



T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü



**GAZ TÜRBİNLİ MOTORLAR İÇİN TÜRBİN
SOĞUTMA HAVASI MİKTARININ
HESAPLANMASINA YÖNELİK BİLGİSAYAR
KODU GELİŞTİRİLMESİ**

Yüksek Lisans Tezi

Mertcan MUT

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İzmir
2019

T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü

**GAZ TÜRBİNLİ MOTORLAR İÇİN TÜRBİN
SOĞUTMA HAVASI MİKTARININ
HESAPLANMASINA YÖNELİK BİLGİSAYAR
KODU GELİŞTİRİLMESİ**

Mertcan MUT

Danışman: Doç.Dr.Utku ŞENTÜRK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Mühendisliği Yüksek Lisans Programı

İzmir
2019

Mertcan MUT tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan ‘‘Gaz Türbinli Motorlar için Türbin Soğutma Havası Miktarının Hesaplanmasına Yönelik Bilgisayar Kodu Geliştirilmesi’’ başlıklı bu alışma E Lisansüstü Eğitim ve đretim Yönetmeliđi ile E Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve đretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 09/09/2019 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri yeleri:

Jüri Bařkanı : Doç. Dr. Utku ŞENTÜRK
Raportör ye : Prof. Dr. Ali GÜNGÖR
ye : Doç. Dr. Alpaslan TURGUT

İmza

.....
.....
.....

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Gaz Türbinli Motorlar için Türbin Soğutma Havası Miktarının Hesaplanmasına Yönelik Bilgisayar Kodu Geliştirilmesi” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

09 / 09 / 2019

İmzası



Adı-Soyadı

Mertcan MUT

ÖZET

GAZ TÜRBİNLİ MOTORLAR İÇİN TÜRBİN SOĞUTMA HAVASI MİKTARININ HESAPLANMASINA YÖNELİK BİLGİSAYAR KODU GELİŞTİRİLMESİ

MUT, Mertcan

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Utku ŞENTÜRK

Eylül 2019, 56 sayfa

Bu tezde, türbin soğutma kanalları için soğutma havasını bir boyutlu olarak hesaplamak için TEI-TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'de geliştirilmiş olan bir kodun hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri ile doğrulanması çalışılmıştır.

Bu kapsamda, öncelikle HAD analizlerinin doğrulanması için literatürden bir deney düzeneği seçilmiştir. Seçilen bu deney düzeneğinde, deney sınır şartlarında iki boyutlu Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS), iki boyutlu Large Eddy Simulation (LES) yöntemleri ile HAD analizleri yapılmıştır. Yapılan HAD analizleri deney sonuçları ile kıyaslanıp, doğrulanmıştır.

Sonuç olarak, doğrulanan HAD analizlerinde sınır şartları değiştirilerek, aynı şartlarda bir boyutlu türbin soğutma kodunun ve HAD analizlerinin sonuçları kıyaslanmış ve nicel olarak uyum içinde oldukları görülmüştür.

Anahtar sözcükler: Akışkanlar mekaniği, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, RANS, Large Eddy Simulation, gaz türbinleri, türbin soğutma.

ABSTRACT

**DEVELOPMENT OF COMPUTER CODE FOR
CALCULATING TURBINE COOLING AIR AMOUNT
FOR GAS TURBINE ENGINES**

MUT, Mertcan

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Utku ŞENTÜRK

September 2019, 56 pages

In this thesis, a code developed in TEI-TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş. is validated by computational fluid dynamics (CFD) analysis in order to calculate the cooling air for turbine cooling ducts in one dimensional.

In this context, firstly, an experimental setup is selected from the literature for the verification of CFD analyzes. In this experimental setup, 2D and 3D Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) and 3D Large Eddy Simulation (LES) are used. CFD analyzes are compared with experimental results and analyses are verified.

As a result, the boundary conditions are changed in the validated CFD analyzes, and the results of the 1D turbine cooling code and CFD analyzes under the same conditions are compared.

Keywords: Fluid mechanics, computational fluid dynamics, RANS, Large Eddy Simulation, gas turbine, turbine cooling

ÖNSÖZ

Havacılık ve uzay teknolojileri hem sivil hem de askeri alanlarda gün geçtikçe önemini arttıran bir alandır. Bu alanda da her alanda olduğu gibi enerjinin verimli üretilmesi ve/ve ya kullanılması çok büyük önem arz etmekte birlikte özellikle de güvenliğe verilen önem başka bir boyuta ulaşmaktadır.

Bu sebeplerden ötürü günümüzde gaz türbinli motorlar verimliliğini ve gücünü arttırmak için çok yüksek yanma odası sıcaklıklarına ulaşmaktadırlar. Bununla birlikte bu yüksek sıcaklıklar, yanma odasından itibaren motorun parçalarını ciddi şekilde zorlayarak en önemli kriterlerden biri olan güvenliği riske atmaktadırlar. Tam olarak bu noktada türbin soğutma teknolojiler çok büyük önem kazanmaktadırlar. Türbin kanatçıklarını bahsedilen yüksek sıcaklıklarda güvenli bir şekilde çalıştırmakla birlikte bunu, motor performansına olumsuz anlamda olabilecek en düşük etkiyle yapmak zorundadır.

Sonuç olarak türbin kanatçığına gönderilen hava miktarı, hem güvenliği riske atmayacak hem de motor performansına an az etki edecek seviyelerde olmalıdır. Bu sebepten ötürü, bu hava miktarının, çevrimler oluşturulurken doğru ve hızlı şekilde hesaplanabilmesi büyük önem arz etmektedir. Bu öneme binaen, geliştirilmiş olan bir boyutlu soğutma hava debisi hesaplamaya yönelik kodların oluşturulması ve doğrulanması konusunun önemi açığa çıkmaktadır. Bu tez kapsamında da TEI-TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'de geliştirilmiş olan soğutma kodunun HAD analizleri ile doğrulanmasına dair çalışmalar yapılmıştır.

Bu çalışmanın konusunun belirlenmesinde ve hazırlanma sürecinde değerli bilgilerini ve zamanını benden esirgemeyerek her fırsatta çalışmamla yakından ilgilenen ve yol gösteren danışman hocam Doç. Dr. Utku ŞENTÜRK 'e, sağladığı tüm teknik imkanlar ve kendi bünyesinde hali hazırda geliştirilmiş olan soğutma yazılımının tez kapsamında kullanım izninden ötürü TEI-TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'ne teşekkür ve minnetimi özellikle belirtmek istiyorum.

İZMİR

09/09/2019

Adı-Soyadı

Mertcan MUT

İÇİNDEKİLERSayfa

İÇ KAPAK	ii
KABUL VE ONAY SAYFASI.....	iii
ETİK KURALLARINA UYGUNLUK BEYANI.....	v
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
ÖNSÖZ.....	xi
İÇİNDEKİLER	xiii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xvii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xxiii
SİMGELER DİZİNİ	xxv
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Gaz Türbinli Motorlar.....	1
1.2 Gaz Türbinli Motorlarda Türbin Soğutma Sistemleri.....	3
1.3 Türbin Soğutma Konfigürasyonları	4
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	6
2.1 Holland'ın Yarı Empirik Yaklaşımı	6
2.2 Young Ve Wilcock'un Yarı Empirik Yaklaşımı	11
2.3 Ainley'in Analiz Yaklaşımı	14
Ainley'in Çalışmaları.....	15
Nümerik Karşılaştırmalar	17
2.4 Consonni'nin Çalışmaları	20
2.5 Jordal'in Çalışmaları.....	22
2.6 Horlock'un Çalışmaları	22
2.7 Sanaye'nin Çalışmaları.....	24
2.8 Sciubba'nın Çalışmaları.....	24
3. TAM VETER KANATÇIK SOĞUTMA MODELİ:TAŞINIMLA SOĞUTMA	26

3.1	Taşınım ile Soğutma	26
3.2	Dış Taraf Stanton Sayısı	26
3.3	Gaz Sıcaklık Düzeltme Ve Dağılım Faktörü	27
3.4	Kanatçık İç Taraf Soğutma Sistemi	28
4.	SOĞUTMA KODU	30
4.1	Giriş	30
4.2	Kod Algoritması	30
5.	TEST DÜZENİĞİ.....	32
5.1	Giriş	32
5.2	Han, Glicksman ve Rohsenow'un Çalışmaları	32
5.3	Han'ın Çalışmaları.....	34
5.4	Han, Park ve Lei'nin Çalışmaları	34
5.5	Han ve Park'ın Çalışmaları.....	35
5.6	Han, Ou, Park ve Lei'nin Çalışmaları	36
5.7	Lohasz, Rambaud Ve Benocci'nin Çalışmaları.....	36
5.8	Fransen, Gourdain Ve Gicquel'in Çalışmaları	37
5.9	Sonuç	38
6.	HAD ANALİZLERİ.....	39
6.1	Giriş	39
6.2	Geometri.....	39
6.3	Ağ Yapısı.....	41
6.4	2B RANS Analizler	43
6.5	2B LES Analizler	46
6.6	Sonuç	48
7.	SONUÇ ve DEĞERLENDİRMELER	51
	KAYNAKLAR DİZİNİ	52

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1. Açık Brayton çevrimi (Çengel ve Boles, 2008).	2
Şekil 1.2. Bir gaz türbini motorun kesiti: A: Yatak sızdırmazlık havası, B: Alçak basınç türbini soğutma havası, C: Yüksek basınç türbini ikinci kademe soğutma havası, D: Yüksek basınç türbini soğutma havası (Honeywell, 2018)	3
Şekil 1.3. Türbin soğutma konfigürasyonları .Tam kanat (a), kiriş türbülötör (b), jet çarpıtırma (c), sütunlu kanal (d), film soğutma (e).....	5
Şekil 5.1. Kiriş türbülötörlü kanal test düzeneği (Han, J.C., et. al., 1978).....	32
Şekil 5.2. Test düzeneği kanal geometrisi (Han, J.C., 1984).....	33
Şekil 5.3. Ana akış.yönü ile kiriş arasındaki açı (Han, J.C., 1984).....	33
Şekil 5.4. Kiriş yan yüzeyleri ile taban arasındaki açı (Han, J.C., et. al., 1978) ...	34
Şekil 5.5. HAD hesaplama bölgesi (Lohazs, M.M, et. al., 2003).....	37
Şekil 5.6. HAD hesaplama bölgesi (Fransen, R., et. al., 2012)	38
Şekil 6.1. Kanal yan kesiti (a), kanal giriş kesiti (b) (Han, J.C., et. al., 1978)	40
Şekil 6.2. 2B tam geometri	41

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 6.3. 2B LES ve RANS geometrisi.....	41
Şekil 6.4. 2B tam (a) ve periyodik (b) RANS ağ yapıları.....	42
Şekil 6.5. 2B LES ağ yapısı	42
Şekil 6.6. Fransen, R., et. al.'ın LES ağ yapısı	43
Şekil 6.7. 2B RANS hız vektörleri.....	45
Şekil 6.8. Deneysel ve 2B RANS sonuçları.....	46
Şekil 6.9. 2B RANS tam geometri çözümü için akış alanı.....	46
Şekil 6.10. 2B LES hız vektörleri.....	48
Şekil 6.11. Fransen, R., et. al.'ın LES çözümlerine ait hız vektörleri.....	48
Şekil 6.12. Soğutma koduna ve 2B RANS HAD analizlerine göre kanal kanal etkinliğine karşın gerekli soğutma havası debisi grafiği.....	49

SİMGELER DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
D_h	Hidrolik çap
r	Boru yarıçap değişkeni
μ	Dinamik viskozite
ρ	Akışkan yoğunluğu
Re	Reynolds sayısı
P	Basınç
τ_r	Kayma gerilmesi
m	Kütleli debi
A	Alan
A_g, A_{cl}	Sırasıyla, ana akış ve soğutucu akış kesit alanları
$A_{g,s}, A_{cl,s}$	Sırasıyla, ana akış ve soğutucu akış ısı transferi alanları
A_m	Metal kesit alanı
L	Boru uzunluğu
f	Darcy sürtünme katsayısı
Bi	Biot sayısı

c	Veter
k	Pürüz yüksekliği
Pr	Prandtl sayısı
T	Sıcaklık
h	Isı taşınım katsayısı
c_p	Özgül ısı
H	Kanatçık yüksekliği
e	Kiriş türbülator yüksekliği
p	Kiriş türbülator açıklığı
w	Kiriş türbülator genişliği
K_{cool}	$St_g \ c_{p,g} \ c_{p,cl} \ A_{g,s} \ A_{g,ccl}$
k	$\bar{X} / (1 + \bar{X})w^+$
t	Kanatçık kalınlığı
y	Radyal koordinat
q	Isı akısı
λ	İletim katsayısı
Nu	Nusselt sayısı

St	Stanton sayısı
S	Birim uzunluğa ait yüzey
w^+, W^+	Boyutsuz kütle debisi
U	Ortalama ısı transferi katsayısı, ayrıca hız
X	$h_{cl}S_{cl}/h_gS_g$
Z	Türbin soğutma teknoloji seviyesi
Δ	Kanatçık bandı
ε_0	Soğutma etkinliği
η_c	Soğutma verimi
η_{ad}	Adyabatik duvar film etkinliği
Ψ	m_{cl}/m_g
Φ	S/c
ϕ	$\bar{X}/(1 + \bar{X})$
CON	Consonni'nin metodu (alt indis)
AIN	Ainley'in metodu (alt indis)
ad	Film etkinliği (alt indis)
aw	Adyabatik duvar (alt indis)

<i>b</i>	kanatçık (alt indis)
<i>bw</i>	Kanatçık duvarı (alt indis)
<i>cl</i>	Soğutucu akışkan, soğutma tarafı (alt indis)
<i>ext</i>	Dış taraf (alt indis)
<i>g</i>	Ana akış, ana akış tarafı (alt indis)
<i>in</i>	Giriş (alt indis)
<i>int</i>	İç taraf (alt indis)
<i>max</i>	En yüksek (alt indis)
<i>out</i>	Çıkış (alt indis)
<i>s</i>	Yüzey (alt indis)
<i>standard</i>	Standart kanat (alt indis)
<i>TBC</i>	Termal bariyer kaplaması (alt indis)
—	Ortalama (üst indis)

1. GİRİŞ

Gaz türbinli motorlarda günümüzde yanma odası çıkış sıcaklıkları verim ve güç isterlerinden ötürü türbin malzemelerinin dayanabileceği sıcaklıklardan çok yüksek seviyelere çıkmıştır. Bu durumda türbin kanatçıklarının çok iyi bir şekilde soğutulması hem türbinin çalışabilmesi hem de kanatçık ömrü açısından oldukça önemlidir.

Bununla birlikte türbin soğutması için harcanan hava miktarı, yanma odasına girmediğinden ötürü motor performansı açısından oldukça önemlidir. Asıl hedef, mümkün olan en az soğutma havasıyla en yüksek soğutma performansını almaya çalışmaktır. Bundan ötürü hem motor performansı hem de soğutma performansı adına gerekli soğutma havası miktarının belirlenebilmesi yine oldukça önem arz etmektedir.

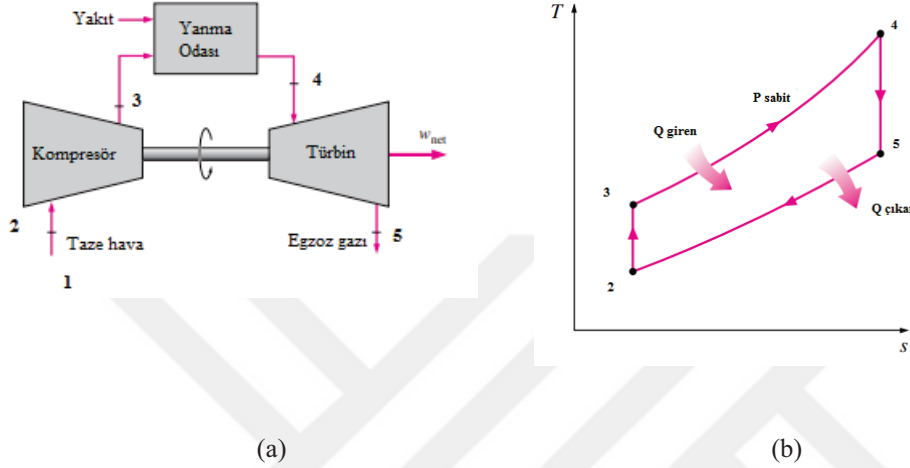
TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'de geliştirilmiş olan kodun bu çalışma kapsamında, HAD analizleri ile kıyaslaması ve doğrulaması yapılacaktır. Bu kapsamda öncelikle türbin soğutma hesaplarına dayalı literatüre ait güncel durum verilecektir. Daha sonra literatürden seçilen bir test problemi üzerinde kalibre edilmiş olan akış simülasyon programı ANSYS Fluent 19.2 programı ile ilgili soğutma kodunun sonuçları kıyaslanacaktır.

1.1 Gaz Türbinli Motorlar

Bir gaz türbini açık Brayton çevrimine göre çalışan ve temel olarak kompresör, yanma odası ve türbin olarak üç modülden oluşan bir güç üretim sistemidir. Tipik bir Brayton çevriminde yer alan modüller ve ilgili çevrime ait diyagramlar ise Şekil 1.1'de görülmektedir. Bu modüllerin görevleri temel olarak aşağıdaki gibidir:

- Kompresör: Havanın motora alınıp basınçlandırılarak, yanma odası ve ikincil hava sistemlerine iletiminin sağlandığı modüldür.

- Yanma odası: Kompresörden gelen basınçlı havanın yanma reaksiyonuyla enerjisinin artırılmasıyla birlikte türbine iletiminin sağlandığı modüldür.
- Türbin: Yanma odasından gelen yüksek enerjili havanın sıcaklık ve basıncının düşürülerek, havadan enerji çekmek vasıtasıyla kompresör ve diğer pompaların tahrikinin sağlandığı modüldür.



