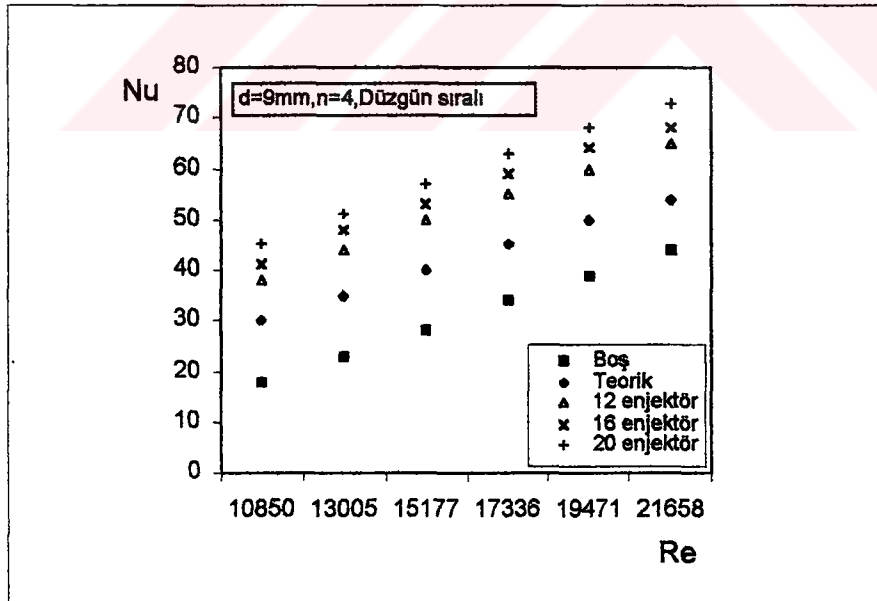
Şekil 7.19. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



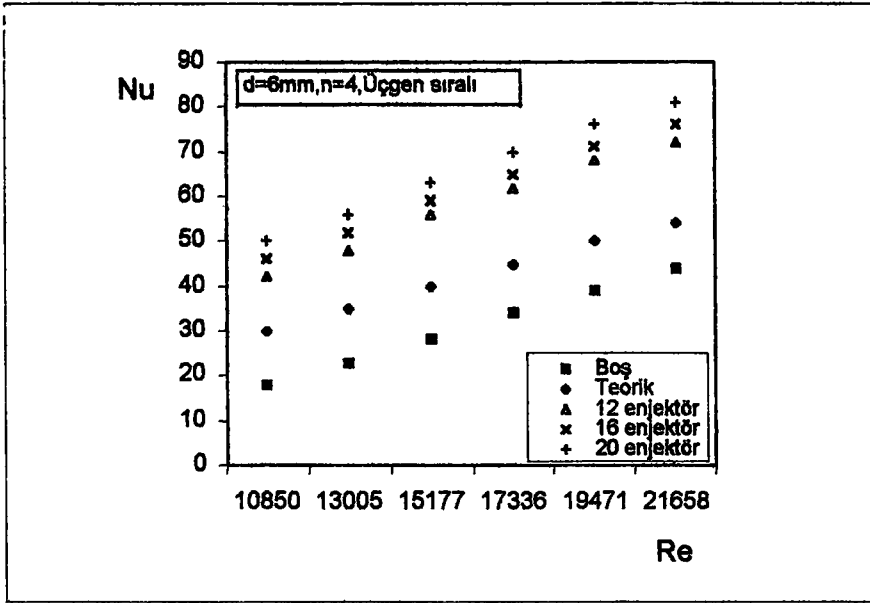
Şekil 7.20. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



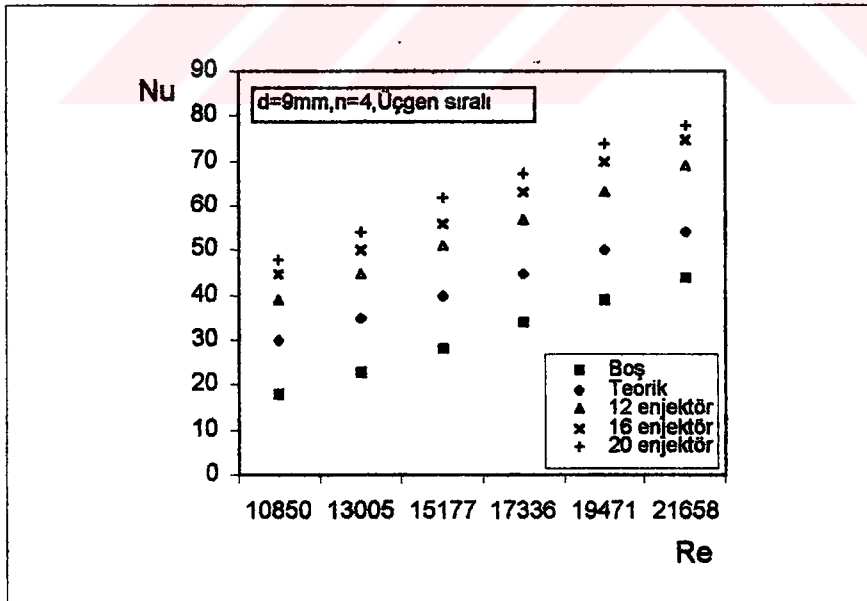
Şekil 7.21. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



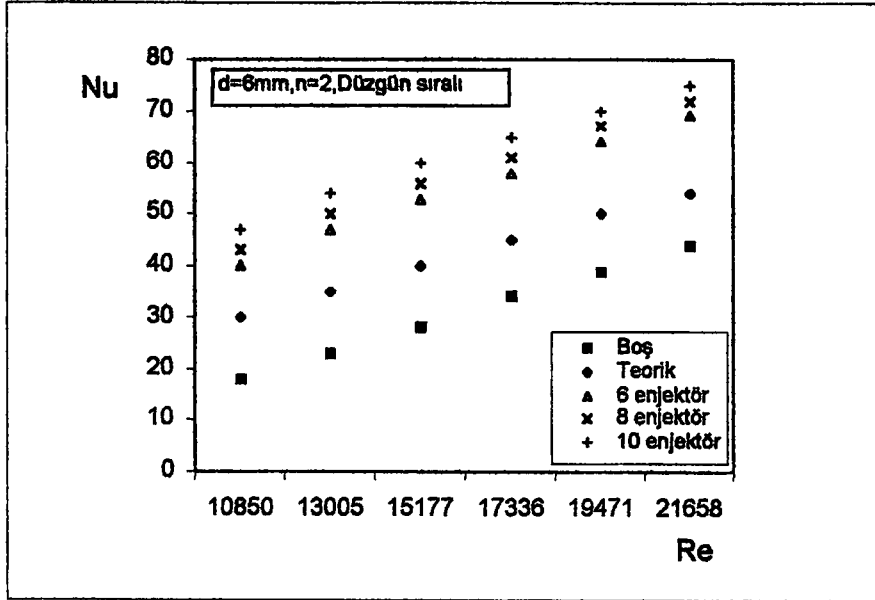
Şekil 7.22. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



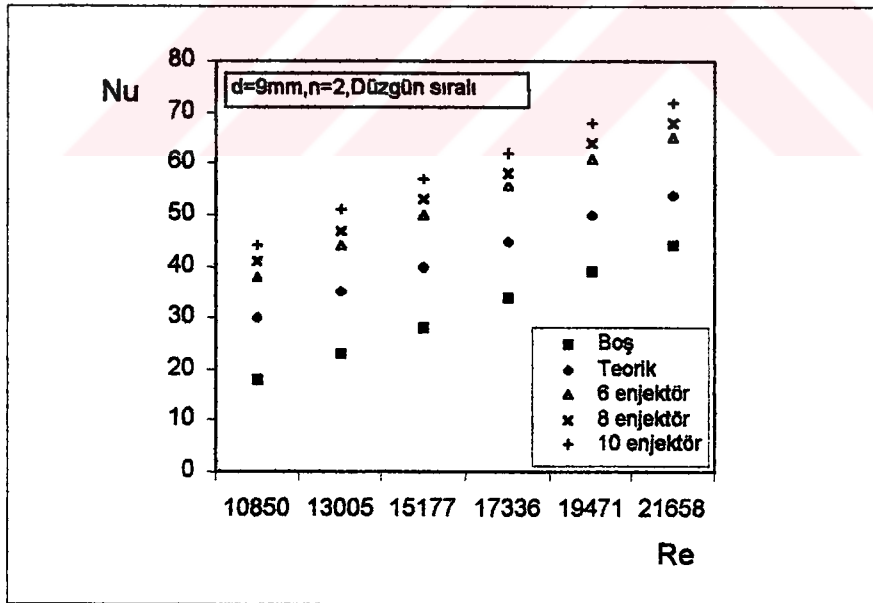
Şekil 7.23. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



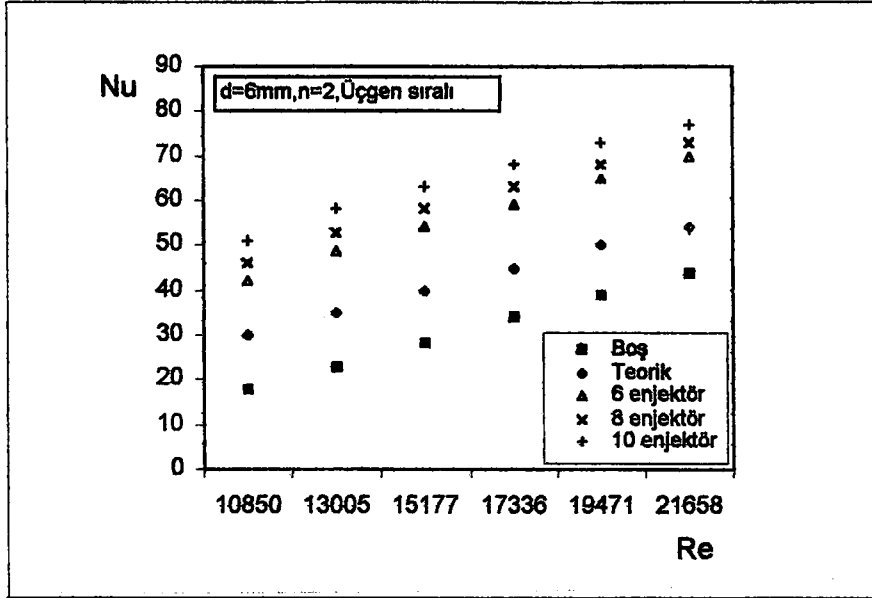
Şekil 7.24. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



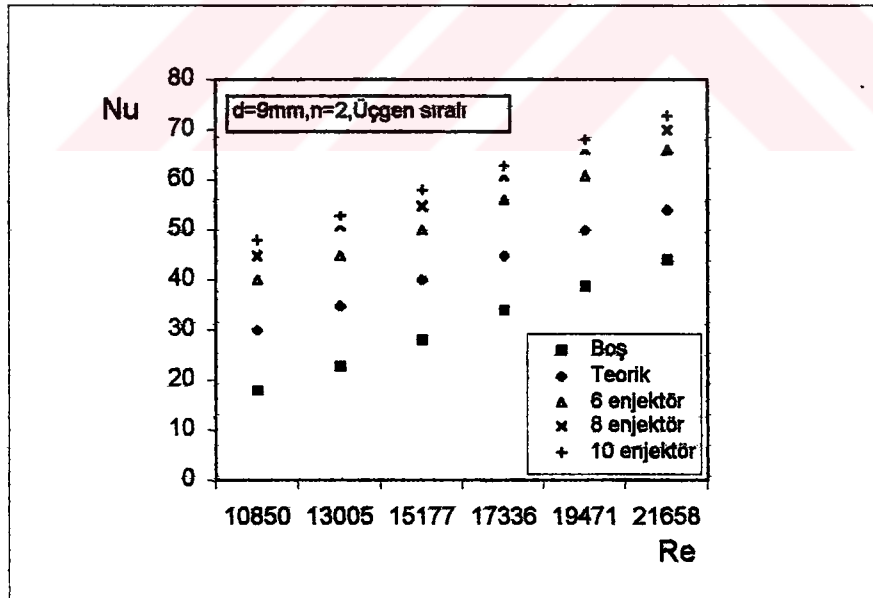
Şekil 7.25. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



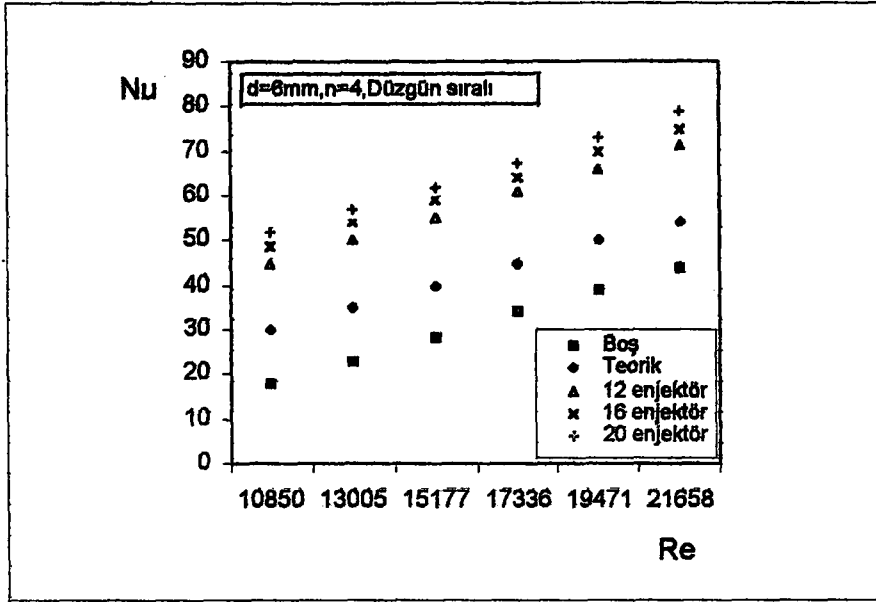
Şekil 7.26. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



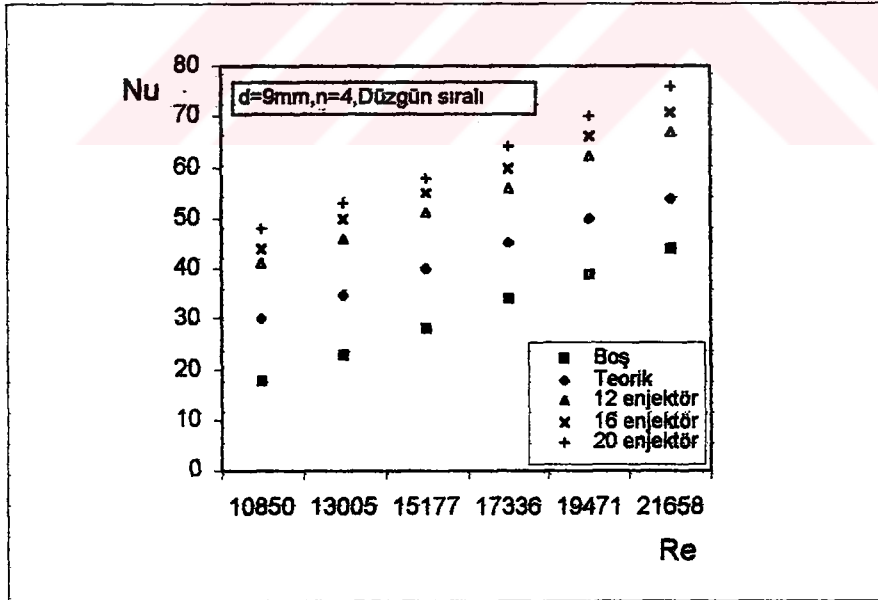
Şekil 7.27. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



