

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TRAFO SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

ÇAĞLAR CANŞE

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. İSMAİL TEKE**

İSTANBUL, 2016

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TRAFO SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

Çağlar CANŞE tarafından hazırlanan tez çalışması 02.05.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Seyhan U. ONBAŞIOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi



Bu çalışma, Abb Elektrik A.Ş. ve tarafından desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmamda yol gösteren, eleştirileri ve önerileri ile tezimi tamamlamamı sağlayan danışman hocam Sayın Prof. Dr. İsmail Teke'ye teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması için beni destekleyen, amirim Güneş Yazıcı Ritola'ya teşekkürü borç bilirim.

Tez çalışmalarım sırasında verdiği fikirler ve yardımları dolayısıyla Özkan Altan'a teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca manevi olarak her zaman yanımda olan ve motivasyonumu istikrarlı olarak olumlu bir seviyede tutan eşim Seda Canşe'ye teşekkür ederim.

Hayatım boyunca her konuda yanımda olan, verdiğim kararları destekleyen ve bugün bulunduğum konumu borçlu olduğum sevgili aileme sonsuz şükranlarımı sunarım.

Mayıs, 2016

Çağlar CANŞE

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.1.1 Transformatörlerin Yapısı ve Çalışma Prensipleri	1
1.1.2 Transformatör Kayıpları	2
1.1.2.1 Demir Kayıpları	2
1.1.2.2 Bakır Kayıpları.....	2
1.1.3 Transformatörlerde Soğutma Çalışmaları	2
1.1.4 Sıcaklık Artış Limitleri.....	4
1.1.5 Güç Transformatörlerinde Soğutma	5
1.1.6 Soğutma Modları	6
1.1.6.1 Doğal Yağ Taşınımli Soğutma.....	6
1.1.6.2 Zorlanmış Yağ Taşınımli Soğutma	7
1.1.6.3 Yağ Yönlendirmeli Soğutma	8
1.1.7 Bir Güç Transformatöründe Soğutma Hesabı	9
1.1.7.1 Radyatör Termal Modeli.....	10
1.1.7.2 Tank Soğutması.....	12
1.1.8 İç Akış	14
1.1.8.1 Türbülanslı İç Akışta Temel Kavramlar	15
1.1.9 Duvar Cıdarı	17
1.1.10 Türbülanslı Akışta Çözüm Yaklaşımları.....	19
1.1.11 İki Paralel Levha Arasındaki Türbülanslı Akış.....	19
1.1.12 Tam Gelişmiş Akış.....	23
1.1.13 Türbülanslı Akışta Isı Transferi	25

1.1.13.1 Tam Gelişmiş Akışta Isı Transferi	26
1.2 Tezin Amacı.....	28
1.3 Hipotez.....	28
BÖLÜM 2	
AKIŞIN MODELLENMESİ	29
2.1 Teori.....	29
2.2 Sonlu Hacim Ayrıklaştırması.....	31
2.3 Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri (RANS).....	32
2.4 Sık Kullanılan Türbülans Modelleri	34
2.4.1 k-epsilon (k- ϵ) Türbülans Modeli.....	34
2.4.2 k-omega (k- ω) Türbülans Modeli.....	36
2.5 Sayısal Hesaplama	38
2.5.1 Giriş Parametreleri.....	38
2.5.2 Akış Geometrisi.....	38
2.5.3 Türbülans Modeli	41
2.5.4 Bazı Hesapsal Seçenekler.....	42
2.5.4.1 Ayrıklaştırma Şeması	42
2.5.4.2 Basınç İnterpolasyon Tekniği	43
2.5.4.3 Basınç-Hız Bağlantısı	44
2.5.5 Simülasyon Sonuçlarının Değerlendirilmesi	44
2.5.5.1 Ortalama Kesit	48
2.5.5.2 En Küçük Kesit	54
2.5.5.3 Orta Dereceli Kesit.....	57
2.5.5.4 En Büyük Kesit	60
2.5.5.5 Hesapsal Yaklaşımlar.....	63
2.5.5.6 Diğer Radyatör Grubu.....	66
2.5.6 Transformatör Gövdesinden Olan Isı Kaybı	69
2.5.6.1 Tank Duvarlarından Isı Kaybı.....	69
2.5.6.2 Transformatör Kapağından Isı Kaybı	70
2.5.7 Doğal Taşınım Maruz Kalan Kanallarda Isı Kaybı	71
2.5.8 Sonuçların Karşılaştırılması	72
2.5.9 Fanın Yukarıda Olması.....	73
2.5.10 Fanın Aşağıda Olması	78
BÖLÜM 3	
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	84
KAYNAKLAR	89
EK-A	
TRANSFORMATÖR TEST RAPORU	91
ÖZGEÇMİŞ	92

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
c_p	Özgöl ısı
c_f	Yüzey sürtünme faktörü
D	Çap
D_h	Hidrolik çap
E	Yayıcılık faktörü
f	Sürtünme faktörü
g_i	i yönündeki yerçekimi ivmesi
Gr	Grashof sayısı
k	Isı iletim katsayısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
h	Isı transfer katsayısı
h_f	Sürtünme kaybı
P	Basınç
P_b	Kaldırma kuvvetinin etkisi
P_k	Türbülans kinetik enerjisi üretimi
P_ω	Özgöl enerji yitimi üretimi
Pr	Prandtl sayısı
Pr_t	Enerji için türbülans Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
S_{ij}	Ortalama gerilme miktarı
S_k	Kullanıcı tanımlı kaynak terimi
T	Sıcaklık
V	Hız
Y_k	Türbülans enerji yitimine ait türbülans kaynaklı yitim
Y_M	Genleşmeden kaynaklı kayıp
Y_ω	Özgöl enerji yitimine ait türbülans kaynaklı yitim
U^+	Boyutsuz hız
y^+	Boyutsuz uzaklık
α	Termal yayılım katsayısı
α^*	Türbülans viskozitesini söndüren bir düzeltme katsayısı
β	Sıcaklık genleşme katsayısı
ε	Türbülans enerji yitimi
ε	Pürüzlülük

σ	Stephan-Boltzmann sabiti
ρ	Yoğunluk
u_T	Sürtünme hızı
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
μ_t	Türbülans viskozitesi
St	Stanton sayısı
C_M	Momentum eddy diffüzivitesi
C_H	Termal eddy diffüzivitesi
Q	Debi
ω	Özgöl enerji yitimi
Γ_k	Türbülans enerji yitimine ait etkin yayılma gücü
Γ_ω	Özgöl enerji yitimine ait etkin yayılma gücü
τ_w	Duvar kayma gerilmesi
σ_k	Türbülans enerji yitimine ilişkin türbülans Prandtl sayısı
σ_ω	Özgöl enerji yitimine ilişkin türbülans Prandtl sayısı
u, v, w	x, y ve z eksenleri yönündeki yerel hızlar
u', v', w'	x, y ve z eksenleri yönündeki yerel hızlar için zamanla değişen dalgalanan hız bileşenleri

KISALTMA LİSTESİ

A.P	Alt Pozisyon
CFD	Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
EBK	En Büyük Kesit
EKK	En Küçük Kesit
ODK	Orta Dereceli Kesit
ONAF	Doğal Yağ ve Zorlanmış Hava Taşınımlı
ONAN	Doğal Yağ ve Hava Taşınımlı
ORK	Ortalama Kesit
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
SST	Kayma Gerilmesi Taşınımı
Ü.P	Üst Pozisyon
5GR	5 Gruplu Ortalama Kesit

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1 Transformatör [1].....	2
Şekil 1. 2 Aktif kısım [3].....	4
Şekil 1. 3 Malzeme ömrü-sıcaklık ilişkisi [5]	4
Şekil 1. 4 Aktif kısım-radyatör grubu arası sıcaklık değişimi	5
Şekil 1. 5 Doğal yağ taşınımli soğutma [6].....	6
Şekil 1. 6 Termal mesafe oluşturulmuş sistem [6].....	7
Şekil 1. 7 Zorlanmış yağ taşınımli soğutma [6]	8
Şekil 1. 8 Yağ yönlendirmeli soğutma [6]	9
Şekil 1. 9 Radyatör grupları [7].....	10
Şekil 1.10 Radyatör [8]	10
Şekil 1.11 Radyatör soğutma hesabında kullanılan parametreler [9]	11
Şekil 1.12 Bir kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi [12]	14
Şekil 1.13 Eğimli boruda iki kesit arasındaki tam gelişmiş akışa ait denetim hacmi ...	16
Şekil 1.14 Türbülanslı sınır tabaka [17].....	18
Şekil 1.15 İki paralel levha arasındaki tam gelişmiş akış[12].....	20
Şekil 1.16 Türbülanslı akışta hız dağılımı [12].....	20
Şekil 1.17 Kanal akışı için sürtünme katsayısı [14].....	25
Şekil 1.18 Tam gelişmiş türbülanslı akışta kayma gerilimi dağılımı [14]	26
Şekil 2.1 Türbülanslı akış içerisinde anlık hız ölçümleri [15]	32
Şekil 2.2 Soğutma grubu hesaplanacak transformatörün modeli.....	38
Şekil 2.3 Radyatör grubu ölçümleri	39
Şekil 2.4 Akış hacminin geometrisi	40
Şekil 2.5 Akış hacminin ağ yapısı (Cutcell).....	40
Şekil 2.6 Duvar bölgesindeki ağ sıklığı	40
Şekil 2.7 Soğutma grubunda kullanılan fan tipi (Ziehl-Abegg) [11]	41
Şekil 2.8 Fan kesidinin radyatör plakalarındaki dağılımı	45
Şekil 2.9 Akış hacmi boyutları.....	46
Şekil 2.10 Hız girişi sınır şartı.....	46
Şekil 2.11 Duvar sınır şartı ($z=0.039$ mm).....	47
Şekil 2.12 Duvar sınır şartı ($z=0$ mm).....	47
Şekil 2.13 Atmosferik basınç sınır şartı tanımlanan yüzeyler.....	48
Şekil 2.14 Ortalama kesit yüksekliği ve konumu.....	49
Şekil 2.15 Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(ORK).....	49
Şekil 2.16 Duvardaki y^+ konturu(ORK).....	50
Şekil 2.17 z Eksenli boyunca olan u hız profili (0.1m-1m arası)(ORK).....	50
Şekil 2.18 Duvardaki ısı transfer katsayısı konturu(ORK)	51
Şekil 2.19 Isı transfer katsayısının x eksenli boyunca değişimi(ORK).....	51

Şekil 2.20	Orta kesitteki (xy düzlemi) u hızının x yönündeki değişimi(ORK)	52
Şekil 2.21	Artık değerler(ORK)	52
Şekil 2.22	Isı Transfer katsayısının iterasyonla değişimi(ORK)	52
Şekil 2.23	y^+ değerinin iterasyonla değişimi(ORK)	53
Şekil 2.24	İki duvardaki sabit sıcaklık gradyeni	53
Şekil 2.25	Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(ORK).....	54
Şekil 2.26	En küçük kesit yüksekliği ve konumu	55
Şekil 2.27	Orta kesitteki hız vektörleri(EKK).....	55
Şekil 2.28	Duwardaki y^+ konturu(EKK).....	56
Şekil 2.29	y^+ değerinin iterasyonla değişimi(EKK).....	56
Şekil 2.30	Isı transfer katsayısının iterasyonla değişimi(EKK)	57
Şekil 2.31	Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(EKK).....	57
Şekil 2.32	Orta dereceli kesit yüksekliği ve konumu.....	58
Şekil 2.33	Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(ODK).....	58
Şekil 2.34	Duwardaki y^+ konturu(ODK)	59
Şekil 2.35	y^+ değerinin iterasyonla değişimi(ODK)	59
Şekil 2.36	Isı transfer katsayısının iterasyonla değişimi(ODK).....	59
Şekil 2.37	Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(ODK)	60
Şekil 2.38	En büyük kesit yüksekliği ve konumu	60
Şekil 2.39	Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(EBK)	61
Şekil 2.40	Duwardaki y^+ konturu(EBK)	61
Şekil 2.41	y^+ değerinin iterasyonla değişimi(EBK)	62
Şekil 2.42	Isı transfer katsayısının iterasyonla değişimi(EBK)	62
Şekil 2.43	Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(EBK)	63
Şekil 2.44	Beş gruplu radyatör sistemi için akış geometrisi ölçüleri	67
Şekil 2.45	Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(5GR).....	67
Şekil 2.46	Duwardaki y^+ konturu(5GR).....	68
Şekil 2.47	y^+ değerinin iterasyonla değişimi(5GR)	68
Şekil 2.48	Isı transfer katsayısının iterasyonla değişimi(5GR).....	68
Şekil 2.49	Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(5GR)	69
Şekil 2.50	Fan kesit alanının kapsadığı kanal sayısı	71
Şekil 2.51	Orta Ortalama kesidin üst pozisyonda olması	73
Şekil 2.52	Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(Ü.P)	74
Şekil 2.53	Duwardaki y^+ konturu(Ü.P)	74
Şekil 2.54	z Eksenı boyunca olan u hız profili (0.1m-1m arası)(Ü.P).....	75
Şekil 2.55	Isı transfer katsayısının x eksenı boyunca değişimi(Ü.P).....	75
Şekil 2.56	Orta kesitteki (xy düzlemi) u hızının x yönündeki değişimi(Ü.P).....	76
Şekil 2.57	Artık değerler(Ü.P)	76
Şekil 2.58	Isı Transfer katsayısının iterasyonla değişimi(Ü.P).....	77
Şekil 2.59	y^+ değerinin iterasyonla değişimi(Ü.P)	77
Şekil 2.60	Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(Ü.P).....	78
Şekil 2.61	Ortalama kesidin alt pozisyonda olması	78
Şekil 2.62	Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(A.P)	79
Şekil 2.63	Duwardaki y^+ konturu(A.P)	79
Şekil 2.64	z Eksenı boyunca olan u hız profili (0.1m-1m arası)(A.P).....	80
Şekil 2.65	Isı transfer katsayısının x eksenı boyunca değişimi(A.P).....	80
Şekil 2.66	Orta kesitteki (xy düzlemi) u hızının x yönündeki değişimi(A.P).....	81
Şekil 2.67	Artık değerler(A.P)	81
Şekil 2.68	Isı Transfer katsayısının iterasyonla değişimi(A.P).....	82

Şekil 2.69	y^+ değerinin iterasyonla değişimi(A.P)	82
Şekil 2.70	Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(Ü.P)	83



ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1 IEC sıcaklık artış limitleri [4]	5
Çizelge 2.1 Rans tabanlı türbülans modelleri için ayrıklaştırma şemaları [15]	43
Çizelge 2.2 u hızının x eksenini boyunca orta kesitteki (xy düzlemi) değerleri	64
Çizelge 3.1 Fan alt pozisyonda iken merkezdeki u hızının x eksenine göre değerleri.....	85
Çizelge 3.2 Fan üst pozisyonda iken merkezdeki u hızının x eksenine göre değerleri.....	86
Çizelge 3.3 Fan orta konumdayken ısı transfer katsayısının x eksenine göre değerleri.....	86
Çizelge 3.4 Fan üst konumdayken ısı transfer katsayısının x eksenine göre değerleri.....	86
Çizelge 3.5 Fan alt konumdayken ısı transfer katsayısının x eksenine göre değerleri.....	87

TRAFO SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

Çağlar CANŞE

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İsmail TEKE

Günümüzde güç transformatörlerine olan talep artmakta ve bunun sonucunda bir transformatörün elektriksel özelliklerini değiştirmeden daha uzun ömürlü olmasını sağlayacak yollar aranmaktadır. Bunlardan bir tanesi de soğutma verimliliğidir. Transformatörlerde kullanılan çekirdek, bakır ve diğer yardımcı elemanlar istenmeyen kayıplar oluşturmaktadır. Bunun sonucunda meydana gelen sıcaklık artışının yağ ve yalıtım malzemesi ömrünü olumsuz etkilememesi için atık ısı bir şekilde uzaklaştırılmalıdır. Bunun da mümkün olan en düşük maliyetle yapılabilmesi için hala değişik çalışmalar yürütülmektedir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, bir güç transformatöründe kullanılan radyatör gruplarına bağlı olan fanların değişik konumları incelenerek, oluşan farklı akış karakteristiklerinin ısı transferine ne derecede etki ettiği incelenmiştir.

Tez çalışması üç ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde transformatörün genel yapısı ve soğutmasının amacından bahsedilmiş, bunu takiben de güç transformatörlerinde kullanılan değişik soğutma modları hakkında bilgi verilmiştir. En son olarak da bir transformatördeki radyatör grubunun termal çalışmasına ve bununla ilgili olarak türbülanslı iç akışa dair bilgi verilmiştir.

Çalışmanın ikinci bölümünde, bazı türbülans modellerinden ve ısı transferi incelenecek olan akış alanının modellenmesinden bahsedilmiştir. Ayrıca yapılacak olan simülasyonların mantıklı sonuç verip vermediğini anlamak için teorik olarak bazı değerler ampirik formüller yardımıyla hesaplanmıştır. Son olarak fanların değişik

konumları simüle edilerek ısı transferinin ne derecede değiştiği gözlemlenmiş ve bununla ilgili olarak üçüncü bölümde çalışmanın sonuçlarından kısaca bahsedilmiştir.

Anahtar kelimeler: Transformatör, türbölans, hava, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, iç akış, zorlanmış konveksiyon



ABSTRACT

THE STUDY OF THE TRANSFORMER COOLING SYSTEMS

Çağlar CANŞE

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. İsmail TEKE

Nowadays, the demand for power transformers have been increasing and as a result, new ways are being sought that will improve the life of the transformer without changing any electrical characteristics of it. One of those is the efficiency of cooling. Transformer members such as core, copper and other auxiliary components cause some undesired losses. Therefore, the waste heat should be removed somehow in order to prevent the rise of the temperature to negatively affect the life of the transformer oil and insulating material. To do this along with the lowest cost possible various studies are still being conducted.

In this thesis, how different flow characteristics affect heat transfer is observed by investigating various positions of fans which are mounted on the radiator groups used in a power transformer.

The thesis is composed of three main sections. In the first section, the general structure of the transformer and the purpose of the need for cooling is mentioned. Subsequently some information about different cooling methods applied to power transformers is given. Finally, thermal study of the radiator group of a transformer and in relation to this, some information about internal turbulent flow is given.

In the second section, some turbulence models and modeling of the flow field in which the heat transfer will be observed are presented. In addition, some theoretical results are obtained through ampirical formulas in order to confirm whether the simulations are sensible. Finally various positions of fans are simulated and how these positions affect

heat transfer are shown. In relation to these, the results of the study are mentioned briefly in the third section.

Keywords: Transformer, turbulence, air, computational fluid dynamics, internal flow, forced convection



GİRİŞ

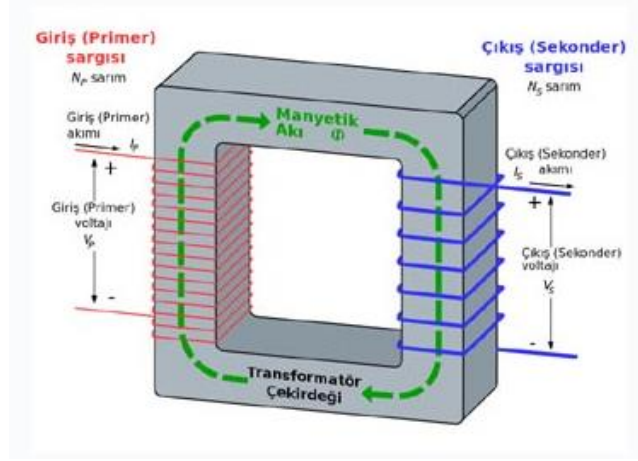
1.1 Literatür Özeti

Transformatör, alternatif akımlı sistemlerde gerilimin seviyesini manyetik indüksiyon yoluyla değiştirmeye yarayan bir elektrik aletidir. Hareketli parçası bulunmadığı için kayıplar açısından avantajlı bir yere sahiptir.

Daha çok elektrik iletim ve dağıtım hatlarında kullanılan transformatörler, kullanım amaçlarına göre yükseltici veya alçaltıcı olarak isimlendirilir. Bu hatlarda kablo ağırlıklarının ve aynı zamanda kayıpların azaltılması adına akım düşürülerek yani gerilim yükseltilerek daha küçük kesitlerde kablo kullanılır.

1.1.1 Transformatörlerin Yapısı ve Çalışma Prensibi

Transformatörler çok basit olarak, ince silisli sacların belli bir kural içinde dizilmesiyle oluşturulmuş, farklı tipte olabilen kapalı manyetik gövdeler ile bu gövdeler üzerine sarılan sargılardan oluşurlar. Dolayısıyla iki ayrı devre olarak düşünülebilen bu sargılardan birine gerilim uygulandığında, oluşacak olan manyetik alan, manyetik gövde üzerinden devresini tamamlayarak diğer sargıdan da akım geçmesini sağlayacaktır. Bu sargılar hem birbirlerinden hem de silisli sac gövdesinden yalıtılır. Yalıtkan malzemesi olarak plastik maddeler, ağaç ve karton malzemeler, krep kağıdı, pres bant gibi elemanlar kullanılır.



Şekil 1.1 Transformatör [1]

Transformatörlerde alçak ve yüksek gerilim sargılarının yanı sıra çıkış gerilimini sabit tutamayı sağlayacak ayar sargıları da kullanılır. Talep edilen güç ve çalışma şartlarına göre bir çok değişik tipte bağlantıya sahip transformatör mevcut olabilmektedir.

1.1.2 Transformatör Kayıpları

Tüm sistemlerde olduğu gibi transformatörlerde de belli kayıplar söz konusudur. Transformatörler hareketsiz olduklarından mekanik kayıplar neredeyse göz ardı edilebilir. Ancak elektriksel kayıplar önemli derecede verimi etkilemektedir. Bu kayıplar iki başlık altında incelenebilir:

1.1.2.1 Demir Kayıpları

Bu kayıplar, eddy akımlarından ve manyetik gövdenin özelliklerine bağlı olarak histerisiz etkisinden kaynaklanan kayıplardan oluşmaktadır.

1.1.2.2 Bakır Kayıpları

Transformatör sargılarının omik direncinden dolayı oluşan kayıplardır. Akımın karesiyle orantılı olarak artar.

1.1.3 Transformatörlerde Soğutma Çalışmaları

Transformatörün çekirdek (silisli sac yapısı) ve sargılardan oluşan gövdesinde (aktif kısım) yer alan yalıtım malzemelerinin (kağıt, sıkıştırılmış karton, yağ) ömürleri bir takım fiziksel ve kimyasal prosesler sonucunda yavaş, ancak sürekli bir şekilde

tükenmektedir. Bu tükenme hızını arttıran en önemli etken ise yukarıda bahsedilen ve tasarımın kaçınılmaz parçası olan kayıpların oluşturduğu sıcaklık artışıdır. Bundan dolayı, transformatörün garanti edilen ömrünü sağlamak amacıyla uygun bir dizayna ihtiyaç vardır.

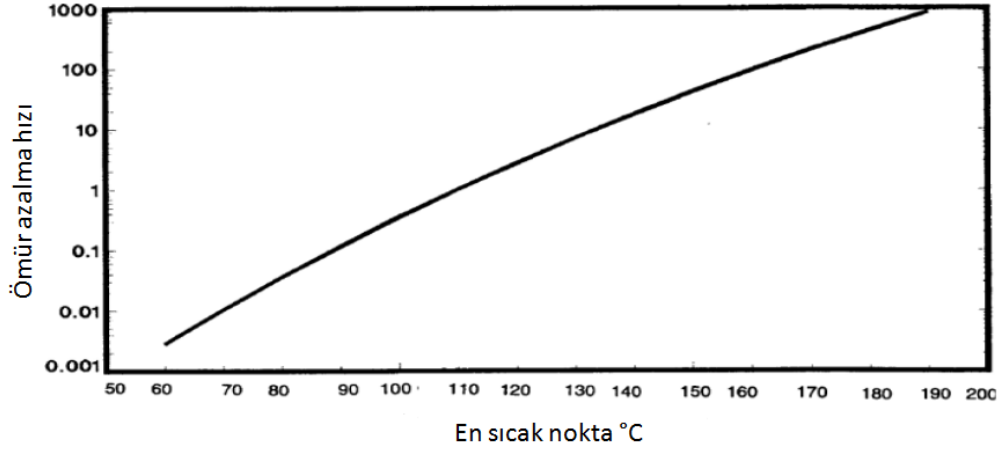
Transformatördeki en yüksek sıcaklığa sahip olan kısım, termal dizaynda kritik olan faktördür. Bu sıcaklığa "hot spot sıcaklığı" denmektedir. Bu sıcaklık, genel olarak kayıpların en fazla meydana geldiği ve geometrik olarak ölçüm kesinliğinin en iyi şekilde elde edildiği sargılarda oluşmaktadır.

Yalıtım kağıdı, uzun selüloz zincirlerden oluşmaktadır. Bu yapılar sıkıştırıldığında zaman yüklü partiküllerin hareketlerini sınırlayacak uzun patikalar oluştururlar. Dolayısıyla ark oluşmasını engelleyecek bir yalıtım bariyeri oluşmuş olur. Ancak, ani bir yıldırım darbesi veya kısa devre sonucu oluşan mekanik zorlamalar neticesinde bu yapılar ayrışmaya başlarlar ve malzeme dielektrik özelliğini kaybetmeye başlar.



Şekil 1.2 Aktif kısım [3]

Dolayısıyla kağıt yalıtımlı dizaynlarda malzeme ömrü büyük önem taşımaktadır. Aşağıdaki grafikte malzeme ömrü ve sıcaklık arasındaki ilişki gösterilmiştir.



Şekil 1.3 Malzeme ömrü-sıcaklık ilişkisi [5]

Bu nedenle sargılardaki hot spot sıcaklığını en iyi şekilde optimize edebilmek için etkin bir çalışma yapılması çok önemlidir.

1.1.4 Sıcaklık Artış Limitleri

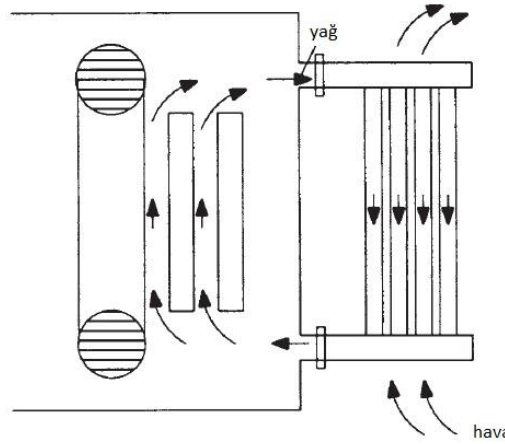
Yalıtım kağıdının yaşlanmasıyla ilgili olarak yapılan çalışmalar ve edinilen tecrübeler, kabul edilebilir sıcaklık artışlarının elde edilebilmesi için gerekli olan bazı standartlar ortaya çıkarmıştır. Bu standartlara göre ısınma testlerinde kontrol edilmesi gereken sıcaklıklar; hot spot sıcaklığı, tepe yağ sıcaklığı, dip yağ sıcaklığı ve ortalama sargı sıcaklığıdır. Hot spot sıcaklığı, ömrü belirleyen en önemli parametre olmakla beraber ölçüm yoluyla belirlenmesi en zor sıcaklıktır. Bu yüzden termal parametreler ile ilişkilendirilerek yorumlanır. Tepe yağ sıcaklığı, tankın en üst seviyesindeki yağ sıcaklığıdır. Aynı zamanda soğutuculara giriş sıcaklığı olarak da kabul edilir. Dip yağ sıcaklığı, tankın en alt seviyesindeki yağ sıcaklığıdır. Aynı zamanda soğutuculardan çıkış sıcaklığı olarak da kabul edilir. Ortalama sargı sıcaklığı ise ısınma testinden sonra elde edilen soğuma eğrisinden elde edilen bir parametredir. Aşağıda sıcaklık artış limitlerini IEC standardına göre göstermiş olan bir tablo mevcuttur.

1.1.6 Soğutma Modları

Bir önceki başlıkta bahsedilen termosifon etkisinden yola çıkılarak güç trafolarının soğutulmasında kullanılan yöntemler; doğal yağ taşınımlı, zorlanmış yağ taşınımlı ve yağ yönlendirmeli sistemler olarak gruplandırılabilir. Bu modlar arasındaki temel fark, yağın dolaşımının nasıl sağlandığından (doğal taşınım veya pompa) ve yönlendirilip yönlendirilmemesinden (tanka veya sargıların içine) ileri gelmektedir.

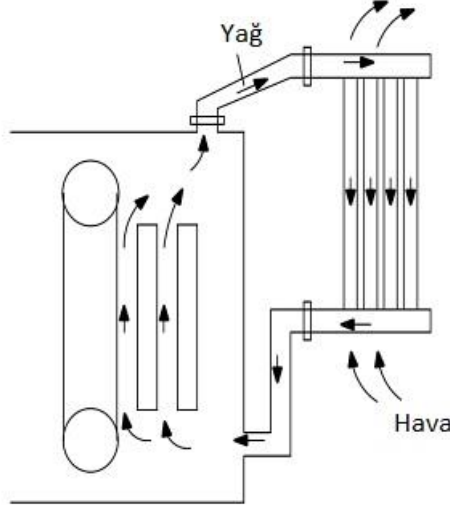
1.1.6.1 Doğal Yağ Taşınımlı Soğutma

Bu soğutma modu, termosifon modelinin bir çeşidi olarak düşünülebilir. Sargıların iç kısmında olan ve dışında kalan yağ arasındaki yoğunluk farkı sebebiyle bir basınç farkı oluşur. Bu basınç farkı, sargılar arasındaki yağın tankın tepesine doğru hareket etmesini sağlar.



Şekil 1.5 Doğal yağ taşınımlı soğutma [6]

Tanktaki yoğunluk dağılımı sabit olduğundan (sıcak üst kısım yağı ve soğuk alt kısım yağı) tanktaki sıcaklık dağılımının yükseklikle lineer olarak değiştiği kabul edilir. Sıcak tank yağı ve soğuk radyatör yağı arasındaki basınç farkı ise aktif kısmın elemanları, radyatör ve bağlantı borularında viskoziteden dolayı meydana gelen basınç düşüşü ile dengelenir. Bu modda yağ akışı sıcaklık-yoğunluk ilişkisi ile meydana geldiğinden doğal pompalı sistem olarak da adlandırılabilir. Dolayısıyla bu sistemlerde verimliliği arttıracak olan basınç farkını arttırmak için radyatörler yüksek konumda montajlanmaktadır. Bu stratejiden elde edilen dizayn parametresi, sargıların merkezi ile radyatör grubunun merkezi arasında kalan dikey mesafedir. Bu mesafeye termal mesafe denmektedir.



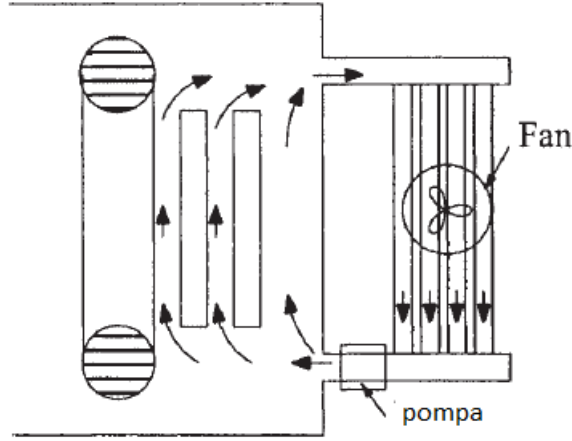
Şekil 1.6 Termal mesafe oluşturulmuş sistem [6]

Pratikte bu mesafe, yağ akış debisini arttırmak için mümkün olduğunca yüksek tutulmalıdır. Dolayısıyla bu durumu sağlamak için, uzun ve daha az radyatör kullanmak yerine kısa ve daha fazla radyatör kullanmak gerekir.

Doğal yağ taşınımlı sistemler ayrıca ONAN (oil natural air natural) olarak da adlandırılır. Eğer radyatör grubuna fan da bağlanırsa bu sisteme doğal yağ taşınımlı ve zorlanmış hava soğutmalı sistem (ONAF-oil natural air forced) adı verilir.

1.1.6.2 Zorlanmış Yağ Taşınımlı Soğutma

Doğal yağ taşınımlı modelde, sargılar içindeki yağ ile sargıların çevresindeki tank yağının sıcaklık farkından meydana gelen sargı basınç farkı maksimum seviyesinde olamamaktadır. Bunu sağlamak için tank ve soğutucu grubu arasına, sargıların çevresine yeterli miktarda soğuk yağı iletebilecek bir pompa yerleştirilir. Böylece sıcaklık farkından kaynaklanan bu basınç farkı da artacaktır. Ancak aktif kısım ile tank yağı arasındaki ısı alışverişi yine doğal konveksiyon yoluyla olacaktır.

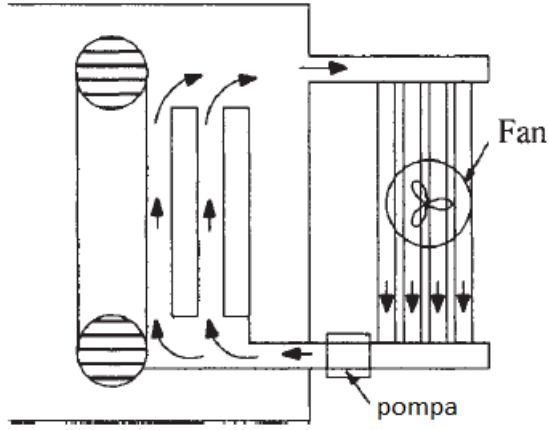


Şekil 1.7 Zorlanmış yağ taşınımı soğutma [6]

Bu sistem ile daha kompakt yapıda bir soğutucu ve aktif kısım dizaynı mümkün olduğu gibi pompa arızasının olduğu durumda verimliliğin bir hayli azalacağı dikkate alınmalıdır. Pompa kapasitesinin ayarı sargılardaki ısı transferi en verimli olacak şekilde yapılmalıdır. Gereğinden yüksek debi ayarlı sistemlerde tanka giren yağ, sargılara uğramadan direkt tankın tepe noktasına giderek tepe yağının soğumasına sebep olacak, sonuç olarak da ısı transferini olumsuz etkileyecektir. Bu yağın da sargılara girmesi ortalama sargı sıcaklığını yükseltecektir. Olması gerekenden daha küçük boyutlandırılmış bir pompa ise sargılardan geçmesi gereken debiyi sağlayamayacaktır.

1.1.6.3 Yağ Yönlendirmeli Soğutma

Bu sistemlerde yağ akışı tıpkı zorlanmış yağ taşınımı sistemlerde olduğu gibi pompa vasıtasıyla sağlanır. Buna ek olarak ise soğutucu yağ, kağıt yalıtımlı borular ile kayıpların meydana geldiği kısımlara iletilir. Bu sistemler soğutma açısından, yağ debisinin yönü kontrol edilebildiği için en verimli sistemlerdir. Tüm sargılara yağın iletilebilmesi için sargıların altında, borularla sargıları birbirine bağlayan bir basınç odası bulunur.



Şekil 1.8 Yağ yönlendirmeli soğutma [6]

Yağ yönlendirmeli sistemin bazı avantajları şunlardır:

- Kayıpları oluşturan elemanlar daha verimli şekilde soğutulabilir.
- Daha kompakt aktif kısım dizaynı mümkündür. Ayrıca soğutucu ekipmandan da tasarruf sağlanabilir.
- Yüksek akış debisi

Bazı dezavantajları ise şöyledir:

- Pompaya bağımlılık
- Beklenilmeyen bir pompa arızası sonucunda geriye çok düşük bir soğutma kapasitesi kalır. Çünkü yağın kapalı bir sistemde dolaşması gerekecektir. Zorlanmış yağ dolaşımli sistemlerde ise pompa arızası sonucunda tank içerisinde bir süre daha doğal taşınım söz konusudur.
- Bu sistemler basınç odası dolayısıyla dikeyde daha fazla alana ihtiyaç duyarlar.

1.1.7 Bir Güç Transformatöründe Soğutma Hesabı

Tank içindeki konveksiyonel akıştan dolayı, radyatörlerin tanka giriş kısmından sargıların tepe noktasına kadar olan sıcaklık profilinin tank içinde lineer olduğu kabul edilmektedir. Radyatörlerde gerekli miktarda plaka (radyatör dilimi) giriş ve çıkış borularına kaynaklanarak soğutma grubunu oluşturmaktadır. Bu plakalar birbirine paralel bir çok dikey kanal oluşturmaktadır.

