

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SIVI YAKITLI BİR ROKET MOTORUNUN REJENERATİF YÖNTEMLE
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EŞLENİK ISI TRANSFERİ
KULLANILARAK SOĞUTULMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Tacettin Utku SÜER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU

KASIM 2019

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığımı onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilimdalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 161511087 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi **Tacettin Utku SÜER**'in ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**SIVI YAKITLI BİR ROKET MOTORUNUN REJENERATİF YÖNTEMLE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EŞLENİK ISI TRANSFERİ KULLANILARAK SOĞUTULMASI**” başlıklı tezi **07.11.2019** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı: **Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Jüri Üyeleri: **Prof. Dr. Abdullah ULAŞ (Başkan)**
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Tacettin Utku Süer

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SIVI YAKITLI BİR ROKET MOTORUNUN REJENERATİF YÖNTEMLE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE EŞLENİK ISI TRANSFERİ KULLANILARAK SOĞUTULMASI

Tacettin Utku Süer

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı Uslu

Tarih: KASIM 2019

Rejeneratif soğutma, sıvı yakıtlı roket motorlarının soğutulması için kullanılan bir yöntemdir. Roket motor duvarlarını soğutmak için sıvı yakıt (bazı motorlarda oksitleyici) duvarların içinde bulunan soğutma kanallarından geçerek duvarın motor boyunca soğumasını sağlar ve duvarların zarar görebileceği sıcaklığa ulaşmasını önler. Genel olarak en kritik yer, en yüksek ısı akısının meydana geldiği roket motoru yakınsak-ıraksak lülesinin boğaz bölgesidir. Rejeneratif olarak adlandırılan bu yöntem ile kanaldan geçen yakıtın sıcaklığı enjektöre kadar sürekli artar ve böylece yakıtın iç enerjisi yükselmiş olur ve bu olay yanma verimliliğine ve kararlılığına olumlu yönde etki eder. Ancak, rejeneratif soğutma işlemi, kanaldan geçen yanıcı basıncının düşmesine neden olur. Bu nedenlerden dolayı, rejeneratif soğutma işleminde en iyi verimi elde etmek için düşük basınç kaybı ve düşük duvar sıcaklığı hedeflenmelidir. Wadel ve Meyer'in çalışmaları simülasyonların doğrulanması için kullanılmıştır. Rejeneratif soğutma analizlerinde zamandan bağımsız 3 boyutlu, türbülanslı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği farklı türbülans modelleri ve eşlenik ısı transferi ticari bir yazılım kullanılarak çözülmüştür. Yanma sonucu oluşmuş sıcak gaz karışımından kaynaklanan ısı akısı Bartz denklemi kullanılarak modellenmiştir. Rejeneratif soğutma analizleri için, literatürdeki çalışmalar incelenmiş ve deneysel

sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Doğrulama çalışmasından sonra, yakıt dağıtıcısının rejeneratif soğutma kanallarına yakıtı nominal kütlesel debiden farklı dağıttığı koşulların soğutmaya olan etkisi incelenmiştir. Rejeneratif soğutma kanallarından bir tanesinin tıkanması durumunda roket motor duvarındaki sıcaklık değişimleri araştırılmıştır. Bunlara ek olarak, soğutma kanallarının sayısı ve boy-en oranı için farklı geometrik konfigürasyonların soğutma üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Rejeneratif soğutma, Sıvı yakıtlı roket motoru, Soğutma kanalı, Eşlenik ısı transferi



ABSTRACT

Master of Science

REGENERATIVE COOLING OF A LIQUID ROCKET ENGINE USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS AND CONJUGATE HEAT TRANSFER

Tacettin Utku Süer

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Sıtkı Uslu

Date: NOVEMBER 2019

Regenerative cooling is a method used for cooling liquid fuel rocket engines. To cool the engine walls, the liquid fuel (oxidizer in some engines) passes through the cooling channels in the walls, allowing the wall to cool down along the engine and preventing the walls from reaching the temperature at which they may be damaged. In general, the most critical location is the throat region of the convergent-divergent nozzle, where the highest heat flux occurs. With this method, which is called regenerative cooling, the temperature of the fuel passing through the channel continuously increases up to the injector, thus increasing the internal energy of the fuel, which has a positive effect on combustion efficiency and stability. However, the regenerative cooling process causes the fuel pressure drop passing through the channel. For these reasons, to achieve the best efficiency in the regenerative cooling process, low pressure loss and low wall temperature should be targeted. Wadel and Meyer's studies are used to validate simulations. In the regenerative cooling analyzes, time-independent 3D, turbulence Computational Fluid Dynamics was solved using different turbulence models and conjugate heat transfer model using commercial software. The heat flux resulting from the combustion hot gas mixture was modeled using the Bartz equation. For regenerative cooling analyzes, the studies in the

literature are examined and compared with the experimental results. After the validation study, the cooling effects of the differences from the nominal mass flow rate originating on the fuel manifold are investigated. In case of blockage of one of the regenerative cooling channels, temperature changes in the wall of rocket engine are studied. Additionally, the effects of different geometric configurations on cooling were investigated for the number and aspect ratio of the cooling channels.

Keywords: Regenerative cooling, Liquid rocket engine, Cooling channel, Conjugate heat transfer



TEŞEKKÜR

Kendisiyle çalışma şansını bana veren, hem lisans hem de yüksek lisans eğitimim boyunca, katkılarıyla, yardım ve yönlendirmeleriyle destek olan, bugün bu noktaya gelmemi sağlayan çok değerli hocam Dr. Sıtkı USLU'ya,

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'nde Yüksek Lisans'a beraber başladığım, projelerde birlikte çalıştığımız, ailemizden çok vakit geçirdiğim çok değerli dostum, laboratuvar arkadaşım Burak CENİK'e,

Yaşamımın her anında maddi, manevi desteği ile sürekli yanımda olan ve bugünlere gelmemde büyük katkısı bulunan annem Hayriye SÜER, babam Metin SÜER, ablam Arzum SÜER ve diğer aile üyelerine,

Her zaman yanımda olan, desteğini hiç eksik etmeyen Kübra Asena GELİŞLİ'ye

Hem bilgi birikimlerini paylaşarak hem de dostluklarıyla çalışmalarına destek olan, çalışma arkadaşlarım çok değerli TOBB ETÜ, Combustion System Lab. (CSL) üyeleri, Burak CENİK, Çağdaş Cem ERGİN, Baran İPER, Bertan ÖZKAN, Ozan Can KOCAMAN, Tekin AKSU, Yücel SAYGIN, Serhan DÖNMEZ, Mahmut DOĞRUDİL'e,

Yüksek lisans eğitimim boyunca bana burs veren TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi ve çok değerli bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım Makine Mühendisliği Öğretim Üyelerine,

Çalışmalarım boyunca destek veren başta ROKETSAN A.Ş. olmak üzere Atılgan TOKER, Sevda AÇIK, Murat BAYRAMOĞLU, Mahmut Murat GÖÇMEN, Levent ÜNLÜSOY, Musa Onur ÖZTÜRKMEN, Gizem DEMİREL, Gökçe ÖZKAZANÇ'a,

Bu yolda bana destek olan değerli arkadaşlarım Alper YETİŞ, Gözde KABAY, Batuhan YOĞURT, Utkan TAŞDEMİROĞLU, Arda AKDENİZ, Mert ŞATIR, Serkan AKALIN, Yasin Burak TUNCEL, Bengisu ARAT, Bige TIRPANCI, Sezin BARIN, Gizem GÖKÇE ve Ahmet Mesut ALPKILIÇ'a,

Güzel kahveleri ile destek veren "Libertà Di Caffè" ailesine çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
KISALTMALAR	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Kapsamı ve Amacı	4
2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	7
2.1 Temel Denklemler	7
2.2 Türbülansın Modellenmesi	8
2.2.1 Reynolds-Ortalama Navier-Stokes yaklaşımı	9
2.2.1.1 Standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli	10
2.2.1.2 Realizable $k - \varepsilon$ türbülans modeli	11
2.2.1.3 Standart $k - \omega$ türbülans modeli	12
2.2.1.4 SST $k - \omega$ türbülans modeli	13
2.3 Eşlenik Isı Transferi Yöntemi	15
2.4 Bartz Taşınımli Isı Transferi Denklemi	16
3. EŞLENİK ISI TRANSFERİ ÇALIŞMALARI	19
3.1 Doğrulama Çalışmaları	19
3.1.1 Çözüm ağı çalışması	20
3.1.2 Türbülans modeli çalışması	22
3.1.3 Doğrulama çalışması sonuçları	24
3.2 Yakıt dağıtıcı çalışması	26
3.3 Tıkalı Kanal Çalışması	29
3.4 Rejeneratif Soğutma Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Çalışmaları	31
3.4.1 Uygulanabilirlik	38
3.4.2 Farklı boy-en oranlarına sahip kanal tiplerinin karşılaştırılması	42
3.4.3 Farklı kanal sayılarına sahip motorların karşılaştırılması	44
4. SONUÇLAR VE GELECEKTE YAPILACAK ÇALIŞMALAR	49
4.1 Sonuçlar	49
4.2 Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar	50
KAYNAKLAR	51
EKLER	53
ÖZGEÇMİŞ	69

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1: Katı yüzey üzerinde ısı transferi	15
Şekil 3.1: (a)Yüksek boy-en oranına sahip rejeneratif soğutma kanalına sahip motor geometrisi, (b) CHT hesaplama alanı	19
Şekil 3.2: Hacim fraksiyonu değerlerinin toplandığı düzlem	20
Şekil 3.3: Çözüm ağı çalışması: (a) Çözüm ağı I, (b) Çözüm ağı II, (c) Çözüm ağı III	21
Şekil 3.4: Çözüm ağlarının sıcaklık artışları	22
Şekil 3.5: Çözüm ağları için basınç düşümü	22
Şekil 3.6: Farklı türbülans modelleri için ısı çift sıcaklıkları	23
Şekil 3.7: Farklı türbülans modelleri için kanal basınçları	23
Şekil 3.8: Farklı sayısal çözümler için sıcak gaz tarafı duvar sıcaklıklarının karşılaştırılması	24
Şekil 3.9: Isıl çift sıcaklıkları	25
Şekil 3.10: Kanal içi basınçlar	26
Şekil 3.11: Dağıtıcı ve soğutucu kanalların geometrisi	27
Şekil 3.12: Nominal kütledebiden yüzdesel sapma histogramı	27
Şekil 3.13: En yüksek ve en düşük kütledebiler için sıcak gaz tarafı duvar sıcaklıklarının karşılaştırılması	28
Şekil 3.14: Farklı kütledebiler için sıcaklıkların karşılaştırılması	29
Şekil 3.15: Farklı kütledebiler için kanal içi basınçların karşılaştırılması	29
Şekil 3.16: Tıkalı kanal analizinde kullanılan geometri	30
Şekil 3.17: Boğaz bölgesi sıcaklık konturu	30
Şekil 3.18: Sıcak-gaz tarafı duvar sıcaklığı konturu	31
Şekil 3.19: Sıcak gaz tarafı duvar sıcaklıkları	31
Şekil 3.20: Sıvı hesaplama alanı içerisindeki maksimum sıcaklık	34
Şekil 3.21: Sıvı hesaplama alanı içerisindeki maksimum sıcaklık	34
Şekil 3.22: Katı hesaplama alanı içerisindeki maksimum sıcaklık	35
Şekil 3.23: Katı hesaplama alanı içerisindeki maksimum sıcaklık	35
Şekil 3.24: Soğutucu sıvı kanal girişi ve çıkışı arasındaki sıcaklık artışı	36
Şekil 3.25: Soğutucu sıvı kanal girişi ve çıkışı arasındaki basınç düşümü	36
Şekil 3.26: Maksimum gaz tarafı duvar sıcaklıkları	38
Şekil 3.27: Maksimum gaz tarafı duvar sıcaklıkları	39
Şekil 3.28: Kanal girişi ve çıkışı arasındaki basınç düşüm haritası	39
Şekil 3.29: Basınç düşüm haritası	40
Şekil 3.30: Kanal genişliği haritası	40
Şekil 3.31: İki kanal arası minimum uzunluk haritası	41
Şekil 3.32: Uygulanabilirlik haritası	41
Şekil 3.33: 100 kanal sayısı için kanal boyunca soğutucu sıvı sıcaklığı	42

Şekil 3.34: 100 kanal sayısı için kanal boyunca soğutucu sıvı basınç değişimi	43
Şekil 3.35: 100 kanal sayısı için duvar sıcaklığı	43
Şekil 3.36: 100 kanal sayısı için duvar ısı akısı değişimi	44
Şekil 3.37: Boy-en oranı 4 için kanal boyunca soğutucu sıvı sıcaklığı	45
Şekil 3.38: Boy-en oranı 4 için kanal boyunca soğutucu sıvı basınç değişimi	45
Şekil 3.39: Boy-en oranı 4 için duvar sıcaklığı	46
Şekil 3.40: Boy-en oranı 4 için duvar ısı akısı değişimi	47
Şekil 3.41: Farklı kanal sayıları için sıcaklık artışı	47
Şekil 3.42: Farklı kanal sayıları için basınç düşümü	48



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1: Standart $k - \varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	11
Çizelge 2.2: Realizable $k - \varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	12
Çizelge 2.3: Standart $k - \omega$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	13
Çizelge 2.4: Standart $k - \omega$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	14
Çizelge 2.5: Dönüştürülmüş $k - \varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.	15
Çizelge 3.1: Çözüm ağlarının hücre sayıları	21
Çizelge 3.2: Çalışmada kullanılan parametreler	32
Çizelge 3.3: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları	37

KISALTMALAR

YO	: Yanma Odası
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics (CFD))
CHT	: Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer)
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes)
DNS	: Doğrudan Sayısal Benzeşim (Direct Numerical Simulation)
URANS	: Zamana Bağlı RANS (Unsteady RANS)
SST	: Kayma Gerilmesi Taşınımı (Shear Stress Transport)

SEMBOL LİSTESİ

Bu tezde kullanılan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda yer almaktadır.

Simgeler	Açıklama
u_i	Hız vektörü
t	Zaman
x_i	Koordinat eksenini
ρ	Yoğunluk
T	Sıcaklık
P	Basınç
R	İdeal gaz sabiti
H	Toplam entalpi
C_p	Özgül ısı
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
Re	Reynolds sayısı
τ_{ij}	Gerilme tensörü
k_g	Isıl iletim katsayısı
τ_k	Kolmogorov zaman ölçeği
ε	Türbülans yitim hızı
Pr	Prandtl sayısı
W_{ij}	Girdap tensörü
S_{ij}	Gerinim hız tensörü
q	Isı akısı

1. GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Literatürde rejeneratif soğutma, ısı akışı, ısı transferi modellenmesi konularında birçok çalışma vardır. Bu bölümde bu tez kapsamında yararlanılmış çalışmalardan bazılarında değinilmektedir.

Wadel vd. [1], büyük ölçekli bir roket yanma odasının (yüksek basınçlı ve 89 kN itkiye sahip) yüksek boy-en oranlı soğutma kanallarının avantajlarını doğrulamak için test yapmışlardır. Yanma odası 5.5 MPa'dan 11.0 MPa'a kadar basınçlarda test edilmiştir. Yanıcı olarak gaz hidrojen, oksitleyici olarak sıvı oksijen kullanılmıştır ve karışım oranı 6'dır. Rejeneratif soğutma kanallarının içinden geçen soğutucu sıvı hidrojendir.

Yüksek basınçlı rejeneratif soğutmalı bir sıvı roket motorunda, sıcak gaz tarafı duvar sıcaklığının düşürülmesi ve soğutma kanalından geçen sıvının basınç kaybının düşürülmesi arasında bir uzlaşma yapılması gerekir. Daha düşük duvar sıcaklıkları roket motorunun daha uzun ömürlü olmasını sağlar fakat daha düşük sıcaklıklar elde edilebilmesi için soğutucu sıvının hızının artırılması veya kanal kesit alanının daraltılması gerekir. Bu değişiklikler de basınç kayıplarının artmasına neden olur. Bu olumsuz etkinin olmaması adına bir yöntem vardır, yüksek boy-en oranına (tipik olarak 4'ten büyük) sahip kanallar kullanmak [1]. Bu yöntem sayesinde ısı transferi kapasitesi artırılırken, basınç kayıpları düşürülebilir.

Yapılan çalışmada test verileri, yapılan iki analiz sonucu ile karşılaştırılarak, yüksek boy-en oranına sahip soğutma kanallarının düşünüldüğü gibi başarılı olduğu doğrulanmıştır. Isıl çiftlerden alınan sıcaklık verisine bakıldığında sıcaklıkların ortalama olarak yüzde 9 oranında düştüğü (lülenin boğaz bölgesinde yüzde 25 oranında düştüğü) ve aynı zamanda soğutucu basınç düşüşünün ise ortalama yüzde 25 oranında azaldığı görülmüştür.

Wadel [2], bu çalışmada daha önce yapılmış olan çalışmaya ek olarak farklı rejeneratif soğutma kanalı tasarımlarının etkisi incelenmiştir. Farklı kanal şekilli (devamlı, çatalı ve basamaklı) ve farklı kanal sayılı (100 ve 200) olmak üzere 7 farklı tasarım denenmiştir. Çatalı kanal şeklinde en kritik bölge olan lülenin boğaz bölgesinde kanal sayısı iki katına çıkmaktadır. Yüksek boy-en oranına sahip kanal tüm durumlarda fayda sağladığı görülmüş olup çatalı kanal şekilli tasarımda en büyük fayda olduğu görülmüştür. Wadel'in bir başka yayınında [3] ayrıntılı geometrik büyüklüklere yer verilmiştir.

Naraghi vd. [4], bu çalışmanın amacı rejeneratif soğutmalı motor duvarları üzerinde oluşan maksimum sıcaklıkları azaltmak için çift soğutmalı sistemin etkinliğinin incelenmesidir. SSME ve RP1-LOX motorları çift soğutmalı sistem için yeniden oluşturulmuştur. Çift çevrim soğutma sistemi maksimum sıcaklıkları düşürürken aynı zamanda soğutucu pompalama basıncının da düştüğü görülmektedir.

Çift çevrim soğutma sisteminde, soğutucu akışkan tipik rejeneratif soğutmalı sistemdeki gibi lüle bölgesi yerine en kritik bölge olan lülenin boğaz bölgesinden (en yüksek sıcaklıkların görüldüğü bölge) girerek akışkan iki ayrı soğutma çevrimine dağılır. Dağılan bu iki çevrimden biri lülenin boğaz bölgesinden lülenin ıraksak bölgesinden geçerek çıkar, diğer ise lülenin boğaz bölgesinden lülenin yakınsak bölgesi sonrasında yanma odasının duvarı içinden geçerek çıkar.

Bu çift çevrim soğutma sistemi sayesinde en yüksek ısı akısı bölgesinde soğutma akışkanı en düşük sıcaklıktadır. Soğutucu akışkanın ısı transfer katsayısı kanal girişinde büyüktür. İki farklı çevrimin bulunmasından dolayı, çevrimlerden birinde yakıt kullanıldığında diğerinde oksitleyici kullanmak mümkündür. Bu avantajlarına rağmen çift çevrim sistem, fazladan dağıtıcı masrafları nedeniyle üretim maliyetini yükseltir.

Çalışma sonucunda çift çevrim soğutma sistemi her iki motor içinde boğaz bölgesindeki duvar sıcaklıklarını düşürdüğü görülmüştür. Duvar sıcaklığında düşüşün yanı sıra daha düşük bir soğutma suyu basıncı kaybı ile gerçekleştirilmiştir.

Carlile vd. [5], yüksek basınçlı roket itki odaları içinde soğutma suyu basınç kayıplarını azaltmak ve motor ömrünü uzatmak için yüksek boy-en oranına sahip soğutma kanallarının kullanılmasının etkinliğini değerlendirmek için deneysel bir araştırma yapmışlardır. İki tane düşük ve bir tane yüksek boy-en oranlı soğutma kanallarına sahip motor test edilmiştir.

Çalışma sonucunda aynı basınç düşümü için sıcak-gaz-terafı duvar sıcaklığının, yüksek boy-en oranlı soğutma kanallarına sahip motorda düşük boy-en oranlı soğutma kanallarına sahip motora göre yüzde 30 oranında daha düşük çıktığı görülmüştür.

Ten-See Wang vd. [6], bu çalışmada rejeneratif olarak soğutulmuş roket motoru yanma odalarını tasarlamak ve analiz etmek için entegre bir HAD/termal metodoloji geliştirmişlerdir. Bu metodolojinin, film soğutma destekli, rejeneratif olarak soğutulmuş sıvı roket motor yanma sistemlerinde sıcak gaz tarafı ve soğutucu tarafındaki ısı transferini tahmin etmek ve optimize edilmiş tasarım önermek için parametrik çalışmalarda kullanımı amaçlanmıştır. Sıcak gaz termal ortamı için hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve soğutucu kanallar için termal analiz içeren entegre bir sayısal model geliştirilmiştir. Bu entegre HAD/termik model, öngörülen ısı akışını, 40-k kalorimetre itme odası ve Space Shuttle Ana Motor yanma odası için sıcak ateşleme testi ve endüstriyel tasarım yöntemleri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Ana yanma odası için uygun soğutucu kanal tasarımı belirlemek amacıyla parametrik çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda, artan en-boy oranının ve soğutucu kanal sayısının tepe duvar sıcaklığını ve termal gradyanı azalttığı bulunmuştur. Ayrıca, duvar kalınlığındaki yüzde 20'lik bir azalmanın her ne kadar astar ömrünü azaltabileceği belirtilse de, soğutma verimini arttırdığı belirlenmiştir.

Boysan vd. [7], 68 atm basınçlı bir roket motoru yanma odasında (sıvı oksijen ve gaz hidrojen karışımı) rejeneratif soğutma yöntemi kullanılarak soğutulan bir sistemin sayısal simülasyonunu yapmışlardır. Soğutucu sıvı olarak sıvı hidrojen kullanılmıştır. Çalışmada farklı boy-en oranlarına ve kanal sayısına sahip 4 farklı soğutma kanalı tasarımının soğutmaya olan etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucunda soğutma kanal sayısı artışının ve boy-en oranı artışının soğutma verimini artırdığı ve artan boy-en oranın basınç düşüşünü yükselttiği görülmüştür.

Ulas vd. [8], bu çalışmada sıvı yakıtlı roket motorunun rejeneratif soğutması sayısal olarak simüle edilmiştir. Simüle edilen motor 300 kN itme gücünde ve 60 barlık bir yanma odası basıncında Sıvı oksijen-Kerosen karışımıdır. Soğutucu sıvı olarak kerosen kullanılmıştır. Farklı en-boy oranına sahip ve farklı soğutma kanalı sayısına sahip sıvı yakıtlı roket motorların duvar sıcaklığı ve basınç düşümüne etkisi incelenmiştir. Sonuçlar doğrultusunda en iyi sonucun 150 soğutma kanalına sahip olan VCSA kanal geometrisidir. En-boy oranının sabit sayıda soğutma kanalıyla artırılması önce verimliliği artıracak daha sonrasında optimum bir noktadan sonra ısı transfer alanının azalmasından dolayı verimliliği düşürecektir. Aynı zamanda bu durum basınç düşümünüde artıracaktır. Geometriyi değiştirmeden soğutma kanallarının sayısının artırılması toplam ısı transferi alanının artmasıyla soğutma verimliliğini optimum seviyeye taşır ve daha sonrasında kanal başına düşen kütle akış hızının düşmesi nedeniyle verimlilik azalır. Ek olarak bu durum kanallardaki basınç düşümünün azalmasına neden olur. Bir kanalın kesit alanının artırılması soğutma verimliliğini bir miktar düşürse bile basınç düşümünü büyük oranda azaltır.

1.2 Tezin Kapsamı ve Amacı

Bu tez kapsamında sıvı yakıtlı roket motorlarında rejeneratif soğutma tekniğinin anlaşılması ve soğutma verimini etkileyecek faktörlerin belirlenmesi ve farklı kanal sayılarının ve kanal boy-en oranlarının duvar sıcaklığına ve basınç düşümüne etkisinin incelenmesi hedeflenmiştir. Bu bağlamda Wadel ve Meyer'in yapmış olduğu deneysel ve sayısal çalışmalar referans alınarak doğrulama çalışması yapılmış ve Boysan'ın çalışmaları [9] ile karşılaştırılmıştır. Aynı zamanda doğrulama analizi ile çözüm ağı çalışması ve türbülans çalışması yapılmıştır. Sayısal çözüm CHT metodu ile ticari bir HAD çözücüsü olan STAR-CCM+ ile gerçekleştirilmiştir.

Doğrulama analizlerinin yapılmasından sonra, Wadel ve Meyer'in geometrisi için yeni bir dağıtıcı tasarlanıp, dağıtıcı kaynaklı kütleli debideki nominal değerden sapmalar belirlenip, bu farklı kütleli debi dağılımının soğutmaya olan etkisi incelenmiştir. Daha sonra, rejeneratif soğutma kanallarından bir tanesinin tıkanması durumunda roket motor duvarlarında oluşan sıcaklık artışı araştırılmıştır. Buna ek olarak, on farklı kanal sayısı ve beş farklı boy-en oranına sahip toplamda elli farklı

geometri üzerinde rejeneratif soğutma analizleri yapılmış ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Kullanılmış olan bu elli geometri için doğrulama analizinde kullanılan motor referans alınarak motor boyutları değiştirilmemiştir.



2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

Bu tez kapsamında rejeneratif soğutma analizleri STAR-CCM+ yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde analizlerin çözülmesinde kullanılan denklemler ve modeller tanımlanmıştır.

2.1 Temel Denklemler

Bu bölümde akışı modellenmesi için kullanılan temel denklemler yer almaktadır. Bunlar süreklilik, momentum, türlerin taşınımı ve enerji denklemleridir. Denklemler kartezyen koordinat sistemi ile gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

Süreklilik denklemi Denklem 2.1'de ifade edilmiştir. Bu denklemde ρ akışkanın yoğunluğunu, u_i akışkanın i yönündeki hızını, t zamanı ve x_i i yönündeki konum vektörünü göstermektedir.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

Denklem 2.2 ile ifade edilen lineer momentum denkleminde p basıncı ve τ_{ij} ise viskoz gerilme tensörüdür.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.3)$$

Viskoz gerilme tensörü Denklem 2.3'te görülmektedir ve bu denklemdeki μ terimi dinamik viskoziteyi ifade eder.

