

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

728807

**PLASTİK BORU EKSTRÜDER KALİBRELERİNDE ISI
TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

**TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMENTASYON MERKEZİ**

Makine Yük. Müh. Okyar KAYA

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 25 Kasım 2002
Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)
Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Hasan HEPERKAN (YTÜ)
: Prof. Dr. A. Korhan BİNARK (MÜ)
: Prof. Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ (İTÜ)
: Yrd. Doç. Dr. İ. Yalçın URALCAN (İTÜ)

İSTANBUL, 2002

128807

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	v
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xii
ÖNSÖZ.....	xiv
ÖZET.....	xv
ABSTRACT.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Mevcut Kalibreler.....	3
2. HELİSEL KANALDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİ İLE İLGİLİ DAHA ÖNCEDEN YAPILAN ÇALIŞMALAR	6
2.1 Türbülanslı Akış	6
2.1.1 Dairesel Kesitli Heliste Türbülanslı Akışla İlgili Çalışmalar.....	6
2.1.2 Dikdörtgen veya Kare Kesitli Heliste Türbülanslı Akışla İlgili Çalışmalar	11
2.2 Laminar Akış.....	11
2.2.1 Dairesel Kesitli Heliste Laminar Akışla İlgili Çalışmalar.....	11
2.2.2 Dikdörtgen veya Kare Kesitli Heliste Laminar Akışla İlgili Çalışmalar	16
2.3 Diğer Çalışmalar.....	18
3. SU SICAKLIĞI ve TAŞINIM KATSAYISININ ISI TRANSFERİ ve SICAKLIK DAĞILIMI ÜZERİNDE ETKİLERİ	20
4. SAYISAL ÇÖZÜMDE KULLANILACAK HESAPLAMA YÖNTEMLERİ VE YÖNTEM SEÇİMİ	29
4.1 Sayısal Çözüm Yöntemleri.....	29
4.1.1 Ayır Ayır Çözüm Yöntemi (Segregated Solver).....	29
4.1.2 Birarada Çözüm Yöntemi (Coupled Solver).....	30
4.2 Çözücü Lineerleştirme (Ayrıklaştırma) Yöntemleri	30
4.2.1 Örtülü ‘Implicit’ Yöntem	30
4.2.2 Açık ‘Explicit’ Yöntem.....	30
4.3 Korunum Denklemlerinin Cebirsel Denklemlere Dönüşümü	31
4.3.1 Momentumun Korunumu Denkleminin Lineerleştirilmesi.....	34
4.3.2 Süreklilik Denkleminin Lineerleştirilmesi	35
4.4 Akış Alanı Hesaplarken Karşılaşılan Sorunlar.....	37
4.4.1 Zigzag Basınç Dağılımı.....	37
4.4.2 Zigzag Hız Dağılımı.....	37
4.5 ‘PRESTO’ Şaşırtmalı Hesap Noktaları Yöntemi	37
4.6 Enterpolasyon Yöntemleri.....	38
4.6.1 İkinci Dereceden ‘Second Order’ Enterpolasyon Yöntemi.....	38
4.7 İterasyon Yapılırken Kullanılacak Düzeltme ‘URF’ (Under Relaxation Factor) Katsayısının Tanımlanması	39

4.8	SIMPLE Metodu ile Momentum, Süreklilik ve Diğer Skalerlere ait Denklemlerin Çözüm Algoritması	39
4.9	Ayrı Ayrı Çözücü 'Segregated Solver' İçin Artık R 'Residual' Değerinin Tanımı	40
4.10	Yakınsama ve Kararlılık.....	41
4.11	Türbülans Şiddeti (I) Değerinin Hesabı	41
4.12	Türbülans Uzunluğu ve Hidrolik Çap	41
4.13	Türbülans Değerlerini Belirlemek İçin Bağlıntılar.....	41
4.13.1	Türbülans Kinetik Enerjisinin Türbülans Şiddetinden Bulunması.....	42
4.13.2	Türbülans Dissipasyon Oranının Uzunluk Derecesinden Bulunması	42
4.14	Türbülanslı Akış	43
4.15	Türbülans Modelleri	44
4.15.1	Ortalama Re Navier Stokes Denklemleri 'Reynolds Averaged Navier Stokes Equations' (RANS)	44
4.15.1.1	BOUSSINESQ Yaklaşımı İle Reynolds Gerilmelerinin Çözümü	45
4.16	Çözümde Kullanılacak Olan Türbülans Modeli ve Tercih Nedeni	46
4.16.1	Yeniden Normalize RNG (Renormalization Group Theory) k- ϵ Modeli	46
5.	HELİSEL KANALDA AKIŞ VE NÜMERİK ANALİZİ	47
5.1	Helis Geometrisi.....	47
5.2	Korunum Denklemleri.....	50
5.2.1	Kütlenin Korunumu.....	50
5.2.2	Momentumun Korunumu.....	50
5.2.3	Enerjinin Korunumu.....	51
5.2.4	Türbülans Kinetik Enerjisinin Korunumu.....	51
5.2.5	Türbülans Kinetik Enerjisi Disipasyon Oranının Korunumu.....	52
5.3	Türbülanslı Akışta Duvara Yakın Bölgelerin Modellenmesi.....	54
5.3.1	İki Tabakalı Bölge Modeli	54
5.3.2	Duvar ile Akışkan Arasındaki Isı Taşınım Katsayısının Hesabı	55
5.4	Sınır Şartları	56
5.5	Sayısal Çözüm.....	57
5.5.1	Problemin Sayısal Çözüm Algoritması	58
5.5.2	Momentumun Korunumu Denkleminin Sayısal Çözüm Yapılabilecek Şekle Dönüştürülmesi	58
6.	YENİ KALİBREİNİN PROTOTİPİNE AİT ÖN DENEYLER.....	63
6.1	Deneyin Amacı.....	63
6.2	Deney Düzenneği	63
6.2.1	Tanım.....	63
6.3	Deneyin Yapılışı.....	67
6.4	Deneyde Ölçülen Değerler ve Yapılan Hesaplamalar.....	67
6.4.1	Deneyde Ölçülen Değerler	67
6.3.2	Deneyde Ölçülen Değerler Yardımıyla Yapılan Hesaplamalar	68
6.3.3	Deneyde Ölçülen ve Hesaplanan Değerler.....	70
6.5	Helisel Kanalin Duvarlarından (Hatveden) Suya Geçen Isının Hesabı	73
6.6	Deneyin Hata Analizi	76
7.	PROTOTİP KALİBREDE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ VE DENEYLERLE KARŞILAŞTIRILMASI	78
7.1	Çözüm Algoritması	78
7.2	Sayısal Çözümlerin Sonuçları	80
7.3	Helisel Kanalda Türbülanslı Akışta Isı Transferi ile İlgili Daha Önceden Yapılan	

	Deneysel Çalışmaların Sonuçlarının Aynı Sınır Şartlarında Sayısal Çözümlerle Karşılaştırılması.....	93
8.	YENİ KALİBRE VE DENEYLERİ.....	96
8.1	Yeni Kalibrenin Tanımı ve Özellikleri.....	96
8.2	Yeni Kalibre Ön Test Sistemi.....	101
8.3	Deneylein Yapılması	101
8.4	Yeni Kalibrenin Üretimde Test Edilmesi	107
8.4.1	Deneylein Amacı	107
8.4.2	Deneylede Ölçülecek Değerler	107
8.4.3	Deneylede Hesaplanacak Değerler.....	108
8.4.4	Deneyle Düzenegi ve Yapılışı	110
8.4.5	Deneylede Ölçülen ve Hesaplanan Değerler	110
8.5	Üretim Deneyle Sonuçları ile Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması.....	114
8.5.1	Çok Uzun ve Sonlu Kalınlıktaki Duvar Etrafında Akışta Borudan Akışkana Transfer Olan Isının ve Borudaki Sıcaklık Dağılımının Hesabı.....	114
8.5.2	Yarı Sonsuz Duvarda Isı Akışı	115
9.	KALİBREDE Nu SAYISININ BELİRLENMESİ.....	124
9.1	Sabit Sıcaklıktaki Hareketsiz Borunun Dış Yüzeyinden Kare Kesitli Helisel Kanal ile Soğutulması Durumunda Boru Dış Yüzeyindeki (Helis İç Duvarı) Nu Sayısının Hesabı İçin Yeni Bir Bağıntının Geliştirilmesi	124
9.2	Sabit Hızda ve Sabit Sıcaklıkta Z Yönünde İlerleyen Borunun Dış Yüzeyinden Kare Kesitli Helisel Kanal ile Soğutulması Durumunda Boru Dış Yüzeyi (Helis İç Duvarı) Taşınım Isı Transfer Katsayısının Hesabı İçin Yeni Bir Nu Bağıntısının Geliştirilmesi	129
9.2.1	Farklı Helis Sarım Çaplı ve Hatveli Kare Kesitli Helisel Kanallarla Farklı Boru Üretim Hızlarında Borunun Soğutulması Durumunda Helis İç Yüzeyi Nu Sayısı İçin Yeni Bir Re Sayısının Tanımlanması.....	138
9.3	İç Duvarı Sabit Sıcaklıkta Diğer Duvarları Adyabatik (Isıya izoleli) Dikdörtgen Kesitli Heliste İç Duvar Nu Sayısını Hesaplayan Yeni Bir Bağıntının Geliştirilmesi	144
10.	SONUÇLAR TARTIŞMA ve ÖNERİLER.....	147
10.1	Sonuçlar	147
10.2	Tartışma	150
10.3	Öneriler	151
	KAYNAKLAR.....	152
	EKLER	156
EK 1	Suyun Sıcaklıkla Değişen Fiziksel Özellikleri:.....	157
EK 2	Sonlu Kalınlıkta Çok Büyük Bir Duvar Etrafında Akışta Duvardaki Sıcaklık Dağılımını ve Transfer Olan Isı Miktarını Bulabilmek İçin Gerekli Olan Denklemin Köklerini Hesaplayan MATLAB Bilgisayar Programı Algoritması	158
EK 3	Sonlu Kalınlıkta Çok Büyük Bir Duvar Etrafında Akışta Duvardaki Sıcaklık Dağılımını ve Transfer Olan Isı Miktarını Hesaplayan MATLAB Bilgisayar Programı	159
Ek 4	Bi=102.5 ve Bi=512.5 İçin Denklemin δ_N Kökleri.....	161
Ek 5	Daha Önceki Çalışmalara Ait Nu Bağıntıları	162
	ÖZGEÇMİŞ.....	163

SİMGE LİSTESİ

a	Hidrolik yarı çap
A	Yüzey alanı
b	Helis hatvesi
Bi	Biot sayısı ($=hL/\lambda$)
D	Helis sarım çapı
d	Hidrolik çap
De	Dean sayısı ($=Re(a/R)^{1/2}$)
d _e	e hücresi yüzey alanının yüzeye ait a _e katsayısına oranı
dn	Dikdörtgen kesitli helise ait derinlik (eni)
E	Birim kütle için enerji miktarı
e	Et kalınlığı
f	Sürtünme faktörü
F	Yüzey kütle akısı
g	Yerçekimi ivmesi
Gr	Grasshof sayısı
h	Isı taşınım katsayısı
I	Türbülans şiddeti ($=\bar{u}'/\bar{u}$)
i	Cisim merkezli x vektörü
j	Cisim merkezli y vektörü
J	Uzay merkezli koordinat sisteminden cisim merkezli koordinat sistemine geçiş katsayısı
K	Helis hatvesi b'nin 2π 'ye bölümü
k	Türbülans kinetik enerjisi ($=1/2 * \overline{(u_i' u_j')})$
l	Karışım uzunluğu
L	Uzunluk
n	Normal yön vektörü
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç
Pe	Peclet sayısı ($=\rho u L / \Gamma$)
Pr	Prandtl sayısı ($=\nu / a$)
Q	Transfer olan ısı miktarı
r(s)	Helisel kanalın etrafında sarılı olduğu konum vektörü
R	Helis eksen çizgisinin etrafında silindirik olarak sarıldığı silindirin yarıçapı
Re	Hidrolik çapa göre hesaplanmış Reynold sayısı
s	Helis eksenli cisim merkezli koordinatı
S	Gerilme
T	Sıcaklık
t	Zaman
w	Kartezyen koordinatlarda z, helisel koordinatlarda s yönündeki hız bileşeni
X	Kartezyen koordinat sisteminde x yönü
x	Cisim merkezli koordinat
Y	Kartezyen koordinat sisteminde y yönü
y	Cisim merkezli koordinat
Z	Kartezyen koordinat sisteminde z yönü
ρ	Yoğunluk
ΔP	Basınç düşüşü
Δm	Ölçekli kapta dt süresince biriken su miktarı

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

κ	Von Karman sabiti (=0.42)
ϕ	Basınç, enerji; kütle transferini ifade eder.
ΔS	Bir önceki hücre merkezinden, yüzey merkezine olan yer değişim vektörü.
δ_{ij}	Birim matris
ΔT_B	Büyük sıcaklık farkı
$\Delta \phi$	ϕ değerindeki değişim
∇	Hacim
$\nabla \phi$	Hücre merkezi değerinin gradyenti
ΔT_K	Küçük sıcaklık farkı
δ_n	Sonlu kalınlıkta çok büyük düzlem duvara ait denklemin kökleri
ν	Kinematik vizkozite
$2\pi K$	Hatve
$\bar{\phi}_f$	Yüzeye komşu olan iki hücreye ait ϕ değerlerinin ortalaması
α	ϕ değişkenin değişimini kontrol eden katsayı 'Under relaxation factor' (URF)
α_k	Türbülans kinetik enerjisi ters Pr sayısı
α_T	Türbülanslı akış ters Pr sayısı (=1/Pr)
α_e	Türbülans kinetik enerjisi disipasyonu ters Pr sayısı
β	Bileşke hız ile boru hareket yönü arasındaki açı
Γ	Difüzyon katsayısı
ΔH	U borusunda iki taraf arasındaki mm Hg cinsinden basınç farkı
ε	Türbülans kinetik enerjisi disipasyonu ($\nu_0 (\nabla_j u_i)^2$)
ε_0	Giriş türbülans kinetik enerjisi disipasyonu
η	Türbülanslı akışta gerilmenin etkisini belirleyen katsayı (= Sk / ε)
κ	Eğrisellik (=R/(R ² +K ²))
λ	Isı iletim katsayısı
λ_{eff}	Türbülanslı akışta efektif ısı iletim katsayısı
λ_t	Türbülanslı akış ısı iletim katsayısı
μ	Mutlak Vizkozite
μ_{eff}	Türbülanslı akış efektif mutlak vizkozitesi
μ_l	Laminar akış (moleküler) mutlak viskozitesi
μ_t	Türbülanslı akış mutlak viskozitesi
τ	Burkulma, torsiyon (= b/ (R ² +b ²))
τ	Kayma gerilmesi
$\varphi(s)$	Polar açı, R'nin z eksenine ile yaptığı açı
Φ	Cisim ile uzay merkezli koordinatlar arasındaki açı
a	Isısal yayılma katsayısı
a_p	P hücresinin merkezine ait katsayı
b	İkincil dik 'Binormal' yön vektörü
$\bar{b}$	Üretim teriminin sabit kısmı (S _c)
$C_{1\varepsilon}$	Türbülans denklemlerinde katsayı
$C_{2\varepsilon}$	Türbülans denklemlerinde katsayı
C_p	Sabit basınç ısınma ısısı
C_{μ}	Türbülans denklemlerinde katsayı
d^*	Dikdörtgen kesitin kısa kenarı (eni)

$\bar{E}$	Duvar fonksiyonu sabiti (=9.793)
e_r, e_θ, e_z	Silindirik koordinat sisteminin temel birim vektörleri
$\bar{F}$	Momentumun korunumu denkleminde birim hacim için faz değişimi etkisi terimi
G_b	Yerçekimi ve yoğunluk farkı etkisiyle oluşan türbülans kinetik enerji üretimi
ge	Dikdörtgen kesitli helisin kesit genişliği
G_k	Türbülanslı akış kinetik enerji üretimi
h_{fg}	Birim kütle için yoğuşma ısısı
$H1$	Soğutma suyunun helisel kanala girdiği andaki civa sütunu olarak yükseklik
$H2$	Soğutma suyunun helisel kanaldan çıktığı andaki civa sütunu olarak yükseklik
i'	Uzay merkezli x vektörü
j'	Uzay merkezli y vektörü
J_f	f yüzeyine ait kütle debisi
k_0	Giriş türbülans kinetik enerjisi
L_{top}	Helisin toplam eksen uzunluğu
L_z	Helisin z yönündeki toplam uzunluğu
l_ε	Türbülans kinetik enerjisi disipasyonu uzunluk skalası
l_μ	Mutlak viskozite uzunluk skalası
m_{so}	Ölçekli kabın toplam kütle su kapasitesi
m_{yo}	Biriken yoğuşma suyunun kütle miktarı
Nu_{alt}	Helis alt duvarı Nu sayısı
$Nu_{dış}$	Helis dış duvarı Nu sayısı
$Nu_{iç}$	Helis iç duvarı Nu sayısı
Nu_{ort}	Helis duvarları ortalama Nu sayısı
$Nu_{üst}$	Helis üst duvarı Nu sayısı
$Nu_{y.f}$	Geliştirilen yeni formüle ait Nu değeri
Nu_θ	Lokal çevresel (açısal) Nu sayısı
P_i^*	i hücresine ait tahmini basınç değeri
P_i	i hücresine ait basınç düzeltme miktarı
Pr_t	Türbülanslı akışta Pr sayısı
q''	Isı akısı
R'	Türbülans disipasyonu korunum denklemlerinde gerilmenin etkisini gösteren terim
Re^*	Dikdörtgen kesitli heliste kısa kenarın boyuna göre hesaplanan Re sayısı
Re'	Boru üretim hızına bağlı olarak değişen Re sayısı
Re_{ge}	Dikdörtgen kesitli helisin genişliğine göre hesaplanan Re sayısı
Re_t	Türbülanslı akış Re sayısı
Re_y	Duvardan y kadar mesafedeki hücreye ait Re sayısı
R^ϕ	ϕ değişkeninin yakınsamasının göstergesi (artık değer)
s'	Uzay merkezli helis eksen koordinatı
S_ϕ	ϕ değerine ait üretim miktarı
t'	Teğetsel yön vektörü
T_0	Akışkan giriş sıcaklığı
T	Ortam sıcaklığı
T_i	Cismin başlangıçtaki sıcaklığı
T_s	Yüzey sıcaklığı
T_{s1}	Bakır borunun soğutma suyuyla ilk temas ettiği dış yüzey sıcaklığı
T_{s2}	Bakır borunun ortasındaki dış yüzey sıcaklığı (soğutma suyuyla temas ettiği)
T_{s3}	Bakır borunun soğutma suyunun çıktığı noktadaki dış yüzey sıcaklığı
$T_{sç}$	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı

T_{sg}	Soğutma suyu giriş sıcaklığı
t_{so}	Soğutma suyunun ölçekli kapta birikme süresi
t_{yo}	Yoğuşma suyunun birikme süresi
u	Sürtünme hızı
u_i^*	i hücresine ait tahmini hız değeri
u_i'	i hücresine ait hız düzeltme miktarı
$\bar{u}$	Ortalama hız
$\bar{u}_i$	Ortalama hız komponenti
u'	Ortalama hızdan sapma
V_b	Boru üretim hızı
$V_{bağ}$	Bağlı hız
V_{bil}	Bileşke hız
$V_{çev}$	Çevresel hız
$V_{su\ bil}$	Suyun bileşke hızı
V_{sz}	Suyun z yönündeki hız bileşeni
V'	Re' sayısının hesabında kullanılan hız değeri
w_R	R değerine ait belirsizlik
x'	Uzay merkezli koordinat
y'	Uzay merkezli koordinat
y^+	Sürtünme Re sayısı
Y_M	Yüksek hızlı akışta genişleme dağılımının türbülans kinetik enerjisi değişimine etkisi
$\bar{z}$	Çalkantı dalga boyu

KISALTMA LİSTESİ

AR-GE	Araştırma Geliştirme
NB	Komşu hücre
PE	Polietilen
PISO	Pressure Implicit with Splitting of Operators
PP	Polipropilen
PRESTO	Pressure Staggered Option
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes Equations
RNG	Renormalization Group
RSM	Reynold Stress Model
SIMPLE	Semi-Implicit Methods For Pressure Linked Equations
SIMPLEC	Semi-Implicit Methods For Pressure Linked Equations Consistent
URF	Under Relaxation Factor
Y.B.	Yeni Bağntı



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Ekstrüder teknik resmi	2
Şekil 1.2	Kalibreye ait montaj kesit teknik resmi	3
Şekil 1.3	d=20 mm çaplı delikli kalibre.....	4
Şekil 1.4	d=25 mm çaplı delikli kalibre.....	4
Şekil 1.5	Değişken çaplı kalibre	5
Şekil 1.6	Kanatlı Kalibre	5
Şekil 3.1	Kalibrede soğutulan polietilen boru	20
Şekil 3.2	Polietilen borunun et kalınlığı	21
Şekil 3.3	Tsu=15°C ve h=500 W/m ² K için borudaki sıcaklık dağılımının kalibre boyunca (Vb=2mm/s) değişimi.....	24
Şekil 3.4	Tsu=15°C ve h=2500 W/m ² K için borudaki sıcaklık dağılımının kalibre boyunca (Vb=2mm/s) değişimi	24
Şekil 3.5	Tsu=15°C için boru dış yüzey sıcaklığının kalibre girişinden mesafe boyunca (Vb=2mm/s) değişimi.....	25
Şekil 3.6	Tsu=40°C için boru dış yüzey sıcaklığının kalibre girişinden mesafe boyunca (Vb=2mm/s) değişimi.....	25
Şekil 3.7	Farklı su sıcaklığı ve ısı taşınım katsayıları için boru dış yüzey sıcaklığının kalibre (Vb=2mm/s) boyunca değişimi	26
Şekil 3.8	Farklı su sıcaklığı ve taşınım katsayıları için boru dış yüzeyi ısı akısının kalibre (Vb=2mm/s) boyunca değişimi	26
Şekil 4.1	Kontrol hacminin şematik gösterimi	32
Şekil 4.2	Tek boyutlu sayısal çözümde düğüm noktaları	32
Şekil 4.3	Kontrol hacminde kütlenin korunumu.....	35
Şekil 4.4	Üç boyutlu akış hücresinin şematik gösterimi.....	36
Şekil 4.5	Zigzag Basınç Dağılımı	37
Şekil 4.6	Şaşırtmalı Hesap Noktaları.....	37
Şekil 5.1.a	Kare kesitli helisel kanal.....	47
Şekil 5.1.b	Helisel kanal girişi ve A-A kesiti	48
Şekil 5.1.c	Kare kesitli helis koordinatları	48
Şekil 5.2	Helisel kanalın kesiti	56
Şekil 5.3	Sayısal Çözüm Alanının Gösterimi	58
Şekil 6.1	8mm X 8mm Kare Kesitli Helisel Kanal ile Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Bakır Borunun Soğutulması Deney Düzeneği	64
Şekil 6.2	Deney Düzeneği	65
Şekil 6.3	Deney düzeneği	66
Şekil 6.4	Deney düzeneği	66
Şekil 6.5	Helisel kanal kare kesiti ile kare kesitin alt ve üst cidarları	73
Şekil 6.6	Helisel kanal A-A kesiti	74
Şekil 7.1	Helisel kanalın şematik gösterimi.....	82
Şekil 7.2	Helisel kanalın kesiti 20x20 adet ağı.....	82
Şekil 7.3	10/6. turda helisel kanal kesitindeki eş eksenel hız eğrileri	83
Şekil 7.4	11/6.turda helisel kanalda eş eksenel hız eğrileri	83
Şekil 7.5	Tam gelişmiş akışta sıcaklık konturları(K)	84
Şekil 7.6	Helis iç duvarındaki sıcaklık konturlarının büyütülmüş hali.....	84
Şekil 7.7	Yakınsaklık kriteri kabul edilebilir hata'Residual' değerlerinin iterasyonla değişimi	86
Şekil 7.8	Ortalama ısı taşınım katsayısının su hızına bağlı olarak değişimi.....	87
Şekil 7.9	Bir tur helis basınç düşüşünün su hızına bağlı olarak değişimi.....	87
Şekil 7.10	10/6. tur helis için sıcaklık konturları.....	88

Şekil 7.11	11/6. tur helis için sıcaklık konturları	88
Şekil 7.12	Gelişmiş akımda $b/R=0.328$ için eş eksenel hız eğrileri	89
Şekil 7.13	Gelişmiş akımda $b/R=0.98$ için eş eksenel hız eğrileri	89
Şekil 7.14	Gelişmiş akımda $b/R=0.328$ için sıcaklık konturları	90
Şekil 7.15	Gelişmiş akımda $b/R=0.98$ için sıcaklık konturları	90
Şekil 7.16	$Re=19489$ ve $a/R=0.08$ için eş eksenel hız eğrileri	91
Şekil 7.17	$Re=19489$ ve $a/R=0.0266$ için eş eksenel hız eğrileri	91
Şekil 7.18	$Re=19489$ ve $a/R=0.0265$ için sıcaklık konturları	92
Şekil 7.19	$Re=19489$ ve $a/R=0.08$ için sıcaklık konturları	92
Şekil 7.20	Dört kenarı sabit sıcaklıkta kare kesitli helisel kanalda türbülanslı akış şartlarında helis duvarları Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi	95
Şekil 8.1	Helisel kanallı kalibre parçaları teknik resmi	97
Şekil 8.2	Helisel kanallı kalibre parçaları teknik resmi	98
Şekil 8.3	Helisel kanallı kalibre montaj teknik resim kesiti	99
Şekil 8.4.	Kalibre Boyunca Basıncın Değişimi	100
Şekil 8.5	Üretim esnasında kalibre içindeki boruya etki eden basınçlar	101
Şekil 8.6	Yeni kalibre basınç testi deney düzeneği	103
Şekil 8.7	Yeni kalibrede f sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimi	105
Şekil 8.8	Yeni kalibre su hızına göre basınç düşüşü	105
Şekil 8.9	Helisel kanallı yeni kalibre ve parçaları	108
Şekil 8.10	Helisel kanallı yeni kalibre fotoğrafları	109
Şekil 8.11	Üretim deney düzeneği şematik resmi	111
Şekil 8.12	Üretim deney düzeneği fotoğrafları	112
Şekil 8.13	Üretim deney düzeneği fotoğrafları	113
Şekil 8.14	Üretimde test edilen kalibrede su sıcaklık değişiminin hesaplanan değerlerle karşılaştırılması	119
Şekil 8.15	$V_b=0$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde sıcaklık konturları	121
Şekil 8.16	$V_b=0$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde eş eksenel hız eğrileri	121
Şekil 8.17	$V_b=10$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde sıcaklık konturları	122
Şekil 8.18	$V_b=10$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde eş eksenel hız eğrileri	122
Şekil 8.19	$V_b=15$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde sıcaklık konturları	123
Şekil 8.20	$V_b=15$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde eş eksenel hız eğrileri	123
Şekil 9.1	Deneysel ve sayısal $Nu = f(Re)$ ilişkilerinin karşılaştırılması	126
Şekil 9.2	Bir kenarı sabit sıcaklıkta diğer üç kenarı adyabatik olan kare kesitli helisel kanalın sabit sıcaklıktaki iç yüzey Nu sayısının a/R 'e göre değişimi	126
Şekil 9.3	Bir kenarı sabit sıcaklıkta diğer üç kenarı ısıya izoleli kare kesitli helisel kanal ile hareketsiz borunun soğutulması durumunda sabit sıcaklıktaki helis iç duvarı Nu sayısını hesaplayan yeni bağıntıdan elde edilen Nu değerleri ile deney ve sayısal çözümlerden elde edilen Nu değerlerinin Re sayısına göre değişimi .	128
Şekil 9.4	Heliste hız vektörleri ve bileşenlerinin gösterimi	129
Şekil 9.5	Değişik boru hızlarında ve sarım oranlarında (a/R , b/R) Nu-Re ilişkisi	135
Şekil 9.6	Değişik boru hızlarında ve sarım oranlarında (a/R , b/R) Nu-Re ilişkisi	136
Şekil 9.7	Değişik boru hızlarında ve sarım oranlarında (a/R , b/R) Nu-Re ilişkisi	137
Şekil 9.8	Farklı boru hızı ve farklı geometrik boyutlardaki kare kesitli helisler ile borunun dış yüzeyinden soğutulması durumunda helis iç duvarı Nu sayısının yeni Re ' sayısına göre değişimi	141
Şekil 9.9	Aynı Re sayısı için Nu sayısının farklı a/R ve boru hızlarına göre değişimi .	142
Şekil 9.10	Aynı Re sayısı için Nu sayısının farklı a/R ve boru hızlarına göre değişimi .	143
Şekil 10.1	Değişik boru hızlarında ve sarım oranlarında (a/R , b/R) Nu-Re ilişkisi	148
Şekil 10.2	Aynı Re sayısı için Nu sayısının farklı a/R ve boru hızlarına göre değişimi .	149

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1	Değişik su sıcaklığı ve ısı taşınım katsayıları için boru dış yüzeyindeki ısı akısı	27
Çizelge 3.2	Değişik su sıcaklığı ve ısı taşınım katsayıları için boru dış yüzeyindeki ısı akısında meydana gelen % iyileşmeler	27
Çizelge 3.3	Değişik soğutma suyu sıcaklığı ve h ısı taşınım katsayıları için boru dış yüzey sıcaklığının zamanla değişimi	28
Çizelge 4.1	Ortalama Re gerilmeleri çözüm yöntemleri	45
Çizelge 6.1	Deneyde Ölçülen Değerler	70
Çizelge 6.2	Suya helis alt ve üst duvarlarından transfer olan ısı miktarı Q_{kanat} ile toplam ısı miktarının Q_{top} karşılaştırılması	75
Çizelge 6.3	Hesaplanan Değerler	75
Çizelge 6.4	Deneyde ölçülen değerlerin belirsizlikleri	77
Çizelge 6.5	Deneyden ölçülen birimler yardımıyla hesaplanan değerlerdeki belirsizlik	77
Çizelge 7.1	Değişik sayıda ağırlara ayırma işlemlerine göre Nu ve h değerleri	80
Çizelge 7.2	Sayısal çözümlerin sonuçları	85
Çizelge 7.3	DeneySEL ve sayısal taşınım ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması	85
Çizelge 7.4	Bir tur helis için basınç düşüşünün deneysel ve sayısal karşılaştırılması	86
Çizelge 7.5	Helisel kanalda ısı transferi üzerine daha önceden çalışan araştırmacıların deneysel çalışmalarının sonuçlarının bu çalışmada kullanılan sayısal çözümle karşılaştırılması	94
Çizelge 7.6	Tüm yüzeyi sabit sıcaklıkta kare kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta hesaplanan helis duvarlarına ait Nu sayıları	95
Çizelge 8.1	Yeni helisel kanallı kalibrenin geometrik boyutları	102
Çizelge 8.2	Kalibreye 2. parça soğutma suyu giriş deliklerinden su verilmesi durumunda ölçülen ve hesaplanan değerler (Deney 1)	102
Çizelge 8.3	Kalibreye vakum deliklerinden (arkadan) su verilmesi durumunda ölçülen ve hesaplanan değerler (Deney 2)	104
Çizelge 8.4	Kısaltılan kalibrenin basınç düşüşü testi	106
Çizelge 8.5	Üretim deneyinde ölçülen değerler	110
Çizelge 8.6	Üretim deneyinde hesaplanan değerler	110
Çizelge 8.7	Kalibredeki ısı transferinin nümerik analizinden elde edilen değerler	114
Çizelge 8.8	Çok uzun ve sonlu kalınlıkta duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler	115
Çizelge 8.9	Çok uzun ve sonlu kalınlıkta duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler	116
Çizelge 8.10	Çok uzun ve sonlu kalınlıkta duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler	116
Çizelge 8.11	Yarı sonsuz duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler	117
Çizelge 8.12	Yarı sonsuz duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler	117
Çizelge 8.13	Yarı sonsuz duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler	118
Çizelge 8.14	Sonlu kalınlıkta ve çok uzun duvar ile yarı sonsuz duvara ait bağıntılardan elde edilen değerlerin karşılaştırılması	118
Çizelge 8.15	Deney ile sayısal çözümden hesaplanan değerlerin karşılaştırılması	119
Çizelge 8.16	Değişik boru hızlarında ve et kalınlıklarında kalibreden çıkış esnasındaki boru kesitindeki sıcaklıklar	120
Çizelge 9.1	Deney 28n3, yüzey sıcaklığı $T_s=70$ C, su giriş sıcaklığı $T_{sug}=27$ C, ortalama su hızı $V_{su}=1.46$ m/s için farklı hatve-sarım yarıçapı oranı ve boru hızlarında iç duvar Nu değerleri	124
Çizelge 9.2	Farklı hidrolik yarıçap ve sarım yarıçapı için Nu değerleri (Hareketsiz boru)	125
Çizelge 9.3	Deney ve Nümerik Çözümlerin Karşılaştırılması	125
Çizelge 9.4	İç duvarı sabit sıcaklıkta diğer üç duvarı adyabatik kare kesitli helisel kanalın iç duvarına ait Nu sayısını hesaplayan (Y.B. Denklem 9.1) yeni formülün deneysel bulgular ve sayısal çözümlerle karşılaştırılması ve yüzde hataları	127

Çizelge.9.5	İç duvarı (boru) sabit sıcaklık ve hızda (V_{boru}) hareket eden diğer üç duvarı adyabatik kare kesitli helisel kanalda iç duvara ait Nu sayısını hesaplayan bağıntının $Nu_{\text{sayısal}}$ değerleri ile karşılaştırılması ve yüzde hataları ($R/a=9.125$, $a=4$, $R=36.5$, $d_h=8\text{mm}$, $b=12\text{mm}$ için) 131
Çizelge 9.6	İç duvarı (boru) sabit sıcaklık ve hızda (V_{boru}) hareket eden diğer üç duvarı adyabatik kare kesitli helisel kanalda iç duvara ait Nu sayısını hesaplayan bağıntının $Nu_{\text{sayısal}}$ değerleri ile karşılaştırılması ve yüzde hataları ($R/a=12.5$, $a=2\text{mm}$, $R=25$, $d_h=4\text{mm}$, $b=6\text{mm}$ için) 132
Çizelge 9.7	İç duvarı (boru) sabit sıcaklık ve hızda (V_{boru}) hareket eden diğer üç duvarı adyabatik kare kesitli helisel kanalda iç duvara ait Nu sayısını hesaplayan bağıntının $Nu_{\text{sayısal}}$ değerleri ile karşılaştırılması ve yüzde hataları ($R/a=37.5$, $a=1.5\text{mm}$, $R=56.25$, $d_h=3\text{mm}$, $b=4.5\text{mm}$ için) 133
Çizelge 9.8	Değişik sarım oranlarında (a/R , b/R) ve boru hızlarında Nu-Re sayılarının değişimleri 134
Çizelge 9.9	Farklı boru hızı ve geometrik boyutlardaki kare kesitli heliste $Nu_{\text{iç}}-Re$ ilişkisi ($R/a=9.125$, $a=4$, $R=36.5$, $D_h=8\text{mm}$, $b=12\text{mm}$) 139
Çizelge 9.10	Farklı boru hızı ve geometrik boyutlardaki kare kesitli heliste $Nu_{\text{iç}}-Re$ ilişkisi ($R/a=12.5$, $a=2\text{mm}$, $R=25$, $D_h=4\text{mm}$, $b=6\text{mm}$) 140
Çizelge 9.11	Farklı boru hızı ve geometrik boyutlardaki kare kesitli heliste $Nu_{\text{iç}}-Re$ ilişkisi ($R/a=37.5$, $a=1.5\text{mm}$, $R=56.25$, $D_h=3\text{mm}$, $b=4.5\text{mm}$) 140
Çizelge 9.12	Yeni Nu bağıntısının sayısal sonuçlarla karşılaştırılması 144
Çizelge 9.13	İç duvarı (boru) z yönünde sabit hız (V_b) ve sıcaklıkta ilerleyen diğer üç kenarı hareketsiz ve adyabatik olan dikdörtgen kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta iç duvar Nu sayısını hesaplayan yeni bağıntının sayısal sonuçlarla karşılaştırılması 146

ÖNSÖZ

Tez konusu belirlerken özellikle sanayinin sorunlarından birinin çözümü üzerinde durulmuş ve sonuçta ‘Plastik Boru Ekstrüder Kalibrelerinde Isı Transferinin İyileştirilmesi’ konusu benimsenmiştir. Burada asıl amaç üretim esnasında plastik borular kalibreden geçerken ısı transferini iyileştirmek, boru üretim toleranslarını azaltmak, üretim hızı ve kalitesini artırmak, işletme masraflarını azaltmak daha sonra da üretim için gerekli yatırım maliyetlerini düşürmektir.

Nümerik çözümler için Yıldız Teknik Üniversitesinde bulunan Fluent programından faydalanılmış, deneyler Dizayn Group A.Ş Ar-Ge laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde büyük payı olan başta tez danışmanım Sayın Prof. Dr. İsmail TEKE , tez izleme komite üyeleri Sayın Prof. Dr. Hasan HEPERKAN, Sayın Yrd. Doç. Dr. Yalçın URALCAN, DİZAYN GROUP A.Ş.’nin tüm personeli ve Araş. Gör. Deniz ULUSARSLAN’a teşekkürlerimi arz ederim.



ÖZET

Plastik boru ekstrüderlerinde üretim esnasında kafa kısmından ortalama 190 °C sıcaklıkta çıkan polimer katılaşmak üzere girdiği kalibrede yeterince soğutulamamaktadır. Bu ise boru üretim hızının ve kalitesinin düşmesine neden olmaktadır. Kalibrede ısı, boru dış yüzeyindeki durguna yakın su hızları nedeniyle büyük ölçüde iletimle transfer olmaktadır. Isı transferinin iyileştirilebilmesi için taşınım ısı transfer miktarı artırılmalı ve soğutma suyu sıcaklığı düşürülmelidir. Yapılan hesaplamalar sonucu, taşınım ısı transfer miktarını; su hızını artırarak yükseltmenin, soğutma suyu sıcaklığını düşürmekten daha verimli ve ekonomik olduğu belirlenmiştir.

Borulardan birim zamanda transfer olan ısı miktarını artırabilmek için dikdörtgen kesitli, helisel kanallı yeni bir kalibre modeli geliştirilmiştir. Dikdörtgen kesitin bir kenarı soğutulan borunun dış yüzeyi, diğer üç kenarı ise yeni kalibrenin iç yüzeyleridir.

‘İç duvarı (boru dış yüzeyi) belirli sıcaklıkta ve sabit hızda hareket eden, diğer üç duvarı adyabatik ve hareketsiz, kare ve dikdörtgen kesitli helisel kanallarda türbülanslı akışta ısı transferi’ konusu ile ilgili benzer bir çalışmanın daha önceden yapılmadığı, sadece tüm yüzeyi sabit sıcaklıkta ve hareketsiz dairesel, kare ve dikdörtgen kesitli helisel kanallarda laminar ve türbülanslı akışta ısı transferi ile ilgili deneysel ve teorik çalışmaların yapıldığı belirlenmiştir.

Geliştirilen yeni kalibrenin prototipi ile ‘Sabit yüzey sıcaklığındaki hareketsiz bakır borunun soğutulması’ deneyi yapıldı. Deneyde bakır boru dış yüzeyi sıcaklıkları ile soğutma suyu giriş, çıkış sıcaklık, basınç ve debileri ile boru içerisinden geçen buhar yoğunlaşma suyu debileri ölçüldü. Ölçülen değerler yardımıyla buhardan bakır boruya ve bakır borudan suya geçen ısı miktarı ilgili bağıntılarla ayrı ayrı hesaplandı ve sonuçlar en fazla % 3 farkla bulundu. Deneydeki benzer sınır şartları kullanılarak, uygun model ve yöntemler seçildi ve bilgisayarda nümerik çözümler yapıldı. Nümerik çözümlerde ayrı ayrı nümerik çözüm metodu, örtülü ayırıştırma ve ikincil enterpolasyon yöntemleri, basınç ve hız dağılımlarının hesaplanmasında SIMPLE çözüm algoritması, basınç enterpolasyon yöntemi olarak PRESTO şaşırtmalı hesap noktaları yöntemi ve türbülanslı akışın çözümünde ise RNG k-ε modeli kullanıldı. Nümerik çözüm, akış kesitinin duvara yakın bölgeleri sık, orta bölgeler ise daha büyük hücreli 50*50 adet ağlara bölünerek yapıldı. Deneysel çalışmalar ve nümerik hesaplamalar sonucunda ısı taşınım katsayıları (h) % 0 ile % 6, basınç düşüşleri (ΔP) % 0 ile % 6.9 farkla bulundu. Helisel kanallarda türbülanslı akışta ısı transferi üzerine çalışan araştırmacıların deneysel bulguları, benzer sınır şartlarında nümerik çözüldü ve sonuçlar birbiriyle karşılaştırıldı. Böylelikle nümerik çözümde kullanılan model ve yöntemlerin seçiminin oldukça uygun olduğu görüldü.

Modellenen yeni kalibre teflon malzemeden imal edilerek üretimde kullanılmadan önce basınç ve debi testine tabi tutuldu. Böylelikle soğutma suyunun kalibreye atmosferik basınca yakın bir basınçta girebilmesi için hangi yükseklikten verileceği ve kalibrede değişik debilerde basınç düşüşleri tespit edildi. Belirlenen yükseklikten kalibreye su verilerek, yeni kalibre üretimde test edildi. Deneyde soğutma suyunun giriş, çıkış sıcaklık ve basınçları ile borunun kalibreye giriş hızı ve sıcaklığı ölçüldü. Deneydeki benzer sınır şartları ile bilgisayarda nümerik çözüm yapıldı, sonuçlar % 8-13 farkla bulundu.

Nümerik çözümler yardımıyla kalibrede, boru dış yüzeyi (helis iç duvarı) Nu sayısını V_{su} , Pr, R, b, d_h , V_{Boru} parametrelerinin fonksiyonu olarak ortalama % 1.3 hata ile hesaplayan yeni bir bağıntı geliştirildi. Kalibrede Nu-Re sayılarının değişimi v , V_{su} , R, b, d_h , V_{Boru} parametrelerinin fonksiyonu olan yeni bir Re sayısı tanımlanarak tek bir eğri ile gösterildi.

Soğutulan boru sonlu kalınlıkta çok büyük duvar ve ayrıca yarı sonsuz duvar gibi kabul

edilerek borudan suya transfer olan toplam ısı miktarları ilgili bağıntılarla ayrı ayrı hesaplandı ve sonuçlar % 1 farkla bulundu.

Modellenen yeni kalibrenin üretimde kullanılmasıyla ısı transferinde büyük iyileşmeler sağlandı. Böylelikle mevcut üretim hızı artırılarak, ekstrüderin maksimum üretim kapasitesinde çalışması sağlandı. Kalibredeki vakum sırasında katılaşmakta olan boru kesitinin dairesel olması sağlanarak boru yüzey kalitesi artırıldı. İstenen boyutlara yakın değerlerde ve ‘Chiller’ soğutma sistemi kullanmadan üretim yapılarak, boru üretim toleransları ve maliyetleri düşürüldü.

Anahtar Kelimeler : Ekstrüder, kalibre, polimer, helisel kanal, örtülü ayrıklaştırma.



ABSTRACT

During the production in plastic pipe extruders the polymer which is leaving die at average 190 °C temperature, can not be cooled enough at calibrators, in which it enters to solidify. This causes decrease in the production velocity and quality. Because of the nearly motionless velocity of water on the outer surface of pipe, large amount of heat in calibrator is transferred by conduction. In order to improve the heat transfer, the amount of heat transferred by convection must be increased and the temperature of cooler water must be decreased. It has been determined from the results of calculations that increasing the amount of convection heat transfer by increasing the velocity of water was more efficient and economic than decreasing the temperature.

In order to increase the rate of heat transfer per time from the pipes a new calibrator model with rectangular cross-sectional helical channel has been developed. One edge of the rectangular cross-section is the outer surface of the cooled pipe and the other three edges are the inlet surfaces of the new calibrator.

It has been determined that the subject of 'Turbulent heat transfer in square or rectangular cross-sectioned helical channels with the inner wall (outer surface of the pipe) moving by constant velocity and certain temperature, the other three walls which were motionless and adiabatic' has not been studied before, there were only theoretical and experimental studies about the turbulent and laminar heat transfer in circular, square and rectangular cross-sectioned helical channels which has motionless and constant surface temperature.

The experiment of 'Cooling of the motionless copper pipe at constant surface temperature' was carried out by using the new developed calibrator's prototype. The outer surface temperatures of copper pipe, the inlet and the outlet temperatures, pressures and flow rates of cooler water and the flow rates of water condensed from the steam which passes in the copper pipe were measured at the experiment. By means of measured values, the amount of heat transferred from steam to copper pipe and copper pipe to water was calculated separately with the related formulas and the solutions were obtained with maximum 3 % differences. By using the similar boundary conditions at the experiment, appropriate models and methods were selected and numerical computations were done on the computer. For numerical solutions 'Segregated Solver', 'Implicit' form of linearization, and 'Second Order Upwind Scheme' interpolation method, for calculating pressure and velocity distributions SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) algorithm, for interpolating pressure PRESTO (Pressure Staggered Option), and for solving turbulent flow RNG k- ϵ model were used. Numerical solutions were done by dividing the flow cross-section's near wall regions into densely and the center regions into larger 50*50 meshes. At the end of the experimental studies and numerical calculations, the convection heat transfer coefficients (h) were obtained with 0 % - 6 %, pressure losses (ΔP) with 0 % - 6.9 % difference. The experimental datas of the investigators who have been working on turbulent heat transfer in helical channels, were solved numerically at similar boundary conditions and the results were compared with each other. Thus, it was seen that the selection of the models and methods which were used in numerical solutions was rather appropriate.

By manufacturing the new modeled calibrator from teflon material, the pressure and flow-rate tests were done before using at the production. Thus, in order to flow water at nearly the same as the atmospheric pressure in the entrance of calibrator, from which height the cooler water must be given and at different flow rates the pressure losses in calibrator, were determined. By giving water to calibrator from the determined height, the new calibrator was tested at the production. The inflow and outflow temperatures, flow rates and pressures of cooler water, the entrance velocity and temperature of pipe into calibrator were measured at the experiment.

Numerical solutions were done with the similar boundary conditions on the computer. The results were obtained with 8 % - 13 % differences.

By means of numerical solutions a new formula which calculates the Nu number on the outer surface of pipe's (inner wall of helical channel) in calibrator, as a function of V_{su} , Pr, R, b, d_h , V_b , parameters with the error of 1.3 %, was improved. The variation of Nu-Re numbers in calibrators was demonstrated with one curve, by defining a new Re number that is function of V_{su} , v , R, b, d_h , V_b , parameters

Accepting the cooled pipe as a wall which is very big with finite thickness and also as a semi infinite wall, the total heat transferred from pipe to water was calculated separately by the related formulas and the solutions were found by 1 % difference.

By using the new modeled calibrator, large amount of improvements in heat transfer were realized. Thus, by increasing the existing production velocity, the extruder was provided to work with its maximum production capacity. By giving circular cross-section to pipes which were getting solid during the vacuum in calibrator, pipe surface quality was increased. Making the production with approximately desired dimensions and without using 'Chiller' cooling systems, pipe production tolerances and expenditures were decreased.

Keywords: Extruder, calibrator, polymer, helical channel, implicit linearization.



1. GİRİŞ

Günümüzde plastikler otomobil, inşaat, bilgisayar, oyuncak, beyaz eşya, ev eşyaları, elektronik eşya gibi bir çok sektörde kullanılmaktadır. Bu sektörlerden biri de tesisatlarda ve su şebekelerinde kullanılan plastik boru sektörüdür. Hafiflik, ekonomiklik, korozyona uğramama, kolay montaj, ucuz işçilik, uzun ömür gibi özellikler plastik boruları tercih edilir hale getirmiştir. Bu sebeple plastik boru üretimi gün geçtikçe artmaktadır.

Plastik boru ekstrüzyonu sektörünün gelişmesiyle birlikte üretici firmalar dünya çapındaki rekabet ortamında ürünlerini daha kaliteli ve daha ucuz fiyatla pazarlayabilmek için arayış içerisine girmişlerdir. Bu amaca yönelik olarak tez konusu 'Plastik Boru Ekstrüder Kalibrelerinde Isı Transferinin İyileştirilmesi ' olarak belirlenmiştir.

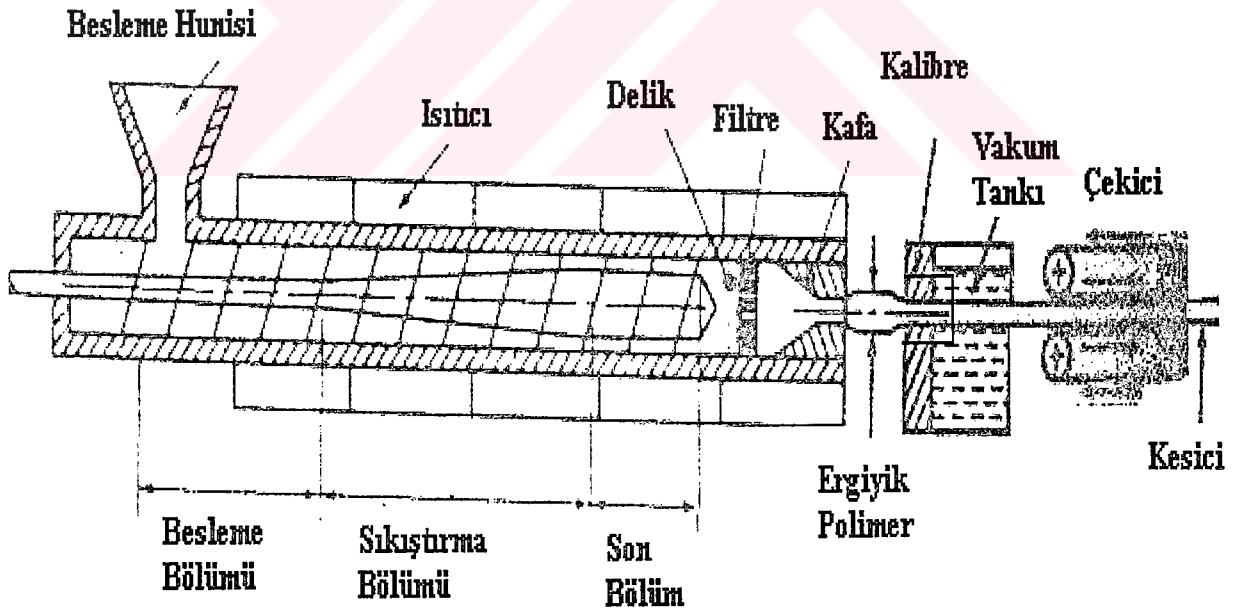
Ekstrüzyon yöntemini kullanan üretim araçları genelde standart olup kullanılacak malzemenin özelliğine göre değişik yapılar gösterebilirler. Ekstrüzyon işlemini gerçekleştiren makineye ekstrüder adı verilir. Şekil 1.1'de görülen ekstrüdere polimer, besleme hunisinden verilir ve iç kısımda besleme hattından helisel bir yol izleyerek kafa kısmının sonuna kadar ilerler. Bu esnada besleme hattından hemen sonra sıkıştırma bölümüne gelen polimerin, burada kesit daralmasının etkisiyle tanecikleri sıkışır, sürtünerek ısınır ve yumuşar. Isıtıcıların da yardımıyla sıcaklığı daha da artan polimer sabit ve dar kesitli son kısma gelerek burada yüksek viskoz gerilmelerle ısınır ve üzerinde çok sayıda küçük çapta (3mm) delikleri olan filtre kısmına gelir. Burada erimemiş veya içinde yabancı maddeler olan polimer filtre edilir. Filtre edilen polimer kafa kısmında yüksek basıncın etkisiyle sıcak hamur olarak çıkar ve vakum tankı girişindeki kalibreye girer. Vakumun etkisiyle kalibrenin iç kısmındaki yuvarlak yüzeyine sıkı bir şekilde yapışan polimer suyla soğutmanın da etkisiyle tam boru şeklini kalibrede alır. Buradan da su soğutma bölgelerinden geçirilerek kesme kısmına gönderilen boru belirli boylarda kesilmek suretiyle üretim tamamlanır.

Bu çalışmada, plastik boru ekstrüderlerin kafa kısmından 190 – 220 C sıcaklıkta çıkan polimerin katılaşmak üzere girdiği kalibredeki soğutmanın daha verimli, daha düşük maliyetli ve daha hızlı bir şekilde yapılması hedeflenmiştir.

Mevcut kalibrelerde ısı transferinin düşük olması nedeniyle üretim hızı da düşük olmaktadır. Bu da birim üretim için işçilik, enerji ve amortisman maliyetlerinin artmasına, makinelerin daha çok yıpranmasına sebep olmaktadır. Maliyetin düşürülmesi için kalibredeki ısı transferinin iyileştirilerek üretim hızının artırılması gerekmektedir. Bunun için gerekli olan hesaplama, modelleme ve ilgili deneyler sonuçlarıyla birlikte çalışmada yer almaktadır.

Üretimde kullanılan mevcut kalibrelerin Şekil 1.2'deki teknik resimde görüldüğü gibi üzerlerinde radyal kanallar ve ayrıca ön tarafında küçük dairesel delikler vardır. Küçük yuvarlak deliklere su arka su girişinden (şekil 1.2) verilmekte ve buradan kalibrenin iç kısmından yatay olarak ilerlemekte olan sıcak plastik boru üzerine akıtılmaktadır. Arka kısımda ise radyal kanallara vakum tankı içindeki mevcut su girerek boru üzerinde soğutma yapmaktadır. Fakat bu yöntem iyi bir soğutma yöntemi değildir. Çünkü suyun boru dış yüzeyi etrafında neredeyse durgun bir vaziyette bulunuyor olması, taşınım ile transfer olan ısı miktarının düşük olmasına, ısı geçişinin daha çok iletimle gerçekleşmesine sebep olmaktadır. Isı transferinin iyileşmesi su sıcaklığına ve boru yüzeyindeki taşınım katsayısına bağlıdır.