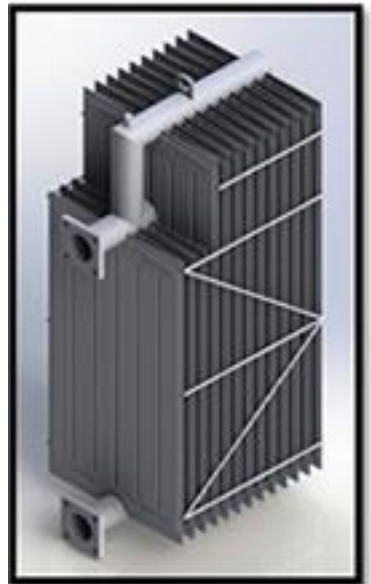


Şekil 1.9 Radyatör grupları [7]

Radyatör soğutmasının yanında, tank duvarlarında konveksiyon ve radyasyon da meydana gelmektedir. Sistemde pompa kullanılmamıştır. Bu yüzden radyatörler ve tanktaki akış laminardır. Tüm transformatör incelendiği için, sargılarda üretilen ısı ile tank ve radyatörlerden olan ısı transferinin, sürekli duruma ulaşılabilmesi için birbirleriyle bağdaşması gerekir.

1.1.7.1 Radyatör Termal Modeli

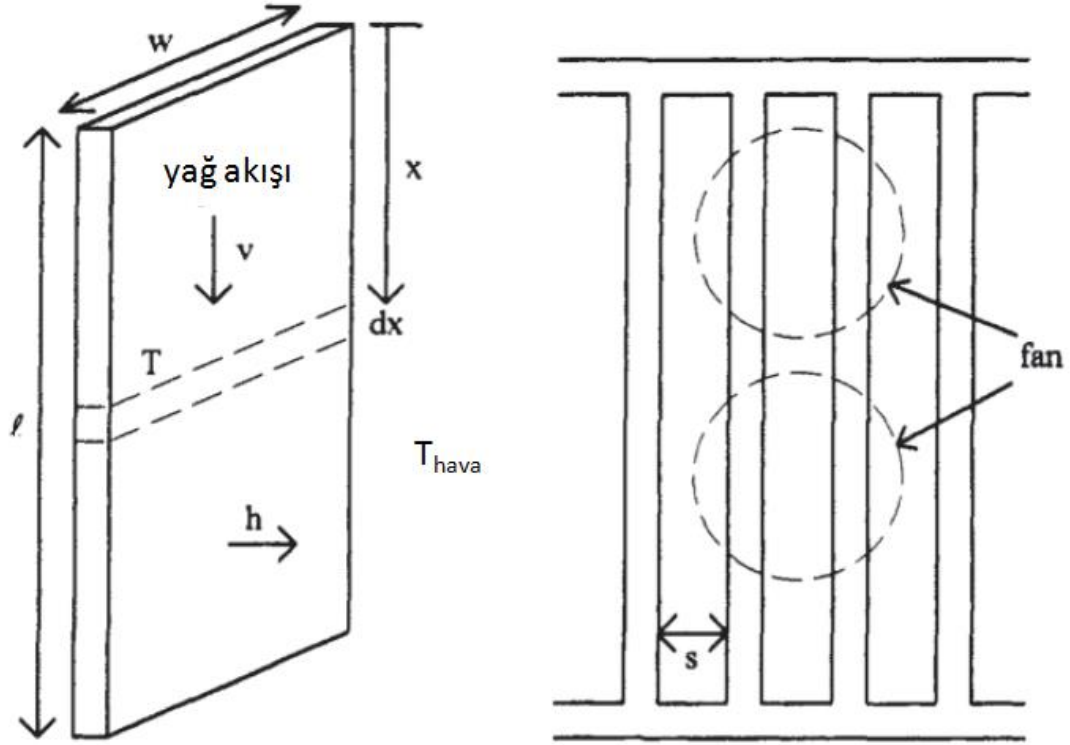
Radyatörler, dar yağ kanalları içeren dikey plaka gruplarından oluşmaktadır. Plakalar, sabit aralıklarla gruplanmış olup yukarıdan ve aşağıdan giriş ve çıkış borularına tutturulmuştur.



Şekil 1.10 Radyatör [8]

Bu radyatörlerin bağlı olduğu kollektörler, transformatör tankına borular vasıtasıyla sabitlenmiştir. Radyatör gruplarına fan bağlı olabilir.

Soğuma prosesi incelendiğinde yağ, plakalarda aşağı doğru ilerledikçe sahip olduğu ısıyı plaka yüzeyi vasıtasıyla havaya vererek sıcaklığını düşürecektir.



Şekil 1.11 Radyatör soğutma hesabında kullanılan parametreler [9]

Şekil 1.11'de, yatayda çok küçük bir dx uzunluğu ele alınırsa elde edilen yüzeyin alanı $2(wdx) = 2w\ell(dx/\ell) = 2A_s(dx/\ell)$ olur. Burada A_s plakanın tek tarafının yüzey alanıdır. ℓ plaka uzunluğu, w plaka genişliğidir. Bu yüzeydeki ısı transferi $2hA_s(T-T_{air})(dx/\ell)$ olur. Burada h ısı taşınım katsayısı, T , x yönündeki yağ sıcaklığı ve T_{air} dış ortam sıcaklığıdır. Yağın, x yönünde ilerlerken kaybettiği ısı ise $-\rho cvA_RdT$ olur. Burada v , yağ hızı ve A_R yağın aktığı kesit alanıdır. Bu ifadeler eşitlenirse;

$$\frac{2hA_s}{\rho cvA_R\ell} dx = -\frac{dT}{T-T_{air}} \quad (1.1)$$

elde edilir. h değeri ortalama sıcaklık için alınıp, sabit kabul edilmektedir. Buna göre eşitlik integre edilirse;

$$\Delta T = (T_{top} - T_{air})[1 - \exp\left(-\frac{2hA_s}{\rho cvA_R}\right)] \quad (1.2)$$

elde edilir. Burada ΔT radyatör boyunca olan sıcaklık düşüşü ve T_{top} tepe yağı sıcaklığıdır.

Yüzey ısı taşınım katsayısı h , fan kullanılıp kullanılmamasına göre değişir. Fan kullanılmadığı durumlarda, birbirleri arasında s kadar mesafe olan plaka grubu için;

$$h = \frac{k_{air}}{s} \left[\left(\frac{24}{Ra} \right)^{1.9} + \left(\frac{1}{0.62 Ra^{0.25}} \right)^{1.9} \right]^{-\frac{1}{1.9}} \quad (1.3)$$

Ra , Rayleigh sayısı olup;

$$Ra = GrPr = \frac{g \beta_{air} c_{air} \Delta T \rho_{air}^2 s^4}{k_{air} \mu_{air} l} \quad (1.4)$$

Burada havanın β , c , ρ , k ve μ özellikleri, $(T_s + T_{air})/2$ sıcaklığında hesaplanan değerlerdir. T_s , plakanın ortalama yüzey sıcaklığıdır.

Eğer sistemde fan kullanılıyorsa uzun, dar bir kanalda gerçekleşen türbülanslı akış için h değeri;

$$h = 0.023 (k_{air}/D) Re_D^{0.8} Pr^{0.33} \quad (1.5)$$

olur. Burada, hidrolik çap $D=2s$ 'tir. Re sayısı hesaplanırken kullanılacak olan v hızı, ortalama bir hızdır. Prandtl sayısı ise çalışılan sıcaklık aralığı için neredeyse sabit olup 0.71 alınabilir.

1.1.7.2 Tank Soğutması

Tank soğutması doğal konveksiyon ve radyasyon yoluyla olmaktadır. Radyatörler de bir seviyeye kadar radyasyonla soğutma yapabilir. Ancak bu soğuma konvektif soğumaya oranla çok küçüktür. Bunun sebebi tüm radyatör yüzeyinin kullanılamamasıdır. Plakalar birbirine çok yakın olduğu için her bir plakanın radyasyon enerjisi komşu plaka tarafından absorbe edilir. Dolayısıyla radyasyonla soğuma için efektif olan soğutma alanı, tankın ve radyatörlerin dış yüzeyleridir.

L yüksekliğindeki tanktan olan doğal taşınım için ısı taşınım katsayısı;

$$h_{conv,tank} = \frac{k_{air}}{L} \left[\left(\frac{2.8}{\ln \left(1 + \frac{5.44}{Ra_L^{0.25}} \right)} \right)^6 + 1.18 \times 10^{-6} Ra_L^2 \right]^{1/6} \quad (1.6)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir. Burada Ra , Rayleigh sayısı olup;

$$Ra_L = \frac{g\beta_{air}c_{air}\Delta T\rho_{air}^2L^3}{h_{air}\mu_{air}} \quad (1.7)$$

şeklinde hesaplanır. Sıcaklık bağımlı değişkenler önceki gibi $(T_s+T_{air})/2$ sıcaklığında hesaplanmakta ve $\Delta T=T_s-T_{air}$ olmaktadır. Buradaki Ra_L sayısı $1<Ra_L<10^{12}$ aralığında sınırlanmalıdır. T_s ortalama tank duvarı sıcaklığı ve T_{air} çevre hava sıcaklığıdır. Dolayısıyla tank duvarlarından konveksiyonla birim zamanda olan ısı kaybı;

$$W_{conv,tank}=h_{conv,tank}A_{conv,tank}(T_s-T_{air}) \quad (1.8)$$

olur. Burada $A_{conv,tank}$ tankın yan duvarlarının yüzey alanıdır. Tank kapağı da (1.8) eşitliğine benzer bir eşitlik ile ısı transferine katkıda bulunmaktadır. Ancak buradaki ısı taşınım katsayısı;

$$h_{conv,top}=0.15(k_{air}/B)Ra_B^{0.333} \quad (1.9)$$

olmakta ve ısı transferinde kullanılacak olan yüzey alanı da kapağın yüzey alanıdır. Buradaki Ra_B değeri, $8 \times 10^6 < Ra_B < 10^{11}$ aralığında sınırlandırılırsa standart güç transformatörleri genişlikleriyle uyumlu olacaktır. B, kapak genişliğidir. Bu değer aynı zamanda kapakla hava arasındaki taşınım katsayısı hesabı yapılırken, (1.7) eşitliğindeki L değeri yerine kullanılacaktır. Tank dip sacı ele alınırsa, toprak bir yalıtkan olarak düşünülebilir. Tanktan birim zamanda radyasyonla olan ısı kaybı Stephan-Boltzmann kanunu yardımıyla;

$$W_{rad,tank}=\sigma EA_{rad,tank}(T_{K,s}^4 - T_{K,air}^4) \quad (1.10)$$

olur. Burada $\sigma=5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ Stephan-Boltzmann sabiti, E yüzey yayıcılığı (gri boya için 0.95), $A_{rad,tank}$ radyasyon için efektif yüzey alanı, $T_{K,s}$ ortalama tank yüzey sıcaklığı (°K) ve $T_{K,air}$ çevre hava sıcaklığıdır (°K).

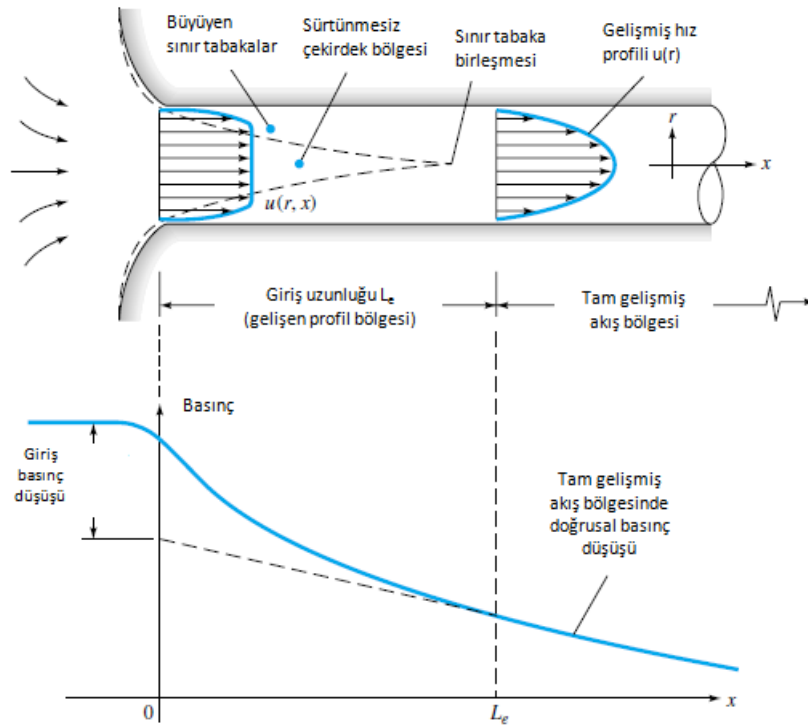
Tanktan olan toplam ısı transferi, eşitlik (1.8) ve bunun transformatör kapağına uyarlanmış hali ile eşitlik (1.10)'un toplamıdır. Bu toplam, radyatörlerden olan ısı transferine eklenerek transformatörden olan toplam ısı transferi elde edilir. Toplam radyatör ısı transferi ise bir radyatörden olan ısı transferinin toplam radyatör sayısı ile çarpımı kadardır. Denge durumu için toplam ısı transferi; aktif kısımdaki bataryalar, çekirdek ve diğer elemanlardaki toplam kayıplara eşit olmalıdır.

1.1.8 İç Akış

Şekil 1.12'de dairesel kesitli bir borudaki iç akış görülmektedir. Kaymama şartından ötürü duvar yüzeyine çok yakın bir tabakadaki akışkan partiküllerinin hızları sıfır olmaktadır. Bu tabaka aynı zamanda kendisine yakın olan diğer tabakalardaki akışkan partiküllerinin hızlarında da düşüşe sebep olur. Dolayısıyla akış debisinin sabit kalabilmesi için akışın merkezine doğru hız profili büyüyecektir.

$$Q = \int u \, dA = \text{sabit}$$

Viskoz kayma kuvvetlerinin yoğun olarak hissedildiği bölgeler sınır tabaka olarak adlandırılmaktadır. Bu etkilerin hissedilmediği ve hız profilinin üniform olarak kaldığı bölge ise sürtünmesiz çekirdek bölgesi adını almaktadır.



Şekil 1.12 Bir kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi [12]

Sınır tabakanın kalınlığı, merkez noktasına ulaştığı yere kadar akış yönünde artacaktır. Boru girişinden itibaren sınır tabakaların merkez noktasında birleştiği yere kadar olan bölge hidrodinamik giriş bölgesi olarak adlandırılır. Buradaki akış, hidrodinamik olarak gelişen akıştır. Bu bölgeden sonraki akış ise hidrodinamik olarak tam gelişmiş akıştır, ve bu bölgedeki hız profili sabit olup $u \approx u(r)$ 'dir. $x=L_e$ 'nin aşağı akım bölgesinde hız ve cidar kayma gerilmesi sabit olup basınç x ile doğrusal olarak azalır.

1.1.8.1 Türbülanslı İç Akışta Temel Kavramlar

Sonraki bölümlerde daha kapsamlı anlatılacak olan türbülanslı akışta üç bölge oluşmaktadır. Bunlar; viskoz gerilmelerin etkili olduğu cidar tabakası, türbülans gerilmelerinin hakim olduğu dış tabaka ve her iki tip gerilmenin hakim olduğu örtüşme tabakasıdır. Cidar tabakasını göz önüne alırsak;

$$u^+ = \frac{u}{u^*} = F\left(\frac{yu^*}{\nu}\right)u^* = \left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)^{1/2} \quad (1.11)$$

Bu eşitlikte u, kayma tabakası kalınlığından bağımsızdır. Dış tabakada ise moleküler viskoziteden bağımsız olup;

$$\frac{U-u}{u^*} = G\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (1.12)$$

eşitliği ile ifade edilmektedir. Denklem (1.11) cidar yasası, denklem (1.12) hız azalması yasası olarak bilinir. Bu iki yasa şekil bakımından farklıdır, ancak orta tabakada düzgün bir şekilde örtüşmelidirler. Bu tabakada hız, y ile logaritmik olarak değişirse bu şart sağlanır:

$$\frac{u}{u^*} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{yu^*}{\nu} + B \quad (1.13)$$

(1.13) eşitliği, logaritmik yasa olarak adlandırılır. Bu eşitlik, akım yönünde basıncın arttığı durumlar haricinde hemen hemen her türbülanslı akış problemini çözmek için kullanılan bir yasadır.

Basıncı, yer çekimi veya her ikisi tarafından oluşturulan bir akış göz önüne alınarak şekil 1.13'teki R yarıçaplı bir borunun geometrisi göz önüne alınsın. Burada x eksenini akış yönündeki eksen olup boru, yatayla ϕ açısını yapmaktadır. Şekil 1.13'te 1 ve 2 kesitleri arasındaki akışa bir denetim hacmi analizi uygulanırsa süreklilik denklemi;

$$Q_1=Q_2=\text{sabit} \quad \text{veya} \quad V_1 = \frac{Q_1}{A_1} = V_2 = \frac{Q_2}{A_2} \quad (1.14)$$

olur. Sürekli akıştaki enerji eşitliği, mekanik iş veya ısı geçişi olmadığından;

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} \alpha_1 V_1^2 + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} \alpha_2 V_2^2 + gz_2 + gh_f \quad (1.15)$$

şeklinde yazılabilir. Akışın tamamen gelişmiş olduğu varsayılır ve $V_1=V_2$ olduğuna göre kinetik enerji düzeltme katsayısı $\alpha_1=\alpha_2$ olur. Buradan (1.15) eşitliği;

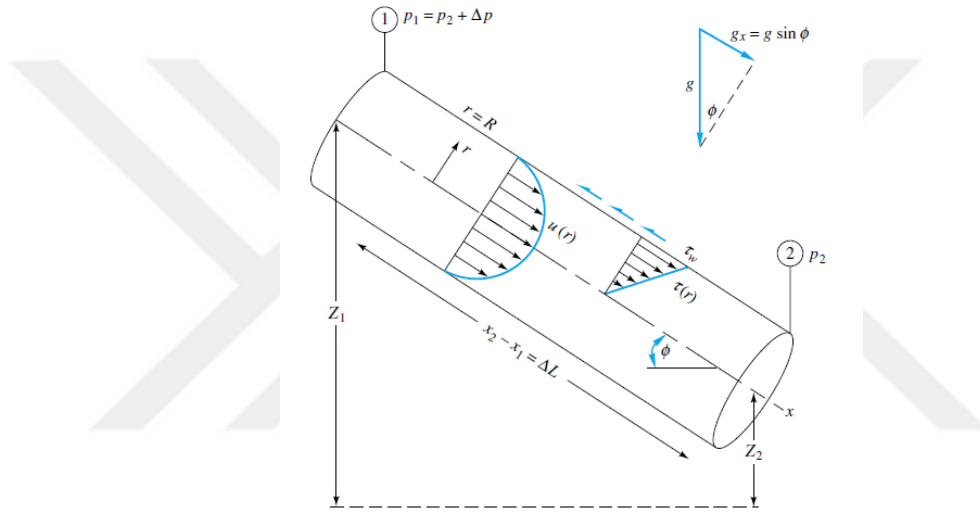
$$h_f = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) = \Delta \left(z + \frac{p}{\rho g}\right) = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (1.16)$$

haline indirgenir. Boru boyunca kinetik enerji sabit olduğuna göre h_f , yük çizgisindeki yükseklik değişimine eşit olacaktır. Buradan basınç, yer çekimi ve kayma gerilmesinden dolayı oluşan kuvvetleri kullanarak, şekil 1.13'teki denetim hacmine momentum denklemi uygulanırsa;

$$\Delta p \pi R^2 + \rho g (\pi R^2) \Delta L \sin \phi - \tau_w (2\pi R) \Delta L = \dot{m} (V_2 - V_1) = 0 \quad (1.17)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlik h_f 'yi duvardaki kayma gerilmesine ilişkilendirir:

$$\Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} = h_f = \frac{2\tau_w}{\rho g} \frac{\Delta L}{R} \quad (1.18)$$



Şekil 1.13 Eğimli bir boruda iki kesit arasındaki tam gelişmiş daimi akışa ait denetim hacmi [12]

ε , cidar pürüz yüksekliği olmak üzere;

$$\tau_w = F(\rho, V, \mu, d, \varepsilon) \quad (1.19)$$

olarak kabul edilir. Buradan;

$$\frac{8\tau_w}{\rho V^2} = f = F\left(Re_d, \frac{\varepsilon}{d}\right) \quad (1.20)$$

olduğu söylenebilir. Burada boyutsuz bir sayı olan f , Darcy sürtünme katsayısıdır. (1.18) ve (1.20) eşitlikleri birleştirilerek;

$$h_f = f \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (1.21)$$

olarak akıştaki yük kaybı belirlenebilir. Darcy-Weisbach denklemi olarak bilinen bu

eşitlik, herhangi kesitteki bir laminar veya türbülanslı akış için kullanılabilir.

1.1.9 Duvar Cıdarı

Akış alanında duvarların varlığı türbülansın durumunu etkiler. Duvar yüzeyine fazla yakın yerlerde viskoz etkiler türbülans dalgalanmalarını azaltır. Duvardan uzaklaştıkça da hız gradyeninin fazla oluşu, türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu artırır.

Duvar yüzeyine yaklaştıkça viskoz kuvvetler atalet kuvvetlerinden daha büyük değerlere ulaşabilirler. Bu bölgedeki akış, viskoz kuvvetlerden etkilenirken serbest akım parametrelerinden bağımsızdır.

Duvar yüzeyinde laminar ve türbülanslı akıştan ötürü oluşan toplam gerilmeler duvar kayma gerilmesini oluşturur. Bu eşitlik;

$$U^+ = f(y^+) \quad (1.22)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada U^+ , duvar yüzeyindeki boyutsuz hız değerini, y^+ ise duvardan boyutsuz uzaklığı temsil etmektedir:

$$U^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad (1.23)$$

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (1.24)$$

Bu eşitliklerdeki u_τ , bu bölgedeki boyut analizi ile elde edilmiş olan sürtünme hızıdır.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (1.25)$$

Denklem (1.25)'de geçen τ_w duvar kayma gerilmesi terimi;

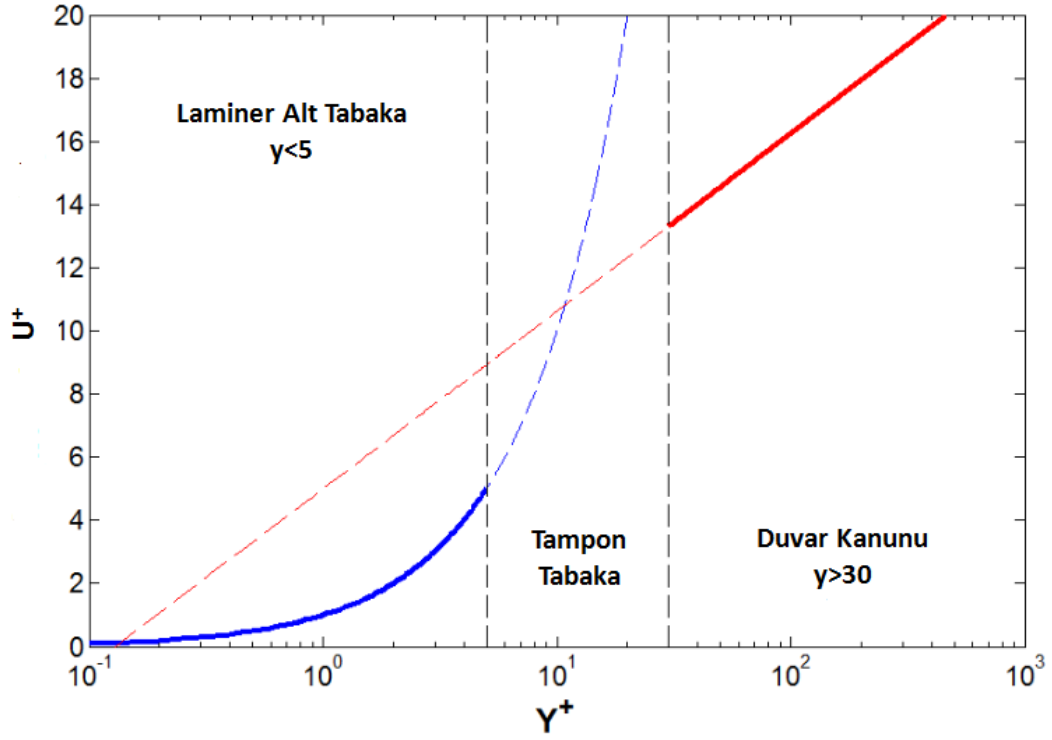
$$\tau_w = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho \cdot U^2 \quad (1.26)$$

ile ifade edilir. Denklem (1.26)'da geçen C_f yüzey sürtünme katsayısı teriminin hesabı için ampirik formüller kullanılmaktadır:

$$C_f = 0.079 \cdot Re^{-0.25} \quad (1.27)$$

$$C_f = 0.058 \cdot Re^{-0.2} \quad (1.28)$$

Denklem (1.27) ve denklem (1.28) ile verilen ve yüzey sürtünme katsayısı C_f 'nin yaklaşık hesabında kullanılan ampirik formüller sırasıyla iç ve dış akışlar içindir. Şekil 1.14'te türbülanslı sınır tabakaya ait bölgeler gösterilmiştir.



Şekil 1.14 Türbülanslı sınır tabaka [17]

Denklem (1.22) ile verilen eşitlik “Duvar kuralı” olarak bilinmektedir. Türbülanslı sınır tabaka iç ve dış katmanlar olarak ikiye ayrılır. İç katman; viskoz alt katman, logaritmik katman ve bu iki katmanı bağlayan tampon katmandan oluşmaktadır.

Yaklaşık olarak $y^+ \leq 5$ kısmı kapsayan viskoz alt katman, çok ince bir bölgedir. Bu katmanda $f(y^+) = y^+$ olmakta ve $U^+ = y^+$ eşitliği kullanılmaktadır. Logaritmik katman ise tamamen türbülansın ve buna ait gerilmelerin hakim olduğu bölgedir. Deneysel çalışmalar;

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \quad (1.29)$$

eşitliğinin bu bölgede kullanılabilirliğini ispatlamaktadır. Bu denklem logaritmik duvar denklemini olarak bilinir. Denklem (1.29)’daki B sabiti pürüzsüz yüzeyler için 5 olarak alınır. κ ile belirtilen von Karman sabiti ise yaklaşık 0.41 olarak alınır.

Logaritmik katman yaklaşık olarak $30 \leq y^+ \leq 500$ aralığında bulunmaktadır. $5 \leq y^+ \leq 30$ aralığındaki tampon katman ise hem türbülansın hem de viskoz kuvvetlerin etkisi altındadır. Dolayısıyla bu bölgede türbülanslı akış laminar akışa veya laminar akış türbülanslı akışa dönebilmektedir.

1.1.10 Türbülanslı Akışta Çözüm Yaklaşımları

Türbülanslı akışların çözümünde genel olarak diferansiyel denklem çözmek yerine logaritmik yasa kullanılarak geçerli sonuçlar alınabilmektedir:

$$\frac{u(r)}{u^*} \cong \frac{1}{\kappa} \ln \frac{(R-r)u^*}{v} + B \quad (1.30)$$

$\kappa=0.41$ ve $B=5$ değerleri yerine konularak ortalama hız için;

$$\frac{V}{u^*} \cong 2.44 \ln \frac{Ru^*}{v} + 1.34 \quad (1.31)$$

eşitliği yazılır. Bu eşitlikteki değişkenler uygun bir biçimde kendilerine denk eşitliklere çevrilip yazılırsa sürtünme katsayısı eşitliği;

$$\frac{1}{f^{1/2}} \cong 2.0 \log(Re_d f^{1/2}) - 0.8 \quad (1.32)$$

şeklinde ifade edilir. Re_d kullanılarak f değerinin hesaplanabileceği bazı yaklaşık formüller mevcuttur. Bunlardan biri;

$$f = \begin{cases} 0.316 Re_d^{-1/4}, & 4000 < Re_d < 10^5 \\ \left(1.8 \log \frac{Re_d}{6.9}\right)^{-2} & \end{cases} \quad (1.33)$$

şeklinde dir. Bu denklemden yararlanılarak yatay bir borudaki düşük Reynolds sayılı ve türbülanslı bir akış için;

$$h_f = \frac{\Delta p}{\rho g} = f \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} = 0.316 \left(\frac{\mu}{\rho V d}\right)^{1/4} \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (1.34)$$

eşitliği yazılabilir. Burada Δp , viskozite ile çok fazla değişmez. Bu, türbülanslı akışın bir karakteristiğidir. Boru içindeki türbülanslı akışta $r=0$ bölgesindeki maksimum hız;

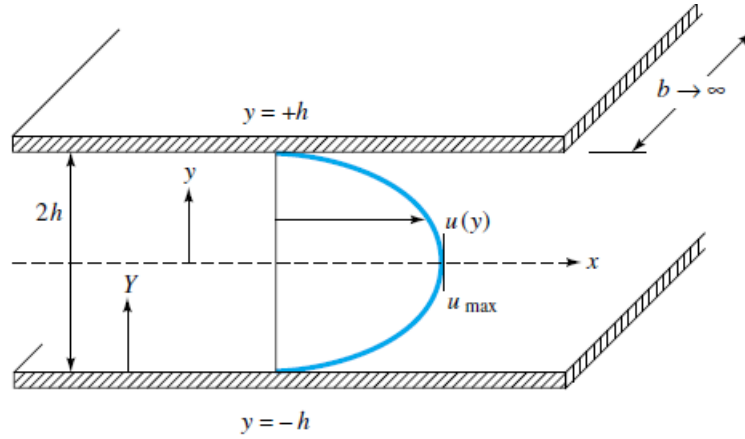
$$\frac{u_{max}}{u^*} \cong \frac{1}{\kappa} \ln \frac{Ru^*}{v} + B \quad (1.35)$$

olarak yazılır. Bu eşitlik, (1.31) eşitliği ile birleştirilerek ortalama hız ile maksimum hız arasında bir ilişki kurulabilir:

$$\frac{V}{u_{max}} \cong (1 + 1.33\sqrt{f})^{-1} \quad (1.36)$$

1.1.11 İki Paralel Levha Arasındaki Türbülanslı Akış

Paralel levhalar arasındaki türbülanslı akış için şekil 1.15'de gösterildiği gibi duvar koordinatı Y kullanılarak logaritmik yasadan faydalanılabilir.



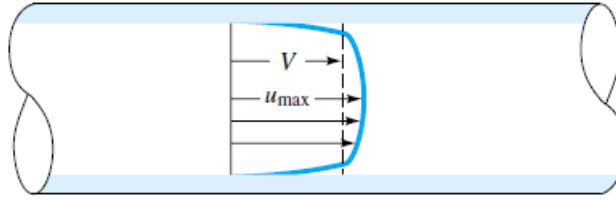
Şekil 1.15 İki paralel levha arasındaki tam gelişmiş akış [12]

$$\frac{u(Y)}{u^*} \cong \frac{1}{\kappa} \ln \frac{Y u^*}{\nu} + B \quad 0 < Y < h \quad (1.37)$$

Hız profili, şekil 1.17'deki türbülanslı boru akışına benzerdir. Ortalama hız;

$$V = u^* \left(\frac{1}{\kappa} \ln \frac{h u^*}{\nu} + B - \frac{1}{\kappa} \right) \quad (1.38)$$

ifadesi ile hesaplanabilir.



Şekil 1.16 Türbülanslı akışta hız dağılımı [12]

$V/u^* = (8/f)^{1/2}$ eşitliği kullanılarak, (1.38) ifadesinin bir paralel levha sürtünme yasasına eşdeğer olduğu görülür. Gerekli düzenlemeler yapıp, $D_h = 4h$ hidrolik çapı kullanılarak;

$$\frac{1}{f^{1/2}} = 2.0 \log(Re_{D_h} f^{1/2}) - 1.19 \quad (1.39)$$

ifadesini elde edilir. Bu eşitlik;

$$\frac{1}{f^{1/2}} = 2.0 \log(0.64 Re_{D_h} f^{1/2}) - 0.8 \quad (1.40)$$

şeklinde yeniden yazılarak türbülanslı boru akışındaki sürtünme katsayısı eşitliğine benzer bir eşitlik yazılabilir. Bu eşitlik, laminar akış için geçerli olan $f = \frac{96}{Re_{D_h}}$

formülüne uyarlandığı zaman bir efektif hidrolik çap söz konusu olur:

$$D_{\text{eff}} = 2/3 D_h \quad (1.41)$$

Bu eşitlik, türbülanslı kanal akışında sık olarak kullanılmakta ve klasik hidrolik çapa göre daha doğru sonuçlar vermektedir.

Paralel iki levha arasındaki türbülanslı akış için Reynolds denklemlerini göstermek de faydalı olacaktır. Daha önce bahsedilen Reynolds ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemleri, kolaylık olması açısından daimi, sabit yoğunluk ve sabit viskozite şartlarında incelenebilir. Kartezyen koordinatlarda süreklilik ve Navier-Stokes eşitlikleri denklem (1.42)-(1.45) arasında verilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (1.42)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \quad (1.43)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right) \quad (1.44)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right) \quad (1.45)$$

Kanaldaki ortalama akış için $\bar{u} = \bar{u}(y)$, $\bar{v} = \bar{w} = 0$ ve ortalama basıncın z ekseninin bir fonksiyonu olmadığı, Reynolds streslerinin de sadece y'nin bir fonksiyonu olduğu kabul edilmiştir. Bu hız bileşenleri (1.42) ve (1.45) arasındaki denklemlerde yerine konursa;

$$0=0, \quad 0 = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) - \rho \frac{\partial}{\partial y} (\overline{u'v'}), \quad 0 = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} - \rho \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'^2}) \quad 0 = -\rho \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'w'})$$

eşitlikleri elde edilir. Son eşitlik integre edilirse, $(\overline{v'w'}) = C$ olduğu bulunur. Tüm hız bileşenlerinin kaymama koşulundan ötürü duvarda sıfır olması gerektiğinden C sabiti sıfırdır. İkinci eşitlik integre edilirse;

$$\int_y^h -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} dy = -\int_y^h \rho \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'^2}) dy$$

elde edilir. v hız bileşenindeki dalgalanma duvarda kaybolur. Yani $\rho(\overline{v'^2})|_{y=h} = 0$ olur ve sonuç olarak;

$$\bar{p}(x, y) = \bar{p}(x, h) - \rho(\overline{v'^2}) \quad (1.46)$$

olur. Bu eşitlik, hızın y bileşeninin dalgalanmasının kanal boyunca bir basınç gradyeni oluşturduğunu gösterir. Burada, $\bar{p}(x, h)$, yukarı kanal duvarındaki basınç dağılımıdır.

Dolayısıyla aynı koşul aşağı duvarda da geçerlidir. Şu an için $(\overline{v'^2})$ 'nin kanal boyunca y yönündeki değişimini ve bunun ne derecede Reynolds sayısına bağlı olduğunu bilmek imkansızdır. Bununla birlikte uzmanlar, bunun basınç üzerindeki etkisinin çok küçük olduğunu öne sürmektedir.

Şimdi x yönündeki momentum eşitliği göz önüne alınarak;

$$0 = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) - \rho(\overline{u'v'}) \right]$$

olarak yazılır. (1.46) denklemini bu eşitliğe yerleştirilirse;

$$0 = -\frac{\partial}{\partial x} [\bar{p}(x, h) - \rho(\overline{v'^2})] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) - \rho(\overline{u'v'}) \right]$$

eşitliği elde edilir. $\bar{u}$, $(\overline{v'^2})$ ve $(\overline{u'v'})$ bileşenlerinin sadece y'nin fonksiyonu ve $\bar{p}(x, h)$ ifadesinin sadece x'in fonksiyonu olduğu hatırlanırsa $(d/dx)[\bar{p}(x, h)]$ bir sabittir. Dolayısıyla duvardaki basınç dağılımı lineerdir. Bunu ayrıca $\bar{p}(x, h) = \bar{p}(0, h) + Ax$ şeklinde yazabiliriz. Kanal uzunluğu L kabul edilirse, $\bar{p}(L, h) = \bar{p}(0, h) + AL$ olur, dolayısıyla $A = -[\bar{p}(0, h) - \bar{p}(L, h)]/L$ yazılabilir. 1 ve 2 indisleri giriş ve çıkışı belirtirse, $\bar{p}(0, h) = \bar{p}_1$ ve $\bar{p}(L, h) = \bar{p}_2$ yazılarak $A = -(\bar{p}_1 - \bar{p}_2)/L$ bulunur ve kanal duvarlarındaki basınç dağılımı;

$$\bar{p}(x, h) = \bar{p}_1 - \left[\frac{\bar{p}_1 - \bar{p}_2}{L} \right] x \quad (1.47)$$

şeklinde yazılabilir. Buradan ortalama hız profili için;

$$\frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) - \rho(\overline{u'v'}) \right] = -\left[\frac{\bar{p}_1 - \bar{p}_2}{L} \right]$$

yazılabilir. Çözümü sonuçlandırmak için $(\overline{u'v'})$ ifadesini, ortalama hız $\bar{u}$ 'ya ilişkilendirecek bir türbülans modelini kullanmak gerekir. Yıllar boyunca ampirik gözleme dayanan birçok türbülans modeli geliştirilmiştir. Bunlardan en basit olan yaklaşım eddy viskozite modelidir. Bu model;

$$-\rho(\overline{u'v'}) = \mu_T \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (1.48)$$

eşitliğinin yazılmasına olanak sağlar. Burada μ_T eddy viskozitesi olarak adlandırılır. (1.48) eşitliğini kullanarak çözüm için gerekli olan son denklem;

$$\frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right] = -\left[\frac{\bar{p}_1 - \bar{p}_2}{L} \right] \quad (1.49)$$

şeklinde yazılabilir. Artık bu problemin çözülebilmesi için $\mu_T(y)$ 'nin belirlenmesi gerekmektedir.