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j H) = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k_g}{C_p} \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) + S_H \quad (2.4)$$

Denklem 2.4 ile verilen enerji denkleminde H toplam entalpiyi, k_g ısı iletkenlik katsayısını ve C_p özgül ısıyı temsil eder.

2.2 Türbülansın Modellenmesi

Türbülansın çözülebilmesi için farklı yaklaşımlar ve bu yaklaşımlar için farklı modeller geliştirilmiştir. Bu çalışmada modellerin analizlere olan etkisi incelenmiştir.

Türbülanslı bir akışta farklı uzunluklarda, üç boyutlu ve döngü hareketi halindeki akış yapılarına burgaç (eddy) denilmektedir. Bu burgaçların sahip olduğu momentum ve kinetik enerjiye göre burgaçların çeşitli uzunluk ölçekleri ve bu farklı uzunluk ölçeklerine bağlı olarak da çeşitli karakteristikleri bulunmaktadır. Büyük burgaçlar geometriye, başlangıç ve sınır koşullarına bağımlı anizotropik bir karakter sergilerken küçük burgaçlar bu tür parametrelerden bağımsız olarak izotropik karaktere sahiptir [10].

Enerji kademesi (energy cascade) yaklaşımına göre yüksek kinetik enerjiye sahip büyük burgaçlar yüksek atalet kuvvetlerinden dolayı parçalanarak enerjilerini küçük burgaçlara aktarır [11]. Akış içerisindeki burgaçlar küçüldükçe, atalet kuvvetlerin yerine viskoz kuvvetler baskın olmaya başlar. Bu süreç en küçük burgaç oluşana kadar devam eder ve en sonunda yayılım ile ısı enerjisine dönüşür. Yayınım ile ısı enerjisiyle kaybolmadan önceki en küçük burgaçın uzunluk ölçeği Kolmogorov tarafından tanımlanmıştır. Denklem 2.5 ile gösterilen bu uzunluk, Kolmogorov Uzunluk Ölçeği (Kolmogorov Length Scale) olarak ifade edilir [12].

$$\eta = \left(\frac{v^3}{\epsilon} \right)^{1/4} \quad (2.5)$$

Denklem 2.5'te v kinematik viskoziteyi, ϵ türbülans kinetik enerjisinin yitim oranını temsil etmektedir.

$$\tau_k = \left(\frac{v}{\epsilon} \right)^{1/2} \quad (2.6)$$

$$v = (v\epsilon)^{1/4} \quad (2.7)$$

Kolmogorov Uzunluk Ölçeği'ne ek olarak Kolmogorov Zaman ve Hız Ölçekleri de vardır ve, Denklem 2.6 ve Denklem 2.7 de gösterilmektedir.

2.2.1 Reynolds-Ortalama Navier-Stokes yaklaşımı

Akış içerisindeki tüm burgaçların modellenerek çözüldüğü RANS yaklaşımında herhangi bir skaler büyüklüğün değeri, ortalama değer ve bu ortalamadan sapma yani değişim miktarının toplamı olarak ifade edilir. Denklem 2.8’de bu ifade edilen denklem görülmektedir.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (2.8)$$

Denklem 2.8’de yer alan ϕ toplam skaler büyüklüğü, $\bar{\phi}$ skaler büyüklüğün ortalamasını ve ϕ' ise skaler büyüklüğün ortalamaya göre sapmasını ifade etmektedir.

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi dt \quad (2.9)$$

Skaler büyüklüğün ortalaması Denklem 2.9 ile tanımlanmaktadır.

Navier-Stokes denklemlerindeki her bir skaler büyüklüğünü skaler büyüklüğün ortalaması ve skaler büyüklüğün ortalamadan sapması olarak Denklem 2.8’deki gibi yazılıp denklemlerin ortalaması alındığında Reynolds-Ortalama Navier-Stokes denklemleri elde edilir. Akışın temel denklemleri Denklem 2.10, Denklem 2.11 ve 2.12 gibi değişmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}^R}{\partial x_j} \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} H)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} u_j H)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \alpha \frac{\partial \bar{H}}{\partial x_j} + \overline{\rho u'_j H'} \right) + \bar{S}_H \quad (2.12)$$

Denklem 2.12’deki α terimi ısı yayılım katsayısını göstermektedir. Denklem 2.11’deki $\bar{\tau}_{ij}$ terimi viskoz gerilmeyi, τ_{ij}^R terimi ise Reynolds gerilme tensörünü ifade etmektedir. Viskoz gerilme teriminin bulunması için kullanılan eşitlik Denklem 2.13’de gösterilmiştir. Reynolds gerilme tensörü ise Denklem 2.14’de gösterilmiştir.

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.13)$$

$$\bar{\tau}_{ij}^R = -\overline{\rho u'_j u'_i} \quad (2.14)$$

Reynolds gerilme tensörü üç boyutlu uzayda altı tanesi bağımsız olan dokuz gerilme değerini temsil eder. Bu altı terimin her birinin hesaplanabilmesi için Reynolds Gerilme Modeli (Reynolds Stress Model,RSM) geliştirilmiştir. Her bir terimin çözülebilmesi için 6 ayrı diferansiyel denkleme ihtiyaç vardır ve bu yüzden hesaplama maliyeti yüksektir. Bu nedenle tensörü oluşturan her bir terimin birbirine eşit kabul edildiği yaklaşım olan Boussinesq yaklaşımı tanımlanmıştır. Bu yaklaşıma göre Denklem 2.15’de gösterildiği gibi Reynolds gerilme tensörü ifade edilir. Denklem 2.16’da $\overline{\rho u'_j u'_i}$ tensörünün ifadesi yer almaktadır.

$$\overline{\rho u'_j u'_i} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij} \quad (2.15)$$

$$\overline{\rho u'_j H'} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{H}}{\partial x_j} \quad (2.16)$$

Denklem 2.15 ve Denklem 2.16’da yer alan μ_t terimi akışkanın türbülanslı viskozite terimini ifade etmektedir. Denklemde yer alan Pr_t terimi ise türbülanslı Prandtl sayısıdır ve Denklem 2.17’de gösterildiği gibi ifade edilmektedir.

$$Pr_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t} \quad (2.17)$$

2.2.1.1 Standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli

Jones ve Launder’in 1972 yılında Standart $k - \varepsilon$ modelini geliştirmişlerdir [13]. Bu modele ait türbülanslı viskozite terimi Denklem 2.18’de görülmektedir.

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.18)$$

Denklem 2.18’de yer alan C_μ terimi deneysel bir sabittir, k terimi türbülanslı kinetik enerjiyi ve ε terimi ise türbülans kinetik enerjisinin yitim oranını ifade etmektedir.

$$\frac{(\partial \bar{\rho} k)}{\partial t} + \frac{(\partial \bar{\rho} u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P - \bar{\rho} \varepsilon \quad (2.19)$$

$$\frac{(\partial \bar{\rho} \varepsilon)}{\partial t} + \frac{(\partial \bar{\rho} u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.20)$$

k ve ε terimleri sırasıyla Denklem 2.19 ve Denklem 2.20’de gösterildiği gibi ifade edilmektedir. Denklemlerde yer alan C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ ve $C_{\varepsilon 2}$ deneysel sabitleri Çizelge 2.1’de yer almaktadır.

Çizelge 2.1: Standart $k - \varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.

Deneysel Sabit	C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
Değer	0.09	1.00	1.30	1.44	1.92

$$P = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (2.21)$$

Denklemlerde bulunan P terimi türbülans kinetik enerjisinin üretimin hızını ifade etmektedir ve bu terimin hesaplanması Denklem 2.21’de gösterilmektedir.

2.2.1.2 Realizable $k - \varepsilon$ türbülans modeli

Standart $k - \varepsilon$ modelinin yetersiz kaldığı düşünülen bazı akış rejimlerinde Shih v.d.[14] tarafından Realizable $k - \varepsilon$ modeli geliştirilmiştir. Standart $k - \varepsilon$ modelinden farklı olarak Realizable $k - \varepsilon$ modelinde C_μ ve $C_{\varepsilon 1}$ terimlerinin hesaplanması Denklem 2.22–2.28’de gösterilmiştir.

$$C_\mu = \left(A_0 + A_s V^* \frac{k}{\varepsilon} \right)^{-1} \quad (2.22)$$

$$A_s = \sqrt{6} \left(\frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\frac{\sqrt{6} S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{|S_{ij}|^3} \right) \right) \quad (2.23)$$

$$V^* = (S_{ij} S_{ij} + W_{ij} W_{ij})^{0.5} \quad (2.24)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.25)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.26)$$

$$C_{\varepsilon 1} = \max \left(0.43, \frac{\eta_s}{5 + \eta_s} \right) \quad (2.27)$$

$$\eta_s = \frac{|S_{ij}| k}{\varepsilon} \quad (2.28)$$

Denklem 2.22’de yer alan A_0 deneysel bir sabittir. Denklem 2.23, Denklem 2.24 ve Denklem 2.28 ile tanımlanan A_s , V^* ve η_ε denklemin parametreleridir. Denklem 2.25 ve Denklem 2.26 ile tanımlanan S_{ij} ve W_{ij} , sırasıyla gerinim hızı tensörü ile girdap tensörünü ifade etmektedir.

Çizelge 2.2: Realizable $k - \varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.

Deneysel Sabit	A_0	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 2}$
Değer	4.00	1.00	1.20	1.90

Realizable $k - \varepsilon$ modeline ait katsayılar Çizelge 2.2’de yer almaktadır.

2.2.1.3 Standart $k - \omega$ türbülans modeli

Standart $k - \omega$ türbülans modeli ilk olarak Kolmogorov tarafından geliştirildi, daha sonrasında Wilcox [15] sadeleştirildi. Türbülans vizkositesi Denklem 2.29’da görüldüğü şekilde hesaplanmaktadır.

$$\eta_t = \frac{\bar{\rho}k}{\bar{\omega}} \quad (2.29)$$

$$\bar{\omega} = \max \left[\omega, 0.875 \left(\frac{2\overline{S_{ij}S_{ij}}}{\beta^*} \right)^{0.5} \right] \quad (2.30)$$

Denklem 2.30’da tanımlanan ω özgül türbülans yitimini, $\overline{S_{ij}}$ ortalama gerinim hızını ve β^* türbülans model katsayısını ifade etmektedir. $\overline{S_{ij}}$ terimi Denklem 2.31 ile hesaplanır.

$$\overline{S_{ij}} = S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.31)$$

Türbülans kinetik enerji (k) ve özgül türbülans yitimi (ω) sırasıyla Denklem 2.32 ve Denklem 2.33’deki diferansiyel denklemler ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{(\partial \bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{(\partial \bar{\rho}u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \bar{\rho} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \bar{\rho} \beta^* \omega k \quad (2.32)$$

$$\frac{(\partial \bar{\rho} \omega)}{\partial t} + \frac{(\partial \bar{\rho} u_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \bar{\rho} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \sigma_d \frac{\bar{\rho}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \bar{\rho} \beta \omega^2 \quad (2.33)$$

τ_{ij} Denklem 2.34’de görüldüğü gibi hesaplanmaktadır.

$$\tau_{ij} = 2 \frac{\mu_t}{\bar{\rho}} S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \quad (2.34)$$

Standart $k - \omega$ modeline ait katsayılar Çizelge 2.3’de yer almaktadır.

Çizelge 2.3: Standart $k - \omega$ modeline ait deneysel sabit değerleri.

Deneysel Sabit	α	β	β^*	σ^*	σ_d	σ
Değer	0.520	0.070	0.090	0.600	0.125	0.500

İlk defa Kolmogorov [16] tarafından bahsedilen $k - \omega$ modeli Saiy [17], Spalding [18], Wilcox [15, 19, 20], Speziale [21] v.d. ve Menter [22] tarafından farklı şekillerde geliştirilmiştir.

2.2.1.4 SST $k - \omega$ türbülans modeli

SST $k - \omega$ türbülans modeli Standart $k - \omega$ modeli ile yüksek Reynolds sayıları için kullanılan $k - \varepsilon$ modelini birleştirerek her iki modelin avantajlarını birleştiren bir modeldir. Menter [23, 24] tarafından geliştirilen Shear Stress Transport (SST) $k - \omega$ modelinin türbülans kinetik enerjisi (k) ve özgül türbülans yitimi (ω) Denklem 2.35 ve Denklem 2.36 diferansiyel denklemleri ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{(\partial \bar{\rho} k)}{\partial t} + \frac{(\partial \bar{\rho} u_j k)}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \bar{\rho} \beta^* \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (2.35)$$

$$\frac{(\partial \bar{\rho} \omega)}{\partial t} + \frac{(\partial \bar{\rho} u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{\bar{\rho}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \bar{\rho} \beta \omega^2 \quad (2.36)$$

Bu denklemlerde bulunan τ_{ij} ve μ_t terimlerinin hesaplanmasında kullanılan denklemler, Denklem 2.37, Denklem 2.38 ve Denklem 2.39'da görülmektedir.

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij} \quad (2.37)$$

$$\mu_t = \frac{\bar{\rho} a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (2.38)$$

$$F_2 = \tanh \left(\left(\max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right)^2 \right) \quad (2.39)$$

Bu denklemlerde bulunan katsayılar Çizelge 2.4 ve Çizelge 2.5'te yer alan sabitler ile ağırlıklı ortalaması alınarak bulunur. Ağırlıklı ortalama işlemi Denklem 2.40'da gösterildiği gibi hesaplanmaktadır ve F_1 duvara olan uzaklığa göre modeller arasında geçişi sağlamaya yarayan duvar kenarları ve üzerinde tanımlanan bir fonksiyondur, ϕ_1 Standart $k - \omega$ türbülans modeline ait sabitleri ve ϕ_2 ise Dönüştürülmüş $k - \varepsilon$ türbülans modeline ait sabitleri ifade etmektedir.

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (2.40)$$

F_1 terimi Denklem 2.41 ile tanımlandığı şekilde hesaplanmaktadır. Burada y duvara en yakın uzaklığı ve $CD_{k\omega}$ ise çapraz yayılım (cross diffusion) terimini temsil etmektedir. $CD_{k\omega}$ terimi Denklem 2.42'de gösterildiği şekilde hesaplanmaktadır.

$$F_1 = \tanh \left(\left(\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right)^4 \right) \quad (2.41)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\bar{\rho}\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \quad (2.42)$$

Çizelge 2.4: Standart $k - \omega$ modeline ait deneysel sabit değerleri.

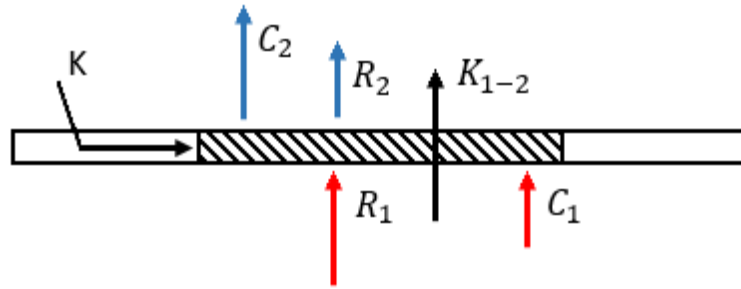
Deneysel Sabit	σ_{k1}	$\sigma_{\omega 1}$	β_1	a_1	β^*	γ_1
Değer	0.850	0.500	0.075	0.310	0.090	0.533

Çizelge 2.5: Dönüştürülmüş $k - \varepsilon$ modeline ait deneysel sabit değerleri.

Deneysel Sabit	σ_{k2}	$\sigma_{\omega2}$	β_2	a_1	β^*	γ_2
Değer	1.000	0.856	0.828	0.310	0.090	0.440

2.3 Eşlenik Isı Transferi Yöntemi

Bu tez kapsamında rejeneratif soğutma ile bir sıvı yakıtlı roket motorunun duvar sıcaklıkları hesaplanması amaçlanmıştır. Roket motorunu duvarlarında oluşabilecek ve malzemenin zarar görebileceği yüksek sıcaklıkların tayin edilebilmesi için akış hacminde çözülen akış denklemlerine ek olarak eş zamanlı olarak iletim ile ısı transferinin de hesaba katılması gerekmektedir. Bu amaç ile bu tezde, akış hacmi ve katı hacmini bir arada çözülmesini sağlayan Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer, CHT) yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde akışkan ile katı yüzey arasında oluşan radyasyon ve taşınım ısı akıları hesaplanarak iki bölge arasında ısı transferi sağlanmış olur. Katı yüzey üzerinde meydana gelen ısı transferi olayını Lefebvre [25] Şekil 2.1’de özetlemiştir.



Şekil 2.1: Katı yüzey üzerinde ısı transferi

Bu şekilde C_1 akışkandan katı yüzeye olan taşınım ısı transferini ve R_1 radyasyon ısı transferini temsil etmektedir. C_2 ve R_2 ise sırası ile katı yüzeyden akışkana olan taşınım ve radyasyon ısı transferini göstermektedir. K duvara paralel yöndeki iletim ısı transferini ifade etmektedir. K_{1-2} iç ve dış duvarlarda gerçekleşen iletim ısı transferini göstermektedir.

$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 = K_{1-2} \quad (2.43)$$

Yüzeydeki ısı transferi denkliği Denklem 2.43'te gösterilmiştir. K_{1-2} iletim ısı

transferinin hesaplanması Denklem 2.44'te yer almaktadır.

$$K_{1-2} = \frac{k_w}{t_w} (T_{w1} - T_{w2}) \quad (2.44)$$

Denklem 2.44'te yer alan k_w ve t_w sırasıyla duvarın ısı iletim katsayısı ve kalınlığını temsil etmektedir. Yapılan HAD analizlerinde duvar kalınlığı boyunca çözüm ağında birden fazla hücre bulunmasından dolayı t_w değeri, çözüm ağında bir hücrenin boyutunu temsil etmektedir. T_{w1} ve T_{w2} duvarın iç ve dış yüzey sıcaklıklarını ifade etmektedir. Analizlerde akış bölgesi ile katı bölge arasında kapalı enerji bağlantısı metodu (implicit energy coupling) kullanılmıştır. Böylece her iterasyonda ısı transferi eş zamanlı olarak çözülür.

2.4 Bartz Taşınımlı Isı Transferi Denklemi

Bu tez kapsamında sıvı yakıtlı bir roket motorun yanması ile oluşan sıcak gazlar ile roket motor duvarları arasında gerçekleşen ısı transferi Bartz'ın [26] geliştirmiş olduğu ampirik denklem ile çözülmüştür. Böylece yanma odası içerisinde HAD analizleri yapılmadan, hesaplama maliyeti olmadan, roket motor duvarlarındaki sıcaklıkların bulunabilmesi sağlanmıştır.

$$q'' = h_g (T_{aw} - T_{wg}) \quad (2.45)$$

Denklem 2.45'te ısı transferi denklemi görülmektedir. T_{aw} ve T_{ag} sırasıyla adyabatik duvar sıcaklığı ve sıcak-gaz-tarafı duvar sıcaklığını ifade etmektedir. h_g ise ısı transferi katsayısını temsil etmektedir ve Denklem 2.46'da verilen Bartz denklemi ile hesaplanmaktadır.

$$h_g = \left[C \left(\frac{\mu_g}{D_*} \right)^{0.2} \left(\frac{c_{p,g}}{Pr_g^{0.6}} \right) \left(\frac{P_c g}{C^*} \right)^{0.8} \left(\frac{D_*}{r_c} \right)^{0.1} \right] \left(\frac{A_*}{A} \right)^{0.9} \sigma \quad (2.46)$$

Denklem 2.46'da ki D_* roket motor lülesinin boğaz çapını, P_c yanma odası basıncını, r_c roket motor lülesi eğriliğinin yarıçapını, A_* roket motor lülesinin boğaz alanını, A yerel alanı ve son olarak σ ise düzeltme faktörünü ifade etmektedir. Düzeltme faktörü

Denklem 2.47'deki gibi hesaplanır.

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{T_{wg}}{T_c} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) + \frac{1}{2} \right]^{-0.68} \left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]^{-0.12} \quad (2.47)$$

Denklem 2.47'de T_c yanma odası sıcaklığını ve M yerel Mach sayısını ifade etmektedir. Yerel Mach sayısı, lüle için Mach sayısı hesaplama denklemleri yardımı ile ayrı bir programda hesaplanmış ve analizlerde kullanılmıştır.

$$T_{aw} = T_c \frac{[1 + r * \frac{k-1}{2} M^2]}{[1 + \frac{k-1}{2} M^2]} \quad (2.48)$$

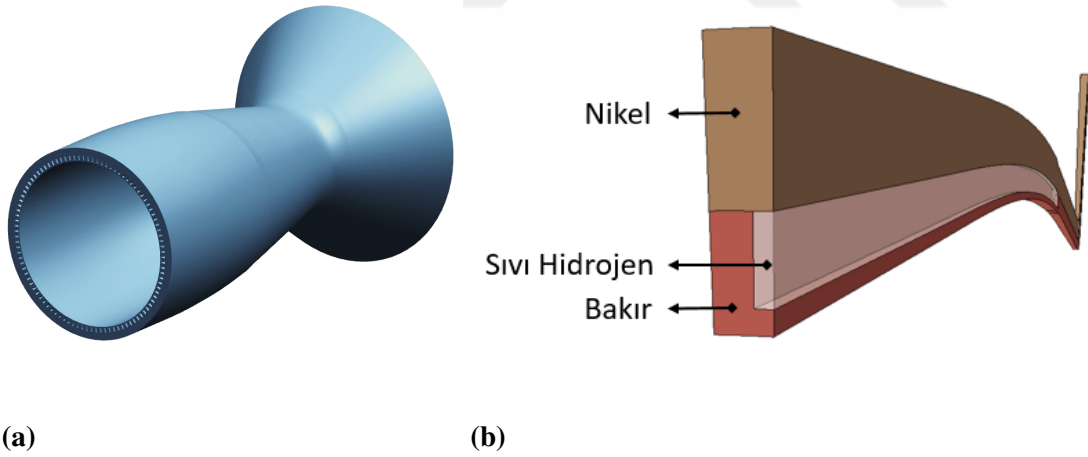
Adiyabatik duvar sıcaklığı Denklem 2.48'de görüldüğü gibi hesaplanır. Bu denklemde r sayısı geri kazanım faktörünü temsil etmektedir ve türbülanslı bir akış için Denklem 2.49'da gösterildiği şekilde hesaplanır.

$$r = Pr_g^{0.33} \quad (2.49)$$

3. EŞLENİK ISI TRANSFERİ ÇALIŞMALARI

3.1 Doğrulama Çalışmaları

Bu tez kapsamında Wadel ve Meyer'in [3] yapmış oldukları deneysel ve sayısal çalışmalarda kullanılan roket motor geometrisi oluşturularak kullanılmıştır. Aynı zamanda bu çalışmayı sayısal olarak Boysan'da yapmıştır. Kullanılan akışkanın termofiziksel özellikleri ve katı bölgelerin malzeme özellikleri Boysan'ın tezinden alınmıştır [9]. Çalışmaya öncelikle çözüm ağından bağımsızlığın incelenmesi için çözüm ağı çalışması ile başlanmış olup sonrasında türbülans modeli çalışması yapılmıştır. Çözüm ağı ve türbülans modeline karar verildikten sonra doğrulama çalışmaları, Wadel, Meyer ve Boysan'ın sonuçları ile birlikte verilerek karşılaştırma yapılmıştır.

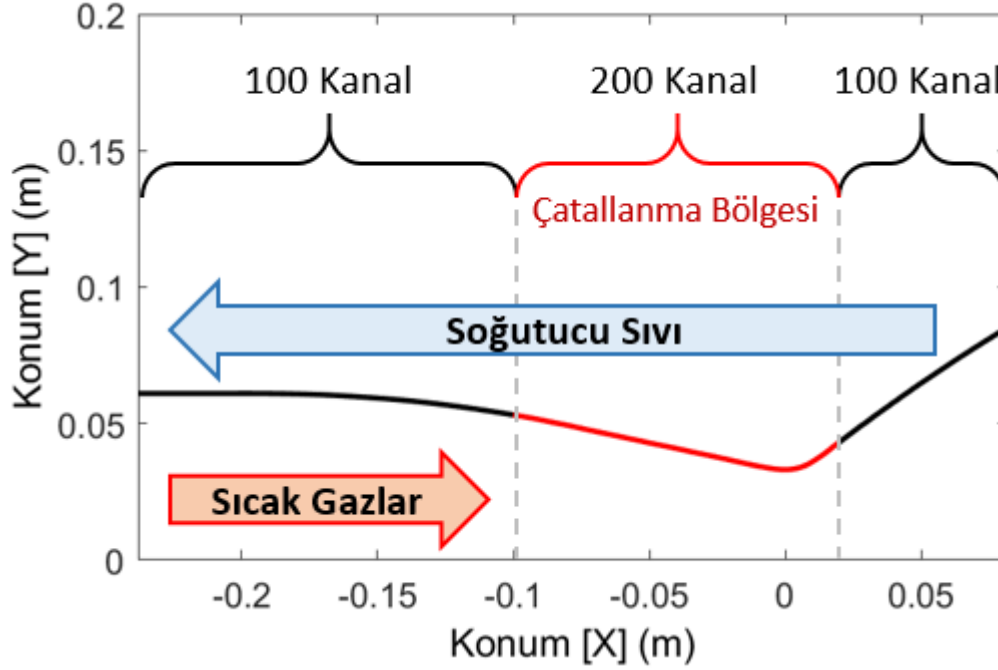


Şekil 3.1: (a)Yüksek boy-en oranına sahip rejeneratif soğutma kanalına sahip motor geometrisi, (b) CHT hesaplama alanı

Şekil 3.1a'da Wadel ve Meyer'in sıvı yakıtlı roket motoru geometrisi görülmektedir. Şekil 3.1b'de ise analizlerde kullanılan hesaplama alanı yer almaktadır, motor duvarının ceketinde elektrikle şekillendirilmiş nikel (electroformed nickel), motor duvarında oksijensiz yüksek termal iletkenlikli bakır (oxygen free high conductivity

copper, OFHC Copper) ve akışkan olarak sıvı hidrojen kullanılmıştır. Bu üç farklı hesaplama alanı arasındaki ısı transferi CHT yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır.