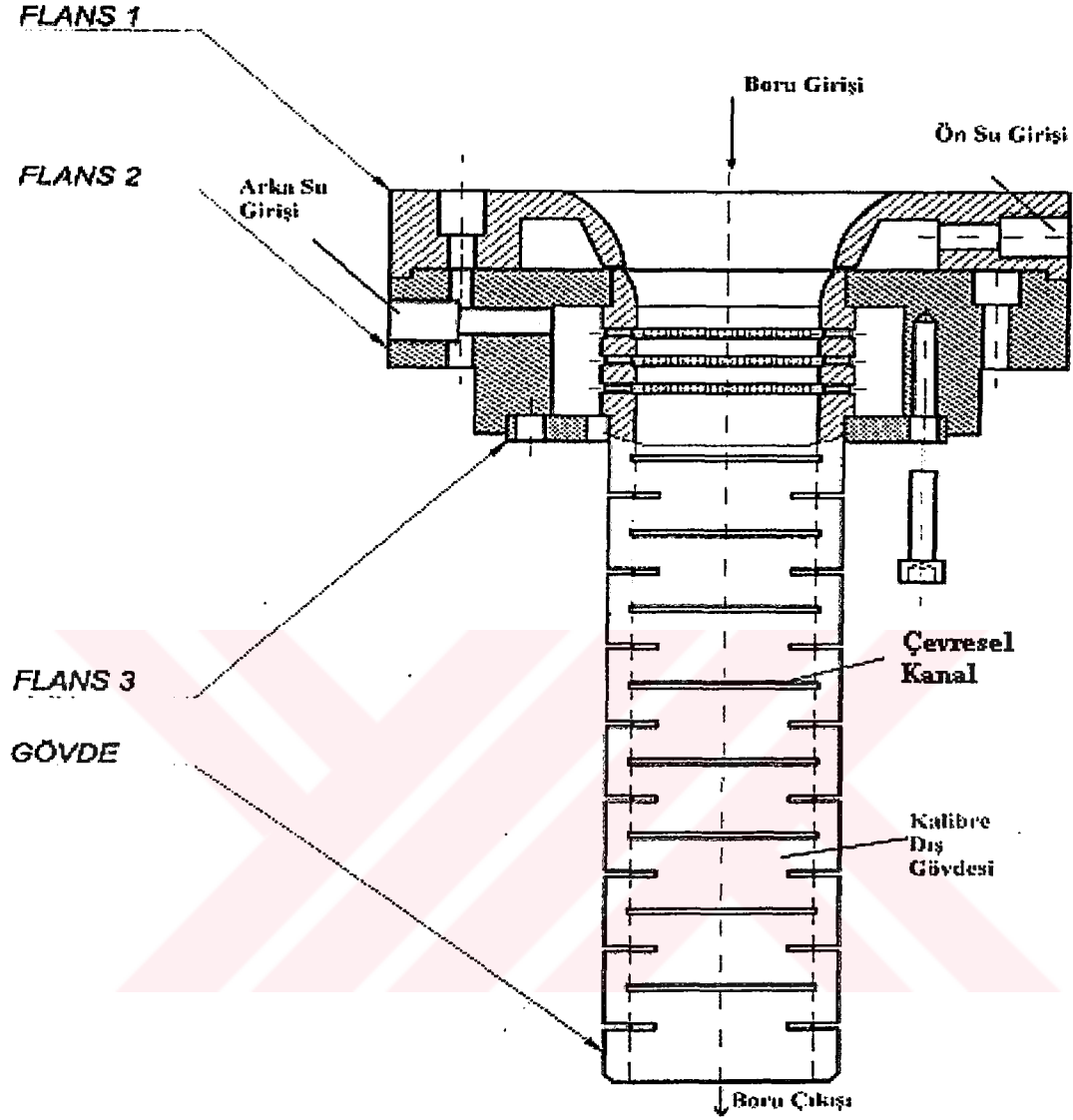
Taşınım ile ısı transferini artırmak amacıyla; boru ile temasta olan su hızlarını artırmak için bir kenarı plastik borunun dış yüzeyi olan kare veya dikdörtgen kesitli helisel kanalları bulunan bir kalibre modeli üzerinde çalışıldı ve çalışmanın konusu bir kenarı (plastik boru) sabit hızda hareket eden diğer üç kenarı hareketsiz kare veya dikdörtgen kesitli helisel kanallarda türbülanslı akışta ısı transferi olarak belirlendi.



Şekil 1.1 Ekstrüder teknik resmi

1.1 Mevcut Kalibreler

Aşağıdaki şekillerde mevcut kalibrelere ait teknik resim ve fotoğraflar yer almaktadır.



Şekil 1.2 Kalibreye ait montaj kesit teknik resmi

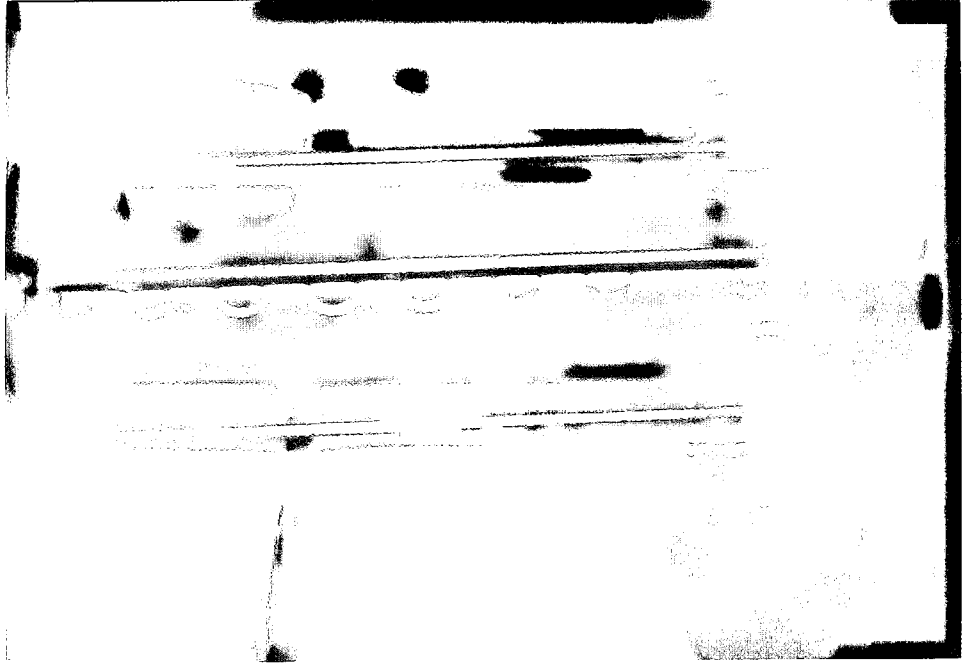
Şekil 1.5’de görülen değişken çaplı kalibrede dış çap ayarı yapılabilse de ısı transferi açısından yeterli değildir. Bu kalibrede de boru dış yüzeyi etrafını saran su durgun haldedir, diğer bir ifade ile taşınım ile ısı geçişi oldukça düşüktür.



Şekil 1.3 $d=20$ mm çaplı delikli kalibre



Şekil 1.4 $d=25$ mm çaplı delikli kalibre



Şekil 1.5 Değişken çaplı kalibre



Şekil 1.6 Kanath Kalibre

2. HELİSEL KANALDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİ İLE İLGİLİ DAHA ÖNCEDEN YAPILAN ÇALIŞMALAR

Helisel kanalda akış ve ısı transferi ile ilgili daha önceden yapılan çalışmaları üç ana başlık altında toplanabilir :

1. Türbülanslı akış

- a) Dairesel kesitli heliste türbülanslı akışla ilgili çalışmalar
- b) Dikdörtgen veya kare kesitli heliste türbülanslı akışla ilgili çalışmalar

2. Laminar akış :

- a) Dairesel kesitli heliste laminar akışla ilgili çalışmalar
- b) Dikdörtgen veya kare kesitli heliste laminar akışla ilgili çalışmalar

3. Diğer çalışmalar.

2.1 Türbülanslı Akış

Hazırlanan bu tezde bir kenarı (helis iç duvarı) sabit sıcaklıkta, diğer üç kenarı adyabatik olan kare ve dikdörtgen kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta ısı transferi, sabit sıcaklıktaki duvarın hareketsiz ve yatay yönde sabit bir hızda hareket etmesi durumları için ayrı ayrı incelenmiştir. Literatürde benzer konuda yayın bulunamadığı için, aşağıda tüm yüzeyi sabit sıcaklıkta dairesele, kare ve dikdörtgen kesitli helisel kanallarda türbülanslı ve laminar akışta ısı transferi ile ilgili yayınlar özetlenmiştir.

2.1.1 Dairesel Kesitli Heliste Türbülanslı Akışla İlgili Çalışmalar

Lin ve Ebadian (1998) helisin giriş bölgesinde yüksek sıcaklık farkından dolayı oluşan yüzdürücü kuvvet (yoğunluk farkından oluşan kuvvet) ile santrifüj kuvvetlerin türbülanslı akış ve ısı transferine etkisini nümerik çözümler yaparak incelemiştir. RNG k- ϵ türbülans modeli ile sonlu hacimler metodunu kullanmıştır. Çalışmasını Re sayısını 50.000, sarım oranını $a/R=0.05$ ve Gr sayısını $5 \cdot 10^8 - 10^{10}$ aralığında yapmıştır. Yüzdürücü ve santrifüj kuvvetlerin ikincil akışa etkilerini belirtmek için Gr, De, Pr sayılarına bağlı boyutsuz bir sayı geliştirilmiştir. Yüksek Gr sayılarında ikincil akış alanında üç vortisin meydana geldiğini ve ikincil akışı artırdığını bunun nedeni olarak da yüksek sıcaklık farkından dolayı artan ısı transferini göstermiştir. Lokal Nu sayısının yüzdürücü kuvvetlerden etkilendiğini ve bu etki

ile Nu dağılımının saat yönünde döndüğü, yüzdürücü kuvvetlerin ikincil akışa neden olduklarını, Gr sayısının artmasıyla birlikte maksimum ve minimum lokal Nu sayıları arasındaki farkın arttığını belirtmiştir. Ayrıca giriş bölgesinde Nu ve f sürtünme faktörünün çalkantılı (sürekli değişen) olduğunu göstermiştir. Nümerik çözüm esnasında suyun fiziksel özelliklerini sabit kabul etmiştir. Girişten itibaren eksenel doğrultuda ilk $\phi=15^\circ$ 'lik açılı bölgede ikincil akışın zayıf olduğunu ve açının $\phi=45^\circ$ olduğu noktada santrifüj kuvvetten dolayı maksimum değere ulaştığını, $\phi=180^\circ$ 'de tamamen gelişmiş akışın olduğunu ve maksimum hızın dış duvara doğru ilerlemesi ile ikincil akışın gittikçe zayıfladığını belirtmiştir. Yüksek Gr sayılarında maksimum hızın dış yan duvardan aşağı doğru indiğini ve buna sebep olarak da yüzdürücü kuvvetin ikincil akışa etkisinin santrifüj kuvvete göre daha fazla olduğunu, Gr sayısı arttıkça Nu sayısının daha çabuk minimuma ulaştığını belirtmiştir. Bu çalışmada akışkanın fiziksel özellikleri sabit alınmıştır, bizim çalışmamızın bu çalışmadan farkı; akışkan fiziksel özelliklerinin sıcaklığa bağlı olarak değişmesi, akış kesitinin daire yerine kare olması ve bu kare kesitli helisin sadece bir yüzeyinin z yönünde sabit hız ve sıcaklıkta hareket ediyor olmasıdır. Akışkanın fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişiminin dikkate alınması ısı transferinde meydana gelebilecek bir takım hataları önleyecektir.

Lin ve Ebadian (1997) dairesel kesitli helisel kanalda gelişmekte olan konvektif ısı transferini standart k- ϵ türbülans modelini kullanarak nümerik çözümlerini yapmıştır. Çözümlerini $25000 < Re < 100000$, $0 < b/2\pi R < 0.6$ hatve aralığı ile $0.025 < a/R < 0.05$ sarım çapı oranı aralığında gerçekleştirmiştir. Hatve, sarım çapı oranı ve Re sayısının efektif ısıl iletkenlik, sıcaklık ve Nu sayısı dağılımına etkilerini incelemiş ve hız, sıcaklık, f, Nu sayılarının tamamen gelişmiş akışa kadar çalkantılı olduğunu, türbülanslı akış ve ısı transferinin aynı anda birlikte geliştiğini belirtmiştir. Duvara yakın bölgelerin çözümünde iki tabakalı eş değer olmayan duvar fonksiyonu modeli kullanılmıştır. Fakat bu model dar kesitli kanallardaki ve yüksek derecede üç boyutlu akışları hassas bir şekilde çözememektedir. Bu gibi durumlarda iki tabakalı bölge modeli kullanılır. Bu modelde tüm bölge en yakın duvara olan mesafeye göre hesaplanan Re_y sayısına bağlı olarak iki ayrı bölgeye ayrılır; birincisi viskozite etkili bölge, diğeri ise tamamen türbülanslı akış bölgesidir. Biz nümerik çözümde bu çalışmadan farklı olarak türbülanslı akışın çözümünü RNG k- ϵ türbülans modelini kullanarak, duvara yakın bölgelerin çözümünü ise iki tabakalı bölge modelini kullanarak yapacağız. Ebadian bu çalışmada hatve (b/R) oranının artmasıyla birlikte yüksek değerlerdeki sıcaklık dağılımlarının akış kesitinin alt bölgesine doğru kaydığını, Nu sayısının tamamen gelişmiş akış öncesi sürekli çalkantılı olduğunu ve bu çalkantıların Re, a/R, b/R sayılarının büyümesi ile artacağını, maksimum Nu değerinin dış duvarda, minimum Nu sayısının iç duvarda olduğunu

duvarda olduğunu ve girişten itibaren aksel yönde ilerledikçe iç duvarda Nu sayısının hızla, dışta yavaş bir şekilde düştüğünü, eğer hatve $b=0$ ise Nu sayısının her akış kesiti için simetrik (merkeze göre) olduğunu, $b/R = 0$ için ise Nu dağılımının asimetrik olduğunu, a/R sarım oranı arttıkça iç duvardaki Nu değişiminin daha sıklaştığını ve dış duvardaki Nu değerlerinin arttığını, Re sayısının artmasıyla Nu_0 değerleri ile dış ve iç duvar arasındaki ΔNu_0 değerlerinin arttığını, Nu_0 değerlerinin yerlerinin Re sayısının artmasıyla değişmeyeceğini, ısı sınır tabakanın hızla gelişmesi sebebiyle girişten itibaren Nu sayısının hızla düştüğünü belirtmiştir.

Lin ve Ebadian (1999) dairesel kesitli helisel kanala girişte türbülans şiddeti I 'nin türbülanslı akış ve ısı transferi gelişimine etkilerini nümerik çözümler yaparak incelemiştir. Nümerik çözümünü standart $k-\epsilon$ türbülans modelini, $10000 < Re < 100000$, $0.02 < Pr < 100$ ve $\%2 < I < \%40$ aralığında kullanarak yapmıştır. Çözümler sonucunda gelişmiş akıştaki k türbülans kinetik enerjisinin girişte verilen I türbülans şiddeti değerinden etkilenmediğini bu etkinin sadece girişten itibaren çok kısa bir mesafe için k , Nu sayısı ve f sürtünme faktörü üzerinde etkili olduğunu göstermiştir. Türbülans kinetik enerjisi k 'nın sadece Re ve Pr sayısına bağlı olduğunu, I türbülans şiddetinin Nu ve f sürtünme katsayısı üzerine etkisinin gelişmiş akışta zayıf olduğunu, Pr sayısının artmasıyla çalkantının azalacağını belirtmiştir. Burada kullanılan Standart $k-\epsilon$ türbülans modeli helis gibi gerilmelerin fazla olduğu akışlarda yetersiz kalmaktadır. Çünkü RNG $k-\epsilon$ türbülans modelinde olduğu gibi, ϵ türbülans disipasyonu korunumu denkleminde gerilmenin etkisini ifade eden R terimi bu modelde yer almamaktadır. Ayrıca bu modelde türbülans Pr sayısı sabit bir değer alınmakta bu da bir takım hatalara sebep olabilir. Halbuki bizim nümerik çözümde kullanacağımız RNG $k-\epsilon$ türbülans modelinde ϵ türbülans kinetik enerjisi disipasyonu denklemlerinde gerilmenin etkisini dikkate alan R terimi bulunmakta ve türbülans Pr sayısı sabit bir değer yerine akışın durumuna göre hesaplanmaktadır. Ayrıca bu model düşük Re sayılarında standart $k-\epsilon$ modeline göre daha hassas sonuçlar elde etmemizi sağlar. Ebadian (1999) bu çalışmasında I türbülans şiddetinin artmasının ikincil akış oluşumunu zayıflattığını ama termal sınır tabaka oluşumunu hızlandırdığını, türbülans şiddetinin çok düşük olması durumunda ise girişte Re ve Pr sayılarına bağlı olarak anormal bir Nu sayısının oluşabileceğini ve bunun ayrıca araştırılması gerektiğini belirtmiştir.

Li v.d. (1999) dairesel kesitli helisel kanalda kritik basınç ve sıcaklığın türbülanslı akış ve ısı transferine etkisini incelemiştir. Nümerik çözümünde RNG $k-\epsilon$ türbülans modelini kullanmıştır. Basınç kritik basınca ($P_{kr}=22.05$ Mpa) ne kadar yakın olursa suyun fiziksel özellikleri o kadar sıcaklığa duyarlı olacak ve değişikliğe uğrayacaktır. Verilen basınçtaki tüm

kritik akışkan sıcaklıkları helise giren akışkan sıcaklığından yüksek olup, sabit helis yüzey sıcaklığından daha düşük sıcaklıktadır ve çözümler Re sayısı 50000 değeri için yapılmıştır. Kritik basınca yakın bölgede çalışıldığında ortalama ve maksimum akış hızlarının arttığı sıcaklıkların ise düştüğü ve akış kesitindeki sıcaklık dağılımının daha üniform olduğu diğer bir ifade ile kritik basınca yaklaştıkça duvar yakınındaki sıcaklık gradyentinin arttığını ayrıca kritik basınca yaklaştıkça h taşınım ısı transfer katsayısının ve f sürtünme faktörünün arttığını belirtmiştir. Kritik basınç gibi kritik sıcaklığın da etkileri araştırılmış ve kritik sıcaklığın üzerindeki sıcaklıklarda h taşınım ısı transfer katsayısı ve f sürtünme faktörü değerlerinin girişten belirli bir mesafe sonra hızla arttığı, kritik sıcaklık bölgesi civarında ise hemen hemen sabit kaldığı belirtilmiştir. Ayrıca kritik noktaya yaklaştıkça efektif vizkozitenin azaldığını göstermiştir.

Guo v.d. (1998) deneyler çalışmaları yardımıyla ikincil akış, akış çalkantıları ile ikincil akış arasındaki ilişkiyi inceleyerek, lokal ve ortalama taşınım ısı transfer katsayısı için bağıntılar geliştirmiştir. Yüksek Re sayılarında helisel kanaldaki ikincil akışın ısı transferi artışına katkısının termal sınır tabakanın incilmesi sebebiyle azaldığını, kesit boyunca maksimum h taşınım ısı transfer katsayısı değerinin dış duvarda, minimum değerin ise iç duvarda oluştuğunu, Re ve Pr sayılarının artmasıyla dış duvardaki Nu değerinin arttığını, çalkantıların tek fazlı türbülanslı akışta ısı transferini, Re sayısının artmasıyla düşük frekanslı olmaları şartıyla artırdığını belirtmiştir.

Yang ve Ebadian (1996) dairesel kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta ısı transferini incelemiştir. Standart $k-\epsilon$ türbülans modeli ile türbülanslı akış momentum denklemlerini çözdürmüş ve çözüm esnasında kesiti radyal ve açısız doğrultuda eşit büyüklükte 62×62 parçaya ayırmıştır. Bu değerin üzerinde parçalara ayırma işlemi yapıldığında sonuçlarda önemli bir değişiklik olmadığını en uygun sayının bu olduğunu belirtmiştir. Bizim nümerik çözümümüzde kare şeklindeki akış kesiti duvarlarına yakın bölgeler sık, kesit ortalarına doğru gittikçe seyrekleşen (bkz. şekil 7.2) ve ortadan karşı kenara doğru tekrar sıklaşan bir yapıda 50×50 adet parçaya bölünmüştür. Çünkü duvarlara yaklaştıkça akış hızı değişimi daha fazla, uzaklaştıkça değişim daha da azalmaktadır. Akış kesiti yine aynı tarzda, 50×50 adetten daha fazla parçalara bölünerek nümerik çözümleri yapılmış ve sonuçlarda önemli bir değişikliğin olmadığı saptanmıştır. Bu andan itibaren en uygun bölme şeklinin 50×50 olduğu kabul edilerek, bilgisayar çözüm süresi kısaltılmıştır. Yang ve Ebadian bu çalışmalarında hatvenin artmasıyla sıcaklık dağılımının asimetrikleştiğini, Pr sayısı arttıkça sıcaklık dağılımlarının daha üniform olduğunu, laminar akışın aksine hatve oranının (b/R) ısı transferi üzerine

etkisinin Pr sayısı arttıkça azalacağını, hatve oranı arttıkça üst bölgedeki vorteks genişlerken alt bölgedekinin daraldığını, torsiyon bir dönme kuvveti olduğundan dönme akışına sebep olacağını, bunun teğetsel hızı vorteksin birinde azaltırken diğerinde artıracağını, sıcaklık dağılımının hatve oranının artmasıyla birlikte saat yönünde döneceğini, $Re=20000$ civarında torsiyonun Nu sayısına önemli bir etkisinin olmadığını ($0 < b/R < 1$ aralığında) ama $Re > 50000$ olması durumunda hava gibi düşük Pr sayılı akışkanlar için hatve oranı b/R 'nin Nu sayısı üzerine etkisi olduğunu belirtmiştir.

Shaukat (2000) dairesel kesitli helisel kanallarda Newtonien akışkanların laminar ve türbülanslı akışlarında basınç düşüşlerini deneysel olarak incelemiş ve bunlara ait bağıntılar geliştirmiştir. Ali, deneyleri sonucunda heliste dört ayrı akış rejimi olduğunu belirtmiştir. Birinci rejim $Re < 500$ laminar rejimdir, bu rejimde ikincil akışın basınç düşüşü üzerine etkisi ihmal edilebilir mertebededir. İkinci rejim ise $500 < Re < 3000$ aralığındadır. Bu rejimde Re sayısının artması ile birlikte ikincil akışın şiddeti artmasına rağmen eksenel hızın basınç düşüşü (akış direnci) üzerine etkisi ikincil akışa göre daha da artmaktadır. $Re > 2100$ olduğunda düz kanallarda türbülanslı akış başlarken helisel kanalda laminar akış devam etmektedir. $3000 < Re < 10000$ aralığında üçüncü akış rejimi başlar. Bu bölgede laminar ve türbülanslı akış bir arada olduğundan geçiş bölgesi olarak adlandırılır. $Re > 10000$ durumunda ise akış tamamen türbülanslıdır. Basınç düşüşü ΔP 'ye ait üç adet boyutsuz sayı cinsinden yeni bir bağıntı geliştirilmiştir, bu bağıntı ρ , μ , V , d , R , b , L parametrelerine bağlıdır. Burada L kanal uzunluğudur.

Guo v.d. (2000) dairesel kesitli helisel kanalda tek fazlı su ve iki fazlı su-buhar akışında basınç düşüşlerini 3-3,5 MPa aralığında deneysel incelemiştir. Tek fazlı akışta helis eksenel açısının basınç düşüşü üzerinde ihmal edilebilir bir mertebede etkisinin olduğunu, iki fazlı akışta ise %70'e yakın bir artışa sebep olduğunu belirtmiştir. Ayrıca yüksek Re sayılı tek fazlı akış ile iki fazlı kaynama akışında basınç düşüşü için modifiye edilmiş yeni hassas bağıntılar geliştirmiştir. Bizim çalışmamızda ise kare kesitli heliste atmosferik basınca yakın basınçlarda tek fazlı akışta ısı transferi incelenmiştir.

Rao (1993) dairesel kesitli helisel kanalda türbülanslı akış ve ısı transferini $10000 < Re < 56000$, $10 < R/a < 26$, aralığında su ve değişik konsantrasyonlardaki polimerler ile (viskoelastik) sabit duvar sıcaklığı ve ısı akısı sınır şartlarında deneyler yaparak incelemiştir. Deneyleri sonucunda aynı Re sayısı için polimer konsantrasyonu (elastisite) arttıkça f sürtünme faktörünün azalacağını, aynı polimer konsantrasyonu için ise sarım oranı R/a azaldıkça ikincil akış artacağından f sürtünme faktörünün artacağını belirtmiştir. Viskoelastik akışkanların

akışkanların tamamen gelişmiş termal bölgesinin girişten itibaren minimum f sürtünme katsayısı için $L=400d_h$ civarında başladığını, su için bu değerin $L=30d_h$ olduğunu deneylerle ispatlamıştır. Viskoelastik polimer çözeltilerin konsantrasyonları arttıkça belirli bir limite kadar ısı transferinin azalacağını konsantrasyonun daha da artırılması ile birlikte ısı transferinin artmaya başlayacağını bunun nedeninin ise elastisite (konsantrasyon) artışının türbülans şiddetinin azalmasından dolayı ısı transferini azaltıcı yönde etkisinin, yüksek elastisite sebebiyle veya helis geometrisiyle oluşan ikincil akışın ısı transferini artırıcı yönde etkisine göre daha az olmasıdır. Ayrıca $Nu_{\text{visko elastik}} / Nu_{\text{Newtonien}}$ değerinin sarım oranı (R/a) değeri azaldıkça artacağını belirtmiştir.

2.1.2 Dikdörtgen veya Kare Kesitli Heliste Türbülanslı Akışla İlgili Çalışmalar

Dikdörtgen ve kare kesitli heliste türbülanslı akış ile ısı transferini Butuzow ve Kadambi (1983) deneysel olarak çalışmışlar ve deneysel veriler yardımıyla helisel kanalda türbülanslı akışta Nu sayısının hesabı için yeni bir bağıntı geliştirmişlerdir. Butuzow ve Kadambi'ye ait yazılı kaynaklara ulaşılammış ancak başka bir makaleden onlara ait dikdörtgen kesitli helis için Nu sayısı formülü bulunabilmiştir.

Butuzow ve Kadambi iki adet dikdörtgen kesitli ve bir adet kare kesitli helisel kanalda su ve Freon kullanarak ayrı ayrı deneyler yapmışlar ve deneyleri sonucunda $450 < Re^*(R/d^*)^{0.5} < 7500$ ile $25 < R/d^* < 164$ aralığında geçerli olan $Nu_{\text{Helis}} = Nu_{\text{Düz Kanal}} (0.117 \cdot 10^{-2} \cdot Re^{*0.93} \cdot (R/d^*)^{0.24}$ bağıntısını çıkartmışlardır. Burada d^* dikdörtgen kesitin kısa kenarını, Re^* ise d^* ile hesaplanan Re sayısıdır.

2.2 Laminar Akış

2.2.1 Dairesel Kesitli Heliste Laminar Akışla İlgili Çalışmalar

Dravid v.d. (1971) dairese kesitli helisel kanalda laminar akışta oluşan ikincil akışın ısı transferine etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Çalışmasında iki ana konuya önem vermiştir. Birincisi sıcaklık dağılımının gelişimi ve bu gelişimin çalkantılarla olan ilişkisini belirlemek, ikincisi giriş bölgesinde ısı transfer katsayılarını belirleyebilmek için bağıntılar geliştirmektir. Çalışmasını; $a/R \ll 1$, sabit akışkan özellikleri ve $De > 100$ laminar akış, sabit ısı akısı ve sabit duvar sıcaklığı sınır şartlarında sonlu farklar yöntemini kullanarak gerçekleştirmiştir. Gelişmiş akışa kadar duvar sıcaklığı veya ısı akısındaki çalkantıların birbirine benzer yapıda devam ettiğini ve bunun sebebinin de ikincil akış olduğunu, girişten

çok kısa bir mesafeye kadar olan bölgede sıcaklık dağılımının düz kanallardaki dağılıma benzediğini ve bu bölgedeki ısı transferindeki artışın $De^{1/6}$ ile orantılı olduğunu, eksenel yönde daha da ilerledikçe bu oranın $De^{1/2}$ olduğunu belirtmiştir.

Patankar v.d. (1974) üç boyutlu parabolik akışların çözümü için geliştirmiş oldukları hesaplama yöntemini kullanarak dairesel kesitli helisin girişinden termal ve hidrodinamik yönden gelişmiş bölgeye kadar sıcaklık ve hız dağılımlarını hesaplamıştır. Hesaplarında helis kesitini en uygun şekilde radyal yönde duvar kenarları sık ortalar seyrek şekilde 15, açısız yönde ise eşit aralıklarla 11 parçaya bölerek gerçekleştirmiştir. Dean sayısı artmasıyla birlikte maksimum (pik) hız değerinin dış duvara doğru ilerlediğini, düz kanallara göre heliste ısı transferinin daha fazla olduğunu, sabit ısı akısı şartlarında duvar sıcaklığının termal olarak tamamen gelişmiş bölgeye kadar çalkantılı olduğunu ve bunun sebebinin ise ikincil akış olduğunu, Pr sayısının çalkantı dalga boyu (z/a) oranına önemli etkisinin olmadığını belirtmiştir.

Jansen ve Hoogendorn (1978) dairesel kesitli helisel kanalda $0.1 < a/R < 0.01$, $10 < Pr < 500$, $20 < Re < 4000$ aralığında sabit sıcaklıkta ve sabit ısı akısı sınır şartlarında ısı transferini deneysel ve nümerik çalışmıştır. Çalışmasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferini daha iyi anlayabilmek için akış davranışı ile arasında bağlantı kurmuş amacı yukarıda verilen geniş Pr, a/R ve Re aralıklarında ısı transferi ilişkilerini belirlemektir. Sonuçta tamamen gelişmiş termal bölgede $De < 20$ için Nu sayısı sadece $De^2 Pr$ sayısına $20 < De < 100$ aralığında d/D oranının ihmal edilecek mertebede etkisinin olduğunu ve bu aralıkta ısı transferinin sadece $Re^2 Pr$ sayısına bağlı olduğunu $(De^2 Pr)^{1/2} > 100$ için tamamen gelişmiş termal bölgede Nu sayısının $Pr^{1/6}$ ile orantılı olduğunu, termal giriş bölgesinde Nu sayısının $Pr^{1/3}$ ile orantılı olduğunu, termal giriş bölgesi uzunluğunun daha çok ikincil akışa sebep olan d/D oranına, Re ve Pr sayılarına bağlı olduğunu ve bu uzunluğun düz kanallara göre %20-90 daha kısa olduğunu, sabit T ve ısı akısı sınır şartlarında h taşınım ısı transfer katsayılarını birbiriyle karşılaştırmış ve sınır şartlarının h üzerinde etkisinin az olduğunu ve bu yüzden akışın her iki sınır şartında eş viskoziteli gibi düşünülebileceğini, duvar sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı arasındaki mutlak sıcaklık farkının h taşınım ısı transfer katsayısı üzerinde büyük bir etkisinin olduğunu belirtmiştir.

Kalb ve Seader (1983) sabit duvar sıcaklığındaki dairesel kesitli heliste içinden hava veya helyum gibi gazların aktığı, girişte türbülanslı ve daha ilerde laminar olan ikincil akışın oluştuğu bölgede akışta ısı transferini $R/a=15.5$ için iki tur helis ile deneysel incelemiştir.

Lokal çevresel Nu sayısının bu akışta ikinci helis turu çıkışına kadar (tamamen gelişmiş bölge) kadar arttığını ve $Re < 8600$ için tamamen gelişmiş laminar akışın birinci turda oluştuğunu belirterek gazlar ve su için gelişmiş bölgede Nu sayılarını ± 5.9 hata ile hesaplayan bağıntılar geliştirmiştir.

Futagami ve Aoyama (1988) üniform ısıtılan dairesel kesitli heliste laminar akışta ikincil akışın ısı transferine etkisini nümerik ve deneysel incelemiştir. Geniş Pr sayısı aralığında santrifüj kuvvet, yerçekimi ve sıcaklık farkından oluşan yoğunluk farklarının ve sınır şartlarının ikincil akışa etkileri incelenerek hız, sıcaklık dağılımları, sürtünme faktörleri, taşınım ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. İkincil akışın ısı transferi üzerine etkisini üçe ayırmıştır birincisi santrifüj etki, ikincisi yerçekimi ve sıcaklık farkından oluşan yoğunluk farkı etkisi, üçüncüsü ise karma etki yani her ikisinin bir arada olduğu etkidir. Üçüncü etki için Nu sayısını hesaplayan bir bağıntı geliştirmiştir.

Germano (1989) dairesel kesitli helisel kanalda laminar akış için düzenlemiş Dean denklemlerini modifiye etmiştir. Buna göre helisel kanalda akışın sadece De sayısına bağlı olmayıp aynı zamanda helis hatvesine, sarım çapına ve Re sayısına bağlı olduğunu belirtmiştir. Değişik koordinat sistemleri ile kütle ve momentum korunum denklemlerini düzenlemiştir. Ayrıca Kao'ya (1987) ait helisel kanalda akış denklemlerini modifiye edilmiş akım fonksiyonu terimleri ile basit bir şekle dönüştürerek yeniden düzenlemiştir.

Yang v.d. (1993) dairesel kesitli helisel kanalda laminar akışta torsiyonun taşınım ısı transferine etkisini incelemiştir. Çalışmalarını akışkan fiziksel özelliklerini sabit kabulü ile doğal taşınım etkilerini ihmal ederek ve Patankar'ın SIMPLE çözüm algoritmasını kullanarak yapmıştır. Nümerik çözümleri akış alanını radyal ve açısall yönde birbirine eşit 20×20 ve 80×80 adet parçalara bölerek yapmış ve laminar akış için en uygun parçalamanın 40×40 formunda olması gerektiğini belirtmiştir. Hatvenin artması ile birlikte sıcaklık dağılımının saat yönünde döneceğini ve aynı zamanda izotermal sıcaklık dağılımlarının simetrik yapısının bozulacağını ve bu bozunumların Pr sayısının artmasıyla birlikte artacağını, laminar akışta su gibi yüksek Pr sayılı akışta Nu sayısının hatvenin artmasıyla birlikte gözle görülür bir şekilde azalacağını belirtmiştir.

Lin v.d. (1996) dairesel kesitli helise girişte laminar akış ve ısı transferini $250 < Re < 2000$ aralığında ve suyun sabit fiziksel özellikleri için nümerik metodlarla çözerek daha önceki deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Nümerik çözümde SIMPLEC algoritması kullanılmış ve akış kesiti 500 adet, eksenel yönde de 160 adet eş parçalara bölünmüştür. Toplam eksenel

boy, gelişmiş akışın başladığı yer olarak kabul edilen $3/4$.tur olarak alınmıştır. Literatürdeki daha önceki deneysel verilerle karşılaştırıldığında sürtünme faktöründe % 2 - 9 , ısı transferinde % 0.1 - 16.5 sapma olduğu belirtilmiştir. Nümerik çözümde f sürtünme faktörü için bulunan değerlerin Nu sayısı için bulunan değerlere göre daha gerçeğe (deneylere) yakın olduğu, eksenel yönde ilerledikçe maksimum lokal f sürtünme faktörü ve lokal Nu sayılarının helis dış duvarında yer aldıklarını, sarım oranının f sürtünme faktörüne etkisinin Nu sayısına etkisine benzer olduğunu ve sarım oranı azaldıkça Nu ve f değerlerinin çalkantılarının artacağını , Re sayısı arttıkça f çalkantılarının azaldığını, Nu sayısı çalkantılarının arttığını belirtmiştir. Sonuçta f sürtünme faktörü ve Nu sayılarının helise giriş bölgesinde sürekli değiştiğini, Re sayısı ile hatvenin Nu ve f sayıları üzerinde etkisinin helis sarım oranına göre daha fazla olduğunu, girişten itibaren ikincil akışın şiddetinin arttığını, maksimum hız ve sıcaklık dağılımı oranlarının dış duvara doğru ilerlediğini, maksimum sıcaklık dağılımının ikincil akışa ait iki vorteksin iç bölgesinde olduğunu belirtmiştir.

Xin ve Ebadian (1997) Pr sayısı ve geometrik parametrelerin ısı transfer karakteristiklerine etkilerini üç farklı akışkan (hava, su, etil alkol) için değişik geometrideki helislerle deneyler yaparak incelemiştir. Deneysel verilere göre iki helis turu sonunda duvardaki sıcaklık dağılımının, lineer akışkan sıcaklıkları ile paralel olduğunu ve tüm boyutsuz çevresel sıcaklık dağılımlarının bu noktadan itibaren aynı yapıda olduğunu, Pr ve Dean sayısı yüksek akışlarda çevresel Nu sayılarının değişimlerinin gözle görülür derecede fazla olduğunu belirterek ortalama Nu sayısı için amprik bir bağıntı geliştirmiştir.

Zheng v.d. (2000) taşınım ve ısınımın bir arada olduğu laminar akışta ısı transferini, bu iki ısı transferi mekanizmaları arasındaki ilişkiyi nümerik yünden incelemiştir. Nümerik çözümünü akış alanını açısız ve radyal yönde (46×22) adet eşit parçalara ayırarak ve SIMPLE çözüm algoritmasını kullanarak yapmıştır. Sonuçta, ısınımın eksenel hız, sıcaklık dağılımı üzerine bir etkisinin olmadığını, yerçekimi ve sıcaklık farkından oluşan yoğunluk farkının sıcaklık dağılımına etkisinin hız dağılımına olan etkisinden daha fazla olduğunu, heliste transfer edilen ısı miktarının termal ısınım ile daha da artırılabilceğini, sürtünmenin ısınımdan özellikle gelişmiş akışta etkilenmediğini, Re^2/Gr sayısının azalmasıyla her iki ısı transfer şeklinin bir arada olduğu birleşik ısı transfer kapasitesinin arttığını ve ortalama sürtünme faktörünün azaldığını, hatvenin f sürtünme faktörü ve Nu sayısını artıran yönde bir etkisinin olduğunu, değişik sıcaklık oranlarında Gr değeri sabit tutulduğunda , taşınım ve ısınımın bir arada olması durumunda ΔT arttıkça ($\Delta T = T_s - T_0 / T_0$) f sürtünme faktörü ve Nu sayısı değerleri artar. Sadece taşınım ısı transferinin olduğu durumlarda ısı transferi Gr sayısına bağlı olduğundan

Gr sayısının sabit tutulması taşınım ısı transfer miktarının da sabit kalmasına sebep olur.

Kang v.d. (2000) HFC-134a soğutucu akışkanının dairesel kesitli helis içerisinde yoğunlaşma ısı ve basınç düşüşü karakterlerini deneysel olarak incelemiştir. R134a debisi arttıkça soğutucu akışkan tarafı ısı transfer katsayısı artarken, basınç düşüşünün yavaş yavaş arttığını, soğutma suyu debisinin artmasıyla soğutkan tarafı ısı transfer katsayısının azaldığını belirtmiştir. Ayrıca Nu sayısı için deneysel sonuçlar yardımıyla bağıntılar geliştirilmiştir.

Xin v.d. (1997) tek fazlı su ve iki fazlı hava su akışında helisel kanalın dikey veya yatay olmaları durumunda su ile $210 < Re < 23000$ aralığında deneysel çalışmalar yapmışlardır. Helis geometrisinin, hava ve su karışımı oranlarının basınç düşüşüne etkileri deneyler yapılarak incelenmiştir. Deneysel veriler yardımıyla basınç düşüşü için yeni bir bağıntı geliştirilerek, küçük hidrolik çaplı helislerde karışım oranının etkisinin azalmakta olduğu belirtilmiştir.

Yang v.d. (1995) tamamen gelişmiş laminar akışta taşınım ısı transferine etki eden üç ana parametreyi ; De sayısı, torsiyon ($\bar{\tau} = b/(b^2 + R^2)$) ve Pr sayısını dikkate alarak nümerik çözümler yardımıyla incelemişlerdir. Torsiyonun sıcaklık dağılımını kesitin bir tarafında artırırken diğer tarafında azalttığını, küçük Pr sayılarında torsiyon arttıkça Nu sayısının düşüşünün azalacağını, yüksek Pr sayılarında ise torsiyon arttıkça Nu sayısının da arttığını, Dean sayısı arttıkça ikincil akışın artacağını, dış duvara yakın bölgelerde yüksek değerlerde sıcaklık değişimlerinin olduğunu, sıcaklık dağılımının alt kesitte yüksek, üstte düşük değerlerde olduğunu belirtmiştir.

Tuttle (1990) tamamen gelişmiş laminar akışı korunum denklemlerini polar koordinatlar yerine kartezyen koordinat sistemine göre düzenleyerek torsiyonun ikincil akışa etkisini incelemiştir. Sonuçta burulmanın etkisiyle oluşan Dean hücrelerinin birleşmesinin daha önceden Wang'ın belirttiği gibi birincil dereceden bir etki olduğunu, Germano ve Kao'nun ise bu etkinin yüksek derecede bir etki olduğu sonucunun sadece dairesel olmayan helisler için geçerli olduğunu belirtmiştir.

Wang (1981) sarım oranı ve hatvenin akışa etkisini non-ortogonal helisel koordinat sistemini tanımlayarak göstermiştir. $Re < 40$ olması durumunda hem sarım oranı hem de hatvenin ihmal edilemeyecek mertebede etkilerinin olduğunu, Re sayısı bu değerlerde iken tek bir hücrede sürekli dönen ikincil akışa sebep olduğunu, sarım oranının ise akış miktarını artırdığını, yüksek Re sayılarında ise iki adet sürekli dönen hücreye ve azalan akış miktarına sebep olduğunu göstermiştir.

2.2.2 Dikdörtgen veya Kare Kesitli Heliste Laminar Akışla İlgili Çalışmalar

Thomson v.d. (1998) dikdörtgen kesitli helisel kanallarda laminar akışta ısı transferini nümerik çözüm yaparak incelemişlerdir. Nümerik çözümlerde daha önceden bulunan düşük Dean sayıları için hız dağılımı denklemi kullanılmıştır. Çalışmaları sonucunda torsiyonun artmasıyla sürtünmenin dolayısıyla basınç düşüşlerinin artacağını, ısı transferinin azalacağını belirtmiştir.

Bolinder (1995) kare kesitli helisel kanalda laminar akışı SIMPLEX algoritması ile sonlu hacimler metodunu kullanarak nümerik çözümünü yapmıştır. Akış laminar olduğu için helis kesiti radyal ve eksenel yönde 41×41 adet eşit parçaya bölünerek nümerik çözüm yapılmıştır. Sonuçta hatve akışın simetrikliğini bozup alttaki vorteksi büyütürken, üstteki bölgede maksimum hız değerini artırır. Küçük hatvelerde ise bu etkinin azaldığı belirtilmiştir.

Joseph v.d. (1975), $0.8 < De < 307,8$ aralığında ($De = Re(a/R)^{1/2}$) kare kesitli helisel kanalda kararlı rejimde laminar akışın çözümünü yapmıştır. Bu aralıkta ikincil akışı iki gruba ayırmıştır; birincisi $De < 100$ bölgesindeki akışlardır. Bu akış rejiminde iki adet sürekli dönen vortislerin oluştuğunu, ikinci rejimde $100 < De < 307,8$ ise dört adet vortisin oluştuğunu belirtmiştir. Deneylerinde bu geçiş bölgelerinde basınç düşüşü olduğunu gözlemlemiş ve akış rejimleri için belirlenen sınırların doğruluğunu ispatlamıştır.

Bolinder (1996) dikdörtgen ve kare kesitli laminar akışta çok küçük Re sayılarında ikincil akışa hatvenin etkisinin daha fazla olduğunu, Re sayısının artmasıyla birlikte ikincil akışın, daha çok helisin sarım yarıçapından etkilendiğini, hatve ve sarım yarıçapının ortak etkisinin ise kesitin alt bölgesinde ikincil akışı artırırken üst kısımda küçülmesi ve maksimum hız değerinin dış duvara doğru ilerlemesi olduğunu belirtmişlerdir.

Bolinder ve Sunden (1996), $0 < Re < 510$ ve $0,005 < Pr < 500$ aralığında kare kesitli helisel kanalda laminar akışı ve ısı transferini incelemiştir. Nümerik çözümler yaparak Nu sayısı için yeni bağıntılar geliştirmiştir. Küçük hatveli helislerde akış ve ısı transferinin, hatvesi sıfır olan helisler ile benzer olduğunu göstermiştir.

Thangam ve Hur (1990) kare kesitli helisel kanalda laminar akışı sonlu hacimler metodu ile çözerek hatve ve sarım çapının ikincil akışa etkisini incelemiştir. Santrifüj kuvvetin etkisi ile oluşan ikincil akışın, akış debisini etkilediğini, Dean sayısı arttıkça düşük (genişlik/en) oranlarında (kare kesit gibi) kesit merkezinde iki adet vorteksin oluştuğu, yüksek (genişlik/en) oranlarında (dikdörtgen kesit) ise bir çok dönen hücrelerin olduğunu belirtmiştir. Yüksek

sarım oranlarında (R/a) tek vorteksten iki veya daha fazla vortekse geçişin Dean sayısına ve sarım oranı R/a 'ya bağlı olduğunu fakat düşük sarım oranlı (R/a) helislerde sadece Re sayısına bağlı olduğunu belirtmiştir. Sürtünme faktörünü Dean sayısına bağlı olarak hesaplayan bir bağıntı geliştirerek sonuçlarını mevcut deneysel verilerle karşılaştırmıştır.

Eason v.d. (1994) gelişmekte olan akışta sıcaklık dağılımını bulabilmek için kare kesitli helisel kanallarda laminar akışın nümerik çözümünü Galerkin sonlu elemanlar metodunu kullanarak yapmıştır. Nu sayısının ve sıcaklık dağılımının kesit boyunca değişimini, Pr sayısının sıcaklık dağılımına etkisini incelemiştir. Akışkanın fiziksel özellikleri sıcaklıktan bağımsız kabul edilerek yüzdürücü kuvvet ve yer çekiminin etkisi ihmal edilmiştir. Nümerik çözümler $200 < Re < 1750$ aralığında ve akış kesiti 15×15 adet eş parçaya bölünerek yapılmıştır. Sınır tabaka oluşumunun iç duvarda dış duvara göre daha hızlı olduğunu ve dış duvardaki sınır tabaka kalınlığının daha ince olduğunu, Re sayısı arttıkça akış kesitinin ortasında santrifüj kuvvetden dolayı yüksek basınç bölgesi oluştuğunu ve bu bölgedeki eksenel hızın düştüğünü belirtmiştir. Re sayısı daha da arttıkça yüksek basıncın olduğu bölgelerde ekstradan yeni vorteksler oluşur. Bunun sebebi ise dış duvara yakın bölgelerde eksenel hızın yüksek olmasıdır. Akış kesitinin ortalarında basınç radyal hızın karesi ile artar. Belirli bir Re sayısının (600) üzerine çıkıldığında orta bölgede santrifüj kuvvetin etkisiyle oluşan yüksek basınç bölgesinde durma noktaları oluşur ve bu durma noktasında yeni bir vorteks oluşur. Re sayısı daha da artırıldığında (1250) yeni vorteks kaybolur. Helis girişinden tam gelişmiş termal bölgeye kadar Re ve Pr sayılarının artması; ikincil akışla taşınan ısı miktarının, eksenel akışla taşınan ısı miktarından daha fazla olmasına neden olur. Dış duvarda daha yüksek taşınım ısı transfer katsayılarının olduğunu Re ve Pr sayısı arttıkça transfer olan ısı miktarının arttığı belirtilmiştir. Girişten itibaren eksenel yönde ilerledikçe her bir duvar Nu sayıları arasındaki farkın arttığı, vorteksin olduğu bölgelerde eksenel hız düştüğünden Nu sayısının azaldığı, köşelerde Nu sayılarının düştüğünü, ikincil akışın olduğu bölgelerde arttığını, R/a 'nın küçük değerlerinde Pr sayısının artmasıyla ısı transferindeki artışın azaldığı belirtilmiştir.

Thomson v.d. (2001) dikdörtgen kesitli heliste düşük De sayılarında akışı analitik olarak incelemiş, sürtünme faktörü için analitik bir bağıntı geliştirerek bu bağıntıyı daha önceki nümerik çözümlerden elde edilen bağıntılarla karşılaştırılmıştır. Dikdörtgen kesitli helis ile eliptik kesitli helis hız profillerinin kenar yakınları dışında ikincil dereceye kadar benzer olduğu belirtilmiştir. Düz ve sarılmış kanallar için ortalama hıza bağlı olarak değişen sürtünme faktörü oranları analitik formülleri verilmiş ve bu bağıntıların düşük De sayılarında

daha önceki bağıntılarla benzer sonuçlar verdiği anlaşılmıştır. τ burulmanın f sürtünme faktörü üzerine etkisinin sadece burulmanın eğrisellikten çok büyük $\tau \gg \kappa$ olması durumunda olduğunu ancak burulmanın küçük ve orta ölçekteki değerlerinde hız dağılımını değiştirdiğinden f sürtünme faktörünü etkilemese de ısı transferini etkilediği belirtilmiştir.

2.3 Diğer Çalışmalar

Masliyah ve Nandakumar (1981) kare kesitli bükülmüş kanalda tamamen gelişmiş laminar akışı nümerik olarak incelemiştir. Eksenel hız profilinin girdap hareketinden etkilenmediğini, ikincil akışın duvar yakınında çok büyük önem kazandığını belirtmiştir.

Mori ve Nakayama (1967) sabit yüzey sıcaklığındaki yuvarlak sarılmış kanallarda ısı transferini deneysel ve analitik olarak çalışmış, Nu sayısının kanalın sarımlı olmasından dolayı oluşan ikincil akıştan etkilendiğini belirtmiştir. Ayrıca sabit duvar sıcaklığı sınır şartı ile sabit yüzey akısı sınır şartlarında Nu sayısı hesabı yaklaşımlarının hem türbülanslı hem de laminar akış için aynı olduğunu göstererek Nu sayılarının her iki akış rejimlerinde hesabı için yeni bağıntılar geliştirmiştir.

Mori v.d. (1971) kare kesitli yuvarlak sarılmış bir kanalda laminar akışta sabit ısı akısı sınır şartında ısı transferini deneysel ve analitik olarak çalışmıştır. Santrifüj kuvvetten dolayı oluşan ikincil akışın, sıcaklık dağılımını ve akış alanını büyük derecede etkilediğini göstererek, Nu sayısı için yeni bağıntılar geliştirmiştir.

Şimdiye kadar yapılan çalışmalar daha çok dairesel kesitli helisel kanallarda laminar ve türbülanslı akışta ısı transferi üzerinedir. Kare veya dikdörtgen kesitli helisel kanalda laminar akışta ısı transferi ile ilgili belirli sayıda çalışma olmasına rağmen, türbülanslı akışta ısı transferi üzerine Butuzow ve Kadambi'nin (1983) deneysel çalışması vardır. Bu çalışmada önceki çalışmalardan farklı olarak bir kenarı (iç duvar) z yönünde sabit sıcaklık ve hızda ilerleyen, diğer üç kenarı (alt, üst ve dış duvar) adyabatik (izoleli) ve hareketsiz, kare ve dikdörtgen kesitli helisel kanallarda türbülanslı akışta ısı transferinin deneysel ve nümerik analizi yapılarak bir ilk gerçekleştirilmiştir.

Sayısal çözümler yapılırken helisel kanalın akış kesiti (kare kesit) duvara yakın bölgelerde sık, duvardan uzaklaştıkça ortalara doğru seyrekleşen ve ortadan karşı kenara doğru tekrar sıklaşan 50×50 adet hücreye (ağ) bölünmüş (bknz şekil 7.2), ayrık ve örtülü nümerik çözüm metodu, SIMPLE nümerik çözüm algoritması, PRESTO şaşırtmalı basınç hesap noktaları yöntemi, değişkenlerin yerel değerleri belirlenirken ikincil dereceden enterpolasyon yöntemi,

duvara yakın bölgelerin çözümü için iki tabakalı bölge modeli, türbülanslı akış çözümü için RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır.

Öncelikle tüm kenarları hareketsiz, bir kenarı sabit (iç duvar) sıcaklıkta diğer üç kenarı yalıtımlı (adyabatik) olan kare kesitli helisel kanalda deneyler ve sayısal çözümler yapılmış, sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Daha sonra karenin sabit sıcaklıktaki kenarına sabit hızda hareket sınır şartı, diğer yalıtımlı üç kenarına durgun (hareketsiz) sınır şartı verilerek; diğer bir ifade ile, modellenen yeni helisel kanallı kalibre, plastik boru üretiminde test edilerek sonuçlar sayısal çözümler ile karşılaştırılmıştır.



3. SU SICAKLIĞI ve TAŞINIM KATSAYISININ ISI TRANSFERİ ve SICAKLIK DAĞILIMI ÜZERİNDE ETKİLERİ

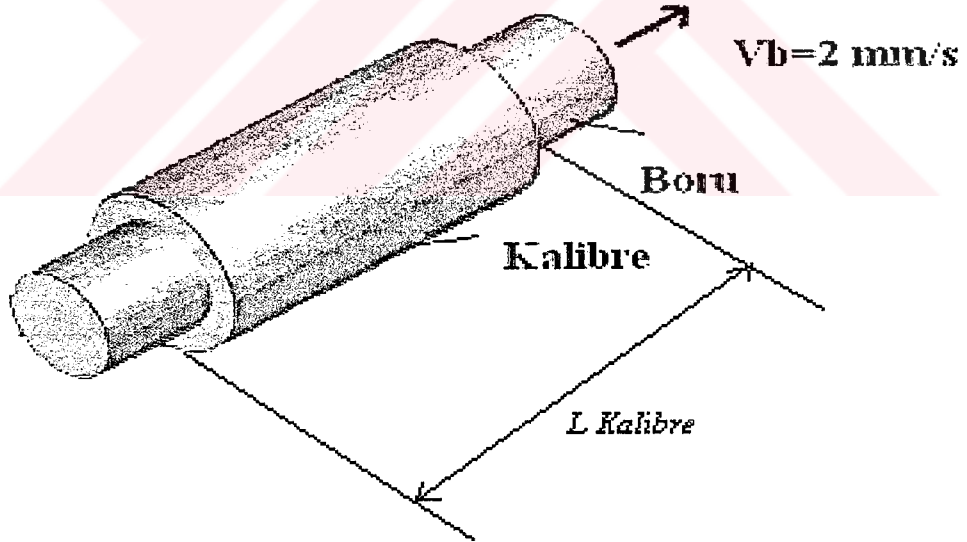
Plastik boruları soğuturken ısı akısını artırabilmek için iki farklı yöntemden biri seçilebilir; birincisi plastik boruyu soğutacak suyun sıcaklığını düşürmek, ikincisi ise taşınım katsayısını artırmaktır.

Problem: 210°C sıcaklıkta soğumak üzere $L_{\text{kalibre}} = 500$ mm uzunluğundaki kalibreye $V_b = 2$ mm/s hızla giren 61.5 mm et kalınlığında ve 1600 mm dış çapındaki polietilen borunun dış yüzeyi ile temas halinde bulunan suyun sıcaklığı sırasıyla 40 °C ve 15 °C olması durumunda plastik borunun et kalınlığı boyunca sıcaklık dağılımı ve ısı geçişinin zamana bağlı değişimi;

$$\rho_{\text{PE}} = 860 \text{ kg/m}^3 \quad C_{p\text{PE}} = 3.4 \text{ kJ/kgK} \quad \lambda_{\text{PE}} = 0.3 \text{ W/mK}$$

a) $h_{\text{ort}} = 500 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ için

b) $h_{\text{ort}} = 2500 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (su hızı artırıldı) için incelensin.

