

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE
KULLANILAN KOLEKTÖRLERDEKİ BASINÇ
KAYBININ İNCELENMESİ**

Makine Müh. Aslıhan MÜLAYİM

**FBE Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Oktay ÖZCAN

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET.....	xi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1 T Şeklindeki Boru ve Kanal Bağlantılarında Meydana Gelen Basınç Kayıpları.....	5
2.2 Kolektörlerdeki Akış Dağılımı ve Basınç Kayıpları.....	6
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	9
3.1 Deney Sonuçları	14
4. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ	15
4.1 Sayısal Yöntemlerin Temeli.....	15
4.2 Yönetici Denklemler ve Türbülans Modelleri	17
4.2.2 Yönetici Denklemlerin Ayrıklaştırılması	25
4.2.2 Denklemlerin Cebirsel Çözüm Yöntemleri.....	30
4.3 Ağ Yapısı Oluşturma (Mesh Generation)	31
5. SAYISAL ÇÖZÜMLER	34
5.1 Giriş.....	34
5.2 T Boru Bağlantılarındaki Basınç Kaybının Sayısal Olarak İncelenmesi	35
5.2.1 Sayısal Çözüm için Referans Alınan Deneysel Çalışma	35
5.2.2 T Bağlantılı Borulardaki Sayısal Çözüm için Problem Kurulumu ve Ağ Oluşumu .	36
5.2.3 T Boru	43
5.2.4 Farklı Türbülans Modellerine Göre Hız ve Basınç Dağılımlarının Karşılaştırılması	44
5.3 Tek Geçişli Lamelsiz Bataryadaki Basınç Kayıplarının Sayısal Olarak İncelenmesi	47
5.3.1 Problem Kurulumu	47
5.3.2 90° Köşe Bağlantılı Kolektöre Sahip Lamelsiz Bataryadaki Akış Analizi için Ağ Oluşumu.....	49
5.3.3 T Branşman Bağlantılı Kolektöre Sahip Lamelsiz Bataryadaki Akış Analizi için Ağ Oluşumu.....	53
5.3.4 Çözüm.....	56

5.3.5	Sayısal Çözüm Sonuçları.....	58
5.3.6	90° Köşe Bağlantılı Kolektöre Sahip Lamelsiz Bataryadaki Basınç ve Hız Dağılımı.....	60
5.3.7	T Branşman Bağlantılı Kolektöre Sahip Lamelsiz Bataryadaki Basınç ve Hız Dağılımı.....	63
6.	SONUÇLAR	67
	KAYNAKLAR.....	68
	ÖZGEÇMİŞ	70

SİMGE LİSTESİ

A	m^2	Alan
$\vec{\alpha}$		Herhangi bir değişkeni temsil eden vektör
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu$		k- ε türbülans modeli sabitleri
D	mm	Boru çapı
d_h	m	Hidrolik çap
G_k		Hız gradyeninden kaynaklanan türbülans enerjisi üretimini
F		Sürtünme kayıp katsayısı
\bar{f}		Herhangi bir değişkeninin zaman ortalamalı değeri
K	J	Türbülans kinetik enerjisi
K_d		Ayrılan akışlardaki yersel kayıp katsayısı
K_c		Birleşen akışlardaki yersel kayıp katsayısı
K_L		Toplam yersel kayıp katsayısı
M		Kesit alan oranı
\vec{n}		Dışarı yönlendirilmiş yüzeye dik yöndeki birim vektör
P	Pa	Basınç
P_1	Pa	1 noktasında ölçülen statik basınç
P_2	Pa	2 noktasında ölçülen statik basınç
P_3		3 noktasında ölçülen statik basınç
Q	m^3/h	Hacimsel Su Debisi
Re		Reynolds Sayısı
S_\emptyset		Momentum korunum denklemindeki kaynak terimi
$u_{i,j,k}$	m/s	Hızın i,j,k Bileşenleri
u	m/s	i yönündeki hız
v	m/s	j yönündeki hız
w	m/s	k yönündeki hız
U_τ	m/s	Sürtünme hızı
U_x	m/s	Hızın vektörünün x eksenini doğrultusundaki bileşeni
\vec{U}		Hız vektörü
V_1	m/s	1 kesitindeki ortalama hız
V_2	m/s	2 kesitindeki ortalama hız
V_3	m/s	3 kesitindeki ortalama hız
z_1	m	1 kesitinin referans noktaya göre yüksekliği
z_2	m	2 kesitinin referans noktaya göre yüksekliği
x,y,z		Üç boyutlu Kartezyen koordinat sistemi eksenleri
y	m	Duvardan uzaklık
y^+		Boyutsuz uzaklık
ε		Türbülans sönmüleme hızı
ω		Spesifik türbülans sönmüleme hızı

δ_{ij}		Kronecker delta
Γ		Yayınma katsayısı
μ	kg/ms	Dinamik viskozite
μ_t	kg/ms	Türbülans viskozitesi
\emptyset		Ayrıklaştırma çözümündeki çözüm değişkeni
θ	°	T bağlantılardaki bağlantı açısı
ρ	kg/m ³	Yoğunluk
τ	N/m ²	Kayma gerilmesi
τ_w	N/ m ²	Duvardaki kayma gerilmesi
Δx	m	x yönünde atılan adım
Δy	m	y yönünde atılan adım
ΔP_{13}	Pa	1-3 boruları arasındaki basınç kaybı
ΔP_{90}	kPa	Köşe bağlantılı kolektöre sahip numunedeki basınç farkı
ΔP_T	kPa	T bağlantılı kolektöre sahip numunedeki basınç farkı

KISALTMA LİSTESİ

3ddp 3-dimensions double precision
CFD Computational Fluid Dynamic
DES Detached Eddy Simulation
DNS Direct Numerical Simulation
HAD Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES Large Eddy Simulation
RANS Reynolds Averaged Navier-Stokes
RNG Renormalization Group Theory
RSM Reynolds Stress Model
SIMPLE Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Kanatlı borulu ısı değiştiricisi	1
Şekil 1.2 Paralel(a) ve Ters(b) bağlantılı kolektörler	2
Şekil 1.3 Giriş kolektörü çeşitlerine örnekler: Akışkanın kolektör ana borusuna (a) düz olarak girdiği (b) 90° köşe bağlantıyla girdiği, (c)T branşman bağlantıyla girdiği kolektör	2
Şekil 1.4 Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan kolektörler	3
Şekil 1.5 T branşman (kurt ağzı) bağlantılı lamelsiz ısı değiştiricisi	4
Şekil 1.6 90° köşe bağlantılı lamelsiz ısı değiştiricisi	4
Şekil 2.1 Bajura ve Jones'in incelemiş olduğu 4 çeşit kolektör (manifold) tipi	7
Şekil 3.1 Testlerde kullanılan (90°) köşe bağlantılı kolektör ve batarya boruları.....	9
Şekil 3.2 Testlerde kullanılan kurt ağzı bağlantılı (T branşman) kolektör ve batarya boruları ..	9
Şekil 3.3 Deneysel çalışmada kullanılan numunelerin boyutları (a)T branşman bağlantılı kolektör (b) Köşe bağlantılı kolektör.....	10
Şekil 3.4 Deney düzeneğinin şematik resmi	11
Şekil 3.5 Testlerde kullanılan pompa (a) ve su tankı (b)	12
Şekil 3.6 Test ünitesinin kontrol ekranı	12
Şekil 3.7 Testlerde kullanılan fark basınç transmitteri.....	13
Şekil 3.8 Statik basınç deliği	14
Şekil 4.1 Akışkanlar dinamiğinin “Üç Boyutu”	15
Şekil 4.2 Sayısal çözümün adımları	16
Şekil 4.3 Ortalama ve çalkantı türbülans değişkenleri: hız (a) ve basınç (b).....	20
Şekil 4.4 Türbülanslı cidar akışlarında hız dağlımlarını ilişkilendiren iç, dış ve örtüşme tabakaları.....	23
Şekil 4.5 Duvar fonksiyonları ve yakın duvar yaklaşımı modelleri.....	24
Şekil 4.6 Ağ noktalarının i,j indisleri ile gösterimi	26
Şekil 4.7 Sonlu hacimler yöntemindeki kontrol hacmi	29
Şekil 4.8 Yapısız (a) ve Yapılı (b) ağ yapıları.....	32
Şekil 4.9 Üç boyutlu ağ yapısı tipleri	33
Şekil 4.10 Skewness değerlerinin ölçülendirilmesi.....	33
Şekil 5.1 Oka ve Ito'nun (2005) test etmiş olduğu akış konfigürasyonları.....	35
Şekil 5.2 Oka ve Ito'nun (2005) test düzeneği	36
Şekil 5.3 Sayısal çözümde referans alınan bağlantı açısı ve akış konfigürasyonu	37
Şekil 5.4 T Bağlantılarda birleşen akışlarda debi oranlarına bağlı yersel kayıp katsayıları	37
Şekil 5.5 Sayısal özüm için oluşturulan kontrol hacmi	38
Şekil 5.6 T boru bağlantılarındaki sayısal çözüm için oluşturulan mesh yapısı	39
Şekil 5.7 T boru bağlantısı için sınır Koşulları	40
Şekil 5.8 T boru bağlantılarında kayıp katsayısı hesabı için akış parametrelerini okunduğu yüzeyler.....	43
Şekil 5.9 T Boru Bağlantısında y=0 mm'de XZ düzlemi üzerindeki hız konturları	44
Şekil 5.10 T Boru Bağlantısında y=0 mm'de XZ düzlemi üzerindeki basınç konturları.....	45
Şekil 5.11 k-ε standart türbülans modeli ile elde edilen hız vektörleri	46
Şekil 5.12 LES çözümünde inlet-2 sınır koşulundaki statik basıncın zamana bağlı değişimi .	46
Şekil 5.13 LES çözümünde hız (a) ve basınç (b) konturları	47
Şekil 5.14 90° köşe (a) ve T branşman (b) bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz batarya için oluşturulan kontrol hacmi	48
Şekil 5.15 90° köşe bağlantılı lamelsiz bataryada ana kolektör borularında ve batarya borularında oluşturulan ağ yapısı.....	50
Şekil 5.16 Kolektör borularında oluşturulan ağ yapısının YZ düzlemindeki görünüşü.....	51

Şekil 5.17 Batarya borularında oluşturulan ağ yapısının YZ düzlemindeki görünüşü	51
Şekil 5.18 90° köşe bağlantılı modelde ağ yapısındaki elemanların skewness değerine göre dağılımı	52
Şekil 5.19 90° köşe bağlantılı lamelsiz bataryada ağ yapısında en kötü elemanların bulunduğu yerler	52
Şekil 5.20 T branşman bağlantılı bataryada ana kolektör borularında ve batarya borularında oluşturulan ağ yapısı	54
Şekil 5.21 Kolektör borularında oluşturulan ağ yapısının XY düzlemindeki görünüşü	54
Şekil 5.22 Batarya borularında oluşturulan ağ yapısının XY düzlemindeki görünüşü	55
Şekil 5.23 T branşman bağlantılı modelde ağ yapısındaki elemanların skewness değerine göre dağılımı	55
Şekil 5.24 T bağlantılı modelde ağ yapısında en kötü elemanların bulunduğu yerler	56
Şekil 5.25 90° Köşe bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz ısı değiştiricisinde 5m ³ /h giriş su debisi için Residuallerin iterasyon sayısına göre değişimi	58
Şekil 5.26 T branşman bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz ısı değiştiricisinde 5m ³ /h giriş su debisi için Residuallerin iterasyon sayısına göre değişimi	59
Şekil 5.27 Sonuçları okumak için oluşturulan yüzeyler	59
Şekil 5.28 Lamelsiz bataryalarda meydana gelen toplam basınç kaybının Re sayısı ile değişimi	60
Şekil 5.29 Her bir giriş debisi için z=0 mm için XY düzlemindeki hız dağılımları	61
Şekil 5.30 Her bir giriş debisi için z=0 mm için XY düzlemindeki basınç dağılımları	62
Şekil 5.31 Her bir giriş debisi için x=0 mm için YZ düzlemindeki hız dağılımları	63
Şekil 5.32 Her bir giriş debisi için x=0 mm için YZ düzlemindeki hız dağılımları	64
Şekil 5.33 Giriş kolektörlerindeki debi dağılımı	66

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Deneysel çalışma sonucunda elde edilen basınç kaybı değerleri.....	14
Çizelge 4.1 Literatürdeki bazı türbülans modelleri	19
Çizelge 4.2 Duvar yaklaşımlarına göre mesh(ağ yapısı) gereksinimleri.....	25
Çizelge 5.1 Sayısal çözümde referans alınacak olan hız değerleri.....	37
Çizelge 5.2 T Boru bağlantı ağ yapısına ait bilgiler	40
Çizelge 5.3 Sayısal çözüm ve deneysel verilerdeki kayıp katsayılarının karşılaştırılması	44
Çizelge 5.4 Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği akış parametreleri	49
Çizelge 5.5 90° köşe bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz bataryada için oluşturulan ağ yapısına ait bilgiler	50
Çizelge 5.6 T branşman bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz bataryada için oluşturulan ağ yapısına ait bilgiler	53
Çizelge 5.7 Sayısal çözümünde kullanılan sınır koşulları.....	54
Çizelge 5.8 Deney sonuçları ile sayısal çözümün karşılaştırması.....	60

ÖNSÖZ

Günümüzde teknolojinin hızla ilerlemesi araştırma ve geliştirme faaliyetlerinde sonuca ulaşma sürelerinin de minimuma indirilmesi gereksinimini yaratmıştır. Bu nedenle mühendislik problemlerinin çözümünde teorik ve deneysel yöntemler günümüzdeki hızlı teknoloji değişimine yetişmekte yetersiz kalmaktadır. Sanayide karşılaşılan akış ve ısı transferi problemlerinin prototip, fiziksel test, deneme-yanılma yöntemleriyle veya geleneksel (akademik) CFD yazılımları ile çözümü aylar sürebilir. Sayısal yöntemler ürün performansını ürün henüz tasarım aşamasındayken ölçme, performansı düşüren etkenleri detaylı bir şekilde tespit ederek yine bilgisayar ortamında giderme olanağı sağladığından deneysel ve teorik yöntemlere göre hem sonuca ulaşma sürelerini kısaltmakta hem de maliyetleri düşürmektedir. Bu amaçla, sayısal yöntemler ile çözüm yapan birçok paket program geliştirilmiştir. Bu çalışmada kullanılacak olan ANSYS FLUENT yazılımı kolay kullanımı ve ileri teknolojisi ile en çok kullanılan paket programlardan biridir.

Sayısal çözüm sonuçlarının gerçeğe uygunluğu, problemin kurulumunun, sınır şartlarının doğru tanımlanması ve kullanılan bilgisayar teknolojisiyle doğrudan bağlantılıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerinin kullanıldığı bu çalışmada T boru bağlantılarındaki ve ısı değiştiricilerde kullanılan kolektörlerdeki basınç kayıpları öncelikle sayısal olarak incelenmiş daha sonra sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır.

Yaklaşık bir yıl süren bu tez çalışmam boyunca, bilgi birikiminden faydalandığım ve yardımlarını tüm içtenliğiyle sunan sayın hocam Prof. Dr. Oktay ÖZCAN başta olmak üzere, deneysel çalışmalarımızda bize destek olan FRİTERM A.Ş.'ye, Fluent eğitimi konusunda destek veren FİGES A.Ş.'ye, yüksek lisans eğitimim süresince bana burs olanağı sağlayan TÜBİTAK'a ve bana her konuda maddi, manevi destek olan sevgili aileme teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Bu çalışmada, T şeklindeki boru bağlantılarındaki ve kanatlı borulu ısı değıştiricilerinde kullanılan kolektörlerdeki üç boyutlu, türbülanslı ve daimi akış için basınç kayıpları sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çözüm için ANSYS FLUENT hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) paket programı kullanılmıştır.

Sayısal uygulamaların ilkinde, T şeklindeki boru bağlantılarındaki basınç kayıpları literatürde bulunan deneysel bir çalışma referans alınarak farklı türbülans modelleri ile sayısal olarak incelenmiştir. Uygulanan her bir türbülans modeli ile elde edilen sayısal çözüm sonuçları, referans alınan makalede yayınlanmış olan deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır.

İkinci uygulamada ise, kolektörlerdeki su basınç kaybı hesaplamalarında temel olarak iki tip kolektör kullanılmıştır. Bunlardan biri T branşman bağlantılı kolektörler, diğeri ise 90° köşe bağlantılı kolektörlerdir. Konu ile ilgili literatür araştırmalarının yapılmasının yanında Friterm A.Ş. test ünitesi kullanılarak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Paket programdan elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmış ve kolektörlerde meydana gelen kötü dağıtım oranları hesaplanmıştır.

Son bölümde ise sayısal uygulamaların genel değerlendirilmesi ve öneriler sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği(HAD), manifold, kolektör, basınç kaybı, kanatlı borulu ısı değıştiricisi.

ABSTRACT

This study has been carried out to examine the pressure drop of three dimensional, turbulent and steady flow in tee junctions and manifolds used in finned-tube heat exchangers. Widely used computational fluid dynamics (CFD) flow modeling software; ANSYS FLUENT has been used to obtain the numerical solutions.

In the first numerical application, the pressure drops at the tee junctions were examined numerically with different turbulent models by modeling an experimental study carried out in the technical literature. Computational results have been compared with those obtained from the published data included in the above mentioned experimental study.

In the second numerical application, a computational study has been carried out for the pressure drop at two different manifolds used in finned-tube heat exchangers. The first type of this manifold has T-type connection whereas the second one has 90 degree bend connection. As well as searching the literature studies about the topic, an experimental study has been carried out in Friterm A.Ş. Numerical results obtained from Fluent software have been compared with the experimental results and the maldistribution at the inlet manifolds calculated.

At the end of the study, a general assessment has been made and suggestions have been presented.

Keywords: Computational Fluid Dynamics(CFD), manifold, collector, pressure drop, finned-tube heat exchanger.

1. GİRİŞ

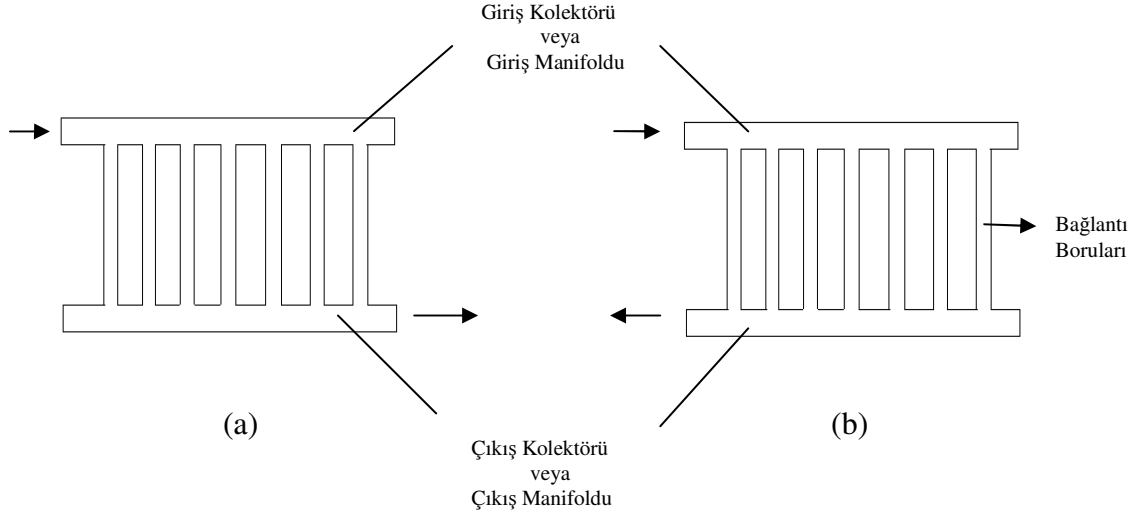
Isı değiştircileri veya ısıtma-soğutma bataryaları farklı sıcaklıklarda iki veya daha fazla akışkan arasında ısı geçişini temin eden cihazlardır ve ısıtma-soğutma, petro-kimya, gıda, otomotiv gibi birçok sektörde yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı değiştircileri üzerine yapılan araştırma geliştirme faaliyetleri yüksek performanslı ve ekonomik ürünler elde etmeye yöneliktir. Isı değiştircileri, ısı transfer prosesine göre temel olarak yüzeyli ısı değiştircileri, karışımlı ısı değiştircileri ve rejeneratif ısı değiştirciler olmak üzere 3 ana başlıkta toplanabilir. Kanatlı borulu ısı değiştircileri yüzeyli ısı değiştircileri olup otomatik olarak hazırlanmış bakır veya alüminyum kanat bloğu içine düz veya “u” şeklinde kıvrılmış boru yerleştirilmesi ile imal edilirler. Boru çapları mekanik olarak genişletilerek boru ve kanatların birbirine yapışması sağlanır. Bu işlem ısı akışının gerçekleşmesi ve ısı değiştircisinin verimliliği açısından önemlidir. Bu tip ısı değiştircilerinde akışkanlardan birisi kanatlar arasından geçerken, diğer akışkan borulardan geçer ve ısı geçişi sağlanmış olur.



şekil 1.1 Kanatlı borulu ısı değiştircisi

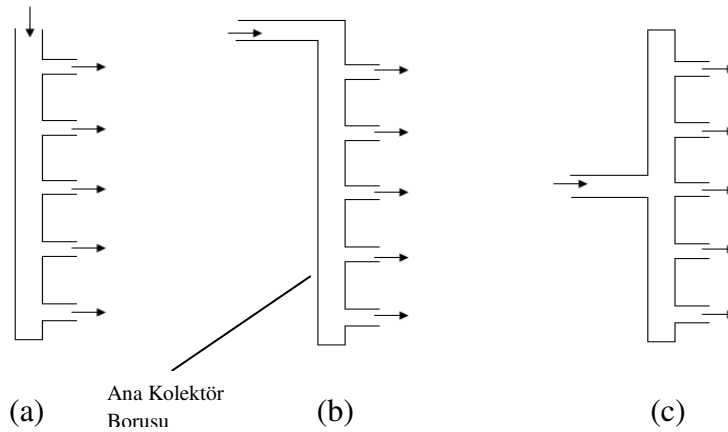
Boru içinden geçen i akışkanın ısı değiştircisine girişi ve ısı değiştircisinden ıkışi için kolektörler kullanılmaktadır. Giriş kolektörü akışkanın ısı değiştircisine giren borulara dağılmasını, çıkış kolektörü ise ısı enerjisinden faydalanılan akışkanın tahliye edilmesini sağlayan ısı değiştircisi elemanlarıdır. Literatürde genelde “akış manifoldu” şeklinde tanımlanırlar. Ancak ısı değiştircisi üreticileri manifold yerine kolektör kelimesini

kullanılmaktadır. Kolektör, Fransızcadaki “collectuer” kelimesinden gelmektedir ve her ne kadar *toplaç* anlamına gelse de yaygın olarak giriş kolektörü akışkanın dağıtımını, çıkış kolektörü ise toplanmasını sağlayan elemanlar şeklinde adlandırılmaktadır. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kolektör malzemesi olarak genellikle bakır ya da çelik kullanılmaktadır.



Şekil 1.2 Paralel (a) ve Ters (b) bağlantılı kolektörler

Şekil 1.2’de paralel ve ters bağlantılı kolektörler gösterilmiştir. Ters bağlantılı kolektörlerde giriş kolektöründeki akışın yönü ile çıkış kolektöründeki akışın yönü birbirine terstir. Paralel kolektörlerde ise giriş-çıkış kolektörlerindeki akışın yönü aynıdır. Kolektörler yatay konumda olduğu gibi dikey konumda da olabilmektedir. Giriş – çıkış kolektörleri ısı değiştiricisinin kullanılacağı yere bağlı olarak Şekil 1.3’teki gibi çeşitli şekillerde üretilebilirler.



Şekil 1.3 Giriş kolektörü çeşitlerine örnekler: Akışkanın kolektör ana borusuna (a) düz olarak girdiği (b) 90° köşe bağlantıyla girdiği, (c) T branşman bağlantıyla girdiği kolektörler

Borular arası mesafe, kanat geometrisi ve kanatlar arası boşluk gibi parametrelerin doğru seçilmesi ile ısı değiştiricisi performansı büyük ölçüde artırılabilir ancak enerjinin verimli bir şekilde transfer edilmesi açısından dikkat edilmesi gereken önemli durumlardan biri de kullanılan akışkanların ısı değiştiricisi içindeki dağılımıdır. Bu nedenle kolektörlerdeki akış dağılımının bilinmesi ısı değiştiricilerin tasarımı için önemlidir. Çünkü kolektörden ısı değiştiricisine dağılan akışın uniform olup olmaması ısı değiştiricisinin performansını doğrudan etkileyen bir özelliktir. Kolektörden ısı değiştiricisi içindeki borulara eşit miktarda debi dağılması istenir. Isı değiştiricisinin performansı ile ilgili geliştirilen hesaplama yöntemlerinde de boru içindeki akışkanın dağılımının her devrede eşit olduğu kabulleri yapılmaktadır. Kolektörlerdeki akış dağılımını etkileyen en önemli faktör ise kolektörlerde meydana gelen basınç kayıplarıdır.



Şekil 1.4 Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan kolektörler

Bu tez çalışmasında, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan giriş – çıkış kolektörlerindeki basınç dağılımı sayısal olarak incelenmiştir. Şekil 1.3'teki gibi akışkanın kolektör ana borusuna yukarıdan direkt olarak girdiği kolektörler ile ilgili birçok deneysel ve nümerik çalışma yapılmış olmasına rağmen, tezin asıl konusu olan T branşman(kurt ağzı) ve 90° köşe bağlantılı kolektörler ile ilgili çok fazla çalışma yapılmamıştır. Bu çalışmada, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan T branşman ve 90° köşe bağlantılı kolektörlere sahip tek geçişli bir bataryadaki su basınç kaybı hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri (HAD) ile ANSYS FLUENT programı kullanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca, sayısal çözümü yapılacak olan modeldeki basınç kayıpları deneysel olarak da incelenmiştir.



Şekil 1.5 T branşman (kurt ağzı) bağlantılı lamelsiz ısı değiştiricisi



Şekil 1.6 90° Köşe bağlantılı lamelsiz ısı değiştiricisi

Bu çalışmanın asıl amacı, kolektörlerde meydana gelen basınç kaybını sayısal olarak hesaplayarak elde edilen sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırmaktır. alışmalar sırasında ısı değiştiricisinde meydana gelecek ısı transferi ihmal edileceği için ısı değiştiricisi lamelsiz olarak imal edilmiştir.

Kolektörlerdeki deneysel çalışmalar ve sayısal çözüm yapılmadan önce kolektörlerdeki akışa göre incelenmesi çok daha kolay olan ve literatürde birçok deneysel çalışma sonucu bulunan T şeklindeki boru bağlantılarındaki akış sayısal olarak incelenmiştir. Bu ön çalışmada sonuca ulaşmak kolektörlerdeki akış analizine göre daha kısa sürdüğünden hem türbülans modellerinin sonuca etkisini görme fırsatı elde edilmiş hem de literatürde yayınlanmış olan deneysel verilerin doğrulanmasıyla sayısal yöntemlerle bu tip problemlerin çözümünün yapılabileceği görülmüştür.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 T Şeklindeki Boru ve Kanal Bağlantılarında Meydana Gelen Basınç Kayıpları

Boru ve kanal bağlantılarındaki ayrılan ve birleşen akımlardaki enerji kayıpları ile ilgili uzun yıllardır deneysel çalışmalar yanında fiziksel modelleri basitleştirilerek teorik analizler ve nümerik çözümler yapılmıştır. Ancak son yıllarda gelişen bilgisayar teknolojisiyle beraber sayısal çözüm yapan paket programların kullanımı ile boru veya kanal bağlantılarındaki akışların literatürde sayısal olarak da kolaylıkla incelenebildiği görülmüştür. Boru veya kanal bağlantılarındaki enerji kayıpları; bağlantı geometrisine, bağlantı kollarındaki akış oranlarına ve akış rejimine bağlı olarak değişmektedir. Bu bağımlı değişkenlerin tüm alternatiflerini deneysel olarak incelemek sayısal yöntemlere göre daha maliyetli ve zaman alıcıdır. Literatür araştırması sonucunda, yapılan sayısal çözümlerin birçoğunun daha önceki yıllarda yapılmış olan deneysel çalışmaların doğrulanması ile ilgili olduğu görülmüştür.

Oka ve Ito (2005), farklı bağlantı açılarına sahip boru bağlantılarındaki basınç kayıplarını deneysel olarak inceleyerek tanımlamış olduğu her akış konfigürasyonu için debi oranlarına bağlı yersel kayıp katsayılarını grafiksel olarak yayınlamıştır. Bu çalışmada T boru bağlantılarındaki akışın sayısal olarak incelenmesinde Oka ve Ito'nun test etmiş olduğu bir model ele alınmıştır.

Gan ve Riffat (2000), hesaplamalı akışkanlar dinamiğini kullanarak kare kesitli hava kanallarında akışın ayrıldığı veya birleştiği bağlantılarda meydana basınç kaybını sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çözümde sıkışamaz, izotermal, türbülanslı hava akışını ele almış ve türbülans modeli olarak standart k-e modelinin kullanmıştır. Sayısal çözümler sonucunda bulmuş olduğu yersel kayıp katsayılarını Idelchick'in (1986) yayınlamış olduğu kayıp katsayıları ile karşılaştırmıştır. Birleşen akışlarda deneysel veriler ile uyumlu sonuçlar edildiğini göstermiş, ancak aynı uyumluluğun ayrılan akışlarda olmadığını belirtmiş ve bu uyumsuzluğun nedenleri üzerinde durmuştur.