Analizlerde hesaplama maliyetini düşürmek için bir kanalın yarısı alınarak analiz yapılmış olup, kanalın yarıya bölen kesit boyunca simetri sınır koşulu kullanılmıştır.



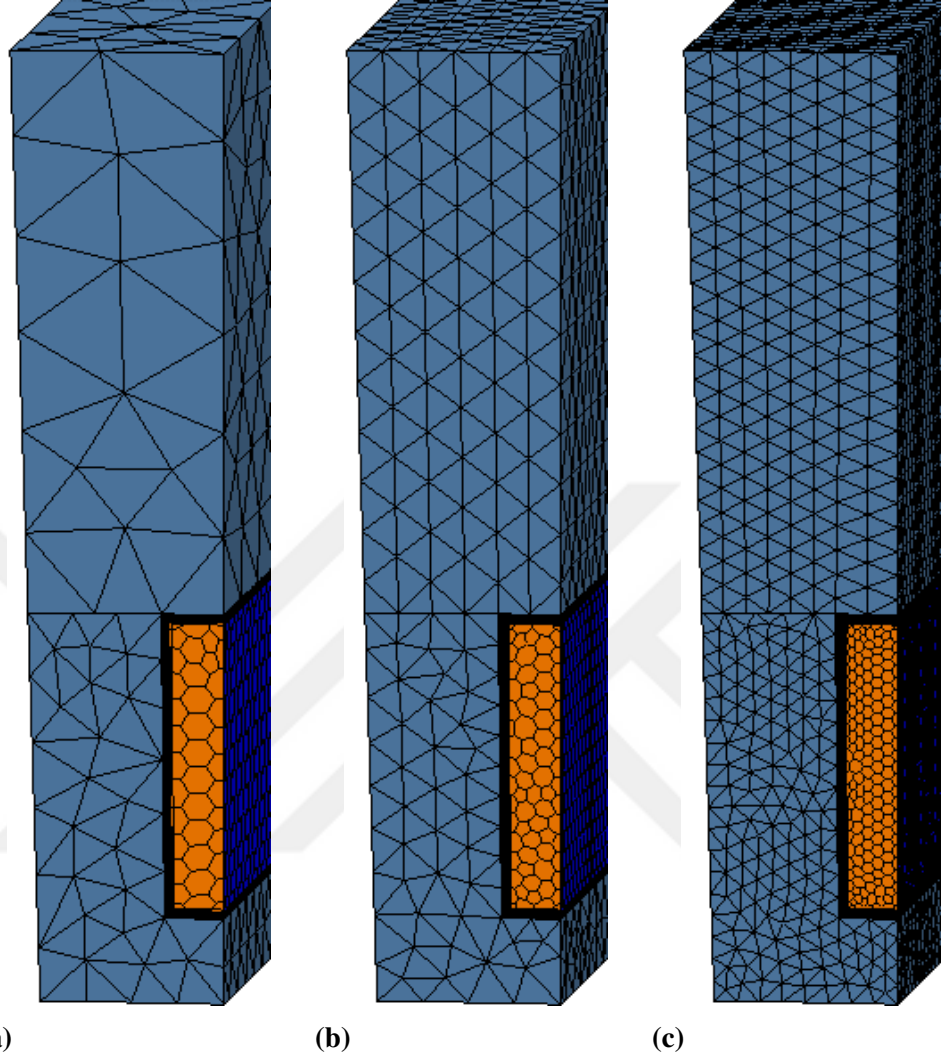
Şekil 3.2: Hacim fraksiyonu değerlerinin toplandığı düzlem

Motor duvarlarını soğutabilmek için 100 adet rejeneratif soğutma kanalı bulunmaktadır fakat yüksek sıcaklıklar nedeniyle kritik olan lülenin boğaz bölgesini iyi soğutabilmek için lülenin bu bölgesinde kanallar çatallanarak (bifurcation zone) kanal sayısı 2 katına çıkmaktadır, Şekil 3.2’de kırmızıyla gösterilen bölge çatallanma bölgesidir. Aynı şekilde motorun duvar konturu görülmektedir ve yanma sonucu oluşan sıcak gazlar soldan sağa, soğutucu sıvı ise sağdan sola doğru hareket etmektedir.

3.1.1 Çözüm ağı çalışması

Analiz sonuçlarının çözüm açısından bağımsızlığını test edebilmek için çözüm ağı çalışması yapılmıştır. Şekil 3.3’te farklı hücre sayılarına sahip çözüm ağları görülmektedir. Çizelge 3.1’de 3 farklı çözüm ağının hücre sayıları verilmiştir,

çizelgeden de görülebileceği üzere çözüm ağı hücre sayısı artışı yaklaşık olarak 4 kattır.

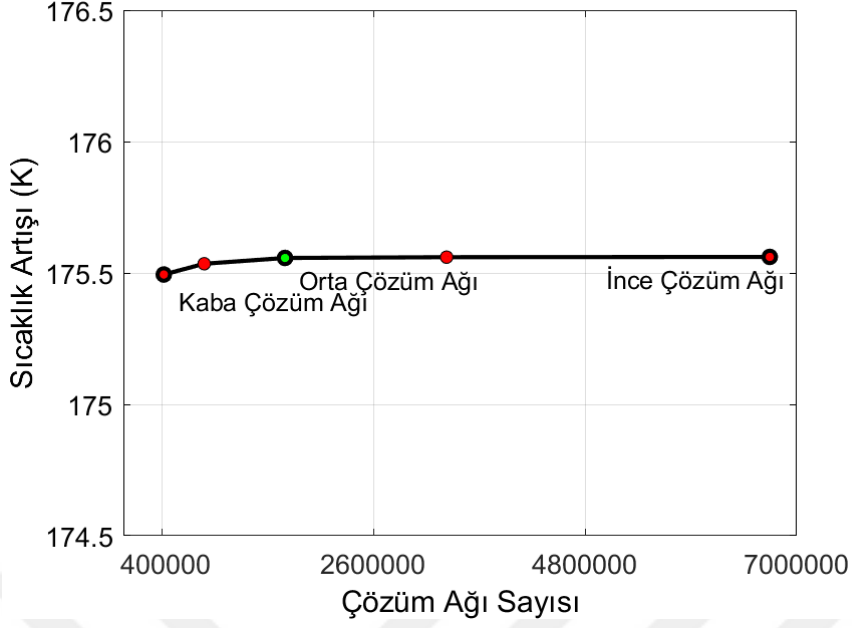


Şekil 3.3: Çözüm ağı çalışması: (a) Çözüm ağı I, (b) Çözüm ağı II, (c) Çözüm ağı III

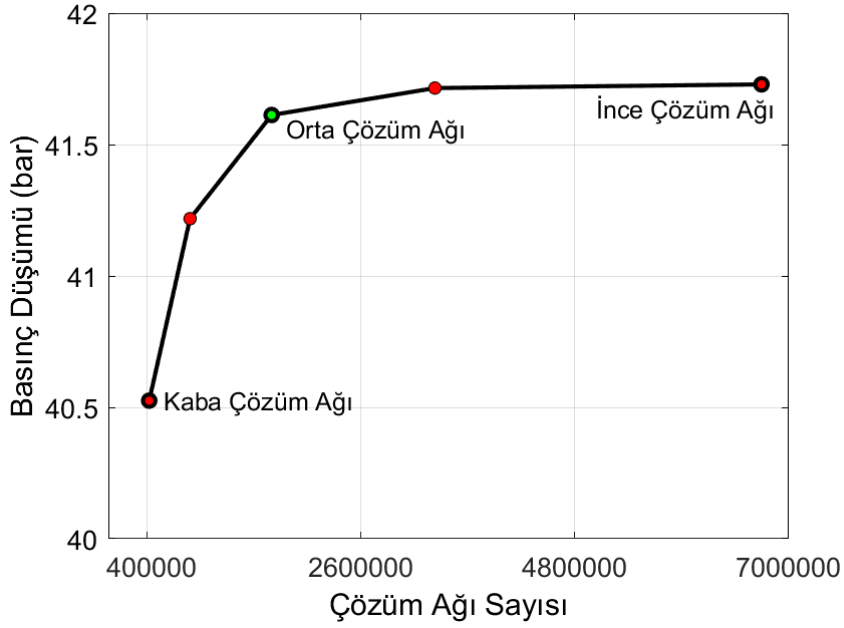
Çizelge 3.1: Çözüm ağlarının hücre sayıları

Hücre Sayısı	Sıvı Bölge	Katı Bölge	Toplam
Çözüm Ağı I	~300,000	~130,000	~430,000
Çözüm Ağı II	~1,200,000	~500,000	~1,700,000
Çözüm Ağı III	~4,800,000	~1,900,000	~6,700,000

Şekil 3.4 ve Şekil 3.5 görüldüğü üzere Çözüm Ağı II'den sonra değişim çok az olmaktadır. Hesaplama maliyeti düşünüldüğünde bu farkın kabul edilebilir olmasından dolayı diğer analizlerde Çözüm Ağı II ile devam edilmiştir.



Şekil 3.4: Çözüm ağlarının sıcaklık artışları



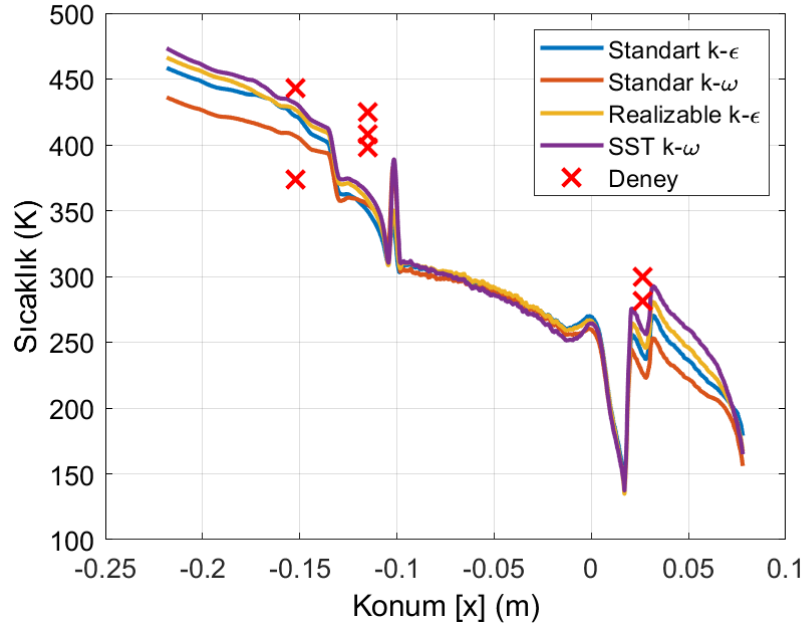
Şekil 3.5: Çözüm ağları için basınç düşümü

3.1.2 Türbülans modeli çalışması

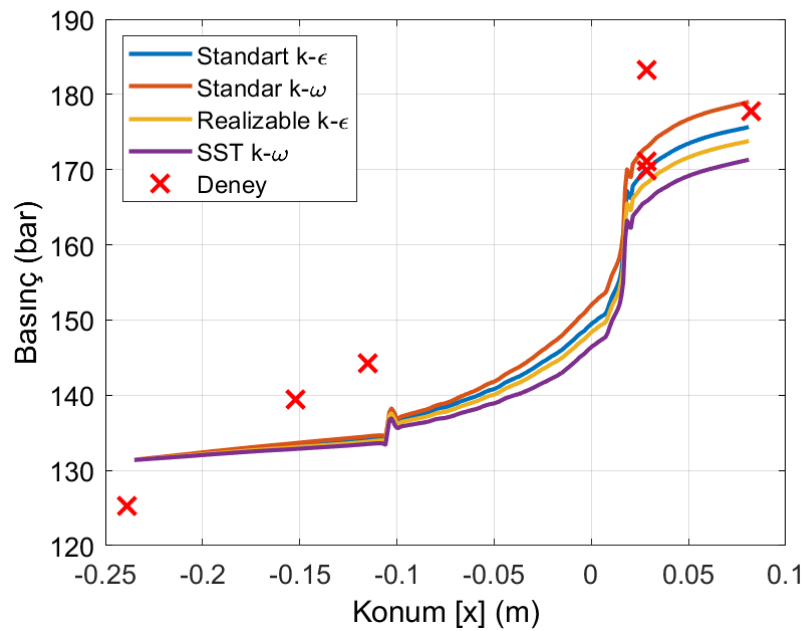
Sonraki analizlerin doğruluğu için uygun türbülans modelinin seçilmesi gerekmektedir. Standart $k - \epsilon$, Standart $k - \omega$, Realizable $k - \epsilon$ ve SST $k - \omega$ olmak üzere 4 farklı türbülans modeli ile türbülans çalışması yapılmıştır. Sonuçlar deneysel

sonuçlar ile karşılaştırılarak uygun türbülans modeline karar verilmiştir.

Farklı türbülans modellerinin zmleri ile deneysel çalışmanın sonuçları Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de verilmiştir. Deneysel alışma tam geometri üzerinde yapıldığı ve aynı aksenal konum fakat farklı aılar için veri toplandığı için Şekillerde aynı konum için birden çok deneysel veri noktası görülmektedir.



Şekil 3.6: Farklı türbülans modelleri için ısıl çift sıcaklıkları

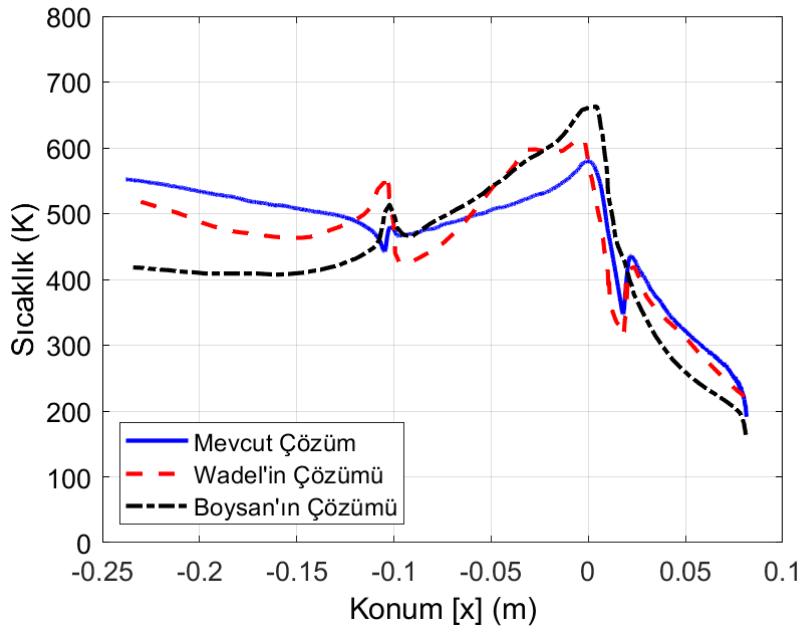


Şekil 3.7: Farklı türbülans modelleri için kanal basınçları

Bütün türbülans modelleri birbirlerine ve deneysel veriye yakın sonuç vermişlerdir. Deneysel veriler arasındaki sapma düşünüldüğünde, bu çalışma için bütün türbülans modelleri uygundur. Fakat bütün veri noktaları incelendiğinde Realizable $k - \epsilon$ modelinin diğerlerine göre çok az daha iyi olduğu görülmüştür. Bu nedenle türbülans çalışmasından sonra yapılan analizlerde Realizable $k - \epsilon$ modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.

3.1.3 Doğrulama çalışması sonuçları

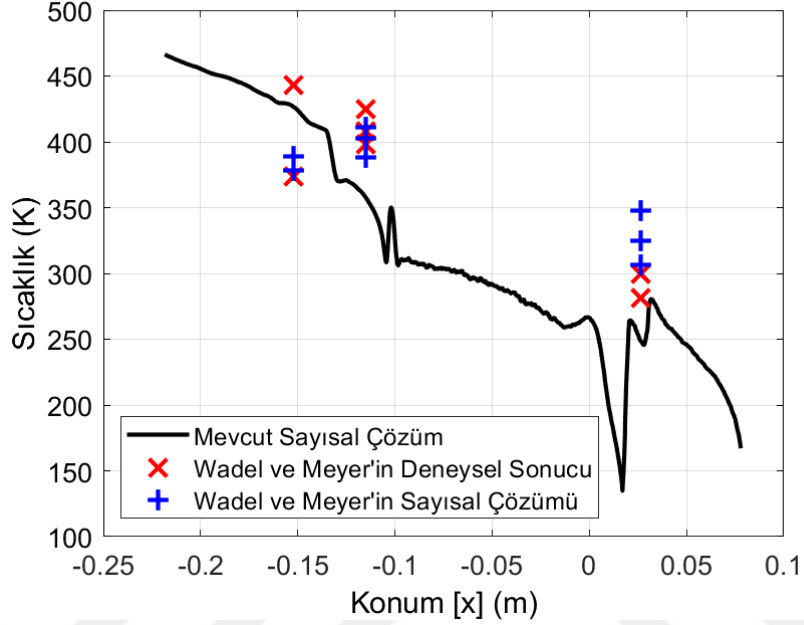
Çözüm ağı ve türbülans çalışması sonucu elde edilen bilgiler ile doğrulama çalışması tamamlanmıştır. Bu bölümde doğrulama çalışmaları ile Wadel ve Meyer'in deneysel ve sayısal ve Boysan'ın sayısal çalışmaları karşılaştırılacaktır.



Şekil 3.8: Farklı sayısal çözümler için sıcak gaz tarafı duvar sıcaklıklarının karşılaştırılması

Şekil 3.8'e bakıldığında farklı sayısal çözümler için sıcaklık konturları gösterilmektedir. Soğutucu sıvının kanala girmesi ile çatallanma bölgesine kadar olan bölgede sayısal çözümler benzer sıcaklık eğilimleri göstermektedir. Çatallanmanın başladığı konumda mevcut çözüm ve Wadel'in çözümünde ani bir düşüş bulunmaktadır. Roket motor lülesinin boğaz bölgesinde beklenildiği gibi en yüksek sıcaklıklar oluşmuştur. Boğaz bölgesinden sonra sıcaklıklar çatallanma bölgesinin

bitimine kadar düşmüş, her sayısal çözüm için çatallanma bölgesinin bitiminde sıcaklık ani bir şekilde artmıştır. Çatallanma bitiminden sonra mevcut çözüm ile Wadel'in çözümünde bir artış vardır. Bu bölgede Wadel'in çözümüne göre mevcut çözüm yüksek, Boysan'ın çözümü ise düşük sonuç vermiştir. Her üç analizde farklılıklar olsa da benzer sıcaklık eğilimi göstermiştir.

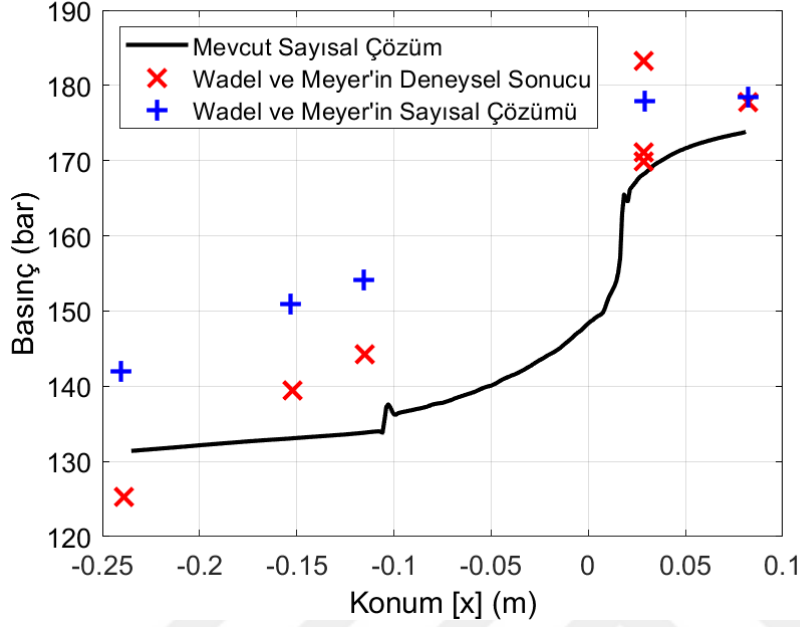


Şekil 3.9: Isıl çift sıcaklıkları

Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da mevcut sayısal çözüm, Wadel ve Meyer'in deneysel sonuçları ve sayısal çözümleri verilmiştir. Şekil 3.9'da ısı çift üzerinden alınmış sıcaklıklar yer almaktadır ve şekil incelendiğinde mevcut çözümün sıcaklık eğilimine yakın olduğu görülmektedir. Roket motor lülesine yakın konumdaki değerler ve verilere bakıldığında, mevcut çözümün deneysel verinin altında tahmin ettiği görülmektedir. Fakat bu konum için deneysel verideki sapma miktarı düşünüldüğünde mevcut öngörünün kabul edilebilir sınırlar içinde olduğu söylenebilir. -0.12 m eksenel konumuna bakıldığında benzer bir durum görülmektedir. -0.15 m eksenel konumunda mevcut çözüm, deneysel sonuçların arasında kalmıştır ve aynı zamanda Wadel ve Meyer'in sayısal çözümüne çok yakındır.

Şekil 3.10 incelendiğinde kanal içi basınç görülmektedir. Roket motoru lüle bölgesinden önce (-0.25 m ile -0.10 m aralığında) Wadel ve Meyer'in sayısal çözümü deneysel sonuca göre basınçları yukarıda tahmin etmiştir. Mevcut çözüm ise

basınçları 2 noktada altta bir noktada yukarıda tahmin ederek deneysel verilere daha yakındır. Diğer konumlardaki veriler incelendiğinde mevcut çözüm deneysel sonuca yakındır.



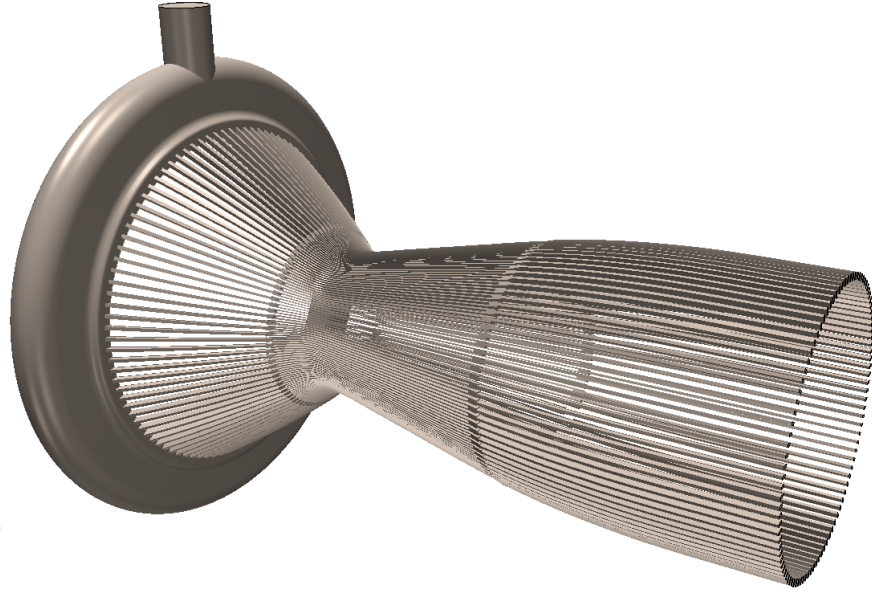
Şekil 3.10: Kanal içi basınçlar

Bütün sonuçlar bir arada düşünüldüğünde doğrulama çalışması çözümleri ile Wadel ve Meyer'in deneysel sonuçları ve sayısal çözümü birbirlerine yakın çıkmıştır. Yapılan doğrulama çalışması neticesinde öğrenilen bilgiler bir sonraki rejeneratif soğutma HAD çalışmalarında kullanılacaktır.

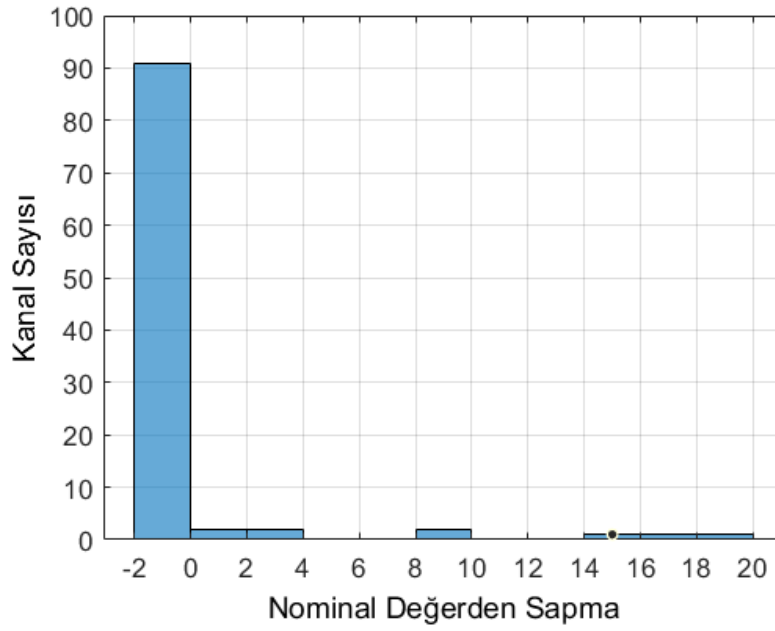
3.2 Yakıt dağıtıcı çalışması

Doğrulama çalışmasında motor için gereken yakıt miktarı her kanala eşit miktarda dağıldığı düşünülerek analizler gerçekleştirilmiştir fakat gerçekte yakıt soğutucu kanallara bir dağıtıcı "manifold" tarafından dağılmaktadır. Bu yüzden her kanalda aynı miktarda yakıt geçmemektedir. Kanallardan geçen yakıt miktarındaki farklılığı hesaplayabilmek ve bu farklılığın duvarı soğutmaya olan etkisinin anlaşılabilmesi için Şekil 3.11'de görüldüğü gibi tek girişli bir dağıtıcı ile tüm geometri üzerinde HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz için 41 milyon hücreye ait bir çözüm ağı kullanılmıştır. Bu analizde CHT kullanılmamıştır sadece kanallardan geçen yakıt

kütle debisi farklılıklarına bakılmıştır.