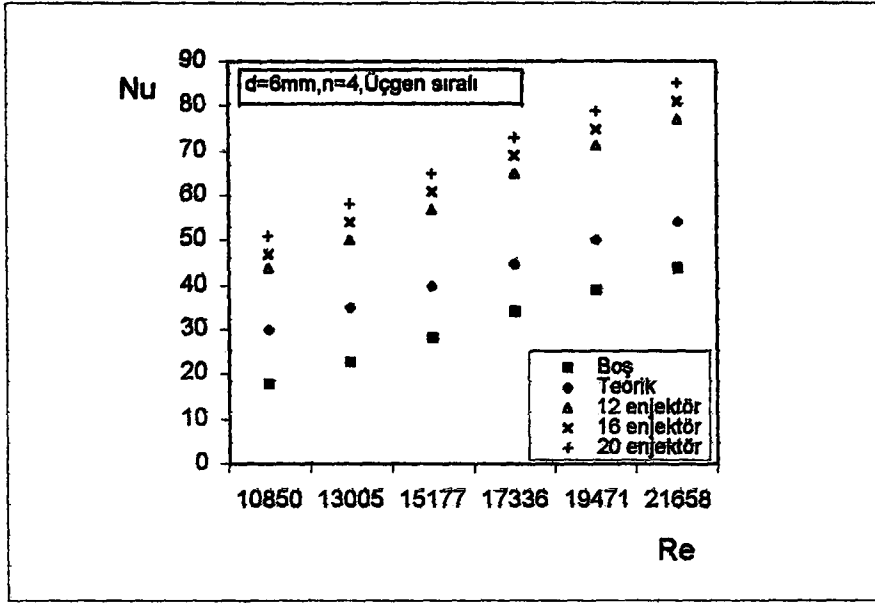
Şekil 7.28. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



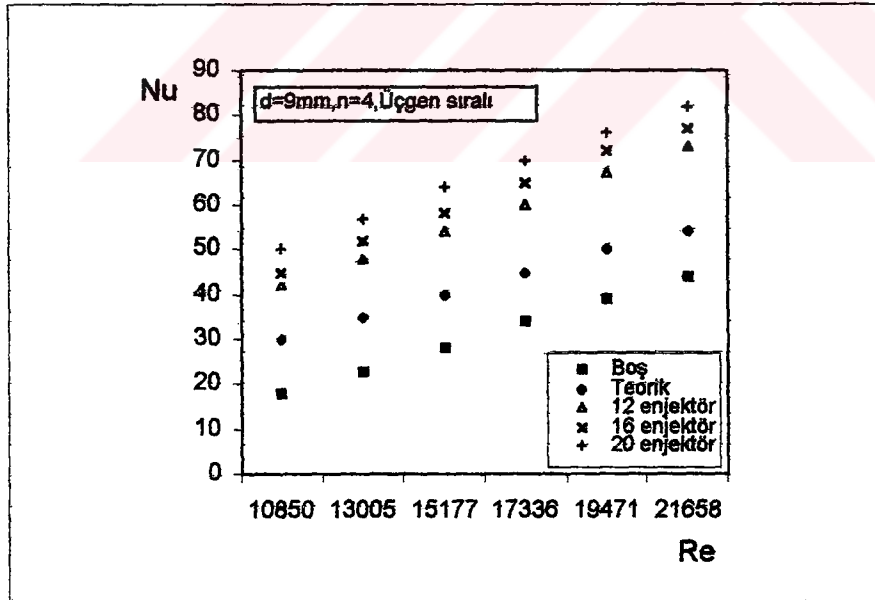
Şekil 7.29. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



Şekil 7.30. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



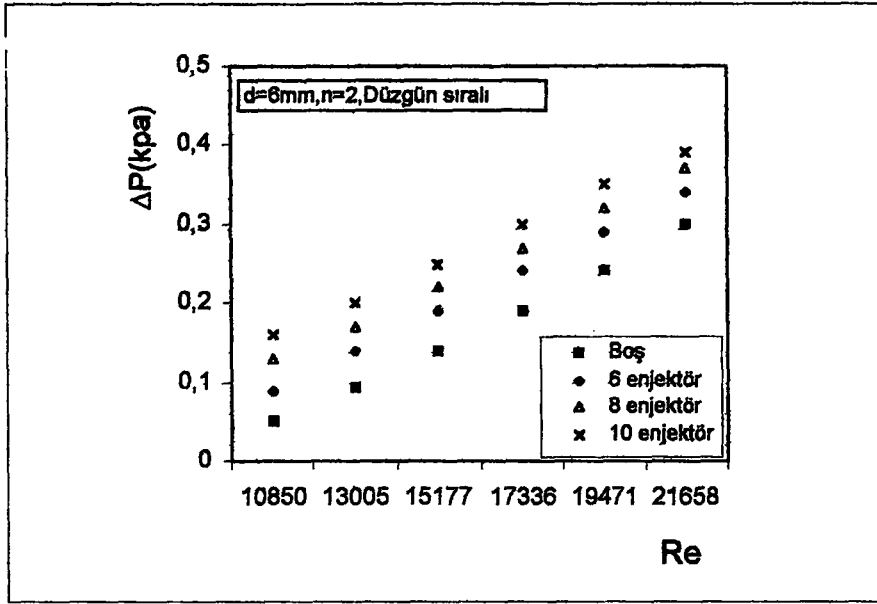
Şekil 7.31. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=6\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



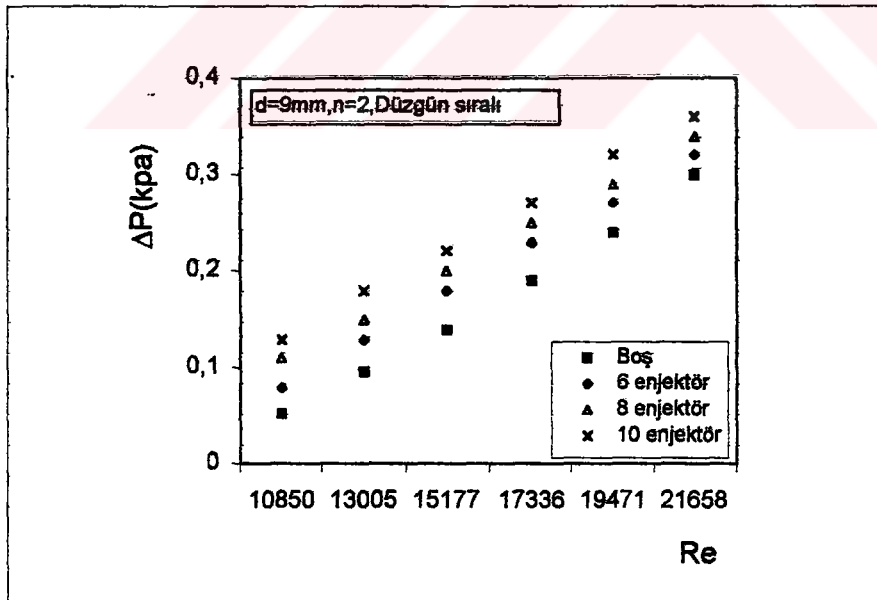
Şekil 7.32. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde Nu-Re İlişkisi($d=9\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)

ΔP -Re GRAFİKLERİ

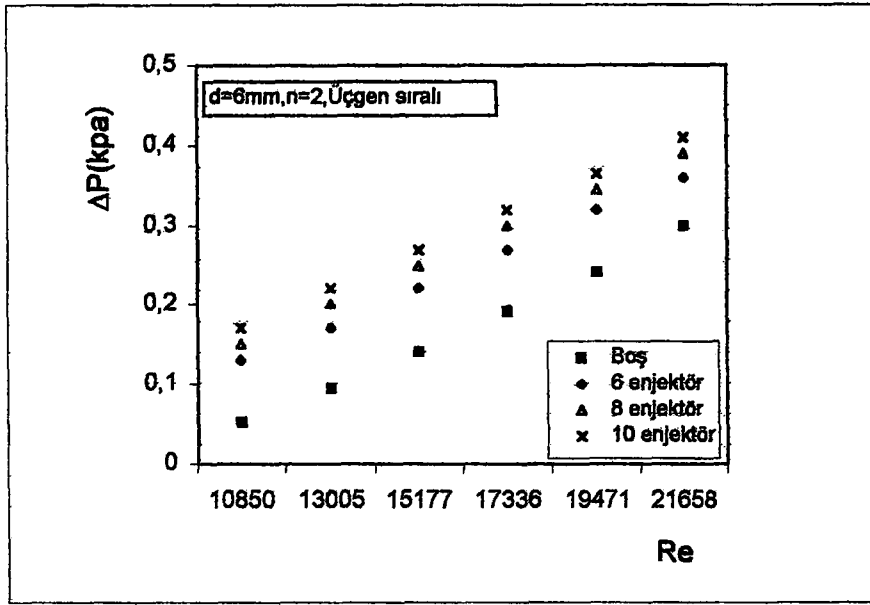




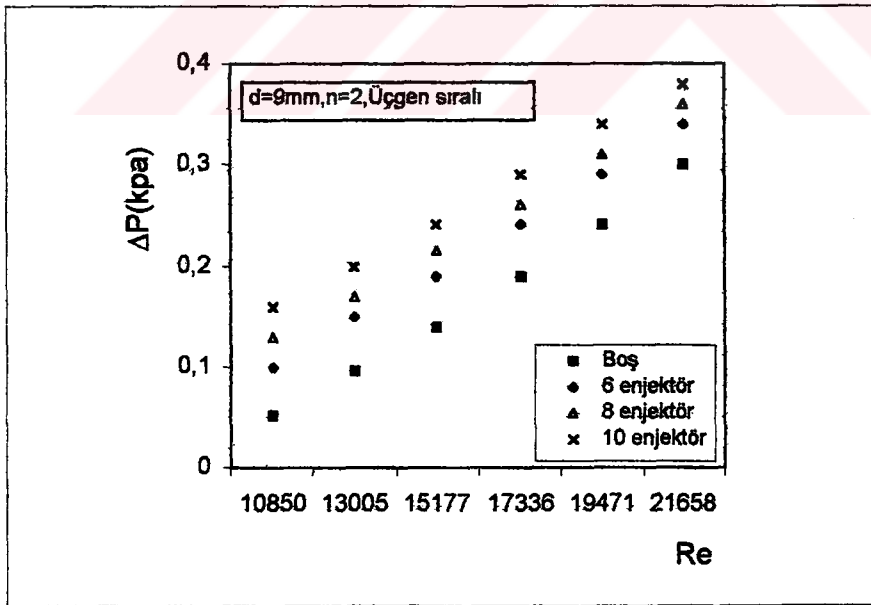
Şekil 7.33. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re İlişkisi ($d=6mm, n=2, 90^\circ$ açılı)



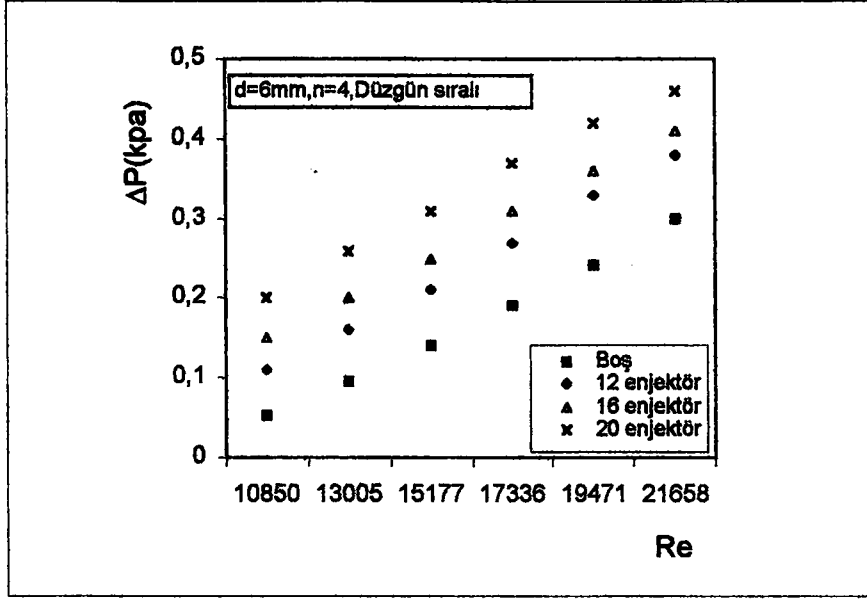
Şekil 7.34. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re İlişkisi ($d=9mm, n=2, 90^\circ$ açılı)



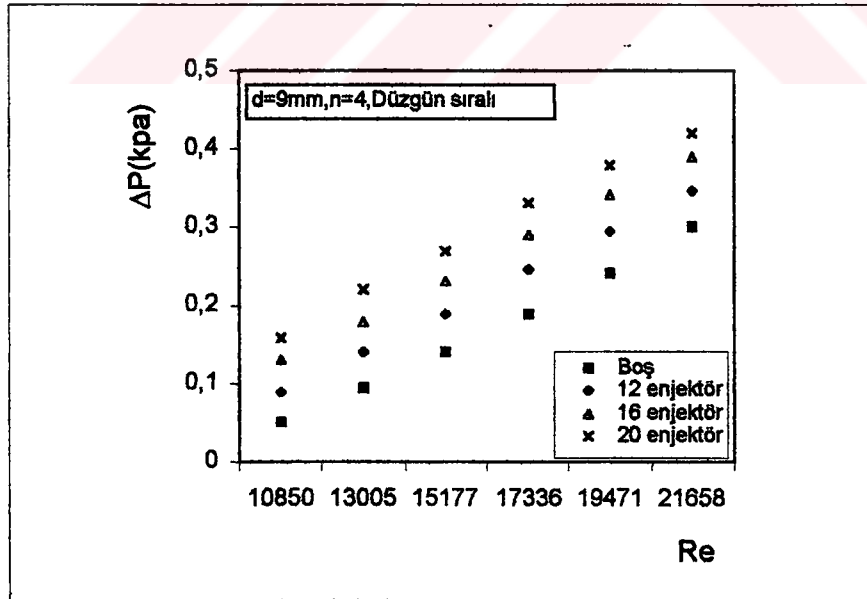
Şekil 7.35. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=6\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