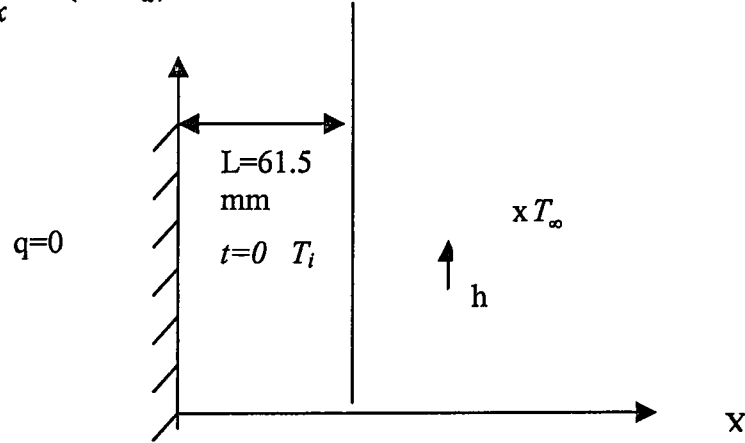


Şekil 3.1 Kalibrede soğutulan polietilen boru

Boru et kalınlığının çapa oranı küçük olduğundan ve boru iç yüzeyinde hava durgun sayılabildiğinden plastik boru düz duvar gibi ve bir kenarı adyabatik kabul edilirse;

$$t=0, x=0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

$$X=L \quad k \frac{\partial T}{\partial x} = h(T - T_{\infty})$$



Şekil 3.2 Polietilen borunun et kalınlığı

Gerekli bağıntılar:

$$\bar{a} = \lambda / \rho C_p \quad (3.1)$$

$$Bi = hL/\lambda = \delta_n \tan \delta_n \quad (3.2)$$

Boru et kalınlığındaki sıcaklık dağılımı;

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = 2 \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\delta_n^2 (\frac{\bar{a} t}{L^2})} \frac{\sin \delta_n \cos(\delta_n x / L)}{\delta_n + \sin \delta_n \cos \delta_n} \quad (3.3)$$

T_i = Borunun $t=0$ anındaki sıcaklığı

T = Borunun belirli bir t anındaki sıcaklığı

Boru dış yüzeyindeki ısı akısı;

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_L \quad (3.4)$$

$$= 2\lambda(T_i - T_{\infty}) \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\delta_n^2 (\frac{\bar{a} t}{L^2})} \frac{\delta_n}{L} \frac{\sin \delta_n \sin \delta_n}{\delta_n + \sin \delta_n \cos \delta_n}$$

$$\begin{aligned}
\frac{Q}{A} &= \int_0^t q \partial t \\
&= 2\lambda(T_i - T_\infty) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\delta_n^2 \left(\frac{a}{L^2}\right)} L^2 \delta_n \sin^2 \delta_n}{-\delta_n^2 \bar{a} L (\delta_n + \sin \delta_n \cos \delta_n)} \\
&= \frac{-2\lambda L(T_i - T_\infty)}{\bar{a}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\delta_n^2 \left(\frac{a}{L^2}\right)} \sin^2 \delta_n}{(\delta_n^2 + \delta_n \sin \delta_n \cos \delta_n)}
\end{aligned} \tag{3.5}$$

$t=0$ ve $t=t$ aralığında integre edilirse;

$$\frac{Q}{A} = \frac{2\lambda L}{\bar{a}} (T_i - T_\infty) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2 \delta_n (1 - e^{-\delta_n^2 (a/L^2)})}{\delta_n^2 + \delta_n \sin \delta_n \cos \delta_n} \tag{3.6}$$

Borunun kalibreden geçiş süresi

$$t = L_{\text{kalibre}} / V_{\text{boru}} = 500 / 2 = 250 \text{ s' de boru kalibreden geçer.}$$

Kalibrede soğutmanın başladığı ilk saniyelerde borudan maksimum seviyede ısı çekilmeli ki üretim hızı artırılabilsin.

$$h = 500 \text{ W/m}^2\text{K} \longrightarrow Bi = hL / \lambda = 500 * 0.0615 / 0.3 = 102.5 = \delta_n \tan \delta_n \text{ (Kökleri Ek 4'de)}$$

$$h = 2500 \text{ W/m}^2\text{K} \longrightarrow Bi = hL / \lambda = 2500 * 0.0615 / 0.3 = 512.5 = \delta_n \tan \delta_n \text{ (Kökleri Ek 4'de)}$$

$$\bar{a}_{PE} = \lambda / \rho C_p = 0.3 / (860 * 3400) = 1.026 * 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$$

Not : Burada kökler (δ_n) radyan cinsindendir.

$$C_n = \sum_{n=1}^k 4 \frac{\sin(\delta_n)}{2\delta_n + \sin(2\delta_n)} \tag{3.7}$$

Bi sayısı için bulunan kökler $C_n \cong 1$ değerini sağlamalıdır.

$$\text{Kökler için bir örnek : } \delta_n = 487.757 \longrightarrow \delta_n \tan \delta_n = 512.509$$

$$\text{Bu denklemin kökleriyle (bknz Ek 4) Bi=512.5 için } C_n = \sum_{n=1}^{156} 4 \frac{\sin(\delta_n)}{2\delta_n + \sin(2\delta_n)} = 0.999 \cong 1$$

sağlanmıştır.

$x=L=61.5\text{mm}$ ve $t=1\text{ s}$ anında $Bi=512.5$ için sıcaklık

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = 4 \sum_{n=1}^{156} e^{-\delta_n^2 (\frac{a t}{L^2})} \frac{\sin \delta_n \cos(\delta_n L / L)}{2\delta_n + \sin(2\delta_n)} = 0.199$$

$T_i=210\text{ C}$, $T_{\infty} = 15\text{ C}$ $h=2500\text{W/m}^2$ için $T=53.805\text{ C}$ $x=L$ 'deki boru dış yüzey 1. s sıcaklığıdır.

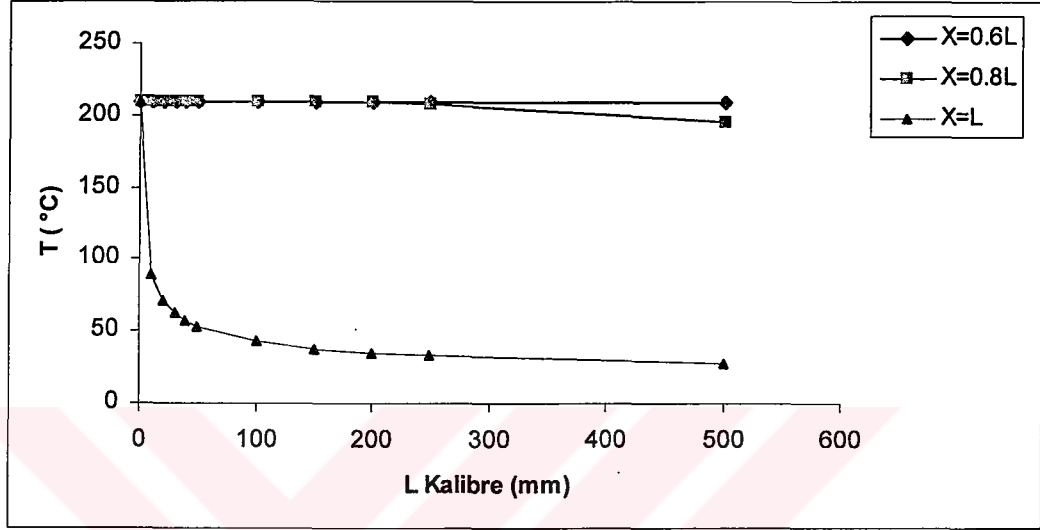
$$\frac{Q}{A} = \frac{2\lambda L}{a} (T_i - T_{\infty}) \sum_{n=1}^{156} \frac{\sin^2 \delta_n (1 - e^{-\delta_n^2 (\frac{a t}{L^2})})}{\delta_n^2 + \delta_n \sin \delta_n \cos \delta_n} = 1.228 * 10^5 \text{ J/m}^2 \quad x=L \text{ 'de } 1 \text{ s 'de transfer olan ısı}$$

akısıdır.

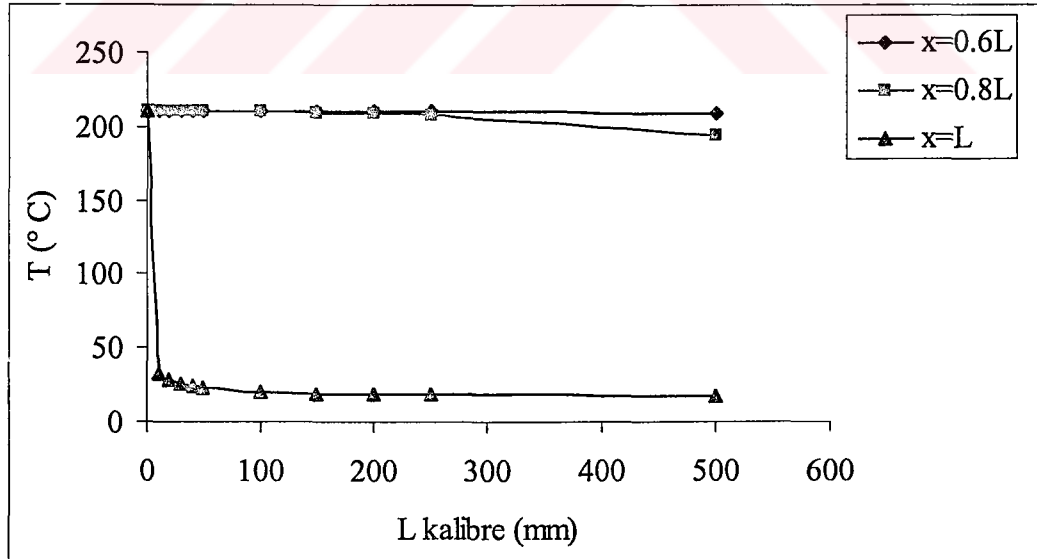
Aşağıdaki grafikler ve tablolar dikkatle incelendiğinde, soğutma suyunun sıcaklığını 40°C 'den 15°C 'ye düşürülmesi sonucunda, aynı ısı taşınım katsayısı için borunun et kalınlığı boyunca sıcaklık dağılımında $X=L$ (boru dış yüzeyi) dışındaki bölgelerin hemen hemen tümünde sıcaklığın 210°C ve civarında olduğu, 40°C su sıcaklığı ve $h=500\text{ W/m}^2\text{K}$ için birinci saniye sonunda boru dış yüzey ($x=L$) sıcaklığının 140°C olduğu, 15°C su sıcaklığı için ise 130°C olduğu anlaşılmaktadır. Su hızının artırılması diğer bir ifade ile daha yüksek ısı taşınım katsayıları ($h=2500\text{ W/m}^2\text{ K}$) için 40°C su sıcaklığında boru dış yüzey sıcaklığı 73°C olurken 15°C su sıcaklığı için ise bu değer 53°C olmaktadır. Buradan anlaşılabileceği gibi soğutma suyunun düşük sıcaklıkta olması ile ilk saniye sonunda boru dış yüzey sıcaklığı 140°C 'den 130°C 'ye ($\Delta T=10^{\circ}\text{C}$) düşürülebilirken, ısı taşınım katsayısının artırılması ile boru dış yüzey sıcaklığı 140°C 'den 73°C 'ye ($\Delta T=67^{\circ}\text{C}$) veya 130°C 'den 53°C 'ye ($\Delta T=77^{\circ}\text{C}$) düşürülebilmektedir. Boru yüzey sıcaklığının gözle görülür mertebelerde düşürülebilmesi için soğutma suyu hızının oldukça yüksek olması yani Bi sayısının oldukça büyük olması gerekir.

İlk saniyelerde transfer edilen toplam ısı miktarları arasında aynı h ısı taşınım katsayısı için soğutma suyunun 40°C ile 15°C olması durumları arasında %14.7 'lik bir farkın olduğu (bknz. Çizelge 3.2) anlaşılmaktadır. Ancak h ısı taşınım katsayısının artırılması durumunda aynı soğutma suyu sıcaklığı için ısı transferinde ilk saniyelerde %111'e varan bir iyileşmenin olduğu çizelge 3.2'den anlaşılmaktadır. Kalibrede soğutma işlemi, en çok üretilen küçük çaplı borularda (20 mm dış çap) kısa bir zaman aralığında gerçekleştiği için (bu çapta bir borunun kalibreden geçiş süresi yaklaşık 2 s'dir) bu ilk saniyelerde gerçekleşen ısı transferi bizim için çok önemlidir. Bu yüzden yukarıda da bahsedildiği gibi akışkan hızını artırmak suretiyle birim zamanda transfer olan ısı miktarını ilk saniyelerde %111 oranında artırılabilir. (Bu problem için).

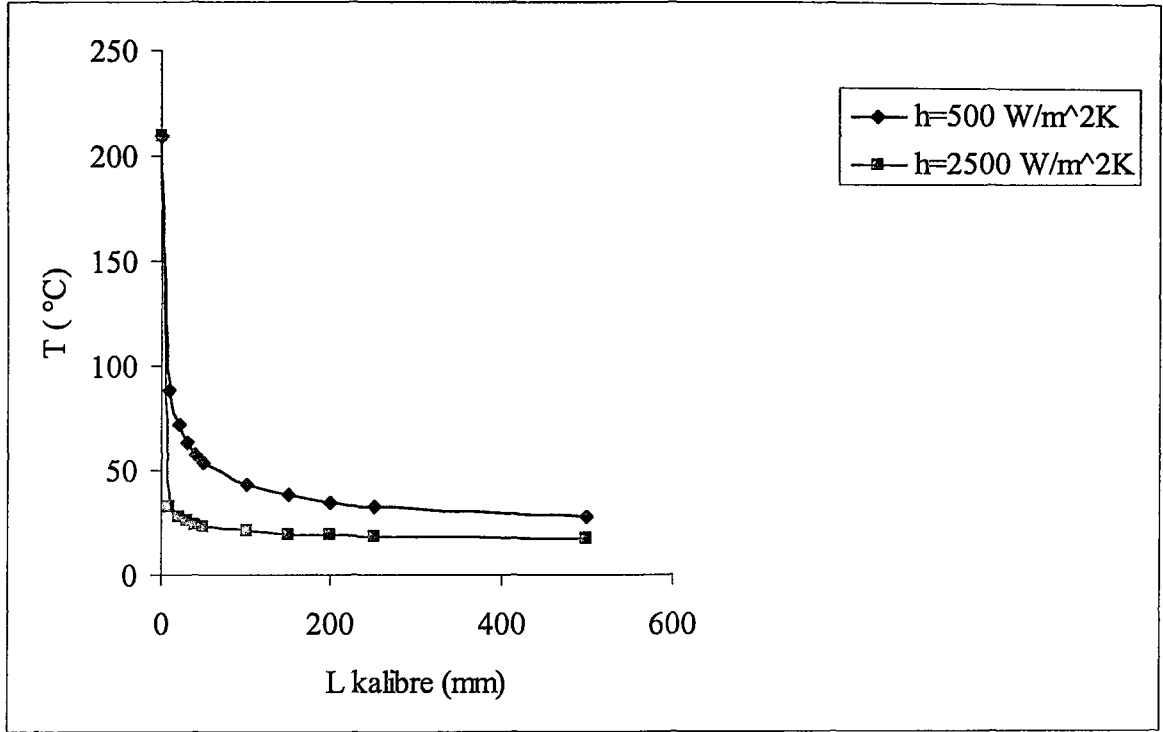
Sonuç olarak suyun 40°C 'den 15°C 'ye soğutulması ile ısı transferinde % 15 mertebelerinde iyileştirme yapmaktansa suyun hızını artırmak suretiyle h taşınım ısı transfer katsayısını $500 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'den $2500 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'ye çıkararak ilk saniyelerde ısı transferinde % 111'e varan bir iyileşme sağlamak daha akılcıdır. Suyu soğutmak oldukça masraflı bir iştir, halbuki suyun hızını artırmak oldukça ekonomik ve verimli bir yöntemdir. Bu yüzden yeni model kurulurken suyun soğutulmasından çok, hızının artırılmasına önem verilecektir.



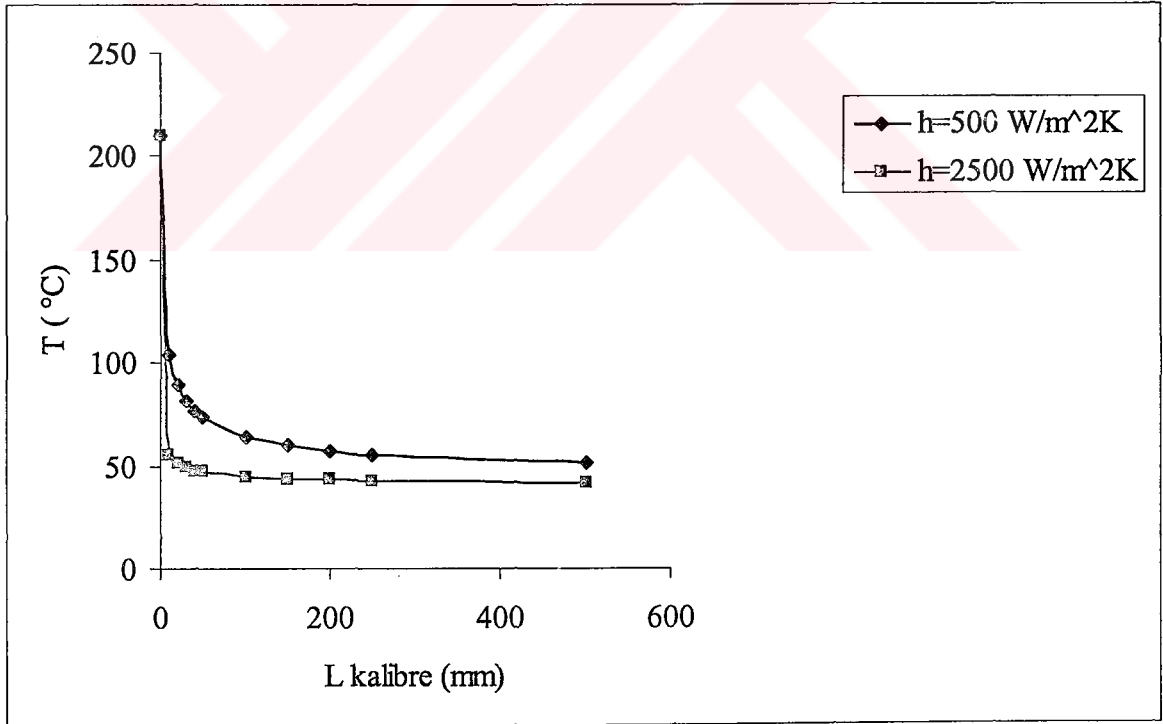
Şekil 3.3 $T_{su}=15^{\circ}\text{C}$ ve $h=500 \text{ W/m}^2\text{K}$ için borudaki sıcaklık dağılımının kalibre boyunca ($V_b=2\text{mm/s}$) değişimi



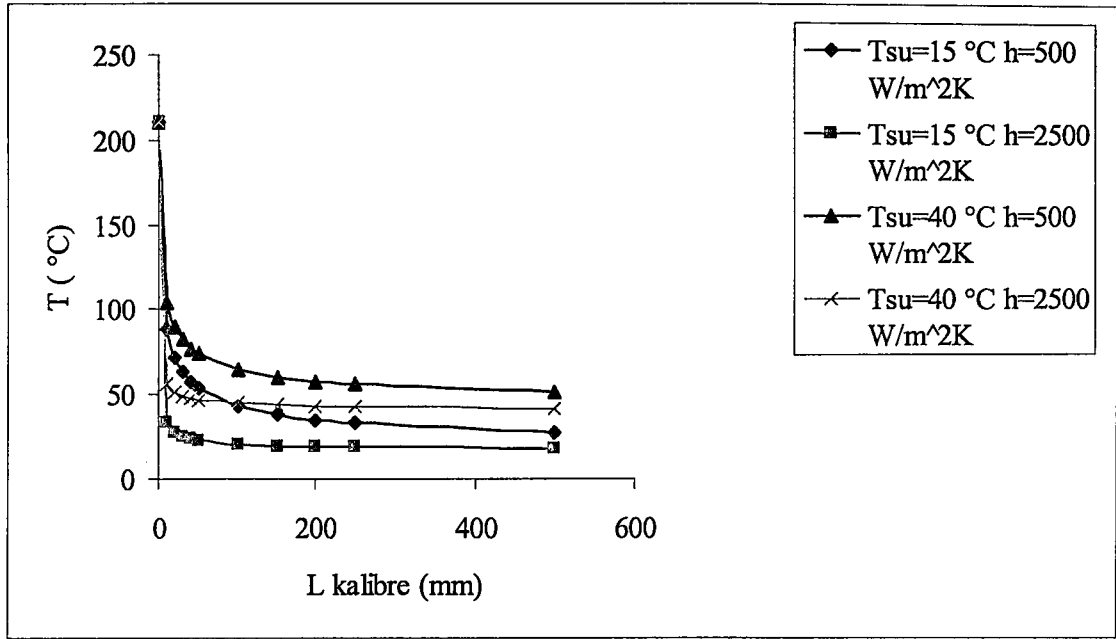
Şekil 3.4 $T_{su}=15^{\circ}\text{C}$ ve $h=2500 \text{ W/m}^2\text{K}$ için borudaki sıcaklık dağılımının kalibre boyunca ($V_b=2\text{mm/s}$) değişimi



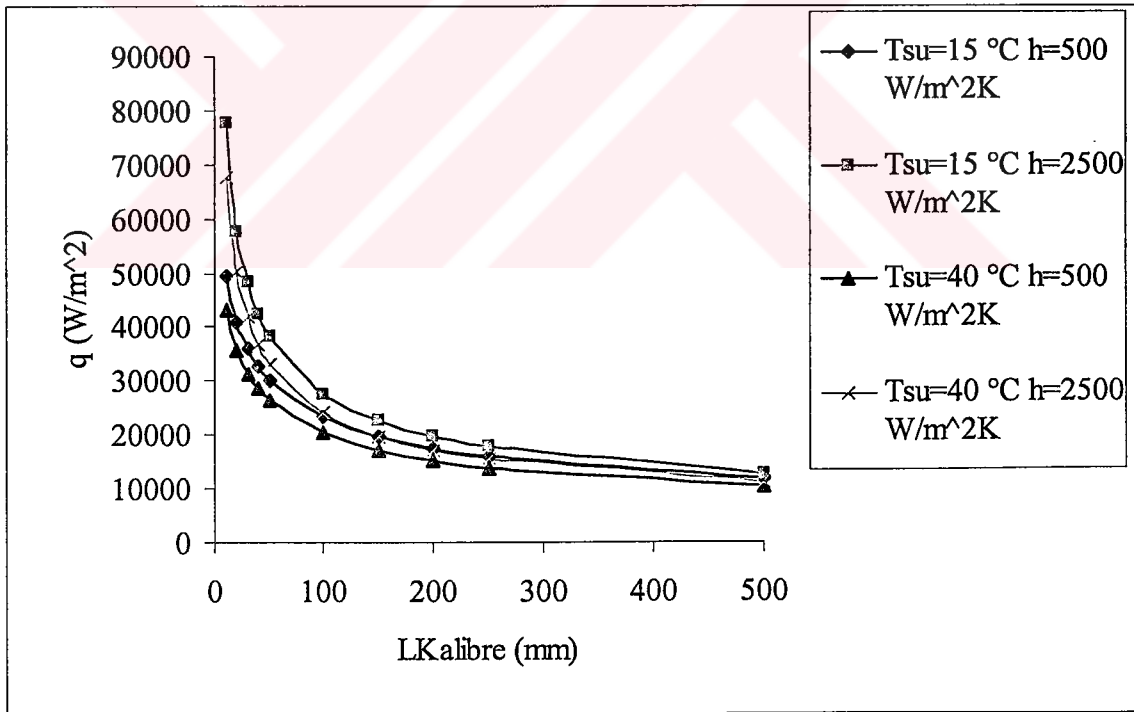
Şekil 3.5 $T_{su}=15^{\circ}\text{C}$ için boru dış yüzey sıcaklığının kalibre girişinden mesafe boyunca ($V_b=2\text{mm/s}$) değişimi



Şekil 3.6 $T_{su}=40^{\circ}\text{C}$ için boru dış yüzey sıcaklığının kalibre girişinden mesafe boyunca ($V_b=2\text{mm/s}$) değişimi



Şekil 3.7 Farklı su sıcaklığı ve ısı taşınım katsayıları için boru dış yüzey sıcaklığının kalibre ($V_b=2\text{ mm/s}$) boyunca değişimi



Şekil 3.8 Farklı su sıcaklığı ve taşınım katsayıları için boru dış yüzeyi ısı akısının kalibre ($V_b=2\text{ mm/s}$) boyunca değişim

Çizelge 3.1 Değişik su sıcaklığı ve ısı taşınım katsayıları için boru dış yüzeyindeki ısı akısı

	Tsu=15°C	Tsu=40°C	Tsu=15°C	Tsu=40°C
	h=500W/m²K	h=500W/m²K	h=2500W/m²K	h=2500W/m²K
t (s)	q (W/m²)	q (W/m²)	q (W/m²)	q (W/m²)
1	66655	58110	140859	122800
2	60049	52350	111265	97000
3	55517	48400	95435	83200
4	52133	45450	85112	74200
5	49415	43080	77679	67720
250	11756	10248	12724	11092

Çizelge 3.2 Değişik su sıcaklığı ve ısı taşınım katsayıları için boru dış yüzeyindeki ısı akısında meydana gelen % iyileşmeler

	h=500W/m²K	h=2500W/m²K	Tsu=15 C	Tsu=40 C
t(s)	%($\frac{T_{15°C} - T_{40°C}}{T_{40°C}}$)	%($\frac{T_{15°C} - T_{40°C}}{T_{40°C}}$)	%($\frac{h_{2500} - h_{500}}{h_{500}}$)	%($\frac{h_{2500} - h_{500}}{h_{500}}$)
1	14,7	14,7	111,3	111,3
2	14,7	14,7	85,3	85,3
3	14,7	14,7	71,9	71,9
4	14,7	14,7	63,3	63,3
5	14,7	14,7	57,2	57,2
250	14,7	14,7	8,2	8,2

Çizelge 3.3 Değişik soğutma suyu sıcaklığı ve h ısı taşınım katsayıları için boru dış yüzey sıcaklığının zamanla değişimi

	$h=500 \text{ Wm}^2\text{K}$	$h=500 \text{ Wm}^2\text{K}$	$h=2500 \text{ Wm}^2\text{K}$	$h=2500 \text{ Wm}^2\text{K}$
t (s)	$T_{su}=15^\circ\text{C}$	$T_{su}=40^\circ\text{C}$	$T_{su}=15^\circ\text{C}$	$T_{su}=40^\circ\text{C}$
1	130.83	140.98	53.805	73.83
2	112.89	125.34	43.275	64.65
3	102.17	115.99	38.205	60.23
4	94.37	109.19	35.28	57.68
5	88.71	104.26	33.135	55.81
250	27.87	51.22	17.53	42.21

4. SAYISAL ÇÖZÜMDE KULLANILACAK HESAPLAMA YÖNTEMLERİ VE YÖNTEM SEÇİMİ

4.1 Sayısal Çözüm Yöntemleri

İki türlü çözüm yöntemi vardır (Fluent Users Guide 1998):

4.1.1 Ayır Ayır Çözüm Yöntemi (Segregated Solver)

Süreklilik, enerji ve momentum denklemlerini ardarda (ayrı ayrı) çözer. Daha çok sıkıştırılamaz ve su gibi çok az şiddette sıkıştırılabilen akışkanların bulunduğu ortamlarda tercih edilir.

İlgili denklemlerin non-lineer ve birbirine bağlı (coupled) olmasından dolayı çözüm için gerekli bir takım iterasyonlar, yakınsak çözüm elde edinceye kadar yapılır. Her iterasyon aşağıdaki basamaklardan oluşur:

1. Akışkan fiziksel özellikleri, bir önceki iterasyondan elde edilen sıcaklık dağılımları yardımıyla yeniden hesaplanarak belirlenir. Eğer hesaba yeni başlanıyor ise akışkanın giriş sıcaklığındaki özellikleri hesaplanır.
2. Sırasıyla x, y, z yönlerindeki u,v,w hız değerlerine ait momentum denklemlerinin herbiri, hız dağılımının güncelleştirilmesi için, o anki basınç (P) ve yüzey kütle akısı (F) değerleri yardımıyla çözülür.
3. İkinci basamakta elde edilen hız değerleri, süreklilik denklemini sağlamıyorsa (yerel olarak) bir 'Poisson' tipi basınç düzeltmesi denklemi, süreklilik ve lineerize edilmiş momentum denklemlerinden türetilir. Bu basınç düzeltme denklemi; hız ve basınç dağılımları için gerekli düzeltmeleri elde etmek ve kütleli debinin, süreklilik denklemini sağlaması için çözülür.
4. Türbülans, enerji, kütle ve radyasyonla ilgili denklemler, daha evvelden güncelleştirilen değişkenlere ait değerler yardımıyla çözülür.
5. Denklemlerin çözümünün yakınsayıp yakınsamadığı kontrol edilir. Eğer yakınsama varsa hesaplama işlemleri (iterasyon) durdurulur, yoksa tekrar başa dönülüp iterasyona devam edilir.

4.1.2 Birarada Çözüm Yöntemi (Coupled Solver)

Süreklilik, momentum, uygun olması durumunda enerji, kütle transferi denklemleri ile eş zamanlı çözülür. Ek bir takım skalar denklemler ardarda çözülür (segregated). Daha çok yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışlarda eş zamanlı enerji, momentum ve süreklilik denklemlerini çözer. İlgili denklemlerin non-lineer olmasından dolayı bir takım iterasyonlar yakınsak sonuç elde edilmeden önce yapılmalıdır. Her bir iterasyon aşağıdaki basamaklardan oluşur:

1. Akışkan özellikleri o anki çözüme göre güncelleştirilir. Başlangıçta ise giriş değerleri kullanılır.
2. Süreklilik, momentum, enerji ve kütle denklemleri eş zamanlı çözülür.
3. Türbülans, radyasyon gibi skalar denklemler daha evvelden güncelleştirilen değişkenlere ait değerler yardımıyla çözülür.
4. Denklem kümelerindeki yakınsamanın olup olmadığı kontrol edilir. Yakınsama varsa iterasyon durdurulur, yoksa tekrar başa dönülür ve iterasyonlara devam edilir.

4.2 Çözücü Lineerleştirme (Ayrıklaştırma) Yöntemleri

Her iki segregated ve coupled çözüm yönteminde, farklı non-lineer denklemler her hücre için bağımlı değişkene ait denklemler sistemi oluşturmak üzere lineerleştirilirler. Sonuçta bulunan lineer sistem, güncelleştirilmiş akış alanı elde etmek için çözülür.

Bu denklemlerin lineerleştirilmesi bağımlı değişkene göre örtülü 'Implicit' veya açık 'Explicit' olarak gerçekleştirilir.

4.2.1 Örtülü 'Implicit' Yöntem

Verilen bir değişkenin, her hücredeki bilinmeyen değerinin; komşu hücrelere ait bilinen ve bilinmeyen değerleri kullanılarak hesap edilmesi yöntemidir. Bununla birlikte her bir bilinmeyen değere ait, sistemde birden fazla denklem ortaya çıkar ve bu denklemler bilinmeyenleri tespit edebilmek için eş zamanlı çözülür.

4.2.2 Açık 'Explicit' Yöntem

Verilen bir değişkenin, her hücredeki bilinmeyen değerinin sadece bilinen değerler yardımıyla bulunmasıdır. Her bir bilinmeyen, sistemde sadece bir tek denklemde yer

alacağından her hücredeki bilinmeyen değerlere ait denklemler bilinmeyen değerin bulunabilmesi için her biri bir an içerisinde çözülür.

‘Segregated Solution’ ayrık çözüm metodu sadece örtülü ‘Implicit’ yöntemiyle lineerize (ayrıklaştırılır) edilir.

Özetle, ‘Segregated Solver’ tek bir değişken dağılımını (örneğin P için), tüm hücreleri aynı anda dikkate alarak çözer. Daha sonra diğer değişkene ait sıcaklık (T) dağılımını aynı anda tüm hücreleri ele alarak çözer. Daha sonra diğer bir değişkeni de aynı şekilde çözerek devam eder.

‘Coupled Solver’ da ise her iki (Implicit ve Explicit) yöntem kullanılabilir. Sadece Türbülans, Radyasyon gibi ek skaler denklemler örtülü ‘Implicit’ olarak ‘Segregated Solver’ yöntemi ile çözülür. Diğer ‘Coupled Solver’ yöntemiyle çözülmesi istenen denklemler bu yöntem ile çözülür.

‘Coupled Implicit’ yaklaşımı, tüm değişkenleri (P,u,v,w,T) tüm hücrelerde aynı anda çözer.

‘Coupled Explicit’ yaklaşımı tüm değişkenleri (P,u,v,w,T) bir hücrede bir anda çözer.

Biz çözümümüzde akışımız sıkıştırılmaz ve düşük hızda olduğundan segregated çözümü seçiyoruz. ‘Segregated Solver’ seçildiğinde denklemler sadece örtülü olarak lineerleştirilebildiğinden ‘Implicit’ metodu seçilir.

4.3 Korunum Denklemlerinin Cebirsel Denklemlere Dönüşümü

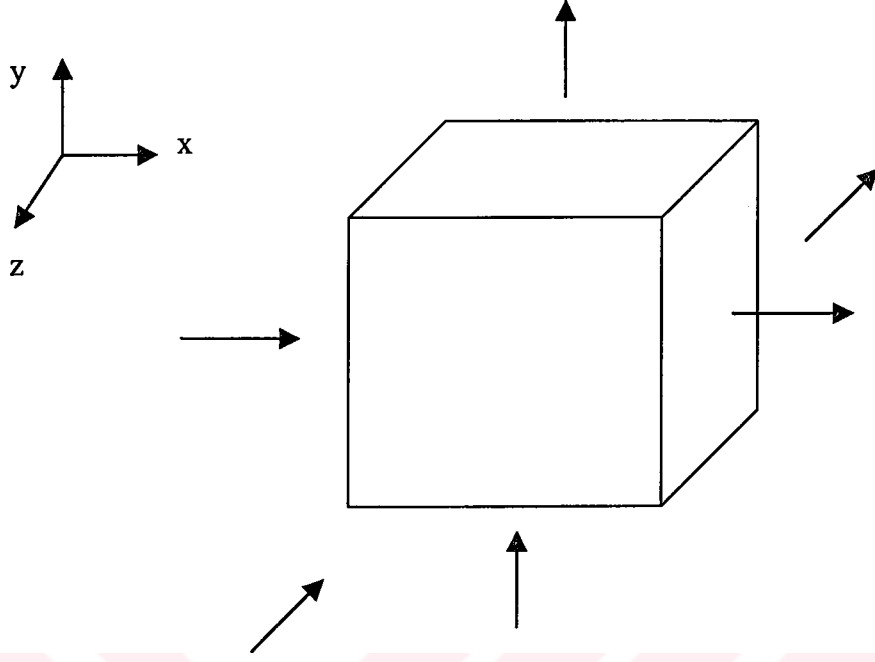
FLUENT kontrol hacim formülasyonunu kullanarak denklemleri, nümerik olarak çözülebilen cebirsel denklemlere dönüştürür. Bu teknik ilgili denklemleri her bir kontrol hacminde integre ederek toplam kontrol hacmindeki her bir değişkenin korunduğu (örn:kütlenin) farklı denklemler oluşturmak suretiyle çözüme ulaşır.

Cebirsel denkleme dönüşüm işlemi, taşınan ϕ (kütle için 1, momentum için hız vektörü, enerji için ise toplam enerjidir) skaler değerinin kararlı halde korunumu denklemi yardımıyla gerçekleştirilir. Belirli bir kontrol hacmi için;

$$\oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_{\phi} dV \quad (4.1)$$

Yukarıdaki (4.1) korunum denkleminde Γ_{ϕ} difüzyon katsayısı olup, birim hacim için üretim

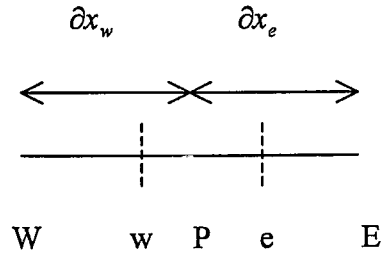
olmaksızın ($S_\phi=0$) yeniden yazılacak olursa;



Şekil 4.1 Kontrol hacminin şematik gösterimi

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \quad (4.2)$$

Bu denklem tek boyutlu olarak ele alınırsa, e-w sınırları arasında :



Şekil 4.2 Tek boyutlu sayısal çözümde düğüm noktaları

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \quad (4.3)$$

yazılabilir.

$$\phi_e = \frac{1}{2}(\phi_E + \phi_P) \quad \phi_w = \frac{1}{2}(\phi_W + \phi_P) \quad (4.4)$$

Bunlar yukarıdaki denklemde yerine koyulursa:

$$\frac{1}{2}(\phi_E + \phi_P)(\rho u)_e - \frac{1}{2}(\phi_W + \phi_P)(\rho u)_w = \Gamma_e \frac{(\phi_E - \phi_P)}{(\partial x)_e} - \Gamma_w \frac{(\phi_P - \phi_W)}{(\partial x)_w} \quad (4.5)$$

elde edilir. Düğüm noktalarında bağımlı değişkenin değerleri cinsinden denklem,

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W \quad (4.6)$$

şeklini alır. Burada

$$a_E = \frac{\Gamma_e}{(\partial x)_e} - \frac{1}{2}(\rho u)_e \quad (4.7)$$

$$a_W = \frac{\Gamma_w}{(\partial x)_w} - \frac{1}{2}(\rho u)_w \quad (4.8)$$

$$a_P = \frac{\Gamma_e}{(\partial x)_e} + \frac{\Gamma_w}{(\partial x)_w} + (\rho u)_e - (\rho u)_w = a_E + a_W + F_e - F_w \quad (4.9)$$

anlamındadır.

$$\text{Kütlesel akı ; } F = \rho u \quad (4.10)$$

Süreklilik denkleminde $F_e - F_w = 0$ olduğundan $a_P = a_E + a_W$ şeklinde yazılabilir.

Üretimi de dikkate alarak genelleme yapılırsa (nb:komşu düğüm noktası):

$$a_P \phi_P = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (4.11)$$

Üç boyutlu durum için ise

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_T \phi_T + a_B \phi_B + b \quad (4.12)$$

Bu denklemin geçerli olabilmesi için, dört ana kuralın sağlanması gerekir.

1. Bir yüzey iki ayrı hacme ait bir yüzey ise bu yüzeyden olan akı iki hacim için de lineer denklemlerde (korunum) aynı gösterilmelidir.
2. a_p ve a_{nb} değerleri daima pozitif olmalıdır.
3. $\bar{S} = S_C + S_p T_p$ üretim ifadesindeki S_p değeri daima sıfırdan küçük veya sıfıra eşit olmalıdır.
4. $a_p = \sum a_{nb}$ eşitliği daima sağlanmalıdır. Yani bağımlı değişken ϕ , örneğin T sıcaklık değeri c kadar artırılsa da diferansiyel denklemi sağlamalıdır.

4.3.1 Momentumun Korunumu Denkleminin Lineerleştirilmesi

Momentumun i yönündeki korunumu denklemi birim hacim için ;

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + \bar{F}_i \quad (4.13)$$

Burada τ_{ij} kayma gerilmesi;

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (4.14)$$

Yerçekimi ihmal edilir ve sürekli rejimde tüm hacim için momentum denklemi ;

$$\oint \rho v v dA = -\oint P I dA + \oint \tau dA + \oint \bar{F} dV \quad (4.15)$$

Yukarıdaki momentum denklemindeki son terim (gözenekli ortam, faz değişimi etkileri gibi) ihmal edilerek lineerleştirme işlemi bölüm 4.3'de anlatıldığı gibi gerçekleştirilirse;

$$\oint \rho v v dA = -\oint P I dA + \oint \Gamma_\phi \nabla v \cdot dA \quad (4.16)$$

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + b + (P_p - P_e) A_e \quad (4.17)$$

Gerçek basıncı P ile, tahmini basıncı P^* ile ve basınç düzeltmesini P' ile gösterirsek

$$P = P^* + P' \quad (4.18)$$

Hız ise aşağıdaki gibi gösterilir;

$$u = u^* + u' \quad (4.19)$$

$$a_e(u_e^* + u_e') = \sum a_{nb}(u_{nb}^* + u_{nb}') + \bar{b} + ((P_P^* + P_P') - (P_E^* + P_E'))A_e \quad (4.20)$$

$$\bar{b} = S_C + a_P^0 \phi^0 = 0 \text{ (üretim yok ve kararlı rejim)} \quad (4.21)$$

$$a_e u_e' = \sum a_{nb} u_{nb}' + (P_P' - P_E')A_e \quad (4.22)$$

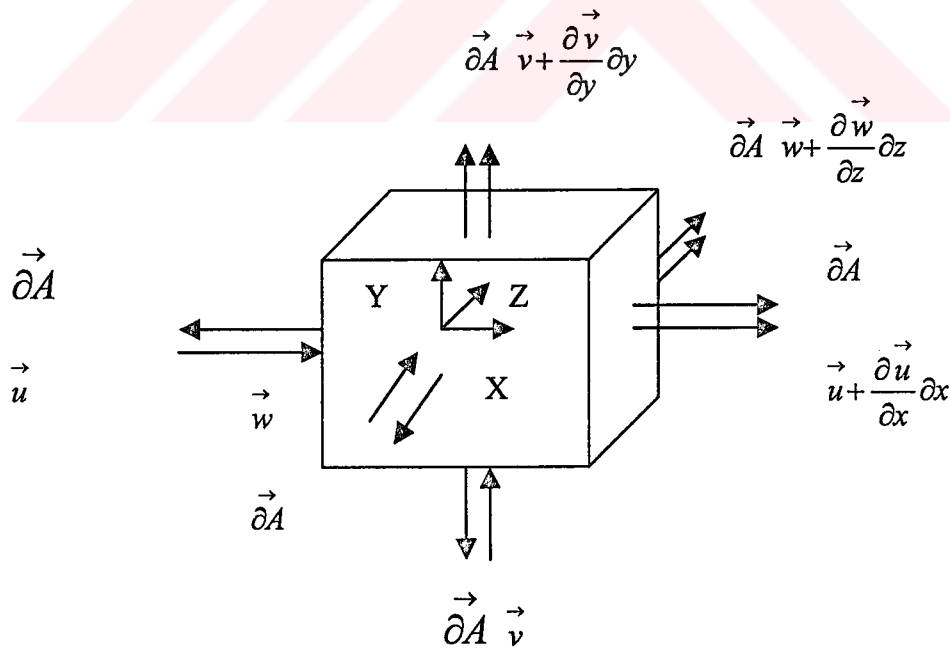
Burada $\sum a_{nb} u_{nb}'$ terimini ihmal edersek

$$a_e u_e' = (P_P' - P_E')A_e \rightarrow u_e' = \frac{A_e}{a_e}(P_P' - P_E') = d_e(P_P' - P_E') \quad (4.23)$$

$$d_e = \frac{A_e}{a_e} \quad (4.24)$$

$$u_e = u_e^* + d_e(P_P' - P_E') \quad (4.25)$$

4.3.2 Süreklilik Denkleminin Lineerleştirilmesi



Şekil 4.3 Kontrol hacminde kütlenin korunumu

$$\sum_f^{N_{yüzey}} J_f = 0 \rightarrow J_f = \rho V_n A_f \rightarrow \sum_f^{N_{yüzey}} \rho V_n A_f = 0 \quad (4.26)$$

$$J_f = \rho u A_f \quad (4.27)$$

$$u = u^* + u' \rightarrow J_f = \rho u^* A_f + \rho u' A_f \quad (4.28)$$

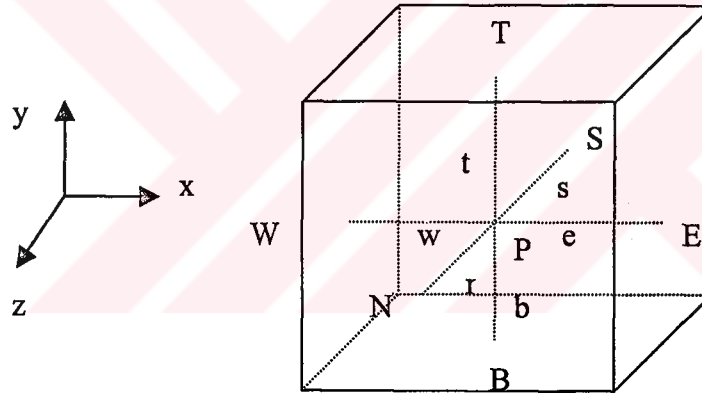
SIMPLE metodunu uygularsak

$$u' = d_f (P'_P - P'_E) \rightarrow J_f = J^* + d_f (P'_P - P'_E) \quad (4.29)$$

$$J_f = J^* + J' \quad (4.30)$$

$$d_f = \frac{\rho A_f^2}{a_P} \quad (4.31)$$

Üç Boyutlu Akış İçin



Şekil 4.4 Üç boyutlu akış hücresinin şematik gösterimi

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0) dx dy dz}{dt} + [(\rho u)_e - (\rho u)_w] dy dz + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] dx dz + [(\rho w)_t - (\rho w)_b] dx dy = 0 \quad (4.32)$$

$u = u^* + u' = u^* + d_e (P'_P - P'_E)$ denklemde yerine konursa:

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_W P'_W + a_S P'_S + a_T P'_T + a_B P'_B + b \quad (4.33)$$

$$b = \frac{(\rho_P^0 - \rho_P) dx dy dz}{dt} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] dy dz + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] dx dz + [(\rho w^*)_b - (\rho w^*)_t] dy dx \quad (4.34)$$

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \Delta z \quad (4.35)$$

4.4 Akış Alanı Hesaplarken Karşılaşılan Sorunlar

4.4.1 Zigzag Basınç Dağılımı

$$P_w - P_e = \frac{P_w + P_p}{2} - \frac{P_e + P_p}{2} = \frac{P_w - P_e}{2} \quad (4.36)$$

Yukarıdaki denklemden anlaşılacağı gibi momentumun korunumu denklemindeki basınç farkı ana noktalar arasındaki $(P_w - P_e)$ basınç farkı ile orantılıdır.

$$\frac{(500) \quad (100) \quad (500) \quad (100) \quad (500) \quad (100)}{\quad}$$

Şekil 4.5 Zigzag Basınç Dağılımı

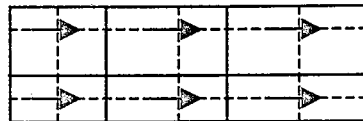
Şekil 4.5'deki üniform olmayan zigzag basınç dağılımı ana noktalar arası farkın sıfır olmasından dolayı üniform gibi anlaşılabilir bu da yanlış çözüme sebep olur.

4.4.2 Zigzag Hız Dağılımı

Yukarıdaki zigzag basınç dağılımında olduğu gibi hızların dağılımı da dalgalı olabilmekte bu da süreklilik denklemindeki hız farkının üniform gibi anlaşılmasına sebep olabilir.

4.5 'PRESTO' Şaşırtmalı Hesap Noktaları Yöntemi

Bu tür karşılaşılan zorlukları yenebilmek için, tüm değişkenleri aynı nokta üzerinde hesaplamak şart değildir. Her bir bağımlı değişken farklı düğüm noktalarında (gridlerde) çözülebilir. Bu yöntem özellikle hız dağılımı hesabında kullanılabilir. Şaşırtmalı hesap noktaları yönteminde hız bileşenleri kontrol hacminin yüzeyleri üzerindeki noktalar için hesaplanır. Ana noktalar ise bu noktaların arasındaki bölgededir.



Şekil 4.6 Şaşırtmalı Hesap Noktaları

Hızlar ok işaretlerinde hesaplanırken kesik çizgiler kontrol hacmi yüzeylerini, düz çizgilerin kesiştiği köşeler ise ana noktaları gösterir. Hızlar daima bir sonraki iki noktanın tam ortasında olup olmamasına bakılmaksızın kontrol hacmi yüzeyi üzerinde hesaplanırlar.

Bu yöntemi kullanmakla dalgalı hız dağılımlarında komşu iki hız farkının sıfır çıkarak yanlışlıkla süreklilik denklemi sağlaması gibi hatalı sonuçların önüne geçilir ve gerçek hız dağılımları ile süreklilik denklemi sağlanır. Ayrıca bu yöntem komşu iki nokta arasındaki basınç farkının bu iki nokta arasındaki hız bileşenleri için gerçek sürüklenme kuvvetleri olarak ele alınmasını sağlayarak zigzag basınç dağılımlarında ortaya çıkabilecek yanlış sonuçları da önler.

4.6 Enterpolasyon Yöntemleri

FLUENT herbir hücre merkezi için farklı skaler ϕ değerleri kaydeder. Yüzeye ait ϕ_f değerleri denklem (4.11) için gereklidir. Bu değer merkez değerlerinden enterpolasyon edilerek bulunur.

Enterpolasyonun anlamı ϕ_f değerinin, hücrenin normal yöndeki komşu hücrelerindeki değerlerden faydalanılarak bulunmasıdır.

Dört çeşit enterpolasyon yöntemi vardır:

1. Birinci dereceden 'First Order' enterpolasyon yöntemi
2. Üssel 'Power Law' enterpolasyon yöntemi
3. İkinci dereceden 'Second Order' enterpolasyon yöntemi
4. Hızlı 'Quick' enterpolasyon yöntemi

Bu çalışmada ikincil enterpolasyon yöntemi tercih edilmiş olup bu yöntem aşağıda detaylı olarak anlatılmıştır.

4.6.1 İkinci Dereceden 'Second Order' Enterpolasyon Yöntemi

Bu yöntemde hücre yüzeyindeki değişkenler, çok boyutlu lineer yeniden yapılandırma yaklaşımı kullanılarak çözülür. Yüzey değerleri ϕ_f Taylor serisi yardımıyla ;

$$\phi_f = \phi + \nabla \phi \Delta S \quad (4.37)$$

$$\nabla \phi = \frac{1}{V} \sum_f^{N_{faces}} \phi_f \cdot A_f \quad (4.38)$$

İkincil enterpolasyon yöntemi yüksek derecede güvenilirlik sağlar. Burada ΔS bir önceki hücre merkezi ile bundan bir sonraki hücre yüzey merkezi arasındaki yer değişim vektörü, $\nabla \phi$ ise ikisi arasındaki ϕ 'nin değişim miktarıdır.

4.7 İterasyon Yapılırken Kullanılacak Düzeltme 'URF' (Under Relaxation Factor)

Katsayısının Tanımlanması

Denklemlerin non lineerliğinden dolayı ϕ değişimi kontrol edilmelidir. Bu da 'URF' ile olur.

$$\phi = \phi_{eski} + \alpha \Delta \phi \quad (4.39)$$

$$\Delta \phi = \phi \text{ değerindeki hesaplanan değişim miktarı} \quad (4.40)$$

$$u = \alpha u^* + u' \quad (4.41)$$

$$P = P^* + \alpha P' \quad (4.42)$$

4.8 SIMPLE Metodu ile Momentum, Süreklilik ve Diğer Skalerlere ait Denklemlerin Çözüm Algoritması

1. Öncelikle tahmini basınç P^* değerleri belirlenir .

2. Bu tahmini P^* dağılımına göre $a_p u_p^* = a_{nb} u_{nb}^* + (P_p^* - P_E^*)$ denkleminde tahmini hız u^*, v^*, w^* (üç boyutlu akış için) değerleri bulunur.

3. Bulunan u^*, v^*, w^* değerleri ile süreklilik denklemindeki (denklem 4.33) P' basınç düzeltme değerleri hesaplanır.

$$4. P = P^* + \alpha P' \quad (4.43)$$

Denklem (4.43)'den gerçek P değeri hesaplanır.

$$5. u_e = \alpha u_e^* + d_e (P_p' - P_E') \quad (4.44)$$

Denklem (4.44)'den u, v, w gerçek hız değerleri hesaplanır.

6. Eğer türbülanslı akış söz konusu ise hesaplanan u, v, w yardımıyla türbülans denklemleri

çözülür.

7. Sıcaklık, konsantrasyon, kimyasal, radyasyon, gibi diğer ϕ skalerlere ait denklemler de yukarıda bulunan değerler kullanılarak aynı yöntemle çözülür.

8. Eğer akışkan özellikleri sıcaklığa bağlı olarak değişim gösteriyor ise bulunan sıcaklık dağılımına göre akışkan özellikleri de güncelleştirilir.

9. Yakınsama olup olmadığını anlamak için R artık değerleri hesaplanır ve bulunan R değeri kritik R artık değerinden küçük ise yakınsama gerçekleşmiştir iterasyon durdurulur, büyük ise iterasyona yakınsama gerçekleşinceye kadar devam edilir. Bir sonraki iterasyona başlarken en son hesaplanmış olduğumuz P değerini başlayacağımız iterasyon için P^* değeri olarak kabul edip tekrar aynı işlemlere 2 nolu sıradan itibaren yakınsama oluncaya kadar devam edilir.

4.9 Ayrı Ayrı Çözücü ‘Segregated Solver’ İçin Artık R ‘Residual’ Değerinin Tanımı

Bir P hücresindeki ϕ değerinin korunumu :

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (4.45)$$

$$S = S_c + S_p \phi \quad (4.46)$$

$$a_p = \sum_{nb} a_{nb} - S_p \quad (4.47)$$

(4.45) denklemindeki eşitliğin sağlanması gerekir, ancak iterasyon esnasında ilgili denklemin sağ ve sol tarafında farklı değerler elde edilebilir ve bu iki taraf arasındaki farkın tüm P hücreleri boyunca olan toplam değerine ϕ değişkeninin artık R^ϕ değeri adı verilir.

$$R^\phi = \sum_{P_{\text{hücreleri}}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right| \quad (4.48)$$

Bu formüldeki artık ‘Residual’ değeri ile yakınsamanın olup olmadığını anlamak zordur, çünkü bir boyutsuzlaştırma yapılmamıştır.

FLUENT programında boyutsuz artık değeri ‘Residual’ aşağıdaki şekilde bulunur:

$$R^\phi = \frac{\sum_{P_{\text{hücreleri}}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right|}{\sum_{P_{\text{hücreleri}}} |a_p \phi_p|} \quad (4.49)$$

Momentum denklemlerinde paydadaki $a_P \phi_P$ yerine $a_P v_P$ gelir. v_P P hücresindeki hız değeridir.

Süreklilik denklemi için net kütle üretimi değeri:

$$R^c = \sum_{P_{\text{hücreleri}}} |P_{\text{Hücresin deki Kütle Üretimi}}| \quad (4.50)$$

$$\text{Süreklilik denklemi için boyutsuz artık değeri : } \frac{R^c_{N.\text{iterasyon}}}{R^c_{5.\text{iterasyon}}} \quad (4.51)$$

Paydadaki değer ilk 5 iterasyondaki en büyük mutlak değer olarak artık (R^ϕ).

4.10 Yakınsama ve Kararlılık

Türbülanslı modellerde Residual 50 veya daha fazla iterasyon sonucu düşmeye devam ediyorsa o zaman yakınsama oluyor demektir.

Boyutsuz R değeri üçte birine düştüyse iyidir. Bu her zaman geçerli olmayabilir (Kötü başlangıç değerlerinde)

4.11 Türbülans Şiddeti (I) Değerinin Hesabı

$$I = \frac{u'}{u} \cong 0.16(\text{Re}_{D_H})^{-1/8} \quad (4.52)$$

Türbülans şiddetinin açık ' Explicit' değeri denklem (4.52)'dan hesaplanır.

4.12 Türbülans Uzunluğu ve Hidrolik Çap

Türbülans uzunluk skalası l, türbülanslı akışlarda enerji içeren büyük 'eddy'lerin boyutları ile ilgili bir birimdir.

$$l = 0.007 D_h \quad (4.53)$$

0.007 ise tamamen türbülanslı boru akışında maksimum karışım uzunluğu katsayısıdır.