A.Haidar ve Dixon (1994), subsonic Mach sayılarındaki sıkışabilir akışı ele alarak sırasıyla 30°, 60° ve 90° bağlantı açısına sahip T boru bağlantılarındaki basınç kaybını sayısal olarak incelemiştir. Pe´rez-Garcı'a vd.(2006) ise yine sıkışabilir akışlarda 90 derece bağlantı açısına sahip T boru bağlantılarındaki basınç kayıplarını farklı akış oranları için sayısal olarak

incelemiş ve sonuçlarını A.Haidar ve Dixon'un (1994) yapmış olduğu deneysel verilerde dahil bazı test sonuçları ile karşılaştırmıştır.

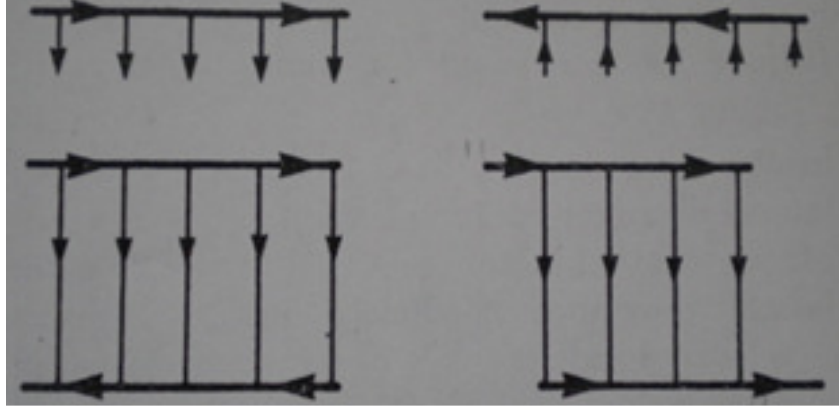
El-Shaboury, vd. (2003), iki farklı tip T şeklindeki bağlantıda 2 boyutlu, laminar zorlamalı akışlar için kütle, momentum ve enerji denklemlerinin sayısal çözümünü yapmıştır. Ele alınan T şeklindeki bağlantı konfigürasyonlarında meydana gelen basınç kaybını ve ısı transferini karşılaştırmış ve hangi koşullarda benzer özellik gösterdiğini belirtmiştir.

Rammamurthy (2006), 1996 yılında deneysel olarak incelemiş olduğu kare kesitli kanallarda akışın ayrıldığı veya birleştiği T şeklindeki bağlantılarda meydana gelen basınç kayıplarını sayısal olarak incelemiş ve sonuçta deneysel verilerine yakın değerler elde etmiştir. 2 boyutlu simülasyonların hız verilerini doğrulamada yeterli ancak basınç verilerini doğrulamada yetersiz olduğunu belirterek 3 boyutlu analizin basınç kayıpları verilerini doğrulamak için daha doğru bir yöntem olduğunu vurgulamıştır.

Frank vd. (2009), diğerlerinden farklı olarak, aynı sıcaklıkta suların dışında farklı sıcaklıktaki suların karıştığı 90° bağlantı açısına sahip T şeklindeki boru bağlantılarındaki akışı deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarında T bağlantılardaki izotermal ve termal karışımlardaki akış analizi için RANS modelleri ve LES türbülans modellerinin sayısal sonuçlara etkisini karşılaştırmışlardır.

2.2 Kolektörlerdeki Akış Dağılımı ve Basınç Kayıpları

Kolektörlerdeki(manifoldlardaki) akış analizi çalışmaları literatüre bakıldığında bilgisayar teknolojisinden önceki çalışmalar ve bilgisayar kaynağı kullanılarak yapılan çalışmalar olmak üzere iki kategoride ele alınabilir. İlk kategorideki çalışmalarda kolektörlerdeki akışların incelenmesi genellikle tek boyutlu modellemelere dayanmaktadır. Ancak tek boyutlu modellemeler kolektörlerdeki gerçek karmaşık akışın modellenmesi için yetersizdir. Öte yandan bu modellerin basitliği genelleştirilmiş yaklaşımların geliştirilmesine olanak sağlamıştır. Literatüre baktığımızda kolektörlerdeki akış ile ilgili deneysel ve analitik çalışmalar yapılmış olduğunu görürüz. Örneğin, Bajura ve Jones (1950), şekil 2.1'deki gibi ayrılan, birleşen, ters ve paralel akışa sahip manifoldlar için hem analitik hem de deneysel çalışmalar yapmıştır.



Şekil 2.1 Bajura ve Jones'in(1976) incelemiş olduğu 4 çeşit kolektör (manifold) tipi

Bu dört akış konfigürasyonu için ana borudaki debi ve basınç dağılımı verilerini, ya debi ve basıncı içeren 2 ayrı birinci dereceden diferansiyel denklemin çözümü ile ya da sadece debiyi içeren bir adet ikinci dereceden lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemin çözümünden elde edilmiştir. Dağıtım borusu/ana boru alan oranlarını ve uzunluk/çap oranlarını değiştirerek çeşitli deneysel çalışmalar yapmış ve analitik çalışmalar ile uyumlu sonuçlar elde etmiştir. Sonuçta, akış dağılımı yapan sistemlerin analizi için genelleştirilmiş bir sistem ortaya koymuştur.

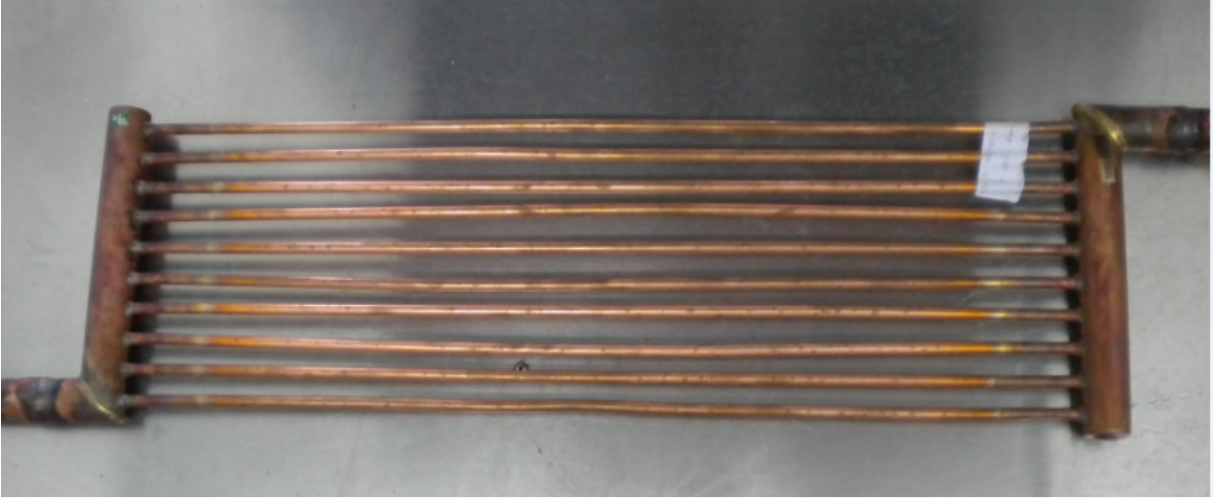
Fang vd.(2008), kolektör ana borusundaki basınç dağılımı için genelleştirilmiş analitik modellerin aksine discrete analitik model geliştirmiştir. Geliştirmiş olduğu analitik modelleme için deneysel çalışmalar yürütmüş ve test sonuçlarının analitik sonuçlar ile uyumluluğunu ortaya koymuştur.

Bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle kolektörlerdeki (manifolddaki) akışlar üzerine sayısal simülasyonlar da yapılmaya başlanmıştır. Isı değiştiricilerinde kullanılan kolektörler ile ilgili literatürdeki sayısal çalışmalar genellikle kolektörlerdeki kötü dağıtım problemlerine ve bu problemin giderilmesi için geliştirilen geometrik stratejilere yöneliktir. Giriş kolektörlerinde akışın çıkış portlarına uniform olarak dağılmaması problemine “maldistribution” yani “kötü dağıtım” problemi denmektedir. Isı değiştiricisi içinde uniform bir dağıtım yakalanması ısı değiştiricisinin verimliliğini arttıran bir durumdur, bu nedenle de literatür genellikle uniform dağılıma erişme yöntemleri üzerinde durmuştur. Tong vd.’nin (2009) yapmış olduğu sayısal çalışma uniform dağılım için manifold dizaynını iyileştirme odaklı bir çalışmadır. Akışkan olarak laminar akışa sahip suyu ele almıştır. Kolektör ana borularının kesit alanını daraltmak, akış yönünde kolektör borusuna koniklik vermek, akışın

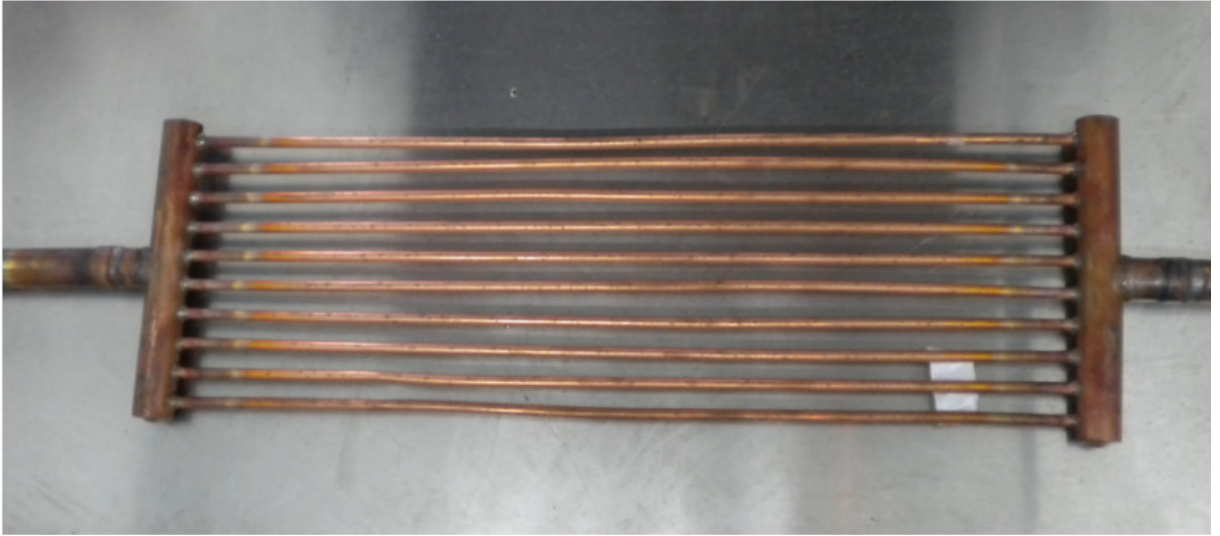
kolektöre giriş açısını değiştirmek gibi geometrik stratejiler ile ilgili 3 boyutlu sayısal simülasyonlar yaparak bu geometrik değişikliklerin akış dağılımı üzerindeki etkilerini sayısal olarak ortaya koymuştur. Habib (2009) ise hava soğutmalı ısı değiştiricilerindeki ana kolektör borusundaki giriş çapı, giriş borusu adeti, giriş akışkan hızı gibi parametrelerin akış dağılımı üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemiştir. Sonuçlarında kötü dağıtımın derecesini uniform dağılıma göre olan standart sapmaya göre değerlendirmiştir.

3. DENEYSSEL ÇALIŞMA

Sayısal çözümde elde edilecek basınç kaybı değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması için FRITERM A.Ş. test laboratuvarında bir deney düzeneği oluşturulmuştur. Deneysel çalışmalarda köşe ve T branşman (kurt ağzı) bağlantılı iki farklı tipte kolektöre sahip tek geçişli ısı değiştiricilerinde iç akışkanın basınç kaybı test edilmiştir. Temel hedef ısı değiştiricisinin kolektör ve borularında meydana gelecek basınç kayıplarını ölçmek olduğu için, batarya lamelsiz ve ksetsiz olarak imal edilmiş, ısı transferi dikkate alınmamıştır. Testler yatay durumda gerçekleştirilmiştir.

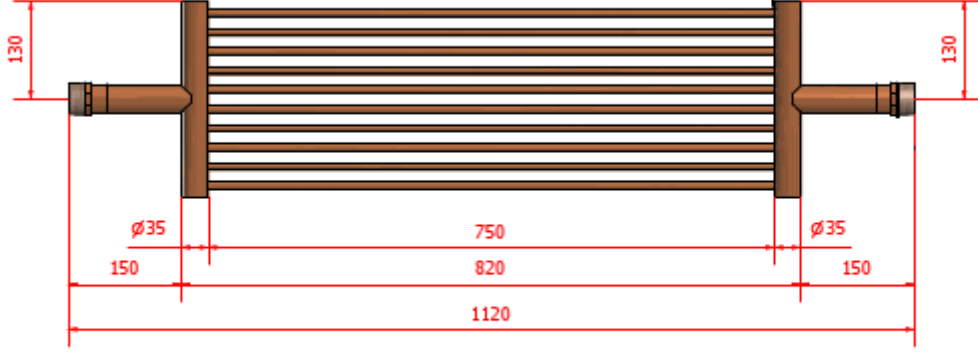


Şekil 3.1 Testlerde kullanılan (90°) köşe bağlantılı kolektör ve batarya boruları

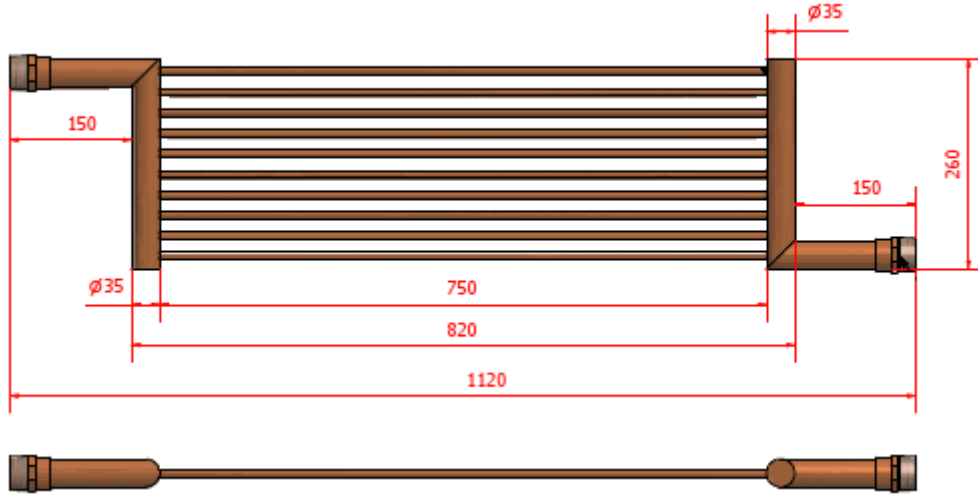


Şekil 3.2 Testlerde kullanılan T branşman (kurtağzı) bağlantılı kolektör ve batarya boruları

Her iki bağlantı şeklindeki lamelsiz bataryada giriş – çıkış kolektör boruları $\text{Ø}35$ mm dış çapa, 1,5 mm et kalınlığına sahip bakır borulardır. Isı değiştiricisi boruları ise $\text{Ø}10,3$ mm dış çapa, 0,35 mm et kalınlığına sahip bakır borulardan imal edilmiştir ve 750 mm uzunluktadır. Testlerde 10 devreli, tek sıralı ve tek geçişli bir ısı değiştiricisi ele alınmıştır. Her bir devre arasındaki uzaklık 25,4 mmdir. Devre sayısı, kolektörlerdeki delik sayısını temsil etmektedir. İ akışkan olarak su kullanılmıştır.



(a)

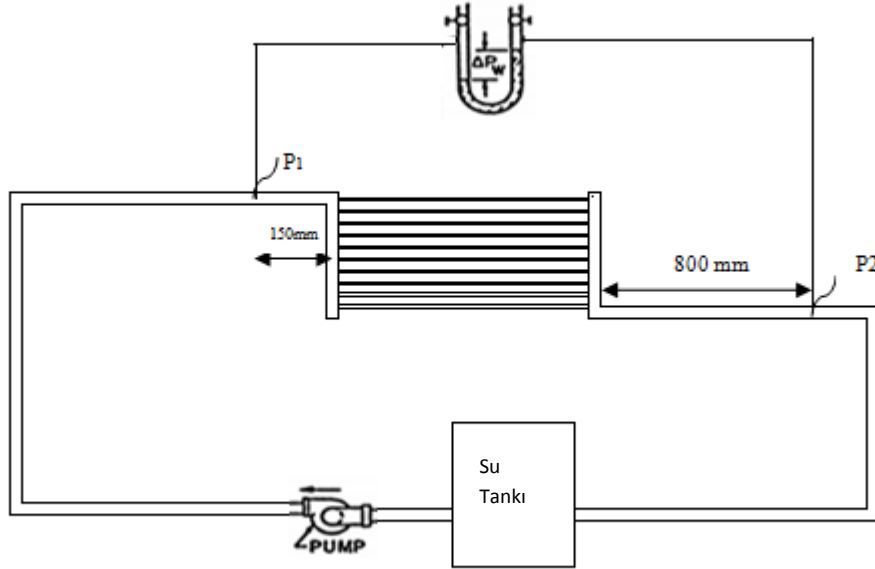


(b)

şekil 3.3 Deneysel çalışmada kullanılan numunelerin boyutları (a)T branşman bağlantılı kolektör (b) Kõře bağlantılı kolektör

İki numunede tüm kõře ve T branşman bağlantıları pirinç lehim teli kullanılarak, tüm kolektör u bağlantıları (ana kolektör boruları ile batarya boruları) ise %6 fosforlu lehim teli kullanılarak kaynatılmıştır. Kolektör ve batarya borularının bağlantısı için öncelikle ana

kolektör borularına devre sayısı kadar delik delinmektedir. Pratikte bu delikler Flow – drill yöntemi ile delinmektedir. Flow-drill yönteminde delme işleminde Flow-drill matkabı kullanılır. Ancak delikler flow drill yöntemi ile delindiğinde kolektör iç kısmına doğru sıvama işlemi yapıldığından kaynak bağlantısı yapılırken batarya boruları 3 mm kadar ana kolektör borularının içine girecek şekilde lehimlenir. Bu durum sayısal çözümü zorlaştıracığından delikler T-drill yöntemi ile delinerek boruların ana kolektör borusu içine girdiği mesafe minimuma indirilmiştir ($\approx 1\text{mm}$). T-drill yöntemi delme işleminde T-drill matkabı kullanılır ve bu delme işlemi sonrası kolektör iç çapında herhangi bir daralma olmaz. Yapılan bağlantı kolektörün iç kısmına taşmaz, dışa doğru sıvama yapılarak borunun dış kısmında bir kaynak yüzeyi oluşturularak bağlantı borusu bu kısma kaynatılır.



Şekil 3.4 Deney düzeneğinin şematik resmi

Deneyisel çalışmalar için Şekil 3.4'te şematik olarak gösterildiği gibi kapalı bir sistem oluşturulmuştur. Basınç ölçüm noktalarının yeri ASHRAE standardına (2000) göre belirlenmiştir. Basınç ölçümünün yapıldığı noktalardaki boru çapı, kolektör çapı ile aynıdır. Bunun için üretilen numunelere aynı boru çapında 650mm uzunluğunda boru kaynak bağlantı ile bağlanmıştır. Akışın tam gelişmiş olması açısından giriş basıncı giriş kolektöründen 152 mm önce, çıkış basıncı ise çıkış kolektöründen sonra kolektör çapının 25 katı mesafesi uzaklıkta (25D) ölçülmüştür. Basınç ölçümü için Rosemount marka fark basınç transduceri kullanılmıştır. Deneyisel çalışmalarda her iki farklı tip kolektöre sahip numunede 5 farklı su debisinde testler yapılmıştır.



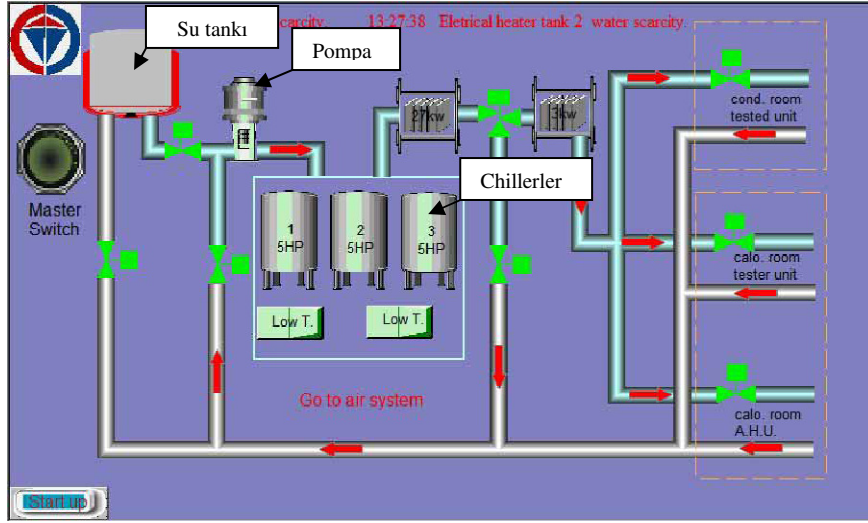
(a)



(b)

Şekil 3.5 Testlerde kullanılan pompa(a) ve su tankı(b)

Su, Şekil 3.5'te gösterilen tankta depolanmakta ve frekans konvertörlü bir pompa yardımıyla test edilen lamelsız ısı değiştiricisine gönderilmektedir. İstenilen debi değeri test ünitesinin kontrol panelinden ayarlanmaktadır. Su sıcaklığı chiller kontrol edilerek 25-30°C aralığında tutulmaya çalışılmıştır.



Şekil 3.6 Test ünitesinin kontrol ekranı

Ayarlanan debiye göre pompa 1-2 dakika içerisinde istenen debiyi sağlamaktadır. Testler sırasında sistemin rejime gelmesi için ise 10 dakika kadar beklenmiştir. Test edilen numunelerin giriş ve çıkışına bağlanan basınç transmitterleri vasıtasıyla basınç farkı ölçülmekte ve ölçülen değerler test ünitesine bağlı olan bilgisayardan sayısal olarak okunabilmektedir.



Şekil 3.7 Testlerde kullanılan fark basınç transmitteri

f sürtünme kayıp katsayısı, K_L ise yersel kayıp katsayısını ifade etmek üzere enerji denklemi (3.1)'deki gibi ifade edilebilir. Giriş-çıkış çapları aynı olduğu için $V_1=V_2$ aynı kabul edilirse (3.1) denkleminde sürtünme ve yersel kayıpların toplamı giriş ve çıkışta ölçülen statik basınç farkını vermektedir. Deneyler yatay düzlemde yapıldığından yükseklik farkının etkisi yoktur. Bu nedenle transmittlerden okunan basınç farkı bize test edilen numunedeki basınç kaybını vermektedir.

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho g z_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho g z_2 + f \frac{L}{D} \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \sum K_L \frac{1}{2}\rho V_2^2 \quad (3.1)$$

$$P_1 - P_2 = f \frac{L}{D} \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \sum K_L \frac{1}{2}\rho V_2^2 = \Delta P_{toplam} \quad (3.2)$$

Basınç ölçümünde bir hata olup olmadığını anlamak için ölçüm noktaları hem basınç transmittlerine hem de plastik borulardan yapmış olduğumuz U borusuna bağlanmıştır.

Böylelikle test esnasında hem basınç transmitterinden gelen sonucu hem de manuel olarak ölçülen basınç farkını karşılaştırma imkanı bulunmuştur. Sonuçta basınç transmitteri ve U borusundaki basınç farkı değerlerinin hemen hemen aynı değerleri gösterdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 3.8 Statik basınç deliği

Yapılan deneylerin gün içinde periyodik olarak tekrarlanmasının yanında ayrı günlerde de testler tekrar yapılmış ve sonuçta elde edilen tüm verilerin ortalaması alınmıştır.

3.1 Deney Sonuçları

Yapılan testler sonucunda elde edilen basınç kaybı değerleri Çizelge 3.1'deki gibidir. Bu sonuçlardan 90° köşe bağlantılı kolektörlerde meydana gelen basınç kaybının T bağlantılı kolektöre göre daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

Çizelge 3.1 Deneysel çalışma sonucunda elde edilen basınç kaybı değerleri

Su debisi (m ³ /h)	Giriş Hızı (m/s)	Girişteki Re Sayısı	Köşe bağlantılı kolektöre sahip numunedeki basınç farkı (kPa) (ΔP_{90})	Kurt ağızı bağlantılı kolektöre sahip numunedeki basınç farkı (kPa) (ΔP_T)
3	1,04	33015	5,46	4,86
3,5	1,21	38518	7,20	6,87
4	1,39	44020	9,21	8,62
4,5	1,55	49523	11,47	10,81
5	1,73	55026	13,97	13,29

4. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ

4.1 Sayısal Yöntemlerin Temeli

Akışkanlar dinamiği üzerine bilimsel çalışmaların temelleri “deneysel akışkanlar dinamiği” yaklaşımı ile 17. Yüzyılda Fransa ve İngiltere’de atılmıştır. Bir ikinci farklı yaklaşım olan “teorik akışkanlar dinamiği” ise 18. ve 19. Yüzyıllarda yine Avrupa’da ortaya atılmış ve uzun bir süre bu iki yaklaşım bilim ve mühendislikte akışkanlar dinamiği alanında yapılan çalışmaların çıkış noktaları olarak kabul görmüştür. Ancak 1960’larda bu karmaşık problemleri çözebilecek nümerik algoritmaların geliştirilmesi ve bu algoritmaları kullanabilecek yüksek hızlı bilgisayarların bilimin hizmetine sunulmasıyla akışkanlar dinamiği çözümlerine üçüncü bir yaklaşım olarak “hesaplamalı akışkanlar dinamiği(HAD)” de eklenmiştir. Günümüzde ticari ve bilimsel çalışmalarda etkin bir şekilde kullanılan HAD birçok yönden avantajlı olsa da “teorik” ve “deneysel” yaklaşımların yerini tamamen almaktan ziyade onlara eşit bir üçüncü bakış açısı olarak algılanmaktadır. (Anderson, 1995)



Şekil 4.1 Akışkanlar dinamiğinin “Üç Boyutu”

Akışkanlar dinamiği problemlerinin klasik teorik yollar ile çözülmesi çok zahmetli ve uzun zaman gerektiren denklemler içerir. Bunun nedeni ise çözüm alanının çok büyük olması ve çok sayıda diferansiyel elemanların olmasıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin temeli, çözüm bölgesinin sonlu sayıda yüzeylere(hacimlere) ayrılarak diferansiyel formdaki yönetici

denklemlerin çözüm ağı boyunca ayrıklaştırılıp bu denklemlerin cebirsel denklemlere dönüştürülüp çözümlenmesine dayanır. Sayısal çözüm için öncelikle incelenmek istenen akışın hareketini matematiksel olarak ifade eden korunum denklemleri belirlenir. Bu denklemlere “yönetici denklemler” adı verilir. Yönetici denklemler çeşitli yöntemler ile ayrıklaştırılarak cebirsel denklemlere dönüştürülür. İncelenmek istenen akış bölgesi sonlu sayıda noktalara veya hacimlere bölünür. Problemin sınır şartları ve başlangıç koşulları da belirlendikten sonra çözüm yapılır. Ayrıklaştırılmış korunum denklemleri yakınsama sağlanıncaya kadar iteratif olarak çözülür. Yakınsama; yönetici denklem sonuçlarının bir iterasyondan diğer iterasyona değişmeyecek duruma gelmesiyle veya basınç düşümü, sürüklenme kuvveti gibi değerlerin sabit duruma gelmesiyle sağlanır.

Sayısal çözüm adımları genel olarak aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:



Şekil 4.2 Sayısal çözümün adımları

Piyasada bulunan paket programlar sayesinde ısı transferi ve akış problemlerinin sayısal çözüm sonuçlarına ulaşmak daha hızlı bir hale gelmiştir. Paket programlar problemin

tanımına ve seçilen çözüm modellerine göre yönetici denklemlerin ayrıklaştırılması ve çözümü için kodlar içerdiği için kullanıcıya kolaylık sağlamaktadır. Bu çalışmada sayısal çözümü yapmak için ANSYS Fluent paket programı kullanılmıştır.

4.2 Yönetici Denklemler ve Türbülans Modelleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği üç temel denklemin sayısal çözümüne dayanır. (Anderson, 1995, Versteeg ve Malalasekera,1995) Bu üç temel denklem:

-Kütlenin korunumu

-Momentumun korunumu

-Enerjinin korunumu

prensibine dayanan ve diferansiyel denklemlerden oluşan matematiksel ifadeler ile tanımlanır. Fluent temel olarak bu üç korunum denklemlerini çözerek akış içindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımlarını ve bu parametrelere bağlı özellikleri hesaplar. Tüm akışlar için kütle ve momentum korunumu denklemleri çözülür. Eğer incelenmek istenen akışta ısı transferi veya sıkıştırılabilirlik var ise ayrıca enerji denklemi de çözülmektedir. Süreklilik, momentum ve enerji korunumu denklemlerini ifade eden denklemler Navier – Stokes denklemleridir. Bu tez çalışmasında *üç boyutlu, türbülanslı, sıkışamaz, sabit viskozite ve yoğunlukta, daimi akış* uygulamaları ele alınmıştır. Bu nedenle Navier – Stokes denklemlerinde zamana ve yoğunluğa bağlı kısmi türevler sıfırdır. Ayrıca akış adyabatik olarak kabul edildiğinden enerji denkleminin çözülmesine gerek yoktur. Sayısal çözümde kullanılacak yönetici denklemler kartezyen koordinatlarda yazılmış halde aşağıdaki şekildedir: (Anderson, 1995; Currie, 1993)

$$\text{Süreklilik Denklemi: } \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

$$\text{Momentum Denklemi: } \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] \quad (4.2)$$

ρ yoğunluk, p basınç, u hız vektörü, μ dinamik viskozitedir. δ_{ij} ise kroneker deltadır ve $i=j$ için 1, $i \neq j$ için 0 değerini alır. i ve j indislerinin aldığı 1, 2, ve 3 değerleri kartezyen koordinat sisteminde sırasıyla x , y ve z' yi belirtir.