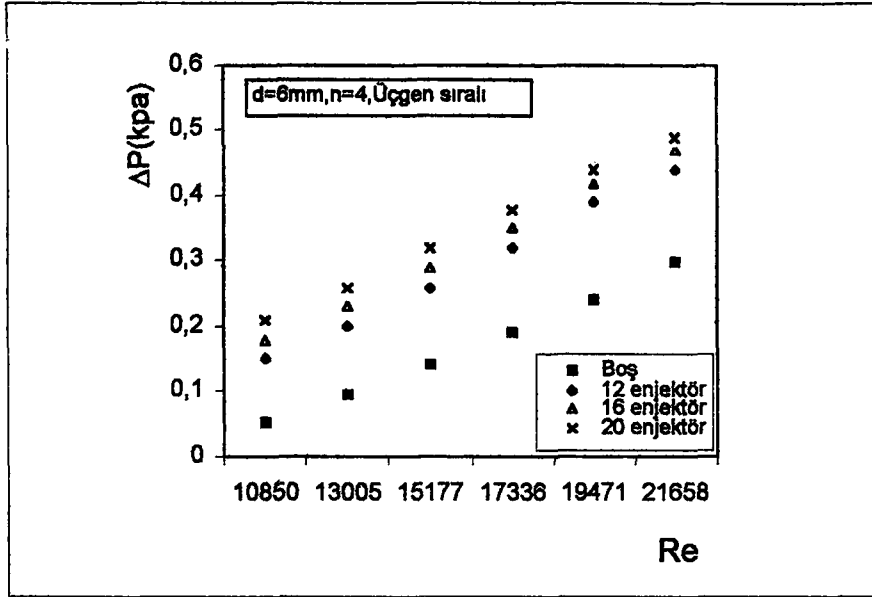
Şekil 7.36. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=9\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



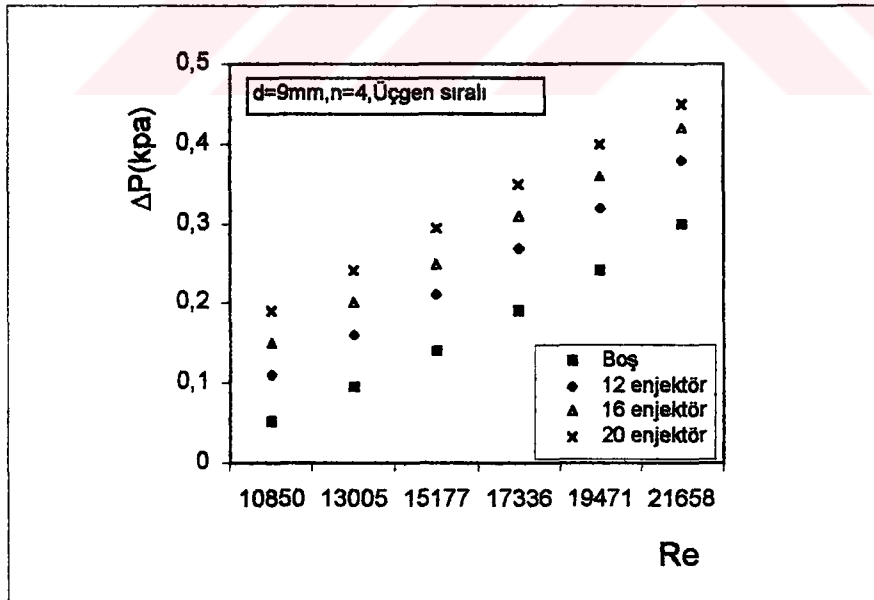
Şekil 7.37. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=6mm$, $n=4$, 90° açılı)



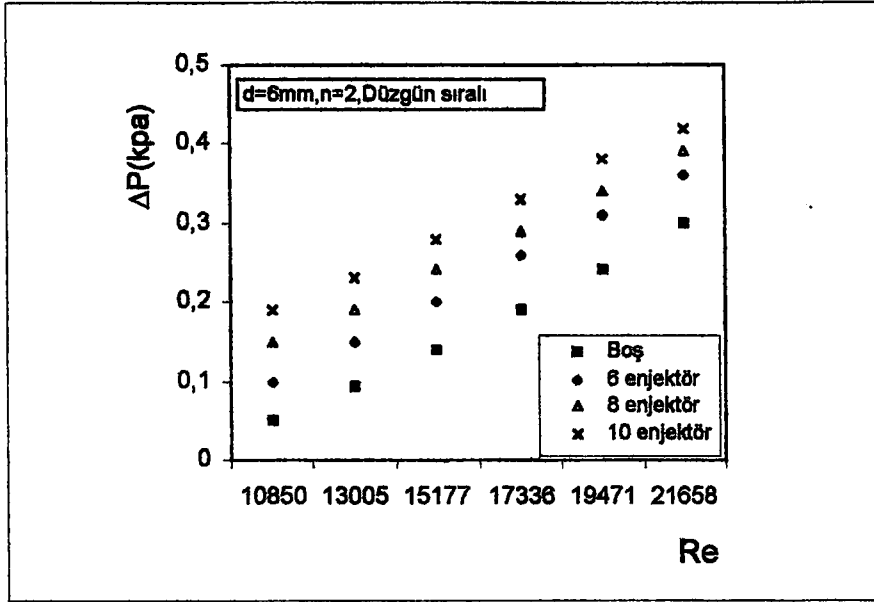
Şekil 7.38. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=9mm$, $n=4$, 90° açılı)



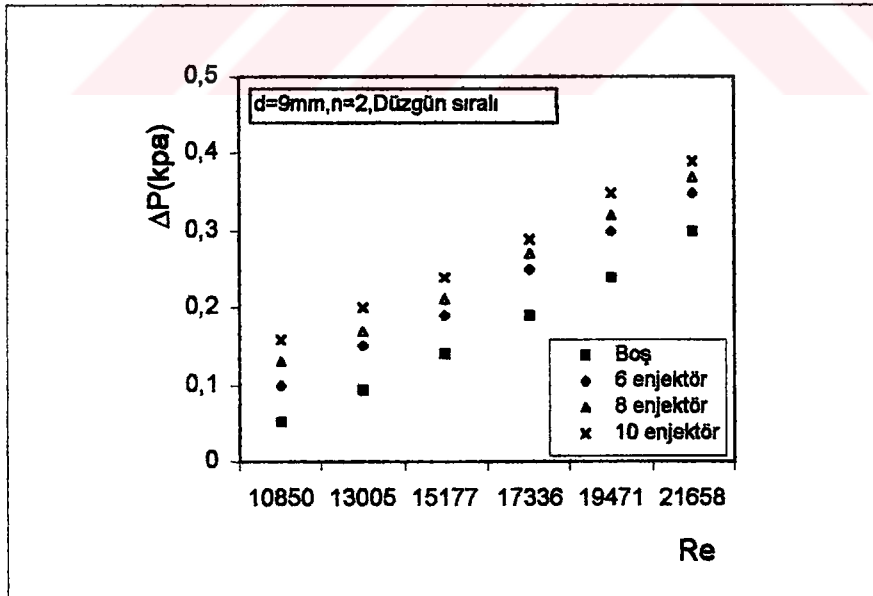
Şekil 7.39. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



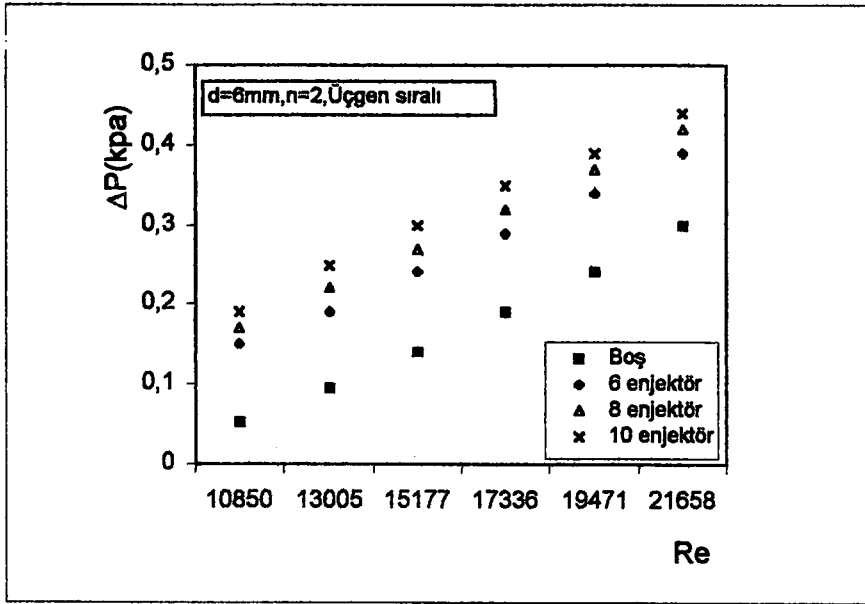
Şekil 7.40. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



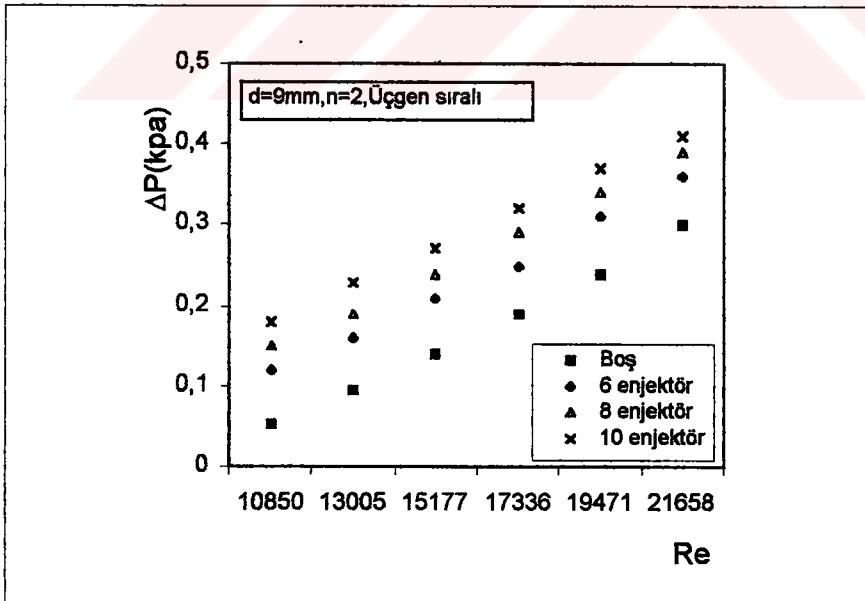
Şekil 7.41. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=6\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



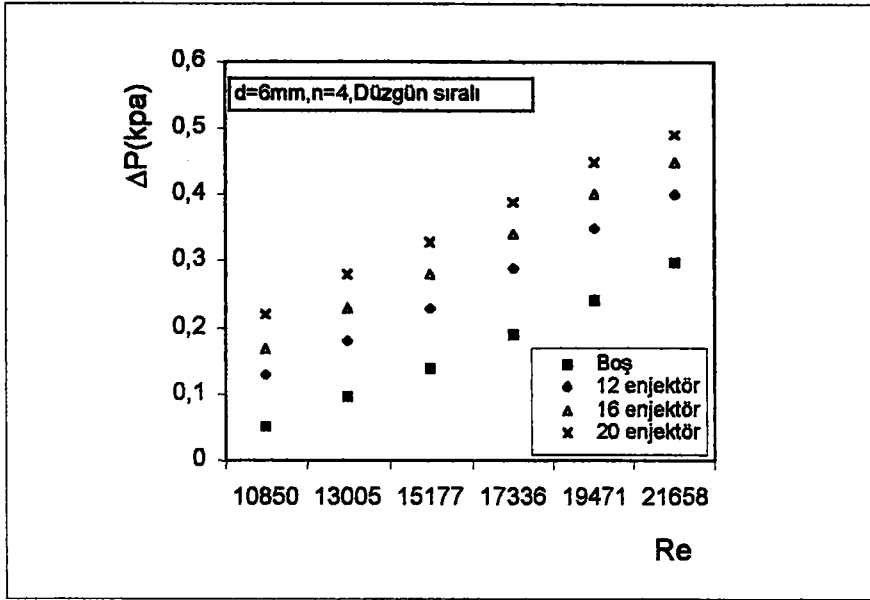
Şekil 7.42. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=9\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



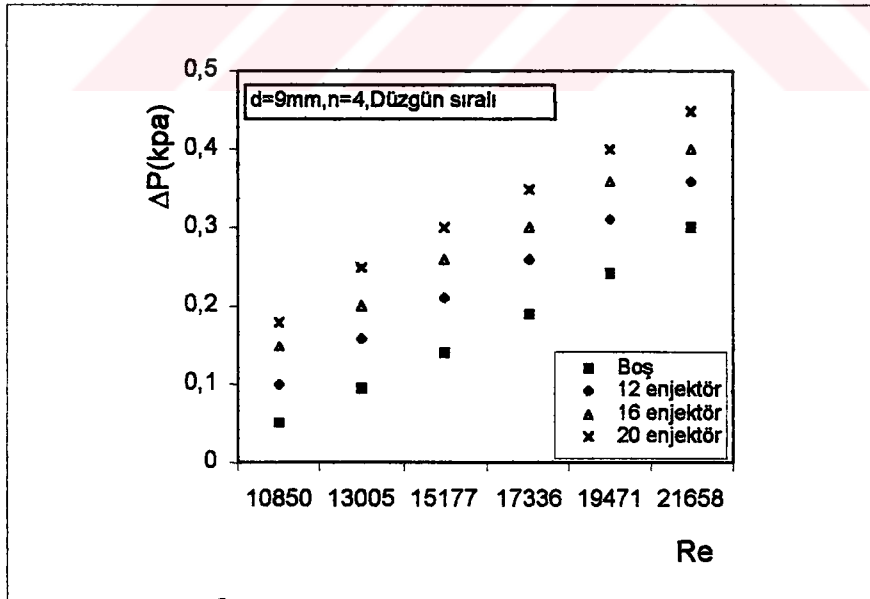
Şekil 7.43. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=6mm$, $n=2$, 60° açılı)