4.13 Türbülans Değerlerini Belirlemek İçin Bağıntılar

Transport edilen türbülans değerlerini (k, ε) uygun I, D_h değerlerinden amprik bağıntılar yardımıyla bulabiliriz.

4.13.1 Türbülans Kinetik Enerjisinin Türbülans Şiddetinden Bulunması

Türbülans kinetik enerjisi ile türbülans şiddeti arasında :

$$k = \frac{1}{2}(u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2) \quad (4.54)$$

$u_x' = u_y' = u_z' = u'$ yukarıdaki 4.54 denkleminde yerine koyulursa;

$$k = \frac{3}{2}u'^2 \quad (4.55)$$

$$I = \frac{u'}{\bar{u}} \rightarrow u' = I\bar{u} \text{ denklem 4.55'de yerine koyulursa} \quad (4.56)$$

$$k = \frac{3}{2}(\bar{u} I)^2 \quad (4.57)$$

bağıntısı elde edilir.

4.13.2 Türbülans Dissipasyon Oranının Uzunluk Derecesinden Bulunması

$$\varepsilon = \frac{Dk}{Dt} \quad (4.58)$$

$k = \frac{3}{2}u'^2$ ve $u' = l/t$ için $k = \frac{3}{2} \frac{l^2}{t^2}$ olur, denklem 4.62 çözülecek olursa;

$$\varepsilon = -3l^2 t^{-3} = c_1 \frac{k}{t} \quad (4.59)$$

$$u' = l/t = c_2 k^{1/2} \quad (4.60)$$

$$1/t = c_2 \frac{k^{1/2}}{l} \quad (4.61)$$

bu değer denklem 4.59'de yerine konursa;

$$\varepsilon = c \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4.62)$$

$$\varepsilon = c_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4.63)$$

4.14 Türbülanslı Akış

Türbülanslı akışta T sıcaklık, P basınç, V hız değerlerinde yerin ve zamanın fonksiyonu olarak değişimler (dalgalanmalar) olur (P' , V' , T'). Bu gibi dalgalanmalar, laminar akıştaki korunum denklemlerine ek terimler getirerek türbülanslı akış için korunum denklemlerinin oluşmasına sebep olurlar.

$$T = \bar{T} + T' \quad (4.64)$$

$$P = \bar{P} + P' \quad (4.65)$$

$$v = \bar{v} + v' \quad (4.66)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} (u - \bar{u}) dt = \bar{u} - \bar{u} = 0 \quad (4.67)$$

olduğundan,

$$\bar{u'^2} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} u'^2 dt \neq 0 \text{ şeklinde yazmak daha doğrudur.} \quad (4.68)$$

Kütlenin korunumu denklemini sürekli rejimde türbülanslı akış için yazacak olursak;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (4.69)$$

Momentumun korunumu denklemi ise (x yönünde):

$$\rho \left[(\bar{u} + u') \frac{\partial (\bar{u} + u')}{\partial x} + (\bar{v} + v') \frac{\partial (\bar{u} + u')}{\partial y} + (\bar{w} + w') \frac{\partial (\bar{u} + u')}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) \quad (4.70)$$

Düzenleme yapılırsa;

$$\rho \left[\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial \bar{u}^2}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{u} v')}{\partial y} + \frac{\partial (\bar{u} w')}{\partial z} \right) \quad (4.71)$$

Denklem 4.71'nin sağ kısımdaki son terim Reynolds gerilmesi olup $\frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i' u_j'})$ şeklinde de ifade edilebilir. Bu Re gerilmesinin çözümü daha detaylı bir şekilde takip eden bölümlerde anlatılacaktır.

Enerjinin korunumu basınç ve yayınım enerjisi ihmal edilerek sürekli rejimde:

$$C_P \rho \left[(\bar{u}) \frac{\partial(\bar{T})}{\partial x} + (\bar{v}) \frac{\partial(\bar{T})}{\partial y} + (\bar{w}) \frac{\partial(\bar{T})}{\partial z} \right] = k \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial(T' u')}{\partial x} + \frac{\partial(T' v')}{\partial y} + \frac{\partial(T' w')}{\partial z} \right) C_P \quad (4.72)$$

4.15 Türbülans Modelleri

Navier Stokes denlemlerini çözebilmek için iki ayrı yöntem geliştirilmiştir:

1. Reynolds sayısı ortalaması (Reynolds Averaging)

2. Filtreleme (Filtering)

Bu yöntemlerde küçük ölçekli türbülans değişimleri direkt simüle edilmek zorunda değildir. Her iki yöntem de ilgili denklemlerinde, bilinmeyen sayısının denklem sayısına eşit olduğu durumu elde etmek için ek terimler ortaya koyarlar.

4.15.1 Ortalama Re Navier Stokes Denklemleri 'Reynolds Averaged Navier Stokes Equations' (RANS)

Sadece ortalama akış birimleri için transport (momentum, enerji, kütle) denklemlerini temsil eder. Ortalama akış değişkenleri yardımıyla çözmek bilgisayar yükünü azaltır. Eğer ortalama akış kararlı ise ilgili denklemler türev içermez ve kararlı durum için çözüm ekonomik olarak bulunur. RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes Equations) yaklaşımı genelde pratik mühendislik hesaplarında kullanılabilmekte olup üç ana modelden meydana gelmiştir. Bunlar; Spalart Allmaras, k-ε ve RSM (Reynolds Stress Model) modelleridir.

Navier Stokes denklemlerinde çözüm değişkenleri ortalama ve düzensiz değişen bileşenler olmak üzere ikiye ayrıştırılır. Hız bileşenleri için :

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (4.73)$$

Çizelge 4.1 Ortalama Re gerilmeleri çözüm yöntemleri

RANS MODELLERİ		
1. Spalart Allmaras Modeli	2. k-ε Modeli	3. Reynold Gerilme Modeli
	A. Standart k-ε Modeli	
	B. Yeniden Normalize k-ε Modeli (Renormalization Group Theory (RNG))	
	C. Gerçekleştirilebilir k-ε Modeli (Realizable)	

Aynı şekilde basınç ve diğer skaler birimleri için: $\phi = \bar{\phi} + \phi'$ yazılabilir. Bu değerleri ani süreklilik ve momentum denklemlerinde ortalama (zaman yönünden) hız $\bar{u}$ üzerindeki – işareti indirilerek u şeklinde yazarak ortalama momentum denklemini yazarsak kartezyen tensör:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{d\rho}{dt} + \frac{d}{dx_i}(\rho u_i) = 0 \quad (4.74)$$

Momentum denklemi:

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \frac{-dP}{dx_i} + \frac{d}{dx_j} \left[\mu \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{du_l}{dx_l} + \frac{d}{dx_j} \left(-\overline{\rho u_i' u_j'} \right) \right) \right] \quad (4.75)$$

Bu iki denkleme ‘Ortalama Reynolds Navier Stokes (RANS) denklemi’ adı verilir. Bu denklemlere dikkat edecek olursak Navier Stokes denkleminde farkı hız ve diğer çözüm değişkenlerinin ortalama (zamana göre) değerler olması ve ek terim olarak türbülansın etkisini gösteren ‘Reynolds Stresses’ Reynolds gerilmeleri - $\overline{\rho u_i' u_j'}$ değerinin modellenip yukarıdaki momentum denkleminin yaklaşık olarak çözülecek olmasıdır.

4.15.1.1 BOUSSINESQ Yaklaşımı İle Reynolds Gerilmelerinin Çözümü

Denklem (4.70)’deki Reynolds gerilme değerleri uygun bir şekilde modellenmelidir.

Boussinesq yaklaşımı (hipotezi) Reynolds gerilmeleri $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ ile ortalama hız gradyentleri arasında bir bağıntı kurar:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{du_i}{dx_i} \right) \delta_{ij} \quad (4.76)$$

Boussinesq hipotezi Spalart Allmaras ve k- ε türbülans modellerinde kullanılır. Bu hipotezin avantajı türbülans mutlak vizkozitesi μ_t 'nin hesaplanmasında daha az bilgisayar çabasının olmasıdır.

4.16 Çözümde Kullanılacak Olan Türbülans Modeli ve Tercih Nedeni

4.16.1 Yeniden Normalize RNG (Renormalization Group Theory) k- ε Modeli

Bu model istatistiksel tekniklerin kullanılmasından türetilmiştir. Standart k- ε modeline göre şu iyileştirmeler yapılmıştır:

- * RNG modelinde ε denklemlerinde hızla gerilen akışlardaki güvenilirliği geliştiren ek terimler vardır.
- * Girdapın türbülans üzerine olan etkisi bu modelde dikkate alınarak, girdaplı akışlardaki güvenilirlik artırılmıştır.
- * RNG modeli türbülans Prandtl Sayısı için analitik bir formül geliştirmiştir. Standart k- ε modelinde ise kullanıcının belirlediği sabit bir Pr sayısı kullanılmakta idi.
- * Standart k- ε model yüksek Re sayıları için bir modelken, RNG modeli ise düşük Re sayısının olduğu durumlarda efektif olarak türetilmiş diferansiyel bir formül ortaya koyar.

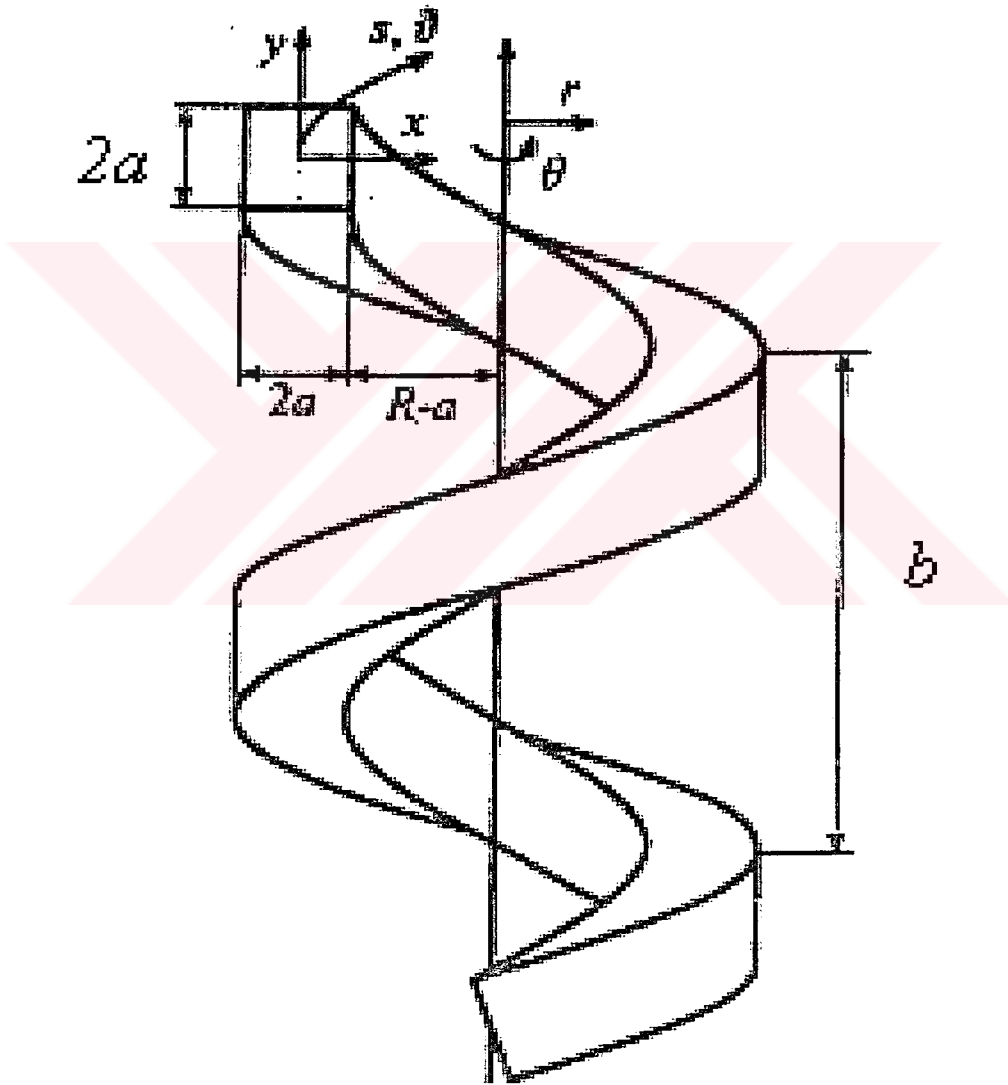
Tüm bu özellikler RNG k- ε modelini standarda göre daha çok tercih edilmesini sağlar.

Nümerik çözümde türbülanslı akış modeli olarak RNG(Renormalization Group Theory) k- ε türbülans modelini seçtik. Bu model türbülans Pr sayısını sabit almayıp akışın durumuna göre hesapladığından düşük Re sayılarında gerçeğe daha yakın sonuçlar bulmakta, helis gibi yüksek gerilmeli akışlarda ε korunum denkleminde gerilmenin etkisini dikkate almaktadır ve filtreleme yöntemine göre daha hassas ve kısa süreli çözüm olanağı sağlamaktadır. Bu sebeplerden dolayı çalışmada RNG k- ε türbülans modeli tercih edilmiştir. Diğer modellerle hesaplar yapılmış fakat RNG modeliyle deneylere en yakın sonuçlar bulunmuştur.

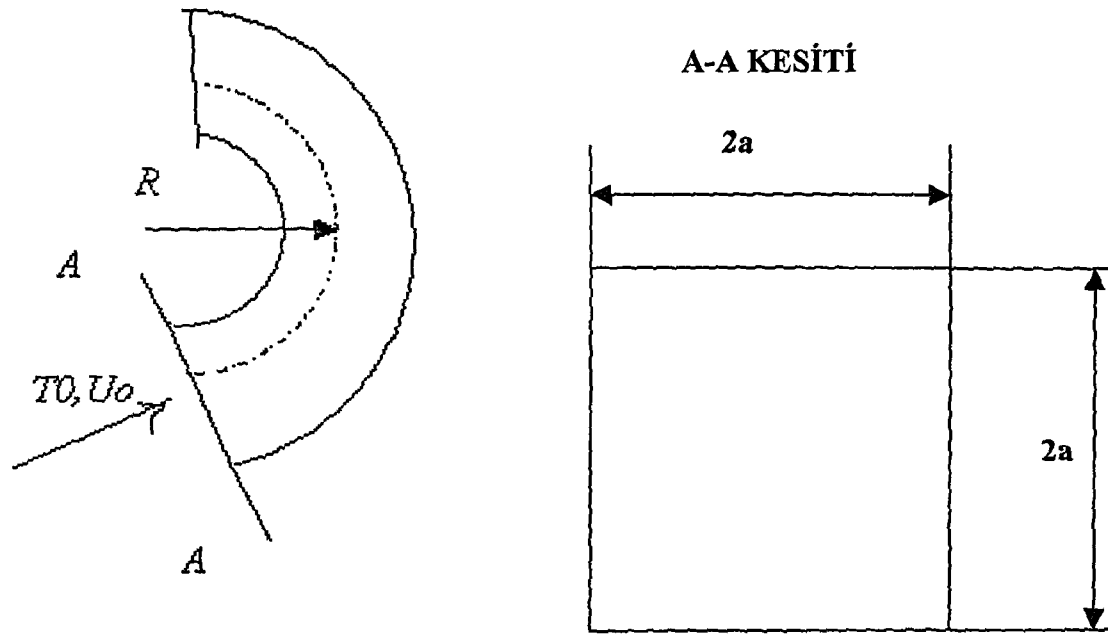
5. HELİSEL KANALDA AKIŞ VE NÜMERİK ANALİZİ

5.1 Helis Geometrisi

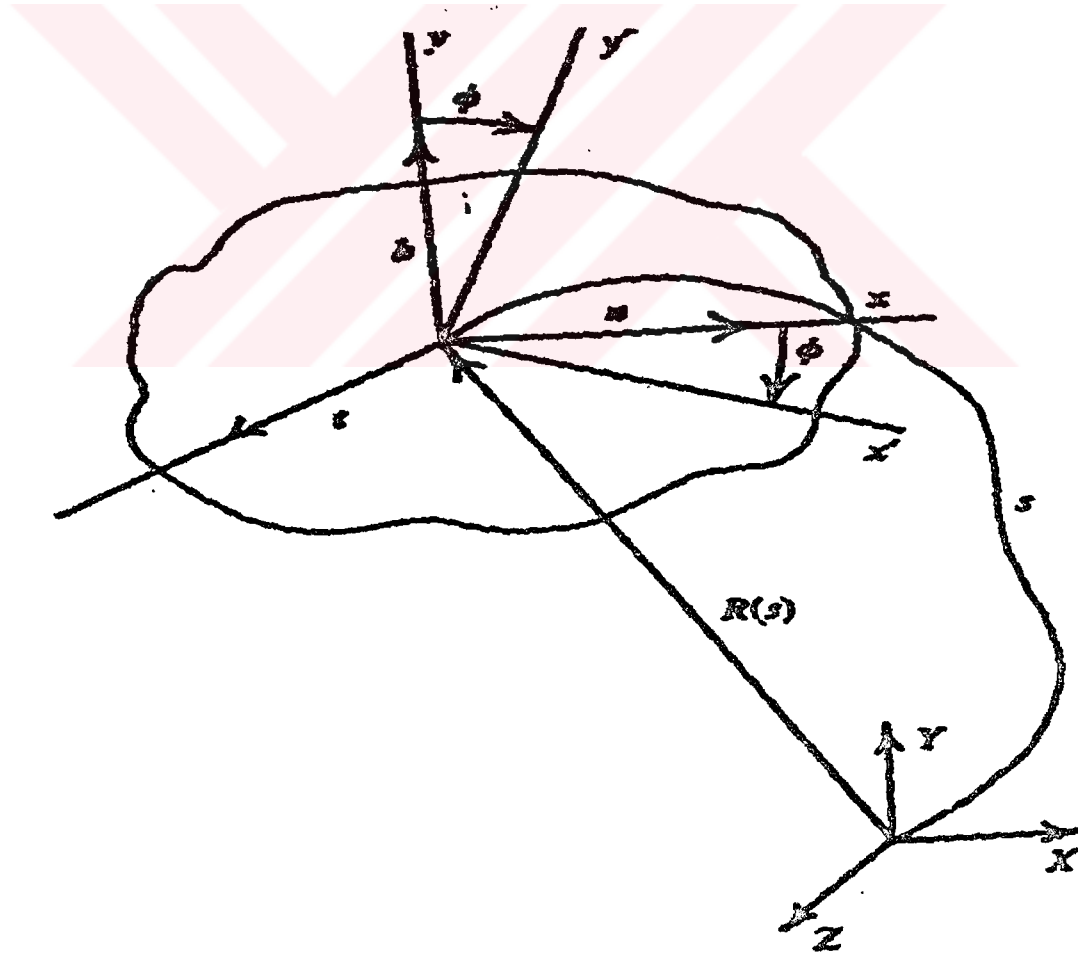
Helisin sarım çapı $D = 2R$, helisel kanal eksenini yönünü s , z eksenini ile R arasındaki eksenel açısı φ , hidrolik çapı $d_h = 2a$, hatvesi $b=2\pi K$, $\emptyset$ ise; x cisim merkezli kordinatlar ile x' uzay merkezli koordinatları arasındaki açı şeklinde tanımlanmıştır. Nümerik çözüm kartezyen koordinat sisteminde yapılacağı için gerekli koordinatlar $x_1 = X$, $x_2 = Y$, $x_3 = Z$ şeklindedir.



Şekil 5.1.a Kare kesitli helisel kanal



Şekil 5.1.b Helisel kanal girişi ve A-A kesiti



Şekil 5.1.c Kare kesitli helis koordinatları

Bolinder'in (1996) ortogonal helisel koordinat sistemi (x', y', s) Kartezyen koordinat sistemine benzerdir. Bu benzerlikten dolayı nümerik çözüm Ebadian'ın (1998) kullandığı master Kartezyen koordinat sisteminde (X,Y,Z) gerekli dönüşümler yapılarak gerçekleştirilir.

Helis koordinat sistemi $\longrightarrow$ Kartezyen koordinat sistemi

$$(x', y', s) \quad (x, y, z)$$

$$(u', v', w) \quad (u, v, w)$$

$$\varphi(s): \frac{s}{(R^2 + K^2)^{1/2}} \quad (5.1)$$

$$\cos \phi = \frac{R}{(R^2 + K^2)^{1/2}} \quad (5.2)$$

$$\sin \phi = \frac{K}{(R^2 + K^2)^{1/2}} \quad (5.3)$$

$$\kappa = \frac{R}{R^2 + K^2} \quad (5.4)$$

$$x' = x \cos \phi - y \sin \phi \quad (5.5)$$

$$y' = x \sin \phi + y \cos \phi \quad (5.6)$$

$$r = x'i' + y'j' + s't' \quad (5.7)$$

$$dr = dx'i' + dy'j' + (1 - \kappa x' \cos \phi - \kappa x' \sin \phi) ds.t' \quad (5.8)$$

$$V = u'i' + v'j' + (1 - \kappa x' \cos \phi - \kappa x' \sin \phi) w.t' = u'i' + v'j' + (w/J')t' = u'i' + v'j' + w't' \quad (5.9)$$

$$w' = w/J' \quad (5.10)$$

$$J' = 1/(1 - \kappa x' \cos \phi - \kappa x' \sin \phi) \quad (5.11)$$

Burada i' ve j' vektörleri helis boyunca ilerledikçe torsiyonel etki oluşturmamak için n ve b' 'ye göre dönmektedir.

Örneğin, kütlelerin korunumu denklemi tıpkı Kartezyen koordinat sistemindeki gibi yazılabilir;

$$\frac{\partial u'}{\partial x'} + \frac{\partial v'}{\partial y'} + \frac{\partial w}{\partial s} = 0 \Rightarrow \frac{\partial u'}{\partial x'} + \frac{\partial v'}{\partial y'} + \frac{\partial (w'J')}{\partial s'} = 0 \quad (5.12)$$

Helis üzerinde herhangi bir noktanın yeri kartezyen koordinat sistemine aşağıdaki gibi dönüştürülebilir;

$$r(s, x, y) = R + xn + yb' \quad (5.13)$$

$$R = (X, Y, Z) = (R \sin \varphi, K \varphi, R \cos \varphi) \quad (5.14)$$

$$n = (X, Y, Z) = (\sin \varphi, 0, -\cos \varphi) \quad (5.15)$$

$$b' = (X, Y, Z) = (K \cos \varphi / (R^2 + K^2)^{1/2}, R / (R^2 + K^2)^{1/2}, K \sin \varphi / (R^2 + K^2)^{1/2}) \quad (5.16)$$

n normal yönü, b' ise binormal yönü ifade etmektedir.

5.2 Korunum Denklemleri

5.2.1 Kütlenin Korunumu

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)_i}{\partial x_i} - S_\phi = 0 \quad (5.17)$$

Kararlı rejim ve kütle üretimi yok kabulü ile kütlenin korunumu denklemini yeniden düzenleyecek olursak;

$$\frac{\partial(\rho u)_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5.18)$$

5.18 denkleminde i alt indisi akışın kaç boyutlu olduğuna bağlıdır örneğin akış iki boyutlu ise sadece x ve y koordinatları dikkate alınır.

5.2.2 Momentumun Korunumu

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (5.19)$$

$$\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (5.20)$$

Yukarıdaki τ_{ij} kayma gerilmesinin sağdaki son terimi hacimsel genleşmenin etkisini ifade eder.

Kararlı rejimde momentumun korunumu denklemi;

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho g_i \quad (5.21)$$

5.2.3 Enerjinin Korunumu

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum h_j' J_j' + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (5.22)$$

$$\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t = \alpha_T C_p \mu_{eff} \quad (5.23)$$

λ_t türbülanslı akış ısı iletkenliğini, J_j partiküllerinin kütle difüzyon akısını, α_T türbülans ters Pr sayısını ($=1/Pr_t$) ifade eder. Denklemin sağındaki ilk terim iletimle, ikinci terim kütle transferi ile, üçüncü terim ise sürtünmeden dolayı enerji transferini, son terim S_h ise hacimsel enerji üretimini ifade eder. Birim kütle için enerji ise;

$$E = h + \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (5.24)$$

$$h = C_p T \quad (5.25)$$

Kararlı rejim, enerji üretimi yok, kütle transferi yok kabulü ile enerji denklemi yeniden düzenlenecek olursa ;

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i C_p T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad (5.26)$$

RNG (Renormalization Group Theory) k-ε türbülans modeli için;

$$\lambda_{eff} = \alpha_T C_p \mu_{eff} \quad (5.27)$$

$$\mu_{eff} = \mu_l + \mu_T \quad (5.28)$$

5.2.4 Türbülans Kinetik Enerjisinin Korunumu

k ile ifade edilen türbülans kinetik enerjisi; türbülanslı akışta hızdaki çalkantılardan dolayı meydana gelen kinetik enerjiyi ifade eder.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (5.29)$$

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i}) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (5.30)$$

$$G_k = \mu_t S^2 = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5.31)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (5.32)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.33)$$

$$G_b = -g_i \alpha_T \mu_t \frac{1}{\rho} \frac{\partial T}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (5.34)$$

G_k türbülanslı akış kinetik enerji üretimini, S Gerilme tensörünün ortalama oranı modülünü, G_b yerçekimi ve sıcaklık farkından oluşan yoğunluk farkının etkisiyle oluşan kinetik enerji üretimini, Y_M yüksek hızlı (Mach Sayılı) sıkıştırılabilir akışta genişleme dağılımının etkisini gösterir. Kalibrede su aktığı için böyle bir durum söz konusu değildir ve $Y_M=0$ kabul edilir.

Buna göre karalı rejimde türbülans kinetik enerjisinin korunumu denklemi yeniden düzenlenecek olursa;

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i}) + \mu_t S^2 - g_i \alpha_T \mu_t \frac{1}{\rho} \frac{\partial T}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P - \rho \varepsilon \quad (5.35)$$

5.2.5 Türbülans Kinetik Enerjisi Disipasyon Oranının Korunumu

Türbülans kinetik enerjisi disipasyonu üç ana unsurdan oluşmaktadır; birincisi ortalama hız değişimleri, ikincisi hız çalkantılarının çarpımının ortalaması ve bu ortalamanın değişimi, üçüncüsü ki en önemli olanıdır, o da hız çalkantı değerlerindeki değişimlerin çarpımların ortalamasıdır. Genelde birinci ve ikinci ihmal edilecek mertebededir ve daima üçüncü değer dikkate alınır.

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R' \quad (5.36)$$

$$C_{3\varepsilon} = \tanh\left(\frac{v}{u}\right) \cong 0 \quad (5.37)$$

v =Yerçekimine paralel akış hızı

u =Yerçekimine dik akış hızı

$$R' = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (5.38)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.39)$$

$$\eta = Sk / \varepsilon$$

Denklemlerde kullanılacak olan sabitler $\eta_0 = 4.38$, $\beta = 0.012$, $C_\mu = 0.085$, $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$ değerlerindedir (Fluent User's Guide 1998).

RNG k-ε türbülans modelinin diğer k-ε türbülans modellerinden farkı, helis gibi yüksek şiddetli ani gerilmelerin olduğu akışlarda, gerilimin türbülans kinetik enerjisi disipasyonu dolayısı ile türbülans viskozitesi üzerine etkisini dikkate alan R' ek teriminin olması ve türbülans Pr sayısının sabit değeri yerine akışın özelliğine bağlı olarak değişken alınıyor olmasıdır.

Eğer az gerilmeli akış var ise $\eta < \eta_0$ ise R' pozitif olur ve R' 'nin etkisi artar, Standart k-ε türbülans modeline göre RNG k-ε modeli çok daha büyük etki yapar.

Eğer gerilmesi çok olan akış var ise; ($\eta > \eta_0$) R' negatif olur. Standart k-ε modeline göre ε düşüşü daha az olduğundan ε artar, k azalır dolayısıyla efektif viskozite μ_{eff} azalır. Sonuç olarak hızla gerilen akışlarda RNG k- ε modelinde Standart k- ε modeline göre türbülans viskozitesi daha az olur. Hızla gerilen ve eğrisel akışlarda RNG modeli üstün performans gösterir.

RNG k- ε türbülans modeli için yukarıda ifade edilen denklemlerde geçen $\alpha_1, \alpha_k, \alpha_\varepsilon$ terimleri;

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (5.40)$$

ifadesinden hesaplanır ve $\alpha_0 = 1$ alınır. Çok yüksek Re sayılı akışlarda ($(\mu_{mol} / \mu_{eff} \ll 1)$)

$\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1.393$ kabul edilebilir.

5.3 Türbülanslı Akışta Duvara Yakın Bölgelerin Modellenmesi

5.3.1 İki Tabakalı Bölge Modeli

İki tabakalı bölgede tüm bölge; viskozite etkisindeki bölge ve tamamen türbülanslı bölge olarak ikiye ayrılmıştır. İki bölgenin sınırları türbülanslı Re sayısı yardımıyla belirlenir:

$$Re_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu} \quad (5.41)$$

y= Hücre merkezinden duvara olan dik mesafe (FLUENT’de en yakın duvara olan mesafedir.)

$$y \equiv \min \left\| \vec{r} - \vec{r}_w \right\| \quad (5.42)$$

Yukarıdaki 5.42 denkleminde y değeri nümerik hesabı yapılacak olan akış hücre merkezi konum vektörü $\vec{r}$ ile bu hücreye en yakın duvarın konum vektörü $\vec{r}_w$ arasındaki mesafedir.

r = Seçilen noktaya ait konum vektörü

r_w = Duvara ait konum vektörü

Bu modelde tamamen türbülanslı bölgede $Re_y > 200$ ise RNG k-ε modeli uygulanır. Viskozitenin etkin olduğu duvara yakın bölgede $Re_y < 200$ Wolfstein tek denklemlili modeli kullanılır. Bu tek denklemlili modelde k’ya ait denklem ve momentum denklemleri aynen RNG k-ε modelindeki gibi uygulanır. Fakat türbülans mutlak vizkozitesi:

$$\mu_T = \rho C_\mu \sqrt{k} l_\mu \quad (5.43)$$

formülü ile hesaplanır. ε dağılımı ise

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \quad (5.44)$$

Uzunluk skalası l_μ , l_ε ise:

$$l_\mu = C_l * y * \left[1 - \exp\left(-\frac{Re_y}{A_\mu}\right) \right] \quad (5.45)$$

$$l_e = C_l * y^* \left[1 - \exp\left(-\frac{Re_y}{A_e}\right) \right] \quad (5.46)$$

Eğer tüm bölge viskozite etkili bölgeden oluşuyorsa ($Re_y < 200$) ϵ transport denklemi yerine yukarıdaki 5.44 denkleminde çözülür.

$$C_l = \kappa * C_\mu^{-3/4} \quad (5.47)$$

$$A_\mu = 70, A_\epsilon = 2C_l$$

5.3.2 Duvar ile Akışkan Arasındaki Isı Taşınım Katsayısının Hesabı

Fluent türbülanslı akışta duvardan akışkana transfer olan q'' ısı akısını, B.E. Launder ve D.B. Spalding'in (1974) ısı ve momentum transferi arasındaki benzerlikten faydalanarak elde ettikleri sıcaklık için duvara ait boyutsuz termal sınır tabaka kalınlığı formülünden faydalanır (Fluent 1998).

$$y_r^* = \frac{(T_w - T_p) \rho C_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q''}$$

$$= \left\{ \begin{array}{l} \Pr y^* + \frac{1}{2} \rho \Pr \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q''} U_p^2 \\ \Pr_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(\bar{E} y^*) + P \right] + \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q''} \left\{ \Pr_t U_p^2 + (\Pr - \Pr_t) U_c^2 \right\} \end{array} \right\} \begin{cases} (y^* < y_r^*) \\ (y^* > y_r^*) \end{cases} \quad (5.48)$$

$$P = \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left(\frac{A}{\kappa} \right)^{1/2} \left(\frac{\Pr}{\Pr_t} - 1 \right) \left(\frac{\Pr_t}{\Pr} \right)^{1/4} \quad (5.49)$$

A = Van Driest Katsayısı (=26)

k_p = P hücresinin türbülans kinetik enerjisi

$\Pr_t$ =Türbülanslı Pr sayısı (Duvarda 0.85 alınır)

$\bar{\kappa}$ =0.42 (Von Karman sabiti)

$\bar{E} = 9.793$ (Duvar fonksiyonu sabiti)

U_c = Ortalama hız değeri ($y^*=y_T^*$ için)

Yukarıdaki denklemde ayrık (segregated solver) nümerik çözüm metodunun kullanılması

durumunda $\frac{1}{2} \rho \text{Pr} \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q''} U_p^2$ ve $\frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q''} \{ \text{Pr}_t U_p^2 + (\text{Pr} - \text{Pr}_t) U_c^2 \}$

değerleri sadece sıkıştırılabilir akışlarda yer alır Vizkoz alt tabaka kalınlığı y^* değeri ise;

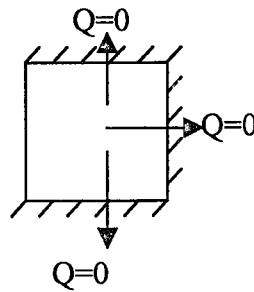
$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (5.50)$$

formülünden hesaplanır. Burada y_p , P noktasının en yakın duvara olan uzaklığı, k_p ise bu noktadaki türbülans kinetik enerjisidir. Buna göre öncelikle akışkana ait fiziksel özellikler belirlenir ve moleküler Pr sayısı hesaplanır, daha sonra boyutsuz termik alt tabaka kalınlığı y_T^* (5.48) hesaplanır. İterasyon yapılırken y^* değerine bağlı olarak 5.48 denkleminde verilen sınır şartına göre T_w duvar sıcaklığı veya q'' ısı akısı hesaplanır. Bizim sınır şartımız sabit duvar sıcaklığı şartı olduğundan q'' ısı akısı 5.48 denkleminde hesaplanır. Bulunan q'' ısı akısı yardımıyla denklem 5.51'den h taşınım ısı transfer katsayısı hesaplanır.

$$q'' = h(T_w - T_\infty) \quad (5.51)$$

5.4 Sınır Şartları

Kare kesitli helisin dört duvarından üçü aşağıdaki şekilden görüleceği üzere adyabatik (izoleli), biri ise (soldaki duvar) helis boyunca sabit sıcaklıkta kabul edilmiştir.



Şekil 5.2 Helisel kanalın kesiti

Helisel kanal girişinde suyun normal yöndeki giriş ortalama hızı ile sıcaklığı verilmiş ve bu değerler yardımıyla girişteki k türbülans kinetik enerjisi, ε türbülans kinetik enerjisi disipasyonu başlangıç değerleri ampirik bağıntılarla hesaplanmıştır.

Ayrıca suyun sıcaklığa bağlı olarak fiziksel özelliklerinin (ρ, C_p, μ, λ) değişimleri çözüm esnasında dikkate alınmıştır. Suyun fiziksel özelliklerinin sıcaklığa bağlı olarak değişimine ait gerekli formüller Ek 1’de verilmiştir.

5.5 Sayısal Çözüm

Korunum denklemlerinin tümü FLUENT programında Patankar ve Baliga’nın (1983) tanımladığına benzer kartezyen koordinat sisteminde sonlu hacimler yöntemi kullanılarak nümerik çözümü yapılmıştır.

Akış alanı (helisel kanal) çok sayıda dikdörtgen prizma veya küp şeklindeki sonlu küçük parçacıklara bölünerek üç boyutlu korunum denklemleri nümerik metotlarla çözülmüştür.

Nümerik çözüm esnasında basınç ve hız arasındaki bağıntıyı çözebilmek için SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) metodu tercih edilmiştir. Çünkü bu metot ile kararlı akış çözülebilmektedir, SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations Consistent) metodu ile de kararlı akış çözülebilmekte fakat basınç düzeltme katsayısı bu metot için (URF) 1 alındığından nümerik çözümün ıraksamasına neden olabilmektedir. PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) metodu ise daha çok kararsız akış durumları için kullanıldığından tercih edilmemiştir. Basınç ve hız dağılımlarının hesabında herhangi bir hataya (hata için bkz bölüm 4.4) yer vermemek amacıyla şaşırtmalı (sendeleyen) hesap noktaları yöntemi PRESTO (Pressure Staggered Option) seçilmiştir. Bu yöntem nümerik çözüm esnasında hızları parçacıkların ana kesim noktaları yerine bu ana noktalar arasındaki herhangi bir yerdeki noktada hesaplar, diğer değişkenlerin tümü (P,T,k, ϵ ...v.s.) ana kesişim noktalarında hesaplanır.

Enterpolasyon yöntemi olarak Rhie ve Chow (1983) tarafından önerilen ikincil enterpolasyon yöntemi seçilmiştir.

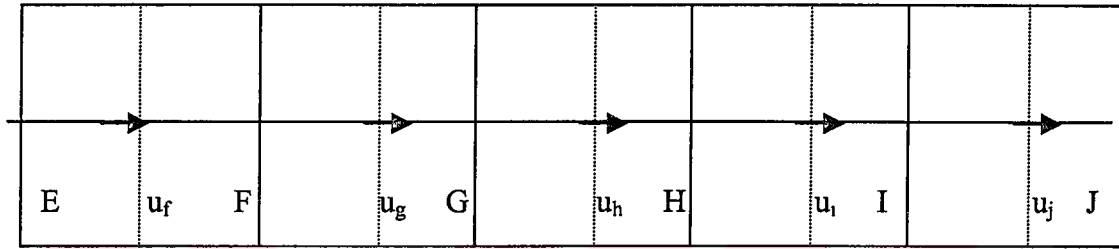
Problemin çok karmaşık ve denklemlerin non-lineer olması sebebiyle çözümde yakınsamanın doğru ve güvenilir bir şekilde en kısa sürede sağlanabilmesi için düzeltme faktörü tekniği kullanılmıştır. Bu teknik ile özellikle türbülanslı akış gibi non lineer denklemlerde ϕ değişkenin değişimi kontrol edilmelidir, aksi takdirde büyük çözüm hatalarına neden olunabilir. Her yeni iterasyon başlangıcında ϕ değeri yerine bir önceki iterasyonda hesaplanan ϕ_{eski} değerinin URF değeri ile çarpımından elde edilen değer konularak hesaplamalar yapılır.

Yakınsamanın gerçekleşip gerçekleşmediği anlamak için Residual (artık) değerleri her iterasyon sonucu kontrol edilmelidir.

$$\frac{R_{\phi}^n}{R_{\phi}^5} \leq 10^{-4} \quad (5.52)$$

Yukarıdaki denklemde paydaki değer n. iterasyondaki artık, paydadaki değer ise ilk beş iterasyondaki maksimum artık değeridir.

5.5.1 Problemin Sayısal Çözüm Algoritması



Şekil 5.3 Sayısal Çözüm Alanının Gösterimi

Tek boyutlu akış şartlarında, kütle ve momentum korunum denklemlerini nümerik çözebilmek için gerekli düzenlemeler detaylı bir şekilde aşağıda verilmiştir.

5.5.2 Momentumun Korunumu Denkleminin Sayısal Çözüm Yapılabilecek Şekle Dönüştürülmesi

$$\int \rho u \vec{u} d\vec{A} = - \int P IdA + \int \tau dA \quad (5.53)$$

$$\tau = \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (5.54)$$

Tek boyutlu akış için:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}) \quad (5.55)$$

$$\Delta y [(\rho u \phi)_G - (\rho u \phi)_F] = (P_F - P_G) A_g + \Delta y (\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x})_G - \Delta y (\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x})_F \quad (5.56)$$

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_G = \frac{\phi_h - \phi_g}{\partial x} \quad (5.57)$$

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_F = \frac{\phi_g - \phi_f}{\partial x} \quad (5.58)$$

$$\phi_G = \frac{\phi_g + \phi_h}{2} \quad (5.59)$$

$$\phi_F = \frac{\phi_f + \phi_g}{2} \quad (5.60)$$

Tüm bu değerler yukarıdaki denklemde yerine konulduğunda

$$u_g \Delta y \left(\frac{\Gamma_F}{\partial x} + \frac{\Gamma_G}{\partial x} + \frac{\rho u_G}{2} - \frac{\rho u_F}{2} \right) = u_f \Delta y \left(\frac{\Gamma_F}{\partial x} + \frac{\rho u_F}{2} \right) + u_h \Delta y \left(\frac{\Gamma_G}{\partial x} - \frac{\rho u_G}{2} \right) + (P_F - P_G) A_g \quad (5.61)$$

$$a_g u_g = a_f u_f + a_h u_h + (P_F - P_G) A_g \quad (5.62)$$

$$a_f = \Delta y \left(\frac{\Gamma_F}{\partial x} + \frac{\rho u_F}{2} \right) \quad (5.63)$$

$$a_h = \Delta y \left(\frac{\Gamma_G}{\partial x} - \frac{\rho u_G}{2} \right) \quad (5.64)$$

$$a_g = a_f + a_h + \Delta y (\rho u_G - \rho u_F) \quad (5.65)$$

Gerçek basıncı P , tahmini basıncı P^* , basınç düzeltmesini P' aynı şekilde hızları da sırasıyla u , u^* , u' ile gösterecek olursak yukarıdaki denklemimiz ;

$$a_g (u_g^* + u_g') = a_f (u_f^* + u_f') + a_h (u_h^* + u_h') + A_g (P_F^* + P_F' - P_G^* - P_G') \quad (5.66)$$

$$a_g u_g^* = a_h u_h^* + a_f u_f^* + A_g (P_F^* - P_G^*) \quad (5.67)$$

$$a_g u_g' = a_h u_h' + a_f u_f' + A_g (P_F' - P_G') \quad (5.68)$$

$$a_g u_g' = a_{nb} u_{nb}' + A_g (P_F' - P_G') \quad (5.69)$$

$a_{nb} u_{nb}'$ terimi ihmal edilirse

$$a_g u_g' = A_g (P_F' - P_G') \quad (5.70)$$

$$d_g = \frac{A_g}{a_g} \quad (5.71)$$

$$u'_g = d_g (P'_F - P'_G) \quad (5.72)$$

Nümerik çözümde aşağıdaki işlem sırasına göre iterasyon yapılır.

1. Tahmini P_F^* ve P_G^* değerleri belirlenir, aşağıdaki denklemde bu tahmini basınç değerleri, hız sınır şartı (verilen hız değeri) değeri ve diğer hızlar sıfır alınarak yerlerine koyulur, u_g^* değeri hesaplanır. Yine aynı şekilde sırasıyla diğer hızlar u_h^*, u_i^*, u_j^* hesaplanır.

$$a_g u_g^* = a_h u_h^* + a_f u_f^* + (P_F^* - P_G^*) A_g \quad (5.73)$$

2. Hesaplanmış olan u^* değerleri yardımıyla süreklilik denkleminde basınç düzeltme P' değerleri hesaplanır.

Süreklilik denklemini g ve f aralığındaki bölge için yazarsak;

$$(\rho u_f - \rho u_g) \Delta y = 0 \quad (5.74)$$

Yukarıda momentumun korunumu denkleminde $u'_g = d_g (P'_F - P'_G)$ ifadesini çıkarmıştık.

$u = u^* + u'$ değerlerini süreklilik denkleminde yeniden yazacak olursak;

$$\rho(u_f^* + u_f') - \rho(u_g^* + u_g') = 0 \quad (5.75)$$

$$(\rho u_f^* \Delta y - \rho u_g^* \Delta y) + (\rho u_f' \Delta y - \rho u_g' \Delta y) = 0 \quad (5.76)$$

$$b = (\rho u_f^* \Delta y - \rho u_g^* \Delta y) \Rightarrow b + (\rho u_f' \Delta y - \rho u_g' \Delta y) = 0 \quad (5.77)$$

$$b + \rho \Delta y [d_f (P'_E - P'_F) - d_g (P'_F - P'_G)] = 0 \quad (5.78)$$

$$P'_F (\rho \Delta y d_f + \rho \Delta y d_g) = \rho \Delta y d_f P'_E + \rho \Delta y d_g P'_G + b \quad (5.79)$$

$$a_F = (\rho \Delta y d_f + \rho \Delta y d_g) \quad (5.80)$$

$$a_E = \rho \Delta y d_f \quad (5.81)$$

$$a_G = \rho \Delta y d_g \quad (5.82)$$

$$a_F = a_E + a_G \quad (5.83)$$

$$a_F P_F' = a_E P_E' + a_G P_G' + b \quad (5.84)$$

Bu gibi n adet denklemden n adet P' bilinmeyen değerler hesaplanır.

3. Hesaplanan P' değerleri

$P = P^* + \alpha P'$ formülünde yerine konularak gerçek P değeri hesaplanır.

$$4. u_h = \alpha u_h^* + u_h' \quad (5.85)$$

$$u_h' = d_h (P_G' - P_H') \quad (5.86)$$

$u_h = \alpha u_h^* + d_h (P_G' - P_H')$ formülünden u_h hesaplanır, diğer u hız değerleri de yine aynı şekilde hesaplanır.

5. Türbülanslı akış için bulunan u hızları yardımıyla türbülans denklemleri çözülür.

6. T sıcaklık gibi diğer ϕ skaler değişkenlerin dağılımını bulmak için bunlara ait denklemler çözülür.

7. Akışkan özellikleri sıcaklığa bağlı ise bulunan sıcaklık dağılımına göre akışkanın fiziksel özellikleri güncelleştirilir.

8. Artık R (Residuals) değerleri bulunur yakınsama varsa iterasyon durdurulur, yok ise iterasyona tekrar yeniden başlanır ve başlangıç P^* değeri olarak bir önceki iterasyondaki P değeri alınır.

Not :Yukarıda örnek olarak tek bcyutlu akış için denklemler verilmişti bu denklemleri üç boyutlu akış için yazacak olursak ;

Kütlenin Korunumu:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5.87)$$

X Yönündeki Momentumun Korunumu

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho uw) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial u}{\partial z}) \quad (5.88)$$

Y Yönündeki Momentumun Korunumu

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho vu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho vw) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial v}{\partial z}) \quad (5.89)$$

Z Yönündeki Momentumun Korunumu

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho wu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho wv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial w}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial w}{\partial z}) \quad (5.90)$$



6. YENİ KALİBRENİN PROTOTİPİNE AİT ÖN DENEYLER

6.1 Deneyin Amacı

Sabit yüzey sıcaklığındaki hareketsiz bir borunun kare kesitli helisel bir kanal ile dış yüzeyinden su ile soğutulduğunda boru dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısının ve helis boyunca meydana gelen basınç düşüşlerinin belirlenmesidir.

6.2 Deney Düzenegi

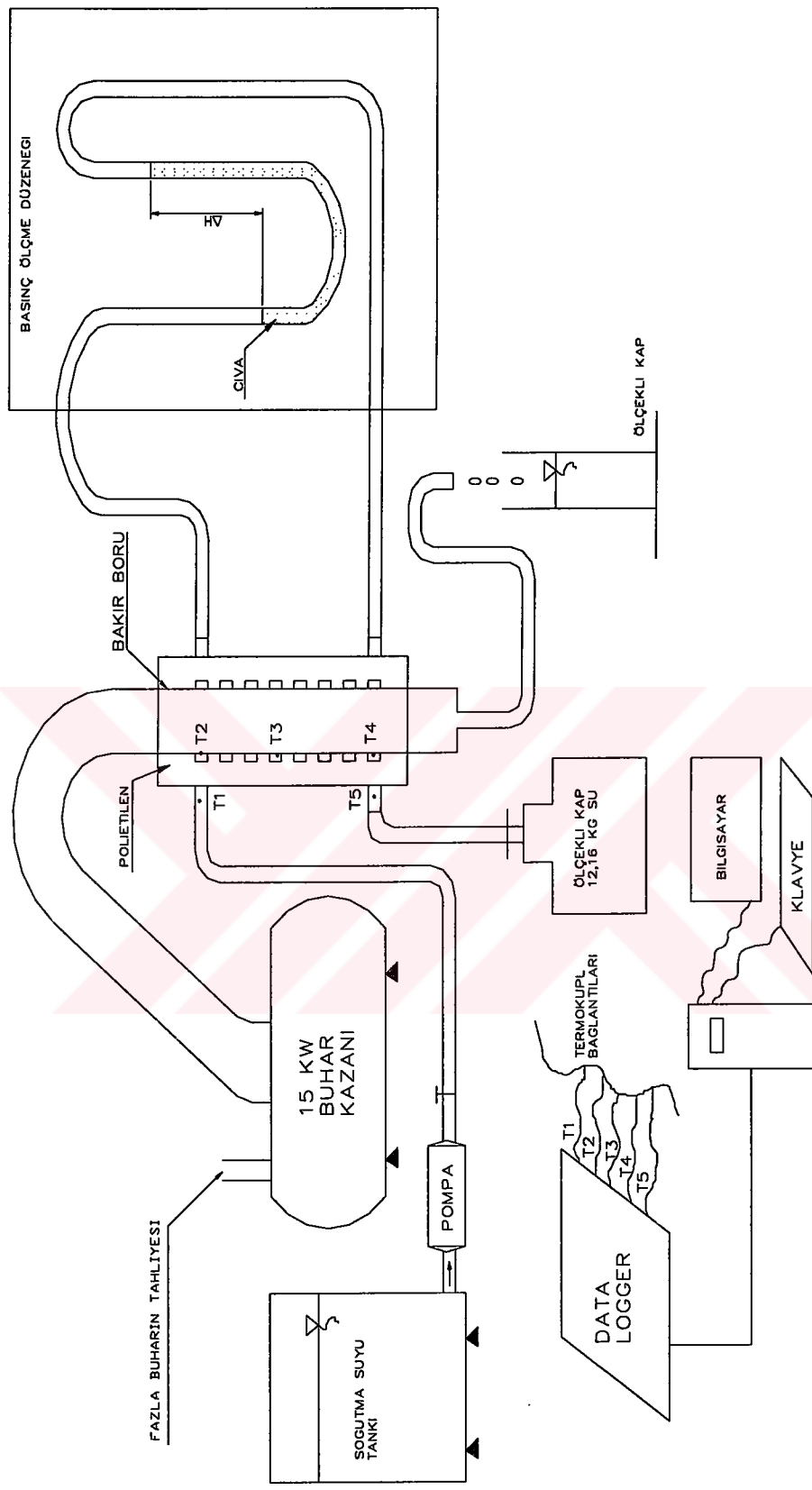
6.2.1 Tanım

Aşağıdaki şekilden (Şekil 6.1) anlaşılacağı gibi projelendirilen yeni kalibrenin prototipi için et kalınlığı oldukça fazla ($e=22.5\text{mm}$) polietilen (PE) malzemeden 110mm dış çapında, 65mm iç çapında ve $L=500\text{ mm}$ uzunluğunda bir boru içerisine tıpkı vida kanalı açar gibi kare kesitli ($8*8\text{ mm}$, 12mm hatveli) 37 tur helisel kanal açılmış ve bu PE boru içerisine 3 mm et kalınlığında, 65mm dış çapında ve $L=500\text{mm}$ uzunluğunda bakır boru sıkı geçirilmiştir. Modellenen kare kesitli helisel kanalın sabit yüzey sıcaklığındaki bir kenarı, soğutulacak olan bakır borunun dış yüzeyidir. Kare kesitli helisin diğer üç kenarı ise prototip polietilen kalibrenin iç duvarlarından oluşmaktadır, burada polietilen malzeme seçilmesinin sebebi polietilenin ısı iletim katsayısının oldukça düşük olması ($\lambda=0.4\text{ W/mK}$, BP T. Data) ve nümerik çözümde iç duvarların bir nevi adyabatik (ısıya karşı yalıtımlı) duvar gibi kabul edilecek olmasıdır.

Bakır borunun yüzey sıcaklığını ölçebilmek için dış yüzeyi üzerindeki üç ayrı noktaya (Şekil 6.1 suyun bakır boruya ilk temas ettiği noktaya, son temas ettiği noktaya ve ikisinin tam ortasına) termokupllar yerleştirilmiştir. Ayrıca suyun helisel kanala giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek amacıyla birer adet termokupl da bu bölgelere yerleştirilmiştir. Termokuplların tümü bir data logger vasıtasıyla bilgisayara bağlanmış ve sıcaklıklar bilgisayardan $\pm 0.01^\circ\text{C}$ hassasiyetle okunmuştur.

Termokupllar 100 C 'de kaynatılmış sıcak su içerisine kalibrasyonlu bir termometre ile birlikte daldırılarak kalibre edilmiştir. Kalibrasyon sonucu termokuplların doğru ölçüm yaptığı belirlenmiştir.

Helisel kanal boyunca suyun basınç düşüşünü ölçmek amacıyla, suyun helisel kanala girdikten itibaren yarım helis turu sonrasına ve çıkıştan yarım helis turu öncesine basınç



Şekil 6.1 8mm X 8mm Kare Kesitli Helisel Kanal ile Sabit Yüzey Sıcaklığındaki Bakır Borunun Soğutulması Deney Düzenneği

ölçme amaçlı birer adet şeffaf boru (piyezometre borusu) takılmış ve civalı diferansiyel manometreye (U borusu) bağlanmıştır (Şekil 6.1).

Bakır boruyu sabit sıcaklıkta tutabilmek amacıyla bakır borunun üst kısmından içerisine buhar verilir. Buhar elde edebilmek amacıyla her biri 7.5 kW'lık 2 adet ısıtıcısı bulunan, ısı yalıtımlı bir kazandan faydalanılmış ve kazandan deney tesisatına izole edilmiş borularla bağlantı yapılmıştır.

Buhar bakır borunun iç yüzeyinden aşağı doğru inerek boruyu ısıtırken diğer tarafta bakır borunun dış yüzeyinden geçen (helisel kanal) su ile boru soğutulmaktadır. Bu sırada buhar yoğunlaşacağından, yoğunlaşan buhar S şeklindeki dirsekli borularla bakır borunun alt kısmından dışarı alınarak ölçekli bir kaptı biriktirilmekte birikme süresi ile biriken miktar ölçülmekte ve böylece yoğunlaşan buharın (suyun) debisi tayin edilmektedir. Belirlenen debi ile yoğunlaşma ısısı hesaplanıp, soğutma suyunun aldığı ısıya eşit olup olmadığı karşılaştırıldı. Böylelikle deneydeki ısı transferleri buhar ve su tarafından ayrı ayrı ölçülerek karşılaştırılmış oldu.

Soğutma suyu ise depodan pompa vasıtasıyla helisel kanalın giriş kısmına bir hortumla verilmiştir. Bakır boruyu dış yüzeyiyle temas ederek soğutan suyun debisini tayin edebilmek amacıyla ölçekli bir kaptı çıkış suyu biriktirilmiştir. Debi tayininde dakika, saniye ve salise göstergeli kronometreden faydalanılmıştır



Şekil 6.2 Deney Düzenneği



Şekil 6.3 Deney düzeneği



Şekil 6.4 Deney düzeneği

6.3 Deneyin Yapılışı

Kararlı rejimde bakır borunun soğutma suyuyla ilk temas ettiği boru dış yüzeyinde (Şekil 6.1), yüzeyin tam orta noktasında ($L_{\text{Boru}}/2$) ve suyun bakır boruyu terk ettiği son noktadaki boru dış yüzeyi sıcaklıkları ile suyun kalibreye giriş ve çıkış sıcaklıkları her dakikada bir ölçülerek o dakika aralığındaki değerlerin ortalaması bilgisayara kaydedilir.