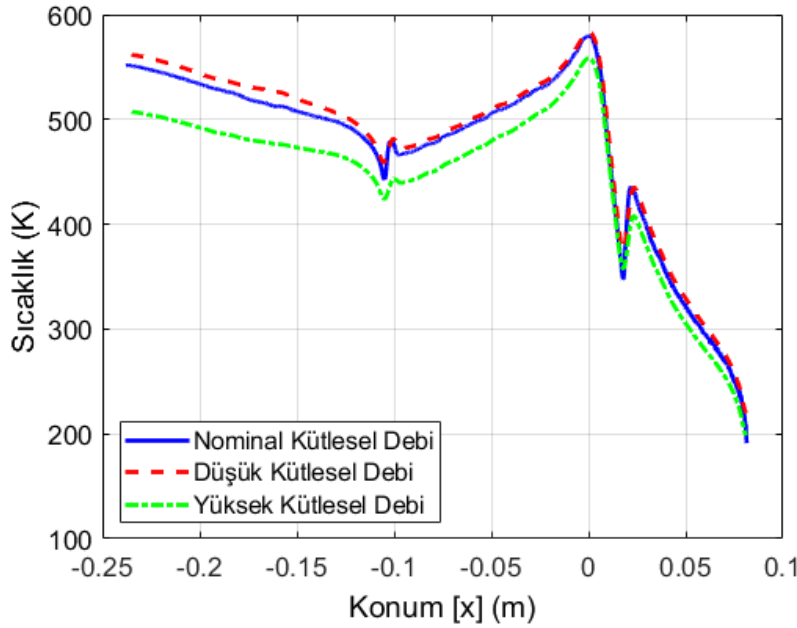
Şekil 3.11: Dağıtıcı ve soğutucu kanalların geometrisi



Şekil 3.12: Nominal kütleli debiden yüzdesel sapma histogramı

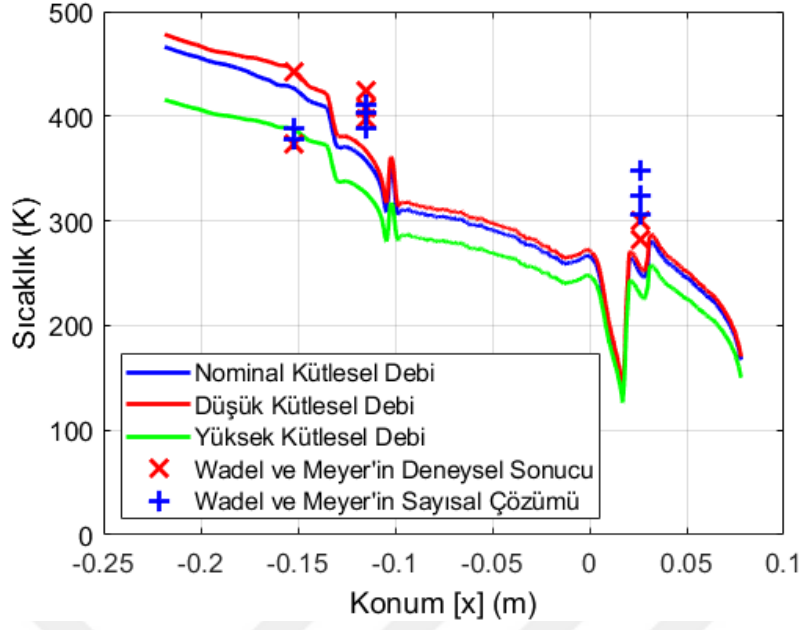
Yapılan çalışma sonucunda ki veriler kullanılarak Şekil 3.12’de görülen, her bir kanaldan geçen yakıt kütle debisinin, ideal durumda geçmesi gereken yakıt miktarından yüzdesel sapması hesaplanarak histogram çizilmiştir. Grafiğe bakıldığında kanalların 91 tanesinde nominal durumdan az, 9 tanesinde ise nominal

durumdan fazla yakıt geçmektedir. Duvar üzerinde oluşabilecek kritik sıcaklıkların en zorlayıcısı en düşük yakıt kütle debisine ait olan kanal için olacağından, en düşük yakıt debisi için CHT-HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Buna ek olarak en yüksek yakıt kütle debisi için de analiz gerçekleştirilmiş olup sonuçlar beraber incelenmiştir. Şekil 3.13'te en yüksek ve en düşük kütleli debiler için duvar üzerindeki sıcaklık konturları görülmektedir. Beklendiği gibi soğutucu sıvının kütleli debisi arttıkça duvar üzerindeki sıcaklıklarda yükselmektedir.

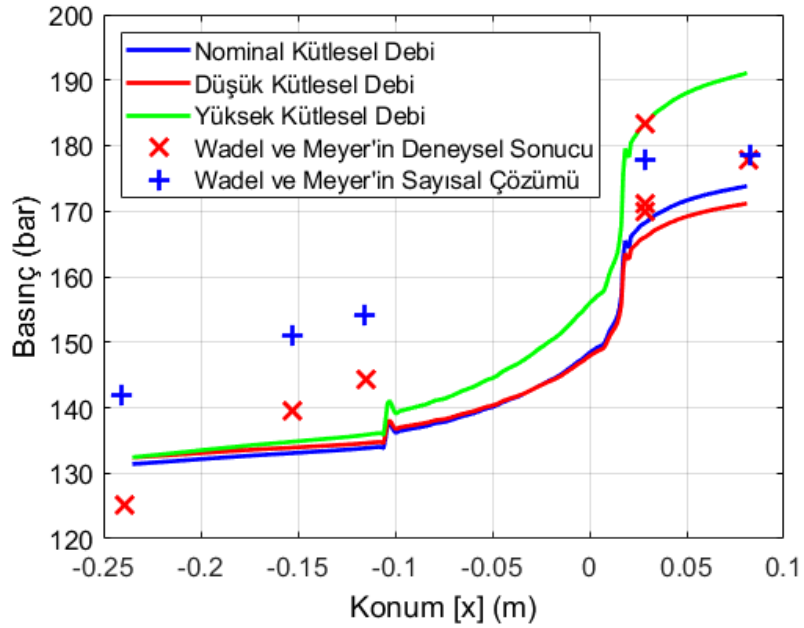


Şekil 3.13: En yüksek ve en düşük kütleli debiler için sıcak gaz tarafı duvar sıcaklıklarının karşılaştırılması

Şekil 3.14 ve 3.15'te farklı kütleli debilere ait çözümler ile Wadel ve Meyer'in deneysel sonuçları ve sayısal çözümleri karşılaştırılmıştır. Şekil 3.14'e bakıldığında aynı konum için birden fazla sıcaklık değeri vardır, bunun nedeni çalışmanın tüm geometri üzerinde yapılmış olmasıdır. Aynı konum üzerindeki deneyde ölçülmüş sıcaklıklar için en yüksek ve en düşük sıcaklık farkı görülebileceği üzere yapılmış olan çalışmadaki farka çok yakındır. Şekil 3.15'e bakıldığında ise 0.025 m aksenal konumda deneysel verideki basınç değişim farkı yapılmış olan sayısal çözümdeki fark ile benzerlik göstermektedir.



Şekil 3.14: Farklı kütleli debiler için sıcaklıkların karşılaştırılması

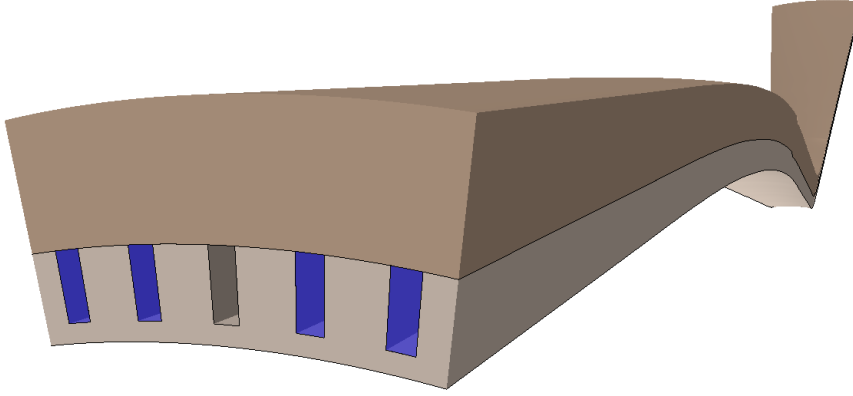


Şekil 3.15: Farklı kütleli debiler için kanal içi basınçların karşılaştırılması

3.3 Tıkalı Kanal Çalışması

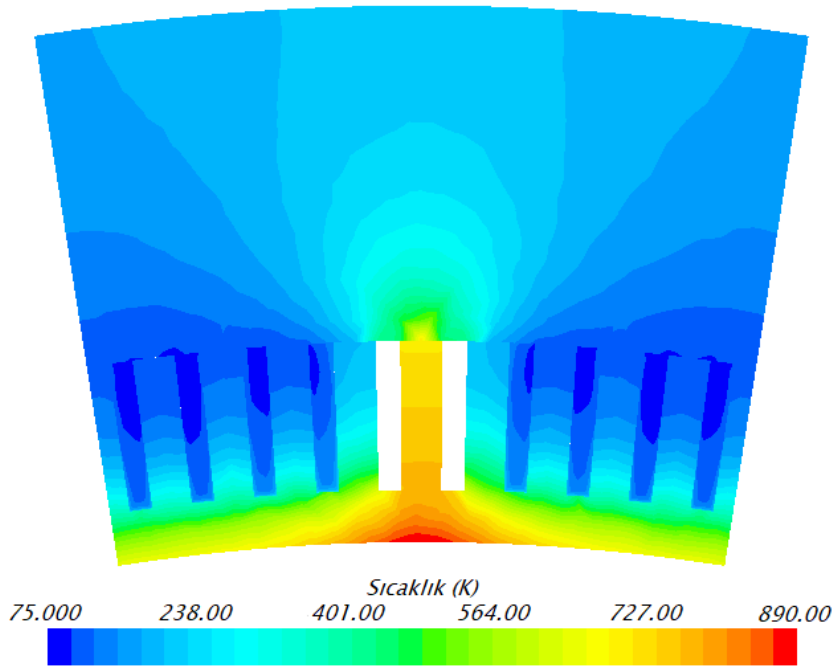
Bu çalışmada roket motoru rejeneratif soğutma kanallarından bir tanesinde oluşabilecek tıkanmanın duvar sıcaklığına etkisi incelenmiştir. Yapılmış olan CHT-HAD analizinde Şekil 3.16'da gösterilmiş olan geometri kullanılmıştır ve

görülebileceği üzere beş kanal alınmış ortadaki soğutma kanalı için sıvı bölge devre dışı bırakılmıştır.

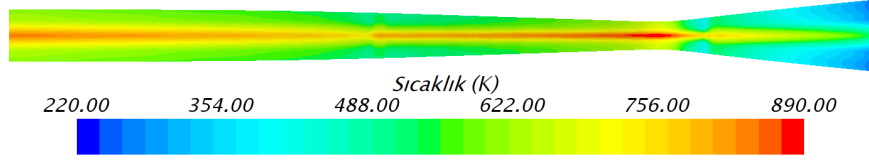


Şekil 3.16: Tıkalı kanal analizinde kullanılan geometri

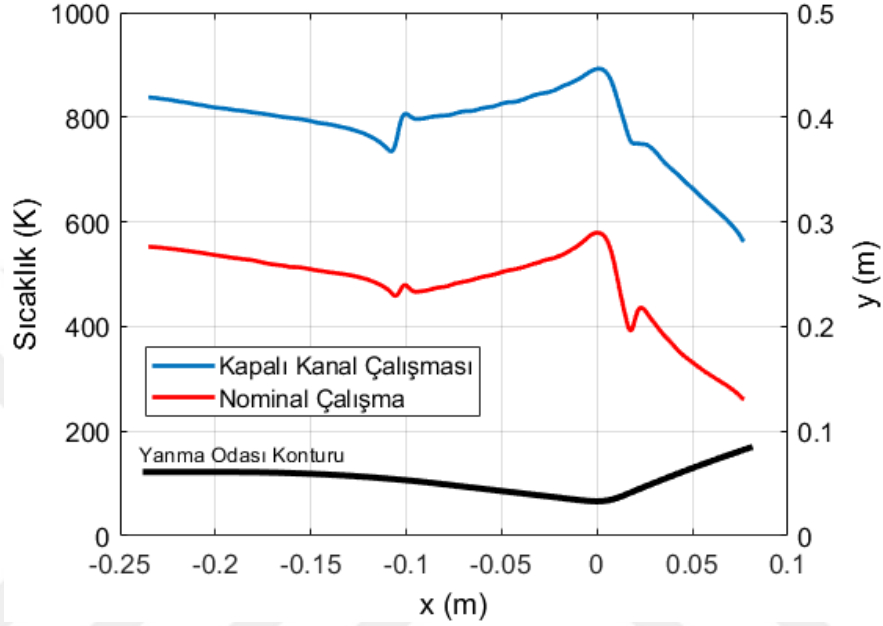
Şekil 3.17’de kritik bölge olan boğaz bölgesindeki sıcaklık konturu görülmektedir. Orta bölgedeki kanalın kapatılması nedeni ile sıcaklık orta bölgede yükselmektedir ve orta bölgeden yan kısımlara doğru sıcaklık gradyanları oluşmaktadır. En yüksek sıcaklık beklendiği gibi boğaz bölgesinde ve 890 K’dir. Bu sıcaklık normal değerden 300 K fazladır. Şekil 3.18’de sıcak-gaz tarafı duvar sıcaklığı görülmektedir. Orta bölgede soğutucu sıvının, soğutma işlemini yapamamasından dolayı yüksek sıcaklıklar oluşmuştur.



Şekil 3.17: Boğaz bölgesi sıcaklık konturu



Şekil 3.18: Sıcak-gaz tarafı duvar sıcaklığı konturu



Şekil 3.19: Sıcak gaz tarafı duvar sıcaklıkları

Şekil 3.19'da sıcak-gaz tarafı duvar sıcaklıkları görülmektedir. Görülebileceği gibi roket motoru yanma odası boyunca nominal duruma göre her noktada yaklaşık olarak 250 K'lık sıcaklık farkları vardır.

3.4 Rejeneratif Soğutma Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Çalışmaları

Yapılmış olan doğrulama çalışmasından edinilen bilgiler doğrultusunda kanal sayısı ve boy-en oranının roket motor duvarlarının soğutulmasına olan etkisinin incelenebilmesi için parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. Kanal sayısı ve boy-en oranının etkisinin doğru incelenebilmesi için bu iki parametre dışında başka bir parametre değiştirilmemiştir. Tasarım sürecinde sıvı yakıtlı roket motoru için motorun itki kuvveti tasarım kriteri olduğu için bütün durumlar için tüm kanallardan geçen toplam kütle debisi sabit tutulmuştur. Nusselt sayısı akış içerisinde bir sınırdadır.

taşınımla olan ısı transferinin iletim ile olan ısı transferine oranı olarak ifade edilir ve türbülanslı bir kanal akışında Nusselt sayısı Reynolds sayısının ve Prandtl sayısının bir fonksiyonudur. Prandtl sayısı akışkanın türüne bağlıdır ve bütün analizlerde soğutucu sıvı olarak aynı sıvı kullanılmıştır. Diğer taraftan Nusselt sayısı Reynolds sayısı ve Prandtl sayısının bir fonksiyonudur ve bu tez kapsamında aynı akışkan kullanılmasından dolayı, Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile değişmektedir. Nusselt sayısı ısı transferi açısından önemli bir boyutsuz sayı olmasından dolayı bütün analizler için Nusselt sayısının değişimi sonuçları etkilememesi ve kontrollü bir çalışma yapabilmesi için Reynolds sayısı sabit tutulmuştur. Sonuç olarak sadece kanal sayısı ve boy-en oranının soğutmaya olan etkisi incelenebilecektir.

Çizelge 3.2: Çalışmada kullanılan parametreler

Kanal Sayısı	Boy-En Oranı	Hidrolik Çap [mm]	Kütle Debisi [g/s]	Kanal Genişliği [mm]
25	1	8.19	128.0	8.19
50	1	4.10	64.0	4.10
100	1	2.05	32.0	2.05
125	1	1.64	25.6	1.64
150	1	1.37	21.3	1.37
175	1	1.17	18.3	1.17
200	1	1.02	16.0	1.02
250	1	0.82	12.8	0.82
300	1	0.68	10.7	0.68
400	1	0.51	8.0	0.51
25	2	7.85	128.0	5.88
50	2	3.92	64.0	2.94
100	2	1.96	32.0	1.47
125	2	1.57	25.6	1.18
150	2	1.31	21.3	0.98
175	2	1.12	18.3	0.84
200	2	0.98	16.0	0.74
250	2	0.78	12.8	0.59
300	2	0.65	10.7	0.49
400	2	0.49	8.0	0.37
25	4	5.65	128.0	3.53
50	4	2.82	64.0	1.77
100	4	1.41	32.0	0.88
125	4	1.13	25.6	0.71
150	4	0.94	21.3	0.59
175	4	0.81	18.3	0.50
200	4	0.71	16.0	0.44
250	4	0.56	12.8	0.35
300	4	0.47	10.7	0.29

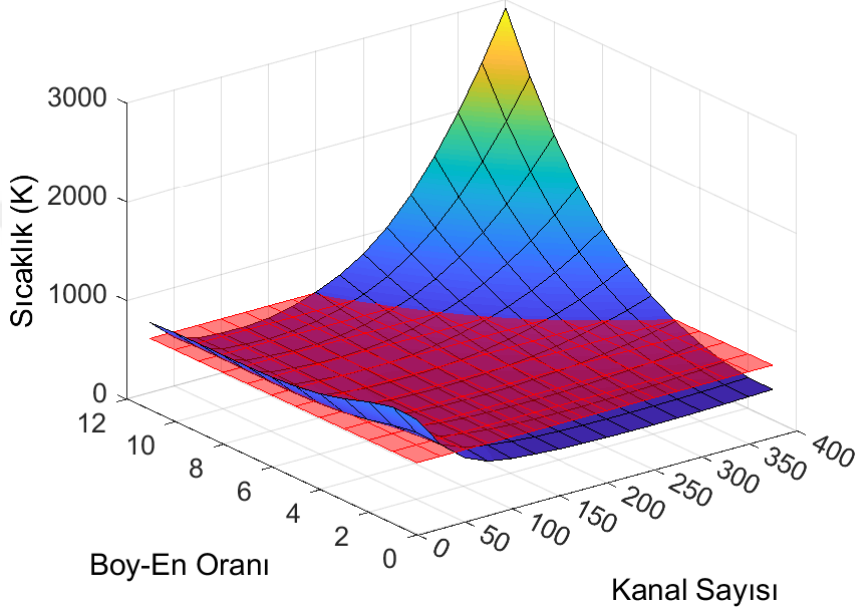
Çizelge 3.2: Çalışmada kullanılan parametreler (devamı)

Kanal Sayısı	Boy-En Oranı	Hidrolik Çap [mm]	Kütle Debisi [g/s]	Kanal Genişliği [mm]
400	4	0.35	8.0	0.22
25	8	3.49	128.0	1.96
50	8	1.74	64.0	0.98
100	8	0.87	32.0	0.49
125	8	0.70	25.6	0.39
150	8	0.58	21.3	0.33
175	8	0.50	18.3	0.28
200	8	0.44	16.0	0.25
250	8	0.35	12.8	0.20
300	8	0.29	10.7	0.16
400	8	0.22	8.0	0.12
25	12	2.51	128.0	1.36
50	12	1.25	64.0	0.68
100	12	0.63	32.0	0.34
125	12	0.50	25.6	0.27
150	12	0.42	21.3	0.23
175	12	0.36	18.3	0.19
200	12	0.31	16.0	0.17
250	12	0.25	12.8	0.14
300	12	0.21	10.7	0.11
400	12	0.16	8.0	0.08

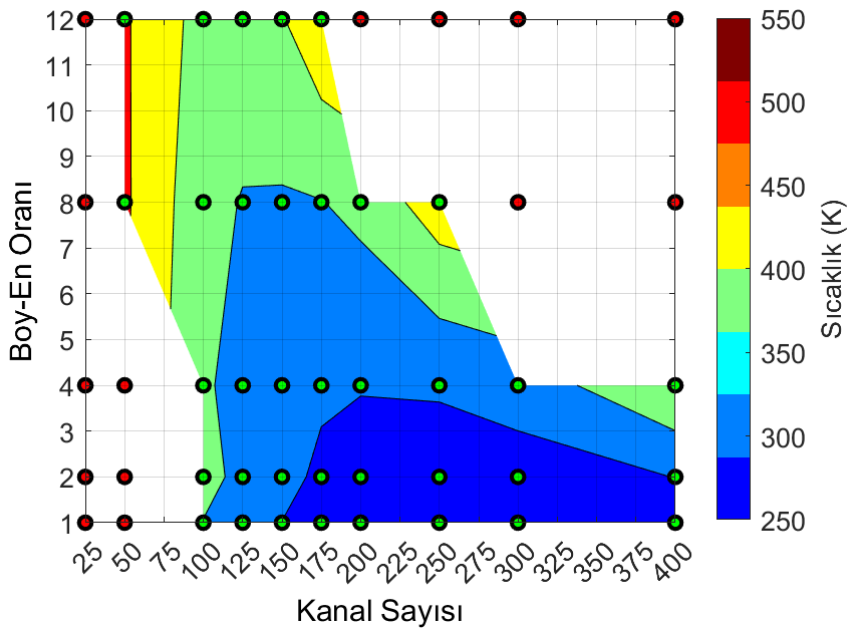
Bu tez kapsamında 5 farklı boy-en oranı (1, 2, 4, 8, 12) ve 10 farklı kanal sayısı (25, 50, 100, 125, 150, 175, 200, 250, 300, 400) için parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. Yapılmış olan analizlerde kullanılan parametreler Çizelge 3.2’de verilmiştir. Bu tez çalışmasında gerçekleştirilen 50 analiz için Wadel ve Meyer’in kullanmış oldukları roket motoru geometrisi baz alınmış, aynı soğutucu sıvı ve aynı kütle debisi kullanılmıştır. Wadel ve Meyer’in çalışmasında soğutucu sıvının kanal girişindeki kesit alanı üzerinden elde edilmiş Reynolds sayısı sabit kalacak şekilde parametrik çalışmada aynı Reynolds sayısı kullanılmıştır fakat boy-en oranı 1 için bu Reynolds sayısında geometriyi elde etmek imkansız olduğundan, sadece boy-en oranı 1 için mümkün olan en yakın Reynolds kullanılmıştır.

Sıvı hesaplama alanı için kullanılan soğutucu sıvının polinom halindeki termofiziksel özellikleri 550 K’ne kadar olduğu için sıvı hesaplama alanı içerisindeki bu sıcaklıktan yüksek sıcaklıklarda elde edilmiş olan bilginin doğruluğundan emin olunamayacağından dolayı analiz listesinden çıkarılmıştır. Katı hesaplama alanı için

de 800 K'nin üstünde polinom datası bittiği için bu sıcaklığın üstündeki sıcaklık değerlerine sahip olan analizler aynı şekilde listeden çıkarılmıştır. Şekil 3.20 ve Şekil 3.22'de sırasıyla sıvı ve katı hesaplama alanı içerisindeki maksimum sıcaklık haritası görülmektedir. Her iki şekildeki kırmızı düz yüzey yukarıda belirtilmiş olan polinomun kullanım limitini göstermektedir ve bu limitin üstü polinomun kullanım aralığının dışında kalmaktadır.

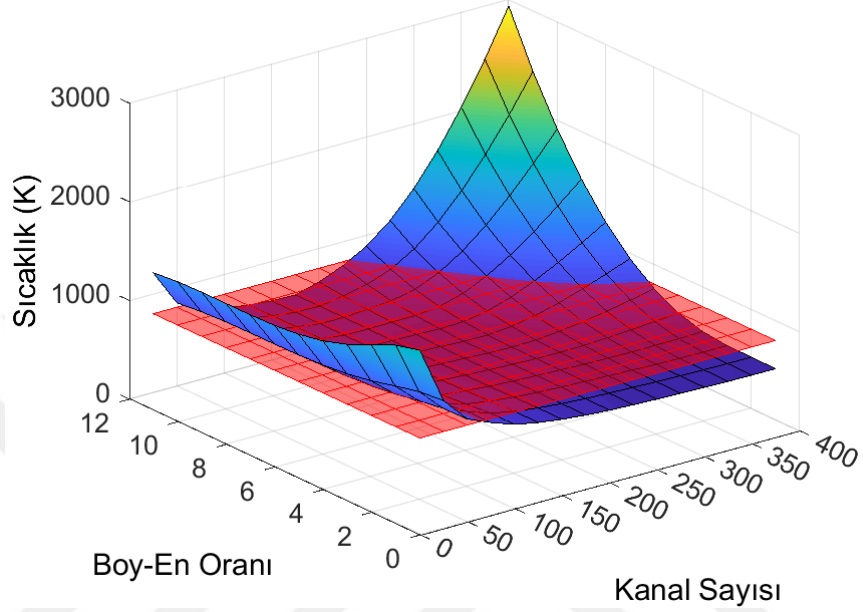


Şekil 3.20: Sıvı hesaplama alanı içerisindeki maksimum sıcaklık

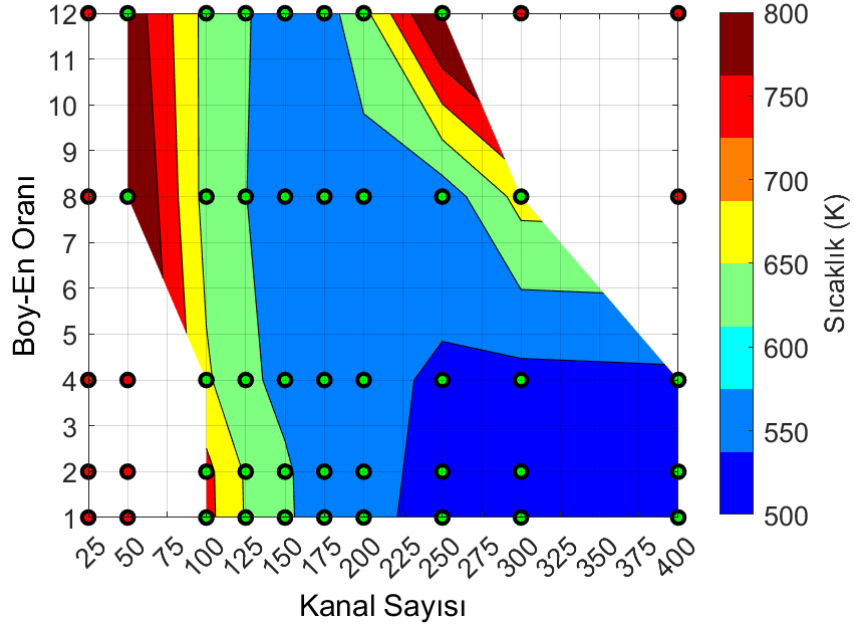


Şekil 3.21: Sıvı hesaplama alanı içerisindeki maksimum sıcaklık

Şekil 3.21 ve Şekil 3.23’de aynı haritaların 2 boyutlu olarak gözükmektedir. Şekil üzerinde bulunan noktalar yapılmış olan analiz noktalarını temsil etmektedir. Kırmızı noktalar polinom verisinin kullanım alanının dışında kalan noktaları, yeşiller ise uygun olan noktaları göstermektedir.



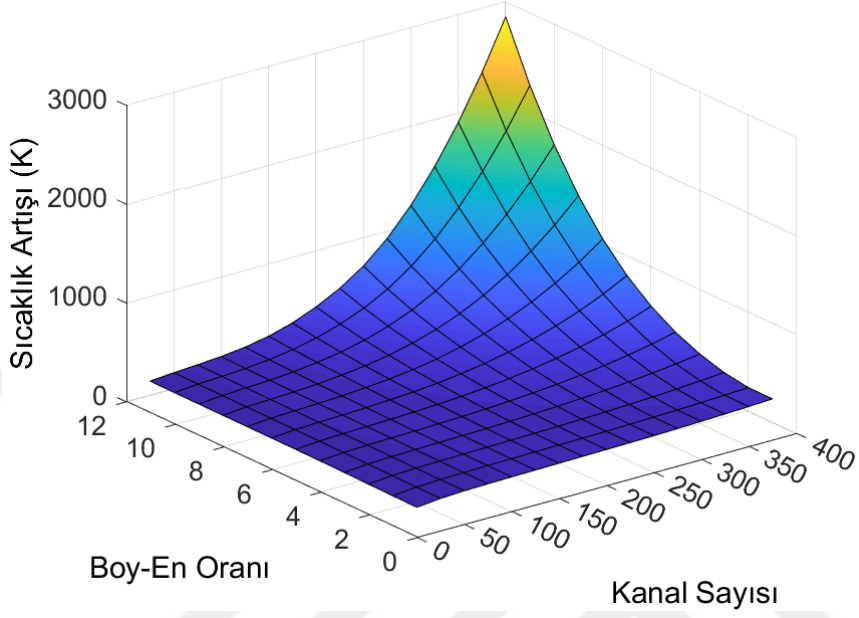
Şekil 3.22: Katı hesaplama alanı içerisindeki maksimum sıcaklık



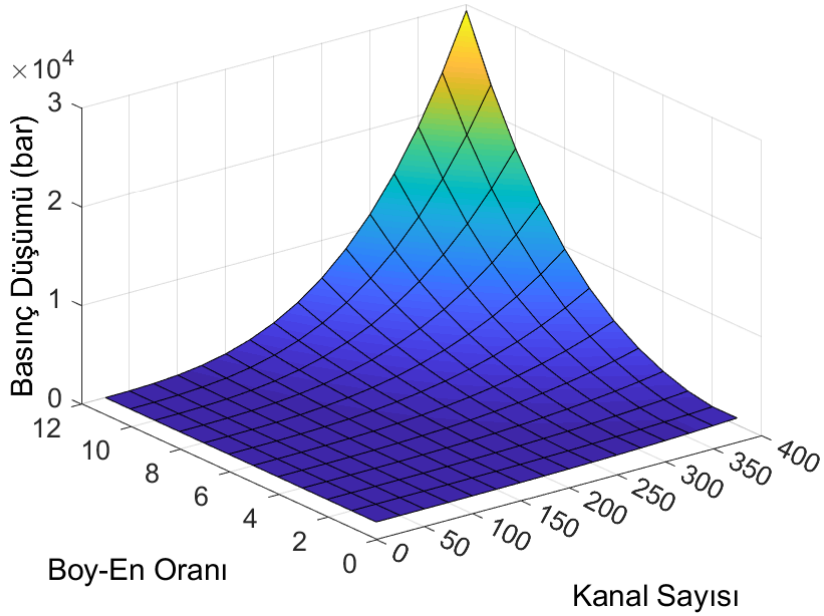
Şekil 3.23: Katı hesaplama alanı içerisindeki maksimum sıcaklık

Şekil 3.24 ve Şekil 3.25’de sırasıyla soğutucu sıvının sıcaklık artışı ve basınç düşümü

görülmektedir. Her iki grafik içinde kanal sayısı ve boy-en oranı arttıkça, sıcaklık artışı ve basınç düşümü artmaktadır. Yüksek kanal sayısı ve boy-en oranında grafikte görülen değerler çok yüksektir, bir sonraki bölümde bu yüksek değerler incelenecektir.



Şekil 3.24: Soğutucu sıvı kanal girişi ve çıkışı arasındaki sıcaklık artışı



Şekil 3.25: Soğutucu sıvı kanal girişi ve çıkışı arasındaki basınç düşümü

Çizelge 3.3: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları

Kanal Sayısı	Boy-En Oranı	Maksimum ısı akısı [MW/m ²]	Minimum ısı akısı [MW/m ²]	Basınç Düşümü [bar]
25	1	74.9	21.6	0.1
50	1	96.0	24.3	0.6
100	1	114.4	26.1	6.1
125	1	118.3	26.4	13.2
150	1	121.0	26.7	24.3
175	1	123.0	26.8	40.4
200	1	124.4	26.9	63.5
250	1	126.1	27.1	135.2
300	1	127.2	27.2	249.6
400	1	128.2	27.4	652.4
25	2	80.2	21.1	0.1
50	2	98.9	24.0	0.6
100	2	114.1	25.9	6.0
125	2	118.4	26.3	13.0
150	2	121.0	26.5	24.4
175	2	122.9	26.7	40.8
200	2	124.4	26.9	63.8
250	2	126.0	27.0	135.3
300	2	127.0	27.2	249.3
400	2	128.0	27.3	648.1
25	4	86.7	21.1	0.2
50	4	102.1	24.0	1.7
100	4	116.2	26.0	19.2
125	4	119.7	26.4	40.2
150	4	122.0	26.6	74.8
175	4	123.4	26.8	125.9
200	4	124.4	26.9	196.8
250	4	125.7	27.1	411.7
300	4	126.3	27.2	750.0
400	4	126.2	27.4	1936.9
25	8	91.7	21.3	0.9
50	8	105.7	24.4	9.3
100	8	118.0	26.1	99.4
125	8	120.3	26.5	209.9
150	8	121.5	26.7	382.5
175	8	123.0	26.9	636.0
200	8	123.5	27.0	988.2
250	8	123.4	27.2	2062.0
300	8	122.2	27.2	3761.8
400	8	115.6	27.2	9741.0
25	12	92.8	21.5	2.5
50	12	108.7	24.5	29.1
100	12	118.2	26.2	301.5
125	12	120.1	26.6	629.4

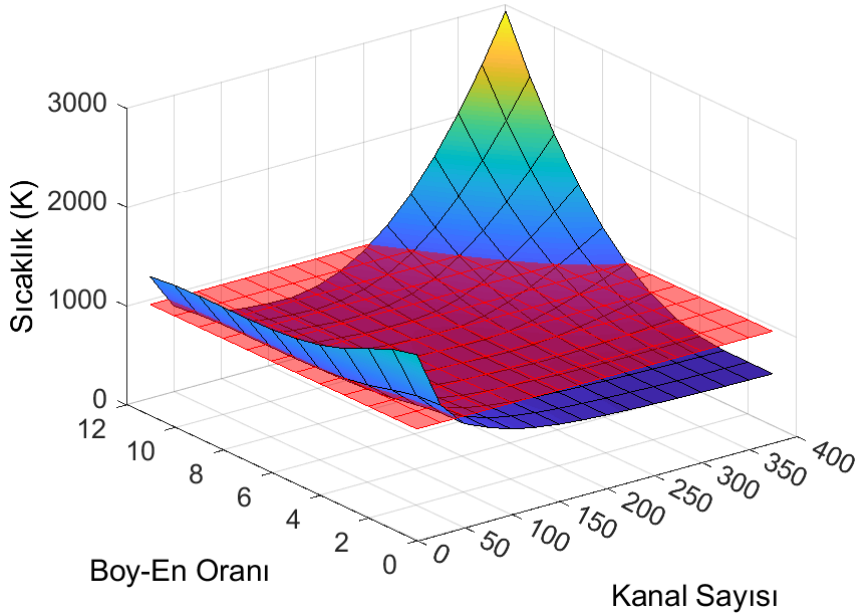
Çizelge 3.3: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları (devamı)

Kanal Sayısı	Boy-En Oranı	Maksimum ısı akısı [MW/m ²]	Minimum ısı akısı [MW/m ²]	Basınç Düşümü [bar]
150	12	121.1	26.8	1148.7
175	12	121.4	26.9	1910.7
200	12	121.0	27.0	2968.4
250	12	118.1	27.1	6205.0
300	12	112.6	27.1	11342.3
400	12	92.0	6.0	29340.8

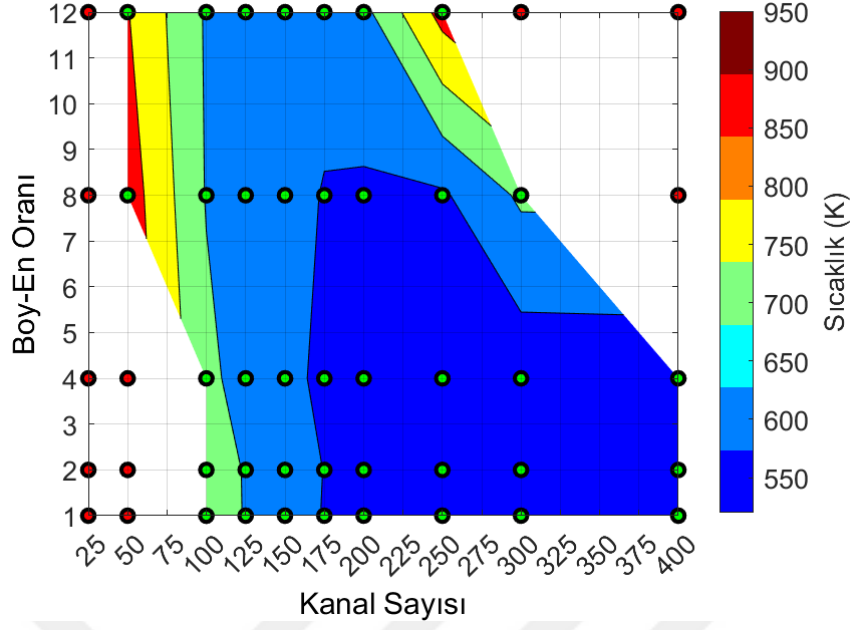
3.4.1 Uygulanabilirlik

Bu bölümde analiz sonuçları malzeme dayanımı, basınç düşümü ve üretilebilirlik açısından incelenecektir.

Şekil 3.26’te maksimum sıcak gaz tarafı duvar sıcaklığı gözükmektedir. Kullanılan katı malzemenin erime noktası 1083 K’dir [27]. Fakat kullanılabilir en yüksek sıcaklık 950 K’dir. Şekil 3.27’de aynı grafiğin iki boyutlusu gözükmektedir. Bu grafikten görülebileceği üzere kırmızı veri noktaları malzemenin dayanabileceği yüksek sıcaklığın üstündedir ve bu yüzden bu noktalar rejeneratif soğutma yöntemi için uygun değildir.

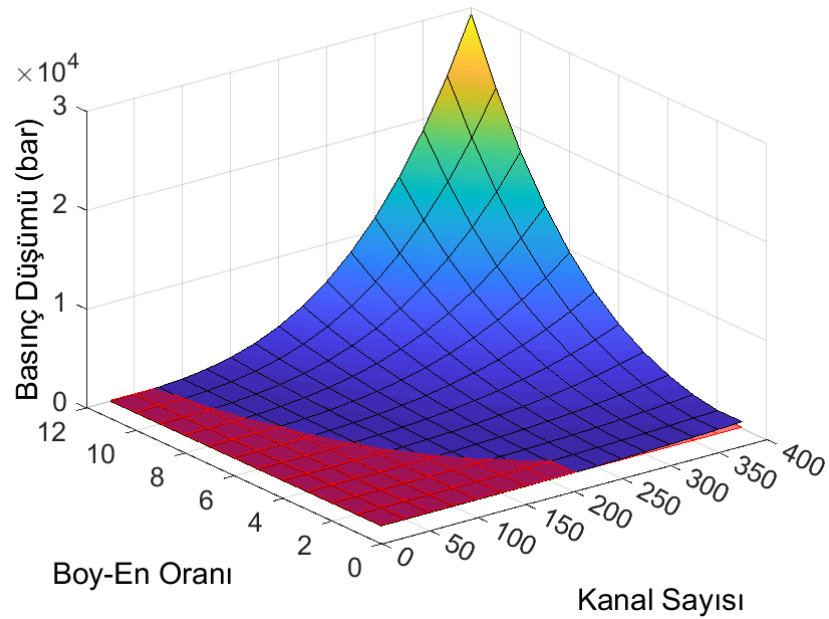


Şekil 3.26: Maksimum gaz tarafı duvar sıcaklıkları



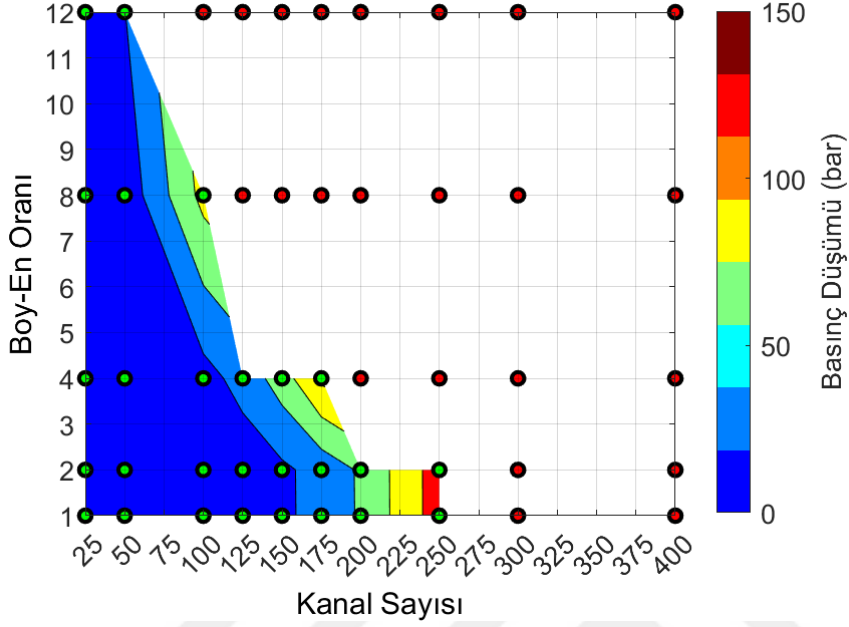
Şekil 3.27: Maksimum gaz tarafı duvar sıcaklıkları

Şekil 3.28'de basınç düşüm haritası görülmektedir. Kırmızı düz yüzey 150 bar'ı göstermektedir. 150 bar'ın üstündeki basınç düşümleri rejeneratif soğutma yöntemi sisteminin uygulanabilmesi için çok yüksektir. Şekil 3.29'de aynı grafiğin iki boyutlusundan görülebileceği gibi kırmızı veri noktaları uygulanabilirlik açısından uygun değildir.

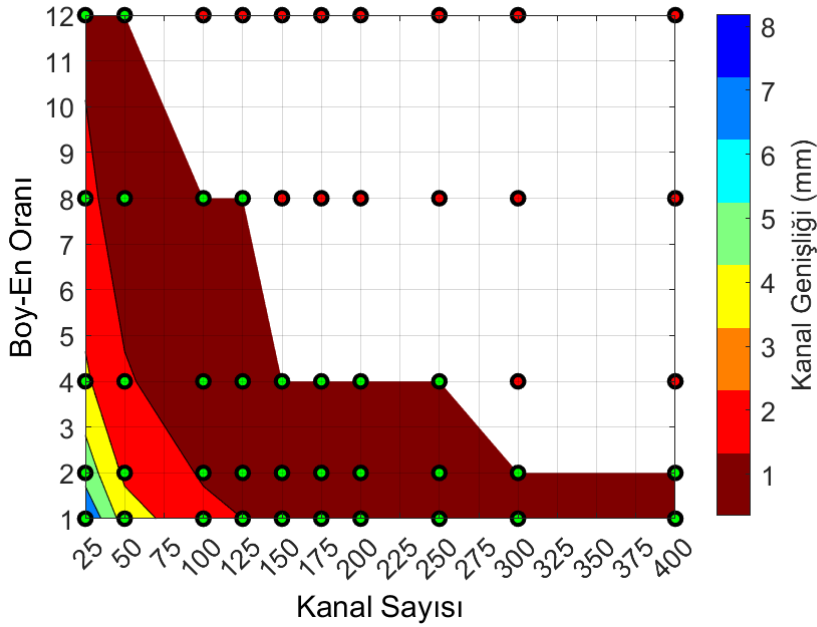


Şekil 3.28: Kanal girişi ve çıkışı arasındaki basınç düşüm haritası

Şekil 3.30'te kanal genişlikleri görülmektedir. 0.35 mm'den daha küçük kanalların imal edilmesi güçtür. Bu yüzden grafikte kırmızı noktaların oluşturduğu bölgede yer alan kanalların üretimi zordur.



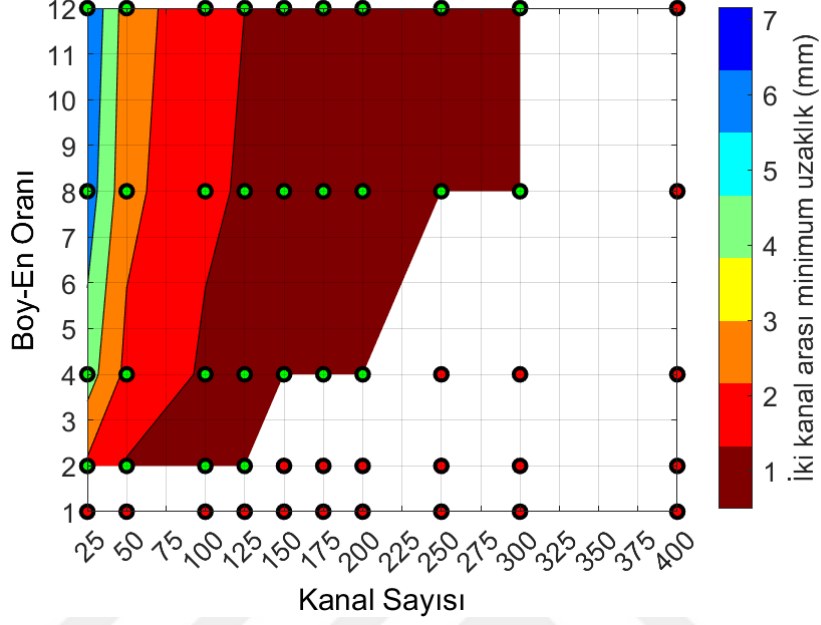
Şekil 3.29: Basınç düşüm haritası



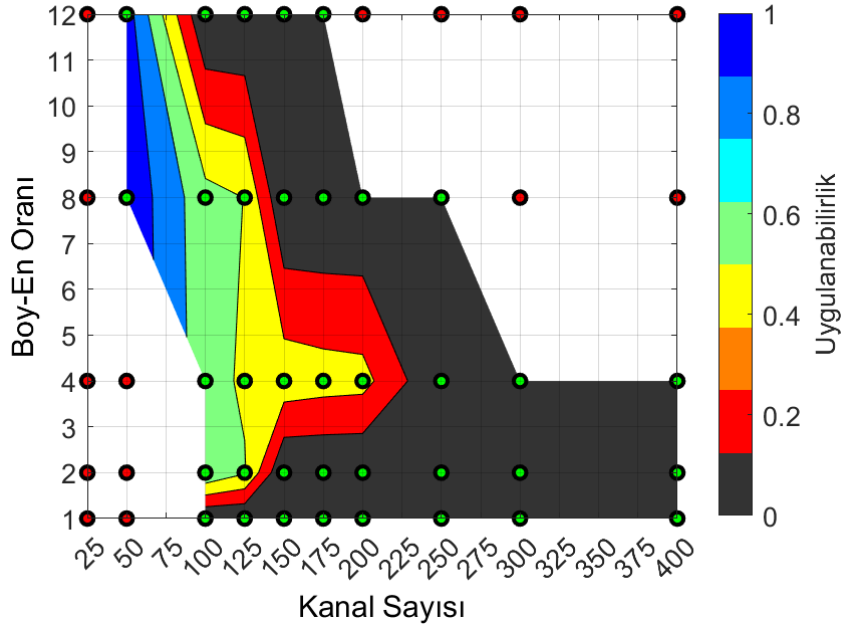
Şekil 3.30: Kanal genişliği haritası

Şekil 3.31'de ise iki kanal arasında kalan katı bölgenin en inceldiği yerdeki et kalınlığı görülmektedir. Roket motorunda çapın en düşük olduğu yer lülenin boğaz

bölgesi olduğu için en düşük et kalınlığı bu bölgededir. Üretilirlik ve uygunluk açısından bu et kalınlığının 0.5 mm'den büyük olması gerekmektedir. Grafikte uygun olan veri noktaları görülmektedir.



Şekil 3.31: İki kanal arası minimum uzunluk haritası



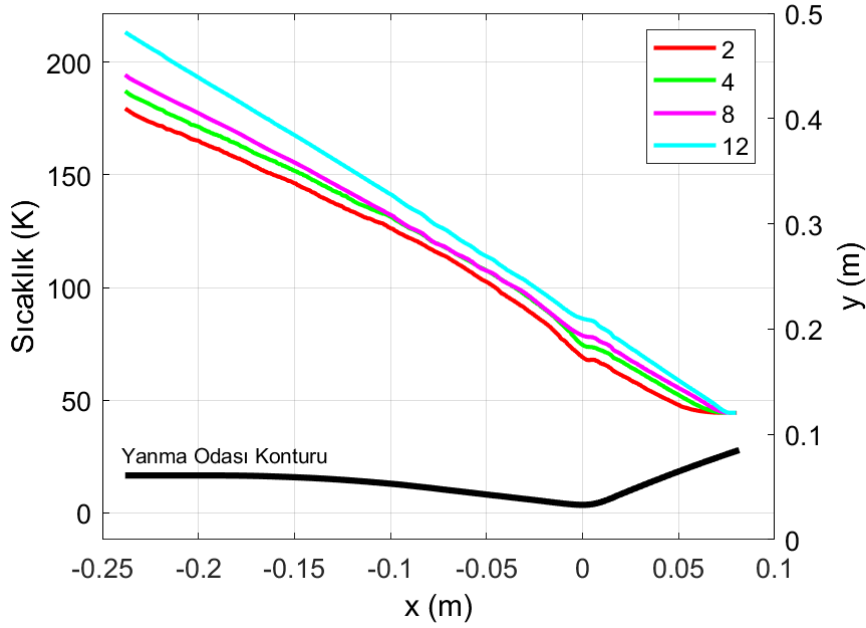
Şekil 3.32: Uygulanabilirlik haritası

Yukarıda bahsedilmiş olan tüm kriterler dikkate alındığında Şekil 3.32'teki gibi bir grafik çıkmaktadır. Kırmızı noktalar uygulanabilirliğin imkansız olduğu yerleri

göstermektedir. Yeşil noktalar üzerindeki renk haritası ise üretilebilirlik açısından uygunluğu temsil etmektedir. Uygulanabilirlik 1 ve yakın yerlerde üretimin kolay ve değer azaldıkça zorlaştığı bölgeleri göstermektedir. Bundan sonraki bölümlerde boy-en oranı 4 ve kanal sayısı 100 için sonuçlar gösterilecektir. Malzeme özelliklerinin kullanılabilir aralığı dışında kalan ve uygulanabilirliği düşük olan sonuçlar çıkarılmıştır fakat bütün sonuçlar EK'lerde verilmiştir. EK'lerde yer alan grafikler aralıkların geniş olmasından dolayı bütün verilerin rahatça görülebilmesi adına logaritmik ölçekte verilmiştir.