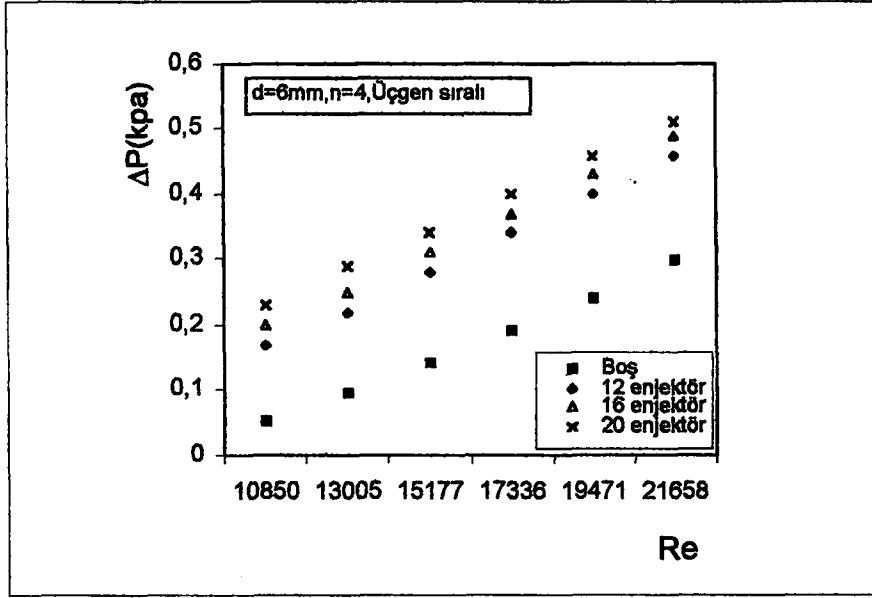
Şekil 7.44. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=9mm$, $n=2$, 60° açılı)



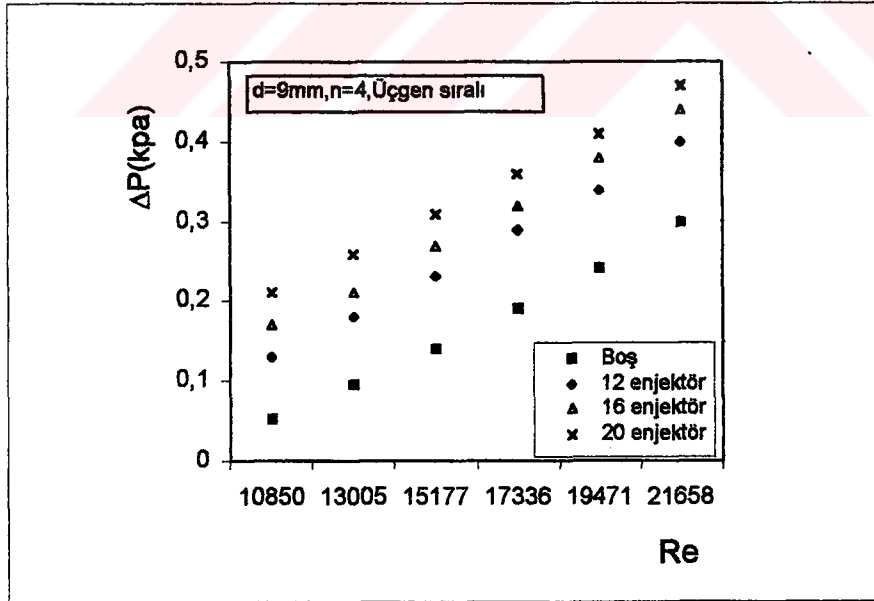
Şekil 7.45. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



Şekil 7.46. Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



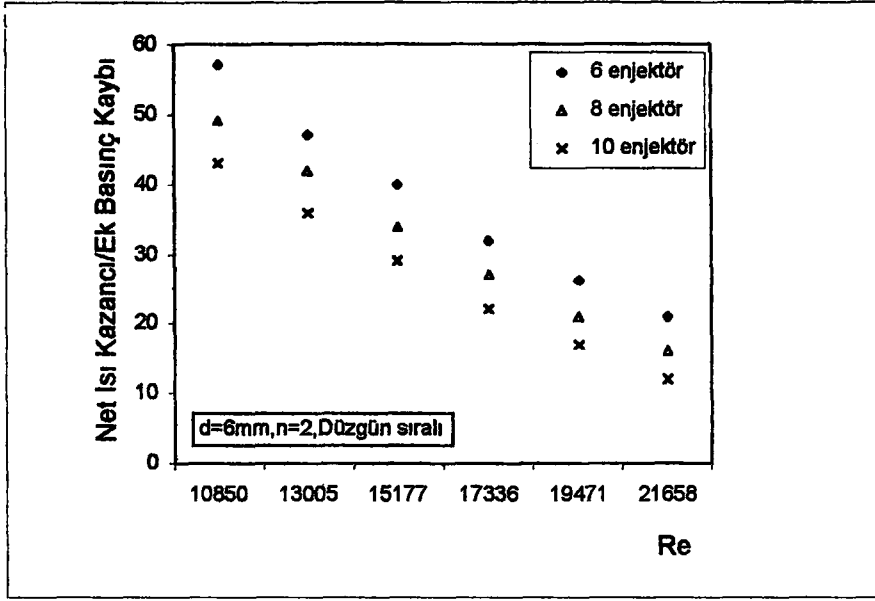
Şekil 7.47. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



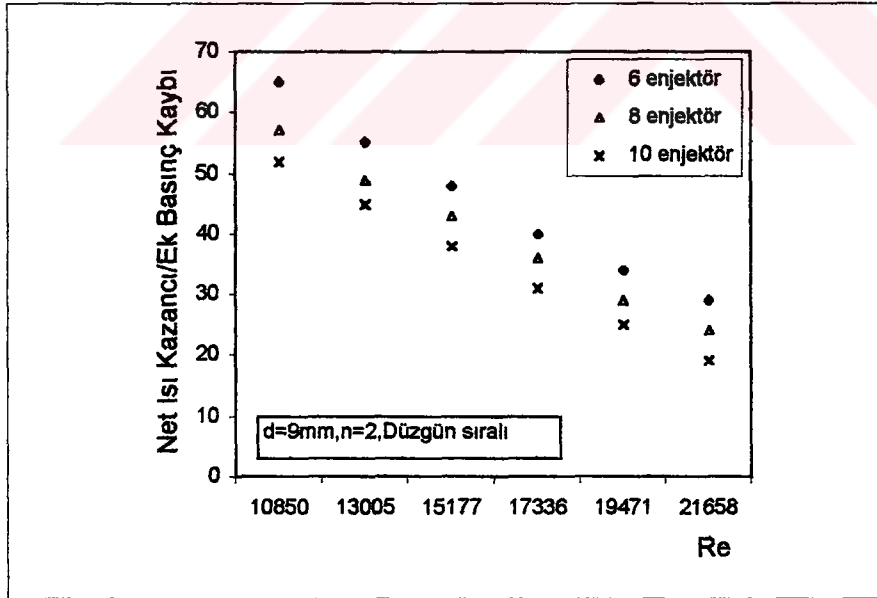
Şekil 7.48. Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde ΔP - Re ilişkisi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)

$Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re DEĞİŞİM GRAFİKLERİ

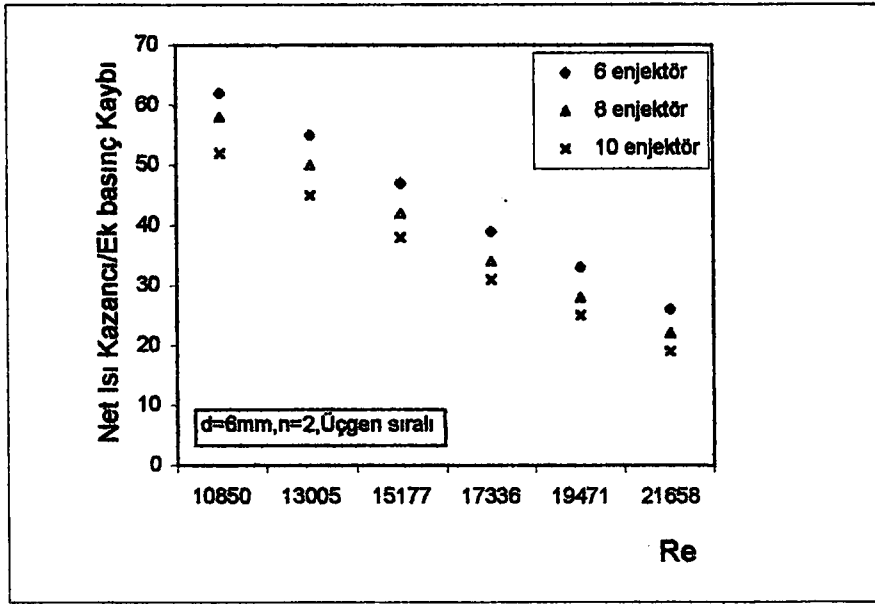




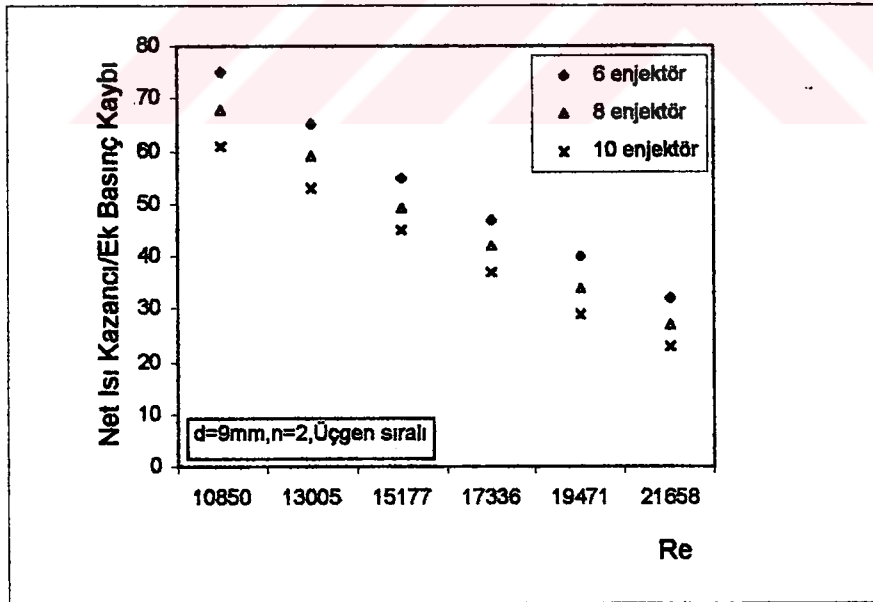
Şekil 7.49. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



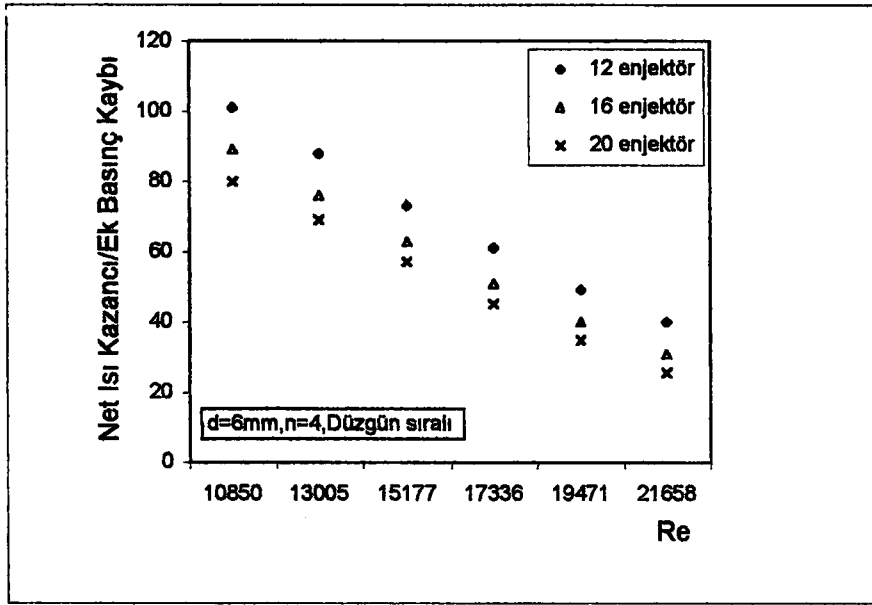
Şekil 7.50. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



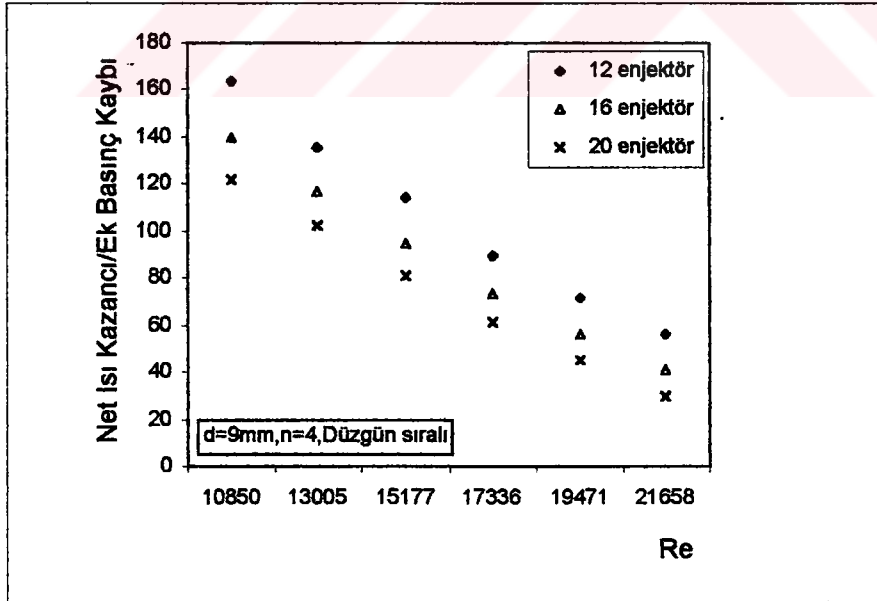
Şekil 7.51. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



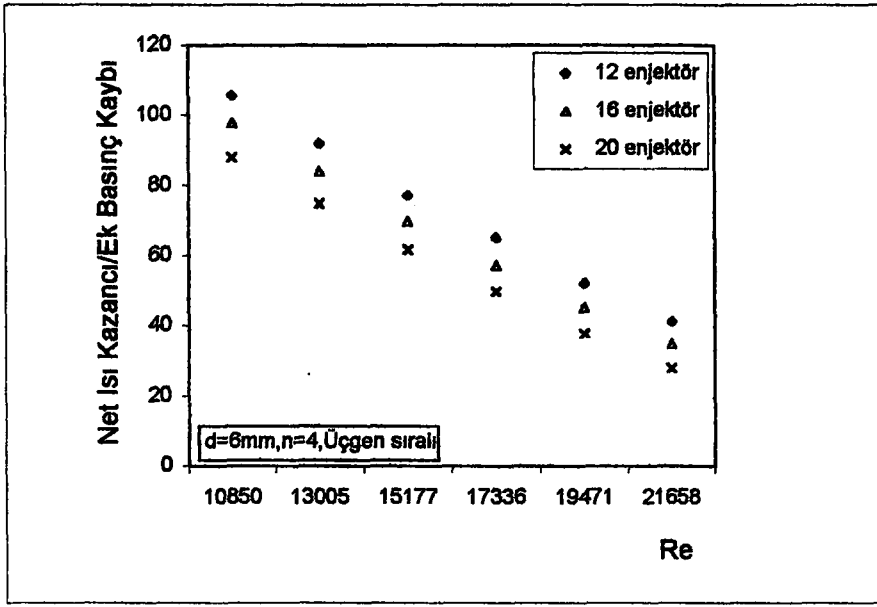
Şekil 7.52. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