Suyun kalibreye giriş ve çıkış basıncı piyozometrik U borusundan ΔH (Şekil 6.1) yükseklikleri mm civa sütunu cinsinden okunarak ΔP toplam basınç düşüşü ve her bir helis turu için basınç düşüşü hesaplanır.

Soğutma suyu ise çıkışta ölçekli bir kapta biriktirilerek toplam birikme süresi tespit edilir. Yoğuşan buhar da yine ölçekli bir kapta biriktirilerek birikme süresi tespit edilir.

Deney esnasında kare kesitli helisel kanalın üç yüzeyi her ne kadar adyabatik (izoleli) gibi kabul edilse de gerçekte bu yüzeylerden bir miktar ısı suya transfer olmaktadır. Polietilen malzemenin ısı iletim katsayısı $\lambda=0.4 \text{ W/mK}$ alınarak bu yüzeylerden transfer olan ısı hesap edilmeli, dış helis duvarı ısı kaynağına uzak olduğundan buradan olan kayıp ihmal edilebilir.

6.4 Deneyde Ölçülen Değerler ve Yapılan Hesaplamalar

6.4.1 Deneyde Ölçülen Değerler

T_{sg} =Soğutma suyu giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

T_{sc} =Soğutma suyu çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

T_{s1} =Bakır borunun soğutma suyuyla ilk temas ettiği dış yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

T_{s2} =Bakır borunun ortasındaki dış yüzey sıcaklığı (soğutma suyuyla temas ettiği) ($^{\circ}\text{C}$)

T_{s3} = Soğutma suyunun çıktığı noktadaki bakır boru dış yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

$H1$ =Soğutma suyunun helisel kanala girdiği U borusunda civa yüksekliği (mm Hg)

$H2$ =Soğutma suyunun helisel kanaldan çıktığı U borusunda civa yüksekliği (mm Hg)

t_{s0} =Soğutma suyunun ölçekli kapta birikme süresi (s)

m_{s0} =Ölçekli kabın toplam su kapasitesi (=12.16 kg)

t_{y0} =Yoğuşma suyunun birikme süresi (s)

m_{y0} = Yoğuşan suyun biriken miktarı (kg)

6.3.2 Deneyde Ölçülen Değerler Yardımıyla Yapılan Hesaplamalar

T_{sg0} = Su giriş ortalama sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{sç0}$ = Su çıkış ortalama sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

T_{so} = Bakır boru ortalama dış yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

dto = Soğutma suyu ortalama birikme süresi (s)

dt_{y0} = Yoğuşma suyu ortalama birikme süresi (s)

m =Soğutma suyu debisi (kg/s)

V = Soğutma suyu akış hızı (m/s)

$DTLN$ = Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (K)

ΔPO =Bir helis dönüşü için ortalama basınç düşüşü (Pa)

h =Kare kesitli helisin üç kenarının adyabatik (üç kenardan ısı geçişi yok) kabul edildiğinde dördüncü kenar olan boru dış yüzeyi ısı taşınım katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

h' =Deneydeki bakır boru yüzeyinin gerçekteki ısı taşınım katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

(kare kesitin alt ve üst kısmından (adyabatik uç yüzeyli kanatlar) ısı transferinin gerçekleşmesi dikkate alınarak)

Q_{top} =Soğutma suyuna geçen toplam ısı miktarı (W)

Q_{y0} = Bakır boru dış yüzeyinden soğutulduğu esnada iç yüzeyinde yoğuşan buharın toplam yoğuşma gizli ısısı (W)

Deneyde ölçülen sıcaklık ve sürenin ortalamaları aşağıdaki gibi hesaplanır ;

Soğutma suyu giriş, çıkış ve yüzey sıcaklıkları ortalamaları

$$T_{sg0} = \frac{\sum_{i=1}^n T_{sg_i}}{n} \quad T_{sç0} = \frac{\sum_{i=1}^n T_{sç_i}}{n} \quad T_{so} = \frac{\sum_{i=1}^n T_{so_i}}{n} \quad (6.1)$$

Soğutma ve yoğuşma suyu birikme süreleri ortalamaları ;

$$dto = \frac{\sum_{i=1}^n t_{soi}}{n} \quad dtyo = \frac{\sum_{i=1}^n t_{yoi}}{n} \quad (6.2)$$

Soğutma suyu debisi ;

$$\dot{m} = m_{so}/dto \quad (6.3)$$

Su akış ortalama hızı ;

$$V = \dot{m} / \rho . A \quad (6.4)$$

$A = 0.008 * 0.008 \text{ m}^2$ (helisel kanalın kesit alanı)

Yoğuşma suyu ortalama debisi ;

$$\dot{m}_{yo} = m_{yo}/dtyo \quad (6.5)$$

$\rho = 990 \text{ kg/m}^3$ (ort.su sic. göre)

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ;

$$\Delta T_{LN} = \Delta T_B - \Delta T_K / (\ln \Delta T_B / \Delta T_K) \quad (6.6)$$

$$\Delta T_B = T_{so} - T_{sgo} \quad \Delta T_K = T_{so} - T_{sco} \quad (6.7)$$

U manometresinin her iki kolundan okunan ortalama civa yükseklikleri ;

$$H_{1o} = \frac{\sum_{i=1}^n H_{1i}}{n} \quad H_{2o} = \frac{\sum_{i=1}^n H_{2i}}{n} \quad (6.8)$$

Bir tur helis için ortalama basınç düşüşü, kalibre dikey olduğundan, statik ve dinamik basınç değerleri dikkate alınarak hesaplanır. Denklem 6.10'daki b ($=12\text{mm}$) bir tur helis hatvesidir.

$$\Delta H = H_{1o} - H_{2o} \text{ (m Hg)} \quad (6.9)$$

$\rho_{Hg} = 13600 \text{ kg/m}^3$, $\rho_{su} = 1000 \text{ kg/m}^3$

$$\Delta PO = ((\Delta H * g * \rho_{civa} / 36\text{tur}) + (b * g * \rho_{su})) \text{ (Pa)} \quad (6.10)$$

Yaptığımız deneyin doğruluğu suya transfer edilen ısı miktarı Q_{top} ile buharın yoğuşma ısısı Q_{yo} birbirine eşitlenerek ayrıca kontrol edildi;

$$Q_{top} = Q_{yo} \quad (6.11)$$

Ortalama su sıcaklığına göre suyun fiziksel özellikleri bulunur ve sonra suya transfer olan toplam ısı hesaplanır;

$$T_f = (T_{sgo} + T_{sço})/2 \longrightarrow C_p = \dots J/kgK \quad (6.12)$$

$$Q_{top} = m * C_p * (T_{sço} - T_{sgo}) \quad (6.13)$$

Yoğuşma ısısı ise ;

$$Q_{yo} = m_{yo} * h'_{fg} \quad (6.14)$$

$$h'_{fg} = 2257 * 10^3 * (1 + 0.68 * C_{pl} * (T_{sat} - T_{so}) / 2257) \quad (6.15)$$

Fiziksel özellikler ortalama film sıcaklığına göre hesaplanır;

$$T_f = (T_{sat} + T_{so})/2 \longrightarrow C_{pl} = \dots kJ/kgK$$

$$T_{sat} = 100 \text{ C}$$

$$Q_{yo} = m_{yo} * h'_{fg} / dt_{yo} \quad (6.16)$$

6.3.3 Deneyde Ölçülen ve Hesaplanan Değerler

Çizelge 6.1 Deneyde Ölçülen Değerler

Deney Adı: 9m1

Den. No	T _{sç} °C	T _{sg} °C	T _{sl} °C	T _{s2} °C	T _{s3} °C	H1 mm	H2 mm	tso s	mso kg	tyo s	myo kg
1	54.9	21.1	63.2	62.8	61.7	212	29	149	12.1	180	0.88
2	54.8	21.1	63.2	62.8	61.7	212	29	149	12.1	180	0.88
3	54.9	21.2	63.2	62.8	61.7	212	29	149	12.1	180	0.88
4	54.9	21.2	63.2	62.8	61.7	212	29	149	12.	180	0.88
5	54.9	21.2	63.2	62.8	61.7	212	29	149	12.1	180	0.88

Deney Adı: 26n1

Den. No	T _{sq} °C	T _{sg} °C	T _{s1} °C	T _{s2} °C	T _{s3} °C	H1 mm	H2 mm	tso s	mso kg	tyo s	myo kg
1	60.47	25.66	69.23	68.43	68.46	228	19	135	12.16	180	1
2	60.54	25.66	69.32	68.52	68.56	228	19	135	12.16	180	1
3	60.74	25.67	69.35	68.62	68.67	228	19	135	12.16	180	1
4	60.87	25.71	69.37	68.66	68.71	228	19	135	12.16	180	1
5	60.95	25.75	69.39	68.7	68.75	228	19	135	12.16	180	1

Deney Adı: 28n3

Den. No	T _{sq} °C	T _{sg} °C	T _{s1} °C	T _{s2} °C	T _{s3} °C	H1 mm	H2 mm	tso s	mso kg	tyo s	myo kg
1	61.87	27.34	70.65	70.63	69.13	233	13	131	12.16	180	1.02
2	61.95	27.32	70.75	70.73	69.15	233	13	131	12.16	180	1.02
3	62.09	27.34	70.81	70.79	69.19	233	13	131	12.16	180	1.02
4	62.21	27.43	70.97	70.95	69.2	233	13	131	12.16	180	1.02
5	62.3	27.47	70.95	70.93	69.24	233	13	131	12.16	180	1.02

Deney Adı: 13t2

Den. No	T _{sq} °C	T _{sg} °C	T _{s1} °C	T _{s2} °C	T _{s3} °C	H1 mm	H2 mm	tso s	mso kg	tyo sn	myo kg
1	51.92	23.75	60.23	59.29	59.1	519	229	111	12.16	180	0.97
2	51.77	23.77	60.01	59.07	58.88	519	229	111	12.16	180	0.97
3	51.82	23.89	60.02	59.08	58.92	519	229	111	12.16	180	0.97
4	51.83	23.96	60.02	59.06	58.9	519	229	111	12.16	180	0.97
5	51.93	23.99	60.04	59.11	58.95	519	229	111	12.16	180	0.97

Deney Adı: 3t1

Den. No	T _{sq} °C	T _{sg} °C	T _{s1} °C	T _{s2} °C	T _{s3} °C	H1 mm	H2 mm	tso s	mso kg	tyo sn	myo kg
1	46.77	24.29	52.96	52.97	52.7	376	25	101	12.16	190	0.87
2	46.57	24.3	53.11	53.13	52.84	376	25	101	12.16	190	0.87
3	46.56	24.33	53.18	53.19	52.89	376	25	101	12.16	190	0.87
4	46.53	24.34	53.22	53.23	52.93	376	25	101	12.16	190	0.87
5	46.22	24.32	53.02	53.02	52.73	376	25	101	12.16	190	0.87

Deney Adı: 13t3

Den. No	T _{sq} °C	T _{sg} °C	T _{s1} °C	T _{s2} °C	T _{s3} °C	H1 mm	H2 mm	tso s	mso kg	tyo sn	myo kg
1	49.89	24.26	58.74	57.39	57.22	560	189	97	12.16	180	0.97
2	49.93	24.2	58.76	57.43	57.27	560	189	97	12.16	180	0.97
3	49.85	24.14	58.92	57.47	57.31	560	189	97	12.16	180	0.97
4	49.8	24.08	59.05	57.51	57.34	560	189	97	12.16	180	0.97
5	49.77	24.03	59.17	57.54	57.37	560	189	97	12.16	180	0.97

Deney Adı: 4t12

Den. No	T _{sq} °C	T _{sg} °C	T _{s1} °C	T _{s2} °C	T _{s3} °C	H1 mm	H2 mm	tso s	mso kg	tyo sn	myo kg
1	48.14	23.61	55.44	55.42	55.13	616	157	88	12.16	180	1.1
2	48.34	23.61	55.73	55.71	55.42	616	157	88	12.16	180	1.1
3	48.36	23.61	55.73	55.72	55.41	616	157	88	12.16	180	1.1
4	48.35	23.6	55.74	55.73	55.43	616	157	88	12.16	180	1.1
5	48.33	23.59	55.73	55.73	55.41	616	157	88	12.16	180	1.1

Deney Adı: 9t6

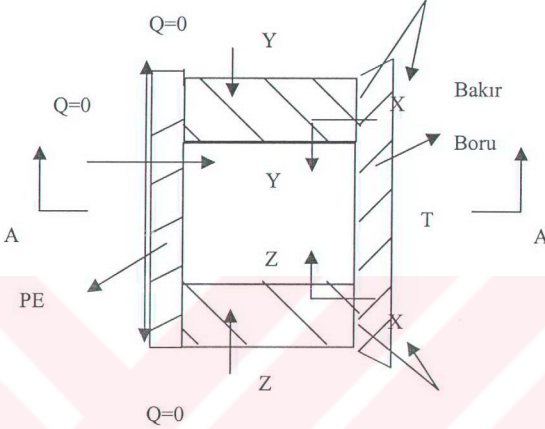
Den. No	T _{sq} °C	T _{sg} °C	T _{s1} °C	T _{s2} °C	T _{s3} °C	H1 mm	H2 mm	tso s	mso kg	tyo sn	myo kg
1	43.43	23.34	50.68	50.49	50.3	636	118	81	12.16	180	0.93
2	43.49	23.32	50.74	50.53	50.36	636	118	81	12.16	180	0.93
3	43.63	23.31	50.68	50.51	50.3	636	118	81	12.16	180	0.93
4	43.62	23.3	50.48	50.33	50.11	636	118	81	12.16	180	0.93
5	43.68	23.35	50.42	50.28	50.06	636	118	81	12.16	180	0.93

Deney Adı: 4t2

Den. No	T _{sq} °C	T _{sg} °C	T _{s1} °C	T _{s2} °C	T _{s3} °C	H1 mm	H2 mm	tso s	mso kg	tyo sn	myo kg
1	42.13	22.87	49.57	49.42	49.11	691	88	77	12.16	180	1.04
2	42.18	22.83	49.67	49.51	49.2	691	88	77	12.16	180	1.04
3	42.19	22.8	49.63	49.48	49.17	691	88	77	12.16	180	1.04
4	42.24	22.85	49.63	49.49	49.17	691	88	77	12.16	180	1.04
5	42.35	22.94	49.68	49.55	49.23	691	88	77	12.16	180	1.04

6.5 Helisel Kanalı Duvarlarından (Hatveden) Suyu Geçen Isının Hesabı

Şekil 6.5'deki T kenarı sabit sıcaklıktaki bakır boru yüzeyini, X oldukça kalın (adyabatik kabul edilen) polietilen kalibre duvarını (kanat ucunu), Y ve Z yüzeyleri ise suyun polietilenle temas ettiği, ısının az da olsa transfer olduğu kanat yüzeylerini (hatve) temsil etmektedir.



Şekil 6.5 Helisel kanal kare kesiti ile kare kesitin alt ve üst cidarları

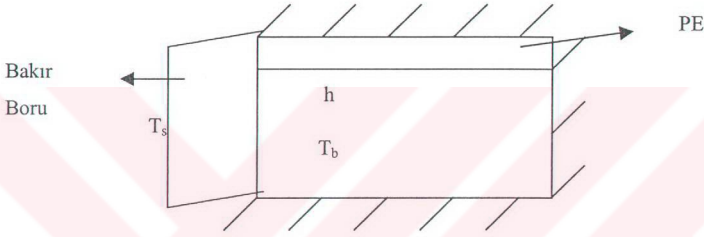
Fluent programı ile Y ve Z kenarlarından suya transfer olan ısı miktarı hesaplanmış ve bu miktar deney ölçümlerinden elde edilen değerler yardımıyla hesaplanan Q_{top} (suya transfer olan ısı) değerinden çıkartılarak sadece bakır borudan suya transfer olan ısı miktarı bulunmuştur. Bulunan bu değer yardımıyla bakır boru ile suyun temas yüzeyindeki gerçek taşınım ısı transfer katsayısı h' değeri hesaplanmıştır.

Bunun için öncelikle Y ve Z yüzeylerine ait h taşınım ısı transfer katsayıları, aynı su hızı ve dört kenarı aynı sabit yüzey sıcaklığında kare kesitli helisel kanal için nümerik olarak hesaplanmıştır. Y ve Z kenarları için hesaplanan h değerleri ile T yüzeyindeki sabit yüzey sıcaklık sınır şartları programa girilerek Y ve Z yüzeyinden suya transfer olan ısı miktarları hesaplandı.

Hesaplama yapılırken aşağıdaki şekil 6.6'deki A-A kesiti gibi kare kesit ve hatvesi ortadan ikiye bölünmüş, hatve ve kare kesitin üst, alt ve sağ yan yüzeylerinde adyabatik; sol yan duvarlar ise sabit T_s yüzey sıcaklığı sınır şartı tanımlanmıştır. Nümerik çözüm yapılırken kesit kenarlarda sık ortalarda seyrek 50x50 formunda parçalara bölünmüştür.

Nümerik çözümler sonucu polietilen kanatlardan suya transfer olan ısının, bakır borudan suya transfer olan ısı yanında çok küçük olduğu anlaşılmıştır. Bu değer suya transfer olan toplam ısı miktarının %3.5-2.5'ü (Çizelge 6.3) civarındadır. Su hızı artıka bu değeri giderek küçülmekte ve % sıfıra doğru yaklaşmaktadır. Diğer bir ifade ile su hızının artması ile birlikte ısı sadece bakır boru dış yüzeyinden suya transfer olmaktadır.

Çizelge 6.2'de kanatlardan suya transfer olan ısı Q_{kanat} ile kanat ve bakır boru dış yüzeyinden suya transfer olan toplam ısı Q_{top} , nümerik çözümlerden elde edilip, kanattan transfer olan ısının toplam ısı miktarının yüzde kaçı olduğu belirlenmiştir.



Şekil 6.6 Helisel kanal A-A kesiti

$$Q_{top} = Q_{Bakır\ boru} + Q_{kanat} \quad (6.17)$$

$$Q_{Bakır\ boru} = h' A_{bakır} \Delta T_{LN} \quad h' = \dots \text{ hesaplanır.} \quad (6.18)$$

Çizelge 6.3'den anlaşılaacağı gibi yoğunlaşma ısısı (Q_{yo}) ile suya geçen toplam ısı miktarı (Q_{top}) hemen hemen birbirleri ile aynı değerlerdedir. Bu da yapılan deneyin ne derece doğru olduğunu bize ispatlamaktadır.

Çizelge 6.3'te hızın artmasıyla birlikte h taşınım ısı transfer katsayısının da arttığı görülebilir. Buradaki h değeri hatvelerin izoleli kabul edilmesi sonucu hesaplanan taşınım ısı transfer katsayılarıdır. Burada her ne kadar duvarlar adyabatik kabul edilse de bir miktar ısı geçişi hatvelerdeki PE kısımlardan olmaktadır. Bu kısımlardan suya geçen ısı miktarı dikkate alınıp, bakır boru ile suyun temas ettiği yüzeydeki gerçek ısı taşınım katsayısı h' hesaplanmış, çizelge 6.3'de gösterilmiştir. Deneydeki gerçek taşınım katsayıları Çizelge 6.3'deki h' değerleri olur. Çünkü bu değeri tüm deney şartlarına uygun olarak ölçülmüş ve hesaplanmış gerçek yüzey taşınım ısı transfer katsayısıdır.

Çizelge 6.2 Suya helis alt ve üst duvarlarından transfer olan ısı miktarı Q_{kanat} ile toplam ısı miktarının Q_{top} karşılaştırılması

Deney Adı	Vsu m/s	Q Kanat W	Q Toplam W	% Q Kanat
9m1	1.28	413	11492	3.6
26n1	1.41	439	13113	3.35
28n3	1.46	430	13434	3.2
13t2	1.73	385	12819	3
3t1	1.89	318	11138	2.85
13t3	1.98	370	13470	2.75
4t12	2.17	377	14244	2.65
9t6	2.35	328	12642	2.6
4t2	2.5	320	12823	2.5

Çizelge 6.3 Hesaplanan Değerler

D.A.	T _{sc} °C	T _{sg} °C	T _{so} °C	ΔT _{Ln} °C	Δto s	V m/s	ΔP Pa	H W/m ² K	h' W/m ² K	Q _{to} W	Q _{yo} W
9m1	54.9	21.2	62.6	20.0	149	1.28	809	9497	9155	11492	11569
26n1	60.7	25.6	68.8	20.9	136	1.41	908	10336	9989	13113	13159
28n3	62.0	27.3	70.2	20.9	131	1.46	949	10606	10266	13434	13265
13t2	51.8	23.8	59.3	18.0	111	1.73	1213	11759	11406	12819	12788
3t1	46.5	24.3	53	14.9	101	1.89	1444	12409	12055	11138	10961
13t3	49.8	24.1	57.8	17.9	97	1.98	1519	12426	12084	13470	12876
4t12	48.3	23.6	55.5	16.6	88	2.17	1852	14139	13764	14244	14681
9t6	43.5	23.3	50.4	14.7	81	2.35	2073	14208	13838	12642	12397
4t2	42.2	22.8	49.4	14.8	76	2.5	2395	14286	13928	12823	13134

6.6 Deneyin Hata Analizi

Deney yapılırken kullanılan ölçme aletlerinin her birinin ölçüm hassasiyeti vardır, örneğin kütleyi belirlemek için kullanılan tartının ± 20 gr, kumpasın ± 0.01 mm hassasiyetle ölçüm yapması gibi.. Ölçüm esnasında ölçme aletlerinin hassasiyetlerinden kaynaklanan belirsizlik (hata) hesaplanmalıdır.

Kurulu bir deney düzeneğinden bir takım ölçümler yapılarak n adet ($x_1, x_2, \dots, x_n$) bağımsız değişkene bağlı olan R değeri hesaplanacak olsun. R değerindeki belirsizlik w_R , diğer değişkenlerdeki belirsizlikler ise sırasıyla $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ olsun buna göre w_R değeri;

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.19)$$

formülünden hesaplanır.

Örneğin deneyde debi ölçülecek olsun.

$$\text{Debi} = \dot{m} = m / t \quad (6.20)$$

$$w_{\dot{m}} = \left(\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial m} w_m \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} w_t \right)^2 \right)^{1/2} = \left((w_m / t)^2 + \left(-\frac{m}{t^2} w_t \right)^2 \right)^{1/2} \quad (6.21)$$

$$\% w_{\dot{m}} = \frac{w_{\dot{m}}}{\dot{m}} * 100 \quad (6.22)$$

Aşağıdaki çizelge 6.4'de deneyde kullanılan ölçüm aletlerinin belirsizlik değerleri verilmiştir. Buna göre deneylerde ölçülen ve hesaplanan değerlerin hata analizi (belirsizlik değerleri) çizelge 6.5'de verilmiştir.

Not : Zaman için belirsizlik değeri, ölçüme başlarken 1s ve ölçümü durdururken 1 s olmak üzere toplam ± 2 s olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 6.4 Deneyde ölçülen değerlerin belirsizlikleri

Ölçülen Değer	Ölçüm Aletindeki Belirsizlik
Sıcaklık	$\pm 0.01^{\circ}\text{C}$
Basınç	$\pm 1 \text{ mm Hg}$
Zaman	$\pm 2 \text{ s}$
Kütle	$\pm 20 \text{ g}$
Uzunluk	$\pm 0.01 \text{ mm}$

Çizelge 6.5 Deneyden ölçülen birimler yardımıyla hesaplanan değerlerdeki belirsizlik

Hesaplan Değer	% Hata	Hesaplan Değer	% Hata	Hesaplan Değer	% Hata
$T_{s\check{c} \text{ ort}}, T_{sg \text{ ort}},$ $^{\circ}\text{C}$	0.45	H_{ort} mm Hg	0.38	Pr	0.35
dt_o s	1.1	ΔH mm Hg	0.12	Nu	1.68
$\dot{m}$ kg/s	0.32	ΔP Pa	0.08	Bi	1.72
$\dot{m}_{yo}$ kg/s	2.2	T_f $^{\circ}\text{C}$	0.33	h $\text{W/m}^2\text{K}$	1.72
V m/s	1.8	Q_{toplaml} W	1.56	a m^2/s	0.13
λ W/mK	0.13	h'_{fg} kJ/kg	0.61	q'' W/m^2	1.54
C_p J/kgK	0.002	Q_{yo} W	2.29	Q W	1.55
v m^2/s	0.32	Re	2.1	ΔT $^{\circ}\text{C}$	1.9

7. PROTOTİP KALİBREDE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ VE DENEYLERLE KARŞILAŞTIRILMASI

Önceki bölümde helisel kanallı kalibrenin prototipine ait deneyler yapıp sonuçları tablolar halinde verilmişti. Bu bölümde ise bilgisayar ortamında deneydeki benzer sınır şartları ile Fluent programında sayısal olarak çözümü yapıldı.

Yapılan deneylerden 9t6 isimli deneyin çözüm algoritması ve sonuçları aşağıda detaylı olarak anlatılmıştır.

7.1 Çözüm Algoritması

1) Daha önceden Gambit çizim programında modellenen sonlu parçalara bölünmüş teknik resim Fluent programına 'Export' komutu ile aktarılır ve

FILE READ CASE komutu ile bu model fluent programına tanımlanır.

2) GRID CHECK komutu ile tanımlanan bu model bir takım geometrik kontrollerden geçirilir.

3) GRID SCALE komutu ile boyutlar mm biriminde ayarlanır.

4) SMOOTH SWAP komutu ile daha önceden yapılmış olan küçük parçalara ayırma işleminde gerekli olan modifikasyonlar yapılır.

5) DEFINE MODELS SOLVER SEGREGATED IMPLICIT SOLVER çözüm yöntemi olarak seçilir.

6) DEFINE MODELS ENERGY komutu ile enerjinin korunumu denklemlerinin nümerik olarak çözülebilmesi sağlanır.

7) DEFINE MODELS VISCOUS RNG (Renormalization Group Theory) komutu ile türbülanslı akış için çözüm modeli olan RNG metodu seçilir.

Near Wall Treatment = Two layer zonal model seçilir. Bu model duvar yakını ve civarındaki akışın çözümünü sağlar.

Inclusion of buoyancy effects on ϵ 'i seçerek yerçekimi ve sıcaklık farkından dolayı meydana gelen yoğunluk farklarının türbülans disipasyon oranı ϵ 'na etkileri dikkate alınır.

8) DEFINE MATERIALS komutu ile kullanılan sıvı (su) özelliklerini tanımlanır. Bu

simulasyon esnasında suyun fiziksel özelliklerinin sıcaklığa bağlı olarak değişken olması durumu için çözüm yapılacaktır. Bakınız Ek.1.

9) DEFINE OPERATING CONDITIONS panelinde çevre şartları için basıncı $P=101325$ Pa, $g = 0$ kabulü yapılacaktır.

10) DEFINE BOUNDARY CONDITIONS

a) Wall D1 : $T=323.56$ K, bakır borunun suyla temas ettiği duvar.

b) Wall D2 = Wall D3 = Wall D4: Adyabatik $q=0$ W/m² izoleli, kalibrenin suyla temas ettiği duvar.

c) Velocity Inlet: Su girişi, Magnitude Normal to Boundary, $V=2.35773$ m/s, su giriş sıcaklığı $T_{su}=296.47$ K, türbülans şiddeti, $I=5\%$, hidrolik çap, $D_H = 0.008$ m.

d) Out Flow: Su çıkışı.

e) Fluid: Su.

11) SOLVE CONTROLS SOLUTION komutu ile ‘Under-relaxation factors’ (URF) değerlerini, ‘Discretization’ yöntemlerini, ‘Upwind Scheme’ değerlerini giriyoruz.

URF : Pressure = 0.3, Momentum = 0.7, Energy = 0.8, Türbülans Dissipation Rate = 0.8, Viscosity = 1, Density = 1, Body Forces = 1

Discretization: Pressure: PRESTO, Momentum: Second Order, Pressure-Velocity Coupling : SIMPLE, Energy: Second Order, Turbulence Dissipation Rate: Second Order

12) SOLVE MONITORS RESIDUAL komutundan ‘Plot’ seçeneğini işaretlenerek iterasyon esnasında yakınsamanın gerçekleşip gerçekleşmediğini Residuals-Iteration grafiği çizdirilerek anlaşılabılır.

13) FILE WRITE CASE komutu ile şu ana kadar girilen tüm değerler kaydedilir.

14) SOLVE INITIALIZE INITIALIZE komutu ile ‘Compute From’ dan ‘Velocity Normal to Boundary’ seçeneği işaretlenir. Çözüme başlamak için sınır şartları $T_{su}=296.47$ K, $k_0=0.02084599$ m²/s², $\epsilon_0=0.883122$ m²/s³, $V_y=2.357734$ m/s

15) SOLVE ITERATE komutu ile iterasyona (çözüme) başlarız.

Giriş türbülans şiddeti, kinetik enerjisi ve disipasyon oranları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$I = \frac{u'}{u} \cong 0.16(\text{Re}_{D_H})^{-1/8} \cong \%5 \quad (7.1)$$

$$k_0 = \frac{3}{2}(u_0 I)^2 \quad (7.2)$$

$$\varepsilon_0 = C_\mu^{3/4} \frac{k_0^{3/2}}{l} \quad (7.3)$$

$$l = 0.07a \quad (7.4)$$

7.2 Sayısal Çözümlerin Sonuçları

Sayısal çözüm yapılırken helisel kanal kesatine x ve y eksenleri boyunca kenarlara yakın bölgeler sık, ortalara doğru gittikçe seyrekleşen bölme işlemi uygulanır. Şekil 7.1'da 20x20 adet ağdan oluşan kare kesitli helisin kesit görüntüsü verilmiştir. Nümerik çözümler 20x20, 30x30, 40x40, 45x45, 50x50 adet ağı helisel kanallar için denenmiş ve 45x45 adet ağdan sonra h taşınım katsayıları ve Nu sayısının fazla değişmediği (%1'in altında) anlaşılmıştır. Çizelge 7.1'de değişik bölme şekillerine ait h ve Nu değerleri verilmiştir. Daha önce dairesel kesitli helisel kanallarda türbülanslı akışı nümerik çözen Yang ve Ebdian (1995) çözümlerini helis akış kesitini birbirine eş 22x22, 30x30, 42x42, 50x50, 62x62, 70x70 adet ağlara ayırarak yapmışlar ve 62x62 adetten daha fazla sayıda ağlara ayırma durumunda sonuçlarda önemli bir değişikliğin olmadığını belirtmişlerdir. Bizim modelimizde kenarlar sık ortalar daha seyrek olduğundan 50*50 adet ağa bölme ile istenen sonuç elde edilmiştir. Bundan sonraki bölme işlemleri 50x50 şeklinde yapılacaktır.

Çizelge 7.1 Değişik sayıda ağlara ayırma işlemlerine göre Nu ve h değerleri

Ağ Sayısı	Nu	h W/m ² K
20x20	150.23	11870
30x30	167.40	13259
40x40	177.22	14093
45x45	178.02	14169
50x50	178.72	14255

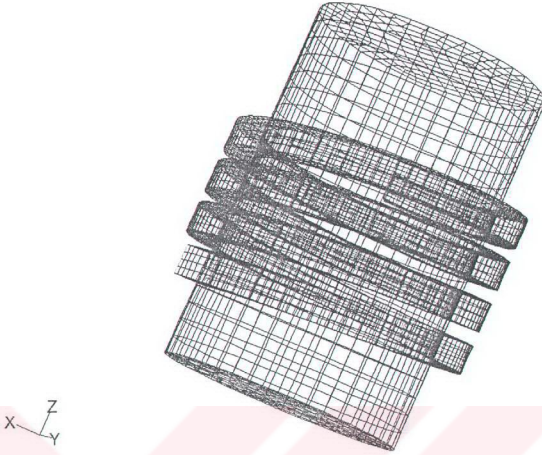
Çizelge 7.1'deki Nu ve h değerleri tamamen gelişmiş akıştaki Nu ve h değerleridir. Akışın tamamen gelişmiş olup olmadığını anlamak için helisin girişinden itibaren herbir tur altı eşit

parçaya bölünmüş, sabit sıcaklıktaki helis iç duvarındaki h taşınım katsayısı veya Nu değerlerine bakılmış ve bu değerlerin sabitleştiği noktada (11/6. tur) termik sınır tabaka gerçek değerine ulaşmıştır. Ayrıca helis girişinden itibaren her 1/6 turda akış kesitindeki hız dağılımlarına bakılmış ve değişik kesitlerde hız dağılımlarının birbirlerine eşit olmaya başladığı nokta araştırılmış ve bu noktanın h değerlerinin sabit olmaya başladığı nokta ile hemen hemen aynı bölgede olduğu anlaşılmıştır. Xin ve Ebadian (1997) laminar akışta dairesel kesitli helisel kanalda akışta gelişmiş akımın 2. turdan itibaren başladığını belirtmiştir. Hogg (1968) türbülanslı akışta gelişmiş akışın 1/2. turdan itibaren başladığını göstermiştir. Bizim modelimizde akış türbülanslı olduğundan laminar akışa göre tam gelişmiş akışın biraz daha önce oluşması gayet normal bir durumdur. Aşağıdaki şekillerde (Şekil 7.3 ve 7.4) 10/6. tur ile 11/6.tur hız dağılımları gösterilmiştir. Dikkat edilirse her iki kesitteki hız dağılımları birbirleri ile aynıdır ve maksimum hızlar dış helis duvarında, iç helis duvarında ise ortalama akış hızı daha düşüktür. Aynı bölge için sıcaklık dağılımları ise şekil 7.10 ve 7.11'de gösterilmiştir. Buradan sıcaklık dağılımının 11/6. turda geliştiği anlaşılmaktadır. Sıcaklık ve hız dağılımları incelendiğinde bunların her ikisinin de aynı bölgede geliştiği anlaşılmaktadır. Bilgisayarla yapılan nümerik hesaplamalar sonucu sabit yüzey sıcaklığındaki boru yüzeyi taşınım ısı transfer katsayısı (h) ve bir tur helisin gelişmiş akımda basınç düşüşü (ΔP) Çizelge 7.2'de, 6.bölümde deneylerden elde edilen sonuçlarla nümerik çözümlerin karşılaştırılması Çizelge 7.3'de görülebilir

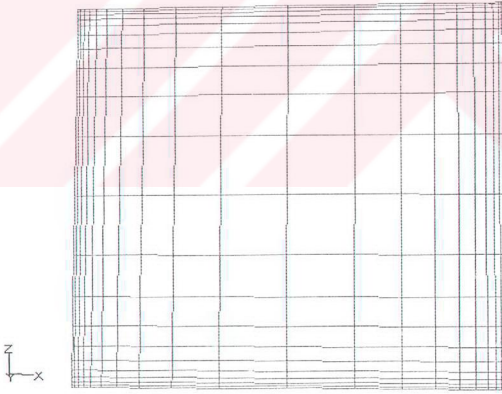
Aşağıdaki çizelge 7.3 dikkatle incelendiğinde deneylerden elde edilen ve nümerik çözümlerle hesaplanan h taşınım ısı transfer katsayıları arasında %6 ve % 0 gibi oldukça düşük farklar olduğu görülmektedir. Aynı şekilde (çizelge 7.4) ΔP bir tur helis basınç düşüşü, deneyler ile nümerik çözümler arasında % -0.8 - % 6.9 aralığında farkla bulunabilmektedir.

Ayrıca farklı hatveler (b/R) ve sarım oranları (a/R) için hız ve sıcaklık dağılımları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Şekil 7.14, 7.15 dikkatle incelenecek olursa hatve oranı arttıkça sıcaklık konturları saat yönünde dönmektedir.

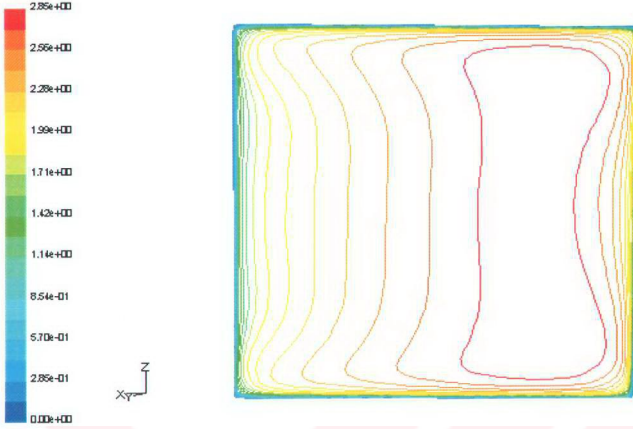
Modellediğimiz helisel kanallı kalibrenin prototipi ile gerçekleştirdiğimiz deney (6. Bölüm) ile bu deneylerin bilgisayar ortamında nümerik çözdürülmesindeki esas amaç nümerik çözümde seçilen metodlar ve kabullerle gerçeğe ne kadar yakın sonuç elde edileceğidir. Yapılan nümerik çözümler, seçilen yöntem ve kabullerin oldukça doğru olduğunu göstermektedir. Bundan sonra yapılacak tüm nümerik çözümlerde aynı metod ve yöntemler kullanılacaktır .



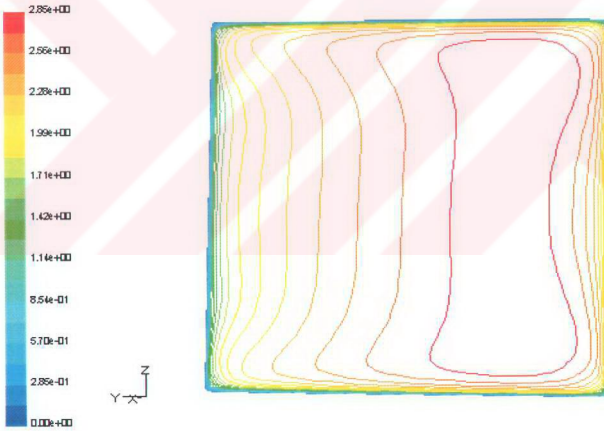
Şekil 7.1 Helisel kanalın şematik gösterimi



Şekil 7.2 Helisel kanalın kesiti 20x20 adet ağı

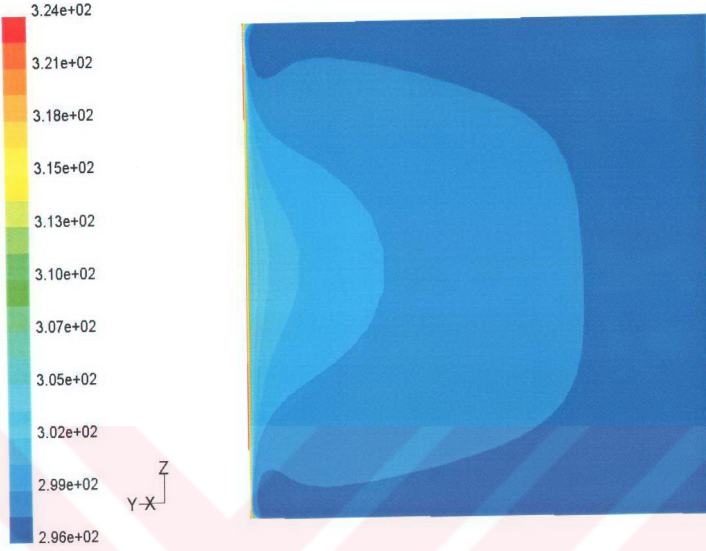


Şekil 7.3 10/6. turda helisel kanal kesitindeki eş aksenal hız eğrileri

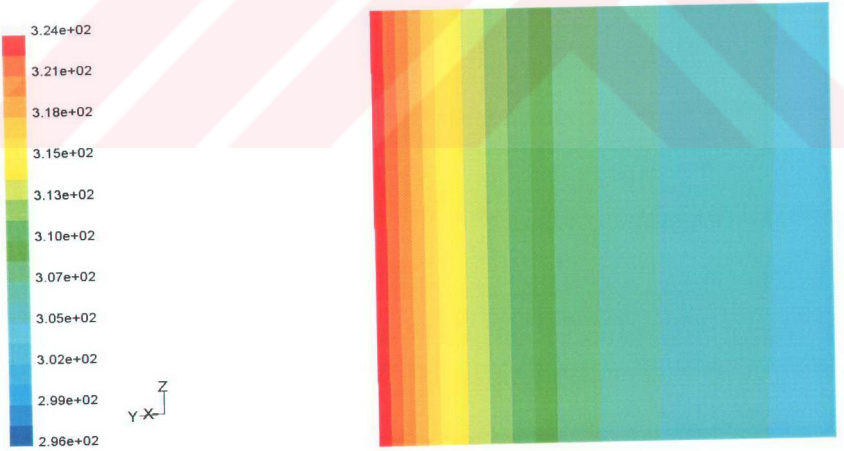


Şekil 7.4 11/6.turda helisel kanalda eş aksenal hız eğrileri

Not: Şekillerdeki kesitlerin tümünde sol taraf helis iç yüzeyini, sağ taraf helis dış yüzeyini temsil etmektedir.



Şekil 7.5 Tam gelişmiş akışta sıcaklık konturları(K)



Şekil 7.6 Helis iç duvarındaki sıcaklık konturlarının büyütülmüş hali

Çizelge 7.2 Sayısal çözümlerin sonuçları

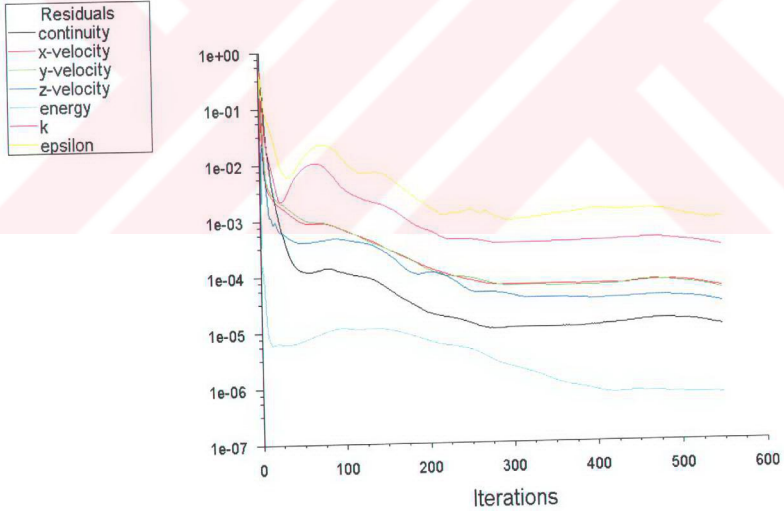
D. Adı	Vsg m/s	Tsg C	Ts C	$h_{Say.}$ W/m ² K	Δp Pa
9m1	1,28	21,21	62,6	9201	840
26n1	1,413	25,69	68,84	10267	912
28n3	1,46	27,38	70,27	10640	960
13t2	1,729	23,87	59,37	11615	1272
3t1	1,893	24,31	53	12315	1512
13t3	1,978	24,14	57,89	12900	1632
4t12	2,17	23,6	55,56	13636	1896
9t6	2,3577	23,32	50,41	14255	2184
4t2	2,5	22,85	49,43	14904	2376

Çizelge 7.3 Deneysel ve sayısal taşınım ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması

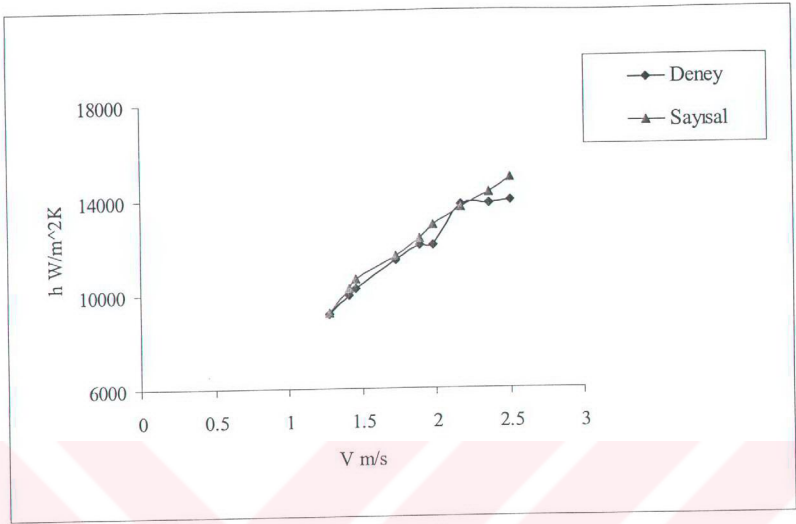
D.Adı	$h_{Sayısal}$ W/m ² K	h_{Deney} W/m ² K	% Fark $h_{Deney}-h_{Say.}$
9m1	9201	9155	-0.49
26n1	10267	9989	-2.77
28n3	10640	10266	-3.65
13t2	11615	11406	-1.85
3t1	12315	12055	-2.69
13t3	12900	12084	-6.75
4t12	13636	13764	0.93
9t6	14255	13838	-3
4t2	14904	13928	-6.97

Çizelge 7.4 Bir tur helis için basınç düşüşünün deneysel ve sayısal karşılaştırılması

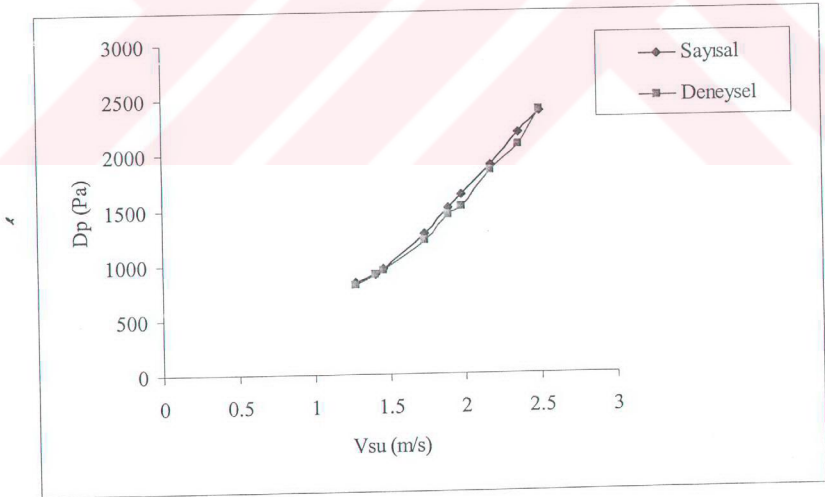
D. Adı	ΔP Deneysel Pa	ΔP Sayısal Pa	% Farkı
9m1	809	840	3.8
26n1	908	912	0.04
28n3	949	960	1.1
13t2	1213	1272	4.86
3t1	1444	1512	4.4
13t3	1519	1632	6.9
4t2	1852	1896	2.32
9t6	2073	2184	5.35
4t2	2395	2376	-0.8



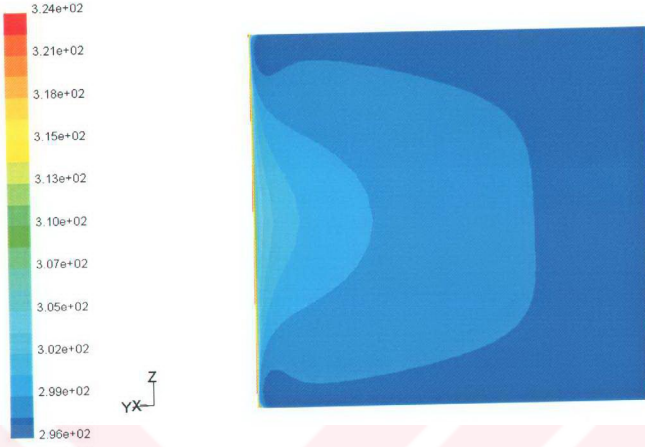
Şekil 7.7 Yakınsaklık kriteri kabul edilebilir hata 'Residual' değerlerinin iterasyonla değişimi



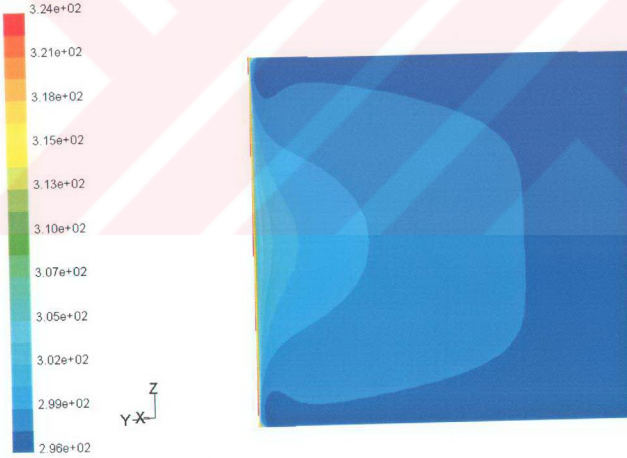
Şekil 7.8 Ortalama ısı taşınım katsayısının su hızına bağlı olarak değişimi



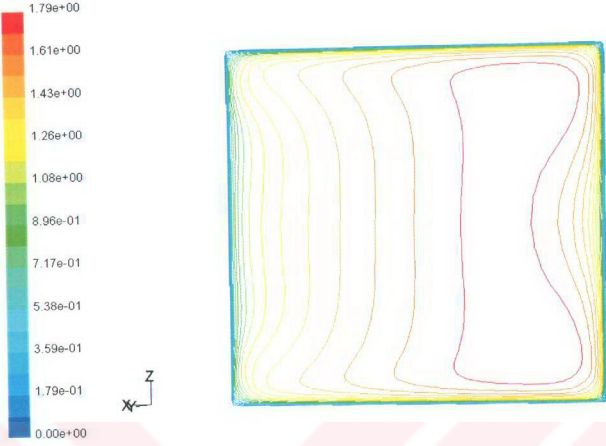
Şekil 7.9 Bir tur helis basınç düşüşünün su hızına bağlı olarak değişimi



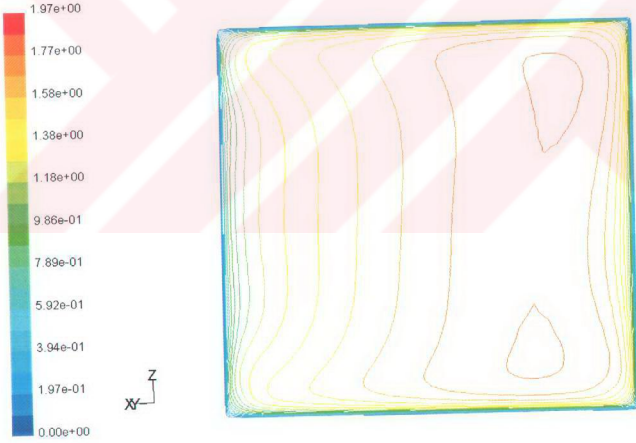
Şekil 7.10 10/6. tur helis için sıcaklık konturları



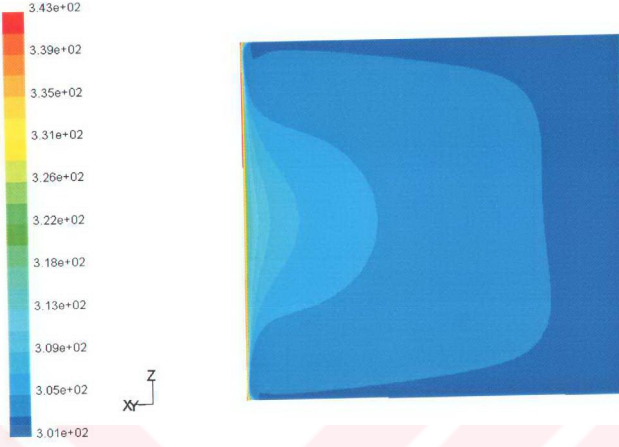
Şekil 7.11 11/6. tur helis için sıcaklık konturları



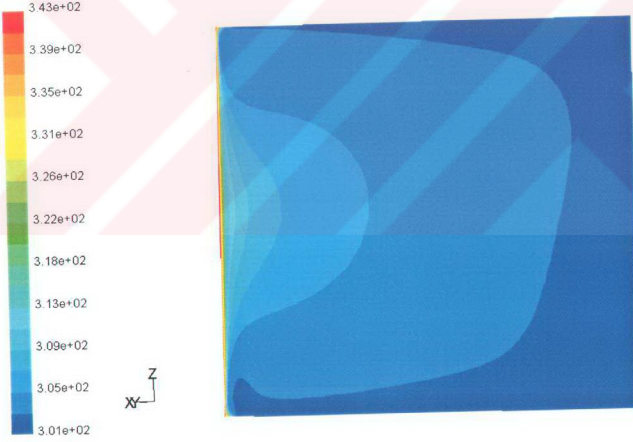
Şekil 7.12 Gelişmiş akımda $b/R=0.328$ için eş eksenal hız eğrileri



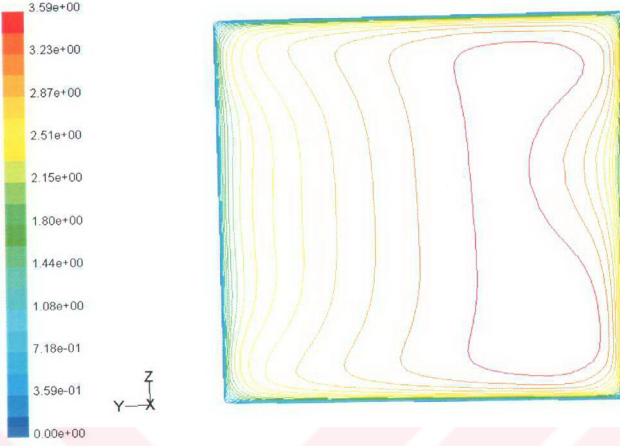
Şekil 7.13 Gelişmiş akımda $b/R=0.98$ için eş eksenal hız eğrileri



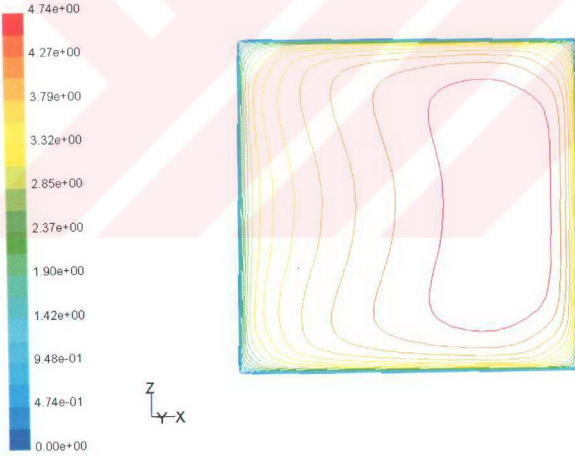
Şekil 7.14 Gelişmiş akımda $b/R=0.328$ için sıcaklık konturları



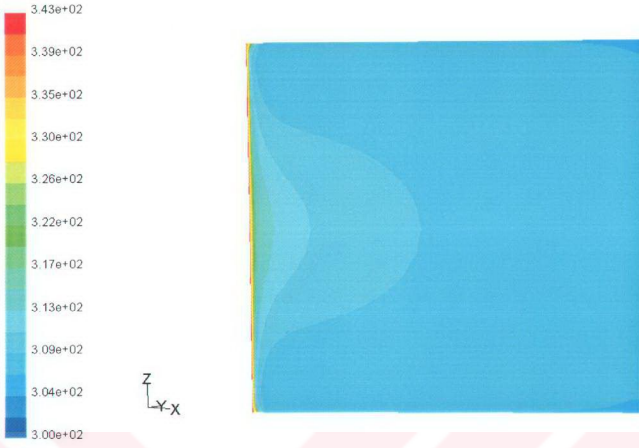
Şekil 7.15 Gelişmiş akımda $b/R=0.98$ için sıcaklık konturları



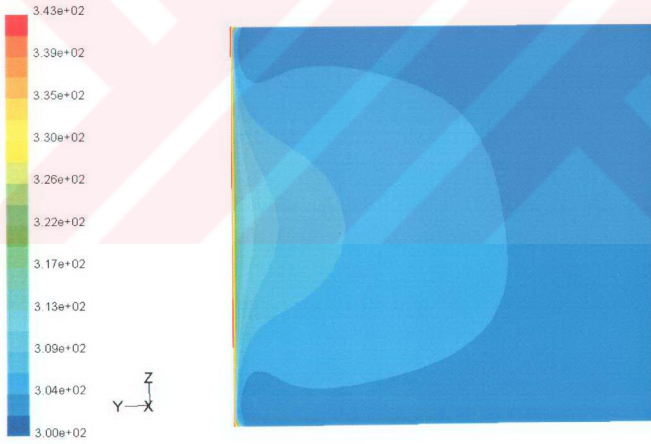
Şekil 7.16 $Re=19489$ ve $a/R=0.08$ için eş aksenal hız eğrileri



Şekil 7.17 $Re=19489$ ve $a/R=0.0266$ için eş aksenal hız eğrileri



Şekil 7.18 $Re=19489$ ve $a/R=0.0265$ için sıcaklık konturları



Şekil 7.19 $Re=19489$ ve $a/R=0.08$ için sıcaklık konturları

7.3 Helisel Kanalda Türbülanslı Akışta Isı Transferi ile İlgili Daha Önceden Yapılan Deneysel Çalışmaların Sonuçlarının Aynı Sınır Şartlarında Sayısal Çözümlerle Karşılaştırılması

Sayısal çözümde kullandığımız model, metot ve çözüm algoritmalarının seçiminin ne derece isabetli olduğunu anlayabilmek için helisel kanalda, türbülanslı akışta ısı transferi ile ilgili daha önceden yapılan deneysel çalışmaların sonuçları ile aynı sınır şartlarında bilgisayardan elde edilen sayısal çözümlerin sonuçları karşılaştırılacaktır.