Şekil 1.1: Açık Brayton çevrimi (Çengel ve Boles, 2008)

Şekil 1a'da verilen Brayton çevrimi incelendiğinde, $T-s$ diyagramının altında kalan alan ne kadar büyük olursa, motordan o kadar fazla güç elde edilebileceği görülmektedir. Diyagramın altında kalan alanı arttırmak için temelde iki yöntem vardır. Bunlar:

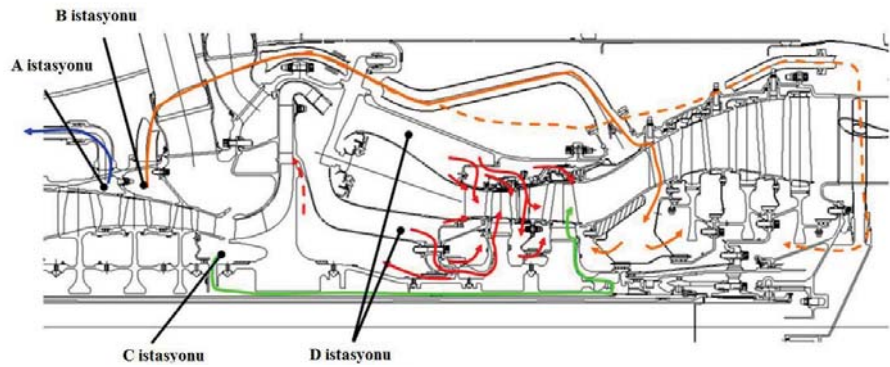
- Kompresör çıkış sıcaklığını arttırmak: T_3 değerini arttırmak diyagramın altında kalan alanı büyütecektir. Fakat bunu yapabilmek için kompresörün aynı debide basma oranının artırılması gerekmektedir. Bu durum, kompresördeki ters basınç gradyenini arttıracığından ters akış (surge) riski yaratacaktır. Aynı zamanda daha az yakıt kullanımı ile motor güçlendirilmiş olacağından türbin verimlerinin de çok zorlayıcı değerlere çıkması gerekmektedir. Ayrıca bu yöntemle kazanılabilecek sıcaklık artışı görece azdır. Kısaca T_3 artışı pratikte daha zor bir yöntemdir.
- Yanma odası çıkış sıcaklığını arttırmak: T_4 değerini arttırmak diyagramın altında kalan alanı büyütecektir. T_4 değerini arttırmak daha T_3 değerini arttırmaktan daha kolay ve kontrol edilebilir bir yöntemdir. Fakat bu durumda da türbin modülünün çok daha yüksek sıcaklıklara maruz kaldığı görülmektedir. Bu durumda türbin kanatçıkları, yapıldığı malzemenin dayanabileceğinden çok daha

yüksek sıcaklarla baş etmek zorundadır. Türbin soğutma tasarımları hem bu sebepten ötürü hem de modülün ömrünü uzatmak için vardır.

1.2 Gaz Türbinli Motorlarda Türbin Soğutma Sistemleri

Türbin soğutma tasarımlarında üç temel hedef vardır. Bunlar:

- En yüksek sıcaklık limiti: Türbin kanatçığı, yapıldığı malzemenin ilgili şartlardaki çalışma koşullarına göre belirli bir en yüksek malzeme sıcaklık dayanımı limiti vardır. Türbin soğutma ile malzemenin bu sıcaklıklara erişmemesi sağlanır.
- Sıcaklık gradyeni limiti: Türbin kanatçığı en yüksek sıcaklık limitinin altında tutulmasına rağmen, kanatçık içerisindeki sıcaklık dağılımında hızlı geçişler var ise bu durum yüksek gerilme sebebi olacağından, sıcaklık gradyentlerinin belirli bir seviyede tutulması gerekmektedir. Türbin soğutma tasarımlarında bu gradyentlerin sağlanması da amaçlanır.
- Soğutma hava debisi miktarı: İkincil hava sistemleri ile kompresör çıkışından bir miktar hava, yanma odasına gönderilmeden motorun diğer noktalarına belirli amaçlar doğrultusunda gönderilirler. Bu amaçlardan birisi de soğutma havalarıdır. Bu havalar, motor performansını düşürdüğü için mümkün olduğunca düşük seviyede tutulmaktadır. Türbin soğutmada en önemli noktalardan birisi de motor performansından gelen hava miktarını aşmadan sıcaklık ve sıcaklık gradyentlerinin sağlanmasıdır. Bu çalışma kapsamında ana hedef belirli bir motor çevrimi için türbin soğutma hava miktarının önceden doğru bir şekilde hesaplanabilmesidir. İkincil hava sistemlerine ait akış yolları Şekil 1.2 ile gösterilmiştir.

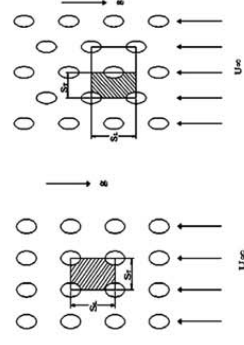
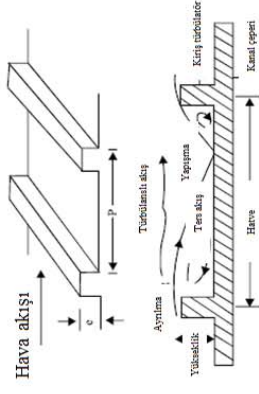
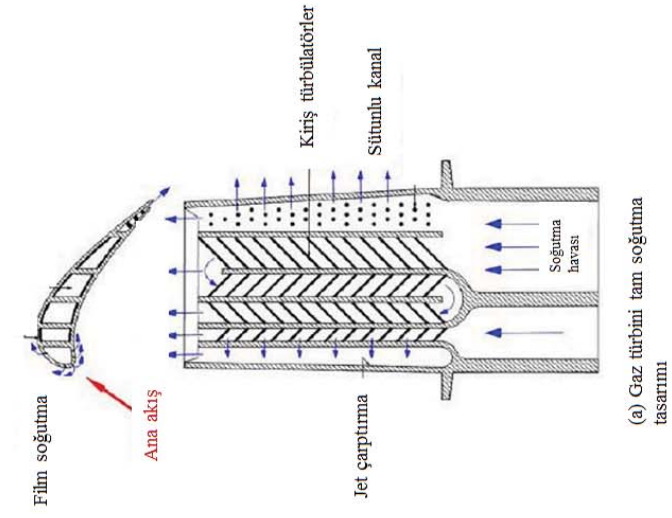


Şekil 1.2: Bir gaz türbini motorunun kesiti: A: Yatak sızdırmazlık havası, B: Alçak basınç türbini soğutma havası, C: Yüksek basınç türbini ikinci kademe soğutma havası, D: Yüksek basınç türbini soğutma havası (Honeywell, 2018).

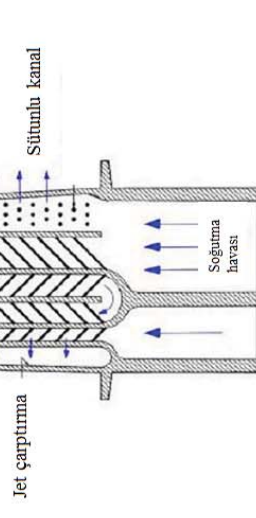
1.3 Türbin Soğutma Konfigürasyonları

Türbin kanatçıkları, içerisine açılan kanallardan ve bu kanallara uygulanan ısı transferini arttırıcı konfigürasyonlarla birlikte soğutulur (Şekil 1.3a). Soğutma tasarımlarında temelde beş farklı konfigürasyon vardır. Bunlar:

- Boş kanal (serpantin – U bend): Türbin kanatçığı içerisine açılan dönümlü veya radyal boş kanallar ile ısı transfer edilerek sağlanan soğutma yöntemidir.
- Jet çarptırma: Türbin kanatçığı içerisinde delikli bir cidar ya da plakadan, soğutma yapılmak istenilen yüzeye soğutma havasının hızlıca çarptırılması ile sağlanan güçlü bir soğutma yöntemidir (Şekil 1.3c).
- Sütunlu kanallar: Türbin kanatçığı içerisindeki boş kanallara, kanalın bir cidarından diğer cidarına doğru belirli bir optimizasyonla yerleştirilmiş sütunların eklenmesiyle birlikte akışkana hız ve türbülans kazandırılarak ısı transferinin arttırılması ile sağlanan güçlü bir soğutma yöntemidir (Şekil 1.3d).
- Film soğutma: Türbin kanatçığı içerisindeki kanallardan türbin kanatçık cidarının delinmesiyle birlikte belirli bir hız ve açıyla soğutma havasının türbin kanatçık dışına çıkarılıp, kanatçık dış cidarına yapıştırılmasıyla birlikte sıcak havayla kanatçık arasında soğuk bir tampon bölge yaratılmasıyla sağlanan güçlü bir soğutma yöntemidir (Şekil 1.3e).
- Kiriş türbülantörlü kanallar: Türbin kanatçığı içerisindeki boş kanallara, akışkana dik veya belirli bir açıda olacak şekilde, kanal cidarlarına kiriş şeklinde çukıntı eklenmesiyle birlikte havanın hız ve türbülans seviyesinin arttırılmasıyla, ayrıca bir de akışkanın cidara ayrılma sonrası tekrar yapıştığı noktada küçük çapta bir jet çarptırma etkisi yaratılarak ısı transferi artışı sağlanan orta güçlü seviyede bir soğutma yöntemidir. Bu kanal tipi ayrıca bu tez çalışması kapsamında seçilen konfigürasyondur (Şekil 1.3b).



(d) Sütünlü kanal



Şekil 1.3: Türbin soğutma konfigürasyonları .Tam kanat (a), kiriş türbülator (b), jet çarptırma (c), sütünlü kanal (d), film soğutma (e)

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Holland'ın Yarı Empirik Yaklaşımı

Soğutmalı türbin kanatçığı için soğutma hava ihtiyacını belirlemek üzere günümüzde yaygın olarak kullanılan metotlardan birisi Halls (Halls, G.A., 1969) ve Holland ve Thake (Holland, M.J. ve Thake, T.F., 1980) tarafından geliştirilmiştir.

Halls'ın geliştirdiği metotta türbin metal sıcaklığı, metalin ortalama sıcaklığında uniform olarak kabul edilmiş ve soğutma havası da kanatçığa girdiği sıcaklığından ısınmaya başlayıp metalin uniform sıcaklık değerine kadar yükseldikten sonra kanadı terk ettiği varsayılmıştır. Bu yaklaşım altındaki kanatçığa "standart kanatçık" denilmektedir.

Standart taşınım ile soğutmalı kanatçık için geliştirilen modelde aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır:

- Ana akış gaz sıcaklığı T_g , kanatçık kök-uç ve veter yönlerinde sabit kabul edilmiştir.
- Kanatçık metal sıcaklığı T_b yine kök-uç ve veter yönünde sabit ve üniformdur. Bununla birlikte kanatçığın cidarlarında da et kalınlığı ile metal sıcaklığının değişmediği ve üniform olduğu kabul edilmiştir. Böylece $T_b = T_{bg} = T_{bcl}$ olmuştur.

Bu yaklaşımlara genel olarak bakıldığında soğutma havası T_{cl} haricindeki tüm sıcaklıkların sabit kaldığı görülmektedir.

Mükemmel gaz ve uniform ısı transfer katsayısı varsayımları ile standart kanatçık için kanatçığa giren ısı ile soğutma havasındaki entalpi artışı arasında enerji dengesi kurulduğunda aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$h_g A_{g,s} (T_g - T_b) = m_{cl,standart} c_{p,cl} (T_b - T_{cl,in}).$$

Standart kanatçık için soğutma havasındaki entalpi artışı ile gerçek kanatçık için soğutma havasındaki entalpi artışları eşitlendiğinde aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$m_{cl,standart} c_{p,cl} (T_b - T_{cl,in}) = m_{cl} c_{p,cl} (T_{cl,out} - T_{cl,in}).$$

Böylece soğutma verimi aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\eta_c = \frac{m_{cl, standart}}{m_{cl}}$$

Üstteki denklemden ise Denklem (2.1) elde edilir:

$$\eta_c = \frac{T_{cl, out} - T_{cl, in}}{T_b - T_{cl, in}} \quad (2.1)$$

Kanatçığin dış tarafındaki ana akış ile temas eden ıslak yüzey alanı $A_{g,s} = S_g H$ olarak hesaplanabilir. Böylece gerçek kanatçıktaki enerji dengesi aşağıdaki gibi olur:

$$h_g S_g H (T_g - T_b) = m_{cl} c_{p,cl} (T_{cl, out} - T_{cl, in})$$

Yukarıdaki bağıntı ile “boyutsuz kütle debisi” tanımı elde edilir. Boyutsuz kütle debisi w^+ , Denklem (2.2) ile verilmiştir:

$$w^+ = \frac{m_{cl} c_{p,cl}}{h_g S_g H} = \frac{T_g - T_b}{T_{cl, out} - T_{cl, in}} \quad (2.2)$$

Yukarıdaki bağıntı aynı zamanda, ana akış gazının kanatçığa ısı transfer edebilme kapasitesi ile soğutma havasının termal kapasitesi arasındaki oranı ifade etmektedir. Böylece soğutma etkinliği Denklem (2.3) ile ifade edilmiştir:

$$\varepsilon_0 = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_{cl, in}} \quad (2.3)$$

Denklem (2.1), (2.2) ve (2.3) bir araya getirilirse, Denklem (2.4) ve (2.5) elde edilir:

$$w^+ = \frac{\varepsilon_0}{\eta_c (1 - \varepsilon_0)} \quad (2.4)$$

$$\varepsilon_0 = \frac{w^+ \eta_c}{1 + w^+ \eta_c} \quad (2.5)$$

Denklem (2.4) ve (2.5) incelendiğinde, yüksek soğutma etkinliği eldesi için yüksek miktarda soğutma havası ve yüksek soğutma verimliliğinin gerekli olduğu görülmektedir [3, Torbidoni Dr. Tez].

Ana akış gaz sıcaklığı T_g , kanatçık metal sıcaklığı T_b ve soğutma havası giriş sıcaklığı $T_{cl,in}$ bilindiği taktirde soğutma etkinliği ε_0 hesaplanabilir. T_g ve $T_{cl,in}$ değerleri motor çevriminden elde edilebilirken T_b değeri ise metalürjik gereklilikler içerisinde sınırlandırılmalıdır. Soğutma verimliliği η_c değeri ise deneysel verilerden gelmektedir. Bu değerlerin bilinmesi ile Denklem (2.4) kullanılarak boyutsuz kütle debisi w^+ değeri hesaplanabilmektedir (Torbidoni, L., 2004).

Denklem (2.2), ana akış gaz kütleli debisi m_g , sabit basınç özgül ısı $c_{p,g}$ ve ortalama dış taraf Stanton sayısı ile yeniden oluşturulabilir. Dış taraf Stanton sayısı aşağıdaki gibidir:

$$St_g = \frac{h_g}{\rho_g U_g c_{p,g}} = \frac{h_g}{\frac{m_g}{A_g} c_{p,g}}. \quad (2.6)$$

A_g ile ana akış gazının akış doğrultusundaki kesit alanı ifade edilmektedir. Böylece boyutsuz kütleli debi w^+ aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir:

$$w^+ = \frac{m_{cl}}{m_g} \frac{c_{p,cl}}{c_{p,g}} \frac{A_g}{A_{g,s}} \frac{1}{St_g}.$$

Kanatçık bölgesindeki ana akış gaz kütleli debisi ile soğutma havası kütleli debisi arasındaki oran Ψ böylece aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\psi = \frac{m_{cl}}{m_g} = St_g \frac{c_{p,g}}{c_{p,cl}} \frac{A_{g,s}}{A_g} w^+$$

Ana akış gazı ile soğutma havası arasındaki sabit basınç özgül ısılar oranı, ana akış gazının akış doğrultusundaki kesit alanı ile kanatçığın dış ıslak alanı ve Reynolds sayısı/Prandtl sayısı ilişkisinden türetilen dış Stanton sayısı bilindiği taktirde ana akış gaz kütleli debisi ile soğutma havası kütleli debisi oranı Ψ elde edilebilir (Torbidoni, L., 2004).

Önemli parametrelerin bir diğeri de aşağıdaki bağıntı ile ifade edilen ısı transfer katsayısı oranı X değeridir. X değeri aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$X = \frac{h_{cl} A_{cl,s}}{h_g A_{g,s}} = \frac{h_{cl} S_{cl} H}{h_g S_g H} = \frac{h_{cl} S_{cl}}{h_g S_g}.$$

Kanatçık içi ıslak alan, kanatçık iç taraf çevresi ve kanatçık kök-uç mesafesinin çarpımı ile edilir. Böylece $A_{cl,s} = S_{cl} H$ olur (Torbidoni, L., 2004). Bu

denklik kullanılarak soğutma havasının metalden çektiği ısıya dair bağıntı aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir:

$$h_{cl}S_{cl} \int_{T_b-T_{cl}} dH = m_{cl}c_{p,cl}dT_{cl}$$

Yukarıdaki bağıntı için kanat kök-uç doğrultusunda, soğutma havası sıcaklığı T_{cl} haricindeki tüm değerlerin sabit kaldığı varsayılarak integral alındığında aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\frac{h_{cl}S_{cl}H}{m_{cl}c_{p,cl}} = -\ln \frac{T_b-T_{cl, out}}{T_b-T_{cl, in}} = \ln \frac{1}{1-\eta_c} .$$

Yukarıdaki bağıntı düzenlenirse:

$$\frac{h_{cl}S_{cl}H}{m_{cl}c_{p,cl}} \frac{h_{cl}S_{cl}}{h_gS_g} = \ln \frac{1}{1-\eta_c} ,$$

ya da:

$$\frac{X}{w^+} = \ln \frac{1}{1-\eta_c} ,$$

olur.

Soğutma verimi η_c değeri Denklem (2.4) ile açıklandığı şekilde yukarıdaki bağıntıya uygulanırsa:

$$X = w^+ \ln \left(1 - \frac{\varepsilon_0}{1-\varepsilon_0} \right)^{-1}$$

bağıntısı elde edilir.

Yukarıdaki bağıntı incelendiğinde yüksek ısı transferi katsayısı oranında X yüksek soğutma verimliliği η_c elde edilebildiği görülmektedir. Isı transferi katsayısı oranı X kanatçık iç kanal soğutma tasarımına bağlı bir değerdir (Torbidoni, L., 2004).

Kanatçık üzerinde film soğutması olması durumunda yapılacak olan hesaplamalarda taşınım ile soğutulan kanatçık için yapılan hesaplamalardaki ana akış gaz sıcaklığı haricindeki her değer aynı olarak alınacaktır. Ana akış gaz sıcaklık değerinin yerini ise hesaplamalarda film sıcaklığı T_{aw} olacaktır. Dış ısı

transferi katsayısı h_g değerinin ise taşınım ile soğutma hesaplamalarındaki değer ile aynı olduğu varsayılmıştır [2].

Böylece adyabatik duvar film verimi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\eta_{ad} = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_{cl, out}}$$

Film soğutması varlığında aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır:

- İç kanaldan geçen havanın, iç kanallarda ısı transfer ettikten sonra film deliklerinden çıktığı ve dış cidar üzerinde film oluşturduğu,
- Duvar ile akışkan arasında herhangi bir ısı akışının olmadığı koşullardaki adyabatik duvar testlerinden elde edilen T_{aw} değeri, adyabatik duvar sııcaklık değeridir.

Denklem (2.1) ve (2.3)'de belirtilmiş olan verimlilik ve etkinlik tanımları, gerçek kanat için aşağıda belirtilmiş olan enerji dengesi bağıntısında yine geçerli olacaktır. Bu bağıntı:

$$h_g S_g H (T_{aw} - T_b) = m_{cl} c_{p,cl} (T_{cl, out} - T_{cl, in})$$

olarak belirlenmiştir. Yukarıda verilen bağıntı kullanılarak film soğutmasının varlığı durumundaki boyutsuz kütleli debi değeri w^+ Denklem (2.7) ile belirtilebilir:

$$w^+ = \frac{m_{cl} c_{p,cl}}{h_g S_g H} = \frac{T_{aw} - T_b}{T_{cl, out} - T_{cl, in}} \quad (2.7)$$

Denklem (2.1) ve (2.3) birlikte düzenlenirse Denklem (2.8) elde edilir:

$$\eta_c (1 - \varepsilon_0) = \frac{T_{cl, out} - T_{cl, in}}{T_g - T_{cl, in}} \quad (2.8)$$

Denklem (2.7) ve (2.8) birlikte düzenlenirse Denklem (2.9) elde edilir:

$$w^+ = \frac{\varepsilon_0}{\eta_c (1 - \varepsilon_0)} \eta_{ad} \frac{1}{\eta_c (1 - \varepsilon_0)} - 1 \quad (2.9)$$

Denklem (2.9) kullanılarak, soğutma etkinliği ε_0 değerini veren Denklem (2.10) elde edilir:

$$\varepsilon_0 = \frac{w^+ \eta_c + \eta_{ad}(1-\eta_c)}{1+w^+ \eta_c - \eta_{ad} \eta_c}. \quad (2.10)$$

Boyutsuz kütleli debi değeri w^+ değeri Denklem (2.9) ile soğutma efektiflik değeri ise Denklem (2.9) ile bulunabilir. Bununla birlikte ampirik verimlilik değerleri η_c ve η_{ad} gerekmektedir.

Tekrardan, ana akış gazı ile soğutma havası arasındaki sabit basınç özgül ısılar oranı, ana akış gazının akış doğrultusundaki kesit alanı ile kanatçığın dış ıslak alanı ve Reynolds sayısı/Prandtl sayısı ilişkisinden türetilen dış Stanton sayısı bilindiği takdirde ana akış gaz kütleli debisi ile soğutma havası kütleli debisi oranı Ψ , Denklem (2.6) ile elde edilebilir (Torbidoni, L., 2004).

2.2 Young Ve Wilcock'un Yarı Empirik Yaklaşımı

Young ve Wilcock (Wilcock, et. al., 2004) Holland'ın geliştirmiş olduğu metodu modifiye etmişlerdir. Bu modifikasyonda, sıcaklığın her yerde sabit olduğu standart kanatçık fikrinden vazgeçilmiş ve sonlu metal cidar kalınlığı için daha önce Holland tarafından hesaba katılmayan metal cidar sıcaklık gradyeni artık hesaba katılmıştır. Ayrıca metalde termal kaplama olması durumu da yine hesaplamalara dahil edilmiştir. Böylece $T_{TBCg} \geq T_{bg} \geq T_{bc}$ olmuştur. Bu metotta, metal sıcaklıkları kanatçık kök-uç doğrultusunda yine sabit kabul edilmiştir. Ana akış gaz sıcaklığının da yine Holland'ın varsaydığı gibi kanatçık kök-uç ve veter doğrultusunda sabit olduğu varsayılmıştır. Isı transferi bağıntısı Denklem (2.11) ile verilmiştir:

$$q = m_{cl} c_{p, cl} (T_{cl, out} - T_{cl, in}). \quad (2.11)$$

Soğutma havası çıkış sıcaklığının $T_{cl, out}$ hesaplanabilmesi için iç kanallardaki ısı transferi katsayısının bilinmesi gerekir. İç kanallardaki ısı transferi katsayısının doğru bir şekilde hesaplanması ise oldukça karmaşık bir süreçtir. Bu karmaşık süreç, "iç kanal soğutma verimi" $\eta_{c, int}$ gibi bir tanımın oluşturulması ile elemine edilmiştir (Torbidoni, L., 2004). İç kanal soğutma verimi $\eta_{c, int}$ bağıntısı Denklem (2.12) ile verilmiştir:

$$\eta_{c, int} = \frac{T_{cl, out} - T_{cl, in}}{T_{b, cl} - T_{cl, in}}. \quad (2.12)$$

İç kanal soğutma verimi $\eta_{c,int}$, türbin kanatçığının iç kanal soğutma tasarımı/teknolojisi ile doğrudan ilgilidir. Bu metot için türetilen bağıntılardaki değerlerden ampirik olan değer ise iç kanal soğutma verimi $\eta_{c,int}$ değeridir.

Türbin kanatçığında film soğutma tasarımı bulunması durumunda ana akış gazı açısından ısı transferi bağıntısı Denklem (2.13) ile verilmiştir

$$q = h_g A_{g,s} (T_{aw} - T_{TBCg}) \quad (2.13)$$

Burada, T_{aw} ile ortalama adyabatik duvar sıcaklığını belirtilmektedir. T_{aw} , ana akış gaz sıcaklığının T_g ve soğutma havası çıkış sıcaklığının $T_{cl, out}$ fonksiyonudur (Torbidoni, L., 2004). Film soğutmanın olmaması durumunda bu değişkenin yerini ana akış gaz sıcaklığı T_g alacaktır. T_g değeri, stator için mutlak toplam sıcaklık, rotor için bağıl toplam sıcaklık değeridir.

Film soğutma tasarımının varlığı durumunda kanatçık üzerindeki film soğutma verimi η_{ad} Denklem (2.14) ile verilmiştir:

$$\eta_{ad} = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_{cl,out}} \quad (2.14)$$

Film soğutma verimi η_{ad} değeri, film soğutma tasarımı/teknolojisi ile doğrudan ilgili olan ampirik bir değerdir.

Daha önce de belirtildiği gibi kanatçık cidarlarındaki sıcaklık gradyeni hesaba katılmıştır. Bu durumda kanatçık cidarlarında bir ısı iletiminin varlığı söz konusu olmaktadır. Bu ısı iletimi Denklem (2.15) ve (2.16) ile verilmiştir:

$$q = \frac{\lambda_{TBC}}{t_{TBC}} A_{g,s} (T_{TBCg} - T_{bg}) \quad (2.15)$$

$$q = \frac{\lambda_{bw}}{t_{bw}} A_{g,s} (T_{bg} - T_{bcl}) \quad (2.16)$$

Burada t ile kalınlık, λ ile de ısı iletim katsayısı ifade edilmektedir.

Denklem (2.13) kullanılarak q terimi, Denklem (2.11), (2.15) ve (2.16)'da sadeleştirildiğinde boyutsuz kütleli debi w^+ , termal kaplamanın Biot sayısı Bi_{TBC}

ve metalin Biot sayısı Bi_{bw} bağıntıları elde edilir (Torbidoni, L., 2004). Bu bağıntılar, Denklem (2.17), (2.18) ve (2.19) ile verilmiştir:

$$w^+ = \frac{m_{cl} c_{p,cl}}{h_g A_{g,s}} = \frac{T_{aw} - T_{TBC,g}}{T_{cl,out} - T_{cl,in}} \quad (2.17)$$

$$Bi_{tbc} = \frac{h_g t_{tbc}}{\lambda_{tbc}} = \frac{T_{TBC,g} - T_{bg}}{T_{aw} - T_{TBC,g}} \quad (2.18)$$

$$Bi_{bw} = \frac{h_g t_{bw}}{\lambda_{bw}} = \frac{T_{bg} - T_{bcl}}{T_{aw} - T_{TBC,g}} \quad (2.19)$$

Holland'ın metodunda kullanmış olduğu soğutma etkinliği ε_0 değeri, mevcut metotta da tanımlanacaktır. Soğutma etkinliği ε_0 değerini veren bağıntı aşağıdaki gibidir:

$$\varepsilon_0 = \frac{T_g - T_{bg}}{T_g - T_{cl,in}}$$

Daha önce de belirtildiği gibi ana akış gazı ve soğutma havası giriş toplam sıcaklıkları ile metalürjik ilkelere dayanarak belirlenmiş olan türbin kanatçık metal sıcaklığının bilinmesi, soğutma etkinliği ε_0 değerinin hesaplanabilmesi adına yeterli olmaktadır.

Denklem (2.12), (2.14) ve (2.17) - (2.19)'daki sıcaklık farklarının ortadan kaldırılması ile yeni bir boyutsuz kütleli debi w^+ bağıntısı elde edilmiştir (Torbidoni, L., 2004). Bu bağıntı Denklem (2.20) ile verilmiştir:

$$1 + Bi_{tbc} w^+ = \frac{\varepsilon_0}{\eta_{c,ext}(1-\varepsilon_0)} - \eta_{ad} \frac{1}{\eta_{c,ext}(1-\varepsilon_0)} - 1 \quad (2.20)$$

Burada, $\eta_{c,ext}$, kanatçık dış metal sıcaklığına göre tanımlanmış soğutma verimi değeridir. $\eta_{c,ext}$ değerini veren bağıntı aşağıdaki gibidir:

$$\eta_{c,ext} = \frac{T_{cl,out} - T_{cl,in}}{T_{b,cl} - T_{cl,in}}$$

Denklem (2.20)'deki ilk terim yalnızca taşınım ile soğutma olması durumundaki boyutsuz kütleli debi w^+ değerini verirken, ikinci terim film soğutma tasarımının da olması durumunda w^+ değerindeki düşüşü ifade etmektedir. Termal kaplama

kullanılması durumunda boyutsuz kütleli debi w^+ değeri, $(1+Bi_{TBC})$ çarpanı kadar düşmektedir (Torbidoni, L., 2004).

w^+ değeri, artık gerçek ana akış gaz kütle debisi ile soğutucu hava oranı ile ilişkili hale gelmiştir (Torbidoni, L., 2004). Film soğutma havasının ana akış gaz kütle debisinde yarattığı değişim ihmal edilirse, boğazdaki ana akış gaz kütleli debisi $m_g \cong \rho_{g^*} U_{g^*} A_{g^*}$ bağıntısı ile bulunur. Burada, ρ_{g^*} , U_{g^*} , A_{g^*} ile sırasıyla boğazdaki ana akış gaz yoğunluğu, ana akış gaz hızı ve boğazın ana akış yönündeki kesit alanı ifade edilmektedir.

Bu durumda ana akış gaz kütle debisi ile soğutucu hava oranı için türetilmiş olan Denklem (2.17), Denklem (2.21) haline gelir:

$$\psi = \frac{m_{cl}}{m_g} = St_g \frac{c_{p,g}}{c_{p,cl}} \frac{A_{g,s}}{A_{g^*}} w^+ = K_{cool} w^+. \quad (2.21)$$

Burada, St_g ile dış ısı transfer katsayısına bağlı olarak boğazdaki akışkan özelliklerine göre hesaplanmış Stanton sayısıdır (Torbidoni, L., 2004).

Ayrıca, son bir parametre olarak “soğutma havası faktörü” belirlenmiştir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$K_{cool} w^+ = St_g \frac{c_{p,g}}{c_{p,cl}} \frac{A_{g,s}}{A_{g^*}}$$

2.3 Ainley’in Analiz Yaklaşımı

Türbin soğutma havası ihtiyacını belirlemeye yönelik geliştirilmiş birçok metotta kanatçık metal sıcaklığının kanat kök-uç ve veter doğrultusunda sabit kaldığı varsayımıyla metotlar basite indirgenmiştir.

Ancak Ainley (Ainley, D.G., 1957), geliştirdiği metotta kanatçık metal sıcaklığının kanat kök-uç doğrultusunda değişimini hesaba katmıştır. Bu değişim ile ilgili olarak kanatçık metal sıcaklığının, kanatçığın sonunda en yüksek değerine ulaştığı varsayılmıştır.

Geleneksel yöntemlerle yapılan hesaplamalarda, soğutma havası miktarının olması gerekenden bir miktar az bir değerde hesaplanmasına sebep olarak, Ainley’in yapmış olduğu gibi sıcaklık değişiminin hesaba katılmaması yani

standart kanatçık yaklaşımı yapılması gösterilebilir. Bu tip analizlerde yüksek güvenlik faktörünün kullanılmasının nedeni de böylece saptanmış olabilir.

Ainley'in Çalışmaları

Ainley tarafından 1955 yılında yayımlanan mihenk taşı sayılabilecek makalede, ince cidarlı, sabit kesit alanlı, sabit ana akış gaz sıcaklığına maruz kalan bir kanatçık için taşınımına soğutmaya dair bir metot açıklanmıştır.

Bu metotta aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır:

- Ana akış gaz sıcaklığı T_g , kanat kök-uç ve veter doğrultusunda sabittir.
- Kanatçık metal sıcaklığı T_b , kanat veter doğrultusunda sabit iken kök-uç doğrultusunda değişmektedir. Ayrıca ince cidar yaklaşımı yapıldığından kanatçık cidarı içerisinde de metal sıcaklığı sabittir. Böylece $T_b = T_{bg} = T_{bcl}$ olur.
- Kanaçık dış ıslak çevresi S_g ve iç ıslak çevresi S_{cl} kanat kök-uç doğrultusunda sabittir.

Ainley'in çalışmalarındaki en temel fark kanat kök-uç doğrultusundaki (y ekseni) sıcaklık dağılımlarıdır (Torbidoni, L., 2004). Hem kanatçık metal sıcaklığı $T_b(y)$ hem de soğutma havası $T_{cl}(y)$, y ekseninin bir diferansiyeli konumuna gelmiştir.

Ainley, belirli bir y mesafesindeki kanatçık veter uzunluğu boyunca bir eleman tanımlayarak temel ısı transferi temel bağıntılarını türetmiştir. İlgili elemanın alanı, $dA_{g,s} = S_g dy = \phi_g c dy$ olarak hesaplanabilir. Burada, c ile kanatçık veter uzunluğu ifade edilmektedir. Ayrıca $\phi_g > 2$ olarak alınmalıdır (Torbidoni, L., 2004).

Ainley tarafından türetilen ısı transferi bağıntıları Denklem (2.22) ve (2.23) ile verilmiştir:

$$\lambda_{bw} A_m \frac{d^2 T_b}{dy^2} + h_g S_g (T_g - T_b) + h_{cl} S_{cl} (T_{cl} - T_b) = 0, \quad (2.22)$$

$$m_{cl} c_{p,cl} \frac{dT_{cl}}{dy} + h_{cl} S_{cl} (T_{cl} - T_b) = 0. \quad (2.23)$$

Ainley, kanat kök-uç yönünde ısı iletimini ihmal ederek ısı transfer oranı ve boyutsuz kütleli debi parametrelerini aşağıdaki gibi yeniden düzenlemiştir (Torbidoni, L., 2004):

$$X = \frac{h_{cl} S_{cl}}{h_g S_g} \quad \text{ve} \quad w^+ = \frac{m_{cl} c_{p,cl}}{h_g S_g H}$$

Burada H, kanat kök-uç uzunluğunu belirtmektedir. Ainley, hem kanatçık metal sıcaklığı $T_b(y)$ hem de soğutma havası $T_{cl}(y)$ dağılımını tamamen analitik çözüm ile başarıyla elde etmiştir (Torbidoni, L., 2004). Ainley'in, daha sonraki yaklaşımlarında bu çözümlere ek olarak yine kanat kök-uç doğrultusunda sabit ana akış gaz sıcaklığı için aynı yönde X için de ortalama bir değer aldığı görülmektedir. Bu ortalama X değeri yaklaşımı ile yapılan hesaplamalara ait bağıntılar Denklem (2.24) ve (2.25) ile verilmiştir:

$$\frac{T_g - T_b}{T_g - T_{cl,in}} = \frac{\bar{X}}{1 + \bar{X}} e^{-k y H}, \quad (2.24)$$

$$\frac{T_g - T_{cl}}{T_g - T_{cl,in}} = e^{-k y H}. \quad (2.25)$$

Burada, k değeri aşağıdaki gibidir:

$$k = \frac{\bar{X}}{1 + \bar{X} w^+}.$$

Kanatçık metal sıcaklığı ve soğutma havasının sıcaklığı kanat ucunda ($y = H$) en yüksek değerlerine ulaşmaktadırlar. Böylece en yüksek metal sıcaklığı $T_{b,max}$ ve soğutma havası çıkış sıcaklıkları aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$T_{b, max} = T_g - \frac{T_g - T_{cl,in}}{1 + \bar{X}} e^{-k}$$

$$T_{cl, out} = T_g - (T_g - T_{cl,in}) e^{-k}$$

Bu durumda soğutma verimi, Denklem (2.26) ile gösterilmiştir:

$$\eta_c = \frac{T_{cl, out} - T_{cl, in}}{T_{b, cl} - T_{cl, in}} = \frac{1 - e^{-k}}{1 - \frac{\bar{X}}{1 + \bar{X}} e^{-k}}. \quad (2.26)$$

Ainley, detaylı sıcaklık dağılımları hesaplamaları için bu denklemler ile çok yakınsak sonuçlar elde edildiğini göstermiştir. Ainley, T_b dağılımındaki değişimin T_{cl} dağılımındaki değişimden daha az olduğunu bulmuştur (Torbidoni, L., 2004).

Nümerik Karşılaştırmalar

Ainley'in yaklaşımı ve geleneksel yaklaşım ile bulunan boyutsuz kütleli debi w^+ ile ana akış gaz kütleli debisi ile soğutma havası kütleli debisi oranı ψ değerlerinin kıyaslanması adına literatürden aşağıdaki parametreler ve değerleri alınmıştır. Bu parametreler ve ilgili değerler:

$$\begin{aligned} T_g &= 1800 \text{ K}, \\ T_{cl, in} &= 900 \text{ K}, \\ T_{b, max} &= 1125 \text{ K}, \end{aligned}$$

$\bar{X} = 7.094$ (bu değer Torbidoni ve Horlock (Torbidoni, L., Horlock, J.H., 2004)'un geliştirmiş olduğu bilgisayar kodunun sonucundan alınmıştır).

Bu değerler ile aşağıdaki değerler elde edilmiştir:

$$\begin{aligned} \varepsilon_0 &= 0.75, \\ \varepsilon_0 / (1 - \varepsilon_0) &= 3.0, \\ \varphi = \bar{X} / (1 + \bar{X}) &= 7.094 / 8.094 = 0.87645. \end{aligned}$$

Sabit metal sıcaklığı yaklaşımı ile geleneksel yaklaşım ile boyutsuz kütleli debi değeri w^+ elde edilmiştir:

$$w^+_{CON} = \frac{3}{1 - \exp\left(-\frac{7.094}{w^+_{CON}}\right)}$$

Yukarıdaki denklem iteratif çözüldüğünde boyutsuz kütleli debi değeri w^+ :

$$w^+_{CON} = 3.45$$

olarak bulunmuştur. Böylece, ana akış gaz kütleli debisi ile soğutma havası kütleli debisi oranı ψ :

$$\psi_{CON} = K_{cool} w^+_{CON} = 0.045 \times 3.45 = 0.15525.$$

Ainley'in yaklaşımı ile hesaplamalar yapıldığında, boyutsuz kütleli debi değeri w^+ :

$$w^+_{AIN} = \frac{0.87645}{\ln \frac{0.87645}{0.75}} = 5.625$$

olarak bulunur. Böylece, ana akış gaz kütleli debisi ile soğutma havası kütleli debisi oranı ψ :

$$\psi_{AIN} = K_{cool} w^+_{AIN} = 0.045 \times 5.625 = 0.25312.$$

Her iki yaklaşım ile elde edilen sonuçların uyumsuzluğunun altında yatan sebep, iki yöntemin kullandığı farklı soğutma verimi tanımıdır (Torbidoni, L., 2004). Geleneksel yöntem ile soğutma verimi tanımı:

$$\eta_{c\ CON} = 1 - \exp\left(-\frac{\bar{X}}{w^+_{CON}}\right) = 1 - \exp\left(-\frac{7.094}{3.45}\right) = 0.872.$$

Ainley'in kullandığı farklı soğutma verimi tanımı:

$$k = \frac{\phi}{w^+_{AIN}} = \frac{0.87645}{5.625} = 0.15581,$$

$$e^{-k} = 0.8557,$$

$$\eta_{c\ AIN} = \frac{1 - e^{-k}}{1 - \frac{\bar{X}}{1 + \bar{X}} e^{-k}} = \frac{1 - 0.8557}{1 - 0.87645 \times 0.8557} = 0.577.$$

Soğutma havasına geçen toplam ısı aşağıdaki gibidir:

$$q = m_{cl} c_{p, cl} (T_{cl, out} - T_{cl, in})$$

ve bu değer, $w^+ \eta_c$ ile doğru orantılıdır (Torbidoni, L., 2004).

Geleneksel yaklaşım için bu orantı:

$$w^+ \eta_{c\ CON} = 3.45 \times 0.872 = 3.0084,$$

Ainley'in yaklaşımı için bu orantı:

$$w^+ \eta_{c \text{ AIN}} = 5.625 \times 0.577 = 3.2456$$

olarak hesaplanır.

Bu orantılar incelendiğinde ana akış gazından soğutucu havaya geçen ısı hesaplamalarının yakın değerlerde oldukları görülmektedir. Buradan da geleneksel yaklaşımın, az miktarda soğutucu havada yüksek ısı artışı hesapladığı, Ainley'in yaklaşımının ise çok miktarda soğutucu havada düşük ısı artışı hesapladığı görülmektedir.

Türbin soğutma havası hesaplamalarında geleneksel metot için, Horlock, Watson ve Jones (Horlock, J.H., et. al., 2001) $\psi_{\text{CON}} = K_{\text{cool}} w^+_{\text{CON}}$ değerinin pratik uygulamalarla kıyaslanabilir seviyeye gelmesi adına %50 seviyesinde artırılması gerektiğini önermişlerdir [3, 7]. Bu sebepten ötürü geleneksel yöntemlerde 1.5 seviyesinde bir güvenlik faktörü kullanılabilir. Ainley'in hesaplamaları için böyle bir güvenlik faktörü değerine ihtiyaç duyulmamaktadır (Torbidoni, L., 2004).

Hesaplamaları esnasında, Torbidoni ve Horlock (Torbidoni, L., Horlock, J.H., 2004) soğutma veriminin 0.5 seviyesinde alınması durumunda, sonuçların Ainley'in analizi ile kıyaslanabilir olduğunu belirtmişlerdir (Torbidoni, L., 2004).

İç kanallarda türbülator, jet çarptırma gibi konfigürasyonların kullanılması, iç kanal ısı transfer katsayısı h_c değerini ve dolayısıyla ısı transfer oranı X değerini yükseltecektir.

$\phi = \bar{X} / (1 + \bar{X})$ değerini belirli bir noktada sınırlamak, pratik sistemler için daha gerçekçi olabilir (Torbidoni, L., 2004). Bu durumda, mevcut varsayımlarla Denklem (2.37) aşağıdaki hali alır:

$$w^+_{\text{AIN}} = \frac{\phi}{\ln \frac{\phi}{\varepsilon_0}} \cong \frac{1}{\ln \frac{1}{\varepsilon_0}} = \frac{1}{\ln \frac{1}{0.75}} = 3.48.$$

Soğutma verimi değeri belirlenirken çok dikkatli bir yaklaşım yapılması gerekliliği yukarıdaki hesaplamadan açıkça görülmektedir. Ayrıca, soğutma verim değerinin, iç kanal soğutma tasarımı/teknolojisi ve iç kanal Stanton sayısının birer fonksiyonu olduğu tekrardan belirtilmelidir.

2.4 Consonni'nin Çalışmaları

Consonni [C8], kanadı bir ısı değiştirici gibi düşünüp metodunu bu bağlamda geliştirmiştir. Bir sonraki bölümde açıklanacak olan tüm kanatçık veter uzunluğu taşınımıyla soğutma metodu, Consonni'nin bu çalışmalarından türetilmiştir ve ilgili bölümde detaylı olarak açıklanacaktır. Bu bölümde ise Consonni'nin çalışmalarından kısaca bahsedilmiştir.

Consonni de çalışmalarında Ainley gibi metal sıcaklığının kanatçık kök-uç doğrultusundaki değişimini hesaba katmıştır. Ayrıca Consonni, kanatçık iç kanal yapısı ile ilgili tanımlamalarda ve ısı transferi katsayılarını hesaplamada Ainley'i yakından takip etmiştir (Torbidoni, L., 2004). Consonni, ek olarak "teknoloji seviyesi" Z parametresini tanımlamıştır. Bu parametre daha sonra açıklanacaktır. Consonni, yine Ainley'den farklı olarak sonlu film soğutma tasarımının varlığı ile cidar kalınlığını ve termal kaplamaları Biot sayıları ile birlikte hesaba katmıştır.

Consonni, $T_{bg}(y)$, $T_{bcl}(y)$ ve $T_{cl}(y)$ dağılımlarını bulmak için daha önce de bahsedildiği gibi kanatçığı, sabit seviyede dış sıcaklığa maruz kalan bir ısı değiştiricisi olarak düşünmek gibi yenilikçi bir fikir sunmuştur. Bahsi geçen sabit dış sıcaklık, sadece taşınımıyla soğutma hesaplamalarında T_g , film soğutma tasarımının varlığı durumunda ise T_{aw} ile ifade edilmektedir.

Consonni çalışmaları sonucunda yeni bir soğutma verimi bağıntısı geliştirmiştir. Bu bağıntı Denklem (2.27) ile gösterilmiştir:

$$\eta_c' = \frac{T_{cl, out} - T_{cl, in}}{T_g - T_{cl, in}} = 1 - e^{-1 W^+} \quad (2.27)$$

Burada W^+ değeri, taşınımıyla soğutma için aşağıdaki gibidir:

$$W^+ = \frac{m_{cl} \bar{c}_{p,cl}}{\bar{U}_h A_{cl,s}}$$

Kanatçık, bir ısı değiştiricisi gibi çözümlendiğinden, iç kanal ısı transfer katsayısı h_{cl} , dış ısı transfer katsayısı h_g ve sonlu cidar kalınlığındaki ısı iletim katsayısı λ_{bw} değerleri kullanılarak, ortalama bir ısı transfer katsayısı \bar{U}_h belirlenebilir.

Ortalama ısı transfer katsayısı \bar{U}_h hesabına ait bağıntı Denklem (2.28) ile gösterilmiştir:

$$\bar{U}_h = a_c \left(\frac{1}{h_g} + \frac{t_{bw}}{\lambda_{bw}} + \frac{1}{h_{cl}} \right)^{-1} \quad (2.28)$$

Burada, $a_c = A_{cl, s} / A_{g, s} = \bar{S}_{cl} / \bar{S}_g$ olarak belirtilmektedir.

Consonni ayrıca, W^+ değerine, Stanton sayısına bağlı olarak kapsamlı bir tanımlama yapmıştır. Bununla birlikte iç kanal parametresi olarak bir Z sayısı da tanımlamıştır (Torbidoni, L., 2004). Bu parametreler, bir sonraki bölümde detaylıca açıklanacaktır.

Consonni tarafından geliştirilen yeni soğutma verimi tanımı Denklem (2.29) ile gösterilmiştir:

$$\eta_c = \frac{T_{cl, out} - T_{cl, in}}{T_{bg, max} - T_{cl, in}} = \eta_c' = \frac{T_g - T_{cl, in}}{T_{bg, max} - T_{cl, in}} \quad (2.29)$$

Soğutma havası çıkış sıcaklığı böylece belirlenmiş olur. Soğutma havasının çıkış sıcaklığının belirlenmesiyle ilgili metal sıcaklığı, kanatçık çıkış kesitindeki ısı akısının hesaplanmasıyla elde edilmiş olur.

Isı akısı hesabıyla ilgili bağıntı Denklem (2.30) ile verilmiştir:

$$\begin{aligned} h_g (T_g - T_{bg, out}) &= \frac{\lambda_{bw} (T_{bg, out} - T_{bcl, out})}{t_{bw}} \\ &= h_{cl} (T_{bcl, out} - T_{cl, out}) \end{aligned} \quad (2.30)$$

Bilinen ısı transfer katsayıları ve Denklem (2.27), (2.28), (2.29) ve (2.30)'in kullanımı ile ana akış gaz kütleli debisinin soğutma havası debisine oranı ψ , belirlenmiş en yüksek metal sıcaklığının metal çıkış noktasında olduğu kabulü ile dögüsel bir şekilde elde edilebilir.

Consonni, çalışmalarını film soğutma ve termal kaplama olması durumlarını da göz önüne alarak detaylandırmıştır. Yapılan asıl çalışmalar, soğutucu havanın tüm kanat veter uzunluğu boyunca bir ıslak alan oluşturduğu temeline dayanmıştır. Bu çalışmalarda ayrıca ortalama sıcaklıklar ve ısı transfer katsayıları kullanılmıştır.

2.5 Jordal'ın Çalışmaları

Jordal (Jordal, K., et. al, 2001), daha önce de açıklanmış olan yöntemlerden Holland'ın ve Consonni'nin yaklaşımlarını eşleştirmiş ve eşleştirmenin sonucunda teknoloji parametresi Z değerinin elde edilmesini sağlamıştır. Bu metotlara ayrıca soğutma havası basınç düşüm hesaplarını da eklemiştir. Basınç düşüm hesapları, bu tez kapsamında yapılan araştırmaların kapsamına dahil olmadığı için konunun detaylarından bahsedilmeyecektir.

Bu eşleştirmeler esnasında geleneksel yöntem, Model A ve ısı değiştirici metodu ise Model B olarak isimlendirilmiştir. Jordal'ın bu çalışmadaki asıl amacı ise iki model arasında bir sinerji oluşturmaktır.

Model A için daha az sayıda girdi gerekmesi ile birlikte Model A ile sadece soğutma hava miktarı ve soğutma havası çıkış sıcaklıkları bulunabilmektedir. Bununla birlikte Model B'de ise daha fazla girdi gereksinimi olmasına rağmen Model A'nın çıktılarına ek olarak iç kanal tasarımına bağlı olarak soğutma havası basınç düşümü çıktısı da elde edilebilmektedir (Jordal, K., et. al, 2001).

Model A ve B'nin eşleştirilmesi ile aşağıdaki avantajlar sağlanmıştır:

- Önemli parametrelerin gelişigüzel belirlenmesinden kaçınılmıştır.
- Model B için teknoloji parametresi Z'nin belirlenmesiyle mevcut geometri için daha gerçekçi sonuçların elde edilmesini sağlamıştır.
- Kanatçık iç geometrisinin bilinmesi durumunda soğutma havasındaki basınç düşümleri hesaplanabilmektedir.
- İç kanal geometrisine dair detaylı bir bilgi olmasa bile iç kanal yapısına bağlı olan parametreler ve ilgili datalar belirlenebilmektedir.

Sonuç olarak Jordal, iki model ile de bulduğu sonuçların aynı olduğunu not etmiştir (Jordal, K., et. al, 2001).

2.6 Horlock'un Çalışmaları

Horlock (Horlock J.H., ,2006), yaptığı çalışmasında Ainley'in metodunu temel almıştır. Ainley, çalışmalarında kanatçık metal cidar kalınlığını hesaba katmamış, ince duvar yaklaşımı yapmıştır. Ayrıca Ainley, film soğutma tasarımının varlığını da hesaba katmamış, kanatçığın sadece taşınım ile soğutulduğu varsayımı ile metodunu geliştirmiştir.

Horlock ise bu çalışmasında Ainley'in metoduna dayanarak aynı metot için termal kaplamaları, duvar kalınlığını ve film soğutma tasarımının varlığını da hesaba katarak Ainley'in metodunu geliştirmiştir.

Duvar kalınlığı ve termal kaplamaların varlığı durumunda aşağıdaki bağıntı geliştirilmiştir:

$$\frac{T_g - T_{bg}}{T_g - T_{cl, in}} = \phi' e^{-k' y H} .$$

Burada ϕ' ve k' aşağıdaki gibidir:

$$\phi' = \frac{X w^{+ '}}{1 + X l + Bi_{TBCg} + Bi_{bg}} ,$$

$$k' = \frac{X l + Bi_{bg}}{1 + X l + Bi_{TBCg} + Bi_{bg}} .$$

Biot sayılarının sıfır olması durumunda k' aşağıdaki forma dönüşür:

$$k' = \ln \frac{\phi'}{\varepsilon_0} .$$

Burada ε_0 , aşağıdaki gibidir:

$$\varepsilon_0 = \frac{T_g - T_{bg, max}}{T_g - T_{cl, in}} .$$

Burada $T_{bg, max}$ ile metalin en yüksek sıcaklığa ulaştığı nokta olarak varsayılan kanatçık uç noktasındaki metal sıcaklık değeri ifade edilmektedir. Ayrıca tüm bağıntılardaki (') gösterimi bu analiz tipini ifade etmektedir.

Film soğutma tasarımının varlığı durumunda ise metal sıcaklığı değeri yerine sabit ve değişken adyabatik duvar sıcaklığı değeri T_{aw} ile hesaplamalar yapılmaktadır. Film soğutma tasarımının varlığı durumuna dair detaylı hesaplamalara Referans (Horlock J.H., 2006)'dan ulaşılabilir.

Sonuç olarak film soğutma tasarımının ve termal bariyerin varlığı durumunda soğutucu hava miktarının azalacağı, duvar kalınlığının eklenmesi durumunda ise soğutucu hava ihtiyacının artacağı açık bir şekilde görülmektedir.

2.7 Sanaye'nin Çalışmaları

Sanaye (Sanaye, S., et. al., 2011), bu çalışmasında üç farklı türbin kanatçık soğutma hava miktarı hesaplaması metodunu kıyaslamıştır. Bu çalışmalar, El-Masri (El Masri, M.A., 2009)'nin daha sonra Bolland(Bolland, O., et. al., 2005) ve De Paepe(De Paepe, M., et. al., 2006) tarafından modifiye edilmiş olan süreklilik metodu, Jordal (Jordal. K., et. al., 2007)'in kademe-kademe metodu ve Walsh ve Fletcher(Walsh, P.P., Fletcher, P., 2004) metotlarıdır.

Soğutma havası miktarı, bu üç metot ile farklı kompresör basma oranları ve türbin giriş sıcaklıkları için kıyaslanmıştır.

Sonuç olarak:

- Kompresör basma oranlarındaki değişim eğrisi incelendiğinde üç metot da aynı karakteri göstermiştir (Sanaye, S., et. al., 2011).
- Jordal ve De Paepe'nin metotları ile elde edilen soğutma havası kütle debisi ihtiyacı varyasyonuna ait eğriler, türbin giriş sıcaklığının değişimi için tüm aralıklarda aynı karakteri sergilerken, Walsh ve Fletcher'in metodu ile elde edilen eğri türbin giriş sıcaklığının 1400 K değerine gelmesinden sonra sert bir şekilde artış karakteri göstermiştir.
- Tüm türbin sıcaklık giriş değerleri için ana akış gaz kütle debisi ile soğutucu hava kütle debisi oranları, üç metot için de çok yakın değerlerde çıkmıştır.
- Her üç metot için bulunan değerler 3% seviyesinde bir aralıkta kalmıştır. Bu sapma miktarı kabul edilebilir bir değer olarak değerlendirilmiştir (Sanaye, S., et. al., 2011).

2.8 Sciubba'nın Çalışmaları

Sciubba (Sciubba, E., 2015), çalışmalarında global, kümülatif bir termodinamik bir model üretmiştir. Nümerik yaklaşımlardan kaçınılması, bu modelin en büyük avantajı olarak not edilmiştir .

Bu model ile sabit metal sıcaklığı kabulü ile soğutma havasının kütle ortalamalı sıcaklığı ve ana akış gaz kütle debisi ile soğutucu hava kütle debisi

oranı hesaplanabilmektedir. Hesaplamalar esnasında termo-mekanik etkiler tamamen göz ardı edilmiştir.

Modelin geliştirilmesi esnasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Ana akış gazı ideal gazdır ve özellikleri önceden belirlenmektedir.
- Soğutucu hava giriş ve çıkış sıcaklıkları ile özellikleri bilinmektedir.
- Ana akış gazı tarafından gerçekleştirilen kayıp iş ana akış gazı yönündeki soğutucu hava enjeksiyonu ile ana akış gazı arasındaki momentum dengesinden hesaplanmıştır.
- İletim ve radyasyon ısı transferi etkileri göz ardı edilmiştir.
- Kanatçık dış ısı transfer katsayısı bilinmektedir ve kanatçık yüzeyi boyunca sabit kabul edilmiştir.
- Sistemin kararlı rejimde çalıştığı varsayılmıştır.

Bu kabuller altında sırasıyla aşağıdaki hesaplama adımları izlenmiştir:

- Ana akış gazından kanatçık metaline ısı akısı hesaplanmıştır.
- Kanal boyunca ana akış gaz sıcaklığı, soğutmanın olmaması durumundaki şartlar ile hesaplanmıştır.
- Kanatçıkta film soğutma tasarımı yok ise soğutucu akışkanın kanatçık ucundan çıktığı ve karışma etkisinin olmadığı varsayılmış ve bu varsayım ile ısı transferi hesabı yapılmıştır.
- Soğutma havasının film delikleri ile ana akışa karışması durumunda enerji dengesi ile ana akıştaki sıcaklık değişimi tüm bölgeler için hesaplanmıştır.
- Film deliklerinden çıkan hava ile ana akış gazı arasında kuvvet dengesi kurulmuştur.
- Bölgesel sıcaklar böylece hesaplanabilmiştir.
- Tüm bu hesaplamaların sonunda gerekli soğutma havası kütle debisi hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, görece basit olan bu yaklaşım ile soğutma hava miktarı ile ilgili olarak birinci mertebeden bir ilk tahmin gerçekleştirilmiş olmakla beraber, benzer bir tahmin için gerekli olan bilgisayar yükü elemine edilmiştir (Sciubba, E., 2015).

3. TAM VETER KANATÇIK SOĞUTMA MODELİ: TAŞINIMLA SOĞUTMA

3.1 Taşınım ile Soğutma

Burada açıklanacak olan taşınım ile soğutma modeli, Ainley (Ainley, D.G., 1957)'in geliştirmiş olduğu metoda dayanmaktadır.

Tüm kanatçık, içerideki soğutucu akışkan ile dışarıdaki ana akış gazı arasındaki bir ısı değiştirici olarak modellenmiştir. Burada, kanatçığın maruz kaldığı ana akış gazının termal kapasitesi, soğutucu akışkana oranla sonsuz değerde olacak şekilde karakterize edilmiştir (Torbidoni, L., 2004).

Bu genel yaklaşım, aşağıdaki özelliklerin dahil edilmesiyle genişletilmiştir:

- Kanatçıkta sonlu cidar kalınlığı ve cidar boyunca ısı iletimi;
- Termal kaplama;
- İç taraf ısı transfer katsayısını arttırmak amaçlı türbütörler.

Bu yaklaşımlar ile aşağıdaki maddeler belirtilir:

- Ana akış gazı giriş sıcaklığı T_g , kanat kök-uç ve veter yönlerinde sabittir.
- Kanatçık metal sıcaklığı T_b , veter yönünde sabitken, kanat kök-uç doğrultusunda ve kanatçık cidarlarında değişmektedir. Böylece, $T_{TBCg} \geq T_{bg} \geq T_{bcl}$ olur.
- Soğutucu akışkan sıcaklığı T_{cl} , kanat kök-uç doğrultusunda değişmektedir.

3.2 Dış Taraf Stanton Sayısı

Kanatçığın ana akış gazı tarafındaki ısı transfer katsayısı h_g , kanat kök-uç ve veter yönlerinde hassas varyasyonlar gösterir (Torbidoni, L., 2004). Bu varyasyonlar incelendiğinde, ilgili ısı transfer katsayısının, kanatçık hücum kenarında ve sınır tabakasını laminer formdan türbülanslı forma geçişi noktasında en yüksek değerlere çıktığı görülür. Ayrıca, kanatçığın firar kenarında da sınır tabaka çok incelendiğinden, ısı transfer katsayısı, en yüksek değerlere yakın değerlerde olur.

Ana akış gazı tarafı ısı transfer katsayısı h_g , dış Stanton sayısı yardımıyla bulunabilir.

Dış Stanton sayısı ise empirik bir denklem olan Denklem (3.1) ile bulunabilir:

$$St_g = 0.285 Re_g^{-0.37} Pr_g^{-2/3} \quad (3.1)$$

burada:

$$St_g = \frac{h_g}{c_{p,g} m_g A_{g,2}},$$

$$Re_g = \frac{m_g c}{A_{g,2} \mu_g}.$$

Burada, m_g ile boğaz kesitindeki $A_{g,2}$ ana akış gaz kütle debisi ifade edilmiştir. Boğaz kesiti $A_{g,2}$ değeri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$A_{g,2} = \pi D_m H_2 \cos \alpha_2.$$

Burada, α_2 ile gaz çıkış açısı, D_m ile ortalama çap ve H_2 ile de kanatçık kök-uç uzunluğu (kanatçık boyu) ifade edilmiştir.

3.3 Gaz Sıcaklık Düzeltme Ve Dağılım Faktörü

Düşük Mach sayılı akışlarda ($Ma \leq 0.3$) statik $T_{g,st}$, toplam $T_{g,tot}$, ve düzletilmiş T_{gr} sıcaklıklardaki fark ihmal edilebilir düzeydedir. Bununla birlikte, yüksek hızlarda kinetik enerjinin termal enerjiye dönüşümü, sınır tabakada yüksek sıcaklık artışlarına ve sıcaklık gradyanlarına sebep olur.

Sınır tabakada yer alan bu tersinmezliklerin etkisi, Prandtl teorisi ile uyumlu bir şekilde, Holman (Holman, J.P., 1986) tarafından açıklanan düzeltme faktörü r ile hesaplamalara dahil edilir (Torbidoni, L., 2004). Düzeltme faktörü r , Denklem (3.2) ile belirtilmiştir:

$$r = \frac{T_{gr} - T_{g,st}}{T_{g,tot} - T_{g,st}} \quad (3.2)$$

Türbülanslı bir akış için düzeltme faktörü r , aşağıdaki gibi de tanımlanabilir:

$$r = Pr_g^{-1/3}$$

Bununla birlikte, yanma odasındaki reaksiyonlar sonucu açığa çıkan gaz sıcaklık dağılımı (profili) “eksik karışım sebebiyle” (Torbidoni, L., 2004) uniform halden uzaktır. Bu sıcaklık profilindeki en yüksek sıcaklık değeri ile ortalama

sıcaklık değeri arasındaki fark El Masri (El Masri, M.A., 1988) tarafından tanımlanan dağılım faktörü ile hesaplamalara katılır.

Dağılım faktörü K_{comb} değeri aşağıdaki gibidir:

$$K_{comb} = \frac{T_{g,peak} - T_{g,average}}{\Delta T_{comb}}$$

burada, ΔT_{comb} ile yanma odasındaki sıcaklık artışı ifade edilmektedir.

Dağılım faktörü iki farklı profil için hesaplanır. Bunlardan ilki radyal yöndeki her bir kesit için en yüksek sıcaklıklar ile oluşturulmuş OTDF profili ve değeri, ikincisi, yine radyal yöndeki her bir kesitin ortalama sıcaklıklarıyla oluşturulmuş RTDF profili ve değeridir. Her iki değer için de kendi değerleriyle yukarıdaki denklem geçerlidir.

Güvenli bir tasarım için genellikle soğutma tasarımları, ortalama sıcaklıklar değerlerine göre değil en yüksek sıcaklık değerlerine göre yapılır. Bu durumda düzeltilmiş sıcaklık da yükselir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$T_{gr,max} = T_{gr} + K_{comb} \Delta T_{comb} .$$

3.4 Kanatçık İç Taraf Soğutma Sistemi

Kanatçığın soğutma sistemi, iç geometri ve soğutma havasının kombinasyonu olarak tanımlanabilir. Gerçek bir türbin kanadı tasarımında iç geometri, bir çok durumda üst derecede karmaşık bir yapıdadır. Bu bölümde, iç bölümdeki konfigürasyonlara dair genellemeler ve boyutlandırmalardan bahsedilecektir.

- Her bir kanatçık, n_{ch} kadar ve dairesel olmayan iç soğutma kanalına sahiptir. Bu soğutma kanallarının alanları A_{ch} , ıslak çevreleri p_{ch} , hidrolik çapları d ve şekil faktörleri Ψ_d ile ifade edilir. Tüm soğutma kanalları, kanatçık boyu H uzunluğunda n_p kadar “geçişe” sahiptir. Böylece, bir kanalın toplam uzunluğu, ortalama kanatçık uzunluğu \bar{H} ile n_p çarpımına eşit olur. Kanatçığın bir kesitindeki toplam delik sayısı da n_{ch} ile n_p çarpımı kadar olur.

Bu değişkenler aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$A_{ch} = p_{ch} \frac{d}{4} = \Psi_d \pi \frac{d^2}{4},$$

$$p_{ch} = \Psi_d \pi d,$$

$$d = \frac{4A_{ch}}{p_{ch}}.$$

- Kanatçığın bir kesitindeki toplam soğutma kanalı alanı, sabit bir katsayı olan α_h değeri ile veter uzunluğunun karesi c^2 değerinin çarpımı olarak ifade edilebilir (Torbidoni, L., 2004). Bir kesitteki soğutma kanal alanı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$n_{ch} n_p A_{ch} = n_{ch} n_p \Psi_d \pi \frac{d^2}{4} = \alpha_h c^2.$$

Ancak, soğutucu akışkan için mevcut olan kesit alanı sadece:

$$A_{cl} = n_{ch} A_{ch} = n_{ch} \Psi_d \pi \frac{d^2}{4} = \frac{\alpha_h c^2}{n_p}$$

olur.

- Soğutucu akışkan toplam efektif ısı transferi yüzeyi $A_{cl,s}$, aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$A_{cl,s} = \Psi_i n_{ch} n_p = \Psi_d \pi d \bar{H}.$$

burada, $\Psi_i \leq 1$ yaklaşımı ile kanallar arasında ısı transferine izin verilmiştir

Soğutucu akışkan toplam efektif ıslak çevre S_{cl} , aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$S_{cl} = \Psi_i n_{ch} n_p \Psi_d \pi d = \frac{A_{cl,s}}{\bar{H}}$$

ve Φ_{cl} aşağıdaki gibi olur.

$$\Phi_{cl} = \frac{S_{cl}}{c}$$

4. SOĞUTMA KODU

4.1 Giriş

Gaz türbinli motorlarda günümüzde yanma odası çıkış sıcaklıkları verim ve güç isterlerinden ötürü türbin malzemelerinin dayanabileceği sıcaklıklardan çok yüksek seviyelere çıkmıştır. Bu durumda türbin kanatçıklarının çok iyi bir şekilde soğutulması hem türbinin çalışabilmesi hem de kanatçık ömrü açısından oldukça önemlidir.

Bununla birlikte türbin soğutması için harcanan hava miktarı, yanma odasına girmediğinden ötürü motor performansı açısından oldukça önemlidir. Asıl hedef, mümkün olan en az soğutma havasıyla en yüksek soğutma performansını almaya çalışmaktır. Bundan ötürü hem motor performansı hem de soğutma performansı adına gerekli soğutma havası miktarının belirlenebilmesi yine oldukça önem arz etmektedir.

Bu soğutma havası miktarının doğru bir şekilde hesaplanabilmesi TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'de soğutma hava ihtiyacını belirlemeye yönelik bir 1B bir kod geliştirilmiştir. Kod, savunma sanayii bünyesinde geliştirilen bir kod olduğundan ötürü, kodun sözdizimi verilememektedir. Bundan ötürü kodun, yalnızca genel bir algoritması anlatılacaktır.

4.2 Kod Algoritması

Kod, gaz türbinli motorlar özelinde geliştirildiği için ilgili girdiler ve sınır şartları gaz türbinli motorların çevrim değerleri ile uygun değerlerdir.

Kodun temel çevrim ve malzeme girdileri olarak:

- Soğutma havasının çekildiği kompresör kademesindeki toplam sıcaklık ve toplam basınçlar.
- Bu havanın, toplam sıcaklık ve toplam basınçlarının kanatçığa gelene kadar gördüğü değişimler. Bu değerler, stator ya da rotora göre mutlak yada bağıl olarak alınmaktadır.
- Yanma odası çıkış sıcaklığı ve sıcaklık profilindeki en yüksek değerler.
- Kullanılan malzemenin izin verilen en yüksek sıcaklık değeri.
- Kanatçık malzemesinin ve varsa termal bariyerin termofiziksel özellikleri.

Kodun tasarıma bağlı temel girdileri olarak:

- Kanallardaki soğutma verimi.
- Kanatçıktaki duvar kalınlığı gibi bazı geometrik ölçüler.
- Kanatçıkta termal bariyer kullanılması ya da kullanılmaması durumu.

Kod, bu girdiler ile birlikte bir ısı denge hesabı yaparak, ilgili şartlarda ilgili metal sıcaklığının tutturulması için gereken soğutma havası kütle debisini hesaplamaktadır.

Sonuç olarak, yapılan HAD analizleri ile kodun çıktıları kıyaslanacaktır.

Kod ile hesaplanan kanal etkinliği-boyutsuz soğutma havası kütle debisi grafiği Şekil 1.5 ile verilmiştir.



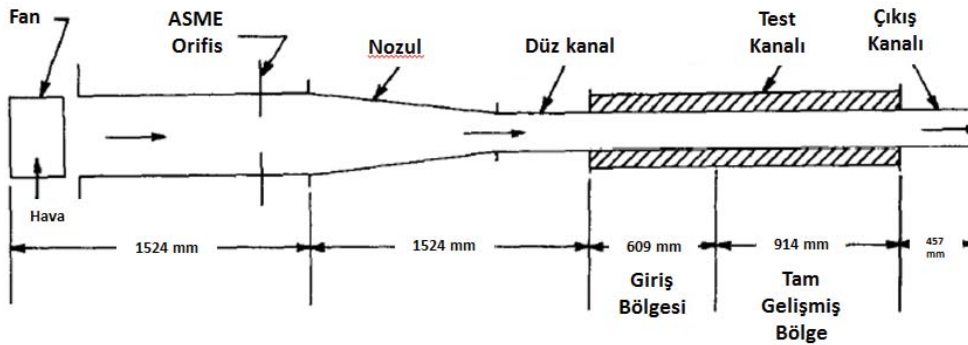
5. TEST DÜZENEĞİ

5.1 Giriş

Bu çalışma kapsamında kod ile hesaplanan hava debileri miktarını doğrulamak için kiriş türbülantörlü bir kanalda Large Eddy Simulation yöntemi ile CFD hesapları yapılacaktır. Yapılan CFD hesaplamalarını doğrulamak için ise literatürden seçilmiş bir test düzeneği ile bire bir aynı geometri ve sınır şartlarında analizler yapılacaktır. Daha sonraki aşamalarda ise doğrulanmış olan CFD modeli ile koddan istenilen çıktılar doğrultusunda yeni analizler yapılacak ve kod doğrulanmaya çalışılacaktır. Literatür araştırması, kiriş türbülantörlü kanallar ile yapılan çalışmaların anlatımı ile bu bölümde anlatılmaya devam edilecek ve tez çalışmasına dair tüm deney literatürü, bu bölümün sonunda anlatılmış olacaktır.

5.2 Han, Glicksman ve Rohsenow'un Çalışmaları

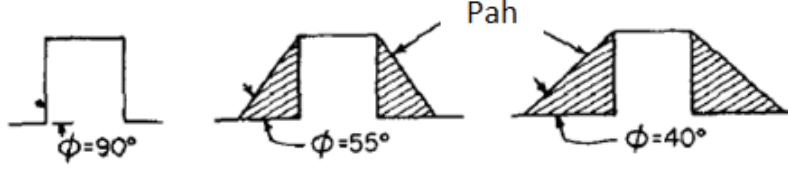
Kiriş türbülantörlü kanallarda ısı transferi incelemeleri için öncü çalışmalardan olan bu çalışmada Han et al.(Han, J.C., et. al., 1978) kiriş geometrilerinin, kiriş açıklıklarının ve kirişlerin ana akış yönü ile yaptığı açının ısı transfer katsayısına ve sürtünme faktörüne olan etkilerini incelemişlerdir. Ayrıca kirişlerin, karşılıklı yüzeylerde birbirlerine göre simetrik ya da ayrı olmaları durumunu da incelemişlerdir. Testin gerçekleştirildiği düzenek Şekil 5.1 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.1: Kirişli türbülantörlü kanal test düzeneği(Han, J.C., et. al., 1978).

Kanalın geometrisine dair tanımlamalar ise Şekil 5.2 ile gösterilmiştir.

Kiriş yan yüzeyleri ile taban arasındaki açı tanımlaması şekil 5.4 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.4: Kiriş yan yüzeyleri ile taban arasındaki açı(Han, J.C., et. al., 1978)

Ayrıca bu çalışma, CFD analizlerinin doğrulanmasında da kullanılacak olan test düzeneğidir. CFD analizleri, giriş açıklığı ile giriş yüksekliği ve hidrolik çap ile giriş yüksekliği oranlarının on, giriş yan yüzeyi ile taban arasındaki ve giriş ile ana akış yönünün arasındaki açılarının da 90^0 olduğu düzenekte, 3000 ile 20000 değerleri arasında, hidrolik çapa göre belirlenmiş olan Reynolds sayılarında gerçekleştirilecektir.

5.3 Han'ın Çalışmaları

Bu çalışmada Han((Han, J.C., 1984)), karşılıklı iki duvarda giriş türbülötör bulunan kare kesitli bir kanalda, giriş açıklığı ile giriş yüksekliği ve kanal hidrolik çapı ile giriş yüksekliği oranlarının ısı transferi katsayısı ve sürtünme faktörü değerlerine olan etkilerini, 7000 ile 90000 aralığındaki, kanal hidrolik çapına göre tanımlanmış Reynolds sayılarında incelemiştir((Han, J.C., 1984)). Bu çalışmalar sonucunda, ısı transferi katsayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin, hem giriş açıklığı ile giriş yüksekliği oranının hem de kanal hidrolik çapı ile giriş yüksekliği oranının on olduğu durumlar için en yüksek seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir((Han, J.C., 1984)). Ayrıca, yukarıda bahsedilen Reynolds sayısı aralığında ısı transfer katsayısı en yüksek değere 10000'de, sürtünme faktörü katsayısı da en yüksek değere 7000'de ulaşmıştır. Bu Reynolds sayılarından itibaren Reynolds sayısı arttıkça incelenen değerlerin azaldığı gözlemlenmiştir((Han, J.C., 1984)).

5.4 Han, Park ve Lei'nin Çalışmaları

Han et al.(Han, J.C., et. al., 1985) tarafından bu çalışmada, karşılıklı konumlandırılmış giriş türbülötör ile ana akış yönü arasındaki açının ısı transferi katsayısına ve sürtünme faktörüne olan etkisi araştırılmıştır. Deneyler, hidrolik çapa göre belirlenmiş Reynolds sayısı içi 7000 ile 90000 arasındaki değerlerde gerçekleştirilmiştir. Ayrıca giriş yüksekliği ile kanal hidrolik çapı arasındaki oran

0.063 olarak sabit tutulmuş, kiriş açıklığı ise kiriş türbülator yüksekliğinin 10 ile 20 katı arasında değiştirilmiştir. Kiriş ile ana akış yönü arasındaki açı 90^0 , 60^0 , 45^0 ve 30^0 bandında değerlerinde belirlenmiş ve deneyler bu açılarda yapılmıştır(Han, J.C., et. al., 1985).

Yapılan deneyler sonucunda, kiriş açıklığı ile kiriş yüksekliği arasındaki oranın on olduğu ve kiriş açısı ile ana akış yönü arasındaki açısının da 45^0 olduğu durumda en yüksek ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü değerlerine ulaşılmıştır(Han, J.C., et. al., 1985). Kiriş açısı ile ana akış yönü arasındaki açısının 30^0 ve 45^0 olduğu durumlar, tüm kiriş açıklığı ile kiriş yüksekliği arasındaki oranlarda en yüksek ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü değerlerini vermişlerdir. Ayrıca, kanalın karşılıklı iki tarafında kiriş türbülatorlerin olması durumu için kiriş açıklığı ile kiriş yüksekliği arasındaki oranın on olduğu ve kiriş açısı ile ana akış yönü arasındaki açısının da 90^0 olduğu konfigürasyonun, dört tarafı düz duvar olan kanala göre ısı transfer katsayısı için 2 kat, sürtünme faktörü için de 6 kat daha yüksek değer verdiği gözlemlenmiştir(Han, J.C., et. al., 1985).

5.5 Han ve Park'ın Çalışmaları

Han et al.(Han, J.C., et. al., 1988) tarafından bu çalışmada, karşılıklı konumlandırılmış kiriş türbülatorlü kanalın en-boy oranlarının ısı transferi katsayısına ve sürtünme faktörüne olan etkisi araştırılmıştır. Deneyler, hidrolik çapa göre belirlenmiş Reynolds sayısı içi 10000 ile 60000 arasındaki değerlerde gerçekleştirilmiştir(Han, J.C., et. al., 1988). Deneyler kanal uzunluğu ile kanal hidrolik çapının arasındaki oranın 10 ve 15 olduğu durumlarda gerçekleştirilmiştir. Kiriş ile ana akış yönü arasındaki açı 90^0 , 60^0 , 30^0 ve 45^0 bandında değerlerinde belirlenmiş ve deneyler bu açılarda yapılmıştır. Asıl parametre olan kanal en-boy oranları ise 1, 2 ve 4 olarak belirlenmiş, bu değerlerde deneyler gerçekleştirilmiştir(Han, J.C., et. al., 1988).

Yapılan deneyler sonucunda, en-boy oranının 1 olduğu kare kesitte en yüksek ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü, kiriş ile ana akış yönü arasındaki açının 30^0 ve 45^0 olduğu durumlarda gözlemlenmiştir. Kiriş ile ana akış yönü arasındaki açının 60^0 olduğu durumda en-boy oranının 1, 90^0 olduğu durumda en-boy oranının 4 olduğu konfigürasyonlar ilgili açılar için en yüksek ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörünü verdikleri gözlemlenmiştir. Ayrıca, ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörünün en yüksek olduğu değerlere her bir açı ve en-

boy oranında kiriş açıklığı ile kiriş yüksekliği oranının on olduğu durumda ulaştıkları gözlemlenmiştir. (Han, J.C., et. al., 1988).

5.6 Han, Ou, Park ve Lei'nin Çalışmaları

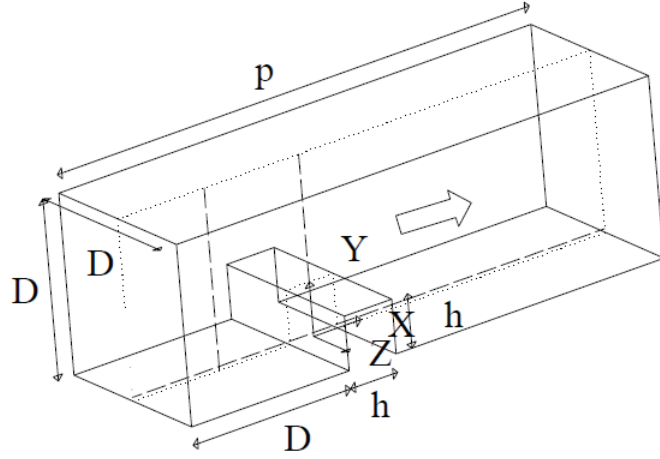
Han et al.(Han, J.C., et. al., 1988) tarafından bu çalışmada, karşılıklı konumlandırılmış kiriş türbülantörlü kanalın en-boy oranlarının ısı transferi katsayısına ve sürtünme faktörüne olan etkisi araştırılmıştır. Deneyler, hidrolik çapa göre belirlenmiş Reynolds sayısı içi 10000 ile 60000 arasındaki değerlerde gerçekleştirilmiştir(Han, J.C., et. al., 1989). Kiriş ile ana akış yönü arasındaki açı 90^0 , 60^0 , 30^0 ve 45^0 bandında değerlerinde belirlenmiş ve deneyler bu açılarda yapılmıştır. Asıl parametre olan kanal en-boy oranları ise 2/4 ve 1/4 olarak belirlenmiş, bu değerlerde deneyler gerçekleştirilmiştir(Han, J.C., et. al., 1989).

Yapılan deneyler sonucunda, düşük en-boy oranlı kanalların geniş en-boy oranlı kanallara göre daha yüksek ısı transferi performansı verdiği gözlemlenmiştir(Han, J.C., et. al., 1989). Tüm en-boy oranlarında en yüksek ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü, kiriş ile ana akış yönü arasındaki açının 45^0 , kiriş açıklığı ile kiriş yüksekliği arasındaki oranın on olduğu durumda gözlemlenmiştir(Han, J.C., et. al., 1989).

5.7 Lohasz, Rambaud Ve Benocci'nin Çalışmaları

Lohasz et al.(Lohasz. M.M, et. al., 2003) tarafından bu çalışmada bir kare kesitli kiriş türbülantörlü kanalda PIV ve LES ile elde edilen hız dağılımları kıyaslanmıştır. PIV sonuçları, Casarsa et al.(Casarca, L., Arts, T., 2002) tarafından yapılan çalışmada kullanılan kiriş türbülantörlü kanalın orta düzleminden alınmıştır(Lohasz. M.M, et. al., 2003).

Yapılacak analizler için 3 farklı ağ yapısı kullanılmıştır. Bunlardan biri 2B diğer ikisi de 3B ağ yapılarıdır. Yapılan LES analizleri ile elde edilen sonuçlara göre, akış alanının temel yapılarının kaba ağ yapılarında bile PIV ile paralel sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir(Lohasz. M.M, et. al., 2003). Ayrıca, RANS analizleri de ilgili test düzeneğine, LES ile kıyas ve LES için temel oluşturmak adına uygulanmıştır(Lohasz. M.M, et. al., 2003). HAD analizlerinde kullanılan hesaplama bölgesi Şekil 5.5 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.5: HAD hesaplama bölgesi(Lohazs. M.M, et. al., 2003)

Deneyler, kiriş açıklığı ile kiriş yüksekliği oranının on, kiriş yüksekliği ile kanal hidrolik çapı oranının da 0.3 olduğu durumda uygulanmıştır. Ayrıca kiriş ile ana akış yönü arasındaki açı da 90^0 olarak belirlenmiştir. Deneylerde kanalın tek bir yüzeyinde kiriş türbülötör kullanılmıştır(Lohazs. M.M, et. al., 2003).

Sonuç olarak, LES analizlerinin her durumda PIV ile çok yakın sonuçlar verdiği gözlemlenirken, 2B RANS analizlerinin kiriş türbülötör üzerindeki türbülans seviyesini hesaplamakta yetersiz kaldığı gözlemlenmiştir(Lohazs. M.M, et. al., 2003).

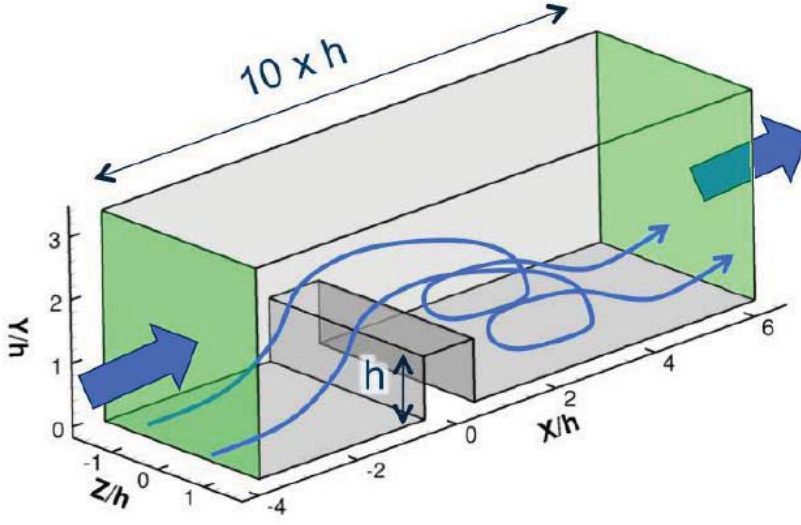
5.8 Fransen, Gourdain Ve Gicquel'in Çalışmaları

Fransen et. al. (Fransen. R., et. al., 2012) bu çalışmada, bir türbin kanatçığı iç kanal soğutma sistemi incelemeleri için LES ve RANS çözümlerini içeren nümerik bir araştırma yapmışlardır. Çalışma esnasında kiriş türbülötörlü bir kanal için çözümler yapılmıştır.

Nümerik analizleri yapılan geometrinin nümerik doğrulama çalışmaları için Von Karman Institute'da ilgili kanal için PIV ölçümleri alınmış ve nümerik analizlerle karşılaştırılmıştır.

Sonuçlar incelendiğinde kiriş üzerinde ve kök kısmında oluşan ayrılma ve girdap bölgelerindeki akışın fiziği RANS çözümleri ile doğru bir şekilde elde edilememiş fakat LES çözümlerini ile çok başarılı bir şekilde elde edilmiştir. Böylece, kiriş türbülötörlü kanalın ısı transferi hesaplamaları için LES çözümlerinin oldukça güvenilir olduğu değerlendirilmiştir (Fransen. R., et. al.,

2012). Çalışmada kullanılan geometri (hesaplama bölgesi) Şekil 5.6 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.6: HAD hesaplama bölgesi(Fransen. R., et. al., 2012)

5.9 Sonuç

Bu çalışmada araştırılacak olan konu, 1B soğutma kodu ile türbin kanatçığının toplam soğutma kanalı verimini temsil eden bir kiriş türbülantörlü kanalın kıyaslaması olacaktır. Tamamen çevrim ve malzeme bilgisine dayanan 1B soğutma kodu ile çok daha detaylı bir çözüm olan 2B, 3B RANS ve 2B LES HAD analizlerinin uyumunun ne seviyede olduğu incelenecektir.

6. HAD ANALİZLERİ

6.1 Giriş

Türbin soğutma hava ihtiyacını belirlemeye yönelik TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'de geliştirilmiş olan kodun doğrulaması için yüksek seviye HAD analizleri gerçekleştirilecektir. HAD analizleri, bu aşamada referans sonuçları vereceğinden ötürü öncelikle deneysel sonuçlar ile doğrulanacaktır. Doğruluğu gösterilmiş olan HAD analizleri daha sonraki aşamada kodun istediği sınır şartları ile tekrarlanacak ve böylece kod ile kıyaslanacaktır.

6.2 Geometri

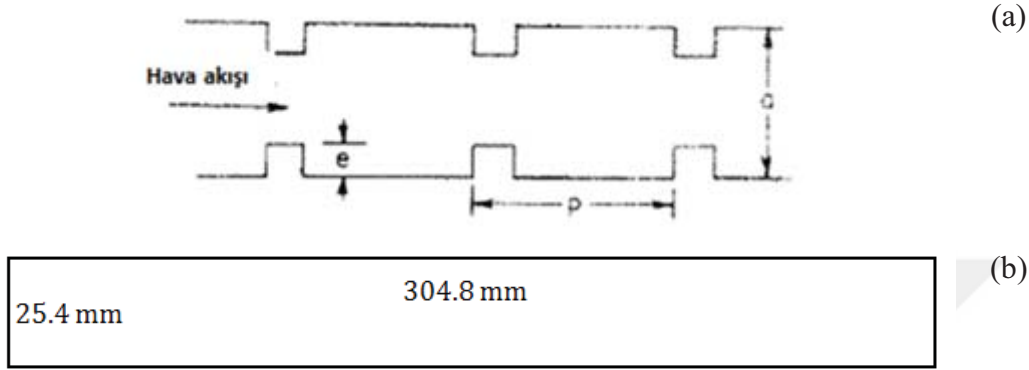
Yapılacak HAD analizleri için öncelikle tüm test düzeneği ile bire bir ölçüyü sağlayan bir geometri oluşturulmuştur. Analizler kapsamında gerçekleştirilecek olan 2B RANS analizi için bu geometri kullanılacaktır. Ayrıca bu geometriden 1 kiriş açıklığı için periyodik bir geometri oluşturulup asıl çözüm buradan alınacaktır. Bu geometrinin çözümü ile, akışın her bir Reynolds sayısı için kaçınıcı kirişte periyodikleştiği de tespit edilecek olup, bu tespit ile LES analizlerindeki çözüm süresinin de belirlenmesi sağlanacaktır.

Geometri, kiriş türbülantörlü kanalın orta düzlemini temsil eden 2B geometridir. Bu geometri, Şekil 5.1'de gösterilen deney düzeneğinin düz kanal başlangıcından itibaren alınmıştır.

Geometri, temel olarak 4 parçaya bölünmüştür. Birinci parça, akışın tam geliş hale gelmesini sağlayan 448 mm uzunluğundaki düz ve adyabatik bir kanaldır. İkinci parça, kiriş türbülantörlerin başladığı ve akışın kiriş türbülantörde periyodikleşmesine yetecek sayıda kiriş türbülantör bulunduracak uzunlukta olan adyabatik bir bölge olarak tasarlanmıştır. Bu parçanın uzunluğu 632.4 mm'dir. Üçüncü parça, daha önceden tam gelişmiş ve periyodikleşmiş hale gelen akış için ısı transferi ve sürtünme faktörü ölçümlerinin yapılacağı sabit sıcaklıktaki bir duvar olarak tasarlanmıştır. Bu parçanın uzunluğu 938.4 mm'dir. Dördüncü parça ise akışın deney düzeneğini atmosfere terk ettiği, 448 mm uzunluğunda, adyabatik bir kanaldır.

Kanalın geometrik konfigürasyonu Han et al.(Han, J.C., et. al., 1978) tarafından yapılan çalışmadan seçilmiş ve bu oranların tutturulması adına geometri, ilgili değerleri sağlayacak şekilde oluşturulmuştur. Bu kapsamda kanalın giriş kesit alanı 304.8 mm x 25.4 mm olarak belirlenmiştir. Kiriş

yüksekliğinin kanal hidrolik çapına oranı (e/D_h) ise 0.102 olarak seçilmiş ve giriş türbülötör yüksekliği (e) 4.78 mm olarak belirlenmiştir. Yine giriş açıklığının giriş yüksekliğine olan oranı (p/e) on olarak seçilmiş ve giriş açıklığı (p) 47.8 mm olarak ayarlanmıştır. Giriş türbülötörlerin ana akış ile yaptığı açı da 90° olarak belirlenmiştir. Kanal giriş kesiti ve giriş boyutlarına dair geometrik ölçüler Şekil 6.1 ile verilmiştir.



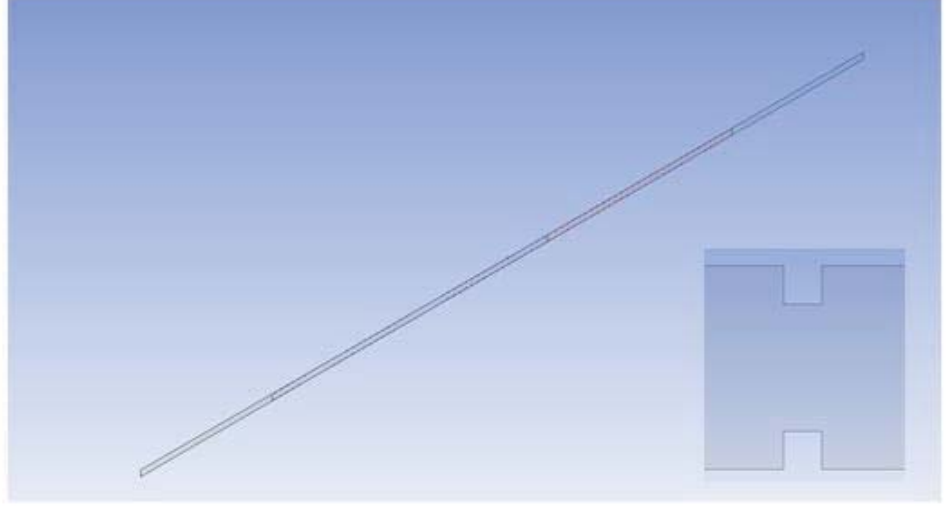
Şekil 6.1: Kanal yan kesiti (a), kanal giriş kesiti (b) (Han, J.C., et. al., 1978).

Kanala dair bazı boyutsuz ölçüler,

$$\begin{aligned} e/D_h &= 0.102 \\ p/e &= 10.0 \\ e/w &= 1.0 \end{aligned}$$

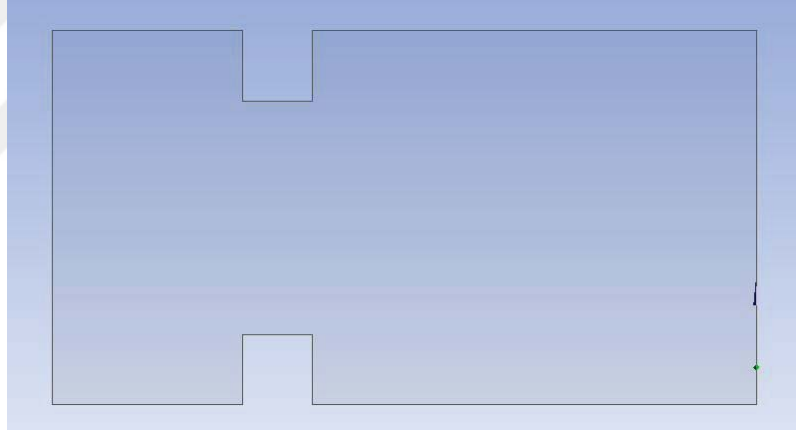
olarak tasarlanmıştır.

2B RANS geometrinin tamamı ve bir giriş geometrisi Şekil 6.2 ile gösterilmiştir.



Şekil 6.2: 2B tam geometri

İkinci bir geometri ise bir adet kiriş türbülatorü kapsayan, 2B LES ve RANS analizlerinde kullanılacak olan geometridir. 2B LES ve RANS geometrisi ise Şekil 6.3 ile gösterilmiştir.



Şekil 6.3: 2B LES ve RANS geometrisi

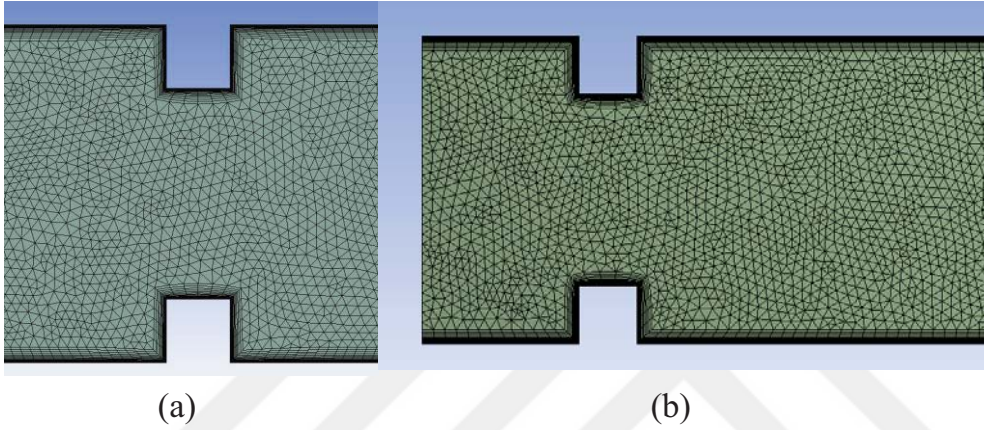
6.3 Ağ Yapısı

Ağ yapısı, öncelikle tüm test düzeneği ile bire bir ölçüyü sağlayan geometri için oluşturulmuştur. Bu geometri için öncelikle 2B RANS analizleri hem tam geometri hem de 1 kiriş açıklığı için periyodik geometri üzerinde gerçekleştirilecektir ve deney sonuçları ile kıyaslanacaktır.

RANS ve LES analizleri için y^+ değerinin 1'den küçük olmasını sağlayacak şekilde bir ilk eleman yüksekliği belirlenmiştir. Ayrıca tüm geometrilerde genişleme oranı, azami çarpıklık değerleri gibi ağ kalitesini belirleyen unsurlar,

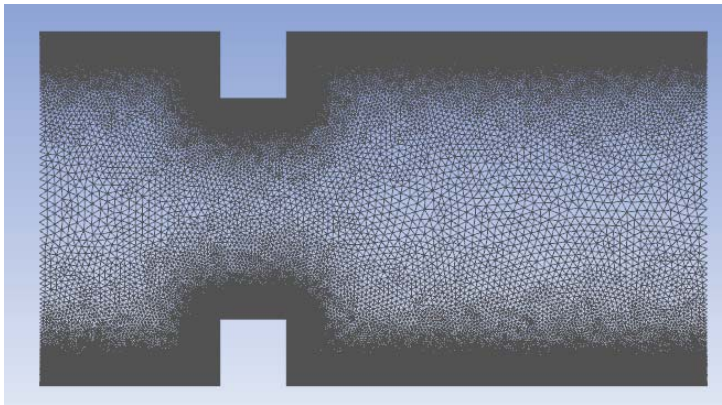
kullanılacak olan türbülans modeli ve LES çözümlerinin, büyüme oranı, en-boy oranı gibi limitlerini karşılayacak şekilde oluşturulmuştur.

2B RANS analiz için oluşturulan ağ yapısındaki eleman sayısı tam geometri için 896986, periyodik geometri için 347891'dir. Elemanların en yüksek çarpıklık oranı ise 0.76'dır. İlgili ağ yapılarında sınır tabaka ağının ilk eleman yüksekliği 0.001 mm, genişleme oranı 1.2 ve tabaka sayısı 25'dir. Ağ yapısı, üçgen ve dörtgen elemanlardan oluşturulmuştur. 2B RANS ağ yapısı Şekil 6.4 ile gösterilmiştir.



Şekil 6.4: 2B tam (a) ve periyodik (b) RANS ağ yapıları.

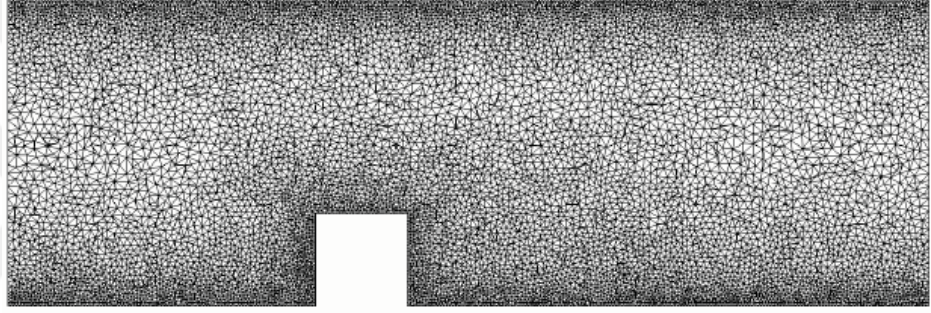
2B LES analiz için oluşturulan ağ yapısındaki eleman sayısı 946527, elemanların en yüksek çarpıklık oranı ise 0.78'dir. İlgili ağ yapısında sınır tabaka ağının ilk eleman yüksekliği 0.001 mm, genişleme oranı 1.05 ve tabaka sayısı 2'dir. Ayrıca bu ağ yapısındaki elemanların en-boy oranı da çözüm yönteminin isterlerine göre RANS ağ yapısından yaklaşık olarak 20 kat daha düşük tutulmuştur. Ağ yapısı, üçgen ve dörtgen elemanlardan oluşturulmuştur. LES ağ yapısı Şekil 6.5 ile gösterilmiştir.



Şekil 6.5: 2B LES ağ yapısı.

Ayrıca, LES çözümlerleri için ağ yapılarının uygunluğu ancak çözümlerinin bitmesinden sonra değerlendirilebilmektedir. Değerlendirmelere göre ağ yapısında bir uygunsuzluk görülürse, uygunsuzluğun giderileceği şekilde yeni bir ağ yapısı oluşturulur.

Bahsedilen işlem zaman alıcı ve belirsiz bir işlem olduğundan ötürü, belli bir geometri ve sınır şartları için daha önceden LES sonuçları alınmış ve doğrulanmış bir ağ yapısı, oluşturulacak yeni ağ yapısı için yol gösterici olmaktadır. Bu çalışma kapsamında yapılacak çalışma için Fransen. R., et. al.'ın LES çözümlerleri için kullandığı ağ yapısı (Şekil 6.6) referans alınmış ve 2B LES ağ yapısı buna göre oluşturulmuştur.



Şekil 6.6: Fransen. R., et. al.'ın LES ağ yapısı

6.4 2B RANS Analizler

Han et al.(Han, J.C., et. al., 1978) yaptığı çalışmadan alınan ve Şekil 5.1 ile gösterilen test düzeneği, düz boru kısmından çıkışa kadar bire bir modellenmiştir. Daha sonra bu geometrinin orta düzlemi alınmış ve problem 2B haline dönüştürülmüştür. Bu 2B geometri için yukarıda belirtildiği şekilde bir ağ yapısı oluşturulmuş ve mevcut ağ yapısı ANSYS Fluent 19.2 yazılımı ile “transition k- ω ” türbülans modeli ile ikinci dereceden çözülmüştür. Çözüm esnasında 120 işlemci kullanılmıştır. Çözümler, kanal hidrolik çapına göre 3000 ile 20000 Reynolds sayıları arasında gerçekleştirilmiş ve ısı transferi bölgesinden Stanton sayısı hesaplanmıştır.

Stanton sayısı, akışkana transfer edilen ısı ile akışkanın ısı kapasitesinin bir oranıdır ve aşağıdaki bağıntı ile ifade edilmektedir.

$$St = \frac{h}{\rho V c_p}$$

Burada h ile ısı transfer katsayısı, ρ ile akışkanın yoğunluğu, V ile akışkanın ortalama hızı ve c_p ilede akışkanın sabit basınçta özgül ısı değeri ifade edilmektedir.

Problemin sınır şartları olarak, düz kanala giriş için “massflow-inlet” sınır şartı kullanılmış olup ilgili Reynolds sayısını sağlayacak şekilde bir kütle debisi tanımlanmıştır. Ayrıca giriş için oda sıcaklığı 300 K toplam sıcaklık tanımlanmıştır. Ayrıca türbülans parametreleri olarak türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap seçilmiş, olup türbülans yoğunluğu için %5, hidrolik çap için de 46.9 mm tanımlanmıştır.

Çözüm alanındaki 4 parçadan ilki olan ve akışın tam gelişmiş hale gelmesini sağlayan düz kanal için adyabatik duvar, ikinci parça olan ve akışın periyodikleştirilmesini sağlayan kiriş türbülantörlü bölge için adyabatik duvar, üçüncü parça olan ve periyodikleştirilmiş ve tam gelişmiş akıştan ısı transferi hesaplamaları yapılan kiriş türbülantörlü bölge için 320 K sabit duvar sıcaklığı, dördüncü parça olan ve akışın atmosfere açılmasını sağlayan düz kanal için adyabatik duvar sınır şartları tanımlanmıştır. Çıkış sınır şartı ise “pressure outlet” olarak tanımlanmış ve 101325 Pa değeri verilmiştir.

Bu problem için k-kl-omega türbülans modeli kullanılmıştır. Problemin doğası gereği akış ayrılması ve yeniden yüzeye tutunması durumu çok sık bir şekilde gerçekleştiği için bu ayrılma ve tutunmaları yakalamak ve laminar formdan türbülantlı forma geçişi de çözümleyebilmek adına bu türbülans modeli seçilmiştir.

Hız-basınç eşleşmesi için “Coupled” algoritması kullanılmış ve bununla birlikte tüm ayrıştırma şemaları için “2nd order upwind” kullanılmıştır. Gradyentler ise “Green-Gauss Cell Based” şeması kullanılmıştır.

Analizler boyunca en yüksek y^+ seviyesi, 20000 Reynolds sayılı durum için gözlemlenmiş olup, değeri 0.45 olarak hesaplanmıştır. Bahsedilen y^+ değeri, ilgili türbülans modeli ve ısı transferi problemi için 1 değerinden küçük olmasından ötürü uygun bir değer olarak değerlendirilmektedir.

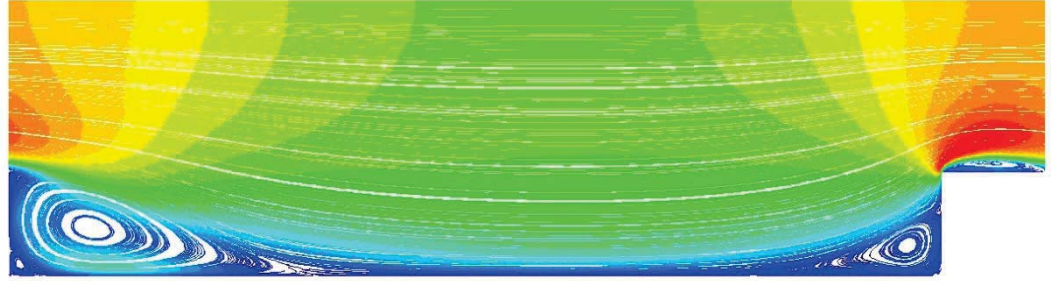
Hidrolik çapa bağlı Reynolds sayısının 5000 olduğu analizin sonuçlarına ait hız vektörleri Şekil 6.7 ile gösterilmiştir. Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama

Stanton sayısı dağılımı da hem deneysel çalışmanın hem de periyodik 2B RANS analizlerinin sonuçları olarak Şekil 6.8 ile verilmiştir.

Ayrıca ilgili Reynolds sayısında kanal etkinliği de aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\eta_{c, int} = \frac{T_{cl, out} - T_{cl, in}}{T_{b, cl} - T_{cl, in}}$$

Burada kullanılan değerler için soğutma havası giriş sıcaklığı 300 K, soğutma havası çıkış sıcaklığı 307.1K ve metal sıcaklığı da 320 K değerlerindedir. Bu sonuçlar ile kanal etkinliği 0.35 değerinde çıkmıştır.

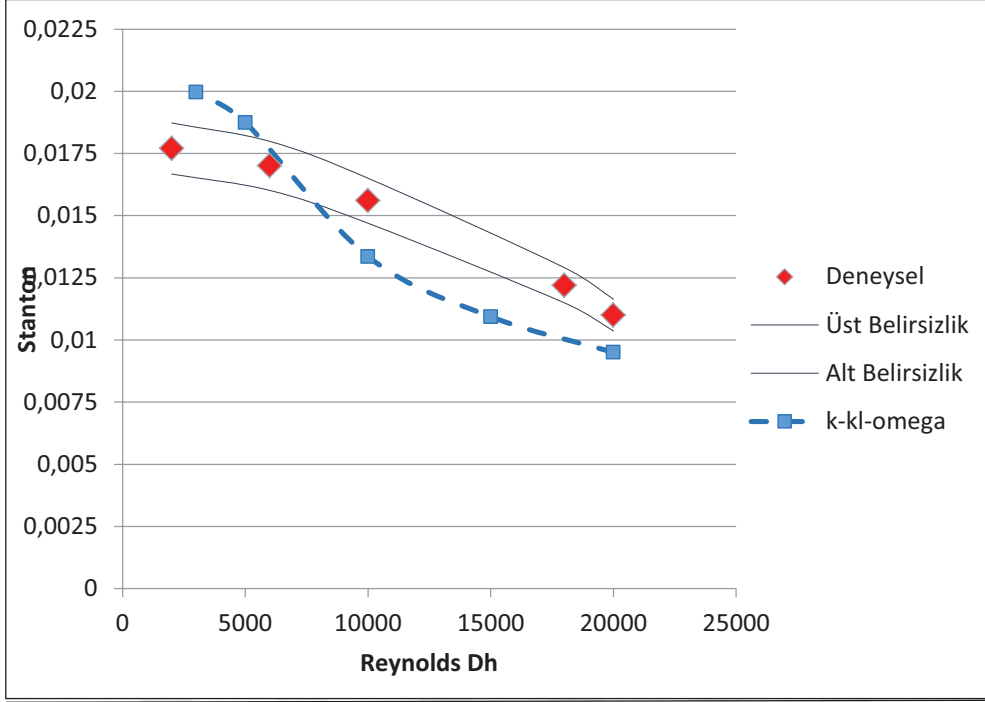


Şekil 6.7: 2B RANS hız vektörleri

2B RANS analizleri, ısı transferi hesaplamaları için periyodik sınır şartları ile çözdürülmüştür. Bu analiz için, 2B oluşturulan tüm geometrinin sadece tek bir kirişi çözdürülmüş olup, kirişin periyodik yüzeylerinden kütle debisi tanımlanmış olup, ilgili Reynolds sayısını verecek kütle debisi ile analiz çözdürülmüştür.

Periyodik çözüm için öncelikle ısı tranferi hesabı yapılmadan (enerji denklemi çözülmeyen) sadece süreklilik, momentum ve türbülans denklemleri çözümlenerek bir hız alanı elde edilmiş daha sonra bu hız alanı için ilgili denklemler kapatılıp duvara sabit 320 K sıcaklık verilerek sadece enerji denklemi çözdürülmüştür.

Bununla birlikte, bu işlemler, tam geometride enerji denklemi çözümü yapılmadan, sadece süreklilik, momentum ve türbülans denklemleri çözümlenerek bir hız alanı elde edilmiştir. Bu hız alanı da akışın kaçınıcı kirişte periyodik hale geldiğini saptamada kullanılmıştır.

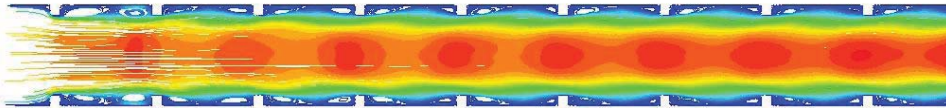


Şekil 6.8: Deneysel ve 2B RANS sonuçları

Şekil 6.8 ile görüldüğü üzere 2B RANS analizleri deneysel data ile tam uyum göstermektedir.. Bu sebepten ötürü kodun doğrulaması için 2B RANS sonuçlarının kullanılması uygun bulunmamaktadır.

Hata miktarlarına incelendiğinde ise en yüksek hata Reynolds sayısının 15000 olduğu noktada saptanmış ve deneysel data ile %20.4, deneysel datanın alt belirsizlik eğrisi ile %12.5 değerlerinde hata miktarı hesaplanmıştır.

Ayrıca tam geometri için yapılan çözüm ile beşinci kirişten itibaren akışın periyodikleştiği görülmüştür. Tam geometri sonucu akım çizgileri Şekil 6.9 ile verilmiştir.



Şekil 6.9: 2B RANS tam geometri çözümü için akış alanı

6.5 2B LES Analizler

Han et al.(Han, J.C., et. al., 1978) yaptığı çalışmadan alınan ve Şekil 5.1 ile gösterilen test düzeneği, düz boru kısmından çıkışa kadar bire bir modellenmiştir. Daha sonra bu geometrinin orta düzlemi alınmış ve problem 2B haline

dönüştürülmüştür. Bu 2B geometri için 1 kiriş açıklığı seçilmiş ve 1 kiriş açıklığı için periyodik çözüm elde edilmiştir.

Casarsa, L. Et. al.'ın (Casarsa, L., Çakan, M., ve Arts, T., 2002) çalışmalarından elde edilen sonuçlara göre akışın 4. kirişten itibaren periyodikleştiği gözlemlenmektedir. Ayrıca 2B RANS ile tam kanal analizinden de beşinci kirişten itibaren akışın periyodikleştiği sonucu elde edilmiştir. Bu sebeple periyodik çözüm esnasında, akışın 1 kiriş açıklığından, periyodikleştiğinden itibaren 5 kere daha geçebileceği kadar bir çözüm süresi belirlenmiş ve bu süre sağlandığında çözüm sonuçlandırılmıştır. Çözümler, hidrolik çapa göre belirlenmiş Reynolds sayısına göre 3000 ile 20000 arası değerlerde alınmıştır.

Çözümler esnasında sadece akış denklemleri çözülmüş fakat enerji denklemleri çözülmemiştir. LES çözümlerinden elde edilen akım çizgileri RANS analizlerin hız alanı doğrulamasında bir kıyaslama ölçütü olarak kullanılacaktır.

Problemin sınır şartları olarak, sadece duvar ve periyodik sınır şartları tanımlanmıştır. Periyodik yüzeylere ilgili Reynolds sayısında geçmesi gereken kütle debisi tanımlanmış ve hız alanı (akım çizgileri) elde edilmiştir.

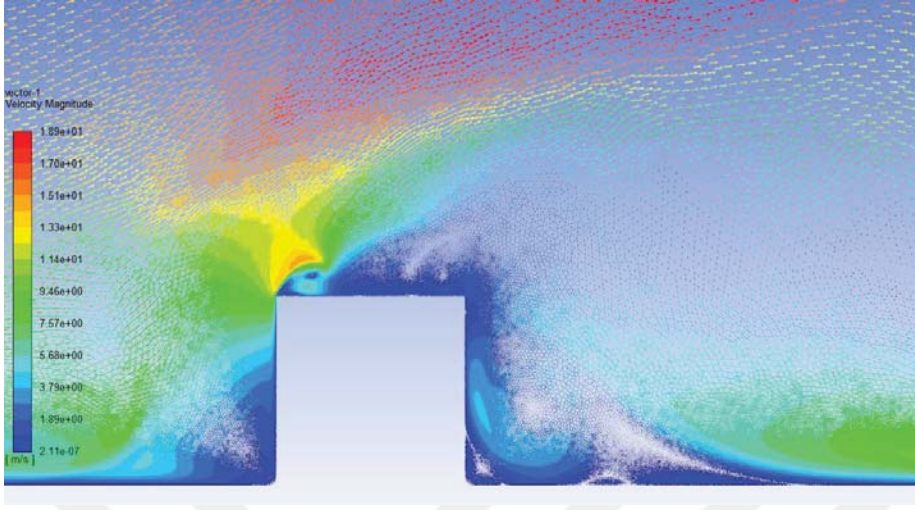
Analizler boyunca en yüksek y^+ seviyesi, 20000 Reynolds sayılı durum için gözlemlenmiş olup, değeri 0.42 olarak hesaplanmıştır. Bahsedilen y^+ değeri, ilgili türbülans ve ısı transferi çözümleri için 1 değerinden küçük olmasından ötürü uygun bir değer olarak değerlendirilmektedir. Ayrıca çözümler esnasında CFL sayısının en yüksek değer olarak 0.8 değerine ulaştığı gözlemlenmiştir. CFL sayısı, zamana bağlı bir HAD analizi için analizin stabillliğini yansıtan bir sayıdır ve en yüksek değerinin 1'den küçük olması gerekmektedir. CFL sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$CFL = \frac{\Delta t U}{\Delta x}$$

Burada Δt zaman adımı, U ile ortalama akışkan hızı, Δx ile de eleman boyutu ifade edilmektedir.

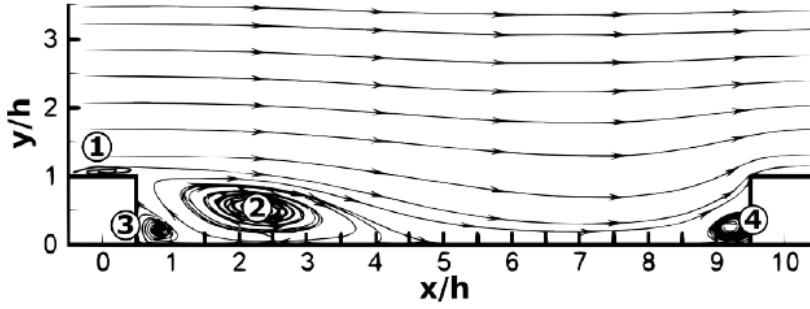
Hidrolik çapa bağlı Reynolds sayısının 5000 olduğu analizin sonuçlarına ait hız vektörleri Şekil 6.10 ile gösterilmiştir. Reynolds sayısının 5000 olarak

seçilmesinin nedeni ise, deneysel verilerle en uygun sonuçların bu noktada yakalanmış olmasıdır.



Şekil 6.10: 2B LES hız vektörleri

2B LES çözümleri sonucu elde edilen hız vektörleri ile Fransen. R., et. al.'ın LES çözümlerine ait hız vektörleri (Şekil 6.11) kıyaslandığında, benzer bir vektör alanı olduğu değerlendirilmektedir. Ayrıca, RANS analizleri ile elde edilen hız alanının da LES analizler ile uyum içinde olduğu gözlemlenmektedir.



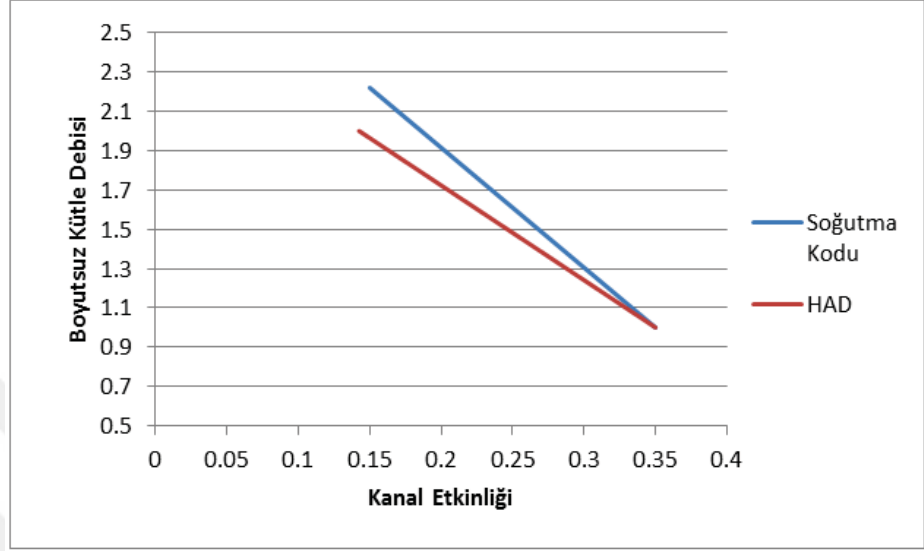
Şekil 6.11: Fransen. R., et. al.'ın LES çözümlerine ait hız vektörleri

LES çalışmaları sonucu elde edilen hız vektörleri incelendiğinde, temel girdap yapılarının yakın olduğu gözlemlenmektedir. Bununla birlikte varolan farklılıkların temel sebebinin ise bu çalışmada yapılan LES çözümlerinin 2B, Fransen. R., et. al.'ın yaptığı LES çözümlerinin ise 3B olmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

6.6 Sonuç

2B RANS analizleri ve soğutma kodu ile hesaplanan, kanal etkinliğine karşın soğutma hava debisi miktarı oranları, ayrı ayrı (HAD ve soğutma kodu ile

elde edilmiş kütle debileri) kendi içinde boyutsuzlaştırılmış ve sonuçlar kıyaslanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, kanal etkinliğine karşın soğutma havası miktarı ihtiyacı hesaplamaları, HAD ve soğutma kodlarında benzer çıkmıştır. Hesaplamalara dair sonuçlar Şekil 6.12 ile verilmiştir.



Şekil 6.12: Soğutma koduna ve 2B RANS HAD analizlerine göre kanal etkinliğine karşın gerekli soğutma havası debisi grafiği

Şekil 6.12’de görülen grafik hidrolik çapa göre alınmış olan Reynolds sayısının 5000 olduğu noktada şu şekilde elde edilmiştir:

- Öncelikle giriş türbülantörlü bir kanalda çözüm alınmış ve kanal etkinliği hesaplanmıştır. Bu değer yukarıda da belirtildiği 0.35 değerindedir.
- Daha sonra soğutma koduna kanal etkinliği 0.35 değerinde girilmiş ve bir referans soğutma kütle debisi kütle debisi bulunmuştur. Bu sebepten grafiğe 0.35 değerleri bire bir örtüşmektedir.
- Daha sonra soğutma koduna kanal etkinliği 0.15 değerinde girilmiş ve bir soğutma kütle debisi bulunmuştur.
- Soğutma kodu ile elde edilen soğutma kütle debileri arasındaki oran 2.2 olarak belirlenmiştir. Yani aynı duvar sıcaklığı için düşük kanal etkinliğinde 2.2 kat daha fazla soğutma havası geçmelidir.
- Daha giriş türbülantörlü kanalda girilen kütle debisinin 2.2 katı boş kanal, aynı akışkan ve duvar sıcaklıklarında HAD analizinde girilmiş ve akışkanın çıkış sıcaklığı hesaplanarak yeni bir kanal etkinliği hesaplanmıştır.
- Kanal etkinlikleri ve boyutsuz soğutma kütle debileri (Bkz. Şekil 19) ile gösterilmiş olan grafiğe toplanmıştır.

Sonuç olarak, 2B RANS analizleri ile soğutma kodu arasındaki genel davranış bir miktar sapmayla birlikte benzer çıkmaktadır.



7. SONUÇ ve DEĞERLENDİRMELER

2B RANS analizleri ile deneysel veriler, davranış olarak tamamen tutmakla birlikte Stanton sayısı değerlerinde deneysel verilen hata bandına çok yakın kalacak şekilde bir sonuç elde edilmiştir. (Bkz: Şekil 16).

RANS analizler ile elde edilen hız alanının 2B ve 3B LES analizler ile son derece uyumlu olduğu gözlemlenmektedir.

Soğutma kodunun farklı kanal etkinlikleri durumundaki soğutma havası miktarı oranı ile HAD analizlerindeki farklı kanal etkinlikleri durumundaki soğutma havası miktarı arasındaki oranların benzer eğilimde oldukları değerlendirilmektedir. Bu sebepten ötürü, HAD analizlerinin, soğutma kodu için bir referans olarak kabul edilebileceği değerlendirilmektedir.

3B LES analizlerinin (özellikle de LES analizlerinin) deneysel verilerle daha da uyumlu olacağı değerlendirilmektedir. Bu analizler sonucunda soğutma kodunun verdiği sonuçlar daha kesin bir şekilde değerlendirilebilecektir.

2B analizler için RANS ile LES arasında hız alanları açısından büyük bir farklılık görülmediğinden, mühendislik yaklaşımlarında RANS analizleri ile tasarımın yönlendirilebileceği değerlendirilmektedir.

Sonuç olarak, Stanton sayısı değerlerinde HAD analizlerinin değerleri deneysel verilere gayet yakın olmasından ötürü, soğutma kodu ile HAD analizlerinin aynı kanal etkinlikleri durumunda, HAD analizlerinin, soğutma hava miktarı hesaplamalarını kıyaslanabilir kıldığı değerlendirilmektedir.

HAD analizlerinin bir kıyaslama ölçütü olarak kabul edilebileceği değerlendirildiğinde, HAD ile hesaplanan kanal etkinliğine karşın soğutma havası miktarı oranlarının, soğutma kodu ile hesaplanan kanal etkinliğine karşın soğutma havası miktarı oranlarına yakın çıkmasından ötürü hali hazırda TEI - TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'nde geliştirilmiş olan soğutma kodunun doğrulandığı ve motor tasarımlarında kullanılabileceği değerlendirilmiştir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

Ainley D.G. 1957, Internal Air Cooling for Turbine Blades. A General Design Study, Aeronautical Research Council Reports and Memorandum 3013.

Bolland, O., et. al., 2005, Gas Turbine Cooling Model for Evaluation of Novel Cycles, Proceeding of ECOS.

Casarca, L., Arts, T., 2002, Aerodynamic performance investigation of a Rib Roughened Cooling Channel Flow with high blockage ratio.

Casarsa, L., et. al., 2002, Characterization of the Velocity and Heat Transfer Fields in an Internal Cooling Channel with High Blockage Ratio, ASME Turbo Expo 2002, June 3-6, 20220, Amsterdam, the Netherlands ASME GT-2002-30207.

Consonni, S., 1992, Performance prediction of gas/steam cycles for power generation, MAE Dept Princeton Univ., PhD Thesis No 1983-T.

De Paepe, M., et. al., 2006, Raising cycle efficiency by intercooling in air-cooled gas turbines, 26, 1780 – 1787.

El Masri, M.A., 1988, A Modified, High Efficiency, Recuperated Gas Turbine Cycle, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 110, 233 – 242.

El Masri, M.A., 2009, On Thermodynamics of Gas-Turbine Cycles: Part 2—A Model for Expansion in Cooled Turbines, 108, 151 – 159.

Fransen, R., et. al., 2012, Steady and Unsteady Modeling for Heat Transfer Predictions of High Pressure Turbine Blade Internal Cooling, ASME Turbo Expo 2012, June 11-15, Copenhagen, Denmark, GT2012-69482.

Halls, G.A., 1969, Air Cooling of Turbine Blades and Vanes, AGARDograph No 120.

Han, J.C., 1984, Heat Transfer and Friction in Channels With Two Opposite Rib-Roughened Walls, Journal of Heat Transfer, 106, 774 – 781.

Han, J.C., et. al., 1978, An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21, 1143 – 1156.

Han, J.C., et. al., 1985, Heat Transfer Enhancement in Channels With Turbulence Promoters, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107, 628 – 635.

Han, J.C., et. al., 1988, Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 31, 183 – 195.

Han, J.C., et. al., 1989, Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32, 1619 – 1630.

Holland, M.J., Thake, T.F., 1980, Rotor Blade Cooling in High Pressure Turbines, *AIAA, J. Aircraft*, 17, 412-418.

Holman, J.P., 1986, *Heat Transfer*, 6th Ed., McGraw-Hill, New York.

Horlock J.H., Torbidoni L. 2006, Turbine Blade Cooling – The Blade Temperature Distribution, *Journal of Power and Energy Part A*, 220, 343-353.

Horlock, J.H. et. al., 2001, Limitations on Gas Turbine Performance Imposed by Large Turbine Cooling Flows, *ASME J Eng. Gas Turbines & Power*, 123, 487 - 494.

Jordal, K. et al., 2001, Convective Blade Cooling Modelling for the Analysis of Innovative Gas Turbine Cycles, *ASME Turboexpo 2001*, Paper No 2001-GT-0390.

Jordal, K., 2007, A quantitative comparison of gas turbine cycles with CO₂ capture, *Energy*, 32, 10 – 24.

Lohazs, M., et. al., 2003, Les Simulation Of Ribbed Square Duct Flow With Fluent And Comparison With Piv Data, *Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'03)*.

Sanaye, S., et. al., 2011, Thermoeconomic optimization of an ice thermal storage system for gas turbine inlet cooling, *Energy*, 36, 1057 – 1067.

Sciubba, E., 2015, Air-Cooled Gas Turbine Cycles – Part 1: An Analytical Method for the Preliminary Assessment of Blade Cooling Flow Rates, *Energy*, 36, 1 – 11.

Torbidoni L., 2004, Doctoral Dissertation, Genoa University

Torbidoni L., Horlock J.H., 2004, A New Method to Calculate the Coolant Requirements of a High Temperature Gas Turbine Blade, ASME Turboexpo 2004, Paper No 2004-GT-53729.

Walsh, P.P., Fletcher, P., 2004, Gas Turbine Performance

Wilcock, R.C., 2003, Thermodynamics of Cooling in High Temperature Gas Turbines, PhD thesis, Cambridge University.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince yardımlarını esirgemeyen Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Öğretim Üyesi Doç. Dr. Utku ŞENTÜRK'e ve değerli jüri üyelerine, TEI- TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'de olan çalışma arkadaşlarım İlhan GÖRGÜLÜ ve Erinç. ERDEM'e, sağladığı teknik imkanlardan ötürü TEI- TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'ne ve amirlerim Bekir Berdan AKSOY ile Ali Tuna KIRGIZ'a ve son olarak çok sevdiğim aileme teşekkür ederim.



ÖZGEÇMİŞ

Mertcan MUT, 1 Ocak 1989 yılında Sivas’da dünyaya gelmiştir. İlk ve orta öğrenimini Mevlana İlköğretim okulunda tamamladıktan sonra, lise diplomasını Sivas Selçuk Anadolu Lisesi’nden almıştır. Devamında lisans eğitim sürecini Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği’nde 2016 yılında aldığı Makine Mühendisliği Lisans Diploması ile sonlandırmıştır. Mesleki kariyerine TEI- TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş’de aerodinamik mühendisi olarak 2017 yılında başlamış ve halen kariyerini aynı kurum ve pozisyonda devam ettirmektedir.