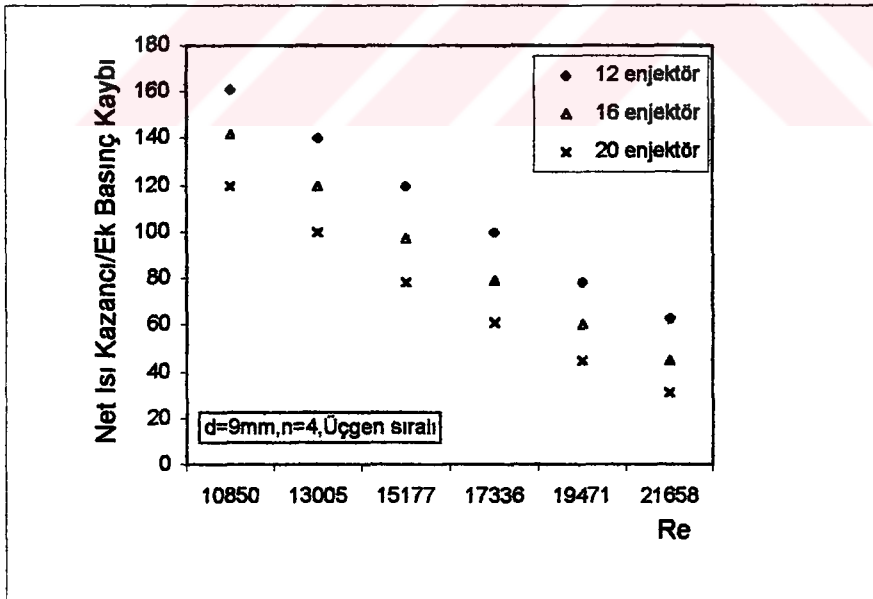
Şekil 7.53. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



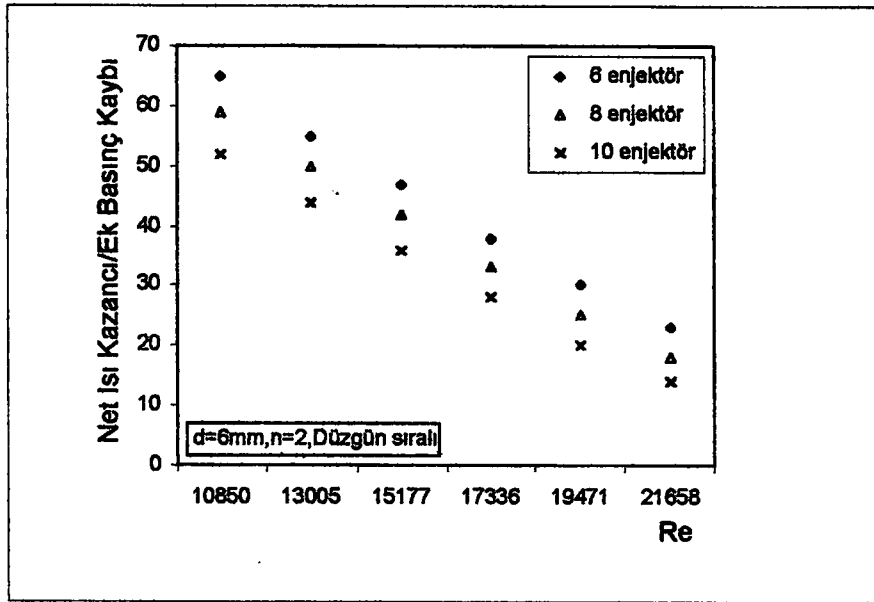
Şekil 7.54. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



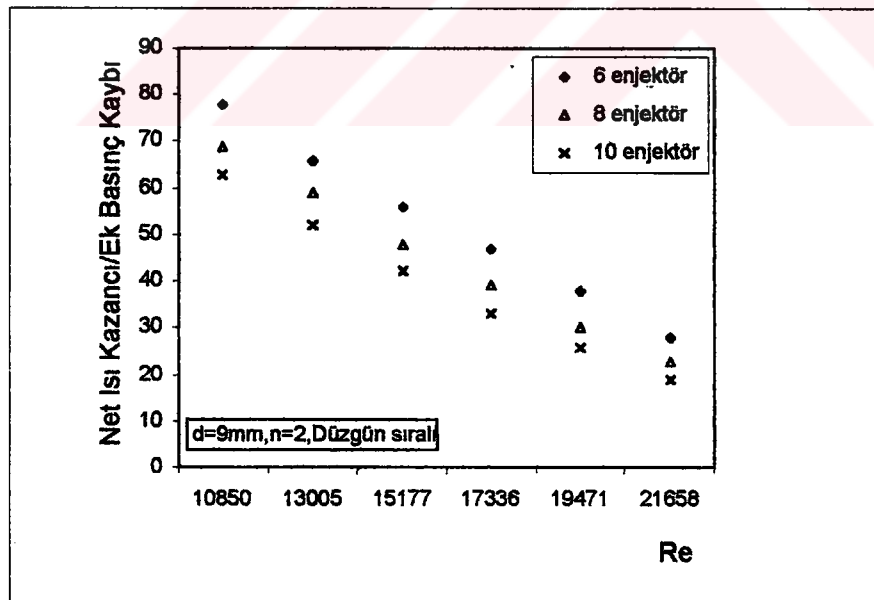
Şekil 7.55. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}, n=4, 90^\circ$ açılı)



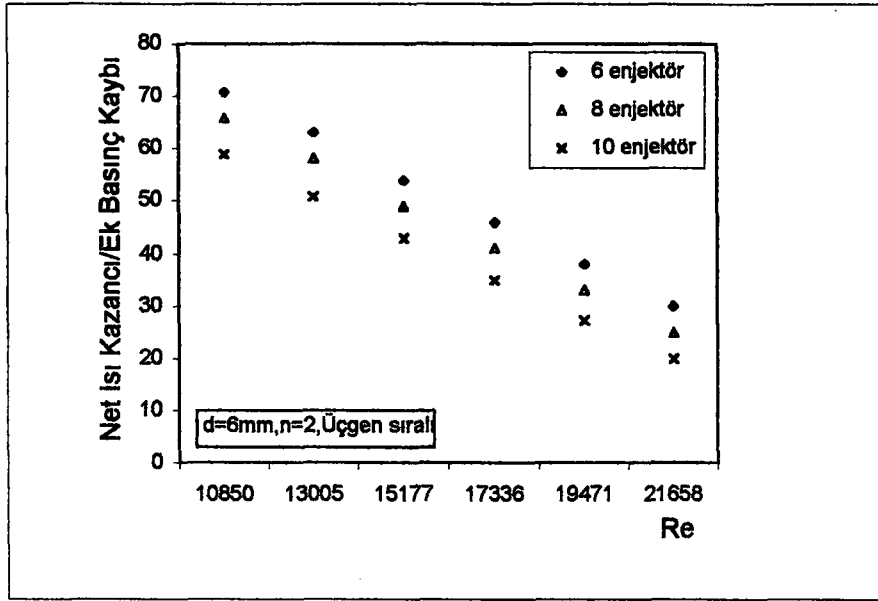
Şekil 7.56. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}, n=4, 90^\circ$ açılı)



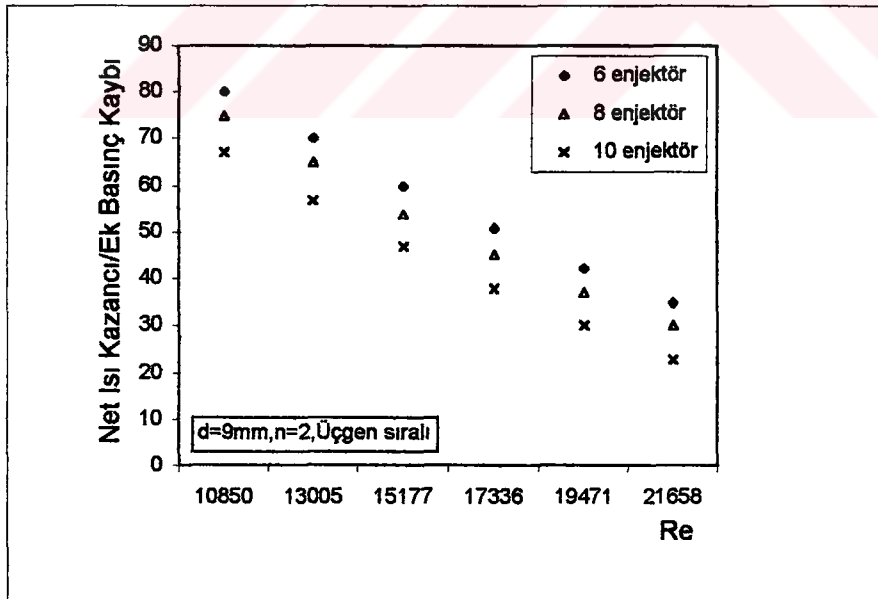
Şekil 7.57. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



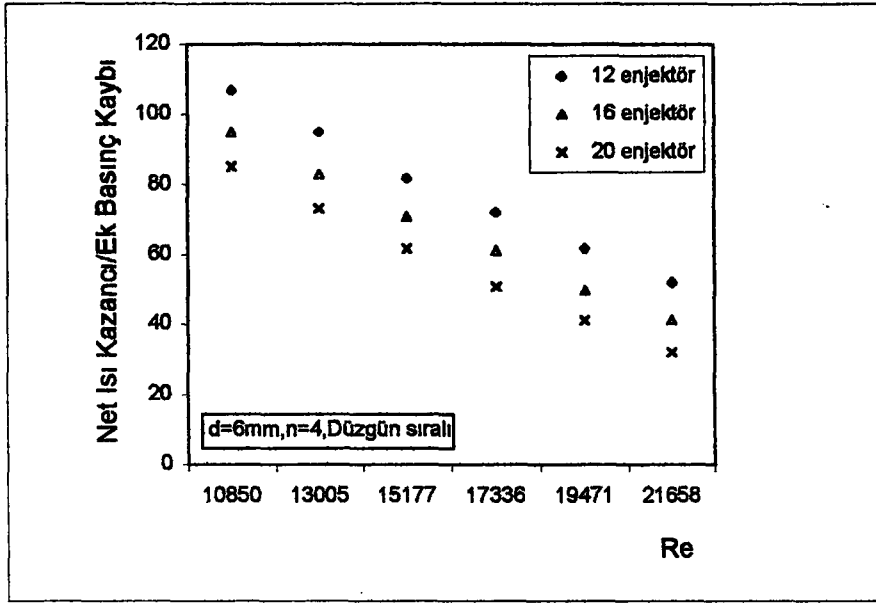
Şekil 7.58. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



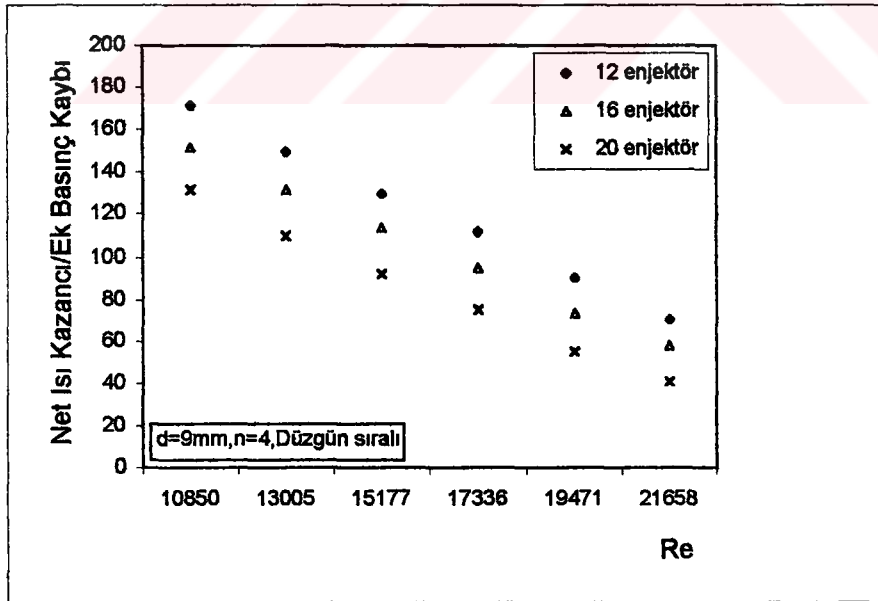
Şekil 7.59. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



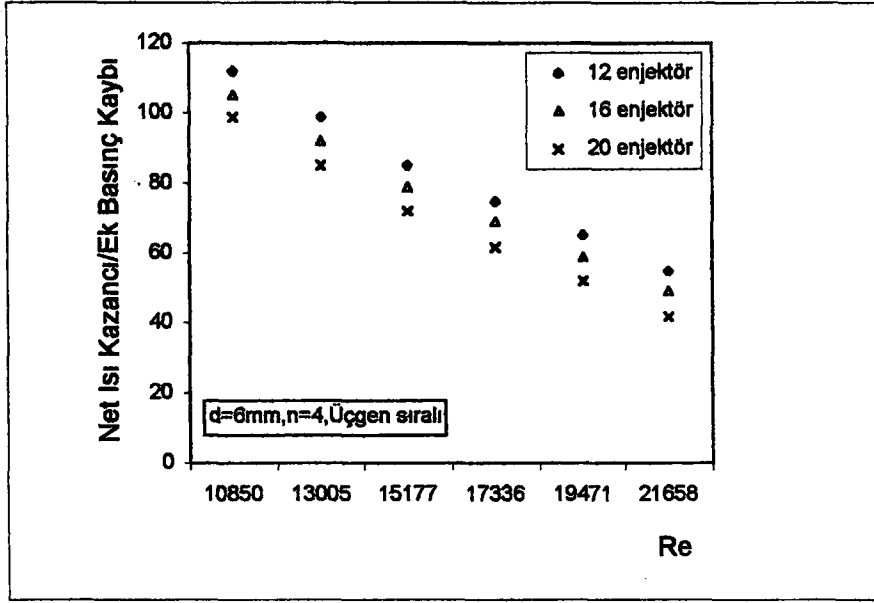
Şekil 7.60. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=2$, 90° açılı)