Helisel kanalda ısı transferi ile ilgili şimdiye kadar yapılan deneysel çalışmalar daha çok tüm helis kesitinin duvarlarının sabit sıcaklık sınır şartında olmaları durumunda gerçekleştirilmiştir. Halbuki bu çalışmada bir kenarı sabit sıcaklıkta diğer üç kenarı izoleli (adyabatik) sınır şartı kullanıldı. Şimdiye kadar yapılan çalışmalarda bu sınır şartlarında (üç kenar adyabatik bir kenar sabit sıcaklıkta) deneysel bir çalışmaya rastlanamadığından seçmiş olduğumuz metot, algoritma ve modellerin doğruluğunu tüm helis kesitinin sabit duvar sıcaklığı sınır şartında olması durumu için araştıracağız.

Aşağıdaki tablolarda dört kenarı sabit sıcaklık sınır şartında kare kesitli helisel kanalda türbülanslı gelişmiş akışta nümerik çözümler sonucu hesaplanan Nu değerleri ile aynı sınır şartlarında değişik araştırmacılar tarafından elde edilen deneysel veriler karşılaştırılmaktadır.

Sayısal çözümde SIMPLE çözüm algoritması, RNG (k- ϵ) türbülans modeli, iki tabakalı bölge duvar yakını bölgeler yaklaşımı, ikincil ‘Second-Order’ enterpolasyon yöntemi kullanılmış ve akış kesiti kenarlar sık, ortalar seyrek olacak şekilde 50*50 adet ağa bölme işlemine tabi tutulmuştur.

Aşağıdaki çizelge 7.5’den görüleceği gibi daha önceki deneysel çalışmalar (bknz. Ek 5) ile sayısal çözümler arasında en fazla % 6 fark vardır, bu da sayısal çözümde kullanılan metot, model, algoritma „v.b.’nin ne kadar doğru olduğunu göstermektedir. $9.125 < R/a < 37.5$ ve $19489 < Re < 133333$ aralığında tüm helis yüzeyinin sabit sıcaklık sınır şartında olması durumu için Sayısal çözümler yapılmış bulunan sonuçlar ile kare kesitli helisel kanalda türbülanslı tam gelişmiş akışta ortalama yüzey Nu sayısını hesaplayan yeni bir formül geliştirilmiştir.

$$Nu_{y,r} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (0.7864 a/R + 1.2204) \quad (7.5)$$

Bu formül $9.125 < R/a < 37.5$ ve $19489 < Re < 133333$ aralığında geçerlidir. Ayrıca tüm yüzeyi sabit sıcaklıkta kare kesitli helisin her bir duvarı için hesaplanan Nu sayıları ayrı ayrı çizelge 7.6’de gösterilmiştir. En yüksek Nu sayısının dış duvarda, en düşüğün iç duvarda, alt ve üst

duvarlarda ise birbirine hemen hemen eşit iç ve dış duvar Nu değerleri arasında bir değer olduğu anlaşılmıştır.

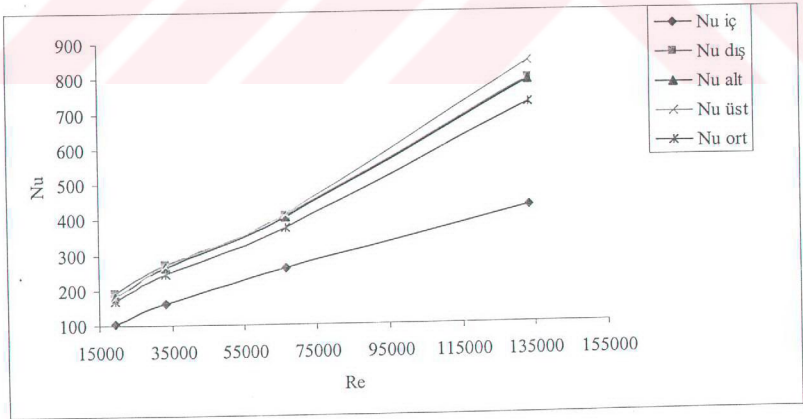
Çizelge 7.5 Helisel kanalda ısı transferi üzerine daha önceden çalışan araştırmacıların deneysel çalışmalarının sonuçlarının bu çalışmada kullanılan sayısal çözümle karşılaştırılması

Deney R/a=12.5	Re	Nu Deney	Nu Sayısal	% Fark
Ebadian	66666	364	368	1
Guo	66666	368	368	0
Schmitt	33333	237	246	3.8
Chen	33333	238	246	3.3
Seban	133333	701	697	0.6
Ebadian	133333	708	697	1.5
Deney R/a=37.5	Re	Nu Deney	Nu Sayısal	% Fark
Chen	33333	238	235	1.2
Chen	66666	356	357	0
Seban	66666	348	357	2.5
Mikaila	133333	609	642	5.4
Ebadian	133333	606	642	5.94
Seban	133333	628	642	2.1
Deney R/a=9.125	Re	Nu Deney	Nu Sayısal	% Fark
Schmitt	19489	166	167	0
Mikaila	33333	231	244	5.6
Pratt	66666	394	375	5
Seban	133333	723	724	0

Çizelge 7.6 Tüm yüzeyi sabit sıcaklıkta kare kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta hesaplanan helis duvarlarına ait Nu sayıları

$R/a=9.125$	$Re=19489$	$Re=33333$	$Re=66666$	$Re=133333$
$Nu_{iç}$	104.97	162.72	261.61	430.13
$Nu_{dış}$	192.94	273.16	407.24	794
Nu_{alt}	180.51	264.81	405.98	788.47
$Nu_{üst}$	180.72	266.72	412.53	843.2
Nu_{ort}	167.2	244.89	375.85	724

Şekil 7.20'den anlaşılacağı gibi düşük Re sayılarında dış duvara ait Nu değerleri büyük, alt ve üst duvarlarda ise birbirine eş ve dış duvardaki değerden biraz daha az, iç duvarda ise çok küçük bir değerdedir. Re sayısının artması ile birlikte dış duvardaki Nu sayısı hızla artmakta, iç duvarda bu artış çok az ve yavaş olmakla birlikte dış duvar ile iç duvar arasındaki fark gittikçe büyümektedir. Üst duvarda ise başlangıçta dış duvardan daha küçük bir Nu sayısı olmasına rağmen Re sayısının artmasıyla bu duvara ait Nu sayısı dış duvar Nu değerinin üzerine çıkmaktadır. Alt duvarda ise Re sayısının artmasıyla birlikte Nu sayısı dış duvar Nu sayısına hemen hemen eşit bir değer almaktadır. Ortalama Nu değeri ise alt, üst ve dış duvara ait Nu değerine başlangıçta yakın iken Re sayısının artması ile aradaki fark büyümektedir.



Şekil 7.20 Dört kenarı sabit sıcaklıkta kare kesitli helisel kanalda türbülanslı akış şartlarında helis duvarları Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi

8. YENİ KALİBRE VE DENEYLERİ

8.1 Yeni Kalibrenin Tanımı ve Özellikleri

Daha önceki bölümlerde mevcut kalibrelerin iç yüzeyi ile boru dış yüzeyi arasında suyun durgun olması sebebiyle borunun iyi soğutulmadığı ifade edilmişti. Soğutmayı iyileştirmeye yönelik olarak plastik boru dış yüzeyine temas eden soğutma suyunun akışı sağlanarak taşınım ısı transferini artıran yeni bir kalibre modeli geliştirilmiştir. Yeni kalibre (Şekil 8.5), dikdörtgen kesitli helisel bir kanal olup dikdörtgen kesitin bir kenarı (uzun kenar) borunun soğutulacak olan dış yüzeyi, diğer üç kenar ise kalibrenin kendi iç (helis) kenarlarıdır. Yeni helisel kanallı kalibreye ait teknik resimler şekil 8.1, 8.2, 8.3'de gösterilmiştir.

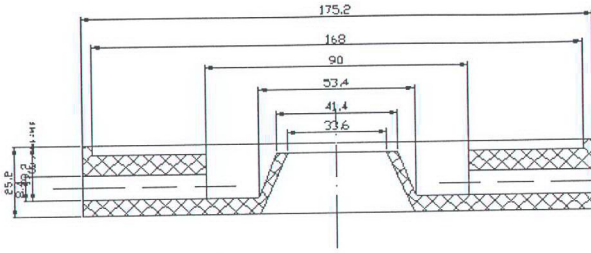
Şekil 8.1'deki 1 nolu parça kalibrenin en ön kısmını temsil etmektedir. Ekstrüderin kafa kısmından çıkan sıcak polimer ilk önce bu parçanın içerisinden geçer. Parçanın sağ ve sol tarafındaki deliklerden kalibreye giren ön soğutma suyu sıcak polimerin kalibre içerisinde yapışmadan ilerlemesini (yağlayıcılık görevi) ve ön soğutulmasını sağlar. Ön soğutma suyu daha sonra borunun kalibreye ilk girdiği ön kısımdan (Şekil 8.3) dışarı akar.

2 nolu parça (şekil 8.1) 1 nolu parçanın hemen arkasında yer almaktadır (şekil 8.3). Parçanın sağ ve sol tarafındaki delikler, vakum emişi ile soğutma suyunun kalibredeki helisel kanallara girmesini sağlar.

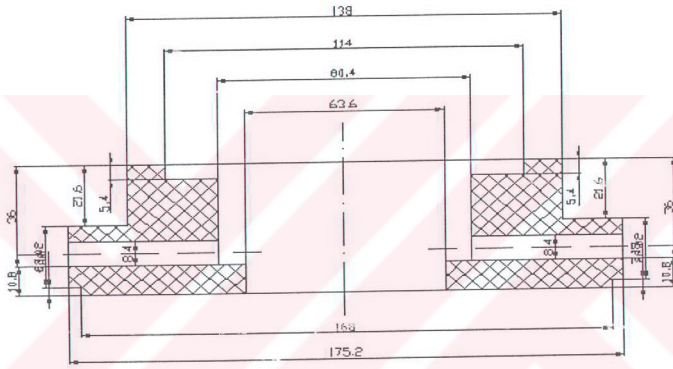
3 nolu parça ise Şekil 8.1 ve 8.3'de görüldüğü gibi 2 ve 4 nolu parçaları birbirine bağlayarak sabitleştirmektedir.

Şekil 8.2'deki 4 nolu parça ise plastik borunun dış yüzeyinden soğutulmasını sağlayan dikdörtgen kesitli helisel kanallardan meydana gelmiştir. Bu parça, arka kısımdaki vakum emiş delikleri (Şekil 8.3) vasıtasıyla, 2 nolu parçadan kalibre içerisine giren soğutma suyunun emilerek, helisel kanallar boyunca borunun soğutulmasını sağlar.

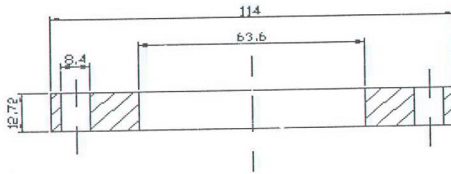
Üretim esnasında soğutma suyu vakum tankı içerisindeki kalibreye şekil 8.3'den görüldüğü üzere sağ ve sol tarafındaki deliklerden vakum emişi ile girer. Kalibreye giren su burada sıcak polimer (boru) ile karşılaşır ve boru dış yüzeyi etrafında helisel bir yol izleyerek kalibrenin arka kısmındaki delikten vakum tankı içerisine boşalır. Vakumun, kalibrenin ön kısmında küçük olması ve arka kısma doğru ilerledikçe sürtünmenin etkisiyle miktarının artması bu kalibrenin en önemli avantajlarından birisidir. Çünkü ön taraftan kalibreye 200 C'de giren polimer yumuşaktır, yumuşak polimerin kalibre iç yüzeyine tam temasını sağlayabilmek için



a) 1. Ön parça

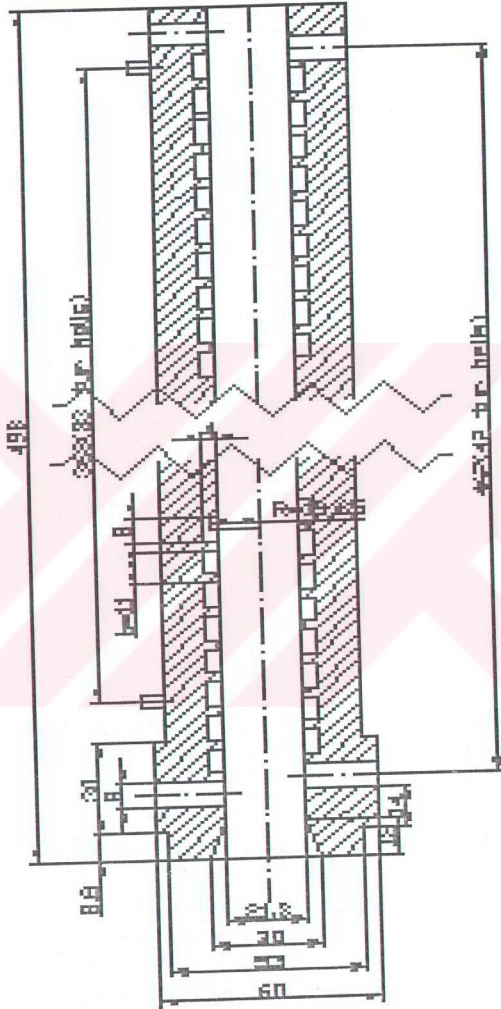


b) 2. Parça

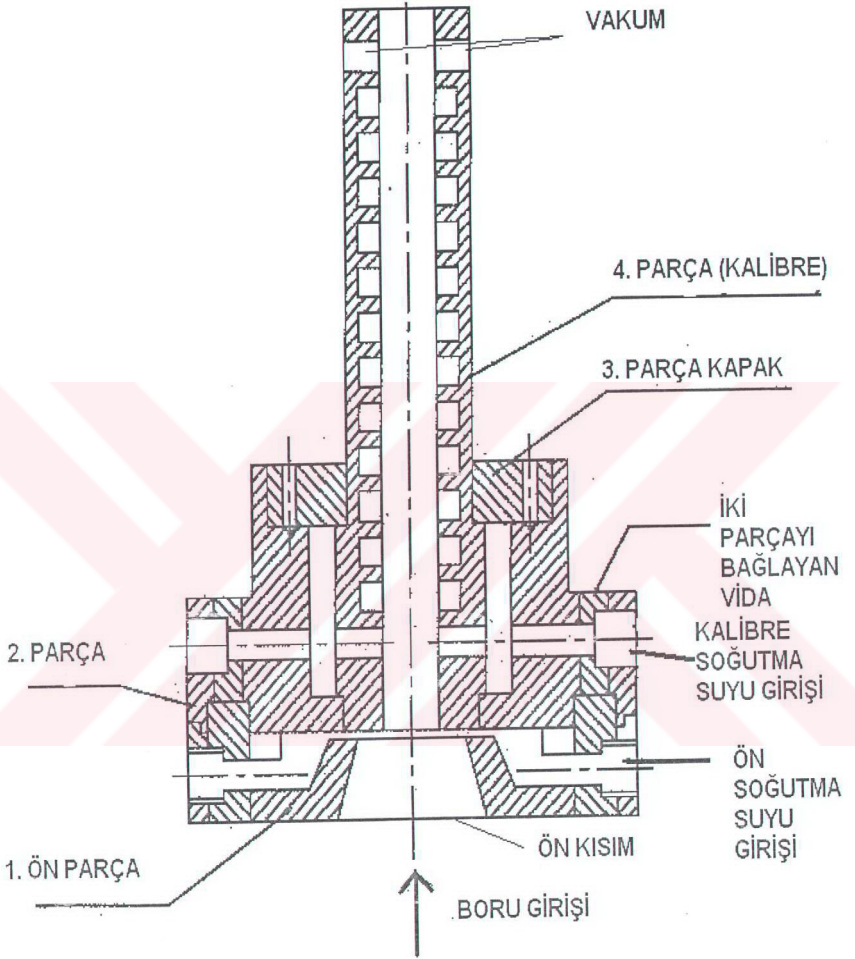


c) 3. Parça

Şekil 8.1 Helisel kanallı kalibre parçaları teknik resmi



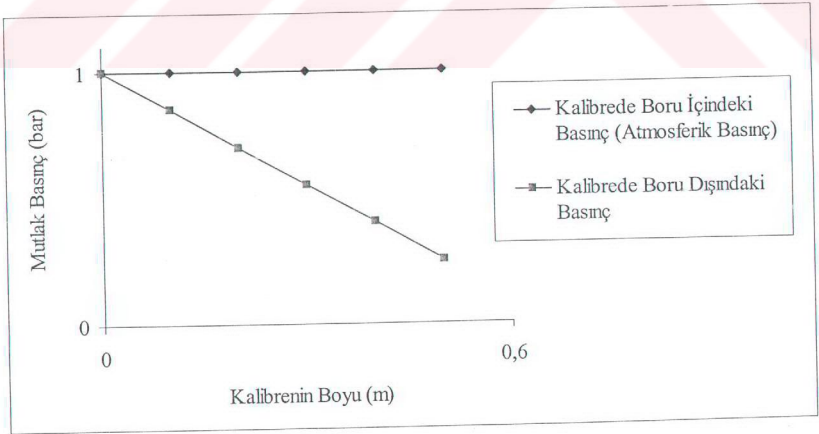
Şekil 8.2 Helisel kanallı kalibre parçaları teknik resmi



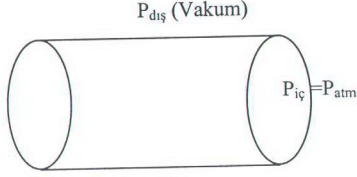
Şekil 8.3 Helisel kanallı kalibre montaj teknik resim kesiti

az kuvvete (vakuma) ihtiyaç vardır, boru soğudukça (arkaya ilerledikçe) katılaşacağından, borunun kalibre iç yüzeyine teması için gereken kuvvet miktarı dolayısıyla basınç artacaktır. Bu nedenle kalibrenin arka kısmında daha fazla, ön kısmında daha az vakuma ihtiyaç duyulacaktır. Ayrıca bu kalibre geometrisi ile soğutma suyuna, plastik boru dış yüzeyi etrafında helisel bir yol izleme ve hızlanma imkanı verildiğinden eski kalibrelerde su ile boru dış yüzeyi arasındaki durgun ortamdan oluşan düşük ısı transferi şartları ortadan kaldırılmış, ısı transferinde büyük iyileşmeler sağlanmıştır.

Aşağıdaki Şekil 8.4'den görüleceği gibi vakum tankı içerisinde bulunan kalibrenin ön tarafından atmosferik basınçta ve belirli bir debide verilen su, kalibrenin arka kısmındaki su çıkış deliklerinden yüksek miktardaki vakumun (200 mm Hg) etkisiyle emilir, suyun kalibreye girmesiyle birlikte boru dış yüzeyi etrafında helisel bir yol izler ve bu esnada basıncı da helis eksenli boyunca düşer (atmosferik basınçtan vakum basıncına). Eğer kalibre girişinde vakum miktarı fazla olursa 200 C'deki yumuşak polimer yüksek vakumun etkisi ile kalibre yüzeylerine mekanik olarak bağlanıp kopar, basıncın atmosferik basınca yakın olması durumunda ise soğuyan malzeme içeri doğru büzülecek ve soğutma suyu helisel kanalın dışına çıkarak kalibrenin ön tarafından veya boru dış yüzeyi üzerinde kısa devre yaparak arka taraftan çıkacak, boru dış yüzeyi üzerinde küçük benekler oluşacaktır ki bu da üreticilerin istemediği bir durumdur. Ayrıca boru kalibreye temas etmediğinden çap toleransı da uygun olmayacaktır. Bu sebeple kalibre girişindeki basınç atmosferik basınca yakın olmalıdır.



Şekil 8.4. Kalibre Boyunca Basıncın Değişimi



Şekil 8.5 Üretim esnasında kalibre içindeki boruya etki eden basınçlar

8.2 Yeni Kalibre Ön Test Sistemi

Üretim esnasında kalibrenin içerisinden geçen debinin ve meydana gelen basınç düşüşünün doğru olarak belirlenebilmesi ve sızdırmazlık testi için yeni kalibre basınç testine tabii tutulmuştur. Bunun için helisel kanallı kalibrenin iç çapı ile aynı dış çapındaki plastik boru kalibrenin içerisine sıkı çakılmış (Şekil 8.6), helisin giriş ve çıkış kısmına piyozometrik şeffaf hortumlar takılarak U şeklindeki civalı basınç ölçme düzeneğinde (Şekil 8.6) 30 helis dönüşü için basınç kaybı mm Hg cinsinden ölçülecek şekilde düzenlenmiştir.

8.3 Deneylerin Yapılması

Birim zamanda geçen debi ölçekli bir kapta suyun dolma süresi tespit edilerek kg/sn biriminde belirlenmiştir. U manometresinde ise ΔH basınç düşüşü mm Hg cinsinden okunmuştur. Basınç düşüşü testinden emin olabilmek için iki farklı deney yapılmıştır; birinci deneyde su kalibreye ön kısımdan verilmiş, ikinci deneyde ise kalibrenin arka tarafından verilmiştir. Birinci deneyin sonuçları çizelge 8.2’de, ikinci deneyin sonuçları çizelge 8.3’de, her iki deneyin f sürtünme faktörü ile Re sayısının değişimi şekil 8.7’de, bir tur helis basınç düşüşü ΔP ile su hızının (V) değişimi şekil 8.8’de verilmiştir.

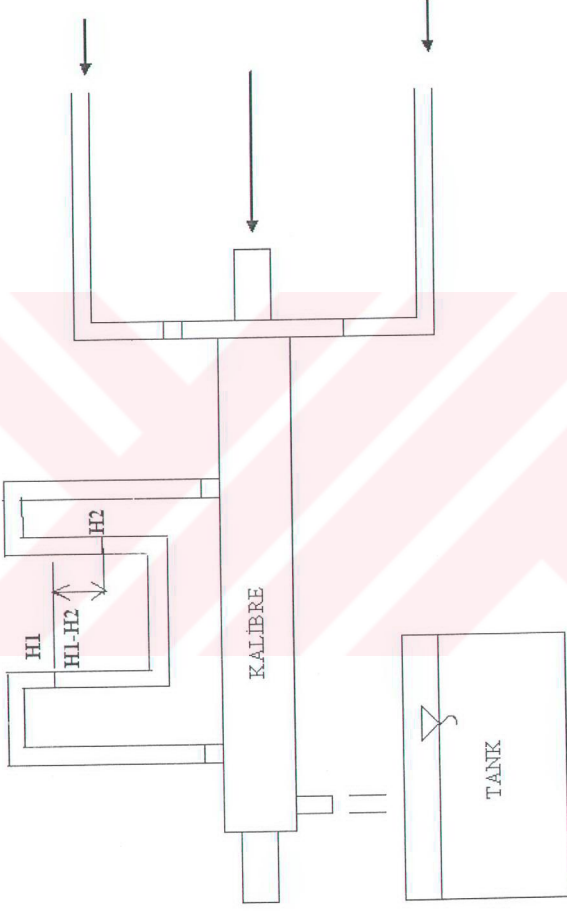
Ayrıca helisin geometrik boyutlarını tam olarak belirleyebilmek için helisin içi tamamen suyla doldurulmuş ve doldurulan suyun hacmi (∇) ölçekli bir kapta ölçülmüştür. Ölçülen hacim ∇ , ölçülen hacmin; z yönündeki toplam boyu L_z , helis tur adedi n, 1 tur helis eksen uzunluğu L_{helis} , helis eksen toplam boyu L_{top} , helis dikdörtgen kesitinin genişliği (ge) ve bu değerler yardımıyla hesaplanan dikdörtgen helis kesitinin derinliği (dn) aşağıdaki çizelge 8.2’de verilmiştir. Bu çizelgeden görüleceği gibi helis kesitinin kalibre boyunca 4mm*8mm boyutunda olduğu farklı bir yöntemle belirlenmiştir.

Çizelge 8.1 Yeni helisel kanallı kalibrenin geometrik boyutları

∇ m^3	Lz mm	n Adet tur	L _{helis} mm/tur	L _{top} m	ge m	dn m
0.00077	330	30	80.24	2.407	0.008	0.004

Çizelge 8.2 Kalibreye 2. parça soğutma suyu giriş deliklerinden su verilmesi durumunda ölçülen ve hesaplanan değerler (Deney 1)

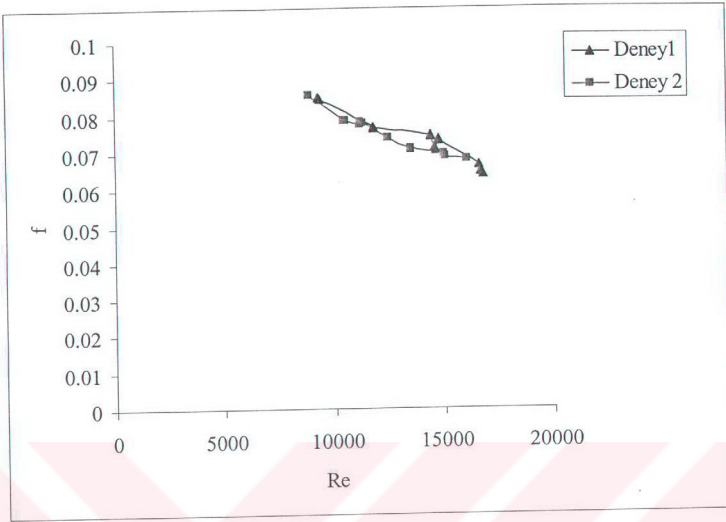
Deney No	H1 mmHg	H2 mmHg	Δm kg	Δt sn	ΔH mmHg	Δp Pa/1tur	V su m/s	Re	f
1	648	264	12.18	202	384	1707	1.884	16749	0.0639
2	650	264	12.18	203	386	1716	1.875	16666.	0.0649
3	653	260	12.18	204	393	1747	1.865	16584	0.0667
4	628	285	12.18	229	343	1525	1.662	14774	0.0734
5	628	284	12.18	229	344	1529	1.662	14774	0.0736
6	618	294	12.18	231	324	1440	1.647	14646	0.0705
7	619	293	12.18	232	326	1449	1.640	14583	0.0716
8	618	293	12.18	232	325	1445	1.640	14583	0.0713
9	621	291	12.18	235	330	1467	1.619	14397	0.0743
10	622	290	12.18	235	332	1476	1.619	14397	0.0748
11	570	341	12.18	287	229	1018	1.326	11788	0.0769
12	534	376	12.18	362	158	702	1.051	9346	0.0845
13	534	376	12.18	363	158	702	1.048	9320	0.0849



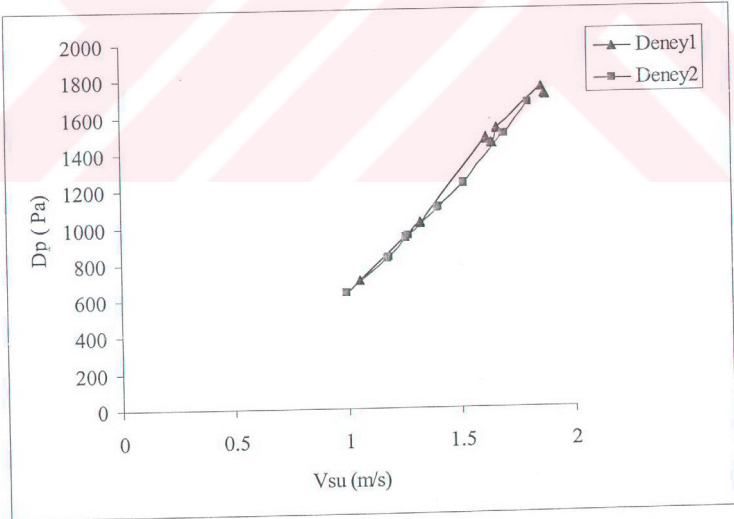
Şekil 8.6 Yeni kalibre basınç testi deney düzeneği

Çizelge 8.3 Kalibreye vakum deliklerinden (arkadan) su verilmesi durumunda ölçülen ve hesaplanan değerler (Deney 2)

Deney No	H1 mmHg	H2 mmHg	Δm kg	Δt sn	ΔH mm Hg	Δp Pa/1tur	V su m/s	Re	f
1	530	386	12,18	382	144	640	0,996	8856	0,0857
2	530	386	12,18	382	144	640	0,996	8856	0,0857
3	550	365	12,18	323	185	822	1,178	10474	0,0787
4	550	364	12,18	322	186	827	1,182	10507	0,0787
5	562	353	12,18	302	209	929	1,260	11203	0,0777
6	563	352	12,18	302	211	938	1,260	11203	0,0785
7	564	352	12,18	300	212	942	1,268	11277	0,0778
8	580	335	12,18	272	245	1089	1,399	12438	0,0739
9	581	334	12,18	271	247	1098	1,404	12484	0,0740
10	596	321	12,18	251	275	1222	1,516	13479	0,0707
11	596	320	12,18	251	276	1227	1,516	13479	0,0709
12	626	290	12,18	225	336	1494	1,691	15037	0,0694
13	626	290	12,18	224	336	1494	1,699	15104	0,0688
14	645	271	12,18	211	374	16633	1,803	16034	0,0679
15	645	271	12,18	211	374	1663	1,803	16034	0,06795



Şekil 8.7 Yeni kalibrede f sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimi



Şekil 8.8 Yeni kalibre su hızına göre basınç düşüştü

Yukarıdaki çizelge 8.2'den anlaşılacağı gibi kalibredeki basınç düşüşü oldukça fazladır. Üretim esnasında vakum tankının daha çok 200 - 300 mm Hg vakum aralığında çalıştığı göz önünde bulundurulursa mevcut kalibrenin ön kısmından arka kısmına türbülanslı akışta toplam basınç düşüşü bu değerleri geçmemelidir. Bunu sağlayabilmek için kalibrenin boyu bir miktar kısaltılmış ve toplam kalibre boyu şekil 8.4'deki ilk boyu 498 mm'den 295 mm'ye düşürülmüştür. Kısaltılan kalibre ile tekrar basınç testi yapılmış ve sonuçları aşağıda verilmiştir.

Çizelge 8.4 Kısaltılan kalibrenin basınç düşüşü testi

Deney No	H1 mm Hg	H2 mm Hg	H 3 ort mmHg	Δt s	V su m/s	$\Delta H1-2$ 7tur mm Hg	$\Delta H 1$ tur mm Hg	Re
1	101	211	399	204	1.873	110	16	12584
2	102	215	405	203	1.883	113	16.	12646
3	93	194	358	227	1.683	101	15	11309
4	84	180	337	232	1.647	96	14	11065
5	86	181	337	233	1.640	95	14	11018
6	70	146	282	248	1.541	76	11	10352
7	71	148	284	247	1.547	77	11	10393
8	70	146	282	248	1.541	76	11	10352
9	63	131	252	268	1.426	68	10	9579
10	62	130	251	270	1.415	68	10	9508
11	53	109	215	301	1.269	56	8	8529
12	54	111	217	300	1.274	57	8	8557
13	49	99	197	315	1.213	50	7	8150
14	48	99	197	314	1.217	51	7	8176
15	46	93	187	317	1.205	47	7	8098

Çizelge 8.4 deki H1 ve H2 aralarında 7 tur helis dönüşü olan kalibre giriş ve çıkış bölgelerine yakın iki noktadaki basınçları, H3 ise kalibrenin en ön kısmındaki giriş basıncını ifade etmektedir. Yedi nolu deney, vakum tankında çalışma şartlarımıza en uygun basınç

değerindedir (=284 mm Hg). Eğer üretim esnasında bu vakum değerinde çalışırsak aşağıda hesaplandığı gibi akışımız türbülanslı olacaktır.

Kalibrede $a=d_h / 2= 2.66 \text{ mm}$ $R=25.3 \text{ mm}$ olduğundan

$$Re_{kritik}=2100*(1+12(R/a)^{-0.5})=10281$$

$$Re=10393 > 10281 (Re_{kritik}) \text{ Türbülanslı akış}$$

Ayrıca başta da belirtildiği gibi kalibreye suyun atmosferik basınçta ve 1.54 m/s (7 nolu deney) hızında girebilmesi için yapılan testlerde tanktaki su yüksekliği 42 cm olarak belirlenmiştir.

8.4 Yeni Kalibrenin Üretimde Test Edilmesi

Daha önceki bölümde polietilen malzemeden imal edilmiş prototip kalibre ile hareketsiz (durgun) ve sabit sıcaklıktaki bakır borunun dış yüzeyinden kare kesitli helisel kanallarla soğutulması deneyi yapılmış idi. Bu bölümde ise teflon (fotoğraftakiler pirinç malzeme) malzemeden yapılmış (şekil 8.9, 8.10) dikdörtgen kesitli, helisel soğutma kanalları bulunan kalibrenin üretim hattında yatay z yönünde sabit hızda ilerleyen yüksek sıcaklıktaki plastik boruyu soğutması durumunu test edildi.

8.4.1 Deneyin Amacı

Üretimde sabit bir hızda kalibre içerisinden soğutulmak üzere geçen plastik borunun dış yüzeyinden suya transfer olan ısının bulunabilmesi için gerekli olan ölçümleri yapmak.

8.4.2 Deneyde Ölçülecek Değerler

T_s : Borunun kalibreye giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

T_{sg} : Suyun kalibreye giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{sç}$: Suyun kalibreden çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

H1: Suyun kalibreye giriş noktasında civa yüksekliği (mm Hg)

H2: Suyun kalibreden çıkış noktasında civa yüksekliği (mm Hg)

dm_{su} : Kalibreden dt zaman aralığında geçen toplam su miktarı (kg)

dt: dm kg suyun kalibreden geçiş süresi (s)

V_{boru} : Boru üretim hızı (m/s)

8.4.3 Deneyde Hesaplanacak Değerler

$$V = \text{Su akış hızı (m/s)} = \frac{\partial m}{\partial t} \frac{1}{\rho} \frac{1}{A} \quad (8.1)$$

$$A = 4 * 8 * 10^{-6} = 32 * 10^{-6} \text{ m}^2$$

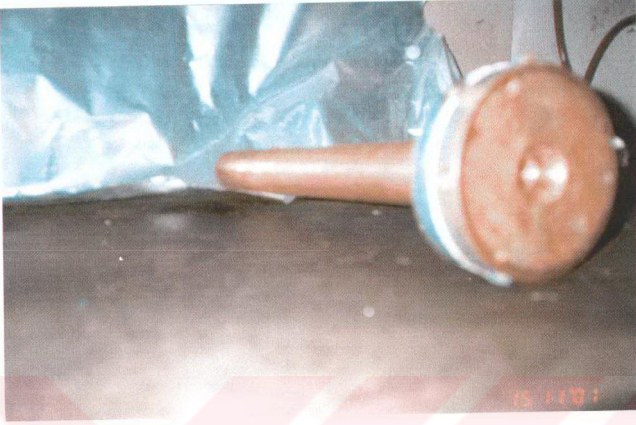
$$\Delta P = \text{Bir tur helis için basınç düşüşü (Pa)} = \frac{(H1 - H2)13600 * 9.81}{7 \text{ tur}} \quad (8.2)$$

Yukarıdaki 8.2 denkleminde, bir önceki prototip kalibre deneyinden farklı olarak, yeni kalibre yatay konumda test edildiğinden, statik basınç hesaba katılmamıştır.

$$DT = T_{\text{şç}} - T_{\text{sg}} \quad (8.3)$$



Şekil 8.9 Helisel kanallı yeni kalibre ve parçaları



Şekil 8.10 Helisel kanallı yeni kalibre fotoğrafları

8.4.4 Deney Düzenegi ve Yapılışı

Şekil 8.11 den görüldüğü üzere vanalı su tankı kalibreye su besler. Su tankı, deneyin başında ve sonunda tartılarak toplam soğutma suyu miktarı belirlendi, su boşalma süresi ise kronometre ile tespit edildi. Ayrıca kalibreye sabit debi ve basınçta su girebilmesi için tankın su seviyesi sürekli sabit tutuldu. Basınç ölçmek üzere kalibrenin girişine ve çıkışına küçük çaplı şeffaf hortumlar bağlanarak U şeklindeki civalı basınç ölçme düzenegi ile giriş ve çıkış basınç farkı mm Hg olarak ölçüldü. Boru giriş sıcaklığı kalibre edilmiş infrared sıcaklık ölçüm aleti ile emisivite 0.95'e ayarlanarak ölçüldü. Su giriş ve çıkış sıcaklıkları ise termokupllar vasıtasıyla ölçüldü. Boru üretim hızı m/dakika biriminde ekstrüderin ekranından okundu.

8.4.5 Deneyde Ölçülen ve Hesaplanan Değerler

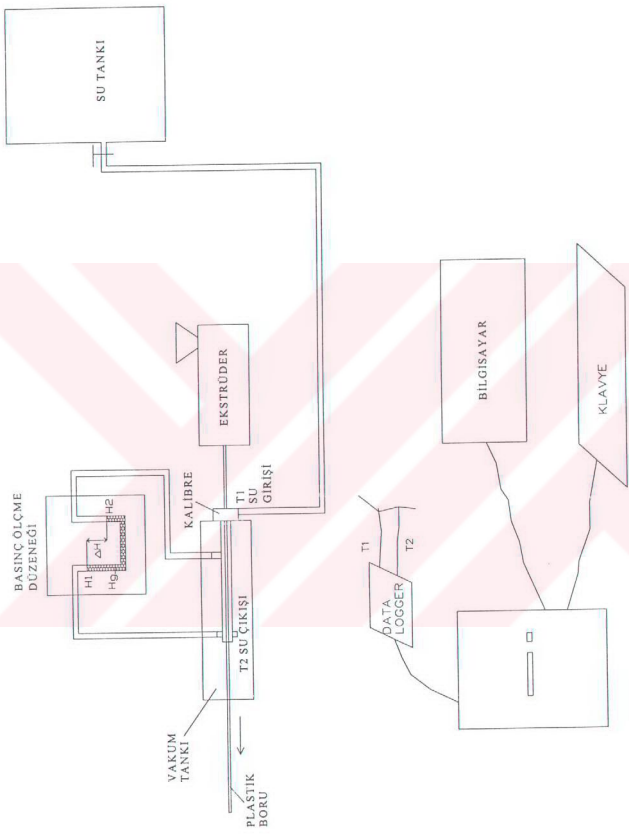
Aşağıdaki çizelgelerde (çizelge 8.5 ve 8.6) üretim deneyinde ölçülen ve hesaplanan değerler verilmiştir.

Çizelge 8.5 Üretim deneyinde ölçülen değerler

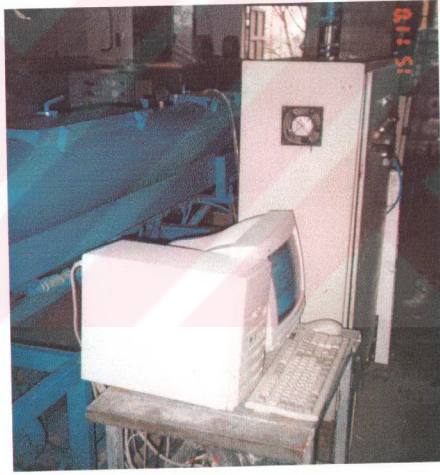
D. Adı	V_{boru} m/dak	T_s °C	T_{sg} °C	T_{sc} °C	H1 mm Hg	H2 mm Hg	dm_{su} kg	Δt s
1	9	190	24.9	30.40	563	640	12.18	247
2	15	190	24.9	31.7	563	640	12.18	247
3	16.5	190	24.9	31.90	563	640	12.18	247

Çizelge 8.6 Üretim deneyinde hesaplanan değerler

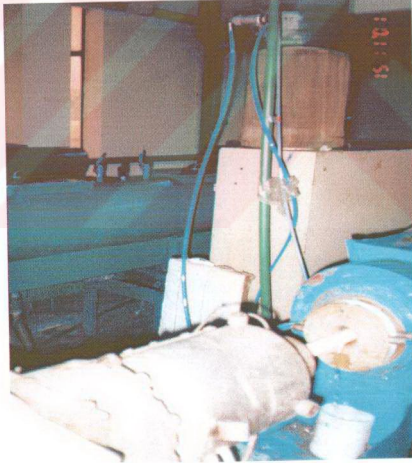
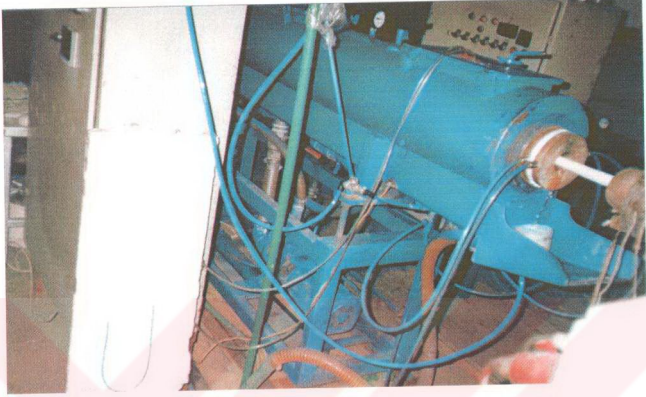
D.No	V_{boru} m/dak	V_{su} m/s	ΔT °C	ΔP Pa/1 tur
1	9	1.547	5.5	1467
2	15	1.547	6.8	1467
3	16.5	1.547	7	1467



Şekil 8.11 Üretim deney düzeni şematik resmi



Şekil 8.12 Üretim deney düzeneği fotoğrafları



Şekil 8.13 Üretim deney düzeneği fotoğrafları

8.5 Üretim Deney Sonuçları ile Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

Üretimde test edilen yeni kalibrenin deneyde ölçülen hız, sıcaklık sınır şartları ile bilgisayarda sayısal çözümleri yapılmış ve sonuçların aşağıdaki çizelgelerden (çizelge 8.11) görüleceği gibi birbirine yakın olduğu anlaşılmıştır. Sayısal çözümde tıpkı 7.bölümdeki algoritma gibi bir algoritma yazılır ancak bunun önceki algoritmadan farkı helis iç duvarına (boru dış yüzeyi) yatay z eksenine doğrultusunda sabit bir hız sınır şartı veriliyor olmasıdır.

Çizelge 8.7 Kalibredeki ısı transferinin nümerik analizinden elde edilen değerler

D.No	Vboru m/dak	Vsu m/s	Nu	h W/m ² K
1	9	1.547	102.4	12681
2	15	1.547	108.76	13440
3	16.5	1.547	109.61	13543

Aşağıdaki çizelge 8.8 ve 8.9'da L=275 mm uzunluğundaki kalibre on eşit parçaya bölünerek, ortalama su akış hızının 1.54 m/s, soğutulan borunun 21.3 mm dış çap ve 3.4mm et kalınlığında olması durumu için sonlu kalınlıktaki çok uzun duvar ve yarı sonsuz duvar etrafında akışta duvardan akışkana transfer olan ısı miktarını hesaplayan bağıntılardan elde edilen değerler ve suyun sıcaklığındaki ΔT artış miktarları üç farklı boru hızı için verilmiştir.

$$T_i=190^\circ\text{C}, T_o=24.9^\circ\text{C}, \lambda_{pp}=0.21 \text{ W/mK}, \bar{a} = \lambda / \rho C_p = 1.16 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$L_{\text{toplam kalibre}}=275 \text{ mm}$$

$$e=3.4 \text{ mm (boru et kalınlığı)}$$

8.5.1 Çok Uzun ve Sonlu Kalınlıktaki Duvar Etrafında Akışta Borudan Akışkana Transfer Olan Isının ve Borudaki Sıcaklık Dağılımının Hesabı

$$Bi = h \cdot e / \lambda = \delta_n \tan \delta_n \quad (8.4)$$

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_L = 2\lambda(T_i - T_o) \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\delta_n^2 \left(\frac{a t}{L^2} \right)} \frac{\delta_n}{L} \frac{\sin \delta_n \sin \delta_n}{\delta_n + \sin \delta_n \cos \delta_n} \quad (8.5)$$

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = 2 \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\delta_n^2 \left(\frac{a \cdot t}{L^2}\right)} \frac{\sin \delta_n \cos(\delta_n x / L)}{\delta_n + \sin \delta_n \cos \delta_n} \quad (8.6)$$

Yukarıdaki 8.4, 8.5, 8.6 denklemlerindeki kökler, ısı akısı ve sıcaklık dağılımı Ek 2 ve Ek 3'de verilen MATLAB programı ile hesaplanmıştır.

8.5.2 Yarı Sonsuz Duvarda Isı Akısı

$$q'' = \lambda (T_i - T_o) / (\pi \cdot a \cdot t)^{1/2} \quad (W/m^2) \quad (8.7)$$

Toplam ısı miktarı

$$Q = q'' \cdot A \quad (W) \quad (8.8)$$

Suyun sıcaklığındaki artış ise

$$\Delta T = Q / m C_p \quad (8.9)$$

Çizelge 8.8 Çok uzun ve sonlu kalınlıkta duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler

Vboru =9 m/dak h=12681 W/m ² K Bi=205.3			
t s	q'' W/m ²	A m ²	Q W
0.183	132910	0.00184	245
0.366	94276	0.00184	173
0.549	77057	0.00184	142
0.733	66769	0.00184	123
0.916	59739	0.00184	110
1.099	54546	0.00184	100
1.283	50507	0.00184	93
1.466	47251	0.00184	87
1.649	44552	0.00184	82
1.833	42269	0.00184	78
Toplam:	669876	0.0184	1233
ΔT_{SU} (°C):			5.98

Çizelge 8.9 Çok uzun ve sonlu kalınlıkta duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler

Vboru =15/dak h=13440W/m²K Bi=217.6			
t s	q' W/m²	A m²	Q W
0.11	170280	0.00184	313
0.22	121520	0.00184	224
0.33	99380	0.00184	183
0.44	86133	0.00184	159
0.55	77075	0.00184	142
0.66	70382	0.00184	130
0.77	65176	0.00184	120
0.88	60977	0.00184	112
0.99	57497	0.00184	106
1.1	54552	0.00184	100
Toplam:	862972	0.0184	1588
ΔT_{SU} (°C):			7.70

Çizelge 8.10 Çok uzun ve sonlu kalınlıkta duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler

Vboru=16.5 m/dak h=13543 W/m²K Bi=219.26			
t s	q'' W/m²	A m²	Q W
0.1	179280	0.00184	330
0.2	127410	0.00184	235
0.3	104200	0.00184	192
0.4	90318	0.00184	166
0.5	80820	0.00184	149
0.6	73808	0.00184	136
0.7	68349	0.00184	126
0.8	63946	0.00184	118
0.9	60298	0.00184	111
1	57210	0.00184	105
Toplam :	905639	0.0184	1666
ΔT_{SU} (°C):			8.09

Çizelge 8.11 Yarı sonsuz duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler

V _{boru} =9 m/dak			
t s	A m ²	q'' W/m ²	Q W
0.183	0.00184	133751	246
0.366	0.00184	94576	174
0.55	0.00184	77221	142
0.733	0.00184	66876	123
0.916	0.00184	59815	110
1.100	0.00184	54604	100
1.283	0.00184	50553	93
1.466	0.00184	47288	87
1.650	0.00184	44584	82
1.833	0.00184	42296	78
Toplam:	0.0184	671564	1236
ΔT_{su} (°C):			5.95

Çizelge 8.12 Yarı sonsuz duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler

V _{boru} =15/dak			
t s	A m ²	q'' W/m ²	Q W
0.11	0.00184	172672	318
0.22	0.00184	122098	225
0.33	0.00184	99692	183
0.44	0.00184	86336	159
0.55	0.00184	77221	142
0.66	0.00184	70493	130
0.77	0.00184	65263	120
0.88	0.00184	61049	112
0.99	0.00184	57557	106
1.1	0.00184	54604	100
Toplam:	0.0184	867285	1595
ΔT_{su} (°C):			7.74

Çizelge 8.13 Yarı sonsuz duvara ait bağıntıdan elde edilen değerler

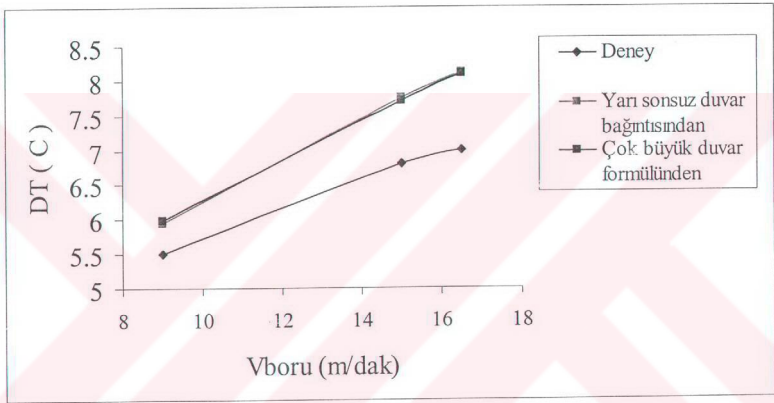
Vboru =16.5m/dak			
t sn	A m ²	q'' W/m ²	Q W
0	0	0	0
0.1	0.00184	181100	333
0.2	0.00184	128057	236
0.3	0.00184	104558	192
0.4	0.00184	90550	167
0.5	0.00184	80990	149
0.6	0.00184	73934	136
0.7	0.00184	68449	126
0.8	0.00184	64028	118
0.9	0.00184	60367	111
1	0.00184	57269	105
Toplam:	0.0184	909302	1673
ΔT_{su} (°C):			8.11

Çizelge 8.14 Sonlu kalınlıkta ve çok uzun duvar ile yarı sonsuz duvara ait bağıntılardan elde edilen değerlerin karşılaştırılması

Vsu m/s	Vb m/dak	h W/m ² K	Bi	ΔP mm Hg/7 tur	Q SD W	Q YS W	% Fark
1.54	9	12681	205.3	77	1233	1236	0.2
1.54	15	13440	217.6	77	1588	1595	0.4
1.54	16.5	13543	219.2	77	1667	1673	0.4

Çizelge 8.15 Deney ile sayısal çözümden hesaplanan değerlerin karşılaştırılması

Deney No	ΔT Hesap °C	ΔT Deney °C	% $\Delta T_H - \Delta T_H$	$T_{sç}$ Hes. °C	$T_{sç}$ Deney °C	% $T_H - T_D$
1	5.98	5.5	8	30.88	30.4	1.5
2	7.7	6.8	11	32.6	31.7	2.7
3	8.08	7	13	32.98	31.9	3.2



Şekil 8.14 Üretimde test edilen kalibrede su sıcaklık değişiminin hesaplanan değerlerle karşılaştırılması

Yukarıdaki tablolar incelendiğinde üretim esnasında test edilen kalibrede ölçülen değerlerin, aynı sınır şartlarında bilgisayarda nümerik çözümden hesaplanan değerlerden, %8-13 daha düşük olduğu anlaşılmaktadır.

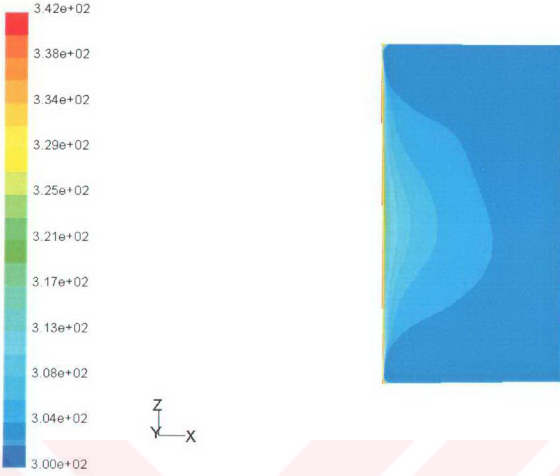
Ayrıca yeni kalibre ile daha önceden yapmış olduğumuz basınç ve debi testinden ortalama su akış hızının 1.54 m/s olması durumunda 7 helis turundaki basınç düşüşünün 77 mm Hg olması gerektiğini belirtmiştik. Üretim esnasında yeni kalibreye önceden tespit edilen yükseklikten (42cm) su verildiğinde 7 helis turu için basınç düşüşü 77 mm civa olarak ölçüldü. Bu da deneylerin doğruluğunu göstermektedir.

Çizelge 8.16 Değişik boru hızlarında ve et kalınlıklarında kalibreden çıkış esnasındaki boru kesitindeki sıcaklıklar

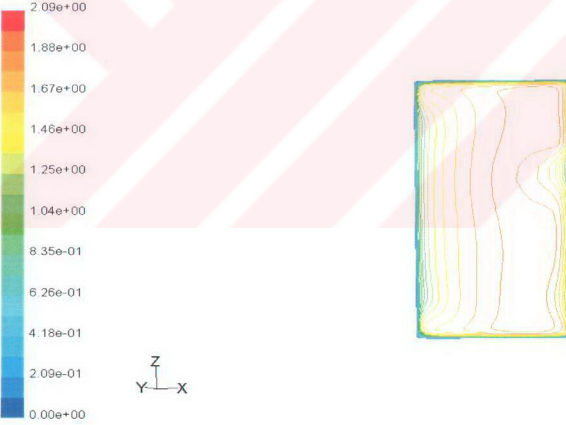
V_{boru} m/dak	Kalibreği terk etme süresi (t) s	T (°C) $x=0.5L$	T (°C) $x=0.7L$	T (°C) $x=L$ Boru dış yüzey sıc.
9	1.83	188.56	171	28.23
15	1.1	189.88	183	28.95
16.5	1	189.93	184	29.12

Yukarıdaki çizelge 8.16'den değişik boru hızlarında boru dış yüzey sıcaklığının boru hızının artmasına rağmen aynı kaldığı görülmektedir. Dolayısıyla teorik olarak boru hızının limitsiz artırılmasının bir sakıncası gözükmemektedir. Üretimde yeni kalibre ekstrüderin maksimum üretim kapasitesi olan 16.5 m/dakikada denenmiştir. Daha büyük üretim kapasitesi olan ekstrüderlerde, iç yüzeyi kaygan (sürtünmesi düşük) helisel kanallı kalibre ile üretim hızı artırılabilir.