Bu durumda bilinmeyenler basınç (P) ve hız vektörünün üç bileşeni (u,v,w) olmak üzere 4 adettir. Sistemde bulunan x,y,z yönündeki momentum denklemleri ve süreklilik denklemi olmak üzere 4 adet denklem çözüldüğünde bilinmeyenler bulunmuş olur. Denklem sayısının bilinmeyen sayısına eşitlenmesine kapama işlemi denilmektedir.

Bilindiği gibi akışlar atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranına bağlı olarak laminar veya türbülanslı davranış göstermektedirler. Türbülans genel anlamda akışkanın içindeki gelişigüzel düzensiz değişimlerin varlığıdır. Laminar akışın akım çizgileri içinde oluşan küçük çalkantıların akış yönünde büyümesiyle türbülanslı akış meydana gelebilir. Atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranının küçük olduğu durumlarda çalkantılar dağılarak akış laminar kalır. Ancak Re sayısının büyük olduğu durumlarda atalet kuvveti çalkantıyı güçlendirerek akışın türbülanslı olmasına yol açar. Gerçekte mühendislik uygulamalarında karşılaşılan çoğu akış türbülanslıdır. Türbülanslı akımın karışma oranının fazla olması kütle, enerji ve momentum transferini artırarak ve akış içinde laminar akımda gözlemlenemeyen kayma gerilmelerinin gözlenmesine neden olur.

Navier Stokes denklemlerindeki hız ve basınç değerleri anlık değerlerdir. Türbülanslı akış içinde çalkantılardan dolayı herhangi bir noktada hız ve basınç terimlerinin şiddeti ve yönü zamana ve konuma bağlı olarak rastgele değişim göstermektedir. Pratik mühendislik hesaplamalarında bu ani çalkanan değişkenleri içeren sayısal çözümü çok zor ve yüksek işlemci kapasitesine ihtiyaç duyduğundan zaman alıcıdır (White, 2005).

Bu nedenle denklemler modifiye edilip çözüm süresini ve maliyeti azaltarak uygulamadaki problemlerin çözümünü daha elverişli hale getiren Reynolds ortalama yaklaşımı ve Large Eddy simulation gibi alternatif yöntemler geliştirilmiştir. Bu alternatif yaklaşımlara göre yeniden düzenlenen korunum denklemleri ek bilinmeyenler içerir ve çözüm için çeşitli türbülans modellemelerine ihtiyaç duyar. Bu denklemlerin çözülmesi için evrensel olarak kabul edilen tek bir yöntem yoktur (Özdemir ve Onbaşıoğlu,2004). Türbülans modelinin seçimi akışın fiziksel şartlarına, istenen doğruluk derecesine, mevcut olan bilgisayar kaynaklarına ve çözüm zamanına bağlı olarak değişir. Uygulama için en doğru modelini seçmek için türbülans modeli alternatiflerinin hangi fiziksel şartlar için daha iyi sonuç verdiğini ve modelin uygulanabilirlik sınırlarını iyi anlamak gereklidir. Literatürde türbülanslı akışların hesaplamaları için çeşitli modelleme ve simülasyon methodlarından bazıları Çizelge 4.1'de özetlenmiştir: (ANSYS Fluent 12.0 Theory Guide)

Çizelge 4.1 Literatürdeki bazı türbülans modelleri

DNS Modeli	
LES Modeli	
RANS Modeli	Spalart-Allmaras modeli k-ε modeli k-ω kmodeli Reynolds stress modeli (RSM)
DES Modeli	

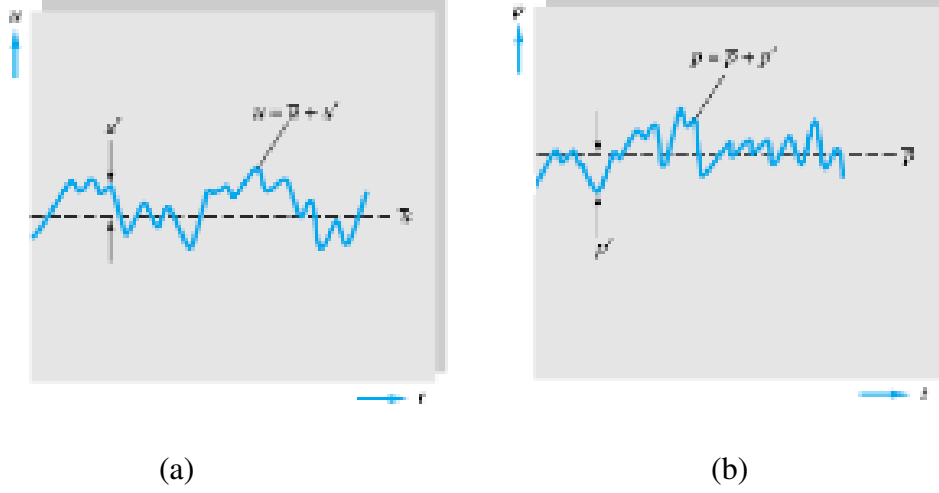
Direkt Sayısal Simülasyonlar DNS (Direct Numerical Solution) : Navier-Stokes denklemlerinin hiçbir türbülans modeli kullanmadan doğrudan çözülmesidir ve çözüm ağının en küçük uzunluğu en küçük türbülans eddisi(girdapı) büyüklüğünde olduğundan hesaplama açısından oldukça zor ve pahalıdır.

Büyük Eddi Simülasyonları LES (Large Eddy Simulation) : Büyük girdaplar hesaplanırken küçük girdaplar modellenmektedir. Böylece DNS'ye göre daha az sayıda ağ noktası ve hesaplama maliyeti gerekir. Ancak yine de RANS modeline göre çok daha fazla ağ noktası gerektirir.

Reynolds-Ortalama Navier Stokes (RANS) Modeli: Mühendislik hesaplamalarında hız, basınç ve kayma gerilmesi gibi kavramların ortalama değerleri dikkat çektiğinden Navier-Stokes denklemleri Osborne Reynolds tarafından zaman ortalamalı türbülans değişkenleri cinsinden yeniden yazılmıştır. Bu denklemlere RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) denklemleri adı verilir. f hız veya basınç gibi bir değişken olmak üzere f değişkeninin zaman ortalamalı değeri aşağıdaki şekilde elde edilir: (White vd., 2005; Versteeg ve Malalasekera,1995)

$$\bar{f} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T f(x_i, t) dt \quad (4.3)$$

RANS modelinde herhangi bir andaki hız ve basınç değeri (u,v,w,P), denklem (4.4a-b-c-d)'deki gibi özeliğin ortalama değeri ($\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{P}$) ve düzensiz değişiminin (u', v', w', P') toplamı olarak ifade edilebilir.



Şekil 4.3 Ortalama ve çalkantı türbülans değişkenleri: hız (a) ve basınç (b)

$$u = u' + \bar{u} \quad (4.4.a)$$

$$v = v' + \bar{v} \quad (4.4.b)$$

$$w = w' + \bar{w} \quad (4.4.c)$$

$$P = P' + \bar{P} \quad (4.4.d)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.6)$$

Bu denklemlerde \bar{u}_i , \bar{P} sırası ile (4.3)'e göre zaman ortalaması alınmış ortalama hız ve basıncı ifade etmektedir. Reynolds ortalama yaklaşım ile denklemler yeniden düzenlendiğinde süreklilik denklemi laminar akışa ait süreklilik denkleminde farklıdır. Ancak momentum denkleminde çalkantı hızlarının çarpımlarının ortalamalarını içeren ek terimler gelmektedir. Bu ifadeler literatürde türbülans gerilmeleri olarak adlandırılmaktadır. Gerçekte bunlar gerilme değil, taşınım ivmesi terimleridir ve momentum taşınmasında türbülans çalkantılarının katkısı olarak sayılabilirler. Fakat gerilmenin matematiksel etkisine sahip olduklarından evrensel bir şekilde gerilme olarak adlandırılırlar (Incropera ve Dewitt, 2006). Reynolds gerilme terimleri, Boussinesq hipotezine göre aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$(-\rho \overline{u'_i u'_j}) = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \quad (4.7)$$

Burada μ_t türbülans dinamik viskozitesi veya eddi viskozitesi, k türbülans kinetik enerjisidir. RANS denklemlerinde u' , v' , w' , P' terimlerini içeren ek ifadelerin gelmesiyle bilinmeyen sayısının artırılması kapama işleminin yapılması için yeni denklemlerin kullanılmasını gerektirmektedir. Bu yeni denklemler geliştirilen türbülans modelleri ile elde edilir. Spalart-Allmaras modelinde türbülans viskozitesi bir ek taşınım denklemi çözülmesi yeterli iken k- ϵ ve k- ω modellerinde ise μ_t türbülans viskozitesi, k ve ϵ veya ω 'nun fonksiyonu olarak tanımlanır. Bu arada türbülans kinetik enerjisini temsil eden k ile sırasıyla türbülans sönümlenme hızı ve spesifik türbülans sönümlenme hızını temsil eden ϵ ve ω toplam iki ek taşınım denklemi ile çözülmektedir. RSM modelinde Reynolds gerilme tansöründeki değerler doğrudan çözüldüğünden diğer RANS modellerine göre daha zaman alıcı bir yöntemdir. Birçok durumda Boussinesq hipotezine dayanan yaklaşımlar iyi sonuçlar vermektedir. k- ϵ modeli en çok kullanılan türbülans modelidir (ANSYS Fluent 12.0 Theory Guide,2009; Versteeg ve Malalasekera,1995).

Hibrit Metodlar DES (Detached Eddy Simulations): DES modeli sınır tabakada RANS benzeri bir yaklaşım geri kalan serbest akış bölgesinde ise LES yaklaşımını uygulayarak hibrit bir model temsil eder.

4.2.1 k- ϵ Türbülans Modeli

k- ϵ türbülans modeli *Standart*, *Realizable*, ve *RNG* şeklinde 3 çeşit farklı yöntemi mevcuttur. Bu üç yöntemde k ve ϵ değerlerinin transport denklemleri benzer formdadır. Fakat modeller türbülans viskozitesi teriminin hesaplama methodu veya transport denklemlerinde bulunan terimlerdeki farklılıklardan dolayı birbirinden ayrılırlar.

k- ϵ standart modeli yarı ampirik bir model olup iki denklemlerle türbülans modelleri arasında ekonomikliği ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukta sonuç vermesi açısından yaygın olarak kullanılmaktadır. (Kaya ve Karagöz, 2007). Türbülans viskozitesi μ_t ; C_μ model katsayısı, ρ yoğunluk, k türbülans kinetik enerjisi ve ϵ türbülans sönümlenme hızı olmak üzere aşağıdaki şekilde tanımlanır: (Versteeg ve Malalasekera,1995)

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k}{\epsilon} \quad (4.8)$$

k ve ϵ transport denklemleri aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4.9)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.10)$$

Denklem (4.9) ve (4.10)'da G_k hız gradyeninden kaynaklanan türbülans enerjisi üretimini temsil etmektedir.

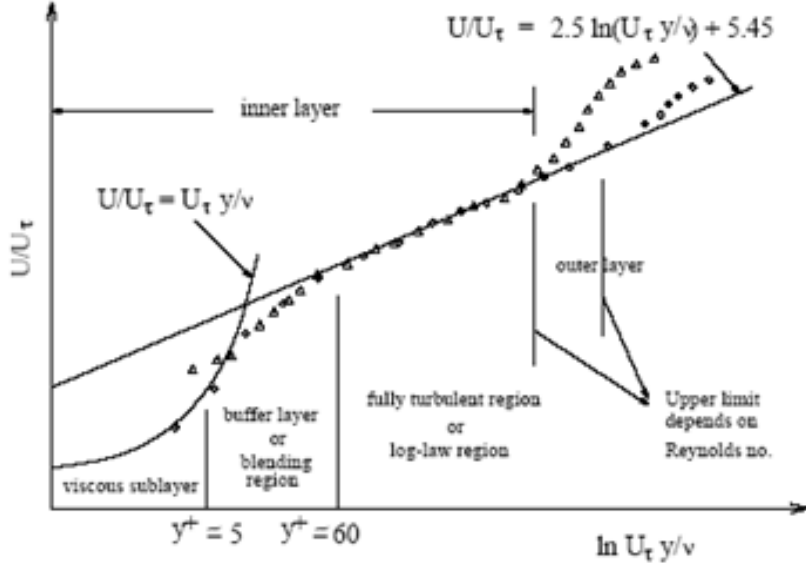
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ terimleri deneysel çalışmalar sonucunda belirlenmiş olan karakteristik model sabitleridir ve değerleri aşağıdaki gibidir:

$$C_{1\varepsilon}=1.44; C_{2\varepsilon} = 1.92; C_\mu = 0.99; \sigma_k = 1.0; \sigma_\varepsilon=1.3 \text{ (Versteeg ve Malalasekera,1995)}$$

k- ε Realizable modelinde ise türbülans sönmleme hızı ε için k- ε standart modeline göre farklı bir formül içermektedir. Ayrıca türbülans viskozitesi tanımında bulunan C_μ katsayısı standart k- ε modelindeki aksine sabit şeklinde değil akış ve türbülans özelliklerine bağlı bir fonksiyon şeklinde tanımlanmaktadır. k- ε Realizable modelindeki diğer model sabitleri ve değerleri ise aşağıdaki gibidir:

$$C_{1\varepsilon}=1.44; C_{2\varepsilon} = 1.9; \sigma_k = 1.0; \sigma_\varepsilon=1.2$$

Türbülanslı akışlar kontrol hacminde bulunan duvarlardan önemli ölçüde etkilenirler. Buna bağlı olarak duvara yakın bölgelerin sayısal olarak yeterli hassasiyetle çözülmesi kritik bir önem taşır. Duvar yakınındaki türbülanslı bir akışta üç bölge olduğu gözlemlenir. Duvara çok yakın bölümde viskoz sönmleme nedeniyle türbülans dalgalanmaları azalmıştır. Bu bölgede duvar yüzeyinde kaymama koşulu ile birlikte viskoz kayma hakimdir. Dışa doğru gidildikçe türbülanslı kayma etkileri viskoz kayma etkilerden büyüktür. Yüksek hız gradyanı nedeniyle türbülans kinetik enerjisi oluşumu hızla artış gösterir. Bu iki tabakanın arasında hem laminar hem de türbülans kaymanın önemli olduğu ve örtüşme tabakası denilen orta bir bölge vardır. (White, 2005; Ansys Fluent Theory Guide, 2009)



Şekil 4.4 Türbülanslı cidar akışlarında hız dağılımlarını ilişkilendiren iç, dış ve örtüşme tabakaları (Ansys Fluent 12.0 Theory Guide, 2009)

y duvardan uzaklığı, ρ akışkanın yoğunluğu, U_τ sürtünme hızını, ν kinematik viskoziteyi ve y^+ boyutsuz uzaklığı temsil etmektedir ve aralarındaki ilişki aşağıdaki şekildedir (White,2005):

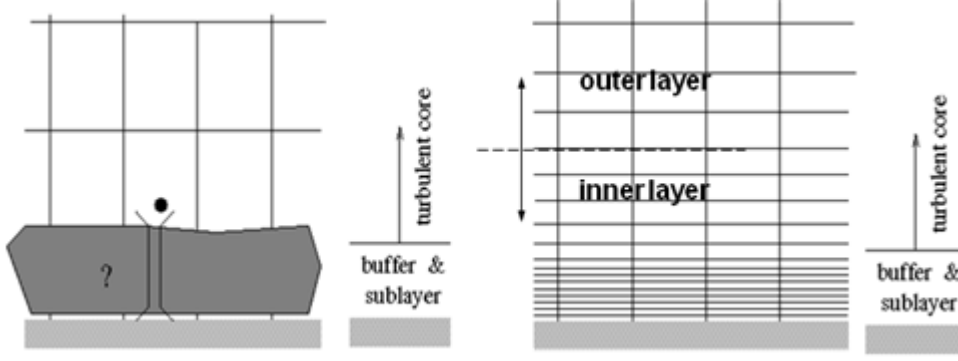
$$y^+ = \frac{U_\tau y}{\nu} \quad (4.11)$$

Sürtünme hızı ise duvardaki kayma gerilmesine bağlı olarak,

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.12)$$

şeklinde tanımlanır.

Duvara yakın olan bölümlerin çözümü için duvar fonksiyonları ve yakın duvar yaklaşımı olmak üzere iki tip model geliştirilmiştir.



Şekil 4.5 Duvar fonksiyonları ve yakın duvar yaklaşımı modelleri (Ansys Fluent 12.0 Theory Guide, 2009)

Duvar fonksiyonları yaklaşımında, duvara yakın bölümler sık meshlere bölünerek viskoz alt tabaka ve örtüşme tabakası çözdürülmez. Bunun yerine yarı ampirik duvar fonksiyonları cidar ile türbülanslı bölge arasında köprü kurarak duvar ile türbülans bölgesi arasında viskozite etkilerini ilişkilendirir. Yüksek Reynolds sayılı akışlarda duvar fonksiyonları yaklaşımını, duvar cidarında çözüm değişkenlerini çok hızlı bir şekilde değiştiren viskoz etkilerin çözümler için gerekli olmayışı ve nümerik olarak yaklaşık doğru sonuç vermesi sebebiyle çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. ANSYS FLUENT programında Standart duvar fonksiyonları ve non-equilibrium duvar fonksiyonları olmak üzere iki çeşit duvar fonksiyonu yaklaşımı mevcuttur. Düşük Re sayılı akışlarda duvara yakın bölgede yüksek hız ve basınç değişimlerinin olduğundan standart duvar fonksiyonu yaklaşımının kullanılması elde edilen sonuçları büyük ölçüde etkilemekte ve doğru sonuçlardan uzaklaştırılmaktadır. Non-equilibrium duvar fonksiyonu ise cidara yakın bölgeyi iki tabakaya ayırarak standart duvar fonksiyonunda ihmal edilen yüksek hız ve basınç gradyanlarının etkilerini de göz önüne alarak hesaplamalar yapar. Non-equilibrium duvar fonksiyonu bu özelliğinden dolayı yüksek basınç ve hız gradyanlarının görüldüğü akış uygulamalarında ve ısı transferi özelliklerinin incelenmesinde doğru sonuçlara yaklaşmak amacıyla kullanılır.

Yakın duvar yaklaşımında ise türbülans modeli bütün yakın duvar bölgesindeki mesh boyunca çözülecek şekilde modifiye edilir. Uygulanacak duvar yaklaşımı modelinin tipine göre duvara komşu ilk düğüm noktasının duvardan uzaklığı önemlidir. Yakın duvar yaklaşımında denklemlerin sayısal olarak yeterli hassasiyette çözümlenmesi için duvara yakın bölgelerde dış bölgelere göre daha sık mesh atılmalıdır.

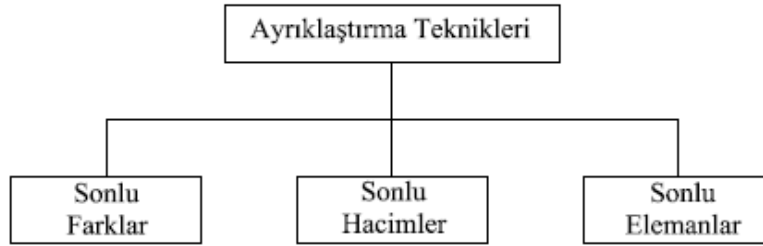
Kullanılan duvar yaklaşımları için mesh gereksinimleri aşağıdaki çizelgede özetlenmiştir.

Çizelge 4.2 Duvar yaklaşımlarına göre mesh(ağ yapısı) gereksinimleri

Yakın Duvar Yaklaşımı (Enchanced Wall Treatment)	$y^+ \approx 1$ $y^+ \leq 5$ e kadar uygulanabilir İlk hücre laminar alt tabakada	Küçük Re sayılı akışlarda, daha hassas basınç düşümü ve sürtünme kuvveti hesaplamalarında
Standart Duvar Fonksiyonları	$y^+ = 30 \div 500$ Genellikle y^+ değerinin 30 civarında olması tercih edilir.	Büyük Re sayılı akışlarda, laminar alt tabakanın çözümüne gerek olmayan durumlarda
Non-equilibrium Duvar Fonksiyonları	Limitleri standart duvar fonksiyonları ile aynıdır. Delta P etkisinin hesaplanmasında kullanılır	Az ayrılmalı ve yeniden yapışmalı akışlarda

4.2.2 Yönetici Denklemlerin Ayrıklaştırılması

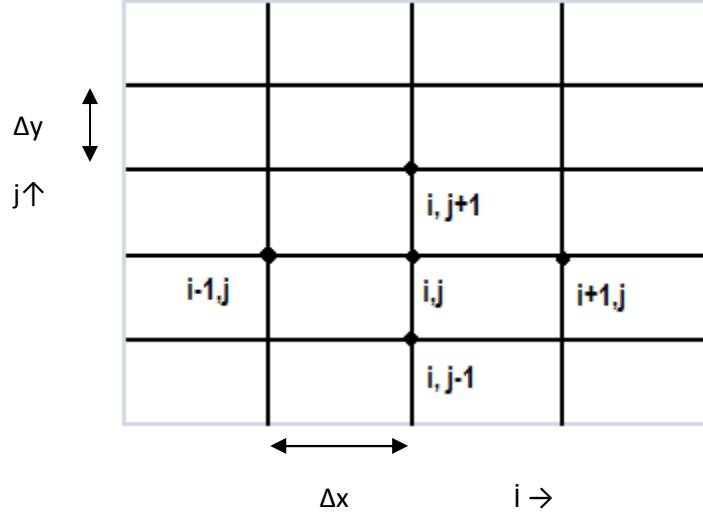
Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde yönetici denklemlerdeki integral veya diferansiyel denklemleri cebirsel denklemlere dönüştürerek çözüm elde edilir.



Diferansiyel veya integral formdaki denklemlerin ayrıklaştırılması için çeşitli yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemler temel olarak Sonlu Farklar, Sonlu Hacimler ve Sonlu Elemanlar olarak sıralanabilir ve temel denklemleri çeşitli teknikler ile cebirsel denklemlere dönüştürmemizi sağlar.

Sonlu farklar yönteminde, çözüm bölgesi noktalara ayrılır ve kısmi diferansiyel denklemlerdeki türevler bu ayrıklaştırılan noktalar arasında fark denklemleri olarak yazılarak çözüm zamanında

veya uzayda tanımlanan ayırık noktalarda bulunur. Başka bir deyişle, kısmi diferansiyel denklemlerin analitik çözümleri yapıldığında bağımlı değişkenlerin çözümü tüm bölgede sürekli olarak tanımlanır. Bu denklemlerin sayısal çözümü yapıldığında ise bulunan çözüm, çözüm bölgesindeki ayırık noktalarda (discrete points) tanımlanır. Bu ayırık noktalara ağ noktası denir.



Şekil 4.6 Ağ noktalarının i,j indisleri ile gösterimi

Verilen bir diferansiyel denklem ve ağ noktaları için sonlu fark denklemlerini oluşturmak için çeşitli yöntemler vardır (Tannehill vd.,1997):

1-Taylor Serisine Açma

2-Polinom Yaklaşımı

Sonlu farklar yönteminde Taylor serisi açılımı kullanarak türevlerin yaklaşık formda yazılması sağlanarak çözüm aranır.

Taylor serisine açılım, fonksiyonun bir noktadaki değerini diğer bir noktanın değeri ve fonksiyonun türevlerini kullanarak elde etmeye yarar. Bir örnek ile açıklamak gerekirse Şekil 4.6'da $u_{i,j}$ 'nin i,j noktasındaki hızın x yönündeki bileşenini temsil ettiği düşünölsün. x yönünde Δx kadar adım attığımızı düşünölim. Bu durumda $i+1,j$ noktasındaki $u_{i+1,j}$ hızının değerini, fonksiyonun söz konusu i,j noktası civarında Taylor serisine açılımından yararlanılarak bulunabilir.

$$u_{i+1,j} = u_{i,j} + \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{i,j} \cdot \Delta x + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial^2 x}\right)_{i,j} \cdot \frac{(\Delta x)^2}{2} + \left(\frac{\partial^3 u}{\partial^3 x}\right)_{i,j} \cdot \frac{(\Delta x)^3}{6} + \dots \quad (4.13)$$

Sonlu farklar yönteminde türevler Taylor serisi açılımı yardımı ile aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{i,j} = \frac{u_{i+1,j} - u_{i,j}}{\Delta x} - \left(\frac{\partial^2 u}{\partial^2 x}\right)_{i,j} \cdot \frac{(\Delta x)}{2} - \left(\frac{\partial^3 u}{\partial^3 x}\right)_{i,j} \cdot \frac{(\Delta x)^2}{6} + \dots \quad (4.14)$$

i,j noktası için hesaplanan gerçek kısmi türev denklemin sol tarafında bulunmaktadır, sağ tarafta $(u_{i+1,j} - u_{i,j}) / \Delta x$ şeklinde verilen terim ise bu kısmi türevin sonlu farklar şeklinde yazılmış halidir. Geri kalan terimler ise kesme hatası olarak adlandırılır. Kesme hatası kısmi türev ile sonlu fark yaklaşımının arasındaki farktır ve bize bu yaklaşımda ihmal edilen terimleri gösterir. Kesme hatasında bulunan terimlerde Δx değerinin en düşük üssü bize yaklaşımın doğruluk mertebesini verir. Yukarıdaki örnekte kesme hatasında bulunan ilk Δx terimin en düşük değerli üssü 1 olduğundan bu sonlu fark denklemi 1. Dereceden doğruluğa sahiptir denir ve şekildeki gibi gösterilir:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{i,j} = \frac{u_{i+1,j} - u_{i,j}}{\Delta x} + O(\Delta x) \quad \text{İleri fark} \quad (4.15)$$

Sonlu fark denklemleri bu örnekte olduğu gibi ileri fark şeklinde yazılabildiği gibi geri fark ve merkezi fark şeklinde de yazılabilir.

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{i,j} = \frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\Delta x} + O(\Delta x) \quad \text{Geri fark} \quad (4.16)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{i,j} = \frac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2\Delta x} + O(\Delta x)^2 \quad \text{Merkezi fark} \quad (4.17)$$

Aynı yöntemler ile 2. dereceden türevler de ayrıştırılarak, türevlerin yaklaşık değerleri cebirsel denklemler sayesinde bulunabilir.

Korunum denklemlerindeki kısmi türevler, Taylor açılımı prensibini kullanan bazı yöntemler ile denklemlerin ayrıştırılmasını sağlar. Bu yöntemler temel olarak açık ve kapalı yöntem olarak 2 ye ayrılabilir. Açık yöntemde 2. türevler şimdiki zamanda hesaplanırken; kapalı yöntemde bu türevler eski ve yeni zamanın ortalaması şeklinde hesaplanmaktadır.

Polinom yaklaşımı ise genellikle sınır değerini bir polinom olarak ifade ederek, sadece 1. dereceden doğruluk sağlayan Taylor serisine açma yöntemine alternatif olarak daha yüksek mertebeden doğruluk sağlamak için kullanılır.

Sonlu elemanlar yönteminde, çözüm bölgesi sonlu farklar yönteminin aksine bölgelere veya elemanlara ayrılır. Bu elemanların her biri için kısmi diferansiyel denklemlerin yaklaşık bir çözümü geliştirilir. Bu adımdan sonra toplam çözüm, eleman sınırlarında süreklilik sağlanarak her eleman için geliştirilen tek tek çözümlerin bir araya bağlanması veya birleştirilmesi ile bulunur.

Sonlu hacimler yönteminde, ilk olarak çözüm alanı sonlu sayıda kontrol hacimlerine bölünür. Değişken değerlerinin hesaplandığı kontrol noktaları bu kontrol hücrelerinin merkezinde bulunur. Yönetici denklemler bu kontrol noktalarında ayrıklaştırılmış denklemler elde etmek üzere kontrol hacimleri üzerinde integre edilir. Başka bir deyişle, bu yöntem genel korunum denklemini her kontrol hacmi için integre ederek her hacim için korunum kanununu sağlayan bir ayrıklaştırılmış denklemler oluşturur. Kontrol hacmi sınırlarındaki değerler ise interpolasyon yöntemi ile hesaplanır. Kontrol noktaları arasındaki değerlerin bulunmasında genellikle lineer interpolasyon yöntemi kullanılmaktadır.

ANSYS Fluent genel korunum denklemini nümerik olarak çözülebilen bir cebirsel denkleme dönüştürmek için sonlu hacimler yöntemini kullanır.

ϕ herhangi bir büyüklüğü ifade etmek üzere korunum denklemi genel halde,

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho\phi U) = \nabla(\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad (4.18)$$

şeklinde yazılabilir. Burada Γ yayınma katsayısı, S_ϕ kaynak terimi ifade etmektedir. Sonlu hacimler yöntemine bir örnek vermek gerekirse 2 boyutlu, ağdasız, daimi, sıkışamaz akışta kütle korunumu problemi ele alınabilir. Bu halde korunum denklemi ($\phi=1$, $S_\phi=0$, $\Gamma=0$)

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho\vec{U}) = 0 \quad (4.19)$$

halini alır.

Sonlu hacimler yönteminde bu denklem bir kontrol hacmi içinde integre edildiğinde,

$$\iiint_{\Delta V} \text{div}(\rho \vec{U}) dV = 0 \quad (4.20)$$

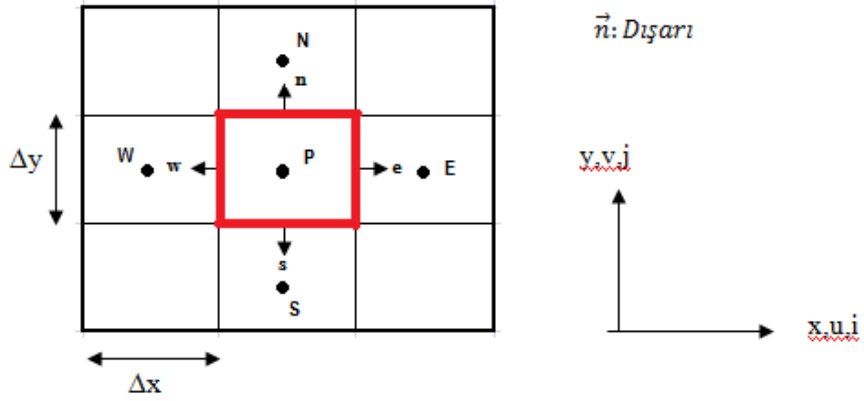
denklemini elde edilir. Gauss teoremi, herhangi bir ($\vec{\alpha}$) vektörü için hacim integrali ve alan integrali arasındaki ilişkiyi aşağıdaki şekilde açıklar.

$$\iiint_{\Delta V} \text{div}(\vec{\alpha}) dV = \int_A \vec{\alpha} \cdot \vec{n} dA \quad (4.21)$$

Burada \vec{n} dışarı yönlendirilmiş birim vektördür. Gauss yöntemi yardımıyla hacim integrali alan integraline dönüştürülür ve sonuçta;

$$\iint_A \rho \vec{U} \cdot \vec{n} dA = 0 \quad (4.22)$$

denklemini elde edilir.



Şekil 4.7 Sonlu hacimler yöntemindeki kontrol hacmi

Şekil 4.7 için (4.28) denklemi, cebirsel olarak aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\rho u_e A_e - \rho u_w A_w + \rho v_n A_n - \rho v_s A_s = 0 \quad (4.23)$$

Burada A hücre sınırının alanını ifade etmektedir. Problemin 2 boyutlu akışta tahta düzlemine dik 1 metre genişliğinde bir çözüm alanına sahip olduğuna düşünürsek,

$$\left. \begin{array}{l} A_e = A_w = \Delta y \cdot 1 \\ A_n = A_s = \Delta x \cdot 1 \end{array} \right\} \quad (4.24)$$

(4.23) denklemi,

$$(u_e - u_w)\Delta y + (v_n - v_s)\Delta x = 0 \quad (4.25)$$

halini alır.

Bu denklemden yararlanabilmek için hız değerlerinin kontrol hacmi sınırındaki değerlerini bilmemiz gerekir. Uygulamada kontrol noktalarındaki hız değerleri bilinmektedir. Bu durumda daha önce bahsedilen lineer interpolasyon yöntemi uygulanarak sınır değerleri

$$u_e = \frac{U_P + U_E}{2} \quad u_w = \frac{U_P + U_W}{2} \quad v_n = \frac{V_P + V_N}{2} \quad v_s = \frac{V_P + V_S}{2} \quad (4.26)$$

şeklinde hesaplanır. Sınır değerleri denklemde yerine koyulduğunda ayrıklaştırılmış denklemi elde etmiş oluruz.

$$\frac{U_P + U_E}{2\Delta x} + \frac{V_N + V_S}{2\Delta y} = 0 \quad (4.27)$$

Çözüm ağı boyunca her kontrol hacmi için denklem (4.27)'ye benzer cebirsel denklem takımları elde edilir ve bu denklemler lineer denklem çözüm yöntemleri ile çözümlenerek bilinmeyen değerler bulunabilir. Sonlu hacimler yönteminin sonlu farklar ve sonlu elemanlar yönteminden farkı denge denklemlerini kontrol hacmine indirgemesidir.

4.2.2 Denklemlerin Cebirsel Çözüm Yöntemleri

Diferansiyel denklem formatındaki yönetici denklemlerin ayrıklaştırılması sonucunda elde edilen lineer veya nonlinear cebirsel denklem takımlarının çözümü için kullanılan iki tip sayısal yöntem vardır:

- 1- Direkt Yöntemler
- 2- İteratif yöntemler

Ayrıklaştırılma işleminden sonra n bilinmeyenli n denklemden oluşan

$$Ax=B$$

şeklindeki sistemi ele alalım. Burada A nxn şeklinde verilmiş katsayılar matrisi, $x=(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)^T$ şeklindeki bilinmeyenler vektörü ve $B=(b_1, b_2, b_3, \dots, b_n)^T$ de verilmiş vektördür.

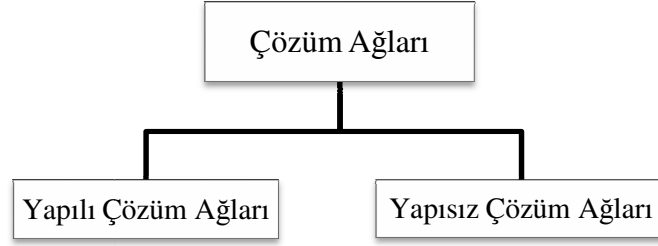
Direkt Yöntemlerde sonlu sayıda işlem sonucunda bilinmeyenlerin kesin değerlerine ulaşılır. Cramer kuralı, Gauss yöntemi ve Thomas gibi yöntemler direkt yöntemlerdir (Chapra ve Canale, 2003). Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde direkt yöntemlerin çözüm tekniği ile ilgili en önemli sorun hassasiyeti arttırmak için ağ yapısının sıklaştırılması ile çok büyük matrislere ihtiyaç duyulmasıdır. n in büyük değerleri için bu methodları uygulamak uygun değildir. Örneğin $x=A^{-1}B$ gibi katsayılar matrisinin tersini alarak sonuca ulaşılan yöntemlerde n in büyük değeri için $n \times n$ sekinde matrisin tersini almak çok zordur. Matris boyutunun çok büyük olması hem çok büyük bilgisayar kaynağını hem de büyük işlem zamanı gerektirir. Bu nedenle hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde daha çok iteratif yöntemler kullanılmaktadır. Gauss Seidel, Jacobi ve Rahatlatma yöntemleri gibi yöntemler iteratif yöntemlerdir. İteratif yöntemlerin temeli, ayrıklaştırılmış denklemin ilk tahmini çözüm sonuçlarının denkleme yerine koyularak, belirlenen bir yakınsama kriterine göre denklemlerin sağlanmasına kadar değişkenler uygun olarak değiştirilerek işlemlerin tekrar edilmesine dayanır.

Denklemlerin sayısal çözüm sırasında yuvarlama hataları ve kesme hataları oluşur. Gerçek matematik işlemlerinin ve büyüklüklerinin yaklaşımlarla ifade edilmelerinden kaynaklanan hatalar kesme hatalarıdır. Yuvarlama hatası ise gerçek sayıları ifade etmek için sınırlı basamaklı sayıların kullanılmasından kaynaklanan hatalardır. Kesme hataları uyumluluğu belirlemektedir. Çözüm ağında bulunan noktaların sayısının sonsuza gittiğinde ($\Delta t \rightarrow 0$, $\Delta x \rightarrow 0$) fark denklemlerinin orijinal denkleme yaklaşıyorsa uyumluluk sağlanmış olur. Başka bir deyişle, sistemdeki kesme hatası sifıra gidiyorsa fark denklemleri ile orijinal denklemler uyumludur. Yuvarlama hataları ise kararlılığı belirler. Çözüm sırasında oluşan yuvarlama hataları hesaplama süresince büyüyorsa sayısal çözüm kararsız, bu hatalar küçülüyor veya değişmiyor ise sayısal yöntem kararlıdır. Sayısal çözümün analitik tam çözüm sonucuna doğru yaklaşmasına yakınsama denir. Ticari yazılımlarda korunum denklemlerinin çözümü sırasında artıklar (Residuals) oluşur. Artıklar, sayısal çözümün gerçek sonuca yakınsamasını temsil ederler. Sonuçların gerçeğe yakınlık derecesini yani doğruluğu önemli bir kriterdir.

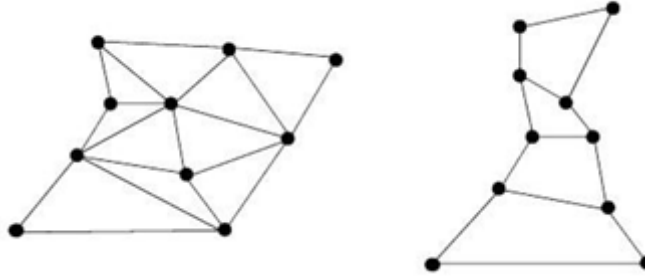
4.3 Ağ Yapısı Oluşturma (Mesh Generation)

Kısmi diferansiyel denklem formundaki korunum denklemleri analitik olarak çözmek kolay değildir. Bu nedenle akış analizini yapmak için çözüm alanı sonlu sayıda küçük alt çözüm alanlarına (yüzeyle veya hacimlere) bölünerek çözüm ağları oluşturulur. Korunum

denklemleri ayrıklaştırılır ve bu denklemlerin çözümü ayrık noktalarda tanımlanır. Sonlu farklar yönteminde bu ayrık noktalar ağ noktalarıdır, sonlu hacimler yönteminde ise hacim merkezleridir. 2 boyutlu geometrilere çözüm ağlarının en küçük elemanı yüzeylerdir(grid), 3 boyutlu geometrilere ise hacimlerdir(mesh). Yüzeylerin veya hacimlerin ortak birleşim noktaları ise düğüm noktalarıdır(nod).



Çözüm ağları hücrelerin temel olarak yapılı (structured) ve yapısız (unstructured) olmasına bağlı olarak ikiye ayrılır.

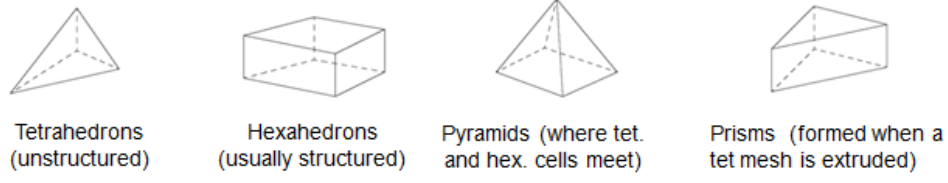


Şekil 4.8 Yapısız(a) ve Yapılı(b) Ağ Yapıları

Yapılı çözüm ağlarında yüzeyler düzlemseldir ve dört kenardan oluşur, hacimler ise dörtgenlerden oluşur ve altı kenarlıdır. Yapısal çözüm ağlarında ağ noktaları i,j,k gibi indislerle tanımlanabilir. Yapısal olmayan çözüm ağlarında ise çokgenlerden oluşmaktadır. indisler ile tanımlanamazlar ve düzensiz bir bağlantı yapısına sahiptirler. Yapısal bir çözüm ağına göre çok daha fazla eleman içerir. Ancak, özellikle karmaşık bir yapıya sahip olmayan geometri için yapısız ağ kullanmak bir gereklilik olmaktadır.

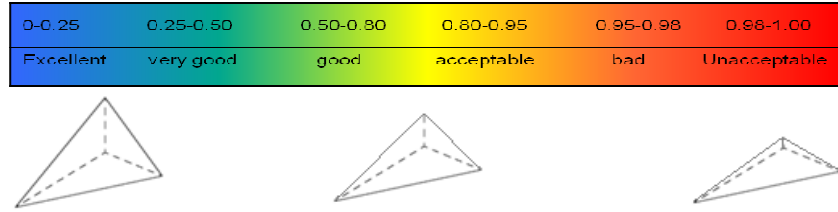
ANSYS FLUENT programında ağ yapısını oluşturmak için MESH modülü kullanılmaktadır. Hem 2 boyutlu hem de 3 boyutlu ağ yapıları oluşturulabilmektedir. Yüzeylerde ağ oluşturmak için quad/tri/map gibi alternatifler mevcut iken hacimsel ağlar oluşturmak için de tetra, hexa,

pyramid gibi çeşitli meshleme tipi mevcuttur. 3 Boyutlu ağ yapıları temel olarak Şekil 4.9’da gösterilen hacimlerden oluşmaktadır.



Şekil 4.9 Üç boyutlu ağ yapıları tipleri

Ağ oluşturma işlemi sayısal çözümün doğruluğu açısından önemlidir. Bu nedenle oluşturulan mesh yapılarının sayısı ve büyüklüğü kadar kalitesi de önemlidir. Doğru biçimde oluşturulmayan ağ yapıları ayrıklaştırılmış denklemlerin çözümünde yakınsama problemlerine, yanlış sonuçlara veya gereksiz yere çözümlerin uzun sürmesine neden olabilir. Fluent paket programının mesh modülünde oluşturulan ağ yapılarının özelliklerini gösteren “*mesh metrics*” kısmı bulunmaktadır. Bu kısımda meshin kalitesini gösteren birçok özellik bulunmaktadır. Bu özelliklerin en önemlisi hücrelerin ideal hücre yapısına göre çarpıklık ölçüsünü temsil eden *skewness* değeridir ve 0 (mükemmel) ile 1 (kabul edilemez) arasında ölçülmüştür.



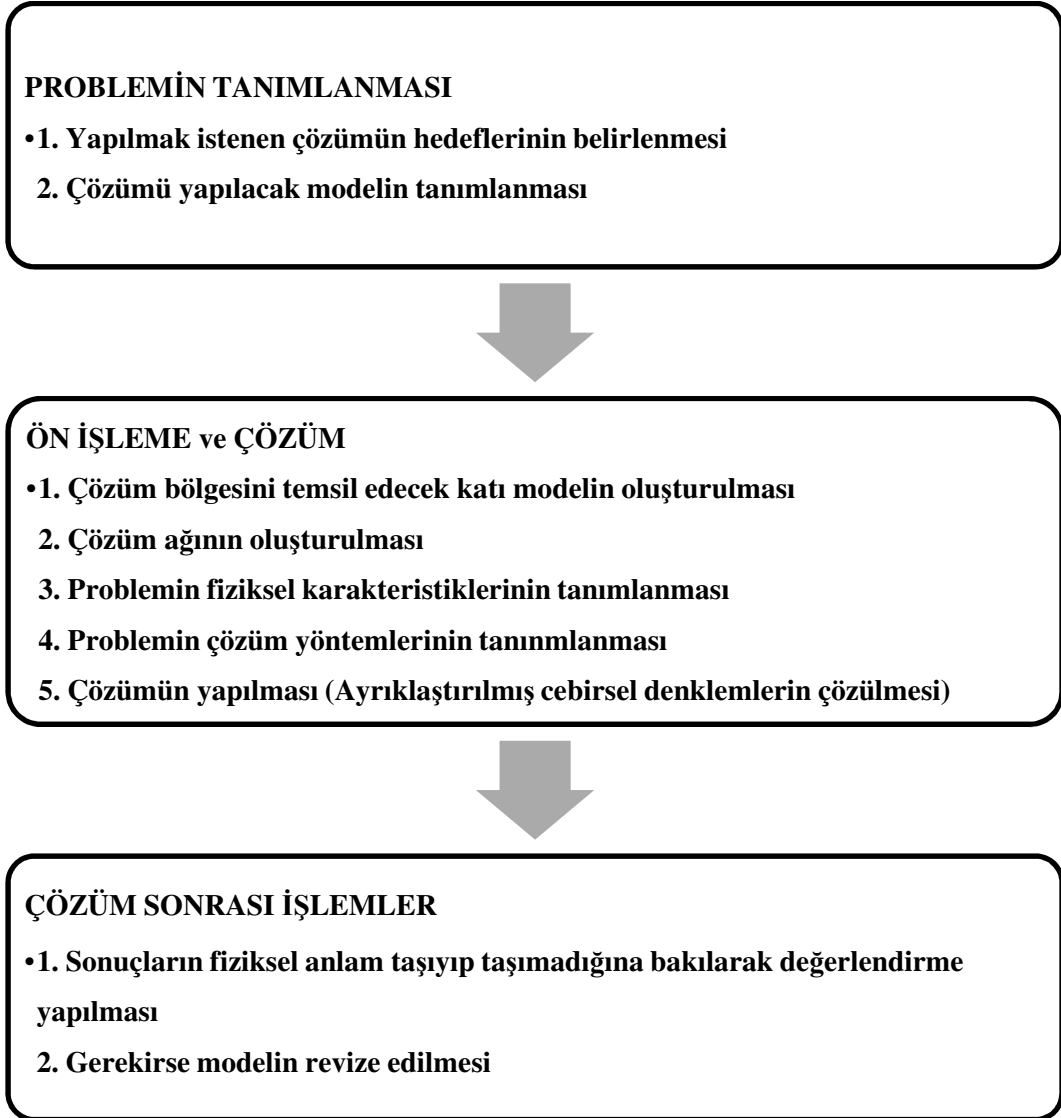
Şekil 4.10 Skewness değerlerinin ölçülendirilmesi

İdeal olan durum çözümün en az elemanla ve en hassas şekilde, mümkün olduğunca az zamanda tamamlanabilmesidir. Mesh sayısının artması problemin çözüm süresini arttıracığından önemli olmadığı varsayılan kesitlerde gereksiz hassasiyette mesh oluşturulmaktan kaçınılmalıdır. Bu nedenle duvara yakın bölgelerde (yüksek hız gradyanlarının olduğu bölge) çözüm doğru sonuç vermesi için sık bir şekilde meshlenir, diğer bölümler ise bu yoğun mesh bölüme göre daha kaba şekilde meshlenir ve böylece çözüm süresi azaltılır. Fluent mesh modülünde duvar yakınlarında daha sık mesh oluşturmak için “*Inflation Layer*” opsiyonu bulunmaktadır. Bu opsiyonla duvara yakın bölümlerde istenilen incelikte ve sayıda yoğun mesh atılabilmektedir.

5. SAYISAL ÇÖZÜMLER

5.1 Giriş

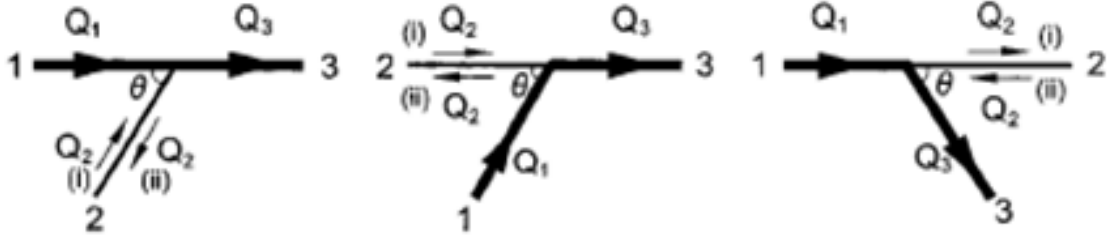
Sayısal çözümler için ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Fluent, sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çözücüsüdür. Paket programlar problemin fiziksel karakteristiğine göre belirlenen korunum denklemlerinin ayrıklaştırma işlemini ve ayrıklaştırılmış denklemlerin çözümünü yaparak kullanıcıya kısa sürede elde edilen sonuçlar sunmaktadır. HAD çözücüsü paket programlarda sayısal çözüm aşamaları aşağıdaki şekildedir:



5.2 T Boru Bağlantılarındaki Basınç Kaybının Sayısal Olarak İncelenmesi

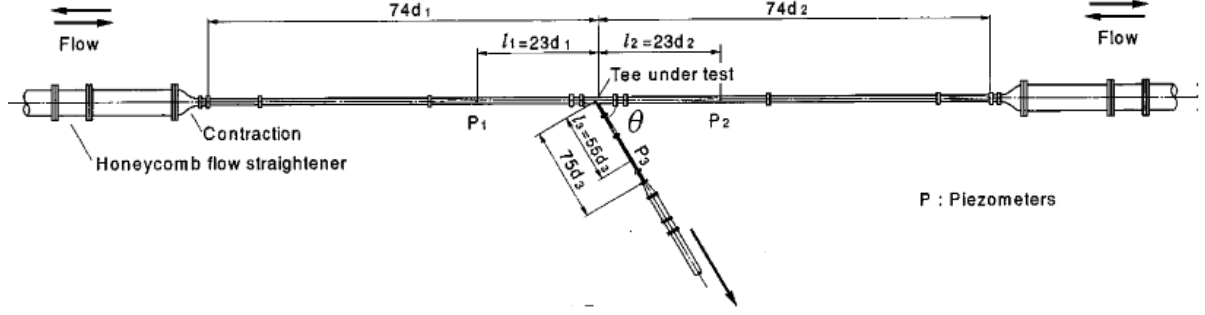
5.2.1 Sayısal Çözüm için Referans Alınan Deneysel Çalışma

Bu tez çalışmasının birinci bölümünde T boru bağlantılarındaki basınç kayıpları sayısal olarak incelenmiştir. Bunun için literatürde T boru bağlantılarındaki basınç kayıplarına yönelik deneysel çalışmalar araştırılmış ve referans olarak Oka ve Ito'nun (2005) deneysel çalışmalar sonucunda elde ettikleri veriler dikkate alınmıştır. Oka ve Ito bu makalede farklı bağlantı açılarındaki T boru bağlantılarında çeşitli akış konfigürasyonları için basınç kayıplarını ölçerek debi oranlarına bağlı yerel kayıp katsayılarını hesaplamıştır. Ito ve Oka'nın deneysel çalışmalarında kullandıkları ana boru 54.03 mm, bağlantı borusu ise 15.97 mm çaplı dairesel kesitli borulardır. Test edilen θ bağlantı açıları sırası ile 45° , 60° , 90° , 120° , 135° , akış konfigürasyonları ise Şekil 5.1'deki gibidir:



Şekil 5.1 Oka ve Ito'nun (2005) test etmiş olduğu akış konfigürasyonları

Q_1 , Q_2 ve Q_3 sırası ile 1,2,3 numaralı borulardaki hacimsel debileri ifade etmektedir. Deneyselerde akışkan olarak su kullanılmış ve toplam akışı taşıyan borulardaki Re sayısı, toplam akışı taşıyan boru ana boru ise 3×10^4 , bağlantı borusu ise 10^5 şeklinde sabit tutulmuştur. Deney sırasında tanktan çıkan su öncelikle akım düzelticiden sonra da kısılmadan geçerek test borularına girmektedir. Deneyselerin gerçekleştirildiği düzenek Şekil 5.2'deki gibidir. d_1 ana boru çapı, d_2 ise bağlantı borusu çapı olmak üzere basınç ölçümü Şekil 5.2'de gösterilen P_1 , P_2 ve P_3 noktalarında yapılmıştır.



Şekil 5.2 Oka ve Ito'nun (2005) test düzeneği

Deneyler sırasında T bağlantıda oluşan enerji kaybı ΔP_{13} (5.1) eşitliğinden hesaplanmıştır. (Oka ve Ito, 2005)

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = P_3 + \frac{1}{2}\rho V_3^2 + f_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{1}{2}\rho V_1^2 + f_3 \frac{L_3}{d_3} \frac{1}{2}\rho V_3^2 + \Delta P_{13} \quad (5.1)$$

$V_1 = Q_1/A_1$ ve $V_3 = Q_3/A_3$ olmak üzere, ayrılan akımlarda 1 ve 3 noktaları arasındaki kayıp katsayısı,

$$K_d = \frac{\Delta P_{13}}{\frac{\rho V_1^2}{2}} \quad (5.2)$$

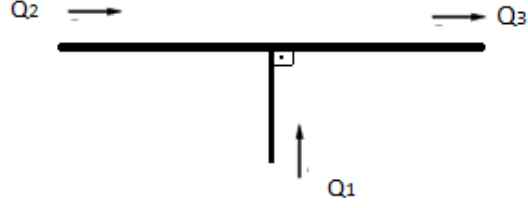
Birleşen akımlarda 1 ve 3 noktaları arasındaki kayıp katsayısı ise,

$$K_c = \frac{\Delta P_{13}}{\frac{\rho V_3^2}{2}} \quad (5.3)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Makalede f_1 ve f_2 sürtünme katsayılarını belirlemek için deneysel bir f - Re eğrisi çizdiklerinden bahsedilmiş ancak sürtünme katsayılarının tam değerlerini makalede belirtmemişlerdir.

5.2.2 T Bağlantılı Borulardaki Sayısal Çözüm için Problem Kurulumu ve Ağ Oluşumu

T bağlantılardaki enerji kaybının sayısal çözümünü yapmak için Oka ve Ito'nun (2005) yapmış olduğu deneylerden biri referans alınmıştır. Referans alınan bağlantı açısı ve akış konfigürasyonu Şekil 5.3'deki gibidir.



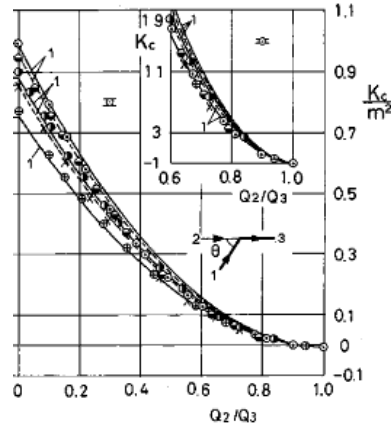
Şekil 5.3 Sayısal çözümlerde referans alınan bağlantı açısı ve akış konfigürasyonu

Q_2/Q_3 oranı ise 0.6 seçilmiştir. Bu durumda 3 numaralı boru toplam akışı taşıyor olacaktır. Toplam akışı taşıyan borunun ana boru olması durumunda Re sayısının 3×10^4 şeklinde sabit tutulduğundan bahsetmiştik. Bu bilgiden yola çıkılarak $Q_2/Q_3=0,6$ oranı olması durumunda ana boruya ve bağlantı borusuna giren debiler ile hız değerleri ve Re Sayıları Çizelge 5.1’de özetlenmiştir.

Çizelge 5.1 Sayısal çözümde referans alınacak olan hız değerleri

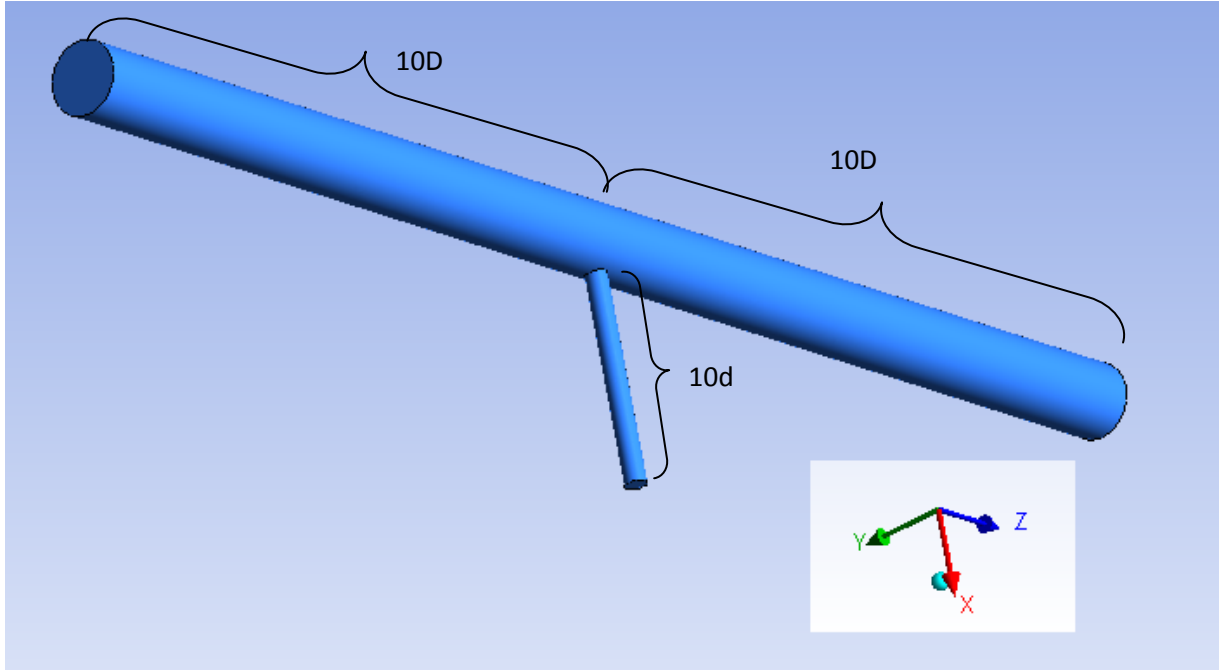
Hacimsel Debi (m ³ /h)		Hız (m/s)		Re Sayısı
Q ₁ :	1,84	V ₁ :	2,55	40528
Q ₂ :	2,76	V ₂ :	0,334	17960
Q ₃ :	4,6	V ₃ :	0,557	30000

Oka ve Ito’nun (2005) debi oranlarına göre yayınlamış oldukları kayıp katsayısı grafiklerinden seçilen koşullar için 1-3 arasındaki yersel kayıp katsayısı 21 olarak bulunmuştur. (Şekil 5.4) K_c kayıp katsayısıdır, m ise ana boru ve bağlantı borusunun dairesel kesit alanlarının oranını temsil etmektedir ve bu uygulamada $m=11.44$ şeklindedir.



Şekil 5.4 T bağlantılarda birleşen akışlarda debi oranlarına bağlı yersel kayıp katsayıları (Oka ve Ito, 2005)

Çizelge 5.1'den de anlaşılacağı gibi problemdeki akış türbülanslı bir akıştır. Bu sayısal çözümünün amacı T bağlantılardaki basınç kaybını farklı türbülans modelleri kullanarak hesaplayarak yersel kayıp katsayısını bulmak ve makalede deneysel verilerden hesaplanarak yayınlanmış olan yersel kayıp katsayısı ile sayısal çözüm sonucunda bulunan kayıp katsayılarını karşılaştırmaktır. Sayısal çözümler sırası ile k-ε Standart, k-ε Realizable, k-ω standart, Spalart-Allmaras ve LES türbülans modellerinde çözülmüştür. Hem çözüm kolaylığı açısından hem de makalede sürtünme kayıp katsayıları ile ilgili detaylı verilmemesi açısından kontrol hacmi T bağlantı noktasından sırası ile ana borularda $10d_1$, bağlantı borusunda ise $10d_2$ mesafede alınmıştır.



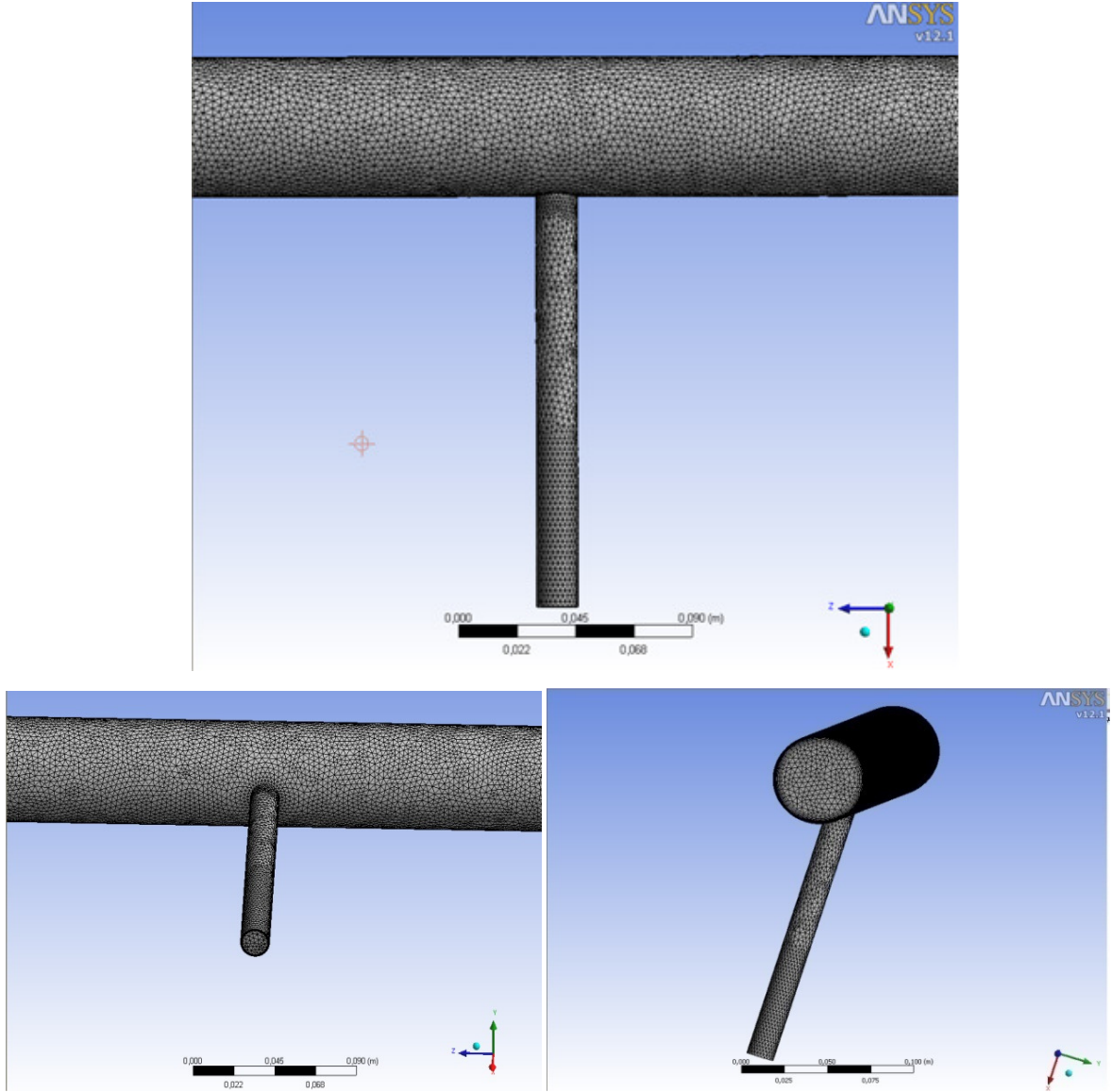
Şekil 5.5 Sayısal çözüm için oluşturulan kontrol hacmi

Statik basınç ölçümleri ise ana borularda bağlantı noktasından $5d_1$, bağlantı borusundan ise $5d_2$ mesafe uzaklıktan okunmuştur. $5d_1$ ve $5d_2$ mesafelerindeki sürtünme kayıpları ihmal edilmiştir. Bu durumda (5.1) denklemi aşağıdaki hali alır.

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = P_3 + \frac{1}{2}\rho V_3^2 + f_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{1}{2}\rho V_1^2 + f_3 \frac{L_3}{d_3} \frac{1}{2}\rho V_3^2 + \Delta P_{13} \quad (5.4)$$

Kontrol hacminin çizimi tamamlandıktan sonra ağ oluşturma işlemi için ANSYS Geometri modülünde oluşturulan geometri ANSYS Mesh modülüne aktarılarak ağ oluşturma işlemi gerçekleştirilmiştir.

Şekilde görüldüğü gibi kontrol hacminde yapılı olmayan bir ağ oluşturulmuştur. Hassas bir basınç kaybı hesabı yapılmak istendiğinden ve aynı zamanda LES türbülans modeli ile de çözüm yapılacağından duvar yakınında oluşturulan ilk meshin düğüm noktasının duvara olan boyutsuz uzaklığı y^+ değeri 1'e yakın bir değerde alınmıştır.



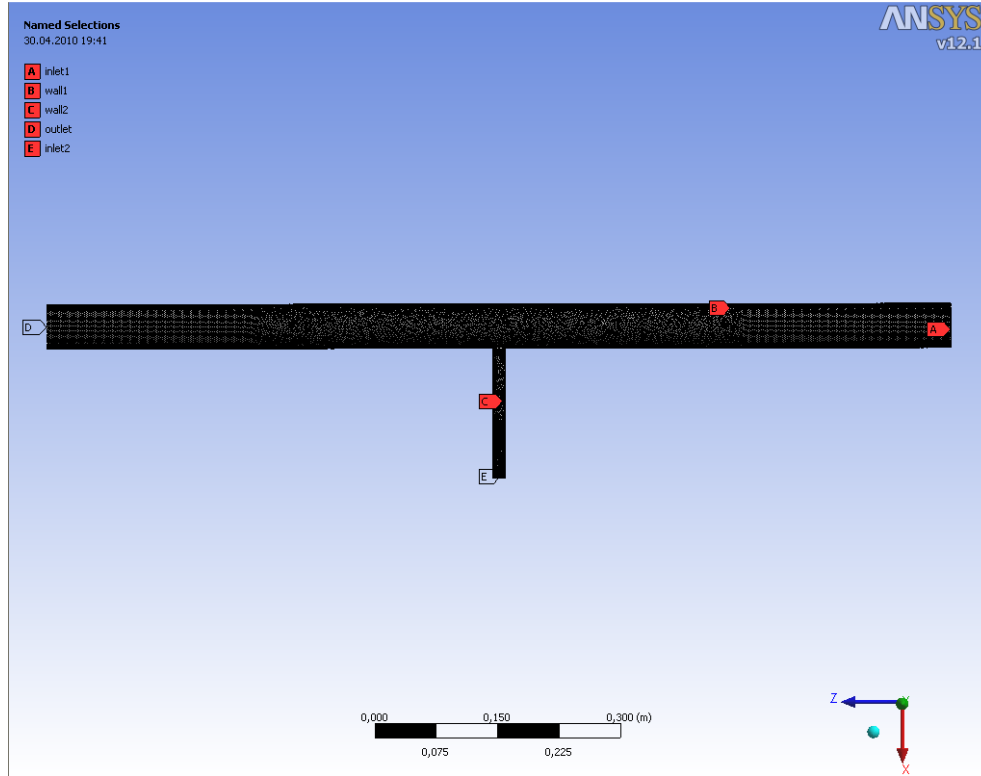
Şekil 5.6 T boru bağlantılarındaki sayısal çözüm için oluşturulan mesh yapısı

Oluşturulan ağ yapısına ait bilgiler Çizelge 5.2'de özetlenmiştir.

Çizelge 5.2 T Boru bağlantı ağ yapısına ait bilgiler

Node (Düğüm Noktası) Sayısı		504747
Eleman Sayısı		1388845
Skewness	Min.	0,00111
	Max.	0,873
Mesh methodu		Patch Conforming (Tetra Elemanlar)
Duvar kenarındaki ilk meshin duvardan uzaklığı (m)	Ana borular	Bağlantı Borusu
	$3,5 \times 10^{-5}$	$8,5 \times 10^{-6}$

Ağ yapısı oluşturulduktan sonra sınır koşulları tanımlanır. Kontrol hacminin sınırları şekil 5.7’de belirtildiği gibi ana boru girişi ve bağlantı borusu girişi için *velocity inlet*, çıkış için *pressure outlet*, borular için ise *wall* seçilmiştir. Oluşturulan ağ dosyası ANSYS Fluent programına aktarılır.



Şekil 5.7 T Boru Bağlantısı için Sınır Koşulları

RANS Türbülans Modellerindeki Çözümler için Fluent Programında izlenen yol aşağıdaki şekildedir:

- ANSYS Workbench Mesh modülündeki mesh dosyası Fluent çözücü modülüne aktarılır.
- Fluent programı **3ddp** (3 dimensions, double precision) şeklinde üç boyutlu, çift hassasiyetle başlatılır.
- “**Check**” butonuna basılarak ağ yapısı bilgileri kontrol edilir.
- “**Scale**” butonuna basılarak mesh dosyasının mm ölçeğinde yaratıldığı tanımlanır.
- **Malzeme Seçilmesi:** Fluent programının kütüphanesinde bulunan malzemelerden akışkan olarak su seçilmiştir. Isı transferi incelenmediği için akışkanın özellikleri sabit sıcaklıkta kabul edilecektir. Suyun yoğunluk ve viskozitesinde bir değişiklik yapılmamıştır.
- **Çözüm modelinin seçilmesi:** İncelenecek olan akışkan türbülanslıdır. Çözüm için çeşitli türbülans modellerinde ayrı ayrı çözümler yapılmıştır. Çözümlerin yapıldığı türbülans modelleri sırasıyla
 - k-ε Standart
 - k-ε Realizable
 - k-ω Standart
 - Spalart Allmaras

Enerji denklemi çözülmeyeceğinden aktifleştirilmez. Duvar yaklaşımı olarak, Yakın duvar modeli olan enhanced wall treatment ($y^+ < 5$) methodu secilir.

- **Sınır koşullarının seçilmesi:** Girişlerdeki *velocity inlet* şartları için giriş yüzeyine dik olan U_x hızı tanımlanır. Çıkıştaki *pressure outlet* sınır şartı için ise gauge basıncı tanımlanır. İncelenen akış türbülanslı olduğu için türbülanslı akışa ait bazı parametreleri de tanımlamak gereklidir. İç akışlar için genellikle türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap tanımı yapılmaktadır. Bu çözümde türbülans yoğunluğu girişlerde %5, çıkışta ise %6 kabul edilmiştir. Ana boru için giriş hızı 0.334m/s, bağlantı borusu için giriş hızı ise 2.55 m/s verilmiştir. Çıkış basıncı default değer olan 0 Pa olarak bırakılmıştır.
- **Çözüm methodunun seçilmesi:** Momentum, Türbülans kinetik enerjisi ve sönümlenme hızı için ayrıklaştırma mertebesi için *second order upwind* seçeneği ile çözüm yapılmıştır. Basınç-hız birleştirme methodu olarak SIMPLE yöntemi kullanılmıştır.

- **Yakınsama mertebesinin seçilmesi:** Seçilen tüm RANS türbülans modellerinde tüm değişkenler için 10^{-5} seçilmiştir. Yakınsama kriteri sağlansa da 1000 iterasyona kadar çözümler devam ettirilmiştir.
- **Referans değerlerin atanması:** Inlet-1 sınır koşulundaki değerler referans alınmıştır.
- İterasyonların başlatılacağı tahmini değerler *compute from inlet* seçeneği ile girişteki değerlerden alınmıştır ve iterasyonlar başlatılmıştır.

LES Türbülans Modellerindeki Çözümler için Fluent Programında izlenen yol aşağıdaki şekildedir:

LES türbülans modeli seçilerek yapılacak çözümlerde çözüm modelinin seçilmesine kadar her şey RANS modellerindeki çözüm ile aynı olduğu için bu bölüme kadar olan kısım tekrar yazılmamıştır.

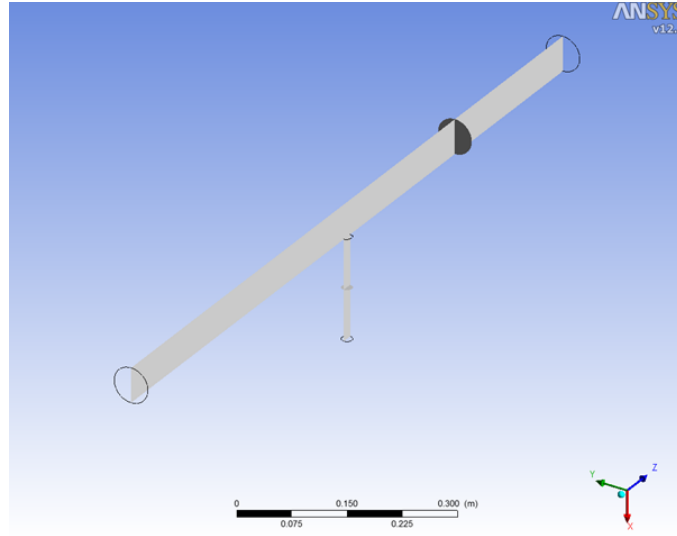
- **Çözüm modelinin seçilmesi:** LES türbülans modeli seçilir. Subgrid scale model olarak da Smargonisky-Lily seçeneği seçilir.
- **Sınır koşullarının seçilmesi:** Girişlerdeki *velocity inlet* şartları için giriş yüzeyine dik olan U_x hızı tanımlanır. Çıkıştaki *pressure outlet* sınır şartı için ise gauge basıncı tanımlanır. Ana boru için giriş hızı 0.334m/s, bağlantı borusu için giriş hızı ise 2.55 m/s verilmiştir. Çıkış basıncı default değer olan 0 Pa olarak bırakılmıştır.
- **Çözüm methodunun seçilmesi:** Momentum denklemi ayrıklaştırma mertebesi için *bounded central differencing* seçeneği ile çözüm yapılmıştır. Basınç-hız birleştirme methodu olarak SIMPLE yöntemi kullanılmıştır.
- **Yakınsama mertebesinin seçilmesi:** Tüm değişkenler için 10^{-3} seçilmiştir.
- **Referans değerlerin atanması:** Inlet-1 sınır koşulundaki değerler referans alınmıştır.
- İterasyonların başlatılacağı tahmini değerler *compute from inlet* seçeneği ile girişteki değerlerden alınmıştır.
- 0.0001 saniye zaman adımı seçilmiş ve her bir zaman adımı için maksimum iterasyon sayısı 20 alınarak çözüme başlanmıştır.

Hesaplamalar her biri Intel Core 2 CPU P7450 @ 2.1 GHz işlemciye ve 4 GB belleğe sahip bir donanımda gerçekleştirilmiştir. Çözümler seçilen tüm RANS türbülans modelleri için yaklaşık olarak 4 saatte tamamlanmıştır. Ancak LES türbülans modeli kullanılarak yapılan çözümler RANS modellerine göre çok daha uzun sürmektedir. Tüm çözümler esnasında inlet-1 ve inlet-2 sınırlarındaki statik basınç değerlerinin iterasyon ile değişimi takip edilmiştir.

LES çözümünde 5 gün iterasyona devam edilmiş ancak daimi akıma ulaşamamıştır. Çözümler esnasında takip edilen inlet-1 ve inlet-2 sınırlarındaki statik basınç değerleri RANS çözümlerindeki değerlere yaklaştığı zaman bu akış parametrelerinin belli değerler arasında dalgalanmalar gösterdiği gözlemlenmiştir. Çözümlerin bu dalgalanmaların orta noktasında sona erdirilmiş ve elde edilen sonuç dosyası ANSYS CFD Post modülüne aktarılarak sonuçlar değerlendirilmiştir.

5.2.3 T Boru Bağlantısındaki Akış Analizi Sonuçları

(5.4) denkleminden ΔP_{13} hesaplanması için kontrol hacmi içinde bağlantı noktasından $5d_1$ ve $5d_2$ mesafe uzaklıkta ve XY düzleminde “Plane” seçeneği ile yüzey oluşturulmuştur (Şekil 5.8). “Calculation” kısmından “Area Averaged Pressure” ve “Area Averaged Velocity” seçenekleri seçilerek oluşturulan bu yüzeylerdeki ortalama statik basınç (P_1 ve P_3) ve hız (V_1 ve V_3) değerleri okunmuştur.



Şekil 5.8 T boru bağlantılarında kayıp katsayısı hesabı için akış parametrelerini okunduğu yüzeyler

Okunan değerler (5.5) denklemine yerine koyularak ΔP_{13} değeri bulunmuştur.

$$\Delta P_{13} = P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 - P_3 - \frac{1}{2}\rho V_3^2 \quad (5.5)$$

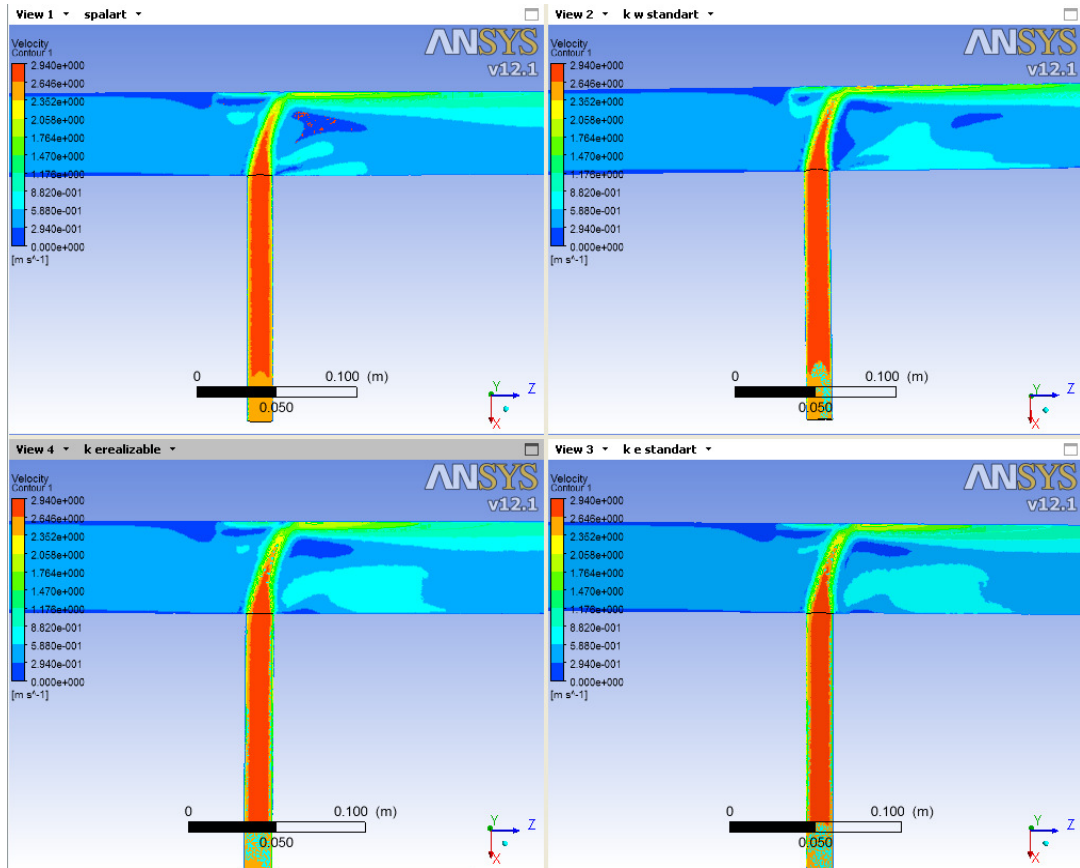
T bağlantıdaki yersel kayıp katsayısı (5.2) denkleminden hesaplanmış ve Çizelge 5.3'te bulunan değerler elde edilmiştir:

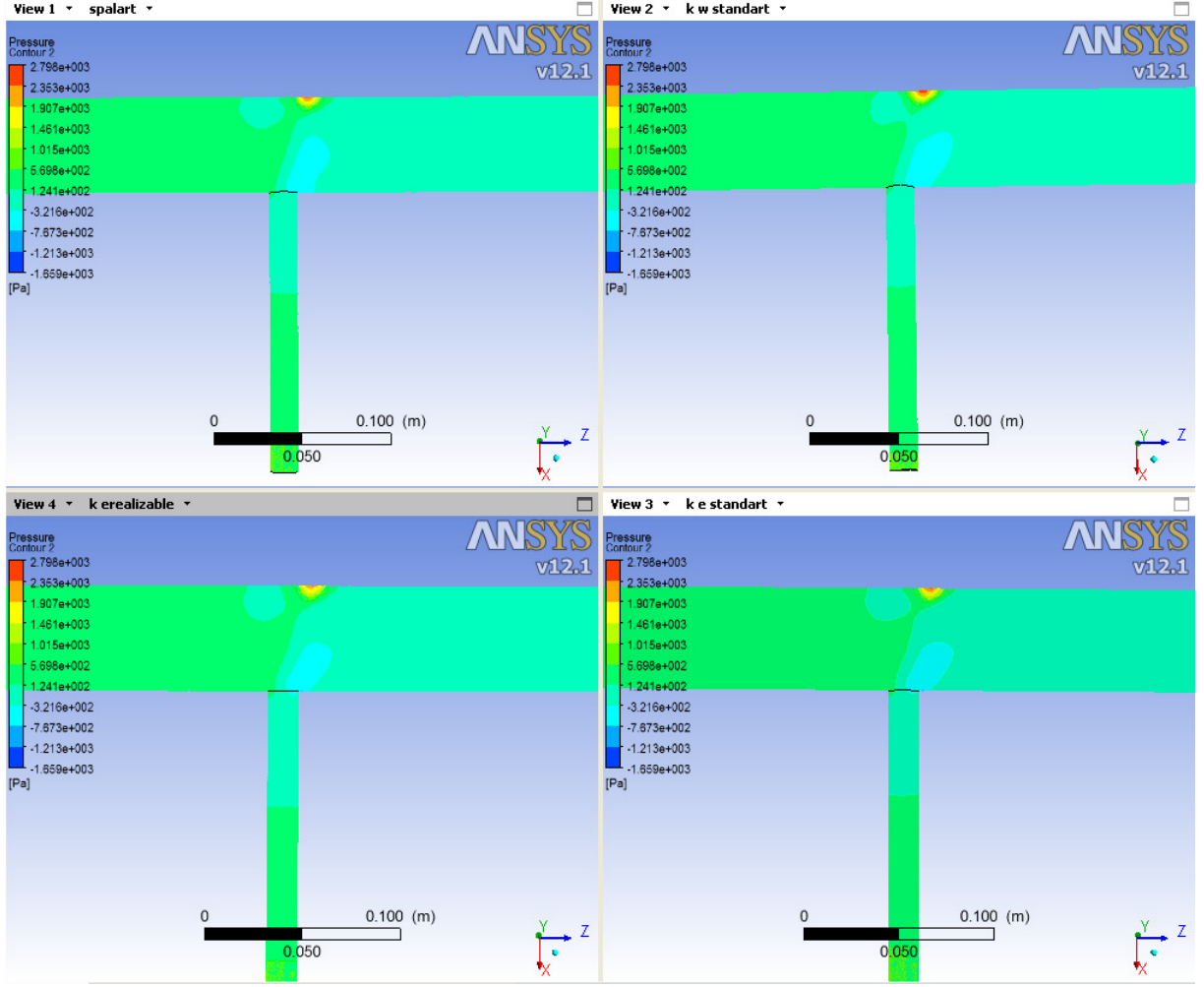
Çizelge 5.3 Sayısal çözüm ve deneysel verilerdeki kayıp katsayılarının karşılaştırılması

Sayısal Çözüm Sonucu Bulunan Yersel Kayıp Katsayıları (k_C)		Makalede Deneysel Veriler Sonucu Bulunan Yersel Kayıp Katsayısı (k_C) (Oka ve Ito,2005)	Hata %
Spalart-Allmaras	21,25	21	1,19
k- ϵ Standart	21,24		1,13
k- ω Standart	20,84		-0,77
k- ϵ Realizable	21,1		0,48
LES	21,56		2,66

Farklı türbülans modelleri ile yapılan çözümlerde en yakın çözümün k- ϵ Realizable modeli ile elde edildiği gözükmemektedir. Genel olarak tüm türbülans modelleri Oka ve Ito'nun (2005) bulduğu kayıp katsayısı ile hemen hemen aynı sonucu vermektedir. Meydana gelen hatalar mühendislik açısından kabul edilebilir mertebedeki hatalardır.

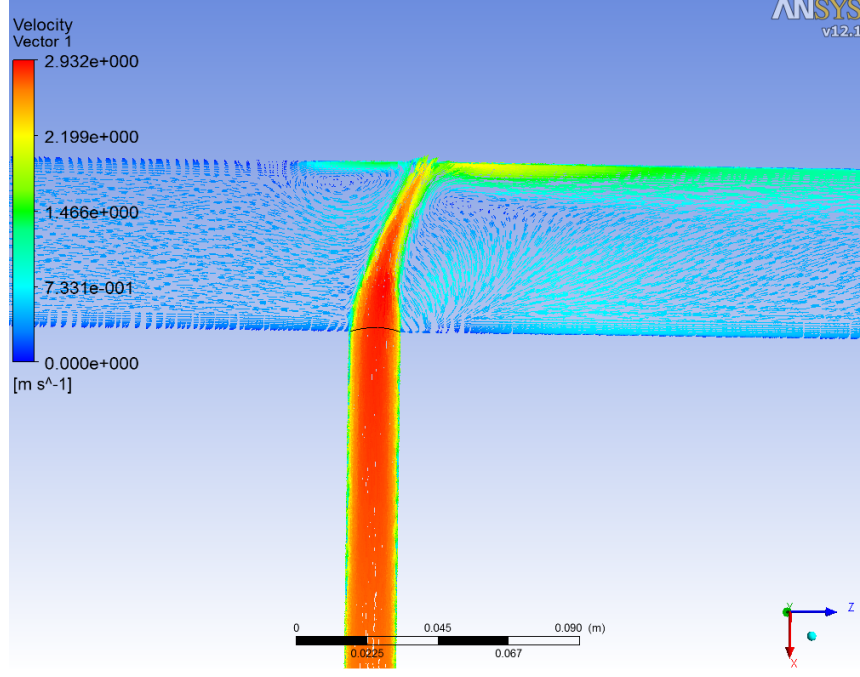
5.2.4 Farklı Türbülans Modellerine Göre Hız ve Basınç Dağılımlarının Karşılaştırılması

Şekil 5.9 T Boru Bağlantısında $y=0$ mm'de XZ düzlemi üzerindeki hız konturları



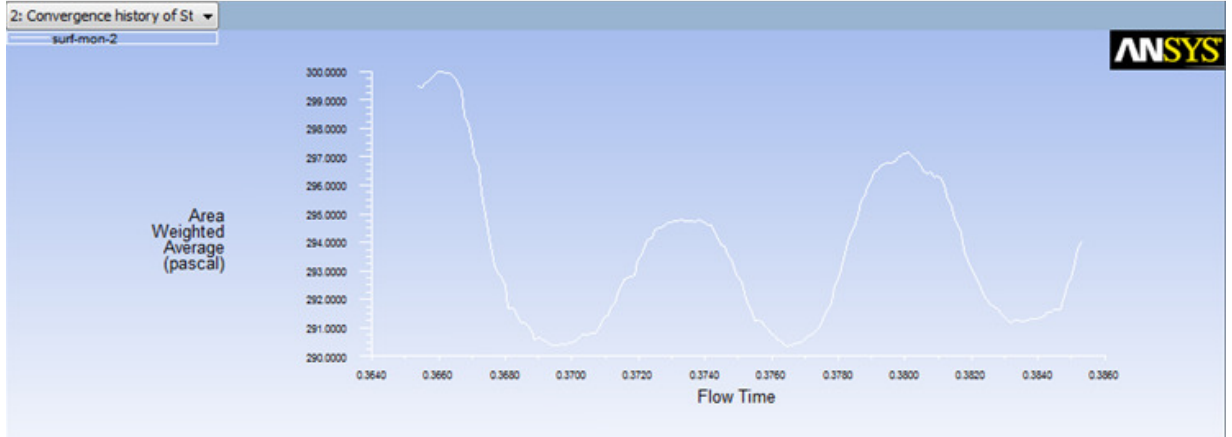
Şekil 5.10 T Boru Bağlantısında $y=0$ mm'de XZ düzlemi üzerindeki basınç konturları

Farklı türbülans modellerindeki hız ve basınç dağılımlarına bakıldığında aralarında çok büyük farklar olmadığı gözlemlenmektedir. Bu durum zaten kayıp katsayılarının hesabında sonuçların birbirine yakınlığında da kendini göstermektedir.

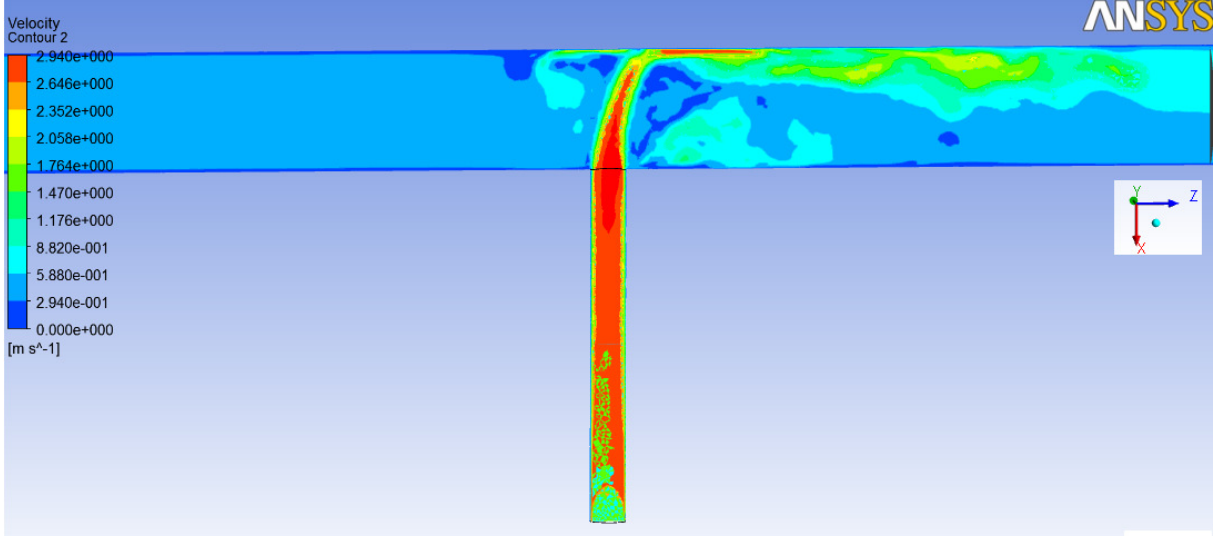


Şekil 5.11 k-ε standart türbülans modeli ile elde edilen hız vektörleri

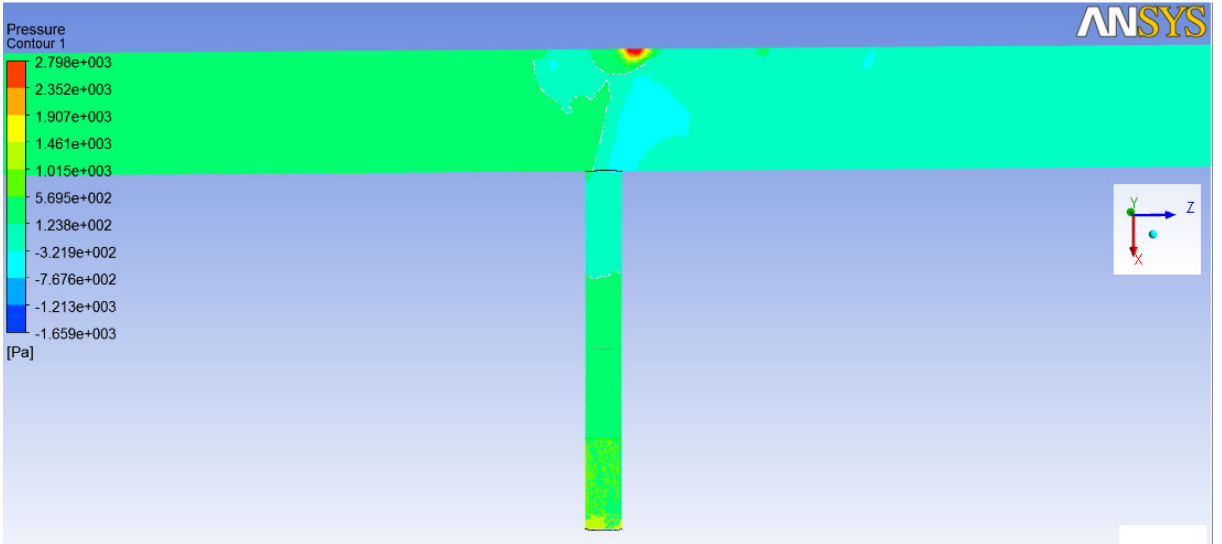
LES çözümünde ise 3000 iterasyondan sonra inlet-2 deki statik basıncın Şekil 5.12'deki gibi 290 Pa ile 300 Pa arasında değişiklik gösterdiği gözlemlenmiş, bu nedenle çözüm durdurularak kayıp katsayısı hesaplanmıştır.



Şekil 5.12 LES çözümünde inlet-2 sınır koşulundaki statik basıncın zamana bağlı değişimi



(a)



(b)

Şekil 5.13 LES çözümünde hız(a) ve basınç(b) konturları

5.3 Tek Geçişli Lamelsiz Bataryadaki Basınç Kayıplarının Sayısal Olarak İncelenmesi

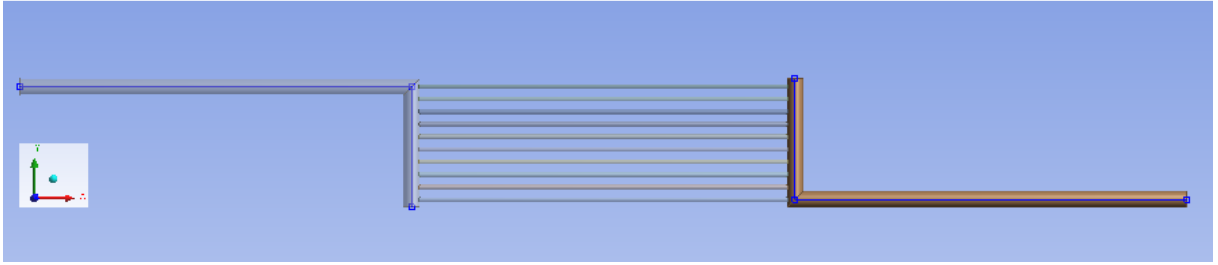
5.3.1 Problem Kurulumu

Bu çalışmada ikinci olarak deneysel olarak basınç kayıplarının incelendiği 90° köşe ve T branşman bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz bataryadaki basınç kaybı için sayısal çözüm

yapılmıştır. Sayısal çözümdeki hedef deneysel verilerdeki basınç kayıpları ile uyumluluğu gözlemlemektir.

ANSYS Workbench geometri çizimi, mesh oluşturma ve sayısal çözüm modüllerini tek bir programda toplayarak kullanıcıya büyük bir kolaylık sağlamıştır. Deneysel çalışmalarda kullanılan modellerin 3 boyutlu geometrisi Ansys Workbench Geometri modülünde çizilmiştir. Daha sonra oluşturulan bu model Ansys Workbench Mesh modülüne aktararak ağ oluşturma işlemi yapılmıştır.

Basınç kayıplarının incelenmesi için seçilen birinci model şekil 5.12 (a)'da görüldüğü gibi köşe bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz bataryadır. İkinci model ise şekil 5.12 (b)'de görülen T bransman bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz bataryadır



(a)



(b)

Şekil 5.14 90° köşe(a) ve T bransman(b) bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz batarya için oluşturulan kontrol hacmi

Sayısal çözümde deney düzeneğindeki lamelsiz batarya boyutları birebir uygulanmıştır. Deneysel çalışmada kolektör giriş – çıkış boruları ASHREA (2000) standartlarındaki basınç ölçümü mesafelerine uygun olması açısından uzun tutulduğundan sayısal çözüm için oluşturulan kontrol hacmi de aynı şekilde çizilmiştir. Ağ oluşturma işleminin kolaylıkla

yapılabilmesi için borular ayrı katı modeller olarak oluşturulmuştur. Bunun için ANSYS Geometry modülünde bulunan *Freeze* komutu kullanılmıştır.

Sayısal çözüm deneysel çalışmada yapılan 5 farklı su debisi için gerçekleştirilmiştir. Bu durumda ağ oluşturulurken dikkat edilmesi gereken en önemli şeylerden biri akışın laminar mı türbülanslı bölgede mi olduğudur. Aşağıdaki çizelgeden de görüleceği üzere deneysel çalışmaların tümü türbülanslı bölgede gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.4 Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği akış parametreleri

Giriş Su debisi (m ³ /h)	Kolektör borusundaki (Ø35mm) Re sayısı	Batarya Borusundaki (Ø3/8") Re Sayısı
3	33015	11005
3,5	38518	12839
4	44020	14673
4,5	49523	16508
5	55026	18342

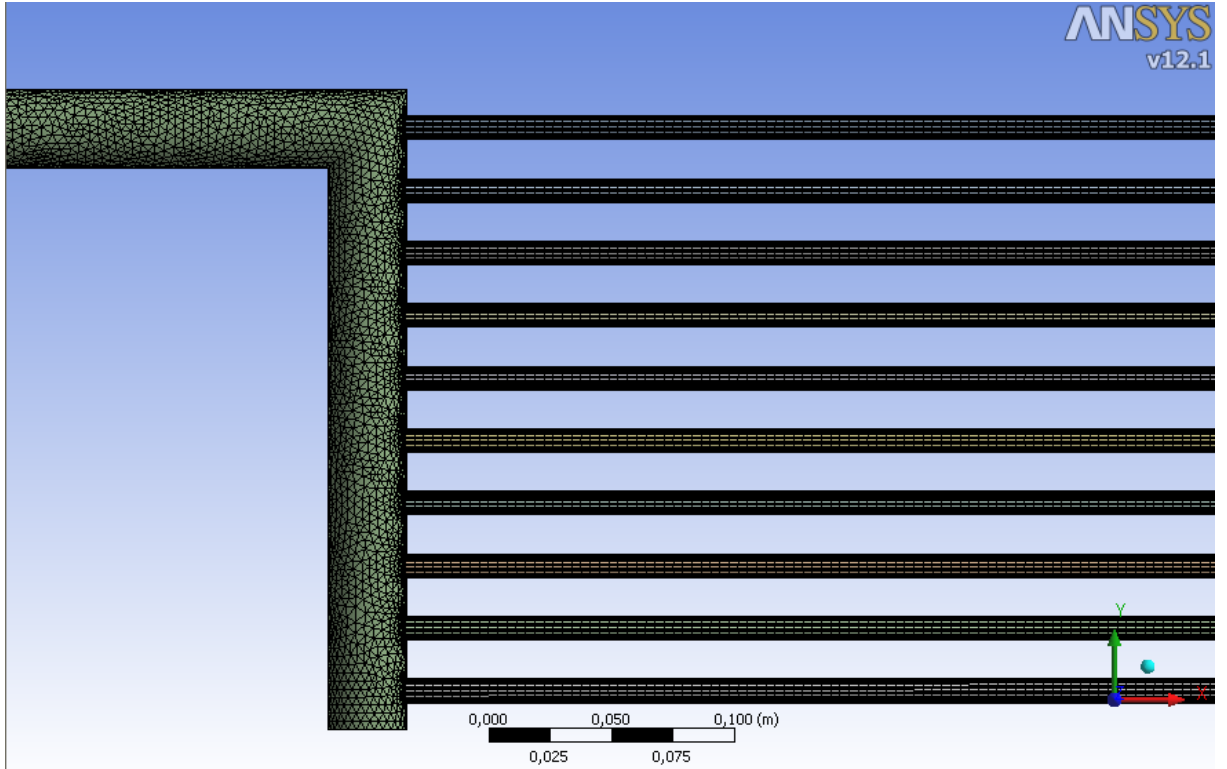
Türbülanslı akımda duvar yakınında daha sık mesh atılması gerektiğinden daha önce bahsetmiştik. Uygun duvar yaklaşımı modeli seçiminde ilk meshin duvardan ne kadar uzaklığa atıldığı önemlidir. Oluşturulan ağ yapısında duvar yakınındaki ilk kontrol hacmindeki düğüm noktasının duvara olan uzaklığı olan mesafesi batarya borularında $3,5 \times 10^{-5}$ mm, ana kolektör borularında ise $4,5 \times 10^{-5}$ mm alınmıştır. Çözümler yapıldıktan sonra $y^+ < 5$ olup olmadığı kontrol edilmiştir.

5.3.2 90° Köşe Bağlantılı Kolektöre Sahip Lamelsiz Bataryadaki Akış Analizi için Ağ Oluşumu

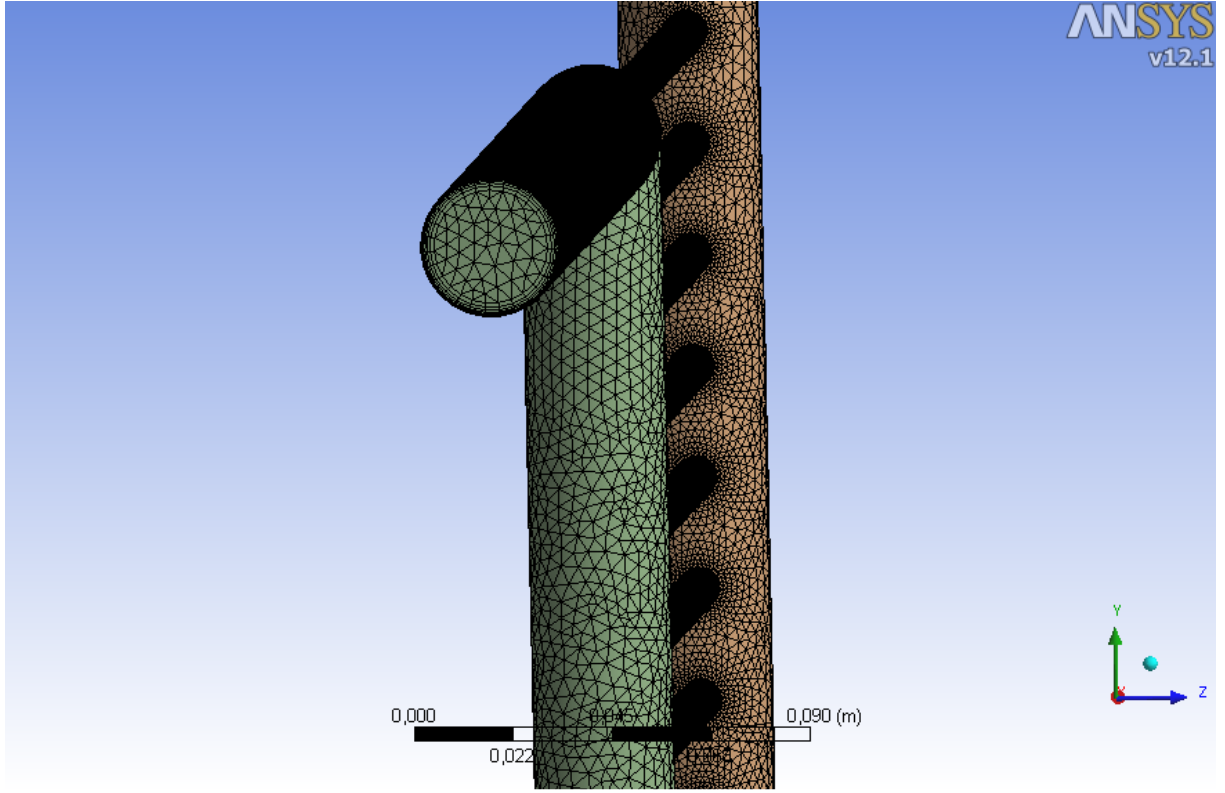
Şekilde görüldüğü gibi batarya borularına yapılı ağ olan sweep mesh, giriş – çıkış kolektör borularına ise yapısız ağ olan patch conforming (tetra elemanlar) mesh atılmıştır. Eleman boyutlarını küçültmek için hem kolektör borularındaki hem de batarya borularındaki elemanlara boyut sınırlaması getirilmiştir. Bu işlem mesh modülünde bulunan “*body size*” komutu ile gerçekleştirilerek, kolektör borularına $3,7 \times 10^{-3}$ m, batarya borularına ise 8×10^{-4} m sınırı getirilmiştir. Oluşturulan ağ yapısına ait bilgiler Çizelge 5.5’te özetlenmiştir.

Çizelge 5.5 90° köşe bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz bataryada için oluşturulan ağ yapısına ait bilgiler

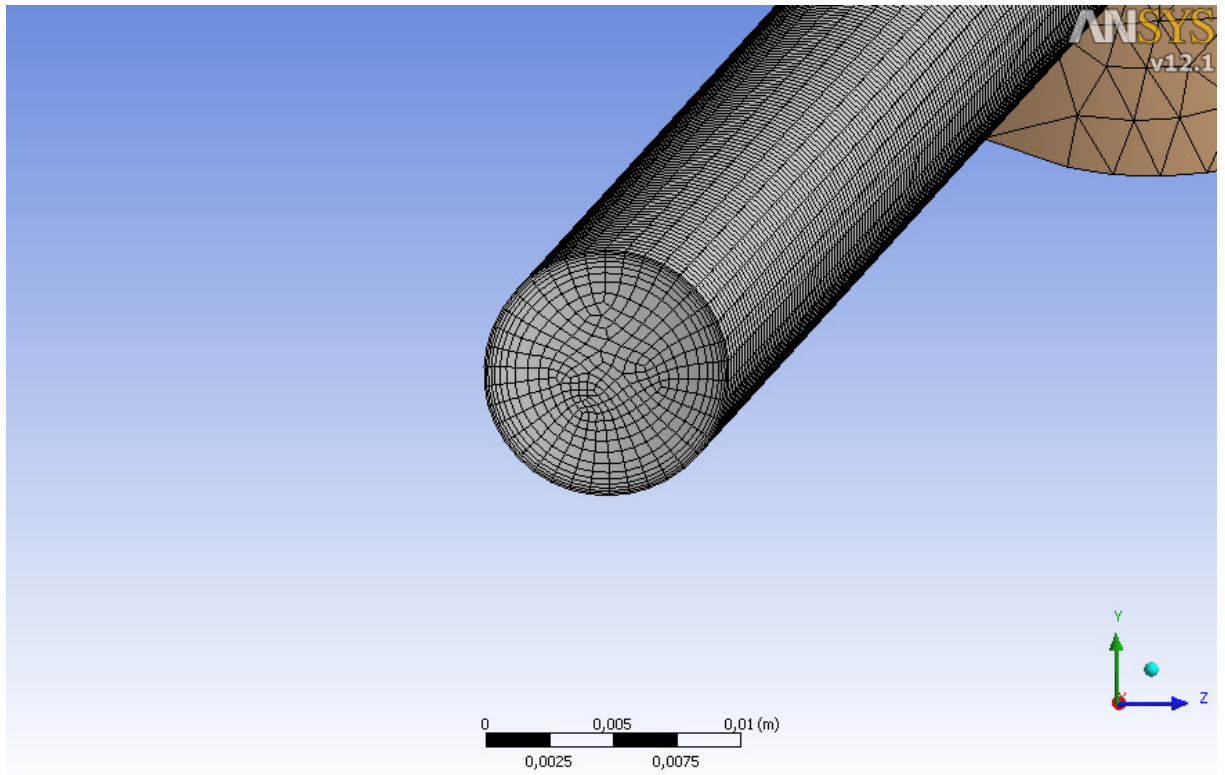
Node (Düğüm Noktası) Sayısı		1094063	
Eleman Sayısı		1776668	
Skewness	Min.	7,79 x 10 ⁻⁵	
	Max.	0,95	
Batarya boruları		Kollektör boruları	
Mesh methodu	Sweep (Hexa eleman)	Mesh methodu	Patch Conforming (Tetra Eleman)
Duvar kenarındaki ilk meshin duvardan uzaklığı	7x10 ⁻⁵ m	Duvar kenarındaki ilk meshin duvardan uzaklığı	9x10 ⁻⁵ m
Max. Eleman Boyutu	8x10 ⁻⁴ m	Max. Eleman Boyutu	3,7x10 ⁻³ m



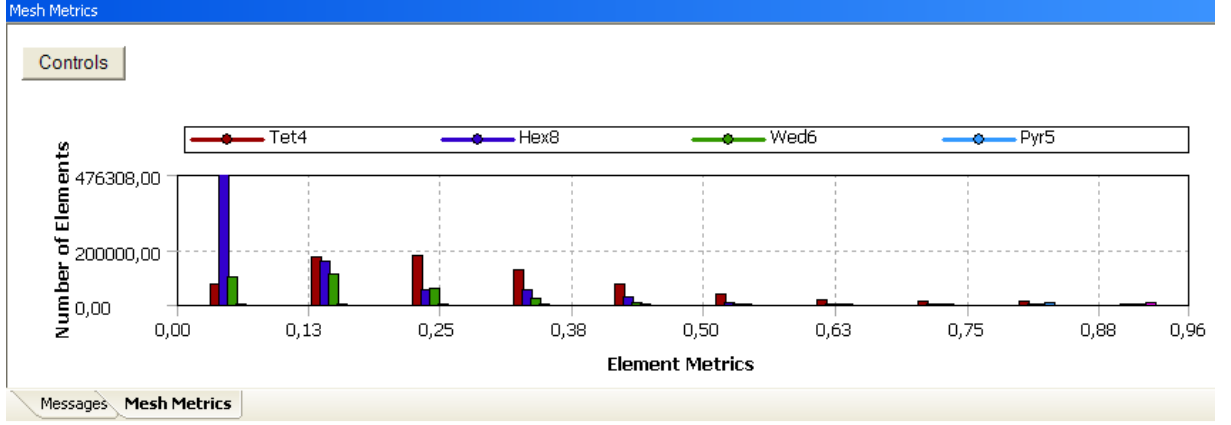
Şekil 5.15 90° köşe bağlantılı lamelsiz bataryada ana kolektör borularında ve batarya borularında oluşturulan ağ yapısı



Şekil 5.16 Kolektör borularında oluşturulan ağ yapısının YZ düzlemindeki görünüşü

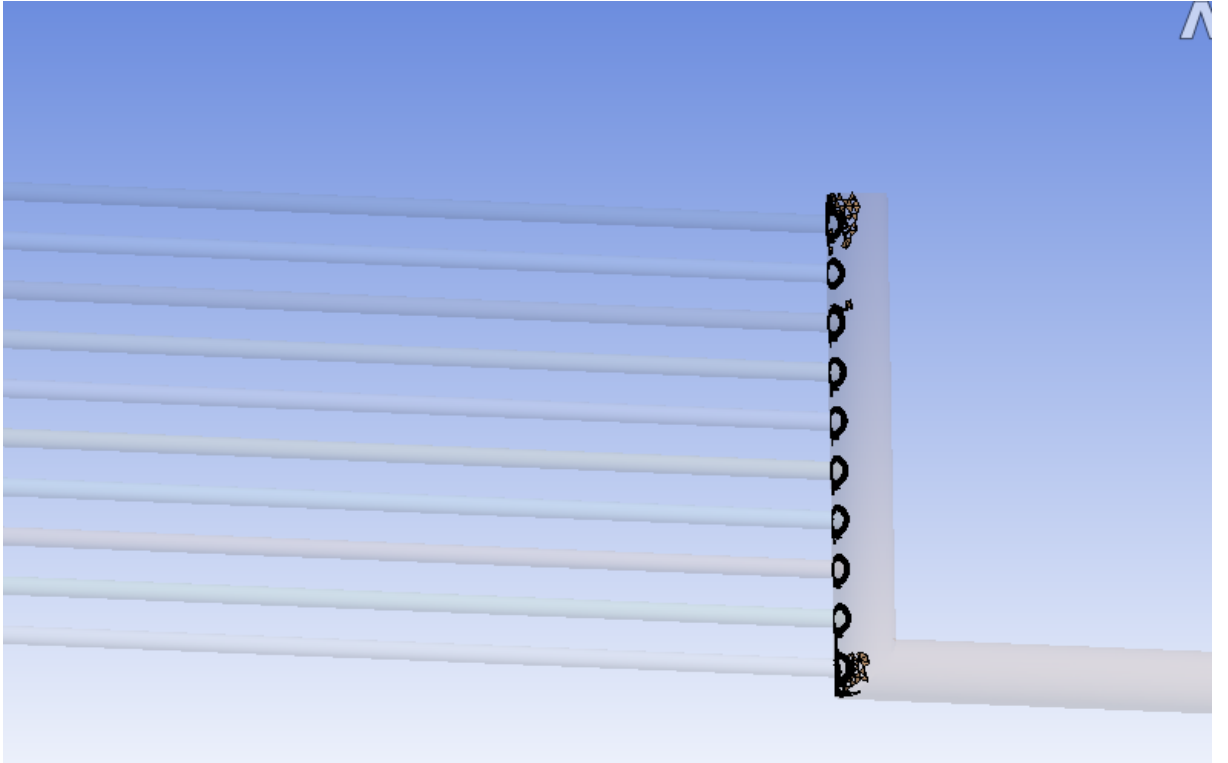


Şekil 5.17 Batarya borularında oluşturulan ağ yapısının YZ düzlemindeki görünüşü



Şekil 5.18 90° köşe bağlantılı modelde ağ yapısındaki elemanların skewness değerine göre dağılımı

ANSYS Mesh modülünde bulunan “mesh metrics” kısmından ağ yapısında bulunan elemanların skewness (çarpıklık) değerlerine göre dağılımı görülebilir. Şekil 5.16’dan da görüleceği gibi en kötü elemanların bulunduğu yer bağlantı noktalarıdır. Kullanılan bilgisayarın daha iyi olması durumunda buradaki eleman boyutları küçültülerek Skewness değeri azaltılabilir. Ancak tez çalışmasında kullanılan bilgisayarda mevcut durumdan daha fazla mesh atılması mümkün olmamaktadır.



Şekil 5.19 90° köşe bağlantılı lamelsiz bataryada ağ yapısında en kötü elemanların bulunduğu yerler

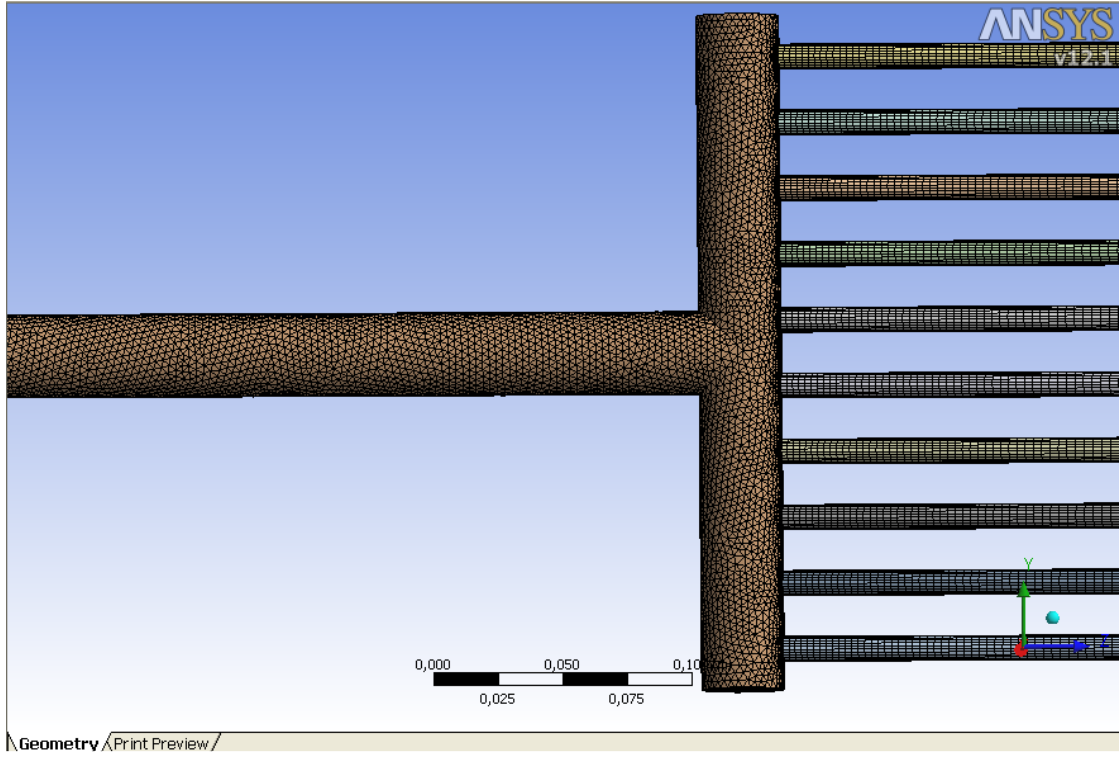
Meshleme (ağ oluşturma) işlemi tamamlandıktan sonra sınır şartlarını atama işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu problem için sınır şartları; giriş için *velocity inlet*, çıkış için *pressure outlet*, borular için ise *wall* seçilmiştir. Oluşturulan ağ dosyası Fluent programına aktarılır.

5.3.3 T Branşman Bağlantılı Kolektöre Sahip Lamelsiz Bataryadaki Akış Analizi için Ağ Oluşumu

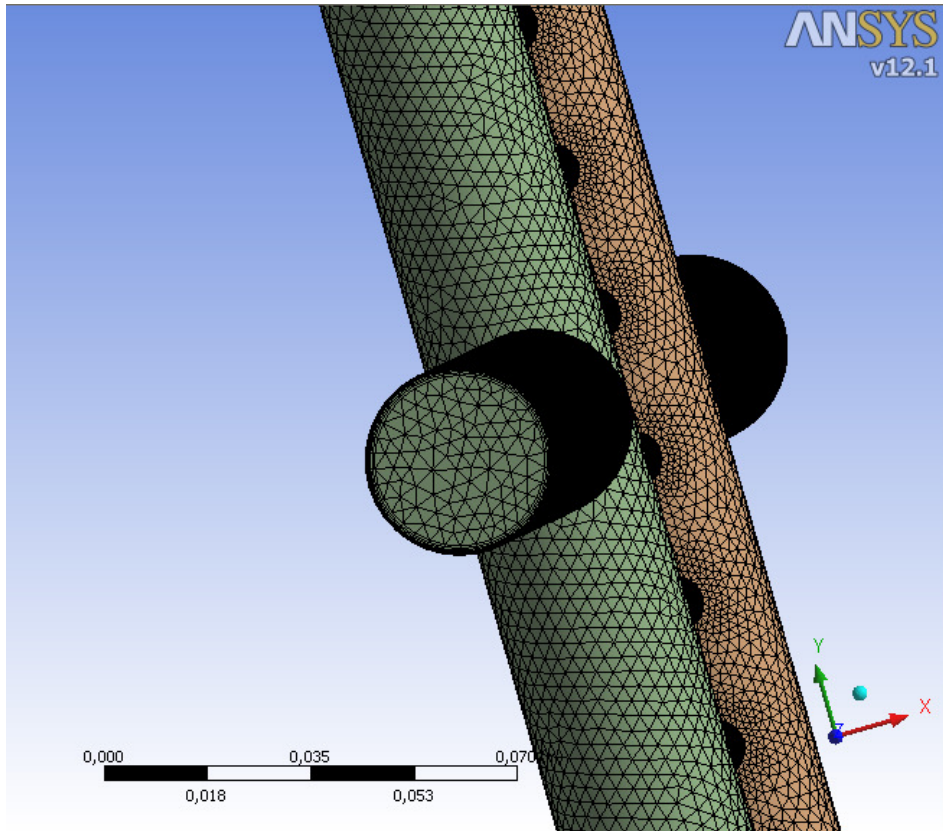
Şekilde görüldüğü gibi ikinci modelde de batarya borularına sweep mesh, giriş – çıkış kolektör borularına ise patch conforming (tetra elemanlar) mesh atılmıştır. Eleman boyutlarını küçültmek için hem kolektör borularındaki hem de batarya borularındaki elemanlara modülünde bulunan “*body size*” komutu ile kolektör borularına 3×10^{-3} m, batarya borularına ise 1×10^{-3} m eleman boyutu sınırı getirilmiştir. Oluşturulan ağ yapısına ait bilgiler Çizelge 5.6’de özetlenmiştir.

Çizelge 5.6 T branşman bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz bataryada için oluşturulan ağ yapısına ait bilgiler

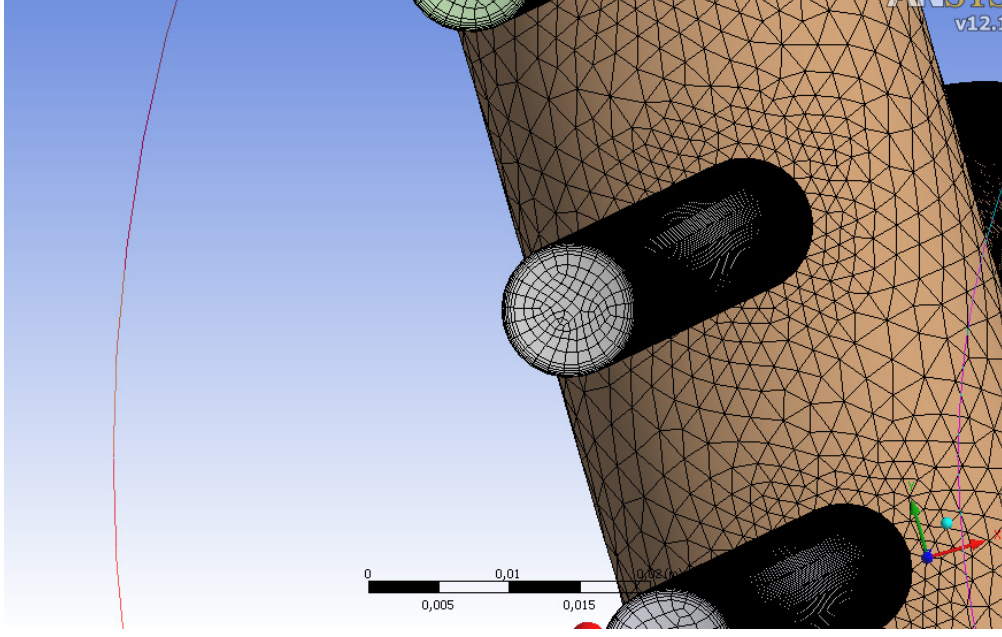
Node (Düğüm Noktası) Sayısı		787994	
Eleman Sayısı		1455425	
Skewness	Min.	9,35 x 10 ⁻⁵	
	Max.	0,95	
Batarya boruları		Kolektör boruları	
Mesh methodu	Sweep (Hexa eleman)	Mesh methodu	Patch Conforming (Tetra Eleman)
Duvar kenarındaki ilk meshin duvardan uzaklığı	7×10^{-5} m	Duvar kenarındaki ilk meshin duvardan uzaklığı	9×10^{-5} m
Max. Eleman Boyutu	1×10^{-3} m	Max. Eleman Boyutu	3×10^{-3} m



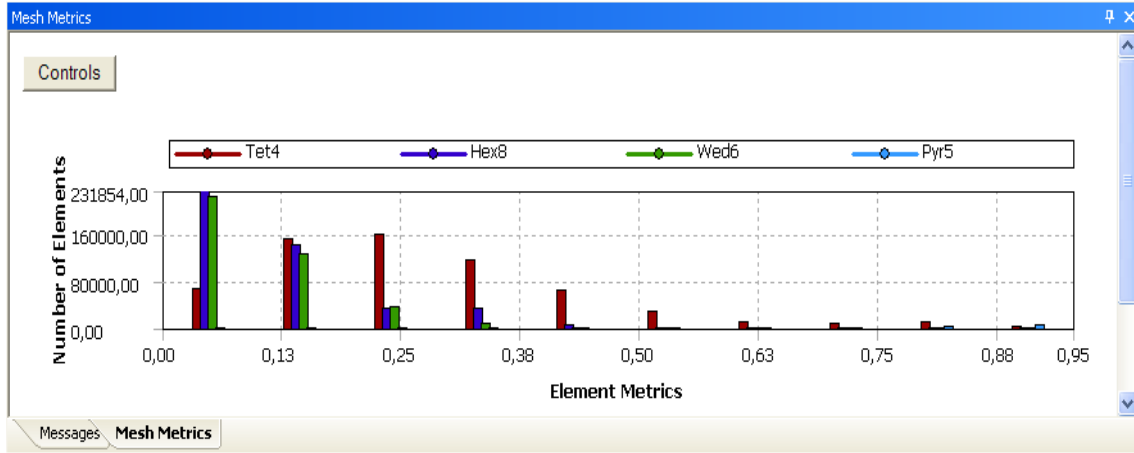
Şekil 5.20 T branşman bağlantılı bataryada ana kolektör borularında ve batarya borularında oluşturulan ağ yapısı



Şekil 5.21 Kolektör borularında oluşturulan ağ yapısının XY düzlemindeki görünüşü

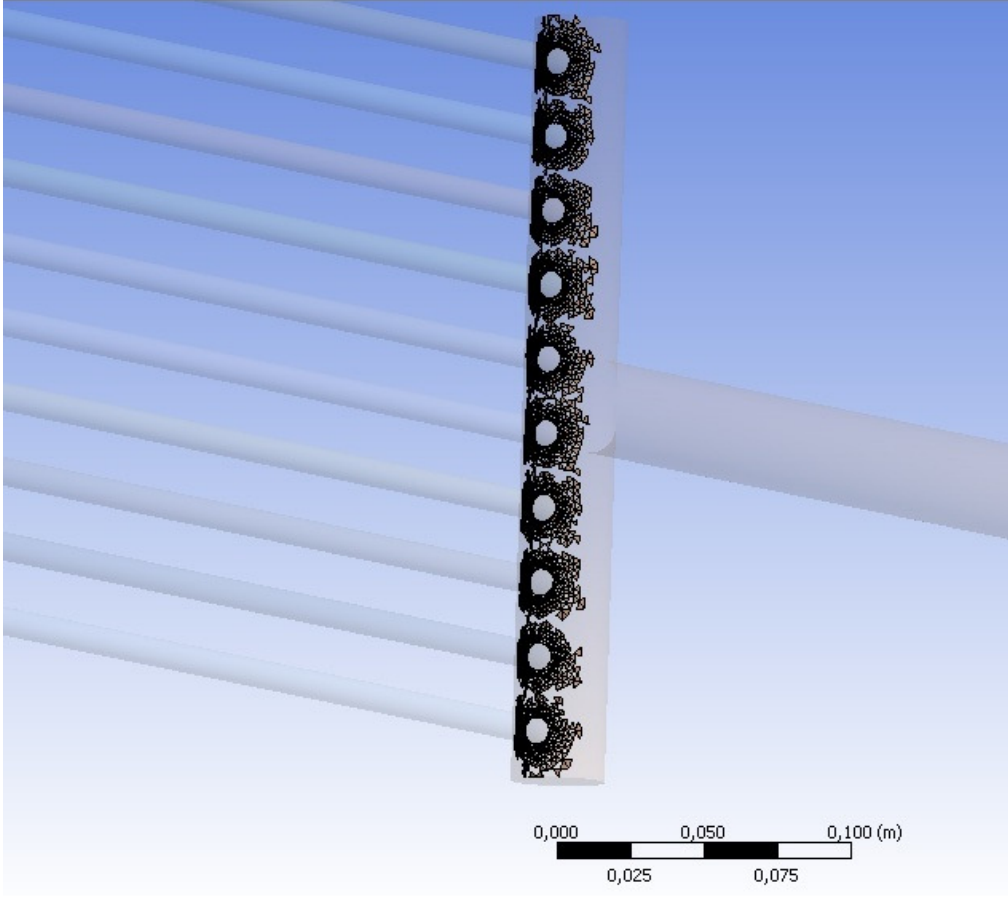


Şekil 5.22 Batarya borularında oluşturulan ağ yapısının XY düzlemindeki görünüşü



Şekil 5.23 T bransman bağlantılı modelde ağ yapısındaki elemanların skewness değerine göre dağılımı

Mesh metrics komutu ile ikinci modelde oluşturulan ağ yapısındaki elemanların çarpıklık oranlarına göre dağılımına bakıldığında en kötü elemanların yine bağlantı noktalarında olduğu gözlemlenir. (Şekil 5.24)



Şekil 5.24 T bağlantılı modelde ağ yapısında en kötü elemanların bulunduğu yerler

Meshleme (ağ oluşturma) işlemi tamamlandıktan sonra sınır şartlarını atama işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu problem için sınır şartları birinci modelde olduğu gibi; giriş için *velocity inlet*, çıkış için *pressure outlet*, borular için ise *wall* seçilmiştir. Oluşturulan ağ dosyası Fluent programına aktarılır.

5.3.4 Çözüm

Hem 90° köşe bağlantıya hem de T branşman bağlantıya sahip kolektörlü lamelsiz batarya için çözüm esnasında aynı işlemler uygulanmıştır. Sayısal çözümün yapılması için Fluent programında aşağıdaki adımlar izlenir:

- ANSYS Workbench Mesh modülündeki mesh dosyası Fluent çözücü modülüne aktarılır.
- Fluent programı **3ddp** (3 dimensions, double precision) şeklinde üç boyutlu, çift hassasiyetle ve paralel işlemci 4 adet seçilerek başlatılır.

- “**Check**” butonuna basılarak ağ yapısı bilgileri kontrol edilir.
- “**Scale**” butonuna basılarak mesh dosyasının mm ölçeğinde yaratıldığı tanımlanır.
- **Malzeme Seçilmesi:** Fluent programının kütüphanesinde bulunan malzemelerden akışkan olarak su seçilmiştir. Isı transferi incelenmediği için akışkanın özellikleri sabit sıcaklıkta kabul edilecektir. Deneysel çalışma ortam sıcaklığında yapıldığından sayısal çözümde de aynı şartlar göz önüne alınmış ve suyun 27°C deki yoğunluk ve viskozitesi sabit olarak alınmıştır.
- **Çözüm modelinin seçilmesi:** İncelenecek olan akışkan türbülanslıdır. Çözüm için k-e Realizable modeli türbülans modeli seçilir. Enerji denklemi çözülmeyeceğinden aktifleştirilmez. Duvar yaklaşımı olarak, Yakın duvar modeli olan enhanced wall treatment ($y^+ < 5$) methodu seçilir.
- **Sınır koşullarının seçilmesi:** Girişteki *velocity inlet* şartı için giriş yüzeyine dik olan U_x hızı tanımlanır. Çıkıştaki *pressure outlet* sınır şartı için ise gauge basıncı tanımlanır. İncelenen akış türbülanslı olduğu için türbülanslı akışa ait bazı parametreleri de tanımlamak gereklidir. İç akışlar için genellikle türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap tanımı yapılmaktadır. Bu çözümde türbülans yoğunluğu girişte %10, çıkışta ise %12 kabul edilmiştir. Debi değerlerine göre verilen sınır koşulları Çizelge 5.7’de özetlenmiştir:

Çizelge 5.7 Sayısal çözümünde kullanılan sınır koşulları

Inlet (velocity inlet)				Outlet (pressure outlet)		
Debi (m ³ /h)	Hız (m/s)	Turbulans Yoğunluğu (%)	Hidolik çap(mm)	Çıkış Basıncı (Pa)	Turbulans Yoğunluğu (%)	Hidolik çap(mm)
3	1,04	10	32	0	12	32
3,5	1,21	10	32	0	12	32
4	1,4	10	32	0	12	32
4,5	1,57	10	32	0	12	32
5	1,73	10	32	0	12	32

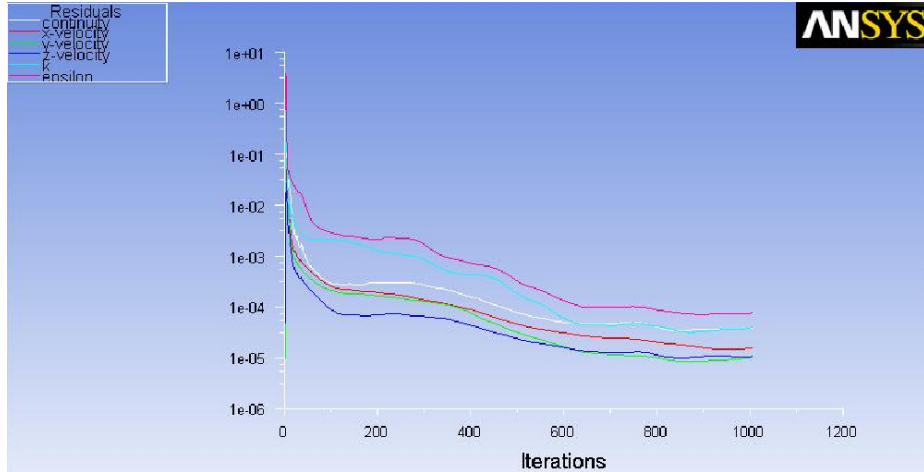
- **Çözüm methodunun seçilmesi:** Yakınsamanın daha kolay gerçekleşmesi açısından Momentum, Türbülans kinetik enerjisi ve sönümlenme oranı için ayrıklaştırma mertebesi için ilk 50 iterasyon *first order upwind* seçeneği ile çözülmüş daha sonra iterasyonlara *second order upwind* seçeneği ile devam edilmiştir. Basınç için ise standart method seçilmiştir.

- **Yakınsama mertebesinin seçilmesi:** Tüm değişkenler için 10^{-5} seçilmiştir. Ancak iterasyonlarda yakınsama kriteri sağlanmasa da belli bir iterasyondan sonra sonuçlar değişmemeye başlamaktadır. Sonuçların iterasyondan bağımsızlığı gerçekleştiğinde çözüm durdurulmaktadır.
- **Referans değerlerin atanması:** giriş sınır koşulundaki değerler referans alınmıştır.
- İterasyonların başlatılacağı tahmini değerler *compute from inlet* seçeneği ile girişteki değerlerden alınmıştır ve iterasyonlar başlatılmıştır.

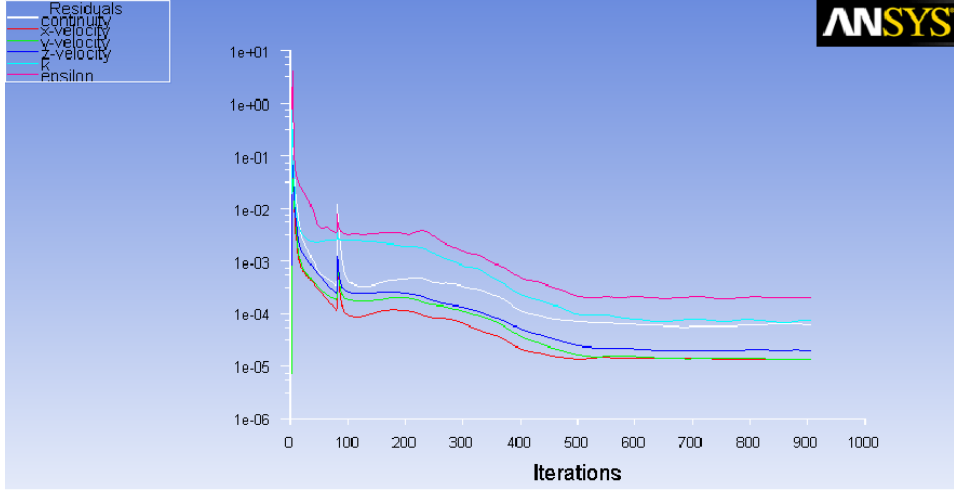
İterasyonlar yakınsama kriteri sağlanıncaya kadar veya sonuçların iterasyondan bağımsızlığı gerçekleşene kadar devam ettirilir ve çözümler kaydedilir.

5.3.5 Sayısal Çözüm Sonuçları

Hesaplamalar her biri Intel Core 4 CPU Q9550 @ 2.83 GHz bir işlemciyle ve 4GB belleğe sahip bir donanımda gerçekleştirilmiştir. Çözümler her iki tip lamelsiz batarya için yaklaşık olarak 4 saatte tamamlanmıştır.

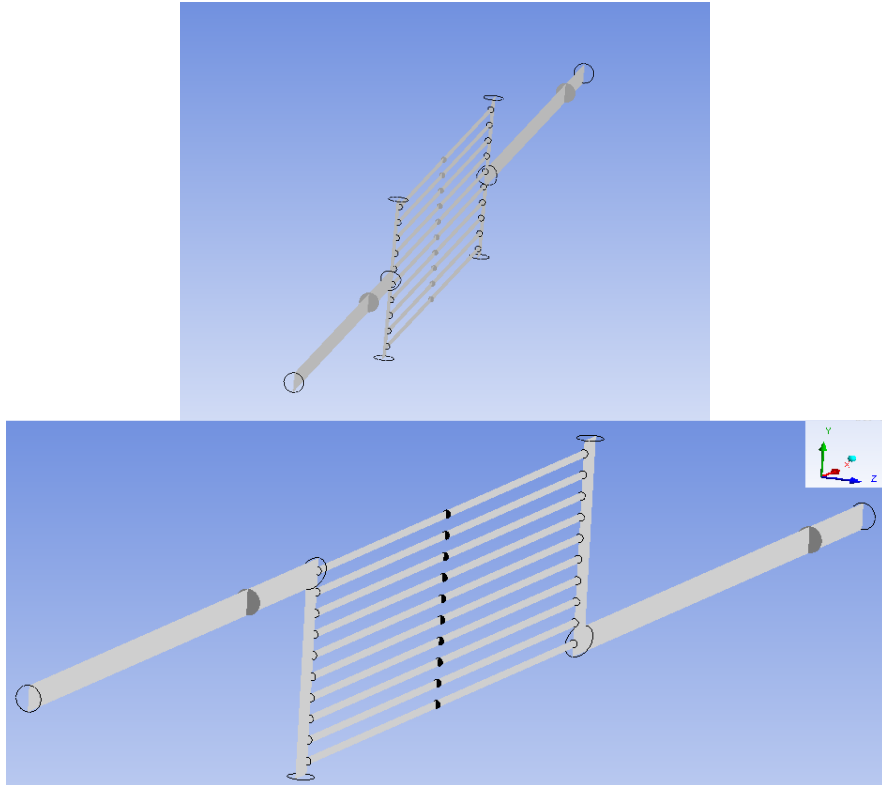


Şekil 5.25 90° köşe bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz ısı değiştiricisinde $5\text{m}^3/\text{h}$ giriş su debisi için residuallerin iterasyon sayısına göre değişimi



Şekil 5.26 T branşman bağlantılı kolektöre sahip lamelsiz ısı değıştircisinde $5\text{m}^3/\text{h}$ giriş su debisi için residuallerin iterasyon sayısına göre değışimi

Çözüm sonrası işlemler ANSYS CFD Post modülünde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada statik basınç ölçümlerinin yapıldığı kesitlere “Plane” seçeneği ile Şekil 5.23’te görüldüğü gibi yüzey oluşturulmuştur. Daha sonra bu yüzeydeki ortalama statik basınç değerini görmek için “Calculation” kısmından “Area Averaged Pressure” seçeneği seçilmiştir. Bulunan sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır.

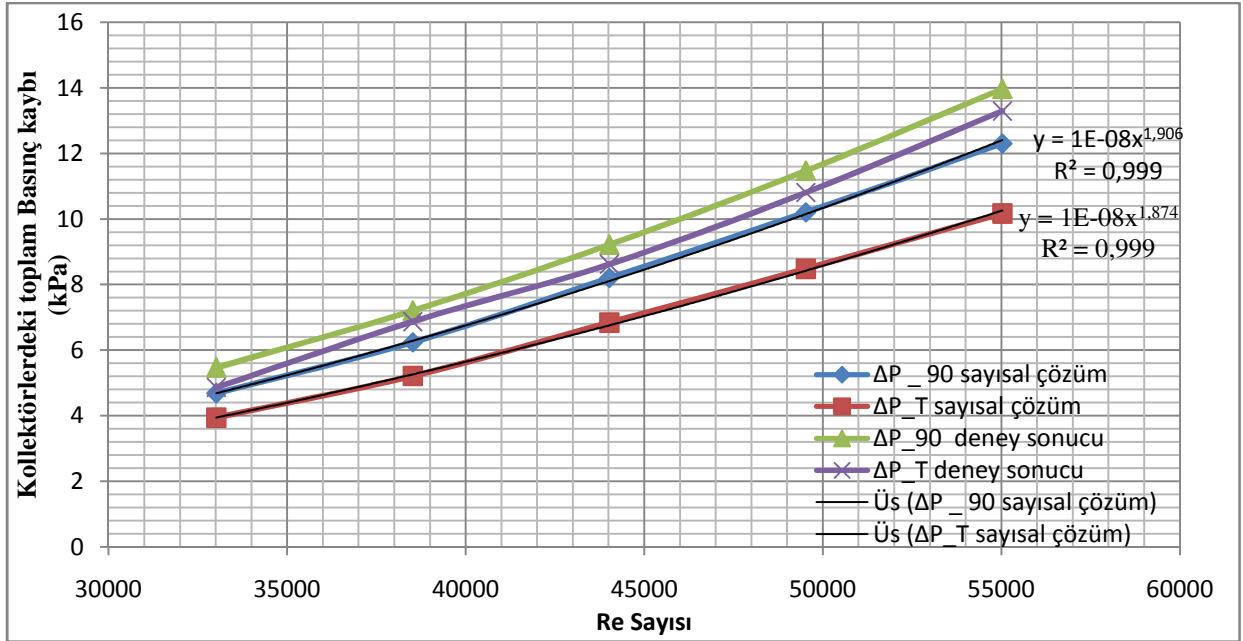


Şekil 5.27 Sonuçları okumak için oluşturulan yüzeyler

Çizelge 5.8 Deney sonuçları ile sayısal çözümün karşılaştırması

Su debisi (m ³ /h)	Giriş Hızı (m/s)	Girişteki Re Sayısı	90° Köşe Bağlantılı Modeldeki Basınç Kaybı (kPa)			T Bağlantılı Modeldeki Basınç Kaybı (kPa)		
			ΔP_{90} sayısal çözüm	ΔP_{90} deney sonucu	Sapma (%)	ΔP_T sayısal çözüm	ΔP_T deney sonucu	Sapma (%)
3	1,04	33015	4,68	5,46	-14,30	3,94	4,86	-18,93
3,5	1,21	38518	6,24	7,2	-13,33	5,21	6,87	-24,15
4	1,39	44020	8,2	9,21	-10,98	6,84	8,62	-20,63
4,5	1,55	49523	10,2	11,47	-11,04	8,48	10,81	-21,55
5	1,73	55026	12,3	13,97	-11,95	10,17	13,29	-23,49

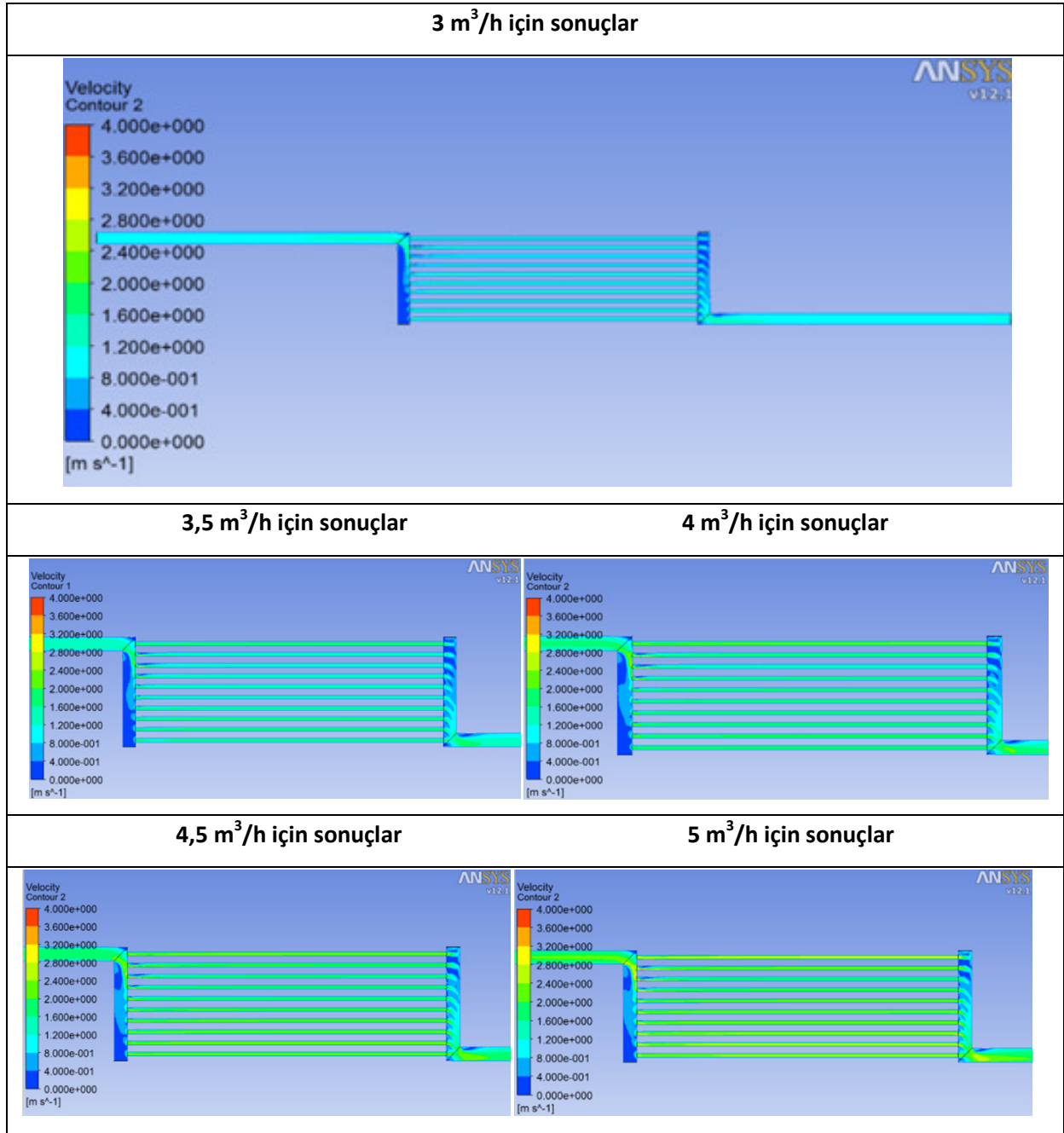
Sayısal çözüm sonuçlarında basınç değişiminin yaklaşık olarak $Re^{1,87} \sim 1,9$ bağı olarak değiştiği gözlemlenmiştir. R^2 : Regresyon sayısıdır. (Şekil 5.28)



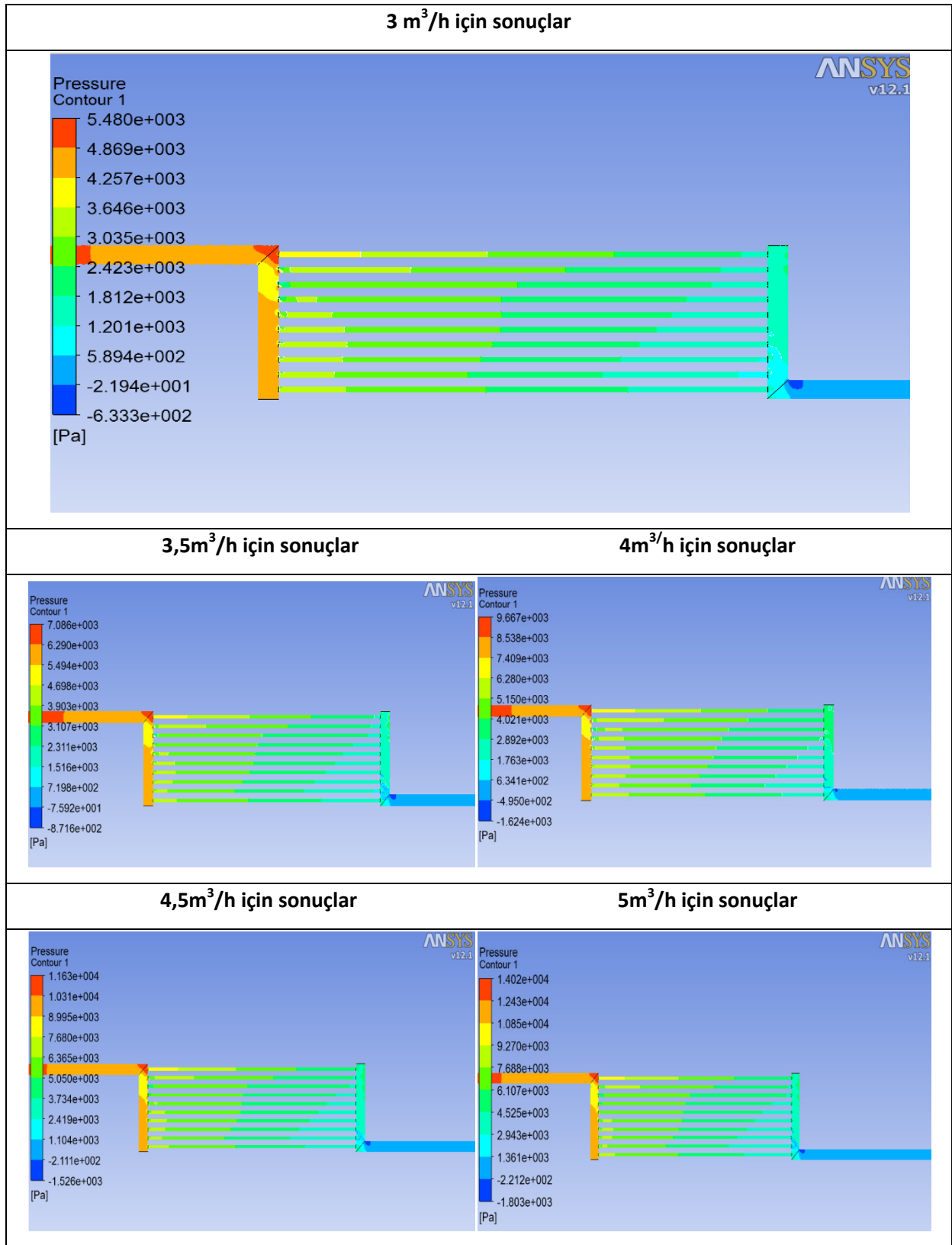
Şekil 5.28 Lamelsiz bataryada meydana gelen toplam basınç kaybının Re sayısı ile değişimi

5.3.6 90° Köşe Bağlantılı Kolektöre Sahip Lamelsiz Bataryadaki Basınç ve Hız Dağılımı

Her bir giriş debisi için hız ve basınç konturları oluşturulmuştur. Basınç değerlerini gösteren skaladaki minimum ve maksimum değerler her debi için aynı tutularak debiye göre hız ve basınç dağılımlarının nasıl değişim gösterdiği sergilenmek istenmiştir.



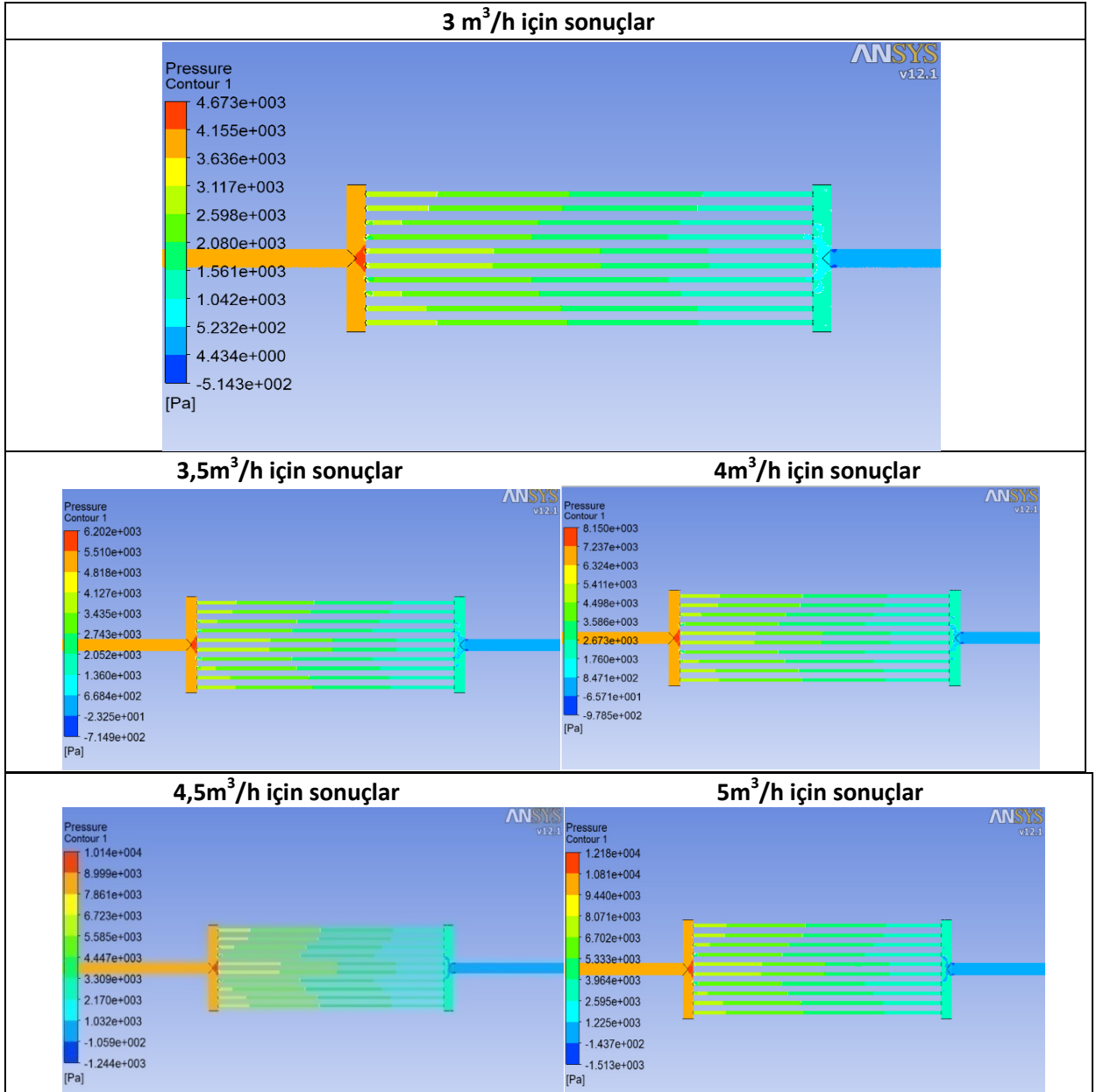
Şekil 5.29 Her bir giriş debisi için $z=0$ mm için XY düzlemindeki hız dağılımları



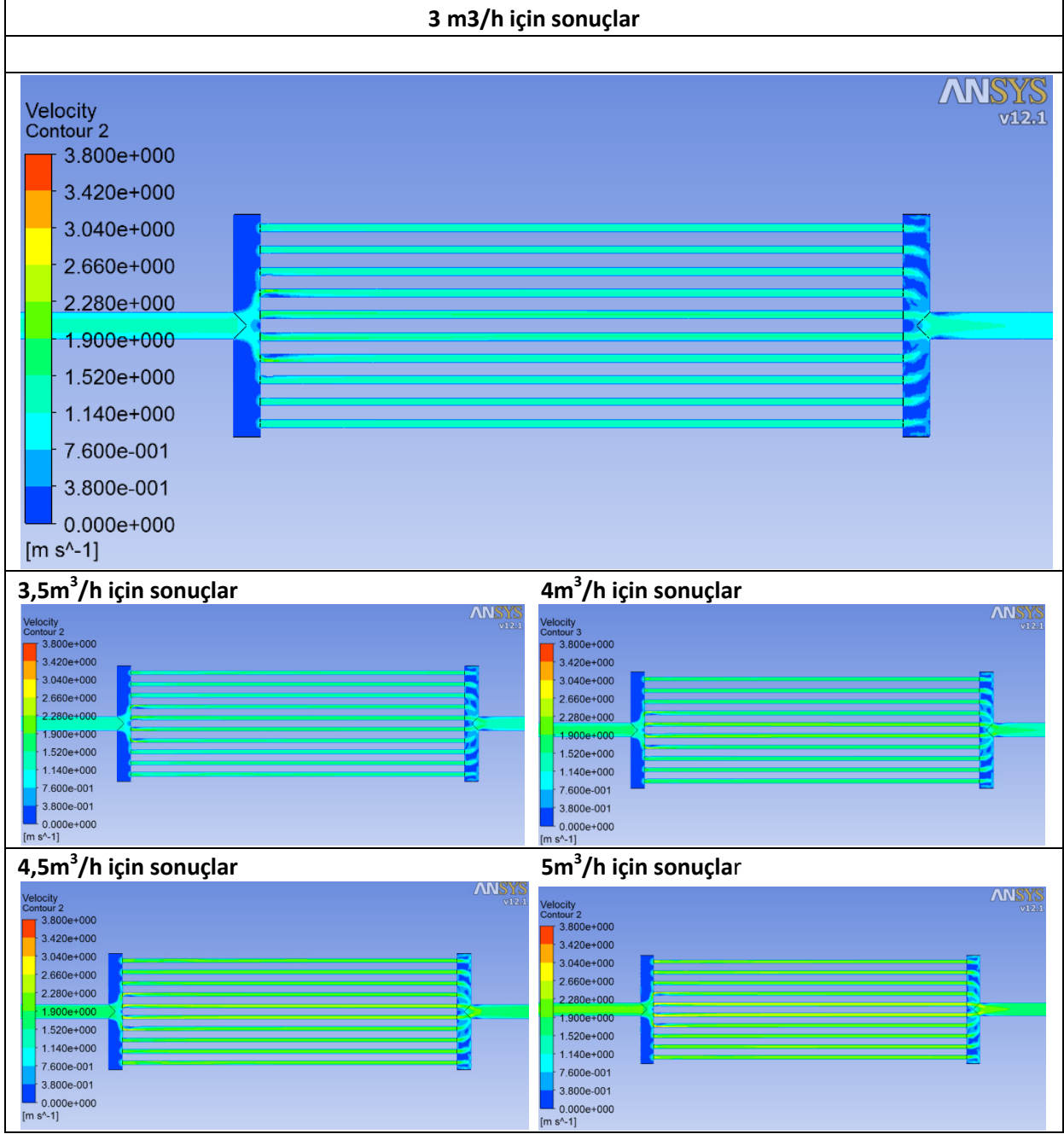
Şekil 5.30 Her bir giriş debisi için $z=0$ mm için XY düzlemindeki basınç dağılımları

5.3.7 T Branşman Bağlantılı Kolektöre Sahip Lamelsiz Bataryadaki Basınç ve Hız Dağılımı

90° Köşe Bağlantılı Kolektöre Sahip lamelsiz bataryada olduğu gibi her bir giriş debisi için hız ve basınç konturları oluşturulmuştur. Basınç değerlerini gösteren skaladaki minimum ve maksimum değerler her debi için aynı tutularak debiye göre hız ve basınç dağılımlarının nasıl değişim gösterdiği sergilenmek istenmiştir.



Şekil 5.31 Her bir giriş debisi için x=0 mm için YZ düzlemindeki basınç dağılımları

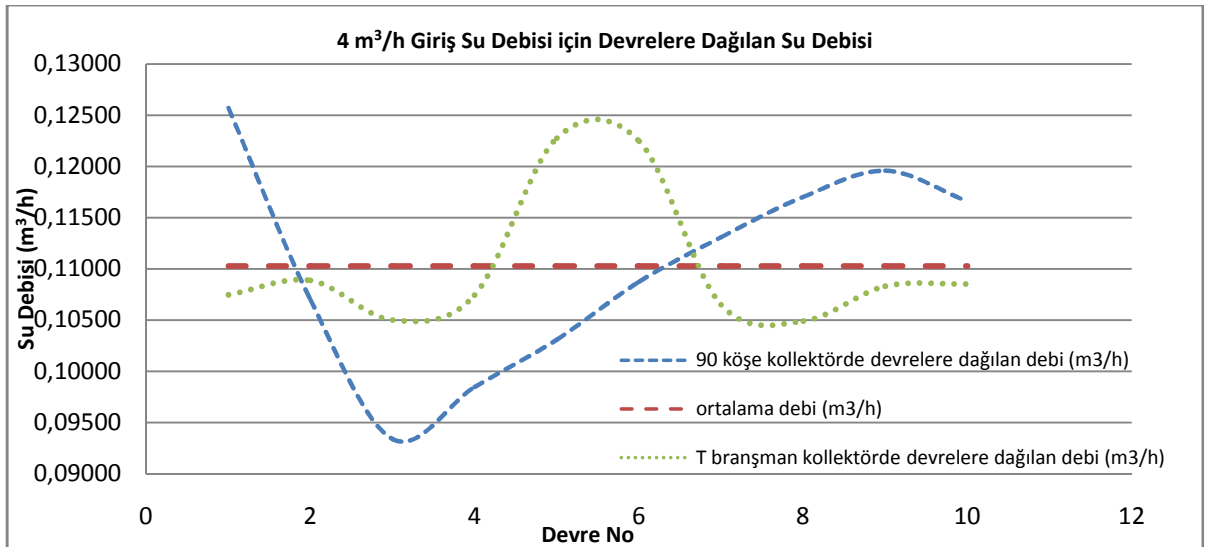
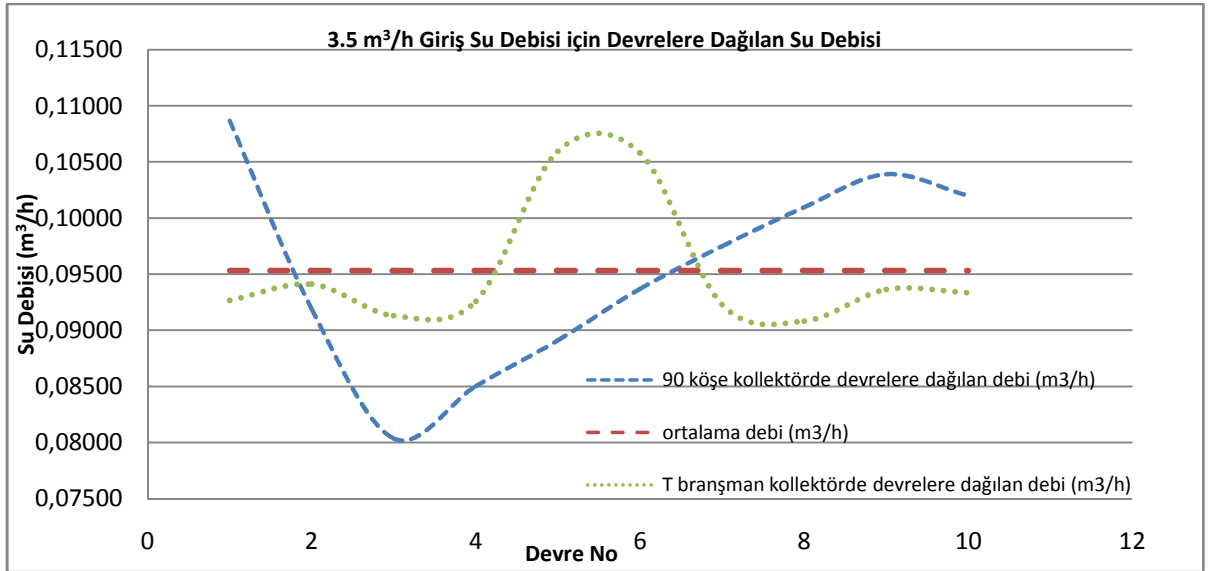
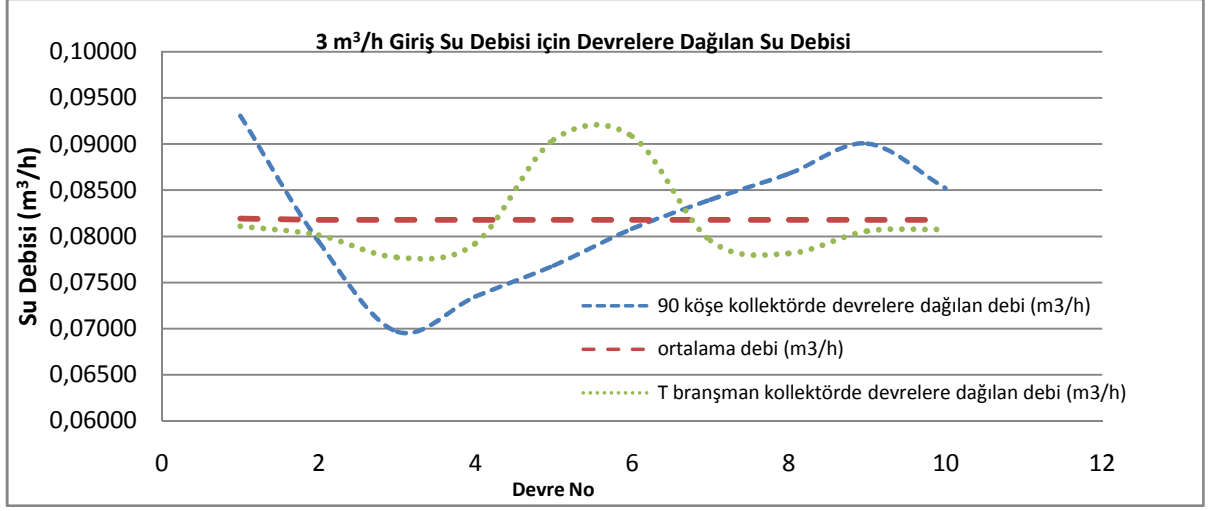


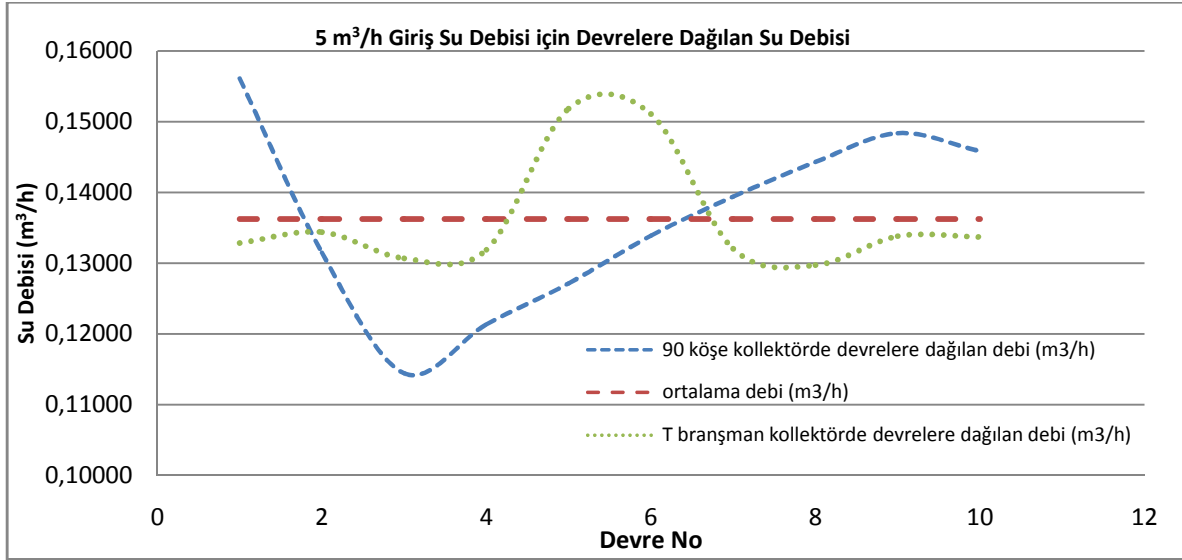
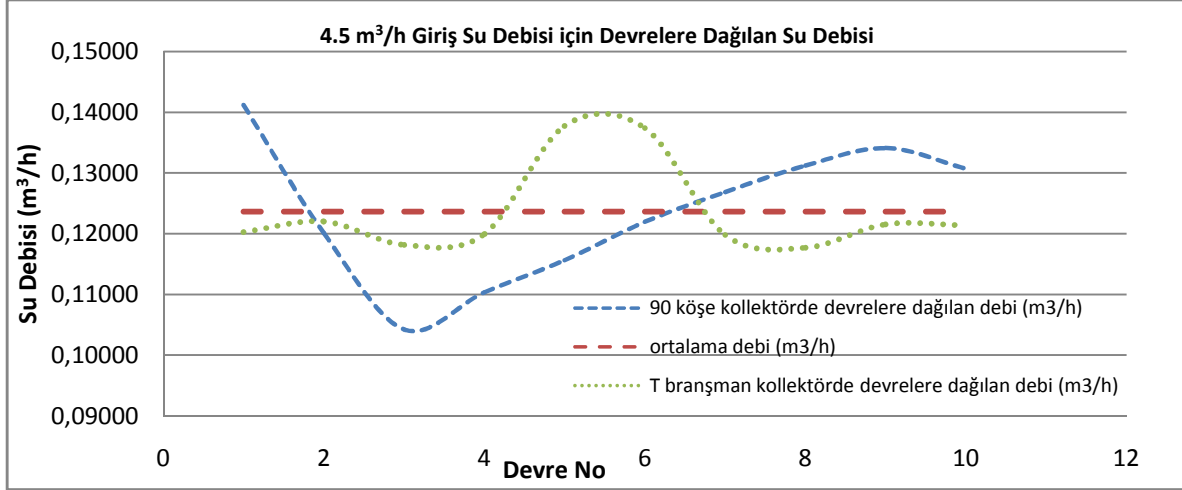
Şekil 5.32 Her bir giriş debisi için $x=0$ mm için YZ düzlemindeki hız dağılımları

5.3.8 Kolektörlerdeki Kötü Dağıtım Oranları

Sayısal çözüm sonuçlarının değerlendirildiği ANSYS CFD Post modülünde her bir bağlantı borusundan geçen su debisi miktarları okunarak giriş kolektörlerindeki akış dağılımı incelenmiştir. Isı değiştiricisinin performansının en iyi şekilde olması için kolektöre giren

akışın her bir devreye eşit miktarda dağılması istenir. Mevcut durumdaki debi dağılımı, ideal durum ile karşılaştırılarak kötü dağıtım oranlarına bakılmıştır.





Şekil 5.33 Giriş kolektörlerindeki debi dağılımı

Şekil 5.33'ten de görüleceği gibi giriş debisi değiştiğinde kötü dağıtım oranlarında bir değişiklik olmamaktadır. Grafikler incelendiğinde T branşman bağlantılı kolektörlerdeki kötü dağıtımın 90° köşe bağlantılı kolektörlerden az olduğu gözlemlenmektedir. Sayısal çözümden elde edilen verilere göre T branşman bağlantılı kolektörlerde devrelere dağılan debinin ortalama debiden sapması -4,5% ile + 10% arasında değişirken, 90° köşe bağlantılı kolektörlerdeki bu sapma -10% ile + 15% arasındadır.

6. SONUÇLAR

Hesaplama akışkanlar dinamiği (HAD) paket programı ANSYS Fluent kullanılarak T boru bağlantılarında ve kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan kolektörlerde meydana gelen basınç kaybı sayısal olarak incelendiği bu çalışmada sayısal çözüm sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sayısal modelleme sırasında akış tipine göre problem kurulumu yapılması gerektiği belirtilmiştir. Türbülanslı akışlarda özellikle seçilen türbülans modeli ve duvar yaklaşımı ile oluşturulan ağ yapısının birebir bağlantısı olduğu vurgulanmış ve oluşturulacak ağ yapılarının seçilen modele uygun olması gerektiğinden bahsedilmiştir.

T boru bağlantılarındaki basınç kayıplarının incelendiği ilk çalışmada, farklı türbülans modelleri ile gerçekleştirilen sayısal çözüm sonuçları literatürdeki deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve sonuçta RANS türbülans modellerinin oldukça iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Mesh yapısının, akış yapısına ve seçilen türbülans modellerine uygun bir şekilde oluşturulması durumunda bu tip bir uygulamamda LES gibi çok daha zaman alıcı ve zahmetli bir türbülans modeli seçmektense RANS modelleri ile daha pratik ve iyi sonuç veren bir çalışma yapılabileceği görülmüştür.

İkinci uygulamada Friterm A.Ş.'nin tesis laboratuvarında deneysel olarak basınç kayıplarının incelendiği iki farklı tipte kolektördeki akış, sayısal olarak da incelenerek sayısal çözüm sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuçta, sayısal çözümde meydana gelen basınç kayıpları deneysel sonuçlardan elde edilen basınç kayıplarının köşe bağlantılı kolektörlerde ortalama 12% altında, kurt ağzı bağlantılı kolektörlerde ise ortalama 21% altında kalmıştır. Deney sonuçları ile sayısal çözüm sonuçları arasındaki fark büyük ölçüde mesh yapısındaki ve seçilen türbülans modelindeki eksikliklerinden kaynaklanmaktadır. Bunun yanı sıra, sayısal çözümü yapılan model ideal bir modeldir; fakat kolektörler üretilirken delikleri delme ve kaynak yapma işlemleri sırasında hatalar meydana gelebilir. Bu hatalar gerçek modeli ideal modelden farklı kılmakta ve kolektörlerdeki basınç kaybını arttırmaktadır. Bu nedenle üretim hataları da fark değerlerine etki eden önemli bir faktördür.

Son olarak, sayısal çözüm sonuçlarında incelenen her iki tip giriş kolektöründeki akış dağıtım oranları incelenmiş ve sonuçta T bransman (kurt ağzı) bağlantılı kolektörlerde meydana gelen basınç kaybı ve kötü dağıtım oranının 90° köşe bağlantılı kolektörlere göre daha az olduğu gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

Abou-Haidar, N.I. ve Dixon, S.L., (1994), "Measurement of Compressible flow Pressure Losses in Wye-Junctions", J. Turbomachinery, 116: 535-541

Anderson, J. D., (1995), Computational Fluid Dynamics, McGraw Hill, New York.

Ansys Fluent 12.0 Theory Guide, (2009), Ansys Inc.

ASHRAE Standart, (2000), "Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils", American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta, GA USA

Bajura, R. A. ve Jones, E. H. Jr., (1976), "Flow Distribution Manifolds", J. Fluids Eng. ASME, 98: 654-666

Chapra, S. C. ve Canale, R. P., (2003), Mühendisler için Sayısal Yöntemler, (Çev., H. Heperkan, U. Kesgin), Literatür Yayıncılık, İstanbul.

Currie, I. G., (1993), Fundamental Mechanics of Fluids, Marcel Dekker, New York.

El-Shaboury, A.M.F., Soliman, H.M. ve Ormiston, S.J., (2003), "Performance Evaluation of Branching and Impacting Tee Junctions for Laminar Forced-Convection Applications", International J. Thermal Sciences, 42(7): 713-723

Fang, L., Yong-hao, L. ve Shi-ming, Y., (2008), "Analytical and Experimental Investigation of Flow Distribution in Manifolds for Heat Exchanger", J. Hydrodynamics, 20(2):179-185

Frank, T., Lifante, C., Prasser, H.-M. Ve Menter, F., (2009), "Simulation of Turbulent and Thermal Mixing in T-junction Using URANS and Scale-Resolving Turbulence Models in ANSYS CFX", Nuclear Eng. and Design, (baskıda)

Gan, G. ve Riffat, S.B., (2000), "Numerical Determination of Energy Losses at Duct Junctions", Applied Eng., 67(3): 331-340

Habib, M. A., Mansour R. B., Said, S. A. M., Al-Qahtani, M. S., Al-Bagawi, J. J. ve Al-Mansour, K. M., (2009), "Evaluation of Flow Maldistribution in Air-Cooled Heat Exchangers", Computers&Fluids, 38: 677-690

Incropera, F. P., Dewitt, D.P., (2006), Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, (Çev., T. Derbentli, O. Genceli, A. Güngör, A. Hepbaşlı, Z. İlken, N. Özbalta, F. Özgüç, C. Parmaksızoğlu, Y. Uralcan), Literatür Yayıncılık, İstanbul.

Kaya, F. ve Karagöz, İ., (2007), "Girdaplı Akışlarda Türbülans Modellerinin Uygunluğunun İncelenmesi", Uludağ Üni. Müh.- Mimarlık Fakültesi Dergisi, 12(1): 85-96

Oka, K. ve Ito, H., (2005), "Energy Losses at Tees With Large Area Ratios", J. Fluids Eng. ASME, 127: 110-116.

Özdemir, M.A. ve Onbaşıoğlu, S.,(2004), “F-4 Phantom Uçağının Etrafındaki Akışın HAD Analizi”, Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, Cilt 1, Sayı 4: 1-6

Perez-Garcia, J., Sanmiguel-Rojas, E., Hernandez-Grau, J. ve Viedma, A., (2006), “Numerical and Experimental Investigations on Internal Compressible Flow at T-type Junctions”, Experimental Thermal and Fluid Science, 31: 61-74

Ramamurthy, A. S., Qu, J., Vo, D. ve Zhai, C., (2006), “3-D Simulation of Dividing Flows in 90 deg Rectangular Closed Conduits” , J.Fluids Eng. ASME, 128: 1126-1129

Serre, M., Odgaard, A.J. ve Elder, R.A., (1994), “Energy Loss at Combining Pipe Junction”, J.Hydr. Eng. ASCE, 120(7):808-830

Tannehill, J. C., Anderson, D. A. ve Pletcher, R. H., (1997), Taylor&Francis, Washington

Tong, J.C.K., Sparrow, E.M. ve Abraham, J.P., (2009), “Geometric strategies for Attainment of Identical Outflows through All of the Exit Ports of a Distribution Manifold in a Manifold System”, Applied Thermal Eng., 29(17-18): 3552-3560

Versteeg, H. K., Malalasekera, W., (1995), An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Longman Scientific & Technical, Harlow.

White, F.M., (2005), Akışkanlar Mekaniği, (Çev., K. Kırkköprü, E. Ayder), Literatür Yayıncılık, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	18.02.1986	
Doğum Yeri	İstanbul	
Lise	1997-2004	Bahçelievler Adnan Menderes Anadolu Lisesi
Lisans	2004-2008	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
	Şubat-Eylül 2007	Ruhr –Universitaet Bochum Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2008-	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurumlar

2009-Devam ediyor FRITERM A.Ş.