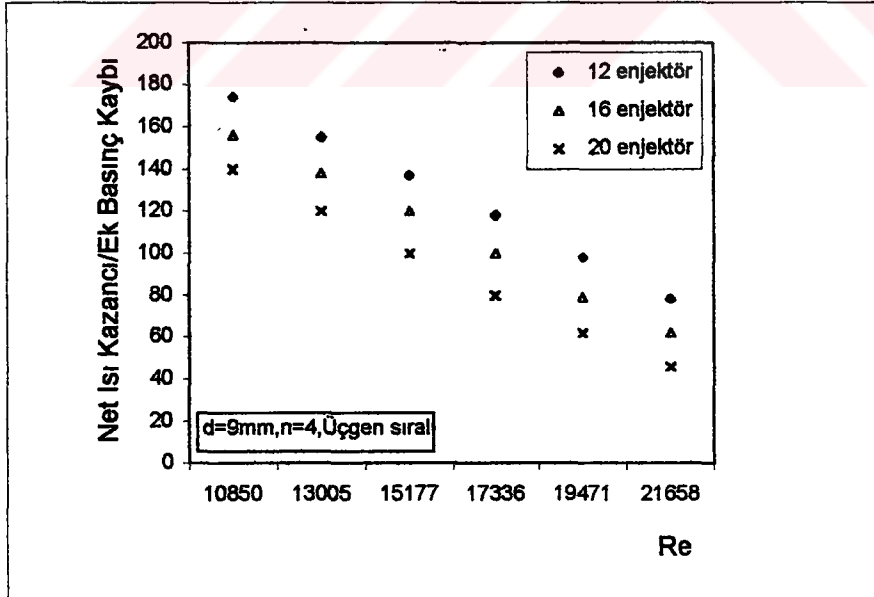
Şekil 7.61. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



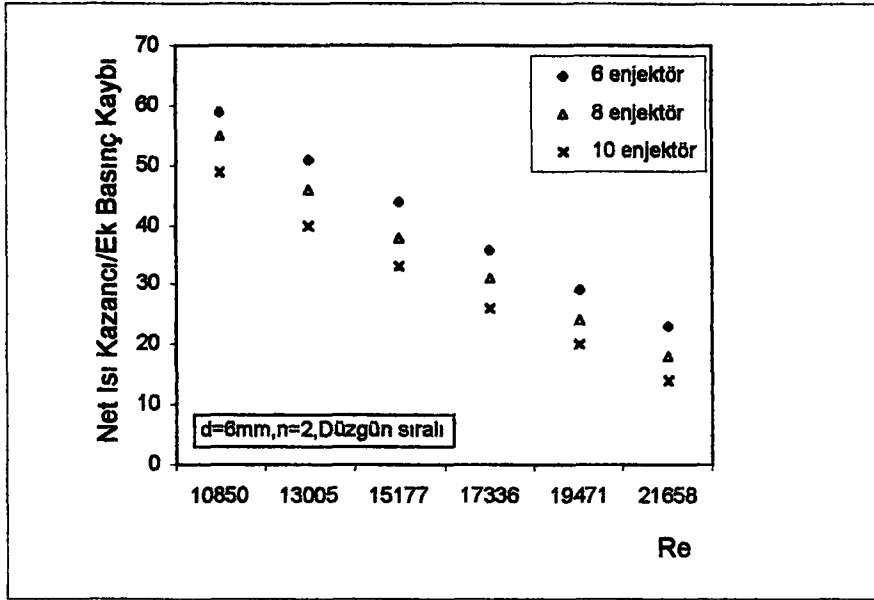
Şekil 7.62. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 90° açılı)



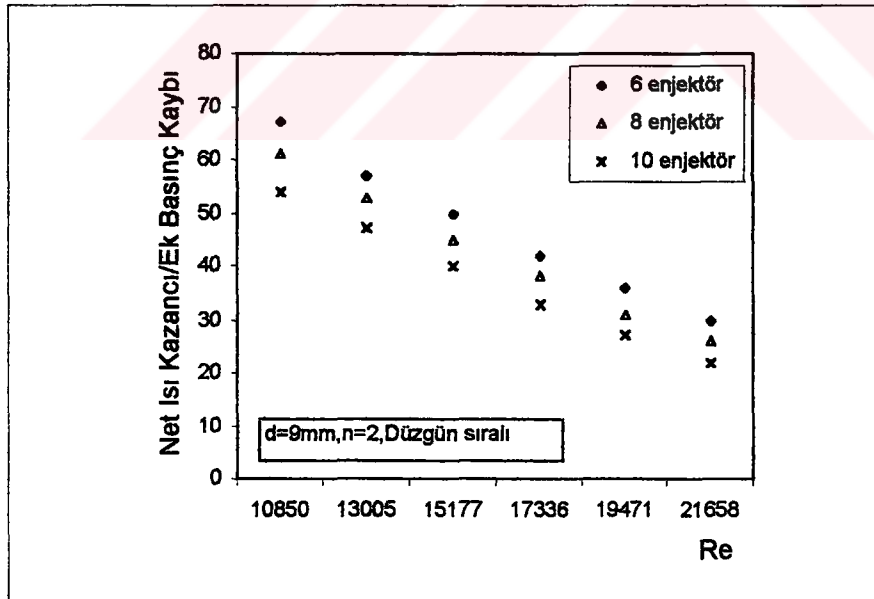
Şekil 7.63. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}, n=4, 90^\circ$ açılı)



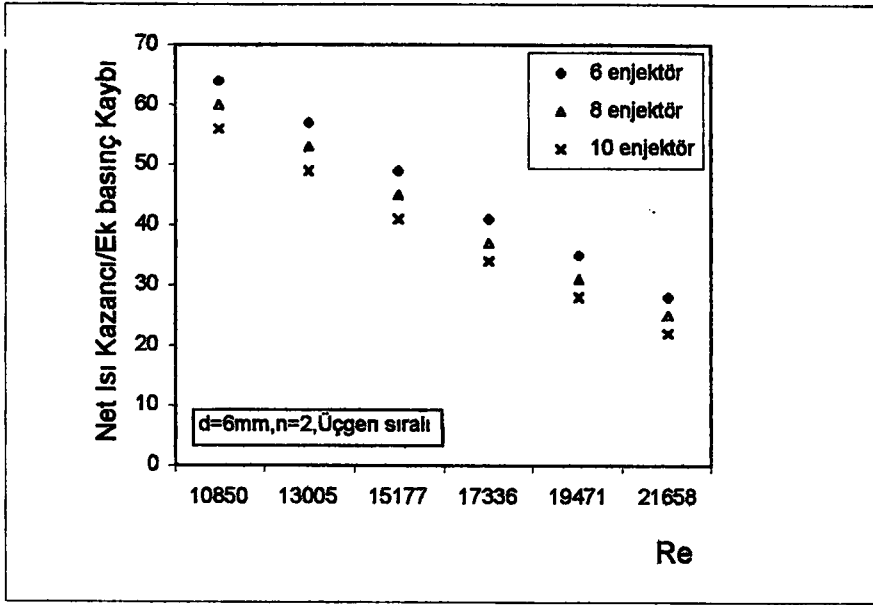
Şekil 7.64. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}, n=4, 90^\circ$ açılı)



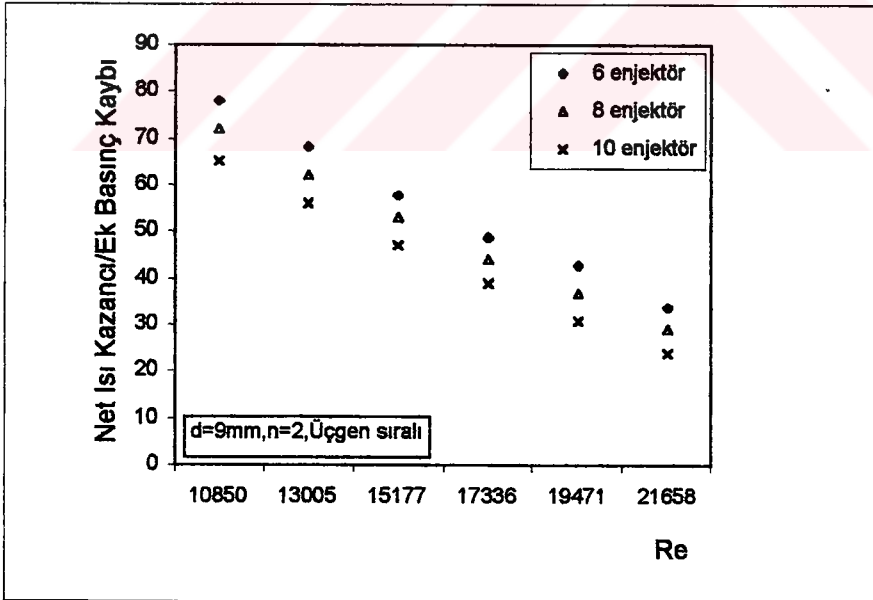
Şekil 7.65. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



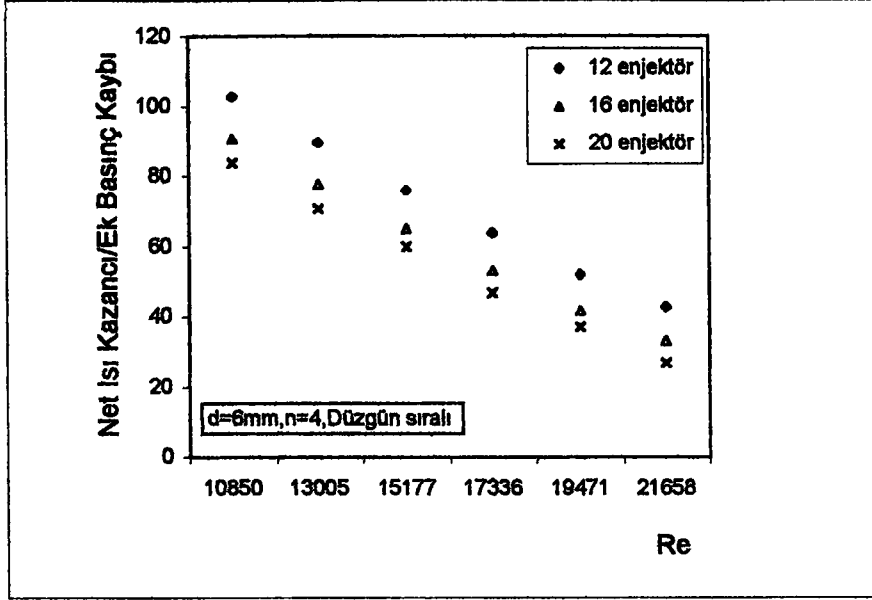
Şekil 7.66. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



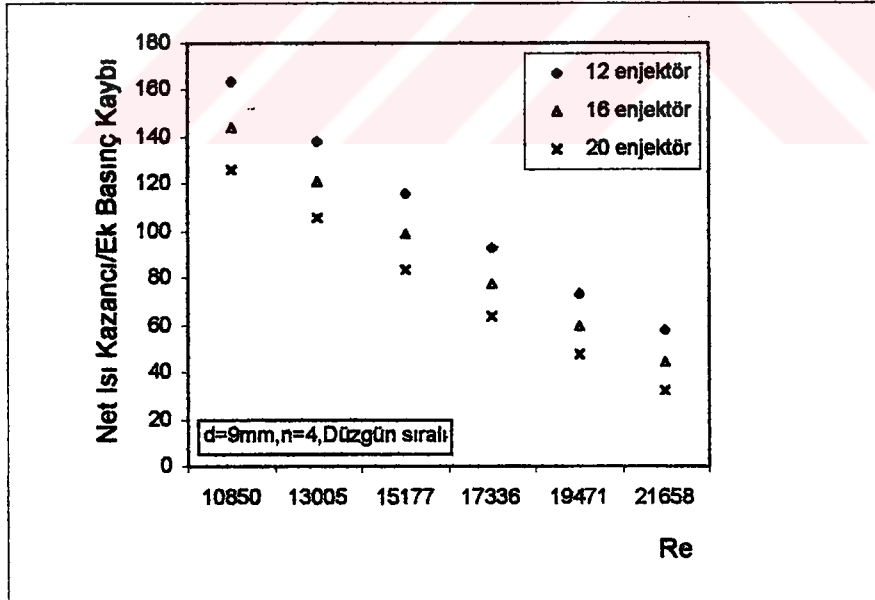
Şekil 7.67. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



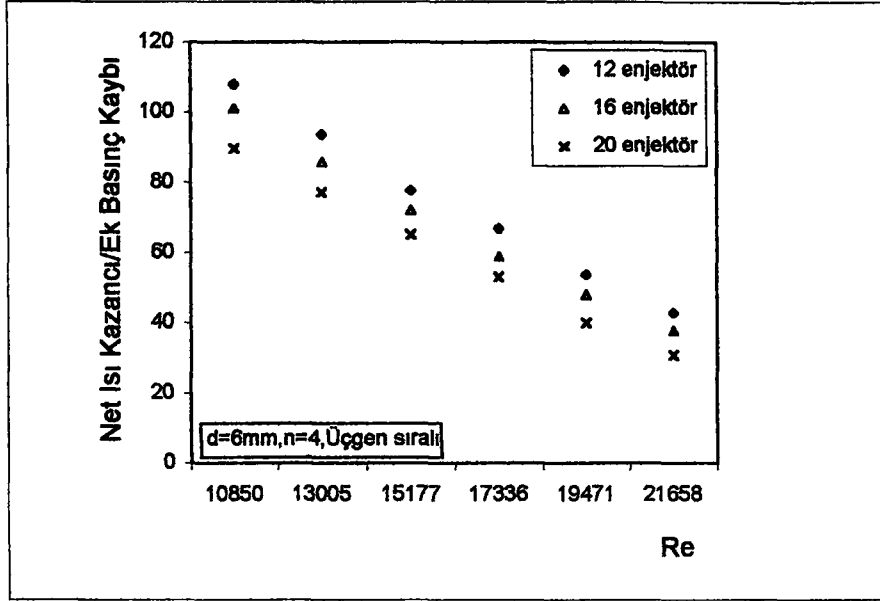
Şekil 7.68. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



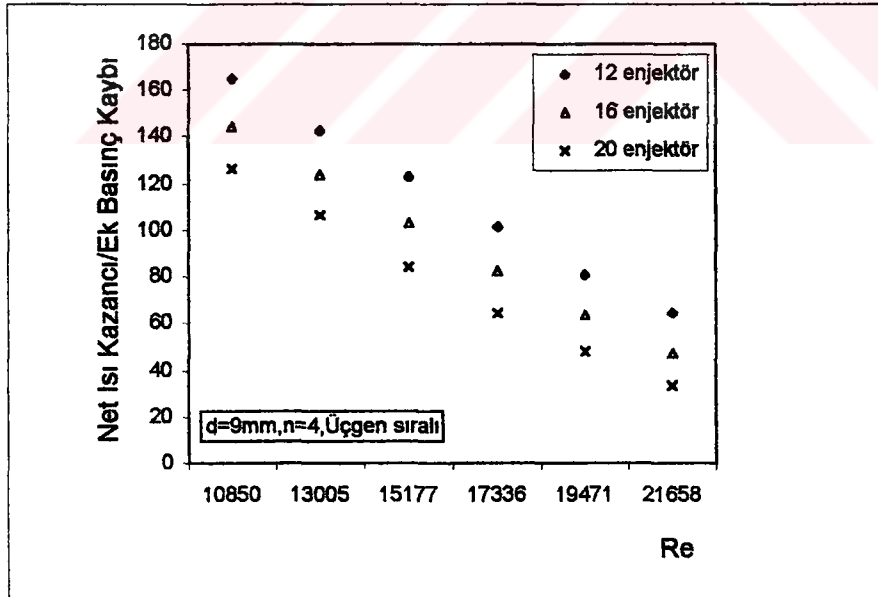
Şekil 7.69. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}, n=4, 60^\circ$ açılı)



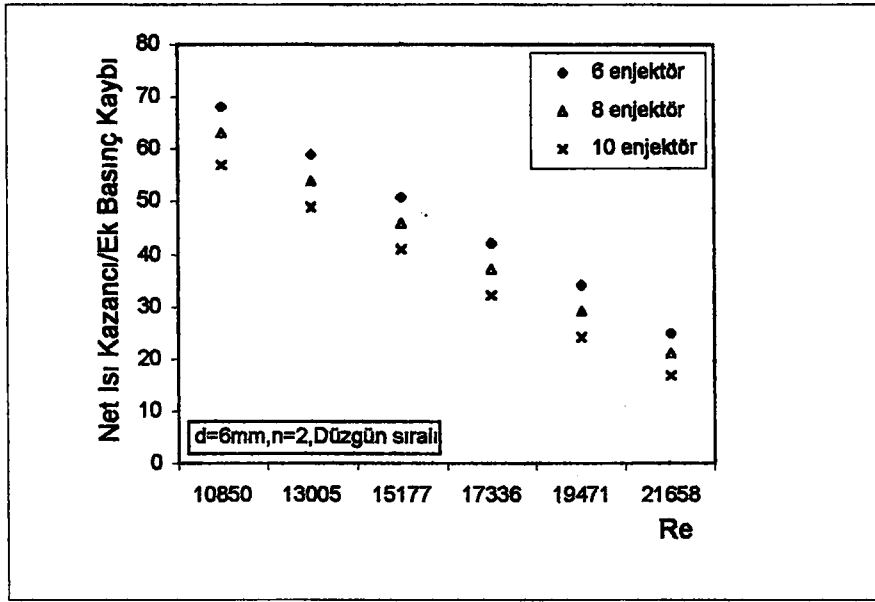
Şekil 7.70. Paralel Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}, n=4, 60^\circ$ açılı)



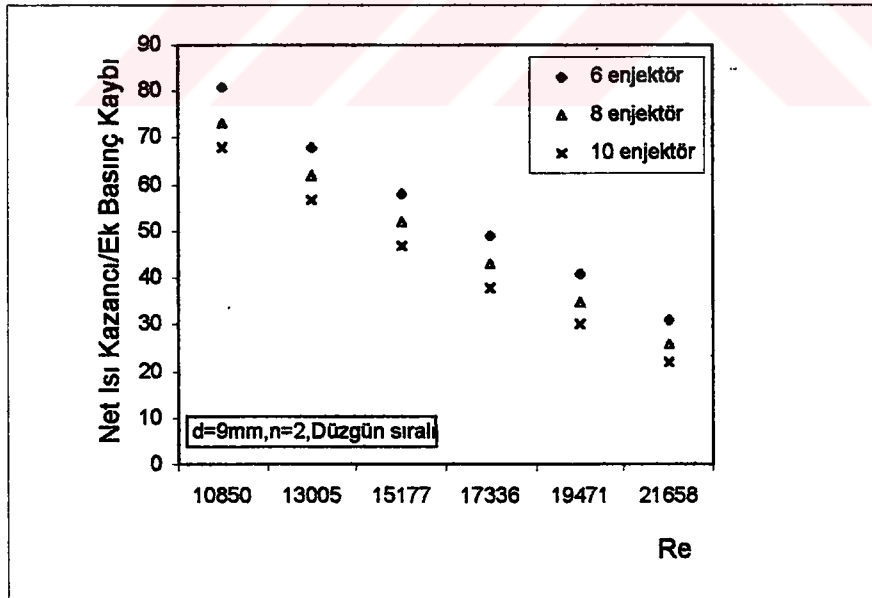
Şekil 7.71. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



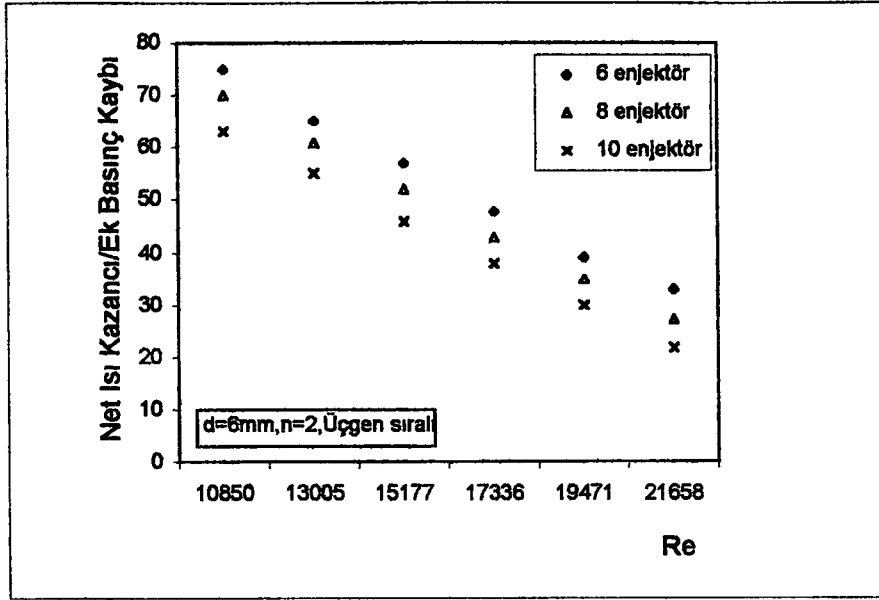
Şekil 7.72. Paralel Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_K$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



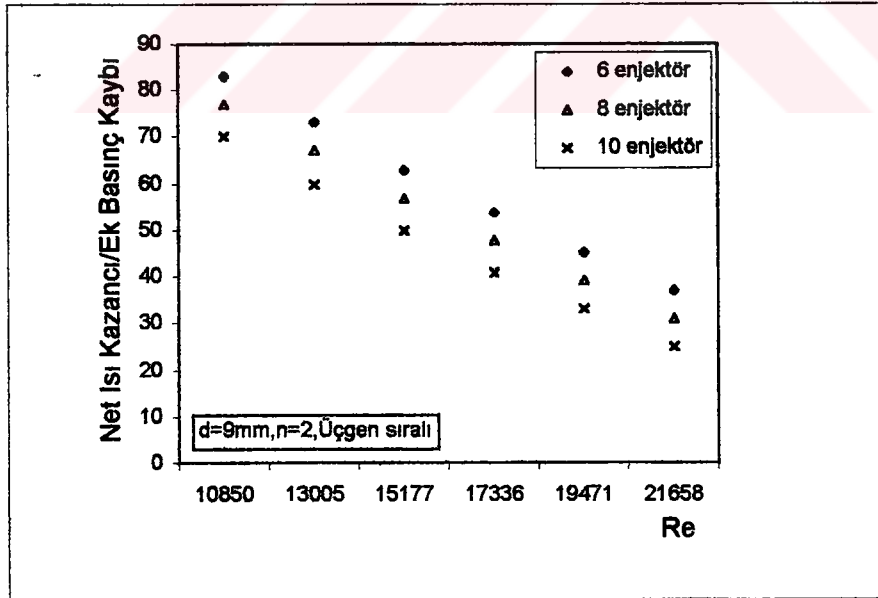
Şekil 7.73. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}, n=2, 60^\circ$ açılı)



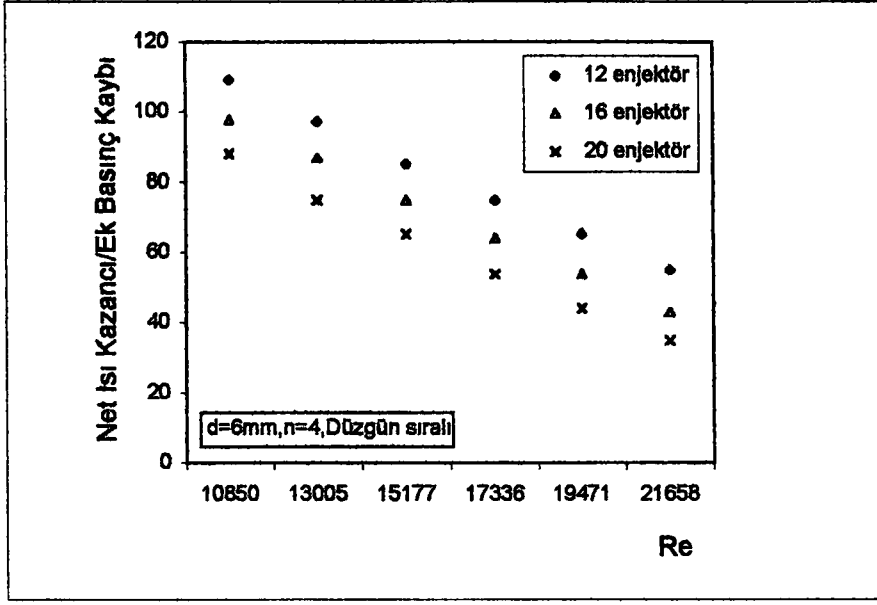
Şekil 7.74. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}, n=2, 60^\circ$ açılı)



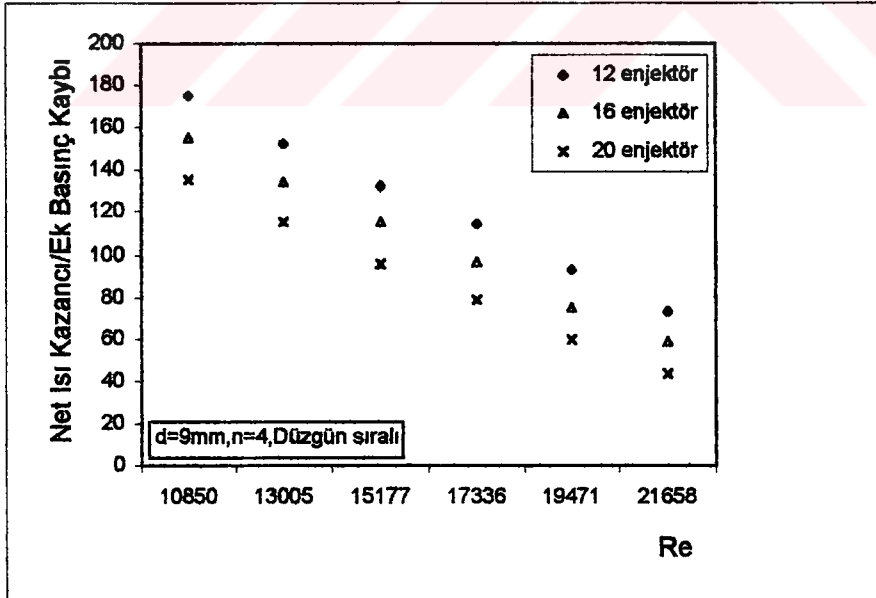
Şekil 7.75. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



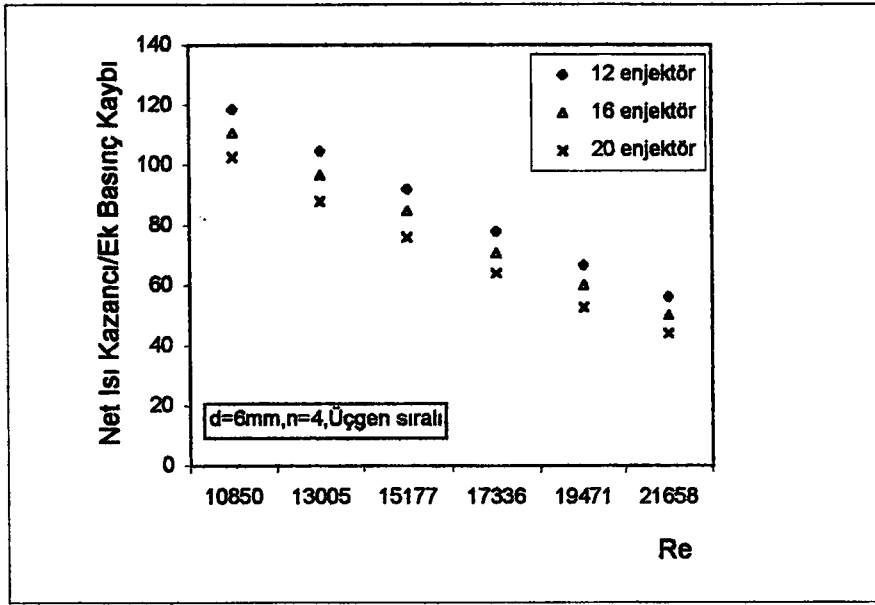
Şekil 7.76. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=2$, 60° açılı)



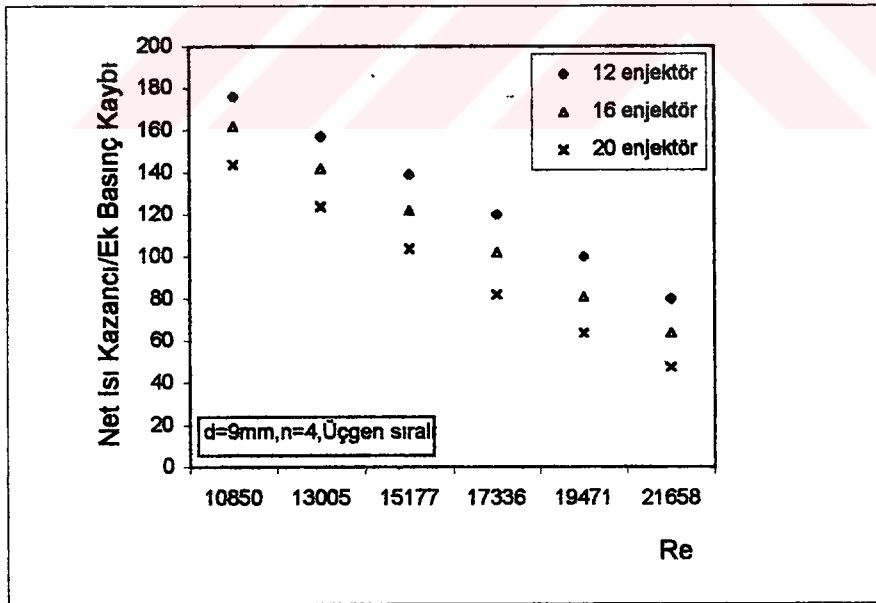
Şekil 7.77. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



Şekil 7.78. Zıt Akışlı Düzgün Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



Şekil 7.79. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=6\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)



Şekil 7.80. Zıt Akışlı Üçgen Sıralı Enjektörlü Isı Değiştirgecinde $Q_{NK}/\Delta P_k$ -Re Değişimi ($d=9\text{mm}$, $n=4$, 60° açılı)

KAYNAKLAR

- ALGİFRİ A.H., BHARDWAJ R.K., (1985). Prediction of Heat Transfer for Decaying Turbulent Swirl Flow in a Tube. **Int. Journal of Heat and Mass Transfer.** 28, 1637-1643.
- ALGİFRİ A.H., BHARDWAJ R.K., RAO Y.V.N., (1987). Eddy Viscosity in Decaying Swirl Flow in a Pipe. **Applied Scientific Research.** 45, 287-302.
- ALGİFRİ A.H., BHARDWAJ R.K., RAO Y.V.N., (1987). Prediction of The Decay Process in Turbulent Swirl Flow. **Proc. Inst. Mech. Engrs.** 201, 279-283.
- ALGİFRİ A.H., BHARDWAJ R.K., RAO Y.V.N., (1988). Heat Transfer in Turbulent Decaying Swirl Flow in a Circular Pipe. **Int.J.Heat Mass Transfer.** 31,8,1563-1568.
- ALGİFRİ A.H., BHARDWAJ R.K., RAO Y.V.N., (1988). Turbulance Measurements in Decaying Swirl Flow in a Pipe. **Applied Scientific Research.** 445,233-250.
- AYHAN T., (1988). Silindirik Boru içersine Yerleştirilen Daralan Genişleyen Konik Yüzeylerin Isı Transferine Etkisi. **Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi.** 11, 4, 39-43.
- BACK H., MASSIER P. F., (1994). Heat Transfer From a Very High Temperature Laminar Gas Flow with Swirl to a Cooled Circular Tube and Nozzle. **Journal of Heat Transfer.** 116, 35-39.
- BARLOW R. S., JOHNSTON J. P., (1988). Structure of a Turbulent Boundary Layer on a Concave Surface. **J. Fluid Mech.** 199, 137.
- BERGLES A. E., WEBB R. L., JUNKHAN G. H., JENSEN M. K., (1980). Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer. **Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Iowa State University, Ames, IA.**

BLUM H. A., OLIVER L. R., (1967). ASME. 66-WA/HT-62.

BOTTARO A., RYHMING I.L., WEHRLI M.B., RYS F.S., RYS P., (1991). Laminar Swirling Flow and Vortices Breakdown in a Pipe. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**. 89, 41-57.

BRADSHAW P., (1969). The Analogy Between Stream Line Curvature and Buoyancy in Turbulent Shear Flow. **J. fluid Mech.** 36, 177.

BROWN A. I., MARCO S. M., **Heat Transfer**. McGraw-Hill Book Comp, Newyork.

DAĞSÖZ A.K., (1984). **Isı Geçişi**. Kitap Dağıtıcılık.

DELLENBACK P. A., METZGER D. E., NEITZEL G. P., (1987). Heat Transfer to Turbulent Swirling Flow Through a Sudden Axisymmetric Expansion. **Journal of Heat Transfer**. 109, 613-620.

ESKİNAZİ S., YEH H., (1956). An Investigation on Fully Developed Turbulent Flows in a Curved Channel. **J. aero Sci.** 23, 23.

FARREL P., WERT K., WEBB R., (1991). Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulator Radiator Tubes. **SAE Technical Paper Series**. 13.

FAGHRİ A., GÖĞİNENİ S., THOMAS S., (1993). Vapor Flow Analysis of an Axially Rotating Heat Pipe. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 36, 9, 2293-2303.

FERNANDEZ J. L., POULTER R., (1987). Radial Mass Flow In Electrohydrodynamically Enhanced Forced Heat Transfer In Tubes. **J. Heat Mass transfer**. 30, 10, 2125-2136.

GIBSON M. M., YOUNIS B. A., (1986). Calculation of Swirling Jets with a Reynolds Stress Closure. **Physics Fluids**. 29, 38-48.

GIBSON M. M., YOUNIS B. A., (1986). Calculation of Confined Swirling Flows. **AIAA**. 85.

GÖKÇE A.T., (1985). **Isı Transferine Giriş**. Selçuk Üniv.Basımevi.

HARLY C., FAGHRİ A., (1994). Two Dimensional Rotating Heat Pipe Analıysis. **Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME**. 116, 2, 370-373.

HASAN A., ROY R. P., KALRA S.P., (1992). Velocity and Temperature Fields in Turbulent Liquid Flow Through a Vertical Concentric Annular Channel. **Int. J. Heat Mass Transfer**. 35, 6, 1455-1467.

HASAN A., ROY R. P., KALRA S.P., (1990). Heat Transfer Measurement in Turbulent Liquid Flow Through a Vertical Annular Channel. **J. Heat Transfer**. 112, 247-250.

HAY N., WEST P. D., (1975). Heat Transfer in Free-Swirling Flow in a Pipe. **Trans. ASME J. Heat Transfer**. 7, 411-416.

HESSAMİ M. A., POLLARD A., ROWE R. D., RUTH D.W., (1985). A Study of Free Convection Heat Transfer in a Horizontal Annulus with a Large Radii Ratio. **J. Heat Transfer**. 107, 3, 603-610.

HIRAİ S., TAKAGİ T., HIGASHIYA T., (1989). Numerical Prediction of Flow Characteristics and Retardation of Mixing in a Turbulent Swirling Flow. **Int. J. Heat Mass Transfer**. 32, 1, 121-130.

HIRAİ S., TAKAGİ T., HIGASHIYA T., (1986). Turbulent Heat Transfer to The Flow in a Concentric Annulus with a Rotating Inner Cylinder. **Int. Heat Transfer Conf**. 3, 895-900.

ITO. S., OGAWA K., KURODA C., (1982). Static-Pressure Distribution for Swirling Flow in a Cylindrical Pipe. **Int. Chem. Engr**. 22, 295-300.

JAKOB M., REES K. A., (1941). Heat Transfer to a Fluid in Laminar Flōw Thorough an Annular Space. **Transaction AECHE**.

- KAKAÇ S., PAYKOÇ E., (1990). **Basic Relationships for Heat Exchanger. Miami University. Ders notları.**
- KAVIANY M., (1986). Laminar Combined Convection in a Horizontal Annulus Subject to Constant Heat Flux Inner Wall and Adiabatic Outer Wall. **J. Heat Transfer.** 108, 2, 392-397.
- KAYS W. M., LONDON A.L., (1984). **Compact Heat Exchangers.** McGraw Hill, Newyork.
- KHALATOV A. A., (1979). Eddy Viscosity of Swirled Flow in a Stationary Tube. **IVUZ, Aviat. Tekh.** 3, 117-119.
- KHALATOV A. A., SHCHUKİN V. K., LETYAGİN V. G., (1977). Local and Integral Parameters in Swirling Flow in a Long Pipe. **Inzh. Fiz. Zhurnal.** 33, 224-232.
- KİTOH O., (1990). Experimental Study of Turbulent Swirling Flow in a Straight Pipe. **J. Fluid Mechanichs.** 225, 445-479.
- KİYA M., FUKUSAKO S., ARIE M., (1971). Laminar Swirling Flow in The Entrance Region of a Circular Pipe. **Bull. JSME.** 14, 659-670.
- KLEİN S. J., CANTWELL B. J., LİLLEY G. M., (1980-81). Afosr-HTTM-Stanford Conference on Complex Turbulent Flows.
- KLEPPER O. H., (1972). Heat Transfer Performance of Short Twisted Tapes. **Heat Transfer.** 313, 69, 87-93.
- KOBAYASHİ T., YODA M., (1987). Modified k-ε Model for Turbulent Swirling Flow in a Straight Pipe. **JSME Intl J.** 30, 66.
- KREİTH F., SONJU O. K., (1965). The Decay of Turbulent Swirling Flow in a Pipe. **J. Fluid Mech.** 22,257-271.

- KREITH F., MARGOLIS D., (1959). Heat Transfer and Friction Factor in Turbulent Vortex Flow. **Applied Scientific Research**. 8, 457-473.
- LAUNDER B. E., MORSE A., (1979). Numerical Prediction of Axsymmetric Free SHEAR Flows with a Second-Order Reynolds Stress Turbulence Closure. **In Turbulent Shear Flows**. 1, 279-294.
- LAVAN Z., WOLF L., FEJER A. A., (1969). Measurements of The Decay of Swirl in Turbulent Flow. **AIAAAJ**. 7, 971-973.
- LAVAN Z., NIELSEN H., FEJER A. A., (1969). Seperation and Flow Reversal in Swirling Flows in Circular Ducts. **Phys. Fluids**. 12, 1747-1757.
- LILLEY D. G., CHIGIER N. A., (1971). Nonisotropic Turbulent Stress Distribution in Swirling Flows From Mean Value Distributions. **Int. J. Heat Mass Transfer**. 14, 573-585.
- LUGHT H. J., (1983). **Vortex Flow in Nature and Techonology**. Wiley, Newyork.
- MORI Y., FUKADA T., NAKAYAMA W., (1971). Convective heat transfer in a Rotating Radial Circular Pipe. **J. Heat Mass Transfer**. 14, 1807-1824.
- MORSI Y. S. M., CLAYTON B. R., (1987). Determination of Principal Characteristics of Turbulent Swirling Flow Along Annuli an asymptotic Solution. **Heat and Fluid Flow**. 8, 4, 293-302.
- MORTON B. R., (1959). Laminar Convection in Uniformly Heated Horizontal Pipes at Low Rayleigh Numbers. **Q. J. Mech. Appl. Math**. 12, 410-420.
- MUKHERJEE P., BISWAS G., NAG P. K., (1987). Second- Law Analysis of Heat Transfer in Swirling Flow Through a Cylindirical Duct. **Transactions of The ASME**. 109, 308-313.

NISSAN A. H., BRESAN V. P., (1961). Swirling Flow in Cylinders. **A. I. Ch.E. J.** 7, 4, 543-547.

ÖZİŞİK M. N., **Basic Heat Transfer**. McGraw-Hill Book Comp, Newyork.

PATANGAR S.V., SPALDING D.B., (1978). A calculation Procedure for heat, mass and momentum transfer in 3-D parabolic flows. **Int J Heat and Mass Transfer**.

PATANKAR S. V., IVANOVIC M., SPARROW E. M., (1979). Analysis of Turbulent Flow and Heat Transfer in Internally Finned Tubes and Annuli. **J. Heat Transfer**. 101, 29-37.

PERRY A. E., JOUBERT P. N., (1965). A Three Dimensional Turbulent Boundary Layer. **J. Fluid Mech.** 22, 285.

REICH G., WEIGH and BEER H., (1988). Fluid Flow and Heat Transfer in an Axially Rotating Pipe - I-II. Effect of Rotation on Laminar Pipe Flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 32, 3,551-574.

ROCHINOAND A., LAVAN Z., (1969). Analytical Investigations of incompressible Turbulent Swirling Flow in Stationary Ducts. **Trans. Am. Soc. Mech. Engrs, J. Appl. Mech.** 36, 151-158.

RYS F. S., RYS P., WEHRLI M. B., (1990). Laminar Swirling Flow and Vortex Breakdown in a Pipe. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**. 89, 41-57.

SAMPERS W. F. J., LAMERS A. P. G. G., Van Steenhoven A. A., (1993). Analysis of Experimental and Numerical Results of a Turbulent Swirling Flow in a Tube. **Chemical Engineering Communications**. 125, 183-196.

SCOTT C. J., RASK D. R., (1973). Turbulent Viscosities for Swirling Flow in Stationary Annulus. **Trans. Am. Soc. Mech. Engrs, J. Fluid Engng.** 95, 557-566.

SMITHBERG E., LANDIS F., (1964). **J. of Heat Transfer Trans. of The ASME**. 2, 39.

- SO R. M., (1975). A Turbulent Velocity Scale for Curved Shear Flows. **J. Fluid Mech.** 70, 37.
- SPARROW E. M., CHABOKI A., (1984). Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube. **ASME Journal of Heat Transfer.** 106, 766-773.
- SUKHOVICH Y. P., (1978). Experimental Investigation of Local Properties of Swirled Turbulent Flow in a Cylindrical Channels. **Fluids Mech.** 7, 74-84.
- TAKAGI T., OKAMOTO T., YAMADA M., (1983). Phenomena of The Retardation of Mixing and Combustion in Swirling Flows. **Proc. ASME/JSME Thermal Engng Joint Conf.** 4, 131-136.
- TASLİM M. E., LI T., SPRING S. D., (1993). Experimental Study of The Effects of Bleed Holes on Heat Transfer and Pressure Drop in Trapezoidal Passages with Tapered Turbulators. **Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, ASME.** 11, 93.
- SOONG C. Y., LIN S. T., HWANG G.J., (1991). An Experimental Study of Convective Heat Transfer in Radially Rotating Rectangular Ducts. **ASME J. Heat Transfer.** 113, 604-611.
- SOMMERFELD M., ANDO A., WENNERBERG ., (1992). SWIRLING, Particle -Laden Flows Through a Pipe Expansion. **Transactions of The ASME.** 114, 648-656.
- SOMMERFELD M., KREBS W., (1990). Particle Dispersion in a Swirling Confined Jet Flow. **Particle and Particle Systems Characterization.** 7, 16-24.
- TALBOT L., (1954). Laminar Swirling Pipe Flow. **J. Appl. Mech. Trans. ASME.** 21, 1-7.
- THORSEN R., LANDIS F., (1968). FRICTION AND Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradients. **ASME Journal of Heat Transfer.** 90, 87-97.

- VAN DEN BERG B., (1982). Some Notes on Three-Dimensional Turbulent Boundary Layer Data and Turbulence Modelling. On Three-Dimensional Turbulent Boundary Layers. IUTAM Symp. Springer, Berlin.
- VILEMAS J., NEMIRA M., (1978). Turbulent Heat Transfer in Gas-Cooled Annuli at High Temperature Differences. *Int. Heat Transfer Conf.* 565.
- YAMADA Y., IMEO S., (1980). Swirling Flow in an Axially Rotating Pipe. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers.* 46, 409, 1662-1670.
- YILDIZ C., BİÇER Y., PEHLİVAN D., (1997). Heat Transfer and Pressure Drop in a Heat Exchanger With a Helical Pipe Containing Inside Spring. *Energy Convers.Mgmt.* 38, 6, 619-624.
- YILDIZ C., BİÇER Y., PEHLİVAN D., (1996). The Efficiency of Heat Exchanger With Rotating Inner Pipe. *Energy.* 21, 10, 947-954.
- YILDIZ C., BİÇER Y., PEHLİVAN D., (1998). Influence of Fluid Rotation on the Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Transfer and Pressure Drop in Double -Pipe Heat Exchangers. *Applied Energy.* 54, 1, 49-56.
- ZAHERZADEH N. H., JAGDISH B. S., (1975). Heat Transfer in Decaying Swirl Flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 18, 941-944.
- ZHANG N., CHIOU J., FANN S., YANG W. J., (1993). Local Heat Transfer Distribution in a Rotating Serpentine Ribroughened Flow Passage. *ASME J. Heat Transfer.* 115, 560-567.