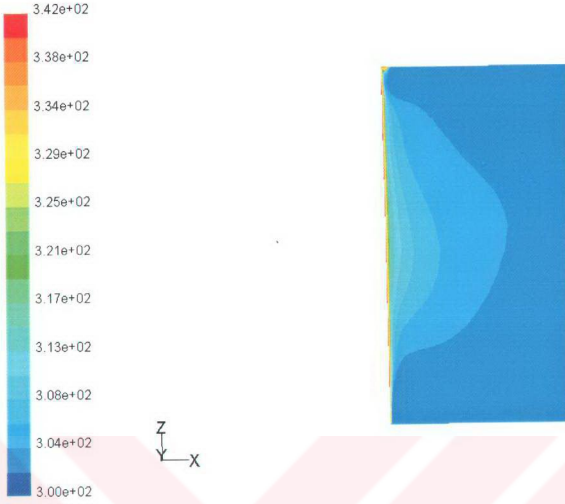
Aşağıdaki şekil 8.15-8.20'de değişik boru hızları için kalibre akış kesitindeki sıcaklık ve hız dağılımları verilmiştir. Şekiller dikkatle incelendiğinde her bir boru hızı için su hızı ve sıcaklık dağılımlarında farklılıklar olduğu, boru hızı arttıkça kesitteki sıcaklık dağılımı eğrilerinin borunun hareket yönünü ile aynı istikamette döndüğü görülmektedir.



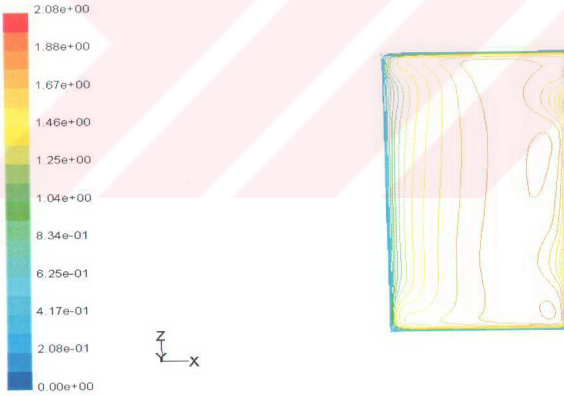
Şekil 8.15 $V_b=0$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde sıcaklık konturları



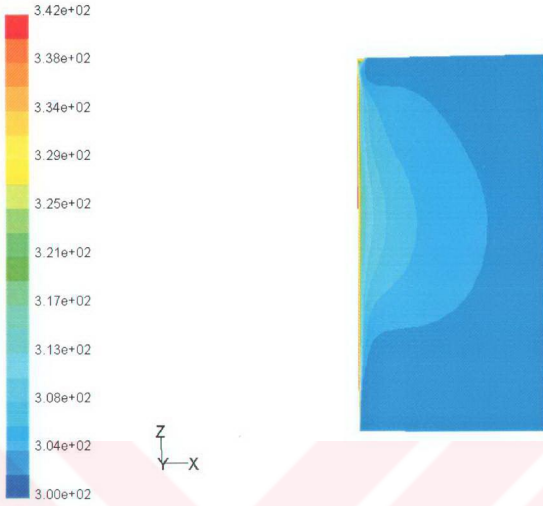
Şekil 8.16 $V_b=0$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde eş eksenel hız eğrileri



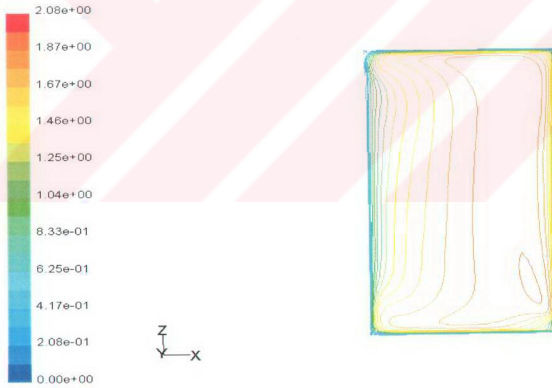
Şekil 8.17 $V_b=10$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde sıcaklık konturları



Şekil 8.18 $V_b=10$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde eş eksenel hız eğrileri



Şekil 8.19 $V_b=15$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde sıcaklık konturları



Şekil 8.20 $V_b=15$ m/dak için gelişmiş akışta akış kesitinde eş eksenel hız eğrileri

9. KALİBREDE Nu SAYISININ BELİRLENMESİ

9.1 Sabit Sıcaklıktaki Hareketsiz Borunun Dış Yüzeyinden Kare Kesitli Helisel Kanal ile Soğutulması Durumunda Boru Dış Yüzeyindeki (Helis İç Duvarı) Nu Sayısının Hesabı İçin Yeni Bir Bağının Geliştirilmesi

Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarının belirlenmesinde Nu sayısı, Re ve Pr sayılarının fonksiyonu olarak hesaplanabilmektedir. Modellenen helisel kanallı kalibrede taşınım ile transfer olan ısı miktarı sadece Re ve Pr sayılarına bağlı olmayıp helis geometrisine de bağlıdır. Helis geometrisi; helisin sarım yarıçapı R, helis hatvesi b, helisel kanal hidrolik yarıçapı $a (=d_h/2)$ değerlerine bağlıdır. Bu değerlerin taşınımına etkisini diğer bir ifade ile Nu sayısına etkisini görebilmek için boyutsuz hale getirilmeleri uygun olur. Helis hatvesinin (b) helis sarım yarıçapına (R) oranı (b/R), helis hidrolik yarıçapının helis sarım yarıçapına oranı (a/R) şeklinde düzenlenerek boyutsuz hale getirilebilir.

Boyutsuz helis geometrik parametrelerinin taşınım ısı transfer katsayısına etkisini belirleyebilmek için farklı boyutlardaki helislerde ısı transferinin sayısal analizi yapılmış ve sonuçları aşağıdaki tablolarda detaylı olarak verilmiştir. Sayısal analiz yapılırken önceki bölümlerde olduğu gibi helisin bir kenarı için sabit sıcaklık diğer üç kenarı için ise adyabatik sınır şartı seçilmiştir.

Çizelge 9.1 Deney 28n3, yüzey sıcaklığı $T_s=70$ C, su giriş sıcaklığı $T_{sug}=27$ C, ortalama su hızı $V_{su}=1.46$ m/s için farklı hatve-sarım yarıçapı oranı ve boru hızlarında iç duvar Nu değerleri

V_{boru} (m/s)			
b/R	0	0.5	1
0.328	129.3	177.03	242.016
0.657	129.52	178.51	242.45
0.986	130.07	178.39	242.12

Çizelge 9.1'den hatvenin artırılmasının hem hareket halindeki hem de hareketsiz haldeki borular için Nu sayısı üzerinde gözle görünür bir etkisinin olmadığı anlaşılmaktadır. Yang ve Ebdian (1995) dairesel kesitli helisel kanallarda türbülanslı akışta $\lambda = b/R$ oranının Nu sayısı üzerinde ihmal edilebilir bir etkisinin olduğunu belirtmişlerdir. Bu da bulunan sayısal sonuçların ne derece gerçekçi olduğunu bir defa daha ispatlamaktadır.

Nu sayısını değiştirebilecek diğer geometrik boyutsuz parametre (a/R) 'nin etkisini görebilmek amacıyla aşağıdaki tabloda sayısal çözümlerin sonuçları farklı (a) ve (R) ama aynı (a/R) ve farklı (a/R) değerleri için verilmiştir. Diğer sınır şartları yukarıdaki örneklerle aynı alınmıştır.

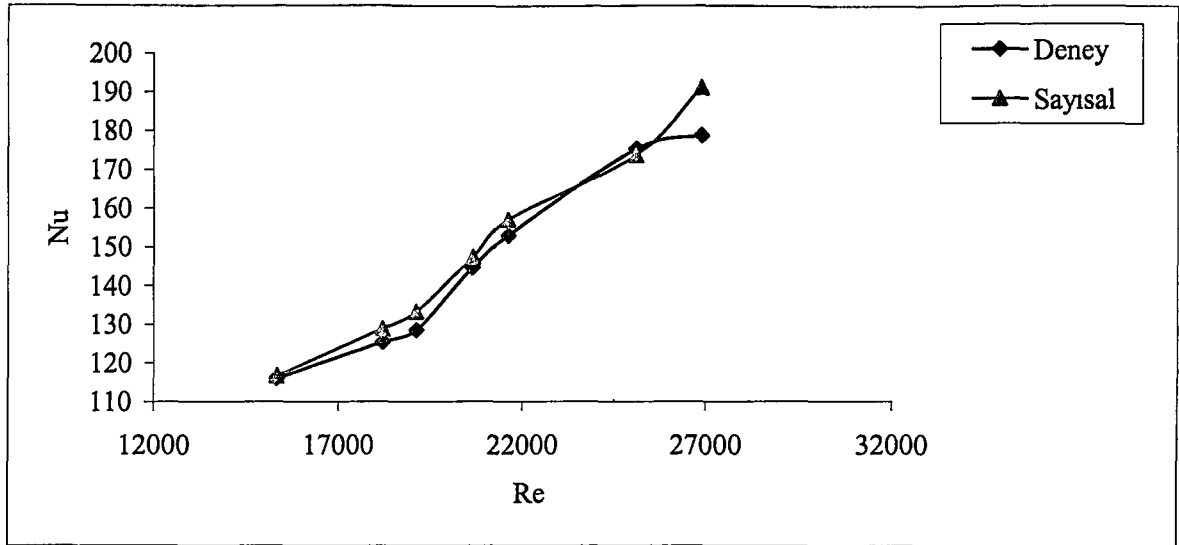
Çizelge 9.2'den (a/R) oranının Nu sayısına etkisinin olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca hareketsiz ve sabit yüzey sıcaklığındaki plastik borunun dış yüzeyinden kare kesitli helisel kanal ile soğutulması (Bir kenarı sabit sıcaklıkta diğer üç kenarı adyabatik kare kesitli helis) için yapılan deney ve nümerik çözümlerin sonuçları ile bu sonuçlardan elde edilen grafik ve analitik bağıntılar aşağıda detaylı olarak verilmiştir.

Çizelge 9.2 Farklı hidrolik yarıçap ve sarım yarıçapı için Nu değerleri (Hareketsiz boru)

a/R	V_{su} m/s	Re	Nu
$2/18.25=0.1095$	2.923	19489	129
$4/36.5=0.1095$	1.461	19489	129
$1.5/56.25=0.026$	3.897	19489	123

Çizelge 9.3 Deney ve Nümerik Çözümlerin Karşılaştırılması

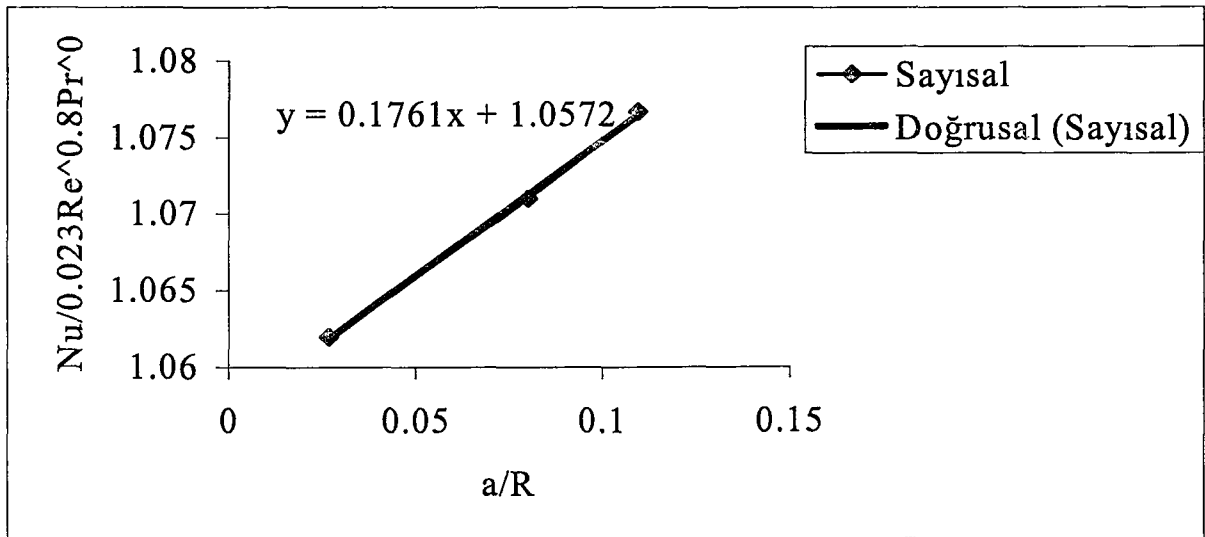
D.Adı	Re $V_{boru}=0$ m/s	$Pr^{0.4}$	Nu Deney	Nu Sayısal	$\% \left(\frac{Nu_D - Nu_{say}}{Nu_D} \right)$
9m1	15329	2.146	116.17	116.75	-0.49
26n1	18204	2.038	125.47	128.95	-2.77
28n3	19114	2.000	128.55	133.25	-3.65
13t2	20644	2.080	144.76	147.44	-1.85
3t1	21605	2.070	153.01	157.13	-2.69
4t12	25103	2.087	175.41	173.79	0.93
4t2	26878	2.105	178.87	191.35	-6.97



Şekil 9.1 Deneysel ve sayısal $Nu = f(Re)$ ilişkilerinin karşılaştırılması

Yukarıdaki tablo ve şekilden açıkça görüleceği gibi deney ile sayısal sonuçlar arasında % 0 ile % 6 aralığında değişen küçük bir fark vardır. Bu sonuçlar yapılan sayısal çözümlerin gerçeğe çok yakın olduğunu göstermektedir.

Farklı sarım oranları için sayısal çözümler yapılmış sonuçlar aşağıda grafik halinde verilmiştir. Burada amaç iç duvarı sabit sıcaklıkta ve hareketsiz, diğer üç kenarı adyabatik kesitli helisel kanalda, iç helis duvarında Nu sayısını hesaplayan yeni bir formül geliştirmektir.



Şekil 9.2 Bir kenarı sabit sıcaklıkta diğer üç kenarı adyabatik olan kare kesitli helisel kanalın sabit sıcaklıktaki iç yüzey Nu sayısının a/R 'e göre değişimi

Şekil 9.2'den,

$$Nu_{Y.B.} = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}(1,0572+0.1761a/R) \quad (9.1)$$

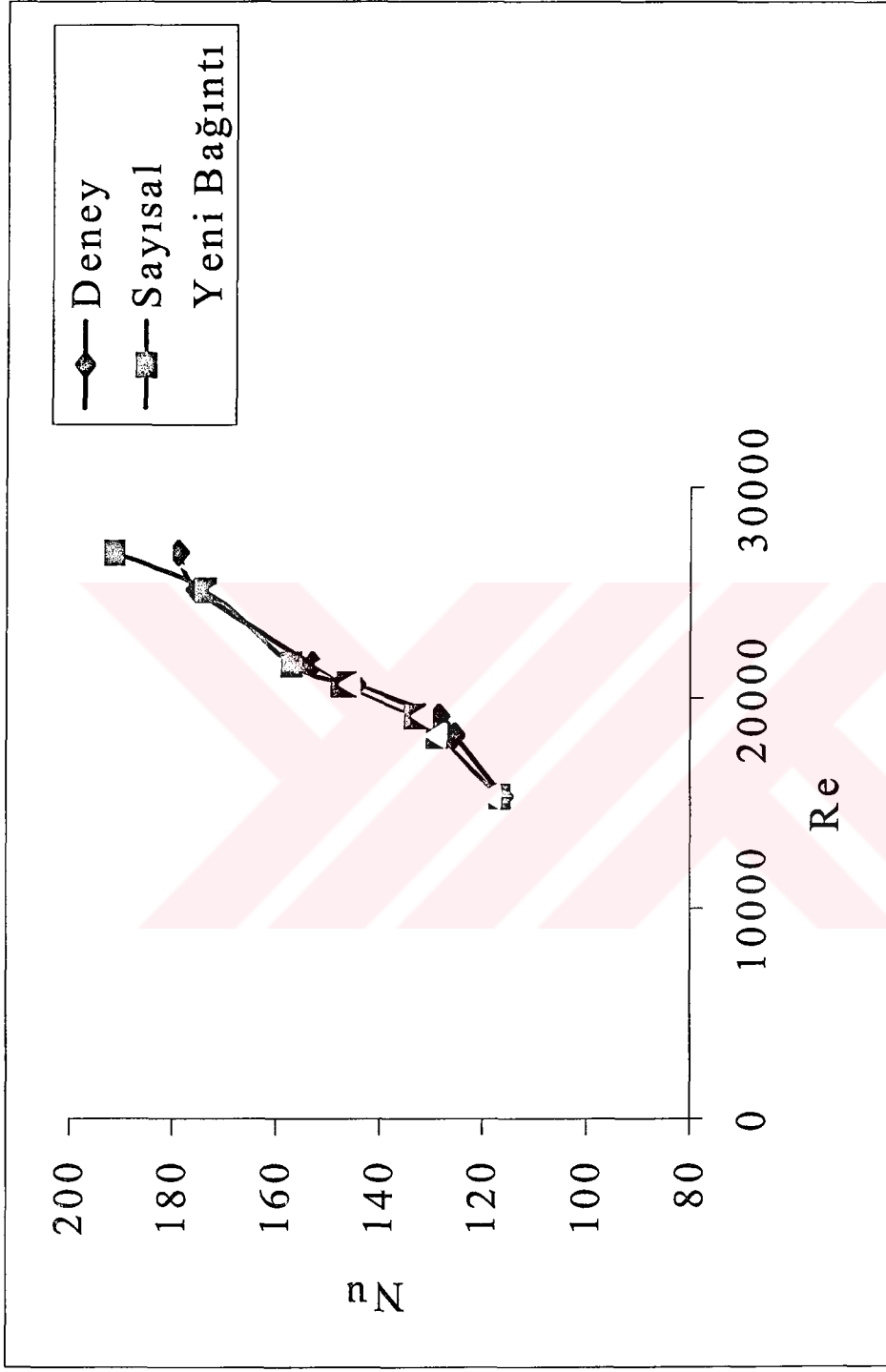
elde edilir. Bu formül $0.02666 < a/R < 0.109589$ ile $19489 < Re < 133332$ aralığında geçerlidir.

Geliştirmiş olduğumuz bu yeni formülü test etmek için aşağıdaki çizelge 9.4 'de deney ve sayısal çözüm sonuçları ile yeni bağıntıdan elde edilen değerler karşılaştırılmıştır.

Aşağıdaki çizelge 9.4 dikkatle incelendiğinde yeni bağıntının ne derece hassas sonuçlar (-%2 ile %2) verdiği görülmektedir. Şekil 9.3 'de ise yeni formül ile deneysel ve sayısal sonuçlar grafik üzerinde gösterilmiştir.

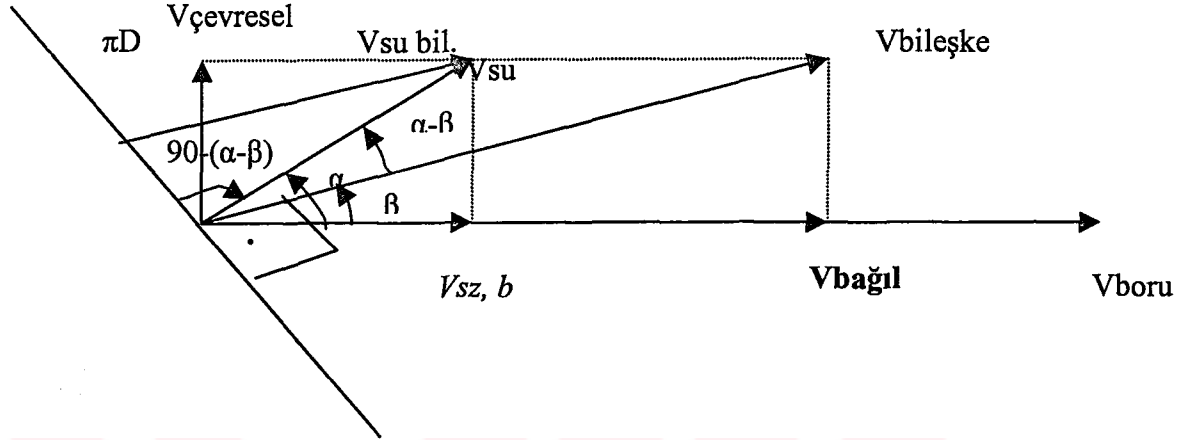
Çizelge 9.4 İç duvarı sabit sıcaklıkta diğer üç duvarı adyabatik kare kesitli helisel kanalın iç duvarına ait Nu sayısını hesaplayan (Y.B. Denklem 9.1) yeni formülün deneysel bulgular ve sayısal çözümlerle karşılaştırılması ve yüzde hataları

Deney Adı	Pr	Re	Nu Deney	Nu Sayısal	Nu Yeni Bağıntı	% (D-Y.B)/D	% (D-Y.B)/D	% (D-Y.B)/D
9m1	4,6	15329	116,17	116,75	118,54	-2,03	-0,49	-1,53
26n1	4,13	18204	125,47	128,95	129,16	-2,94	-2,77	-0,15
28n3	3,93	19114	128,55	133,25	131,80	-2,53	-3,66	1,09
13t2	4,6	20644	144,76	147,44	145,82	-0,73	-1,85	1,09
3t1	4,8	21605	153,01	157,13	150,47	1,66	-2,69	4,23
4t12	4,7	25103	175,42	173,79	171,05	2,49	0,93	1,57
4t2	5,15	26878	178,87	191,35	182,24	-1,88	-6,97	4,76



Şekil 9.3 Bir kenar sabit sıcaklıkta diğer üç kenarı ısıya izoleli kare kesitli helisel kanal ile hareketsiz borunun soğutulması durumunda sabit sıcaklıktaki helis iç duvarı Nu sayısını hesaplayan yeni bağıntıdan elde edilen Nu değerleri ile deneysel ve sayısal çözümlerden elde edilen Nu değerlerinin Re sayısına göre değişimi

9.2 Sabit Hızda ve Sabit Sıcaklıkta Z Yönünde İlerleyen Borunun Dış Yüzeyinden Kare Kesitli Helisel Kanal ile Soğutulması Durumunda Boru Dış Yüzeyi (Helis İç Duvarı) Taşınım Isı Transfer Katsayısının Hesabı İçin Yeni Bir Nu Bağıntısının Geliştirilmesi



Şekil 9.4 Heliste hız vektörleri ve bileşenlerinin gösterimi

Yukarıdaki şekil 9.4'den anlaşıldığı gibi her bir hız vektörü yönleri ve açıları ile gösterilmiştir. Buna göre;

$$\cos \alpha = b / ((\pi D)^2 + (b^2))^{1/2} \quad \alpha = \dots \quad (9.2)$$

$$V_{sz} = V_{su} \cos \alpha \quad (9.3)$$

$$V_{bağıl} = V_{boru} - V_{sz} \quad (9.4)$$

$$V_{çevresel} = \pi D / ((\pi D)^2 + (b^2))^{1/2} \quad (9.5)$$

$$V_{bileşke} = (V_{çev.}^2 + V_{bağıl}^2)^{1/2} \quad (9.6)$$

$$\sin \beta = V_{çev} / V_{bileşke} \rightarrow \beta = \dots \quad (9.7)$$

$$V_{su \text{ bileşke}} = V_{su} * \sin (90 - (\alpha - \beta)) \quad (9.8)$$

Daha önceden hareketsiz boru için sabit sıcaklıktaki helis iç duvarı Nu sayısı için bulmuş olduğumuz bağıntı $Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (1.0572 + 0.1761 a/R)$ denklem (9.1)'de verilmişti. Helis iç duvarının sabit V_{boru} hızında z yönünde ilerlemesi durumunda (9.9) bağıntısı geliştirilmiştir. Yeni bağıntı geliştirilirken helisel kanalda Nu sayısına etki eden b , D , d_h , V_{su} ,

V_{boru} , parametrelerinin tümünü içeren boyutsuz parametre $V_{\text{bil}} / V_{\text{subil}}$ oranı ile diğer bir boyutsuz parametre $Nu_{\text{Say.}} / Nu_0$ 'nin değişimi 'Table Curve' programında grafiklendirilerek, bu eğriden $f(V_{\text{bil}}/V_{\text{subil}}) = Nu_{\text{Say.}}/ Nu_0$ iki parametre arasındaki matematiksel bağıntı çıkarılmıştır. Buna göre iç duvarı z yönünde sabit hızda ve sıcaklıkta ilerleyen, diğer duvarları adyabatik olan helisel kanalda iç duvar Nu sayısı aşağıdaki 9.9 bağıntısından hesaplanabilir.

$$Nu_{Y.B.} = Nu_0 (1 + 5.2884815 * (\ln V_{\text{bil}} / V_{\text{subil}}) / (V_{\text{bil}} / V_{\text{subil}})^2) \quad (9.9)$$

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (1.0572 + 0.1761 a/R) \quad (9.10)$$

Yeni bağıntı (9.9) incelendiğinde Nu sayısının, $Nu = f(V_{\text{su}}, V_{\text{boru}}, b, d_h, D, \nu, Pr)$ parametrelerinin diğer bir ifade ile helis eksenel yönünde ortalama su hızı, boru hızı, helis hatvesi, helisel kanal hidrolik çapı, helis sarım çapı, suyun kinematik viskozitesi ve moleküler Pr sayısının bir fonksiyonu olduğu, borunun hareketsiz ($V_{\text{boru}}=0$ için) olması durumunda ise $V_{\text{bil}}/V_{\text{subil}} = 1$ ve dolayısıyla $Nu_{Y.B.} = Nu_0$ olacağından, yeni formülün sınır şartlarını sağladığı anlaşılmaktadır.

Aşağıdaki çizelge 9.5, 9.6, 9.7'de görüleceği gibi değişik sarım oranlarında (a/R), hatvelerde (b) ve hidrolik çaplarda (d_h), bir kenarı (helis iç duvarı) sabit sıcaklıkta ve z yönünde sabit hızda hareket eden diğer üç kenarı adyabatik ve hareketsiz olan kare kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta helisin iç duvarındaki Nu sayısını hesaplayan yeni bağıntı, denklem (9.9)'den bulunan değerler ile sayısal çözümler arasında ortalama %1.3 gibi oldukça düşük bir fark vardır.

Çizelge.9.5 İç duvarı (boru) sabit sıcaklık ve hızda (V_{boru}) hareket eden diğer üç duvarı adyabatik kare kesitli helisel kanalda iç duvara ait Nu sayısını hesaplayan bağıntının $Nu_{\text{sayısal}}$ değerleri ile karşılaştırılması ve yüzde hataları ($R/a=9.125$, $a=4$, $R=36.5$, $dh=8\text{mm}$, $b=12\text{mm}$ için)

V_{su} m/s	V_{boru} m/s	V_{sz} m/s	$V_{\text{bagıl}}$ m/s	$V_{\text{çev.}}$ m/s	$V_{\text{bileşke}}$ m/s	$V_{\text{su bil.}}$ m/s	$V_{\text{bil/Vsb}}$	Nu Sayısal	Nu_0	$(Nu_s - Nu_0)/Nu_0$	$Nu_{\text{yeni B.}}$	% $(Nu_s - Nu_{\text{y.B}})/Nu_s$	Ort. Hata
1,462	0	0,076	-0,0763	1,459	1,462	1,462	1	129,3	129,3	0	129,3	0	1.32
1,462	0,5	0,076	0,423	1,459	1,519	1,423	1,068	177,03	129,3	0,3691	168,74	4,68	
1,462	0,94566	0,076	0,869	1,459	1,698	1,293	1,313	235,88	129,3	0,824	237,41	-0,64	
1,462	1	0,076	0,923	1,459	1,727	1,274	1,355	242	129,3	0,871	242,50	-0,20	
2,5	0	0,130	-0,130	2,496	2,5	2,5	1	195,22	195,22	0	195,22	0	
2,5	0,5	0,130	0,369	2,496	2,523	2,488	1,014	212	195,22	0,085	209,21	1,31	
2,5	0,55425	0,130	0,423	2,496	2,532	2,483	1,0197	218,19	195,22	0,117	214,62	1,63	
2,5	1	0,130	0,869	2,496	2,643	2,400	1,101	262	195,22	0,342	277,29	-5,83	
5	0	0,261	-0,261	4,993	5	5	1	309,52	309,52	0	309,52	0	
5	0,5	0,261	0,238	4,993	4,998	4,999	0,999	310	309,52	0,001	309,17	0,26	
5	1	0,261	0,738	4,993	5,047	4,977	1,014	328	309,52	0,059	331,71	-1,13	
10	0	0,522	-0,522	9,986	10	10	1	477,26	477,26	0	477,26	0	
10	0,5	0,522	-0,022	9,9869	9,986	9,987	0,999	467	477,26	-0,021	476,97	-2,13	
10	1	0,522	0,477	9,986	9,997	9,999	0,999	460	477,26	-0,036	476,71	-3,63	

Çizelge 9.6 İç duvarı (boru) sabit sıcaklık ve hızda (V_{boru}) hareket eden diğer üç duvarı adyabatik kare kesitli helisel kanalda iç duvara ait Nu sayısını hesaplayan bağıntının $Nu_{\text{sayısal}}$ değerleri ile karşılaştırılması ve yüzde hataları ($R/a=12.5$, $a=2\text{mm}$, $R=25$, $d_h=4\text{mm}$, $b=6\text{mm}$ için)

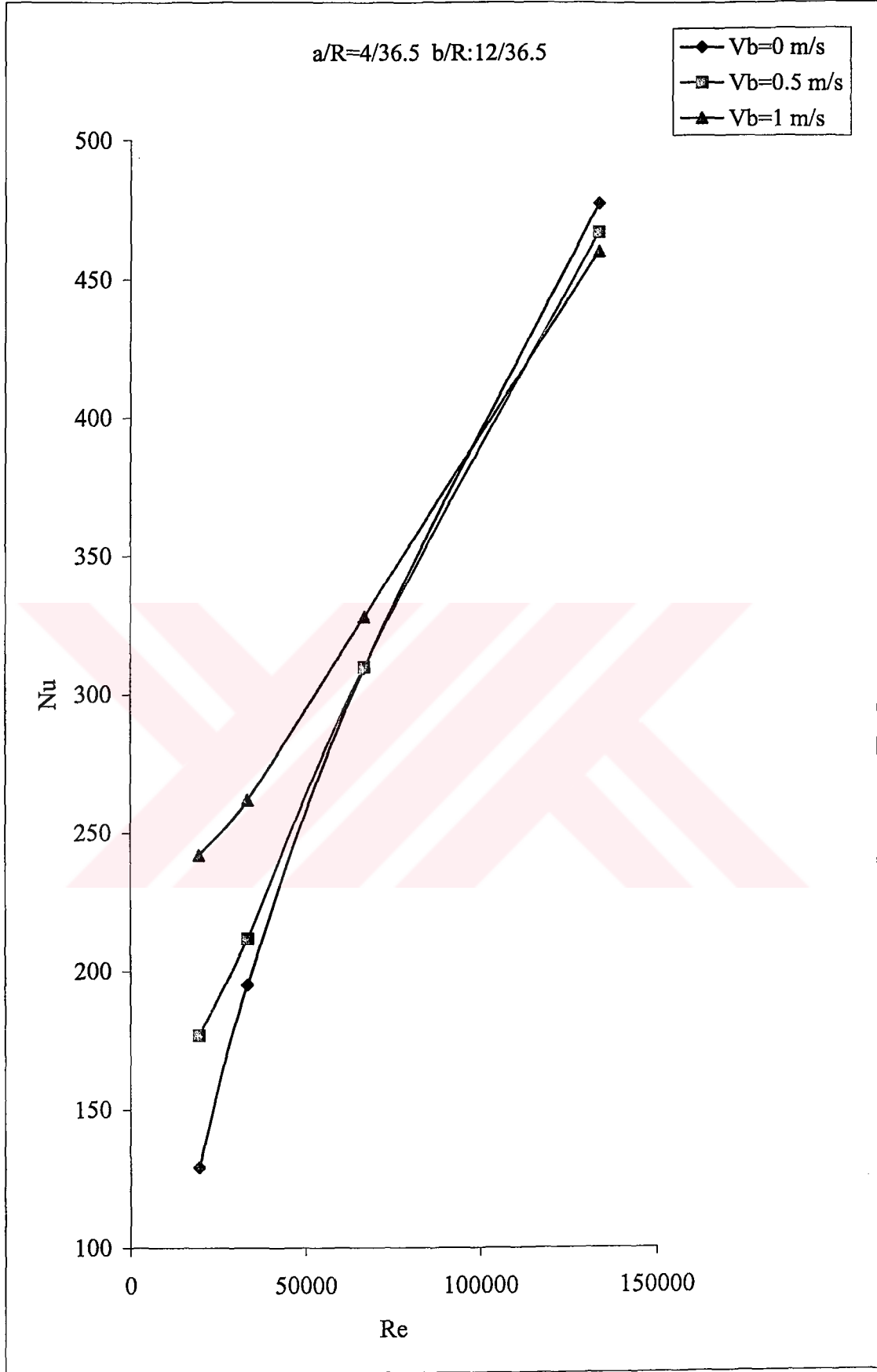
V_{su} m/s	V_{boru} m/s	V_{sz} m/s	V bağıl m/s	$V_{\text{çev.}}$ m/s	$V_{\text{bileşke}}$ m/s	V_{su} bil. m/s	$V_{\text{bil.}}/V_{\text{su}}$ bil.	Nu Sayısal	Nu_0	$(Nu_s - Nu_0)/Nu_0$	$Nu_{\text{yeni B.}}$	% $(Nu_s - Nu_{\text{y.B.}})/Nu_s$
2,923	0	0,111	-0,111	2,920	2,923	2,923	1	127,11	127,11	0	127,11	0
2,923	0,5	0,111	0,388	2,920	2,946	2,910	1,012	142,9	127,11	0,124	135,28	5,3
2,923	1	0,111	0,888	2,920	3,052	2,826	1,07	178,6	127,11	0,405	171,45	4
5	0	0,190	-0,190	4,996	5	5	1	193,98	193,98	0	193,98	0
5	0,5	0,190	0,309	4,996	5,005	4,998	1,001	198	193,98	0,020	195,47	1,27
5	1	0,190	0,809	4,996	5,061	4,962	1,02	213,96	193,98	0,103	213,43	0,24
10	0	0,381	-0,381	9,992	10	10	1	307,89	307,89	0	307,89	0
10	0,5	0,381	0,118	9,992	9,993	9,996	0,996	306,89	307,89	-0,003	307,38	-0,16
10	1	0,381	0,618	9,992	10,011	9,997	1,001	310,16	307,89	0,007	310,26	-0,03
20	0	0,763	-0,763	19,985	20	20	1	480,65	480,65	0	480,65	0
20	0,5	0,763	-0,263	19,983	19,987	19,993	0,999	473	480,65	-0,015	479,81	-1,44
20	1	0,763	0,236	19,985	19,986	19,993	0,999	470,22	480,65	-0,021	479,85	-2,05

Çizelge 9.7 İç duvarı (boru) sabit sıcaklık ve hızda (V_{boru}) hareket eden diğer üç duvarı adyabatik kare kesitli helisel kanalda iç duvara ait Nu sayısını hesaplayan bağıntının $Nu_{\text{sayısal}}$ değerleri ile karşılaştırılması ve yüzde hataları ($R/a=37.5$, $a=1.5\text{ mm}$, $R=56.25$, $d_h=3\text{ mm}$, $b=4.5\text{ mm}$ için)

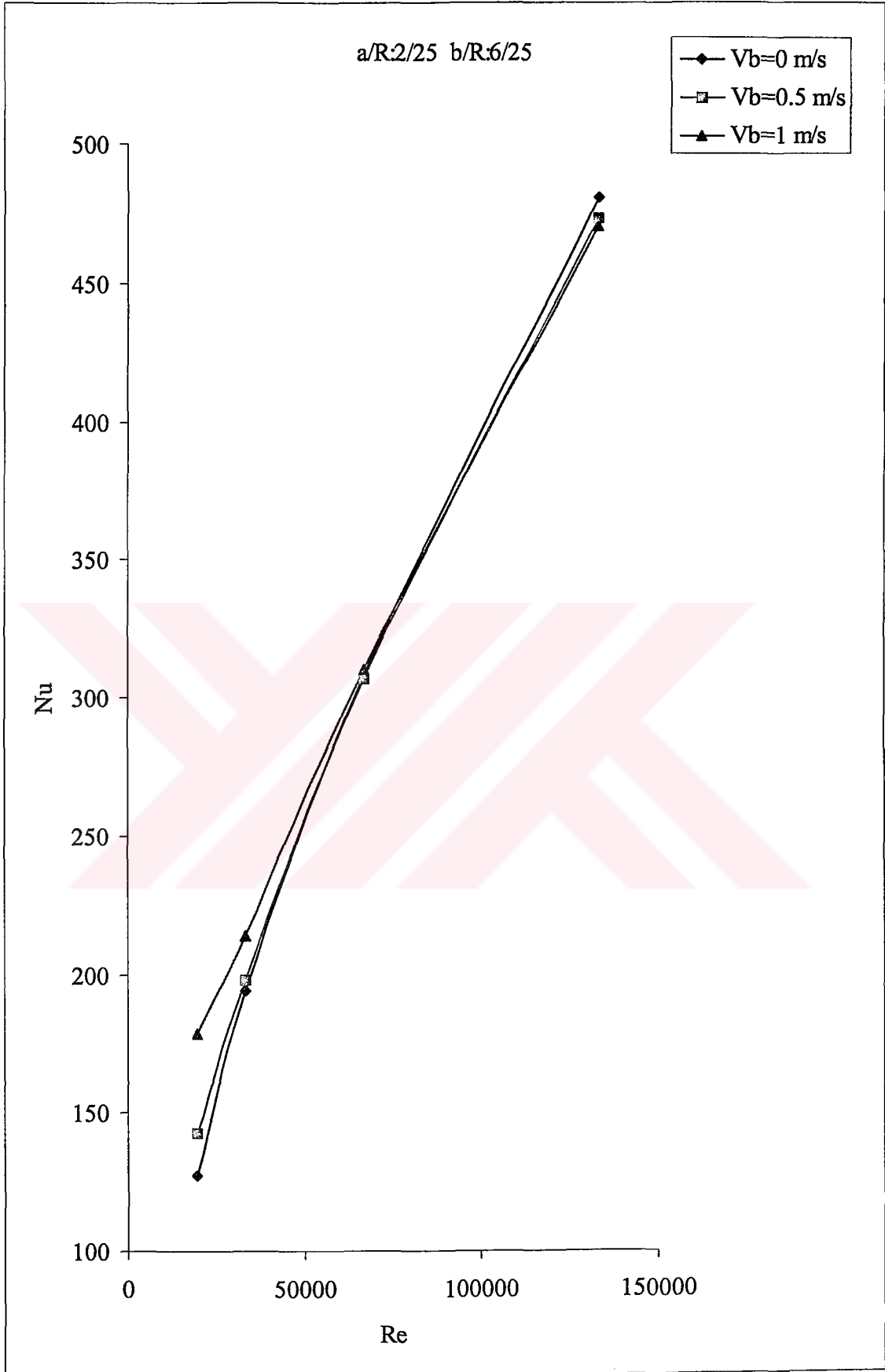
V_{su} m/s	V_{boru} m/s	V_{sz} m/s	$V_{\text{bağ.}}$ m/s	$V_{\text{çev.}}$ m/s	$V_{\text{bil.}}$ m/s	$V_{\text{subil.}}$ m/s	$V_{\text{bil.}}/V_{\text{sb}}$	Nu Sayısal	Nu_0	$(Nu_s - Nu_0)/Nu_0$	$Nu_{\text{Yeni B.}}$	% $(Nu_s - Nu_{\text{Y.B.}})/Nu_s$
3,897	0	0,049	-0,049	3,896	3,897	3,897	1	123,54	123,54	0	123,54	0
3,897	0,5	0,049	0,450	3,896	3,922	3,876	1,011	137,64	123,54	0,114	131,06	4,77
3,897	1	0,049	0,950	3,896	4,010	3,797	1,056	164,11	123,54	0,328	155,56	5,20
6,66	0	0,084	-0,084	6,659	6,660	6,660	1	190,72	190,72	0	190,72	0
6,66	0,5	0,084	0,415	6,659	6,672	6,651	1,003	196,5	190,72	0,030	193,81	1,36
6,66	1	0,084	0,915	6,659	6,722	6,609	1,0171	209	190,72	0,095	207,25	0,83
13,33	0	0,169	-0,169	13,328	13,330	13,330	1	305,3	305,3	0	305,3	0
13,33	0,5	0,169	0,330	13,328	13,333	13,330	1,000	305,97	305,3	0,002	305,78	0,06
13,33	1	0,169	0,830	13,328	13,354	13,313	1,003	309,3	305,3	0,013	310,24	-0,30
26,66	0	0,339	-0,339	26,657	26,660	26,660	1	482	482	0	482	0
26,66	0,5	0,339	0,160	26,657	26,658	26,659	0,999	479,18	482	-0,006	481,89	-0,56
26,66	1	0,339	0,660	26,657	26,666	26,658	1,000	477	482	-0,010	482,76	-1,20

Çizelge 9.8 Değişik sarım oranlarında (a/R , b/R) ve boru hızlarında Nu-Re sayılarının değişimleri

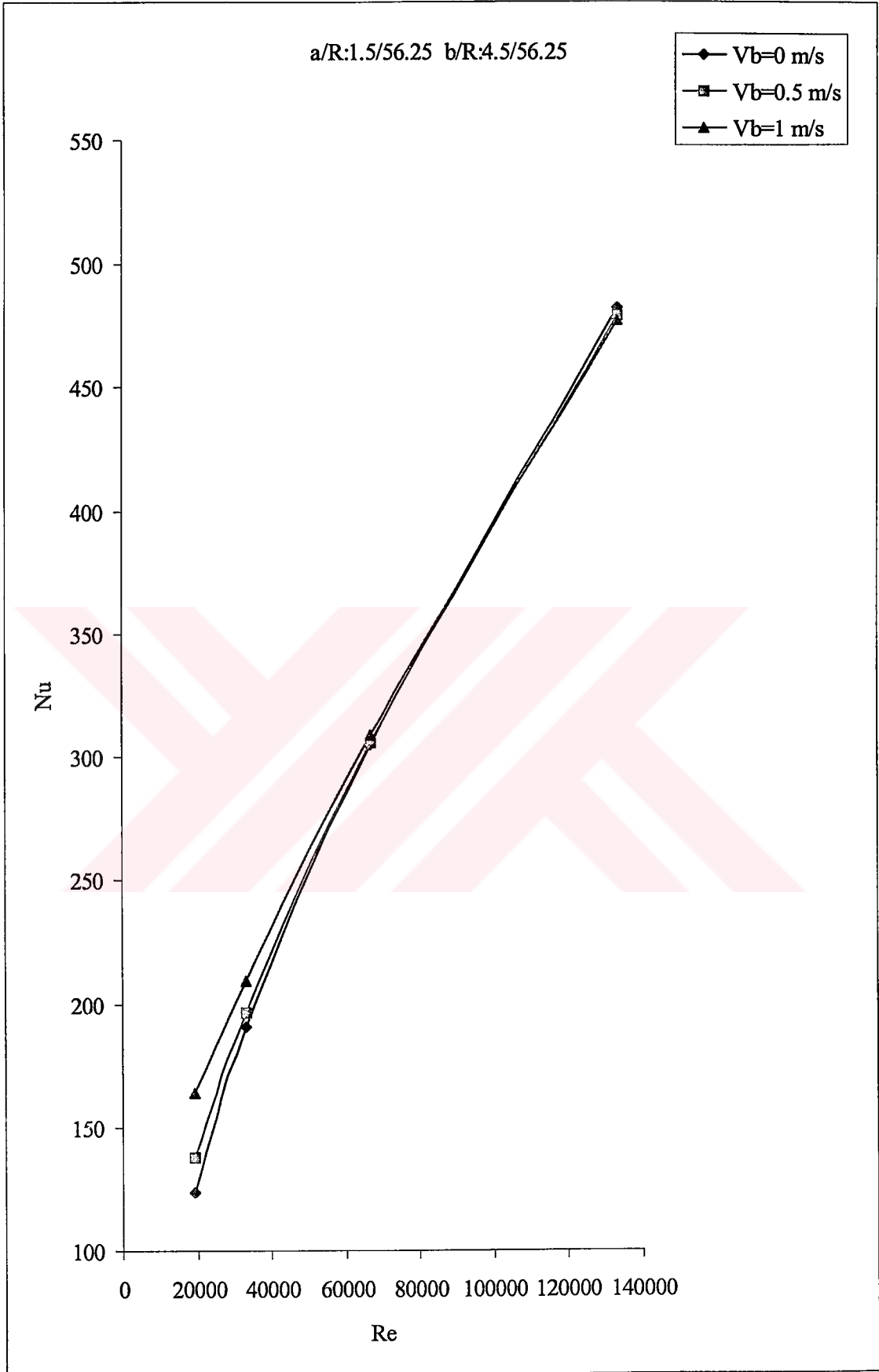
$a/R=4/36.5$	Re	Nu Sayısal ($V_b=0$ m/s)	Nu Sayısal ($V_b=0.5$ m/s)	Nu Sayısal ($V_b=1$ m/s)
$b/R=12/36.5$	19489	129,3	177,03	242
	33333	195,22	212	262
	66666	309,52	310	328
	133333	477,26	467	460
$a/R=2/25$	19489	127,11	142,9	178,6
$b/R=6/25$	33333	193,98	198	213,96
	66666	307,89	306,89	310,16
	133333	480,65	473	470,22
$a/R=1.5/56.25$	19489	123,54	137,64	164,11
$b/R=4.5/56.25$	33333	190,72	196,5	209
	66666	305,3	305,97	309,3
	133333	482	479,18	477



Şekil 9.5 Değişik boru hızlarında ve sarım oranlarında (a/R , b/R) Nu-Re ilişkisi



Şekil 9.6 Değişik boru hızlarında ve sarım oranlarında (a/R , b/R) Nu - Re ilişkisi



Şekil 9.7 Değişik boru hızlarında ve sarım oranlarında (a/R , b/R) Nu-Re ilişkisi

9.2.1 Farklı Helis Sarım Çaplı ve Hatveli Kare Kesitli Helisel Kanallarla Farklı Boru Üretim Hızlarında Borunun Soğutulması Durumunda Helis İç Yüzeyi Nu Sayısı İçin Yeni Bir Re Sayısının Tanımlanması

Boru hızı ve helis geometrisi ne olursa olsun Nu sayısının tek bir Re sayısına bağlı olabilmesi için aşağıdaki yol takip edilmiştir.

Öncelikle öyle bir Re sayısı bulmalıyız ki boru hızı $V_{\text{boru}}=0$ olduğunda Re sayısı Re_0 değerine yani hareketsiz borunun soğutulması durumundaki suyun Re sayısına eşit olsun. Bunun için denklemi aşağıdaki şekilde düzenlenebilir;

$$Re' = x \cdot Re_{\text{bileşke}} + (1-x) \cdot Re_{\text{su}} \quad (9.11)$$

Yukarıdaki 9.11 denkleminde yer alan x ve (1-x) katsayıları $V_{\text{boru}} = 0$ m/s sınır şartında $Re' = Re_{\text{su}}$ eşitliğini sağlaması amacıyla konulmuştur. Denklemdaki x değerini bulabilmek amacıyla farklı değerdeki parametreler için elde edilen sayısal çözüm sonuçları kullanıldı. Sınır şartı $V_{\text{boru}}=0$ için $Re' = Re_{\text{su}}$ idi, bu sınır şartını 9.11 denkleminin sağlayıp sağlamadığı kontrol edilirse ;

$$V_{\text{bileşke}} = (V_{\text{çevresel}}^2 + V_{\text{bağlı}}^2)^{1/2} = \left[\left(V_{\text{su}} \frac{\pi D}{\sqrt{b^2 + (\pi D)^2}} \right)^2 + \left(V_{\text{boru}} - V_{\text{su}} \frac{b}{\sqrt{b^2 + (\pi D)^2}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (9.12)$$

$$V_{\text{boru}}=0 \quad V_{\text{bileşke}}=V_{\text{su}} \quad (9.13)$$

$$Re_{\text{bileşke}} = V_{\text{bil}} \cdot d_h / \gamma = V_{\text{su}} \cdot d / \gamma = Re_{\text{su}} \quad (9.14)$$

$$Re' = x \cdot Re_{\text{su}} + (1-x) Re_{\text{su}} \quad (9.15)$$

$Re' = Re_{\text{su}}$ sınır şartını sağlamaktadır.

Bundan sonra ise değişik boru hızları ve helis geometrileri için sayısal çözümden elde edilen sonuçlar yardımıyla ortalama x değeri hesaplanmalıdır. Örneğin çizelge 9.9'daki ikinci satıra ait x değerini bulabilmek için ;

$$(Nu_{\text{Nüm.}} / Nu_0) \cdot Re_{\text{su}} = Re_{\text{bileşke}} \cdot x + Re_{\text{su}} \cdot (1-x) \quad (9.16)$$

yazılır ve değerler yerine konulursa;

$$(177.03/129.3) \cdot 19489 = 20262 \cdot x + 19489 \cdot (1-x) \quad x = 9.3 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Çizelge 9.9, 9.10 ve 9.11'deki diğer sayısal çözüm sonuçları kullanılarak yapılan

hesaplamalar sonucu ortalama x değeri 7.44 olarak bulunmuştur. Buna göre;

$$V' = 7.44 V_{\text{bileşke}} - 6.44 V_{\text{su}} \quad (9.17)$$

$$Re' = V' \cdot d / \gamma \quad (9.18)$$

Denklem 9.17 ve 9.18'deki bağıntılarla yeni Re' sayısı değişik boru hızları ve helis geometrileri için hesaplanmış, şekil 9.8'de Nu sayısı ile değişimi grafik olarak verilmiştir. Bu grafikten değişik boru hızı ve değişik geometrik boyuttaki helisler için aynı Nu sayısına karşılık gelen Re' sayıları arasında en fazla % 4 gibi küçük bir farkın olduğu eğrilerin hemen hemen çakıştığı görülmektedir.