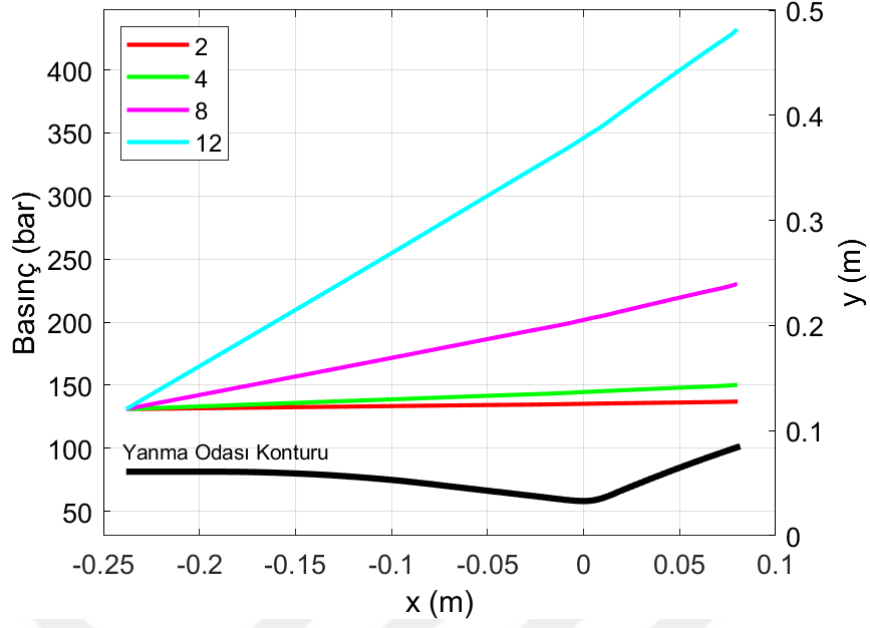
3.4.2 Farklı boy-en oranlarına sahip kanal tiplerinin karşılaştırılması

Şekil 3.33'de kanal boyunca soğutucu sıvının sıcaklık artışı görülmektedir. Grafikten görüldüğü üzere boy-en oranı arttıkça soğutucu sıvının sıcaklığında artmaktadır yani daha iyi bir soğutma sağlanmaktadır.

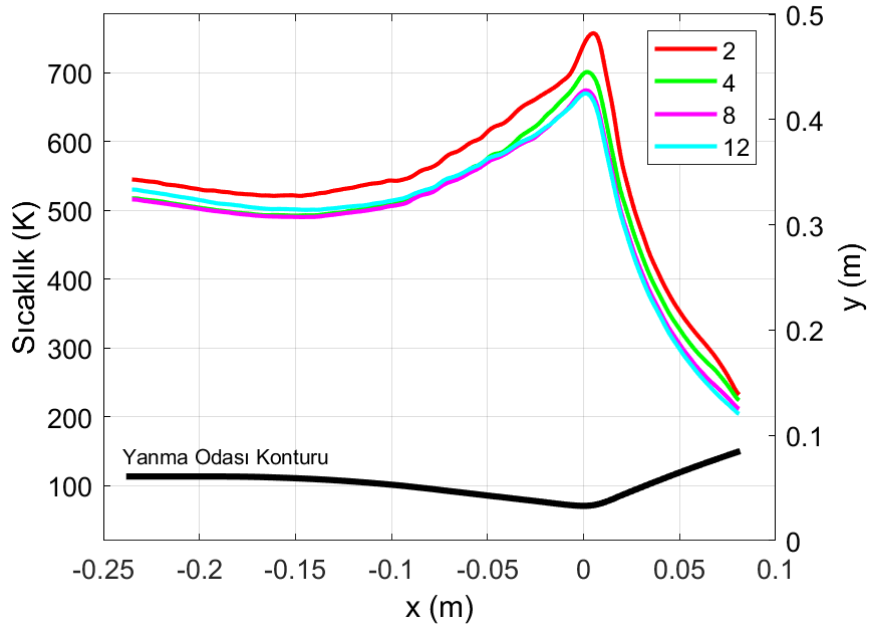


Şekil 3.33: 100 kanal sayısı için kanal boyunca soğutucu sıvı sıcaklığı

Şekil 3.34'da soğutucu sıvının kanal boyunca basınç değişimi görülmektedir. Boy-en oranı arttıkça giriş basıncı artmaktadır. 150 bar'dan yüksek basınç düşümleri sistemin uygulanabilirliği açısından uygun değildir, bu yüzden grafiğe bakıldığında boy-en oranı 8 ve 12 için basınç farkı çok yüksek olduğundan uygulanabilirliği çok düşüktür.



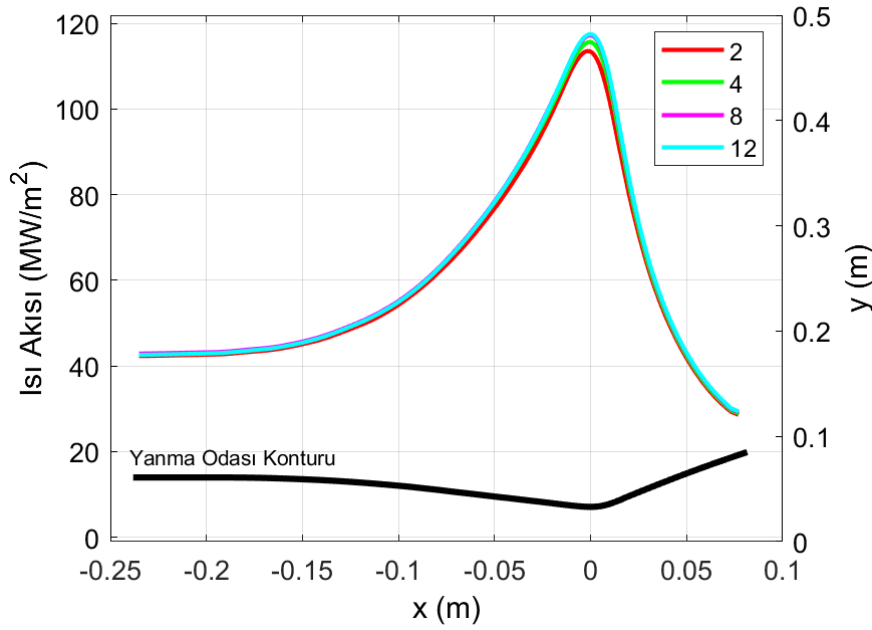
Şekil 3.34: 100 kanal sayısı için kanal boyunca soğutucu sıvı basınç değişimi



Şekil 3.35: 100 kanal sayısı için duvar sıcaklığı

Şekil 3.35'te farklı boy-en oranları için sıcak-gaz- tarafı duvar sıcaklığı verilmiştir. Roket motoru lüle boğaz bölgesine bakıldığında boy-en oranı yükseldikçe bu bölgedeki sıcaklık azalmaktadır yani daha iyi soğutma sağlanmaktadır. Motorun lüle boğaz bölgesi en kritik bölge olduğundan bu bölgenin soğutulması önemlidir. Grafikte soğutucu sıvının çıkış tarafına yakın kısımdaki sıcaklıklara bakıldığında,

boy-en oran arttıkça önce bir azalma, sonrasında bir artma gerçekleşmektedir. Birinci durum beklendiği gibi boy-en oranı artışı sıcaklıkları azaltmıştır fakat daha önceki kanal içindeki soğutucu sıvı sıcaklığı grafiğinden anlaşılacağı gibi boy-en oranı artışı soğutucu sıvının sıcaklığını da artırdığından sıcak-gaz sıcaklığıyla soğutucu sıvının sıcaklığı arasındaki farkın azalması ısı transferini düşürmektedir, bu yüzden son bölgede kritik bir boy-en oranından sonra sıcaklıklar boy-en oranının artmasıyla yükselmektedir.

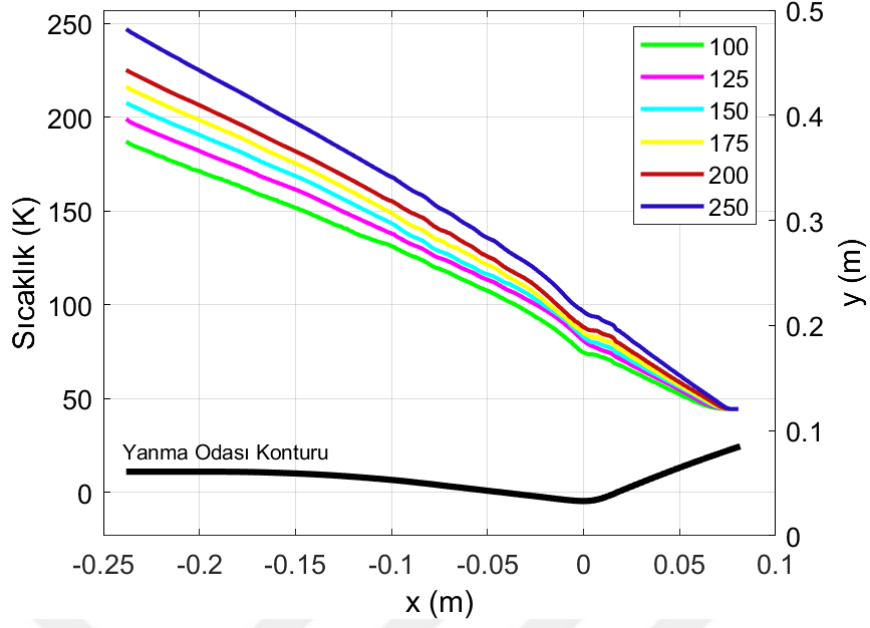


Şekil 3.36: 100 kanal sayısı için duvar ısı akısı değişimi

Şekil 3.36'te sıcak-gaz-tarafı duvar ısı akısı değişimi görülmektedir. En yüksek ısı akısı kritik bölge olan roket motoru lüle boğaz bölgesidir. Boy-en oranı arttıkça boğaz bölgesinde ısı akısında artmaktadır.

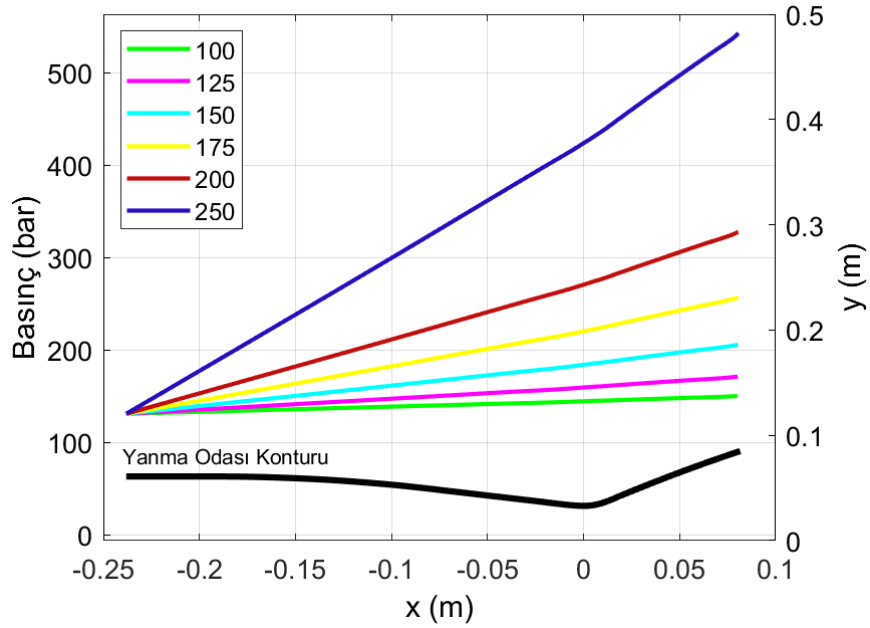
3.4.3 Farklı kanal sayılarına sahip motorların karşılaştırılması

Şekil 3.37'de kanal boyunca soğutucu sıvının sıcaklık artışı görülmektedir. Grafikten görüldüğü üzere kanal sayısı artışı ile birlikte soğutucu sıvının sıcaklığı da artmaktadır.

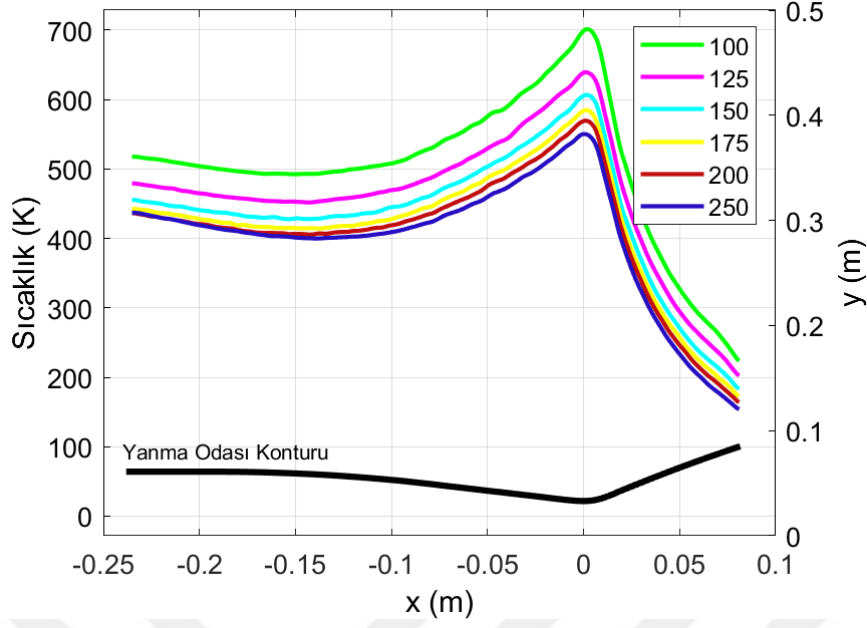


Şekil 3.37: Boy-en oranı 4 için kanal boyunca soğutucu sıvı sıcaklığı

Şekil 3.38’de soğutucu sıvının kanal boyunca basınç değişimi görülmektedir. Boy-en oranı arttıkça giriş basıncı artmaktadır. Uygulanabilirlik açısından 150 bar basınç düşümünün üstü uygun olmadığından 175 kanal sayısından fazla kanal sayısına sahip sistemler kullanışlı değildir.

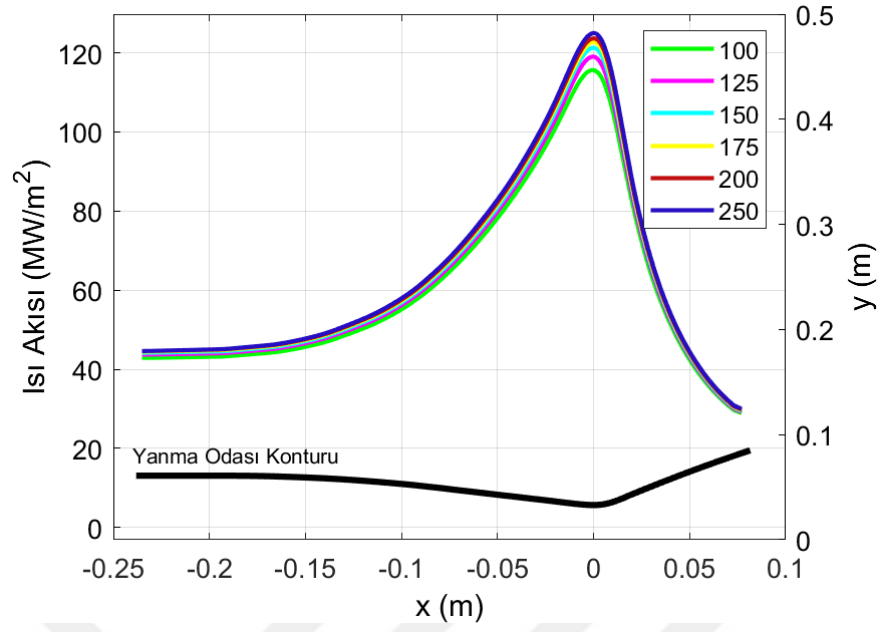


Şekil 3.38: Boy-en oranı 4 için kanal boyunca soğutucu sıvı basınç değişimi

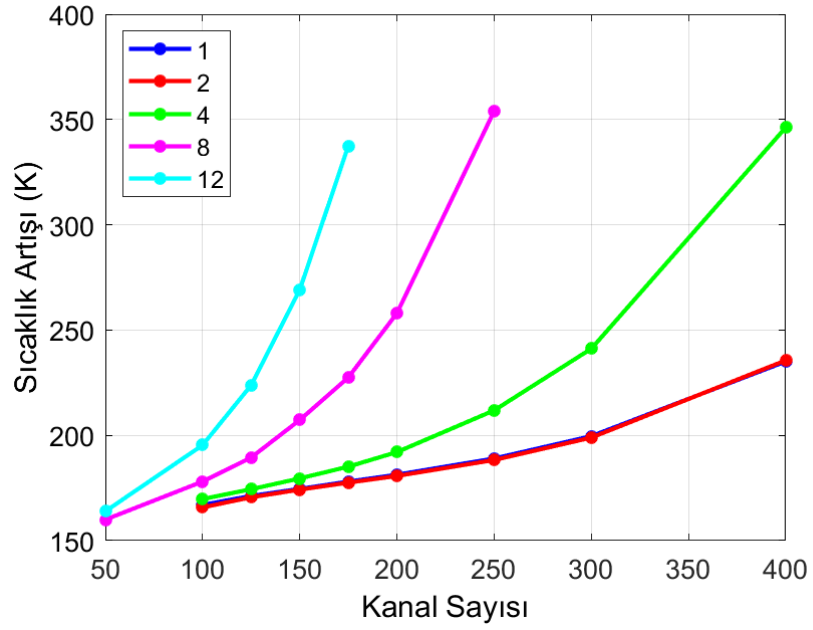


Şekil 3.39: Boy-en oranı 4 için duvar sıcaklığı

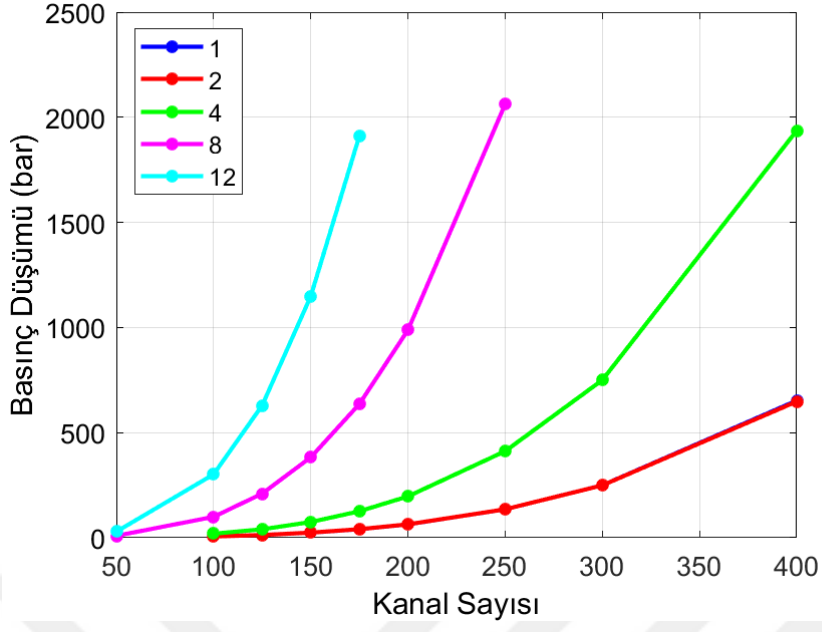
Şekil 3.39'da farklı kanal sayıları için sıcak-gaz-terafı duvar sıcaklığı verilmiştir. Roket motoru lüle boğaz bölgesine bakıldığında kanal sayısı arttıkça bu bölgedeki sıcaklık azalmaktadır yani daha iyi soğutma sağlanmaktadır. Roket motoru soğutucu sıvı çıkış tarafına yakın bölgeye bakıldığında, 250 kanala sahip motorun bu bölgedeki sıcaklığı 200 kanala sahip motora yaklaştığı görülmektedir. Bu durum EK 5'teki grafiklerde daha rahat görülebilmektedir. Bu durumun nedeni bir önceki bölgede açıklandığı gibi artan soğutucu sıvı sıcaklığından dolayı ısı transferinin düşmesinden kaynaklanmaktadır. Şekil 3.40'te sıcak-gaz-terafı duvar ısı akışı değişimi görülmektedir. Roket motoru lüle boğaz bölgesinde en yüksek ısı akışı görülmektedir. Farklı kanal sayıları incelendiğinde kanal sayısının artışı ısı akışını da artırmaktadır. Şekil 3.41'te farklı kanal sayıları için sıcaklık artış grafiği verilmiştir. Kanal sayısı artışı ile birlikte soğutucu sıvının sıcaklığı üstel olarak artmaktadır. Benzer şekilde, Şekil 3.42'de kanal içinde soğutucunun basınç düşümü kanal sayısının oranının artmasıyla benzer şekilde üstel bir şekilde artmaktadır. Bu grafiklerden görülebileceği gibi, kanal sayısı artışı ile roket motor duvarlarının soğutulması iyileştirilebilir fakat bu durum olumsuz bir etki yaratarak basınç düşümünün artmasına neden olur.



Şekil 3.40: Boy-en oranı 4 için duvar ısı akısı değişimi



Şekil 3.41: Farklı kanal sayıları için sıcaklık artışı



Şekil 3.42: Farklı kanal sayıları için basınç düşümü

4. SONUÇLAR VE GELECEKTE YAPILACAK ÇALIŞMALAR

4.1 Sonuçlar

Bu tez çalışması kapsamında sıvı yakıtlı bir roket motorunun rejeneratif yöntemle hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve eşlenik ısı transferi kullanılarak rejeneratif soğutma analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu amaç doğrultusunda doğrulama çalışması yapılmış olup oradan edinilen kazanımlarla farklı kanal sayısı ve boy-en oranı çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Doğrulama çalışmasından sonra dağıtıcının rejeneratif soğutmadaki önemi araştırılmış ve gerçekte oluşabilecek kritik bir durum olan tıkalı soğutma kanalının soğutmaya olan etkisine bakılmıştır. Ayrıca farklı kanal sayısı ve farklı boy-en oranlarının soğutmaya olan etkisi incelenmiştir.

Doğrulama çalışmasında 3 farklı çözüm ağı kullanılmış ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çözüm ağı I için 430 bin, çözüm ağı II için 1.7 milyon ve çözüm ağı III için 6.7 milyon hücre kullanılmıştır. Hem basınç düşümü hem de sıcaklıklar incelendiğinde çözüm ağı II maliyet ve deneye yakınlık açısından en uygun seçenek olmuştur. Bundan sonraki analizler çözüm ağı II ile gerçekleştirilmiştir.

Çözüm ağı bağımsızlaştırma işleminden sonra türbülans modellerinin etkisini incelemek amacıyla 4 farklı türbülans modeli çözüm ağı II kullanılarak denenmiştir. Standart $k - \epsilon$, Realizable $k - \epsilon$, Standart $k - \omega$ ve SST $k - \omega$ kullanılan türbülans modelleri olup genel olarak birbirlerine çok yakın sonuçlar vermişlerdir. Realizable $k - \epsilon$ bir kaç noktada deneye daha yakın sonuçlar vermiştir ve bu nedenle bu türbülans modeli ile devam edilmiştir.

Doğrulama çalışmasından sonra yakıt dağıtıcısından kaynaklı rejeneratif soğutma kanallarına giren homojen olmayan yakıt kütle debilerindeki sapmaların araştırılabilmesi için HAD analizi yapılmıştır. Elde eden sonuçlar için yeni HAD-CHT analizleri yapılarak yakıt kütledebisindeki sapmaların soğutmaya olan etkisine bakılmış ve deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Deneysel verilerdeki aynı

eksenel konumda toplanmış olan sıcaklık ve basınç değerlerinin farklı olmasının nedeninin dağıtıcının yakıtı homojen olarak dağıtamamasından kaynaklandığı gözlemlenmiştir.

Rejeneratif soğutma kanallarında oluşabilecek bir tıkanmadan kaynaklı olarak roket motor duvarlarında oluşabilecek yüksek sıcaklıkları inceleyebilmek amacıyla kanallardan biri kapatılarak yeni bir HAD-CHT analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonucunda kapalı olan kanal boyunca yaklaşık olarak 250 K'lık bir sıcaklık artışı gözlemlenmiştir. Bu durum nedeniyle oluşmuş olan yüksek sıcaklıklar, roket motor duvarının içinde sıcaklık gradyanlarının oluşmasına neden olmuştur.

On farklı kanal sayısı ve beş farklı boy-en oranı için toplam da elli HAD-CHT analizi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar kullanılabilirlik, üretilebilirlik ve uygulanabilirlik açısından incelenmiştir. Farklı kanal sayısı ve boy-en oranlarının boğaz bölgesi duvar sıcaklığı ve soğutucu sıvının basınç düşümüne olan etkisine bakılmıştır. Buna ek olarak, yüz kanal sayısına sahip roket motoru için boy-en oranındaki değişimin soğutucu sıvının sıcaklık artışı ve basınç düşümü, duvar sıcaklıkları ve ısı akısına olan etkisi araştırılmıştır. Benzer şekilde boy-en oranı dört için de kanal sayısı değişiminin etkilerine bakılmıştır. Kanal sayısı ve boy-en oranının artmasıyla birlikte en kritik yer olan roket motoru lüle boğaz bölgesindeki sıcaklıklar azalmaktadır fakat basınç düşümü artmaktadır. Yüksek boy-en oranı ve kanal sayılarında basınç düşümü çok fazla olduğundan uygulanması mümkün değildir.

4.2 Gelecekte Yapılması Planlanan Çalışmalar

Bu tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçların iyileştirilmesi amacıyla sonraki aşamalarda çeşitli çalışmalar yapılması planlanmaktadır. Reynolds sayısının etkisinin araştırılabilmesi için farklı Reynolds sayılarında analizlerin yapılması planlanmaktadır. İkincil akımın (secondary flow) soğutmaya olan etkisinin araştırılması hedeflenmektedir. Sıcak-gaz-tarafı ısı akısı için Bartz denklemi yerine yanma HAD analizlerinin eş zamanlı yapılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması da planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **Wadel, M.F., Meyer, M.L.** (1996), "Validation of High Aspect Ratio Cooling in a 89 kN (20,000 lbf) Thrust Combustion Chamber". *AIAA/SAE/ASME/ASEE 32nd Joint Propulsion Conference*.
- [2] **Wadel, M.F.** (1997), "Comparison of High Aspect Ratio Cooling Channel Designs for a Rocket Combustion Chamber". *AIAA/SAE/ASME/ASEE 33rd Joint Propulsion Conference*.
- [3] **Wadel, M.F.** (1998), "Comparison of High Aspect Ratio Cooling Channel Designs for a Rocket Combustion Chamber with Development of an Optimized Design". *NASA*.
- [4] **Naraghi, M.H., Dunn, S., Coats, D.** (2006), "Dual Regenerative Cooling Circuits For Liquid Rocket Engines". *AIAA 2006-4367*, July.
- [5] **Carlile, J., Quentmeyer, R.** (1992), "An Experimental Investigation of High-Aspect-Ratio Cooling Passages". *AIAA-92-3154*, July.
- [6] **Wang, T., Luong, V.** (1994), "Hot-Gas-Side and Coolant-Side Heat Transfer in Liquid Rocket Engine Combustors". *AIAA/SAE/ASME/ASEE 28th Joint Propulsion Conference*, 8(3), July-Sept.
- [7] **Boysan, M.E., Ulas, A., Toker, K.A., Seckin, B.** (2007), "Comparison of Different Aspect Ratio Cooling Channel Designs for a Liquid Propellant Rocket Engine". *3rd International Conference on Recent Advances in Space Technologies*.
- [8] **Ulas, A., Boysan, E.** (2013), "Numerical analysis of regenerative cooling in liquid propellant rocket engines". *Elsevier*, 24:187–197, February.
- [9] **Boysan, M.E.** Analysis of Regenerative Cooling in Liquid Propellant Rocket Engines. *Master's thesis, Middle East Technical University*, December 2008.
- [10] **Tenekkes, H., Lumley, J.L.** A First Course in Turbulence. *The MIT Press*, 1972.
- [11] **Richardson, L.F.** (1922), "Weather Prediction by Numerical Process". *Cambridge, The University Press*.
- [12] **Kolmogorov, A.N.** (1941), "The Local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for Very Large Reynolds Number". *Doklay Akademii Nauk SSSR*, 30:299–303, February.
- [13] **Jones, W.P., Launder, B.E.** (1972), "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence". *International Journal of Heat and Mass Transfer*.
- [14] **Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J.** . A New k- ϵ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows. *Computer Fluids*, pages 227–238, 1995.

- [15] **Wilcox, D.C.** Turbulence Modelling for CFD. *California: DCW Industries Inc.*, 1988.
- [16] **Komogorov, A.G.** (1942), "Equations of Turbulent Motion of an Incompressible Fluid". *Izv Akad Nauk Ser Phys* 6, Vol. 1, 56.
- [17] **Saiy, M.** (1974), "Turbulent Mixing of Gas Streams". *PhD Thesis, Imperial College, University of London*.
- [18] **Spalding, D.B.** (1979), "Mathematical Models of Turbulent Transport Processes". *HTS/79/2, Imperial College, Mech.Eng.Dept.*
- [19] **Wilcox, D.C.** (1993), "Turbulence Modelling for CFD". *DCW Industries, La Canada, California, USA*.
- [20] **Wilcox, D.C.** (2008), "Formulation of the $k - \omega$ Turbulence Model Revisted". *AIAA J.*, Vol.46, No.11, p2823.
- [21] **Speziale, C.G., Abid, R. and Anderson, E.C.** (1990), "A Critical Evaluation of Two-Equation Turbulence Models for Near-Wall Turbulence". *AIAA Paper 90-1481*.
- [22] **Menter, F.R.** (1992), "Improved Two-Equation $k - \omega$ Turbulence Model for Aerodynamic Flows". *NASA TM-103975*.
- [23] **Menter, F.R.** (1993), "Zonal Two $k - \omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows". *24th Fluid Dynamics Conference, Orlando*.
- [24] **Menter, F.R.** (1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications". *AIAA Journal*, pages 1598–1605.
- [25] **Lefebvre, A.H., Dilip, D.R.** (1996), "Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emmisions". *CRC Press*.
- [26] **Bartz, D.R.** (1965), "Turbulent Boundary-Layer Heat Transfer from Rapidly Accelerating Flow of Rocket Combustion Cases and of Heated Air". 2:1–108.
- [27] **Url-1.** <http://www.goodfellow.com/A/OFHC-Copper.html>. Alındığı Tarih: 20.09.2019.

EKLER

EK 1 : Farklı Boy-En Oranları için Soğutucu Sıvı Sıcaklıkları

EK 2 : Farklı Kanal Sayıları için Soğutucu Sıvı Sıcaklıkları

EK 3 : Farklı Boy-En Oranları için Soğutucu Sıvı Basıncı

EK 4 : Farklı Kanal Sayıları için Soğutucu Sıvı Basıncı

EK 5 : Farklı Boy-En Oranları için Duvar Sıcaklıkları

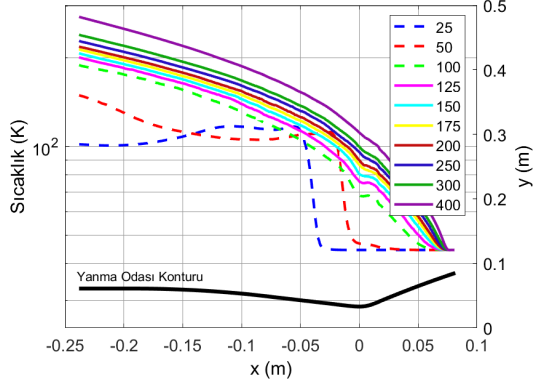
EK 6 : Farklı Kanal Sayıları için Duvar Sıcaklıkları

EK 7 : Farklı Boy-En Oranları için Duvar Üzerinde Isı Akısı

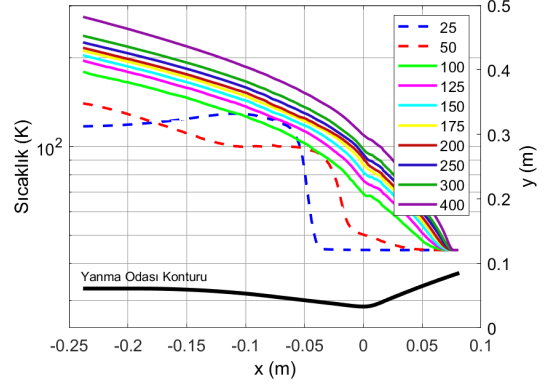
EK 8 : Farklı Kanal Sayıları için Duvar Üzerinde Isı Akısı

EK 9 : Farklı Boy-En Oranları ve Farklı Kanal Sayıları için Sıcaklık Artış ve Basınç Düşümü

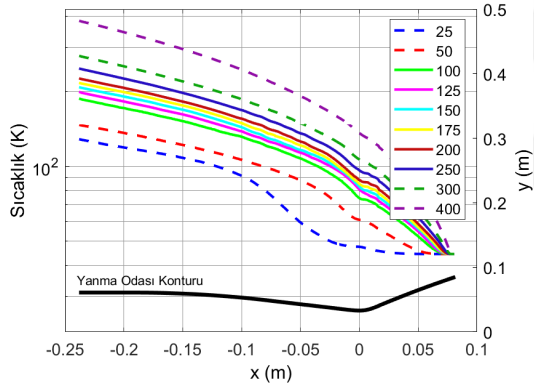
EK 1: Farklı Kanal Sayıları için Soğutucu Sıvı Sıcaklıkları



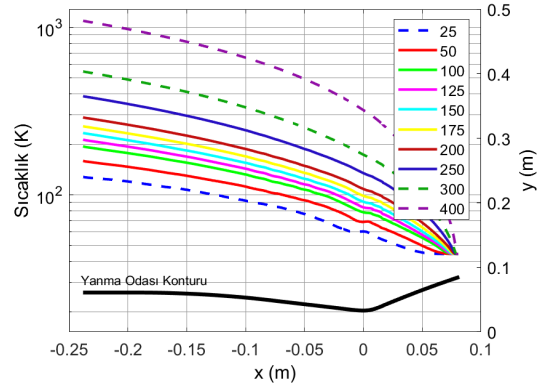
Boy-En Oranı 1 için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



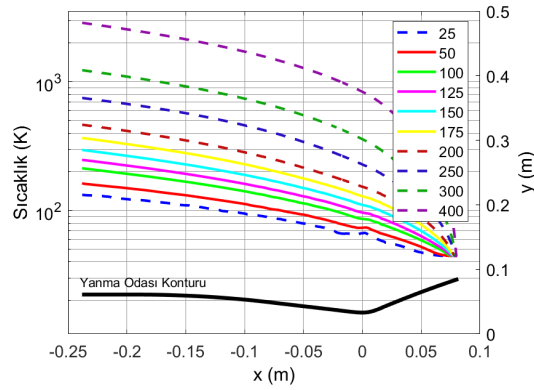
Boy-En Oranı 2 için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



Boy-En Oranı 4 için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

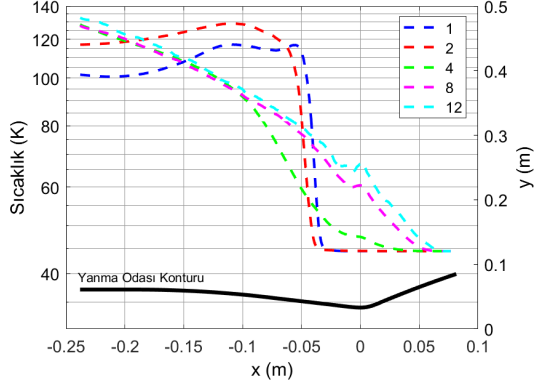


Boy-En Oranı 8 için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

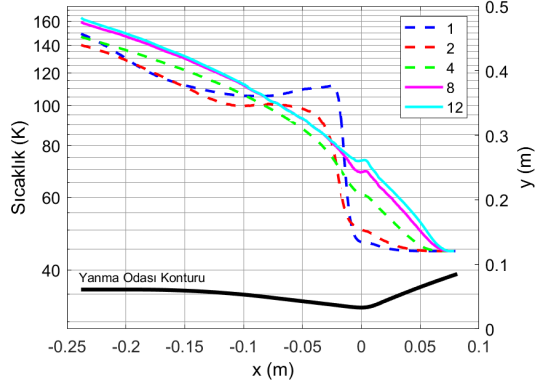


Boy-En Oranı 12 için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

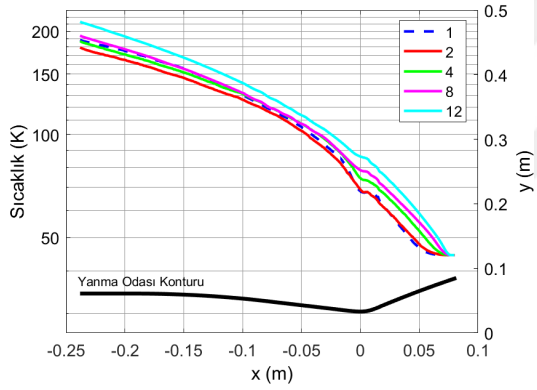
EK 2: Farklı Boy-En Oranları için Soğutucu Sıvı Sıcaklıkları



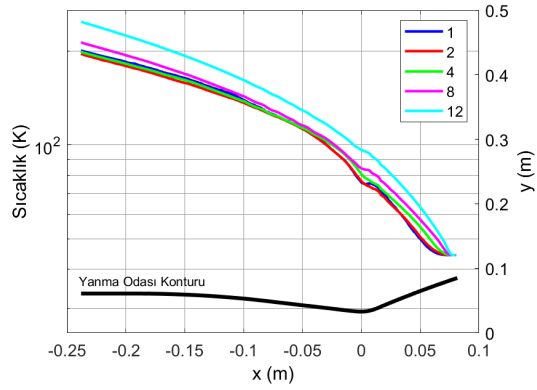
25 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



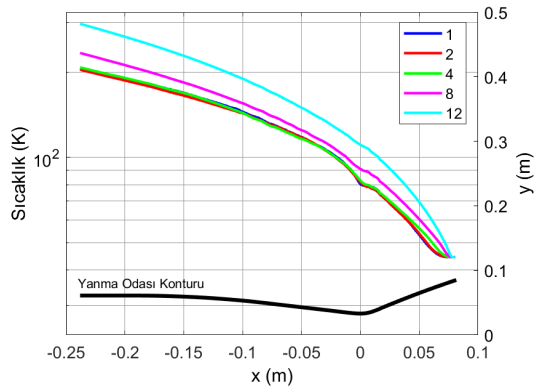
50 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



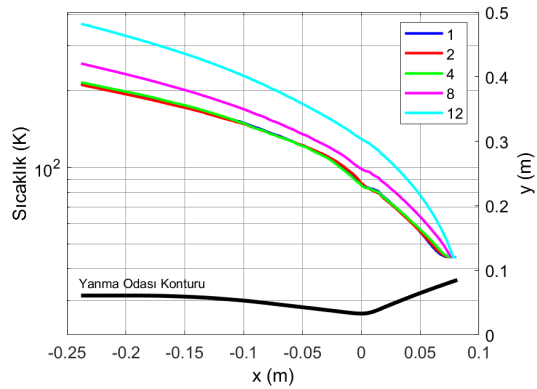
100 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



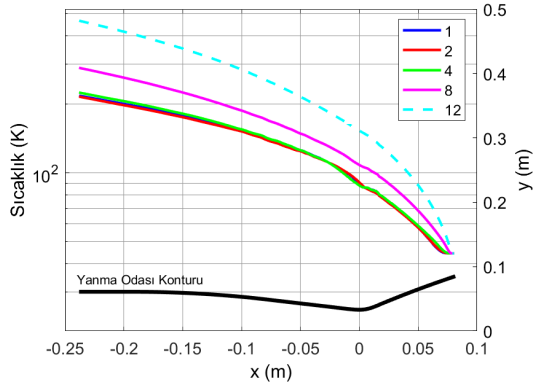
125 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



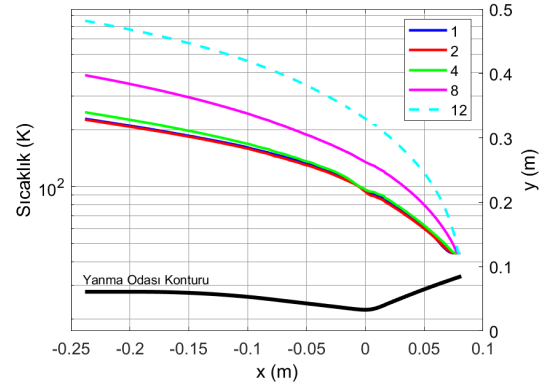
150 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



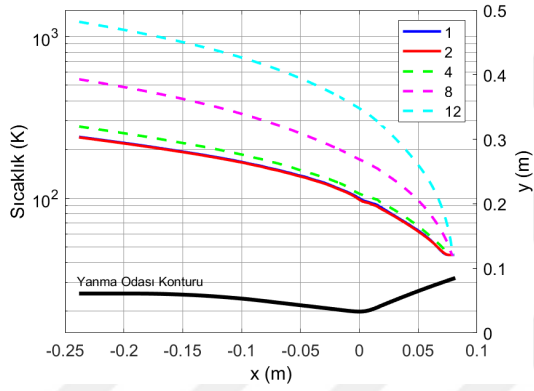
175 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



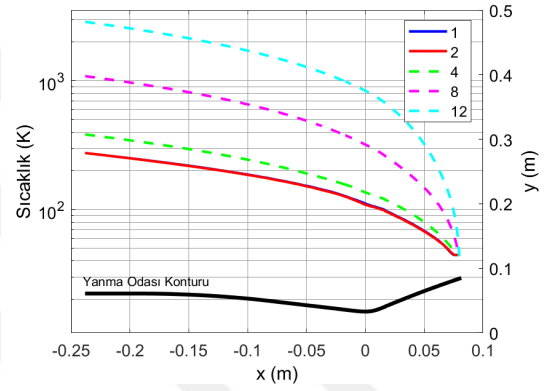
200 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



250 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

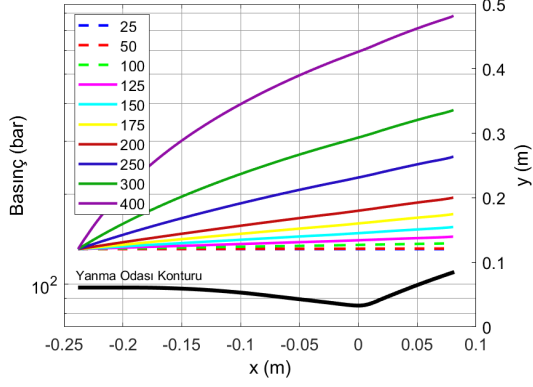


300 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

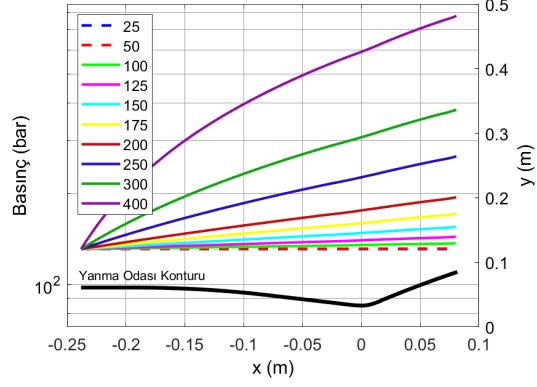


400 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

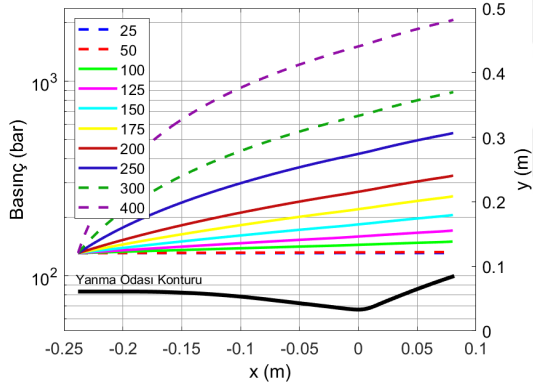
EK 3: Farklı Kanal Sayıları için Soğutucu Sıvı Basıncı



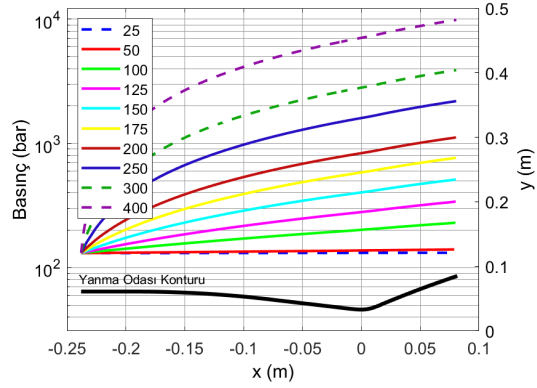
Boy-En Oranı 1 için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği



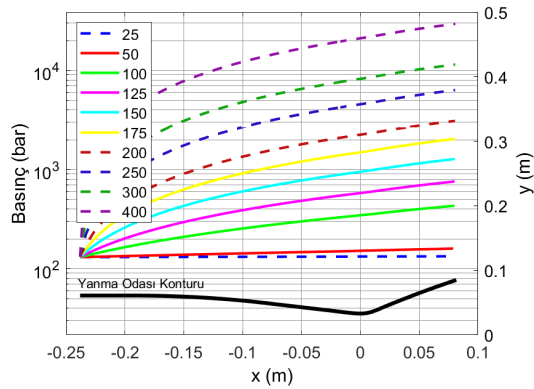
Boy-En Oranı 2 için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği



Boy-En Oranı 4 için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği

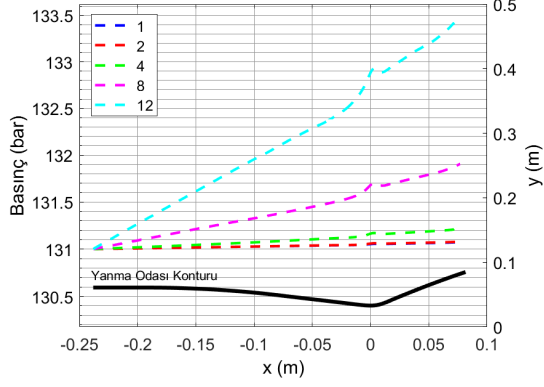


Boy-En Oranı 8 için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği

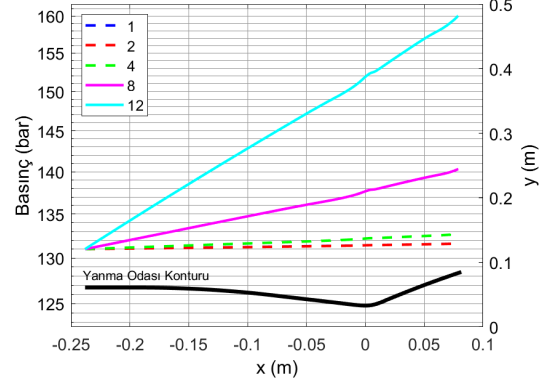


Boy-En Oranı 12 için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği

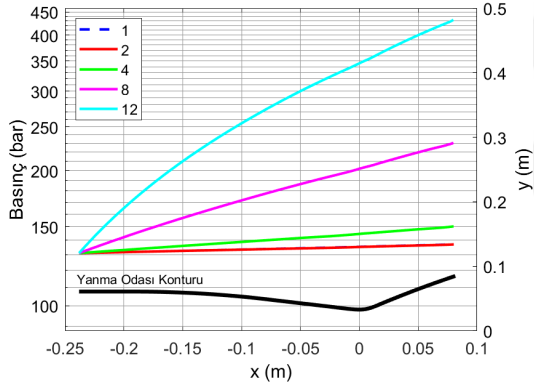
EK 4: Farklı Boy-En Oranları için Soğutucu Sıvı Basıncı



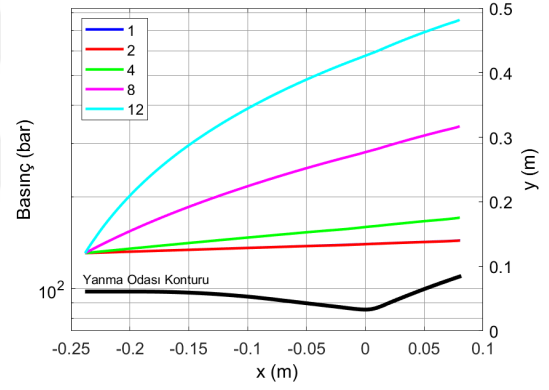
25 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği



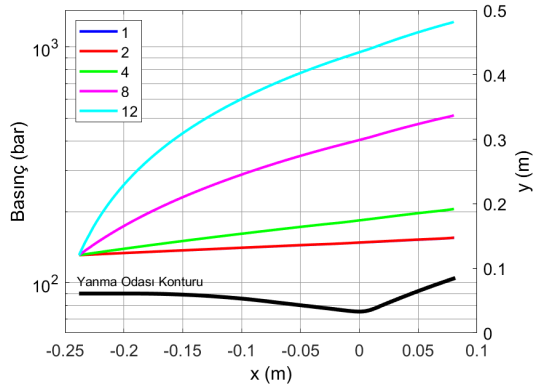
50 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği



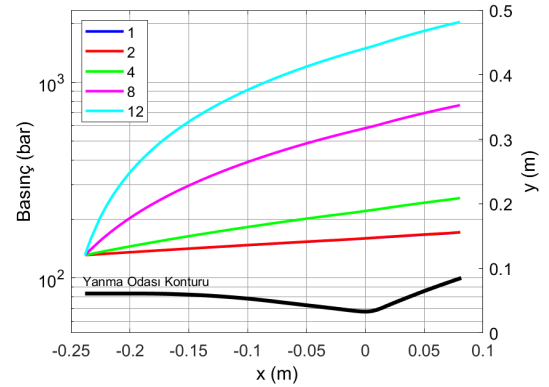
100 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği



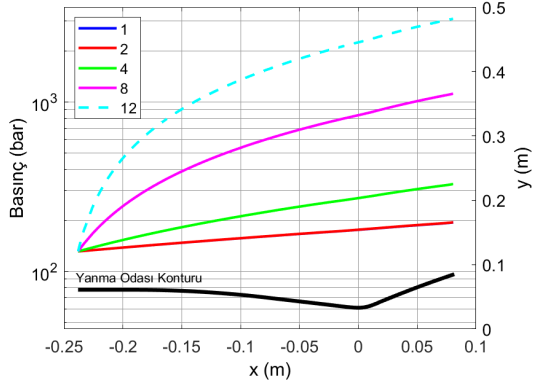
125 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği



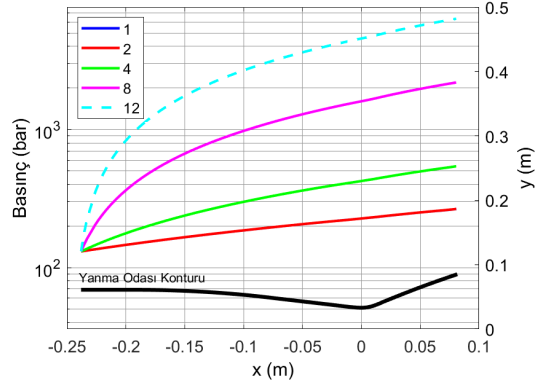
150 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği



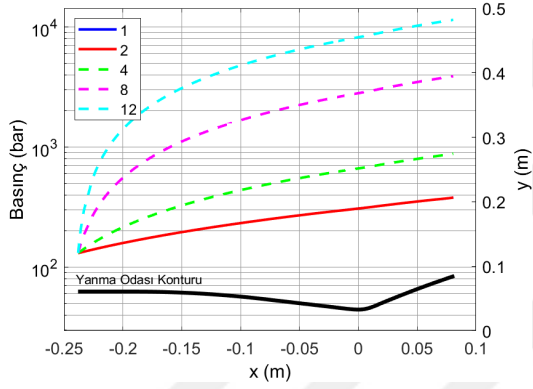
175 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basıncı - Eksenel Uzunluk Grafiği



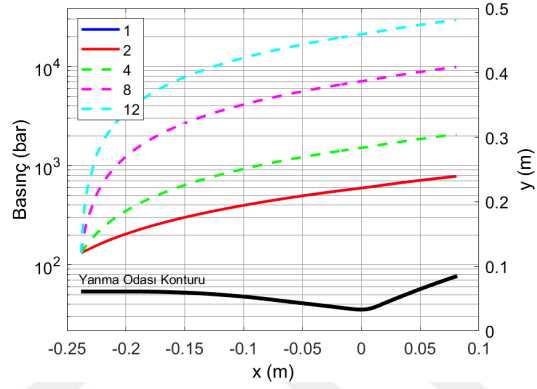
200 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basmañç - Eksenel Uzunluk Grafiği



250 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basmañç - Eksenel Uzunluk Grafiği

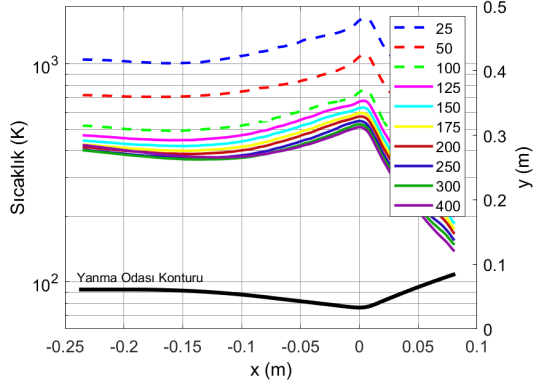


300 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basmañç - Eksenel Uzunluk Grafiği

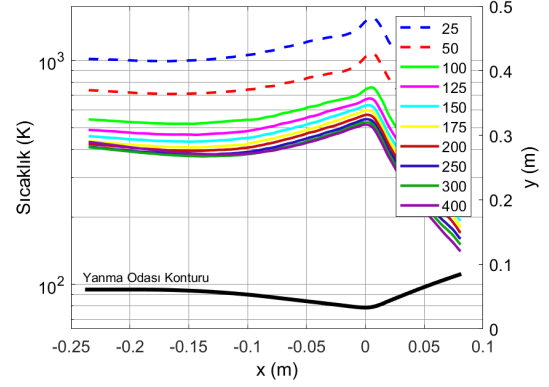


400 Kanal Sayısı için Soğutucu Sıvı Basmañç - Eksenel Uzunluk Grafiği

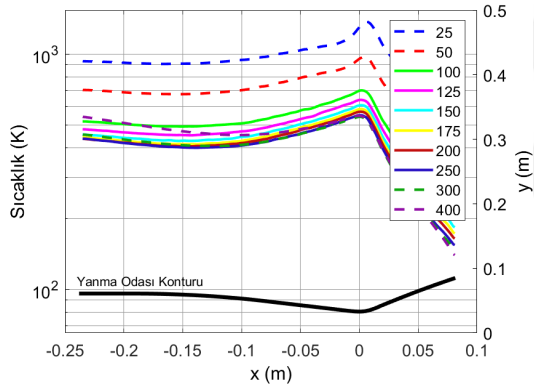
EK 5: Farklı Kanal Sayıları için Duvar Sıcaklıkları



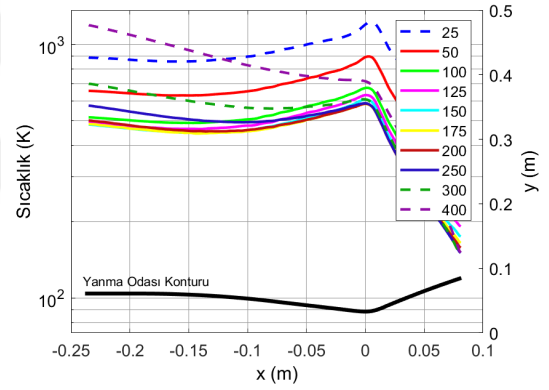
Boy-En Oranı 1 için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



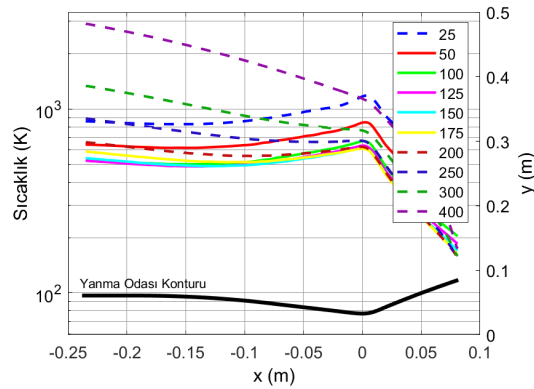
Boy-En Oranı 2 için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



Boy-En Oranı 4 için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

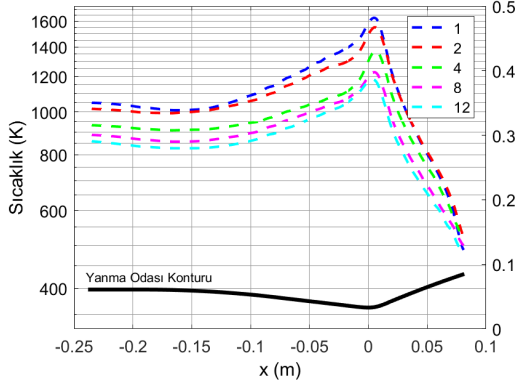


Boy-En Oranı 8 için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

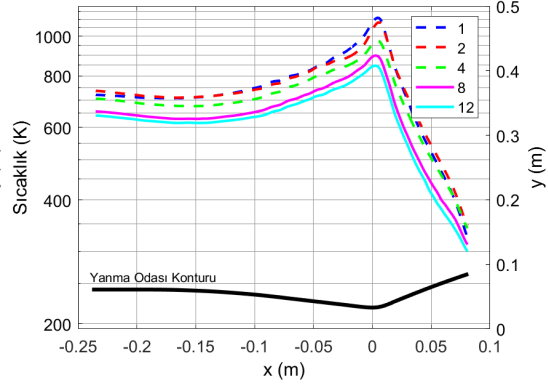


Boy-En Oranı 12 için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

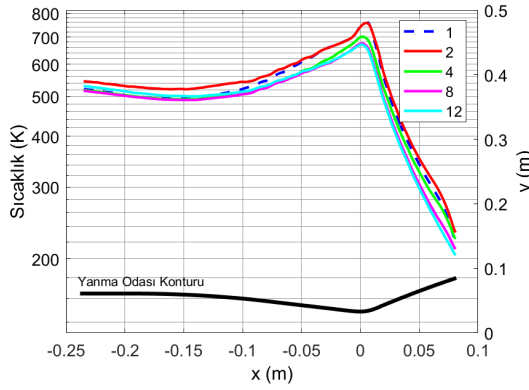
EK 6: Farklı Boy-En Oranları için Duvar Sıcaklıkları



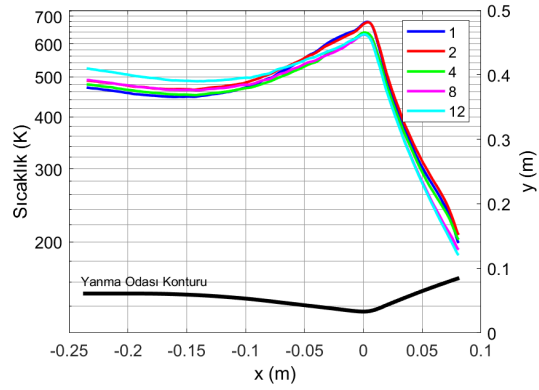
25 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



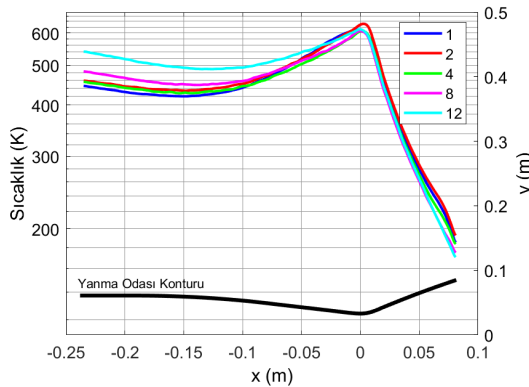
50 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



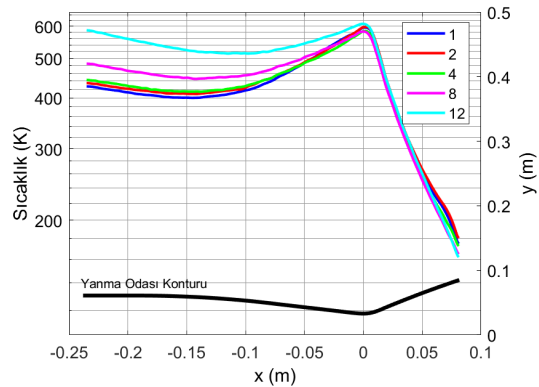
100 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



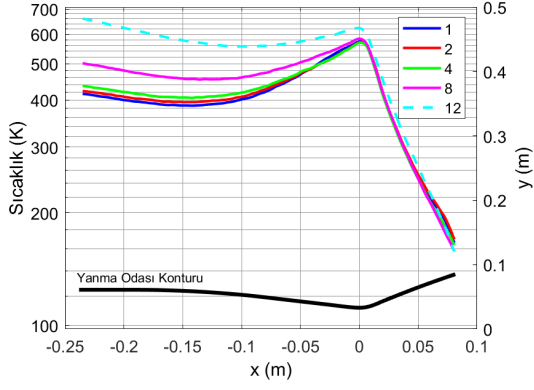
125 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



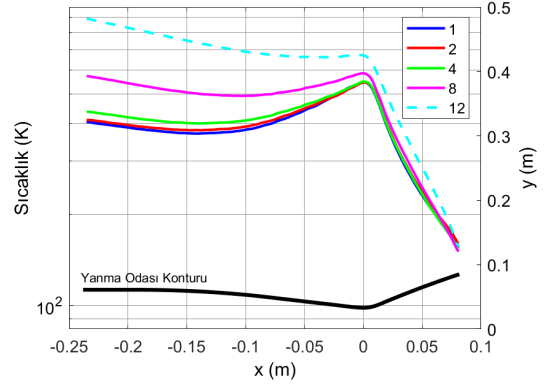
150 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



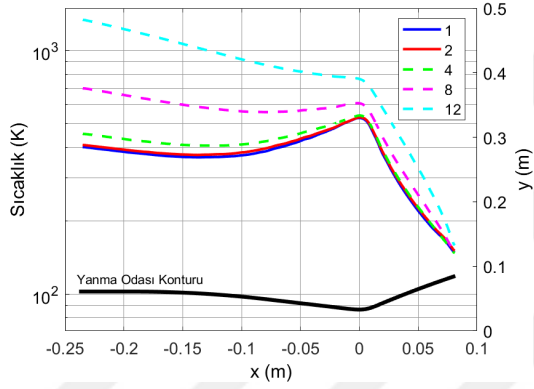
175 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



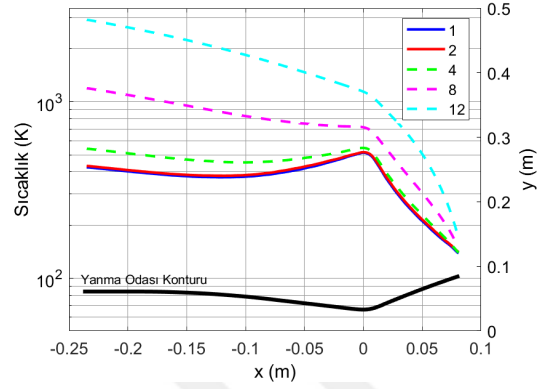
200 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği



250 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

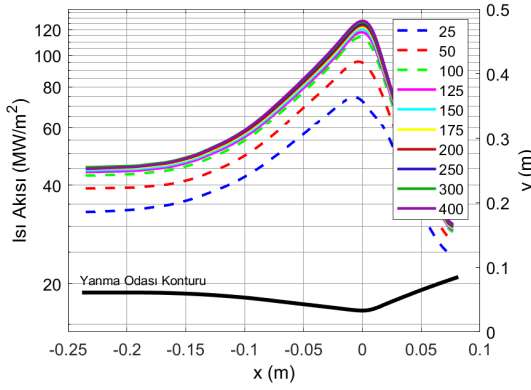


300 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

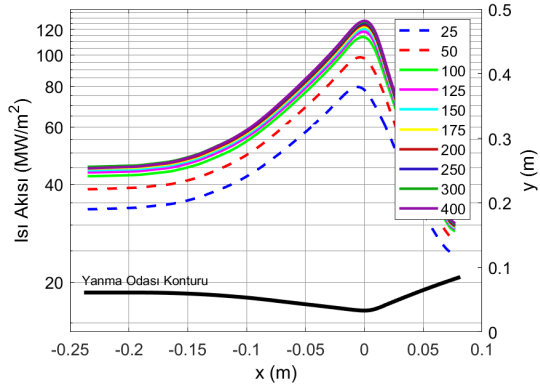


400 Kanal Sayısı için Duvar Sıcaklığı - Eksenel Uzunluk Grafiği

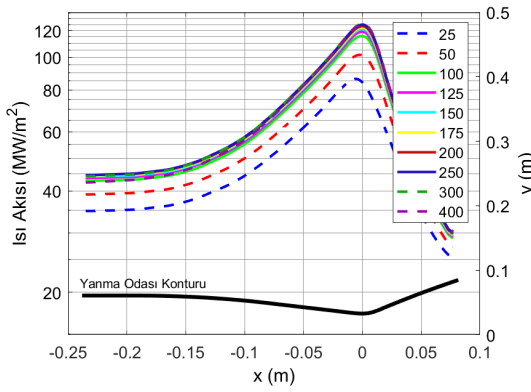
EK 7: Farklı Kanal Sayıları için Duvar Üzerinde Isı Akısı



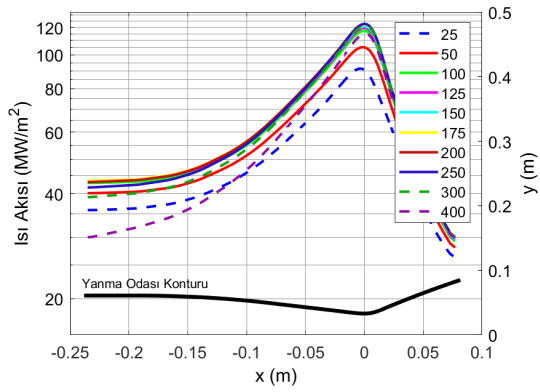
Boy-En Oranı 1 için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği



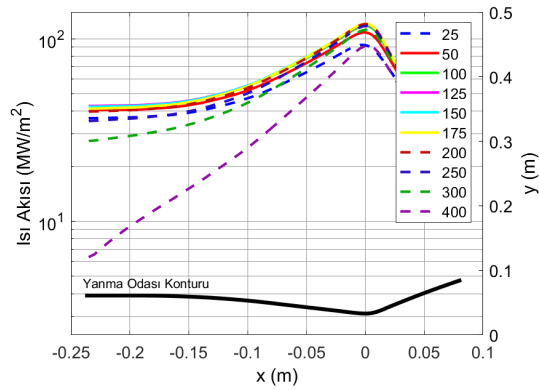
Boy-En Oranı 2 için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği



Boy-En Oranı 4 için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği

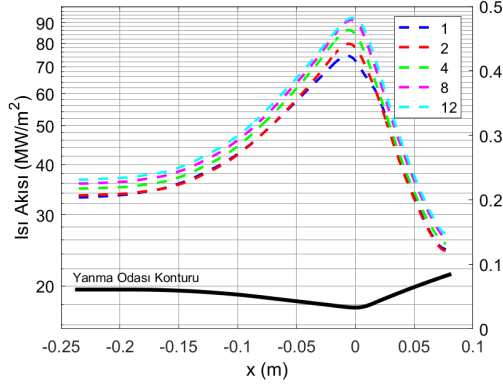


Boy-En Oranı 8 için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği

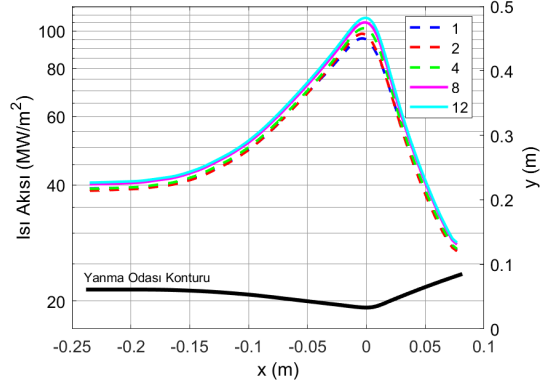


Boy-En Oranı 12 için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği

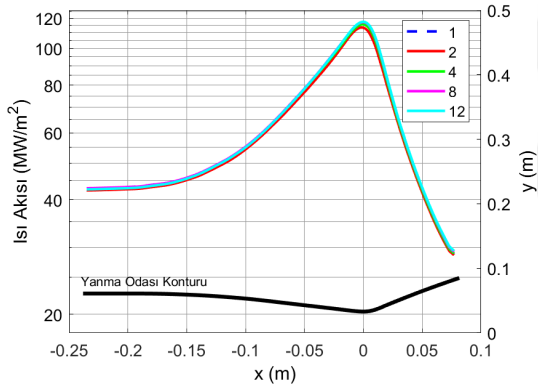
EK 8: Farklı Boy-En Oranları için Duvar Üzerinde Isı Akısı



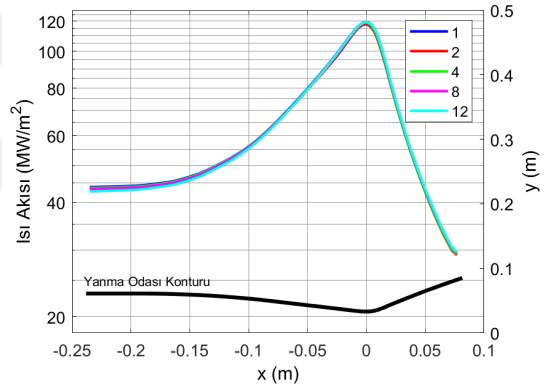
25 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği



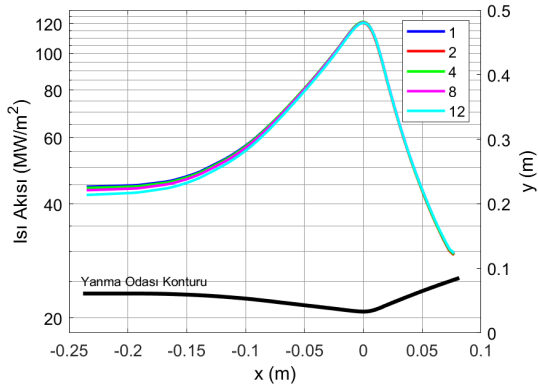
50 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği



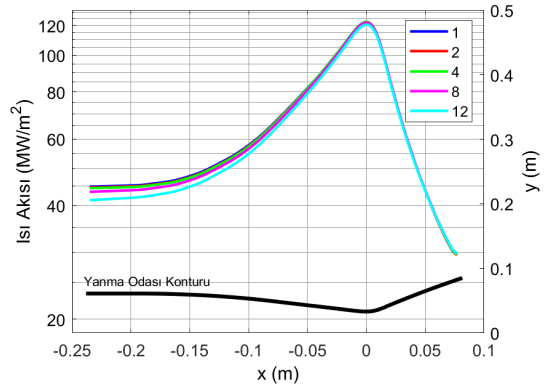
100 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği



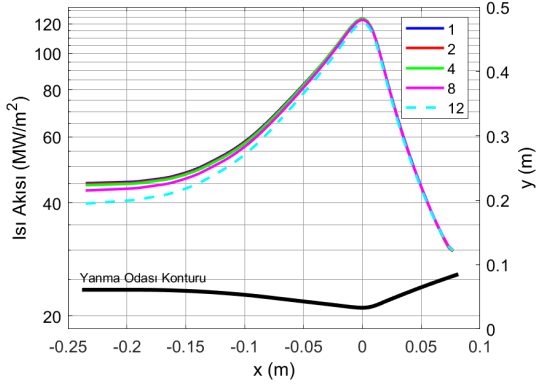
125 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği



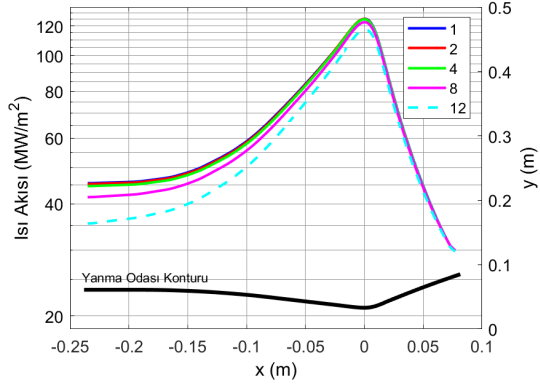
150 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği



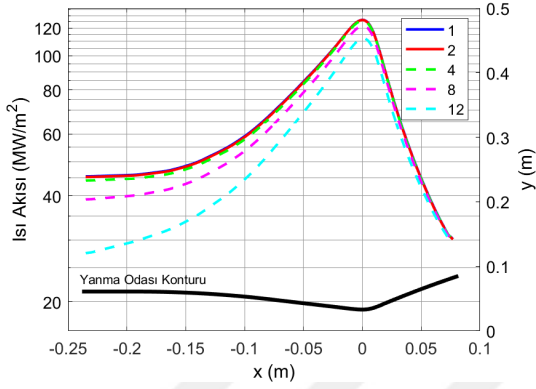
175 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği



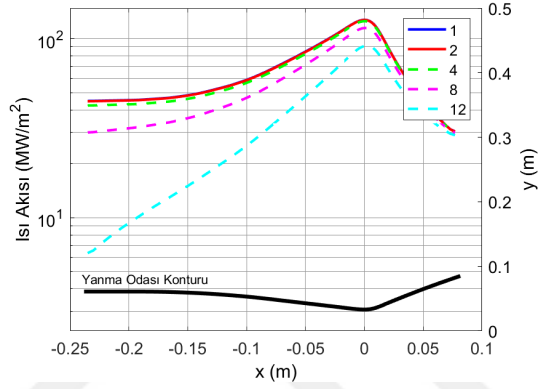
200 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği



250 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği

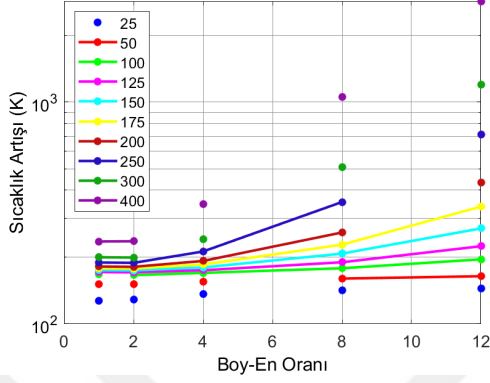


300 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği

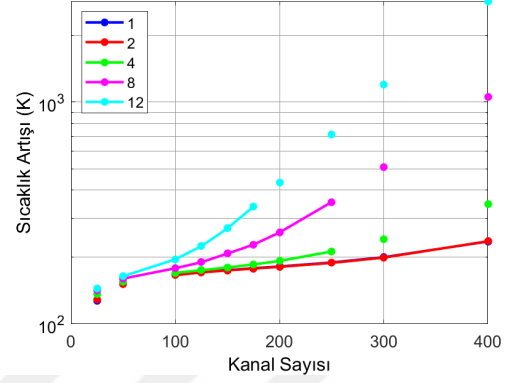


400 Kanal Sayısı için Duvar Üzerinde Isı Akısı - Eksenel Uzunluk Grafiği

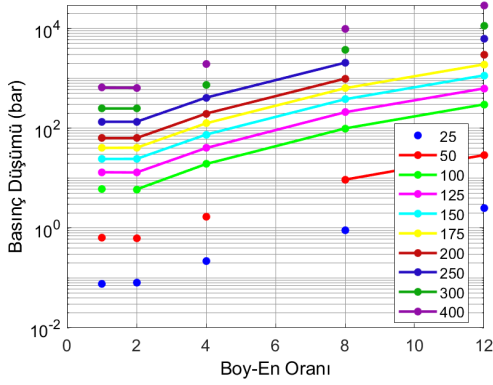
EK 9: Farklı Boy-En Oranları ve Farklı Kanal Sayıları için Sıcaklık Artış ve Basınç Düşümü



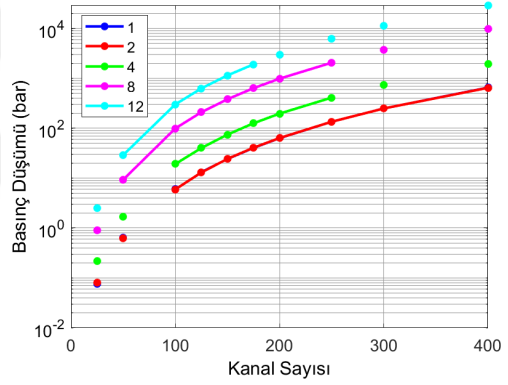
Sıcaklık Artışı - Boy-En Oranı Grafiği



Sıcaklık Artışı - Kanal Sayısı Grafiği



Basınç Düşümü - Boy-En Oranı Grafiği



Basınç Düşümü - Kanal Sayısı Grafiği

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Tacettin Utku SÜER
Uyruğu : Türkiye Cumhuriyeti
Doğum Tarihi ve Yeri : 11.03.1993 ve Ankara
E-posta : tacettinutkusuer@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2016, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2016-2019	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Proje Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi

YABANCI DİL: İngilizce, Almanca

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Süer T.U.**, Cenik B., Uslu S., (2019) "Regenerative Cooling of a Liquid Rocket Engine Walls Using CFD-CHT Modelling", 10th. Ankara International Aerospace Conference, Sep 18-20, Ankara, Türkiye.

DİĞER TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Cenik B., **Süer T.U.**, Uslu S., (2019) "Atomization and Combustion Characteristics of Impinging Injectors in Liquid Rocket Engines", 10th. Ankara International Aerospace Conference, Sep 18-20, Ankara, Türkiye.