1.1.12 Tam Gelişmiş Akış

Hız ve sıcaklık profilinin geliştiği giriş bölgesinin uzunluğu yaklaşık olarak boru çapının 10 katıdır:

$$\frac{X}{D} \cong 10 \cong \frac{X_T}{D} \quad (1.50)$$

Bu yaklaşım, Pr değerleri 1. dereceden olan akışkanlar (hava ve su) için genelde geçerlidir. Diğer kesitlere sahip kanallar için D, kesitin kısa kenarıdır. X ve X_T değerleri, $Re_D \geq 2000$ olduğu durumlarda, laminar akışta karşılık gelen değerlerine oranla çok daha küçüktür. Aşağı akımda, akış tam gelişmiştir ve $\bar{v} = 0$, $\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} = 0$ 'dır.

Toplam kayma gerilmesi;

$$\tau_{app} = \rho(v + \epsilon_M) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (1.51)$$

olur. Burada y, duvardan olan uzaklık olup şekil 1.19'daki gibi $y = r_0 - r$ olarak bulunur. Toplam kayma gerilmesini oluşturan iki faktör, $\rho v \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$ ve $\rho \epsilon_M \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$ sırasıyla moleküler ve eddy kayma gerilmeleridir. τ_{app} , $y=0$ noktasında sıfırdır. Dolayısıyla momentum denklemi;

$$\frac{d\bar{P}}{dx} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{app}) \quad (1.52)$$

olur. Burada eşitliğin iki tarafı da bir sabit sayıya eşittir. (1.52) denklemi duvardan itibaren y mesafesine kadar integre edilirse, ve eksenel kuvvet dengesi eşitliğinden ($A \Delta P = \tau_w p L$) yararlanılırsa, τ_{app} gerilmesinin duvardan kesit eksenine doğru lineer olarak azaldığı görülür:

$$\tau_{app} = \tau_0 \left(1 - \frac{y}{r_0}\right) \quad (1.53)$$

Deneyisel çalışmalar zaman ortalamalı hız profilinin duvar kanunu ile uyum içinde olduğunu göstermiştir:

$$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.5 \quad (1.54)$$

τ_{app} yaklaşımının en büyük dezavantajı, buna göre oluşan (1.54) eşitliğindeki hız profilinin merkezde sonlu bir eğime sahip olmasıdır. Merkezde sıfır eğime sahip olan

bir profilin ampirik bir formülü Reichardt tarafından ortaya atılmıştır:

$$u^+ = 2.5 \ln \left\{ \frac{3(1+\frac{r}{r_0})}{2[1+2(r/r_0)^2]} y^+ \right\} + 5.5 \quad (1.55)$$

Sürtünme katsayısı denklem (1.26) ile verilmişti ve sürtünme hızıyla olan ilişkisi;

$$\left(\frac{\tau_0}{\rho}\right)^{1/2} = U \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} \quad (1.56)$$

ile ifade edilir. Hız eğrisine dayalı ve u^+ profilinin (1.54) eşitliği yerine $(y^+)^{1/7}$ ifadesiyle orantılı olduğu bir diğer eşitlik ise;

$$f \cong 0.078 Re_D^{-1/4} \quad (1.57)$$

şeklinde ifade edilir. Bu eşitlik Re_D sayısının 8×10^4 değerine kadar geçerli olmaktadır. Daha yüksek Re_D sayıları için ampirik bir formül;

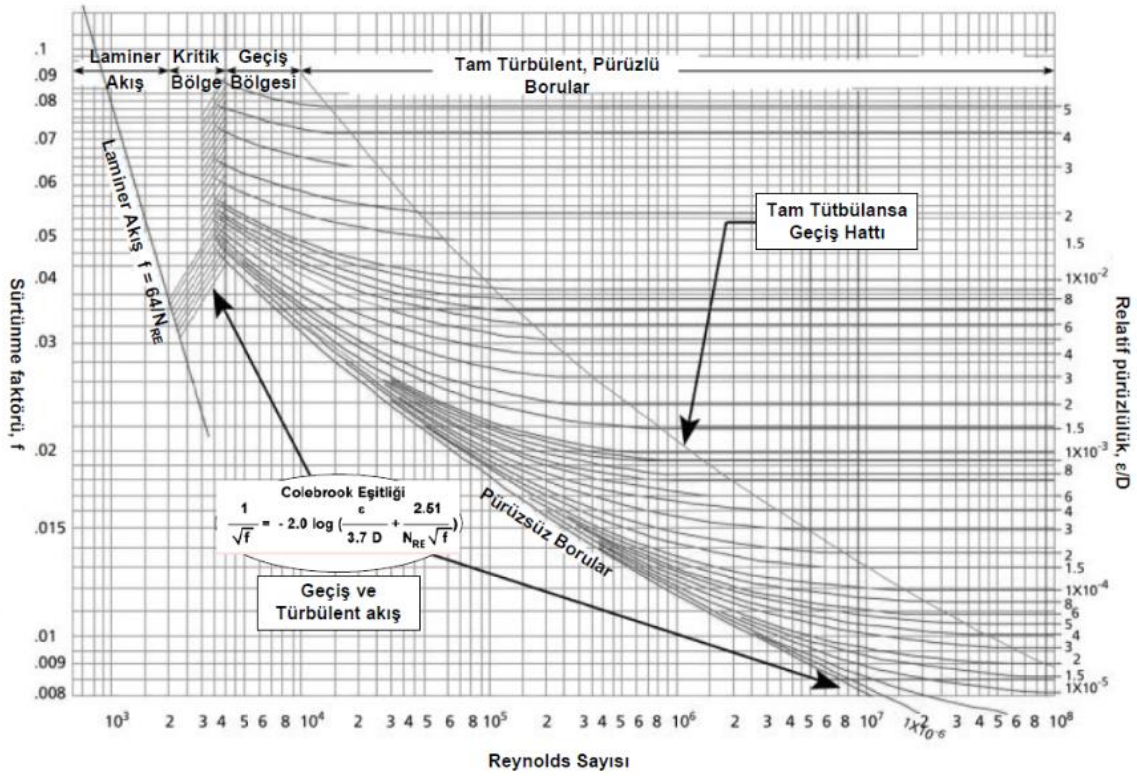
$$f \cong 0.046 Re_D^{-1/5} \quad (2 \times 10^4 < Re_D < 10^6) \quad (1.58)$$

şeklinde dir. Prandtl'in $u^+ \sim (y^+)^{1/7}$ yaklaşımının yerine duvar yasası kullanılarak elde edilen daha yaygın bir diğer eşitlik ise;

$$\frac{1}{f^{1/2}} = 1.737 \ln(Re_D f^{1/2}) - 0.396 \quad (1.59)$$

olmaktadır. Bu eşitlik Re_D sayısının 10^6 değerlerine kadar geçerli olabilmektedir. Isı transferi literatürü bu eşitliği Karman-Nikuradse ilişkisi olarak adlandırmaktadır. Bu ilişki, Moody grafiği olarak bilinen şekil 1.17'de en alttaki eğri olarak ifade edilmektedir.

Dairesel kesitli olmayan diğer kanallardaki tam gelişmiş akış için (1.59) eşitliğindeki Re_D , hidrolik çapa dayanan Re_{Dh} halini alır. Dairesel kesitli olmayan kanallarda zaman ortalamalı τ_0 , kesitin çevresi boyunca üniform değildir, bu yüzden (1.26) eşitliğindeki sürtünme katsayısındaki τ_0 , çevre ortalamalı kayma gerilmesidir.



Şekil 1.17 Kanal akışı için sürtünme katsayısı [14]

1.1.13 Türbülantlı Akışta Isı Transferi

Daha önce bahsedilen zaman ortalaması alınmış süreklilik, momentum ve enerji denklemleri, şekil 1.18'deki kanal akışı için tekrar yazılacak olursa;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \bar{v})}{\partial r} = 0 \quad (1.60)$$

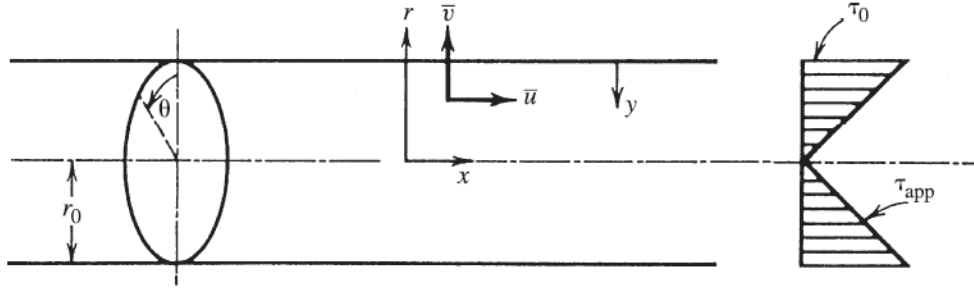
$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r (\nu + \epsilon_M) \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} \right] \quad (1.61)$$

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r (\alpha + \epsilon_H) \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} \right] \quad (1.62)$$

Burada $\frac{\partial \bar{P}}{\partial x}$, $\bar{P}(r, x) \cong \bar{P}(x)$ kabulüne dayanmaktadır. Momentum eddy difüzivitesi ve termal eddy difüzivitesi;

$$-\overline{\rho u'v'} = \rho \epsilon_M \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} \text{ ve } -\overline{\rho c_p v'T'} = \rho c_p \epsilon_H \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} \quad (1.63)$$

ile ifade edilir. Burada u' , v' ve T' eksenel hızın, radyal hızın ve yerel sıcaklığın değişken kısımlarıdır.



Şekil 1.18 Tam gelişmiş türbülanslı akışta kayma gerilimi dağılımı [14]

Eddy difüzyiveleri, momentum ve termal difüzyona dayalı moleküler difüzyon ile oluşan taşınım etkisini önemli derecede artırmaktadır.

1.1.13.1 Tam Gelişmiş Akışta Isı Transferi

Kanal yüzeyi ile tam gelişmiş akış arasındaki zaman ortalama ısı transfer katsayısının hesabı için bazı ampirik eşitlikler bulunmaktadır. Bu eşitliklerin analitik formu, momentum ve ısı transferi arasındaki ilişkiye dayanmaktadır. En eski eşitliklerden biri Prandtl'in ortaya koyduğuur:

$$St = \frac{f/2}{Pr_t + \left(\frac{\bar{u}_1}{U}\right)(Pr - Pr_t)} \quad (1.64)$$

Burada St, Pr, Pr_t sırasıyla Stanton, Prandtl ve türbülanslı Prandtl sayısıdır.

$$St = \frac{h}{\rho c_p U} Pr = \frac{v}{\alpha} Pr_t = \frac{\epsilon_M}{\epsilon_H} \quad (1.65)$$

(1.64) eşitliği $Pr \geq 0.5$ için geçerlidir. Eğer Pr_t 1 olarak kabul edilirse, $\bar{u}_1/U$ değeri ampirik bir düzeltmeyle;

$$\frac{\bar{u}_1}{U} \cong 1.5 Re_{D_h}^{-1/8} Pr^{-1/6} \quad (1.66)$$

şeklinde kabul edilir.(Hoffmann, 1937) Deneysel verilerle daha iyi sonuç veren bir diğer eşitlik ise Colburn'un 1933'de ortaya koyduğu;

$$St. Pr^{2/3} \cong f/2 \quad (1.67)$$

eşitliğidir. Bu eşitlik $Pr \geq 0.5$ için geçerli olup, değişik kesitlere ve pürüzlülük değerlerine sahip kanallar için uygulanabilir. Bu kanallarda yine hidrolik çap kullanılmalıdır. Dairesel kesitli ve pürüzsüz yüzeye sahip bir kanal için (1.67) ve (1.58) denklemleri birleştirilerek ilgili Nusselt sayısı eşitliği elde edilir:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 0.023Re_D^{4/5}Pr^{1/3} \quad (1.68)$$

Bu eşitlik $2 \times 10^4 \leq Re_D \leq 10^6$ aralığında geçerlidir. Bu eşitliğin çok kullanılan bir versiyonu Dittus ve Boelter tarafından (1930) ortaya konmuştur:

$$Nu_D = 0.023Re_D^{4/5}Pr^n \quad (1.69)$$

Bu eşitlik $0.7 \leq Pr \leq 120$ ve $2500 \leq Re_D \leq 1.24 \times 10^5$ ve $L/D > 60$ olduğu durumlar için geçerlidir. Buradaki n sayısı eğer akışkan ısıtılıyorsa 0.4, soğuyorsa 0.3 olarak alınır. Nusselt, Prandtl ve Reynolds sayılarının hesabında kullanılan tüm akışkan özellikleri T_m ortalama sıcaklığında hesaplanır. Sıcaklığın akışkan özellikleri üzerinde etkili olduğu uygulamalarda Sieder ve Tate'nin(1936) (1.68) denklemi üzerinde yaptığı modifikasyon kullanılır:

$$Nu_D = 0.027Re_D^{4/5}Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.14} \quad (1.70)$$

Bu eşitlik; $0.7 \leq Pr \leq 16700$ ve $Re_D > 10^4$ olduğu durumlar içindir. Sıcaklık bağımlı özellikler (μ_0 hariç) ortalama sıcaklık(T_m) göz önüne alınarak hesaplanır. μ_0 , duvar sıcaklığında(T_0) hesaplanır. (1.68), (1.69) ve (1.70) eşitlikleri sabit ısı akışı ve sabit sıcaklıklı kanallar için kullanılabilir. Ancak bu eşitliklerdeki hata payı %25 civarlarında olabilmektedir. Daha kesin sonuç veren eşitlikler sırasıyla Petukhov, Kirilov ve Popov tarafından geliştirilmiştir:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)Re_DPr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (1.71)$$

Burada f değeri şekil 1.18 yardımıyla hesaplanır. (1.71) eşitliği Gnielinski tarafından tekrar ele alınmış ve;

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D-10^3)Pr}{1 + 12.7 + \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (1.72)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Bu eşitlik $2300 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ ve $0.5 \leq Pr \leq 2000$ şartları için uygundur. (1.72) eşitliğinin basitleştirilmiş iki alternatifi;

$$Nu_D = 0.0214(Re_D^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \quad (1.73)$$

$$Nu_D = 0.012(Re_D^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad (1.74)$$

şeklinde dir. (1.73) eşitliği, $0.5 \leq Pr \leq 1.5$ ve $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ olduğu durumlarda,

(1.74) eşitliği ise $1.5 \leq Pr \leq 500$ ve $3 \times 10^3 \leq Re_D \leq 10^6$ olduğu durumlarda geçerlidir.

1.2 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında güç transformatörlerinde kullanılan radyatörlerdeki yağın, hava ile olan ısı transferi incelenecektir. Söz konusu transformatörde yağ sirkülasyonu doğal taşınım ile sağlanmaktadır. Bakır, çelik ve diğer kayıpların etkisiyle ısınan yağ, transformatör kazanının üst kısmından bir kollektör aracılığı ile radyatörlere giriş yapmakta ve hava ile soğuyup tekrar aynı şekilde kazana geri dönmektedir. Radyatörün dilimleri arasındaki hava hareketi fanlarla desteklenmektedir. Dolayısıyla bu dar kanallarda havanın, yaptığı akışa bağlı olarak ısı transferini etkileyebileceği düşünülmüştür. Buradan hareketle fanların radyatörler üzerindeki pozisyonları değiştirilerek oluşabilecek farklı şiddette türbülansların ısı transferini ne derecede değiştireceği incelenecektir.

1.3 Hipotez

Radyatör gruplarındaki hava akışının, değişik fan pozisyonları etkisiyle ısı transferine olan etkisi incelenecektir. Bunun için, üzerinde çalışılacak olan transformatörün testinden elde edilen ortalama radyatör giriş-çıkış sıcaklıkları ve çevre sıcaklığı kullanılarak bir radyatörün iki diliminin oluşturduğu dar kanaldaki akış Ansys Fluent programı vasıtasıyla incelenebilir. Elde edilen ısı transfer miktarı, toplam kanal sayısı ile çarpılarak ortalama bir ısı transfer miktarı hesaplanabilir. Böylece transformatör kazanının duvarlarından ve kapağından olan ısı transferi de mevcut ısı transferine eklenerek toplamda transformatörün yaklaşık olarak attığı ısı, test ile elde edilen bakır, demir ve diğer kayıpların toplamıyla karşılaştırılarak modelin doğruluğu sınanabilecektir. Eğer mevcut modelleme doğru ise aynı modelde fan pozisyonları değiştirilerek meydana gelebilecek ısı transferleri konusunda yorum yapılacaktır.

BÖLÜM 2

AKIŞIN MODELLENMESİ

2.1 Teori

Akışkanlar dinamiği, bazı ölçümler ile elde edilen ampirik ve yarı ampirik kuralları içeren bir yapı ortaya koymaktadır. Bir akışkanlar dinamiği probleminin çözümü, akışkanın sıcaklık, basınç, hız ve yoğunluk gibi özelliklerinin zamanın ve uzayın bir fonksiyonu olarak hesaplanmasına dayanır.

Akışkanlar dinamiğinin temel hareket noktası, kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu yasalarıdır. Bu üç yasa aynı zamanda akışkanlar dinamiği problemlerini çözmekte kullanılır.

Tamamen kapalı olan bir sistemin kütlesi zamanla değişmez çünkü sistemin kütlesi, sisteme herhangi bir kütle girmeden veya sistemden herhangi bir kütle çıkmadan değişmez. Bir kontrol hacmi içindeki akışkan kütlesinin değişimi, kontrol hacmine giren ve çıkan akışlar arasındaki fark kadar olmalıdır. Bu yasa “Kütlenin Korunumu Yasası” olarak bilinir ve denklem (2.1)’deki gibi ifade edilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

Sıkıştırılamaz akışlarda yoğunluğun zamana göre değişimi söz konusu olmadığından denklem (2.1)’de verilen ifadede ilk terim denklemden düşer. Yoğunluğun tüm akış boyunca sabit olması halinde denklem (2.1)’de geçen terimlerde yoğunluk ihmal edilebilir. Yoğunluğun tüm akış boyunca değişmediği kabul edilen sıkıştırılamaz akışlar için kütlenin korunumu denklem (2.2)’deki gibi ifade edilir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.2)$$

Akış daimi olsun veya olmasın denklem (2.2), sıkıştırılmaz tüm akışlar için geçerlidir.

Bir cisme küçük bir zaman aralığında, bir kuvvet etkirse o kütlenin momentumunda değişiklik meydana gelir. Newton'un ikinci yasası kütleye etkiyen net kuvvetin, kütlenin momentumundaki değişime eşit olduğunu ifade eder.

Bir kontrol hacmine etkiyen kuvvetler, bünye kuvvetleri ve basınç kuvvetleri olarak ikiye ayrılır. Basınç ve viskoz gerilmelerin toplamından ise yüzey kuvvetleri oluşmaktadır. Sabit yoğunluk ve viskoziteli Newton tipi bir akışkan için üç boyutlu diferansiyel momentum denklemleri;

$$\begin{aligned} \rho g_x \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) &= \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ \rho g_y \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) &= \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ \rho g_z \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) &= \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bu denklemler Navier-Stokes denklemleri olarak bilinmektedir. Bu denklemler en genel haliyle aşağıdaki şekliyle yazılır:

$$\rho \frac{d\vec{U}}{dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{U} + \vec{F} \quad (2.4)$$

Burada $-\nabla P$, basınç gradyenini, $\mu \nabla^2 \vec{U}$ viskozite kaynaklı kuvvetleri, $\vec{F}$ ise diğer bünye kuvvetlerini göstermektedir.

Bir sistemin iç enerjisindeki artışın miktarı, sisteme giren enerji ile sistemin çevresine verdiği iş arasındaki fark olarak tanımlanabilir. Bu kanun “Enerjinin Korunumu Kanunu” olarak bilinir. Seçilen çok küçük bir kontrol hacmi içerisine mil koyulamayacağı için mil işi yok sayılabilir. Şu halde birim zamandaki toplam enerji değişiminin eşitliği;

$$\dot{Q} - \dot{W}_v = \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho e) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \zeta) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \zeta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w \zeta) \right] \quad (2.5)$$

ile verilir. Burada $\zeta = e + \frac{p}{\rho}$ 'dur.

Bu ifade aşağıdaki biçimde daha genel haliyle yazılabilir:

$$\dot{Q} - \dot{W}_v = \left(\rho \frac{de}{dt} + U \cdot \nabla P \right) d_x d_y d_z \quad (2.6)$$

İletim ile ısı geçişi Fourier kanunu ile;

$$q = -k \cdot \nabla T \quad (2.7)$$

şeklinde ifade edilir. Burada k, ısı iletim katsayısı ifade etmektedir. Buradan birim elemandaki net ısı;

$$\dot{Q} = - \left[\frac{\partial}{\partial x} (q_x) + \frac{\partial}{\partial y} (q_y) + \frac{\partial}{\partial z} (q_z) \right] d_x d_y d_z = -\nabla \cdot q d_x d_y d_z \quad (2.8)$$

$$\dot{Q} = \nabla (k \nabla T) d_x d_y d_z \quad (2.9)$$

şeklinde yazılabilir.

Viskoz gerilmelerin birim zamanda yaptığı iş, gerilme bileşeninin, kendisiyle aynı yöndeki hız bileşeni ve eleman yüzey alanı ile çarpımına eşittir. Net viskoz iş;

$$\dot{W}_v = - \left[\frac{\partial}{\partial x} (u \tau_{xx} + v \tau_{xy} + w \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (u \tau_{yx} + v \tau_{yy} + w \tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z} (u \tau_{zx} + v \tau_{zy} + w \tau_{zz}) \right] d_x d_y d_z \quad (2.10)$$

eşitliği ile tanımlanır. Bu ifade kısaltılırsa;

$$-\nabla \cdot (U \cdot \tau_{ij}) d_x d_y d_z \quad (2.11)$$

şekline indirgenir. (2.11) ve (2.9) eşitliği, (2.6)'da yerine konursa genel enerji eşitliği;

$$\rho \frac{de}{dt} + U \cdot \nabla p = \nabla (k \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau_{ij}) \quad (2.12)$$

şeklinde yazılabilir.

2.2 Sonlu Hacim Ayırıklaştırması

Navier-Stokes veya skaler taşınım eşitliklerinin sayısal olarak çözülebilir hale getirilmesi için ayırıklaştırma işleminin yapılması gerekmektedir. Bu tez çalışmasında kullanılan Ansys Fluent CFD programı, sonlu hacim ayırıklaştırmasından yararlanmaktadır.

Akışı modelleyen taşınım denklemlerinin, sabit bir sonsuz küçük eleman alınarak, bu elemanın tüm yüzeylerinden olan momentum transferinin hesabı sonrasında konservatif diferansiyel denklemler şeklinde elde edilmesi mümkün olmaktadır. Sonlu hacim ayırıklaştırması, bu denklemlerin sonlu bir hacim boyunca integre edilmesine dayanır.

Akışın ϕ gibi bir taşınım özelliğinin konveksiyon ve difüzyon taşınım denklemi kartezyen tansör halinde;

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \rho \frac{\partial (U_j \phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (2.13)$$

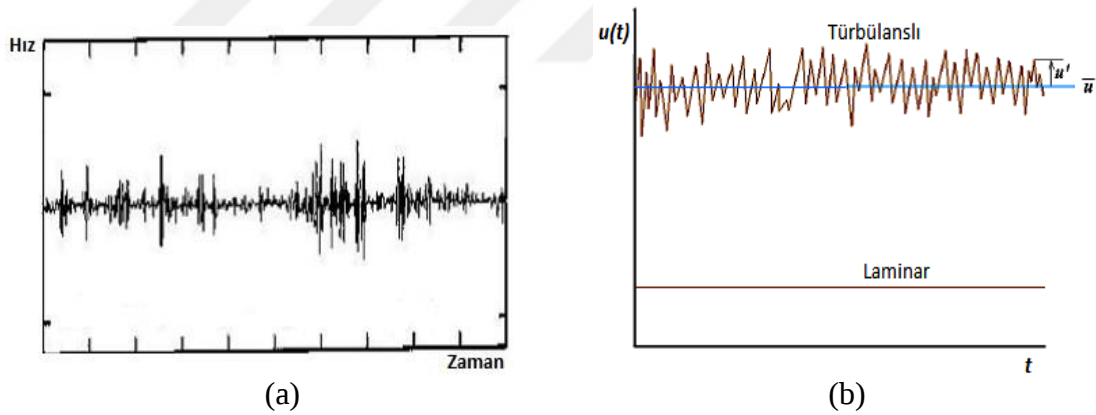
şeklinde yazılabilir. Burada; U üç yöndeki hızı, ϕ akışın herhangi bir özelliğini, Γ difüzyon katsayısını ve S kaynak terimini ifade etmektedir. Denklem daimi ve bir boyutlu formda yazılırsa;

$$\rho \frac{d(U\phi)}{dx} = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S \quad (2.14)$$

şekliyle daha basit bir şekilde gösterilebilir.

2.3 Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri (RANS)

Türbülanslı akışlarda belirli bir yönde olan akımın üzerinde küçük ölçekli ve yüksek frekanslı rastgele salınımlar da oluşabilmektedir. Bu dalgalanmaların büyüklüğü, ana akımın büyüklüğünün %5-%10'u civarındadır.



Şekil 2.1 Türbülanslı akış içerisinde anlık hız ölçümleri (a) Deneysel hız ölçümü çıktısı (b)İdealize edilmiş hali [15]

Şekil 2.1(b)'ye bakıldığında hızın zamandan bağımsız ortalaması ($\bar{u}$) ve salınan bileşeni (u') görülebilir. Türbülanslı hız alanı, hızın zamandan bağımsız ortalaması ile zamana bağlı salınan değerinin toplamı olarak ifade edilmektedir.

$$u(x,t) = \bar{u}(x) + u'(x,t) \quad (2.15)$$

Denklem (2.15)'te gösterildiği gibi aynı yöntem, hızın diğer bileşenlerine de uygulanabilir. Navier-Stokes eşitliklerindeki değişkenlerin ayrıştırılmasıyla elde edilen

bu denklem formlarına RANS (Reynolds Averaged Navier- Stokes) denklemleri adı verilmektedir. Bu yöntem kullanılarak akışkanının yoğunluk, basınç ve sıcaklık gibi diğer değişkenlerini zamandan bağımsız ortalama bileşene ve zamana bağlı salınan bileşene ayırmak mümkündür.

Denklem (2.15)'teki ifade, süreklilik denkleminde uygulanırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (2.16)$$

Bu eşitliğin ortalaması yazılırsa;

$$\overline{\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z}} = 0 \quad (2.17)$$

elde edilir. Denklem (2.17) üzerinde ilgili dönüşümler yapılmadan önce aşağıdaki kurallara değinmek gerekir:

$$\overline{\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+t_1} \frac{\partial u}{\partial x} dt = \frac{\partial}{\partial x} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+t_1} u dt = \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (2.18)$$

$$\overline{\frac{\partial u'}{\partial x}} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+t_1} \frac{\partial u'}{\partial x} dt = \frac{\partial}{\partial x} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+t_1} u' dt = 0 \quad (2.19)$$

Bu eşitlikler kullanılarak denklem (2.17) tekrar düzenlenirse süreklilik denklemini;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (2.20)$$

şeklini alır. Navier-Stokes denklemlerinin x yönündeki bileşenine ayrıştırılmış hız bileşenleri yerleştirilirse;

$$\rho \frac{\partial (\bar{u}+u')}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}+u')^2}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{u}+u')(\bar{v}+v')}{\partial y} + \frac{\partial (\bar{u}+u')(\bar{w}+w')}{\partial z} = F_x - \frac{\partial (\bar{P}+P')}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 (\bar{u}+u')}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 (\bar{u}+u')}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 (\bar{u}+u')}{\partial z^2} \right) \quad (2.21)$$

eşitliği elde edilir. Denklem (2.18) ve (2.19)'daki kurallar denklem (2.21)'e uygulanırsa;

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}\bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}'u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}\bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}'v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}\bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial z} \right) = F_x - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) \quad (2.22)$$

eşitliği bulunur. Bu eşitlik, daha basit formda yazılıp her üç yöndeki Navier-Stokes denklemlerine uygulanırsa;

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = F_x - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \bar{u}'u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}'v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial z} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = F_y - \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial z} \right) \quad (2.23)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = F_z - \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right)$$

denklemleri elde edilir. Denklem (2.23), tansör formunda aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\rho \frac{D\bar{u}_i}{Dt} = F_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 \bar{u}_i - \rho \left(\frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j} \right) \quad (2.24)$$

Bu eşitlikteki $\left(\frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j} \right)$ ifadesi Reynolds gerilmeleri terimidir. Eşitliğin sağ tarafında bulunan son 2 terim;

$$\mu \nabla^2 \bar{u}_i - \rho \left(\frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j} \right) = \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_i' u_j'}) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (2.25)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem (2.25)'te parantez içerisindeki terim toplam kayma gerilmesini ifade etmektedir:

$$\tau_{ij} = \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \quad (2.26)$$

Bu denklemde, $-\overline{u_i' u_j'}$ terimi, Reynolds gerilmesi olarak tanımlanır. Reynolds gerilme tansörünün Navier-Stokes denklemlerine yerleştirilmesiyle altı adet bilinmeyen bileşen daha ortaya çıkmaktadır. Bu altı bileşen hesaplanmadan denklem sistemi çözülememekte, ve kapalı bir sistem oluşturulması gerekmektedir. Bu noktada türbülans modelleri devreye girerek Reynolds gerilmesi $(-\overline{u_i' u_j'})$ 'nin hesaplanmasında rol oynamakta ve böylelikle denklem sisteminin kapatılarak çözümlenmesini sağlamaktadır.

2.4 Sık Kullanılan Türbülans Modelleri

2.4.1 k-epsilon (k-ε) Türbülans Modeli

k-epsilon (k-ε) türbülans modelleri, günümüzde bir çok mühendislik alanında kullanılan en yaygın türbülans modeli tiplerinden biridir. Bu modellerde Navier-Stokes denklemlerine ek olarak iki adet daha taşınım denklemi yer almaktadır. Taşınımı hesaplanan ilk skaler, türbülans kinetik enerjisi olup “k” ile gösterilir. Diğer skaler ise türbülanslı akışın kinetik enerjisindeki yitim oranı olup, türbülans enerji yitimi olarak adlandırılır ve “ε” ile gösterilir.

k-ε denklemleri birçok bilinmeyen terimler içermektedir. Daha pratik bir yaklaşım,

Lauder ve Spalding tarafından 1974 yılında geliştirilmiş ve standart k-ε modeli ismi altında kullanılmıştır. Bu model sayesinde bilinmeyen sayısı azalmakta ve türbülanslı akışın hakim olduğu birçok uygulamada kullanılabilen bir denklem sistemi oluşmaktadır.

Bu model için taşınım denklemleri incelenirse k için;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.27)$$

eşitliği, türbülans enerji yitimi (ε) için ise;

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_{3\varepsilon} P_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.28)$$

eşitliği kullanılmaktadır. Türbülans kinetik enerjisi için aşağıdaki ifade kullanılmaktadır:

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2.29)$$

Türbülans viskozitesi μ_t ise;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.30)$$

eşitliği ile hesaplanır. (2.27) ve (2.28) eşitliklerinde geçen P_k , türbülans kinetik enerjisi üretimi olup aşağıdaki eşitlikle ifade edilir:

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.31)$$

$$P_b = \mu_t S^2 \quad (2.32)$$

$$S \equiv \sqrt{2 S_{ij} \cdot S_{ij}} \quad (2.33)$$

Denklem (2.27) ve (2.28)'de geçen P_b , kaldırma kuvvetinin etkisi olup;

$$P_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.34)$$

eşitliği ile hesaplanır. g_i terimi i yönündeki yerçekimi ivmesini göstermektedir. Pr_t terimi enerji için türbülanslı Prandtl sayısı olup standart k-ε türbülans modeli için 0,85 alınmaktadır. Sıcaklık genleşme katsayısı β ;

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.35)$$

eşitliği ile ifade edilir. Denklem (2.27), (2.28) ve (2.29)'daki katsayılar;

$$C_{1\varepsilon}=1,44 \quad C_{2\varepsilon}=1,92 \quad C_{3\varepsilon}= -0,33 \quad C_\mu= 0,09 \quad \sigma_k= 1,0 \quad \text{ve} \quad \sigma_\varepsilon= 1,3$$

olarak alınmaktadır. Denklem (2.27)'de geçen Y_M terimi genişmeden kaynaklı kayıp olarak ifade edilir ve sıkıştırılabilir akışta önemli bir faktördür.

Standart k-ε türbülans modeli, eddy viskozitesini izotropik olarak kabul etmesine rağmen bu durum çoğu akışta geçerli değildir. Dolayısıyla k-ε türbülans modeli; akış ayrılması, ters basınç gradyenli akışlar, dönen akışlar gibi durumlarda çok doğru sonuçlar verememektedir.

2.4.2 k-omega (k-ω) Türbülans Modeli

k-ω türbülans modelleri, özellikle karmaşık geometrilere sahip durumlar içeren havacılıktaki uygulamalar için geliştirilmiştir.

Standart k-ω türbülans modeli, Wilcox tarafından 1998 yılında geliştirilen k-ω modelini ifade etmektedir. Standart k-ω türbülans modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve özgül enerji yitimi (ω)'nin taşınımını içeren ampirik bir modeldir.

Türbülans kinetik enerjisi (k) için taşınım denklemi;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - Y_k + S_k \quad (2.36)$$

olmakta, özgül enerji yitimi (ω) için ise taşınım denklemi;

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + P_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (2.37)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Denklem (2.36) ve (2.37)'de yer alan P_k terimi, türbülans kinetik enerji (k) üretimi, P_ω terimi, özgül enerji yitimi (ω) üretimi, Γ_k ve Γ_ω terimleri ise sırasıyla türbülans enerji yitimi (k) ve özgül enerji yitimine (ω) ait etkin yayılma gücü terimlerini göstermektedirler. Y_k ve Y_ω terimleri ise türbülans enerji yitimi (k) ve özgül enerji yitimine (ω) ait türbülans kaynaklı yitimlerdir.

Etkin yayılma gücü terimleri Γ_k ve Γ_ω aşağıdaki eşitliklerle hesaplanmaktadır:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.38)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.39)$$

Denklem (2.38) ve (2.39)'da geçen σ_k ve σ_ω terimleri; türbülans enerji yitimi (k) ve

özgül enerji yitimine (ω) ilişkin türbülanslı Prandtl sayısıdır. Türbülans viskozitesi μ_t , k ve ω 'ya bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (2.40)$$

α^* katsayısı düşük Reynolds sayılı akışlarda türbülans viskozitesini sönmleme görevi gören bir düzeltme katsayısıdır. P_k türbülans kinetik enerjisinin (k) üretimi olup;

$$P_k = \mu_t S^2 \quad (2.41)$$

şeklinde hesaplanır. Özgül enerji yitimi (ω) üretimi P_ω ise;

$$P_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} P_k \quad (2.42)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanır.

Standart k - ϵ ve k - ω türbülans modelleri üzerine bir çok çalışma yapılmış ve bu modellerin sahip olduğu bir takım dezavantajlar, bazı yeni terimler ve düzeltme faktörleri eklenerek giderilmeye çalışılmıştır. Sonuç olarak bu modeller üzerine, temel yapıları aynı kalacak şekilde yeni modeller kurulmuştur. Bu tez çalışması için sık kullanılan türbülans modellerinin ana hatları gösterilmiş olup, daha fazla detaya girilmesine gerek yoktur.

2.5 Sayısal Hesaplama

2.5.1 Giriş Parametreleri

Transformatörün ısınma testinde ölçülen ortalama değerler şu şekildedir:

Ortam sıcaklığı: 26°C

Tepe yağı sıcaklığı: 83°C

Ortalama radyatör giriş sıcaklığı: 87°C

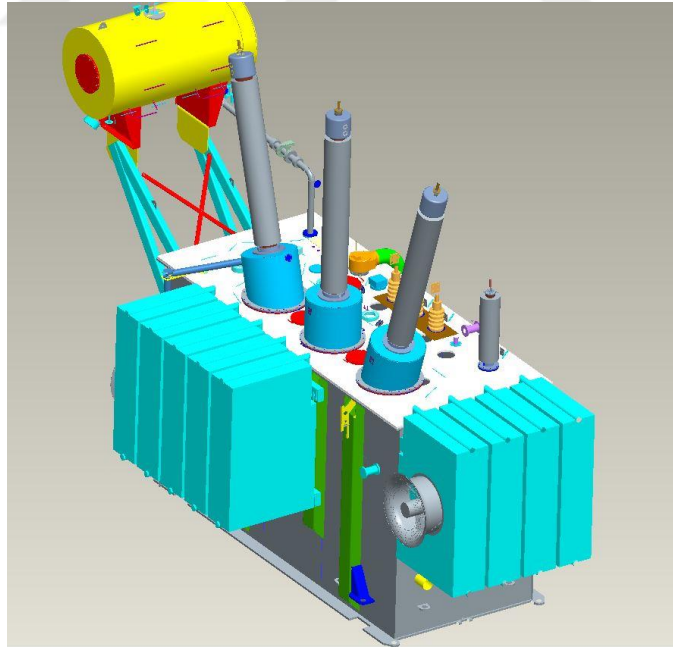
Ortalama radyatör çıkış sıcaklığı: 61°C

Transformatörün yükte toplam kaybı: 215 kW

Nominal fan debisi: 2.7 m³/s

2.5.2 Akış Geometrisi

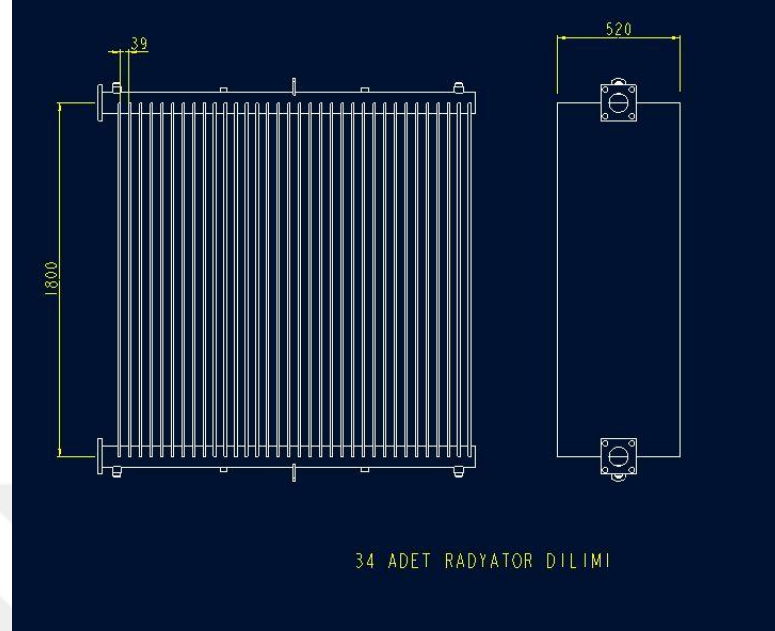
Soğutma kapasitesi hesaplanacak radyatör grubunun iki dilimi arasındaki kanalın hacimsel geometrisi, Ansys Workbench 14 programı ile çizilmiş ve uygun ağ yapısı tanımlanmıştır.



Şekil 2.2 Soğutma grubu hesaplanacak transformatörün modeli

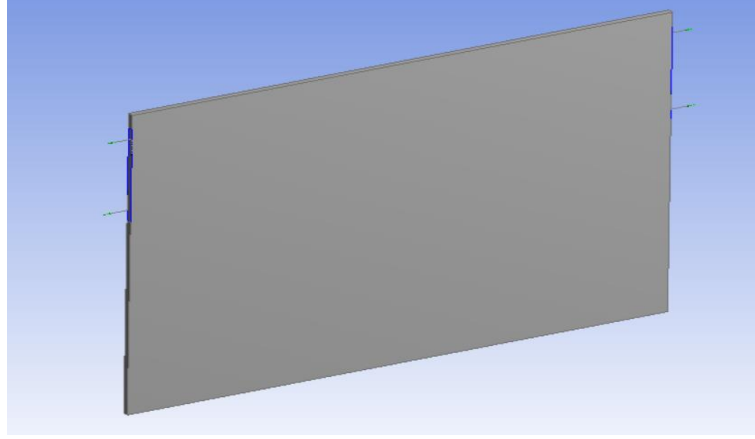
Şekil 2.2'de görüleceği üzere transformatörün soğutma ekipmanı, 9 adet radyatör grubundan oluşmaktadır. Dolayısıyla akış alanı olarak modellenmiş geometrinin

uzunluğu için, (5+4) grubun oluşturduğu toplam uzunluk esas alınmıştır. Akış alanının yüksekliği ise bir dilimin yüksekliğidir.

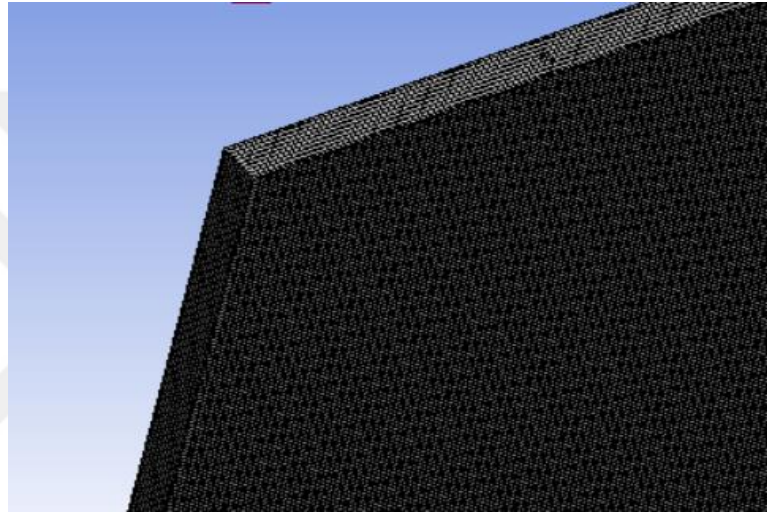


şekil 2.3 Radyatör grubu ölçüleri

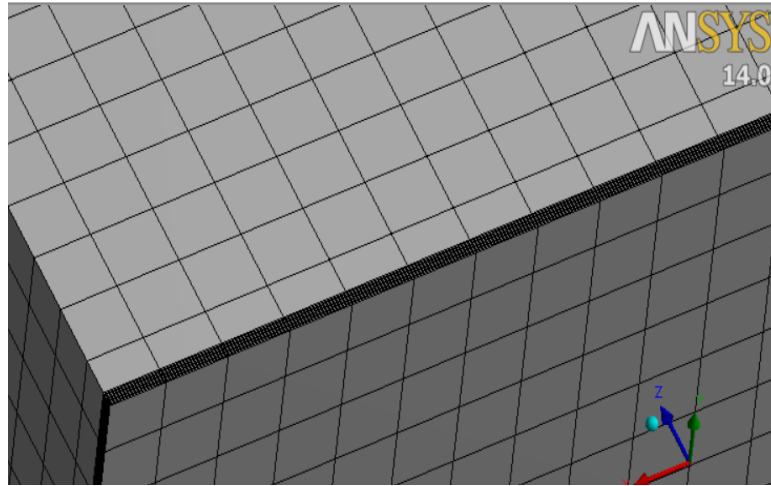
şekil 2.3 bir adet radyatör grubunun ölçülerini göstermekte, şekil 2.4, şekil 2.5 ve şekil 2.6 ise sırasıyla oluşturulan geometriyi, bu geometrideki ağ yapısını ve duvar bölgesindeki ağ sıklığını göstermektedir. 5 adet radyatör grubunun toplam uzunluğu 2840 mm, 4 adet radyatör grubunun toplam uzunluğu 2260 olarak hesaplanmıştır. Radyatör plakaları arası mesafe eşit olup 39 mm'dir. Soğutma kapasitesinin analizi için dilimlerden havaya olan ısı transferi miktarı inceleneceği için, akış alanı içerisinde iki dilime doğru ağ yapısı sıklaştırılmıştır. Ansys Fluent, basit geometriye sahip akışlar için "Cutcell" ağ yapısını önermektedir. Bu sebeple akış hacmi için "Cutcell" ağ yapısı kullanılmıştır. Sonuç olarak şekil 2.5'te görülen yapısal ağ örgüsü elde edilmiştir. Akış hacminde yaklaşık 5400000 element bulunmaktadır.



Şekil 2.4 Akış hacminin geometrisi



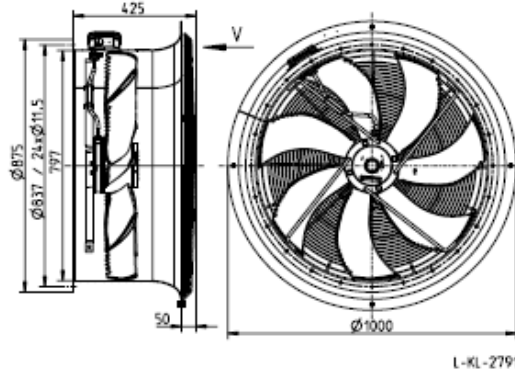
Şekil 2.5 Akış hacminin ağ yapısı (Cutcell)



Şekil 2.6 Duvar bölgesindeki ağ sıklığı

Akış analizi için boyutsuz mesafe olan y^+ değerinin çözümün kesinliğine olan etkisi çok büyüktür. Isı transferi için kullanılacak olan SST türbülans modelinin yüksek doğrulukta çözümler üretebilmesi için bu değer duvar bölgesinde $y^+ < 5$ şartını

sağlaması gerekmektedir. Dolayısıyla çözüme başlamadan önce bu değeri sağlayacak olan ilk hücrenin yüksekliği yaklaşık olarak belirlenebilir. Kanal içerisindeki havanın özellikleri $(T_s + T_a)/2$ sıcaklığına göre belirlenir. Burada T_s , radyatör giriş çıkış sıcaklıklarının ortalaması olarak alınabilir. T_a ise dış ortam havasının sıcaklığıdır.



Şekil 2.7 Soğutma grubunda kullanılan fan tipi (Ziehl-Abegg) [11]

Fan kesit alanı 0.498 m^2 alınıp, buradan;

$v = 2.7/0.498 = 5.42 \text{ m/s}$ alınabilir.

Hava için v ve ρ değeri, yüzey ortalama sıcaklığı (347K) ve çevre sıcaklığının (299K) yaklaşık ortalaması olan 320 K'ye göre ilgili tablolardan alınmıştır.

$$Re = v \cdot 2s / \nu = 5.42 \times 0.078 / 1.754 \times 10^{-5} = 24103$$

$$c_f = 0.058 \times Re^{-0.2} = 7.7 \times 10^{-3}$$

$$\tau_w = 0.5 c_f \rho U^2 = 0.12$$

$$U_T = \sqrt{\tau_w / \rho} = 0.33$$

$y^+ = 2$ değerine göre işlem yapacak olursak;

$y = y^+ \cdot \nu / U_T \cong 0.1 \text{ mm}$ olarak alınabilir.

2.5.3 Türbülans Modeli

Tüm problem sınıfları için evrensel olarak kabul edilmiş bir türbülans modeli maalesef yoktur. Dolayısıyla uygun türbülans modelinin seçimi; akışın fizikine, istenen kesinliğe, hesapsal kaynakların varlığına veya sahip olunan zamanın kısıtlılığına göre değişebilir. Rans modeli kompleks türbülanslı akışlar için ekonomik bir çözüm sağlamaktadır. Bu modeller problemi, iki ek transport denkleminin çözümüne indirgemekte ve Reynolds

streslerinin hesapları için bir türbülans viskozitesi tanımlamaktadır. Dolayısıyla bu modeller bir çok mühendislik uygulaması için yeterli derecede doğrulukta olan sonuçlar verebilmektedir. En sık kullanılan iki model k- ϵ ve k- ω türbülans modelleridir. k- ϵ türbülans modeli, pratik mühendislikte ekonomik oluşu ve mantığa yatkın sonuçları ile geniş bir kullanım alanına sahiptir. k- ϵ türbülans modelinin dezavantajı, ters basınç gradyenlerine ve sınır tabaka ayrılmalarına karşı duyarsız olmasıdır. Genelde k- ϵ türbülans modeli ailesinden gerçekleşir k- ϵ türbülans modeli kullanılması tavsiye edilmektedir. [10]

ω türbülans denklemi ise herhangi ek bir terim olmadan viskoz alt katmanda integre edilebilir. Bu da karmaşık olan y^+ formülizasyonunu kolay bir hale sokmaktadır. Ayrıca k- ω türbülans modeli ters basınç gradyenli sınır tabaka akışlarını ve ayrılmaları daha iyi çözümlemektedir. Standart k- ω türbülans modelinin dezavantajı, serbest akım hassasiyetinin güçlü olmasıdır. Bu hassasiyeti yok eden diğer bir k- ω türbülans modeli SST(Shear Stress Transport) türbülans modelidir. Bu model bir nevi ω ve ϵ eşitliklerinin bir kombinasyonudur. Serbest akım bölgesi için k- ϵ eşitliğinden yararlanırken duvara yakın akışlar için k- ω eşitliğinden yararlanır. Bu model, akış ayrılmalarını da iyi çözümlemekte, dolayısıyla aerodinamik akışlarda sık kullanılmaktadır. SST türbülans modeli yakın duvar uygulamalarında da sık kullanılır. Bu yüzden duvara yakın kısımlarda $y^+ \sim 1$ olacak şekilde çok iyi bir ağ yapısına ihtiyaç duyar. Bu çalışmada ısı transferi inceleneceği için türbülans modeli olarak SST türbülans modeli kullanılmıştır.

2.5.4 Bazı Hesapsal Seçenekler

2.5.4.1 Ayırıklaştırma Şeması

Komşu iki hacimsel eleman arasındaki yüzeye ait değerlerin hücre merkezleri arasında interpolasyon yapılarak elde edilmesi işlemi, ayırıklaştırma yöntemleri ile yapılabilmektedir. Ansys Fluent programının Rans tabanlı türbülans modelleri için kullandığı bazı ayırıklaştırma şemaları aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 Rans tabanlı türbülans modelleri için ayrıklaştırma şemaları [15]

Ayrıklaştırma şeması	Hesaplama Yöntemi
First Order Upwind	Bir yüzeydeki değeri hücrenin merkezindeki değere eşit olarak alır.
Second Order Upwind	Bir yüzeydeki değeri, hücre merkezinde Taylor seri açılımı ve hücreler arasındaki gradyanı kullanarak hesaplar.
Power Law	Konveksiyonlu akışlarda hemen hemen "First order upwind" ile aynı sonuçları vermektedir.
QUICK	Akış yönüne göre hizalanmış yapısal ağ yapıları için daha iyi sonuçlar verebilir. Yapısal olmayan yapılar için second order upwind hesaplama yöntemi gibi çalışır.
Third Order MUSCL	Tüm ağ yapılarında kullanılabilir.

Yakınsama sorunlarının yaşandığı simülasyonlarda genellikle "First order upwind" ile başlamak daha sağlıklı olmaktadır.[10] Bu tez çalışmasında "Second order upwind" ayrıklaştırma şeması kullanılmıştır.

2.5.4.2 Basınç İnterpolasyon Tekniği

Ansyz Fluent'te mevcut olan basınç interpolasyon şemaları;

- Standart
- Linear
- PRESTO!
- Second Order
- Body Force Weighted

şeklindedir. Burada standart teknik, basıncın hücre merkezleri arasında yumuşak bir şekilde değiştiği durumlarda iyi sonuçlar vermektedir. Büyük bünve kuvvetlerinin var olduğu durumlarda ise "Body Force Weighted" tekniği kullanılmaktadır. Linear teknik, bir yüzeydeki basıncı komşu hücrelerdeki basınç değerlerinin ortalamasını alarak hesaplamaktadır. Second order tekniği, linear ve standart şemaların üzerine bazı yenilikler katarak hesaplama yapmakta, ancak yapısal olmayan hücre yapılarında

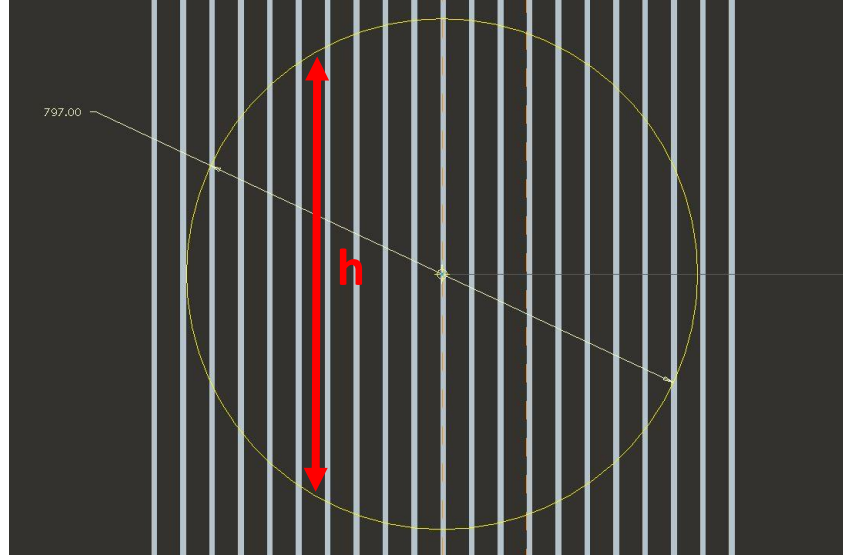
kullanılması bazen iyi sonuçlar vermesini engellemektedir. PRESTO! tekniği her ağ yapısı ile kullanılabilir. Bu çalışmada "Second Order" interpolasyon tekniği kullanılmıştır.

2.5.4.3 Basınç-Hız Bağlantısı

Sıkıştırılamaz bir akışta basınç ve hız alanları, momentum ve süreklilik denklemlerini kullanan bağıntılar ile çözülür. Ansys Fluent'te basınç tabanlı ve daimi akışlı durumlar için en çok kullanılan iki algoritma "SIMPLE" ve "SIMPLEC" olmaktadır. Karmaşık olmayan (örneğin laminar) akışlarda yakınsama genellikle basınç-hız ilişkisine dayanmakta, bu yüzden de "SIMPLEC" algoritması daha çabuk yakınsayan bir çözüm sunmaktadır. Bu algorithmada basınç düzeltme faktörü genelde 1'dir. Ancak bu değer, bazı durumlarda dengesizliğe sebep olabilmektedir. Bu durumda basınç düzeltme faktörünün değeri düşürülmeli veya "SIMPLE" algoritması kullanılmalıdır. Daha karmaşık akış problemlerinde (örneğin türbülanslı) "SIMPLEC" algoritması, yakınsamanın sadece basınç-hız ilişkisine dayanması durumunda kullanılmalıdır. Bu çalışmada basınç-hız algoritması olarak "SIMPLEC" kullanılmıştır.

2.5.5 Simülasyon Sonuçlarının Değerlendirilmesi

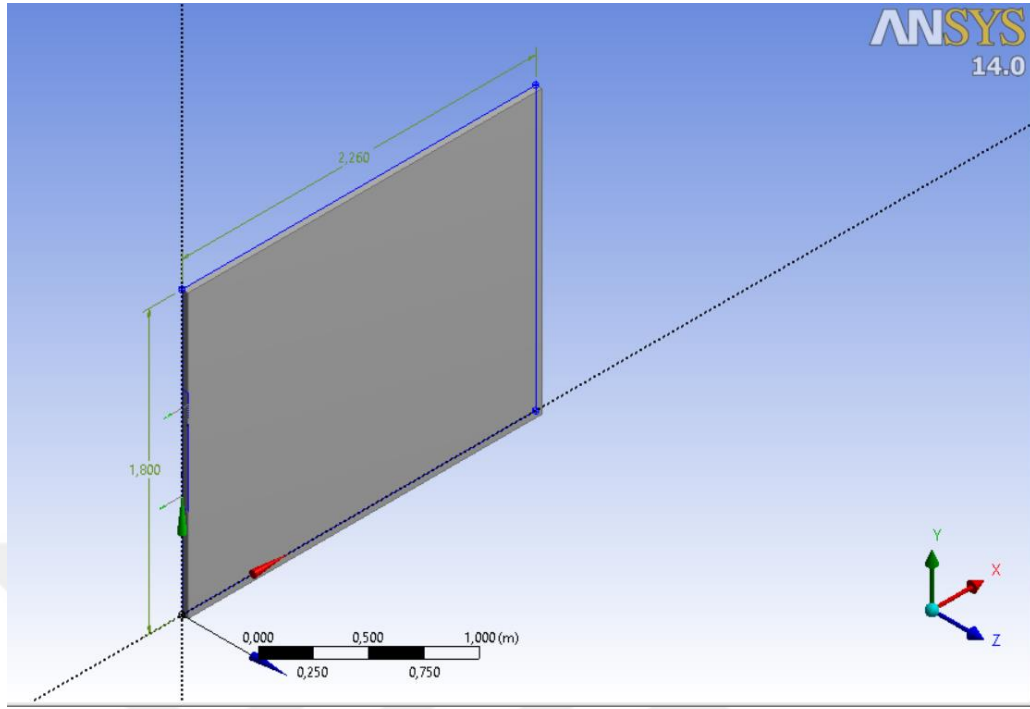
Şekil 2.4'te gösterilen akış hacmi için yapılacak simülasyonda, akışın fanın dairesel geometrisi sebebiyle her kanalda aynı debide olmadığı görülür. Bu durumda ortalama akış debisini verecek bir yaklaşımda bulunmak daha doğru olacaktır. Şekil 2.8'de görüleceği üzere bu yaklaşım; büyük, orta ve küçük akış debilerinin olduğu kesitlerdeki ve tüm kesitlerin ortalaması olan kesitteki ısı taşınım katsayısının ve ısı transfer oranının karşılaştırılmasıyla yapılabilir.



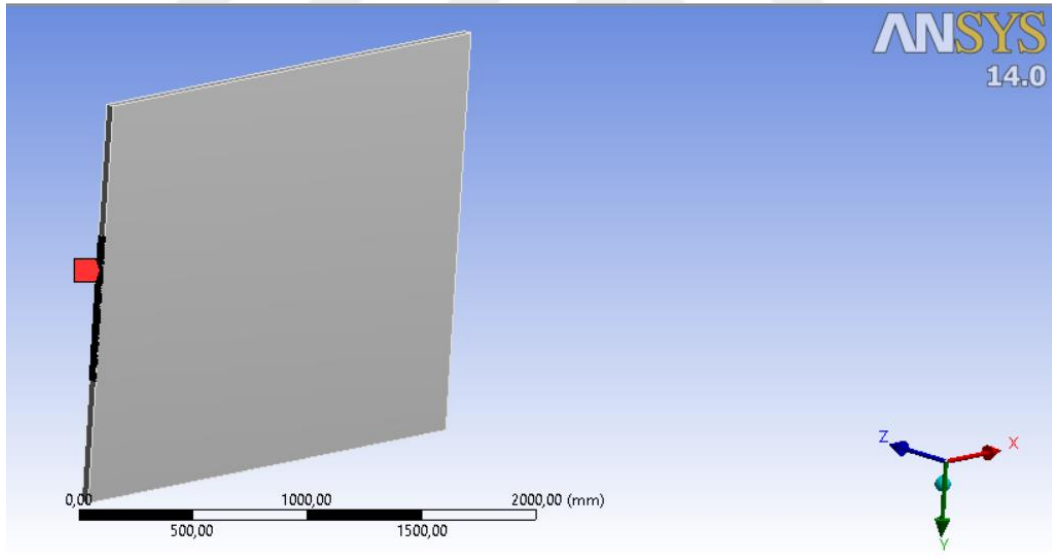
Şekil 2.8 Fan kesidinin radyatör plakalarındaki dağılımı

Dolayısıyla simülasyonun sınanması için öncelikle şekil 2.8'de görülen en büyük, orta ve en küçük debileri sağlayan akış kesitleri incelenmiş, daha sonra tüm kesitlerin ortalaması olan kesit incelenip sonuçların tutarlılığı kontrol edilmiştir. Akışların analizinde bu kesitlerin şekil 2.8'de görülen h yüksekliğinin yanında radyatörün üst kısmından olan mesafeleri de göz önüne alınmıştır. Tüm analizlerde fan nominal hızı olan 5.42 m/s başlangıç sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Her bir akış kesitinin incelenmesi için 1000 adet iterasyondan faydalanılmıştır. Isı transferi çözümlerinin daha doğru bir sonuç verebilmesi için öncelikle türbülanslı akışı doğru bir şekilde çözdürmek gerekmektedir. Dolayısıyla ilk 700 iterasyon boyunca enerji eşitliği kapanmış, ve yazılımın sadece süreklilik ve momentum denklemlerini çözmesi sağlanmıştır. Daha sonraki aşamada ise artık tanımlı olan bu akışta enerji eşitliği de hesaba katılmıştır. Akış hacminin boyutları 4 gruplu radyatör sistemi için şekil 2.9'da verilmiştir. Yapılacak olan bazı hesaplar ve fan pozisyonları bu sisteme göre incelenecektir. Akış hacmine ait sınır şartları ise şekil 2.10 ve şekil 2.13 aralığında gösterilmiştir. Şekil 2.9, akış hacminin dış boyutlarını göstermektedir. Akış hacminin z eksenini yönündeki derinliği 39 mm'dir. Şekil 2.10'da gösterilen hız girişi sınır şartı, $x=0$ için y - z düzleminde ve farklı analizler için belli bir " y " yüksekliği için tanımlanmıştır. Şekil 2.11 ve şekil 2.12, belli bir sıcaklık gradyanına sahip duvar sınır şartını göstermektedir. Bu sınır şartı, x - y düzleminde yer alan iki yüzey ($z=0$ mm ve $z=39$ mm) için ayrı ayrı tanımlanmış olup tüm analizlerde aynı olacaktır. Şekil 2.13'teki sınır şartı ise hız girişi ve duvar sınır şartı tanımlanan yüzeyler haricindeki tüm yüzeylere

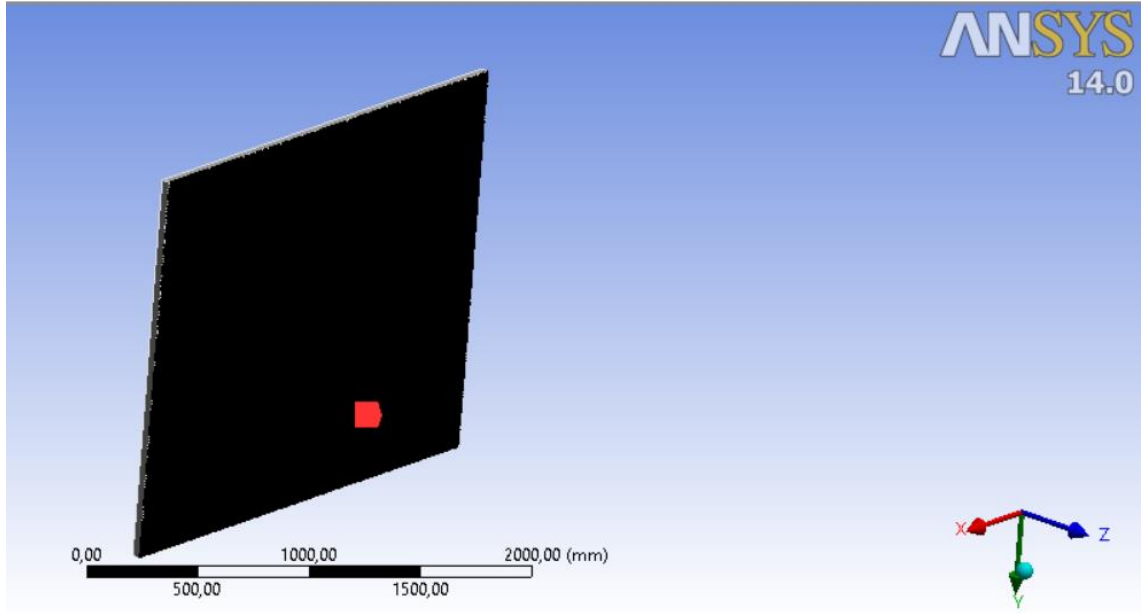
uygulanmış olup, atmosferik basınç olarak tanımlanmıştır.



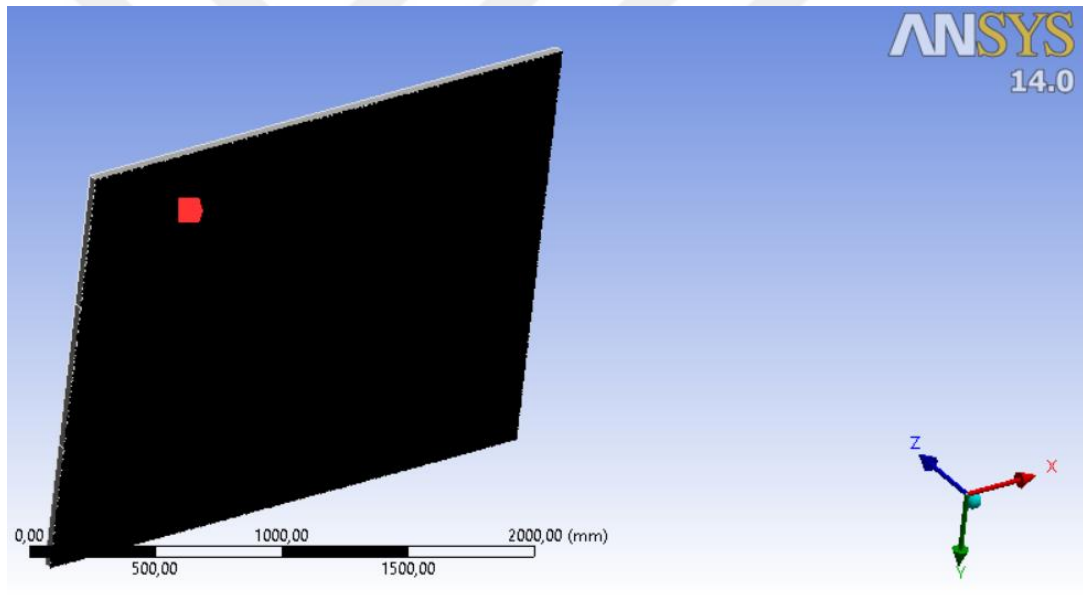
Şekil 2.9 Akış hacmi boyutları



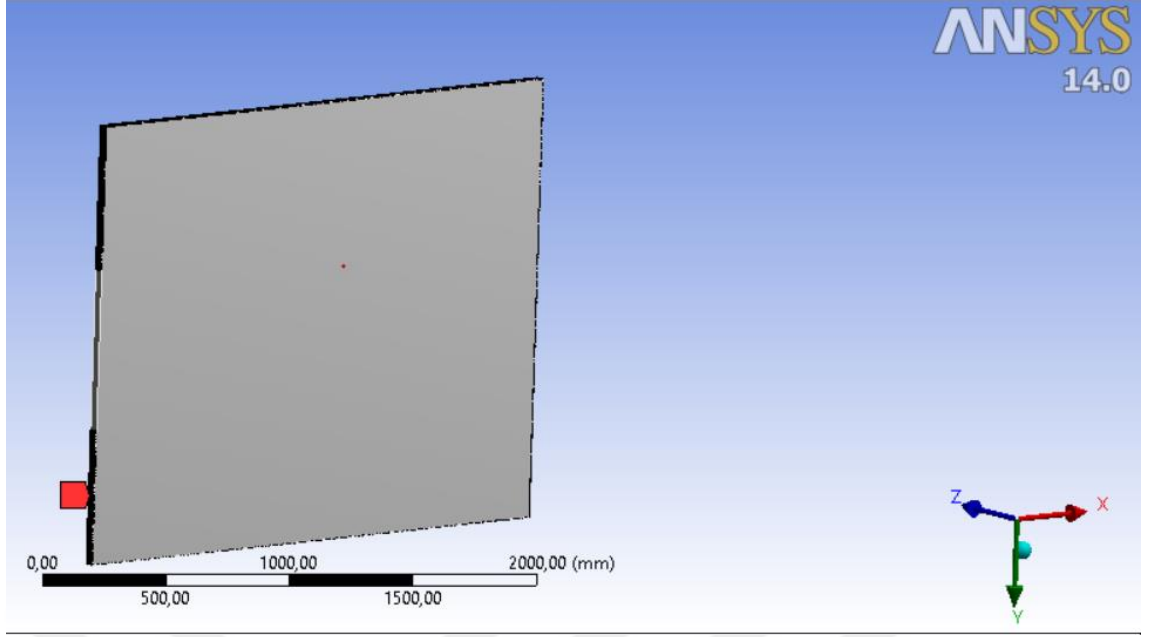
Şekil 2.10 Hız girişi sınır şartı



Şekil 2.11 Duvar sınır şartı ($z=0.039$ mm)



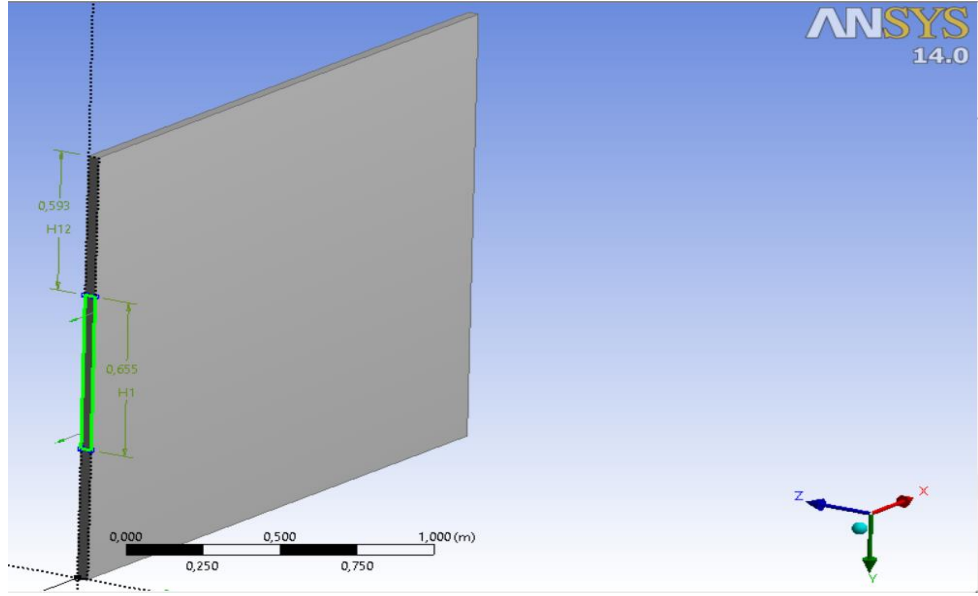
Şekil 2.12 Duvar sınır şartı ($z=0$ mm)



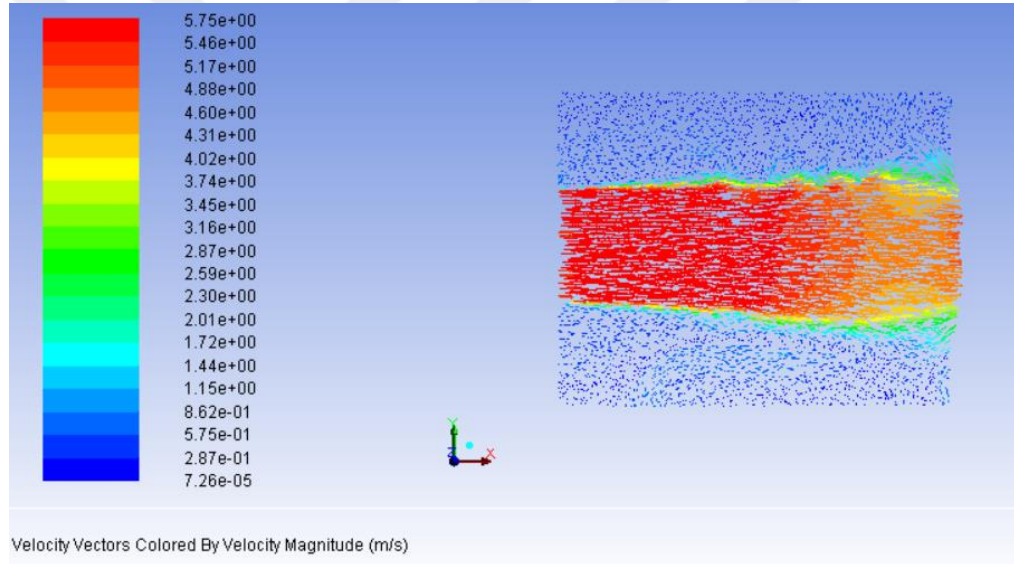
Şekil 2.13 Atmosferik basınç sınır şartı tanımlanan yüzeyler

2.5.5.1 Ortalama Kesit

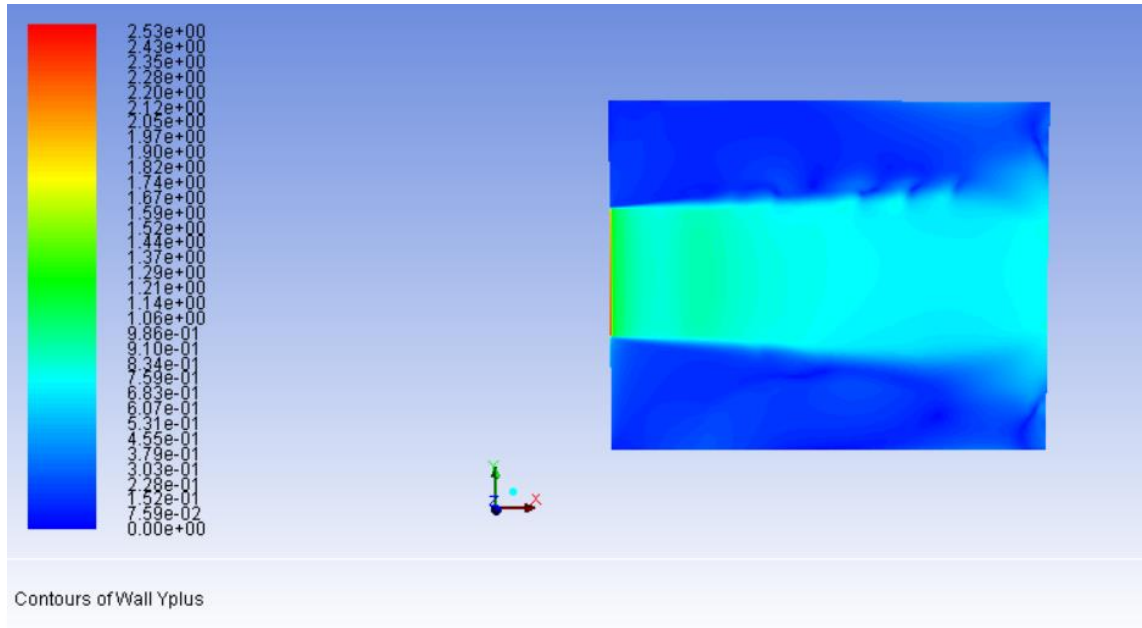
Şekil 2.14'te, akış hacminde tanımlanan hız girişi sınır şartının ortalama kesit için boyutları gösterilmiştir. Burada "H1" ve "H12" ölçüleri sırasıyla hız girişi kesidinin yüksekliğini ve radyatör grubunun üstüne olan mesafesini göstermektedir. Bu iki ölçünün ismi, incelenecek olan diğer durumlarda da aynı kalacaktır. Hız giriş şartı 5.42 m/s hıza ve 299 K sıcaklığa sahip olan hava olarak tanımlanmıştır. Duvarlar ise ölçülen radyatör giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında belli bir sıcaklık gradyanına sahip olacak şekilde tanımlanmıştır. Sınır şartları, tüm yapılacak simülasyonlarda aynı kalacaktır.



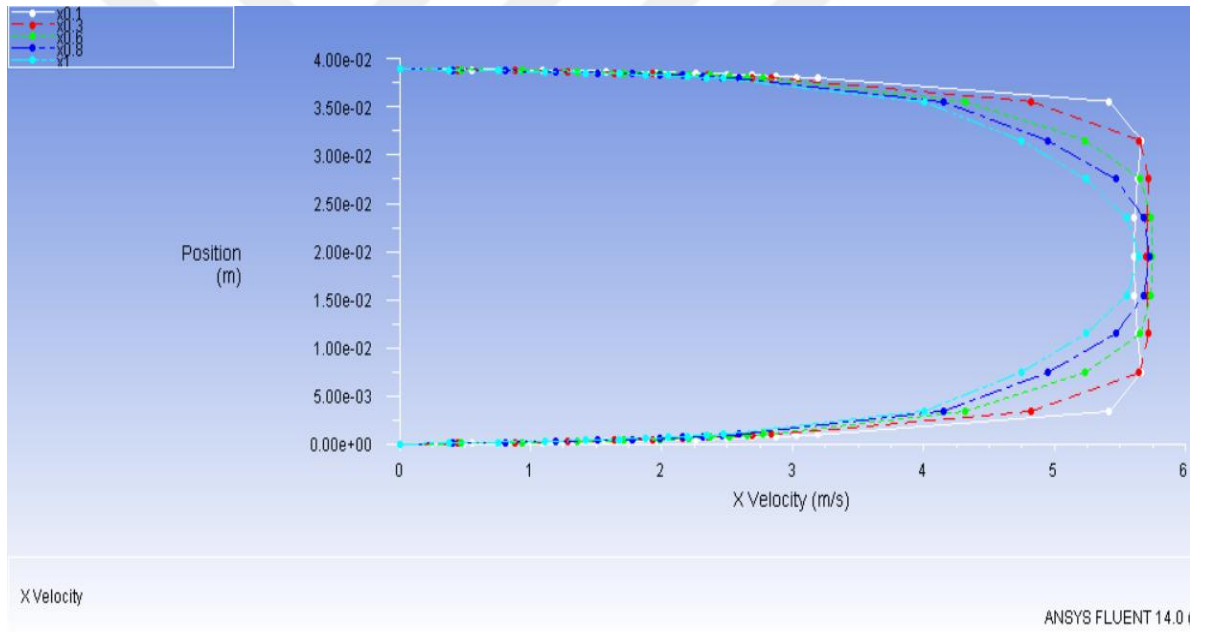
2.14 Ortalama kesit yüksekliği ve konumu



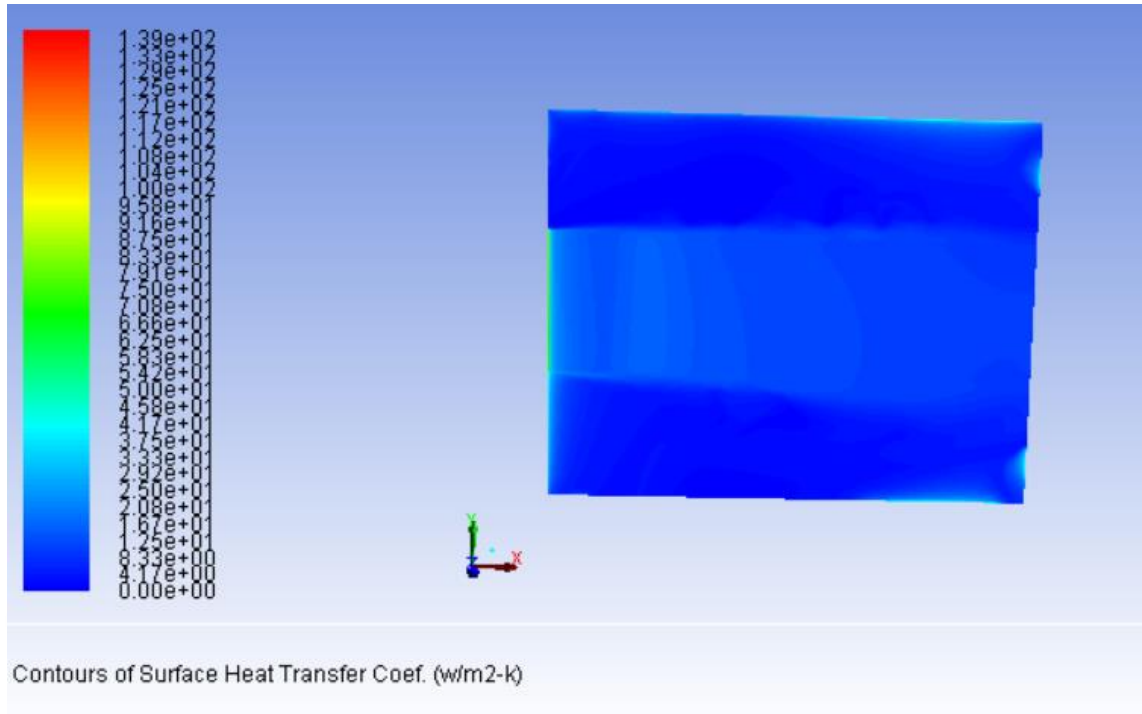
Şekil 2.15 Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(ORK)



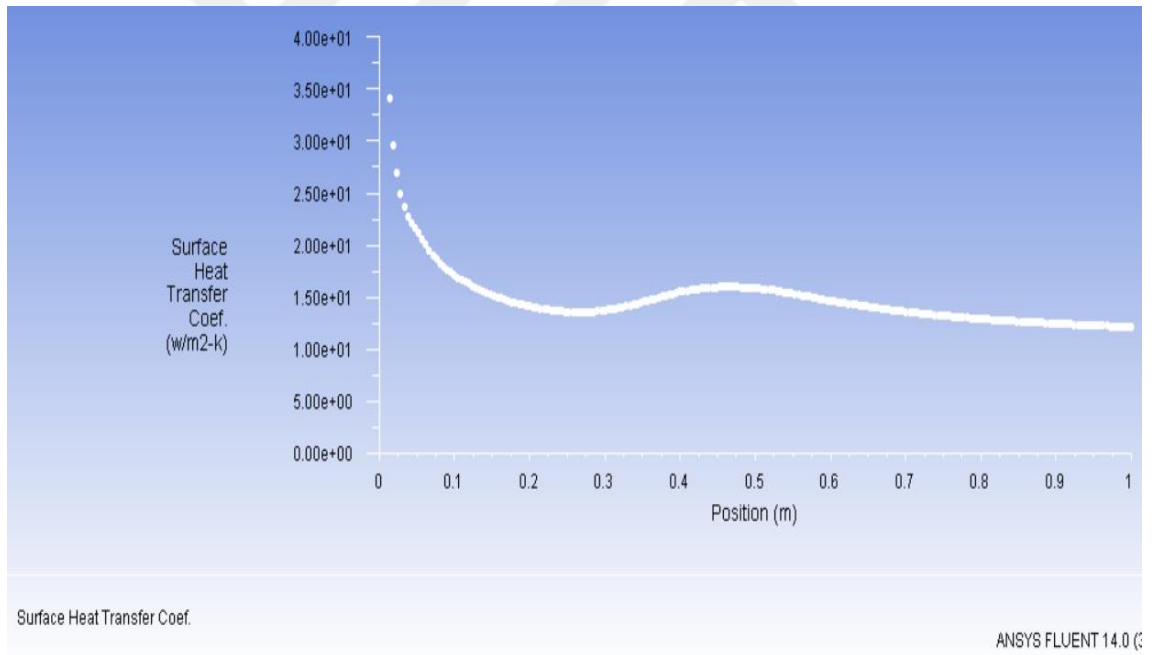
Şekil 2.16 Duvardaki y^+ konturu(ORK)



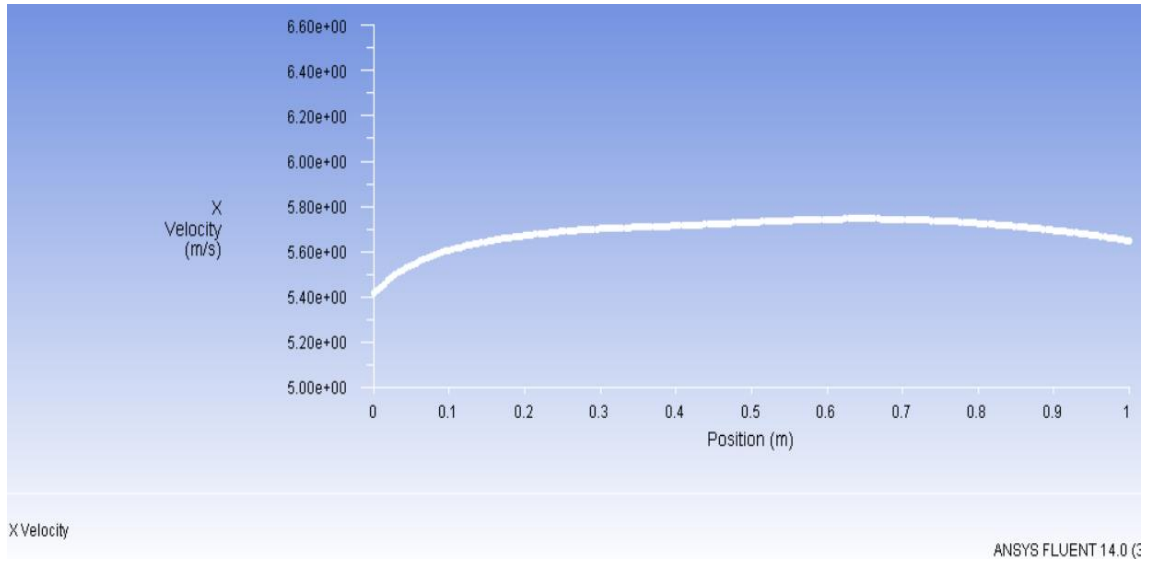
Şekil 2.17 z Eksenine boyunca olan u hız profili(0.1m-1m arası)(ORK)



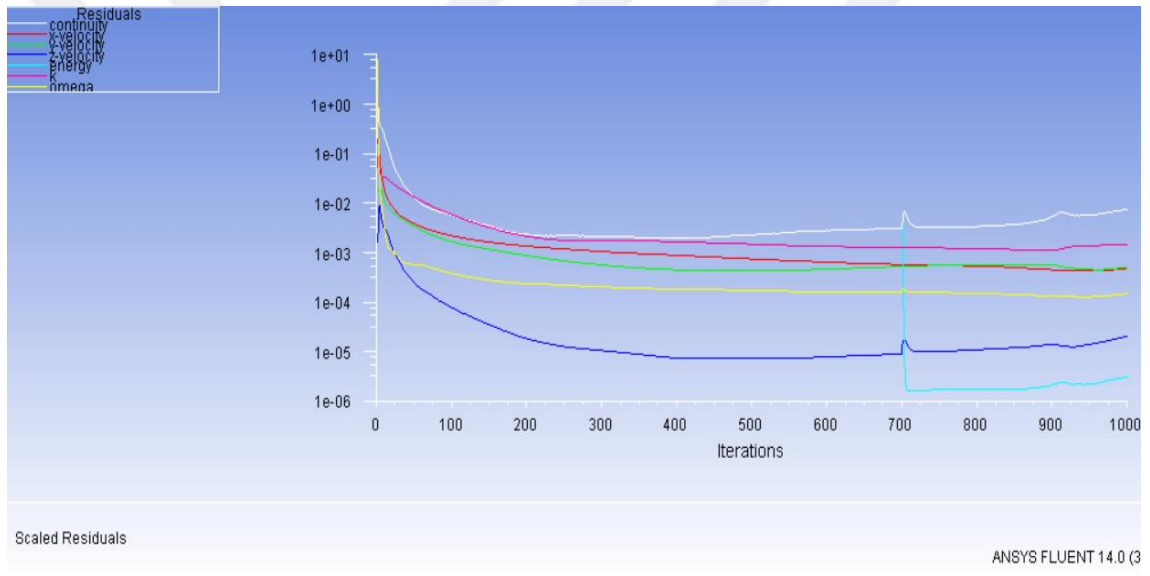
Şekil 2.18 Duvardaki ısı transfer katsayısı konturu(ORK)



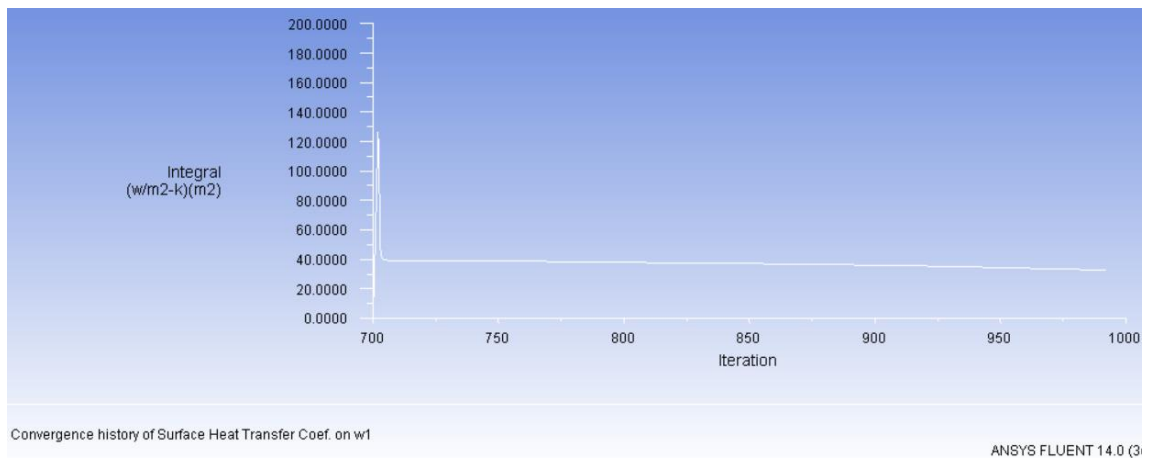
Şekil 2.19 Isı transfer katsayısının x eksenı boyunca değışimi(ORK)



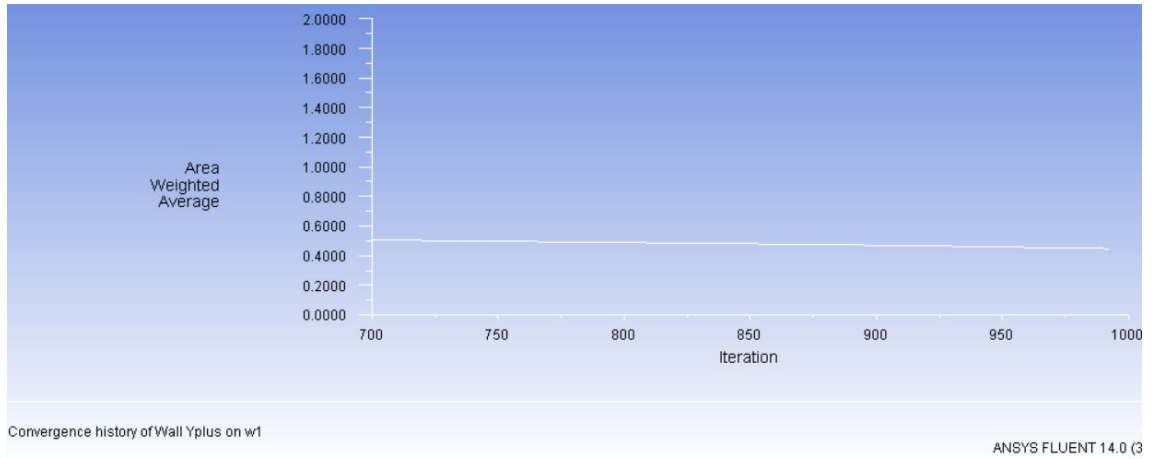
Şekil 2.20 Orta kesitteki (xy düzlemi) u hızının x yönündeki değişimi(ORK)



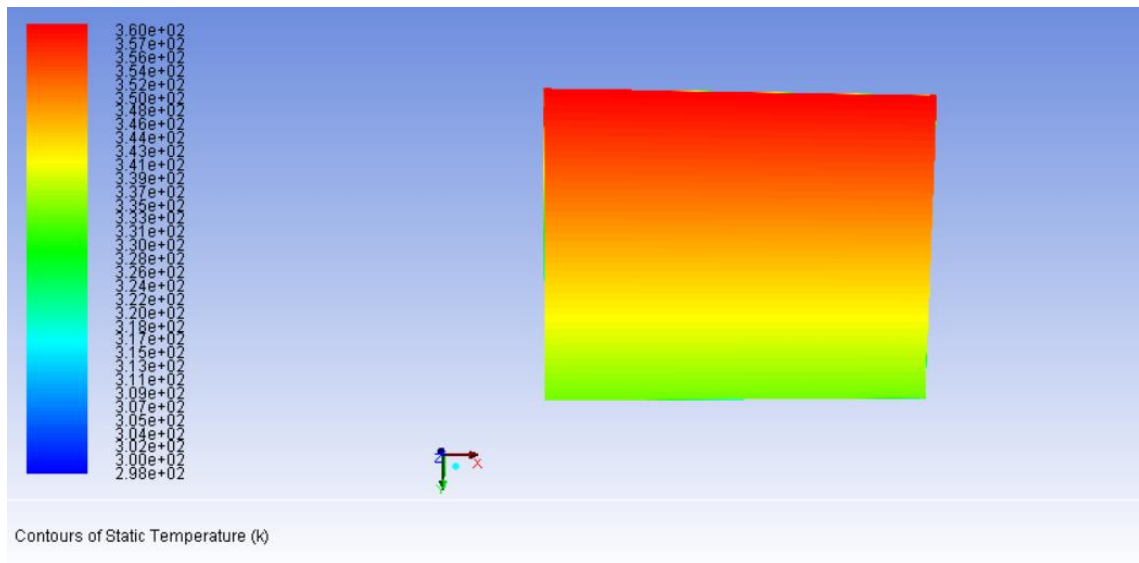
Şekil 2.21 Artık değerler(ORK)



2.22 Isı Transfer katsayısının iterasyonla değişimi(ORK)



2.23 y^+ değerinin iterasyonla değişimi(ORK)



2.24 İki duvardaki sabit sıcaklık gradyeni

Şekil 2.15'te görüleceği üzere u hız vektörlerinin büyüklüğü, belirli bir mesafeden sonra akış debisinin akış yönünde azalmaya başlamasıyla beraber azalmaya başlayacaktır. Bu azalma, şekil 2.17'deki akış yönüne dik eksen boyunca olan u hızı dağılımında da görülmektedir. $x=1m$ noktasında hızın daha küçük olduğu görülebilir.

Şekil 2.16'da ısı transferini doğru bir şekilde incelemek için yeterli olan $0 < y^+ < 5$ aralığının sağlandığı görülebilir. Ortalama y^+ değerinin bu aralıkta olması, akışın viskoz alt katman için de çözüldüğünü göstermektedir.

Şekil 2.18 ve şekil 2.19 sırasıyla duvardaki ısı taşınım katsayısı konturlarını ve bu katsayının giriş bölgesinden gelişmiş bölge civarına kadar olan değişimini grafiksel olarak göstermektedir. Isı taşınım katsayısı, akışın gelişmiş kabul edilebileceği $x=0.73m$ civarlarında sabit kabul edilebilir.

Şekil 2.21'de simülasyona dair bazı akış özelliklerinin yakınsaması gösterilmiştir. Yapılan simülasyonun yakınsama değerleri, onun doğruluğunun direkt göstergesi olmamakla birlikte modellemenin ve seçilen çözüm parametrelerinin uygunluğu konusunda yol gösterebilir. Bu yakınsama grafiğinin yanında çözümün denge şartlarına yaklaşıp yaklaşmadığını anlamak için şekil 2.22 ve şekil 2.23'te sırasıyla ısı taşınım katsayısı ve y^+ değerlerinin iterasyonlarla olan değişimi gözlenmiştir. Bu parametrelerin dengeye çok yakın bir biçimde seyretmesi, mantıklı bir sonuç alınabileceğini göstermektedir.

Şekil 2.24'te ise her iki duvardaki sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Akış analizi boyunca bu duvarlardaki sınır şartı için, udf (kullanıcı tanımlı fonksiyon) kullanılarak radyatör giriş ve çıkış sıcaklığı arasında lineer olarak değişen bir sıcaklık gradyeni tanımlanmıştır ve yapılacak diğer analizler için de bu sınır şartı geçerli olup bir tek bu analiz için gösterilmiştir.

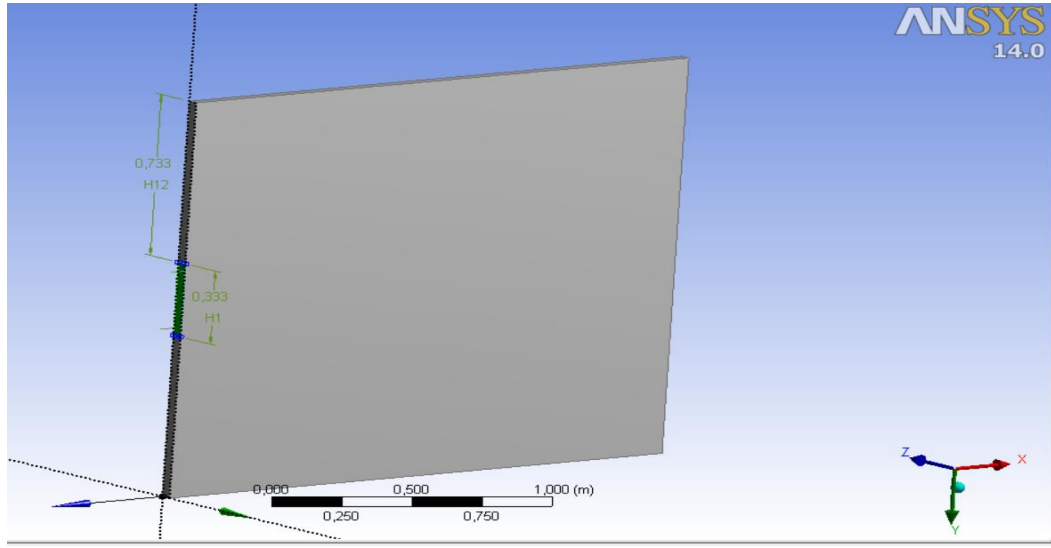
Area-Weighted Average Surface Heat Transfer Coef.		(w/m ² -k)
w1		8.0483198
Area-Weighted Average Total Surface Heat Flux		(w/m ²)
w1		472.39117
Mass Flow Rate		(kg/s)
inlet1		0.15271449
outlet		-0.15263581
Net		7.8678131e-05

Şekil 2.25 Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(ORK)

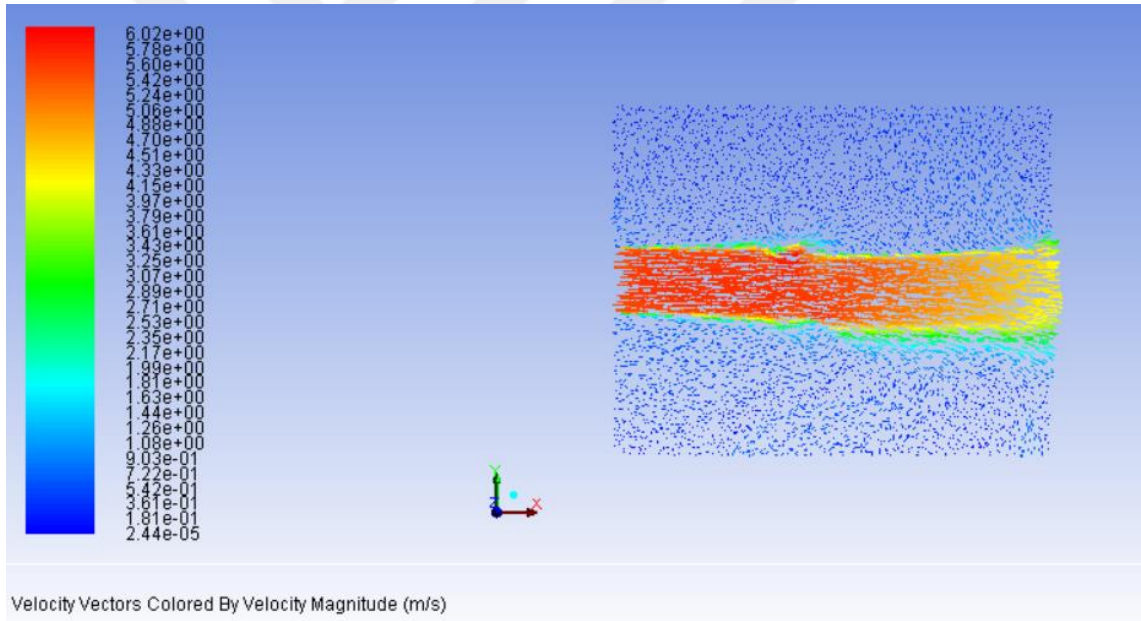
Şekil 2.25'te Ansys Fluent programının sonuçlar modülü kullanılarak akış alanına giren ve çıkan debinin tutarlılığı kontrol edilmiş, ve ısı transferi hesabı karşılaştırmaları için gerekli olan ısı taşınım katsayısı ve ısı transfer oranı da sayısal olarak elde edilmiştir.

2.5.5.2 En Küçük Kesit

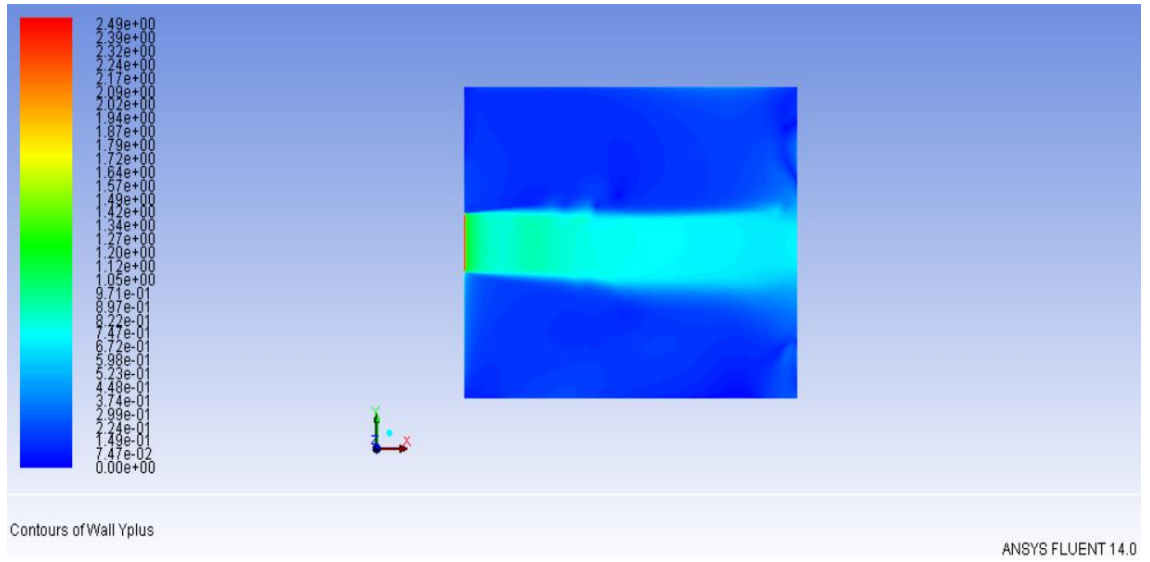
Şekil 2.8'e göre fan kesidinin kapsadığı en küçük akış kesidi yüksekliği $H1=333$ mm, bu kesidin radyatör grubunun üstüne olan mesafesi de $H12=733$ mm olarak ölçülmüştür. Buna uygun olarak oluşturulan geometri şekil 2.26'da gösterilmiştir.



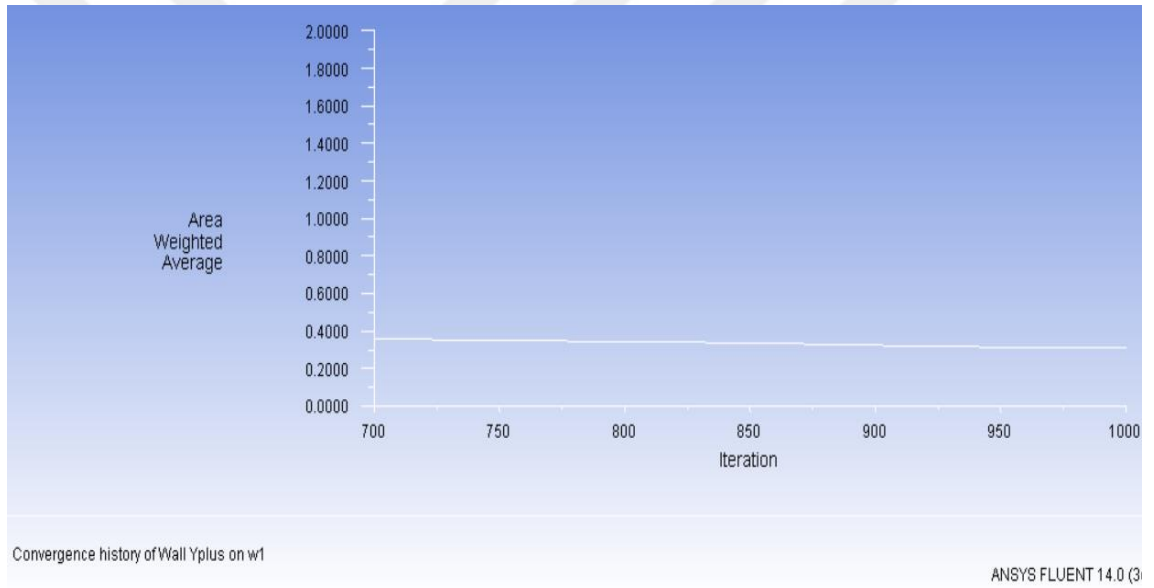
Şekil 2.26 En küçük kesit yüksekliği ve konumu



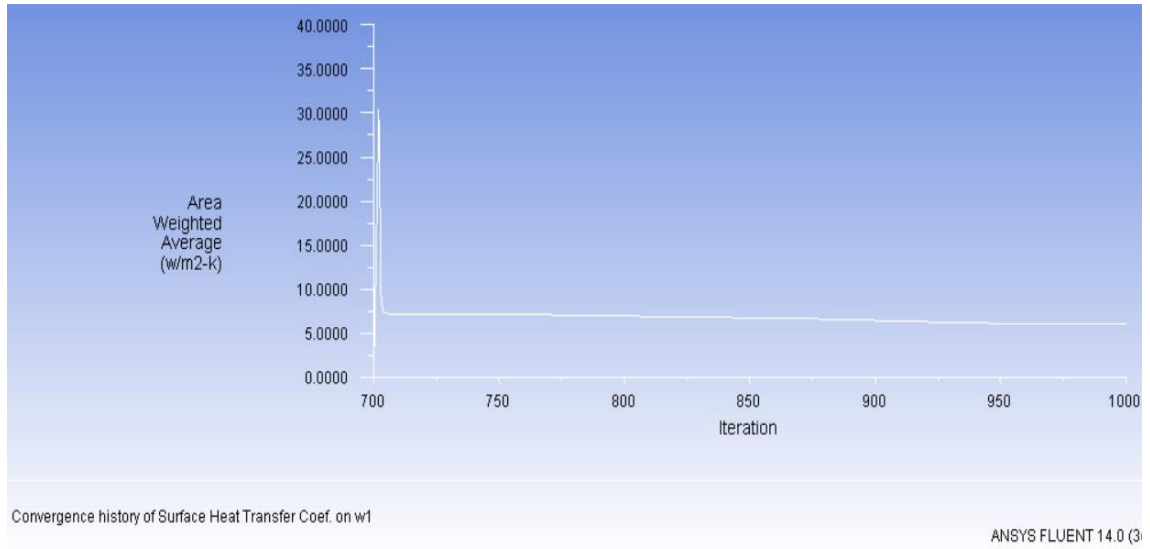
Şekil 2.27 Orta kesitteki hız vektörleri(EKK)



Şekil 2.28 Duvardaki y^+ konturu(EKK)



Şekil 2.29 y^+ değerinin iterasyonla değişimi(EKK)



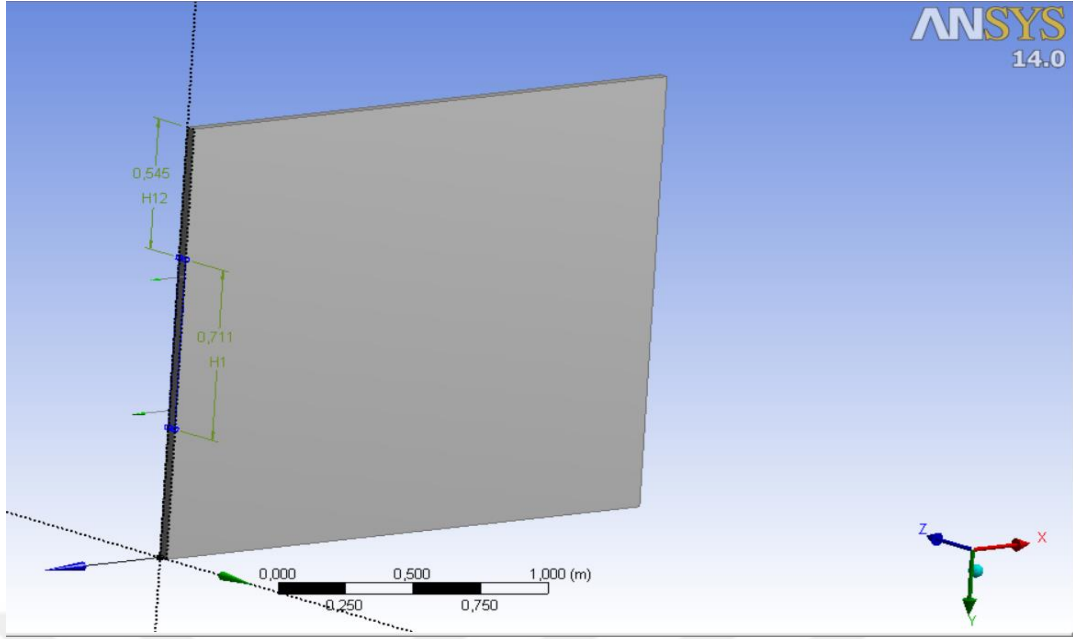
Şekil 2.30 Isı transfer katsayısının iterasyonla değişimi(EKK)

Mass Flow Rate		(kg/s)
inlet1		0.077639908
outlet		-0.077725574
Net		-8.5666776e-05
Area-Weighted Average Surface Heat Transfer Coef.		(w/m2-k)
w1		6.0125194
Area-Weighted Average Total Surface Heat Flux		(w/m2)
w1		349.91403

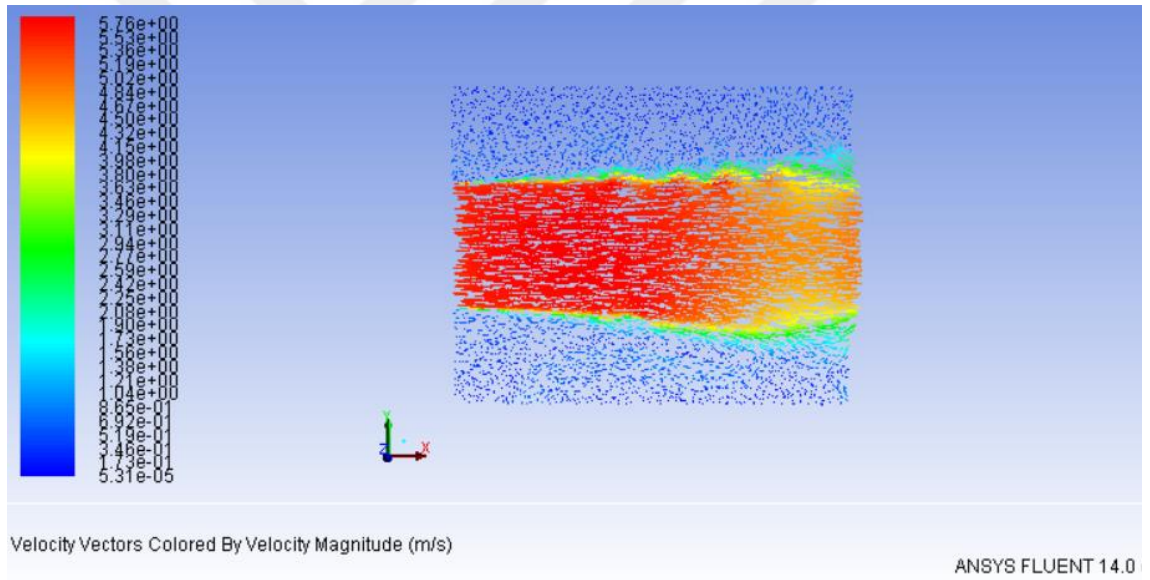
Şekil 2.31 Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(EKK)

2.5.5.3 Orta Dereceli Kesit

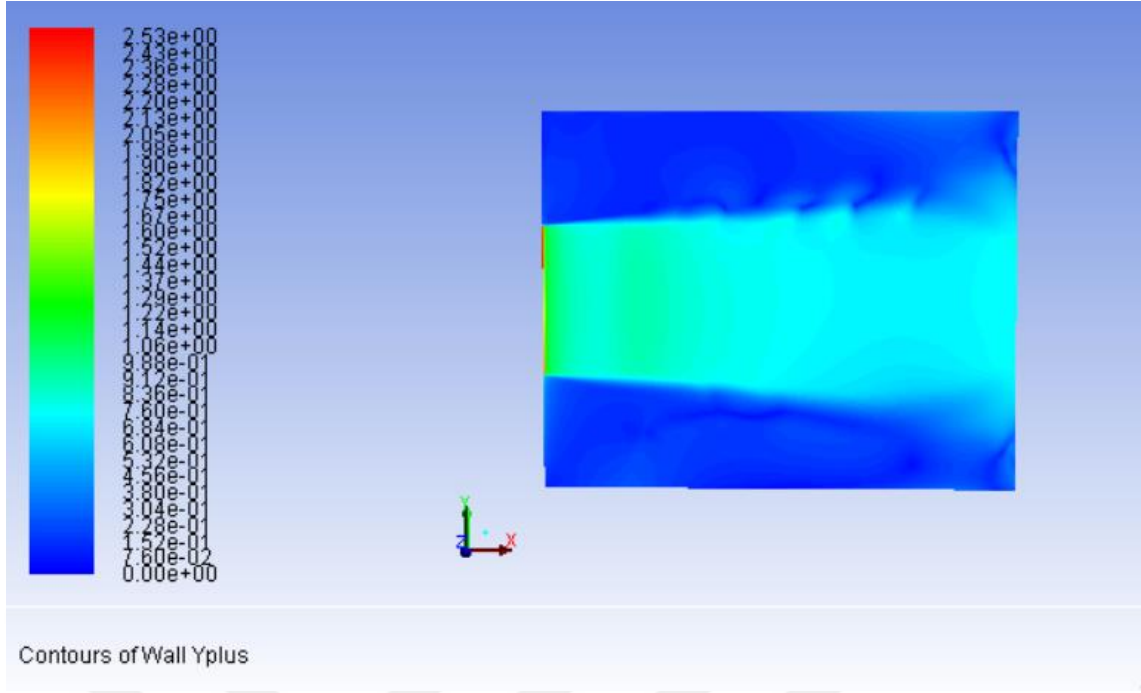
Şekil 2.8'e göre fan kesidinin kapsadığı, orta derecedeki yükseklikte olan akış kesidi yüksekliği $H1=711$ mm, bu kesidin radyatör grubunun üstüne olan mesafesi $H12=545$ mm olarak ölçülmüştür. Buna uygun olarak oluşturulan geometri şekil 2.32'de gösterilmiştir.



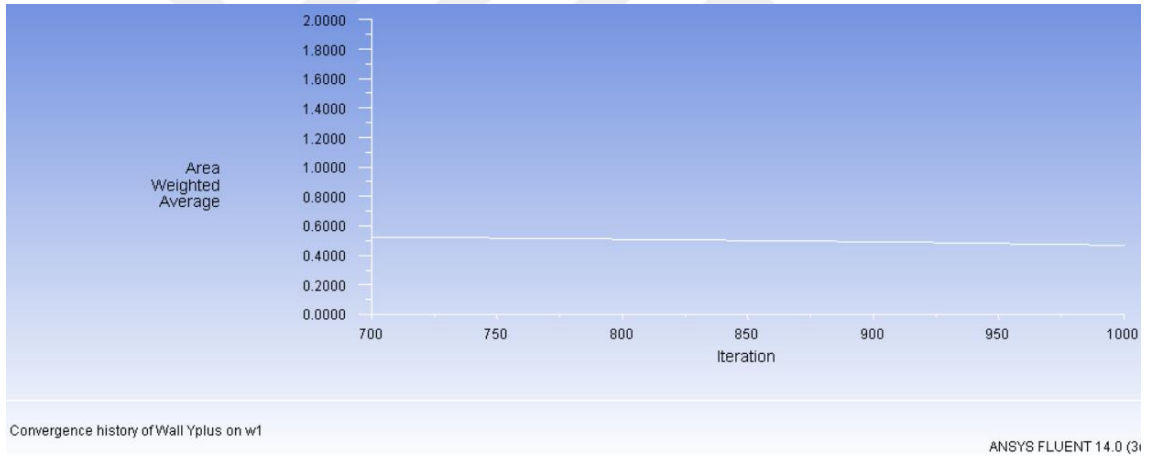
Şekil 2.32 Orta dereceli kesit yüksekliği ve konumu



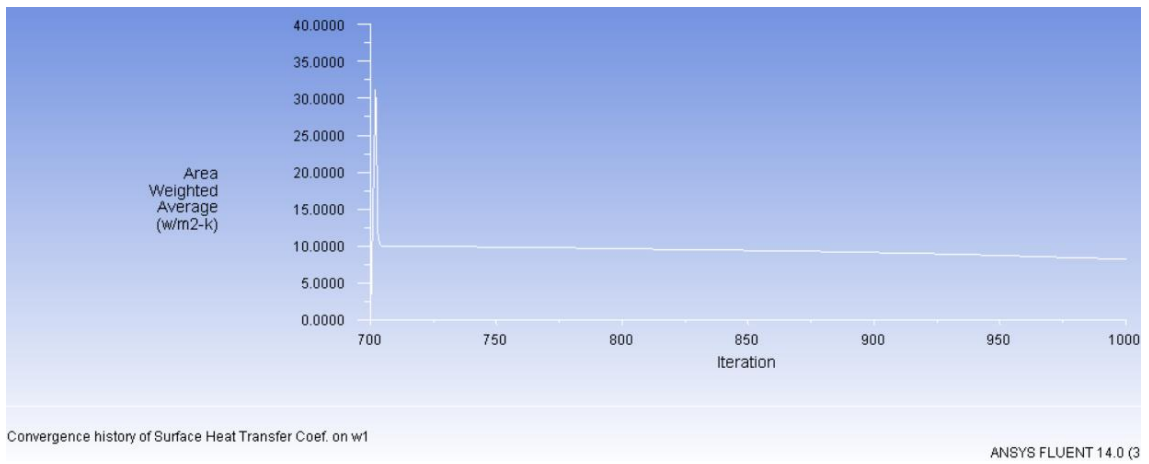
Şekil 2.33 Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(ODK)



Şekil 2.34 Duvardaki y^+ konturu(ODK)



Şekil 2.35 y^+ değerinin iterasyonla değişimi(ODK)



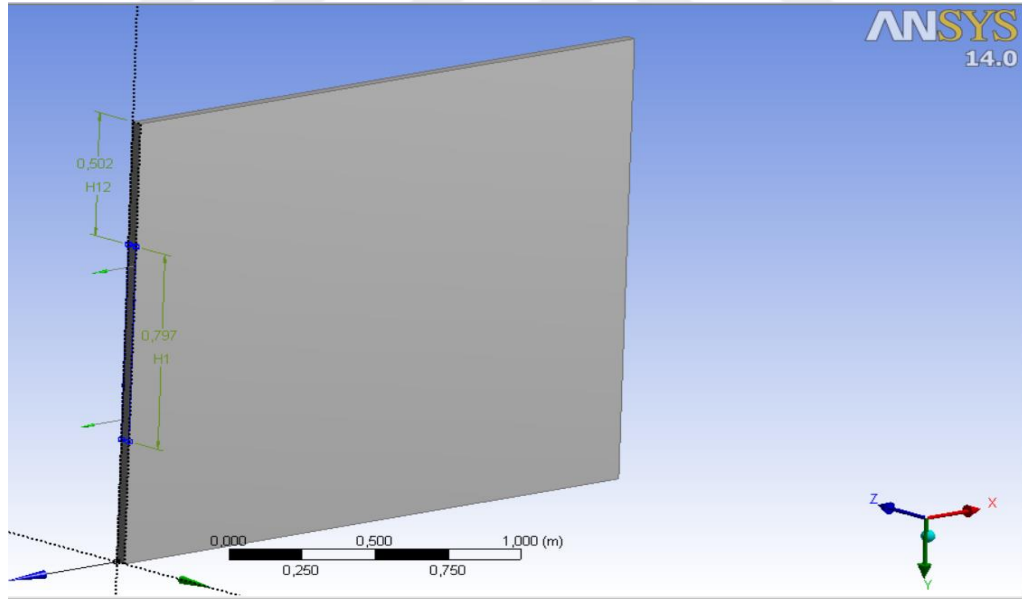
Şekil 2.36 Isı transfer katsayısının iterasyonla değişimi(ODK)

inlet1	0.16577093
outlet	-0.16565563
Net	0.00011530519
Area-Weighted Average Surface Heat Transfer Coef.	(w/m2-k)
w1	8.253768
Area-Weighted Average Total Surface Heat Flux	(w/m2)
w1	484.6554

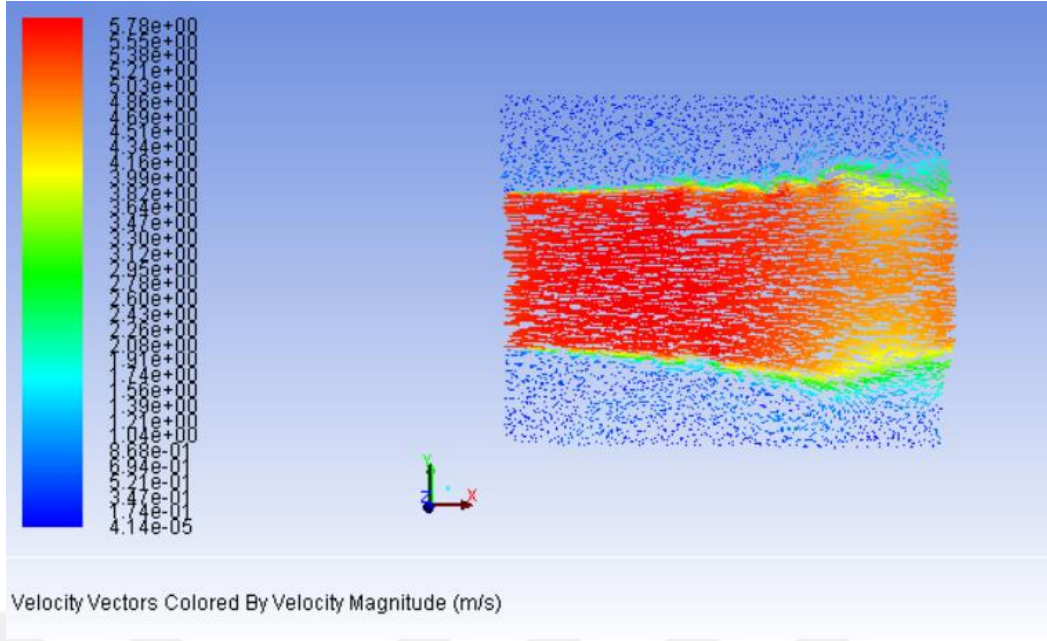
Şekil 2.37 Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(ODK)

2.5.5.4 En Büyük Kesit

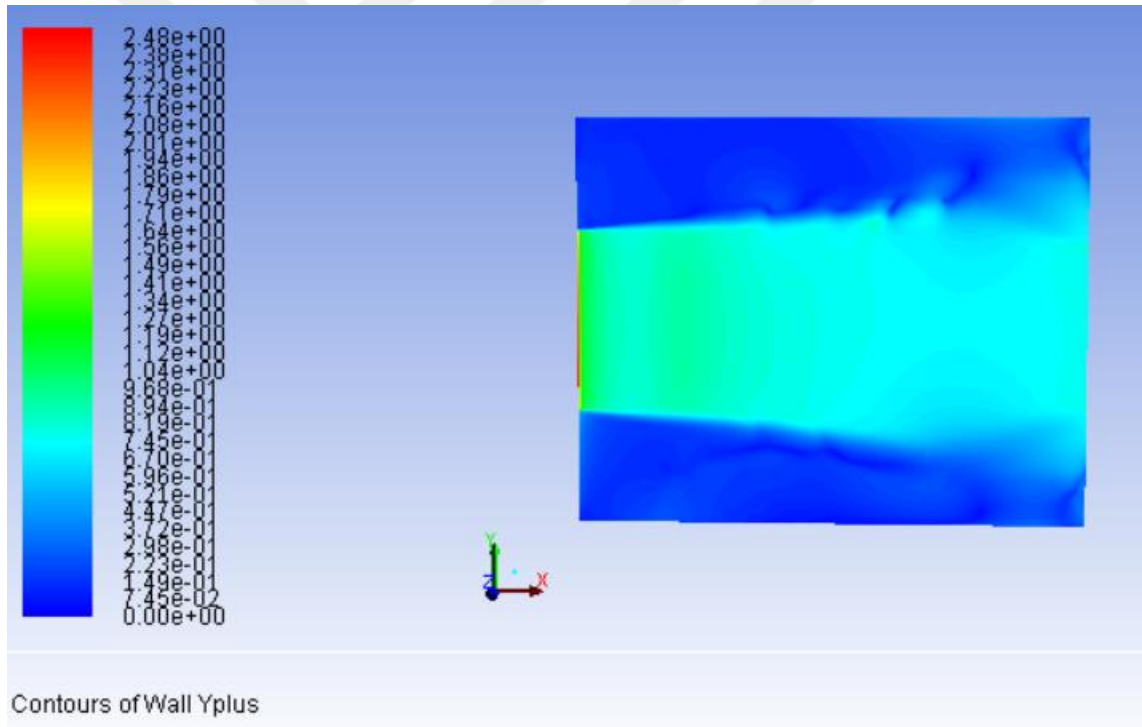
Şekil 2.8'e göre fan kesidinin kapsadığı en büyük akış kesidi yüksekliği $H1=797$ mm, bu kesidin radyatör grubunun üstüne olan mesafesi $H12=502$ mm olarak ölçülmüştür. Buna uygun olarak oluşturulan geometri şekil 2.38'de gösterilmiştir.



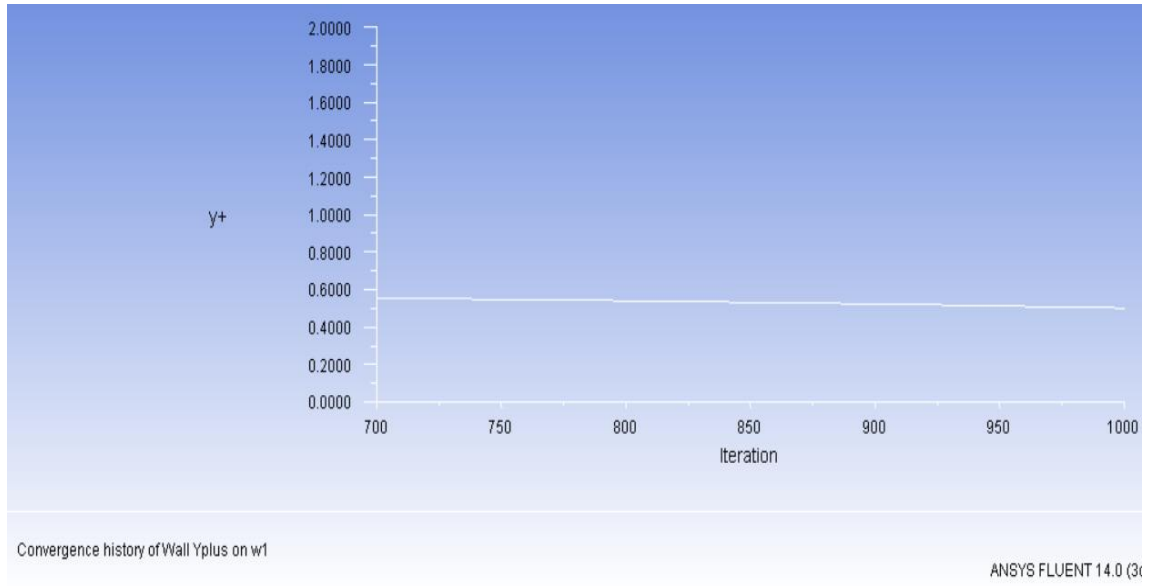
Şekil 2.38 En büyük kesit yüksekliği ve konumu



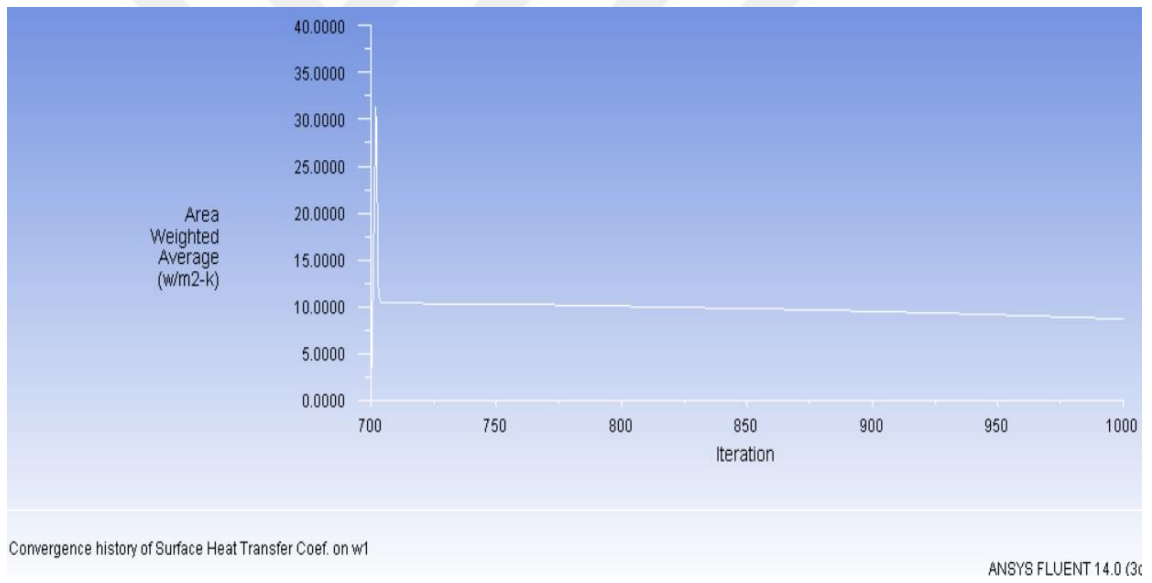
Şekil 2.39 Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(EBK)



Şekil 2.40 Duvardaki y^+ konturu(EBK)



Şekil 2.41 y^+ değerinin iterasyonla değişimi(EBK)



Şekil 2.42 Isı transfer katsayısının iterasyonla değişimi(EBK)

inlet1	0.1858218
outlet	-0.1857406
Net	8.1196427e-05
Area-Weighted Average Surface Heat Transfer Coef.	(w/m2-k)
w1	8.7304916
Area-Weighted Average Total Surface Heat Flux	(w/m2)
w1	513.79321

Şekil 2.43 Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(EBK)

2.5.5.5 Hesapsal Yaklaşımlar

2.5.5.1-2.5.5.4 başlıkları altında incelenen farklı kesitlerdeki akışların sonuçları ilgili başlıklar altında verilmiştir. Transformatörün toplam kayıplarına karşılık incelenecek olan toplam ısı transferi ise ortalama kesitte göz önüne alınacaktır. Bu yüzden ortalama kesite dair daha ayrıntılı sonuçlara yer verilmiştir. Şekil 2.8'e göre ele alınan diğer üç kesit için ise karşılaştırma yapılması açısından kullanılabilecek en önemli bilgi, ortalama ısı taşınım katsayısı veya ortalama ısı akısı olacaktır.

Modelin yaklaşık doğruluğunun tayini için öncelikle bu üç kesitteki ısı transfer oranlarının ortalaması alındığında 449 W/m^2 olduğu görülür. Bu değer, ortalama kesit olduğu durumdaki ısı transfer oranı olan 472 W/m^2 'den daha küçüktür. Bu normal bir durumdur, çünkü şekil 2.8'de görülebileceği üzere fan kesit alanının kapsadığı "h" kanal yükseklikleri doğrusal olarak azalmamaktadır. Radyatör grubuna bağlı olan bir fanın kesit alanının oluşturduğu kanal yüksekliklerinin (h) hepsinin ortalaması 655 mm olarak hesaplanmıştır. İncelenen diğer üç kanal yüksekliğinin ortalamaları ise 614 mm'dir. Dolayısıyla üç kesidin ısı akısının ortalamasının biraz daha düşük çıkması da normaldir.

En yüksek kesinlikte karşılaştırma yapılabilmesi için her kanal yüksekliği için ayrı bir simülasyon yapılmalıdır. Ancak amaç bu değildir. Bu çalışmada, modelin değişik fan pozisyonları için doğru bir şekilde sonuç verip vermediği önemlidir. Eğer sonuçlar mantığa uygunsa esas amaç olan fan pozisyonlarının ısı transferini ne şekilde etkilediği de doğru yorumlanabilir.

Ortalama kesit için yapılan analizin sonuçlarına başka yönlerden de bakılabilir.

Bunlardan bir tanesi, gelişmiş bölgenin başlangıcındaki ısı taşınım katsayısına logaritmik yasayı kullanarak yaklaşıp yaklaşılmadığıdır. İki paralel plaka arasındaki akış için olan literatür, plakaların sonsuz genişlikte olduğunu ve akışın bu genişlik boyunca oluştuğunu varsayar. Burada ise durum biraz farklıdır. Akış kesidi tüm plaka genişliğine yayılmayıp belli bir bölümde olmaktadır. Dolayısıyla debi, belli bir kesitte kalmayacaktır. Ancak yine de yaklaşık bir hesap yapılacaksa bu akışın şekil 2.15'te görüldüğü gibi belli bir noktaya kadar kendi giriş kesidinde gittiği düşünülebilir. Normalde sabit bir kesit boyunca sabit debili bir iç akış için giriş bölgesi uzunluğu, (1.50) eşitliği yardımıyla bulunabilir. Ortalama kesit yüksekliğinin 655 mm, plakalar arası mesafenin 39 mm olduğu hatırlanarak ve akış kesidi göz önüne alınarak bu kesit için giriş bölgesi uzunluğunun;

$$X = 10D_h = 10 \left(\frac{4x(655x39)}{2x(655+39)} \right) \cong 0.73 \text{ m}$$

olduğu bulunur. Çizelge 2.2'de bu akışın z ekseninden 0.0195 mm uzakta olan (tam merkezde) eksenel (u) hızının değişimi, x ekseninin çeşitli lokasyonları için verilmiştir.

Çizelge 2.2 u hızının x eksenı boyunca orta kesitteki (xy düzlemi) değerleri

(title "X Velocity")	
(labels "Position" "X Velocity")	
((xy/key/label "vciz"))	
1.82146e-017	5.42
0.0043421	5.42839
0.104507	5.61147
0.152204	5.64709
0.204671	5.67348
0.252368	5.69044
0.300066	5.70169
0.352533	5.70914
0.40023	5.71493
0.452697	5.72283
0.500395	5.73047
0.552862	5.73857
0.600559	5.74374
0.653026	5.74544
0.700724	5.74307
0.734112	5.73919
0.800888	5.72616
0.901053	5.69476
1	5.649

Çizelge 2.2, şekil 2.17'de gösterilen orta kesitteki u hızı grafiğinin, x eksenindeki bazı lokasyonlar için rakamlara dökülmüş halidir. Dikkat edilirse incelenen kesitteki akış için giriş bölgesi uzunluğu olan 0.73 m'ye kadar orta kesitteki u hızı artmaktadır. Gelişmiş bölge kabul edilebilecek olan bu noktaya kadar hız, 0.7 m'den sonra ihmal edilebilecek kadar düşmektedir. Daha uzak lokasyonlarda ise incelenen kesitteki debi kaybı arttıkça, yani akış y eksenini yönünde yukarı ve aşağı doğru belirgin bir şekilde yol almaya başladıkça daha çok düşecektir. O halde giriş bölgesi sonundaki bu nokta için ortalama hıza (1.31) eşitliği ile yaklaşımda bulunulabilir.

$$\frac{V}{u^*} \cong 2.44 \ln \frac{Ru^*}{v} + 1.34$$

Bu eşitlik için öncelikle merkezdeki u hızından yararlanılarak u^* değeri bulunabilir. Çizelge 2.2'den faydalanılarak gelişmiş bölge olarak kabul edilebilen $x=0.73$ m'de merkezdeki u hızının 5.74 m/s olduğu görülür.

Bu değer (1.31) eşitliğinde V yerine konursa ve R değeri 0.0195 olarak alınırsa, EES denklem çözücüsü yardımıyla u^* değeri 0.2994 olarak bulunur. Bu değer, (1.38) eşitliğinde yerine konursa bu nokta civarındaki ortalama hız;

$$V = u^* \left(\frac{1}{\kappa} \ln \frac{hu^*}{v} + B - \frac{1}{\kappa} \right) = 0.2994 \left(2.44 \ln \frac{0.0195 \times 0.2994}{1.754 \times 10^{-5}} + 5 - 2.44 \right) = 5 \text{ m/s}$$

olarak bulunur. Dikkat edilirse debi en baştan beri akış yönü boyunca sabit olmadığı için hız, $x=0.73$ m'ye kadar küçük değişimlerin etkisiyle bir miktar azalmıştır. Elde edilen ortalama hız kullanılarak bu nokta civarındaki Reynolds sayısı;

$$Re_{0.73} = (5 \times 0.073) / (1.754 \times 10^{-5}) = 20810$$

olarak bulunur. Elde edilen ortalama hız değeri kullanılarak denklem (1.41)'de ifade edilen efektif hidrolik çapın da türbülanslı kanal akışlarında doğru sonuç verip vermediği kontrol edilebilir. Bu efektif çapın etkisiyle efektif Reynolds sayısı;

$$Re_{eff-0.73} = (20810 \times 2) / 3 = 13870$$

olur. Yeni değere göre şekil 1.17'deki tablodan pürüzsüz boru için f değeri yaklaşık 0.029 olarak okunur.

(1.20) eşitliğindeki $V/u^* = (8/f)^{1/2}$ çıkarımı için u^* ve f değeri yerine konduğunda V ortalama hızının 4.97 m/s gibi yukarıda bulunan sonuca çok yakın bir değerde bulunduğu görülür.

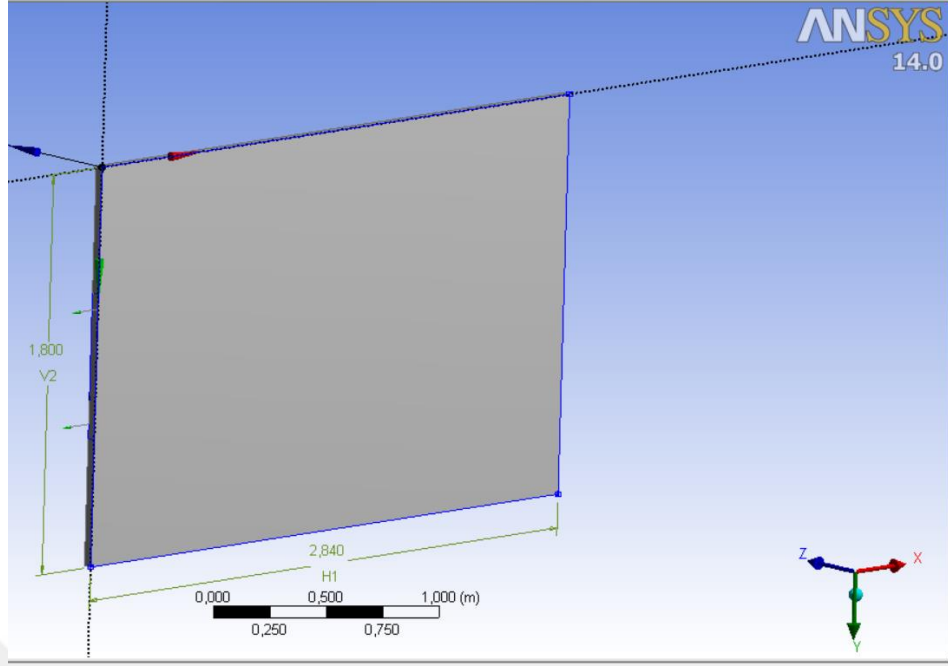
Son olarak 1. bölümde bahsedilen bazı ampirik ısı transfer katsayısı eşitlikleri alınan sonuçlarla karşılaştırılabilir. (1.70) eşitliğinde μ_0 yerine 347 K sıcaklığındaki değeri 2.09×10^{-5} kg/ms konup, Prandtl sayısı 0.71 alınırsa, Nu sayısı 68 olarak bulunur. Buradan;

$h = (Nu \times k)/D_h$ eşitliğinden h değeri yaklaşık 25 W/m²K bulunur.

(1.71) eşitliğinde f sürtünme katsayısı 0.029 alınarak değerler yerine konduğunda Nu sayısının 58 çıktığı görülür. Bu değer kullanılarak h değeri ise 22 W/m²K bulunur. (1.73) eşitliği kullanıldığında ise Nu sayısı 51, buna bağlı olarak da h değeri 19 W/m² olmaktadır. Buradan, yapılan çalışmanın sonuçlarına en çok uyan ampirik formülün (1.73) eşitliği olduğu söylenebilir. Türbülanslı akıştaki sapmaların belirsizliği göz önüne alındığında her farklı durumda gerçeğe yakın sonuçlar almak için ampirik formüllerdeki sabit değerlerin de değişmesi gerekmektedir. Dolayısıyla (1.73) eşitliği normal bir sonuç vermiştir.

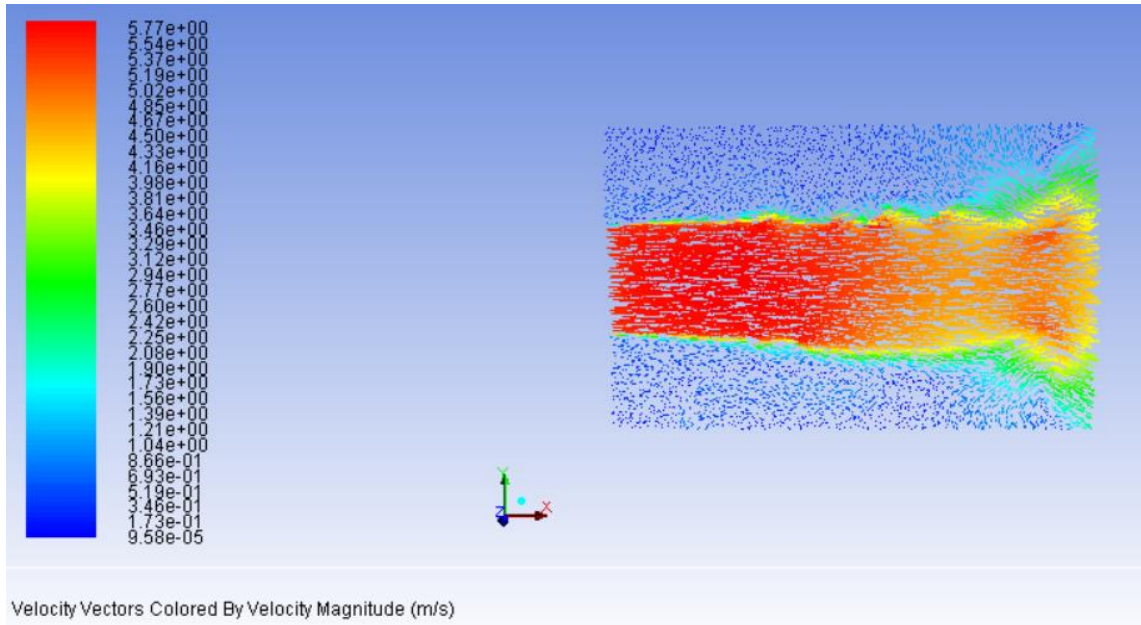
2.5.5.6 Diğer Radyatör Grubu

Şu ana kadar yapılan analizler şekil 2.2'de görülen 4 radyatör grubundan oluşan sistem içindi. Transformatör toplam kaybının karşılanıp karşılanamadığını anlamak için 5 radyatör grubundan oluşan sistemin de soğutma kapasitesini hesaplamak gerekmektedir. 4 gruplu sistemin verdiği sonuçların akla yatkınlığı tespit edildiği için, 5 gruplu sistem için de aynı stratejinin izlenmesine gerek yoktur. Dolayısıyla alt başlık 2.5.5.1'de incelenen ortalama kesit yükseklikli radyatör grubu sistemine benzer şekilde bir inceleme yapmak yeterli olacaktır.

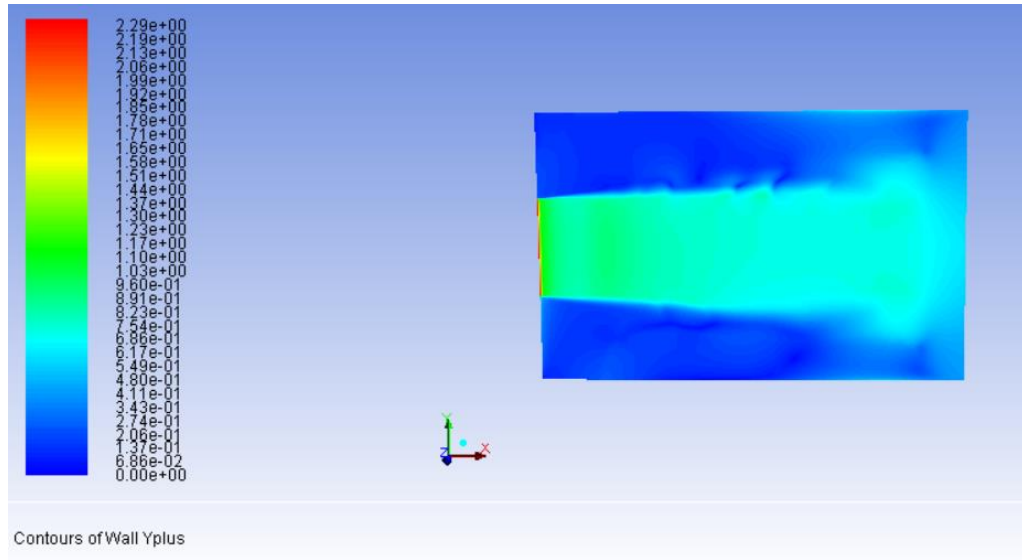


Şekil 2.44 Beş gruplu radyatör sistemi için akış geometrisi ölçüleri

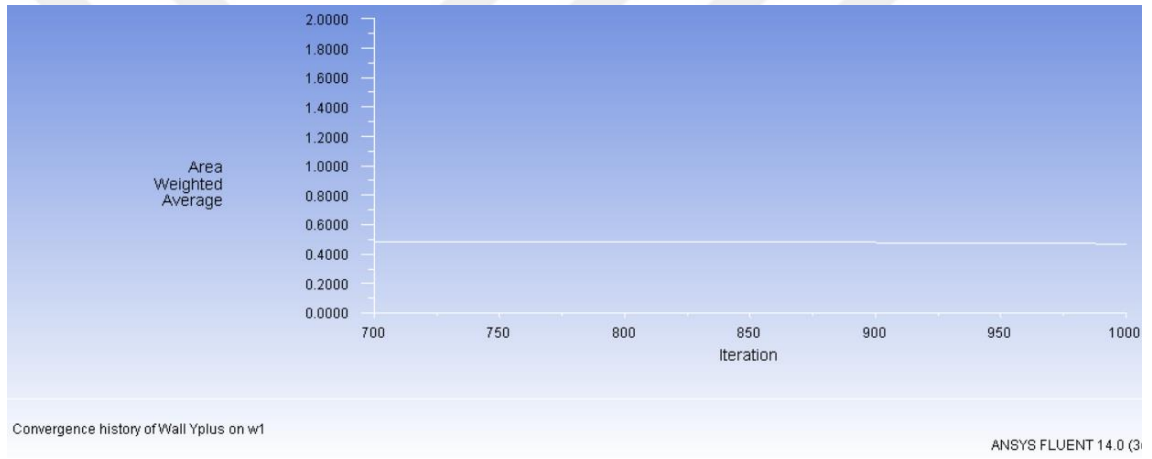
Kesit yüksekliği ve radyatördeki lokasyonu, ortalama kesit başlığı altında incelenen sistem ile aynı kalmakla beraber bu sistemin tek farkı beş adet radyatörden oluşup, akış hacmi uzunluğunun şekil 2.44'ten görüleceği üzere 2840 mm olmasıdır. Daha önceki analizlerde mantıklı sonuçlar alınmasını sağlayan aynı çözüm yöntemleri bu sistem için de tekrarlanmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.



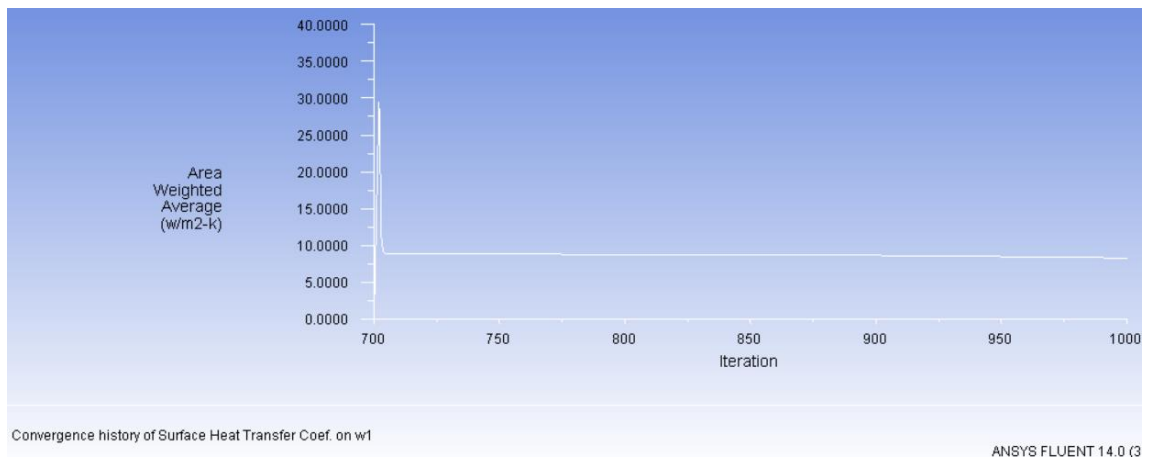
Şekil 2.45 Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(5GR)



Şekil 2.46 Duvardaki y^+ konturu(5GR)



Şekil 2.47 y^+ değerinin iterasyonla değişimi(5GR)



Şekil 2.48 Isı transfer katsayısının iterasyonla değişimi

Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet1	0.15271042
outlet	-0.15294978
Net	-0.00023935735
Area-Weighted Average Surface Heat Transfer Coef.	(w/m2-k)
w1	8.30721
Area-Weighted Average Total Surface Heat Flux	(w/m2)
w1	487.81146

Şekil 2.49 Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(5GR)

2.5.6 Transformatör Gövdesinden Olan Isı Kaybı

Transformatör tankı için;

$$L = 5050 \text{ mm} \quad W = 2020 \text{ mm} \quad H = 2585 \text{ mm}$$

olarak ölçülmüştür. Yapılacak olan hesaplar, oluşturulan modelin doğruluğunu sınamak amacıyla olduğu için transformatör gövdesinden olan ısı kaybının da ortalama olarak bulunması, sonuçlar üzerinde mantıksal yorum yapılmasını mümkün kılabilen kadar doğru bir strateji sağlayacaktır. Dolayısıyla öncelikle tank duvarlarından doğal konveksiyon ve radyasyonla olan yaklaşık ortalama ısı kaybı, daha sonra ise kapaktan doğal konveksiyon ve radyasyonla olan yaklaşık ısı kaybı hesaplanacaktır.

Hesaplarda kullanılacak olan havanın bazı fiziksel özellikleri $(T_s + T_a)/2$ sıcaklığına göre yardımcı tablolardan alınmıştır. Burada; $T_s = (87 + 61)/2 = 74^\circ\text{C} = 347 \text{ K}$ alınabilir. $T_a = 26 + 273 = 299 \text{ K}$ 'dir. Buradan ortalama 323 K hava için;

$$\rho = 1.103 \text{ kg/m}^3 \quad c_p = 1008 \text{ J/kgK} \quad k = 0.02753 \text{ W/mK} \quad \nu = 1.754 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad \beta = 3.15 \times 10^{-3} \text{ (1/K)} \\ \alpha = 2.476 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad \mu = 1.93 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

alınmıştır.

2.5.6.1 Tank Duvarlarından Isı Kaybı

Tank duvarları ve hava arasındaki ısı transfer katsayısını bulmak için (1.6) eşitliğinden faydalanılacaktır:

$$h_{conv,tank} = \frac{k_{air}}{L} \left[\left(\frac{2.8}{\ln(1 + \frac{5.44}{Ra_L^{0.25}})} \right)^6 + 1.18 \times 10^{-6} Ra_L^2 \right]^{1/6}$$

Ra_L sayısı (1.7) eşitliği kullanılarak;

$$Ra_L = \frac{g \beta_{air} c_{air} \Delta T \rho_{air}^2 L^3}{h_{air} \mu_{air}} = \frac{9.81 \times 0.00315 \times 1008 \times (347 - 299) \times 1.103^2 \times 2.585^3}{0.02753 \times 0.0000193}$$

= 5.91358x10¹⁰ olarak elde edilir.

Bu değer ve diğer parametre değerleri (1.6) eşitliğinde yerine konursa;

h=4.31 W/m²K olarak bulunur. Transformatör yan duvarlarının toplam yüzey alanı;

A_{yan}= 2x(5.05x2.585+2.02x2.585) = 36.5 m²'dir. Yan duvarlardan konveksiyon ile olan ısı transferi;

W_{yan}= 4.31x36.5x48 = 7551 W olarak bulunur.

Tank duvarlarından radyasyonla olan ısı transferi için yayma katsayısı 0.95 alınarak ve (1.10) eşitliği kullanılarak;

W_{rad,yan}=σEA_{rad,tank}(T_{K,s}⁴ - T_{K,air}⁴) = 5.67x10⁻⁸x0.95x36.5x(347⁴-299⁴) = 12791 W bulunur.

2.5.6.2 Transformatör Kapağından Isı Kaybı

Kapak-hava taşınım katsayısının yaklaşık hesabı için (1.9) eşitliği kullanılır:

$$h_{conv,top}=0.15(k_{air}/B)Ra_B^{0.333}$$

Burada Rayleigh sayısı hesabında kullanılan yüzey sıcaklığı için kapağın sıcaklığı (tepe yağı sıcaklığı) alınabilir.

$$A_{kapak} = 5.05 \times 2.02 = 10.2 \text{ m}^2$$

$$Ra_B = \frac{g \beta_{air} \Delta T B^3}{\nu_{air} \alpha_{air}} = \frac{9.81 \times 0.00315 \times (356 - 299) \times 2.02^3}{1.754 \times 10^{-5} \times 2.476 \times 10^{-5}} = 3.34293 \times 10^{10}$$

$$h_{conv,top}=0.15(0.02753/2.02)Ra_B^{0.333} = 6.53 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kapaktan konveksiyonla olan ısı transferi;

W_{kapak}= 6.53x10.2x57 = 3797 W olarak bulunur.

Kapaktan radyasyonla olan ısı transferi için yayma katsayısı 0.95 alınarak ve (1.10)

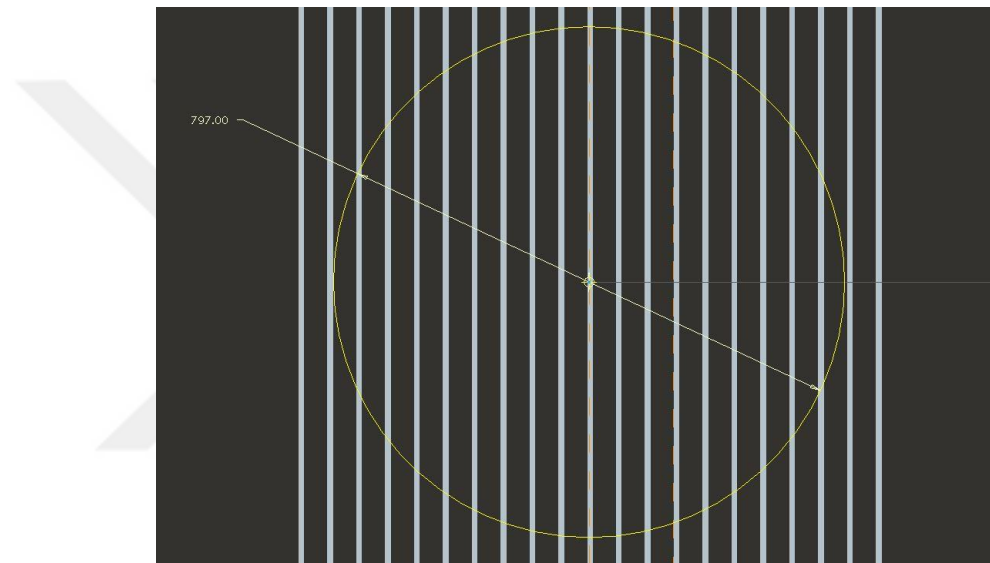
eşitliği kullanılarak;

$$W_{\text{rad,kapak}} = \sigma E A_{\text{rad,kapak}} (T_{K,s}^4 - T_{K,\text{air}}^4) = 5.67 \times 10^{-8} \times 0.95 \times 10.2 \times (356^4 - 299^4) = 4434 \text{ W}$$

bulunur.

2.5.7 Doğal Taşınım Maruz Kalan Kanallarda Isı Kaybı

Şekil 2.50'de görülebileceği üzere radyatör dilimlerinin oluşturduğu tüm kanallar zorlanmış taşınım etkisinde değildir. Fanın kesit alanı, 18 adet kanalı zorlanmış taşınım etkisi altına sokmaktadır. Geri kalan kanallar içerisinde ısı atımı doğal konveksiyon şeklinde meydana gelmektedir.



Şekil 2.50 Fan kesit alanının kapsadığı kanal sayısı

Dolayısıyla doğal konveksiyona maruz kalan dilimlerin oluşturduğu kanal sayısı;

$$33-18=15 \text{ adet olur.}$$

Şu halde dilimlerin oluşturduğu bir kanal için ısı transfer katsayısı (1.3) eşitliği yardımı ile;

$$h = \frac{k_{\text{air}}}{s} \left[\left(\frac{24}{Ra} \right)^{1.9} + \left(\frac{1}{0.62 Ra^{0.25}} \right)^{1.9} \right]^{-\frac{1}{1.9}}$$

hesaplanır. Ra sayısı;

$$Ra = GrPr = \frac{g \beta_{\text{air}} \Delta T s^4}{\nu_{\text{air}} \alpha_{\text{air}} l} = \frac{9.81 \times 0.00315 \times (347 - 299) \times 0.039^4}{1.754 \times 10^{-5} \times 2.476 \times 10^{-5} \times 1.8} = 4390$$

Bu değer (1.3) eşitliğinde yerine konursa;

$$h_k = 3.55 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ olarak bulunur.}$$

4 grubun toplam uzunluğu $L = 2260$ mm olarak verilmişti. Dolayısıyla kanalı oluşturan dilimlerden birinde meydana gelen ısı transferi miktarı;

$$Q_{kt1} = 3.55 \times (1.8 \times 2.26) \times (347 - 299) = 693 \text{ W}$$

Her kanal 2 adet dilimden oluştuğu için ve toplamda 15 adet kanal doğal taşınımına maruz kaldığı için toplam ısı transferi;

$$Q_{kt1} = 693 \times 2 \times 15 = 20790 \text{ W}$$

Diğer radyatör sistemi ise 5 adet radyatör grubundan oluşmaktadır. Isı transferi katsayısı, radyatör yükseklikleri aynı olduğu için aynı kalacaktır. Dolayısıyla kanalı oluşturan dilimlerden birinde meydana gelen ısı transferi miktarı;

$$Q_{kt2} = 3.55 \times (1.8 \times 2.84) \times (347 - 299) = 871 \text{ W}$$

Her kanal 2 adet dilimden oluştuğu için ve toplamda 15 adet kanal doğal taşınımına maruz kaldığı için toplam ısı transferi;

$$Q_{kt2} = 871 \times 2 \times 15 = 26130 \text{ W}$$

2.5.8 Sonuçların Karşılaştırılması

Transformatör gövdesinden olan toplam ısı kaybı bulunduğu göre, bu kayıp ile radyatörlerden olan toplam ısı transferi miktarı toplanarak transformatörün toplam kaybıyla karşılaştırılabilir. Bu transformatöre ait radyatör sayısı, radyatörlerdeki dilim adedi ve boyutları ile fan seçimi, ilgili yazılım tarafından transformatör toplam kaybına ve transformatör boyutlarına göre yapılmaktadır. Türbülanslı akıştaki eddy yapılarının kestirilmesinin zorluğu ve gelişmemiş akış bölgesindeki ısı transferine dair elle bir çalışmanın yapılmasının şu an için çok zor olması sebebiyle, yazılımın soğutma ekipmanının seçimi için yaptığı hesapların da toleranslı olması beklenmektedir.

Transformatör gövdesinden olan toplam ısı kaybı;

$$W_{tra,top} = W_{yan} + W_{kapak} = 20342 + 8231 = 28573 \text{ W}$$

Radyatör gruplarından doğal taşınımına olan toplam ısı kaybı;

$$W_{nat} = Q_{kt1} + Q_{kt2} = 46920 \text{ W}$$

Radyatör gruplarındaki zorlanmış taşınımına olan ısı transferi ise, dört ve beş radyatör grubundan oluşan sistemler için ortalama kesit yüksekliği ile yapılan simülasyonlar

sonucunda sırasıyla $w_4 = 472 \text{ W/m}^2$ ve $w_5 = 488 \text{ W/m}^2$ bulunmuştur. Dolayısıyla 18 adet kanaldaki zorlanmış iki ayrı taşınım için;

$$W_4 = 472 \times (1.8 \times 2.26) \times 2 \times 18 = 69123 \text{ W}$$

$$W_5 = 488 \times (1.8 \times 2.84) \times 2 \times 18 = 89808 \text{ W}$$

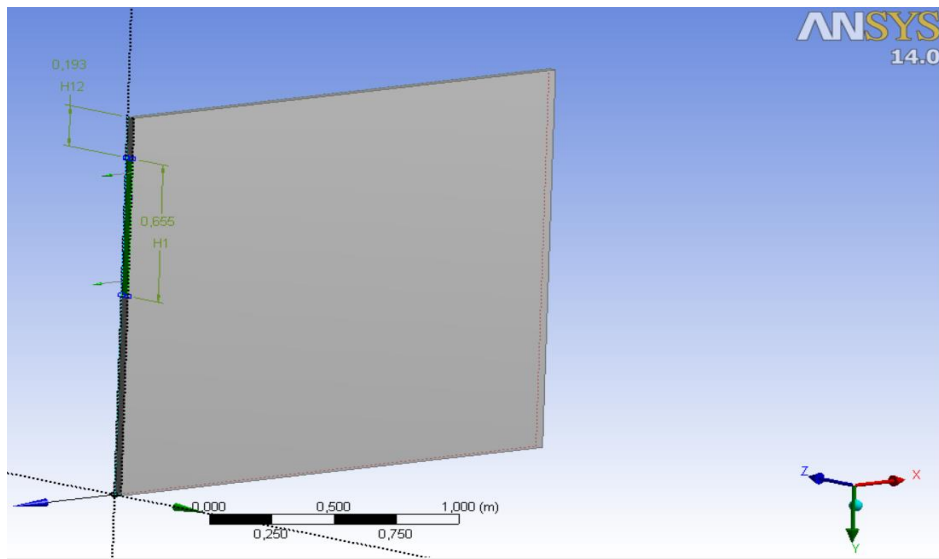
Son olarak transformatörün toplam ısı kaybı yaklaşık olarak;

$$W_{\text{tra,top}} + W_{\text{nat}} + W_4 + W_5 = 234424 \text{ W}$$

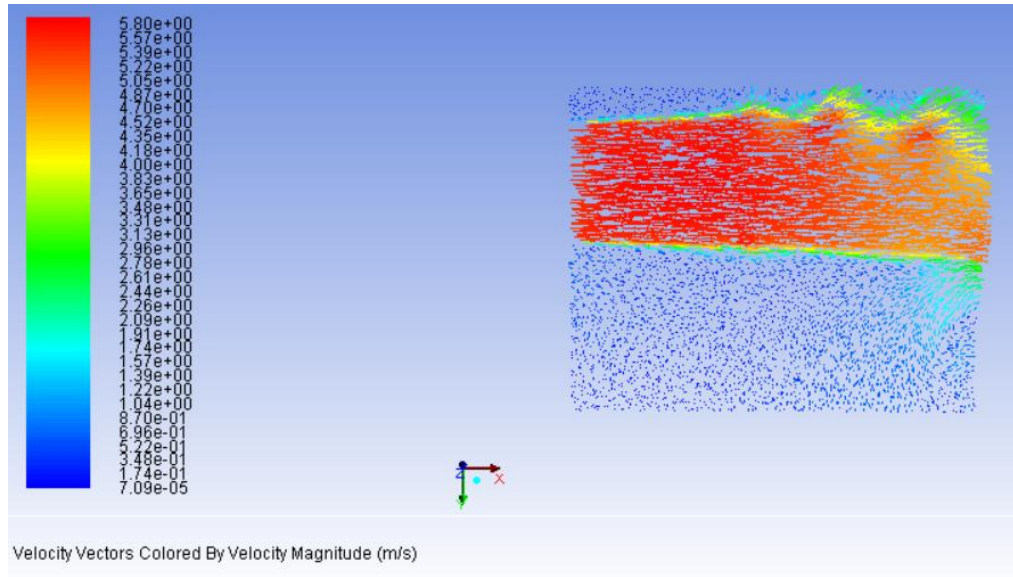
bulunur. Görüldüğü üzere bulunan değer transformatör kaybı olan 215 kW'dan biraz daha yüksek olup aradaki fark yaklaşık %9'dur. Bu fark ise yapılan hesaplardaki genellemeler ile radyatör ve fan seçimi yapan yazılımın toleransından kaynaklanabilir. (Plaka sayısının fazla seçilmesi gibi). Burada amaç, yapılan hesapların bire bir uyuşması değil, simülasyonların mantıklı bir sonuç verip vermediğidir. Şu durumda alınan sonuçlara bakılarak, kullanılan model ile devam edilip, radyatör gruplarının değişik fan pozisyonlarındaki soğutma kapasitesi de gözlemlenebilir.

2.5.9 Fanın Yukarıda Olması

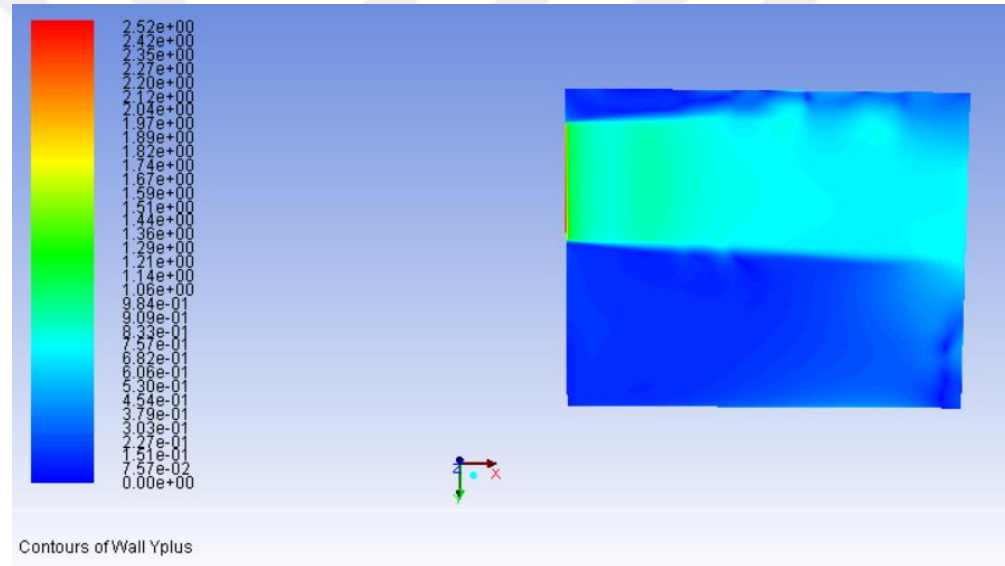
Şekil 2.51'de gösterildiği üzere ortalama kesit kullanılarak ölçülen değerler; $H1=655 \text{ mm}$, ve kesidin radyatör grubunun üstüne olan mesafesi $H12=193 \text{ mm}$ olarak ölçülmüştür. Buna uygun olarak elde edilen sonuçlar, şekil 2.52 ile şekil 2.60 arasında gösterilmiştir.



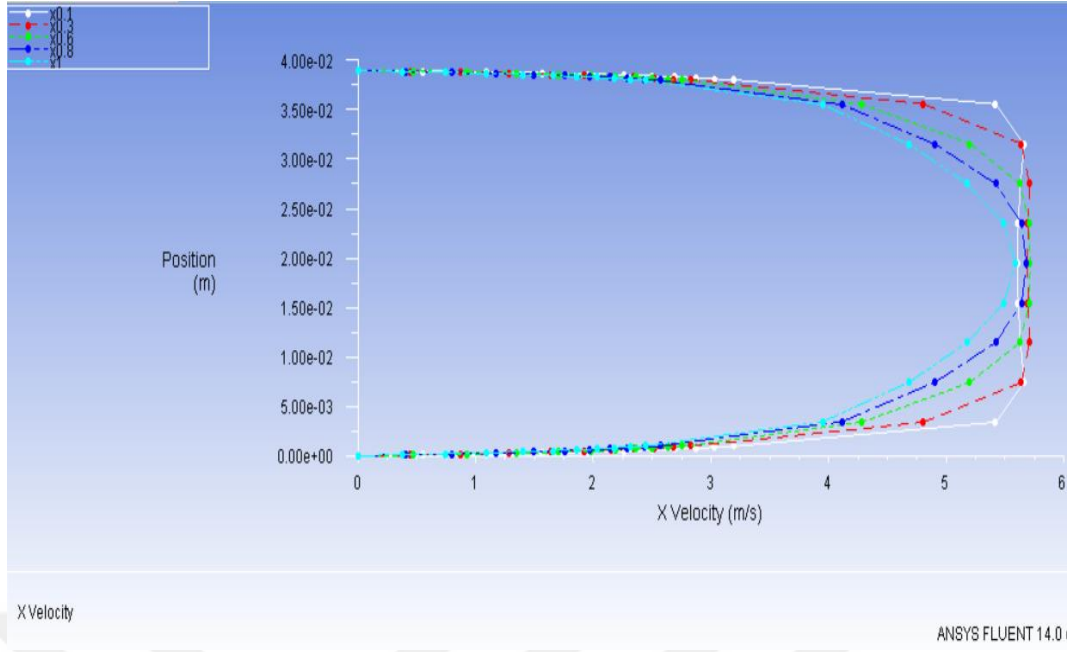
Şekil 2.51 Ortalama kesidin üst pozisyonunda olması



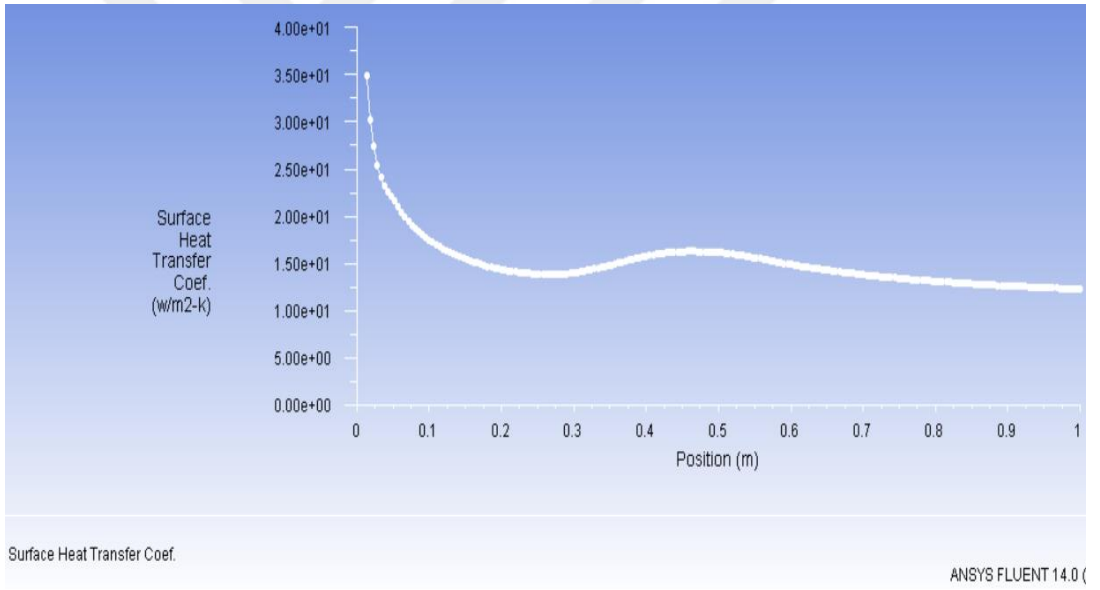
Şekil 2.52 Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(Ü.P)



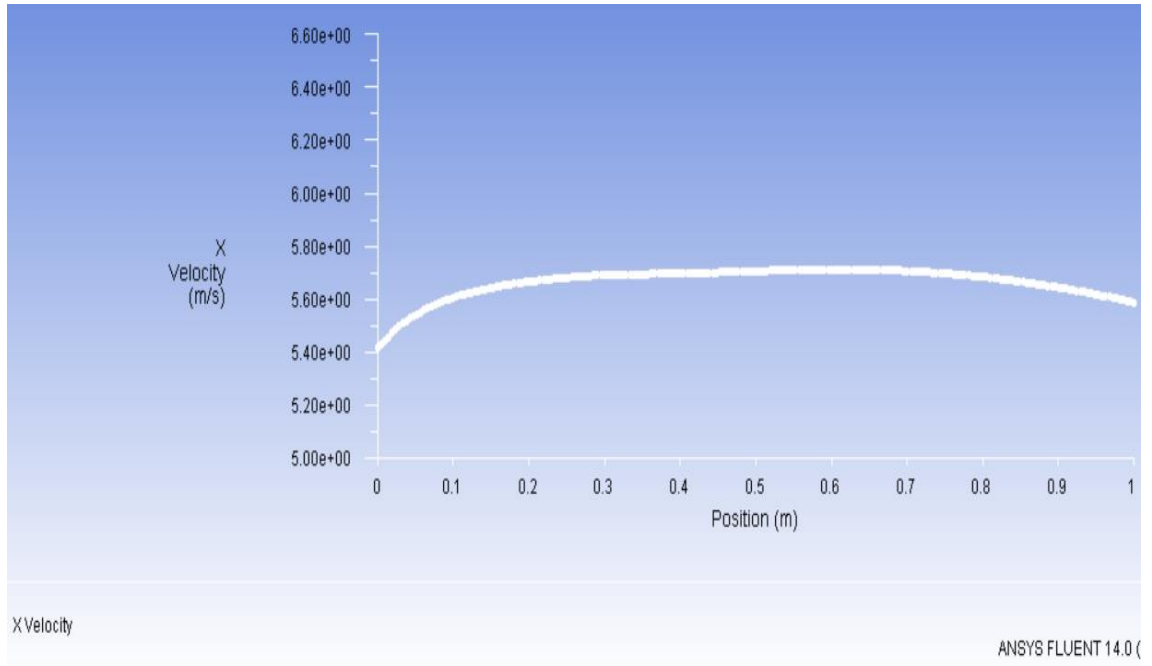
Şekil 2.53 Duvardaki y+ konturu(Ü.P)



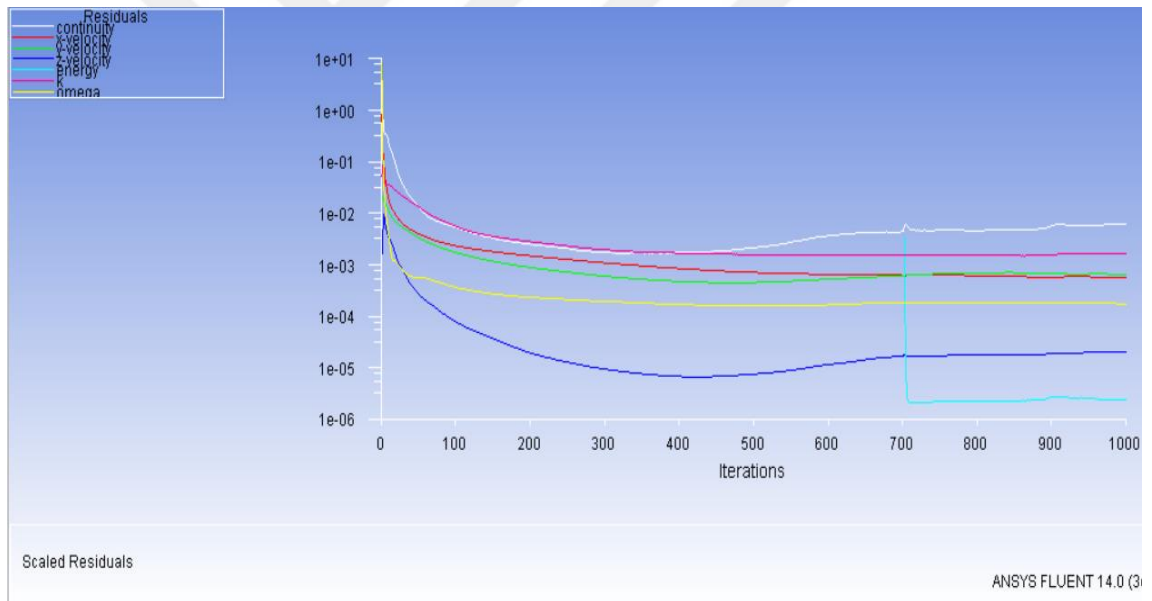
Şekil 2.54 z Eksenı boyunca olan u hız profili (0.1m-1m arası)(Ü.P)



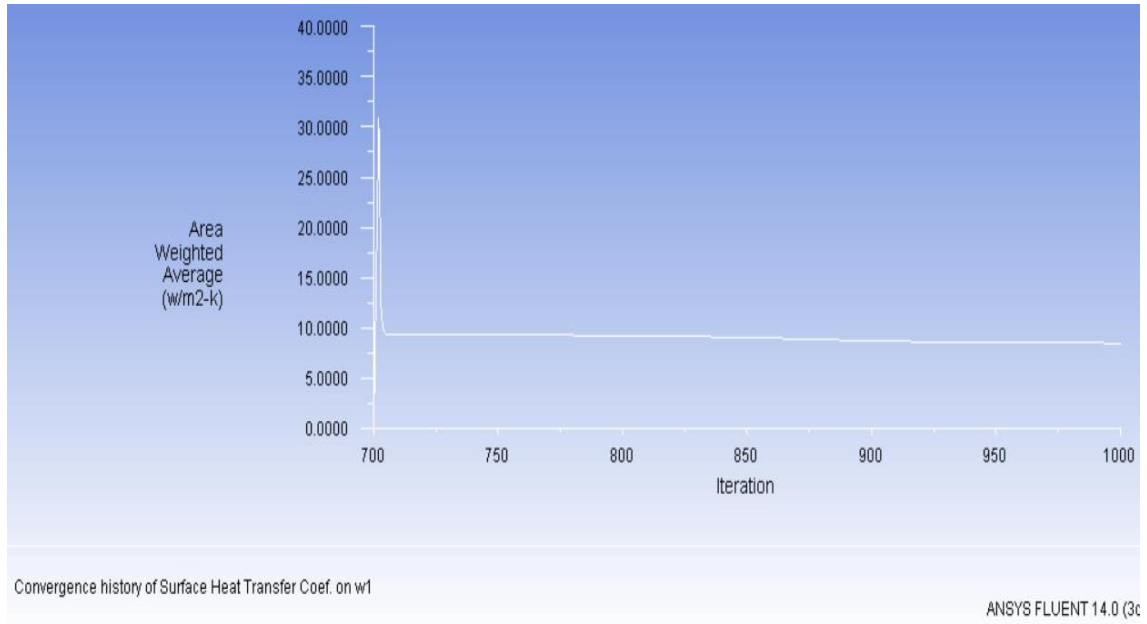
Şekil 2.55 Isı transfer katsayısının x eksenı boyunca değışimi(Ü.P)



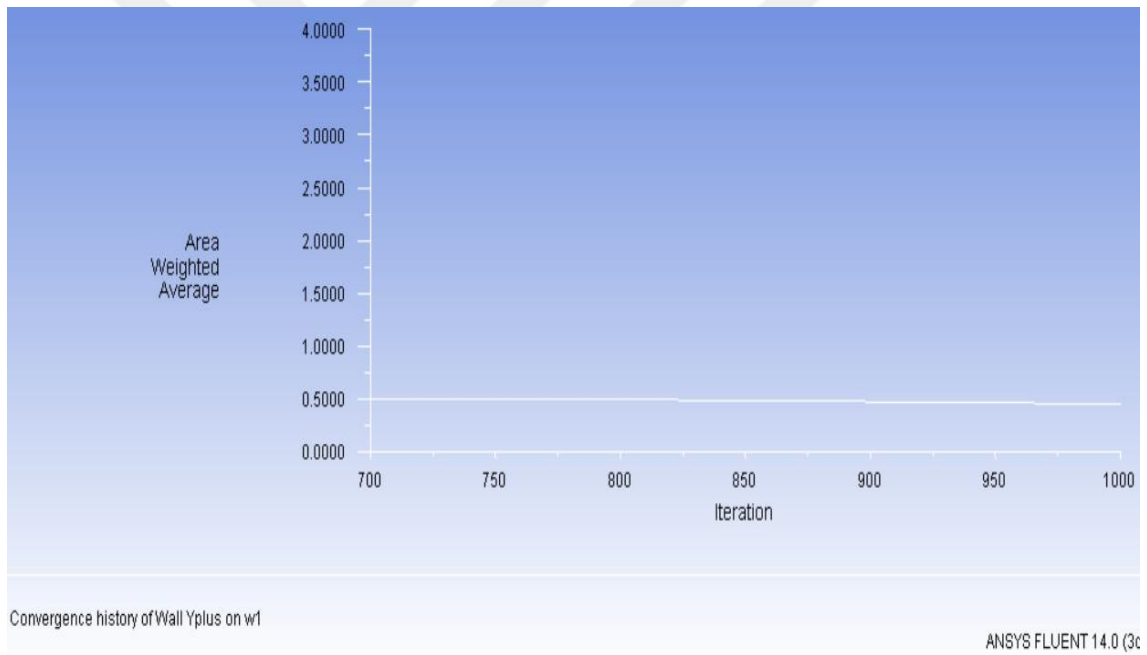
Şekil 2.56 Orta kesitteki (xy düzlemi) u hızının x yönündeki değişimi(Ü.P)



Şekil 2.57 Artık değerler(Ü.P)



2.58 Isı Transfer katsayısının iterasyonla değişimi(Ü.P)



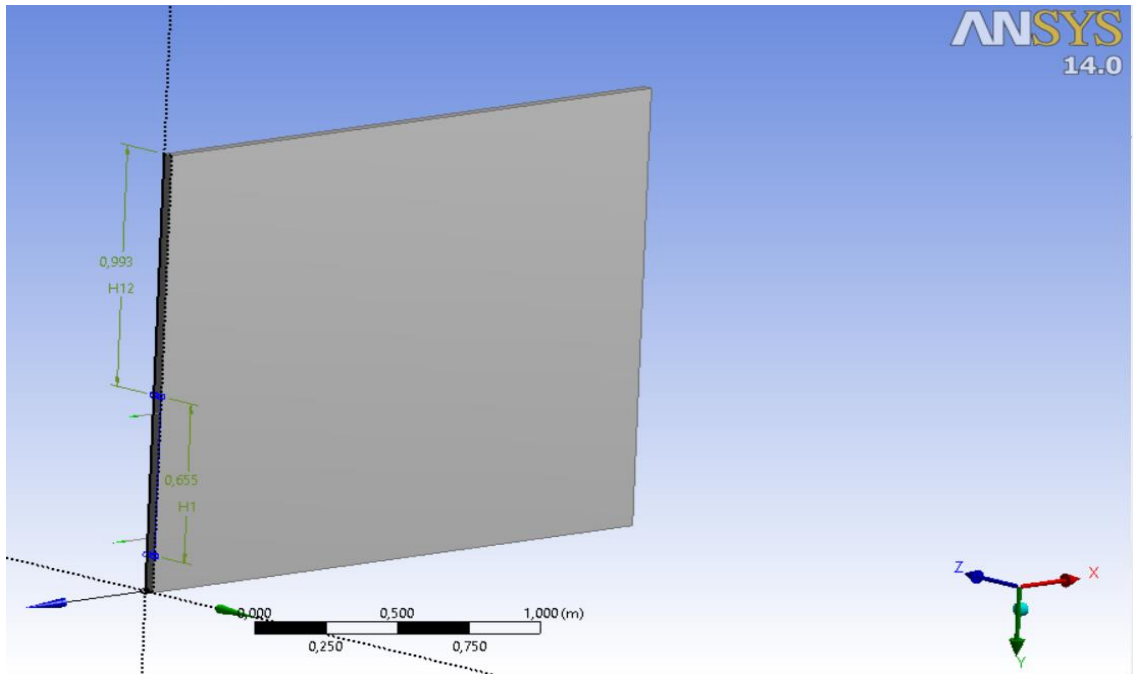
2.59 y^+ değerinin iterasyonla değişimi(Ü.P)

Mass Flow Rate		(kg/s)
inlet1		0.15271449
outlet		-0.15275773
Net		-4.324317e-05
Area-Weighted Average Surface Heat Transfer Coef.		(w/m2-k)
w1		8.4800196
Area-Weighted Average Total Surface Heat Flux		(w/m2)
w1		517.98468

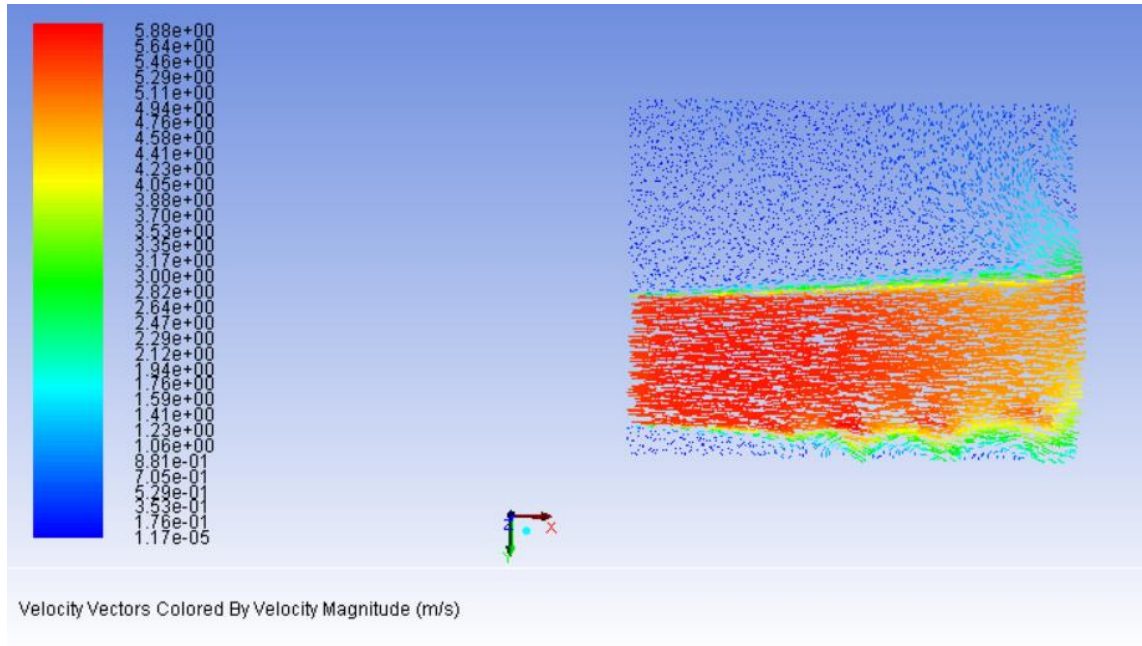
Şekil 2.60 Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(Ü.P)

2.5.10 Fanın Aşağıda Olması

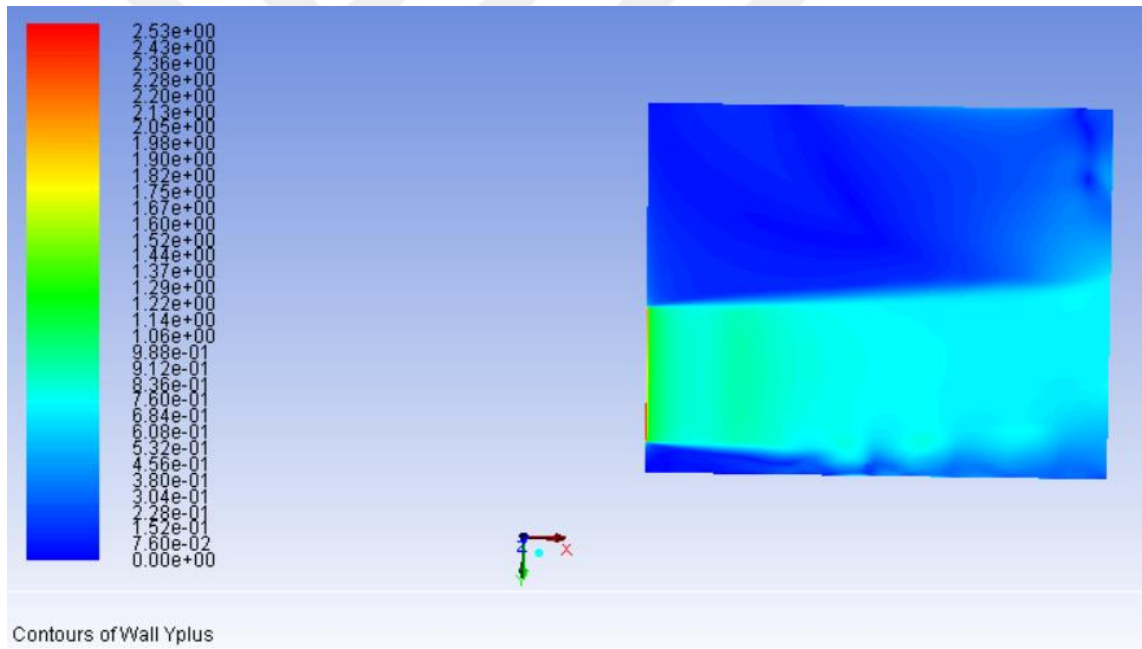
Şekil 2.61'de gösterildiği üzere ortalama kesit kullanılarak ölçülen değerler; H1=655 mm, ve kesidin radyatör grubunun üstüne olan mesafesi H12=993 mm olarak ölçülmüştür. Buna uygun olarak elde edilen sonuçlar, şekil 2.62 ile şekil 2.70 arasında gösterilmiştir.



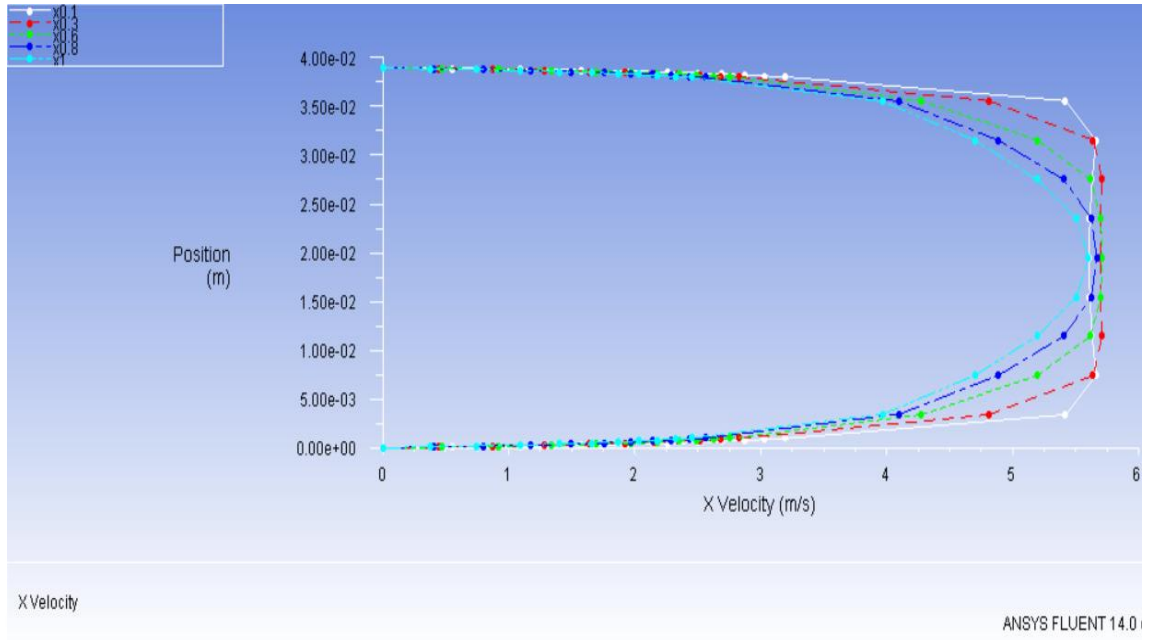
Şekil 2.61 Ortalama kesidin alt pozisyonda olması



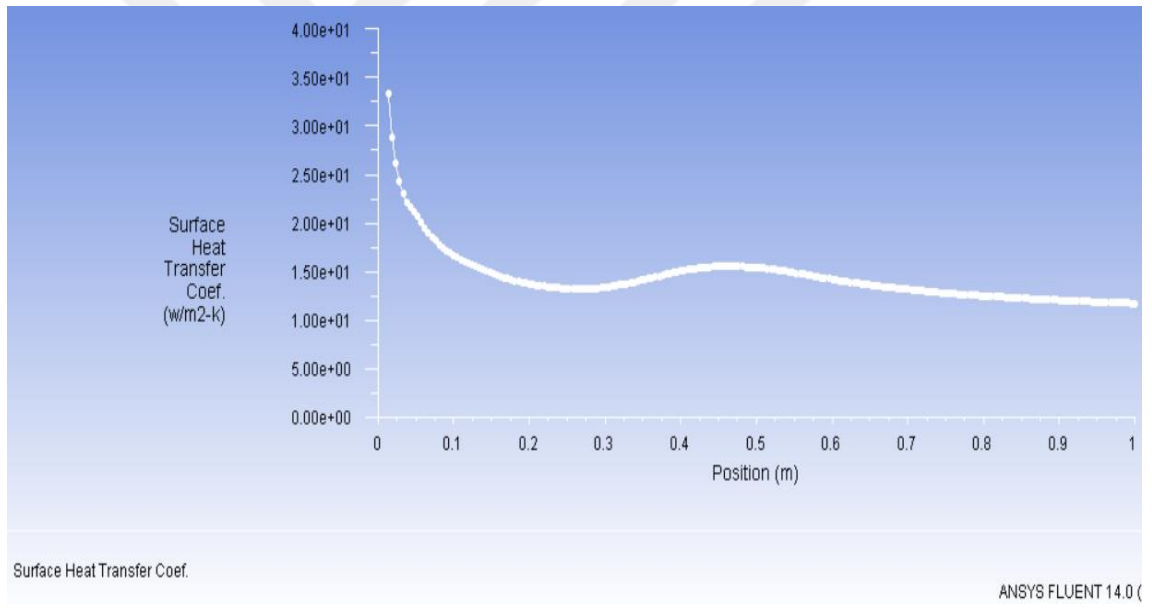
Şekil 2.62 Orta kesitteki (xy düzlemi) hız vektörleri(A.P)



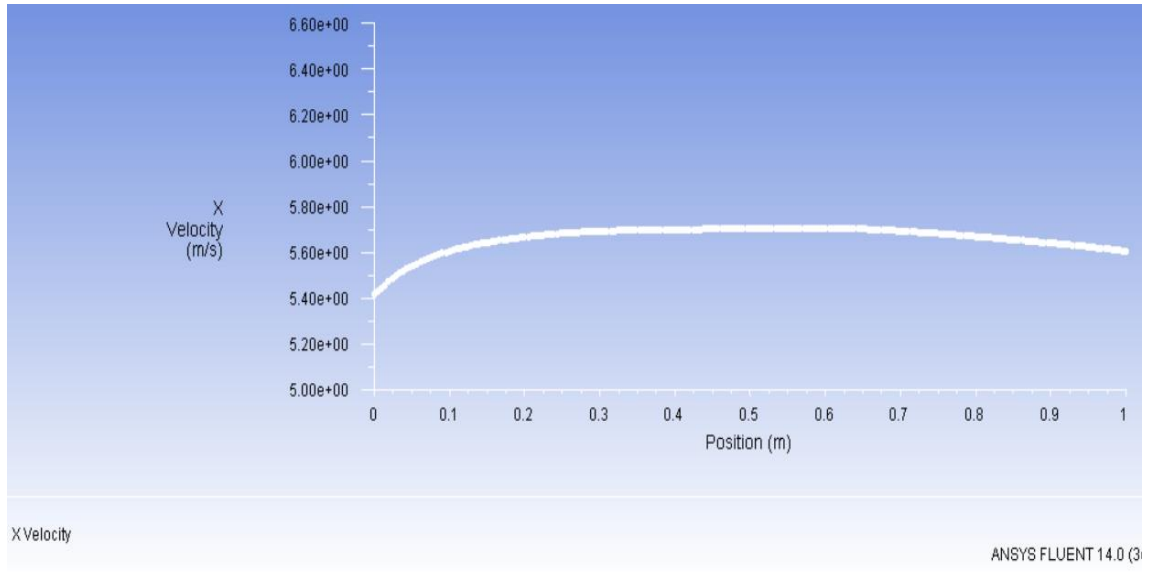
Şekil 2.63 Duvardaki y+ konturu(A.P)



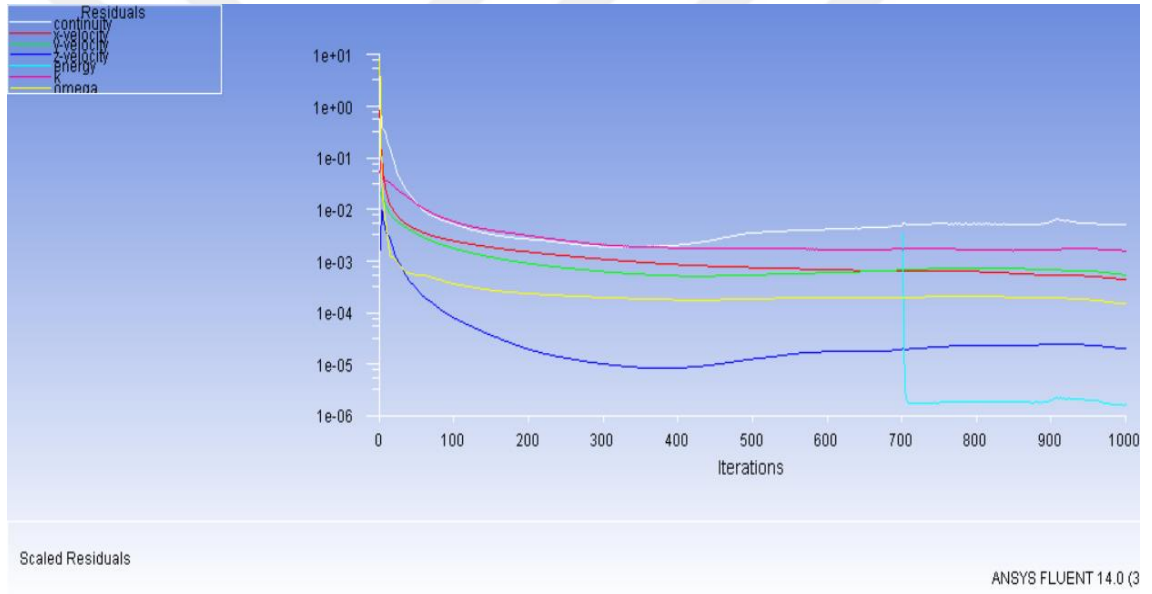
Şekil 2.64 z Eksenı boyunca olan u hız profili (0.1m-1m arası)(A.P)



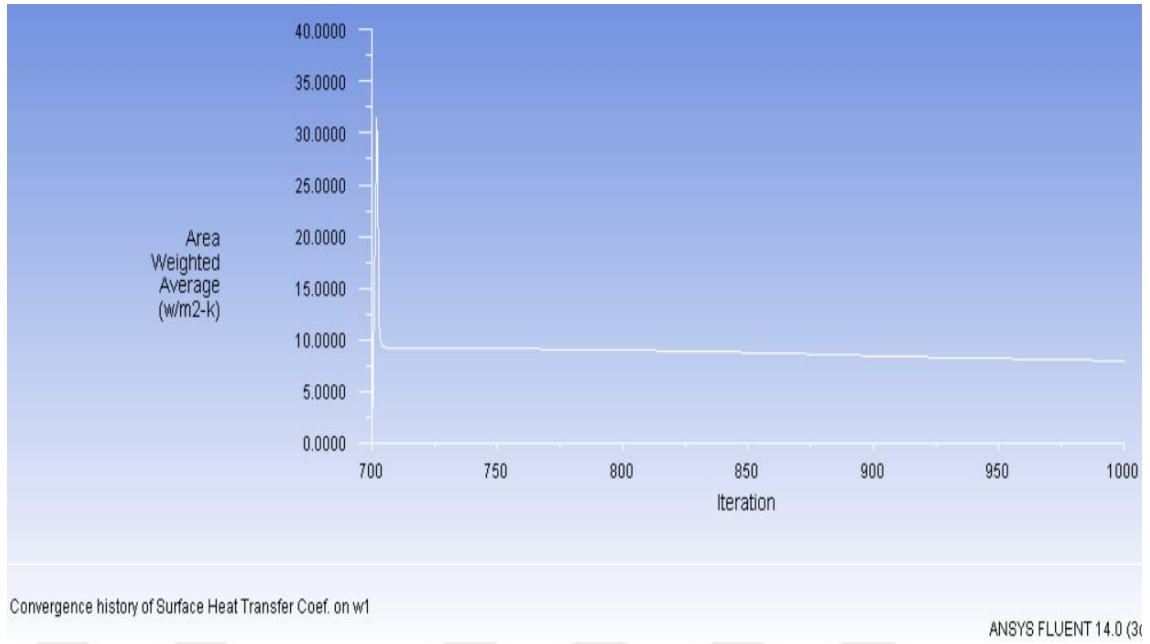
Şekil 2.65 Isı transfer katsayısının x eksenı boyunca değışimi(A.P)



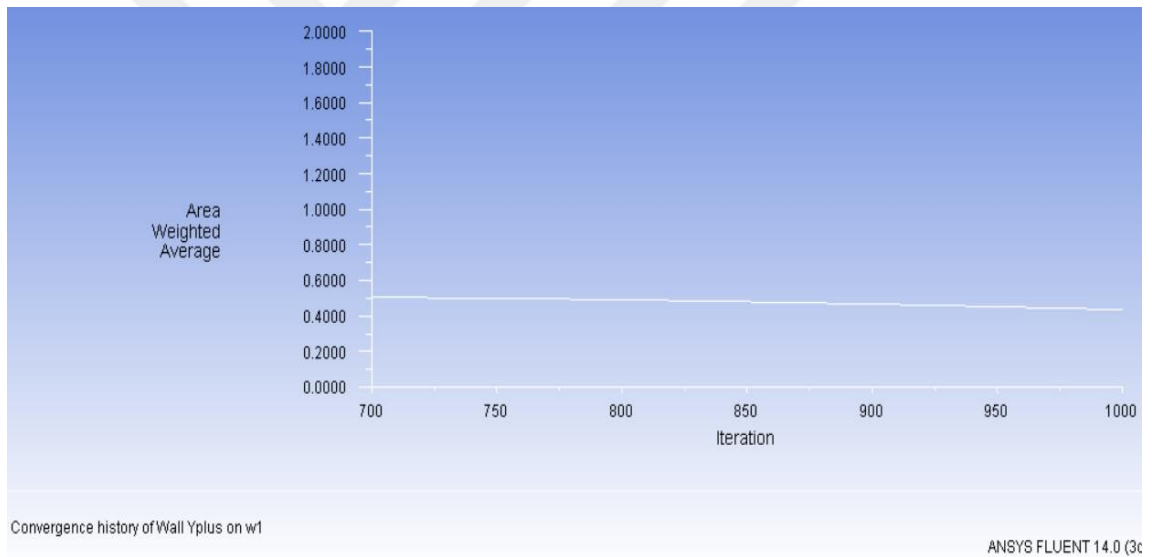
Şekil 2.66 Orta kesitteki (xy düzlemi) u hızının x yönündeki değişimi(A.P)



Şekil 2.67 Artık değerler(A.P)



2.68 Isı Transfer katsayısının iterasyonla değişimi(A.P)



2.69 y+ değerinin iterasyonla değişimi(A.P)

Mass Flow Rate		(kg/s)
inlet1		0.15271431
outlet		-0.15267035
Net		4.3958426e-05
Area-Weighted Average Surface Heat Transfer Coef.		(w/m2-k)
w1		7.9739571
Area-Weighted Average Total Surface Heat Flux		(w/m2)
w1		448.14401

Şekil 2.70 Süreklilik, duvardaki ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı akısı(A.P)

BÖLÜM 3

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada öncelikli amaç transformatörlerdeki soğutma ekipmanı üzerinde bulunan fanların konumunun ısı transferine ne derecede katkıda bulunduğu idi. Bunu anlayabilmek için öncelikle toplam kayıpları belli olan bir transformatörün test raporundaki veriler ile yola çıkılmış ve bu veriler aracılığıyla yapılacak olan analizin şartları oluşturulmuştur. Transformatörün test raporundan elde edilen değerlerde, transformatörün çalışmaya başlamasından bir süre sonra denge haline geldiği anda, artık sabit olarak kabul edebilebilecek radyatör giriş ve çıkış sıcaklığı değerleri dikkate alınarak oluşacak ısı transferi incelenmiştir. Çünkü transformatör denge halinde iken, bir aksilik olmadığı sürece bu şartlarda çalışacak, dolayısıyla toplam kayıpları transformatörden uzaklaştıracak faktörlerden biri olan radyatörlerdeki ısı transferi de bu sıcaklıkların etkisi altında gerçekleşecektir.

Bu bilgilerin doğrultusunda, soğutma kapasitesi incelenecek transformatörde kullanılan radyatör plakaları arasındaki bir adet kanal modellenerek çalışma şartlarındaki veriler yardımıyla sınır şartları oluşturulmuş ve gerçekleşen ısı transfer miktarı bulunmuştur. Bu sonucun transformatör dış gövdesinden olan ısı transferine eklenmesiyle bulunan toplam ısı transfer miktarının ise transformatörün test raporundaki toplam ısı üretimine yakın değerde olduğu görülmüştür.

Sonuçların doğruluğunu yaklaşık bir biçimde sınamak için bazı hesapsal yaklaşımlar da yapılmıştır. İç akışta gelişmiş olarak kabul edilebilir bir noktadaki hız profilinden yararlanıp bu noktadaki ortalama hız, logaritmik yasa aracılığıyla bulunmuştur. Bu değerlerin yardımıyla o noktadaki Reynolds sayısı hesaplanmış ve türbülanslı akışlar için

yarı ampirik kabul edilen formüller kullanılarak ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Bu katsayının simülasyon ile elde edilen değere yakın olduğu görülmüştür.

Mantığa uygun sonuçlar veren bu model kullanılarak, bu sefer değişik fan pozisyonları için analizler yürütülmüş ve bu durumlardaki ısı transferi incelenmiştir. 3 ayrı fan pozisyonu için yapılan analizler karşılaştırılarak radyatör grubuna tek fan bağlı olduğu durumdaki en verimli pozisyon hakkında yorum yapılmış ve aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

1) Çizelge 3.1 ve çizelge 3.2'ye bakıldığında fanın üstte ve altta olduğu durum için olan, kanalın tam orta kesidindeki ve zorlanmış taşınım bölgesindeki u hızı değerleri ile fanın ortada olduğu durumdaki u hızı değerleri (çizelge 2.2) aynı kabul edilebilir. Bu durumda bu bölgelerdeki Reynolds sayısı, dolayısıyla ısı transfer katsayıları da yakın olacaktır. Üç durum için akış debisinin çok fazla değişmediği bazı x eksenli lokasyonları için ısı taşınım katsayıları ise çizelge 3.3, çizelge 3.4 ve çizelge 3.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 Fan alt pozisyonda iken merkezdeki u hızının x eksenine göre değerleri

```
(title "X Velocity")
(labels "Position" "X Velocity")
((xy/key/label "vciz")
```

0.300066 5.69295

0.104507 5.61042

0.729342 5.68734

0.901053 5.64058

Çizelge 3.2 Fan üst pozisyonda iken merkezdeki u hızının x eksenine göre değerleri

(title "X Velocity")	
(labels "Position" "X Velocity")	
((xy/key/label "vciz"))	
0.300066	5.69073
0.104507	5.60998
0.729342	5.70215
0.901053	5.64386

Çizelge 3.3 Fan orta konumdayken ısı transfer katsayısının x eksenine göre değerleri

(title "Surface Heat Transfer Coef.")	
(labels "Position" "Surface Heat Transfer Coef.")	
((xy/key/label "hciz"))	
1	12.1283
0.729342	13.3718
0.500395	15.8838
0.104507	16.9023

Çizelge 3.4 Fan üst konumdayken ısı transfer katsayısının x eksenine göre değerleri

(title "Surface Heat Transfer Coef.")	
(labels "Position" "Surface Heat Transfer Coef.")	
((xy/key/label "hciz"))	
0.104507	17.2247
0.500395	16.1699
0.729342	13.5812
1	12.2837

Çizelge 3.5 Fan alt konumdayken ısı transfer katsayısının x eksenine göre değerleri

(title "Surface Heat Transfer Coef.")	
(labels "Position" "Surface Heat Transfer Coef.")	
((xy/key/label "hciz")	
0.104507	16.4585
0.500395	15.4326
0.729342	12.9447
1	11.7377

Dolayısıyla akışın düzgün olarak geçtiği yani sapmaların çok fazla olmadığı bölgelerde 3 pozisyon için ısı taşınım katsayısının birbirine yakın olduğu görülmüştür.

2) Üç pozisyonun sonuç değerleri incelendiğinde en yüksek ısı taşınım katsayısı ve ısı transfer miktarı, fanın üstte olduğu pozisyonda elde edilmiştir. Isı transfer oranının diğer pozisyonlara göre bu pozisyonda yüksek olmasına etki eden faktörlerden en önemlisi sıcaklık farkının bu bölgede daha yüksek olmasıdır.

3) Üç pozisyonda oluşan hız vektörleri incelendiği zaman, en düzgün ve dengeli akışın fanın ortada olduğu pozisyonda olduğu görülmüştür. Fanın üstte ve altta olduğu pozisyonlarda akış, belli mesafede yol aldıktan sonra atmosferik basınca yakın olduğu bölgelerde akış alanının dışına doğru düzensiz hareketlere başlamıştır. Bu hareketler sıcaklık farkının fazla olduğu fanın üstte olduğu pozisyonda daha belirgin bir hal almıştır. Fanın üstten montajlı olduğu durumdaki ısı transfer katsayısının çok az da olsa daha yüksek olması, türbülanslı akışta tahmin edilmesi zor olan bu rastgele akımların, tüm akış hacmi göz önüne alındığında ortalama ısı taşınım katsayısına az da olsa katkıda bulunduğuna işaret edebilir. Sıcaklık farkının ve akış debisinin yüksek olduğu durumlarda bu durumun etkisi daha fazla hissedilebilir.

Yapılan analizlere bakılarak en verimli olan soğutma şeklinin sırasıyla fanın radyatör grubunun üst,orta ve alt kısmında olduğu durumlarda meydana geldiği görülür. Ancak değişik fan ve radyatör grubu kombinasyonları için bu durumun geçerliliğinden kesin olarak söz edilemez. Örneğin radyatör grubu sayısı fazla ise, fan debisinin yeterli gelemediği durumda hava, tüm radyatörlere etki edemeden sistemi terkedebilir. Bunun sebebi yüksek sıcaklıktan dolayı oluşacak kaldırma kuvveti etkisi olacaktır. Dolayısıyla soğutma etkisi fana yakın olan radyatör gruplarında iyi durumda olurken havanın neredeyse ulaşamadığı radyatör plakaları arasındaki soğutma hiç de verimli olmayacaktır. Bu durumda fanın orta pozisyonda olması daha iyi sonuçlar verecektir.

Bir diğ er dezavantaj oluşturabilecek durum ise fanın radyatör grubunun üstünde veya altında sınırlara çok yakın yerleştirilmesidir. Dikkat edilirse üst veya alt pozisyonlu fanlar, radyatör grubunun üstünde veya altında sınırlara mesafe kalacak şekilde konumlandırılmışlardır. Eğ er alt ve üst pozisyonlu fanlar hiç pay bırakılmadan konumlandırılırsa, özellikle üstten konumlandırılmış fanlar için ciddi anlamda bir debi ve soğutma verimliliği kaybı yaşanacaktır.



KAYNAKLAR

- [1] Robotik Sistem, Transformatör Nedir?,www.robotiksistem.com, 10 Haziran 2015.
- [2] Elektrikce, Transformatörlerde Demir ve Bakır Kayıpları, www.elektrikce.com/transformatorlerde-demir-ve-bakir-kayiplari, 10 Haziran 2015.
- [3] Svtindustries, Core-Coil Assembly, www.svtindustries.com, 11 Haziran 2015.
- [4] Ifea, Power Transformers, www.ifea.no/wp-content/uploads/2012/02/D_Susa.pdf, 15 Haziran 2015.
- [5] Perez, J., (2010). "Fundamental Principles Of Transformer Thermal Loading and Protection", ERLPhase Power Technologies, Winnipeg, MB, R3Y 1G4.
- [6] Kulkarni, S.V. ve Khaparde, S.A., (2004). Transformer Engineering Design and Practice, Indian Institute of Technology, Bombay Mumbai, India.
- [7] Celmesrl, Power Transformer, www.celmesrl.com/en/trasformatore-di-potenza-ermetico-con-radiatori, 20 Haziran 2015.
- [8] Akgün Radyatör, Radyatör, www.akgunradiator.com, 20 Haziran 2015.
- [9] Vecchio, R., Poulin, B., Feghali, P., Shah, D. ve Ahuja, R., (2002). Transformer Design Principles, CRC Press, Boca Raton London New York Washington, D.C.
- [10] Ansys Inc, (2013). Ansys Fluent User's Guide, Release 15, Canonsburg.
- [11] Ziehl, Fan, www.ziehl-abegg.com, 30 Haziran 2015.
- [12] White, F.M, (2004). Akışkanlar Mekaniği, 4. Basım, Rhode Island University; Çeviren: Kadir Kırkköprü ve Erkan Ayder.
- [13] Shaughnessy, Edward J., Jr.; Katz, Ira M.; Schaffer, James P. (2005). Introduction to Fluid Mechanics, Oxford University Press, New York.
- [14] Bejan, A. ve Kraus, D, (2003). Heat Transfer Handbook, Wiley Press, New Jersey.
- [15] Kıray, U., (2014). Gemilerde Baca Formunun Gaz Akışına Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [16] Halıcı, F. ve Gündüz, M., (2010). Örneklerle Isı Geçişi, 1. Basım, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [17] Computationalfluidynamics, Turbulence Part 3
<http://www.computationalfluidynamics.com.au/turbulence-part-3-selection-of-wall-functions-and-y-to-best-capture-the-turbulent-boundary-layer/>, 10 Şubat 2016.
- [18] Cfd online, Fluent, www.cfd-online.com, 12 Kasım 2015.



TRANSFORMATÖR TEST RAPORU

Temperature rise test														
Rated power at ONAF cooling : 31,000 MVA					Total losses : 214,810 kW									
No-load loss : 21,181 kW					Rated current : 88,476 A									
Load loss at 75 °C : 193,629 kW					Tap position No : 1									
Time [hour]	Measured values			Temperatures [°C]										Δty [K]
	kW	kV	A	t-1	t-2	t-3	t-4	t ort.	sg-1	sg-1	sg-2	sg-2	t y	
02:00	215,15	33,817	93,74	26,23	27,06	27,82	27,37	27,12	86,68	64,11	87,09	62,18	84,29	57,17
02:30	215,53	33,089	91,60	26,66	27,11	27,22	27,08	27,02	85,72	62,95	85,93	61,50	83,02	56,00
03:00	214,81	33,032	91,48	26,67	27,15	26,77	26,86	26,86	86,07	63,21	86,45	61,24	83,30	56,44
03:30	214,81	33,044	91,50	26,70	27,19	26,48	26,75	26,78	86,43	63,39	86,63	61,30	83,45	56,67
04:00	214,95	33,062	91,56	26,72	27,22	26,27	26,65	26,72	86,35	63,27	86,68	61,17	83,47	56,76
04:30	214,84	33,081	91,57	26,73	27,24	26,11	26,54	26,66	86,45	63,29	86,71	61,36	83,59	56,94
05:00	214,82	33,083	91,57	26,73	27,26	25,98	26,41	26,60	86,50	63,20	86,77	61,27	83,53	56,94
05:30	214,94	33,091	91,61	26,71	27,25	25,88	26,29	26,53	86,35	63,04	86,74	61,14	83,57	57,04
06:00	215,23	33,079	91,61	26,69	27,24	25,79	26,16	26,47	86,45	62,94	86,71	61,28	83,47	57,00
Down to rated current														
06:00	200,17	31,944	88,45	26,69	27,24	25,79	26,16	26,47	86,45	62,94	86,71	61,28	83,47	57,00
06:30	199,39	31,952	88,45	26,66	27,21	25,70	26,04	26,40	85,93	63,08	86,10	60,91	83,17	56,77
07:00	199,27	31,950	88,47	26,66	27,26	25,80	26,04	26,44	85,39	62,31	85,75	60,71	82,79	56,35
The HV and LV windings resistances were measured.														
Note : 2 cooling fans are in service during this test.														

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Çağlar CANŞE
Doğum Tarihi ve Yeri : 10.08.1988 Eskişehir
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : canse88@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2016
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lise	Fen-Matematik	Borsa İstanbul Zeytinburnu Anadolu Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2013-Devam	Abb Elektrik A.Ş.	Mekanik Dizayn Mühendisi