Çizelge 9.9 Farklı boru hızı ve geometrik boyutlardaki kare kesitli heliste $Nu_{iç}-Re'$ ilişkisi
($R/a=9.125$, $a=4$, $R=36.5$, $D_h=8\text{mm}$, $b=12\text{mm}$)

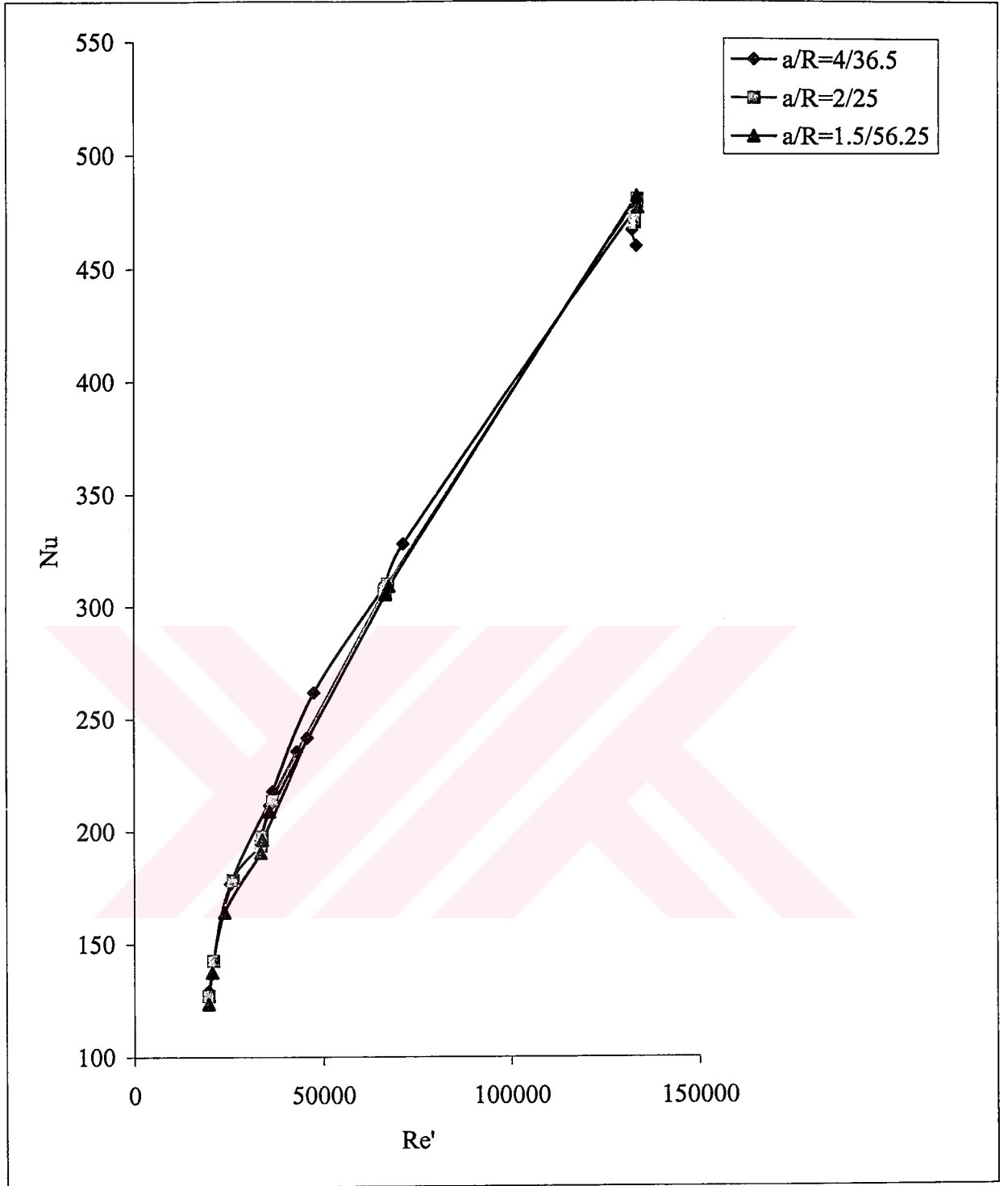
V_b m/s	V_{su} m/s	$V_{\text{çevresel}}$ m/s	$V_{\text{bileşke}}$ m/s	V' m/s	Re'	Re	Nu Sayısal
0	1.461	1.459	1.461	1.461	19489	19489	129.3
0,5	1.461	1.459	1.519	1.894	25265	19489	177.03
1	1.461	1.459	1.7273	3.438	45843	19489	242
0	2.5	2.496	2.5	2.5	33333	33333	195.22
0,5	2.5	2.496	2.523	2.676	35690	33333	212
1	2.5	2.496	2.643	3.568	47580	33333	262
0	5	4.993	5	5	66666	66666	309.52
0,5	5	4.993	4.998	4.991	66554	66666	310
1	5	4.993	5.047	5.353	71380	66666	328
0	10	9.986	10	10	133333	133333	477.26
0,5	10	9.986	9.986	9.898	131980	133333	467
1	10	9.986	9.997	9.983	133109	133333	460

Çizelge 9.10 Farklı boru hızı ve geometrik boyutlardaki kare kesitli heliste $Nu_{iç}$ - Re' ilişkisi
($R/a=12.5$, $a=2mm$, $R=25$, $D_h=4mm$, $b=6 mm$)

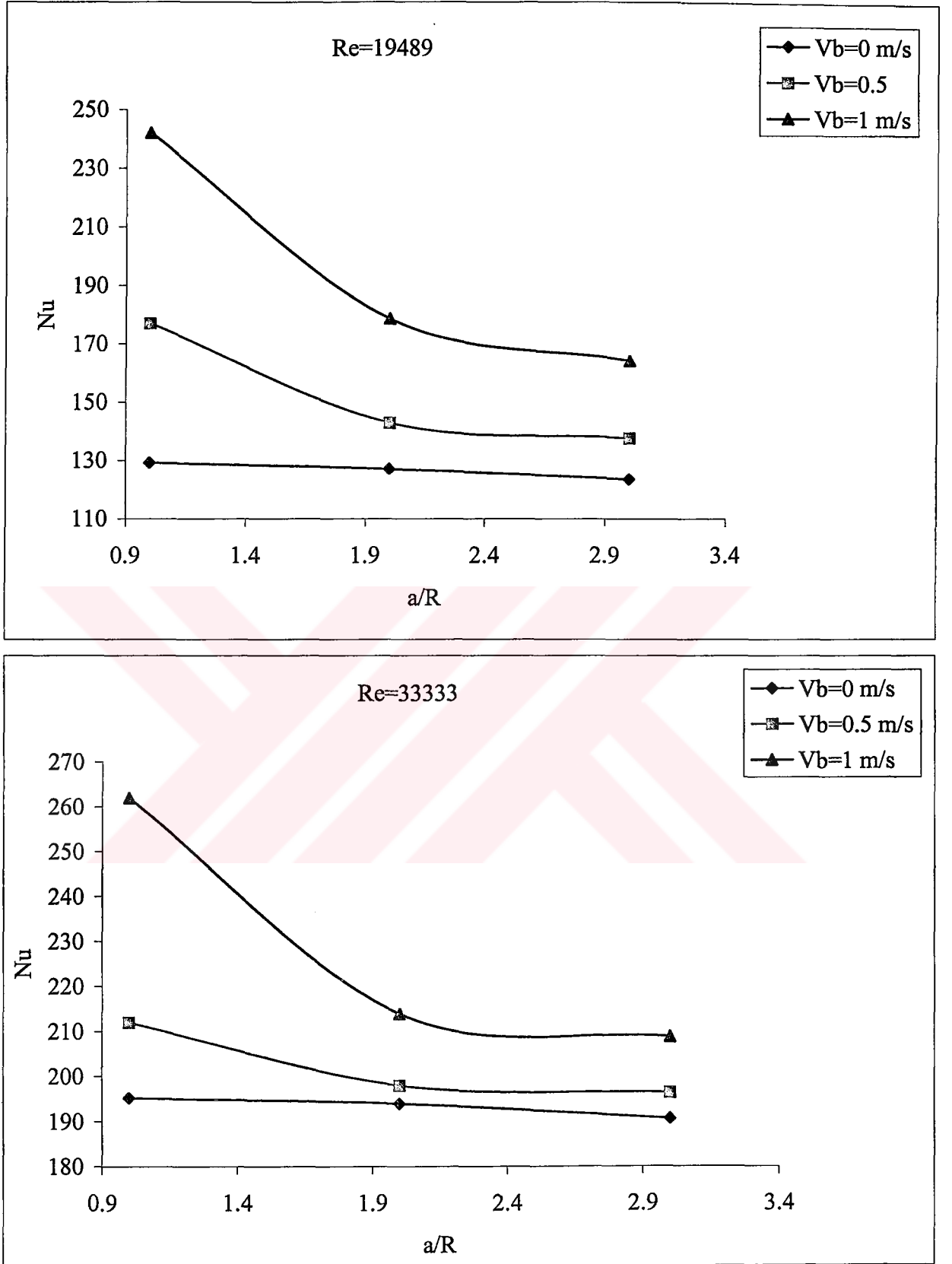
Vb m/s	Vsu m/s	Vçevresel m/s	V bileşke m/s	V' m/s	Re'	Re	Nu Sayısal
0,5	2.923	2.920	2.946	3.098	20656	19489	142.9
1	2.923	2.920	3.052	3.890	25934.	19489	178.6
0	5	4.996	5	5	33333	33333	193.98
0,5	5	4.996	5.005	5.043	33626	33333	198
1	5	4.996	5.061	5.457	36381	33333	213.96
0	10	9.992	10	10	66666	66666	307.89
0,5	10	9.992	9.993	9.950	66339	66666	306.89
1	10	9.992	10.011	10.087	67253	66666	310.16
0	20	19.985	20	20	133333	133333	480.65
0,5	20	19.985	19.987	19.904	132696	133333	473
1	20	19.985	19.986	19.901	132679	133333	470.22

Çizelge 9.11 Farklı boru hızı ve geometrik boyutlardaki kare kesitli heliste $Nu_{iç}$ - Re' ilişkisi
($R/a=37.5$, $a=1.5mm$, $R=56.25$, $D_h=3mm$, $b=4.5 mm$)

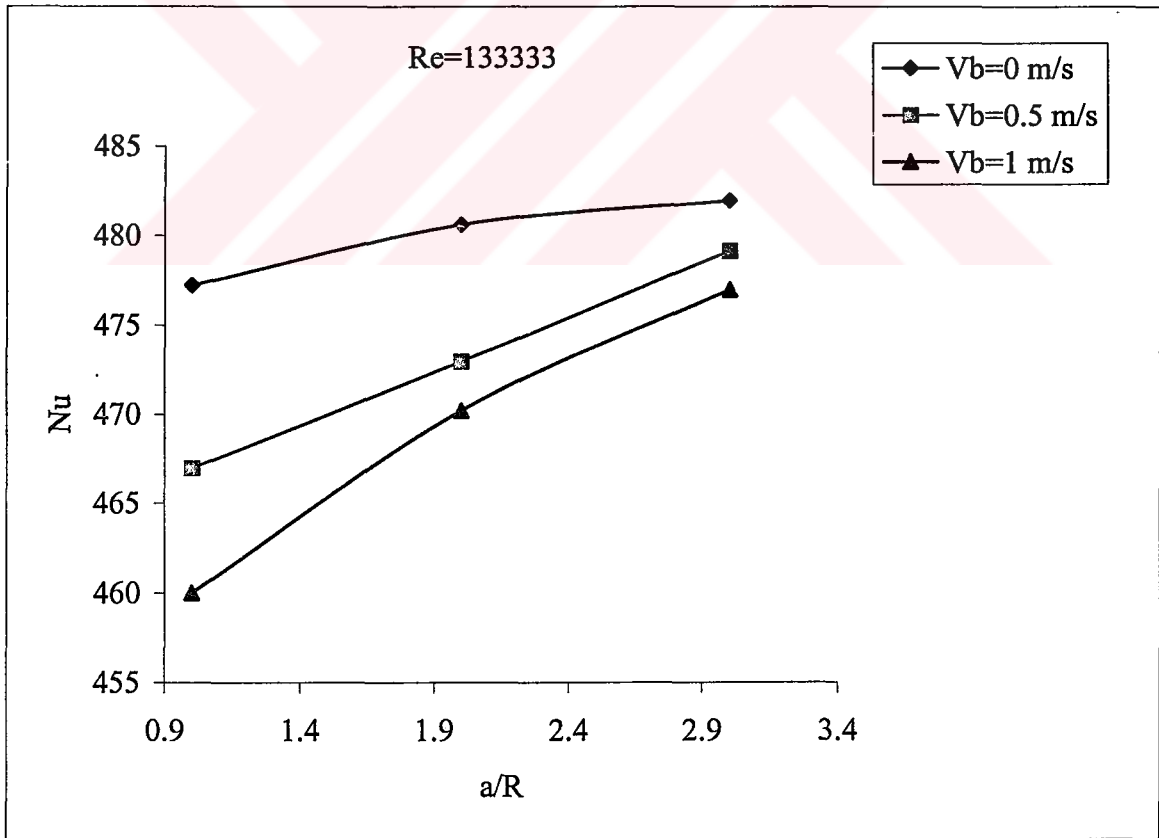
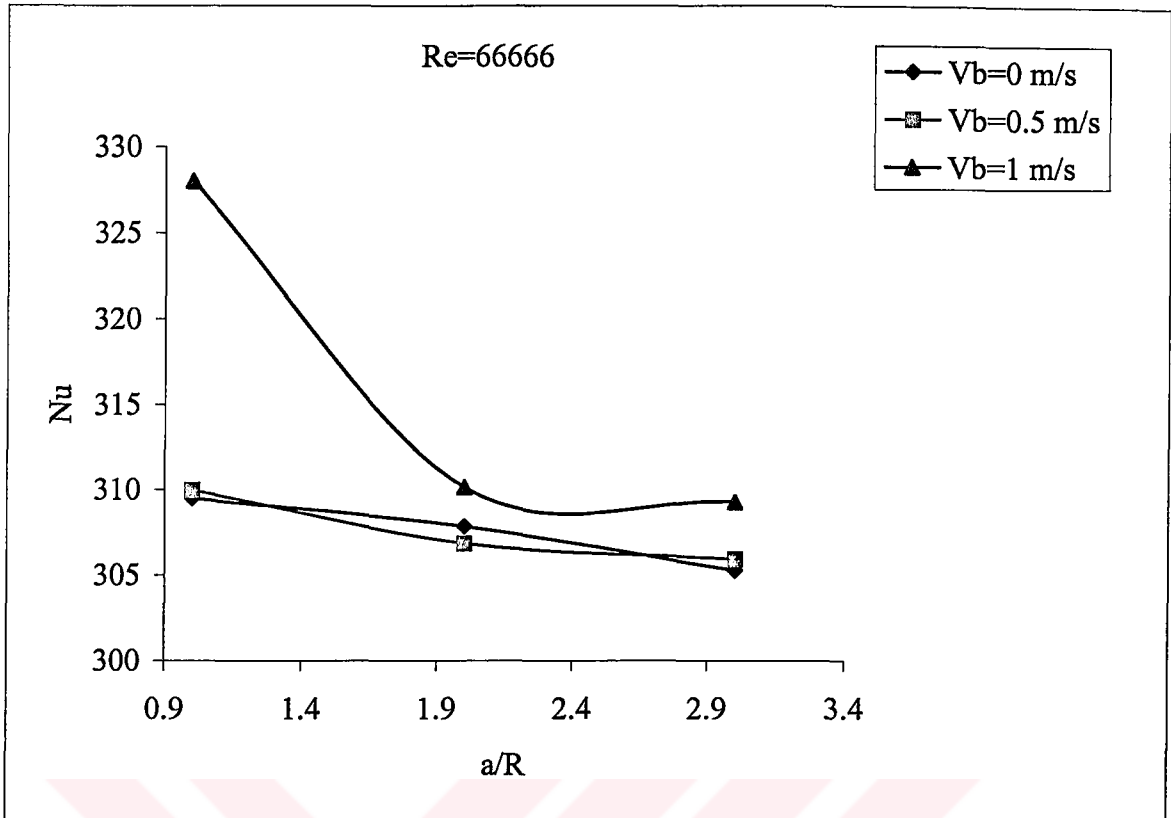
Vb m/s	Vsu m/s	Vçevresel m/s	V bileşke m/s	V' m/s	Re'	Re	Nu Sayısal
0,5	3.897	3.896	3.922	4.087	20438	19489	137.64
1	3.897	3.896	4.010	4.744	23722	19489	164.11
0	6.66	6.659	6.66	6.66	33300	33333	190.72
0,5	6.66	6.659	6.672	6.752	33760	33333	196.5
1	6.66	6.659	6.722	7.121	35608	33333	209
0	13.33	13.328	13.33	13.33	66650	66666	305.3
0,5	13.33	13.328	13.333	13.352	66762	66666	305.97
1	13.33	13.3289	13.354	13.514	67570	66666	309.3
0	26.66	26.657	26.66	26.66	133300	133333	482
0,5	26.66	26.657	26.658	26.647	133237	133333	479.18
1	26.66	26.657	26.666	26.704	133524	133333	477



Şekil 9.8 Farklı boru hızı ve farklı geometrik boyutlardaki kare kesitli helisler ile borunun dış yüzeyinden soğutulması durumunda helis iç duvarı Nu sayısının yeni Re' sayısına göre değişimi



Şekil 9.9 Aynı Re sayısı için Nu sayısının farklı a/R ve boru hızlarına göre değişimi



Şekil 9.10 Aynı Re sayısı için Nu sayısının farklı a/R ve boru hızlarına göre değişimi

9.3 İç Duvarı Sabit Sıcaklıkta Diğer Duvarları Adyabatik (Isıya izoleli) Dikdörtgen Kesitli Heliste İç Duvar Nu Sayısını Hesaplayan Yeni Bir Bağıntının Geliştirilmesi

Öncelikle Re_{dh} , Re_g sabit a/R değişken için a/R 'ye bağlı bir bağıntı geliştirilmiştir.

$$Nu_{Y.B.} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (0.2484 a/R + 1.2156) \quad (9.19)$$

Daha sonra a/R , Re_{dh} sabit , Re_g değişken için $Re_g (=V \cdot \text{Genişlik}/\gamma)$ 'ye bağlı bir bağıntı geliştirilmiştir.

$$Nu_{Y.B.} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (0.2484 a/R + 1.2156) * (1.1180774 - (3800/Re_g)) \quad (9.20)$$

Bu formül $0.1 < a/R < 0.210804$ ile $13755 < Re < 33333$ aralığında dikdörtgen kesitli helisler için geçerlidir. Geliştirilen bu yeni formül ile değerler yerine konarak sayısal çözüm sonuçları ile aşağıdaki tabloda karşılaştırılmış ve sonuçta yeni formülün-% 9.3 ve % 5.65 aralığında hatayla Nu sayısını hesaplayabildiği anlaşılmıştır.

Çizelge 9.12 Yeni Nu bağıntısının sayısal sonuçlarla karşılaştırılması

a/R	V_{su} m/s	dn derinlik mm	ge genişlik mm	dh mm	Re_{dh}	Re_g	$Nu_{Y.B.}$	$Nu_{Say.}$	% Y.B.-Say.
0.1	5	3	6	4	33333	50000	213.43	205	-4.1
0.15	3	5	10	6.66	33333	50000	215.57	206.5	-4.3
0.21	3.75	4	8	5.33	33333	50000	218.16	209.5	-4.1
0.1	5	3	6	4	33333	50000	213.43	205	-4.1
0.1	3.6	6.25	5	5.55	33333	30000	203.05	190	-6.8
0.1	2.5	12	6	8	33333	25000	197.86	181	-9.3
0.1	5.33	3	5	3.75	33312	44416	211.37	200.98	-5.1
0.1	2.77	6	9	7.2	33240	41550	209.79	203	-3.3
0.15	3.42	5	7	5.83	33250	39900	211.15	201	-5.0
0.21	2.19	4	8	5.33	19466	29200	134.51	133.91	-0.4
0.21	1.8125	4	8	5.33	16111	241667	112.44	116.89	3.8
0.21	1.5474	4	8	5.33	13755	20633	96.31	102.08	5.6

$$Nu_{Y.B.} = Nu_0 (1 + 5.2884815 * (\ln V_{bil} / V_{subil.}) / (V_{bil} / V_{subil})^2) \quad (9.21)$$

$$\sin \beta = V_{\text{çev}} / V_{\text{bileşke}} \rightarrow \beta = \dots \quad (9.22)$$

$$\cos \alpha = b / ((\pi D)^2 + (b)^2)^{1/2} \rightarrow \alpha = \dots \quad (9.23)$$

$$V_{su \text{ bileşke}} = V_{su} * \sin (90 - (\alpha - \beta)) \quad (9.24)$$

$$V_{\text{bileşke}} = (V_{\text{çev}}^2 + V_{\text{bağıl}}^2)^{1/2} \quad (9.25)$$

$$V_{\text{bağıl}} = V_{\text{boru}} - V_{sz} \quad (9.26)$$

$$V_{sz} = V_{su} * b / ((\pi D)^2 + (b)^2)^{1/2} \quad (9.27)$$



Çizelge 9.13 İç duvarı (boru) z yönünde sabit hız (V_b) ve sıcaklıkta ilerleyen diğer üç kenarı hareketsiz ve adyabatik olan dikdörtgen kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta iç duvar Nu sayısını hesaplayan yeni bağıntının sayısal sonuçlarla karşılaştırılması

V_{su} m/s	V_b m/s	V_{sz} m/s	V_{bagl} m/s	$V_{\text{çev.}}$ m/s	V bileşke m/s	V_{su} bileşke m/s	V_{bil}/V_{sb} m/s	Nu Sayısal	Nu_0	$Nu_{Yeni B.}$	% $(Nu_s - Nu_{Y.B.})/Nu_s$
3.75	0	0.559	-0.559	3.707	3.75	3.75	1	209.5	209.5	209.5	0
3.75	0.5	0.559	-0.059	3.707	3.708	3.716	0.997	199.91	209.5	207.09	-3.59
3.75	1	0.559	0.440	3.707	3.734	3.748	0.996	213.17	209.5	205.29	3.69
1.8125	0.33	0.270	0.059	1.792	1.793	1.80	0.996	119.45	116.89	114.46	4.16
1.8125	0.25	0.270	-0.020	1.792	1.792	1.795	0.998	116.72	116.89	115.90	0.69
1.547491	0.33	0.231	0.098	1.530	1.533	1.541	0.994	111.6	102.08	99.057	11.23
1.547491	0.25	0.231	0.018	1.530	1.530	1.532	0.998	108.76	102.08	101.15	6.99
1.547491	0.166	0.231	-0.065	1.530	1.531	1.538	0.995	102.57	102.08	99.58	2.91

10. SONUÇLAR TARTIŞMA ve ÖNERİLER

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar, konuyla ilgili tartışma ve öneriler aşağıda ilgili başlıklarla detaylı olarak verilmiştir.

10.1 Sonuçlar

1) Borulardan birim zamanda daha fazla ısı alabilmek için taşınım ısı transfer miktarını su hızını artırarak artırmanın, soğutma suyu sıcaklığını düşürmekten daha ekonomik olacağı görüldü.

2) Mevcut kalibrelerde su akış hızının durguna yakın olması sebebiyle, ısı geçişi daha çok iletimle gerçekleşmektedir. Geliştirilen yeni kalibre ile soğutma suyuna, boru dış yüzeyi etrafında helisel bir yol izleyerek, yüksek hızlarda akış imkanı sağlandı. Böylelikle boru dış yüzeyinden taşınım ile soğutma suyuna geçen ısı miktarındaki önemli artışlarla, mevcut ekstrüderlerin maksimum üretim kapasitesinde çalışması sağlandı. Ayrıca daha büyük kapasiteli ekstrüderlerde, soğutma suyunun geçtiği helisel kanal iç yüzeylerindeki pürüzlülüğün (sürtünmenin) azaltılması durumunda, üretim hızını artırmanın önü açılmıştır.

3) Sayısal çözümde kullanılan model, algoritma ve yöntemlerle gerçeğe (deneylere) en yakın sonuçlar (% 0 - 6 farkla) elde edildi. Ayrıca daha önceden helisel kanalda türbülanslı akışta ısı transferi ile ilgili çalışan araştırmacıların deneysel bulguları ile benzer sınır şartları aynı model ve yöntemler kullanılarak sayısal çözdürüldüğünde, birbirine oldukça yakın sonuçların elde edildiği görüldü. Böylelikle sayısal çözümde kullanılan metot, model ve algoritma seçiminin oldukça uygun olduğu anlaşıldı.

4) Daha önce helisel kanalda türbülanslı akışta ısı transferini sayısal çözen araştırmacılar, çözüm için en uygun ağ sayısının (akış kesitindeki), 62*62 adet (eş büyüklükte) olduğunu belirtmişlerdir. Halbuki bu çalışmada sayısal çözüm; akış kesiti, kenarlara doğru sıklaşan, kesit ortalarına doğru ise seyrekleşen bir yapıda 50*50 adet ağı bölünerek yapıldı. Böylelikle istenen sonuç daha az sayıda işlemle, kolay ve hızlı bir şekilde elde edildi.

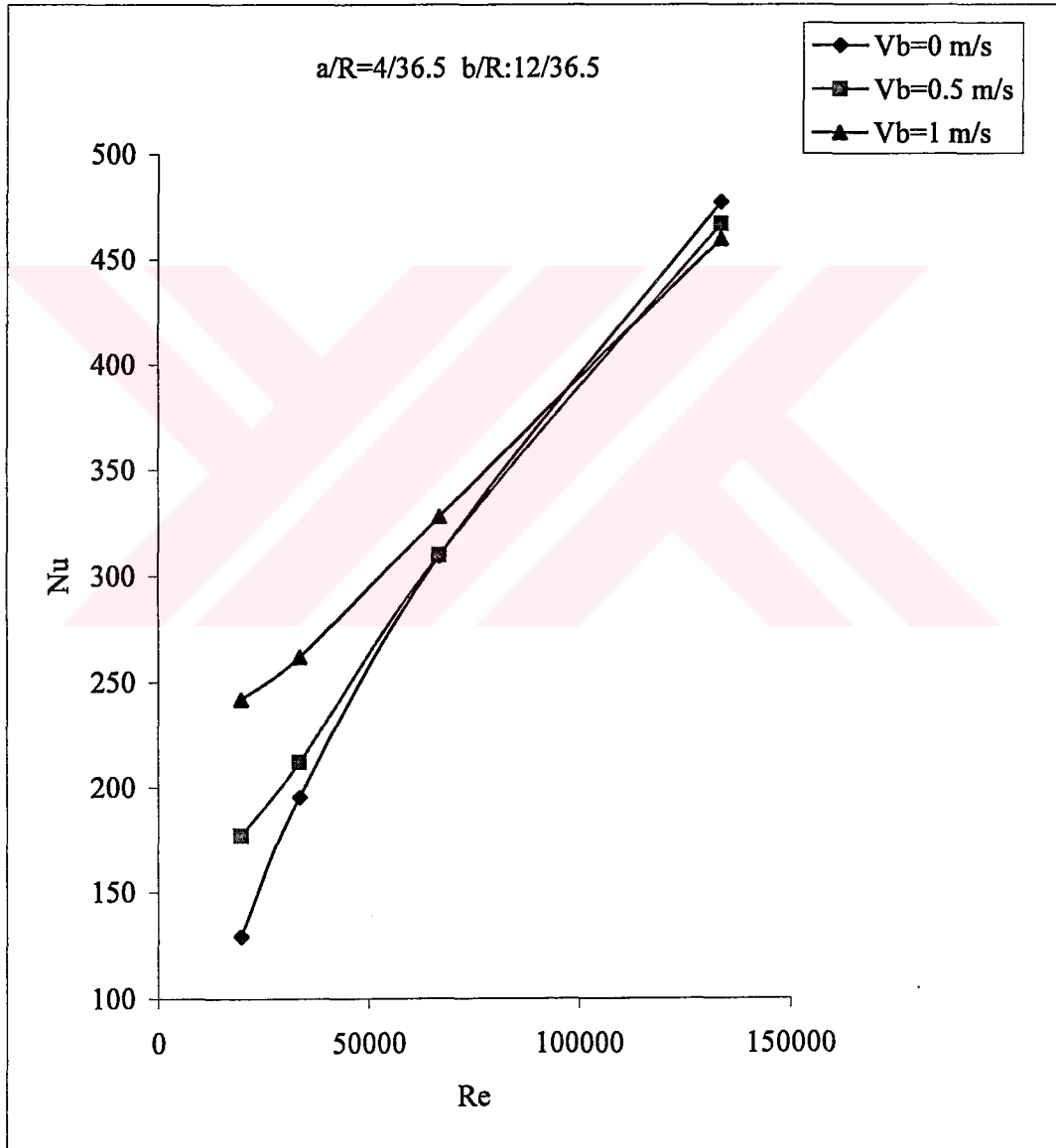
5) Helisel kanalda türbülanslı akışta termik ve hidrodinamik tam gelişmiş akışın 10/6. turda olduğu anlaşıldı.

6) Helisel kanalda türbülanslı akışta ısı transferinin Re , Pr sayılarının yanında (a/R) oranına bağlı olduğu; (b/R) oranının ise, ısı transferi üzerinde ihmal edilebilir mertebede bir etkisinin olduğu görüldü.

7) b/R oranı arttıkça akış kesitindeki eş sıcaklık ve aksel hız eğrilerinin saat yönünde döndüğü görüldü.

8) Tüm yüzeyi sabit sıcaklıkta kare kesitli helisel kanalda türbülanslı akışta, tüm duvarlara ait Nu sayıları; düşük Re sayılarında $Nu_{dış} > Nu_{üst} \approx Nu_{alt} > Nu_{iç}$, yüksek Re sayılarında ise $Nu_{üst} > Nu_{dış} > Nu_{alt} > Nu_{iç}$ şeklinde sıralanmaktadır.

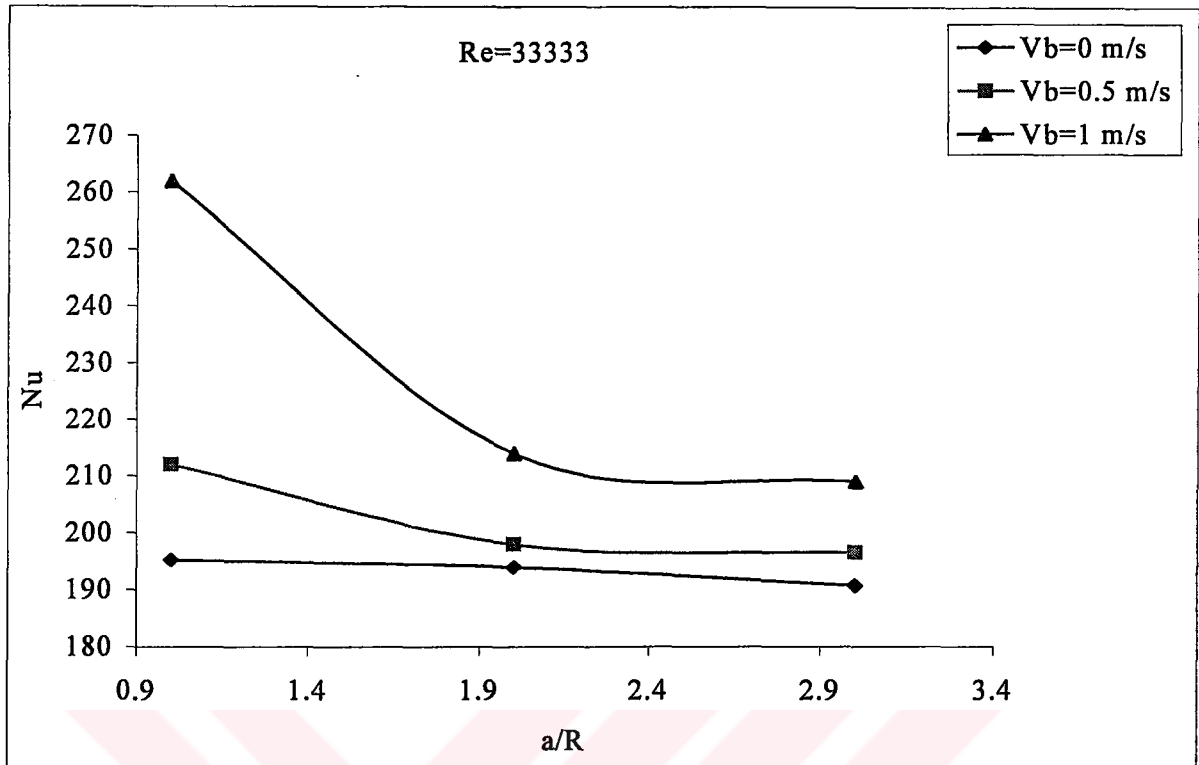
9) Düşük Re sayılarında (bkz. Şekil 10.1), aynı Re sayısı için boru hızı arttıkça Nu sayısının arttığı, yüksek Re sayılarında ise aynı Re sayısı için boru hızı arttıkça Nu sayısının düştüğü görüldü.



Şekil 10.1 Değişik boru hızlarında ve sarım oranlarında (a/R , b/R) Nu - Re ilişkisi

10) Aynı Re sayısı için (bkz. Şekil 10.2), düşük a/R değerlerinde boru hızı arttıkça ΔNu

artmakta, yüksek a/R değerlerinde ise azalmaktadır.



Şekil 10.2 Aynı Re sayısı için Nu sayısının farklı a/R ve boru hızlarına göre değişimi

11) İç duvarı sabit sıcaklıkta hareketli ve hareketsiz, diğer duvarları adyabatik, kare ve dikdörtgen kesitli helisel kanallarda türbülanslı akışta, helis iç duvarlarındaki Nu sayısını V_{boru} , V_{su} , Pr , b , R , d_h parametrelerinin fonksiyonu olarak hesaplayan ayrı ayrı Nu bağıntıları geliştirildi ve sonuçta geliştirilen yeni bağıntılarla, sayısal çözümler arasında ortalama %1.3 farkın olduğu görüldü.

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (0.2484 a/R + 1.2156) * (1.1180774 - (3800/Re_{ge})) \quad (10.1)$$

$$Nu_{Y.F.} = Nu_0 (1 + 5.2884815 * (\ln V_{bil} / V_{subil.}) / (V_{bil} / V_{subil.})^2) \quad (10.2)$$

12) Hareketli veya hareketsiz boruların helisel kanallı kalibrelerde soğutulması durumunda $Nu = f(Re')$ ilişkisini genelleştiren ve tek bir bağıntı ile gösterilmesini sağlayan yeni bir Re' sayısı tanımlandı.

$$Re' = 7.44 \cdot Re_{\text{bileşke}} + (1 - 7.44) \cdot Re_{\text{su}} \quad (10.3)$$

13) Kalibreye yaklaşık 200 °C sıcaklıkta giren boru, kalibre içerisinde ilerledikçe soğutmanın etkisi ile katılaşacağından (mukavemet kazanacağından), borunun kalibre iç yüzeyine tam

teması için oluşturulan kuvvet (basınç) artırılmalıdır. Böylelikle boru kesiti tam dairesel bir biçimde imal edilerek, boru yüzey kalitesi artırılabilir, boru üretim toleransları ve maliyeti düşürülebilir. Bu ihtiyaç geliştirilen yeni kalibre ile karşılanmıştır.

14) ‘Chiller’ soğutma sistemi kullanmadan üretim gerçekleştirilerek, işletme maliyetleri düşürülmüştür.

10.2 Tartışma

Mevcut kalibrelerde, soğutulan boru dış yüzeyine, kalibrenin çevresel kanallarından eşit miktarda vakum uygulanmaktadır. Halbuki kalibre içerisinde katılaşıp ilerleyen boruya, sertliği (mukavemeti) ile orantılı olarak vakum verilmelidir. Kalibreye soğutulmak üzere giren boru yumuşak olduğundan, yüksek miktardaki vakumun etkisiyle çevresel kanalların içerisine girerek mekanik kilitlenmeye sebep olacak ve kopacaktır. Ayrıca kopma olmayacak şekilde vakum yapılırsa boru ilerledikçe mukavemet kazanacağından, borunun kalibre iç yüzeyine tam teması için gereken kuvvet (vakum) oluşturulmadığından, boru çapı termik nedenlerle küçülecek üretim hattından istenen çaptan daha düşük çapta borular elde edilecek, kalibre çapı büyüyecektir. Farklı malzeme ile üretim yapıldığında ısıl genleşme katsayıları farklı olduğundan boru üretim toleranslarını sağlamak zorlaşacaktır. Dolayısıyla boru et kalınlığı ve dış çapı toleranslarının üst sınırlarında üretim gerekmekte, bu da malzeme fiyatını artırmaktadır. Yeni kalibre ile soğutulan boruya, mukavemeti ile doğru orantılı vakum uygulanarak, kalibre boyunca boru dış yüzeyinin, kalibre iç yüzeyine tam teması sağlanmış, malzeme cinsinden bağımsız olarak istenen çap ve kalınlıkta minimum toleranslarla boru üretimi gerçekleştirilmiştir.

Mevcut kalibrelerle boru soğutulurken, kalibrenin tamamına su vermek gerektiğinden, vakum tankında çok yüksek miktarda soğutma suyu sirkülasyonuna ve dolayısıyla pompalama enerjisine gereksinim vardır. Geliştirilen yeni kalibrede, helisel kanal kesiti küçük olduğundan çok daha az soğutma suyu ve pompalama enerjisi ile daha verimli bir soğutma gerçekleştirilmiştir.

Mevcut kalibrelerde, boru dış yüzeyinden soğutma suyuna ısı geçişi daha çok iletimle olduğundan, soğutma suyu sıcaklığının mümkün olduğunca düşük olması gerekiyordu. Bunu sağlamak için ‘Chiller’ soğutma sistemi kullanıldığından, üretim maliyetleri de artmaktaydı. Geliştirilen yeni kalibrede ısı geçişi ve taşınım katsayıları artırılabilirdiğinden ‘Chiller’ soğutma sistemini kullanma zorunluluğu ortadan kaldırılmıştır. Bu da üretim maliyetlerini

azaltmaktadır.

Yeni geliştirilen kalibrede kanal genişliğinin artırılmasıyla, borunun büyük bir kısmı su üzerinde kayarak hareket edeceğinden, üretim hızı artırılabilir.

Kalibredeki vakum miktarı sabit tutulduğunda helisel kanalın hidrolik çapı artırılırsa, su akış hızı da artıracaktır. Böylelikle boru dış yüzeyinden taşınım ile geçen ısı miktarı artar veya su hızı sabit tutulup, kalibre boyu artırılarak ısı transfer yüzeyi dolayısıyla transfer olan ısı miktarı artırılabilir.

Şekil 10.1’de düşük Re sayılarında, aynı Re sayısı için boru hızı arttıkça, Nu sayısının da arttığı; yüksek Re sayılarında ise boru hızı azaldıkça Nu sayısının arttığı görülmektedir. Bunun nedeni ise yüksek su hızlarında suyun, borunun hareket yönündeki (z yönü) hız bileşeninin, boru hızına yaklaşarak bağıl hızın azalmasıdır. Yüksek Re sayılarında ve düşük boru hızlarında ise bağıl hızdaki artışa bağlı olarak Nu sayısı artmaktadır.

10.3 Öneriler

Tez konusu ile ilgili önerilebilecek çalışmalar ise;

- 1) Farklı çap ve akış kesiti geometrilerinde, helisel kanallı kalibrelerle, plastik boruların soğutulması incelenebilir. Herbir kesit geometrisi için, kalibredeki basınç düşüşleri ve transfer olan ısı miktarları tespit edilerek, en uygun akış kesiti geometrisi belirlenebilir.
- 2) Kalibredeki basınç düşüşü ile boru mukavemeti arasındaki ilişki incelenebilir.
- 3) Farklı helisel kanal hatvesi (b), sarım yarıçapı (R) ve hidrolik çapları (d) için değişik boru hızlarında en fazla ısı geçişine olanak sağlayan parametrik değerler (b , R , d , V_b) optimize edilebilir.
- 4) Büyük çaplı boruların soğutulmasında kullanılan helisel kanallı kalibrelerde, kalibre kesitinin alt ve üst bölgelerindeki statik basınç farkını ortadan kaldıran yeni bir kalibre modeli geliştirilebilir. Böylelikle helisel kanal boyunca lineer basınç düşüşü sağlanarak, boru yüzey kalitesi artırılır, üretim tolerans ve maliyetleri düşürülür.

KAYNAKLAR

- Baliga, BR, Patankar, SV., A.,(1983), Control volume finite element method for two dimensional fluid and heat transfer, Numerical Heat Transfer 6:245-261
- Batchelor, G.K.,(1967), An Introduction to Fluid Dynamics, Appendix 2.,Cambridge University Press
- Bolinder, C. J., (1995), 'The Effect of Torsion on the Bifurcation Structure of Laminar Flow in a Helical Square Duct', Transactions of the ASME vol.117 pp 242-248
- Bolinder, C. Jonas,Sunden, B., (1996a), 'Numerical Prediction of Laminar Flow and Forced Convective Heat Transfer in a Helical Square Duct with a Finite pitch', Int. J. Heat Mass Transfer Vol.39, No.15,pp 3101-3115
- Bolinder, C., Jonas, (1996b), 'First and Higher Order Effects of Curvature and Torsion on the Flow in a Helical Rectangular Duct', J. Fluid Mech. Vol.314, pp.113-138
- BP Technical Data TD 112/4/E Rigidex
- David, A.N., Smith, K.A., Merrill, E.W., Brian, P:L.T., (1971), Effect of Secondary Fluid Motion on Laminar Flow Heat Transfer in Helically Coiled Tubes, AIChE Journal vol.17 no.5 pp.1114-1122
- Eason, R.M., Bayazitoğlu, Y., Meade, A., (1994), 'Enhancement of Heat Transfer in Square Helical Ducts', Int. J. Heat Mass Transfer vol37, No.14, pp2077-2087
- Fluent User's Guide (1998), Fluent Incorporated Centerra Resource Park, Lebanon
- Futagami, K., Aoyama, Y., (1988), Laminar Heat Transfer in a Helically Coiled Tube, International Journal of Heat Mass Transfer vol. 31 no.2, pp.387-396
- Germano, M., (1989), 'The Dean Equations Extended to a Helical Pipe Flow', J. Fluid Mech. vol. 203, pp289-305
- Guo, L., Chen, X., Feng, Z., Bai, B., (1998), 'Transient Convective Heat Transfer in a Helical Coiled Tube with Pulsatile Fully Developed Turbulent Flow', International Journal of Heat and Mass Transfer 41, pp2867-2875
- Guo, Liejin, Feng, Ziping, Chen, Xuejun, (2001), An experimental investigation of the frictional pressure drop of steam-water two phase flow in helical coils, International Journal of Heat and Mass Transfer vol. 44, pp.2601-2610
- G.W., Hogg, (1968), The effect of secondary flow on point heat transfer coefficients for turbulent flow inside curved tubes. Ph.D. Thesis, University of Idaho,
- Holman, J.P., (1994), Experimental methods for engineers, M:C. Graw Hill International Editions, Singapore
- Incropera, F.P., (1996), Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, New York
- İlken, Z.,(1996), Isı Taşınımı, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, İzmir
- Joseph, B., Smith, E. P, Adler, R: J., (1975), 'Numerical Treatment of Laminar Flow in Helically Coiled Tubes of Square Cross Section', AIChE Journal, vol.21, No 5, pp-965-974

Kadambi, V., (1983), Heat Transfer and Pressure Drop in a Helically Coiled Rectangular Duct', ASME Paper No 83-WA/HT-1

Kakaç, K., (1998), Isı Transferine Giriş, Tıp Teknik Yayıncılık, 6. Baskı, Ankara

Kalb, C. E., (1983), Entrance Region Heat Transfer in a Uniform Wall-Temperature Helical Coil With Transition From Turbulent to Laminar Flow, International Journal of Heat Mass Transfer vol. 26, pp.23-32

Kang, H.J., Lin, C.X., Ebadian, M.A., (2000), Condensation of R-134a flowing inside helicoidal pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer vol.43 pp.2553-2564

Kao, H.C., (1987), Torsion effect on fully developed flow in a helical pipe flow, Journal of Fluid Mechanics vol. 18-4, pp-335

L.A.M., Janssen, C.J., Hoogendoorn, (1978), Laminar Convective Heat Transfer in Helical Coiled Tubes, International Journal of Heat Mass Transfer vol. 21, pp1197-1206

Launder, B.E., Spalding, D.B., (1974), 'The Numerical Computation of Turbulent Flows', Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3, pp-269-289

L., David, Thomson, Beyazidoğlu, Yildiz., Meade Jr, Andrew J, (2001), Series solution of low Dean and Germano number flows in helical rectangular ducts, International Journal of Thermal Science vol.40 pp.937-948

Lin, C.X., Ebadian, M.A., (1997), Developing turbulent convective heat transfer in helical pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer vol. 40 No.16, pp 3861-3873

Li, L.J., Lin, C.X., Ebadian, M.A., (1998) Turbulent mixed convective heat transfer in the entrance region of a curved pipe with uniform wall temperature, International Journal of Heat and Mass Transfer vol. 41, pp 3793-3805

Li, L.J., Lin, C.X., Ebadian, M.A., (1999), Turbulent heat transfer to near critical water in a heated curved pipe under the conditions of mixed convection, International Journal of Heat and Mass Transfer vol. 42 , pp 3147-3158

Lin, C.X., Ebadian, M.A., (1999), The effects of inlet turbulence on the development of fluid flow and heat transfer in a helically coiled pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer vol. 42 , pp 739-751

Lin, C.X., Zhang, P., Ebadian, M.A., (1997), Laminar forced convection in the entrance region of helical pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer vol.40 no:14, pp. 3293-3304

Masliyah, J. H., Nandakumar, K., (1981), Steady Laminar Flow Through Twisted Pipes, Journal of Heat Transfer, vol.103, pp-785-790

Mikaila, V.A., Poskas, P.S., (1990), Local heat transfer in coiled tubes at high heat fluxes, Heat Transfer Soviet Research, vol.22 No:6, pp.713-727

Mori, Y., Nakayama, W., (1967), Study on forced convective heat transfer in curved pipes 3.Report, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 10, pp-681-695

Mori, Y., Nakayama, W., (1967), Study on forced convective heat transfer in curved pipes 2.Report, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 10, pp-37-59

Mori, Y., Uchida, Y., Ukon, T., (1971), Forced Convective Heat Transfer in a Curved

Channel with a Square Cross Section, International Journal of Heat Mass Transfer vol14, pp1787-1805

Patankar, S. V., Pratap, V. S., Spalding, B., (1974), Prediction of Laminar Flow and Heat Transfer in Helically Coiled Pipes, J. Fluid Mechanics, vol.62, part3, pp.539-551

Pratt, N.H., (1947), The heat transfer in a reaction tank cooled by means of a coil, Trans. Instn. Chem. Eng. Vol.25, pp.163-180

Rao, B.K., (1993), Turbulent Heat Transfer to Viscoelastic Fluids in Helical Passages, Experimental Heat Transfer vol.6, pp.189-203

Rhie, CM, Chow, WL., (1983), Numerical study of the turbulent flow past an air foil with trailing edge separation. AIAA Journal 21(11):1525-1532

Rogers, G. F. C., Mayhew, Y. R., (1964), 'Heat transfer and Pressure Loss in Helically Coiled Tubes with Turbulent Flow', Int. J. Heat Mass Transfer, vol.7, pp 1207-1216

Schey, A.J., (2000), Introduction to Manufacturing Processes, Mc Graw Hill, Singapore

Schmidt, E.F., (1967), Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen, Chemical Eng. Tech. Vol.39, pp.781-789

Seban, R.A., Mc Laughlin, E.F., (1963), Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow, Int. J. Heat Mass Transfer vol.6, pp.387-395

Shah, R.K., Joshi, S.D., (1987), Convective Heat transfer in curved ducts, In Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer Chapter 5, Wiley Interscience New York

Shaukat, Ali, (2000), Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes, Fluid Dynamics Research vol. 28, pp295-310

Suhas, V., Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGRAW-HILL Book Company

Thangam, S., Hur, N., (1990), Laminar secondary flows in curved rectangular ducts, Journal of fluid Mechanics vol. 217 pp 421-440

Thomson, D. L., Bayazıdoğlu, Y., Meade, A. J., Jr (1998), 'Low Dean Number Convective Heat Transfer in Helical Ducts of Rectangular Cross Section', Transactions of the ASME vol.120 pp 84-91

Tuttle, E.R., (1990), Laminar Flow in Twisted Pipes, J. Fluid Mech. Vol.219, pp.545-570

Wang, C. Y., (1981), 'On the Low Reynolds Number Flow in a Helical Pipe', J. Fluid Mech., vol.108, pp 185-194

Xin, R.C., Awward, A., Dong, Z.F., Ebdian, M.A., (1997), An experimental study of single-phase and two phase flow pressure drop in annular helicoidal pipes, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol.18, No.5, pp.482-488

Xin, R.C., Ebdian, M.A., (1997), 'The effects of Prandtl Numbers on Local and Average Convective Heat Transfer Characteristics in Helical Pipes', Transactions of the ASME vol.119 pp 467-473

Yakhot, V., Orzag, S. A., (1986), Renormalization Group Analysis of Turbulence', J. of Scientific Computing 1:3

- Yakhot, V., Orszag, S. A., (1992), 'Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique', *Physics of Fluids A*. 4 (7) July, pp1510-1520
- Yang, G., Dong, Z.F., Ebadian, M.A., (1993), 'The Effect of Torsion on Convective Heat Transfer in a Helicoidal Pipe', *Transactions of the ASME* vol.115 pp 796-800
- Yang, G., Dong, Z. F., Ebadian, M. A., (1995), 'Laminar Forced Convection in a Helicoidal Pipe with Finite Pitch', *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol.38, No 5, pp 853-862
- Yang, G., Ebadian, M.A., (1996), 'Turbulent Forced Convection in Helicoidal Pipe with Substantial Pitch', *Int. J. Heat Transfer* Vol.39 No:10 pp2015-2022
- Zheng, B., Lin, C.X., Ebadian, M.A., (2000), Combined laminar forced convection and thermal radiation in a helical pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol.43 pp.1067-1078



EKLER

EK 1 Suyun Sıcaklıkla Değişen Fiziksel Özellikleri

EK 2 Sonlu Kalınlıkta Çok Büyük Bir Duvar Etrafında Akışta Duvardaki Sıcaklık Dağılımını
ve Transfer Olan Isı Miktarını Bulabilmek İçin Gerekli Olan Denklemin Köklerini
Hesaplayan MATLAB Bilgisayar Programı Algoriması

EK 3 Sonlu Kalınlıkta Çok Büyük Bir Duvar Etrafında Akışta Duvardaki Sıcaklık Dağılımını
ve Transfer Olan Isı Miktarını Hesaplayan MATLAB Bilgisayar Programı
Algoriması

Ek 4 $Bi=102.5$ ve $Bi=512.5$ İçin Denklemin δ_N Kökleri



EK 1 Suyun Sıcaklıkla Değişen Fiziksel Özellikleri:

$$\rho = -0.0025 T^2 + 1.1555 T + 871.5$$

$$C_p = 0.0151 T^2 - 9.838 T + 5776.7$$

T sıcaklıkların birimi K.

$$273 < T < 400$$

$$\lambda = -0.007 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 5.6508 \cdot 10^{-3} \cdot T - 450.15 \cdot 10^{-3}$$

$$400 < T < 500$$

$$\lambda = -0.0053 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 4.2699 \cdot 10^{-3} \cdot T - 178.85 \cdot 10^{-3}$$

$$273 < T < 320$$

$$\mu = 0.4339 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 281.56 \cdot 10^{-6} \cdot T + 46261 \cdot 10^{-6}$$

$$320 < T < 410$$

$$\mu = 0.0413 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 34.117 \cdot 10^{-6} \cdot T + 7255.9 \cdot 10^{-6}$$

$$410 < T < 510$$

$$\mu = 0.0057 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 6.0626 \cdot 10^{-6} \cdot T + 1729.7 \cdot 10^{-6}$$

EK 2 Sonlu Kalınlıkta Çok Büyük Bir Duvar Etrafında Akışta Duvardaki Sıcaklık Dağılımını ve Transfer Olan Isı Miktarını Bulabilmek İçin Gerekli Olan Denklemin Köklerini Hesaplayan MATLAB Bilgisayar Programı

```
% Bu program Bi sayisini olusturan kokleri bulur.
a=0;
top=0;
alfa= input('alfa kat sayisini giriniz [W/m2 K] alfa= ')
L=input('boru et kalinligini giriniz [ m ] L=')
Lamda=input('isi iletim katsayisini giriniz [ W/m.K ] Lamda=')
Bi=round((alfa*L)/Lamda)
for z=0:0.01:30000;
x=(z*pi)/180;
y=round(x*tan(x));
if y==Bi
a=a+1
x
y
cn=4*sin(x)/(2*x+sin(2*x))
top=top+cn
if top<1 & top>0.999
break
else
end
end
end
```

EK 3 Sonlu Kalınlıkta Çok Büyük Bir Duvar Etrafında Akışta Duvardaki Sıcaklık Dağılımını ve Transfer Olan Isı Miktarını Hesaplayan MATLAB Bilgisayar Programı Algoriması

```

top=0;
total=0;
lamda= input('isi iletim katsayisini giriniz [W/m.K] lamda= ')
ro= input('malzemenin yogunlugunu giriniz [kg/m3] ro= ')
c= input('malzemenin özgül ısısini giriniz [J/kg.K] c= ')
t= input('zamani giriniz [s] t= ')
L= input('boru et kalinligini giriniz [m] L= ')
x= input('yuzeyden uzakligi giriniz [ 0 - L araliginda] x= ')
Ta=input('akiskanin sicakligini giriniz Ta= ')
Ti=input('ic yuzey sicakligini giriniz Ti= ')
KOK= [ 1.555621 4.66689 7.778242 10.8973 14.00141 17.11333 20.2256 23.33809 26.451
29.56434 32.6781 35.79236 38.90712 42.02243 45.13828 48.2547 51.3717
54.4893 57.6075 60.7262 63.8456 66.96555 70.0861 73.2072 76.32901 79.4512
82.574 85.69744 88.8214 91.9458 95.0708 98.19619 101.3232 104.4449
107.5754110.7027 113.8304 116.9585 120.0871 123.216126.3453 129.475
132.6049 135.7353 138.866 141.9969 145.1282 148.2598 151.3916 154.5237
157.6561 160.7888 163.9217 167.0548 170.1881 173.3217 176.4554 179.5894
182.7236 185.858 188.9925 192.1272 195.2622 198.3972 201.5324 204.6678
207.8034 210.939 214.0748 217.2108 220.3469 223.484 226.6194229.7559
232.8925 236.0291 239.1659 242.3028 245.4398 248.5769 251.7141 254.8514
257.9888 261.1263 264.2638 267.4014 270.539 273.6769 276.8148 279.9527
283.0907 286.2288 289.367 292.5052 295.6435 298.7881 301.9202 305.0586
308.1972 ]
xm=x*L;
a=lamda/(ro*c);
for k=1:length(KOK)
A=2*(exp((-
KOK(k)^2*a*t)/L^2)*(sin(KOK(k))*cos((KOK(k)*xm)/L))/(KOK(k)+(sin(KOK(
k))*cos(KOK(k))))))
k
top=top+A

```

```

end
T=Ta+((Ti-Ta)*top)
for k=1:length(KOK)
B=sin(KOK(k))^2*KOK(k)*(exp((-
    KOK(k)^2*a*t/L^2))/(L*(KOK(k)+(sin(KOK(k))*cos(KOK(k)))))
k
total=total+B
end
q=2*lamda*(Ti-Ta)*total

```

Ek 4 Bi=102.5 ve Bi=512.5 İçin Denklemin δ_N KökleriBi=102.5 için δ_n kökler

1.555621	4.66689	7.778242	10.8973	14.00141	17.11333	20.2256	23.33809	26.451
29.56434	32.6781	35.79236	38.90712	42.02243	45.13828	48.2547	51.3717	54.4893
57.6075	60.7262	63.8456	66.96555	70.0861	73.2072	76.32901	79.4512	82.574
85.69744	88.8214	91.9458	95.0708	98.19619	101.3232	104.4449	107.5754	110.7027
113.8304	116.9585	120.0871	123.216	126.3453	129.475	132.6049	135.7353	138.866
141.9969	145.1282	148.2598	151.3916	154.5237	157.6561	160.7888	163.9217	167.0548
170.1881	173.3217	176.4554	179.5894	182.7236	185.858	188.9925	192.1272	195.2622
198.3972	201.5324	204.6678	207.8034	210.939	214.0748	217.2108	220.3469	223.484
226.6194	229.7559	232.8925	236.0291	239.1659	242.3028	245.4398	248.5769	251.7141
254.8514	257.9888	261.1263	264.2638	267.4014	270.539	273.6769	276.8148	279.9527
283.0907	286.2288	289.367	292.5052	295.6435	298.7881	301.9202	305.0586	308.1972

Bi=512. için δ_n kökler

1.56774	4.70321	7.83868	10.97416	14.10964	17.2451	20.3806	23.51609
26.6516	29.7871	32.9226	36.0581	39.1936	42.3291	45.4646	48.6002
51.7356	54.8712	58.0068	61.1423	64.2778	67.4134	70.549	73.6846
76.8203	79.9559	83.0915	86.227	89.3628	92.4983	95.634	98.7699
101.9055	105.0413	108.1769	111.3128	114.4485	117.584	120.72	123.856
126.9915	130.1274	133.2635	136.399	139.535	142.671	145.807	148.943
152.079	155.2146	158.351	161.487	164.6228	167.7588	170.895	174.031
177.167	180.3033	183.4394	186.5758	189.712	192.8478	195.9844	199.1206
202.257	205.393	208.5293	211.666	214.802	217.9386	221.0752	224.2113
227.3482	230.4845	233.6212	236.7578	239.894	243.031	246.167	249.304
252.4408	255.577	258.714	261.851	264.987	268.124	271.261	274.398
277.535	280.6713	283.808	286.945	290.082	293.219	296.3565	299.493
302.63	305.767	308.904	312.041	315.179	318.315	321.453	324.59
327.727	330.865	334.002	337.139	340.277	343.414	346.551	349.689
352.826	355.964	359.101	362.239	365.376	368.514	371.651	374.789
377.926	381.064	384.202	387.339	390.477	393.615	396.753	399.89
403.028	406.166	409.304	412.442	415.58	418.718	421.856	424.993
428.131	431.269	434.407	437.545	440.684	443.822	446.96	450.098
453.236	456.374	459.512	462.651	465.789	468.927	472.065	475.204
478.342	481.48	484.619	487.757				

Ek 5 Daha Önceki Çalışmalara Ait Nu Bağlıları

Pratt (1947) :

$$Nu = 0.0225 Re^{0.8} Pr^{0.4} (1 + 3.4 a/R)$$

Seban ve Mc Laughlin (1963) :

$$Nu = 0.023 Re^{0.85} Pr^{0.4} (a/R)^{0.1}$$

Scmidt (1967) :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (1 + 3.6 (1-a/R)(a/R)^{0.8})$$

Mikaila ve Poskas (1990) :

$$Nu = 0.0266 * (Re^{0.85} (a/R)^{0.15} + 0.225 (R/a)^{1.55}) Pr^{0.4}$$

Xin ve Ebadian (1997) :

$$Nu = 0.0619 Re^{0.92} Pr^{0.4} (1 + 3.455 a/R)$$

Guo, Chen (1998) :

$$Nu = 0.328 Re^{0.85} Pr^{0.4}$$

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	02.10.1973	
Doğum yeri	Denizli	
Lise	1984-1991	Denizli Anadolu Lisesi
Lisans	1991-1995	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1995-1997	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı
Doktora	1997-2002	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

1995-1999	Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Araştırma Görevlisi
1999-	YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi