

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**İKİ ZAMANLI BİR GEMİ DİZEL MAKİNESİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
TEMELLİ EKSERJİ ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Enes Fatih PEHLİVAN

**HAZİRAN 2022
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**İKİ ZAMANLI BİR GEMİ DİZEL MAKİNESİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ TEMELLİ EKSERJİ ANALİZİ**

Enes Fatih PEHLİVAN

ORCID : - - -

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce
"DOKTOR (GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSİ)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 18 / 05 / 2022

Tezin Savunma Tarihi : 10 / 06 / 2022

Tez Danışmanı : Doç. Dr. İsmail ALTIN
ORCID : - - -

Trabzon 2022

ÖNSÖZ

Dünya ticaretinin yaklaşık olarak %90'ından fazlası, deniz taşımacılığı yoluyla gerçekleştirilmektedir. Bu bağlamda; deniz taşımacılığı, dünyadaki ticari faaliyetlerin büyük çoğunluğunun bel kemiğini oluşturmaktadır. Hem yük hem de yolcu taşımacılığında farklı tipte ve boyutlarda gemiler görev almaktadır. Gemilerin sevk işleminde ise dizel makineler yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO)'nun belirlediği kurallar gereği; gemi makineleri katı egzoz emisyon standartlarını ve egzoz emisyon alanlarını da dikkate alarak karşılamak zorundadır. Bu amaçlar doğrultusunda; farklı uluslararası gemi makinesi üreticisi şirketlerin, verimli ve çevreci tasarıma sahip gemi makinelerinin geliştirilmesine yönelik olarak yürüttüğü çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir. Yenilikçi gemi makinesi tasarımları, bilimsel çalışma verileri esas alınarak gerçekleştirilmektedir. Mevcut gidişat incelendiğinde; gemi makineleri alanındaki araştırma ve geliştirme faaliyetlerinin deneyselden ziyade sayısal çalışmalar üzerinde yoğunlaşarak sürmekte olduğu anlaşılmaktadır. Büyük iki zamanlı gemi dizel makinesinin operasyonu sırasında oluşan olayların termodinamik açıdan incelenmesi de bilim insanlarının ilgisini çeken bir konudur.

Tez çalışması boyunca, bana bilgi ve tecrübeleriyle yol gösteren, her konuda maddi ve manevi desteğini esirgemeyen Danışman Hocam Sayın Doç. Dr. İsmail ALTIN'a, tez çalışmam boyunca yapmış oldukları yardım ve katkılardan dolayı Prof. Dr. Zehra ŞAHİN ve Doç. Dr. Betül SARAÇ'a teşekkürlerimi sunarım. K.T.Ü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği AR-GE Laboratuvarında çalışma imkanı sunan laboratuvar sorumlusu Dr. Öğr. Üyesi Emre PEŞMAN'a teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışması sırasında HAD yaklaşımı konusunda desteklerini esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Dursun SARAL'a ayrıca teşekkür ederim.

Son olarak, tüm eğitim-öğretim hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyerek beni bugünlere getiren aileme ve tez çalışması sürecinin son zamanlarında bana manevi anlamda destek olan sevgili eşim Edanur PEHLİVAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Enes Fatih PEHLİVAN

Trabzon 2022

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Doktora Tezi olarak sunduğum “İki Zamanlı Bir Gemi Dizel Makinesinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Temelli Ekserji Analizi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Doç. Dr. İsmail ALTIN‘ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, analizleri ilgili laboratuarda yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 10/06/2022

Enes Fatih PEHLİVAN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	IX
SUMMARY	X
ŞEKİLLER DİZİNİ	XI
TABLolar DİZİNİ.....	XV
SEMBOLLER DİZİNİ	XVI
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş	1
1.2. İki Zamanlı Gemi Dizel Ana Makineleri.....	2
1.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı	5
1.4. Ekserji Analizi	8
1.5. Literatür Araştırması	9
1.5.1. İki Zamanlı Gemi Dizel Makinelerinde Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar.....	9
1.5.2. İki Zamanlı Gemi Dizel Makinelerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımına Dayanan Benzetim Çalışmaları	12
1.5.3. Dizel Motorlarda Enerji ve Ekserji Analizi ile İlgili Çalışmalar.....	20
1.6. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı.....	23
1.6.1. Amaç.....	23
1.6.2. Kapsam	23
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	24
2.1. Giriş	24
2.2. Ansys Forte HAD Yazılımı	24
2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizinde Kullanılan Alt Modellerin Teorik Temelleri	25
2.3.1. Türbülanslı Akış İçin Korunum Denklemleri.....	25
2.3.1.1. Bileşenlerin Korunumu Denklemi.....	26
2.3.1.2. Süreklilik Denklemi.....	26

2.3.1.3.	Momentumun Korunumu Denklemi	27
2.3.1.4.	Enerjinin Korunumu Denklemi	27
2.3.1.5.	Gaz Fazındaki Karışımın Durum Denklemi.....	28
2.3.2.	Reynolds Ortalamalı Navier Stokes Türbülans Modeli.....	28
2.3.3.	Kimyasal Kinetik Formülasyonu.....	32
2.3.4.	Türbülans Kimyasal Kinetik Etkileşim Modeli.....	33
2.3.5.	Sınır Şartları.....	34
2.3.5.1.	Duvar Sınır Şartları.....	34
2.3.5.1.1.	Gaz Fazındaki Bileşenler İçin Duvar Sınır Şartları ve Süreklilik Denklemi.....	34
2.3.5.1.2.	Momentum Denklemi İçin Duvar Sınır Şartları	35
2.3.5.1.3.	Enerji Denklemi İçin Duvar Sınır Şartları	37
2.3.5.1.4.	Türbülans Model Duvar Sınır Şartları	39
2.3.5.2.	İçeriye Akış ve Dışarıya Akış Sınır Şartları	39
2.3.5.2.1.	İçeriye Doğru Akış Sınır Şartları.....	39
2.3.5.2.2.	Dışarıya Doğru Akış Sınır Şartları	40
2.3.5.2.3.	Basıncın İçeriye Doğru Olduğu Durum İçin Akış Sınır Şartları	40
2.3.5.2.4.	Basıncın Dışarıya Doğru Olduğu Durum İçin Akış Sınır Şartları.....	40
2.3.6.	Başlangıç Şartları.....	40
2.3.6.1.	Akışkan Özelliklerini Tanımlayan Durum Değişkenlerinin Başlatılması	40
2.3.6.2.	Girdap Profilleri.....	41
2.3.7.	Ayrıklaştırma ve Çözüm Yöntemleri	42
2.3.7.1.	Korunum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması.....	42
2.3.7.1.1.	Zamana Bağlı Türev Alma Yöntemi	43
2.3.7.1.2.	Uzaysal Türev Alma Yöntemi.....	43
2.3.7.2.	SIMPLE Yöntemi.....	47
2.3.7.3.	Kimyasal Çözücü Özellikleri.....	47
2.3.7.3.1.	Dinamik Hücre Kümelemesi	48
2.3.7.3.2.	İşlemci Ayırma Yöntemi ve Paralel Uygulama.....	48
2.3.8.	Yakıt Demeti Modelleri.....	50
2.3.8.1.	Ampirik Nozul Boşaltma Katsayısı ve Yakıt Demeti Açısı	50
2.3.8.2.	Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor Parçalanma Modeli	50
2.3.8.2.1.	Kelvin-Helmholtz Parçalanma Modeli.....	51
2.3.8.2.2.	Rayleigh-Taylor Parçalanma Modeli.....	54
2.3.8.3.	Kararsız Gaz Jet Modeli	56

2.3.8.4.	Damlacık Çarpışma ve Birleşme Modeli	57
2.3.8.5.	Çok Bileşenli Damlacık Buharlaştırma Modeli	57
2.3.8.6.	Duvar Çarpması Modeli	57
2.3.8.7.	Duvar Film Modeli	58
2.3.8.7.1.	Duvar Filmi Korunum Denklemleri	59
2.3.8.7.2.	Duvar Filmi Ayrılma Ölçütü	60
2.4.	İki Zamanlı Gemi Dizel Makinesinde Ekserji Analizi	61
2.5.	Benzetim Modelinde Kullanılan Teknik ve Parametrik Veriler.....	64
2.6.	Çözüm Aşamaları	75
2.6.1.	HAD Benzetimi İçin Çözüm Aşamaları.....	75
2.6.2.	Ekserji Analizi İçin Çözüm Aşamaları.....	76
3.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	80
3.1.	Giriş	80
3.2.	Sayısal Modelin Doğrulanması	80
3.3.	Parametrik Çalışma Sonuçları	85
3.3.1.	Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Açığa Çıkan Isı Oranı Üzerindeki Etkisi.....	85
3.3.2.	Yakıt Püskürtme Avansının Açığa Çıkan Isı Oranı Üzerindeki Etkisi	90
3.3.3.	Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Silindir Basıncı Üzerindeki Etkisi	94
3.3.4.	Yakıt Püskürtme Avansının Silindir Basıncı Üzerindeki Etkisi.....	99
3.3.5.	Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Silindir İçi Gaz Sıcaklıkları Üzerindeki Etkisi	103
3.3.6.	Yakıt Püskürtme Avansının Silindir İçi Gaz Sıcaklıkları Üzerindeki Etkisi ..	107
3.3.7.	Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Egzoz Emisyon Karakteristikleri Üzerindeki Etkisi	111
3.3.8.	Yakıt Püskürtme Avansının Egzoz Emisyon Karakteristikleri Üzerindeki Etkisi	116
3.3.9.	Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Motor Performans Karakteristikleri Üzerindeki Etkisi	121
3.3.10.	Yakıt Püskürtme Avansının Motor Performans Karakteristikleri Üzerindeki Etkisi	124
3.4.	İki Zamanlı Gemi Dizel Makinesinde Ekserji Analizi Çalışmaları.....	127
3.4.1.	Ekserji Terimlerinin Karakterizasyonu	127
3.4.2.	Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Ekserji Terimleri Üzerindeki Etkisi ...	131
3.4.2.1.	Isı Transferi Ekserji Terimi	131
3.4.2.2.	İş Ekserjisi Terimi	134

3.4.2.3.	Tersinmezliklerden Kaynaklı Ekserji Yıkım Terimi	137
3.4.2.4.	Silindir İçi Toplam Ekserji Terimi	140
3.4.2.5.	Yakıt Ekserji Terimi	143
3.4.3.	Yakıt Püskürtme Avansının Ekserji Terimleri Üzerindeki Etkisi	146
3.4.3.1.	Isı Transferi Ekserji Terimi	146
3.4.3.2.	İş Ekserjisi Terimi	149
3.4.3.3.	Tersinmezliklerden Kaynaklı Ekserji Yıkım Terimi	152
3.4.3.4.	Silindir İçi Toplam Ekserji Terimi	155
3.4.3.5.	Yakıt Ekserji Terimi	158
3.4.4.	Ekserji Dağılımı İçin Sankey Diyagramları	161
3.4.4.1.	Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Etkisi	161
3.4.4.2.	Yakıt Püskürtme Avansının Etkisi	164
3.4.5.	İkinci Yasa Verimleri	167
4.	SONUÇLAR.....	168
5.	ÖNERİLER	170
6.	KAYNAKLAR.....	171
ÖZGEÇMİŞ		

Doktora Tezi

ÖZET

İKİ ZAMANLI BİR GEMİ DİZEL MAKİNESİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ TEMELLİ EKSERJİ ANALİZİ

Enes Fatih PEHLİVAN

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. İsmail ALTIN
2022, 181 Tez Sayfa

Sunulan tez çalışmasında; iki zamanlı bir gemi dizel makinesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği esaslı sayısal bir model oluşturulmuştur. Geliştirilen sayısal model ile; ilk aşamada, iki zamanlı gemi dizel makinesinin yanma karakteristikleri incelenmiştir. İkinci ve asıl aşamada ise; sayısal modelden sağlanan veriler kullanılarak iki zamanlı gemi dizel makinesi için ayrıntılı bir ekserji analizi gerçekleştirilmiştir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği esaslı geometrik model, Ansys Spaceclaim Design Modeler ile oluşturulmuştur. Modelleme işleminde, iki zamanlı gemi dizel makinesinin boyutları tam ölçekli olacak şekilde göz önüne alınmıştır. Kurulan geometrik modelin hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli analizi, Ansys Forte yazılımı aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmadaki yanma işleminin modellenmesinde, 36 bileşen 74 reaksiyon içeren yarı-detaylı n-tetradekan indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizması kullanılmıştır.

Sayısal modelin doğruluğu gösterildikten sonra; üç adet toplam püskürtülen yakıt miktarı ve üç adet yakıt püskürtme zamanlaması olmak üzere, toplam altı farklı durum için parametrik çalışmalar yapılmıştır. Elde edilen bulgular incelendiğinde, birinci ve ikinci yasa verimlerinin en yüksek değerlerinin; sırasıyla yaklaşık %51.1 ve %43.15 şeklinde olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: İki Zamanlı Gemi Dizel Makinesi, Benzetim, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Çözüm ağı, Kimyasal Kinetik Mekanizması, Ekserji Analizi, İkinci Yasa Verimi

PhD. Thesis

SUMMARY

EXERGY ANALYSIS BASED ON COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS OF A TWO-STROKE MARINE DIESEL ENGINE

Enes Fatih PEHLIVAN

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Naval Architecture and Marine Engineering Graduate Program
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ismail ALTIN
2022, 181 Pages

In the presented thesis; a numerical model based on computational fluid dynamics is established for a two-stroke marine diesel engine. In the first stage, combustion characteristics of the two-stroke marine diesel engine with the developed numerical model. In the second and main stage; an exergy analysis was carried out for the two-stroke marine diesel engine using the data obtained from the numerical model in detail.

Geometrical model based on computational fluid dynamics was established with Ansys Spaceclaim Design Modeler. The dimensions of the two-stroke marine diesel engine are considered to be full scale in the modeling process. Computational fluid dynamics-based analysis of the established geometric model was carried out using Ansys Forte software. The semi-detailed reduced chemical kinetic mechanism contained 36 species and 74 reactions of n-tetradecane was used to model the combustion process in the numerical study.

Parametric studies were conducted for six different situations as a total, which are three of amount of total injected fuel and three of timing of fuel injection after the accuracy of the numerical model was shown. When the findings obtained are examined, the highest values of the first and second law efficiencies were determined to be approximately 51.1% and 43.15%, respectively.

Key Words: Two-Stroke Marine Diesel Engine, Simulation, Computational Fluid Dynamics, Meshing, Chemical Kinetics Mechanism, Exergy Analysis, Second Law Efficiency

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1.	İki zamanlı makinelerde süpürme yöntemleri	3
Şekil 1.2.	Tek yönlü akımlı büyük iki zamanlı gemi dizel makinesinin kesit resmi.....	4
Şekil 2.1.	Bessel fonksiyonu girdap hız profili	42
Şekil 2.2.	α hücre yüzeyi üzerinde ortalananmış termodinamik miktarın gradyanını belirlemek için kullanılan altı adet nokta	46
Şekil 2.3.	Bütün koni yakıt demetleri için KH/RT parçalanma modeli	51
Şekil 2.4.	KH parçalanma modelinin uygulanmasındaki iki adımlı yaklaşım	54
Şekil 2.5.	Kararsız gaz-jeti modeli	56
Şekil 2.6.	Genişleyen bir köşede film tabakasının duvardan ayrılma süreci	61
Şekil 2.7.	Ansys Forte HAD yazılımı arayüzü ve HAD geometrik modeli	65
Şekil 2.8.	Ekserji analizinde kullanılan sistemin görünümü	77
Şekil 3.1.	Deneysel ve HAD modeli benzetim verilerinin üç farklı hücre sayısı durumu için karşılaştırılması	81
Şekil 3.2.	Optimum çözüm ağındaki hücre sayısının belirlenmesi	82
Şekil 3.3.	Ağ bağımsız çözüm için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi	83
Şekil 3.4.	Ağ bağımsız çözüm için indikatör diyagramı	84
Şekil 3.5.	38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi.....	86
Şekil 3.6.	37.8 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi.....	87
Şekil 3.7.	37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi.....	88
Şekil 3.8.	Açığa çıkan ısı oranlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre değişimlerinin karşılaştırılması	89
Şekil 3.9.	-2 KMA yakıt püskürtme avansı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi	90
Şekil 3.10.	0 KMA yakıt püskürtme avansı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi	91
Şekil 3.11.	2 KMA yakıt püskürtme avansı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi	92

Şekil 3.12. Açığa çıkan ısı oranlarının yakıt püskürtme avanslarına göre değişimlerinin karşılaştırılması	93
Şekil 3.13. 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi	95
Şekil 3.14. 37.8 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi	96
Şekil 3.15. 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi	97
Şekil 3.16. Silindir basınçlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre değişimlerinin karşılaştırılması	98
Şekil 3.17. -2 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi	99
Şekil 3.18. 0 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi	100
Şekil 3.19. 2 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi	101
Şekil 3.20. Silindir basınçlarının yakıt püskürtme avanslarına göre değişimlerinin karşılaştırılması.....	102
Şekil 3.21. 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir içi sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi	103
Şekil 3.22. 37.8 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir içi sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi	104
Şekil 3.23. 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir içi sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi	105
Şekil 3.24. Silindir içi gaz sıcaklık değerlerinin püskürtülen yakıt miktarına göre değişimlerinin karşılaştırılması	106
Şekil 3.25. -2 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir içi gaz sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi.....	107
Şekil 3.26. 0 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir içi gaz sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi.....	108
Şekil 3.27. 2 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir içi gaz sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi.....	109
Şekil 3.28. Silindir içi sıcaklık değerlerinin yakıt püskürtme avanslarına göre değişimlerinin karşılaştırılması	110
Şekil 3.29. NO _x emisyonlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması.....	112
Şekil 3.30. CO emisyonlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması.....	113
Şekil 3.31. Yanmamış hidrokarbon emisyonlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması	114

Şekil 3.32. İş emisyonlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması.....	115
Şekil 3.33. NO _x emisyonlarının yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması	117
Şekil 3.34. CO emisyonlarının yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması.....	118
Şekil 3.35. Yanmamış hidrokarbon emisyonlarının yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması	119
Şekil 3.36. İş emisyonlarının yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması	120
Şekil 3.37. İndike güç değerlerinin toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması.....	121
Şekil 3.38. Özgül yakıt tüketimi değerlerinin toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması	122
Şekil 3.39. Birinci yasa verimi değerlerinin toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması	123
Şekil 3.40. İndike güç değerlerinin yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması...	124
Şekil 3.41. Özgül yakıt tüketimi değerlerinin yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması.....	125
Şekil 3.42. Birinci yasa verimi değerlerinin yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması.....	126
Şekil 3.43. En uygun operasyon durumu için silindir içi gaz karışımının ekserji değişim oranı değerlerinin krank mili açısına göre değişimi	129
Şekil 3.44. En uygun operasyon durumu için silindir içi gaz karışımının kümülatif ekserji değerlerinin krank mili açısına göre değişimi.....	130
Şekil 3.45. Toplam püskürtülen yakıt miktarının ısı transferi ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi	132
Şekil 3.46. Toplam püskürtülen yakıt miktarının kümülatif ısı transferi ekserjisi üzerindeki etkisi.....	133
Şekil 3.47. Toplam püskürtülen yakıt miktarının iş ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi.....	135
Şekil 3.48. Toplam püskürtülen yakıt miktarının kümülatif iş ekserjisi üzerindeki etkisi.....	136
Şekil 3.49. Toplam püskürtülen yakıt miktarının ekserji yıkımı değişim oranı üzerindeki etkisi.....	138
Şekil 3.50. Toplam püskürtülen yakıt miktarının kümülatif ekserji yıkımı üzerindeki etkisi.....	139
Şekil 3.51. Toplam püskürtülen yakıt miktarının silindir içi toplam ekserji değişim oranı üzerindeki etkisi.....	141
Şekil 3.52. Toplam püskürtülen yakıt miktarının kümülatif silindir içi toplam ekserji değişimi üzerindeki etkisi	142

Şekil 3.53. Toplam püskürtülen yakıt miktarının yakıt ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi.....	144
Şekil 3.54. Toplam püskürtülen yakıt miktarının yakıtın kümülatif ekserjisi üzerindeki etkisi.....	145
Şekil 3.55. Yakıt püskürtme avansının ısı transferi ekserjisinin değişim oranı üzerindeki etkisi.....	147
Şekil 3.56. Yakıt püskürtme avansının kümülatif ısı transferi ekserjisi üzerindeki etkisi.....	148
Şekil 3.57. Yakıt püskürtme avansının iş ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi	150
Şekil 3.58. Yakıt püskürtme avansının kümülatif iş ekserjisi üzerindeki etkisi.....	151
Şekil 3.59. Yakıt püskürtme avansının ekserji yıkımı değişim oranı üzerindeki etkisi	153
Şekil 3.60. Yakıt püskürtme avansının kümülatif ekserji yıkımı üzerindeki etkisi.....	154
Şekil 3.61. Yakıt püskürtme avansının silindir içi toplam ekserji değişim oranı üzerindeki etkisi.....	156
Şekil 3.62. Yakıt püskürtme avansının kümülatif silindir içi toplam ekserji değişimi üzerindeki etkisi.....	157
Şekil 3.63. Yakıt püskürtme avansının yakıt ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi	159
Şekil 3.64. Yakıt püskürtme avansının kümülatif yakıt ekserjisi üzerindeki etkisi	160
Şekil 3.65. 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için Sankey diyagramı	161
Şekil 3.66. 37.8 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için Sankey diyagramı	162
Şekil 3.67. 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için Sankey diyagramı	163
Şekil 3.68. -2 KMA yakıt püskürtme avansı için Sankey diyagramı	164
Şekil 3.69. 0 KMA yakıt püskürtme avansı için Sankey diyagramı	165
Şekil 3.70. 2 KMA yakıt püskürtme avansı için Sankey diyagramı	166

TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 2.1. Standart ve RNG $k-\epsilon$ model sabitleri.....	29
Tablo 2.2. 4T50MX büyük iki zamanlı gemi dizel test makinesinin teknik özellikleri	65
Tablo 2.3. Yakıt demeti ve enjektör parametreleri.....	66
Tablo 2.4. Nozul ve püskürtme parametreleri	67
Tablo 2.5. Giriş ve çıkıştaki sınır şartlarının özellikleri	68
Tablo 2.6. Hareketsiz yüzeylerdeki sınır şartları	68
Tablo 2.7. Hareketli yüzeylerdeki sınır şartları	69
Tablo 2.8. Analiz için tanımlanan başlangıç şartları	70
Tablo 2.9. Benzetim kontrol ayarları.....	73
Tablo 2.10. Benzetim çıktı ayarları	75
Tablo 2.11. Parametrik çalışma şartları	76
Tablo 3.1. İki zamanlı gemi dizel makinesinin ikinci yasa verimleri.....	167

SEMBOLLER DİZİNİ

A_{noz}	: Nozulun kesit alanı [mm ²]
$\bar{a}_f^{ch}$	: Yakıtın molar kimyasal ekserjisi [kJ/kg]
B	: Piston çapı [mm]
B_{KH}	: KH parçalanma modelinin boyut sabiti
B_{RT}	: RT parçalanmasının boyut sabitiyken
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı kapasitesi [kJ/kg.K]
C_{iki}	: Türbülans model sabiti
C_{KH}	: KH parçalanmasının zaman sabiti
C_{RT}	: RT parçalanmasının zaman sabiti
C_S	: Türbülans model sabiti
d_{noz}	: Nozul çapı
D	: Karışım ortalamalı moleküler difüzyon katsayısı
D_T	: Türbülans difüzyon katsayısı
$\mathbf{F}^S$	: Yakıt demetinden kaynaklanan birim hacim başına düşen momentum kazanımı
$\mathbf{g}$	: Özgül yerçekimi kuvveti [m/s ²]
h_k	: k bileşeninin özgül entalpisi [kJ/kg]
$\mathbf{H}$	: Grup ortalaması veya taşınım terimi filtreleme terimi, türbülanslı akı terimi
H_{cr}	: Sıçratma eşik değeri
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
$\mathbf{I}$	: Birim tansör
I	: Özgül iç enerji
$\bar{\mathbf{J}}$	: Isı iletimi ve entalpi yayılımından kaynaklı ısı akısı vektörü
K	: Toplam bileşen sayısı
K_g	: Sistem içerisindeki gaz fazında olan bileşenlerin sayısı
K_S	: Pürüzlülük yüksekliği [μm]
KMA	: Krank mili açısı [°]
L	: Yakıt demeti parçalanma uzunluğu [mm]

LES	: Büyük Girdap Benzetimi
k	: Türbülanslı kinetik enerji [J/kg, m ² /s ²] ve kimyasal bileşenlerin indeksi
l	: Biyel kolu uzunluğu [mm]
m	: Toplam kütle [g, kg]
m_i	: i bileşiminin kütlesi
$\dot{m}_k$	: Sınırdaki mevcut olan net debi oranlarının toplamı
$\dot{M}$	: Yeniden sürüklenme veya buharlaşmadan dolayı birim alan başına düşen kütle
$\dot{M}_{imp}$	: Duvar çarpmasından kaynaklı kütle kaynak terimi
M_i	: i 'inci bileşenin molekül kütlesi [kg/kmol]
$N_{yakıt}$	: Püskürtülen yakıtın mol sayısı [kmol]
$\dot{Q}_{imp}$	: Duvar çarpmasından kaynaklanan enerji kaynak terimi
$\dot{Q}^c$	: Kimyasal tepkimelerden kaynaklı ısı salımı kaynak terimi
$\dot{Q}^s$	: Yakıt demeti etkileşiminden kaynaklı ısı salımı kaynak terimi
Q_i	: Mutlak sıfır noktasındaki i reaksiyonunun reaksiyon ısısı
$\vec{\dot{P}}_{imp}$	: Duvar çarpmasından kaynaklı birim alan başına düşen momentum kaynak terimi
P_{sil}	: Silindir içerisindeki gazların anlık basınç değeri [kPa]
P_0	: Gerçek ölü hal durumundaki çevrenin basıncı [kPa]
p_f	: Duvar çarpmasından kaynaklı basınç
r_p	: Yakıt jetinin püskürtme yarıçapı
$r_{p,0}$	: Parçalanma başlangıcındaki ana damlacığın yarıçapı
r_c	: Ana parçalanma işlemi boyunca oluşan yeni damlacıkların çapı
R_U	: Üniversal gaz sabiti [kJ/kmol.K]
$\bar{\mathbf{S}}$	: Şekil değiştirme hızı tansörü
S	: Sistemin entropisi [kJ/K]
s_p	: Sabit basınçta entropi [kJ/kg.K]
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier Stokes
T	: Sıcaklık [K]
T_W	: Ortalama duvar sıcaklığı [K]
T_l	: Film tabakasının ortalama sıcaklığı [K]
T_s	: Film tabakası yüzeyindeki gaz sıcaklığı [K]
T_{sil}	: Silindir içerisindeki gazların anlık ortalama sıcaklık değeri [K]

T_0	: Gerçek ölü hal durumundaki çevrenin anlık sıcaklığı [K]
$\mathbf{u}$	: Akış hızı vektörü [m/s]
$\mathbf{u}''$	: Çalkantılı hız bileşeni [m/s]
u^*	: Duvar kayma gerilmesiyle ilişkili olan kayma hızı veya sürtünme hızı [m/s]
$\tilde{\mathbf{u}}$	: Akış ortalama hız bileşeni [m/s]
$\vec{u}_f$	: Film tabakasının ortalama hızı
$\vec{u}_w$	: Duvar hızı
U_{rel}	: Sıvı-gaz göreceli hız büyüklüğü
W_k	: k bileşeninin moleküler ağırlığı
V	: Toplam silindir hacmi [mm ³]
V_k	: Bileşenlerin difüzyon hızı [m/s]
V_c	: Ölü hacim [mm ³]
$V(t)$	: t anındaki hacim [mm ³]
$\vec{V}_{gaz}$	: Gaz fazındaki HAD hız vektörü
$\vec{V}'_{turb}$	: Gaz fazındaki türbülanslı akışın hız vektörü
w_0	: Darbe yüzeyine dik olan damlacığın hızı
$X_{silindir}$	: Kümülatif silindir içi genel ekserji terimi [kJ]
$X_{iş}$	: Kümülatif iş transferi ekserji terimi [kJ]
$X_{ısı}$	: Kümülatif ısı transferi ekserji terimi [kJ]
$X_{yakıt}$	: Kümülatif püskürtülen yakıt ekserji terimi [kJ]
$X_{yıkım}$	: Kümülatif ekserji yıkım terimi [kJ]
y_k	: k bileşeninin kütle oranı
$^\circ$	: Derece
α	: Isı iletim katsayısı
α_T	: Türbülanslı ısı iletim katsayısı
β	: Boyutsuz yüzey pürüzlülüğü (pürüzlülük yüksekliği/gelen damlacığın çapı)
ϕ	: Ekivalans (Eşdeğerlik) oranı
$\mathcal{E}$	: Türbülans kinetik enerji bozunum oranı [m ² /s ³]
λ	: Isıl yayınlılık
λ_T	: Türbülanslı ısı iletim katsayısı
δ	: Boyutsuz film kalınlığı (film kalınlığı/gelen damlacık çapı)

δp_f	: Film boyunca oluşan basınç farklılığı
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
$\dot{\rho}_k^c$	: Kimyasal reaksiyonlardan dolayı oluşan kaynak terimi
$\dot{\rho}_k^s$	: Yakıt demeti buharlaşmasından oluşan kaynak terimi
τ	: Türbülanslı zaman ölçeği [s]
τ_{chem}	: Kimyasal zaman ölçeği [s]
τ_{eff}	: Efektif zaman ölçeği [s]
τ_m	: Türbülanslı karışma zamanı [s]
τ_{mix}	: Türbülanslı sayıl karışma zaman ölçeği [s]
τ_{RT}	: Ana damlacığın parçalanması için gerekli olan karakteristik zamanı
τ_w	: Duvar kayma gerilmesi
σ	: Yüzey gerilimi [N/m ²]
$\bar{\sigma}$	: Viskoz kayma gerilmesi [N/m ²]
μ_l	: Sıvının dinamik viskozitesi, T_f ortalama film sıcaklığında değerlendirilen film tabakasının viskozitesi
μ_i^0	: En son ölü haldeki i bileşeninin kimyasal potansiyeli [kJ/kg]
$\eta_{ekserji}$	: İçten yanmalı motorlarda ekserji verimi
ν	: Laminer kinematik viskozite
ν_T	: Türbülans kinematik viskozite
$\dot{\omega}_{ki}$	: i . reaksiyonda k . bileşenin üretim oranı
$\tilde{\omega}_{k,eff}$	: k bileşeninin efektif üretim oranı
$(\Delta h_f^0)_k$	: Mutlak sıfır noktasındaki k bileşeninin oluşum entalpisi
Φ	: Bileşenlerin taşınmasını sağlayan türbülans akış terimi
Γ	: Doğrusal olmayan taşınım teriminin grup ortalaması, Reynolds gerilme tansörü
∇_s	: Yüzey gradyan işleci
Λ_{KH}	: En hızlı büyüyen dalganın dalga boyu
Ω_{KH}	: Büyüme oranı

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Dünya ticaretinin yaklaşık olarak %90'ından fazlası, deniz taşımacılığı yoluyla gerçekleştirilmektedir. Bu bağlamda; dinamik bir özelliğe sahip olan deniz taşımacılığı, dünyadaki ticari faaliyetlerin büyük çoğunluğunun bel kemiğini oluşturmaktadır. Hem yük hem de yolcu taşımacılığında farklı tipte ve boyutlarda gemiler görev almaktadır. Gemilerin sevk işleminde ise dizel makineler yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO)'nun belirlediği kurallar gereği; gemi makinelerinin, katı egzoz emisyon standartlarını (MARPOL Annex VI) egzoz emisyon alanlarını da dikkate alarak karşılaması zorunluluğu bulunmaktadır (URL-1, 2020; URL-2, 2021). Buradan, gemi makinelerinin çalışmasının mümkün olduğu kadar verimli ve çevreci bir özelliğe sahip olması gerektiği sonucu ortaya çıkmaktadır. Bu amaçlar doğrultusunda; farklı uluslararası gemi makinesi üreticisi şirketlerin, verimli ve çevreci tasarıma sahip gemi makinelerinin geliştirilmesine yönelik olarak yürüttüğü çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir.

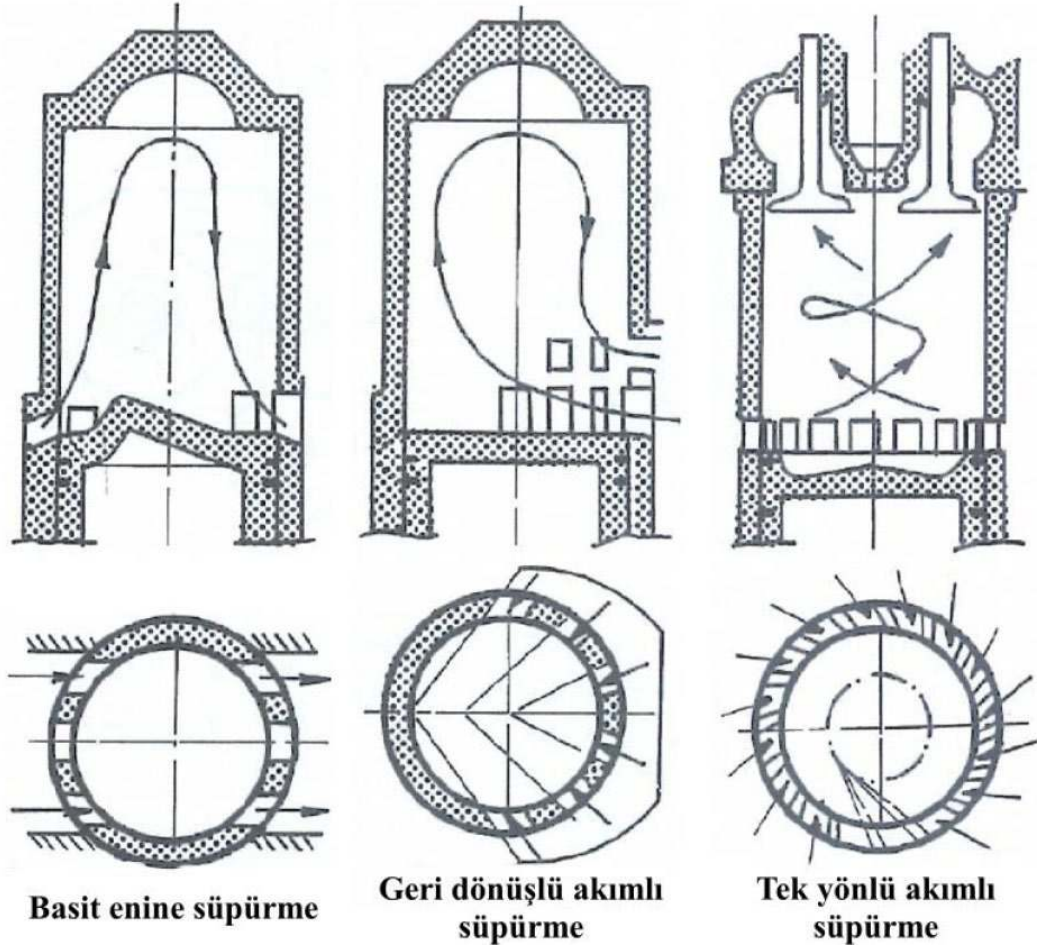
Yüksek güç gereksinimi olan gemilerde; operasyonel yapısının basit olması, iyi bir yakıt ekonomisine sahip olmaları ve bakım işlemlerinin kolaylığı vb. nedenlerle, yapısal olarak büyük boyutlara sahip olan düşük devir sayılı iki zamanlı gemi dizel makineleri tercih edilmektedir. İki zamanlı gemi dizel makinelerinin çalışması sırasında; süpürme işlemi kritik bir öneme sahip olmasına karşın, başta yanma işlemi olmak üzere diğer çevrim süreçlerinin de ayrıntılı bir şekilde incelenmesi yenilikçi makine tasarımı konsepti açısından büyük önem arz etmektedir.

Yenilikçi gemi makinesi tasarımları, bilimsel çalışma verileri esas alınarak gerçekleştirilmektedir. Mevcut gidişat incelendiğinde; gemi makineleri alanındaki araştırma ve geliştirme faaliyetlerinin deneyselden ziyade sayısal çalışmalar üzerinde yoğunlaşarak sürmekte olduğu anlaşılmaktadır. Bunun da temel nedeni; hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yaklaşımına dayalı ve hesaplama gücü yüksek yeni nesil yazılımların (paket programların) güvenilir sonuçlar üretebilme kabiliyetidir.

1.2. İki Zamanlı Gemi Dizel Ana Makineleri

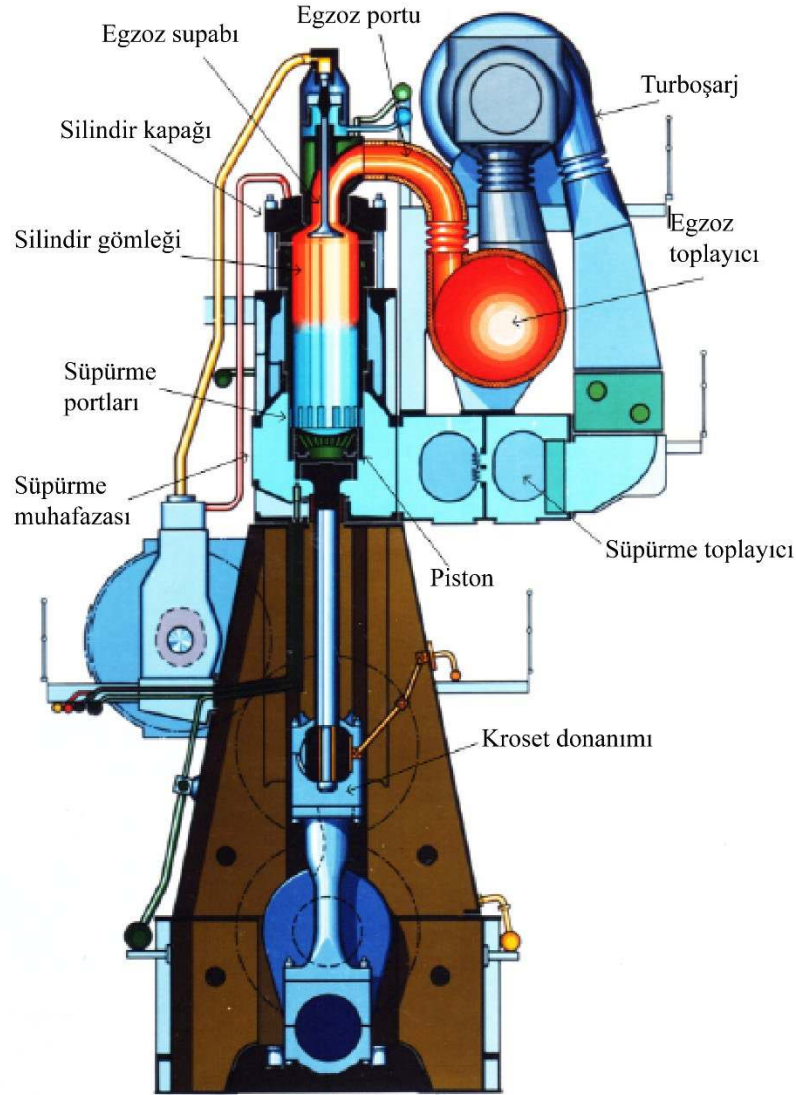
Boyutsal olarak büyük ve düşük devir sayılı iki zamanlı gemi dizel makineleri son zamanlarda inşa edilmiş büyük ticari gemilerin sevk edilmesi için kabul gören standart bir teknolojidir (Theotokatos, 2010). Deniz yolu taşımacılığı, kara ve hava yolu taşımacılığına göre daha güvenilir bir yoldur. Bu durum ile ilişkili olarak, gemi makinelerinde kullanılan yakıtların maliyetindeki artışlar ve egzoz emisyonu düzenlemeleri nedenleriyle, gemi makinelerinin verimlerinin arttırılması önemli bir konu haline gelmiştir. 1950'li yıllarda turboşarj donanımının gemi makinelerinde kullanılmaya başlamasıyla birlikte makinelerin efektif veriminde gözlemlenebilir düzeyde bir artış elde edilmiştir (Volund, 2003; Woodyard, 2009). Günümüzde, iki zamanlı gemi dizel makinelerinin efektif verimleri %50'nin üzerindeki seviyelerde bulunmaktadır.

İki zamanlı gemi dizel makinelerinde; süpürme işlemi, gemi makinesinin çalışma süreçlerinin başında yer almaktadır (Schweitzer, 1949; Karunanidhi vd., 2014). Süpürme işlemi; doğası gereği kararsız bir yapıdadır. Süpürme işleminin iyileştirilmesi; makinenin efektif verimini iyileştireceğinden dolayı, düşük yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları gibi modern makine tasarım hedeflerine erişilmesine olanak sağlamaktadır. Silindirden yanmış egzoz gazlarını uzaklaştırmak için çeşitli süpürme yöntemleri geliştirilmiştir. Bunlar; geri dönüşlü akımlı süpürme, basit enine süpürme ve tek yönlü akımlı süpürme sistemleridir. Şekil 1.1'de iki zamanlı motorlarda uygulanan farklı tipte süpürme yöntemleri gösterilmektedir.



Şekil 1.1. İki zamanlı makinelerde süpürme yöntemleri (Stone, 1999; Andersen, 2015).

Geri dönüşlü akımlı ve basit enine süpürme yöntemlerinde egzoz supabı kullanılmaması nedeni ile daha basit bir yapıya sahiptir. Buna karşın, sözü edilen bu iki süpürme yöntemi egzoz gazlarının silindirden tam olarak uzaklaştırılması açısından yetersiz kalmaktadır (Hageman vd., 2015). Tek yönlü akımlı süpürme yönteminde silindir kafasında egzoz supabı bulunmaktadır (Percival, 1955; Haider vd., 2013). Basit yapısı ve etkin süpürme işlemi özelliği nedenleriyle; iki zamanlı gemi dizel makinelerinde genellikle tek yönlü akımlı süpürme yöntemi kullanılmaktadır. Tek yönlü akımlı süpürme yönteminde süpürme verimi ve bunun sonucu olarak gemi ana makinesinin efektif verimi daha yüksek değerler almaktadır. Tek yönlü akımlı süpürme yöntemi kullanılan bir gemi dizel ana makinesinin kesit resmi Şekil 1.2’de gösterilmiştir.



Şekil 1.2. Tek yönlü akımlı büyük iki zamanlı gemi dizel makinesinin kesit resmi (URL-3, 2021; Sigurdsson, 2011)

Tek yönlü akımlı süpürmeli iki zamanlı gemi dizel ana makinesinde, süpürme portları alt ölü noktaya (AÖN) yakın bir konumda bulunmaktadır. Egzoz portu ise silindir kafasında bulunmaktadır. Süpürme portları pistonun hareketiyle kontrol edilirken, egzoz supabı egzoz portunun açılıp kapanmasını sağlamaktadır. Taze dolgu (hava) alt ölü noktaya yakın bölgede bulunan süpürme portlarından giriş yapmakta ve egzoz gazları silindir kafasındaki egzoz portundan silindiri terk etmektedir (Andersen vd., 2013; Haider vd., 2013). Süpürme portları silindir içerisindeki dönme hareketini başlatması için genellikle radyal doğrultuya göre belirli bir açıda (15° - 25°) eğimli olarak tasarlanmıştır (Litke, 1999; Blair, 1990). Dönel akışın amacı; süpürme işlemini kararlı duruma getirmek, silindir yüzeylerinden (piston

kafası, silindir gömleği, silindir kafası ve supap) transfer edilen ısıyı kontrol etmek ve sonrasında, püskürtülen yakıt ve hava karışımını iyileştirmek.

Düşük devir sayılı iki zamanlı gemi dizel ana makinelerinin büyük boyutlara sahip olması ve yüksek silindir basınçlarıyla çalışmasından dolayı, bu tip makineler ile gerçekleştirilen deneysel çalışmalar hem çok maliyetlidir hem de çok fazla zaman harcanmasına sebep olmaktadır (Sigurdsson, 2011; Haider vd., 2013). Bu nedenle, iki zamanlı gemi dizel ana makinelerinin geliştirilmesi sürecinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği esaslı benzetim çalışmaları büyük önem arz etmektedir.

1.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yaklaşımı; akışkan akışı, ısı transferi ve kimyasal reaksiyonlar gibi akış içerisinde meydana gelen olayları kapsayan detaylı bir analiz yöntemidir. HAD yaklaşımı; uçakların veya araçların aerodinamiği, gemilerin hidrodinamiği, güç santralleri, turbo makineler, kimyasal süreçler, hidroloji ve oşinografi, meteoroloji, biyomedikal mühendisliği, gaz türbinleri, kazanların yanma odalarının tasarımı, içten yanmalı motorlar vb. birçok alanda araştırma-geliştirme faaliyetlerinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

HAD alanındaki geliştirmelerin temel amacı; bilgisayar destekli mühendislik araçlarıyla daha güvenilir hesap verileri üretmektir. Akışkan akışının tanımlamasındaki büyük karmaşıklık HAD yaklaşımının ilk zamanlarda geri kalmasına neden olmuştur. Son yıllarda, düşük maliyetli yüksek hızlı bilgisayarların varlığı ve kullanıcı dostu ara yüzlerin geliştirilmesiyle HAD yaklaşımı ön plana çıkmıştır. HAD yaklaşımıyla yapılan analizlerin toplam maliyeti; yüksek kalitedeki deneysel tesislerin kurulmasından daha ekonomik olmaktadır. HAD yönteminin çeşitli özgün avantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Yeni tasarım maliyetleri ve hazırlık zamanlarının önemli ölçüde azalması
- Çok büyük sistemler üzerinde deneyler yapılmasının imkansız veya zor olan sistemlerin çalışma kabiliyetlerinin incelenebilmesi
- Normal performans sınırlarının ötesinde ve tehlikeli şartlar altında çalışan sistemlerin (emniyet ile ilgili konuların ve kaza senaryolarının) çalışılabilmesi
- Pratik olarak sonuçların sınırsız şekilde detaylarının elde edilmesi

Deneyler; değişken maliyetli ve veri noktalarının sayısı ile orantılıyken, HAD kodları sanal olarak masrafsız aşırı büyük hacimli sonuçlar üretebilmektedir (Karunanidhi vd.,

2014). Örneğin, iki zamanlı gemi dizel makinesinin egzoz emisyonları açısından en uygun çalışma durumunun belirlenebilmesi gibi vb. parametrik çalışmalar da gerçekleştirilebilmektedir.

HAD kodları akış problemlerini çözebilen sayısal algoritmalar ile yapılandırılmıştır. Sayısal algoritmaların çözümleme yeteneğine kolaylıkla ulaşabilmek için, bütün ticari HAD yazılımları ileri teknolojik kullanıcı ara yüzlerini kullanmaktadır. HAD analizi Pre-processing (Ön işlem), Solver (Çözücü) ve Post-processing (Son işlem) olarak üç temel işlemden oluşmaktadır.

Pre-processing (Ön işlem): Ön işlem tekniği, işlemci dostu bir ara yüz aracılığıyla HAD yazılımı içerisine akış probleminin girdi olarak tanımlanmasını ve bu girdinin çözümleyici tarafından kullanımına uygun bir şekilde hazırlanması aşamalarından oluşmaktadır. Ön işlem tekniğinde kullanıcı aşağıdaki aktiviteleri gerçekleştirmelidir:

- Problemi tanımlayan geometrik yapının belirlenmesi: Sayısal hesaplama alanının tanımı
- Sayısal hesaplama alanını küçük alt bölümlere ayıran çözüm ağının üretilmesi: Hücrelerin, kontrol hacimlerinin veya elementlerin örgü (veya çözüm ağı) olarak hazırlanması
- Modelleme işleminde ihtiyaç duyulan fiziksel ve kimyasal olayların tespiti
- Akışkan özelliklerinin tanımlanması
- Hesaplama alanındaki sınırların temas ettiği veya denk düştüğü hücrelerde uygun sınır şartlarının belirlenmesi

Bir akış probleminin çözümünde hız, basınç, sıcaklık vb. özellikler her bir hücre içerisindeki düğüm noktalarında tanımlanır. HAD çözümünün doğruluğu örgüdeki hücre sayısı ile idare edilir. Hem çözümün hassasiyeti hem de gerekli bilgisayar donanımı ve hesaplama zamanı açısından çözüm maliyeti örgünün duyarlılığına bağlıdır. Düzensiz (noktadan noktaya büyük değişimlerin meydana geldiği daha ince alanlar ve göreceli olarak daha küçük değişimlerin olduğu daha kaba bölgeler) genellikle en uygun çözüm ağı tipidir. Son zamanlarda, hızlı değişimlerin meydana geldiği durumda örgünün otomatik olarak kendiliğinden uyarlanabilir çözüm ağı oluşturma yeteneğine sahip yazılımlar sıklıkla kullanılmaktadır. Hesaplama alanına sahip geometrinin tanımlanması ve örgünün oluşturulması işlemi HAD analizinin zaman harcanması açısından %50'sini oluşturmaktadır. Üretkenliği arttırmak için, bütün HAD kodları çizim programlarında bulunan özel yüzey modelleme araçları ve çözüm ağı oluşturucuları içerisine gömülmüştür.

Oluşturulan model HAD analizi yapılacak yazılımın içerisine aktarılarak HAD analizleri hazır hale getirilmektedir.

Solver (Çözücü): HAD analizinde sayısal çözümleme yaklaşımları; sonlu fark, sonlu eleman ve görüngenel yöntemler olmak üzere üç başlık altında toplanmıştır. En iyi bilinen ticari HAD kodları özel sonlu fark formüllerini kapsayan sonlu hacim yöntemini kullanmaktadır. En genel şekliyle sayısal algoritmanın işleyişi aşağıdaki gibidir:

- Hesaplama alanındaki bütün sonlu kontrol hacimleri üzerinden korunum denklemlerinin oluşturulması (integrasyonu)
- Elde edilen integral denklemlerinin cebirsel denklem takımı sistemine dönüştürülmesi (ayrıklaştırma)
- Cebirsel denklem takımının iteratif çözümü

Sonlu hacim yöntemindeki kavramların anlaşılması; sonlu eleman ve görüngenel yöntemlerden çok daha basit olduğundan dolayı, sonlu hacim yöntemi mühendislerin ilgisini çekmektedir. Genel akış değişkeninin Φ (yani hız bileşeni veya entalpi) sonlu kontrol hacmi içerisindeki korunumu, değişkenin artırılması veya azaltılmasını sağlayan çeşitli işlemler mevcuttur. Bu durum (1.1) eşitliğinde aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$\begin{bmatrix} \text{Zamana göre} \\ \text{kontrol hacmindeki} \\ \phi\text{'nin değişim oranı} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Kontrol hacmi} \\ \text{içerisindeki} \\ \text{yayınımdan} \\ \text{dolayı } \phi\text{'nin} \\ \text{net artış oranı} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Kontrol hacmi} \\ \text{içerisindeki} \\ \text{difüzyondan} \\ \text{dolayı } \phi\text{'nin} \\ \text{net artış oranı} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Kontrol hacmi} \\ \text{içerisindeki } \phi\text{'nin} \\ \text{net oluşum oranı} \end{bmatrix} \quad (1.1)$$

HAD kodları; kaynak terimlerinin (Φ değişkeninin oluşumu veya yok edilmesiyle bağlantılı olan) yanında taşınım olayları, konveksiyon (akışkan akışından kaynaklı taşınım) ve difüzyon (noktadan noktaya Φ değişkeninin değişiminden kaynaklı taşınım) ve bu değişkenlerin zamana göre değişim oranlarına uygun ayrıklaştırma tekniklerini kapsamaktadır. Gerçek fiziksel olaylar karmaşık olup lineer olmayan özelliktedirler. Bu nedenle, HAD analizinde iteratif çözüm yapılması gerekmektedir. En popüler iteratif çözüm yöntemleri, Tri-diagonal matris algoritması (TDMA) ve basınç ile hız arasındaki doğrusal ilişkiyi kuran SIMPLE algoritmasıdır.

Post-processing (Son işlem): Ön işlem tekniğinde olduğu gibi, son zamanlarda son işlem alanında çok büyük ölçüde ilerlemeler kaydedilmiştir. Mühendislikte kullanılan seçkin grafiksel kabiliyetlere sahip iş istasyonlarının kullanılmasından ötürü, HAD ticari yazılımları çok yönlü veri görselleştirme araçlarıyla donatılmıştır. Bu araçlar; hesaplama

alanının geometrisi ve örgü görüntüleme, vektörel çizimler, çizgi ve gölgeli kontur grafikleri, 2-boyutlu (2D) ve 3-boyutlu (3D) yüzey grafikleri, parçacık izleme ve görüntü işletme (taşıma, dönme, ölçekleme vs.) şeklindedir.

1.4. Ekserji Analizi

Termodinamik; ısı bilimidir. Isıl, mekanik ve kimyasal olaylar arasındaki ilişkilere açıklık getirmektedir. Enerji sistemlerinin veriminin incelenmesi mühendislik termodinamiğinin ana uygulama alanlarından birisidir. Bir enerji sisteminin verimi, termodinamiğin birinci yasasına yani enerji dengesi eşitliğine dayanır. Enerji dengesi sistem sınırından geçen farklı enerji çeşitleriyle eş değer olan bütün enerji formları arasında ayrım yapmaz (Kotas, 1985). Bunun yanında, enerji dengesi sistem içerisindeki kayıplar hakkında herhangi bir bilgi vermez. Termodinamik analizlerde sadece enerji dengesinin dikkate alınması yanıltıcı sonuçlara neden olabilir.

Diğer taraftan, termodinamiğin ikinci yasası ise bir termodinamik sistemde enerji transferlerinin “kalitesini” ve termodinamik tersinmezlikleri belirler. Sistemin ve çevresinin herhangi bir işlem sonrasında toplam entropisinin aynı kalması veya artması ikinci yasanın çıkarımlarından birisidir.

Termodinamiğin ikinci yasasının uygulama çıktısı olan ekserji, enerjinin iş yapan kısmı yani kullanılabilir enerji olarak tanımlanmaktadır (Rosen, 2002). Ekserji kelimesi Yunanca’da “ex” (tersinir) ve “ergon” (iş) kelimelerinden türetilmiştir. İlk defa, ekserji kavramı Sadi Carnot tarafından 1824 yılında kullanıldığı Wall (1993) tarafından bildirilmiştir. Ekserjinin literatürde çeşitli şekilde tanımlamaları mevcuttur. Kotas (1985) ve Bejan vd. (1995) ekserji kavramını; bir sistemin belirli başlangıç halinden ölü hale ulaşınca kadar elde edilebilecek en fazla teorik yararlı iş olarak ifade etmişlerdir. Szargut (1980)’e göre ekserji, bir madde doğal çevrenin temel elemanları ile tersinir süreçler yoluyla termodinamik denge durumuna getirildiği zaman elde edilebilecek iş miktarı olarak tanımlamıştır. Riekert (1974), sadece çevre ile sistem arasında ısı değişimi koşulu ile bir maddenin çevredeki yaygın maddelerden tersinir süreçlerle belirli bir durumda üretilmesi için gerekli mekanik enerji veya elektrik enerjinin o maddenin ekserjisi olduğunu ifade etmiştir. Kısaca; ekserji sistem çevresinin ölü hale ulaştığında kazanılabilen en fazla iştir (Bejan, 2016). Sistemden elde edilebilen en fazla iş ise tersinmez işlemlerden

elde edilmektedir. Gerçek mühendislik uygulamalarında, tersinmezliklerin meydana gelmesinden dolayı ekserji her zaman yıkılır veya tüketilir.

Gerçek mühendislik uygulamalarından birisi olan içten yanmalı motorlar; dünyadaki en yaygın güç kaynakları arasındadır. İçten yanmalı motorların ekserji analiziyle; bir motor çevrimi boyunca meydana gelen çeşitli prosesler arasındaki ekserji dağılımları ölçülebilmekte ve motorun maksimum potansiyel iş çıktısı detaylı bir şekilde incelenebilmektedir.

1.5. Literatür Araştırması

Sunulan tez çalışmasında, literatür araştırması; iki zamanlı gemi dizel makinelerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar, iki zamanlı gemi dizel makinelerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımına dayanan benzetim çalışmaları ve içten yanmalı motorlarda enerji ve ekserji analizi ile ilgili çalışmalar olmak üzere üç ana başlık altında gerçekleştirilmiştir.

1.5.1. İki Zamanlı Gemi Dizel Makinelerinde Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar

Nakagawa vd. (1990), büyük boyutlu ve düşük devir sayılı bir motor modeli üzerinde iki boyutlu LDV (Laser Doppler Velocimetry) ölçümleri ile deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, temel akışkan olarak hava kullanmışlardır. ÜÖN'daki pistonun teğetsel hız profilinin süpürme portu açısına bağlı olduğunu tespit etmişlerdir. Büyük port açıları, silindirin merkez bölgesinde daha büyük eksenel hız düşümleriyle sonuçlanmış ve bu nedenle zaman zaman ters yönlü bir akışın gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir.

Süpürme işlemini incelemek için, Ingvorsen vd. (2012) tek yönlü akımlı süpürmeli büyük iki zamanlı gemi dizel makinesinin ölçekli modeli üzerinde deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu model, saydam bir silindir ve statik bir supabı içermektedir. Piston hareketi doğrusal bir motor aracılığıyla kontrol edilmektedir. Steroskopik PIV (Particle Image Velocimetry) yöntemi vasıtasıyla hem hareketli hem de statik piston konumlarındaki süpürme akışını ve girdap yoğunluğunun etkisini incelemek için dört farklı süpürme port açısı (0, 10, 20 ve 30°) durumu kullanılarak incelenmiştir. Bunun yanında, daimi akış durumu POD (Proper Orthogonal Decomposition) yöntemiyle analiz edilmiş ve girdap

çekirdeğinin şeklinde ve konumundaki sistematik değişimler bu yöntemle tespit edilmiştir. Süreksiz durumdaki ölçümler ile merkezi devir daim bölgesinin hızlı bir şekilde oluşumu ve akış topolojisinde kuvvetli bir değişimin ortaya çıktığını bildirmişlerdir.

Haider vd. (2013), büyük iki zamanlı bir gemi dizel makinesinin ölçeklendirilmiş modeli üzerinde (sabit silindir uzunluğuna ve gerçek gemi dizel makinesine eşit strok/çap oranına sahip) stereoskopik PIV yardımıyla silindir içerisindeki dönel akışı deneysel olarak incelemişlerdir. Temel akışkan olarak atmosferik şartlardaki hava seçilmiştir. Ölçümler öteleme doğrultusundaki pistonun süpürme portlarını kısmi olarak kapattığı (%0-Portların tamamen açık olduğu durum, %25, %50 ve %75) sabit dört farklı piston konumunda gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısındaki değişimin silindir içerisindeki dönel akış üzerindeki etkisinin incelenmesi için, her bir piston konumunda iki farklı Reynolds sayısına sahip ($Re=32500$ ve 65000) akışlar gerçekleştirilmiş ve ölçümleri yapılmıştır.

Ingvorsen vd. (2013a), tek yönlü akımlı süpürmeli büyük iki zamanlı gemi dizel makinesinin ölçekli bir modeli üzerinde türbülanslı ve girdap akışını incelemişlerdir. Eşit aralıklı 30 süpürme portu dört farklı süpürme portu açısında (0° , 10° , 20° ve 30°) tasarlayarak girdap üretimi sağlamışlardır. PIV yöntemi kullanarak akış alanının detaylı bir tanımlamasını yapmışlardır. Ortalama akış hız alanları hem sabit bir koordinat sistemi hem de anlık akış topolojisine dayanan koordinat sistemini kullanarak hesaplamışlardır. Lazer Doppler Anemometresi (LDA) ile eksenel hız bileşeninin zamana bağlı ölçümler yapmışlardır. Güçlü girdap akışı durumunda, bir girdap bozunumu gözlemlemişlerdir.

Ingvorsen vd. (2013b) ve Ingvorsen vd. (2014)'in çalışmaları; portların açık ve pistonla kapatıldığı iki durum için dinamik şartlar altında motor modeli içerisinde akışı dikkate alarak sırasıyla Ingvorsen vd. (2012) ve Ingvorsen vd. (2013a)'in çalışmalarının genişletilmiş hallerini içermektedir. Bu çalışmaların ana amacı, HAD modellerinin geliştirilmesinde ve doğrulanmasında kullanılabilecek doğrulanmış bir veri tabanını oluşturmaktır. İkinci amaç ise; dinamik şartlar altında, silindir içerisindeki akış alanının anlaşılmasını ve sürekli akış şartları altında sonuçların dinamik şartlar altındaki akışın durumunu değerlendirmeye imkan vermesini sağlamak şeklindedir. Silindir içerisindeki türbülanslı girdap akışını PIV ve LDA ile ölçmüşlerdir. Modelde yanma ve sıkıştırma işlemi ihmal edilmiştir ve bu sebepten ötürü deneyler izotermal şartlar altında gerçekleştirilmiştir. Daimi akış şartları altında elde edilen hız profilleri karşılaştırıldığında kararlı akış hız profillerinin dinamik şartlarda temsil edilemeyeceğini bildirmişlerdir.

Hult vd. (2014), süpürme işleminin verimli bir şekilde tasarlanması ve oluşturulan HAD modelinin doğrulanması işlemi için gerekli olan veriyi sağlamak amacıyla tam ölçekli MAN Diesel & Turbo 4T50ME-X iki zamanlı gemi dizel makinesinde PIV yöntemini kullanarak silindir içerisindeki akış hız değerlerini belirlemişlerdir. Işınlar, özel isteğe uyarlanmış bir motor gömleğinin optik portlarından çıkmaktadır. Çalışmada, teğetsel ve eksenel akış hızları iki farklı süpürme portu düzenlemesi için silindirdeki iki farklı radyal konumda çevrim boyunca ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar girdap hızları üzerinde nicel bir deneysel bilgi sunulmasına imkan sağlamıştır. Ayrıca, çevrimsel farklılıklar ve hız alanı türdeşliği analiz edilebilmiş ve egzoz supabı açılma ve kapanma zamanlarında çevrimsel farklılıkların en büyük değere ulaştığını tespit etmişlerdir.

Herrmann vd. (2010), orijinal bir yakıt demeti ve yanma odası kavramı vasıtasıyla büyük iki zamanlı gemi dizel makinelerinin yakıt demeti karakteristiklerini içeren referans veri üretimini gerçekleştirmek üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yakıt demeti yayılımı için gerekli olan referans verisini gölge görüntüleme ölçümleriyle elde etmişlerdir. Bu veri, tek delikli bir nozulun yakıt demeti yönlendirmesi, enjektör deliklerinin sayısı, gaz basıncı ve sıcaklığı gibi temel parametrelerin değişimini kapsamaktadır. Büyük 2-zamanlı gemi dizel makinesinin belirli şartlarda toplanan yakıt demeti yayılımının altında yatan olayın daha iyi anlaşıldığını ve benzetim araçlarının model doğrulama sürecinde önemli bir katkı verdiğini bildirmişlerdir.

Yang vd. (2019), düşük sülfür içeriğine sahip dizel yakıtının düşük devir sayılı, iki zamanlı, kroset donanımlı, ortak hatlı elektronik yakıt püskürtme sistemini içeren MAN B&W 6S35ME-B9 gemi dizel makinesinde kullanımının yakıt tüketimi, yanma karakteristikleri ve emisyon (NO_x , CO_2 , CO ve HC) karakteristiklerini incelemek üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneyleri sırasıyla %25, %50, %75 ve %100 yük çalışma durumlarında gerçekleştirmişlerdir. Makinenin silindir içerisindeki basıncı, sıcaklığı ve kümülatif ısı salımı, yük oranının artmasıyla artmıştır. %100 yük durumunda CO_2 ve HC emisyonları hafif bir oranda artarken, %25-%75 yük oran aralığı arasındaki durumlarda bu emisyonların önemli derecede azaldığını gözlemlemişlerdir. Bunun yanı sıra, yakıt tüketim oranı benzer bir değişime sahip olmuş ve en düşük yakıt tüketim oranı %75 yük oranında gerçekleşmiştir. Motor yük oranının artmasıyla egzoz gazındaki NO_x oranı artmış olmasına karşın, NO_x emisyonları 12.5-13.0 g/kWh seviyelerinde kaldığını tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, büyük iki zamanlı gemi dizel test makinesinin düşük sülfürlü gemi dizel yakıtıyla çalışma durumunun emisyonlar açısından iyi bir performans sergilediğini bildirilmişlerdir.

1.5.2. İki Zamanlı Gemi Dizel Makinelerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımına Dayanan Benzetim Çalışmaları

Dam (2007), iki zamanlı gemi dizel makinesinde püskürtülen yakıt demetlerini KIVA HAD kodu aracılığıyla sayısal olarak incelemiştir. Akış alanındaki değişimlerin çözümlenebilmesi için daha küçük hücre boyutlarının kullanılması gerektiğini ve nozul yerleşimindeki farklılıkların yakıt demeti karakteristikleri üzerinde büyük etkilere sahip olduğunu bildirmiştir.

Kontoulis vd. (2008), büyük iki zamanlı gemi dizel makinesinde ileri püskürtme stratejilerinin yanma işlemine etkilerini HAD yaklaşımını kullanan araçlar vasıtasıyla incelemiştir. Özellikle, pilot püskürtme stratejilerinin motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkilerini değerlendirmiştir. Emisyon oluşumunu karakterize etmek için, sıcaklık – ekivalans oranı ($T-\phi$) haritalarından yararlanmışlardır. Bu analiz ile; büyük gemi dizel makinelerinde kirlenici oluşum mekanizmaları üzerinde önemli bir bilgiyi ortaya çıkarmışlar ve is emisyonlarının eş zamanlı azaltılmasının yakıt tasarrufu ile mümkün olabileceğini bildirmiştir.

Kyriakides vd. (2009), genellikle gemi dizel makinelerinde kullanılan ağır dizel yakıtının (HFO) termo-fiziksel özelliklerini kapsayan modelini KIVA HAD kodu içerisinde geliştirmişler ve uygulamışlardır. Çalışmada, yakıt özelliklerinin yakıt demeti püskürtmesi üzerine etkisini sabit hacimli yüksek basınçlı bir odacık içerisinde HAD benzetimleri ile incelemiştir. Orta ve düşük devirli gemi dizel makinelerini temsil eden iki farklı nozul boyutu benzetimlerde dikkate alınmıştır. Ayrıca, kısmi ve tam yük durumlarına karşılık gelen iki farklı yanma odası basıncında benzetimler gerçekleştirmişlerdir. Dizel yakıt demetiyle karşılaştırıldığında, HFO yakıt demetinin karşılaştırılabilir bir nüfuziyet uzunluğuna ulaştığı ve daha büyük damlacık boyutu ile karakterize edilebileceğini bildirmiştir. Kontoulis vd. (2019), HFO'nun yakıt demeti dinamiğini kapsamlı bir şekilde incelemek için HFO yakıtının termo-fiziksel özelliklerini içeren detaylı modeli, büyük yakıt demeti yanma odasında ve büyük gemi makinesinde HAD analizi ile incelemiştir. Sayısal analiz sonuçlarını; yakıt demetinin yanma odasında tepkimeli ve tepkimesiz akışı için rapor etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçların deneysel veriler ile iyi bir uyum içerisinde olduğunu bildirmiştir. Büyük iki zamanlı gemi dizel makinesinde benzetim sonuçlarının basınç, ısı açığa çıkış oranı ve kirlenici emisyonlar açısından da deneylerle iyi bir uyum sağladığını gözlemlemiştir.

Bolla vd. (2012), hafif dizel yakıt ve HFO yakıt demeti püskürtme durumlarının reaktif olmayan 3-boyutlu HAD sayısal benzetimlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu benzetimler, tek delikli enjektör içeren yanma odasında gerçekleştirilmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çalışmalarında, oldukça küçük boyutlar için geliştirilmiş olan yakıt demeti modellerinin büyük gemi dizel makinelerinin zaman ölçeklerinde ve boyutlarında da uygulanabilir olup olmadığını değerlendirmek istemişlerdir. Buharlaşma olan – buharlaşma olmayan şartlar, girdap olan – girdap olmayan akışlar ve farklı yanma odası basınçları altında yakıt demetinden elde edilen gölge görüntüleri benzetim sonuçlarının doğrulanması için kullanmışlardır. Çalışmalarında; benzetim ve deneysel yöntem ile elde edilen sonuçların daha sağlıklı bir şekilde karşılaştırılabilmesini sağlamak üzere yenilikçi bir yöntem önermişlerdir.

Lamas ve Rodríguez (2012a ve 2012b) çalışmalarında; tek yönlü akımlı süpürmeli iki zamanlı gemi dizel makinesinde (MAN B&W 7S50MC) kritik bir süreç olan süpürme işleminin, egzoz emisyonu, gemi makinesi performansı ve verimi üzerindeki etkisini HAD yaklaşımını kullanarak incelemişlerdir. HAD analizinde Ansys Fluent yazılımını kullanmışlardır. Süpürme veriminin yanı sıra basınç, hız ve kütle oran değerlerini HAD yöntemi ile hesaplamışlar ve elde ettikleri benzetim sonuçlarını silindir içi basınç değerlerini içeren deneysel ölçümler ile doğrulamışlardır.

Andersen vd. (2013), MAN Diesel & Turbo şirketinin üretmiş olduğu 4T50ME-X iki zamanlı gemi dizel test makinesinin süpürme işlemini OpenFOAM açık kaynak kodlu HAD yazılımı vasıtasıyla incelemişlerdir. HAD modeli başlangıç ve sınır şartları zamana göre çözülmüş, supap ve hareket eden piston içeren gerçek motor geometrisi oluşturulmuş ve ölçüm verisiyle birleştirilmiştir. HAD modelinde asimetric giriş şartlarını dikkate almamışlardır. HAD ile elde edilen verilerle teğetsel ve eksenel hız PIV ölçüm verilerini karşılaştırarak modelin doğrulamasını yapmışlardır.

Andersen vd. (2014), yukarıda bahsedilen iki zamanlı gemi dizel test makinesindeki süpürme işleminin HAD analizi iki farklı girdap sayısı ($S_w=0.26$ ve $S_w=0.52$) için gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında, silindir içerisindeki girdapların silindirin alt kısmı boyunca özel olarak tasarlanmış bir kemer ile arttırarak süpürme işlemine etkilerini incelemeyi amaçlamışlardır. HAD modeline, Andersen vd. (2013)'ün çalışmasında kullanılan HAD modeline asimetric giriş şartlarını dahil etmişlerdir. Sınır şartlarını silindir boyunca hava akışından ölçülen ve sürekli olmayan basınç sinyallerini takip ederek elde etmişlerdir. Hem başlangıç şartlarının hem de benzetimlerin doğrulanması için gerekli olan

silindir içindeki hız ölçümlerini belirli motor çalışma parametreleri için gerçekleştirmişlerdir.

Andersen ve Mayer (2015), yukarıda bahsedilen tam ölçekli iki zamanlı gemi dizel test makinesinde farklı makine düzenlemelerinin süpürme işlemine etkilerini dört farklı motor yük (%25, %50, %75 ve %100) durumu için incelemişlerdir. Sundukları bu çalışma; hava miktarı, port zamanlaması ve süpürme basıncı gibi çalışma şartları değiştirilen parametrik etki alanının da incelenmesine katkıda bulunmuştur. Gerçek başlangıç şartlarının yanı sıra, ölçümlere karşılık gelen zamana göre belirlenmiş sınır şartları da kullanılmıştır. Çalışma; hacimsel dağıtım oranı (delivery ratio) ile silindir içindeki havanın hacimsel saflığı arasında yakın bir ilişki olduğunu ortaya koymuştur.

Sigurdsson vd. (2014), iki zamanlı tek yönlü akım süpürmeli gemi dizel makinesinde süpürme işleminin temel özellikleri hakkında bilgi edinmek ve silindir içerisinde gerçekleşen taşınım ısı transferi olayını detaylıca incelemek amacıyla 4T50ME-X iki zamanlı gemi dizel test makinesini HAD yaklaşımıyla sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmada kurulan HAD modeli tek bir silindirden ibaret olup, tek bir süpürme portunu temsil eden 12°'lik geometrik bölge olarak tanımlanmıştır. Yanma işlemi deneysel olarak belirlenmiş ısı açığa çıkış oranına dayanan zamana bağlı bir ısı kaynağıyla dikkate alınmıştır. HAD modeli; sayısal parametrelerin duyarlılık analizi ve model tahminleri ile deneysel veri arasındaki karşılaştırmayla doğrulanmıştır. Silindir gazlarıyla yanma odası yüzeyleri arasındaki taşınım ısı transferini incelenmişler ve toplam silindir içerisindeki ısı kaybını tahmin etmişlerdir. Çalışmada, HAD modelinin doğruluğu deneysel veriler kullanılarak gösterilmiştir. Gemi ana makinesinde taşınım ısı transferinin düşük seviyelerde olduğunu ve süpürme işleminin verimli bir şekilde gerçekleştiğini göstermişlerdir.

Hemmingsen vd. (2013), iki zamanlı bir gemi dizel makinesinin ölçekli bir modelinde türbülanslı dönel akışı ve farklı türbülans modellerinin doğruluğunu incelemek için HAD yaklaşımına dayanan benzetimler gerçekleştirmişlerdir. Kurdukları sayısal model, 3-boyutlu geometriyi tam olarak temsil etmektedir ve çalışmalarında piston hareketini eksenel doğrultuda sıkıştırılabilir hücreler aracılığıyla modellemişlerdir. Sıkıştırma ve yanma işlemini bu çalışmada ihmal etmişlerdir. Deneysel sonuçlarla HAD sonuçları birbirleriyle karşılaştırıldığında uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Hemmingsen vd. (2016), araştırma ve test işleri için kullanılan iki zamanlı gemi dizel makinesinin ölçekli bir modeli üzerinden 3-boyutlu HAD benzetimini gerçekleştirmişlerdir. Uzaysal ve zamansal ölçekler açısından detaylı akış benzetimlerini gerçekleştirmişlerdir.

Sundukları bu çalışmada; sıkıştırma ve yanma işlemini HAD modeline dahil etmemişlerdir. Duvar uyarlamalı yerel girdap (WALE) modelini içeren büyük girdap benzetimi (LES) yaklaşımı ve $k-\omega$ kayma gerilmeli transport modeli kullanılan Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) yaklaşımını test etmişlerdir. Her iki türbülans modeline ait sonuçların deneysel veriler ile uyumlu olduğunu belirlemişlerdir.

Liu vd. (2014), iki zamanlı gemi dizel makinesinin deneysel ve HAD yaklaşımına dayanan benzetim çalışmaları ile çeşitli yakıt püskürtme stratejilerinin (sıralı püskürtme, ön püskürtme ve son püskürtme) NO_x emisyonunu azaltma ve en uygun motor performansına ulaşması üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. HAD benzetim yöntemi ile püskürtme stratejilerindeki değişimin yanma ve motor performans karakteristiklerine olan etkisini detaylı bir şekilde incelemişlerdir. Deneysel ve benzetim çalışmalarını %75 motor yük durumu için gerçekleştirmişlerdir. Sıralı püskürtme stratejisinin ön karışım oluşumunda uygun sonuçlar vermediğini, ön püskürtme ve son püskürtme stratejilerinin ise NO_x emisyonunda dengeli bir azalmaya ve motor performansında iyileşme sağladığını bildirmişlerdir.

Liu vd. (2016), düşük devir sayılı iki zamanlı gemi dizel makinesinde %75 motor yükü durumunda NO_x -indike özgül yakıt tüketimi arasındaki ödünleşim ilişkisini iyileştirmek için su emülsiyonlu yakıt ile entegre edilmiş yüksek sıkıştırma oranına sahip Miller çevrimi ve EGR kullanımını içeren sayısal benzetimler gerçekleştirmişlerdir. Is ve SO_x emisyonlarını dikkate almamışlardır. Yaptıkları bu çalışma ile iyi bir yakıt ekonomisi sağlayan ve Tier III egzoz emisyon düzenlemelerine uyumlu olan uygulanabilir stratejileri belirlemeyi amaçlamışlardır.

Liu vd. (2019), iki zamanlı bir gemi dizel makinesinde n-heptan/metan indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizmasının CONVERGE HAD kodu içerisinde kullanımı vasıtasıyla çift yakıtlı püskürtme stratejilerinin yanma karakteristikleri ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yanma karakteristikleri ve emisyon verilerini %75 yük durumu için elde etmişlerdir. Püskürtme zamanlamasının yanma karakteristikleri ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerinin geleneksel dizel çalışmasıyla benzer özellikler taşıdığını belirlemişlerdir. Püskürtme zamanlaması geciktikçe, silindir içi basınç ve sıcaklığın pik değerleri gittikçe azalmış, ancak NO_x ile $\text{Is}/\text{CO}/\text{HC}/\text{özgül}$ yakıt tüketimi arasında bir ödünleşim olduğunu gözlemlemişlerdir.

Obeidat vd. (2014), iki zamanlı gemi dizel makinesinin basitleştirilmiş bir modelinde piston konumunun silindir içerisindeki dönel akışa etkisini incelemişlerdir. Türbülanslı akış

için dört farklı model (bir denklemlı model, dinamik bir denklemlı model, sınırlandırılmış dinamik bir denklemlı model ve karma ölçek modeli) ile LES benzetimlerini kullanmışlardır. Oluşturdukları modelde hareket eden parçaların olmadığını ve yanma işleminin ihmal edildiği varsaymışlardır. Benzetimleri; süpürme portlarının iki farklı geometrik yapısı için gerçekteştirmişlerdir. Sayısal sonuçları PIV ölçümleriyle karşılaştırmışlar ve genel itibarıyla veriler arasında iyi bir uyumun sağlandığı gözlemlemişlerdir. Dört türbölans model göz önüne alındığında, yerel dinamik bir denklemlı modelin deneysel sonuçlarla en iyi uyumu sađladđını rapor etmişlerdir.

Stratsianis vd. (2016), HAD yöntemini kullanarak iki zamanlı gemi dizel makinesinin yakıt püskürtme işleminin performans ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Optimizasyon işlemi, evrimsel algoritmalara dayanan bir optimizasyon yöntemi ile KIVA-3 temelli HAD kodunun birleştirilmesiyle gerçekteştirmişlerdir. İki kademeli yakıt püskürtme (ana ve son püskürtme işlemi) profillerini incelemişler ve dört tasarım değişkeniyle parametrik bir çalışma gerçekteştirmişlerdir. Özgöl yakıt tüketimi (SFOC), is ve NO_x emisyonlarının en son değerlerini optimizasyon işleminde amaç fonksiyonları olarak tanımlamışlardır. Parametrik çalışmayla, bir tane sınırsız ve bir tane sınırlı olan iki tane çok amaçlı optimizasyon problemi geliştirmişler, sonrasında çevrim başına düşen işi ve silindir içerisindeki maksimum basıncı problemin sınırları olarak tanımlamışlardır. Her iki problem için, sürekli püskürtmeyle karakterize edilen referans durumlar karşılaştırdıklarında kirletici emisyonlarında önemli bir azalmanın olduğunu gözlemlemişlerdir.

Velcea (2016a; 2016b), 6S60MC-C iki zamanlı gemi dizel makinesinde HAD yöntemini kullanarak sıkıştırma ve yanma işlemlerini sayısal olarak incelemiştir. Sıkıştırma işleminin HAD yöntemi ile incelenmesindeki amaç, yakıt-hava karışımı oluşturma süreçlerini hassas bir şekilde ele alarak hacimsel verimdeki iyileşmeyi sağlamaktır. Yanma işleminin bu yöntemle incelenmesindeki amaç ise, en az yakıt miktarından en fazla motor gücünün elde edildiği makinelerin tasarlanmasını sağlamak şeklindedir. Sıkıştırma işleminin HAD yöntemiyle analizinde silindir basıncı, akış hız alanları, sıcaklık ve türbölans kinetik enerji değerleri incelemişlerdir. Böylece, silindir içerisindeki akış karakteristiklerinin temsili bir gösterimini elde etmişlerdir. Yanma işleminin HAD yöntemiyle analizinde yukarıda verilen değerlere ek olarak dizel yakıtını temsil eden bir kimyasal kinetik mekanizması kullanarak yanma işleminin de analizini yapmışlardır. Kurulan HAD modeli doğrulama işlemi sonucunda, sıkıştırma işlemi için gerçekte ve benzetim basınç ve sıcaklık değerleri

arasındaki hata oranları sırasıyla %0.538 ve %3.996 şeklinde iken, yanma işlemi için bu hata oranlarını %3.838 ve %0.763 olarak elde etmişlerdir.

Cao vd. (2017), tek yönlü akımlı süpürmeli iki zamanlı gemi dizel makinesinin tam çalışma çevrimini CONVERGE 3-boyutlu HAD kodunu kullanarak incelemişlerdir. Oluşturdukları HAD modelini ağ bağımsızlığı testinden geçirmiş ve deneysel veriler ile doğruluğunu göstermişlerdir. Silindir içerisindeki akış hareketlerini ve motor performansını analiz etmek için girdap oranı ve egzoz supabı kapanma zamanlamasının süpürme işlemi üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Farklı girdap oranlarının, akış karakteristikleri ve süpürme performansında bariz farklılıklar oluşturduğu ve egzoz supabı kapanma zamanlamasının hapsolma (trapped) ve doldurma (charging) verimleri üzerinde çeşitli etkiler ortaya çıkardığını bildirmişlerdir.

Cui vd. (2017), kararlı durumdaki süpürme akış sürecini LES yöntemiyle incelemişlerdir. Süpürme koşullarını ve anlık değişimini analiz etmek ve incelemek için POD (Proper Orthogonal Decomposition) yöntemini kullanmışlardır. HAD modelini, Ingvorsen vd. (2013a) tarafından oluşturulmuş olan kararlı durum süpürme akışı test modelindeki geometrik verilerden oluşturmuşlardır.

Faming ve Jin (2017), iki zamanlı gemi dizel makinesinin (MAN B&W S60MC-C6) süpürme işlemini ANSYS Fluent HAD koduyla analizini gerçekleştirmişlerdir ve elde edilen silindir basınç eğrisini gemideki test verisiyle karşılaştırmışlardır. Süpürme işleminde; ideal gaz ve gerçek gaz durum denklemlerinin kullanımı karşılaştırıldığında belirgin bir fark olmadığını ortaya koymuşlar, buna karşın ideal gaz durum denklemiyle gerçekleştirilen analizin hesaplama süresi olarak daha kısa sürdüğünü belirlemişlerdir. RNG k- ϵ türbülans modeli ve FRED (Finite-Rate Eddy Dissipation) kütle taşınım modelinin silindirdeki akış durumunu ve basınç değerlerini doğru bir şekilde tahmin edebildiğini bildirmişlerdir.

Sun vd. (2017a), iki zamanlı gemi dizel makinesinde Miller çevrimi ve yakıt püskürtme stratejisinin motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkilerini araştırmak üzere HAD yöntemini kullanmışlardır. Benzetim ile hesaplanan silindir içi basınç verilerini deneysel veriler ile doğrulamışlardır. HAD yöntemi ile elde ettikleri NO_x ve CO₂ egzoz emisyon değerlerini, deneysel sonuçlar ile karşılaştırdıklarında makul sınırlar içerisinde kaldığını belirlemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar, silindir basıncının ve NO_x emisyonunun Miller çevrimi ile azaldığını göstermiştir.

Sun vd. (2017b), iki zamanlı gemi dizel makinesinde giriş basıncı, EGR oranı ve püskürtme başlangıç zamanlamalarının egzoz emisyonlarına etkilerini incelemek için HAD

yaklaşımına başvurmuşlardır. Oluşturdukları HAD modelinde yanma modeli olarak detaylı kimyasal çözücülerini dikkate almışlar ve n-tetradekan'ı alternatif yakıt olarak kullanılmışlardır. Ayrıca, HAD modelini deneysel verilerle doğrulamışlardır. Silindir içerisindeki ortalama basınç, indike güç ve indike özgül yakıt tüketimini kapsayan temel parametreleri karşılaştırmışlardır. NO_x -indike özgül yakıt tüketimi arasındaki ödenleşim ilişkisini incelemişlerdir. %20 EGR oranında NO_x emisyon miktarının Tier III düzenlemesine uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir. Buna ek olarak, püskürtme başlangıç zamanlaması geciktikçe NO_x emisyonlarının miktarında azalma ve indike özgül yakıt tüketiminde artma olduğunu gözlemlemişlerdir. EGR ve püskürtme başlangıç zamanlaması birlikte kullanıldığında hem NO_x emisyonlarının hem de özgül indike yakıt tüketiminin azaldığını gözlemlemişlerdir.

Sun vd. (2017c), farklı yanma modelleri ve alternatif yakıtların iki zamanlı gemi dizel makinesi performansına etkilerini incelemek amacıyla HAD yaklaşımını esas alan benzetim sürecinden yararlanmışlardır. Bu benzetim işleminden silindir basıncı ve sıcaklığı, egzoz emisyon ürünleri (NO_x , HC, CO, CO_2) ve eşdeğerlik (ekivalans) oranı, sıcaklık ve emisyon ürünlerinin dağılımlarını elde etmişlerdir. Benzetim modelini deneysel veriyle doğrulamışlardır. Silindir içerisindeki basınç ve egzoz emisyonlarındaki hesaplamalar için hata oranlarının kabul edilebilir değerde olduğunu belirtmişlerdir. Detaylı kimyasal çözümleyici yanma modeli kullanarak hesapladıkları maksimum silindir basıncın, deneysel veriye diğer yanma modellerinden daha yakın sonuçlar ürettiğini bildirmişlerdir. Ayrıca, n-heptan ve n-tetradekan arasındaki silindir basınçlarında çok küçük bir farklılık olduğunu gözlemlemişlerdir. Bütünleşik ısı açığa çıkışının farklı modeller için hemen hemen aynı olduğunu belirlemişlerdir. Ancak, n-heptan-SAGE yanma modeli NO_x miktarı açısından diğer yanma modellerinden daha büyük bir hata oranına sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Wang vd. (2017), IMO Tier III NO_x emisyon hedefine ulaşmak ve yakıt tüketim miktarını azaltmak amacıyla HAD benzetimlerini kullanarak EGR ve püskürtme stratejilerinin (çoklu püskürtme teknolojisinin yanı sıra püskürtme basıncı, püskürtme zamanlamasını içeren) iki zamanlı gemi dizel makinesinin performans ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Gemi makinesinin büyük uzunluk ölçeğinden dolayı, RANS benzetimini özel bir yanma modeliyle birleştirmişlerdir. Çalışmada, silindir basınç eğrisindeki değişimi, silindirdeki ortalama sıcaklığı, ısı açığa çıkış oranı ve emisyon karakteristiklerini incelemişlerdir.

Wei vd. (2017), HFO yakıtıyla çalışan iki zamanlı gemi dizel makinesinde dönel akışın ve oksijen yoğunluğunun yakıt demeti, yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini benzetim yöntemi ile sistematik olarak araştırmışlardır. Üç farklı sabit hacimli yanma odasından alınan deneysel verilerle sunulan modelleri niteliksel olarak doğrulamışlardır. Yanma benzetimleri için, ısı açığa çıkış oranının deneysel verilerle çok iyi bir uyum sergilediğini gözlemlemiştir. Dönel akışın alevin şekillenmesindeki değişime sebep olduğunu tespit etmişlerdir. Bunun yanında, zıt dönel akıştan kaynaklı güçlü sıvı-gaz etkileşimlerinin daha az is emisyonu ve daha fazla NO_x emisyonu ürettiğini bildirmişlerdir.

Wei vd. (2019), HAD yöntemini kullanarak iki zamanlı gemi dizel makinesinde farklı egzoz supap kalkma miktarlarının NO_x emisyonunu azaltma stratejileri üzerindeki etkilerini incelemiştir. Silindir içerisindeki artık egzoz gazının ve EGR oranının, egzoz supabı kalkma miktarının azalmasıyla birlikte gittikçe arttığını gözlemlemiştir. Maksimum sıkıştırma ve yanma basınç değerlerinin her ikisi egzoz supabı kalkma miktarının azalmasıyla başlangıçta artmış ve daha sonrasında ise azalmıştır. Egzoz supabı kalkma miktarının azalması 20 mm'yi aştığı zaman indike özgül yakıt tüketiminin ilk olarak yavaş bir şekilde arttığı sonrasında ise hızlı bir şekilde arttığını saptamışlardır. Egzoz supabı kalkma miktarının azalmasıyla NO_x emisyonları %12.57 oranında azaldığını bildirmişlerdir.

Karvounis vd. (2018), iki zamanlı gemi dizel makinesinde 3-boyutlu HAD modellerini kullanarak yanma ile su ve sülfürik asitin yoğunlaşma işlemlerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada; silindir gömleği üzerindeki sülfürik asit ve suyun yoğunlaşmasını etkileyen kritik parametreleri belirlemeyi ve HAD modellerinin yoğunlaşma süreci konusunda hesaplama kabiliyetlerini keşfetmeyi amaçlamışlardır. Çalışmada, laminar bir boru akışındaki sülfürik asit yoğunlaşma oranını içeren deneysel ölçüm verisini kullanarak HAD modelini valide etmişlerdir. Sonrasında, gemi dizel makinesi modeli, uygun test makinesinden elde edilmiş olan deneysel SO_2 'den SO_3 'e dönüşüm verileriyle doğruluğunu göstermiştir. Sonraki işlem olarak, yağlama yağı filminin, yakıt sülfür içeriğinin, süpürme havasındaki nemin, süpürme basıncının, silindir gömleği sıcaklığının, yağlama yağı filminin kalınlığının ve motor yükünün etkisini içeren farklı operasyon şartları için parametrik bir çalışma gerçekleştirilmişlerdir. Yakıt sülfür içeriği ve toplam yoğunlaşmış sülfürik asit kütlesi arasında doğrusal bir korelasyon olduğu tespit etmişlerdir. Süpürme havasının nem seviyesinin sülfürik asidin yoğunlaşmasına büyük ölçüde etkisi olmazken, suyun yoğunlaşmasına daha fazla etkisi olduğunu tespit etmişlerdir. Silindir gömleği sıcaklığının artışının suyun yoğunlaşmasını önemli derecede azalttığını, ancak sülfürik asit yoğunlaşmasını az bir oranda etkilediğini

gözlemlemişlerdir. Yağlama yağı film kalınlığındaki artış hem sülfürik asit hem de suyun yoğunlaşmasında belirgin bir azalmaya sebep olduğunu belirlemişlerdir. Yüksek ve düşük motor yükü çalışma şartları karşılaştırıldığında, düşük yük şartları için toplam yoğunlaşmış sülfürik asit ve su oranında küçük bir azalmanın meydana geldiğini saptamışlardır.

Wenxia vd. (2020), düşük devir sayılı iki zamanlı gemi dizel makinesinde HAD yazılımı (CONVERGE) aracılığıyla çoklu püskürtme olayının yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Benzetim işlemini %75 yük durumu için gerçekleştirmişler ve deneysel veriler ile doğrulamışlardır. Elde ettikleri sonuçlar; sıralı püskürtme işleminin NO_x emisyonlarını azalttığını, yakıt tüketimini hafif oranda arttırdığını ve is emisyonlarının sıralı püskürtme aralığının artışıyla arttığını göstermiştir.

1.5.3. Dizel Motorlarda Enerji ve Ekserji Analizi ile İlgili Çalışmalar

Azoumah vd. (2009), sıkıştırma ateşlemeli bir motorun performansını optimize etmek amacıyla; egzoz emisyonları ve ekserji analizinin birlikte kullanımını içeren bir yöntem önermişlerdir. Çalışmalarında; pamuk tohumu, hurma yağları vb. kaynaklardan üretilmiş olan saf biyoyakıt ile karışım yakıt (dizel+biyoyakıt) kullanmışlardır. Testleri farklı yük koşullarında gerçekleştirmişlerdir. Ekserji ve egzoz emisyonları analizlerinin birlikte kullanılması en uygun yük durumlarının değerlendirilmesi için çok verimli bir araç olduğunu elde edilen sonuçlarla göstermişlerdir. %60 ile %70 aralığındaki yük durumunu en uygun çalışma koşulu olarak belirlemişlerdir.

Abassi vd. (2010), direkt püskürtmeli dizel motorunda çeşitli motor devir sayılarında taze dolgu sıcaklığının ikinci yasa dengesi üzerindeki etkisini incelemek için bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla, birinci yasa analizinde üç boyutlu bir HAD modelinin sonuçlarını kullanmışlardır. İkinci yasa analizini ise bir şirket için geliştirilmiş olan yazılım ile gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında; taze dolgu sıcaklığındaki artışın, indike iş ekserjisini, yanma tersinmezliğini ve çevrim başına düşen entropi üretimini azalttığını belirlemişlerdir. Taze dolgu sıcaklığındaki artışın ise ısı transferi ekserjisinde ve egzoz gazı ekserjisinde artışla sonuçlandığını belirlemişlerdir. Ayrıca, emme dolgusu sıcaklığındaki artış yanma tersinmezliğindeki ve indike iş ekserjisindeki azalış ısı transferi ekserjisi ve egzoz gazı ekserjisinden daha fazla olduğu sonucunu elde etmişlerdir.

Sekmen ve Yılbaşı (2011), dört silindri direkt püskürtmeli bir dizel motorunda enerjinin dengesini ve niteliğini analiz etmek için termodinamiğin birinci ve ikinci

kanunlarına dayalı bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında; 2 numaralı dizel ve biyodizel yakıtlarını kullanmışlardır. Çalışmada; her iki yakıtla çalışma durumu için motorun enerji ve ekserji oranlarının dengesi belirlemişler ve daha sonra çeşitli motor performans parametrelerini, enerji ve ekserji verimlerini hesaplamışlar ve birbirleriyle karşılaştırmışlardır. Test edilen biyodizel ve dizel yakıtlarının enerji performans değerleri benzer özelliklere sahip olduğu sonucuna varmışlardır. Aynı şekilde, ekserji performans parametrelerinin genellikle enerji performans parametrelerine göre benzer eğilimler sergilediğini tespit etmişlerdir. En yüksek ekserji yıkımına yanma işlemi sonucunda ortaya çıkan tersinmezliklerin neden olduğunu ifade etmişlerdir.

Jafarmadar (2013), motorda maksimum döndürme momentinin elde edildiği devir sayısı ve iki farklı yük (%50 yük ve tam yük) durumu için Lister endirekt püskürtmeli dizel motorunun ön ve ana yanma odalarını dikkate alarak enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Enerji analizini bir HAD kodu ile kapalı bir motor çevrimi için yapmışlardır. Kısmi ve tam yük çalışma durumlarında toplam tersinmezliğin sırasıyla %56'sı ve %77'sinin ana yanma odasındaki yanma işlemiyle ilişkili olduğunu belirlemişlerdir.

Jafarmadar ve Nemati (2016), homojen dolgu sıkıştırma ateşlemeli bir motorda geleneksel dizel yakıtıyla belirli oranlarda karıştırılmış biyodizel yakıtının çeşitli ekserji terimleri üzerindeki etkisini incelemek için bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sistemin enerji dengesini modellemek için 3-boyutlu HAD kodundan yararlanmışlardır. Ekserji terimlerini FORTRAN dilinde yazılan bilgisayar programı ile hesaplamışlardır. Hesaplamalarda üç farklı yakıt (saf dizel, %20BD-%80SD ve %50BD-%50SD) için enerji ve yanma analizi sonuçlarını kullanmışlardır. Biyodizel yakıtının karışımdaki hacimsel oranının artışıyla, ekserji veriminde artış ve kümülatif ısı kaybı ekserji değerinde azalma olduğunu belirlemişlerdir.

Yaşar ve Ali (2016), dizel ve biyodizel yakıtların dört zamanlı, dört silindirli, doğal emişli ve 1800 d/dk'da çalışan direkt püskürtmeli bir dizel motorda çalıştırılması sonucunda elde edilen deneysel veriden yararlanarak enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirmişlerdir. Enerji ve ekserji analizleri sonucunda elde edilen bütün sonuçlar dizel motorlarda enerji ve ekserji performansı üzerinde yakıtların etkilerini belirlemek için birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Dizel yakıtın biyodizel yakıtlara göre daha iyi enerji ve ekserji performansı sergilediğini tespit etmişlerdir.

Zhang (2016), yakıt demeti püskürtme açısı ve motor devir sayısının ekserji verimine etkisini belirlemek için kapsamlı bir çalışma gerçekleştirmiştir. Motor performansı ve yakıt demeti yapısı analizi için 3-boyutlu HAD modeli kullanmıştır. Ekserji, tersinmezlik ve ikinci yasa verimini hesaplamak için kendi geliştirdiği bilgisayar kodundan yararlanmıştır. İkinci yasa veriminin hesaplamasında; farklı yakıt demeti özelliklerini ve motor devir sayılarını dikkate almıştır. 1500 d/dk'nın altında motor performans karakteristikleri açısından 130°'lik yakıt demeti açısının en iyi sonucu verdiğini belirlemişlerdir .

Çakmak ve Bilgin (2017), tek silindirli bir dizel motorunda, saf dizel ve karışım yakıt (dizel + biyodizel) ile tam yük ve farklı devir sayılarında ekserji analizinde gerekli olan verileri elde etmek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneysel verilere dayalı olarak birinci ve ikinci yasaya dayalı analizleri karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır. Çalışmalarında; en yüksek efektif verim ve ekserji verimi değerlerini motorun 2000 d/d ve %10 biyodizel karışımlı yakıt kullanılması koşulları altında elde etmişlerdir.

Panigrahi (2018), hacimsel olarak %20 polanga yağı ve %80 dizel karışımı olan polanga yağı biyodizel ve dizel yakıtlarıyla çalıştırılan sıkıştırma ateşlemeli bir motorun mevcut enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Enerji dağılımında test edilen yakıtlar için ısı kaybı yüzdesinin maksimum ve egzozdan kaynaklanan kayıp yüzdesinin minimum olduğu gözlemlenmiştir. Ekserji analizi boyunca test edilen yakıtlar için ekserji yıkımı yüzdesi maksimum değerde olduğu ve ısı kaybı yüzdesinden kaynaklanan ekserjinin minimum olduğu da saptanmıştır. Genel olarak, test sonuçları daha iyi yanma ve daha az tersinmezlik sayesinde artan ekserji verimleri açısından biyodizel yakıtının en uygun yakıt olduğu belirlenmiştir.

Doğan vd. (2020), tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, direkt püskürtmeli sıkıştırma ateşlemeli bir motorda farklı motor yük durumlarıyla (%25, %50, %75 ve tam yük) sabit bir devir sayısı (1500 rpm) altında orijinal yakıtlar olarak farklı oranlardaki 1-heptanol/dizel yakıt karışımları (Hp0, Hp5, Hp10 ve Hp20) ile çalıştırılarak elde edilen performans ve emisyon değerlerinin değerlendirilmesi vasıtasıyla enerji, ekserji, ekserji ekonomisi, çevresel ekonomi ve sürdürülebilirlik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. 1-heptanol yakıtı saf dizel yakıtından daha düşük ısı değere sahip olduğundan dolayı, en yüksek yakıt tüketimi tam yük durumunda Hp20 yakıt karışımında belirlenmiştir. Bütün yakıt karışımları için dizel motorun farklı yük durumlarındaki enerji verimleri %14.46 ila %40.72 arasında iken, buna karşılık gelen ekserji verimleri %13.43 ila %37.79 arasında

olduğu tespit edilmiştir. Ekserji ekonomisi açısından, en yüksek motor çıkış gücü maliyeti %25 yük durumunda Hp20 yakıt karışımının çalıştırılması sonucunda elde edilmiştir.

1.6. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı

1.6.1. Amaç

Yapılan literatür incelemesinde; iki zamanlı gemi dizel makineleri ile ilgili olarak çok sayıda çalışma yapılmış olmasına karşın, gemi makinesinin gerçek boyutlarını dikkate alan hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayalı ekserji analizini içeren bir çalışmanın olmadığı anlaşılmıştır. Bu bağlamda, sunulan tez çalışmasında, iki zamanlı bir gemi dizel makinesi için ayrıntılı bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelinin oluşturulması ve bu modelden elde edilen veriler ile ekserji analizinin gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır.

1.6.2. Kapsam

Sunulan tez çalışması; sayısal modellemeye dayalı olarak planlanmıştır. Teorik modelde; iki zamanlı gemi dizel makinesinin tek bir silindiri, tek bir devir sayısı ve yakıt olarak ise dizel yakıtı dikkate alınmıştır. Modelleme işlemi Ansys Forte 3-boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ve gemi makinesinin gerçek ölçüleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada gemi dizel yakıtını temsil eden 36 bileşen 74 reaksiyon içeren yarı-detaylı n-tetradekan indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizması kullanılmıştır. Teorik modelin doğrulanması için gerekli olan deneysel veriler ise Sigurdsson (2014) tarafından sunulan çalışmadan sağlanmıştır. Birinci yasa analizi hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelinden doğrudan elde edilmiştir. Ekserji analizi için gerekli olan hesaplamalar ise Matlab ortamında geliştirilen bilgisayar programı ile gerçekleştirilmiştir. Ekserji analizi; egzoz supabının kapanmasından açılmasına kadar olan iki zamanlı gemi makinesinin kapalı çevrim sürecini kapsamaktadır. Parametrik çalışmalar; üç tane farklı yakıt püskürtme miktarı ve üç farklı yakıt püskürtme zamanlaması dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir ve gerekli karşılaştırmalar yapılmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçların sunulmasında; krank mili açısına göre değişimler ve Sankey diyagramları kullanılmıştır.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Giriş

Bu bölümün ilk kısmında; iki zamanlı gemi dizel makinesinin çevrim analizinde kullanılan, hesaplamalı akışkanlar dinamiği esaslı paket programın (Ansys 18.2) bünyesindeki teorik modeller konusu üzerinde durulmuştur. Devamında ise; tez çalışmasının ikinci aşamasını teşkil eden ekserji analizi ile ilgili hesap yöntemi anlatılmıştır.

2.2. Ansys Forte HAD Yazılımı

Sunulan tez çalışmasındaki analizler, KTÜ'nün lisanslı Ansys Forte paket programı ile gerçekleştirilmiştir. Ansys Forte içten yanmalı motorların yanma işlemi benzetim çalışmalarının gerçekleştirildiği ileri seviye bir paket programdır. Detaylı kimyasal kinetik, sıvı yakıt demeti ve türbülanslı gaz dinamiği yöntemleri uygun şekilde yazılıma adapte edilerek programın hesaplama gücünün artması sağlanmıştır. Ansys Forte'yi diğer yazılımlarından ayıran en önemli özelliği; benzetimlerin zaman adımına olan bağımlılıklarını ve ağ ayırma gereksinimlerini büyük ölçüde azaltan gelişmiş yakıt demeti modellerini kullanmasıdır. Ayrıca, yazılımın alt yapısında, yenilikçi ve gelişmiş bir kimyasal çözücü bulunmaktadır. Bu kimyasal çözücü, yüzlerce bileşen içeren daha küçük boyutlu ve vekil kimyasal kinetik mekanizmaların doğrudan kullanımına olanak sağlamaktadır. Gelişmiş akış modelleri, önceden tanımlanan cisme uyarlanmış ağ yapılarından yararlanılarak otomatik çözüm ağı üretme veya son model çözüm ağı hareket algoritmalarını çalıştırmaktadır. Kullanıcı ara yüzü modelleme kabiliyetlerinin yanı sıra; kurulum, benzetim ve sonuçların görselleştirilmesine de rehberlik hizmeti sunmaktadır.

Dizel motorlarda yakıt demetinin yanma işlemi; hem türbülanslı karışım hem de yakıtın yanma kinetiği (kimyasal kinetik) tarafından kontrol edilmektedir. Yakıt demeti ve yakıt buharlaşması olayları genellikle katmanlı yakıt-hava karışımlarını oluşturmaktadır. Ardından, bu şartlar altında tutuşma ve yanma işlemindeki kimyasal kinetik olayları karmaşık çözüm ağı örgüsü tarafından kontrol edilmektedir.

Ansyes Forte yazılımı; ticari tasarımların belirli zaman sınırları içerisinde benzetim süreci hassasiyetini büyük ölçüde arttıran kimyasal çözümleme teknikleri aracılığıyla önemli başarılar imza atmıştır. Bu teknikler, benzetim süresinin azalmasına olanak sağlamaktadır. 0-boyutlu benzetimler için kullanışlı olan kimyasal kinetik mekanizmaları, hareket eden pistonlar ve supaplara sahip 3-boyutlu motor benzetimlerinde de kullanılmaktadır.

Direkt püskürtmeli motorların analizi için; Ansyes Forte yazılımında yakıt damlacık demeti ayrışması ve buharlaşmasını temsil eden yeni bir standart eklenmiştir. Bu gelişmeler ışığında; kimyasal yapının daha iyi temsil edilmesiyle birlikte uzman gereksinimi ortadan kalkmış ve hesaplama maliyeti azalmıştır. Böylece, daha hassas hesaplama sonuçlarının elde edilmesi mümkün olmuştur. Yazılımın bünyesinde; doğruluğu deneysel verilerle kanıtlanmış olan teorik modeller kullanılmaktadır.

2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizinde Kullanılan Alt Modellerin Teorik Temelleri

2.3.1. Türbülanslı Akış İçin Korunum Denklemleri

İçten yanmalı motorlarda yakıt-hava karışımı ve yanma işlemi sonrasında oluşan yanmış ürünlerin bütünü, aracı(iş) akışkan olarak tanımlanmaktadır. Ansyes Forte’de türbülanslı akışı temsil eden temel akışkanlar dinamiği ifadeleri Navier-Stokes denklemleri tarafından çözülmektedir. Kütle, momentum ve enerji korunum yasalarının transport eşitlikleri türbülanslı akışın doğasını temsil etmektedir. Bu eşitlikler; sıkıştırılabilir gaz fazındaki akışlar için yeniden düzenlenmişlerdir. Ansyes Forte’de; yakıt püskürtme işleminin benzetimini yapmak için; akış içerisine sıvı yakıt demetleri püskürtüldüğünde, gaz fazı ile sıvı damlacıklar arasındaki etkileşimi ifade eden belirli fonksiyonlar kullanılmaktadır. Korunum eşitliklerinin türetilmesinde; Newtonumsu akışkan kabulü, gaz fazı için durum denklemi, Fick (difüzyonla kütle taşınması) yasası ve Fourier (ısı difüzyon) yasası dikkate alınmıştır.

Türbülanslı akış; akış alanındaki önemli ve düzensiz değişimlerin yanı sıra geniş kapsamlı akış uzunluk ölçekleriyle karakterize edilmektedir. Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) ve büyük girdap benzetimi (LES) Ansyes Forte yazılımında mevcut olan türbülans modelleridir. Ticari uygulamalarda çoğunlukla RANS türbülans modeli tercih edildiğinden ötürü, sunulan tez çalışmasında analizler RANS türbülans modeliyle gerçekleştirilmiştir. RANS yaklaşımı, akışların bir takım şartlar altında akış alanını eşit bir

biçimde grup ortalamasını almaktadır. Laminer akışla karşılaştırıldığında türbülanslı akış; akışkanın daha verimli taşınımını ve akışkanın karışmasını sağlamaktadır. Türbülanslı akışın ortalama akış üzerindeki ana etkileri ve yanma karakteristikleri belirlenirken, RANS yaklaşımı küçük ölçekli yapıların ve dalgalanmaların tekrar çözülme ihtiyacını ortadan kaldırmaktadır.

Akış hızı vektörü $\mathbf{u}$, grup ortalaması $\tilde{\mathbf{u}}$ ve çalkantılı hız bileşeni $\mathbf{u}''$ terimlerinin birbiriyle olan ilişkisi $\mathbf{u} = \tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{u}''$ şeklinde temsil edilmektedir. Çalkantılı hız bileşeni $\mathbf{u}''$, $\overline{\rho \mathbf{u}''} = 0$ şartını sağlamasıyla belirlenirken, ortalama hız kısmı $\tilde{\mathbf{u}}$ geleneksel yoğunluk ağırlıklı ortalama ($\tilde{\mathbf{u}} = \overline{\rho \mathbf{u}} / \overline{\rho}$) olarak belirlenmektedir.

2.3.1.1. Bileşenlerin Korunumu Denklemi

İçten yanmalı motorda gaz fazındaki aracı akışkanlar belirli gaz bileşenlerinin karışımı olarak modellenirler ve bu karışımdaki bileşenler akış taşınımı, moleküler yayılma, türbülans taşınımı, yakıt demetleriyle etkileşim ve yanma işlemi sebebiyle motor çevrimi boyunca değişmektedir. “ k ” bileşeninin kütlesi için korunum denklemi aşağıda verilmiştir:

$$\frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}_k \tilde{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot [\bar{\rho} D \nabla \bar{y}_k] + \nabla \cdot \Phi + \dot{\bar{\rho}}_k^c + \dot{\bar{\rho}}_k^s \quad (k = 1, \dots, K) \quad (2.1)$$

Bu eşitlikte ρ yoğunluk, k alt indisi bileşenlerin indeksi, K toplam bileşen sayısı, $\mathbf{u}$ akış hızı vektörü ve $y_k = \rho_k / \rho$ k bileşeninin kütle oranıdır. Fick difüzyon yasasının uygulanışıyla karışım ortalamalı moleküler difüzyon katsayısı (D) elde edilir. Φ terimi $\Phi = \bar{\rho}_k \tilde{\mathbf{u}} - \overline{\rho_k \mathbf{u}}$ şeklinde ifade edilir. $\dot{\bar{\rho}}_k^c$ ve $\dot{\bar{\rho}}_k^s$ sırasıyla kimyasal reaksiyonlar ve yakıt demeti buharlaşmasından dolayı oluşan kaynak terimleridir.

2.3.1.2. Süreklilik Denklemi

Mevcut gaz fazındaki akışkan için sürekliliğin ifadesi (2.2) numaralı denklemi ile verilmektedir:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}) = \dot{\bar{\rho}}^s \quad (2.2)$$

2.3.1.3. Momentumun Korunumu Denklemi

Momentumun korunumu ifadesi; sıvı yakıt demetlerini ve yer çekimi kuvvetindeki etkisinin yanı sıra taşınım, basınç kuvveti, viskoz gerilmeler ve türbülans transportunun etkilerini de dikkate almaktadır.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\mathbf{u}}) = -\nabla \cdot \bar{p} + \nabla \cdot \bar{\boldsymbol{\sigma}} - \nabla \cdot \boldsymbol{\Gamma} + \bar{\mathbf{F}}^S + \bar{\rho} \mathbf{g} \quad (2.3)$$

Burada; p basınç, $\mathbf{F}^S$ yakıt demetinden kaynaklanan birim hacim başına düşen momentum kazanımı, $\mathbf{g}$ özgül yerçekimi kuvveti, $\bar{\boldsymbol{\sigma}}$ viskoz kayma gerilmesi olup (2.4) numaralı eşitlik ile verilmektedir:

$$\bar{\boldsymbol{\sigma}} = \bar{\rho} \nu \left[\nabla \tilde{\mathbf{u}} + (\nabla \tilde{\mathbf{u}})^T - \frac{2}{3} (\nabla \tilde{\mathbf{u}}) \mathbf{I} \right] \quad (2.4)$$

Burada ν laminar kinematik viskozite, $\mathbf{I}$ birim tensör ve T üst indisi tensörün transpozisini göstermektedir. $\boldsymbol{\Gamma}$ gerilmesi doğrusal olmayan taşınım teriminin grup ortalamasını veya filtrelenmesini ifade etmektedir ve $\boldsymbol{\Gamma} = \bar{\rho} (\mathbf{u} \mathbf{u} - \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\mathbf{u}})$ ifadesiyle matematiksel olarak tanımlanmaktadır. RANS yaklaşımında bu ifade, Reynolds gerilmesi olarak isimlendirilmektedir.

2.3.1.4. Enerjinin Korunumu Denklemi

Termodinamiğin 1. kanununa dayanarak; iç enerjideki değişim, hacim değiştirme işi ve ısı transferi aracılığıyla dengelenmek zorundadır. İç enerji transport denklemi şu şekilde ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{I}) = -\bar{p} \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} - \nabla \cdot \bar{\mathbf{J}} + \nabla \cdot \mathbf{H} + \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + \dot{\bar{Q}}^c + \dot{\bar{Q}}^s \quad (2.5)$$

Burada; I özgül iç enerji, $\bar{\mathbf{J}}$ ısı iletimi ve entalpi yayılımından kaynaklı katkıları izah eden ısı akısı vektörüdür ve şu şekilde ifade edilir:

$$\bar{\mathbf{J}} = -\lambda \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D \sum_k \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k \quad (2.6)$$

λ , ısı iletkenliği α ve özgül ısı kapasite (c_p) arasındaki ilişkiyi gösteren ısı iletim katsayısını ($\lambda = \bar{\rho} c_p \alpha$), T akışkanın sıcaklığını ve h_k k bileşeninin özgül entalpisini, $\tilde{\epsilon}$ türbülans kinetik enerjisinin bozunum oranını, $\dot{\bar{Q}}^c$ ve $\dot{\bar{Q}}^s$ sırasıyla kimyasal ve yakıt demetlerinin etkileşimlerinden kaynaklı ısı salımı kaynak terimlerini ve son olarak $\mathbf{H}$ terimi $\mathbf{H} = \bar{\rho}(\mathbf{u}\tilde{i} - \tilde{\mathbf{u}}\tilde{i})$ eşitliğiyle ifade edilen grup ortalaması veya taşınım teriminin filtrelenmesini ifade etmektedir.

2.3.1.5. Gaz Fazındaki Karışımın Durum Denklemi

Gaz fazında bulunan karışım için basınç, sıcaklık ve yoğunluk gibi termodinamik özellikler arasındaki ilişki durum denklemleriyle ifade edilmektedir ve iç enerji için gerekli olan bağıntılar bu denklemlerden türetilirler. Sunulan tez çalışmasında, en basit ve en yaygın şekilde kullanılan durum denklemi olan ideal gaz yasası tercih edilmiştir. Gaz fazındaki karışımın hacmi ve $\bar{T}$ sıcaklığında her bir bileşen ideal bir gaz olarak davranır.

$$\bar{p} = R_u \bar{T} \sum_k \left(\frac{\bar{\rho}_k}{W_k} \right) \quad (2.7)$$

Burada R_u üniversal gaz sabiti ve W_k k bileşeninin moleküler ağırlığıdır. Gaz karışımının özgül iç enerjisi sıcaklığa göre tablolanmış her bir bileşen için özgül iç enerjilerinin kütleli olarak ortalamasıdır.

$$\tilde{i}(\bar{T}) = \sum_k \bar{y}_k \tilde{i}_k(\bar{T}) \quad (2.8)$$

2.3.2. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes Yaklaşımı

RANS yaklaşımı akış alanının grup ortalaması alınarak benzetimini yapar. Momentum eşitliği için, Reynolds gerilmelerinin deviatorik (sapma gerilim) bileşenleri şekil değiştirmenin ortalama deviatorik oranıyla orantılı olduğu varsayılır. Reynolds gerilme tensörü ($\boldsymbol{\Gamma}$) şu şekilde ifade edilmektedir.

$$\Gamma = -\bar{\rho}\nu_T \left[\nabla \tilde{\mathbf{u}} + (\nabla \tilde{\mathbf{u}})^T - \frac{2}{3}(\nabla \tilde{\mathbf{u}})\mathbf{I} \right] + \frac{2}{3}\bar{\rho}k\mathbf{I} \quad (2.9)$$

ν_T türbülans kinematik viskozitesini ve k türbülans kinetik enerjisini ifade etmektedir ve (2.10) eşitliğiyle tanımlanır.

$$k = \frac{1}{2} \mathbf{u}'' \cdot \mathbf{u}'' \quad (2.10)$$

Türbülans kinematik viskozitesi ν_T ; türbülans kinetik enerjisi k ve türbülans kinetik enerji bozunum oranı ε ile ilişkilidir ve (2.11) eşitliğiyle ifade edilir.

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.11)$$

Burada C_μ farklı türbülans model formüllerine göre değişen model sabitidir ve Tablo 1'de verilmektedir.

Tablo 2.1. Standart ve RNG k - ε model sabitleri (Tan, 2003).

	C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$1/Pr_k$	$1/Pr_\varepsilon$	η_0	β
Standart k - ε	0.09	1.44	1.92	-1.0	1.0	0.769	-	-
RNG k - ε	0.0845	1.42	1.68	Eşitlik (2.23)	1.39	1.39	4.38	0.012

Bileşenlerin taşınmasında türbülans akış terimi Φ aşağıdaki eşitlikle ifade edilirse:

$$\Phi = \bar{\rho} D_T \nabla \bar{y}_k \quad (2.12)$$

D_T türbülans difüzyon katsayısıdır. Benzer şekilde, enerji denklemindeki türbülans akı terimi ($\mathbf{H}$) şu şekilde modellenir:

$$\mathbf{H} = -\lambda_T \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D_T \sum_k \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k \quad (2.13)$$

λ_T türbülanslı ısı iletim katsayısıdır ve bu değer türbülanslı ısı difüzyon katsayısı α_T ve ısı kapasitesi c_p ile orantılıdır ($\lambda_T = \bar{\rho} c_p \alpha_T$). Türbülanslı kütle ve ısı difüzyon katsayıları türbülans viskozitesiyle ilişkilidir ve (2.14) ve (2.15) eşitlikleri ile ifade edilmektedir:

$$D_T = \frac{\nu_T}{Sc_T} \quad (2.14)$$

$$\alpha_T = \frac{\nu_T}{Pr_T} \quad (2.15)$$

Sc_T ve Pr_T ; sırasıyla, türbülanslı Schmidt ve Prandtl sayılarını göstermektedir. Türbülans viskozitesinin hesaplanması için türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin bozunum oranının belirlenmesi gereklidir. Ansys Forte HAD yazılımında, hem standart hem de yeniden normalize edilmiş grup (RNG) k - ε model formülleri mevcuttur.

Hem k hem de ε için standart Favre ortalama denklemleri şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\frac{\partial \bar{\rho} k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} k) = \frac{2}{3} \bar{\rho} k \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} + (\bar{\boldsymbol{\sigma}} - \Gamma) : \nabla \tilde{\mathbf{u}} + \nabla \cdot \left[\frac{(\mu + \mu_T)}{Pr_k} \nabla k \right] - \bar{\rho} \varepsilon + \dot{\bar{W}}^S \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \varepsilon) = - \left(\frac{2}{3} c_{\varepsilon 1} - c_{\varepsilon 3} \right) \bar{\rho} \varepsilon \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} + \nabla \cdot \left[\frac{(\nu + \nu_T)}{Pr_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right] \quad (2.17)$$

$$+ \frac{\varepsilon}{k} \left(c_{\varepsilon 1} (\bar{\boldsymbol{\sigma}} - \Gamma) : \nabla \tilde{\mathbf{u}} - c_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \varepsilon + c_S \dot{\bar{W}}^S \right)$$

Bu eşitliklerde; Pr_k , Pr_ε , $c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$, $c_{\varepsilon 3}$ Tablo 2.1’de verilen model sabitleridir. $\dot{\bar{W}}^S$ kaynak terimleri, olasılık dağılımlı fonksiyon yardımıyla hesaplanmaktadır (Amsden, 1997). Yakıt demeti/türbülans etkileşimlerinde uzunluk ölçeğinin korunması varsayımına dayanarak, Amsden (1997) tarafından $C_S = 1.5$ olarak önerilmektedir.

Gelişmiş ve önerilen k - ε sürümü, Yakhot ve Orszag (1986) tarafından bildirilen RNG teorisinden türetilmiştir. Modelin RNG sürümündeki k eşitliği (2.16) ifadesindeki gibi tanımlanır, fakat ε eşitliğinde ampirik olarak türetilen sabitler yerine belirli matematiksel türevler içermektedir. ε için RNG eşitliği (2.18) ifadesiyle aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \varepsilon) = & - \left(\frac{2}{3} c_{\varepsilon 1} - c_{\varepsilon 3} \right) \bar{\rho} \varepsilon \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} + \nabla \cdot \left[\frac{(\nu + \nu_T)}{Pr_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right] \\ & + \frac{\varepsilon}{k} \left[c_{\varepsilon 1} (\boldsymbol{\sigma} - \boldsymbol{\Gamma}) : \nabla \tilde{\mathbf{u}} - c_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \varepsilon + c_s \dot{\bar{W}}^s \right] - \bar{\rho} R \end{aligned} \quad (2.18)$$

Burada; eşitliğin sağ tarafındaki son terimde bulunan R (2.19) ifadesiyle tanımlanmıştır:

$$R = \frac{c_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.19)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.20)$$

$$S = (2 \bar{\mathbf{S}} : \bar{\mathbf{S}})^{1/2} \quad (2.21)$$

Burada; $\bar{\mathbf{S}}$ şekil değiştirme hızı tansörü olup (2.22) eşitliğiyle ifade edilebilir:

$$\bar{\mathbf{S}} = \frac{1}{2} \left[\nabla \tilde{\mathbf{u}} + (\nabla \tilde{\mathbf{u}})^T \right] \quad (2.22)$$

RNG sürümünde kullanılan Pr_k , Pr_ε , $c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$, $c_{\varepsilon 3}$ model sabitlerinin değerleri de Tablo 2.1’de listelenmiştir. $c_{\varepsilon 3}$ değişkeni için RNG değeri sıkıştırılabilirlik etkisini dikkate alarak (2.23) eşitliğiyle yeniden düzenlenmiştir (Han ve Reitz, 1995):

$$c_{\varepsilon 3} = \frac{-1 + 2c_{\varepsilon 2} - 3m(n-1) + (-1)^\delta \sqrt{6} c_\mu c_\eta \eta}{3} \quad (2.23)$$

Burada; ideal gaz için $m=0.5$, $n=1.4$ alınmaktadır.

$$c_\eta = \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (2.24)$$

$$\delta = \begin{cases} 1, \nabla \tilde{\mathbf{u}} < 0; \\ 0, \nabla \tilde{\mathbf{u}} > 0 \end{cases} \quad (2.25)$$

Bu yaklaşım kullanılarak, $c_{\varepsilon 3}$ değeri -0.9 ila 1.726 aralığında değişmektedir (Han ve Reitz, 1995) ve diğer model sabitlerinin (η_0 ve β) tanımlanmasını kolaylaştırmaktadır. RNG k - ε model versiyonu (Han ve Reitz, 1995) standart k - ε modeliyle karşılaştırıldığında daha iyi

sonuçlar elde edildiğinden ve içten yanmalı motor benzetimlerinde sıklıkla kullanıldığından dolayı, RNG $k-\varepsilon$ model varsayılan (default) ve önerilen türbülans modeli olarak tercih edilmiştir.

2.3.3. Kimyasal Kinetik Formülasyonu

Yanma benzetimlerinde meydana gelen kimyasal reaksiyonlar, bileşenlerin yoğunluklarındaki değişime neden olan reaksiyon oranları ve reaksiyon yollarıyla tanımlanan kimyasal kinetik mekanizmalar ile sağlanmaktadır. Detaylı kimyasal kinetik mekanizmalarında, K tane kimyasal bileşeni içeren tersinir (veya tersinmez) reaksiyonlar genel formda (2.26) eşitliği ile ifade edilebilir (Chemkin Pro, 2008);

$$\sum_{k=1}^K v'_{ki} \chi_k \Leftrightarrow \sum_{k=1}^K v''_{ki} \chi_k \quad (i = 1, \dots, I) \quad (2.26)$$

i . reaksiyonda k . bileşenin üretim oranı şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{\omega}_{ki} = (v''_{ki} - v'_{ki}) q_i \quad (k = 1, \dots, K) \quad (2.27)$$

Burada “ q_i ” i reaksiyonun ilerleme oranıdır. Bütün reaksiyonların $\dot{\omega}_{ki}$ değerlerinin toplanması ile bileşenlerin süreklilik denklemindeki kimyasal kaynak terimi ($\dot{\rho}_k^c$) aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\dot{\rho}_k^c = W_k \sum_{i=1}^L \dot{\omega}_{ki} \quad (2.28)$$

Enerji denklemindeki kimyasal ısı açığa çıkış terimi ise şu şekilde verilmektedir:

$$\dot{Q}_c = - \sum_{i=1}^I Q_i q_i = \sum_{i=1}^I \sum_{k=1}^K (v''_{ki} - v'_{ki}) \left(\Delta h_f^0 \right)_k q_i \quad (2.29)$$

Burada Q_i mutlak sıfır noktasındaki i reaksiyonunun reaksiyon ısısı ve $\left(\Delta h_f^0 \right)_k$ terimi mutlak sıfır noktasındaki k bileşenin oluşum entalpisidir.

$$Q_i = \sum_{k=1}^K (v_{ki}'' - v_{ki}') (\Delta h_f^0)_k \quad (2.30)$$

2.3.4. Türbülans Kimyasal Kinetik Etkileşim Modeli

Kong vd. (1995) ile Kong ve Reitz (2002) çalışmalarında; uyarlanan genelleştirilmiş türbülans–kimyasal yapı etkileşim modelinin, türbülansın yanma kinetiği üzerindeki etkilerinin benzetiminin yapılmasını amaçlamışlardır. Motorun gerçek çalışma sürecinde yakıt ve oksitleyicinin iyi bir şekilde karışmamasından dolayı, karıştırma zaman ölçeği modeli türbülanslı girdapların ayrışması vasıtasıyla kısmi olarak kontrol edilmesini sağlayan yanma işleminin kimyasal yapısını dikkate almaktadır. Model belirli bir zaman ölçeğiyle (τ_{eff}) yerel denge değerlerine doğru her bir bileşenin ilerlediğini varsaymaktadır ve bu nedenle k bileşeninin efektif üretim oranı şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\tilde{\omega}_{k,eff} = \frac{Y_{k,EQ} - Y_k}{\tau_{eff}} \quad (2.31)$$

Burada efektif zaman ölçeği kimyasal zaman ölçeğiyle (τ_{chem}) ve türbülanslı sayıl (scalar) karışma zaman ölçeğinin (τ_{mix}) toplamına eşittir.

$$\tau_{eff} = \tau_{chem} + \tau_{mix} \quad (2.32)$$

Yerel kimyasal zaman ölçeği; hücre içerisindeki şartlar altında dengeye ulaşması için karışımından alınan zaman olarak tanımlanmaktadır. Türbülanslı sayıl (scalar) karışma zaman ölçeği yerel türbülanslı kinetik enerji ve enerji yitim oranından elde edilmektedir.

$$\tau_{mix} = C_{tki} \tau_{turb} = C_{tki} \frac{\kappa}{\varepsilon} \quad (2.33)$$

C_{tki} model sabiti türbülans model sabitlerinden birisidir ve motor benzetim çalışmalarına dayanarak bu değer 1.5 olarak belirlenmiştir.

2.3.5. Sınır Şartları

Ansys Forte HAD yazılımında içeriye doğru akış, dışarıya doğru akış, rijit (hareket eden veya durağan) duvarlar, periyodik ve simetrik sınır şartları mevcuttur. Momentum ve enerji denklemleri rijit duvar şartlarında tanımlanmıştır. Momentum denklemi için duvar sınır şartları; serbest kayma hızı (free-slip velocity), kaymasız hız (no-slip velocity) ve türbülanslı duvar şartları yasası olarak belirlenmiştir. Enerji denklemi için duvar sınır şartları ise; adyabatik duvarlar ve sabit sıcaklıklı duvarları kapsamaktadır. Silindir içerisindeki benzetimlerde, türbülanslı duvar hız şartları yasası (turbulent law-of-the-wall velocity condition) ve sabit sıcaklıklı duvarlar genellikle kullanılmaktadır.

2.3.5.1. Duvar Sınır Şartları

Aracı akışkan ile silindir duvarı arasındaki ısı transferi; motor performansı, verim ve egzoz emisyonlarını önemli derecede etkilemektedir. Yanma odası duvarlarından olan ısı transferi; gaz fazında taşınım, yakıt tabakasında iletim ve ışıınım olaylarından oluşmaktadır. Motorun genel çalışma şartları altında; taşınım ile ısı transferi diğer ısı transfer türlerine göre daha baskın olmaktadır (Haworth, 2005). Rijit duvarlardaki sınır şartları gaz fazındaki korunum denklemlerinin her biri için belirlenmeli veya varsayılmalıdır. Genellikle, motorun silindir içerisindeki akışın sınır tabaka kalınlığı gerçekçi hesaba dayalı ağ boyutuna göre daha incedir. Bu nedenle; duvardaki hız ve sıcaklık fonksiyonları, duvara yakın kayma gerilmesini ve ısı transferini hesaplamak için kullanılmaktadır.

2.3.5.1.1. Gaz Fazındaki Bileşenler İçin Duvar Sınır Şartları ve Süreklilik Denklemi

Gaz fazındaki bileşenler için yüzey sınır şartı aşağıdaki (2.34) numaralı denklemle ifade edilmektedir.

$$\dot{m}_k = \rho Y_k u + \rho Y_k V_k \quad (k = 1, \dots, K_g) \quad (2.34)$$

Burada; K_g sistem içerisindeki gaz fazında olan bileşenlerin sayısını, u yüzeye normal taşınım hızını, V_k bileşenlerin difüzyon hızını ve $\dot{m}_k$ sınırdaki mevcut olan net debi oranlarının toplamını göstermektedir. Kaymasız hız durumu için, duvara doğru her bir

bileşenin net debi oranı (difüzyon ve taşınım debi oranı dahil) sıfır olmalıdır ve bütün bileşenlerin yüzeydeki debi oranı değerlerinin toplamı (veya gazın net kütle debi oranı) da sıfırdır.

2.3.5.1.2. Momentum Denklemi İçin Duvar Sınır Şartları

Rijit duvarlar üzerindeki momentum sınır şartları; ya duvardaki hız değeri göz önüne alınarak ya da duvardaki kayma gerilmelerinin hesaplanması yoluyla tanımlanmaktadır. Akışkan tabakaları arasında kaymanın sıfır olduğu duvar üzerinde bulunan gazın hızı, duvar hızına eşit olarak dikkate alınır.

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_w \quad (2.35)$$

Serbest kayma ve türbülanslı duvar hız durumu yasası durumlarında ise; gaz hızının normal duvar hızının normaline eşit olarak dikkate alınır.

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = \mathbf{u}_w \cdot \mathbf{n} \quad (2.36)$$

Serbest kayma durumu için duvar kayma gerilmesinin teğetsel bileşeni sıfırdır. Türbülanslı akış durumları için ise; teğetsel kayma gerilmesi bileşeni “duvar yasası” kullanılarak belirlenebilir.

$$\frac{v}{u^*} = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B & \text{Re} \geq R_c \\ \text{Re}^{1/2} & \text{Re} < R_c \end{cases} \quad (2.37)$$

Burada; u^* duvar kayma gerilmesiyle (τ_w) ilişkili olan kayma hızı veya sürtünme hızıdır.

$$\tau_w = \rho (u^*)^2 \frac{\mathbf{v}}{|\mathbf{v}|} \quad (2.38)$$

Teğetsel hız $\mathbf{v}$, $\mathbf{v} = \mathbf{u} - \mathbf{u}_w - [(\mathbf{u} - \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{n}] \mathbf{n}$ olarak tanımlanmıştır. Duvara bitişik hücre boyutu olarak alınan y uzaklığında ölçülen gaz hızına dayalı Reynolds sayısı $\text{Re} = \frac{\rho y |\mathbf{v}|}{\mu_{air}(T)}$

şeklinde tanımlanmıştır. R_c logaritmik rejimden ($Re \geq R_c$ olduğunda) viskoz alt tabaka rejimine ($Re < R_c$) geçişi tanımlayan Reynolds sayısıdır. Viskoz alt tabaka rejiminde, kayma gerilmesi için laminar akış formülü kullanılmaktadır. Logaritmik rejim formüllemesinde ise; u^* hızı, çözümü ayırtırmak için duvar birim uzunluğu ifadesi $y^+ = \rho y u^* / \mu_{air}(T)$ aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir (Amsden vd., 1989).

$$y^+ = c_{lw} (Re)^{7/8} \quad (2.39)$$

(2.37), (2.38) ve (2.39) eşitliklerinde, duvara bitişik hücre boyutu y logaritmik rejimde veya türbülanslı sınır tabakanın laminar alt tabakasından olması için yeterince küçük olduğu varsayımı yapılmaktadır. (2.37) eşitliğindeki κ, c_{lw}, R_c ve B sabitleri $k-\varepsilon$ model sabitleriyle bağlantılı olup, bu kullanılan değerler KIVA-II dökümanında verilmiştir (Amsden vd., 1989). (2.37) ve (2.38) eşitliklerinden hesaplanan kayma gerilmesiyle (τ_w); duvar sürtünmesinden dolayı belirli bir zaman adımında momentumdaki toplam değişim, hücre içerisinde hesaplanabilmektedir. Bu değişim duvar yüzeyi üzerinde olan hücre içerisindeki köşe noktalarına bölünmekte ve köşe noktalarındaki momentum değişmektedir (Amsden vd., 1989). (2.37) eşitliğinde kullanılan logaritmik ifadesinin düzgün bir duvar varsayımı yapıldığına dikkat edilmelidir. (2.40) numaralı eşitlik; duvar pürüzlülüğünün dikkate alındığı matematiksel ifadeyi göstermektedir.

$$\frac{v}{u^*} = \min \left(Re^{1/2}, \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B - \Delta B \right) \quad (2.40)$$

Pürüzlülüğün etkisi aşağıdaki gibi modellenmiştir (Ansys Fluent, 2018; Cebeci ve Bradshaw, 1977).

$$\Delta B = \begin{cases} 0 & (\text{Eğer } K_s^+ \leq 2.25) \\ \frac{1}{\kappa} \ln \left[\frac{K_s^+}{87.75} + C_s K_s^+ \right] \times \sin \left[0.4258 (\ln K_s^+ - 0.811) \right] & (\text{Eğer } 2.25 < K_s^+ \leq 90) \\ \frac{1}{\kappa} \ln [1 + C_s K_s^+] & (\text{Eğer } K_s^+ > 90) \end{cases} \quad (2.41)$$

$K_s^+ = y^+ K_s / y$ olarak tanımlanmıştır. Burada; K_s pürüzlülük yüksekliğidir. C_s ise yüzey pürüzlülüğünün tipine bağlı olan sabit bir değerdir.

2.3.5.1.3. Enerji Denklemini İçin Duvar Sınır Şartları

Türbülanslı akışlarda duvardan olan ısı transferini hesaplamak için; Han ve Reitz (1997) ve Rakopoulos vd. (2010) çalışmalarındaki duvar ısı transfer modeli Ansys Forte yazılımında kullanılmaktadır. Duvara yakın konumda enerji korunum denkleminin uygulanması aşağıdaki varsayımlarla mümkündür:

1. Duvara dik olan gradyanlar, duvara paralel olan gradyanlardan göre çok büyüktür.
2. Akış hızı düz duvara paralel doğrultudadır.
3. Basıncın uzaysal gradyanları ihmal edilmiştir.
4. Viskoz bozunum ve entalpi difüzyonunun enerji üzerindeki etkileri ihmal edilmiştir.
5. Işınım ile ısı transferi ihmal edilmiştir.
6. Çok düşük Mach sayısından dolayı, türbülans yitimi iç enerjiyle karşılaştırıldığında çok küçüktür.
7. Yakıt demeti için kaynak terimi bulunmamaktadır.
8. İdeal gaz yasası ve sabit özgül ısı kabulü yapılmıştır.

Bu varsayımlarla, (2.5) eşitliği duvara yakın olan bölgede bir boyutlu enerji korunum denkleminde indirgenir ve aşağıdaki denklemlerle ifade edilir.

$$c_p \rho \frac{\partial T}{\partial t} + c_p \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{\partial I}{\partial y} + \frac{\partial p}{\partial t} + \dot{Q}_C \quad (2.42)$$

$$J = -(k + k_t) \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.43)$$

T sıcaklığı, J ısı akısını, y duvara normal olan uzaklığı, v duvara dik doğrultudaki hızı, ρ gazın yoğunluğunu, c_p gaz karışımının özgül ısını, p basıncı ve $\dot{Q}_C$ hacimsel ısı açığa çıkış oranını, k ve k_t laminar ve türbülanslı durumdaki ısı iletim katsayılarını ifade etmektedir. k ve k_t ısı iletim katsayıları Prandtl sayısı ($k = \mu / \text{Pr}$, $k_t = \mu / \text{Pr}_t$) aracılığıyla hesaplanır. Rakopoulos vd. (2010), (2.42) eşitliğinin sol tarafındaki terimin $(c_p \rho \partial T / \partial t + c_p \rho v \partial T / \partial y)$ ihmal edilebileceğini ve sıfır olduğu varsayılabilirliğini bildirmişlerdir.

Han ve Reitz (1997) tarafından uygulanan yaklaşım, duvardan ($y=0$) y uzaklığına kadar (2.42) denkleminin integrasyonu gaz yoğunluğundaki, türbülans viskozitesindeki ve türbülanslı Prandtl sayısındaki değişimlerini dikkate almaktadır. Sıcaklığın duvar fonksiyonu şu şekilde ifade edilmektedir:

$$T^+ = 2.1 \ln y^+ + 1.24 - 2.1(G^+ + P^+)y^+ - 17.2(G^+ + P^+) \quad (2.44)$$

Burada; T^+ , y^+ , G^+ ve P^+ aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$T^+ = \int_{T_W}^T \frac{\rho c_p u^*}{J_W} dT = \frac{\rho c_p u^* T \ln(T/T_W)}{J_W} \quad (2.45)$$

$$y^+ = \frac{u^* y}{\nu}; G^+ = \frac{\dot{Q}_c \nu}{J_W u^*}; P^+ = \frac{\overline{\partial p}}{\partial t} \frac{\nu}{J_W u^*} \quad (2.46)$$

Burada; u^* , $(\rho k^{1/2} c_\mu^{1/4})$ şeklinde tanımlanan sürtünme hızını, y duvara dik olan uzaklığını, J_W duvar boyunca ortaya çıkan ısı oranını (eğer ısı duvara gidiyorsa pozitif, eğer ısı duvardan geliyor ise negatif değerdedir), $\dot{Q}_c$ ortalama hacimsel kimyasal ısı salınım oranını, $\overline{\partial p}/\partial t$ ortalama basınç dalgalanma oranını ve ν laminar kinematik viskozitesini ifade etmektedir. Duvar ısı oranı için uygun olan formül şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$J_W = \frac{\rho c_p u^* T \ln(T/T_W) + (2.1 \ln y^+ + 17.2) \left(\dot{Q}_c + \frac{\overline{\partial p}}{\partial t} \right) \nu / u^*}{2.1 \ln y^+ + 1.24} \quad (2.47)$$

Burada; T ve T_W sırasıyla gaz ve duvardaki sıcaklık değerlerini göstermektedir. Han ve Reitz (1997) yaklaşımı ve $\dot{Q}_c$ kaynak terimi ihmal edildiğinde, (2.47) eşitliği (2.48) numaralı eşitliğe dönüşür.

$$J_W = \frac{\rho c_p u^* T \ln(T/T_W) + (2.1 \ln y^+ + 17.2) \frac{\overline{\partial p}}{\partial t} \nu / u^*}{2.1 \ln y^+ + 1.24} \quad (2.48)$$

Duvara yakın bölgedeki basınç dalgalanma oranı $\overline{\partial p}/\partial t$ ısı transferiyle değişebilmektedir. Motorun sıkıştırma ve yanma zamanları boyunca basınç arttığından dolayı, basınç dalgalanma etkisi duvara geçen ısı transferini arttırmaktadır. Basınç azaldığında ise, basınç dalgalanma etkisi duvara geçen ısı transferini azaltmaktadır. Eğer basınç dalgalanmasının etkisi ihmal edilirse, (2.48) eşitliği aşağıdaki ifadeye dönüşür:

$$J_W = \frac{\rho c_p u^* T \ln(T/T_W)}{2.1 \ln y^+ + 1.24} \quad (2.49)$$

Han ve Reitz (1997) yaklaşımının türetilmesi sırasındaki farklılığın matematiksel bir hataya yol açmasından ötürü, Ansys Forte yazılımında genellikle (2.49) eşitliği kullanılmaktadır.

2.3.5.1.4. Türbülans Model Duvar Sınır Şartları

Türbülanslı akış hesaplamalarında, sınır şartları türbülans kinetik enerjisi (k) ve bu kinetik enerjinin yutunum oranı (ε) değerlerinin hesaplanması için gereklidir. $\nabla k \cdot \mathbf{n} = 0$ olarak alınmakta ve ε aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\varepsilon = c_{\mu\varepsilon} \frac{k^{3/2}}{y} \quad (2.50)$$

Burada; $c_{\mu\varepsilon}$, katsayısı aşağıdaki eşitlikle ifade edilebilir:

$$c_{\mu\varepsilon} = \left[\frac{c_\mu}{\text{Pr}_\varepsilon (c_{\varepsilon 2} - c_{\varepsilon 1})} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.51)$$

2.3.5.2. İçeriye Akış ve Dışarıya Akış Sınır Şartları

2.3.5.2.1. İçeriye Doğru Akış Sınır Şartları

İçeriye doğru akış sınır şartını tanımlamak için, normal hıza sıfırdan farklı bir değerin atanması gerekmektedir. Gerçek u , v ve w hız bileşenleri sınır şartlarına dayalı olarak hesaplanmaktadır. İçeriye akış sınır şartında gerekli olan bilgi; özgül türbülans kinetik

enerjisi, türbülans uzunluk ölçeği ve bileşenlerin yoğunluğu şeklinde sıralanmaktadır. Türbülans parametrelerinin sabit olduğu varsayılır. Sınır dışındaki bileşenlerin başlangıç yoğunluk değerleri; komşu bölgedeki başlangıç basıncının referans çevre basıncına eşit olduğu durumda hesaplanır. Bundan farklı olarak, giriş hızının yerine giriş kütle debisi tanımlanabilir. Kütle debisi, akışkanın yoğunluğu ve giriş sınır alanı kullanılarak giriş hızına dönüştürülür.

2.3.5.2.2. Dışarıya Doğru Akış Sınır Şartları

Dışarıya doğru akış sınır şartı için, sınırın köşe noktasındaki u , v ve w hız bileşenleri komşu köşeler içerisindeki hız bileşenlerine eşit olarak ayarlanmaktadır. Eğer bu tür dışarıya doğru akış sınırlarında ters akışa izin verilirse, sınırın dışarısındaki bileşenlerin bileşimi de ayarlanmalıdır. Komşu bölgedeki bileşenlerin başlangıç bileşimi ters akış için kullanılmaktadır ve komşu bölgedeki başlangıç basınç değeri referans basıncına eşit olarak ayarlanmaktadır.

2.3.5.2.3. Basıncın İçeriye Doğru Olduğu Durum İçin Akış Sınır Şartları

Basıncın içeriye doğru olduğu akış için sınır şartları için, basınç – krank açısı değişim profili sınır tabakanın oluştuğu kısımda tanımlanmalıdır. Türbülans parametreleri ve karışımın bileşimi; içeriye doğru akış sınır şartlarında olduğu gibi benzer bir yolla tanımlanmalıdır.

2.3.5.2.4. Basıncın Dışarıya Doğru Olduğu Durum İçin Akış Sınır Şartları

Basıncın dışarıya doğru olduğu durum akış için sınır şartında; basınç ya sınırdaki ya da sınırın ötesinde belirli bir uzaklıkta oluşur. Sınırdaki akustik dalgaları sönmek için sınırın ötesinde bir uzaklık belirlenir ve dalgaların sistem içerisine geri yansıması azaltılır.

2.3.6. Başlangıç Şartları

2.3.6.1. Akışkan Özelliklerini Tanımlayan Durum Değişkenlerinin Başlatılması

Akışkan özelliklerini tanımlayan durum değişkenlerinin başlangıç değerlerini belirlemek ve korunum denklemlerindeki diğer terimleri başlatmak için başlangıç

şartlarından yararlanılmaktadır. Bu nedenle, akışkan herhangi bir süreksiz benzetim için başlatılmalıdır. Başlangıç akışkan özelliklerinin tayini için aşağıdaki durumlar gereklidir:

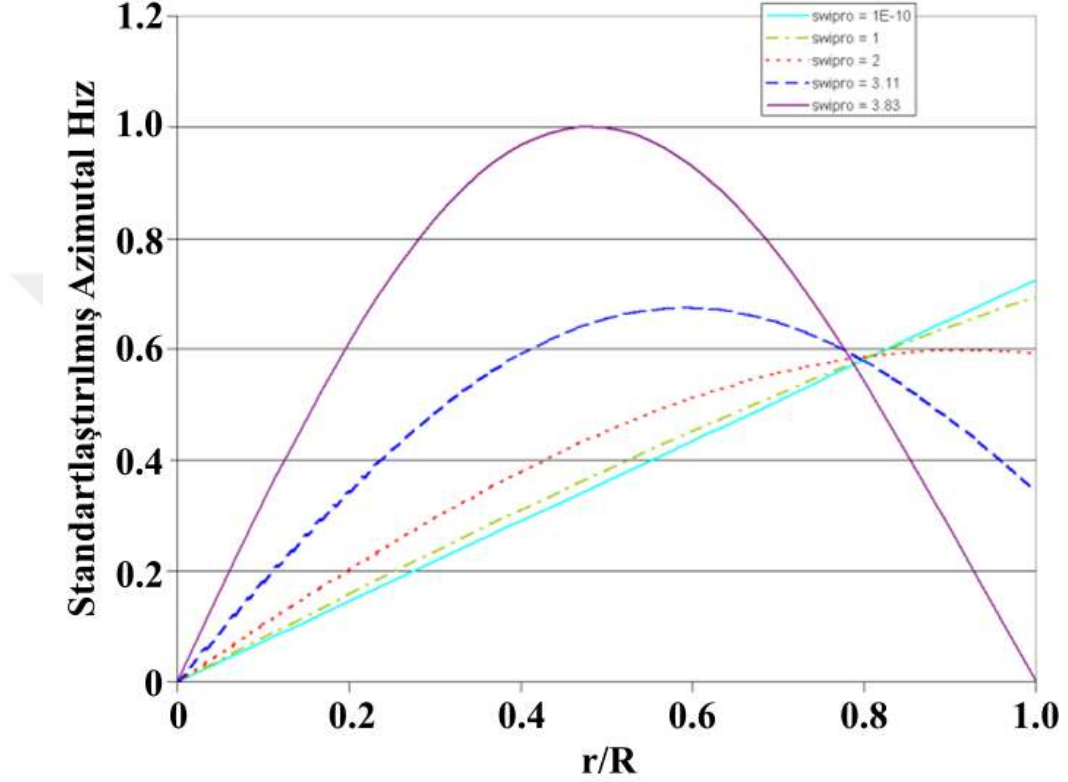
- Her bir hesaplama bölgesi için başlangıç basınç değeri
- Her bir hesaplama bölgesi için başlangıç sıcaklık değeri
- Mol veya kütleli oran açısından her bir hesaplama bölgesindeki bileşenlerin başlangıç bileşimleri. Silindir içerisindeki bölge için, bu bileşim saf hava (%79 N₂, %21 O₂), egzoz gazı (egzoz gazı devir daimi için) ve havanın karışımı veya önceden buharlaşmış yakıt, hava ve/veya egzoz gazının önceden karışmış dolgusu olabilir
- Her bir hesaplama bölgesi için başlangıç türbülans kinetik enerji yoğunluğu. İçten yanmalı motorda, başlangıç türbülans kinetik enerji yoğunluğu (BTKEY) toplam kinetik enerjinin yani türbülans kinetik enerjisinin bir kesirli oranı olarak belirlenir. Toplam kinetik enerji ortalama piston hızına dayanarak belirlenir.
- Her bir hesaplama bölgesi için başlangıç türbülans uzunluk ölçeği (BTUÖ). Eğer BTUÖ>0.0'dan büyük ise, BTUÖ değeriyle orantılı olabilecek ε 'nin başlangıç değerini belirlemek için BTUÖ değeri kullanılır. Eğer BTUÖ=0.0 ise; başlangıç ε değeri hücre merkezinden katı duvara en yakın bölgesine olan uzaklıkla orantılı olan bir değer olarak ayarlanır.

2.3.6.2. Girdap Profilleri

Akışkan özelliklerinin başlatılması için tanımlanan akışkan özelliklerinin yanında, girdap akışından kaynaklanan başlangıç momentum değeri bazı benzetim tipleri için önemlidir. Özellikle, içten yanmalı motorlar içerisine giren havanın dönme hareketini gerçekleştirmesi büyük önem taşımaktadır. Bu durum; yakıt ile havanın verimli bir şekilde karışmasına yardımcı olur ve yanma verimini iyileştirir. Model ile uğraşan araştırmacılar; deneysel gözlemlerden, içten yanmalı motor çalışma şartları altında Bessel fonksiyonu profilinin akışın girdap bileşenini daha hassas bir şekilde temsil ettiğini bildirmişlerdir.

Şekil 2.1'de Bessel fonksiyonu hız profili gösterilmiştir. " α " miktarı başlangıç açısı hız profilini tanımlayan boyutsuz sabit bir sayıdır ve 0.0 ile 3.83 arasında değer almaktadır. İçten yanmalı motor uygulamaları için Wahiduzzaman ve Ferguson (1986) tarafından önerilen değer yaklaşık 3.11'dir.

Hava dönme hızının motor devir sayısına (d/dk) göre başlangıç girdap oranı, diğer bir girdap profili girdi değeridir. Pozitif z doğrultusunda (motor silindirin üstü) incelendiğinde, eğer $GİRDAP < 0$ ise girdap saat yönünde hareket edecektir. Eğer $GİRDAP > 0$ ise girdap saat yönünün tersine hareket edecektir.



Şekil 2.1. Bessel fonksiyonu girdap hız profili

2.3.7. Ayırıklaştırma ve Çözüm Yöntemleri

2.3.7.1. Korunum Denklemlerinin Ayırıklaştırılması

Korunum denklemleri, kontrol hacmi yaklaşımına dayanan hesaplamalı çözüm ağı üzerinde sistemin uzaysal koordinatlarına göre ayırıklaştırılmaktadır. Bunun yanı sıra, zaman hassasiyetli çözümlere erişmek için, korunum denklemleri işlemci ayırma tekniği kullanılarak zamana göre ayırıklaştırılmaktadır.

2.3.7.1.1. Zamana Bağlı Türev Alma Yöntemi

Zamana bağlı türev alma yönteminde, belirli zaman dizisi t^n ($n = 0, 1, 2, \dots$) için her bir işlem adımının zaman aralıkları $\Delta t^n = t^{n+1} - t^n$ olarak belirlenir ve “n” tam sayısı çevrim sayısı olarak tanımlanır. Burada, zamana bağlı t^n değerini temsil etmek için “n” üssü bir değişken olarak kabul edilir ve Δt^n ise Δt şeklinde kısaltılır. Bu ifadeler bir araya getirildiğinde, $\delta Q / \delta t$ ifadesinin 1. Mertebeden türevi $(Q^{n+1} - Q^n) / \Delta t$ formuna dönüşmektedir.

Zamana bağlı integrasyon boyunca, her bir zaman adımı için üç aşamalı çözüm gerçekleştirilmektedir. Akış taşınımı (flow transport) çözümü “Arbitrary-Lagrangian-Eulerian (ALE)” yöntemine dayanmaktadır (Amsden, 1989). Hidrodinamik zaman adımı; çözüm verimliliğini, doğruluğunu ve kararlılığını maksimum duruma getirmek için uyarlamalı olarak kontrol edilmektedir.

1. Aşama: Bu aşamada, bileşenlerdeki kimyasal yapı ve yakıt demeti kaynak terimleri ile enerji denklemleri çözülür. Kimyasal yapı, gaz ve yakıt demeti etkileşimlerini içeren kütle ve enerji terimlerinin yanı sıra, akışkan ve yakıt demeti damlacıklarını hareket ettiren hücrelerin çarpışma, titreşim ve ayrışma süreçleri bu aşamada hesaplanmaktadır.

2. Aşama: Akustik terimler, yakıt demeti momentum terimi ve kütle, momentum ve enerji difüzyonu kaynaklı terimlerin birleşik ve kapalı çözümü mevcuttur. Akustik terimleri, momentum eşitliğindeki basınç gradyanını ve kütle ve enerji denklemlerindeki hız artış terimlerini ifade etmektedir. Bu aşamada, türbülans denklemlerindeki geriye kalan kaynak terimleri çözülmemektedir.

3. Aşama: Akış alanının dondurulduktan ve duvar hareketinin dikkate alınmasından sonra, revize edilmiş sayısal çözüm ağı üzerinden yeniden işlem yapılması bu aşamada gerçekleştirilir.

2.3.7.1.2. Uzaysal Türev Alma Yöntemi

Korunum denklemlerinin uzaysal türev alma işlemi Arbitrary-Lagrangian-Eulerian yöntemi (ALE) aracılığıyla gerçekleştirilmektedir (Hirt vd., 1974; Pracht, 1975). 3-boyutlu geometriler için, rastgele altı yüzlülerin oluşturduğu bir çözüm ağı dikkate alınmaktadır.

Hesaplamalı çözüm ağı, köşeler ve hücreleri kapsayan uzaysal bölgelerden oluşmaktadır. Köşe noktaları, piston ve supap hareketini sağlayan rastgele bir yolda hareket etmektedir. Bununla beraber, momentum denklemlerinin türevi alındığında momentum hücresi olarak tanımlanan farklı bir kontrol hacmi kullanılır. Momentum hücreleri düzenli olan hesaplamalı hücrelerin köşe noktaları etrafında merkezlenir.

ALE yönteminde belirlenen hücrelerin köşe noktalarında tespit edilen hız değerlerinin önemli avantajı, Lagrange hesaplama aşamasında köşe noktasındaki hareketin interpolasyon işlemi gerektirmemesidir. Ancak, klasik ALE yöntemi çözümlerinde hız alanında parazitik noktalar oluşmaktadır ve hücre yüzeyleri üzerindeki hız vektörlerinin merkezlenmesiyle kısmi olarak giderilmektedir (Amsden, 1985). Köşe noktasındaki hız değerleri ve köşe noktalarıyla bağlantılı olan momentum korunur, fakat 2. çözüm aşamasındaki hücre hacim değişimlerini ve 3. çözüm aşamasındaki hücre yüzeyi boyunca taşınan akışkanın hacmini hesaplamak için hücre yüzeylerine dik olan hız bileşenlerinden yararlanılır. Köşe noktalarındaki birincil hızlar şu şekilde konumlandırılmıştır:

$$u_{ijk} = u(x_{ijk}, u_{ijk}, z_{ijk}) \quad (2.52)$$

Diğer taraftan, hücre merkezlerine yerleştirilen termodinamik nicelikler şu şekilde tanımlanır:

$$Q_{ijk} = Q(x_{ijk}^c, y_{ijk}^c, z_{ijk}^c) \quad (2.53)$$

Burada; k ve ε 'nin yanı sıra $Q=p, \rho, T$ veya ρ_k 'dır. Bu termodinamik niceliklerin konumlanamadığı noktalarda ihtiyaç duyulan değerler, komşu noktalardaki değerlerin ortalaması alınarak elde edilir. Ayrıklaştırılmış denklemler, her bir hücrenin (veya momentum hücresinin) hacmi üzerinden söz konusu diferansiyel terimin integrasyonu ile oluşturulur. Gradyant veya ıraksayan terimlerin hacim integralleri genellikle diverjans teoremi kullanılarak yüzey alan integrallerine dönüştürülür. Reynold Transport Teoremi (Thompson, 1972) hacim integrallerinin zamana göre türev alınmasını ifade etmektedir. Hücreler içerisinde veya hücre yüzeyleri üzerindeki integrasyonu yapılan denklemlerin düzgün olduğu varsayımıyla hacim ve yüzey alan integralleri uygulanır. Böylelikle, hücre yüzeyleri üzerindeki alan integralleri hücre yüzlerinin (veya alt yüzlerinin) toplamı olarak temsil edilir.

$$\int \mathbf{F} \cdot d\mathbf{A} \rightarrow \sum_{\alpha} \mathbf{F}_{\alpha} \cdot \mathbf{A}_{\alpha} \quad (2.54)$$

Hücrenin orta noktasındaki Q termodinamik niceliği için difüzyon terimlerinin türevi alındığında, $(\nabla Q)_{\alpha} \cdot \mathbf{A}_{\alpha}$ 'yı değerlendirmek gereklidir. İlk olarak a_{lr} , a_{tb} ve a_{fd} katsayıları belirlenir.

$$a_{lr}(\mathbf{x}_l - \mathbf{x}_r) + a_{tb}(\mathbf{x}_t - \mathbf{x}_b) + a_{fd}(\mathbf{x}_f - \mathbf{x}_d) = \mathbf{A}_{\alpha} \quad (2.55)$$

Çözüm ağı dik olmayan (non-orthogonal) durumda olacağından, $\mathbf{x}_l - \mathbf{x}_r$ vektörünün $\mathbf{A}_{\alpha}$ 'ya paralel olamayacağı ve bu nedenle a_{tb} ve a_{fd} katsayılarının sıfır olamayacağına dikkat edilmelidir. $(\nabla Q)_{\alpha} \cdot \mathbf{A}_{\alpha}$ sonlu fark yaklaşımında hücre boyutlarındaki ikinci ve daha yüksek mertebelerdeki terimler ihmal edilerek ve (2.55) numaralı denklemin her iki tarafı $(\nabla Q)_{\alpha}$ ile çarpılarak (2.56) numaralı ifade elde edilir:

$$a_{lr}(\mathbf{Q}_l - \mathbf{Q}_r) + a_{tb}(\mathbf{Q}_t - \mathbf{Q}_b) + a_{fd}(\mathbf{Q}_f - \mathbf{Q}_d) = (\nabla Q)_{\alpha} \cdot \mathbf{A}_{\alpha} \quad (2.56)$$

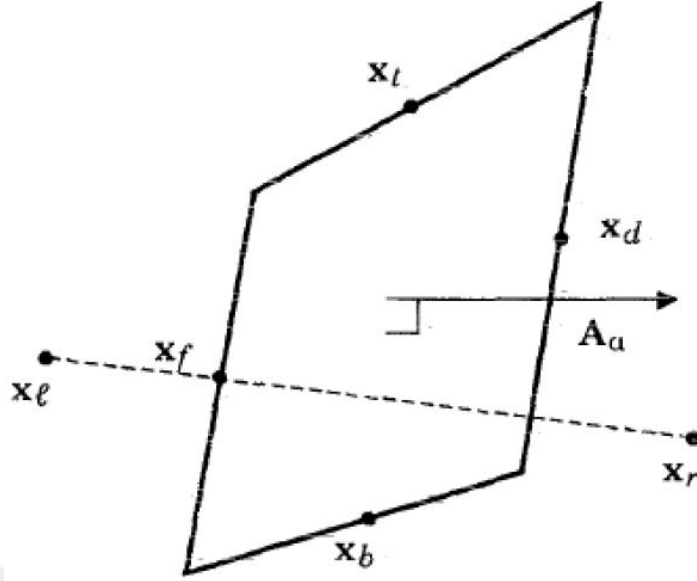
Burada;

$\mathbf{x}_l$ ve $\mathbf{x}_r$: α yüzeyinin her iki tarafında bulunan hücrelerin merkezlerini (Şekil 2.2)

$\mathbf{x}_t$, $\mathbf{x}_b$, $\mathbf{x}_f$ ve $\mathbf{x}_d$: α yüzeyini sınırlayan dört tane kenarın merkezlerini (Şekil 2.2)

$\mathbf{Q}_t$: Hücre kenarlarını çevreleyen dört tane hücrenin Q değerlerinin ortalamasını

$\mathbf{Q}_b$, $\mathbf{Q}_f$ ve $\mathbf{Q}_d$: “b”, “f” ve “d” kenarlarıyla ilgili Q değerlerinin ortalamasını ifade etmektedir.



Şekil 2.2. α hücre yüzeyi üzerinde ortalanmış termodinamik miktarın gradyanını belirlemek için kullanılan altı adet nokta

Momentum hücre yüzeyleri üzerindeki alan integralleri, genellikle düzenli hücre yüzeyleri üzerindeki alan integrallerine dönüştürülür. Bu işlem, düzenli hücreler içerisinde düzgün olan Q niceliğini dikkate almakta ve sonrasında yüzey köşe noktalarından birisiyle bağlantılı olan momentum hücresiyle düzenli bir hücre (i, j, k) arasında üst üste bindirilen hacmi dikkate almaktadır. Üst üste bindirilen bu hacmin üç yüzeyi (örneğin a, b, c) dışa doğru yönelmiş alan vektörlerine ($\mathbf{A}'_a$) sahip söz konusu momentum hücresinin yüzlerini oluştururken, diğer üç yüzey (örneğin d, e, f) dışa doğru yönelmiş alan vektörlerine $(1/4 \mathbf{A}_a)$ sahip düzenli hücrenin yüzeylerini (i, j, k) oluştururlar. Üst üste bindirilen hacmin bütün yüzeyi üzerindeki $\int d\mathbf{A}$ integrali sıfır olduğundan ötürü, bu durum (2.57) numaralı denklemle ifade edilir:

$$\mathbf{A}'_a + \mathbf{A}'_b + \mathbf{A}'_c = -\frac{1}{4}(\mathbf{A}_d + \mathbf{A}_e + \mathbf{A}_f) \quad (2.57)$$

Böylelikle; söz konusu üç momentum, hücre yüzlerinin $\int Q \cdot d\mathbf{A}$ integrali şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\int Q d\mathbf{A} = Q(\mathbf{A}'_a + \mathbf{A}'_b + \mathbf{A}'_c) = -\frac{1}{4}Q_{ijk}(\mathbf{A}_d + \mathbf{A}_e + \mathbf{A}_f) \quad (2.58)$$

2.3.7.2. SIMPLE Yöntemi

Uzaysal ve zamana bağlı türev alma yöntemlerinden elde edilen cebirsel sonlu-hacim denklemlerinin çözümlenmesinde kapalı yöntemler kullanılır. Kapalı yöntemlerin avantajları şunlardır:

1. Süreksiz (Kararsız) akış hesaplamalarında, zaman adımı boyutu açık yöntemlerde genel olan kararlılık sınırlarıyla değil zamana ait hassasiyet kriterine göre sınırlandırılır.
2. Zamana bağlı hassasiyet istenmediğinde, daha büyük zaman adımları kullanılarak kararlı durumlara daha hızlı bir şekilde erişilebilir.

Ansys Forte yazılımı akış alanındaki değişkenleri çözmek için, iki adımlı iteratif işlemi içeren SIMPLE yönteminin (Patankar, 1980) modifiye edilmiş sürümünü kullanmaktadır. Sayısal benzetimin her bir zaman adımıdaki hız büyüklükleri, zamana bağlı basınç değişimlerinden hesaplanmaktadır. Zamana göre değişen basınçlar hız değişimlerine bağlı olduğundan ve hız değerleri basınç değerlerinden yararlanılarak hesaplandığından dolayı, bu durum iteratif çözüm sürecini gerektirir. SIMPLE yöntemi basınç değerini tahmin etmekte, hız değerleri için iteratif olarak çözüm yapmakta ve sonrasında sıcaklık ve basınç değerlerini belirlemektedir.

2.3.7.3. Kimyasal Çözücü Özellikleri

Ansys Forte yazılımının başlıca güçlü yanlarından birisi de, tasarım için uygun olan benzetim zamanları içerisinde büyük sayıdaki bileşenler ve reaksiyonları içeren gerçekçi yakıt yanma mekanizmalarını işlemesidir. Yakıtın yanma işlemini modelleyen büyük detaylı kimyasal kinetik mekanizmalarının kullanımı; büyük boyutlu, non-lineer adi diferansiyel denklem takımlarını oluşturmaktadır. Geleneksel HAD çözümü yaklaşımlarında, bu durum merkezi işlemci birimi (CPU) zamanlarının uzamasına sebep olur. Bu problemi çözmek için, hassasiyet uyarlaması olmadan kimyasal çözüm verimliliğini arttıran çeşitli ileri çözüm yöntemleri kullanılmaktadır. Bunlar; Dinamik uyarlamalı kimyasal yapı (DAC) yöntemi (Liang vd., 2009a; 2009b), dinamik hücre kümelenmesi (DCC) yöntemi (Liang vd., 2009c) ve ileri özel seyrek matris çözümlemesi yöntemidir. Sunulan tez çalışmasında, dinamik hücre kümelenmesi yöntemi kullanılmıştır.

2.3.7.3.1. Dinamik Hücre Kümelemesi

Bileşen denklemlerinin kimyasal çözüm terimlerini içeren kısmı, hücre temelli olarak çözülmektedir. Çözülen denklemler, belirli bir hücrenin kütlesi ve hacminden bağımsızdır. Böylelikle; aynı sıcaklık, basınç ve başlangıç bileşen kütle oranlarına sahip olan hücreler aynı sonucu verir. Kümeler içerisinde yüksek benzerliğe sahip hesaba dayalı hücreleri gruplamak için; her bir küme bir kereye mahsus olmak üzere Dinamik Hücre Kümeleme (DHK) yöntemi kullanılır. Her bir HAD zaman adımı için en uygun hücre sayısı dinamik olarak belirlenir. Kümelenme algoritması sadece hücrelerin termodinamiksel durumlarına dayanır ve HAD çözüm ağındaki konumlarından bağımsızdır. Buna ek olarak, kümelenme algoritması son derece otomatikleştirilmiştir. Bu sayede, kullanıcı minimum düzeyde girdileri yazılıma girer. Genel hidrokarbon yanma işleminin hesabı için, hücre içerisindeki sıcaklık ve eşdeğerlik (ekivalans) oranı kümelenme indisleri olarak seçilmiştir. Kullanıcı tanımlı kontrol parametreleri, her hücrede izin verilebilir sıcaklık ve eşdeğerlik oranının maksimum dağılımları olarak tanımlanmıştır.

2.3.7.3.2. İşlemci Ayırma Yöntemi ve Paralel Uygulama

Zaman hassasiyetli süreksiz benzetimler için bileşenlerin korunumu ve enerji korunum denklemlerini çözmek için gelişmiş işlemci ayırma yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntemde; taşınım denklemi iki alt denkleme ayrılır ve zaman adımlarının üst üste bindirilmesiyle bu alt denklemler çözülür. İlk işlem adımı kimyasal kinetik sürecini, ikinci işlem adımı ise taşınım olayını (yani difüzyon veya ısı yayılması) dikkate almaktadır. İlk işlem adımında, enerji ve bütün kimyasal bileşenlerin hesaplanması hücre üzerinden gerçekleştirilir. İkinci adımda ise, bileşenlerin taşınım olayı SIMPLE yönteminde tanımlanan yöntemler kullanılarak ele alınır. Denklemlerde kullanılan yöntemi göstermek için, hesaplama alanındaki her bir hücrede çözümlenen tam bileşen denklemi şu şekilde tanımlanmıştır:

$$V_{cell} \frac{\partial(\rho Y_k)}{\partial t} + \left(\sum_j C_j - \sum_j D_j \right) = V_{cell} \dot{\omega}_k \quad (2.59)$$

$\dot{\omega}_k$ hücrede meydana gelen kimyasal reaksiyondaki k tane bileşenin net üretim oranını, V_{cell} hücrenin hacmini, ρ akışkanın yoğunluğunu, Y_k bileşenin kütle oranını, C_j j hücresinin komşusundaki hücre içerisinde bulunan bileşenlerin taşınımlı kütledebisini ve

D_j j hücresinin komşusundaki hücre içerisinde bulunan bileşenlerin difüzyonlu kütledebisini ifade etmektedir. (2.59) denkleminin sol tarafındaki terimlerin belirli zaman aralığına göre türevi alındığında denklem aşağıdaki şekle dönüşmektedir:

$$V_{cell} \frac{(\rho Y_k)^n - (\rho Y_k)^o}{\Delta t} + \left(\sum_j C_j - \sum_j D_j \right)^n = V_{cell} \dot{\omega}_k^n \quad (2.60)$$

Burada “ n ” üst indisi sonraki zaman adımındaki terimleri temsil eder ve “ o ” üst indisi önceki zaman adımındaki terimleri temsil etmektedir. Sonraki zaman adımında değerlendirilen bütün taşınım terimleri ve üretim terimleri hücre içerisinde birleştirilmiştir. (2.60) denklemini bileşenlerin yeni durumdaki kütle oranları şu şekilde ifade edilir:

$$(\rho Y_k)^n = (\rho Y_k)^o - \frac{\Delta t}{V_{cell}} \left(\sum_j C_j - \sum_j D_j \right)^n + \Delta t \dot{\omega}_k^n \quad (2.61)$$

Bu denklemi olduğu şekliyle çözmek aşırı derecede zordur. Bu nedenle, (2.61) denklemini aşağıdaki gibi iki parçaya ayrılması gerekmektedir:

$$(\rho Y_k)^{n*} = (\rho Y_k)^o + \Delta t \dot{\omega}_k^{n*} \quad (2.62)$$

$$(\rho Y_k)^n = (\rho Y_k)^{n*} - \frac{\Delta t}{V_{cell}} \left(\sum_j C_j - \sum_j D_j \right)^n \quad (2.63)$$

Böylece, (2.62) denklemini kimyasal kinetik mekanizmada mevcut olan bütün bileşenler komşu hücrelerin etkisi olmaksızın her bir hücre için bağımsız ve eş zamanlı olarak çözülür. İşlemci ayırma yönteminin ilk adımında; hücrenin içerisine veya dışarısına bileşenlerin taşınımı ihmal edilerek hücredeki bileşenlerin zamanla değişim oranıyla kimyasal kinetik mekanizmasında meydana gelen üretim ve yıkım olayları arasında denge sağlanır. Bu adımın sonunda, taşınım olayı meydana gelmeden önce bütün hücreler üzerinden bileşenlerin yoğunlukları güncellenir. İkinci adımda ise, hücre içerisine veya dışarısına bileşenlerin taşınımı gerçekleştirilir ve eş zamanlı olarak bütün hücreler üzerinden her bir bileşen teker teker çözülür. Bu adımda, bileşenlerin üretim ve yıkım terimleri dikkate alınmaz (yani bu adımda kimyasal kaynaklı bir terim oluşmaz), sadece taşınım terimleri dikkate alınmaktadır.

2.3.8. Yakıt Demeti Modelleri

Çoklu bileşen içeren gazların yakıt demetiyle etkileşimlerini ve yakıt demetinin dinamik olarak benzetimini gerçekleştiren geliştirilmiş modeller Ansys Forte’de mevcuttur. Bunlar bütün koni (solid cone), boş koni (hollow cone) ve dar delikli (slit injector) yakıt demetleridir. Sunulan tez çalışmasında, bütün koni yakıt demet modeli tercih edilmiştir. Bütün koni yakıt demeti modelinde, nozul çıkışındaki başlangıç yakıt demeti şartları ya boşaltma katsayısı ya da nozul akış modeli aracılığıyla belirlenir ve damlacık ayrışması için Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor (KH/RT) modeli (Beale and Reitz, 1999) kullanılır.

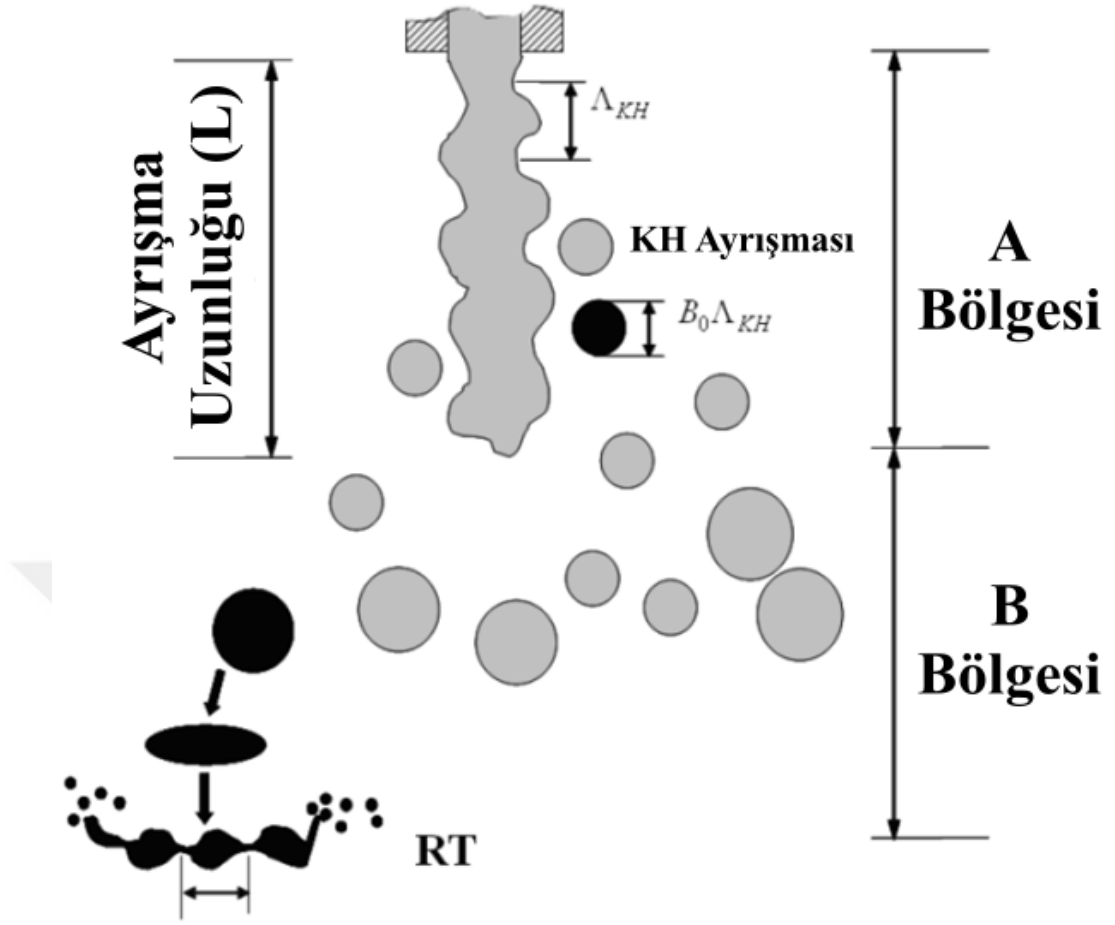
Ansys Forte yazılımında; yakıt demeti atomizasyonu, damlacık ayrışması ve damlacık çarpışma olaylarının modellenmesinde elde edilen sonuçların çözüm ağı boyutu ve zaman adımı boyutu üzerindeki bağımlılığını azaltan çeşitli gelişmiş teknikler kullanılmaktadır. Düzensiz gaz jeti ayrışma modeli, bütün koni yakıt demetinde varsayılan modeldir. Nozul yakınlarında daha kaba çözüm ağına ve yakıt demeti püskürtmesi boyunca daha büyük zaman adımlarına izin verilerek çözüm ağı boyutu ve zaman adımı bağımlılığının azaltılması daha az hesaplama zamanıyla sağlanır ve doğru çözümlerin elde edilmesine olanak sunar.

2.3.8.1. Ampirik Nozul Boşaltma Katsayısı ve Yakıt Demeti Açısı

Kullanıcı tanımlı boşaltma katsayısı ve yakıt demeti açısı için ampirik sabit değerler kullanılmaktadır. Ampirik boşaltma katsayısı ile de etkin püskürtme hızı ve nozul çıkışındaki başlangıç damlacık boyutu hesaplanır. Yakıt demeti koni açısının belirlenmesi için kullanıcı tanımlı değer tanımlanmış olup, genel bütün koni yakıt demetleri için varsayılan değer 12° ila 15° arasında tanımlanmıştır.

2.3.8.2. Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor Parçalanma Modeli

Bütün koni yakıt demetlerinin atomizasyonu ve damlacık parçalanması Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor (KH/RT) hibrit ayrışma modeli aracılığıyla modellenmektedir (Beale ve Reitz, 1999; Su vd., 1996). KH parçalanma modeli nozul çıkışında (A bölgesi) belirlenmiş bir parçalanma uzunluğu (L) içerisinde uygulanmaktadır. RT modeli ise parçalanma uzunluğunun ötesinde (B bölgesi) ikincil parçalanmayı tahmin etmek için KH modeliyle birlikte kullanılmaktadır (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. Bütün koni yakıt demetleri için KH/RT parçalanma modeli (Beale ve Reitz, 1999; Su vd., 1996)

2.3.8.2.1. Kelvin-Helmholtz Parçalanma Modeli

Kelvin-Helmholtz (KH) parçalanma modeli, bir sıvı jetinin doğrusal kararlılık analizine dayanmaktadır (Levich, 1962) ve jetin ana parçalanma bölgesini modellemek için kullanılmaktadır (Reitz, 1987). Sıvı gaz ara yüzünde uygulanan herhangi bir bozulma Fourier serisi ile açıklanır ve en hızlı büyüme durumu muhtemel parçalanmaya ve yeni damlacıkların oluşumuna yardımcı olur. En hızlı büyüme durumunun dalga boyu ve büyüme oranı sayısal olarak şu şekilde belirlenir (Reitz, 1987):

$$\frac{\Lambda_{KH}}{r_p} = 9.02 \frac{(1 + 0.45Z^{0.5})(1 + 0.4T^{0.7})}{(1 + 0.8We_g^{1.67})^{0.6}} \quad (2.64)$$

$$\Omega_{KH} \left[\frac{\rho_l r_p^3}{\sigma} \right]^{0.5} = \frac{(0.34 + 0.38 \text{We}_g^{1.5})}{(1+Z)(1+1.4T^{0.6})} \quad (2.65)$$

Λ_{KH} en hızlı büyüyen dalganın dalga boyunu, Ω_{KH} büyüme oranını, r_p yakıt jetinin püskürtme yarıçapını, σ yüzey gerilimini ifade etmektedir. Boyutsuz gaz Weber sayısı (We_g) aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\text{We}_g = \frac{\rho_g U_{rel}^2 r_p}{\sigma} \quad (2.66)$$

Sıvı-gaz göreceli hızın şiddeti (U_{rel}) aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$U_{rel} = \left| \vec{V}_{gaz} + \vec{V}'_{turb} - \vec{u}_d \right| \quad (2.67)$$

$\vec{V}_{gaz}$ gaz fazındaki HAD hız vektörü, $\vec{V}'_{turb}$ gaz fazındaki türbülanslı akışın hız vektörü ve $\vec{u}_d$ damlacığın hız vektörünü ifade etmektedir. Benzer şekilde, sıvı durumunda Weber sayısı, Ohnesorge sayısı ve Reynolds sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\text{We}_l = \frac{\rho_l U_{rel}^2 r_p}{\sigma} \quad (2.68)$$

$$Z = \frac{\sqrt{\text{We}_l}}{\text{Re}_l} \quad (2.69)$$

$$\text{Re}_l = \frac{\rho_l U_{rel}^2 r_p}{\mu_l} \quad (2.70)$$

Burada; μ_l sıvının dinamik viskozitesidir. Taylor sayısı da (2.71) numaralı eşitlik ile ifade edilmiştir.

$$T = Z \sqrt{\text{We}_g} \quad (2.71)$$

Ana parçalanma işlemi boyunca oluşan yeni damlacıkların çapı (r_c) dalga boyuyla Λ_{KH} bağlantılı olarak (2.72) ifadesiyle hesaplanır. B_{KH} , KH parçalanma modelinin boyut sabitidir.

$$r_c = B_{KH} \Lambda_{KH} \quad (2.72)$$

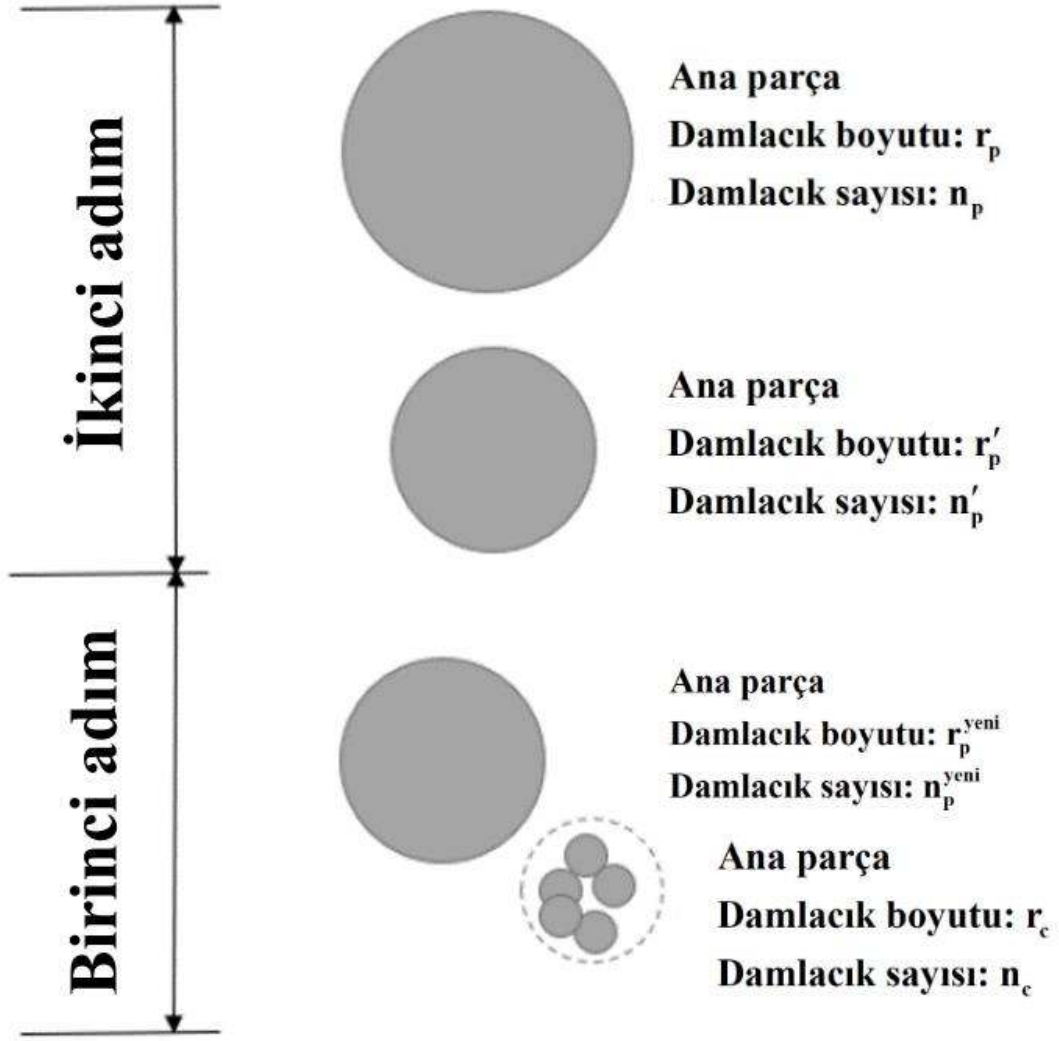
Sıvı jet püskürtmenin etkin nozul çapına eşit olan başlangıç karakteristik boyutlarına sahip damlacık parçalarıyla temsil edilen “damla püskürtme” kavramı Ansys Forte yazılımında mevcuttur (Reitz ve Diwakar, 1986). Bu kavram sayesinde, ana parçalanma olayı ana damlacıklardan (r_p yarıçaplı) yeni damlacıklara (r_c yarıçaplı) parçalanma süreci olarak tanımlanır. Kütle kaybından dolayı ana damlacıkların yarıçap değişimi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$\frac{dr_p}{dt} = \frac{r_p - r_c}{\tau_{KH}} \quad (2.73)$$

Burada; r_c , r_p 'den daha küçük veya eşit olmalıdır. Parçalanma zaman ölçeği (τ_{KH}) şu şekilde hesaplanır:

$$\tau_{KH} = \frac{3.726 C_{KH} r_p}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \quad (2.74)$$

(2.74) ifadesinde, C_{KH} KH parçalanmasının zaman sabitidir. Sonuç olarak, KH parçalanma modeli iki adımı kapsamaktadır (Şekil 2.4). İlk adımda (2.73) ifadesi aracılığıyla ana damlacık boyutu gittikçe azalır. İkinci adımda ise ana damlacıktan yeni bir alt damlacık parçası oluşturulur. Parçalanmadan öncesi ve sonrasında ana parçadaki damlacık sayısının aynı olduğu varsayılır (yani $n_p^{yeni} = n_p$).



Şekil 2.4. KH parçalanma modelinin uygulanmasındaki iki adımlı yaklaşım (Reitz ve Diwakar, 1986)

2.3.8.2.2. Rayleigh-Taylor Parçalanma Modeli

Nozul çıkışıındaki parçalanma uzunluğunun dışındaki bölgede yakıt demeti damlacıklarının ikincil parçalanmasını tahmin etmek için Rayleigh-Taylor modeli KH modeliyle birlikte kullanılır (Su vd., 1996; Beale ve Reitz, 1999). “Parçalanma uzunluğu” Levich teorisi (Levich, 1962) ile aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$L_{\text{parçalanma}} = C_b D \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad (2.75)$$

Burada; $C_b=10.29$ olan sabit bir sayıdır. Ansys Forte yazılımında parçalanma uzunluğu (2.76) numaralı eşitlikle ifade edilmektedir:

$$L_{parçalanma} = D_{RT} C_b \sqrt{A_{noz} \frac{\rho_1}{\rho_g}} = D_{RT} \sqrt{\frac{\pi}{4}} C_b d_{noz} \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_g}} \quad (2.76)$$

d_{noz} nozul çapı ve A_{noz} nozulun kesit alanıdır. D_{RT} yaklaşık 1.9 olarak önerilen RT modelinin uzaklık sabitidir. RT modeli, farklı yoğunluklara sahip iki akışkanın birbirine dik olan bir doğrultuda ivmelendiğinde üretilen kararsızlıkları dikkate almaktadır. En hızlı büyüyen dalganın dalga boyu ve frekansı Bellman ve Pennington (1954) tarafından şu şekilde aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma} \frac{[-a(\rho_1 - \rho_g)]^{3/2}}{\rho_1 + \rho_g}} \quad (2.77)$$

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{-a(\rho_1 - \rho_g)}} \quad (2.78)$$

Havada yüksek hızlı damlacık hareketi durumunda, a hava direncinden kaynaklanan yavaşlamayı ifade etmektedir. KH modelinde olduğu gibi, en hızlı büyüyen dalganın damlacıkların parçalanmasına sebep olduğu varsayılmaktadır. Yeni oluşan damlacığın çapı ve parçalanma zamanı (2.79) ve (2.80) numaralı eşitliklerle ifade edilmektedir:

$$r_c = B_{RT} \Lambda_{RT} \quad (2.79)$$

$$\tau_{RT} = \frac{C_{RT}}{\Omega_{RT}} \quad (2.80)$$

B_{RT} RT parçalanmasının boyut sabitiyken, C_{RT} ise RT parçalanmasının zaman sabitidir. RT modelinin uygulamasında ana damlacığın küçük damlacıklara hızlı bir şekilde parçalandığı ve çevredeki havaya dağıldığı varsayılır. RT modelinin zaman adımına bağımlılığını azaltmak için, RT parçalanma işlemi KH modelindekiyle benzer şekilde bir diferansiyel denklem aracılığıyla aşağıdaki gibi modellenmektedir:

$$\frac{dr_p}{dt} = -\frac{r_p - r_c}{\tau_{RT}} \quad (2.81)$$

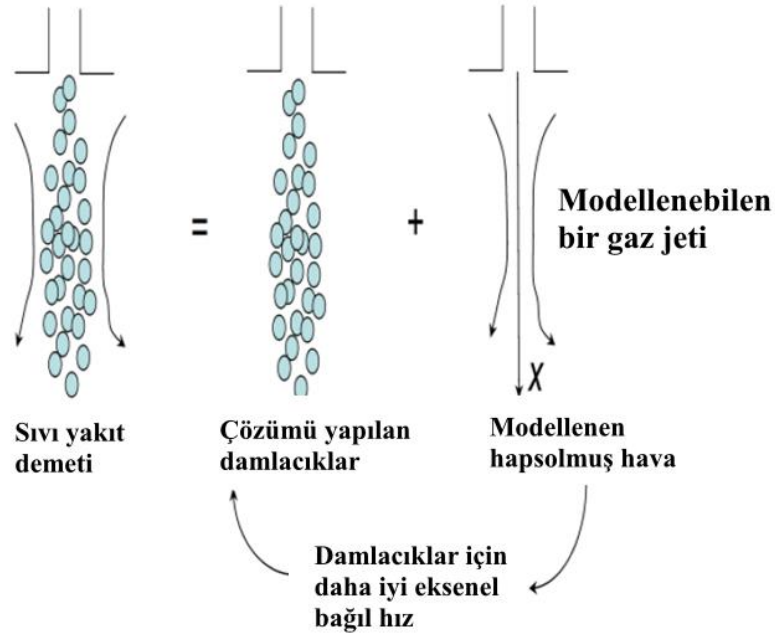
Ana damlacıklar her zaman adımında sürekli olarak parçalanırlar ve zaman adımı bağımlılığı istenen bir durum değildir. “ r_c ” ve “ τ_{RT} ” değerlerinin zamanla değişmediği varsayılarak, (2.81) eşitliği analitik olarak çözülür.

$$r_p = r_c + (r_{p,0} - r_c) \exp \frac{t}{\tau_{RT}} \quad (2.82)$$

$r_{p,0}$ parçalanma başlangıcındaki ana damlacığın yarıçapını ve τ_{RT} ise ana damlacığın parçalanması için gerekli olan karakteristik zamanı göstermektedir.

2.3.8.3. Kararsız Gaz Jet Modeli

KH-RT parçalanma modelinin çözüm ağına olan bağımlılığı, sıvı-gaz göreceli hızının (U_{rel}) hesaplanmasıyla belirlenmektedir. Kararsız gaz jet modeli sıvı damlacığı-gaz bileşiminde çözüm ağı boyutu bağımlılığını gidermek üzere geliştirilmiştir (Abani vd., 2008; Reitz, 1987; Yang vd., 2000). Bu model eksenel damlacık-gaz göreceli hızının HAD çözüm ağı üzerinde ayırıklaştırma yapılmaksızın modellenebilmektedir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Kararsız gaz-jeti modeli (Ansys Forte Theory Manual, 2021)

2.3.8.4. Damlacık Çarpışma ve Birleşme Modeli

Damlacık çarpışma ve birleşme, yoğun yakıt demetlerinde tanımlanan önemli fiziksel olaylardır. Damlacıklar ya yakıt püskürtmesinden ya da türbülans nedeniyle birbirleriyle çarpışırlar. O'Rourke çarpışma modelinde (O'Rourke ve Amsden, 2000), yakıt demeti parçacıklarının sadece bulunduğu yerde çarpışması parçacıkların aynı hücre içerisinde bulunmasıyla mümkündür. Silindirik bir çözüm ağında, çarpışmaların meydana gelmesini önlemek için yakıt demeti eksenine etrafındaki hücre boyutu çok küçük olabilir. Bu değerlendirme yakıt demeti çarpışma sonuçlarının HAD çözüm ağı üzerindeki bağımlılığını göstermektedir ve bu istenmeyen bir durumdur. Bu bağımlılığı ortadan kaldırmak için, sunulan tez çalışmasında uyarlanabilir çarpışan çözüm ağı modeli tercih edilmiştir.

Uyarlanabilir çarpışan çözüm ağı modeli (Hou ve Schmidt, 2006) yapay-çarpışmalı bir çözüm ağını kullanmaktadır. Fakat benzetim süresince; çarpışmalı çözüm ağı, gelişen yakıt demeti yapısına uyarlamalı olarak hapsedilmektedir. Asimetrik delik yerleşimine sahip çok delikli enjektörlerden püskürtülen yakıt demetlerindeki çarpışmaların modellenmesi bu yöntemle gerçekleştirilmektedir.

2.3.8.5. Çok Bileşenli Damlacık Buharlaşma Modeli

Yakıt demeti damlacıklarının buharlaşmasını temsil etmek için, çok bileşenli soyut yakıt buharlaşma modeli (Ra ve Reitz, 2009) kullanılmaktadır. Bu buharlaşma modeli sayesinde, buharlaşma işlemi boyunca mevcut yakıtın ayırık molekülleri izlenir ve yakıt bileşenlerinin reaksiyon kinetik mekanizmalarıyla bağlantı kurmasına izin verilir. Bu buharlaşma modelinde, gaz karışımını çevreleyen damlacık gaz arayüzüne ısı akısı denkleminin açık formu sanki-kararlı enerji denkleminin yaklaşık bir çözümünden elde edilir. Çok bileşenli damlacık buharlaşma modeli, işlemin doğrultusuna bağlı olmaksızın yakıtın her bir bileşimini izlemek için matematiksel olarak ifade edilir. Soyut çok bileşenli damlacık buharlaşma modeli, gaz fazındaki bir çevrede kimyasal tepkimeler olmaksızın buharlaşan sonlu sayıdaki bileşenleri içeren küresel bir sıvı damlacığını dikkate almaktadır.

2.3.8.6. Duvar Çarpması Modeli

Havada taşınan bir yakıt demeti parçacığı duvar yüzeyine çarptığında, gelen damlacık ve yüzey şartının Reynolds ve Weber sayısına bağlı olarak damlacık ve duvar arasındaki

çarpışma ürünlerini duvar çarpması (wall impingement) modeli belirler. Yapışma (stick), yansıma (rebound), yayılma (spread) ve sıçratma (splash) olarak dört farklı çarpma rejimi mevcuttur. Bu çarpma rejimleri arasında, sıçratma en önemli ve en karmaşık rejimdir. Port yakıt püskürtmeli motorlar gibi, mühendislik uygulamalarında sıçratma duvar çarpma rejimi yaygın olarak gözlemlenmektedir. Gelen damlacığın çarpma bölgesinden uçup gittiği ve pek çok küçük ikincil damlacıklar içerisine ayrıştığı sıçratma duvar çarpma rejimi, çok yüksek darbe enerjisinde gerçekleşmektedir. Gelen damlacığın Reynolds sayısı (Re_n) ve Weber sayısı (We_n) sırasıyla (2.83) ve (2.84) numaralı eşitliklerle ifade edilebilir:

$$Re_n = \frac{\rho_l w_0 D}{\mu} \quad (2.83)$$

$$We_n = \frac{\rho_l w_0^2 D}{\sigma} \quad (2.84)$$

Burada; ρ_l sıvı yoğunluğunu, w_0 darbe yüzeyine dik olan damlacığın hızını, D damlacık çapını, μ sıvının viskozitesini ve σ yüzey gerilimini ifade etmektedir. Islak bir duvar için sıçratma rejimine geçiş kriteri $We_n Re_n^{0.5} \geq H_{cr}$ şeklinde belirtilmiştir (Bai ve Gosman, 1996). Sıçratma eşik değeri (H_{cr}) Han vd. (2000) tarafından (2.85) numaralı ifade önerilmiştir:

$$H_{cr} = \left(1500 + \frac{650}{\beta^{0.42}} \right) \left[1 + 0.1 Re_n^{0.5} \min(\delta, 0.5) \right] \quad (2.85)$$

Burada; β boyutsuz yüzey pürüzlülüğünü (pürüzlülük yüksekliği/gelen damlacığın çapı), δ boyutsuz film kalınlığını (film kalınlığı/gelen damlacık çapı) ifade etmektedir. Genel yüzey kalınlığı değerleri 0.1 mikrondan (cam yüzeyler gibi çok pürüzsüz yüzeyler için) 5 mikrona (metal yüzeyler gibi kaba yüzeyler için) kadar değişmektedir.

2.3.8.7. Duvar Film Modeli

Dizel motorlarda yakıtın duvara çarpması sonucu olarak duvar üzerinde bir sıvı film tabakası oluşmaktadır. Duvar filmi; yakıt demetinin duvara çarpması, duvar sınır şartları ve duvara yakın konumdaki gaz akışı tarafından etkilenmektedir. Yakıt demetinin çarpması; kütle, teğetsel momentum ve enerji artışı yoluyla film yapısını etkilemektedir.

Duvar film modeli; O'Rourke ve Amsden (1996; 2000) tarafından geliştirilmiştir. Duvar filminin temsil edilmesinde, bu model parçacık sayısal yöntemini kullanmaktadır. Parçacık yönteminde, her bir yakıt demeti parçacığı duvar yüzeyi üzerinden hareket eden küresel bir parçacık olarak kabul edilmiştir. Duvar filmi ile ortamdaki gaz arasında buharlaşma aracılığıyla kütle ve enerji alışverişinin hesaplanmasında, aynı hesaplamalı hücre içerisindeki duvar filmi parçacıkları dikkate alınır ve sınır yüzey alanına bağlı olarak ince bir film tabakasına dönüştürülür.

2.3.8.7.1. Duvar Filmi Korunum Denklemleri

Duvar filminin kütle denge denklemi (2.86) numaralı eşitlikte verilmektedir:

$$\frac{\partial \rho_l h}{\partial t} + \nabla_s \cdot [\rho_l (\vec{u}_f - \vec{u}_w) h] = \dot{M} \quad (2.86)$$

Burada; ρ_l sıvı yoğunluğunu, h film tabakasının kalınlığını, ∇_s yüzey gradyan işlecini, $\vec{u}_f$ film tabakasının ortalama hızını, $\vec{u}_w$ duvar hızını ve çarpma, $\dot{M}$ yeniden sürükleme veya buharlaşmadan dolayı birim alan başına düşen kütleyi ifade etmektedir. Duvar filmi parçacıklarının duvar üzerindeki hareketi, (2.87) numaralı momentum denklemi tarafından kontrol edilebilir.

$$\rho_l h \left\{ \frac{\partial \vec{u}_f}{\partial t} + [(\vec{u}_f - \vec{u}_w) \cdot \nabla_s] \vec{u}_f \right\} + h \nabla_s p_f = \tau_w \vec{t} - \mu_l (T_f) \frac{\vec{u}_f - \vec{u}_w}{h/2} + \vec{P}_{imp} - (\vec{P}_{imp} \cdot \vec{n}) \vec{n} + \dot{M}_{imp} [(\vec{u}_w \cdot \vec{n}) \vec{n} - \vec{u}_f] + \delta p_f \vec{n} + \rho_l h \vec{g} \quad (2.87)$$

Burada; p_f duvar çarpmasından kaynaklı basıncı, δp_f film boyunca oluşan basınç farklılığını, τ_w duvar filminin gaz akışı olan tarafı üzerindeki kayma gerilmesini, $\mu_l T_f$ ortalama film sıcaklığında değerlendirilen film tabakasının viskozitesini, $\vec{P}_{imp}$ ve $\dot{M}_{imp}$ duvar çarpmasından kaynaklı birim alan başına düşen momentum ve kütle kaynak terimlerini, $\vec{n}$ duvara dik birim vektörünü, $\vec{t}$ $\vec{u}_f - \vec{u}_w$ doğrultusundaki birim vektörünü ve $\vec{g}$ yer çekimi ivmesi vektörünü ifade etmektedir. Gelen damlacığın sıçrayan parçacık hızı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (Han vd., 2000):

$$\vec{u}_p = w_{p,0} \vec{n} + w_{p,0} (\cos \varphi \vec{e}_t + \sin \varphi \vec{e}_p) \quad (2.88)$$

Burada; $w_{p,0}$ ve $v_{p,0}$ gelen parçacığın normal ve teğetsel hız değerleridir. $\vec{n}, \varphi, \vec{e}_t, \vec{e}_p$ değerleri duvar çarpma modelinde belirlenmektedir. Duvar film tabakasının enerji denklemi (2.89) numaralı ifade ile gösterilmiştir:

$$\rho_l h C_{vl} \left\{ \frac{\partial T_l}{\partial t} + [(\vec{u}_f - \vec{u}_w) \cdot \nabla_s] T_l \right\} = \lambda (T_l) \left[\frac{T_s - T_l}{h/2} - \frac{T_l - T_w}{h/2} \right] + \dot{Q}_{imp} - I_l (T_l) \dot{M}_{imp} \quad (2.89)$$

Burada; C_{vl} sıvı özgül ısısını, T_l film tabakasının ortalama sıcaklığını, T_s film tabakası yüzeyindeki gaz sıcaklığını, T_w duvar sıcaklığını, λ sıvı film tabakasının ısı iletkenlik katsayısını ve $\dot{Q}_{imp}$ ve $\dot{M}_{imp}$ duvar çarpmasından kaynaklanan enerji ve kütle kaynağı terimlerini ifade etmektedir.

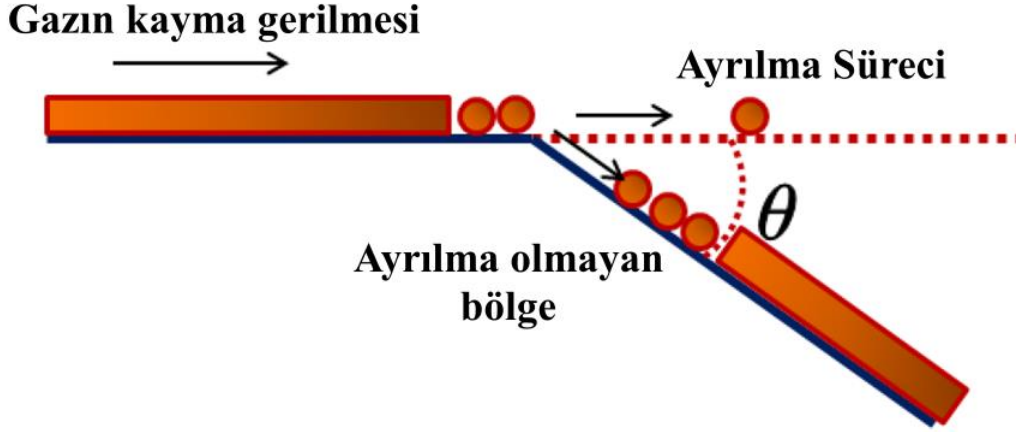
2.3.8.7.2. Duvar Filmi Ayrılma Ölçütü

Duvar filmi genişleyen bir köşeye yaklaştığı zaman, duvar filminin momentumu duvar filmini duvar yüzeyinden ayrılmasına zorlayabilir. Duvar filmi ayrılma ölçütü filmin alt ve üst noktasındaki yüzey gerilmesi kuvvetlerini ve yer çekimi kuvvetlerini dikkate alan bir kuvvet dengesi analizine dayanmaktadır (Wegener vd., 2008). Kritik kuvvet oranı filmin momentum denkleminin çözümlenmesinden türetilir. Şekil 2.6'de gösterilen; genişleyen bir açı için, kritik kuvvet oranı şu şekilde ifade edilmektedir:

$$FR_{kritik} = \frac{\rho_l u_f^2 h \sin \theta}{\sigma (1 + \sin \theta) + \rho_l h g L_b \cos \theta} \quad (2.90)$$

Burada; ρ_l sıvı yoğunluğunu, u_f film tabakasının hız şiddetini, h film tabakasının kalınlığını, σ yüzey gerilimini, g yer çekimi ivmesini ve L_b (2.91) numaralı eşitlikte belirtilen ince film tabakasının karakteristik ayrışma uzunluğunu ifade etmektedir.

$$L_b = 0.0388 h^{0.5} Re_f^{0.6} We_{rel}^{-0.5} \quad (2.91)$$



Şekil 2.6. Genişleyen bir köşede film tabakasının duvardan ayrılma süreci (Ansys Forte Theory Manual, 2021).

(2.91) numaralı bağıntı için, film tabakasının Reynolds sayısı ve gaz ile sıvı film tabakası arasındaki göreceli hıza dayanan Weber sayısı aşağıdaki eşitliklerle ifade edilmektedir:

$$Re_f = \frac{\rho_l u_f h}{\mu_l} \quad (2.92)$$

$$We_{rel} = \frac{\rho_g (u_g - u_f)^2 h}{2\sigma} \quad (2.93)$$

Burada; ρ_g gazın yoğunluğunu ve u_g gaz hızının şiddetini ifade etmektedir.

2.4. İki Zamanlı Gemi Dizel Makinesinde Ekserji Analizi

Bir sistemin ekserjisi; tersinir süreçler aracılığıyla sistemin çevresiyle mekanik, termal ve kimyasal dengeye erişmiş olan bir sistemden elde edilen maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Ölü hal; sistemin çevresiyle mekanik, termal ve kimyasal açıdan dengede olduğu durum olarak ifade edilmektedir. Sistemin çevresiyle termal ve mekanik dengeye erişmesi için, sistemle çevre arasında hiçbir şekilde ısı ve iş alışverişinin gerçekleşmemesi gerekmektedir. Sistemde mevcut olan bileşenlerle çevredeki bileşenler arasında hiçbir kimyasal reaksiyon olmadığı durumda ise sistemle çevre arasında kimyasal denge sağlanmış olur. Kapalı bir sistem için toplam ekserji genel olarak aşağıdaki eşitlikle ifade edilmektedir (Halstead vd., 1977):

$$X_{Toplam} = X_{Kimyasal} + X_{Termomekaniksel} \quad (2.94)$$

$$X_{Toplam} = U - P_0V - T_0S - \sum_{i=1}^k \mu_i^0 m_i \quad (2.95)$$

Burada; U iç enerji, V hacim, S sistemin entropisi, m_i i bileşiminin kütesini ve μ_i^0 en son ölü haldeki i bileşeninin kimyasal potansiyelini tanımlamaktadır.

Motor silindirinde gerçekleşen kapalı bir çevrim durumu için ekserji denge eşitliğinin krank mili açısına göre değişimi (2.96) numaralı eşitlikle ifade edilmektedir (Van Gerpen ve Shapiro, 1990; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006).

$$\frac{dX_{silindir}}{d\theta} = -\frac{dX_{i\dot{s}}}{d\theta} - \frac{dX_{isi}}{d\theta} - \frac{dX_{yıkam}}{d\theta} + \frac{dX_{yakıt}}{d\theta} \quad (2.96)$$

$dX_{i\dot{s}}/d\theta$ krank mili açısı temelli indike iş transferine ilişkin olan ekserji değişim oranıdır ve (2.97) numaralı eşitlikle ifade edilmiştir. $dV/d\theta$ silindir hacminin krank mili açısına göre değişimini ve P_{sil} silindir içerisindeki gazların anlık basınç değerlerini ifade etmektedir. Bu iki değer, motor çevrimi sonunda birinci yasa analizi aracılığıyla elde edilirler. P_0 gerçek ölü hal durumundaki çevrenin basıncını temsil etmektedir.

$$\frac{dX_{i\dot{s}}}{d\theta} = (P_{sil} - P_0) \frac{dV}{d\theta} \quad (2.97)$$

$dX_{isi}/d\theta$ krank mili açısı temelli silindir duvarlarındaki ısı transferiyle ilişkin olan ekserji değişim oranıdır ve (2.98) numaralı eşitlikle ifade edilmiştir. $dQ_i/d\theta$ silindir duvarlarındaki ısı transferi oranının krank mili açısına göre değişimini (duvar ısı transfer oranı) ve T_{sil} silindir içerisindeki gazların anlık ortalama sıcaklık değerlerini ifade etmektedir. Bu iki değer enerji analizinden sağlanmaktadır. T_0 ise gerçek ölü hal durumundaki çevrenin anlık sıcaklığıdır.

$$\frac{dX_{isi}}{d\theta} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{sil}}\right) \frac{dQ_i}{d\theta} \quad (2.98)$$

$dX_{yakıt}/d\theta$ terimi krank mili açısı temelli püskürtülen yakıt ekserji değişim oranıdır ve (2.99) numaralı eşitlikle ifade edilmiştir. $\bar{a}_f^{ch}$ yakıtın molar kimyasal ekserjisini temsil etmektedir.

$$\frac{dX_{yakıt}}{d\theta} = \frac{dN_{yakıt}}{d\theta} \cdot \bar{a}_f^{ch} \quad (2.99)$$

$dN_{yakıt}/d\theta$ terimi; yanma işleminin HAD analizi kullanılarak hesaplanmıştır. Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanılan sıvı hidrokarbon yakıtların (C_zH_y) kimyasal ekserjisi yaklaşık olarak aşağıdaki ampirik ifadeyle hesaplanmaktadır (Moran, 1982):

$$\bar{a}_f^{ch} = \overline{LHV} \left(1.04224 - 0.011925 \frac{y}{z} + \frac{0.042}{z} \right) \quad (2.100)$$

$dX_{yakıt}/d\theta$ terimi ekserji denge eşitliğinde yanma, viskoz kayıplar, türbülans, karıştırma vb. olayları içeren silindir içindeki tersinmezlik üretim oranını temsil etmektedir. İçten yanmalı motorda gerçekleşen bir yanma reaksiyonundaki iç tersinmezlikler; hava ve yakıt moleküllerinin birlikte dikkate alındığı kimyasal difüzyon süreci, yakıt/hava karışımının yanması (termokimyasal reaksiyon), ürünler arasındaki moleküler çarpışmalar ile iç enerji alışverişi ve eşit olmayan ısı dağılımından kaynaklanan ürün bileşenleri arasındaki ışınlama ısı transferi ve yanma işlemi öncesinde reaktantların karışması sonucunda karışım süreci ve yanma işlemi boyunca ürünlerin reaktantlarla karışması olayları sonucunda ortaya çıkmaktadır (Dunbar ve Lior, 1994).

Tersinmezlik üretiminde yanma işleminin katkısı %90'dan fazla olduğu literatürdeki çalışmalarla belirlenmiştir (Alkidas, 1988; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006). Bu nedenle, yanma tersinmezliği silindir içerisindeki tersinmezlikleri değerlendirmek açısından dikkate alınmasında bir sakınca bulunmamaktadır. Yanma tersinmezliğinin krank mili açısına göre değişimi (2.101) eşitliği ile verilmiştir (Rakopoulos vd., 2020):

$$\frac{dX_{yakıt}}{d\theta} = -\frac{T_0}{T_{sil}} \left(\sum_{jp} \mu_{jp} \cdot \frac{dN_{jp}}{d\theta} - \sum_{jr} \mu_{jr} \cdot \frac{dN_{jr}}{d\theta} \right) \quad (2.101)$$

Burada, jp alt indisi reaksiyondaki bütün ürünleri ve jr alt indisi ise reaksiyondaki bütün reaktantları temsil etmektedir. İdeal gazlar için $\mu_j = \bar{g}_j$ ve sıvı yakıt için ise $\mu_j = \bar{a}_f^{ch}$ olarak dikkate alınmıştır.

Ekserji verimi (yani ikinci yasa verimi) bir motorun performansını karşılaştırmak için önemli bir parametredir. Birinci yasa verimine benzer şekilde, ekserjetik verim farklı boyut ve yanma stratejileriyle, yani geleneksel içten yanmalı motor veya düşük sıcaklıklı yanma motorlarını karşılaştırmak için kullanılabilir. Ekserji verimi literatürde farklı şekillerde tanımlanmaktadır. Ekserji verimi sıklıkla içten yanmalı motorların ana amacı olan iş çıkışının (ya indike veya fren) motora sağlanan yakıt girdisinin kimyasal ekserjisine oranı şeklinde tanımlanmaktadır (Rakopoulos ve Giakoumis, 2006).

$$\eta_{ekserji} = \frac{X_{iş}}{X_{yakıt}} \quad (2.102)$$

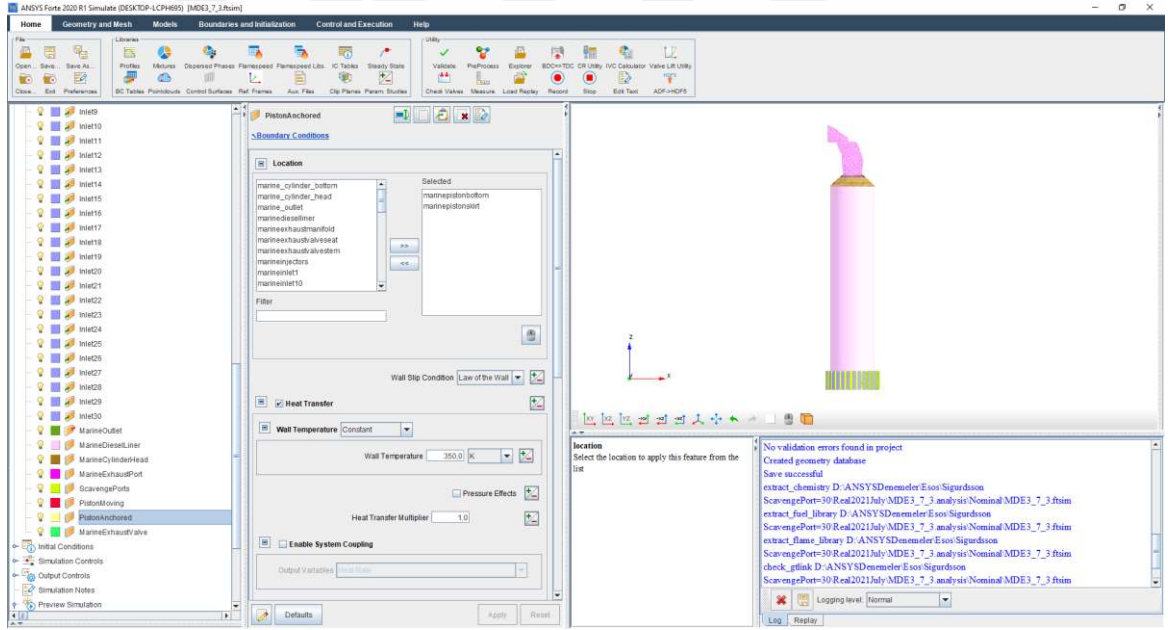
Burada; $\eta_{ekserji}$ içten yanmalı motorlarda ekserji verimini ifade etmektedir.

2.5. Benzetim Modelinde Kullanılan Teknik ve Parametrik Veriler

Ansys Forte yazılımı içerisinde kurulan modelin analizi için belirli adımların gerçekleştirilmesi gerekmektedir. İlk olarak, ön işlem adımında büyük iki zamanlı gemi dizel makinesinin HAD geometrik modeli ve ön tanımlı çözüm ağını oluşturmak için Ansys SpaceClaim Design Modeler CAD programından yararlanılmıştır. İki zamanlı gemi dizel test makinesinin HAD geometrik modelinin oluşturulması için gerekli olan teknik özellikler Tablo 2.2’de verilmiştir. Ansys SpaceClaim Design Modeler yazılımı içerisinde HAD geometrik modelinin ön tanımlı çözüm ağı oluşturulmuştur. Sonrasında, bu çözüm ağı Ansys Forte yazılımı içerisine **.tgf** uzantılı format aracılığıyla aktarılmıştır. Bu geometrik modelin yazılımın ara yüzü içerisindeki gösterimi Şekil 2.7’de verilmiştir.

Tablo 2.2. 4T50MX büyük iki zamanlı gemi dizel test makinesinin teknik özellikleri (Sigurdsson vd., 2014).

Teknik Özellikler	
Makine çıkış gücü	7500 kW
Silindir sayısı	4
Silindir çapı (B)	0.5 m
Strok uzunluğu (H)	2.20 m
Biyel kolu uzunluğu (L)	2.885 m
Sıkıştırma hacmi (V_C)	0.02653 m ³
Sıkıştırma oranı (CR)	17.28
Egzoz supabı çapı (d_{EV})	0.27 m
Süpürme portu sayısı (n_{port})	30
Süpürme portu yüksekliği (h_p)	0.21 m
Süpürme portu genişliği (w_p)	0.04 m
Süpürme portu derinliği (l_p)	0.05 m
Süpürme port açısı (θ_{sc})	20°



Şekil 2.7. Ansys Forte HAD Yazılımı Arayüzü ve HAD Geometrik Modeli

İkinci olarak, kurulan HAD modelinin sayısal olarak çözümü için gerekli olan parametreler tanımlanmıştır. Bunlar; kimyasal yapı, türbülans model parametreleri, yakıt demeti modeli ayarlamaları, başlangıç şartları, sınır şartları, benzetim kontrol parametreleri, çıktı kontrol parametreleri ve otomatik çözüm ağı ayarlama parametreleridir.

Kimyasal Yapı: HAD analizinde yanma işleminin analiz edilmesi için indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizmasına ihtiyaç duyulmaktadır. İki zamanlı gemi dizel makinesinin

HAD analizinde gemi dizel yakıtını temsil eden kimyasal kinetik mekanizması “36 bileşen 74 reaksiyon içeren yarı-detaylı n-tetradekan” olarak seçilmiştir.

Türbülans Model Parametreleri: Sunulan tez çalışmasında, türbülanslı akışı karakterize eden model RANS RNG $k-\varepsilon$ olarak seçilmiştir. Çoğu endüstriyel uygulamalarda türbülanslı akışın ortalama özellikleri yeterli olduğundan ve sonuçların daha kısa zamanda elde edilmesinden dolayı bu türbülans modeli tercih edilmiştir. RANS RNG $k-\varepsilon$ türbülans modelindeki eşitliklerde kullanılan ilgili katsayılar Tablo 2.1’de verilmiştir.

Yakıt Demeti Parametreleri: Sunulan tez çalışmasında, kurulan geometrik modelde üç tane enjektör yeri mevcuttur. Bu nedenle üç tane bütün koni tipi enjektör yazılımda tanımlanmıştır. Yakıt demeti ve enjektör parametreleri Tablo 2.3’te, nozul ve püskürtme parametreleri Tablo 2.4’te verilmiştir.

Tablo 2.3. Yakıt demeti ve enjektör parametreleri

Damlacık çarpışma modeli	Uyarlamalı çarpışma çözüm ağı modeli
Buharlaşıma modeli	Çok bileşenli damlacık buharlaşma modeli
Enjektör sayısı	3
Nozul sayısı (Her bir enjektörde)	4
Enjektörlerin özellikleri	
Yakıtın kimyasal bileşimi	n-tetradekan (nc14h30)
Püskürtme tipi	Darbeli püskürtme
Püskürtülen paket sayısı	5000
Giriş damlacık sıcaklığı	500 K
Yakıt demeti başlatılması	Boşaltma katsayısı ve demet açısı
Boşaltma katsayısı	0.9
Demet koni açısının ayarlanması	13° (Kullanıcı tanımlı)
Damlacık boyut dağılımı	Üniform boyut
Gaz jeti modeli kullanımı	Aktif
Gaz sürüklenme sabiti	0.53
Bütün koni ayrışma model parametreleri (KH-RT model sabitleri)	
KH ayrışma boyut sabiti	1.0
KH ayrışma zaman sabiti	80.0
Kritik kütle oran	0.03
RT ayrışma boyut sabiti	0.17
RT ayrışma zaman sabiti	1.0
RT uzaklık sabiti	1.9

Tablo 2.4. Nozul ve püskürtme parametreleri

Enjektörlerdeki nozulların konumları	
Enjektör 1 Nozul Konumu (X, Y, Z)	(-21.55096, 0, 9.45982)
Enjektör 2 Nozul Konumu (X, Y, Z)	(10.77548, -18.66368, 9.45982)
Enjektör 3 Nozul Konumu (X, Y, Z)	(10.77548, 18.66368, 9.45982)
Yakıt demeti doğrultuları (Küresel Koordinatlara göre)	
Enjektör 1 için	
Nozul 1 (θ, ϕ)	120°, 120°
Nozul 2 (θ, ϕ)	120°, 150°
Nozul 3 (θ, ϕ)	120°, 180°
Nozul 4 (θ, ϕ)	120°, 210°
Enjektör 2 için	
Nozul 1 (θ, ϕ)	120°, -30°
Nozul 2 (θ, ϕ)	120°, -60°
Nozul 3 (θ, ϕ)	120°, -90°
Nozul 4 (θ, ϕ)	120°, -120°
Enjektör 3 için	
Nozul 1 (θ, ϕ)	120°, 30°
Nozul 2 (θ, ϕ)	120°, 60°
Nozul 3 (θ, ϕ)	120°, 90°
Nozul 4 (θ, ϕ)	120°, 120°
Nozul Çapı (Üç enjektör için)	0.75 mm
Yakıt püskürtme parametreleri	
Püskürtme zamanlaması	Krank Mili Açısı
Püskürtme başlangıç açısı	0°
Püskürtme süresi	15°
Nozul başına toplam püskürtülen miktar	3.2, 3.15 ve 3.1 g

Sınır Şartları: HAD analizi için gerekli olan sınır şartları Sigurdsson (2011) çalışmasından yararlanılarak belirlenmiştir. HAD geometrik modelinde akışkan sınır yüzeyleri 30 tane süpürme portu giriş yüzeyi (marineinlet1-30), süpürme portlarının diğer yüzeyleri (marinescavengeports), silindir gömleği (marinedieselliner), silindir dip yüzeyi (marinecylinderbottom), piston alt ölü nokta yüzeyi (marinepistonbottom), piston üst ölü nokta yüzeyi (marinepistontop), piston strok uzunluğundaki silindirik yüzey (marinepistonskirt), silindir kafası (marinecylinderhead), enjektörlerin bulunduğu yüzeyler (marineinjectors), egzoz manifoldu (marineexhaustmanifold), egzoz supabı kolu (marineexhaustvalvestem), egzoz supabı oturma yüzeyi (marineexhaustvalveseat) ve egzoz gazının atıldığı çıkış yüzeyi (marineoutlet) olarak tanımlanmıştır. Bu sınır yüzeyleri kullanılarak düzenlenen sınır şartları özellikleri Tablolar 2.5, 2.6 ve 2.7’de verilmiştir.

Tablo 2.5. Giriş ve çıkıştaki sınır şartlarının özellikleri

Süpürme portu giriş yüzeyleri	
Seçilen yüzey	marineinlet1'den marineinlet30'a kadar
Toplam basınç	0.364 MPa
Türbülans özelliği	Türbülans kinetik enerji ve Uzunluk ölçeği
Türbülans kinetik enerjisi	0.202034 m ² /s ²
Türbülans uzunluk ölçeği	0.5 cm
Sıcaklık özelliği	İzantropik varsayımı
Egzoz gazının atıldığı çıkış yüzeyi	
Seçilen yüzey	marineoutlet
Toplam basınç (MPa)	0.328
Basıncın uygulandığı öteleme mesafesi (cm)	0
Türbülans özelliği	Türbülans kinetik enerji ve Uzunluk ölçeği
Türbülans kinetik enerjisi (cm ² /s ²)	0
Türbülans uzunluk ölçeği (cm)	0

Tablo 2.6. Hareketsiz yüzeylerdeki sınır şartları

Duvar pürüzlülük özellikleri	
Pürüzlülük yüksekliği (mikron)	1.0
Pürüzlülük sabiti	0.5
Süpürme portu yüzeyleri	
Seçilen yüzey	marinescavengeports
Duvar kayması özelliği	Duvar yasası (Law of the Wall)
Isı transferi özelliği	Pasif (Seçili değil)
Duvar hareketi	Pasif (Seçili değil)
Silindir gömleği yüzeyi	
Seçilen yüzey	marinecylinderbottom/marinedieselliner
Duvar kayması özelliği	Duvar yasası (Law of the Wall)
Isı transferi özelliği	Pasif (Seçili değil)
Duvar hareketi	Pasif (Seçili değil)
Silindir kafası yüzeyi	
Seçilen yüzey	marinecylinderhead/marineinjectors
Duvar kayması özelliği	Duvar yasası (Law of the Wall)
Isı transferi özelliği	Pasif (Seçili değil)
Duvar hareketi	Pasif (Seçili değil)
Egzoz manifoldu yüzeyi	
Seçilen yüzey	marineexhaustmanifold
Duvar kayması özelliği	Duvar yasası (Law of the Wall)
Isı transferi özelliği	Pasif (Seçili değil)
Duvar hareketi	Pasif (Seçili değil)

Tablo 2.6'nın devamı

Piston gömleği yüzeyi	
Seçilen yüzey	marinepistonbottom/marinepistonskirt
Duvar kayması özelliği	Duvar yasası (Law of the Wall)
Isı transferi özelliği	Aktif (Seçili)
Duvar sıcaklığı	350 K
Isı transfer çarpanı	1.0
Duvar hareketi	Pasif (Seçili değil)

Tablo 2.7. Hareketli yüzeylerdeki sınır şartları

Duvar pürüzlülük özellikleri	
Pürüzlülük yüksekliği (mikron)	1.0
Pürüzlülük sabiti	0.5
Piston hareketi yüzeyi	
Seçilen yüzey	marinepistonstop
Duvar kayması özelliği	Duvar yasası (Law of the Wall)
Isı transferi özelliği	Aktif (Seçili)
Duvar sıcaklığı	350 K
Isı transfer çarpanı	1.0
Duvar hareketi	Aktif (Seçili)
Hareket tipi	Kaydırıcı krank
Strok uzunluğu [cm]	220
Biyel kolu uzunluğu [cm]	288.5
Piston eksen kaçıklığı [cm]	0
Hareket doğrultusu (X, Y, Z) [cm]	(0,0,1)
Hareket mekanizması türü	Hareketli ara yüzey
Durağan ve hareket eden ara yüzeyler	marinedieselliner/marinepistonskirt
Egzoz supabı hareketi yüzeyi	
Seçilen yüzey	marineexhaustvalveseat/marineexhaustvalvestem
Duvar kayması özelliği	Duvar yasası (Law of the Wall)
Isı transferi özelliği	Aktif (Seçili)
Duvar sıcaklığı	350 K
Isı transfer çarpanı	1.0
Duvar hareketi	Aktif (Seçili)
Hareket tipi	Ofset tablosu
Hareket doğrultusu (X, Y, Z) [cm]	(0,0,-1)
Zaman özelliği	Krank mili açısı
Egzoz supabı kalkma profili	Makineye özgü egzoz supap profili
Hareket mekanizması türü	Supap
Supap oturma ve supap bağlantılı ara yüzeyler	marineexhaustmanifold/marineexhaustvalveseat

Başlangıç Şartları: HAD analizi için gerekli olan başlangıç şartları Sigurdsson (2011) çalışmasından yararlanılarak belirlenmiştir. HAD geometrik modelinde akışkan sınır

yüzeyleri 30 tane süpürme portu giriş yüzeyi (intake1-30), egzoz manifoldu yüzeyi (exhaust port) ve varsayılan başlangıç şartları tanımlanmıştır. Bu başlangıç şartları Tablo 2.8’de verilmiştir.

Tablo 2.8. Analiz için tanımlanan başlangıç şartları

Varsayılan başlangıç şartı	
Başlatma sırası	31
Bileşim	Hava
Sıcaklık [K]	312 (Sabit değer)
Basınç [bar]	3.5887 (Sabit değer)
Türbülanslı akış özelliği	Türbülans yoğunluğu ve türbülans uzunluk ölçeği
Türbülans yoğunluğu	0.05
Türbülans uzunluk ölçeği [cm]	0.5
Hız bileşenleri (V_x , V_y , V_z) [m/s]	0,0,0
Intake 1’den Intake 30’a kadar ortak olan giriş başlangıç şartları	
Bileşim	Hava
Sıcaklık [K]	312 (Sabit değer)
Basınç [MPa]	0.328 (Sabit değer)
Türbülanslı akış özelliği	Türbülans kinetik enerji ve türbülans uzunluk ölçeği
Türbülans kinetik enerji [m^2/s^2]	40.6802
Türbülans uzunluk ölçeği [cm]	0.5
Intake 1’den Intake 30’a kadar olan diğer giriş başlangıç şartları	
Intake 1	
Başlatma sırası	1
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 9, -212
Hız bileşenleri (V_x , V_y , V_z) [m/s]	4.75, -5.6, 0
Intake 2	
Başlatma sırası	2
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 21, -212
Hız bileşenleri (V_x , V_y , V_z) [m/s]	5.81, -4.49, 0
Intake 3	
Başlatma sırası	3
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 33, -212
Hız bileşenleri (V_x , V_y , V_z) [m/s]	6.61, -3.18, 0
Intake 4	
Başlatma sırası	4
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 45, -212
Hız bileşenleri (V_x , V_y , V_z) [m/s]	7.13, -1.74, 0
Intake 5	
Başlatma sırası	5
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 57, -212
Hız bileşenleri (V_x , V_y , V_z) [m/s]	7.34, -0.22, 0

Tablo 2.8'in devamı

Intake 6	
Başlatma sırası	6
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 69, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	7.22, 1.31, 0
Intake 7	
Başlatma sırası	7
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 81, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	6.79, 2.79, 0
Intake 8	
Başlatma sırası	8
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 93, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	6.06, 4.14, 0
Intake 9	
Başlatma sırası	9
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 105, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	5.07, 5.31, 0
Intake 10	
Başlatma sırası	10
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 117, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	3.85, 6.25, 0
Intake 11	
Başlatma sırası	11
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 129, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	2.47, 6.91, 0
Intake 12	
Başlatma sırası	12
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 141, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	0.98, 7.27, 0
Intake 13	
Başlatma sırası	13
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 153, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-0.55, 7.32, 0
Intake 14	
Başlatma sırası	14
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 165, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-2.06, 7.04, 0
Intake 15	
Başlatma sırası	15
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 177, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-3.48, 6.46, 0
Intake 16	
Başlatma sırası	16
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 189, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-4.75, 5.6, 0

Tablo 2.8'in devamı

Intake 17	
Başlatma sırası	17
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 201, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-5.81, 4.49, 0
Intake 18	
Başlatma sırası	18
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 213, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-6.61, 3.18, 0
Intake 19	
Başlatma sırası	19
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 225, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-7.13, 1.74, 0
Intake 20	
Başlatma sırası	20
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 237, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-7.34, 0.22, 0
Intake 21	
Başlatma sırası	21
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 249, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-7.22, -1.31, 0
Intake 22	
Başlatma sırası	22
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 261, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-6.79, -2.79, 0
Intake 23	
Başlatma sırası	23
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 273, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-6.06, -4.14, 0
Intake 24	
Başlatma sırası	24
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 285, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-5.07, -5.31, 0
Intake 25	
Başlatma sırası	25
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 297, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-3.85, -6.25, 0
Intake 26	
Başlatma sırası	26
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 309, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-2.47, -6.91, 0
Intake 27	
Başlatma sırası	27
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 321, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	-0.98, -7.27, 0

Tablo 2.8'in devamı

Intake 28	
Başlatma sırası	28
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 333, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	0.55, -7.32, 0
Intake 29	
Başlatma sırası	29
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 345, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	2.06, -7.04, 0
Intake 30	
Başlatma sırası	30
Konum (R, Θ , A) [cm, derece, cm]	26.5, 357, -212
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	3.48, -6.46, 0
Egzoz manifoldu başlangıç şartı	
Başlatma sırası	32
Bileşim	Egzoz emisyonu
Sıcaklık [K]	450 (Sabit değer)
Basınç [MPa]	0.328 (Sabit değer)
Türbülanslı akış özelliği	Türbülans kinetik enerji ve türbülans uzunluk ölçeği
Türbülans kinetik enerji [m^2/s^2]	0.0
Türbülans uzunluk ölçeği [cm]	0.5
Konum (X, Y, Z) [cm, cm, cm]	5,0,30
Hız bileşenleri (V_X , V_Y , V_Z) [m/s]	0,0,0

Benzetim kontrol ayarları: İki zamanlı gemi dizel makinesinin HAD yaklaşımıyla tam çevrim analizi için gerekli olan kontrol ayarları Tablo 2.9'da verilmiştir.

Tablo 2.9. Benzetim kontrol ayarları

Benzetim limitleri	
Benzetim bitiş seçeneği	Krank mili temelli
Başlangıç krank mili açısı [$^\circ$]	-180
Benzetim bitiş krank mili açısı [$^\circ$]	180
Motor devir sayısı [d/dk]	123
Çevrim tipi	İki zamanlı
Motor silindirinin çapı [cm]	50 (Kullanıcı tanımlı)
Zaman adımı	
Benzetim başlangıç zaman adımı [s]	0.0001
Benzetimdeki maksimum zaman adımı [s]	0.0001

Tablo 2.9'un devamı

Gelişmiş zaman adımı kontrol ayarları	
Zaman adımı büyüme faktörü	1.3
Akışkan ivmelenmesi faktörü	0.5
Gerilim oranı faktörü	0.6
Taşınım faktörü	0.2
İç enerji faktörü	1.0
Kimyasal çözücü ayarları	
Kimyasal çözücü için mutlak tolerans	1E-12
Kimyasal çözücü için bağıl tolerans	1E-5
Dinamik hücre kümelenmesi kullanımı	Aktif
Türbülans kinetik etkileşimi kullanımı	Aktif
Karışma zamanı katsayısı	1.5
Kimyasal yapının aktifleştirilmesi	Yakıt püskürtme başlangıcından sonra
Transport terimleri ayarları	
Kütle difüzyonu toleransı	0.001
Momentum difüzyon toleransı	0.001
Basınç iterasyon toleransı	0.0001
Isı difüzyon toleransı	0.001
Türbülans kinetik enerji difüzyon toleransı	0.001
Epsilon difüzyonu toleransı	0.001
SIMPLE algoritması iterasyon toleransı	0.1
Kütle difüzyonu için maksimum iterasyon sayısı	50
Momentum difüzyonu için maksimum iterasyon sayısı	100
Basınç terimi difüzyonu için maksimum iterasyon sayısı	100
Isı difüzyonu için maksimum iterasyon sayısı	150
Türbülans kinetik enerji difüzyonu için maksimum iterasyon sayısı	50
Epsilon difüzyonu için maksimum iterasyon sayısı	50
SIMPLE algoritması için maksimum iterasyon sayısı	50
Sınırlı zaman adımı için SIMPLE iterasyon eşik değeri	10

Benzetim çıktı ayarları: HAD analizi sonucu elde edilen çıktıların ayarlanması ile ilgili parametreler Tablo 2.10'da verilmiştir.

Tablo 2.10. Benzetim çıktı ayarları

Uzaysal olarak çözömlenme durumu için	
Çıktı zamanlaması kontrolü	Krank mili açısı
Her bir krank mili açısı arasındaki çıktı aralığı	5
Uzaysal olarak ortalama alınma durumu için	
Çıktı zamanlaması kontrolü	Krank mili açısı
Her bir krank mili açısı arasındaki çıktı aralığı	1
Uzaysal olarak hem çözömlenme hem de ortalama alınması durumlarında bileşenler	
N ₂ , O ₂ , CO ₂ , H ₂ O, CO, NO _x (NO ve NO ₂) ve N-C ₇ H ₁₆	

2.6. Çözüm Aşamaları

2.6.1. HAD Benzetimi İçin Çözüm Aşamaları

HAD benzetiminde kullanılan çözüm algoritması ve kullanılan modeller Bölüm 2.3’te verilmiştir. İçten yanmalı motor içerisinde gerçekleşen olayları temsil eden modelleri çözmek için kullanılan bu algoritma iteratif olarak çözömlenmekte ve elde edilen sonuçların çıktıları krank mili açısına dayalı olarak anlık olarak elde edilmektedir.

Bu tez çalışmasında, iki zamanlı gemi dizel makinesinin HAD analizi [-180 ila 180] KMA aralığında birer derecelik krank mili açısında gerçekleştirilmiştir. 36 bileşen 74 reaksiyon içeren yarı detaylı indirgenmiş n-tetradekan kimyasal kinetik mekanizması; iki zamanlı gemi dizel makinesinin dizel çalışma durumunu incelemek için seçilmiştir. İlk olarak, çözümlerin ağıdan bağımsız olduğunu göstermek için üç farklı çözüm ağı durumu (607116, 1158702 ve 1956754 hücre sayıları) için analizler gerçekleştirilmiştir. Sonrasında, optimum çözüm ağı durumunda (1158702 hücre sayısında) püskürtölen yakıt miktarı ve yakıt püskürtme başlangıç zamanlaması değiştirilerek parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. Parametrik çalışma için kullanılan değerler Tablo 2.11’de gösterilmiştir. Parametrik çalışma için belirlenen bu değerler gemi makinesinin test çalışma durumundaki silindir basıncına yakın sonuçlar vereceğı düşöncesiyle seçilmiştir.

Tablo 2.11. Parametrik çalışma şartları

Farklı püskürtme miktarları			
Püskürtülen yakıt toplam kütlesi (g)	Nozul başına düşen püskürtülen yakıtın kütlesi (g)	Enjektör sayısı	Nozul sayısı
38.4 (SOI=0 KMA)	3.2 (Model doğrulanmış)	3	4
37.8 (SOI=0 KMA)	3.15	3	4
37.2 (SOI=0 KMA)	3.1	3	4
Farklı püskürtme başlangıç açıları			
Püskürtme başlangıç açıları (KMA)	Nozul başına düşen püskürtülen yakıtın kütlesi (g)	Enjektör sayısı	Nozul sayısı
-2	3.2 (Model doğrulanmış)	3	4
0 (Model doğrulanmış)	3.2 (Model doğrulanmış)	3	4
2	3.2 (Model doğrulanmış)	3	4

2.6.2. Ekserji Analizi İçin Çözüm Aşamaları

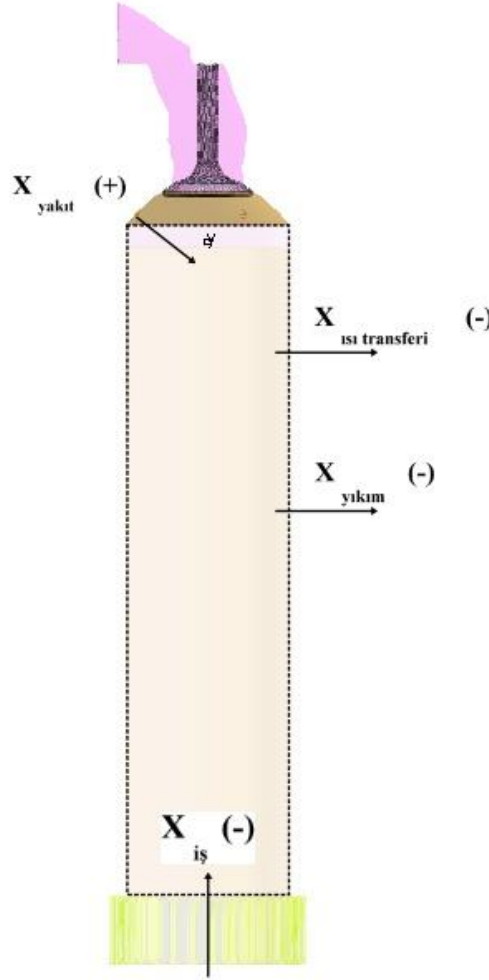
İki zamanlı gemi dizel makinesinin HAD analizi ile ekserji analizi için gerekli olan temel veriler elde edilmiştir. HAD analizi ile akışkanların davranışının incelenmesi yanında enerji denkleminin çözümü ekserji analizi için gerekli olan verilerin elde edilmesi için önem taşımaktadır.

Sunulan tez çalışmasında, ekserji analizi için kullanılan algoritma Bölüm 2.4'te ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır. Bölüm 2.4'te sunulan hesaplama yöntemi Matlab ortamında kodlanmış ve hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Ekserji analizinde kullanılan veriler aşağıda sıralanmıştır:

- Silindir içerisindeki basıncın krank mili açısına göre değişimi ($P_{sil}-\theta$)
- Silindir içerisindeki sıcaklığın krank mili açısına göre değişimi ($T_{sil}-\theta$)
- Isı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi ($dQ/d\theta-\theta$)
- Silindir hacminin krank mili açısına göre değişimi ($V-\theta$)
- Toplam püskürtülen yakıt miktarının krank mili açısına göre değişimi ($m_{püskürtülen yakıt}-\theta$)
- CO₂ ve H₂O bileşenlerinin kütlelerinin krank mili açısına göre değişimi ($m_{bileşen}-\theta$)

Ekserji analizi, aşağıdaki varsayımlar altında gerçekleştirilmiştir:

- Silindir içerisine süpürme portları aracılığıyla giren havanın bileşimi hacimsel olarak %79 N_2 ve %21 O_2 oranlarında olduğu kabul edilmiştir.
- Püskürtülen yakıt $C_{14}H_{30}$ (n-tetradekan) olarak seçilmiştir.
- Ekserji analizi egzoz supabının kapandığı (-99 KMA) andan egzoz supabının açıldığı (112 KMA) ana kadar gerçekleştirilmiştir. Bunun nedeni, literatürde içten yanmalı motorlar ekserji analizinde çoğunlukla kapalı çevrimin tercih edilmesidir. Ekserji analizinin gerçekleştirildiği kapalı sistem Şekil 2.8’de gösterilmiştir.
- Ekserji analizi için gerekli olan çevre (nihai ölü hal) sıcaklığı $T_0=298$ K ve basıncı $P_0=1$ bar olarak kabul edilmiştir.



Şekil 2.8. Ekserji analizinde kullanılan sistemin görünümü

Ekserji analizi için gerekli hesaplama adımları aşağıdaki gibi gerçekleştirilmiştir:

1. Kapalı çevrim durumu için ekserji değerlerinin krank mili açısına göre değişimi (2.96) eşitliği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu denklemde ısı ve işten kaynaklı ekserji değişim terimleri (2.97) ve (2.98) eşitlikleriyle hesaplanmıştır. (2.97) eşitliğindeki silindir hacminin krank mili açısına göre sayısal türev ifadesi ($dV/d\theta$), $V_{strok}-\theta$ verilerinin ileri yönlü sonlu fark yöntemiyle belirlenmiştir. (2.98) eşitliğindeki ısı açığa oranının sayısal türev ifadesi ($dQ/d\theta$), HAD analizinden hesaplanmış $dQ/d\theta$ verisi olarak seçilmiştir. (2.97) eşitliğindeki silindir basınç değerleri (P) $P-\theta$ HAD verisindeki basınç değerleri olarak alınmıştır. (2.98) eşitliğindeki bölgenin sınır sıcaklığı (T_b), $T-\theta$ HAD verisindeki silindir gazlarının ortalama sıcaklık değerleri olarak alınmıştır.
2. (2.96) eşitliğindeki $dX_{yakıt}/d\theta$ terimi püskürtülen yakıtın ekserji değerlerinin krank mili açısına göre değişimini ifade etmektedir ve (2.99) eşitliğiyle hesaplanmıştır. Bu eşitlikteki, $\bar{a}_f^{ch}$ (Yakıtın Kimyasal Ekserjisi) değeri (2.100) eşitliğindeki ampirik formül vasıtasıyla $C_{14}H_{30}$ (n-tetradekan) yakıtı için 8776773.6 kJ/kmol olarak hesaplanmıştır. $dm_{yakıt}/d\theta$ değerleri $m_{yakıt}-\theta$ HAD verilerinin Euler yaklaşımı integrasyonu aracılığıyla belirlenmiştir. $dm_{yakıt}/d\theta$ değerleri $C_{14}H_{30}$ (n-tetradekan) yakıtının ortalama molekül kütlesine (198.39 kg/kmol) bölünerek $dN_{yakıt}/d\theta$ değerlerine dönüştürülmüştür.
3. (2.96) eşitliğindeki $dX_{yakıt}/d\theta$ yanma tersinmezliğinin krank mili açısına göre değişimi terimi için gerekli olan entalpi (h) ve entropi (s) termodinamik değerleri CO_2 ve H_2O bileşenlerinin h ve s değerleri olarak belirlenmiştir. HAD analizinden elde edilen silindir içerisindeki gazların ortalama sıcaklık değerleri (T_{sil}) ile h ve s değerleri ilişkilendirilmiş ve bu bileşenlerin kimyasal potansiyelleri ($\mu_{bileşen}$) Gibbs fonksiyon değerleri ($g_j=h_j-T_0s_j$) olarak seçilmiştir. CO_2 ve H_2O bileşenlerinin kütlelerinin krank mili açısına göre değişimleri ($dm_{bileşen}/d\theta$) Euler yaklaşımıyla sayısal integrasyon yöntemi aracılığıyla belirlenmiştir. $dm_{bileşen}/d\theta$ değerleri CO_2 ve H_2O bileşenlerinin ortalama molekül kütlelerine ($M_{CO_2} = 44.011$ kg/kmol ve $M_{H_2O} = 18.016$ kg/kmol) bölünerek $dN_{CO_2}/d\theta$ ve $dN_{H_2O}/d\theta$ değerlerine dönüştürülmüştür. Yakıtın kimyasal potansiyeli ($\mu_{yakıt}$) yakıtın kimyasal ekserjisine ($\bar{a}_f^{ch}$) eşittir ve $dN_{yakıt}/d\theta$ değerleri yukarıda

belirtilmiştir. $C_{14}H_{30}$ (n-tetradekan) yakıtının tam yanma denklemi ve $dX_{yıkım}/d\theta$ teriminin bu yakıtın yanması sonucunda elde edilen yanma tersinmezliği eşitliği (2.103) numaralı eşitlikle verilmiştir.

$$\frac{dX_{yıkım}}{d\theta} = -\frac{T_0}{T_{sil}} \left(\bar{g}_{CO_2} \cdot \frac{dN_{CO_2}}{d\theta} + \bar{g}_{H_2O} \cdot \frac{dN_{H_2O}}{d\theta} - a_{fch} \cdot \frac{dN_{yakıt}}{d\theta} \right) \quad (2.103)$$

4. Yukarıda belirlenen bütün ekserji terimleri (2.96) eşitliğinde yerine konularak ve Euler yaklaşımıyla integrasyonu yapılarak silindir içerisindeki ekserji değişimi hesaplanmıştır. Buradaki ekserji değerlerinin krank mili açısına göre değişim terimlerinde krank mili açısı radyan cinsinden dikkate alınmıştır.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Giriş

Bu bölümde, sunulan tez çalışmasının bulguları; (1) tam ölçekli iki zamanlı gemi dizel makinesinin 3-boyutlu HAD modeli ve (2) HAD modeli temelinde gerçekleştirilen iki zamanlı gemi dizel makinesinin ekserji analizi olmak üzere iki ana kısım şeklinde ele alınmıştır. Bu bağlamda; ilk olarak, sayısal modelin doğruluğu gösterilmiştir. Daha sonra, sayısal model kullanılarak elde edilen parametrik çalışma sonuçları; yanma karakteristiği başlığı altında sunulup irdelenmiştir. Ardından, iki zamanlı gemi dizel makinesinin ekserji analizi ve ikinci yasa verimi sonuçları ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur.

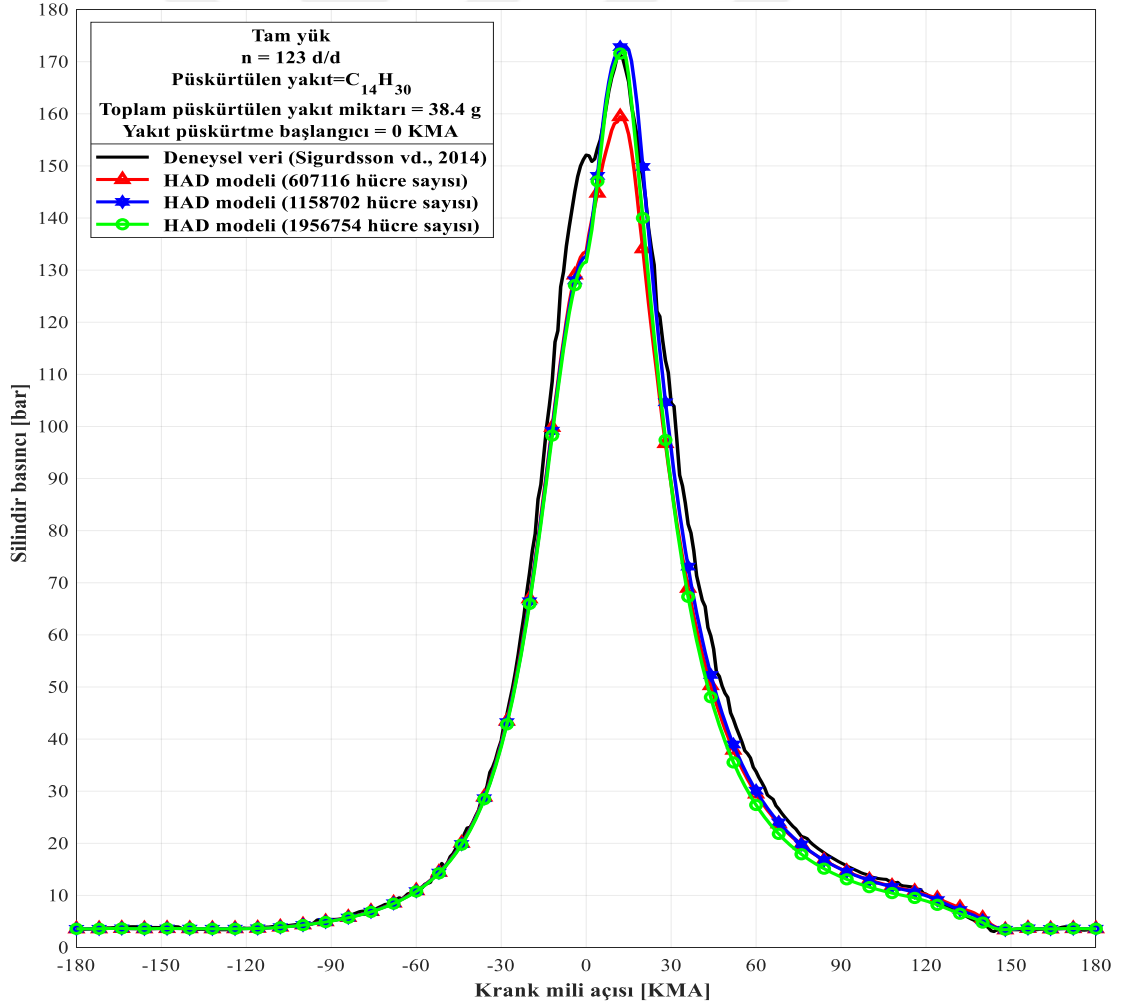
3.2. Sayısal Modelin Doğrulanması

Tez çalışması kapsamında iki zamanlı gemi dizel makinesinin HAD analizi için kurulan modelin doğruluk kontrolü, Sigurdsson vd. (2014)'nin çalışmasında verilen deneysel silindir basınç verisi ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal modelleme çalışmasında; ağ bağımsızlığı açısından üç farklı hücre sayısı (607116, 1158702 ve 1956754) göz önüne alınmıştır. Sayısal modelin doğrulanması işleminde; Eşitlik (3.1)'de verilen ortalama mutlak yüzde hata (MAPE) yaklaşımı kullanılmıştır.

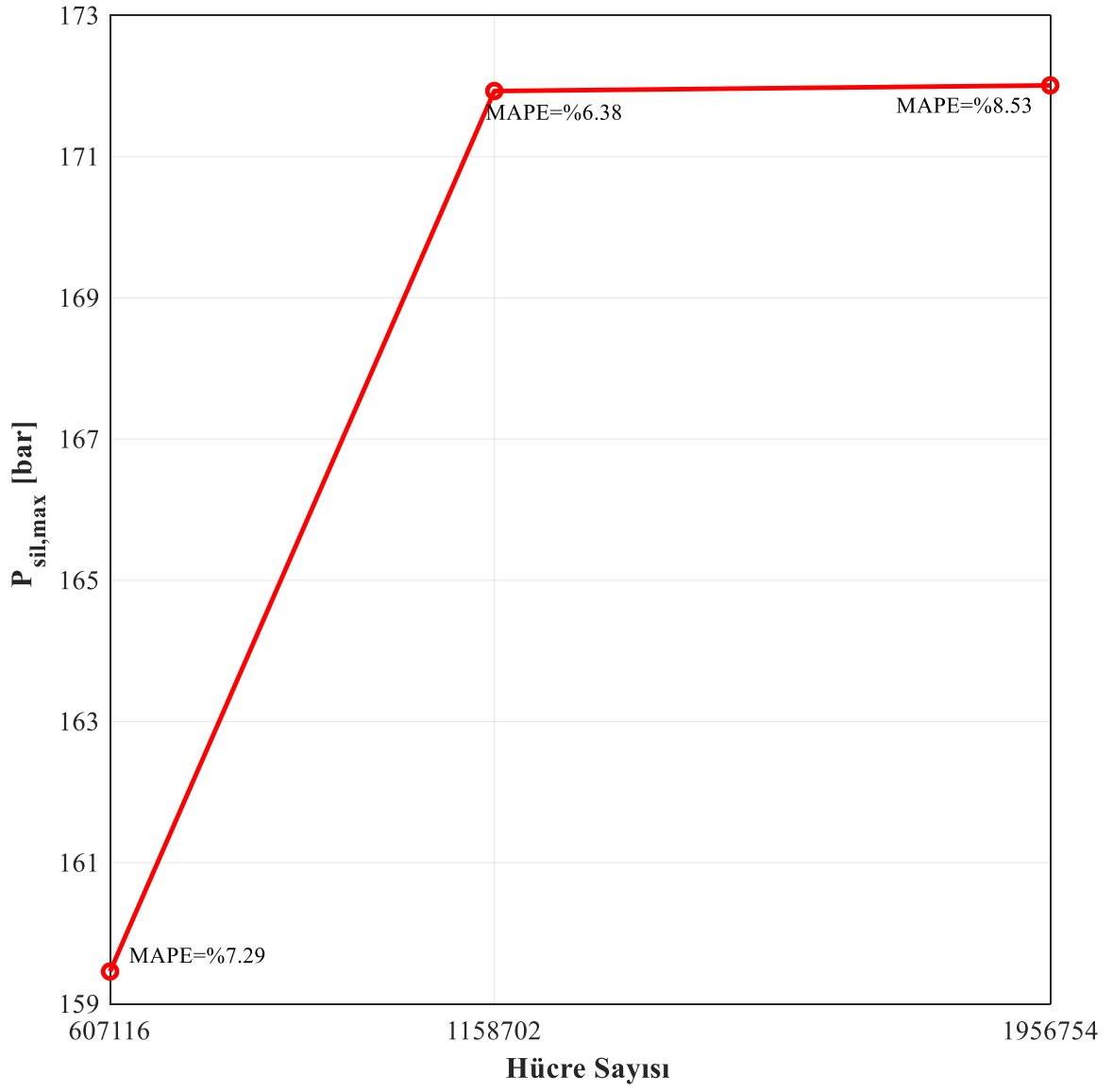
$$MAPE = \left(\frac{1}{360} \sum_{\theta=180}^{\theta=180} \left| \frac{\text{Deneysel veri}_{\theta} - \text{Benzetim verisi}_{\theta}}{\text{Deneysel veri}_{\theta}} \right| \right) \times 100 \quad (3.1)$$

Sayısal modelin doğruluğunu göstermek üzere; silindir basıncı için farklı hücre sayıları göz önüne alınarak yapılan karşılaştırma işlemi Şekil 3.1 ile gösterilmiştir. 607116, 1158702 ve 1956754 hücre sayıları için hesaplanan MAPE değerleri sırasıyla %7.29, %6.38 ve %8.53 şeklinde elde edilmiştir.

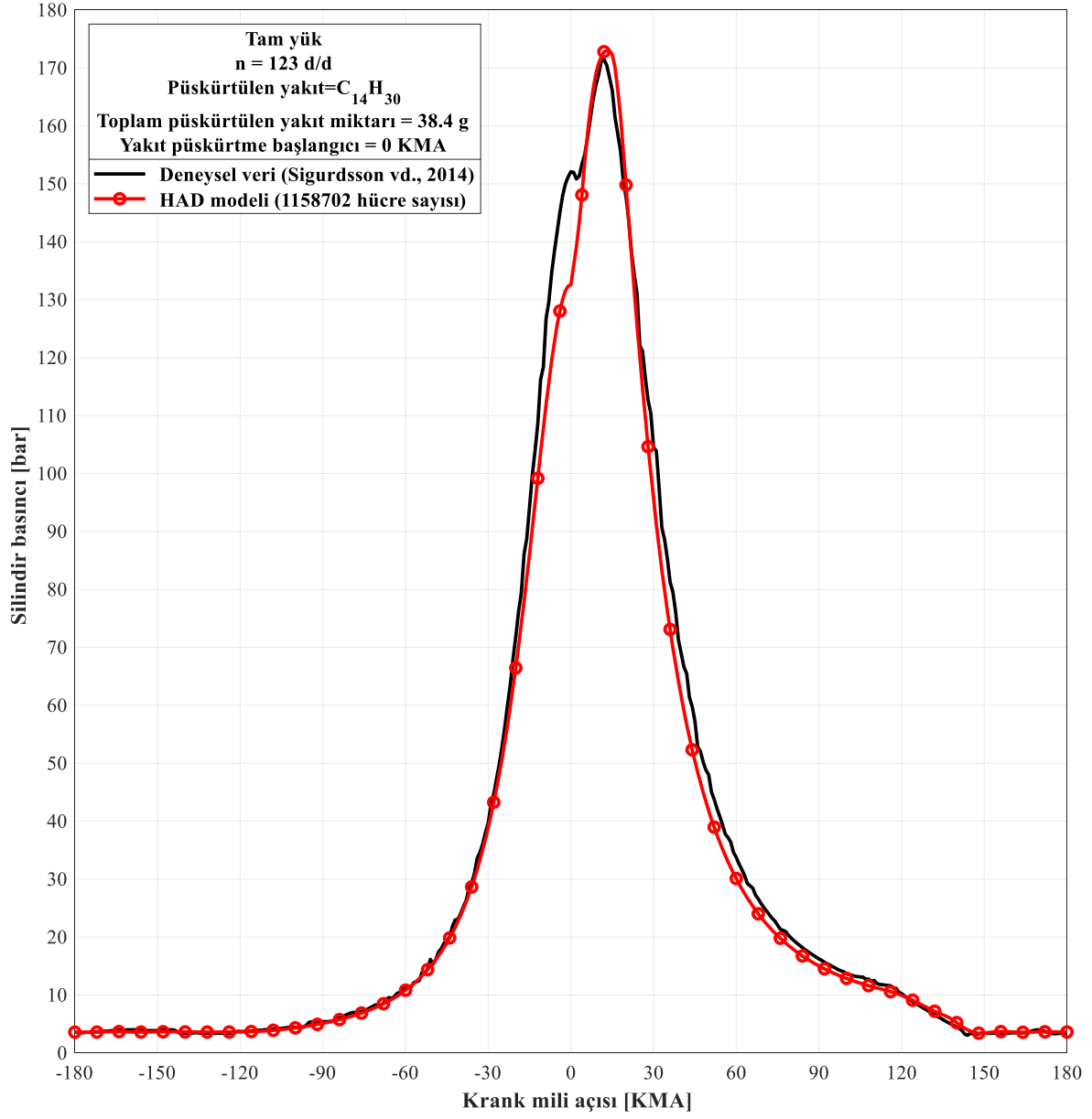
Optimum koşulda hesaplanan makine güç değerinin, deneysel güç değerinden %5.94 daha düşük olduğu görülmüştür. Böylece, geliştirilen HAD modelinden elde edilen sonuçların hata oranlarının kabul edilebilir seviyede ($<10\%$) olduğu söylenebilir. Çözümün ağıdan bağımsız olduğunu göstermenin bir diğer yolu çözüm değerlerinin hücre sayısına göre değişimi grafiğidir. Üç farklı hücre sayısında maksimum silindir basınç değerlerinin değişimi grafiği Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Şekil 3.2’de görüldüğü gibi, çözüm ağındaki hücre sayısı arttıkça maksimum silindir basınç değerlerinde çok az bir değişim gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Hem MAPE değerine göre hem de ağı bağımsızlığı tespit grafiğine göre hücre sayısının (ağı boyutunun) en uygun (optimum) değeri 1158702 (18 mm) olarak belirlenmiştir. Optimum durum için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.3’te, silindir basıncının strok hacmine göre değişimi (indikatör diyagramı) Şekil 3.4’te nihai durum olarak verilmiştir.



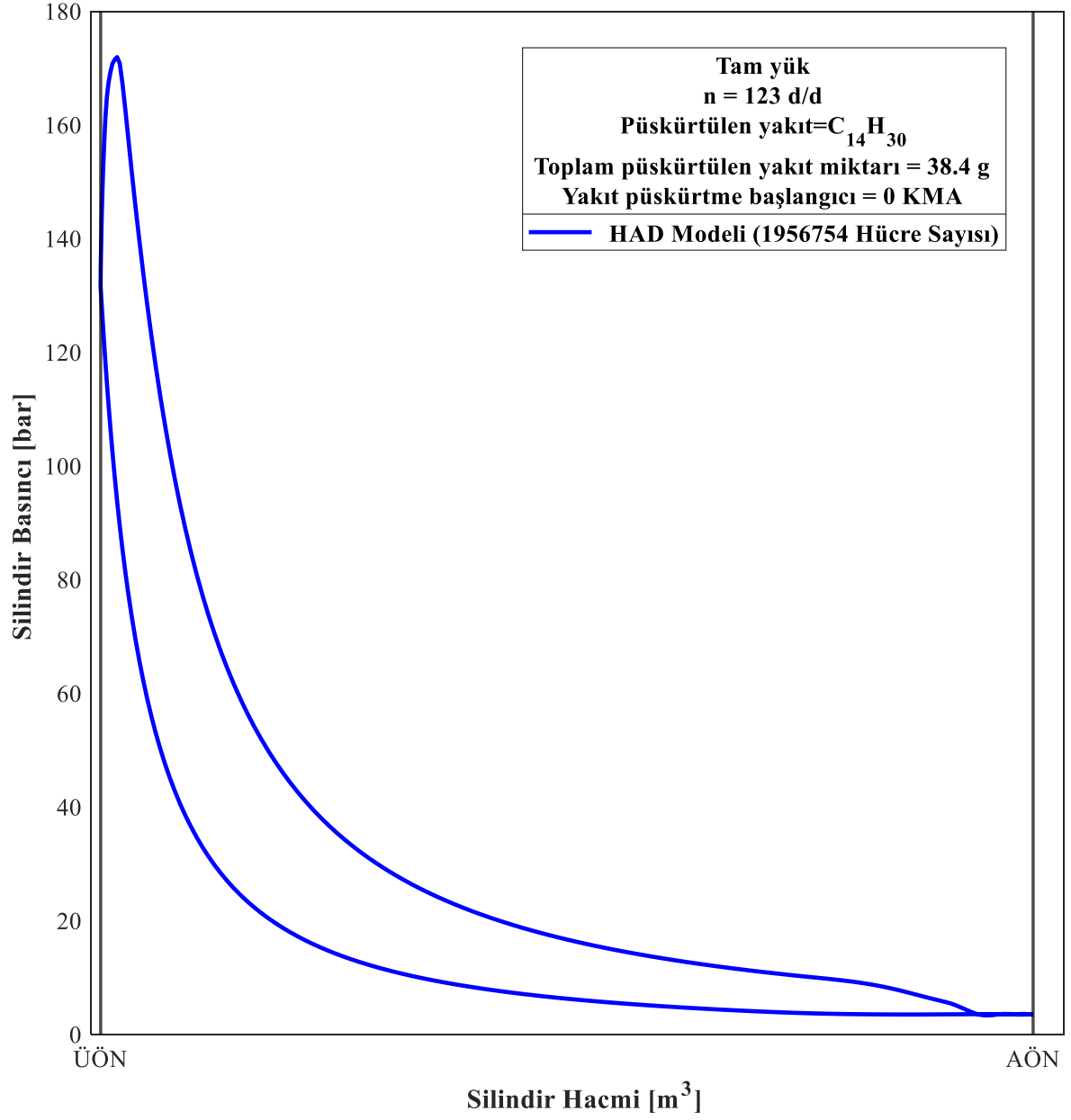
Şekil 3.1. DeneySEL ve HAD modeli benzetim verilerinin üç farklı hücre sayısı durumu için karşılaştırılması



Şekil 3.2. Optimum çözüm ağındaki hücre sayısının belirlenmesi



Şekil 3.3. Ağ bağımsız çözüm için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi



Şekil 3.4. Ağ bağımsız çözüm için indikatör diyagramı

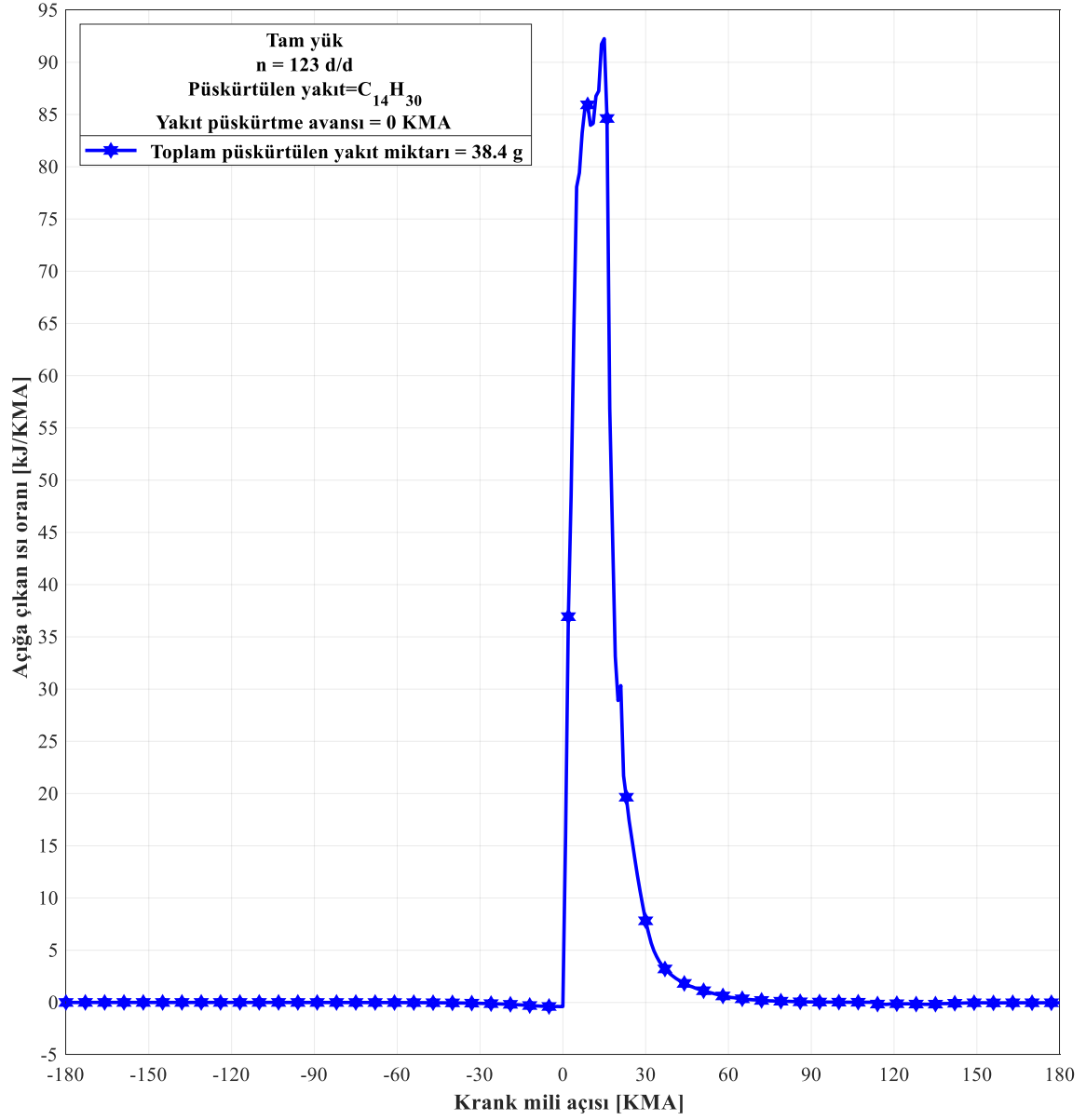
3.3. Parametrik Çalışma Sonuçları

Bu bölümde, üç farklı püskürtülen toplam yakıt miktarı ve üç farklı yakıt püskürtme avansı koşulları için doğruluğu gösterilmiş olan HAD modeli kullanılarak parametrik çalışmalar yapılmış ve elde edilen bulgular irdelenmiştir. Parametrik çalışmalar; Bölüm 3.1’de belirtilen HAD modelinin en uygun çözüm ağı olarak belirlenmiş olan 1158702 hücre sayısında gerçekleştirilmiştir.

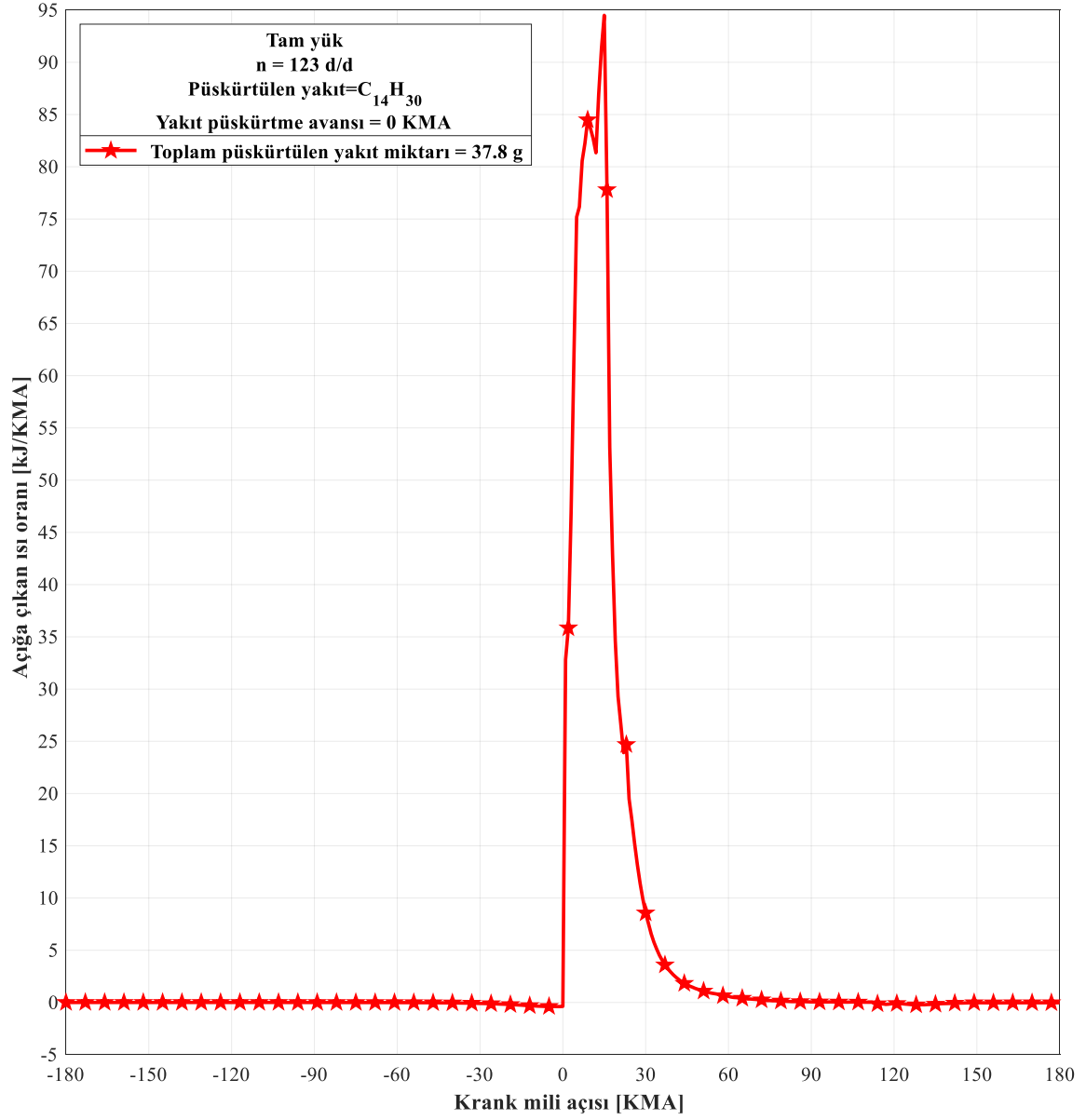
3.3.1. Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Açığa Çıkan Isı Oranı Üzerindeki Etkisi

İçten yanmalı motorların açığa çıkan ısı oranının karakteri; yanma hızı, yanma gürültüsü ve yanma işlemi sırasında ulaşılacak silindir içindeki yanmış gaz sıcaklığının niteliksel büyüklüğü gibi yanma işlemi hakkında önemli ipuçları vermesi açısından büyük önem teşkil etmektedir.

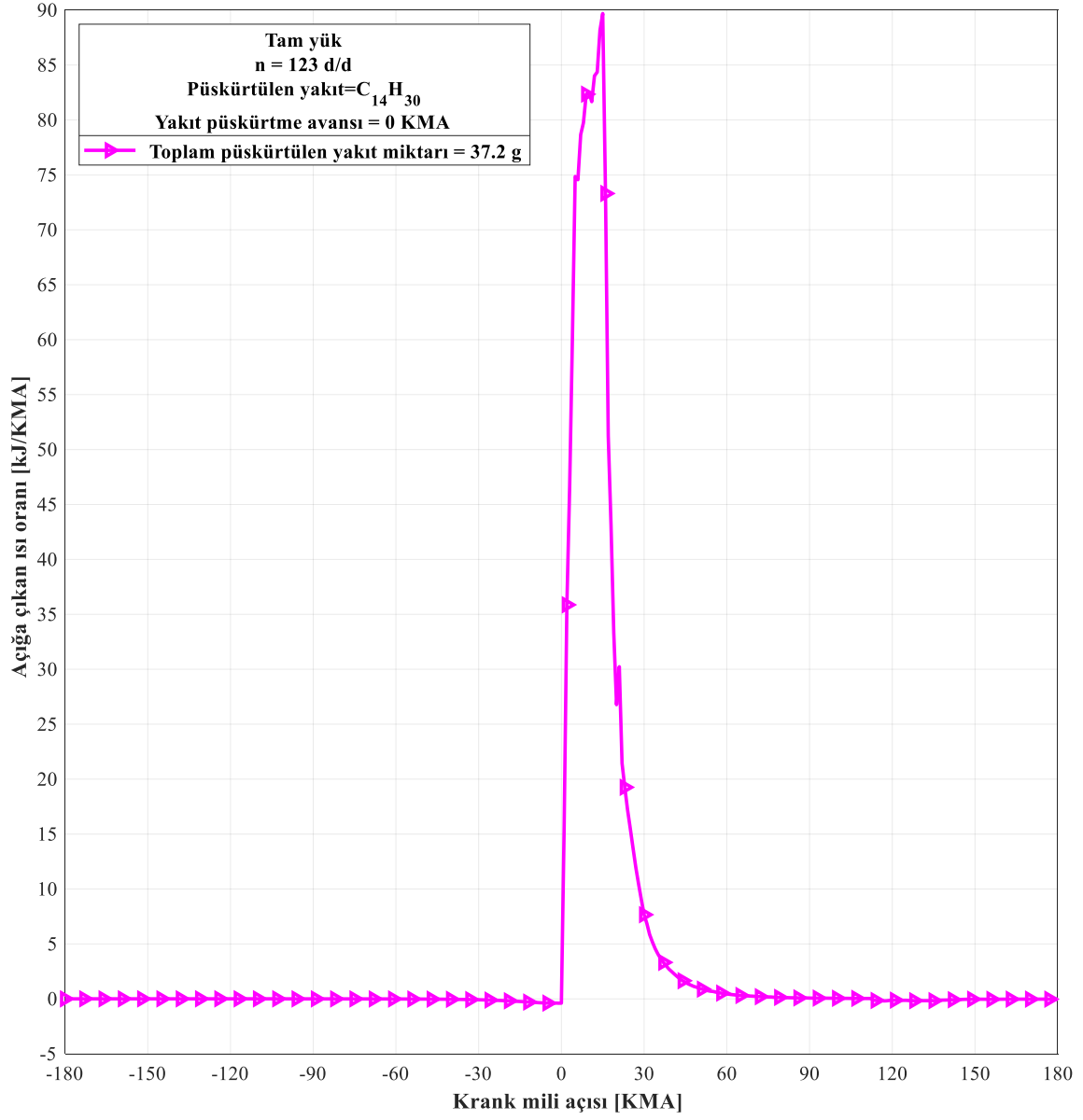
Üç farklı toplam yakıt püskürtme miktarı (38.4, 37.8 ve 37.2 g) için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de verilmiştir. Açığa çıkan ısı oranlarının karşılaştırmalı gösterimi ise Şekil 3.8 ile verilmiştir. Maksimum silindir basıncının elde edildiği krank mili açıları, açığa çıkan ısı oranı değerleri; 38.4 g için 92.26 kJ/KMA, 37.8 g için 94.49 kJ/KMA ve 37.2 g için 89.69 kJ/KMA şeklinde elde edilmiştir. Toplam açığa çıkan ısıların %90 (CA90) olduğu krank mili açısı genellikle yanma işleminin tamamlandığı varsayılan krank mili açısı olarak kabul edilmektedir. Toplam açığa çıkan ısıların %90 olduğu krank mili açıları ve açığa çıkan ısı oranı değerleri; 38.4 g için 24 KMA’nda 17.42 kJ/KMA, 37.8 g için 25 KMA’nda 17.48 kJ/KMA ve 37.2 g için 24 KMA’nda 17.19 kJ/KMA şeklinde elde edilmiştir.



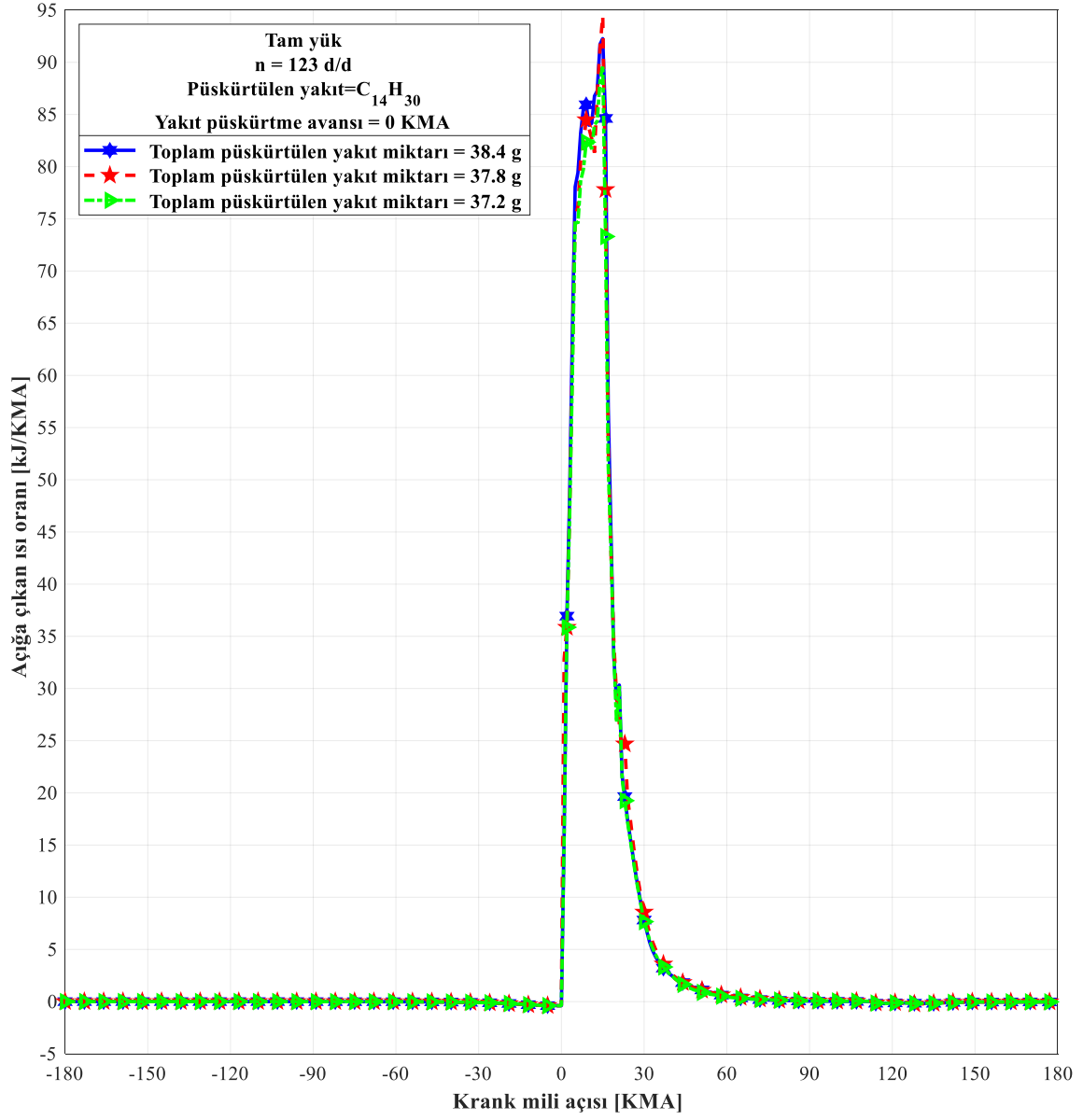
Şekil 3.5. 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi



Şekil 3.6. 37.8 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi



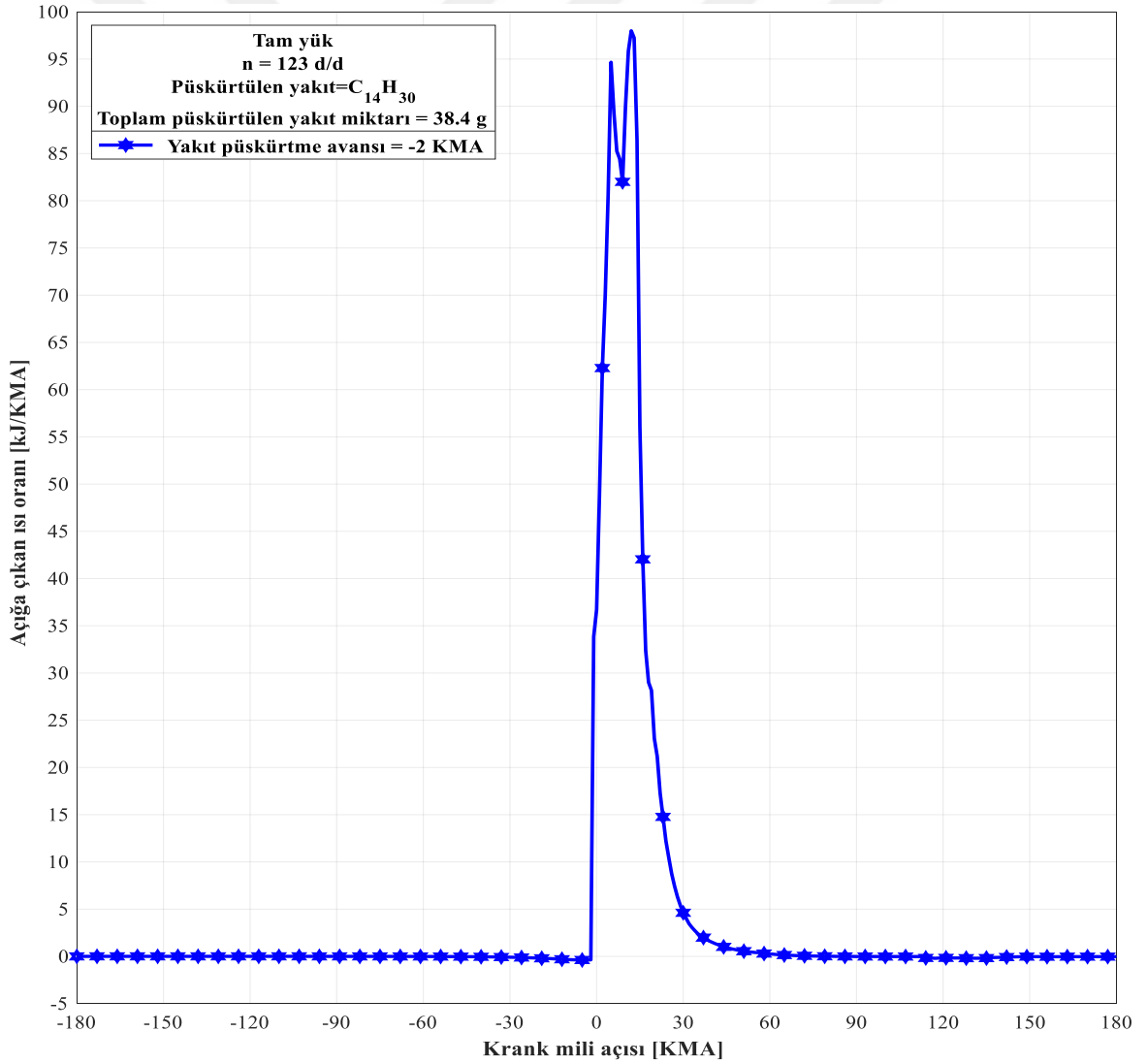
Şekil 3.7. 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi



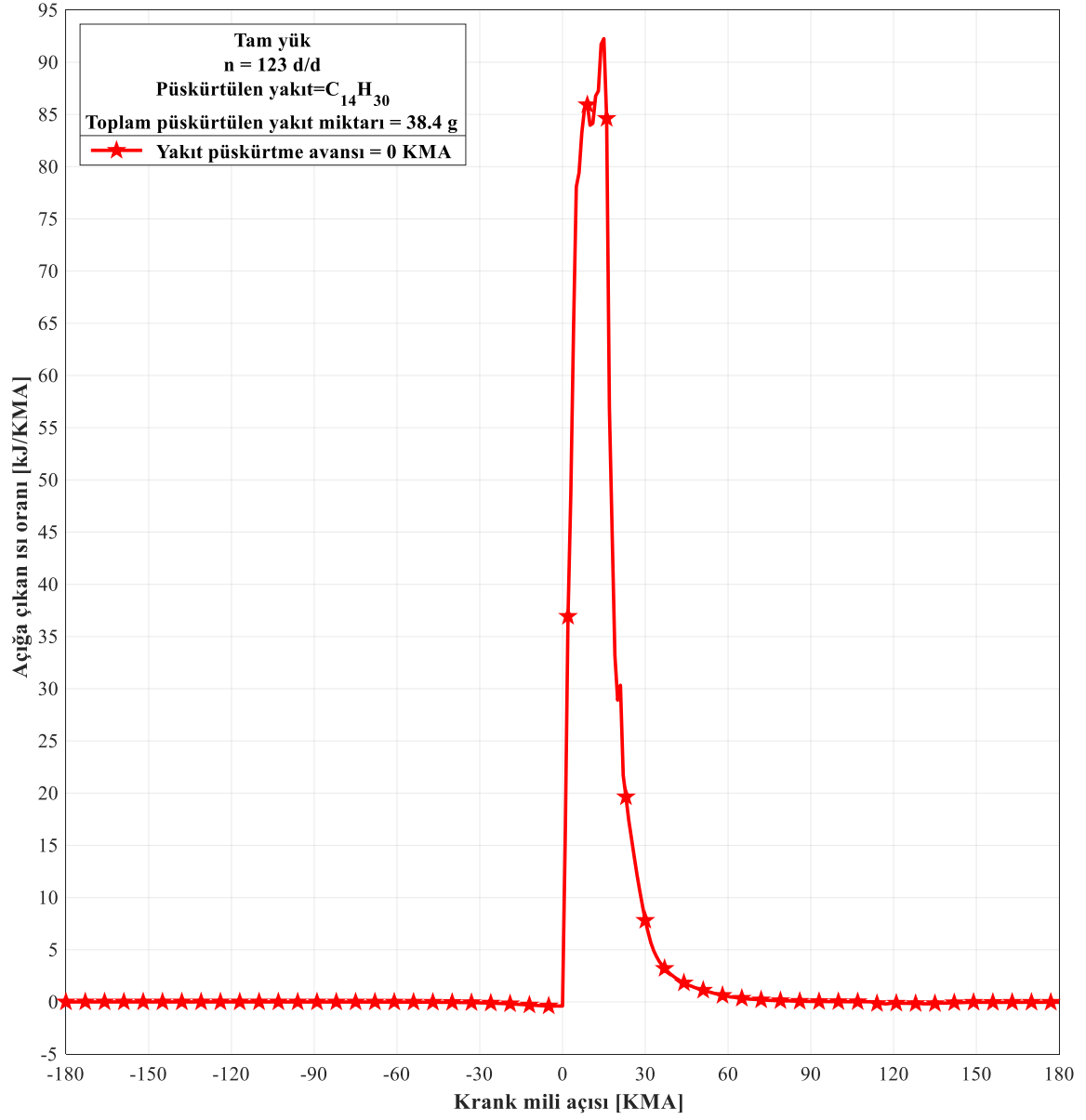
Şekil 3.8. Açığa çıkan ısı oranlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.2. Yakıt Püskürtme Avansının Açığa Çıkan Isı Oranı Üzerindeki Etkisi

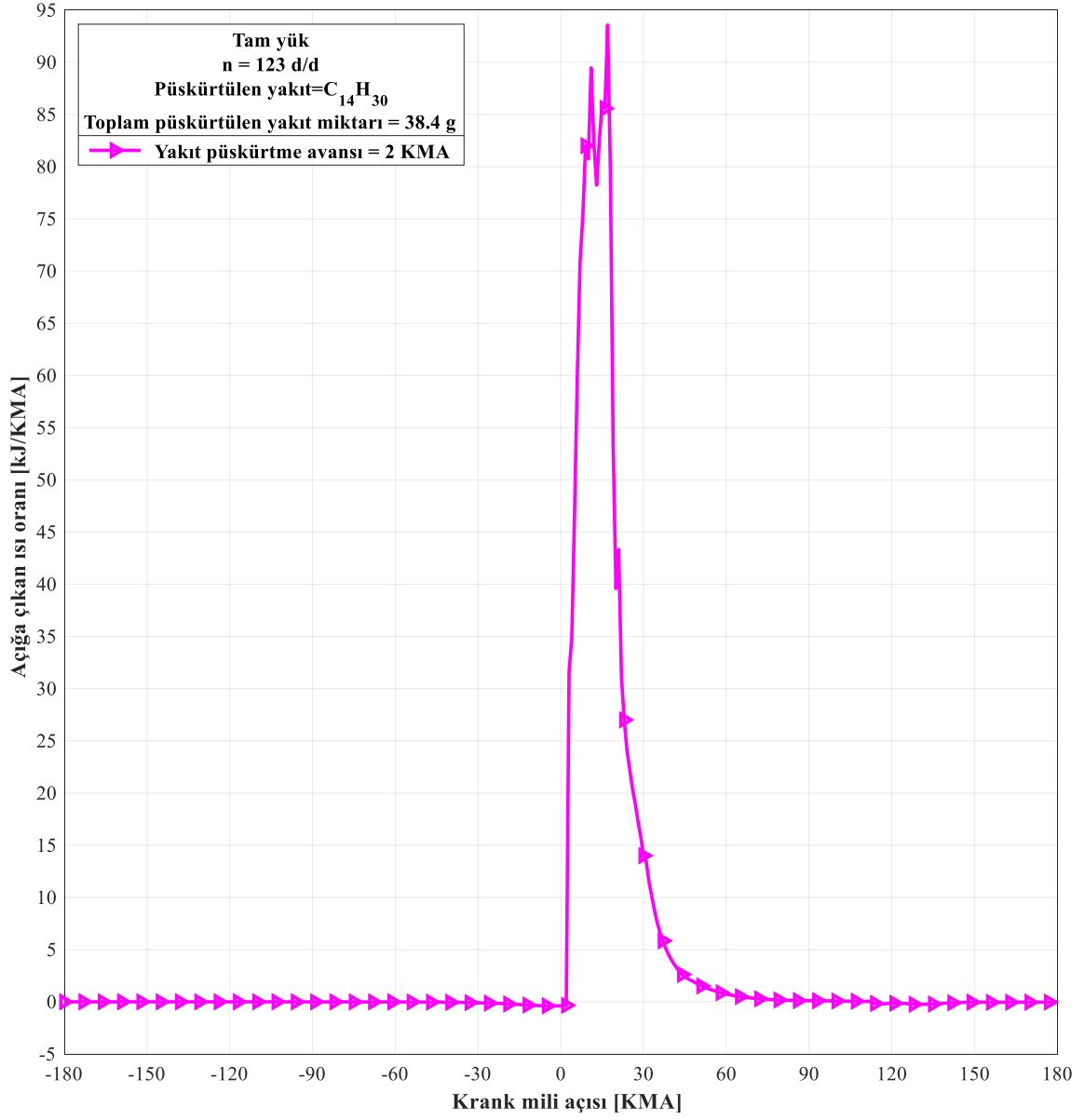
Üç farklı yakıt püskürtme avansı (-2, 0 ve 2 KMA) için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.9, Şekil 3.10 ve Şekil 3.11'de verilmiştir. Açığa çıkan ısı oranlarının karşılaştırmalı gösterimi ise Şekil 3.12 ile verilmiştir. Maksimum silindir basıncının elde edildiği krank mili açılarında, açığa çıkan ısı oranı değerleri; -2 KMA için 97.99 kJ/KMA, 0 KMA için 92.26 kJ/KMA ve 2 KMA için 93.57 kJ/KMA şeklinde elde edilmiştir. Toplam açığa çıkan ısıнын %90 olduğu krank mili açıları ve açığa çıkan ısı oranı değerleri; -2 KMA için 20 KMA’nda 23.05 kJ/KMA, 0 KMA için 24 KMA’nda 17.42 kJ/KMA ve 2 KMA için 28 KMA’nda 17.29 kJ/KMA şeklinde elde edilmiştir.



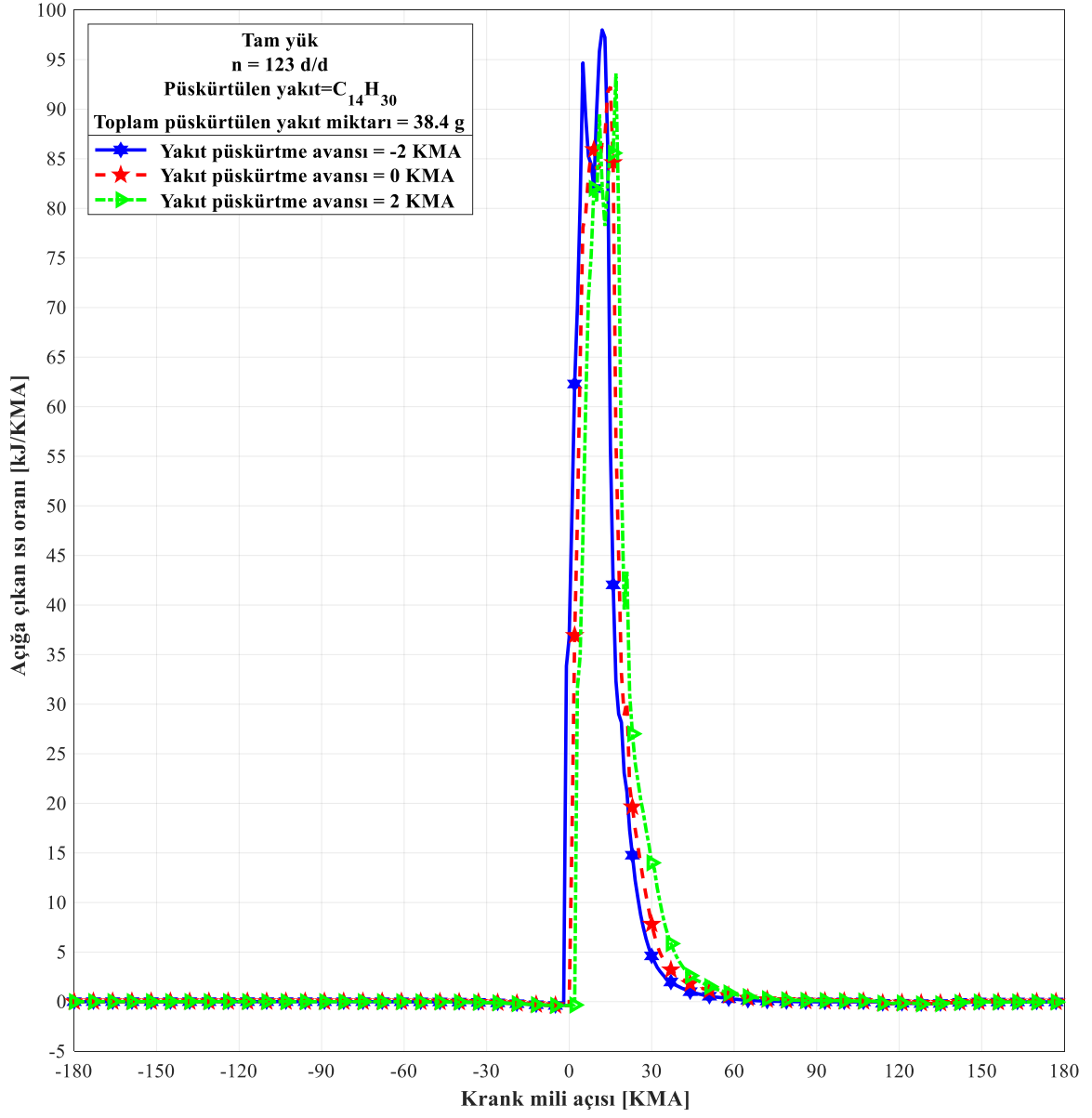
Şekil 3.9. -2 KMA yakıt püskürtme avansı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi



Şekil 3.10. 0 KMA yakıt püskürtme avansı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi



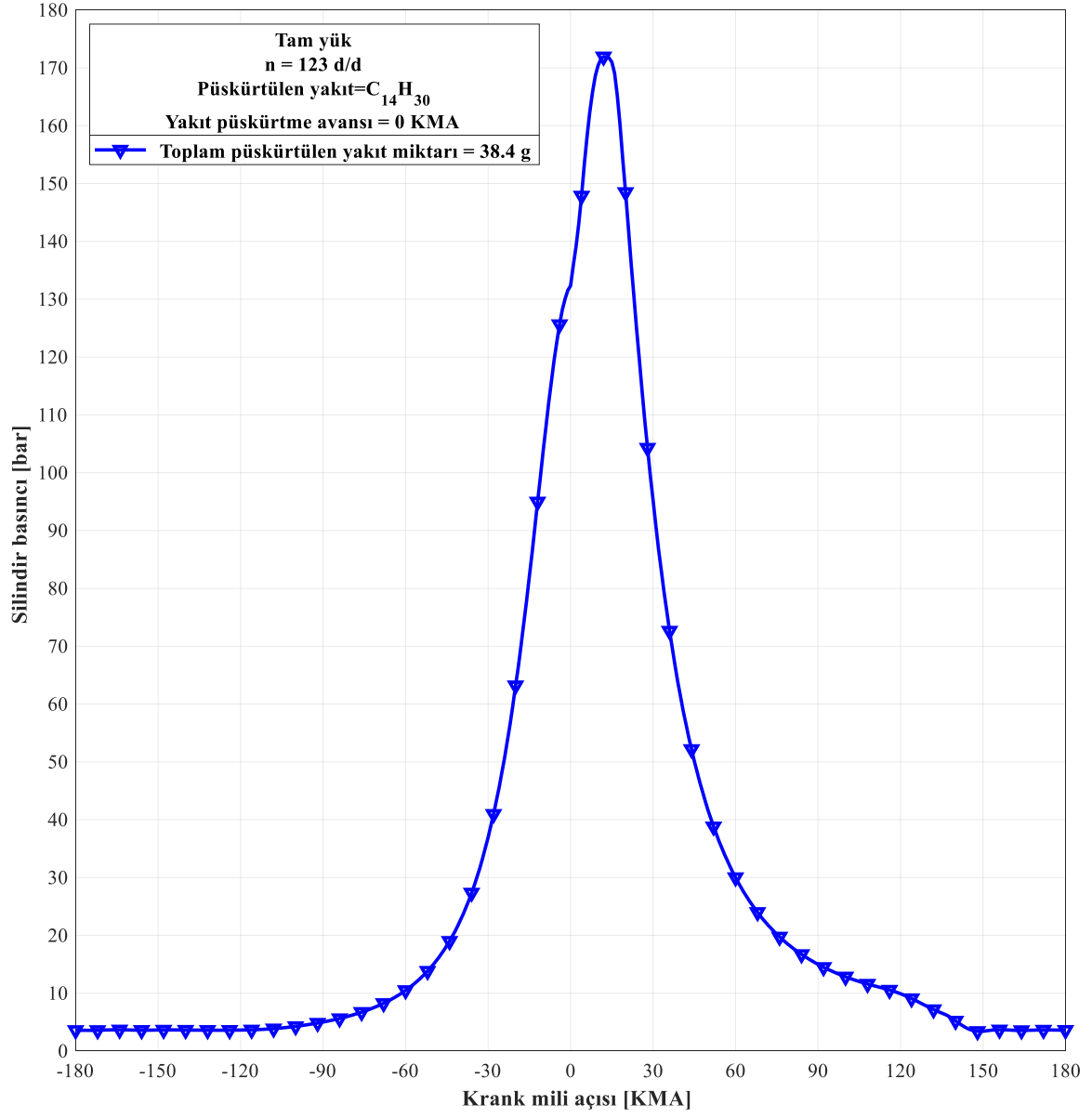
Şekil 3.11. 2 KMA yakıt püskürtme avansı için açığa çıkan ısı oranının krank mili açısına göre değişimi



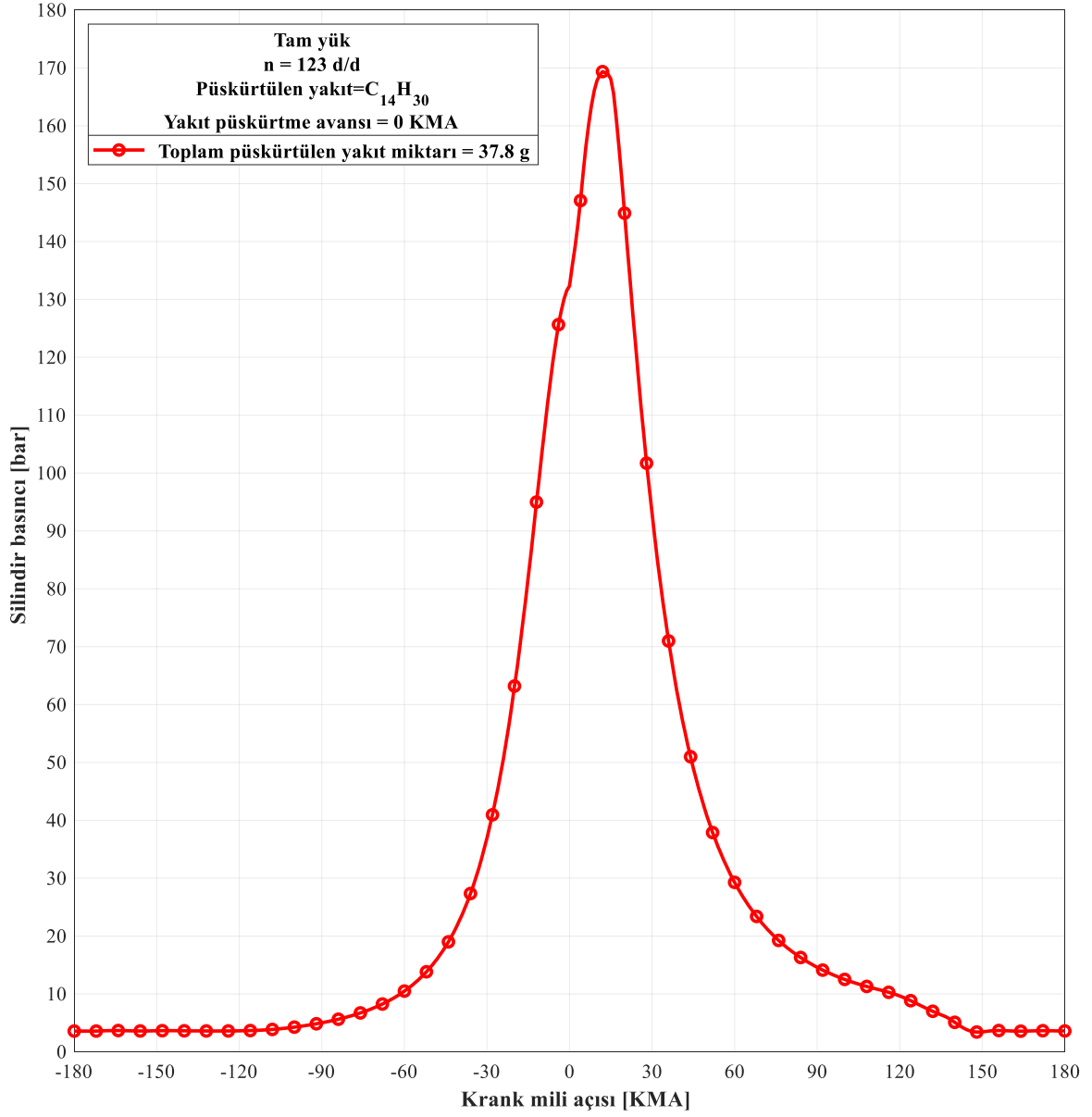
Şekil 3.12. Açığa çıkan ısı oranlarının yakıt püskürtme avanslarına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.3. Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Silindir Basıncı Üzerindeki Etkisi

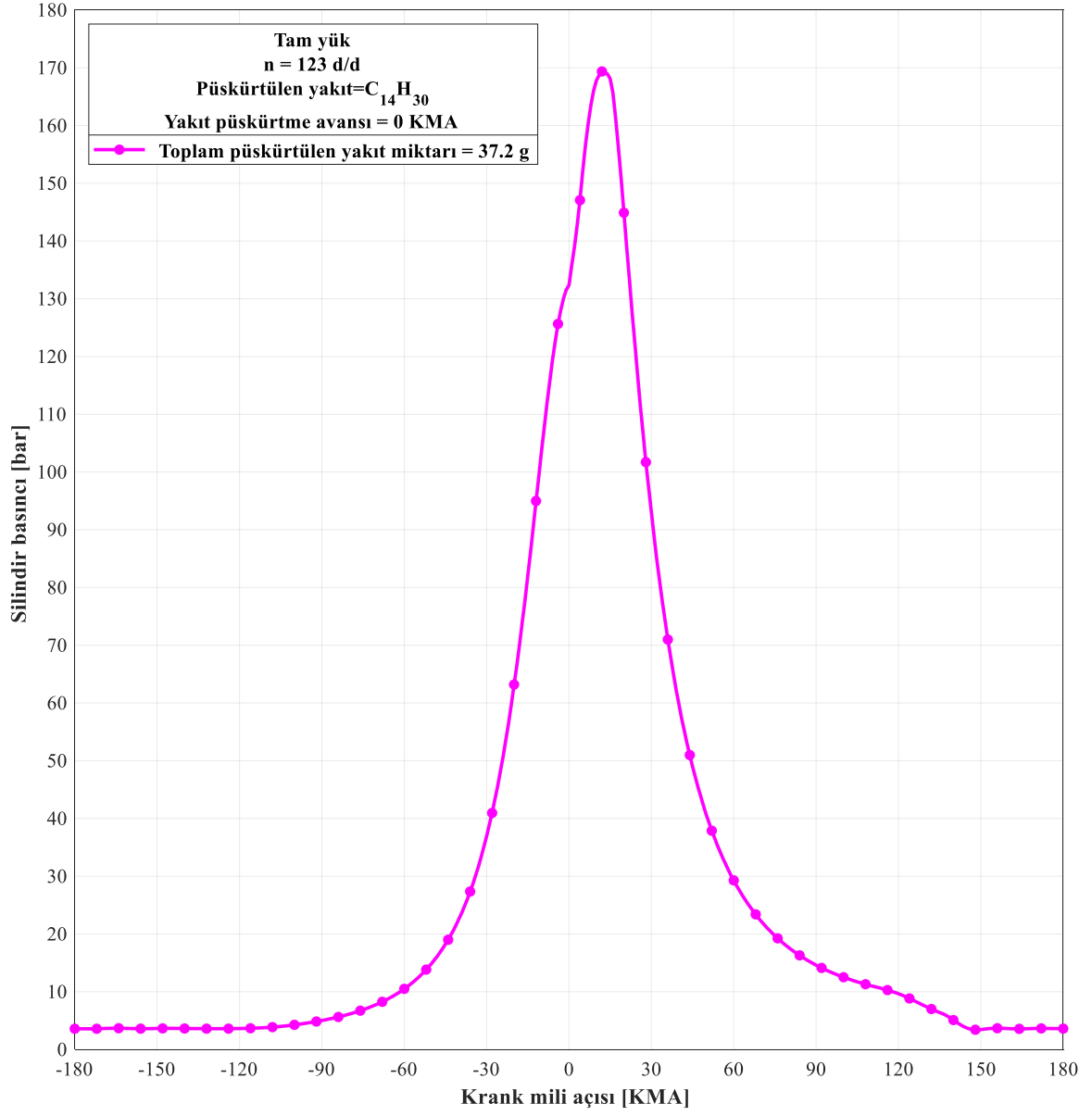
Üç farklı toplam yakıt püskürtme miktarı (38.4, 37.8 ve 37.2 g) için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.13, Şekil 3.14 ve Şekil 3.15'te verilmiştir. Silindir basınçlarının karşılaştırmalı gösterimi ise Şekil 3.16 ile verilmiştir. Parametrik çalışma için yakıt püskürtme miktarı seçilirken gerçek değere yakın bölgede çalışılmaya dikkat edilmiştir. Bunun da temel nedeni; çok yüksek yakıt püskürtme miktarları gerçek makine operasyonlarında, gemi makinesi mekanik sınırlarını zorlayacak büyüklükte silindir basınç değerlerinin ortaya çıkmasının önüne geçilmesi şeklinde ifade edilebilir. Şekil 3.13-15 incelendiğinde; silindir basıncının en yüksek değerinin püskürtülen toplam yakıt miktarının 38.4 g'lık değeri için elde edildiği görülmüştür. Bu miktar, diğer taraftan HAD modelinin doğrulanması sırasında kullanılan yakıt miktarı değerine karşılık gelmektedir. Hesaplama sonucunda maksimum silindir basınçları; 38.4 g için 171.93 bar, 37.8 g için 170.34 bar ve 37.2 g için 169.36 bar şeklinde elde edilmiştir. Silindir basıncında meydana gelen düşüş; püskürtülen yakıt miktarındaki azalma ile silindire olan enerji girişindeki azalmanın doğal bir sonucu olarak yorumlanabilir.



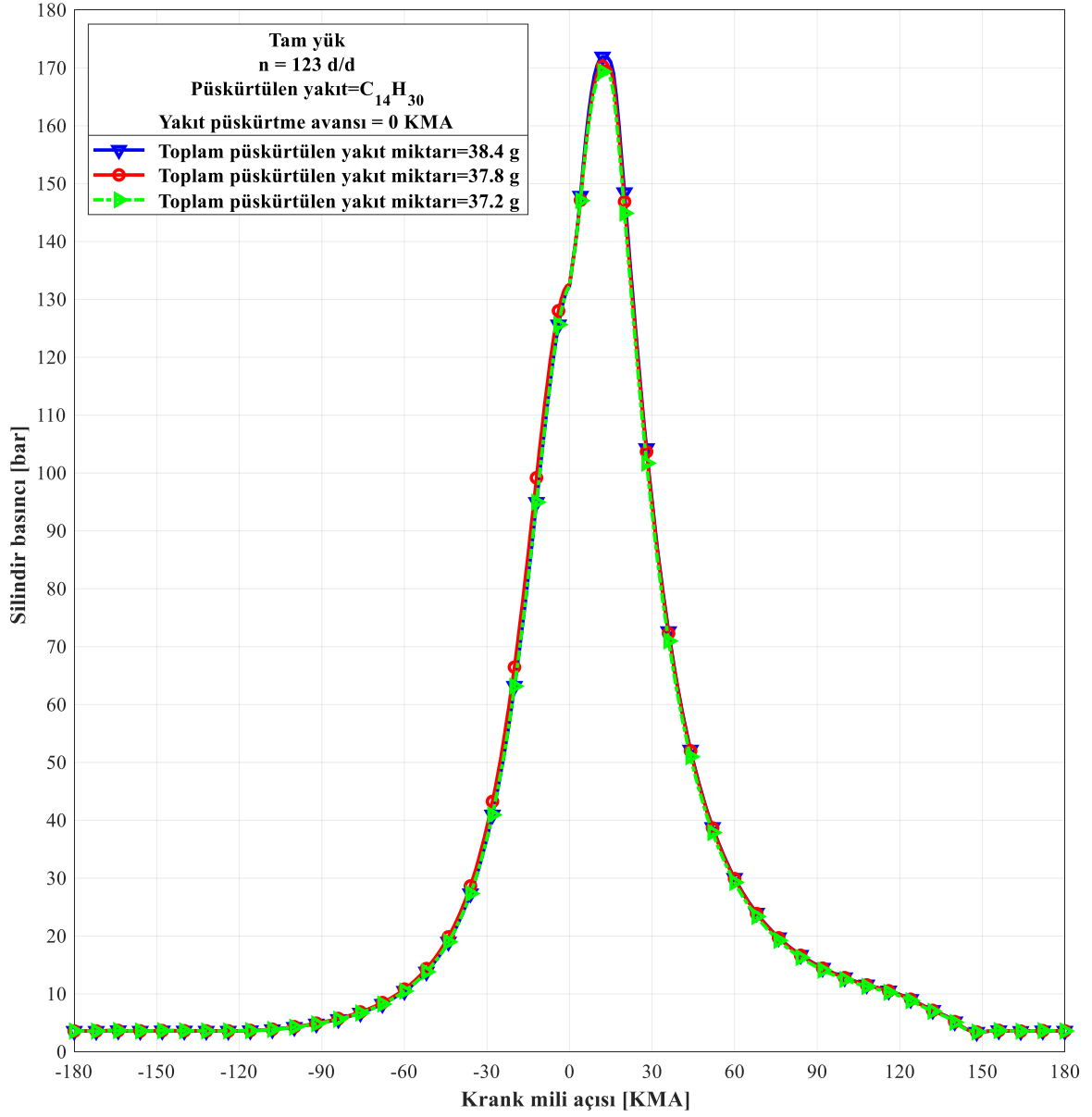
Şekil 3.13. 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi



Şekil 3.14. 37.8 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi



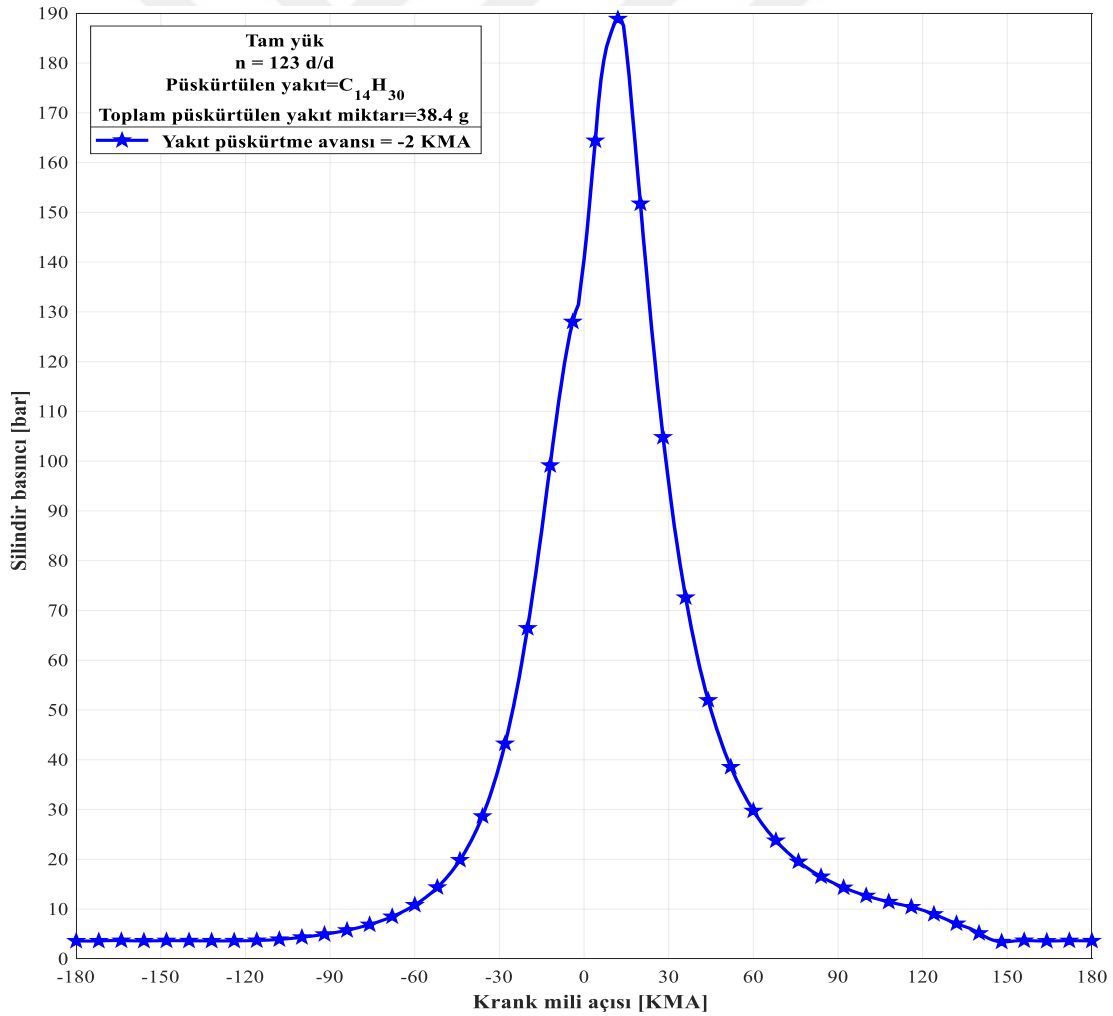
Şekil 3.15. 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi



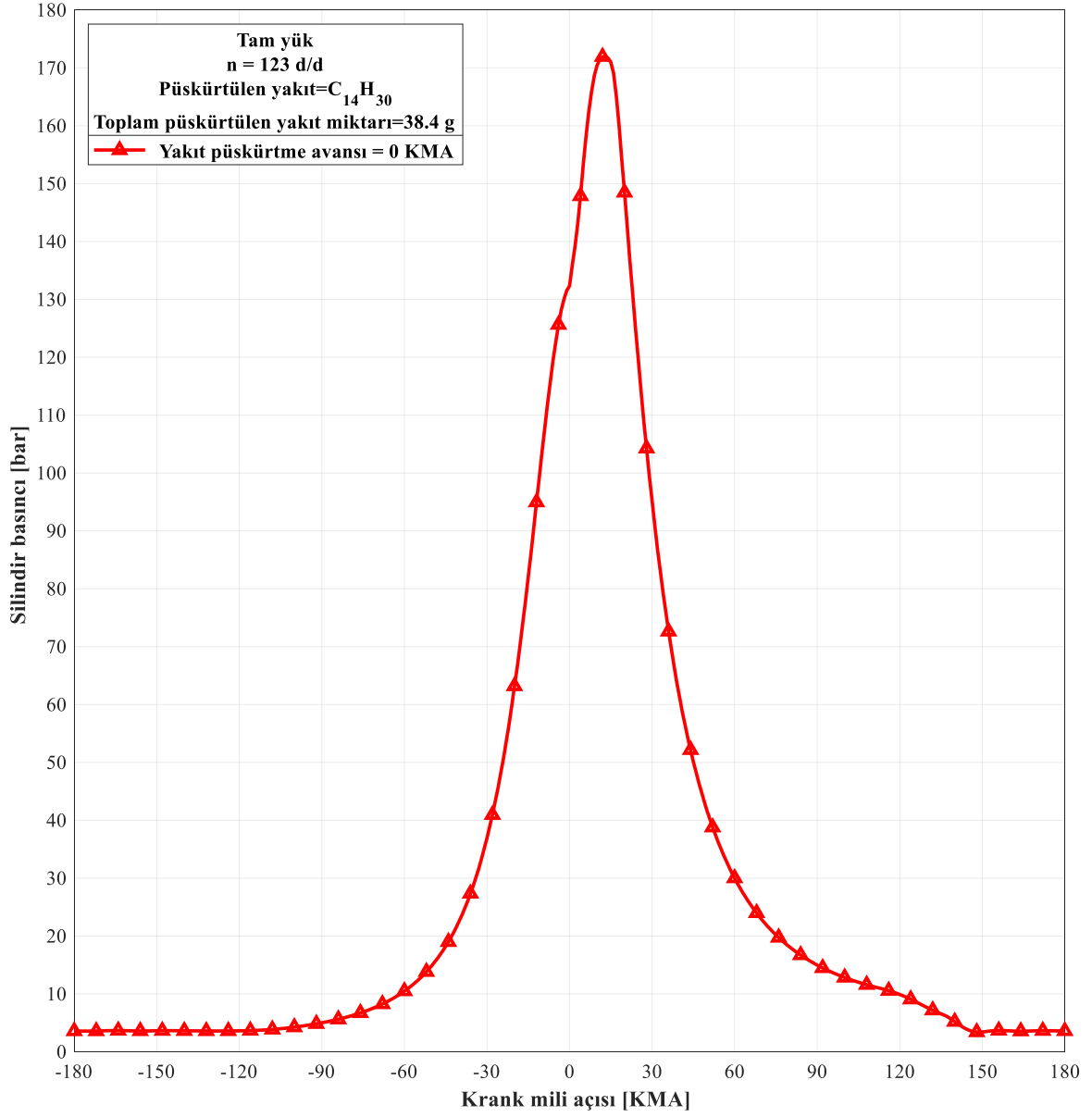
Şekil 3.16. Silindir basınçlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.4. Yakıt Püskürtme Avansının Silindir Basıncı Üzerindeki Etkisi

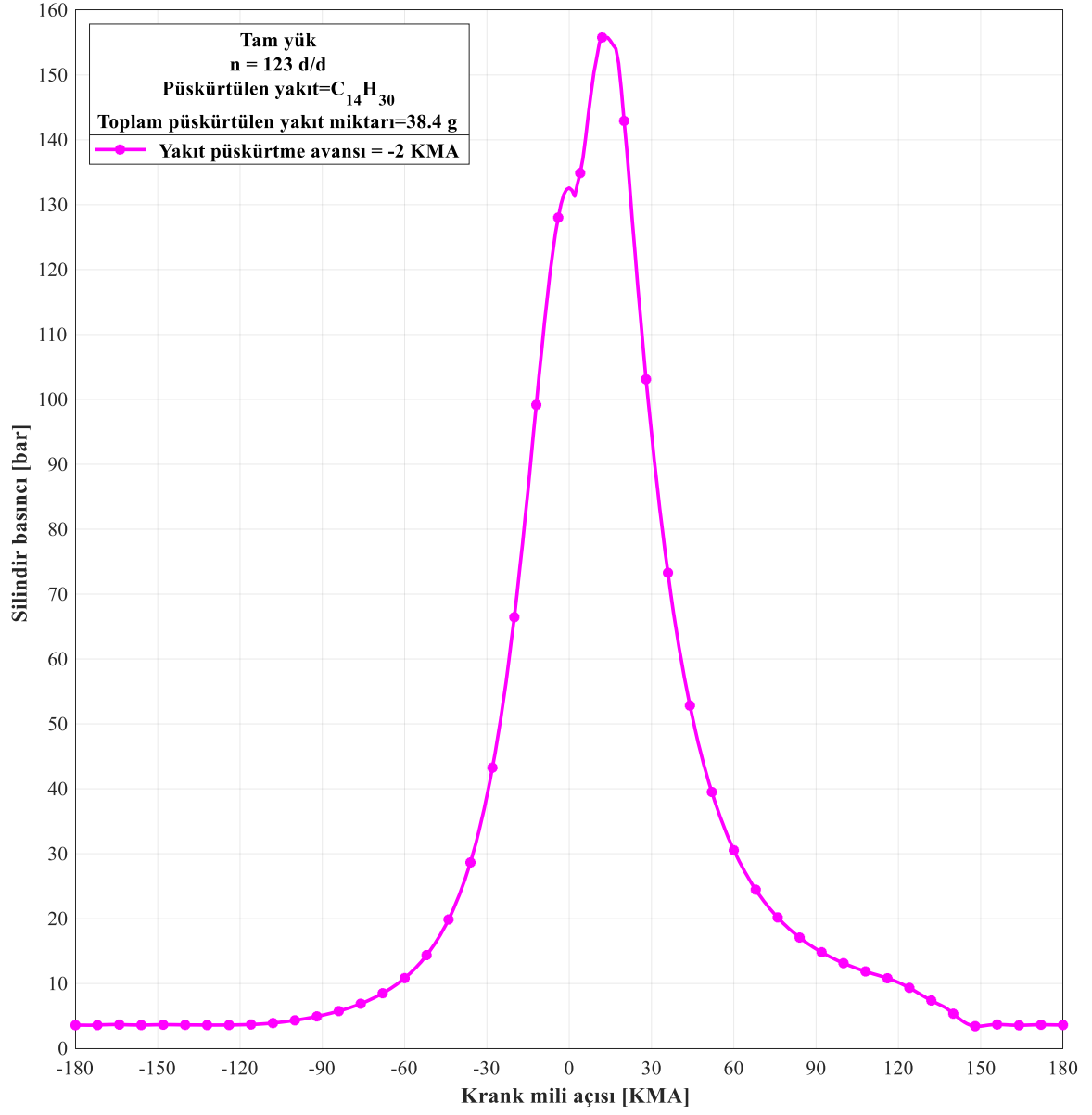
Üç farklı yakıt püskürtme avansı (-2, 0 ve 2 KMA) için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.17, Şekil 3.18 ve Şekil 3.19'da verilmiştir. Silindir basınçlarının karşılaştırmalı gösterimine Şekil 3.20'de yer verilmiştir. Yakıt püskürtme avansı seçilirken optimum durum (0 KMA yakıt püskürtme avansı) referans alınarak 2 KMA erken ve geç durumlar için parametrik çalışmalar yapılmıştır. -2 KMA'nda yakıt püskürtme işlemi optimum duruma göre daha yüksek silindir basınçlarının elde edilmesini sağlarken, 2 KMA gecikmeli yakıt püskürtme işlemi yanma işleminin üst ölü noktadan sonra daha geç tamamlanması nedeniyle maksimum silindir basıncı en düşük değerini almıştır. Hesaplama sonucunda maksimum silindir basınçları; -2 KMA için 188.98 bar, 0 KMA için 171.93 bar ve 2 KMA için 155.77 bar şeklinde elde edilmiştir.



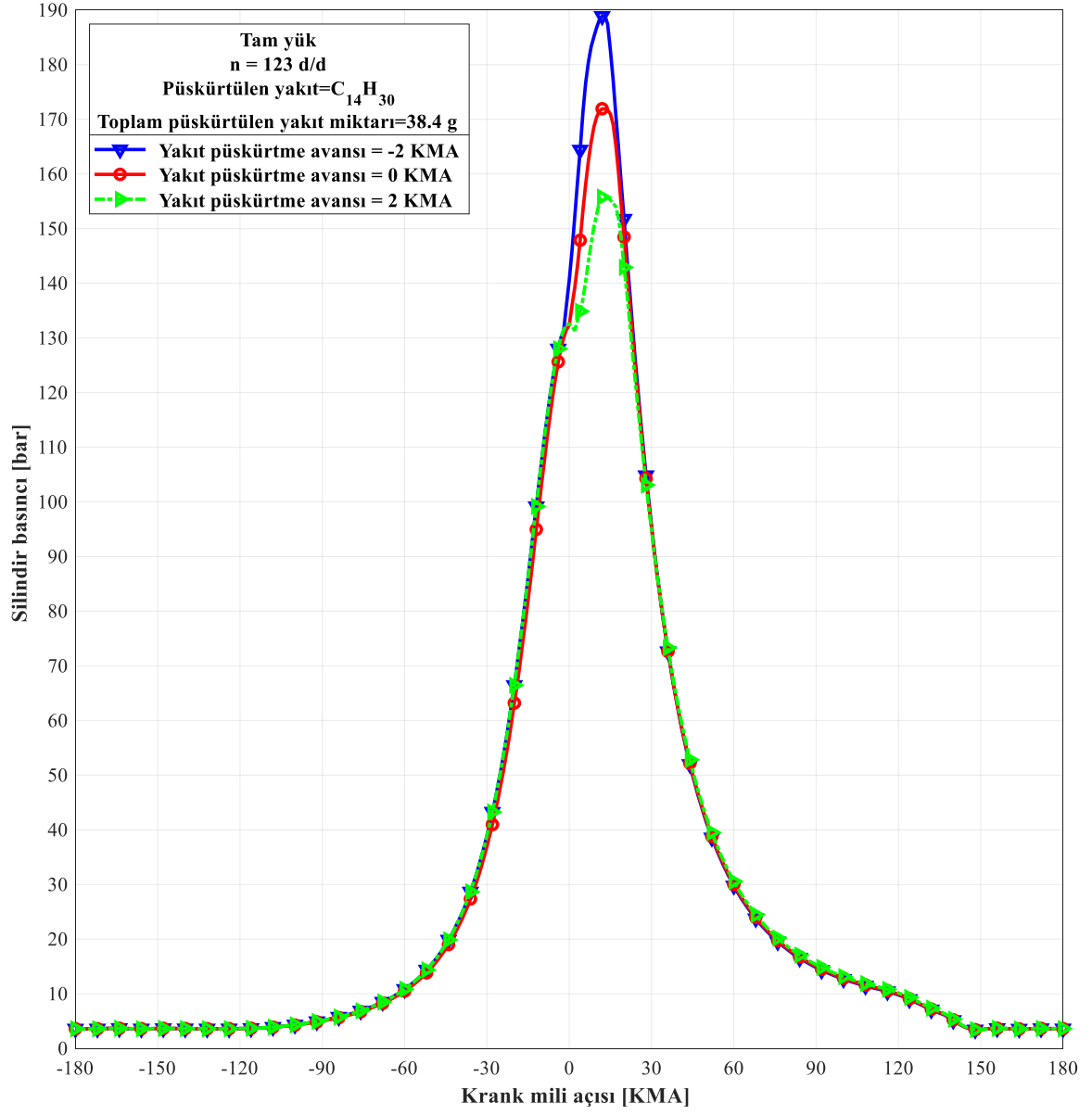
Şekil 3.17. -2 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi



Şekil 3.18. 0 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi



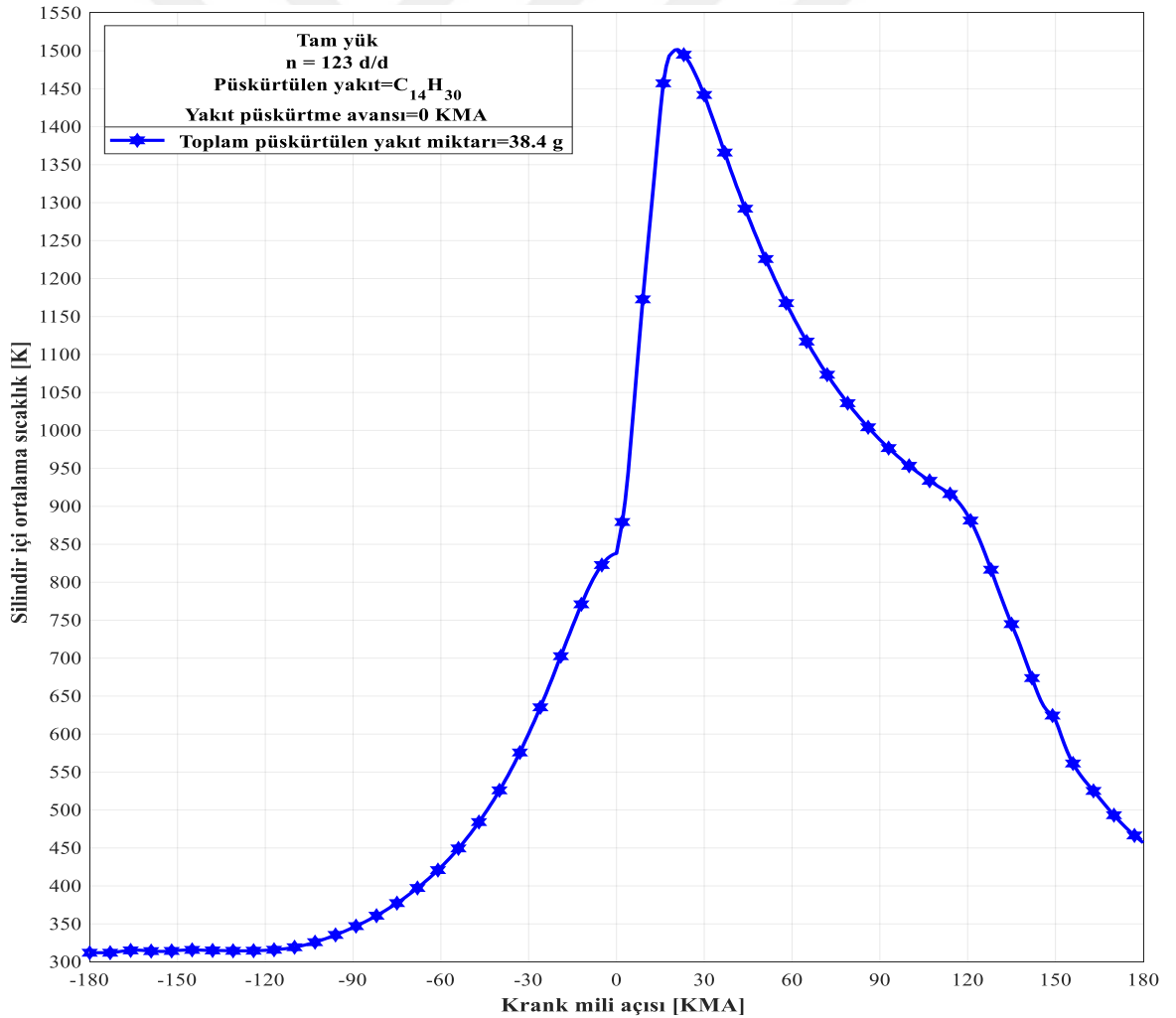
Şekil 3.19. 2 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi



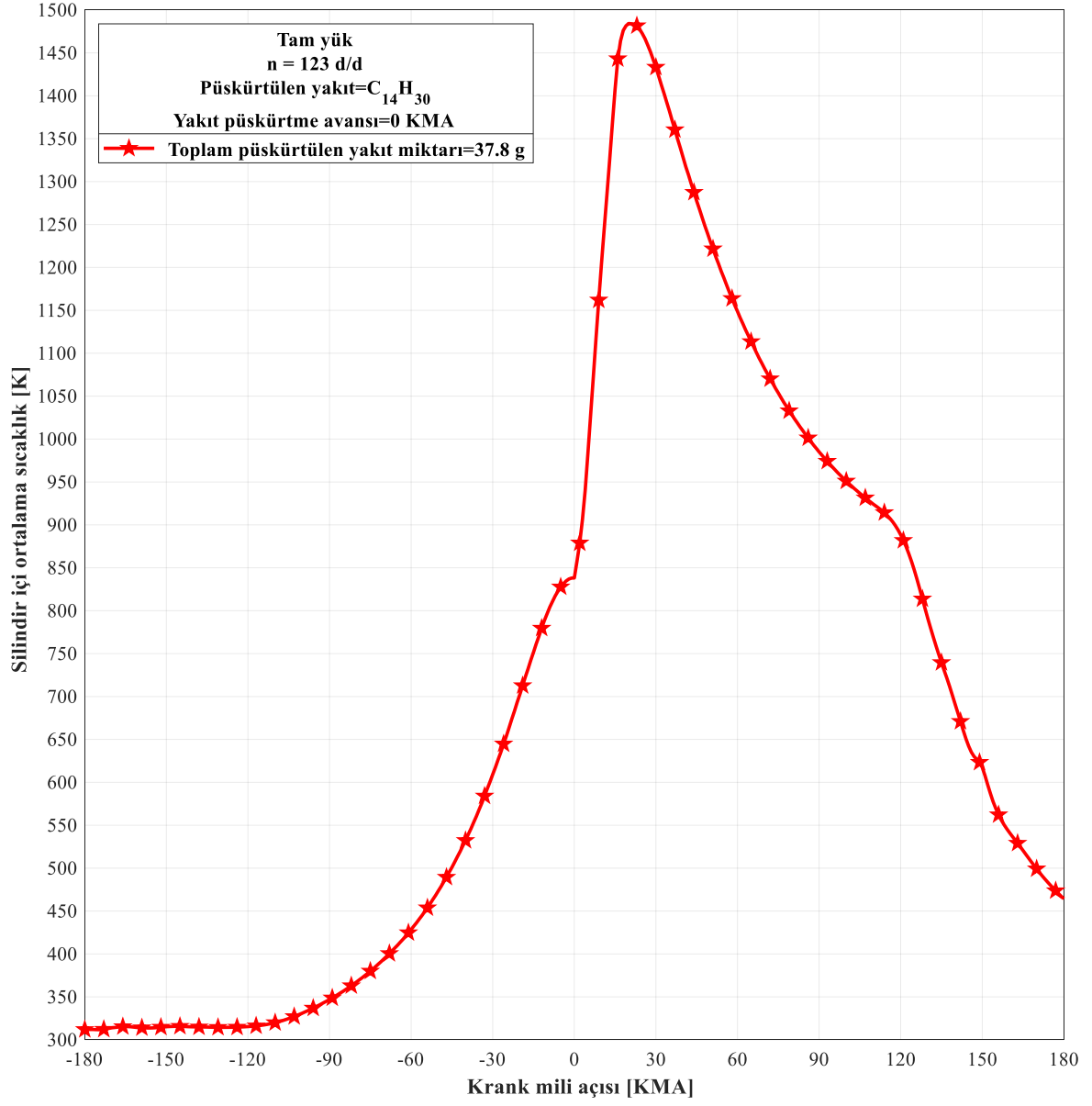
Şekil 3.20. Silindir basınçlarının yakıt püskürtme avanslarına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.5. Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Silindir İçi Gaz Sıcaklıkları Üzerindeki Etkisi

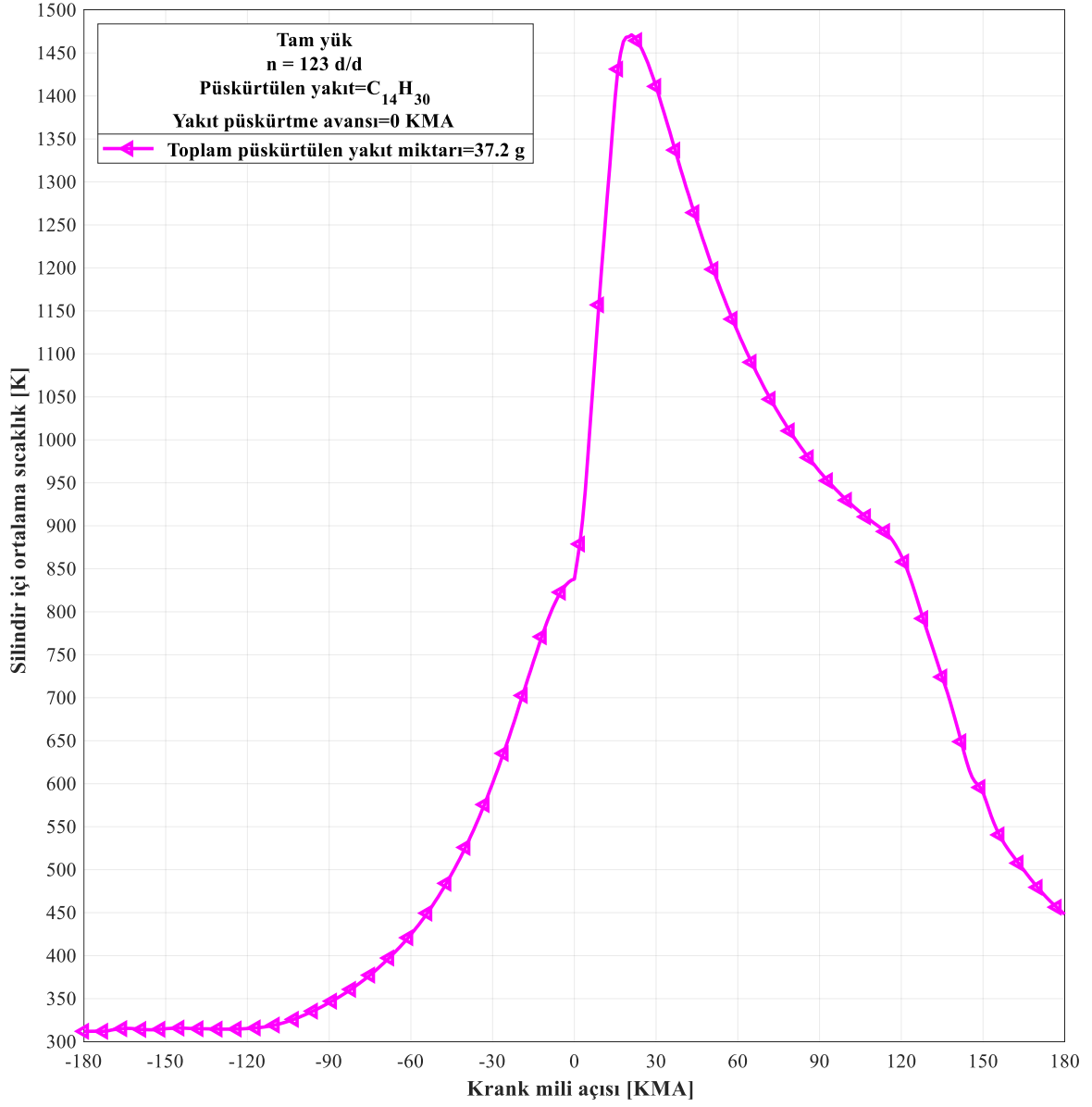
Üç farklı toplam yakıt püskürtme miktarı (38.4, 37.8 ve 37.2 g) için silindir içi gaz sıcaklıklarına etkisi krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.21, Şekil 3.22 ve Şekil 3.23'te verilmiştir. Silindir basınçlarının karşılaştırmalı gösterimi ise Şekil 3.24 ile verilmiştir. Şekil 3.21-3.23 incelendiğinde; silindir içi gaz sıcaklıkların en yüksek değerinin püskürtülen toplam yakıt miktarının 38.4 g'lık değeri için elde edildiği görülmüştür. Püskürtülen yakıt miktarının azalmasıyla birlikte yanma işlemi sonucu silindire giren ısı enerjisi miktarı ve buna bağlı olarak da silindir içindeki gaz sıcaklıkları azalmaktadır. Hesaplama sonucunda maksimum silindir içi gaz sıcaklıkları; 38.4 g için 1501.74 K, 37.8 g için 1484.26 K ve 37.2 g için 1471.13 K şeklinde elde edilmiştir.



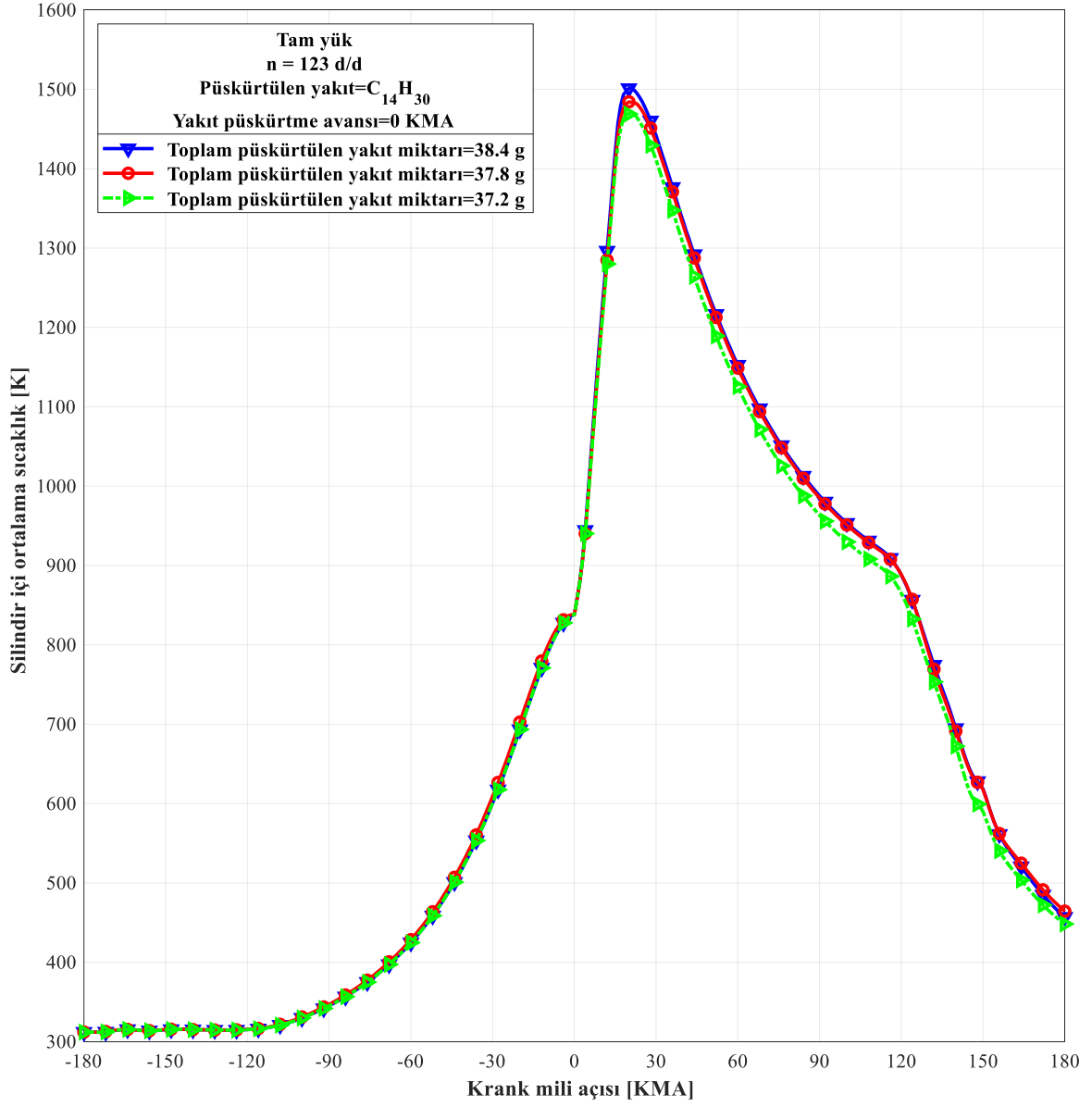
Şekil 3.21. 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir içi sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi



Şekil 3.22. 37.8 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir içi sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi



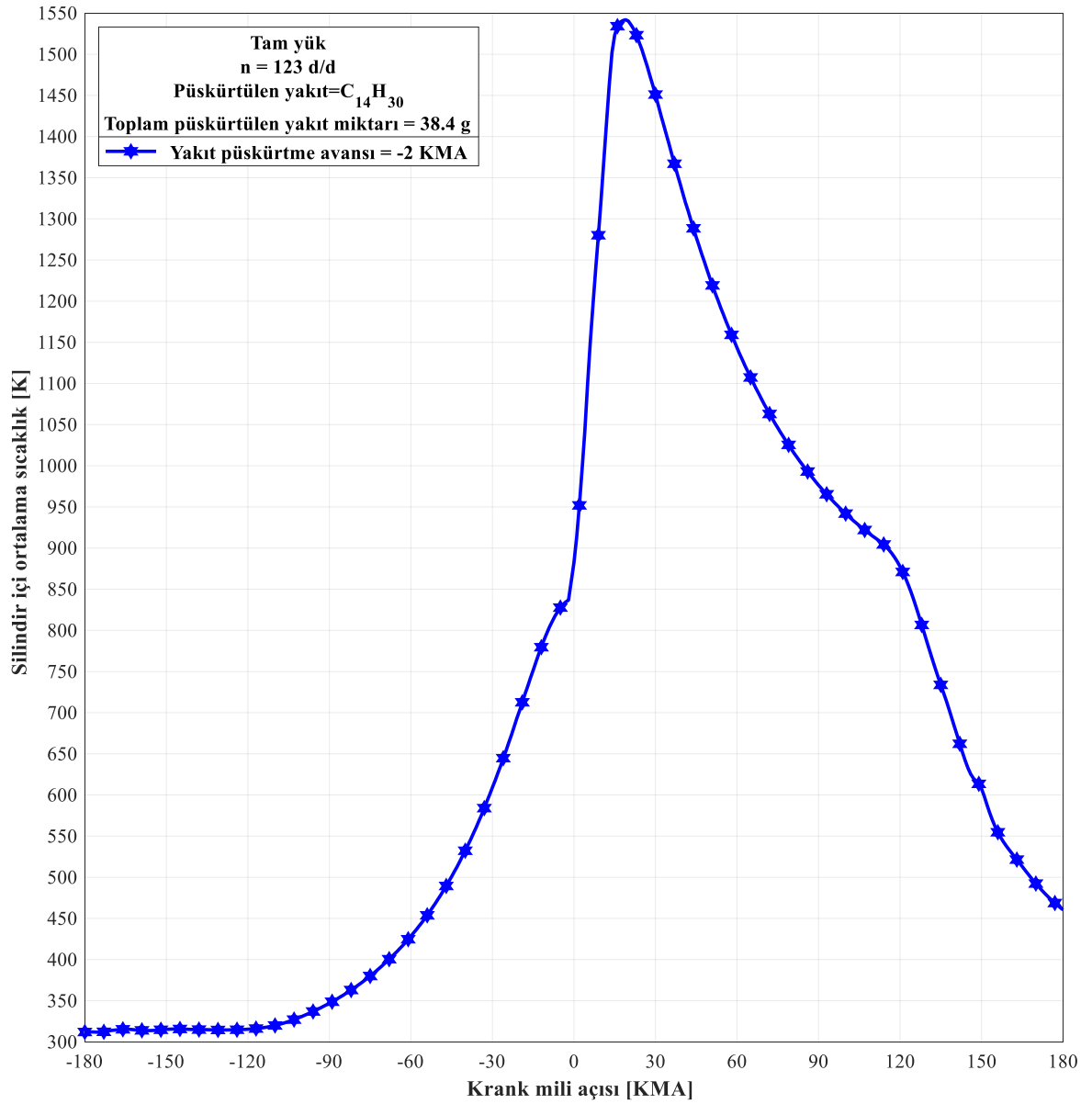
Şekil 3.23. 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için silindir içi sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi



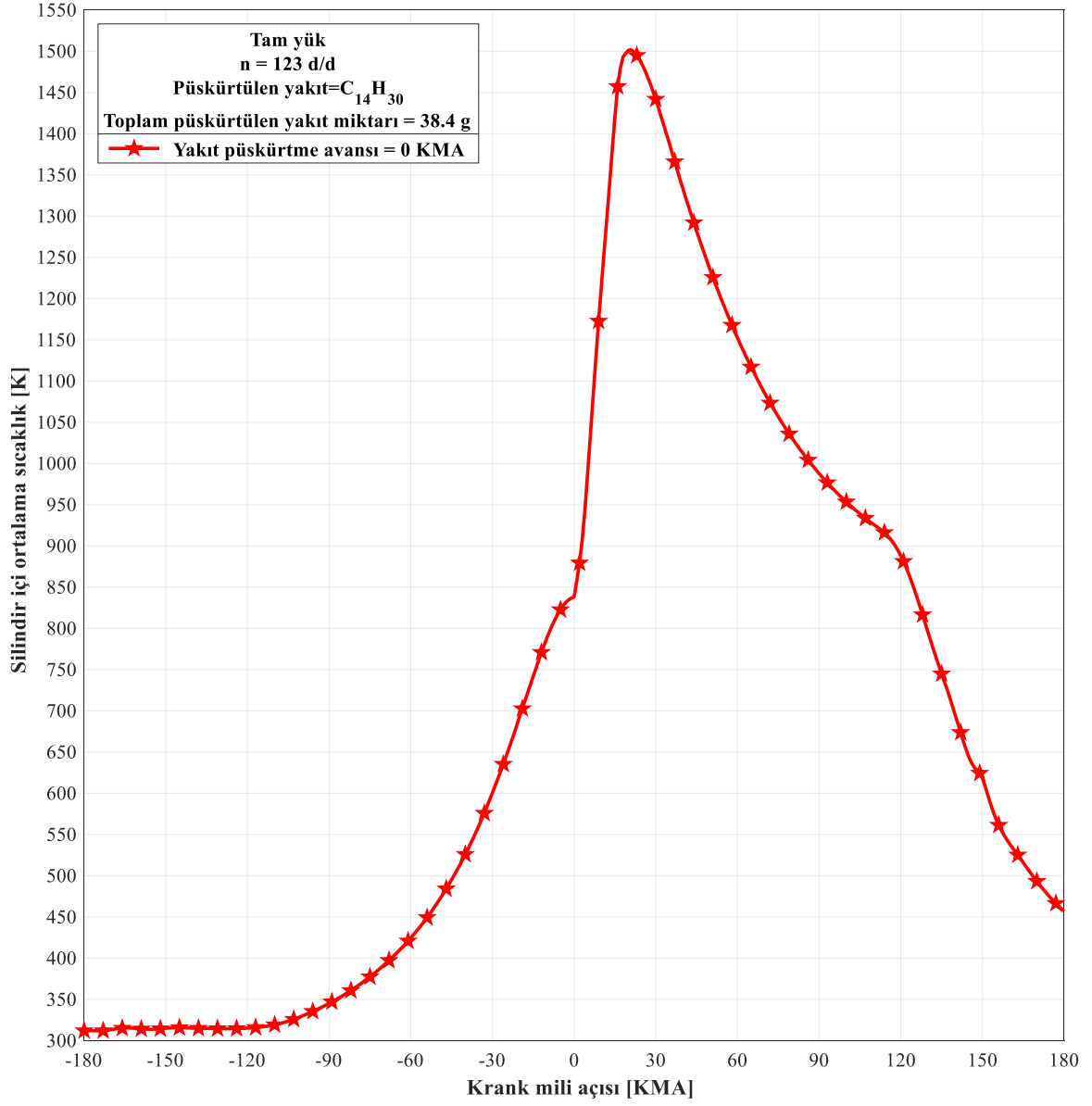
Şekil 3.24. Silindir içi gaz sıcaklık değerlerinin püskürtülen yakıt miktarına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.6. Yakıt Püskürtme Avanslarının Silindir İçi Gaz Sıcaklıkları Üzerindeki Etkisi

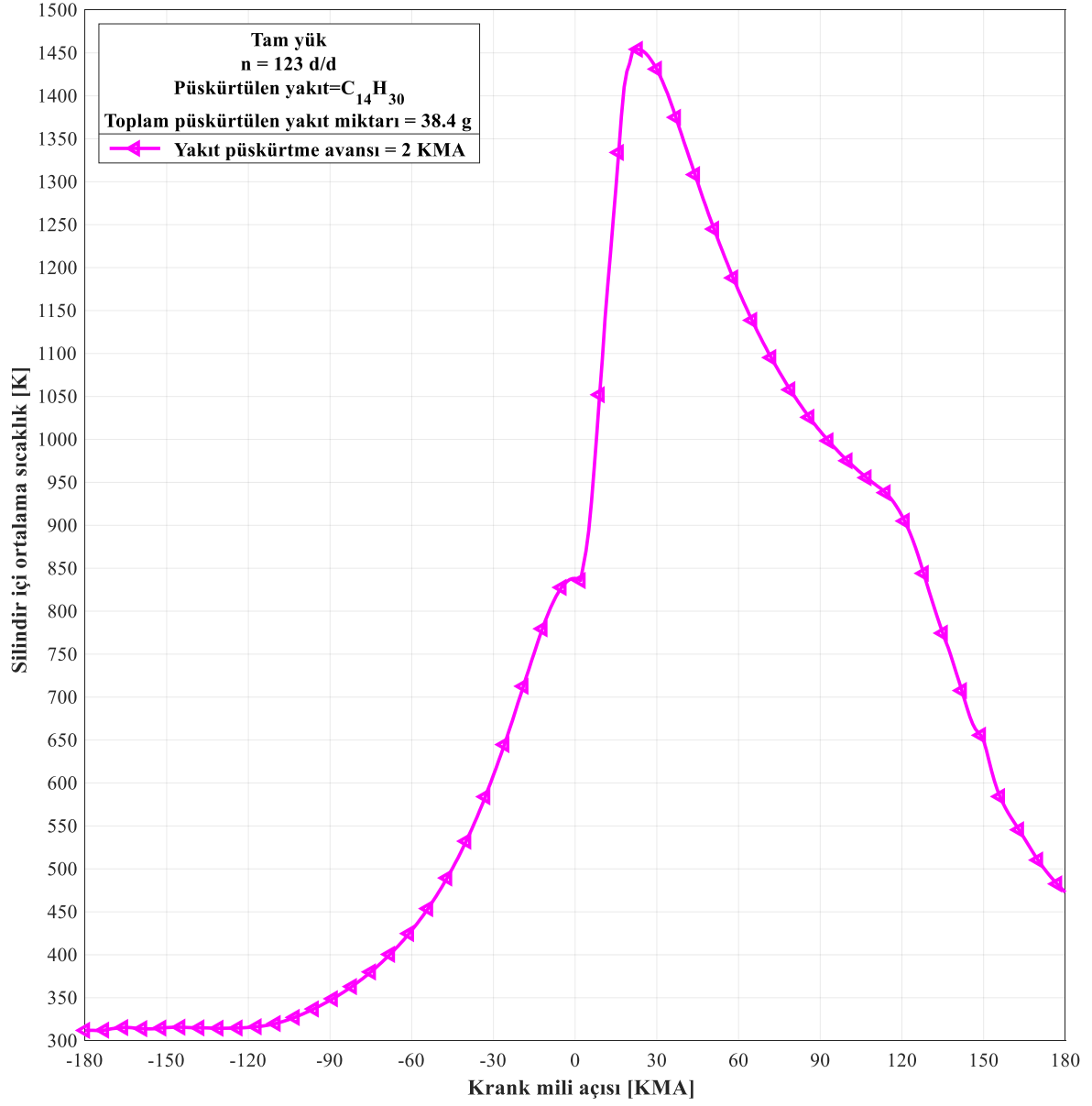
Üç farklı yakıt püskürtme avansı (-2, 0 ve 2 KMA) için silindir içi gaz sıcaklıklarının krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.25, Şekil 3.26 ve Şekil 3.27'de verilmiştir. Silindir içi gaz sıcaklıklarının karşılaştırmalı olarak Şekil 3.28'de verilmiştir. Hesaplama sonucunda maksimum silindir içi gaz sıcaklık değerleri; -2 KMA için 1541.93 K, 0 KMA için 1501.74 K ve 2 KMA için 1454.13 K şeklinde elde edilmiştir.



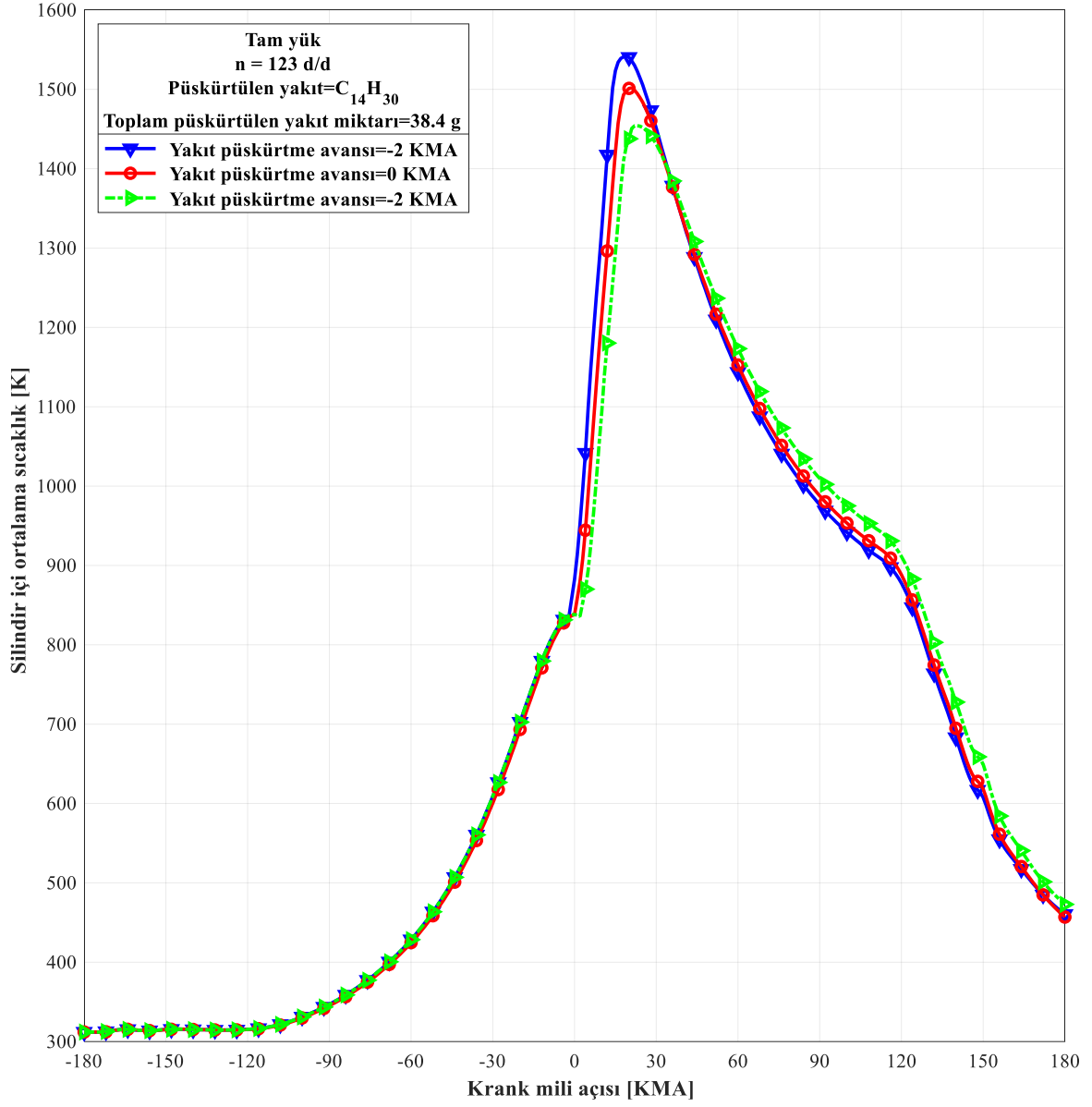
Şekil 3.25. -2 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir içi gaz sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi



Şekil 3.26. 0 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir içi gaz sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi



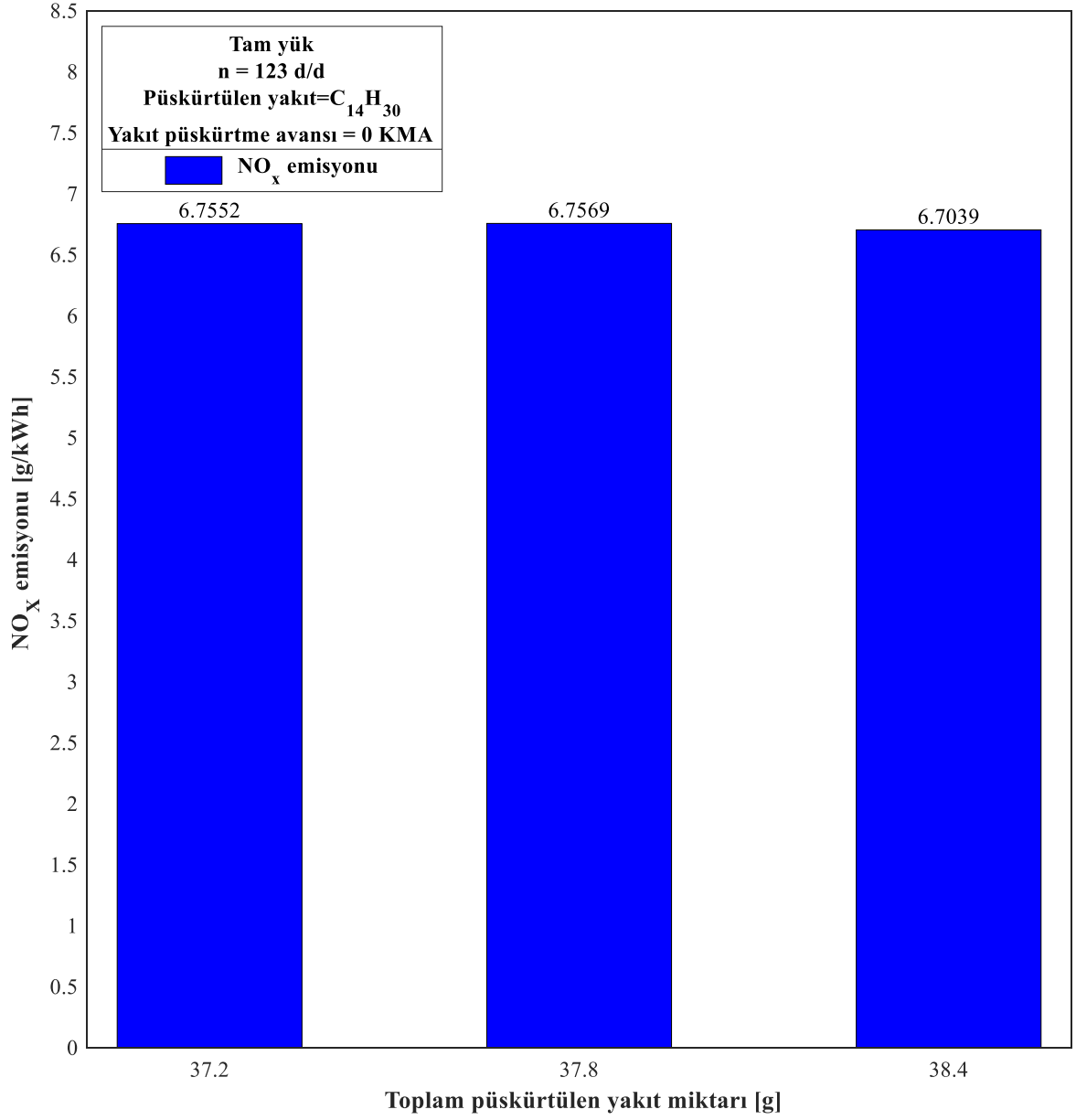
Şekil 3.27. 2 KMA yakıt püskürtme avansı için silindir içi gaz sıcaklık değerlerinin krank mili açısına göre değişimi



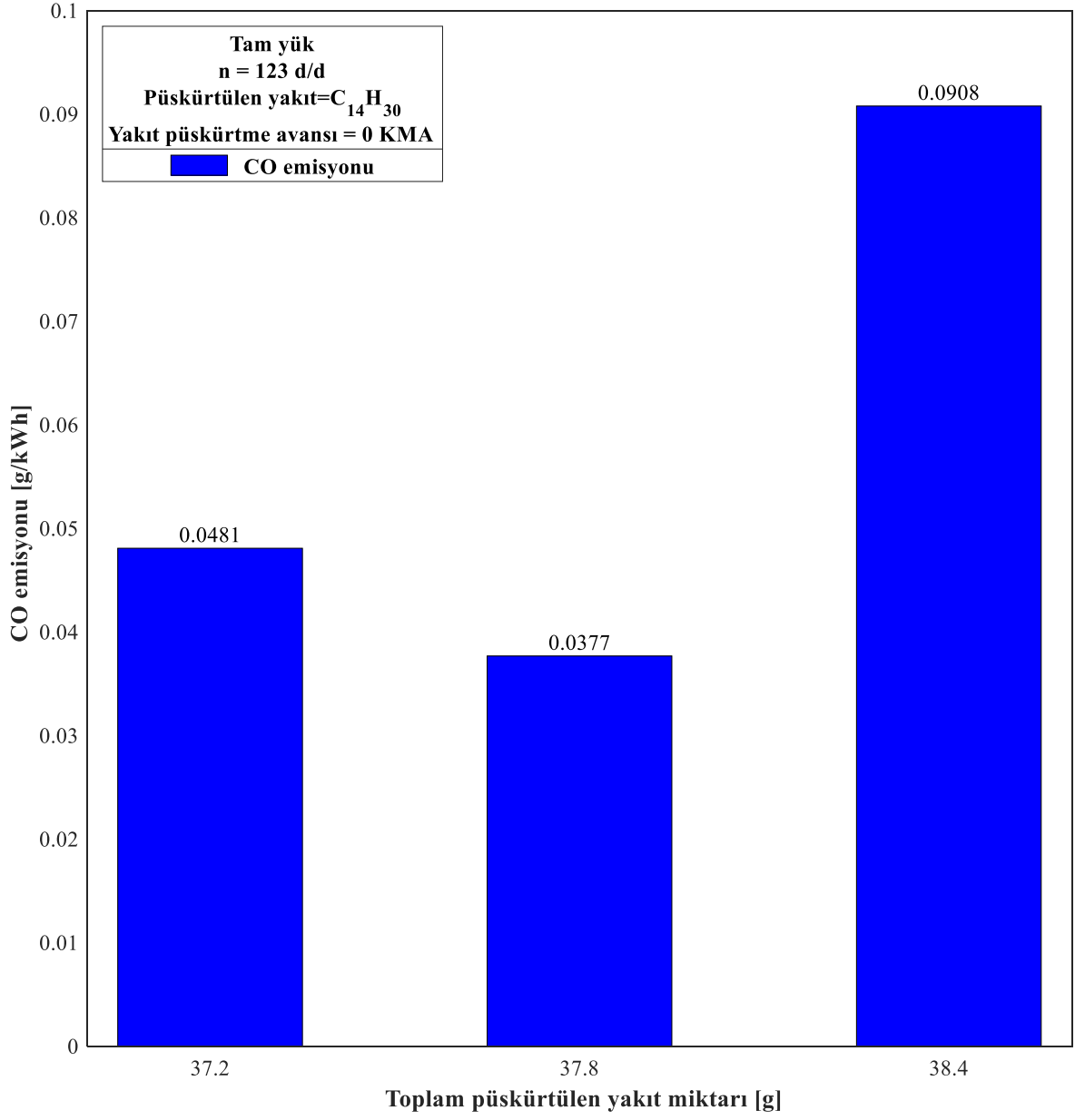
Şekil 3.28. Silindir içi sıcaklık değerlerinin yakıt püskürtme avanslarına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.7. Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Egzoz Emisyon Karakteristikleri Üzerindeki Etkisi

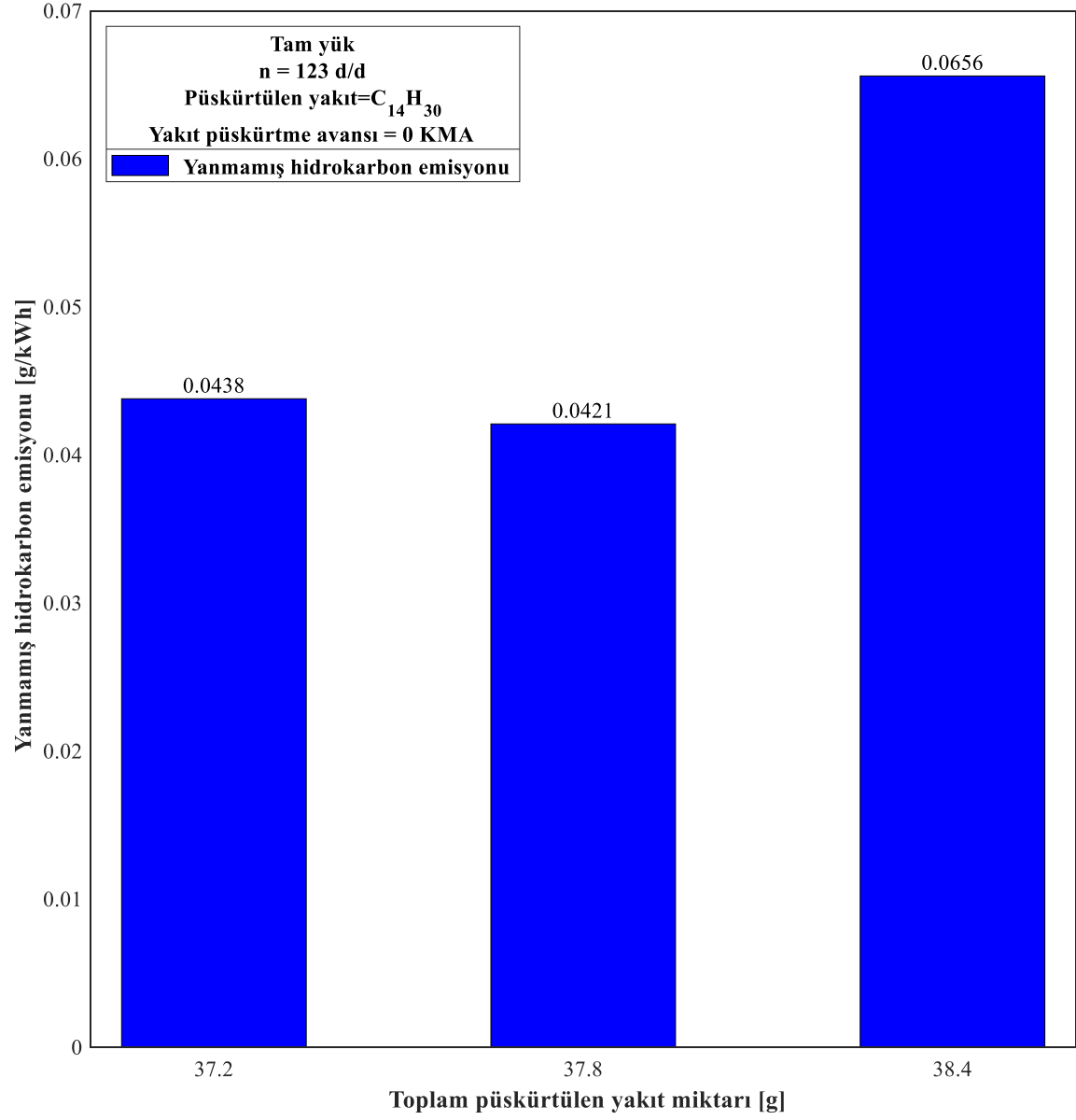
Üç farklı toplam yakıt püskürtme miktarı (38.4, 37.8 ve 37.2 g) için NO_x , CO, yanmamış hidrokarbon ve is emisyon karakteristiklerinin krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.29, Şekil 3.30, Şekil 3.31 ve Şekil 3.32'de verilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan NO_x emisyonu değerleri; 38.4 g için 6.7039 g/kWh, 37.8 g için 6.7569 g/kWh ve 37.2 g için 6.7552 g/kWh şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan CO emisyonu değerleri; 38.4 g için 0.0908 g/kWh, 37.8 g için 0.0377 g/kWh ve 37.2 g için 0.0481 g/kWh şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan yanmamış hidrokarbon emisyonu değerleri; 38.4 g için 0.0656 g/kWh, 37.8 g için 0.0421 g/kWh ve 37.2 g için 0.0438 g/kWh şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan is emisyonu değerleri; 38.4 g için 0.0011 g/kWh, 37.8 g için 0.0012 g/kWh ve 37.2 g için 0.0014 g/kWh şeklinde elde edilmiştir.



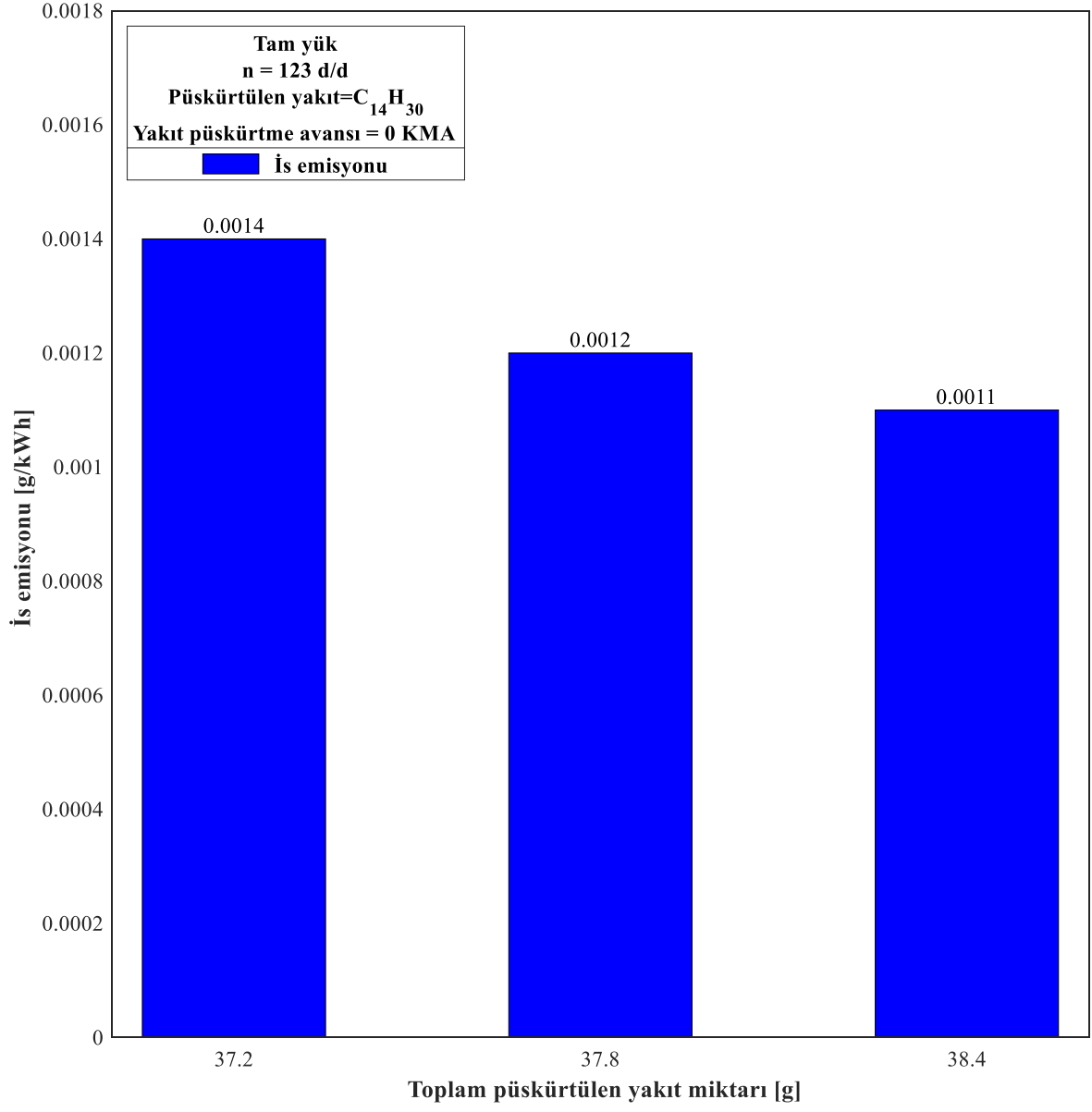
Şekil 3.29. NO_x emisyonlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması



Şekil 3.30. CO emisyonlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması



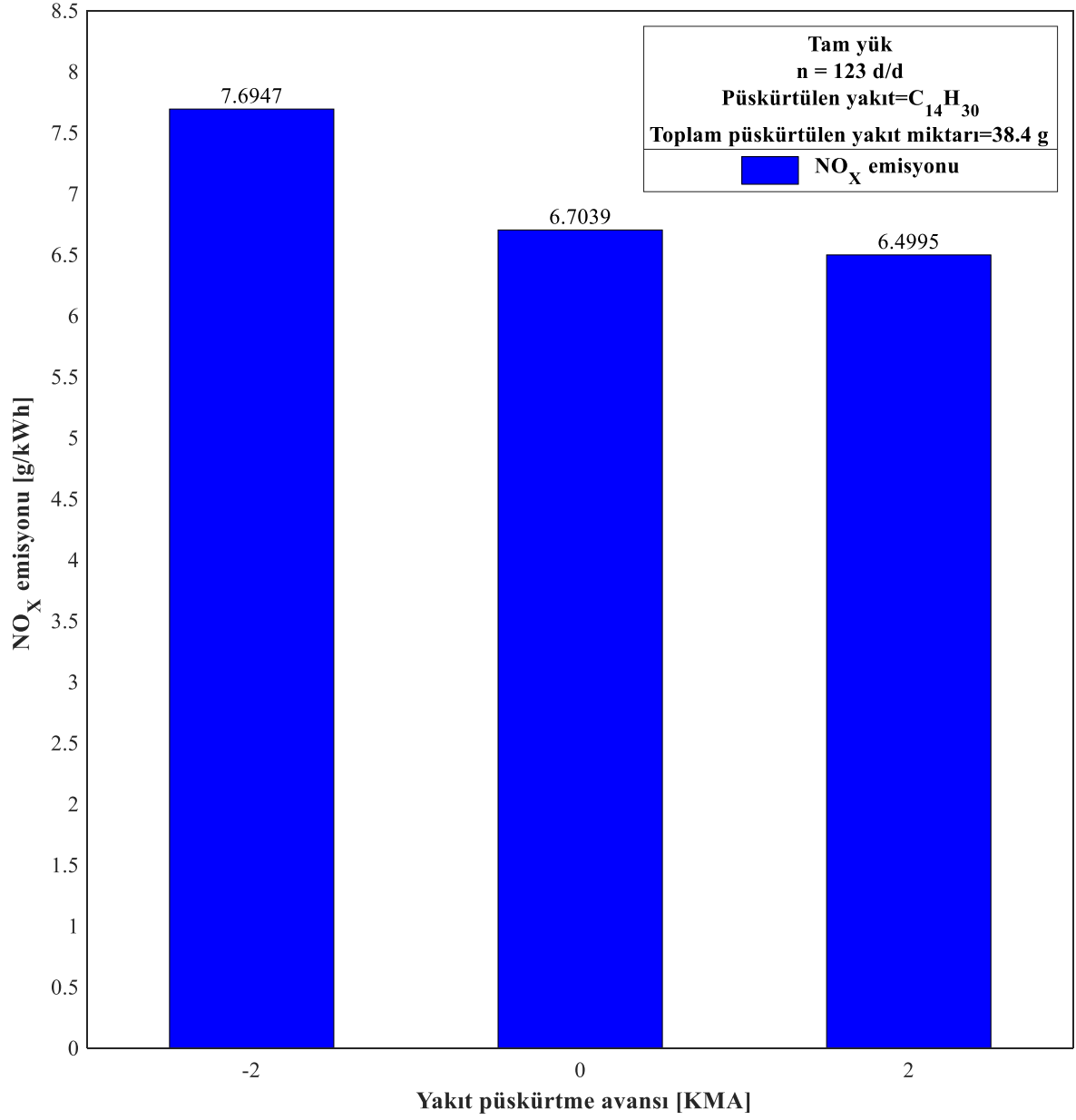
Şekil 3.31. Yanmamış hidrokarbon emisyonlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması



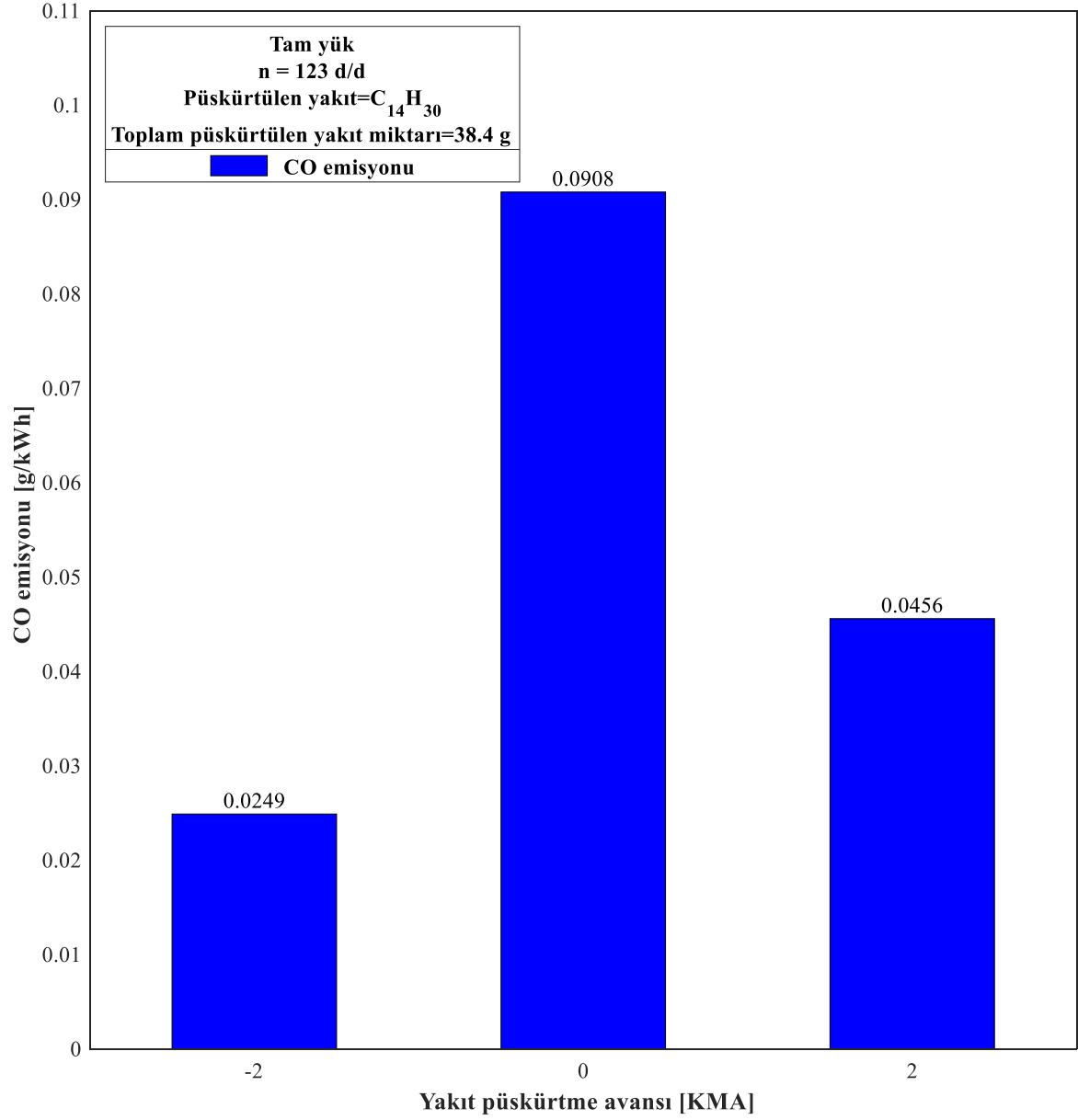
Şekil 3.32. İs emisyonlarının toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması

3.3.8. Yakıt Püskürtme Avansının Egzoz Emisyon Karakteristikleri Üzerindeki Etkisi

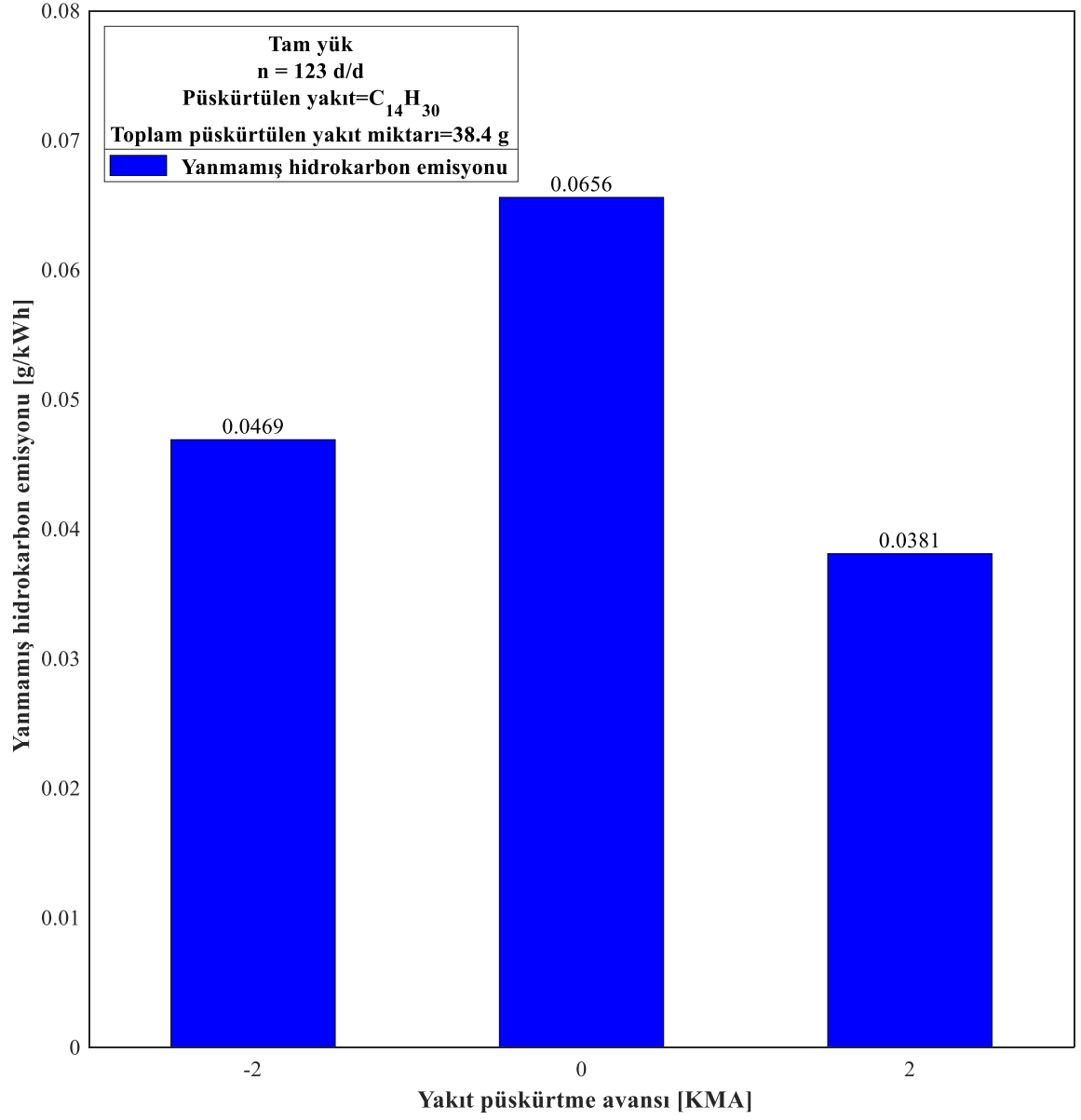
Üç farklı yakıt püskürtme avansı (-2, 0 ve 2 KMA) için NO_x , CO, yanmamış hidrokarbon ve is emisyon karakteristiklerinin krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.33, Şekil 3.34, Şekil 3.35 ve Şekil 3.36'da verilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan NO_x emisyonu değerleri; -2 KMA g için 7.6947 g/kWh, 0 KMA için 6.7039 g/kWh ve 2 KMA için 6.4995 g/kWh şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan CO emisyonu değerleri; -2 KMA g için 0.0249 g/kWh, 0 KMA için 0.0908 g/kWh ve 2 KMA için 0.0456 g/kWh şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan yanmamış hidrokarbon emisyonu değerleri; -2 KMA g için 0.0469 g/kWh, 0 KMA için 0.0656 g/kWh ve 2 KMA için 0.0381 g/kWh şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan is emisyonu değerleri; -2 KMA g için 0.0001 g/kWh, 0 KMA için 0.0011 g/kWh ve 2 KMA için 0.0009 g/kWh şeklinde elde edilmiştir.



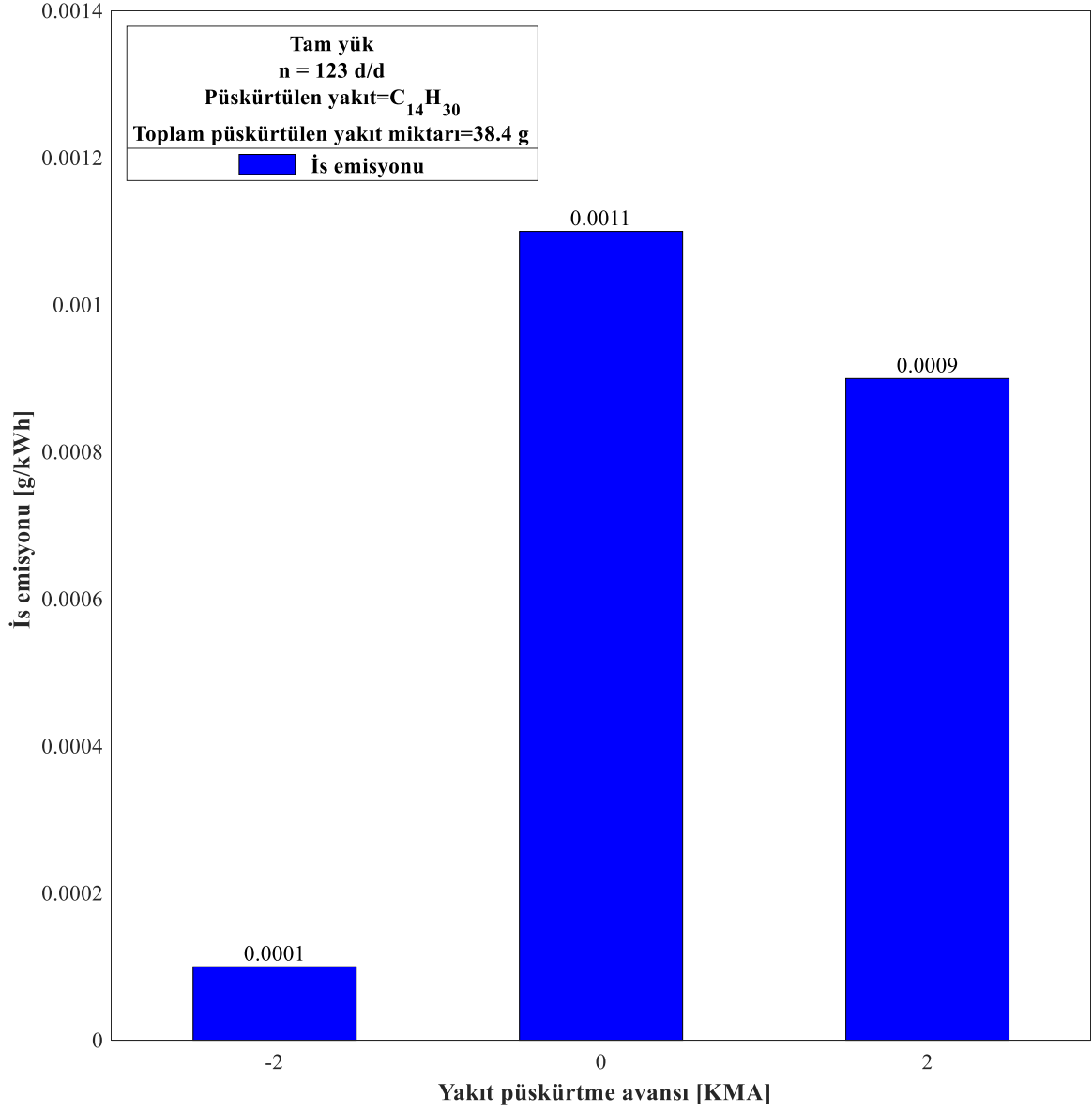
Şekil 3.33. NO_x emisyonlarının yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması



Şekil 3.34. CO emisyonlarının yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması



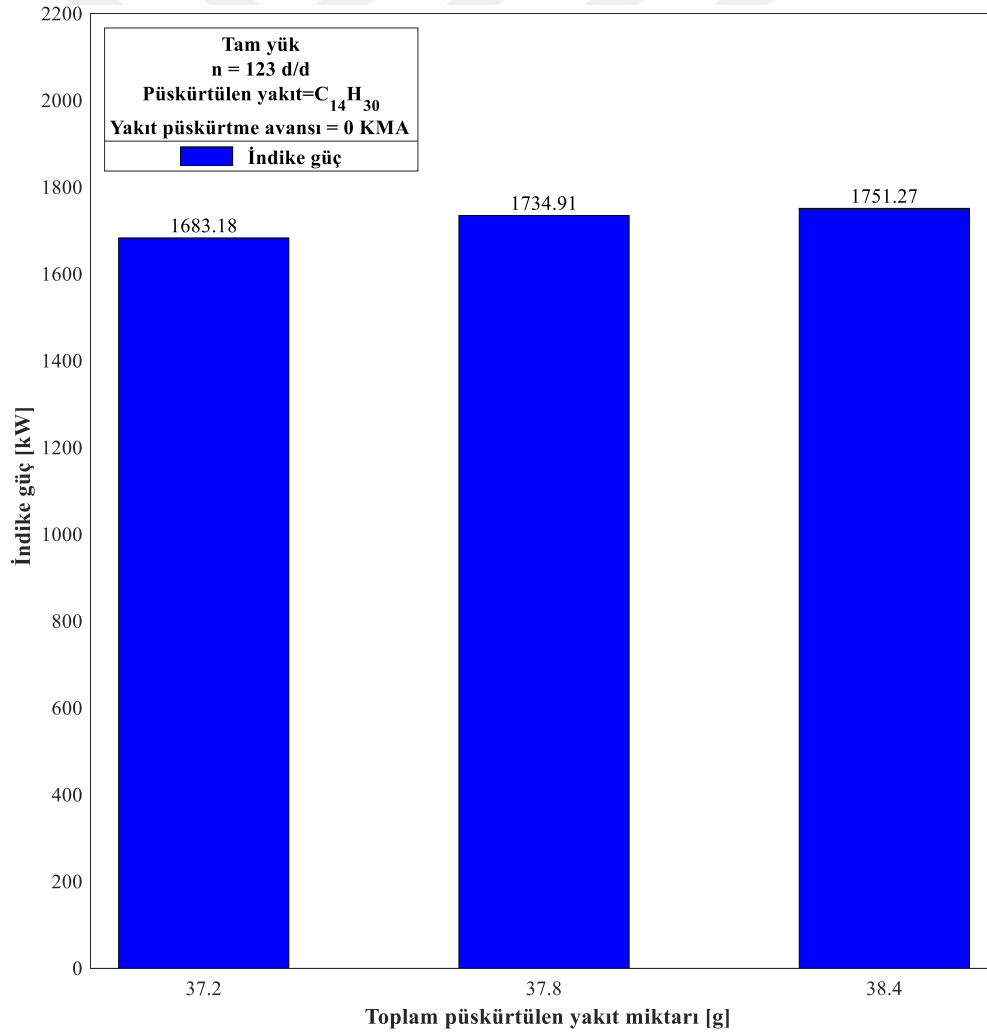
Şekil 3.35. Yanmamış hidrokarbon emisyonlarının yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması



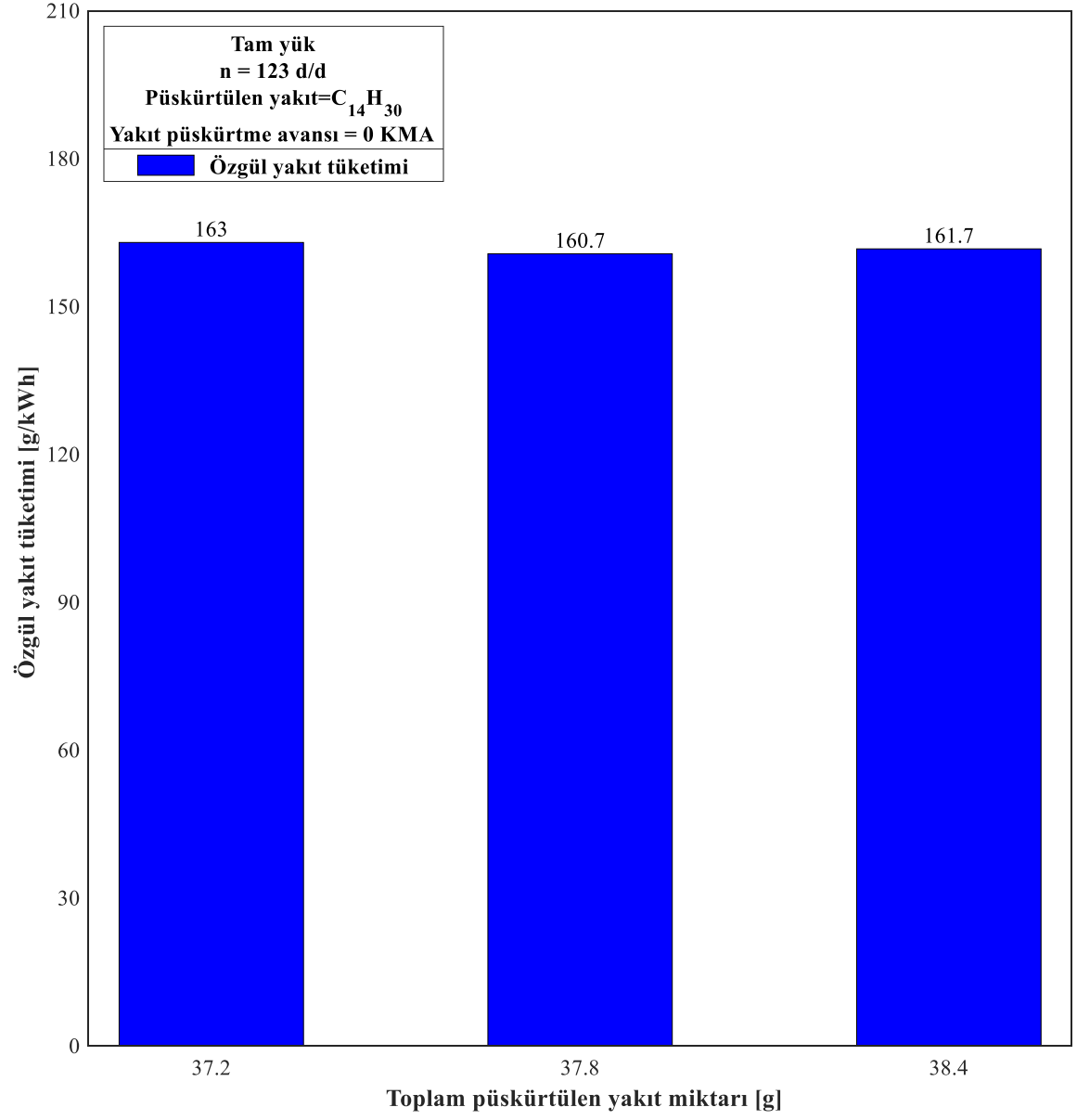
Şekil 3.36. İs emisyonlarının yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması

3.3.9. Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Motor Performans Karakteristikleri Üzerindeki Etkisi

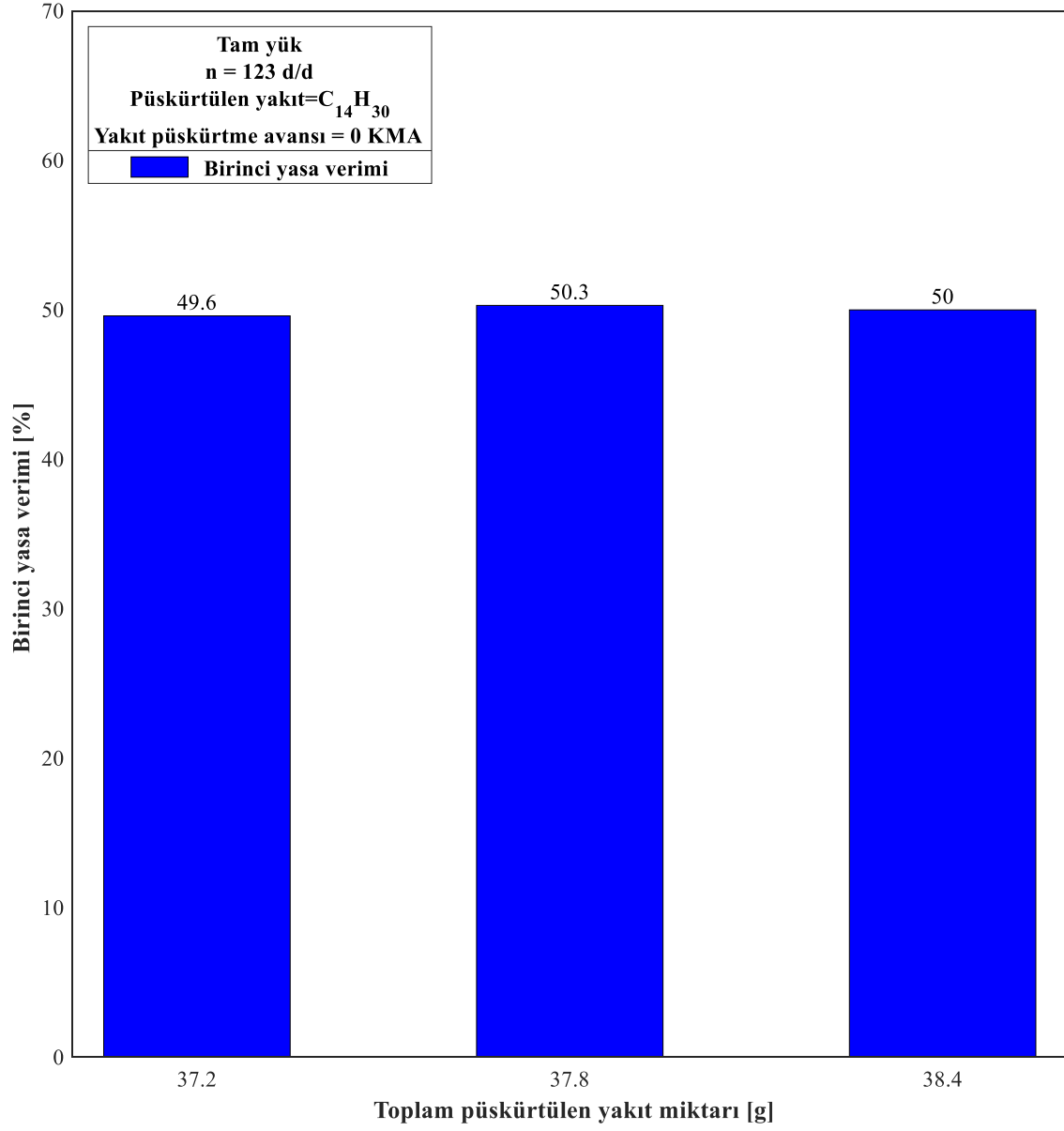
Üç farklı toplam yakıt püskürtme miktarı (38.4, 37.8 ve 37.2 g) için motor performans karakteristiklerinin (indike güç, özgül yakıt tüketimi ve birinci yasa verimi) krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.37, Şekil 3.38 ve Şekil 3.39'da verilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan indike güç değerleri; 38.4 g için 1751.27 kW, 37.8 g için 1734.91 kW ve 37.2 g için 1683.18 kW şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan özgül yakıt tüketimi değerleri; 38.4 g için 161.7 g/kWh, 37.8 g için 160.7 g/kWh ve 37.2 g için 163 g/kWh şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan birinci yasa verimi değerleri; 38.4 g için %, 50 37.8 g için % 50.3 ve 37.2 g için % 49.6 şeklinde elde edilmiştir.



Şekil 3.37. İndike güç değerlerinin toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması



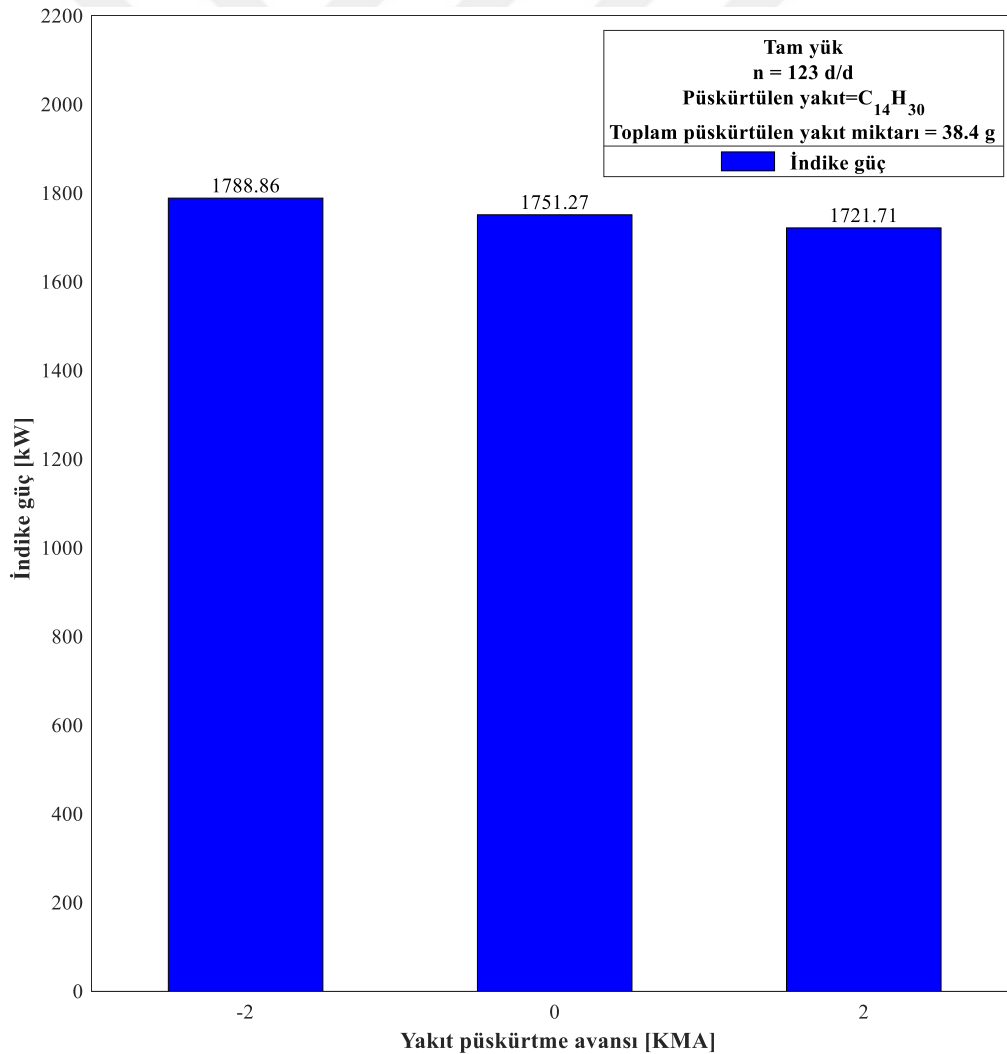
Şekil 3.38. Özgöl yakıt tüketimi değerlerinin toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması



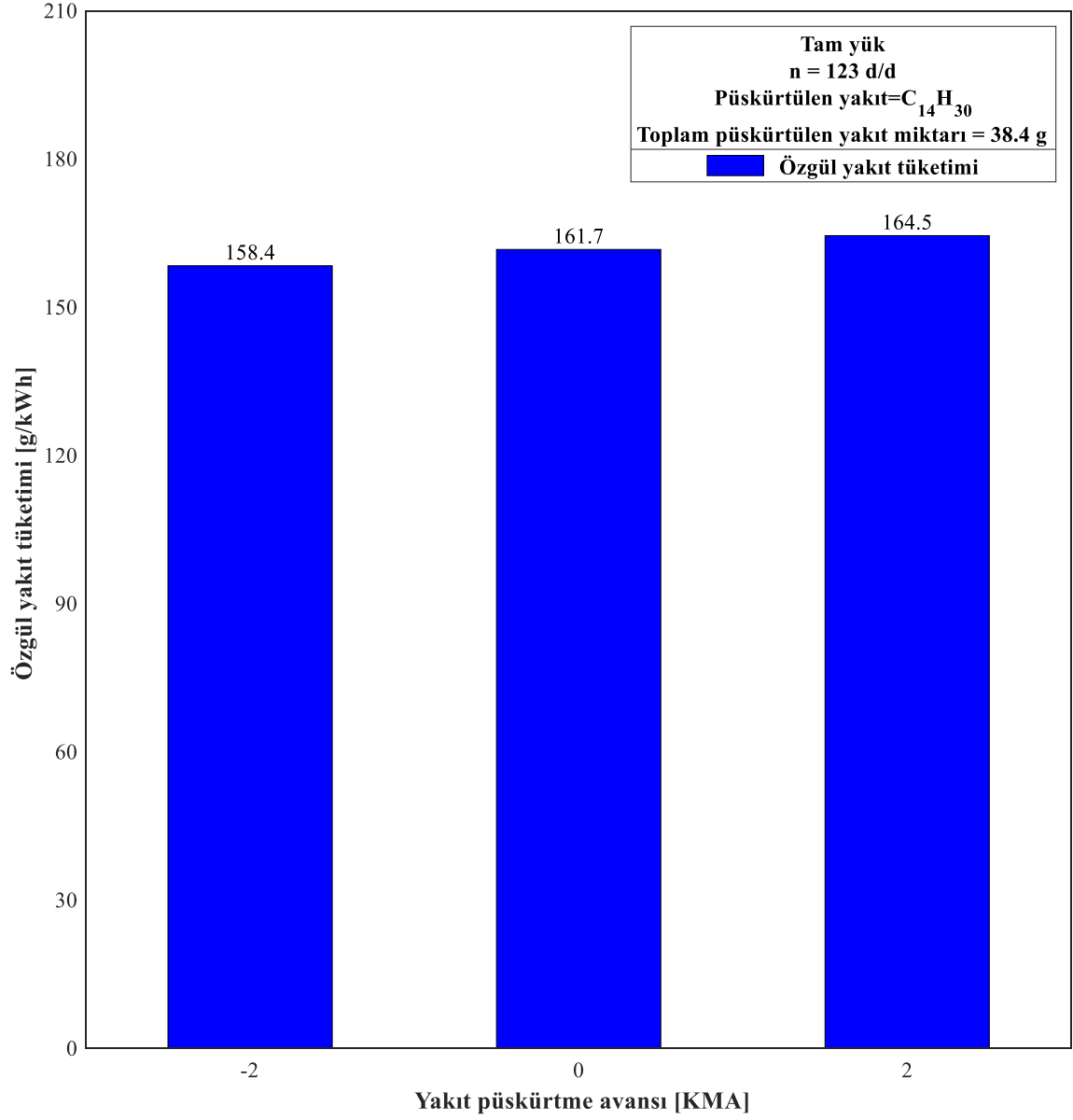
Şekil 3.39. Birinci yasa verimi değerlerinin toplam püskürtülen yakıt miktarlarına göre karşılaştırılması

3.3.10. Yakıt Püskürtme Avansının Motor Performans Karakteristikleri Üzerindeki Etkisi

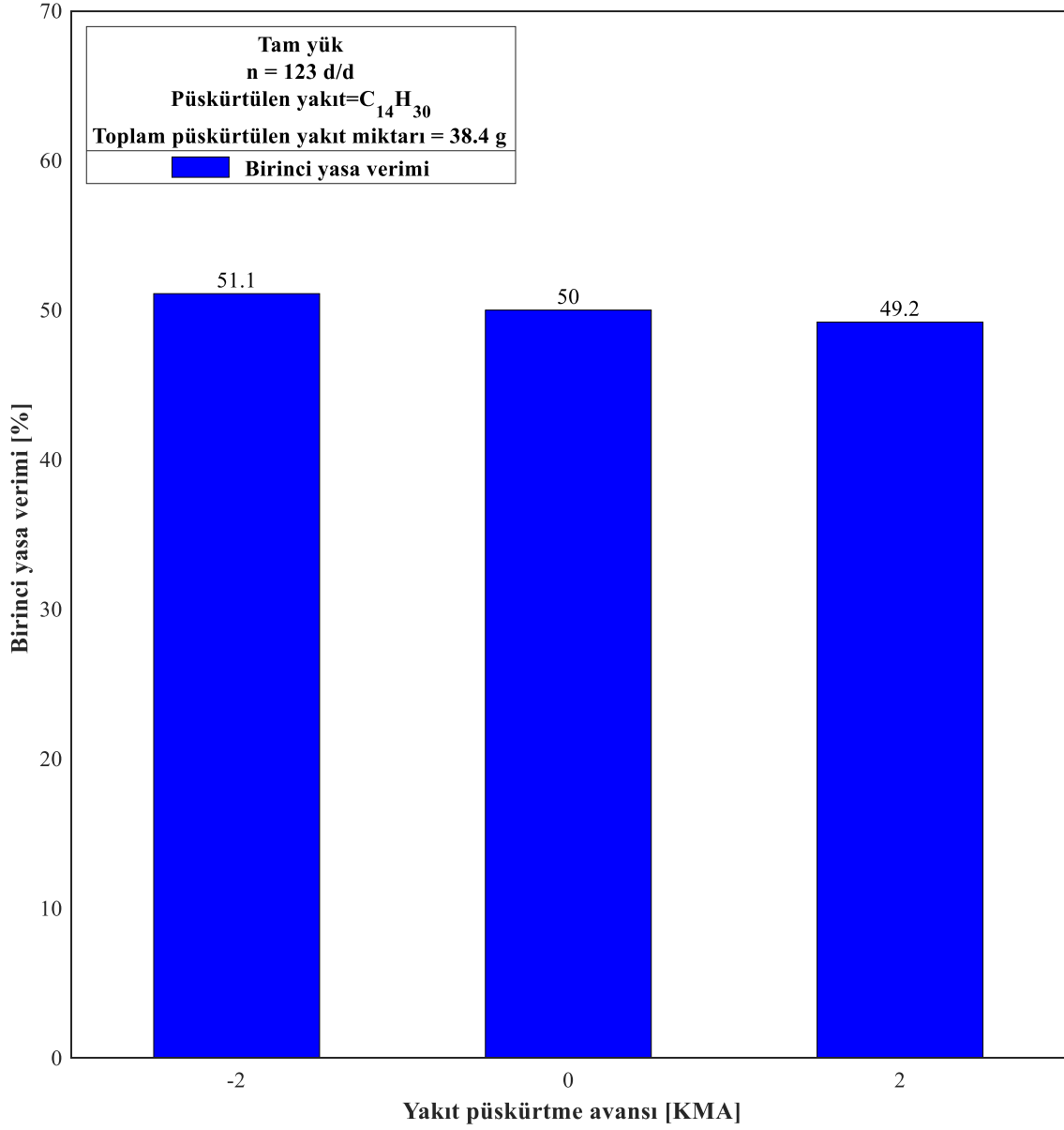
Üç farklı yakıt püskürtme avansı (-2, 0 ve 2 KMA) için motor performans karakteristiklerinin (indike güç, özgül yakıt tüketimi ve birinci yasa verimi) krank mili açısına göre değişimi, sırasıyla; Şekil 3.40, Şekil 3.41 ve Şekil 3.42'de verilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan indike güç değerleri; -2 KMA için 1788.86 kW, 0 KMA için 1751.27 kW ve 2 KMA için 1721.71 kW şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan özgül yakıt tüketimi değerleri; -2 KMA için 158.4 g/kWh, 0 KMA için 161.7 g/kWh ve 2 KMA için 164.5 g/kWh şeklinde elde edilmiştir. Hesaplama sonucunda çevrim sonunda hesaplanan birinci yasa verimi değerleri; -2 KMA için % 51.1, 0 KMA için % 50 ve 2 KMA için % 49.2 şeklinde elde edilmiştir.



Şekil 3.40. İndike güç değerlerinin yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması



Şekil 3.41. Özgül yakıt tüketimi değerlerinin yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması



Şekil 3.42. Birinci yasa verimi değerlerinin yakıt püskürtme avanslarına göre karşılaştırılması

3.4. İki Zamanlı Gemi Dizel Makinesinde Ekserji Analizi Çalışmaları

Bu bölümde, iki zamanlı gemi dizel makinesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği verilerine dayalı olarak gerçekleştirilen ekserji analizinin bulgularına yer verilmiştir. İlk olarak; iki zamanlı gemi dizel makinesi HAD modelinin doğrulanması sürecinde göz önüne alınan koşullar altında elde edilen veriler kullanılarak, ekserji terimlerinin türev ifadelerinin değerleri ve toplam ekserji değerlerinin krank mili açısına göre değişimleri verilmiştir. Ekserji analizinin parametrik çalışması ise; çevrim başına püskürtülen toplam yakıt miktarı ile yakıt püskürtme zamanlamasının üç farklı değeri için HAD modelinin optimum ağ yapısında gerçekleştirilmiştir. Tüm hesaplamalar Matlab programı ile yapılmıştır. Hesaplama işlemlerinde; literatüre de uygun olacak şekilde, gemi makinesinin yanma odası için kapalı sistem yaklaşımı benimsenmiştir (Rakopoulos vd., 2020).

3.4.1. Ekserji Terimlerinin Karakterizasyonu

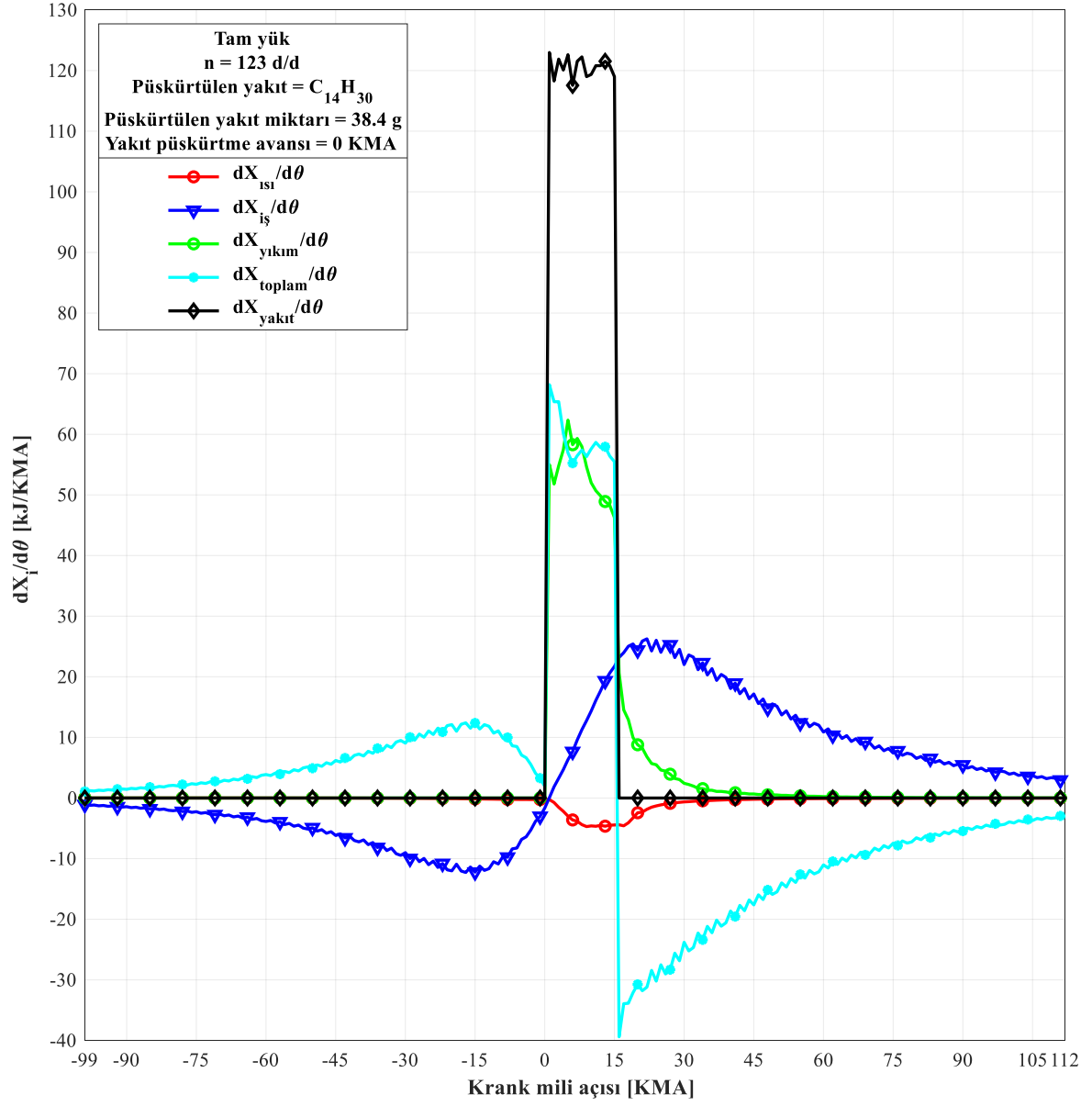
Bu bölümde; ekserji türev terimleri ($dX_i/d\theta$) ve toplam ekserji terimlerinin (X_i) krank mili açısına göre değişimleri, HAD modeli doğrulama koşulları altında incelenmiştir. Ekserji terimlerinin karakteristik değişimleri; sırasıyla Şekil 3.43 ve Şekil 3.44'te gösterilmiştir. Rakopoulos ve Giakoumis (2006) ile Rakopoulos vd. (2020)'nin çalışmaları ile yapılan karşılaştırmalar neticesinde; sunulan bu tez çalışmasından ekserji terimleri için elde edilen değişim karakteristiklerinin literatür ile uyumlu olduğu görülmüştür.

İki zamanlı gemi dizel makinesinin kapalı çevriminin başlangıcında; silindir içerisindeki gaz karışımının ekserjisi egzoz supabı kapandıktan sonra silindir içinde kalan havanın ekserji değerine eşit olmaktadır. Yanma işleminin başlangıcına kadar, sıkıştırma zamanı boyunca ise piston tarafından sağlanan iş silindirin içerisindeki hava dolgununun ekserjisinde artış meydana getirmektedir. Piston tarafından yapılan iş ekserjisinin sıkıştırma zamanı boyunca negatif değerler alması, sistem sınırından içeri giren işin negatif işaretli olarak kabul edilmesinden kaynaklanmaktadır. Silindir içerisine giren taze dolgunun (hava) sıcaklığı silindir duvar sıcaklığından daha düşük değerde olması nedeniyle çevrimin ilk kısmına yakın zaman aralığında; silindir içerisindeki gaz karışımına ısı transferinden kaynaklı ekserji geçişi olmaktadır. Sıkıştırma işleminin belli bir aşamasından sonra silindirdeki taze dolgunun sıcaklığı duvar sıcaklığından daha yüksek değer alacağından; ekserji geçişini yönü değişmektedir.

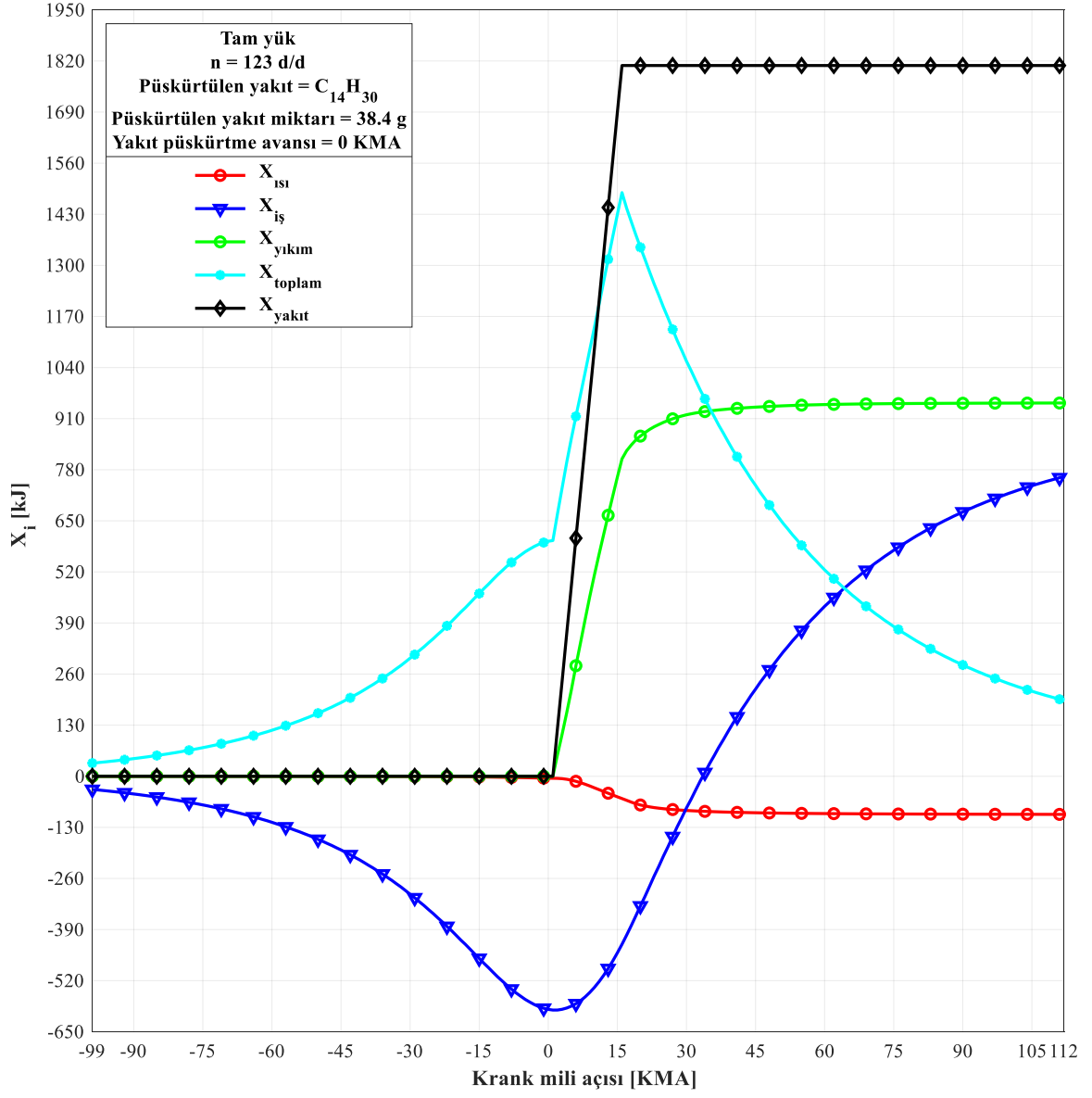
Yakıtın yanmaya başlaması ile birlikte; silindir içerisindeki dolgu sıcaklığında ve basıncında büyük bir artış meydana gelmekte ve tersinmezlik oranı aniden yükselişe geçmektedir. Yanma işleminin ilerlemesi silindire giren ısı enerjisini artırmakta bu da ekserjinin artmasını sağlamaktadır. Silindir içindeki sıcaklık artışı, silindir duvarına olan ısı transferinin de artmasına neden olmaktadır. Sıkıştırma ve çoğunlukla da yanma zamanı boyunca silindir içerisindeki gazın depolamış olduğu enerji, silindir içerisindeki gazın ekserjisinde bir düşüşe sebep olsa da iş şeklinde geriye dönmektedir. Isı transfer ekserjisindeki ve tersinmezlikteki artış her zaman ekserji denge eşitliği tarafından ayarlanan sınırlar içerisinde kalmaktadır.

Genişleme zamanı boyunca yanma işleminden kaynaklı ekserji yıkımı değişim oranı, püskürtülen yakıtın kimyasal ekserji değişim oranı ve silindir duvarlarından çevreye ısı transferi kaynaklı ekserji türev terimi sıfır değerini almaktadır. Çünkü; genişleme işlemi sürecinde yakıt püskürtme işlemi tamamlanmış olduğundan yanma işlemi kaynaklı tersinmezlikler sıfır değerini almaktadır.

Şekil 3.44 toplam ekserji değerlerinin krank mili açısına göre değişimini göstermektedir. Genişleme işlemi sürecinde; kümülatif püskürtülen yakıt ekserjisi, kümülatif ekserji yıkımı ve kümülatif silindir duvarlarından çevreye olan ısı transferi ekserjisi değerlerinin sabit olması ekserji türev terimi değerlerinin sıfır olmasından kaynaklanmaktadır. Yanma ve genişleme işlemi boyunca; silindir içerisindeki gazlar tarafından üretilen indike iş $dX_{i\dot{}}/d\theta$ teriminin pozitif değer almasını sağlamaktadır.



Şekil 3.43. En uygun operasyon durumu için silindir içi gaz karışımının ekserji değişim oranı değerlerinin krank mili açısına göre değişimi



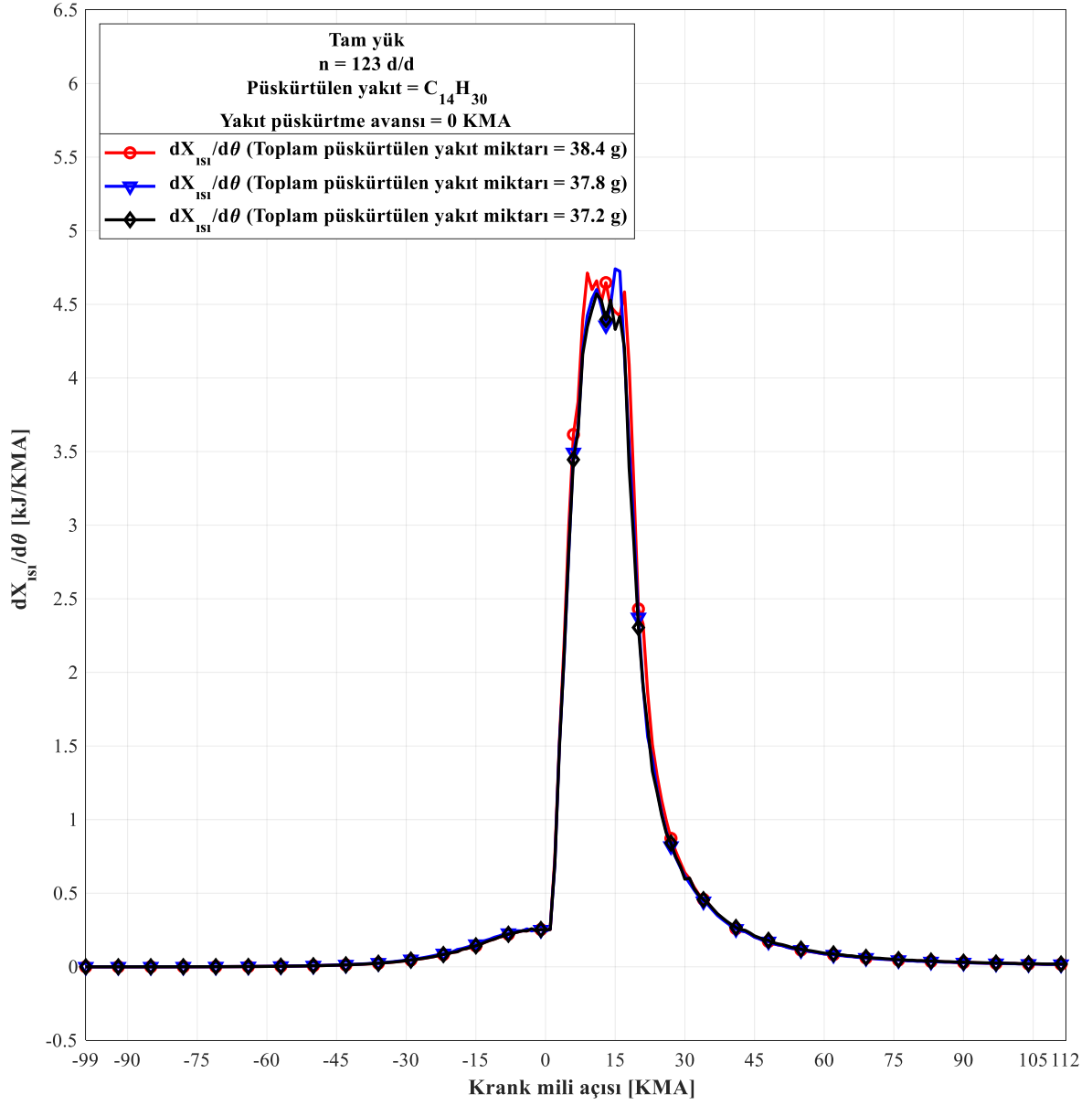
Şekil 3.44. En uygun operasyon durumu için silindir içi gaz karışımının kümülatif ekserji değerlerinin krank mili açısına göre değişimi

3.4.2. Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Ekserji Terimleri Üzerindeki Etkisi

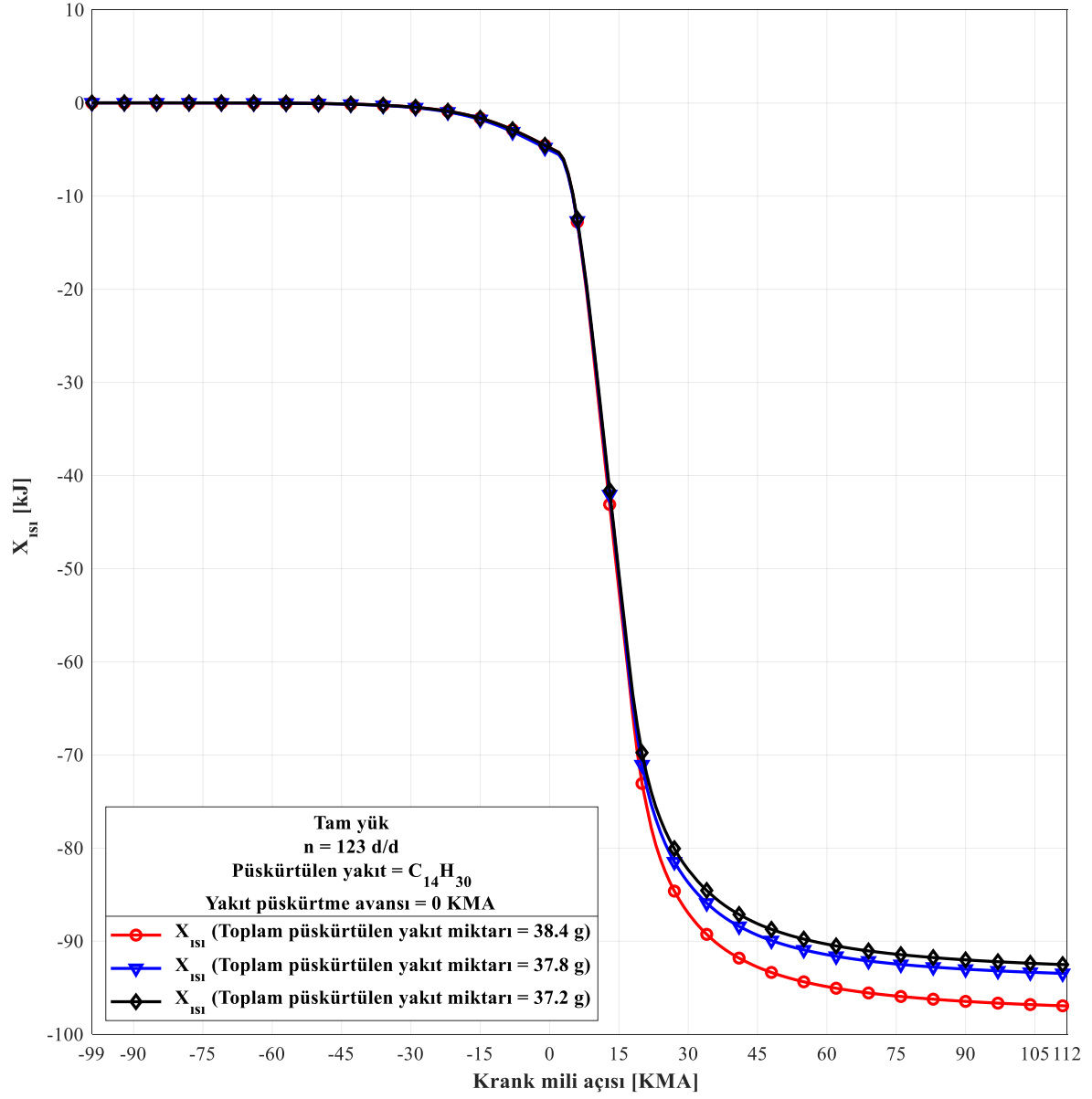
Bu bölümdeki tüm analizler; 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g olmak üzere üç farklı püskürtülen toplam yakıt miktarı için incelenmiştir.

3.4.2.1. Isı Transferi Ekserji Terimi

Isı transferi ile ekserji geçişini ifade eden türev teriminin ($dX_{ISI}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.45'te, kümülatif ekserji teriminin (X_{ISI}) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.46 ile verilmiştir. Şekil 3.45'te görüldüğü gibi, sıkıştırma ve genişleme zamanları boyunca $dX_{ISI}/d\theta$ değerleri üç farklı püskürtülen toplam yakıt miktarı için birbirine çok yakın değerler almıştır. Bu durum; sıkıştırma ve genişleme zamanlarında silindir duvarlarından çevreye olan ısı transferinin çok küçük değerlerde olmasından kaynaklanmaktadır. 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için en düşük $dX_{ISI}/d\theta$ değeri $-1.16E-4$ kJ/KMA iken, en yüksek $dX_{ISI}/d\theta$ değerleri sırasıyla 4.71 kJ/KMA, 4.74 kJ/KMA ve 4.57 kJ/KMA olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.46'da görüldüğü üzere, üç farklı toplam yakıt püskürtme parametrik çalışma durumu için egzoz supabı kapanmasından yanma işleminin tamamlanmasına kadar olan sürede X_{ISI} değerleri yaklaşık olarak birbirine çok yakın elde edilmiştir. Fakat, genişleme zamanı boyunca püskürtülen toplam yakıt miktarının azalmasıyla sisteme giren enerji miktarının azalması sonucunda X_{ISI} değerlerinde de azalma meydana gelmiştir. Şekil 3.46'da görüldüğü gibi; 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için kapalı çevrim sonundaki X_{ISI} değerleri; sırasıyla -96.95 kJ, -93.47 kJ ve -92.52 kJ şeklinde hesaplanmıştır. Bu değerler; püskürtülen yakıt ekserjisinin (1808.52 kJ, 1780.27 kJ ve 1752 kJ) sırasıyla %5.36'sına, %5.25'ine ve %5.28'ine karşılık gelmektedir. Ekserji değerlerinin önündeki negatif işaret sistemden dışarıya doğru olan ısı transferinden kaynaklanmaktadır. Püskürtülen toplam yakıt miktarı azaldıkça X_{ISI} değeri; 38.4 g için elde edilen X_{ISI} değerine oranla %4.57 azalmıştır.



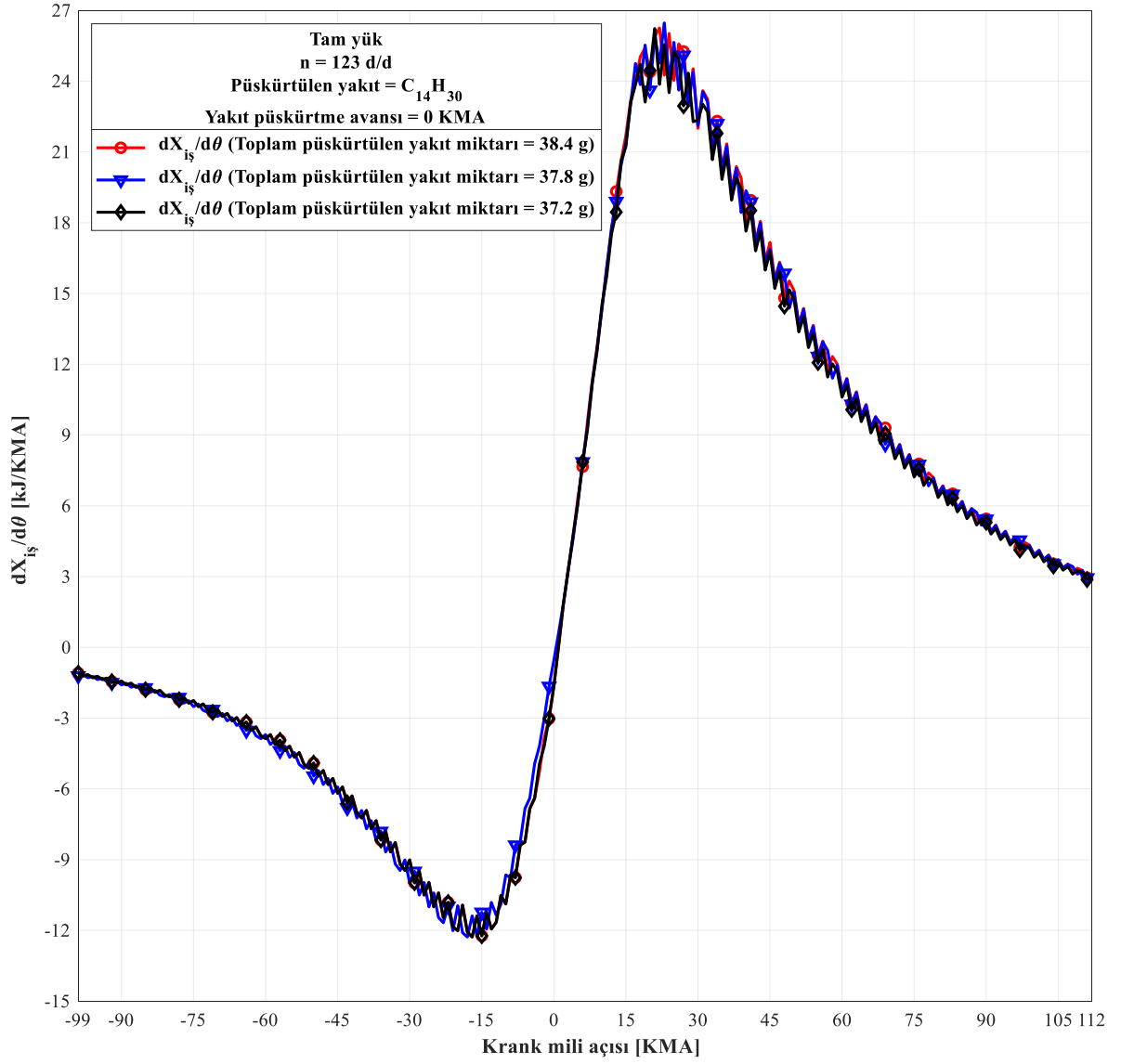
Şekil 3.45. Toplam püskürtülen yakıt miktarının ısı transferi ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi



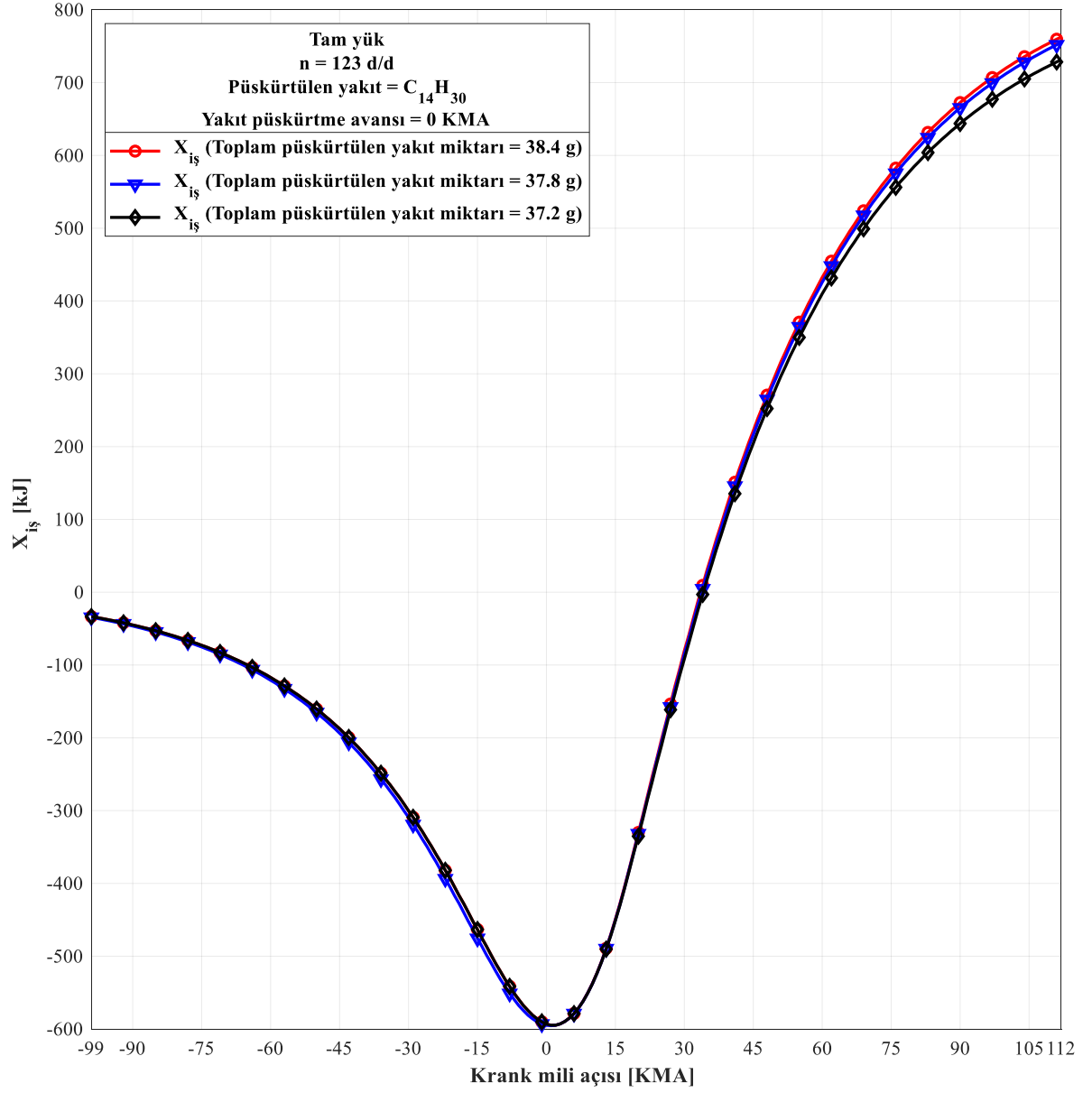
Şekil 3.46. Toplam püskürtülen yakıt miktarının kümülatif ısı transferi ekserjisi üzerindeki etkisi

3.4.2.2. İş Ekserjisi Terimi

İş ekserjisi değişim oranının ($dX_{i\dot{s}}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.47’de ve kümülatif iş ekserjisinin ($X_{i\dot{s}}$) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.48’de gösterilmiştir. Çalışma kapsamında sadece tek bir gemi dizel makinesi göz önüne alındığından, parametrik çalışmalarda kullanılan HAD modelinde herhangi bir geometrik değişiklik söz konusu olmamıştır. Bir başka ifade ile, (2.97) eşitliğindeki $dV/d\theta$ teriminin değerinde bir değişiklik olmamaktadır. Bu bağlamda; Şekil 3.47’de görüldüğü üzere, kapalı motor çevriminin sıkıştırma, yanma ve genişleme zamanları boyunca hesaplanan $dX_{i\dot{s}}/d\theta$ terimlerinin değişimleri birbirine çok yakın şekilde elde edilmiştir. En düşük $dX_{i\dot{s}}/d\theta$ değeri her üç durum için -12.28 kJ/KMA olarak hesaplanmıştır. 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için en yüksek $dX_{i\dot{s}}/d\theta$ değerleri; sırasıyla 26.26 kJ/KMA, 26.47 kJ/KMA ve 26.23 kJ/KMA şeklinde hesaplanmıştır. Şekil 3.48’de kümülatif iş ekserjisinin ($X_{i\dot{s}}$) krank mili açısına göre değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.48 incelendiğinde; özellikle 38.4 g ve 37.8 g toplam püskürtülen yakıt miktarı durumları için ekserji değişimlerinin birbirine oldukça yakın değerler aldığı açıkça görülebilir. Genel olarak sonuçlar irdelendiğinde silindire olan enerji girdisindeki azalma, kümülatif iş ekserjisinde azalma ile sonuçlanmıştır. Çevrim sonundaki $X_{i\dot{s}}$ değerleri; 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için, sırasıyla 762.60 kJ, 754.86 kJ ve 731.26 kJ şeklinde hesaplanmıştır. Bu değerler; püskürtülen yakıt ekserjisinin (1808.52 kJ, 1780.27 kJ ve 1752 kJ) sırasıyla %42.17’sine, %42.4’üne ve %41.74’üne karşılık gelmektedir. Yüzde cinsinden sunulan bu en son değerler; iki zamanlı gemi dizel makinesinin kapalı çevrimi için ikinci yasa verimine karşılık gelmektedir.



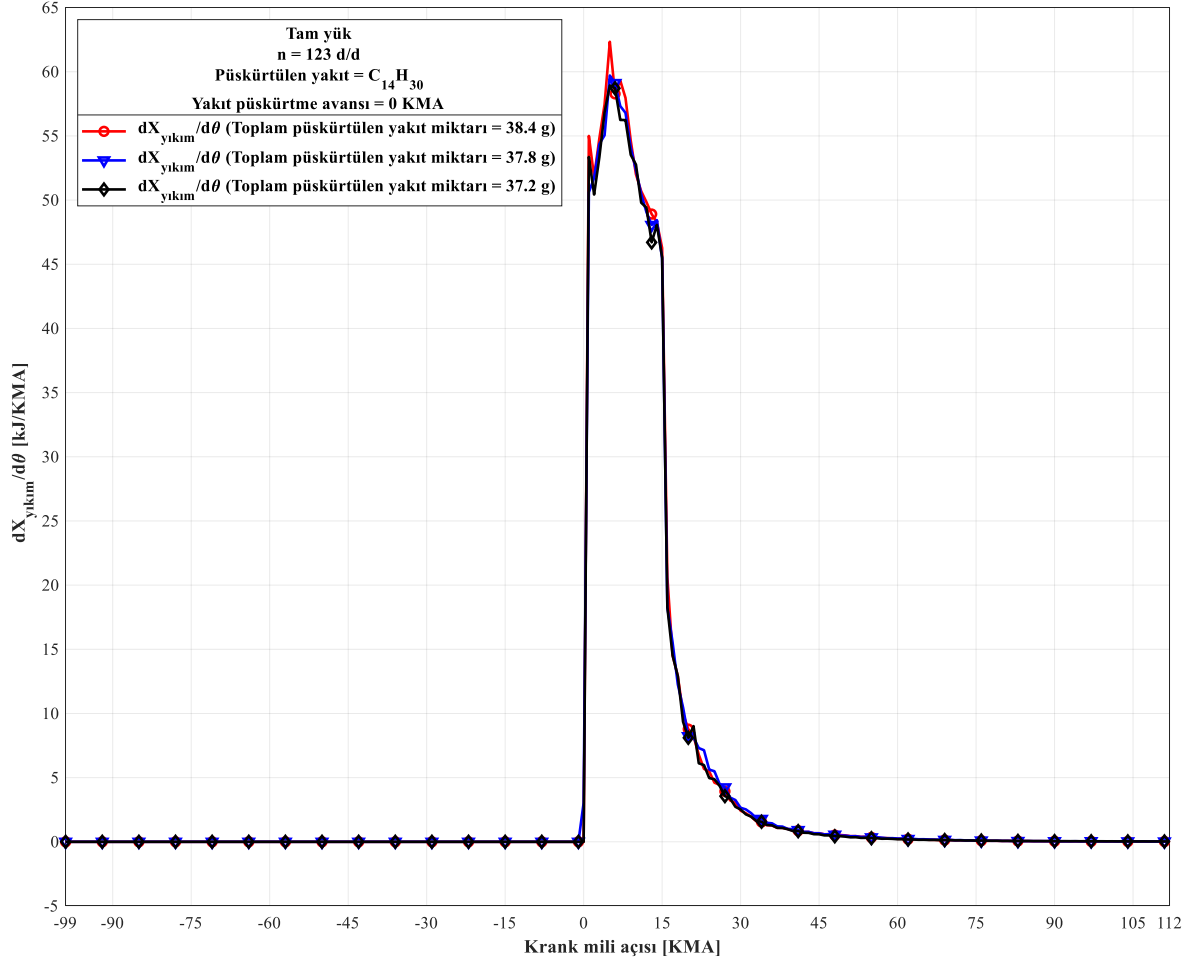
Şekil 3.47. Toplam püskürtülen yakıt miktarının iş ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi



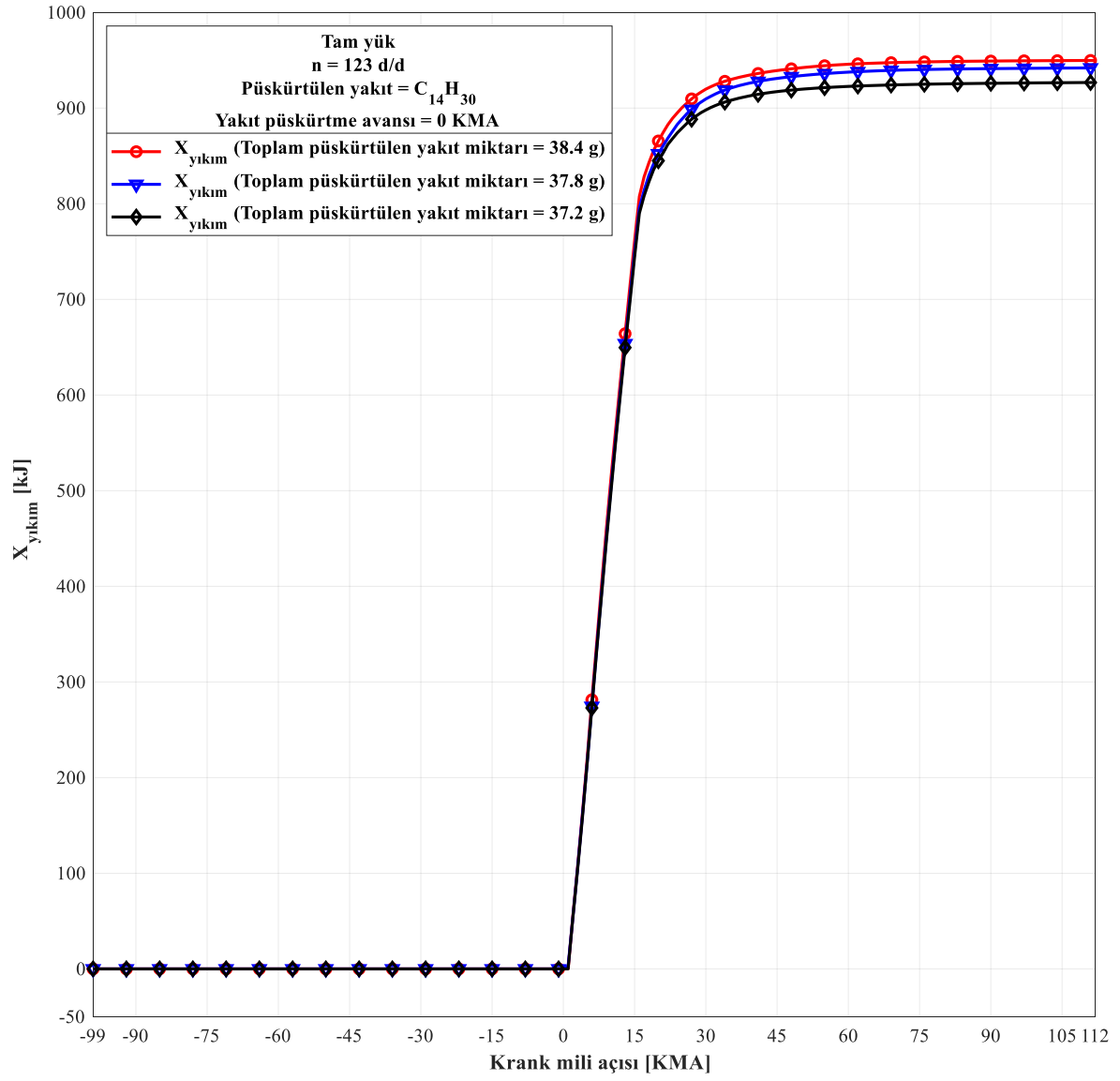
Şekil 3.48. Toplam püskürtülen yakıt miktarının kümülatif iş ekserjisi üzerindeki etkisi

3.4.2.3. Tersinmezliklerden Kaynaklı Ekserji Yıkım Terimi

Yanma tersinmezliği toplam tersinmezliklerin %90'ından fazlasını oluşturmaktadır (Primus ve Flynn, 1986; Alkidas, 1988; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006). Bu nedenle, diğer tersinmezliklerin etkisi dikkate alınmamıştır. Yanma tersinmezliğinden kaynaklanan ekserji yıkım değişim oranının ($dX_{yıkım}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.49'da ve yanma tersinmezliğinden kaynaklanan kümülatif ekserji yıkım değerlerinin ($X_{yıkım}$) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.50'de gösterilmiştir. Şekil 3.49'da görüldüğü gibi, iki zamanlı gemi dizel makinesi kapalı çevriminin; sıkıştırma ve ÜÖN'dan yaklaşık 45 KMA'ndan sonraki genişleme zamanı boyunca HAD modelinde sıkıştırma ve genişleme zamanlarında yanma işlemi olmadığından 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için $dX_{yıkım}/d\theta$ değeri sıfır olmaktadır. 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için en yüksek $dX_{yıkım}/d\theta$ değerleri; sırasıyla 62.34 kJ/KMA, 59.71 kJ/KMA ve 58.93 kJ/KMA olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.50'de görüldüğü üzere, 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için egzoz supabı kapanmasından yanma işleminin başlangıcına kadar olan sürede $X_{yıkım}$ değerleri sırasıyla 1.763E-5 kJ, 1.694E-5 kJ ve 1.771E-5 kJ olarak elde edilmiştir. Yakıt püskürtme işlemi boyunca, bütün toplam püskürtülen yakıt miktarı durumlarında; $X_{yıkım}$ değerleri yaklaşık olarak aynı değerleri almıştır. Yakıt püskürtme işlemi tamamlandıktan çevrim tamamlanana kadar olan genişleme zamanında; toplam püskürtülen yakıt miktarının azalmasıyla $X_{yıkım}$ değerlerinin azaldığı tespit edilmiştir. 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için kapalı çevrim sonundaki $X_{yıkım}$ değerleri; sırasıyla 949.82 kJ, 942 kJ ve 926.77 kJ şeklinde hesaplanmıştır. Bu değerler, püskürtülen yakıt ekserjilerinin (1808.50 kJ, 1780.3 kJ ve 1752 kJ); sırasıyla %52.52'sine, %52.91'ine ve %52.89'una karşılık gelmektedir.



Şekil 3.49. Toplam püskürtülen yakıt miktarının ekserji yıkımı değişim oranı üzerindeki etkisi

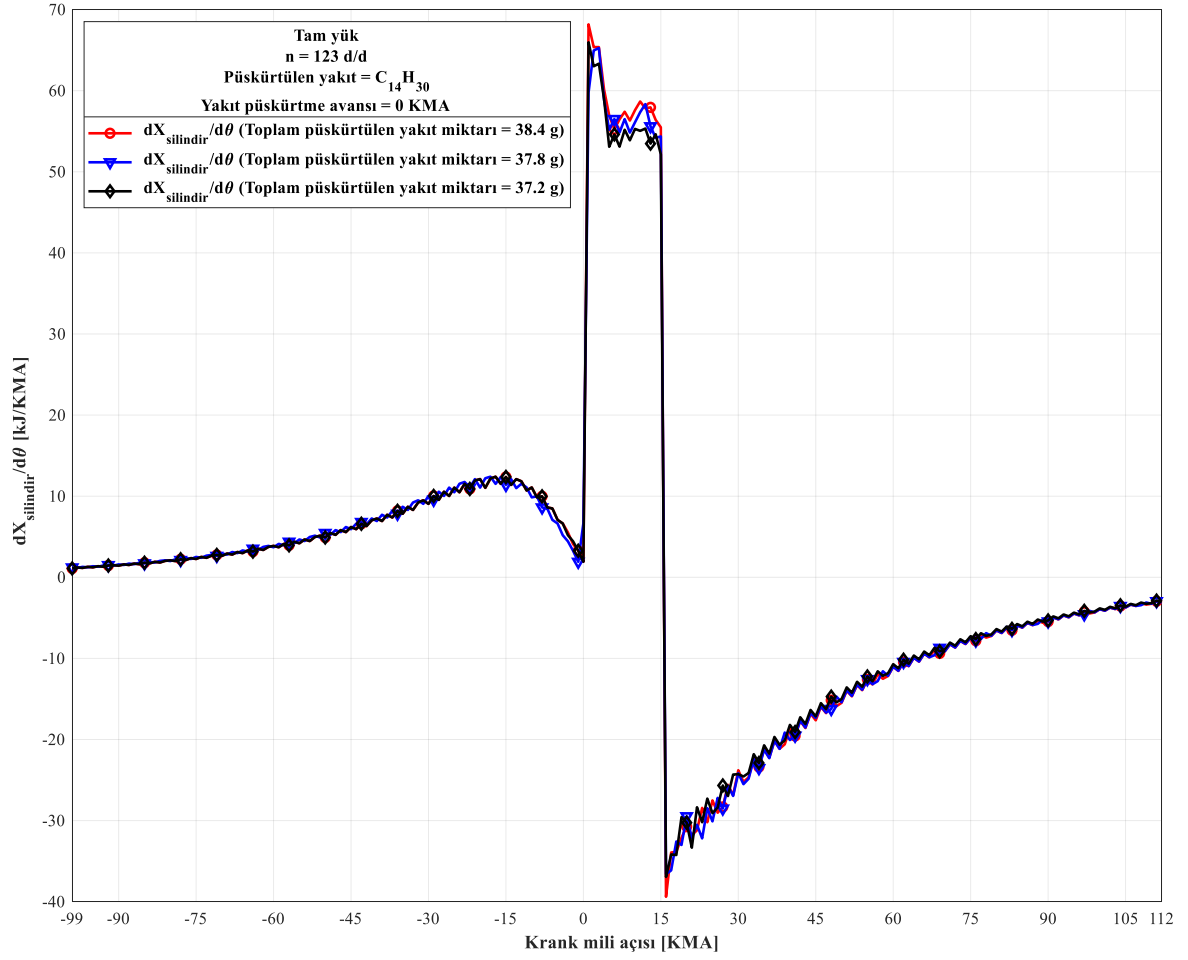


Şekil 3.50. Toplam püskürtülen yakıt miktarının kümülatif ekserji yıkımı üzerindeki etkisi

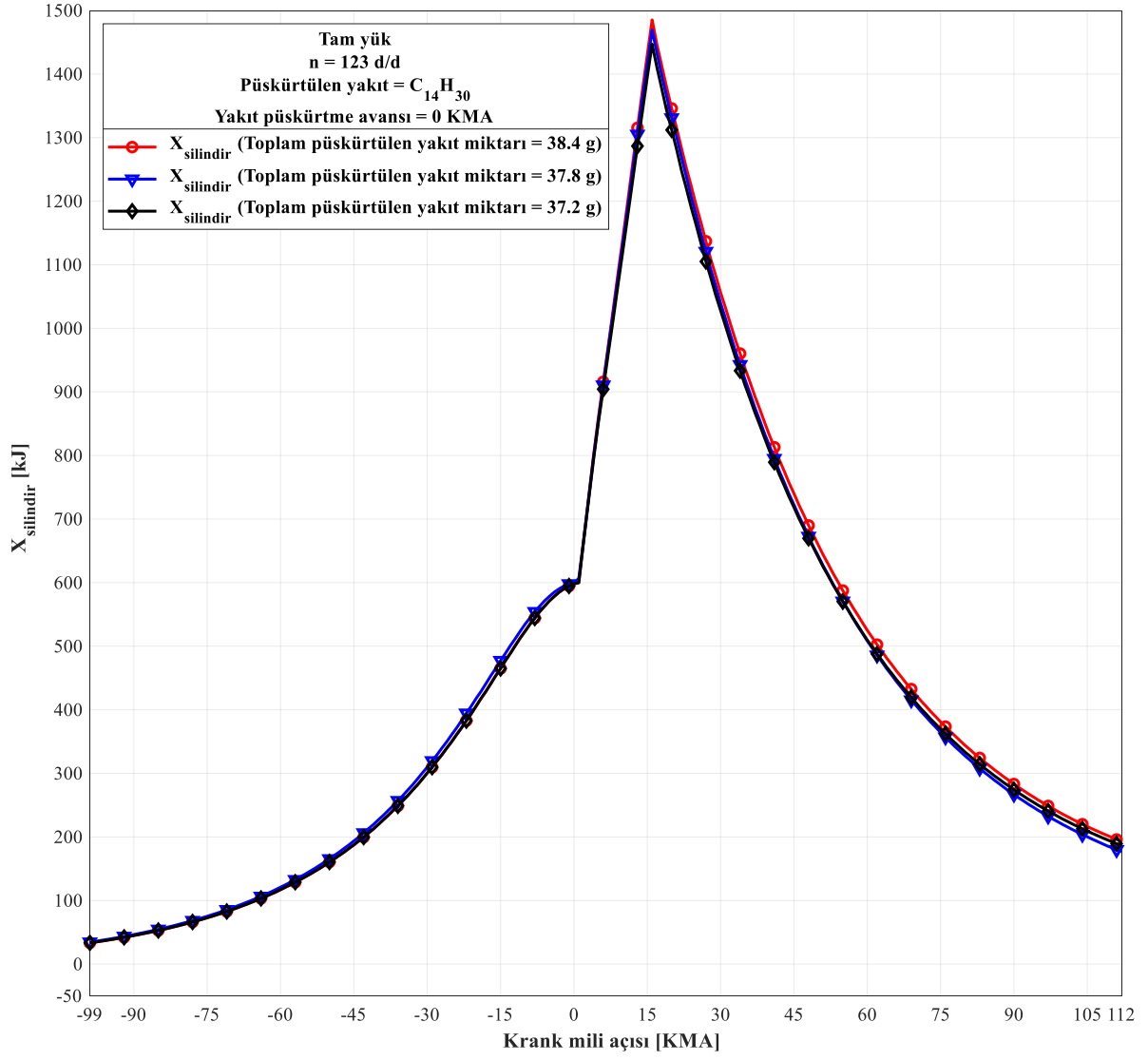
3.4.2.4. Silindir İçi Toplam Ekserji Terimi

Silindir içi toplam ekserji değişim oranının ($dX_{\text{silindir}}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.51’de ve kümülatif silindir içi toplam ekserji değerinin (X_{silindir}) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.52’de gösterilmiştir. Şekil 3.51’de görüldüğü gibi, gemi dizel makinesinin kapalı çevrimi sıkıştırma ve genişleme zamanı boyunca $dX_{\text{silindir}}/d\theta$ değerleri; 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam yakıt püskürtme miktarları için birbirlerine çok yakın değerler almıştır. Yakıt püskürtme işleminin başlangıç ve bitiş krank mili açılarında değişim oranları birbirine çakışık olduğu görülmektedir. Çevrimin genişleme işlemi sürecinde, silindir içerisindeki gazların sıcaklık ve basınçları düşüşe geçmektedir. Bu durumda, silindir içerisindeki dolgunun ekserjisinde düşüş meydana gelmektedir. Böylece; Şekil 3.51’de gösterildiği gibi; yakıt püskürtme işlemi tamamlandığı anda $dX_{\text{silindir}}/d\theta$ ekserji terimi negatif değerlerden oluşmaktadır. En düşük $dX_{\text{silindir}}/d\theta$ değerleri 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için; sırasıyla -39.39 kJ/KMA, -36.61 kJ/KMA ve -36.94 kJ/KMA olarak elde edilmiştir. En yüksek değerler ise; sırasıyla 68.18 kJ/KMA, 65.26 kJ/KMA ve 65.97 kJ/KMA şeklinde hesaplanmıştır.

Şekil 3.52’de püskürtülen yakıt miktarının yakıtın kümülatif silindir içi toplam ekserji değişimi üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Çalışılan tüm yakıt püskürtme parametreleri için; egzoz supabı kapanmasından yanma işleminin başlangıcına kadar olan sıkıştırma zamanı boyunca, silindir içerisindeki gaz karışımının sıcaklık ve basıncının artmasından dolayı X_{silindir} değerlerinde bir artış gözlemlenmiştir. Yanma işlemi başlangıç sürecine yakın zaman adımlarında X_{silindir} değerlerinin yaklaşık olarak birbirlerine eşit olduğu gözlemlenmiştir. 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için en yüksek X_{silindir} değerleri; sırasıyla 1485.22 kJ, 1469.25 kJ ve 1446.94 kJ olarak hesaplanmıştır. Yakıt püskürtme işlemi bittikten çevrim tamamlanıncaya kadar olan genişleme zamanında toplam püskürtülen yakıt miktarının azalmasıyla X_{silindir} değerlerinin de azaldığı tespit edilmiştir. 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için kapalı çevrim sonundaki X_{silindir} değerleri; sırasıyla 193.04 kJ, 176.87 kJ ve 186.50 kJ şeklinde hesaplanmıştır. Bu değerler, püskürtülen yakıt ekserjilerinin (1808.50 kJ, 1780.3 kJ ve 1752 kJ); sırasıyla %10.67’sini, %9.94’ünü ve %10.65’ini oluşturmaktadır.



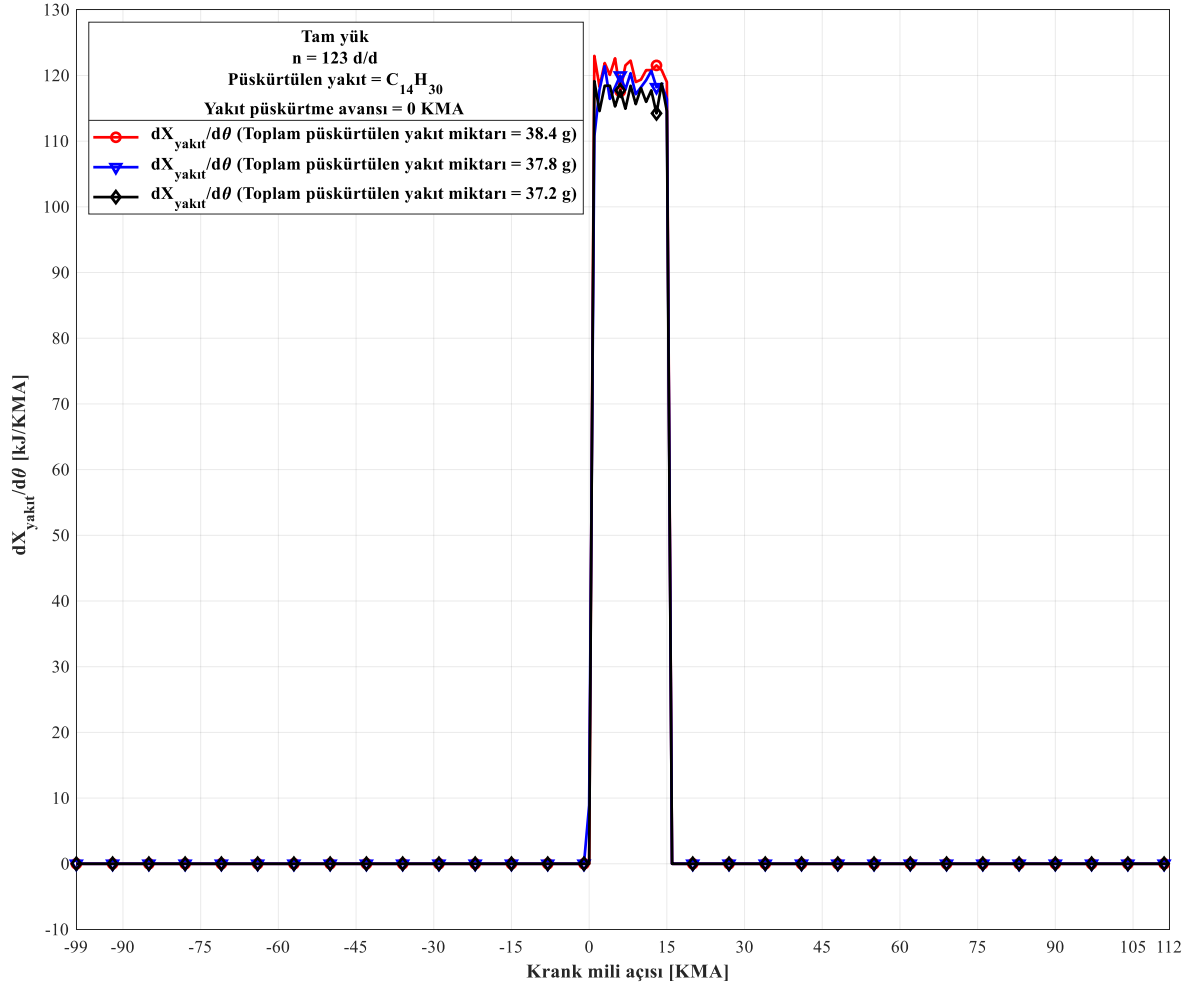
Şekil 3.51. Toplam püskürtülen yakıt miktarının silindir içi toplam ekserji değişim oranı üzerindeki etkisi



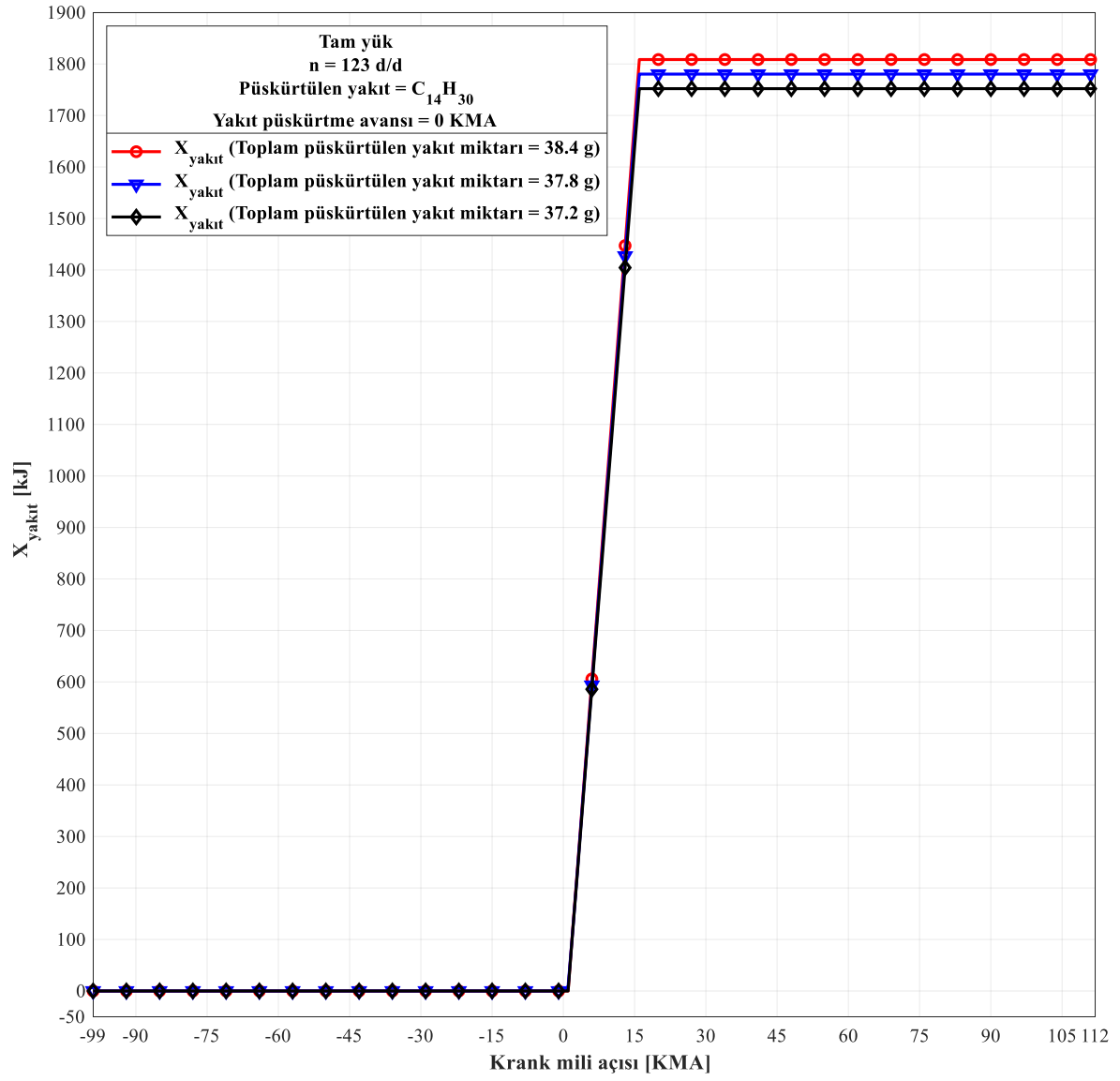
Şekil 3.52. Toplam püskürtülen yakıt miktarının kümülatif silindir içi toplam ekserji değişimi üzerindeki etkisi

3.4.2.5. Yakıt Ekserji Terimi

Yakıt ekserjisi değişim oranının ($dX_{\text{yakıt}}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.53'te ve yakıtın kümülatif ekserjisinin ($X_{\text{yakıt}}$) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.54'te gösterilmiştir. Çevrimin sıkıştırma ve genişleme süreçlerinde; yakıt püskürtme işlemi söz konusu olmadığından Şekil 3.53'ten de görüldüğü üzere $dX_{\text{yakıt}}/d\theta$ terimi sıfır değerini almaktadır. Diğer bir ifade ile, (2.99) eşitliğindeki $dN_{\text{yakıt}}/d\theta$ değeri sıkıştırma ve genişleme zamanı boyunca sıfır değerini almaktadır. 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için, en yüksek $dX_{\text{yakıt}}/d\theta$ değerleri, sırasıyla 122.98 kJ/KMA, 121.41 kJ/KMA ve 119.14 kJ/KMA olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.54'te görüldüğü üzere, 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için egzoz supabı kapanmasından yakıt püskürtme işleminin başlangıcına kadar olan sıkıştırma zamanında $X_{\text{yakıt}}$ değerleri sıfırdır. Yakıt püskürtme işlemi süresince $X_{\text{yakıt}}$ değerleri artış göstermiş ve yakıt püskürtme işlemi tamamlanmasından egzoz supabı açılana kadar olan krank mili açılarındaki $X_{\text{yakıt}}$ değerleri her bir parametrik çalışma durumu için sabit bir değere erişmiştir. 38.4 g, 37.8 g ve 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarları için $X_{\text{yakıt}}$ değerleri; sırasıyla 1808.50 kJ, 1780.3 kJ ve 1752 kJ şeklinde hesaplanmıştır. En düşük $X_{\text{yakıt}}$ değeri en yüksek $X_{\text{yakıt}}$ değerine karşılaştırıldığında %3.12 daha düşük şekilde elde edilmiştir.



Şekil 3.53. Toplam püskürtülen yakıt miktarının yakıt ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi



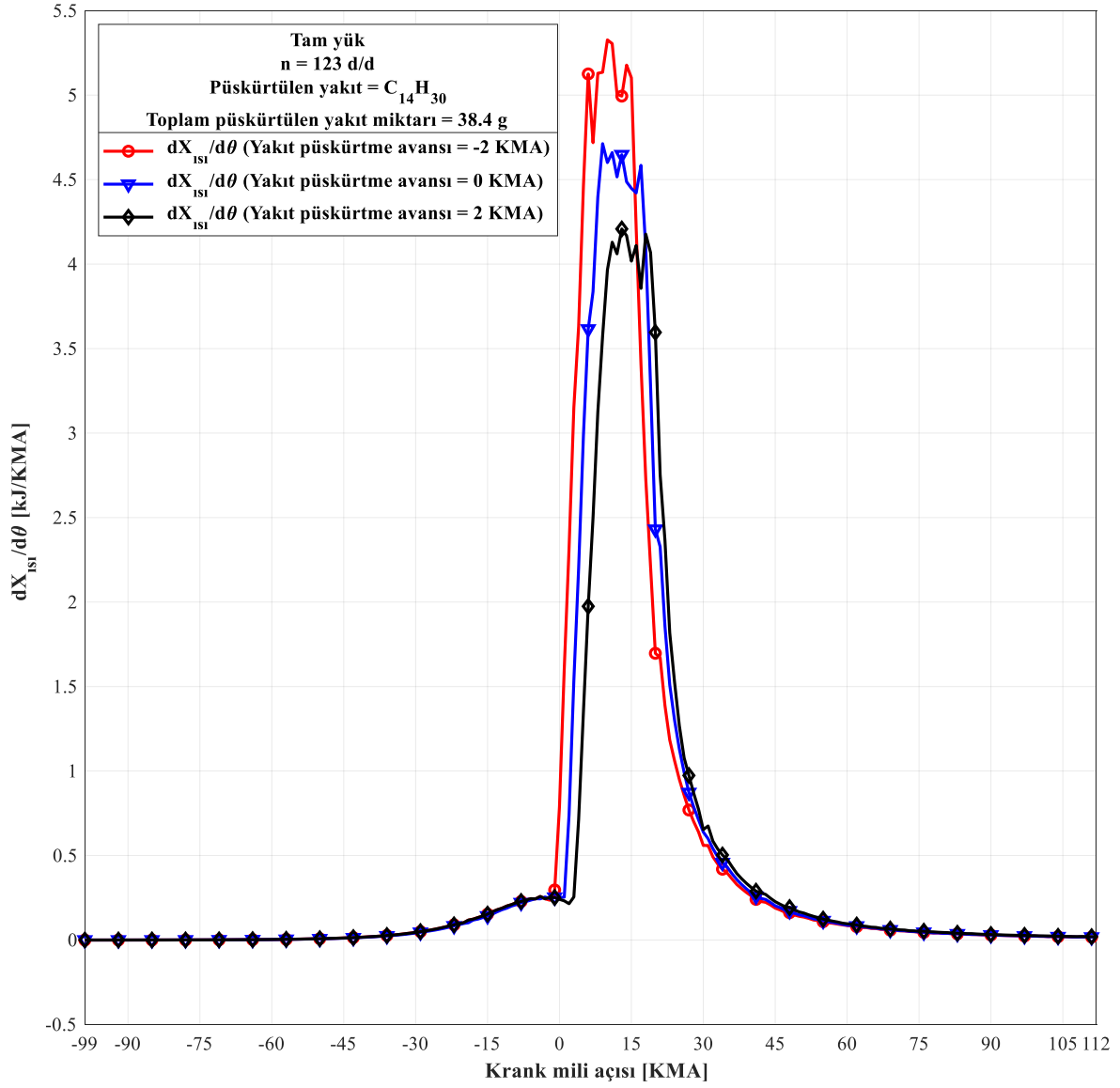
Şekil 3.54. Toplam püskürtülen yakıt miktarının yakıtın kümülatif ekserjisi üzerindeki etkisi

3.4.3. Yakıt Püskürtme Avansının Ekserji Terimleri Üzerindeki Etkisi

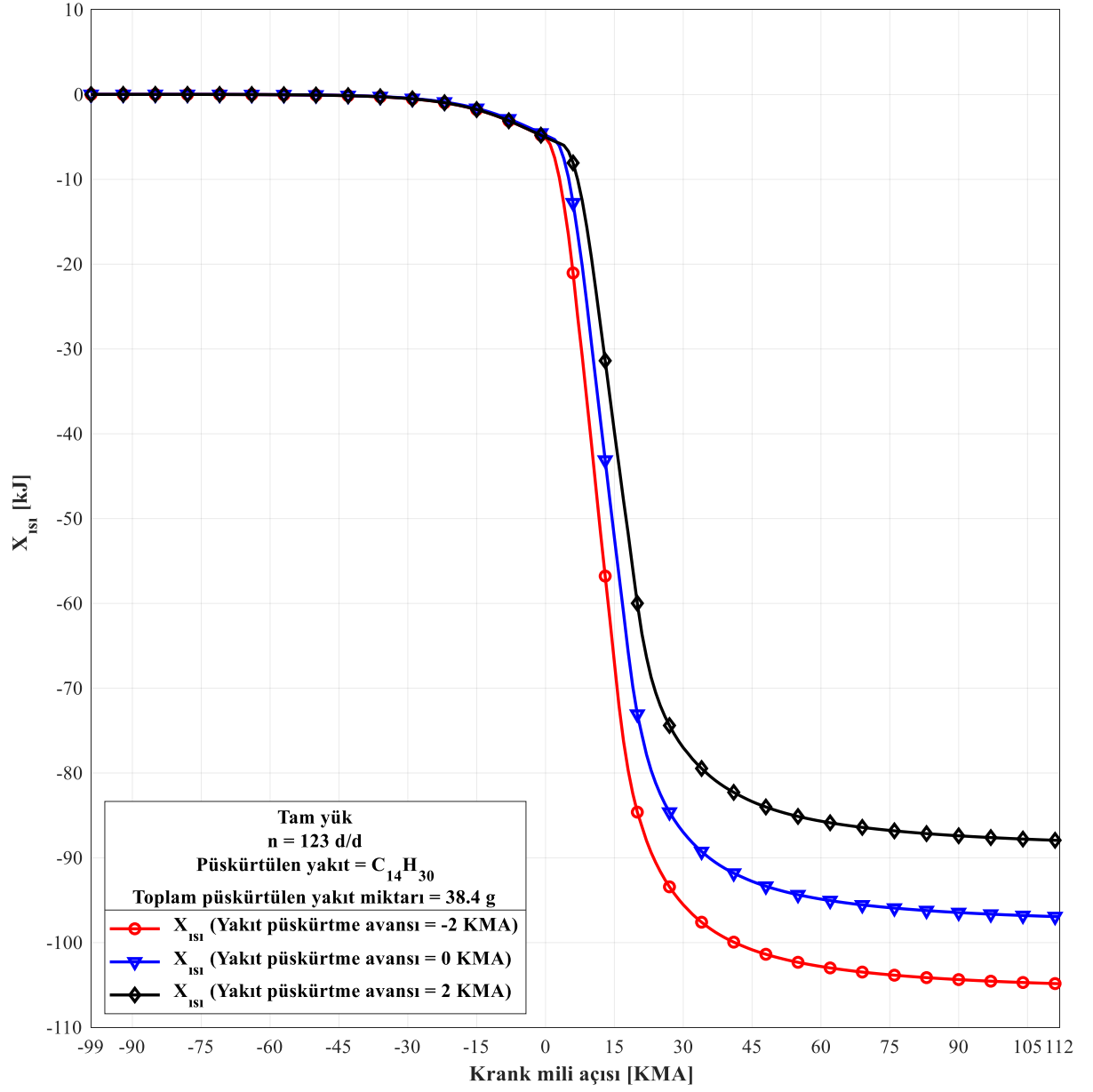
Bu bölümdeki tüm analizler; -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA olmak üzere üç farklı yakıt püskürtme avansı için incelenmiştir.

3.4.3.1. Isı Transferi Ekserji Terimi

Isı transferi ile ekserji geçişini ifade eden türev teriminin ($dX_{\text{ısı}}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.55'te, kümülatif ısı transferi ekserji teriminin ($X_{\text{ısı}}$) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.56 ile verilmiştir. Gemi dizel makinesinde; yanma işlemine nazaran, sıkıştırma ve genişleme süreçlerinde silindir duvarlarından çevreye olan ısı transfer çok düşük mertebelerde bulunmaktadır. Bu bağlamda, Şekil 3.55 incelendiğinde; sıkıştırma ve genişleme zamanları boyunca $dX_{\text{ısı}}/d\theta$ hesap sonuçlarının eşitlik mertebesinde yakın olduğu görülebilir. -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için $dX_{\text{ısı}}/d\theta$ 'nın en düşük değeri $-1.05\text{E-}4$ kJ/KMA ve en büyük değerleri ise; sırasıyla 5.33 kJ/KMA, 4.71 kJ/KMA ve 4.21 kJ/KMA şeklinde hesaplanmıştır. Şekil 3.56'da; kümülatif ekserji teriminin ($X_{\text{ısı}}$) krank mili açısına göre değişimi gösterilmiştir. Egzoz supabı kapanmasından yanma işleminin başlamasına kadar olan sıkıştırma sürecinde; $X_{\text{ısı}}$ 'nin hesap sonuçları oldukça yakın çıkmıştır. Yakıt püskürtme avansının geciktirilmesi; $X_{\text{ısı}}$ 'nin daha düşük değerler alması ile sonuçlanmıştır. -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için kapalı çevrim sonundaki $X_{\text{ısı}}$ değerleri sırasıyla -104.85 kJ, -96.95 kJ ve -87.95 kJ şeklinde hesaplanmıştır. Büyük $X_{\text{ısı}}$ değerleri; iki zamanlı gemi dizel makinesinin ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanının geniş olması ile ilgili bir durumdur. Termodinamik bir sistemden çevreye olan ısı transferi negatif işarete sahiptir. Buna bağlı olarak hesaplanan ekserji değerleri de negatif işaretli olmuştur. Bu değerler; püskürtülen yakıt ekserjisinin (1808.5 kJ) sırasıyla %5.79'una, %5.36'sine ve %4.86'sına karşılık gelmektedir.



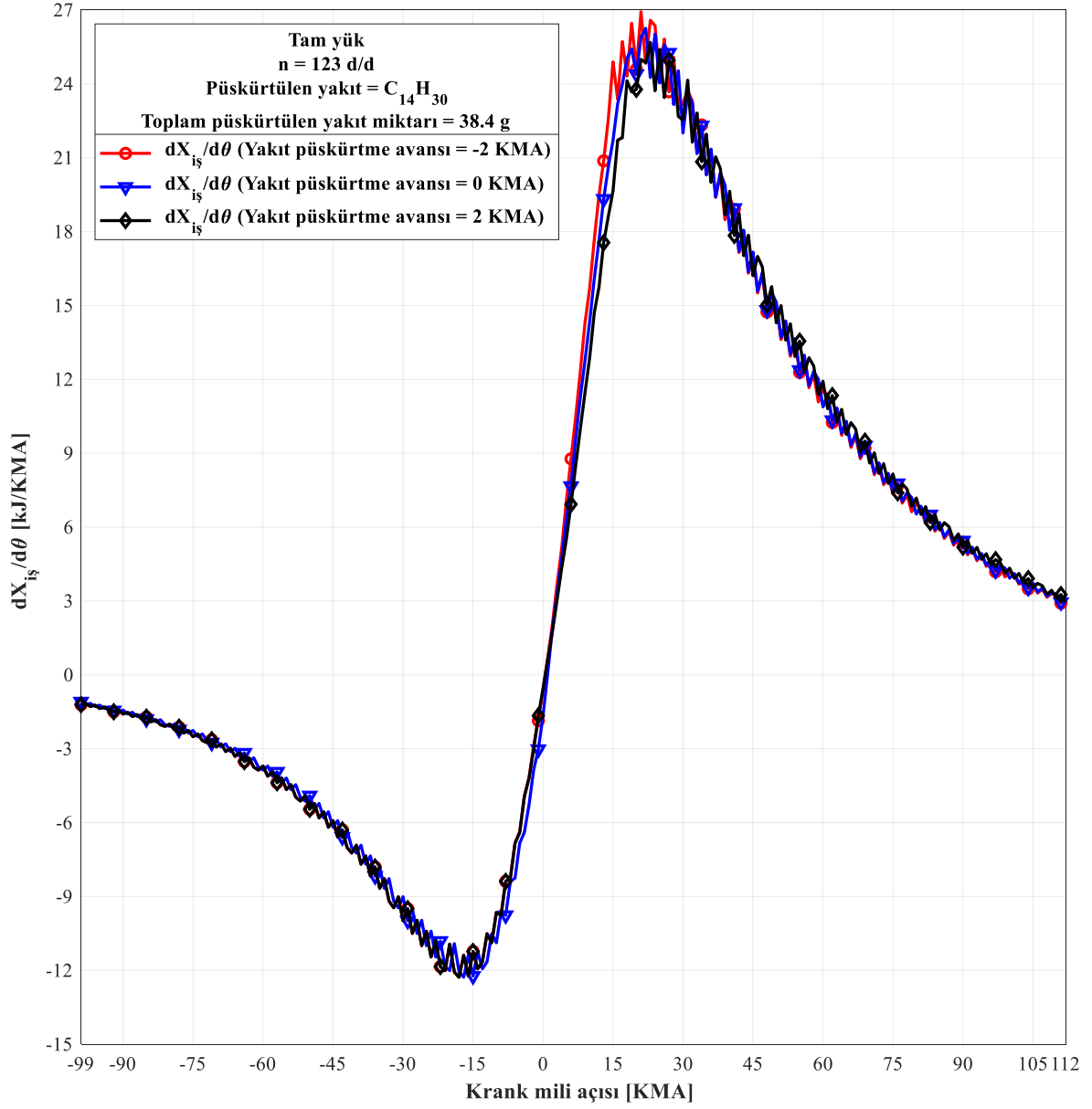
Şekil 3.55. Yakıt püskürtme avansının ısı transferi ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi



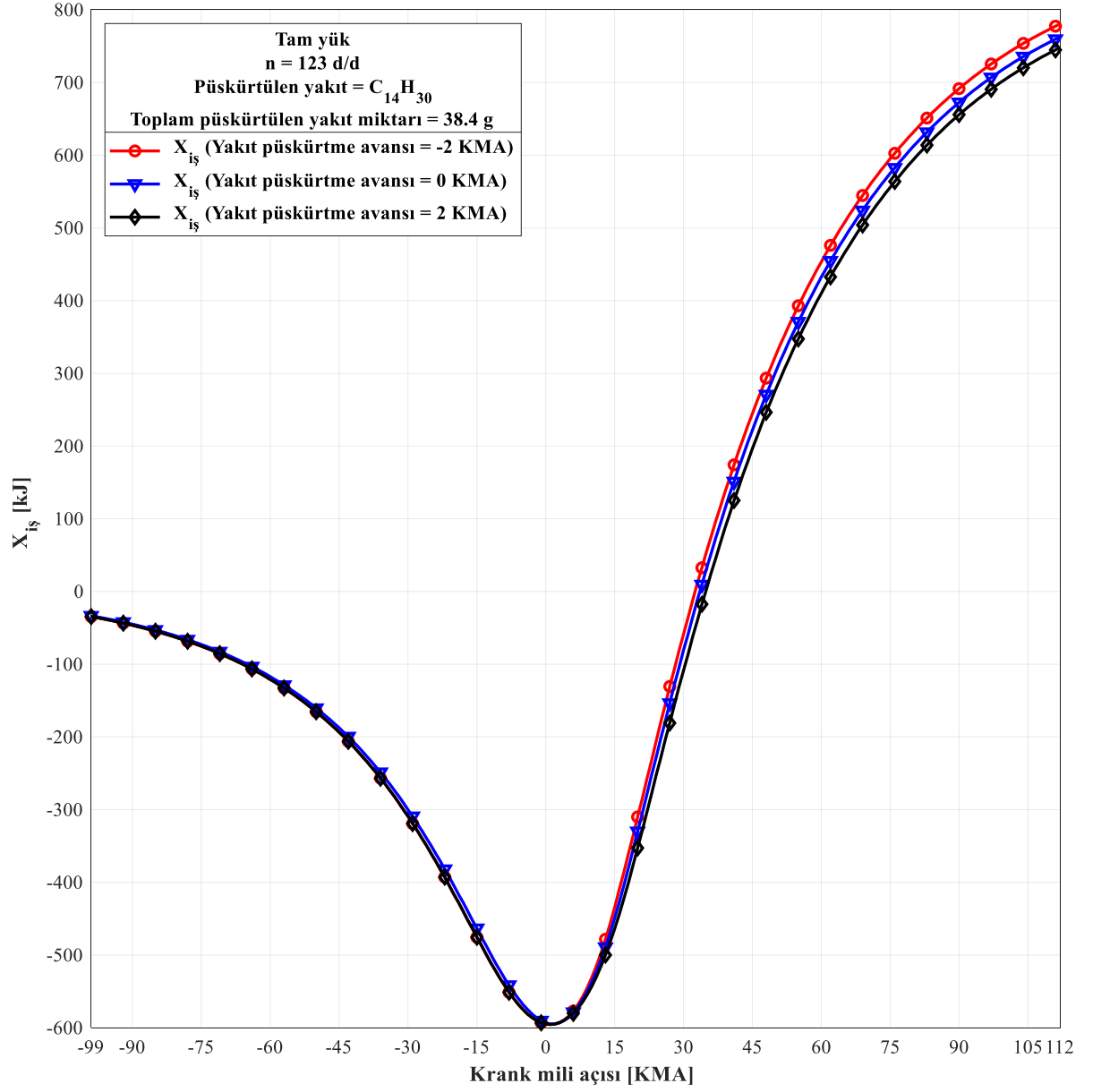
Şekil 3.56. Yakıt püskürtme avansının kümülatif ısı transferi ekserjisi üzerindeki etkisi

3.4.3.2. İş Ekserjisi Terimi

İş ekserjisi değişim oranının ($dX_{i\dot{s}}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.57’de ve kümülatif iş ekserjisinin ($X_{i\dot{s}}$) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.58’de gösterilmiştir. Şekil 3.57 incelendiğinde; kapalı motor çevriminin sıkıştırma ve genişleme zamanları boyunca $dX_{i\dot{s}}/d\theta$ değerleri birbirine çok yakın değerler aldığı görülmektedir. (2.97) eşitliği dikkate alındığında; ($P-P_0$) değeri geciken yakıt püskürtme avansı ile birlikte azalmaktadır. Bu duruma bağlı olarak da $dX_{i\dot{s}}/d\theta$ teriminin değerlerinde püskürtme avansının gecikmeli koşullarında bir düşüş meydana gelmiştir. $dX_{i\dot{s}}/d\theta$ teriminin en düşük değeri -12.28 kJ/KMA olarak hesaplanmıştır. -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için en yüksek değerler ise; sırasıyla 26.93 kJ/KMA, 26.26 kJ/KMA ve 25.68 kJ/KMA şeklinde hesaplanmıştır. Şekil 3.44’te ise iş teriminin kümülatif değerlerinin krank mili açısına göre değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.44 incelendiğinde; iş teriminin kümülatif değerlerinin birbirine çok yakın bir değişim gösterdiği görülmüştür. Geç yakıt püskürtme avansı; yanma işlemi sonucu silindir içerisinde oluşan en yüksek silindir basıncı değerinin üst ölü noktadan daha fazla uzaklaşması neden olmaktadır. Bunun sonucu olarak; yakıt enerjisinin, daha düşük mertebede mekanik enerjiye dönüşmektedir. Çevrim sonundaki kümülatif iş ekserjisi değerleri; -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için, sırasıyla 780.40 kJ, 762.60 kJ ve 748.05 kJ şeklinde hesaplanmıştır. Kümülatif iş ekserjisi değerleri; püskürtülen yakıt ekserjisinin (1808.5 kJ), sırasıyla %43.15’ine, %42.17’sine ve %41.36’sına karşılık gelmektedir. Burada verilen yüzde oranları aynı zamanda iki zamanlı gemi dizel makinesinin ikinci yasa verimlerini ifade etmektedir. Ek olarak; yakıt püskürtme avansının geciktirilmesi işlemi, kapalı çevrim sonundaki $X_{i\dot{s}}$ değerinin %4.15 oranında azalttığı sonucuna varılmıştır.



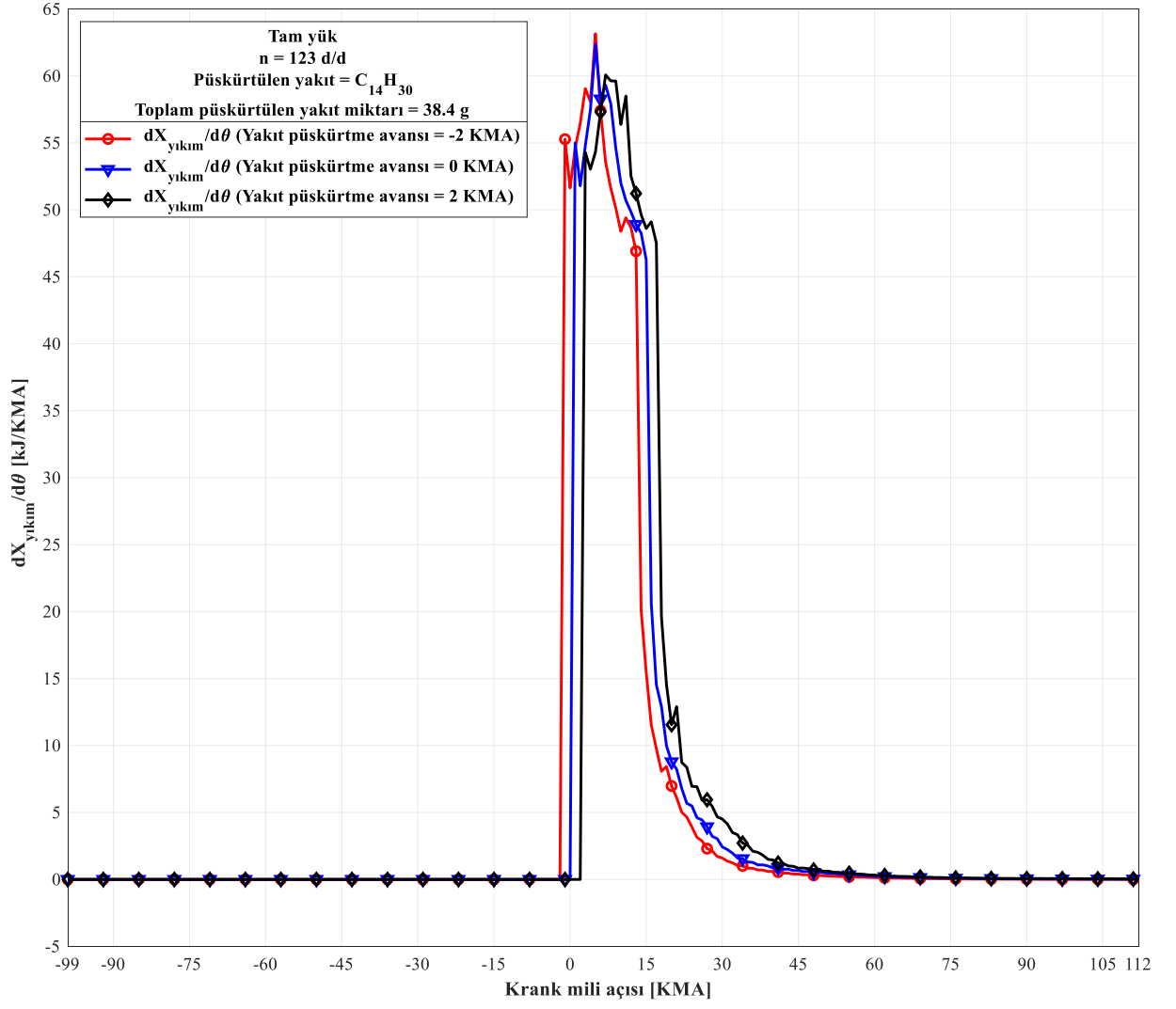
Şekil 3.57. Yakıt püskürtme avansının iş ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi



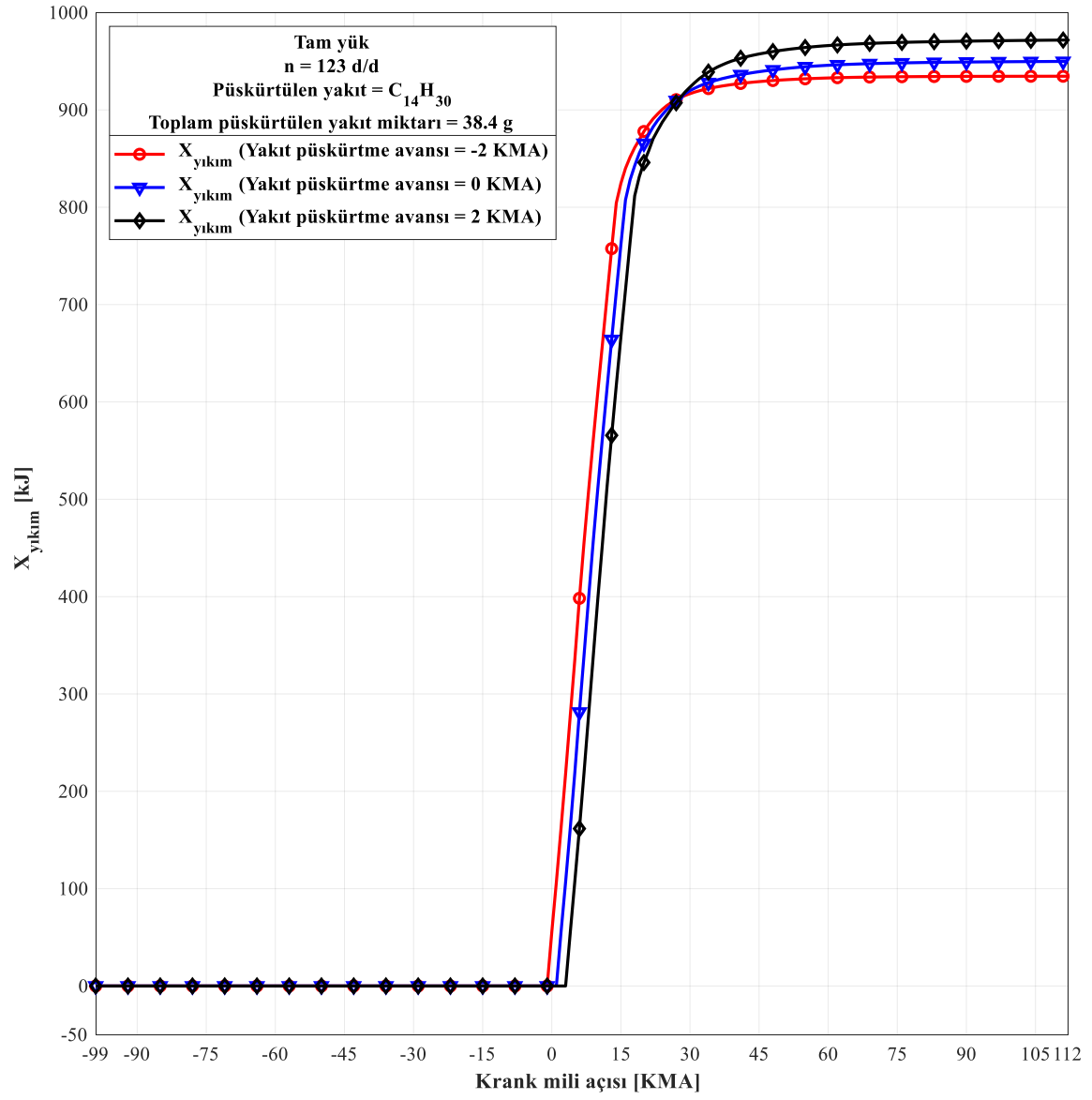
Şekil 3.58. Yakıt püskürtme avansının kümülatif iş ekserjisi üzerindeki etkisi

3.4.3.3. Tersinmezliklerden Kaynaklı Ekserji Yıkım Terimi

Yanma tersinmezliğinden kaynaklanan ekserji yıkım değişim oranının ($dX_{yıkım}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.59’da ve yanma tersinmezliğinden kaynaklanan kümülatif ekserji yıkım değerlerinin ($X_{yıkım}$) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.60’da gösterilmiştir. Şekil 3.59’da görüldüğü gibi, iki zamanlı gemi dizel makinesi kapalı çevriminin; sıkıştırma ve ÜÖN’den yaklaşık 60 KMA’ndan sonraki genişleme zamanı boyunca HAD modelinde sıkıştırma ve genişleme zamanlarında yanma işlemi olmadığından -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için $dX_{yıkım}/d\theta$ değeri sıfır olmaktadır. $dX_{yıkım}/d\theta$ teriminin -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için en yüksek değerleri; sırasıyla 63.15 kJ/KMA, 62.34 kJ/KMA ve 60.08 kJ/KMA olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.60’da, yakıt püskürtme avansının kümülatif ekserji yıkımı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. $X_{yıkım}$ teriminin -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için en düşük değerleri; sırasıyla 1.6941E-5 kJ, 1.694E-5 kJ ve 1.771E-5 kJ olarak hesaplanmıştır. $X_{yıkım}$ teriminin -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için, çevrim sonundaki değerleri ise; sırasıyla 934.59 kJ, 949.82 kJ ve 971.77 kJ şeklinde hesaplanmıştır. -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için $X_{yıkım}$ değerleri; püskürtülen yakıt ekserjisinin (1808.5 kJ) sırasıyla %51.68’ine, %52.52’sine ve %53.73’üne karşılık gelmektedir. Ek olarak; yakıt püskürtme avansının geciktirilmesi işlemi, kapalı çevrim sonundaki $X_{yıkım}$ değerinin %3.83 oranında arttırdığı sonucuna varılmıştır.



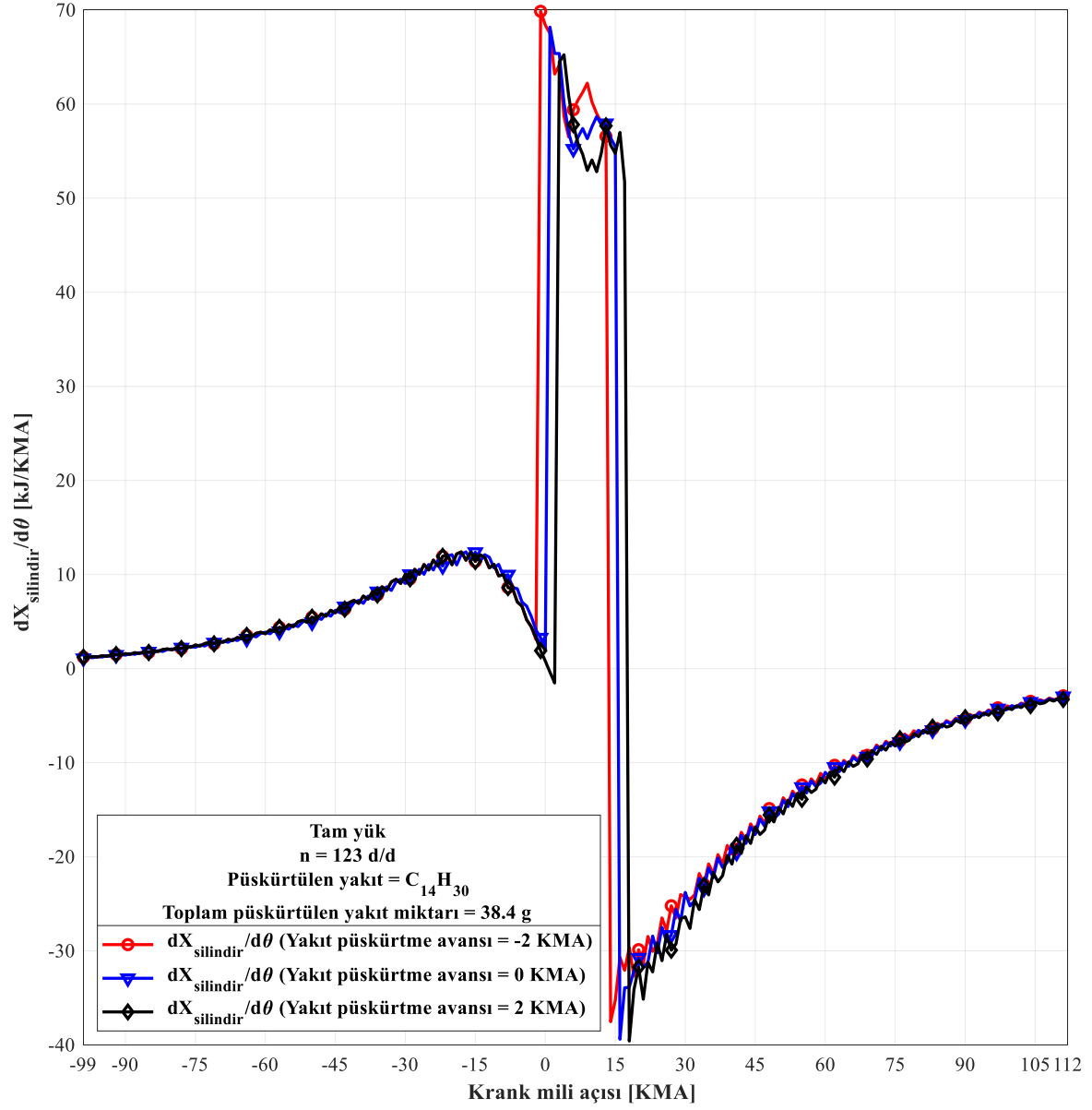
Şekil 3.59. Yakıt püskürtme avansının ekserji yıkımı değişim oranı üzerindeki etkisi



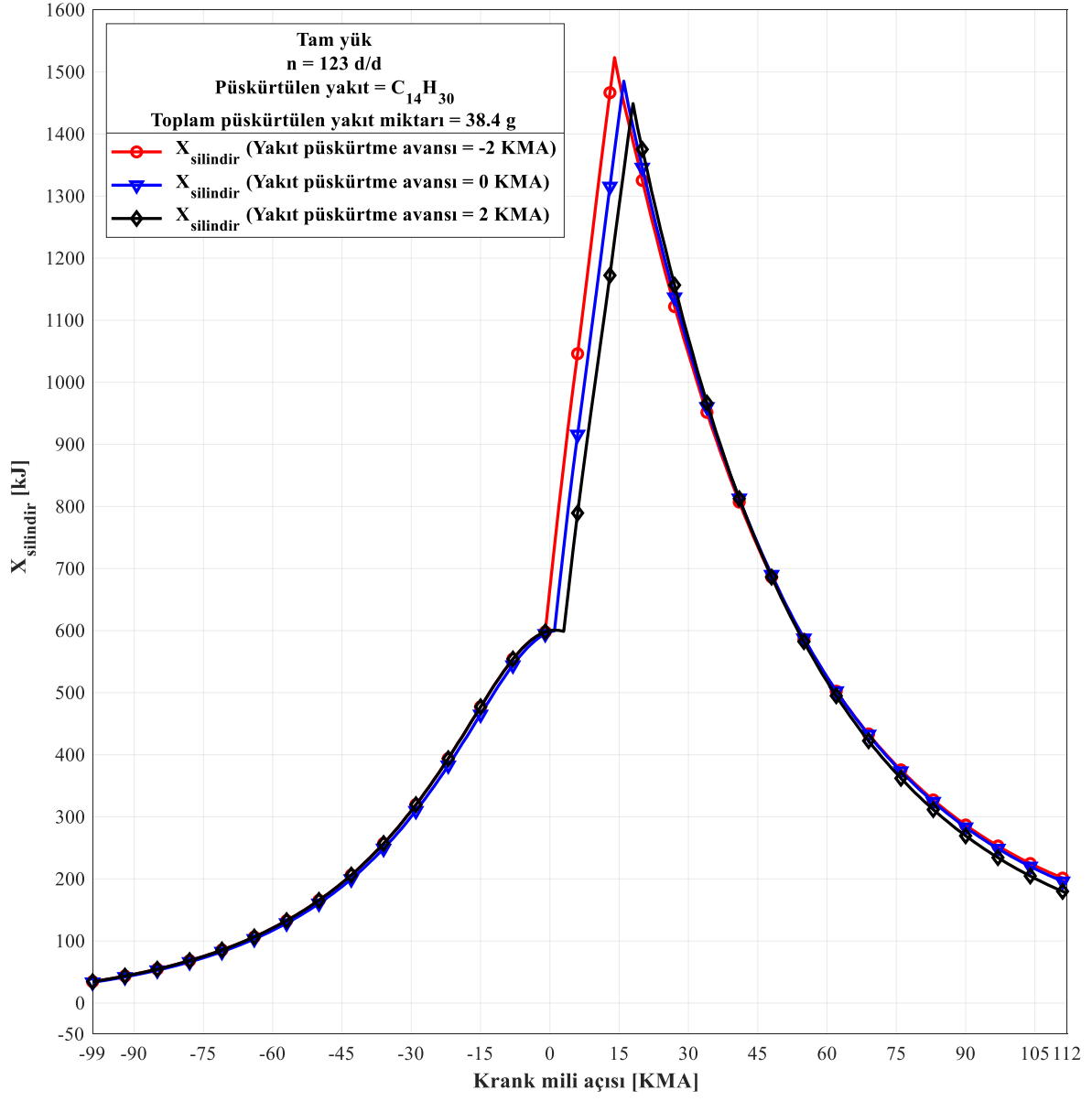
Şekil 3.60. Yakıt püskürtme avansının kümülatif ekserji yıkımı üzerindeki etkisi

3.4.3.4. Silindir İçi Toplam Ekserji Terimi

Silindir içi toplam ekserji değişim oranının ($dX_{\text{silindir}}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.61’de ve kümülatif silindir içi toplam ekserji değerinin (X_{silindir}) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.62’de gösterilmiştir. Şekil 3.61’de görüldüğü gibi, gemi dizel makinesinin kapalı çevrimi sıkıştırma ve genişleme zamanı boyunca $dX_{\text{silindir}}/d\theta$ değerleri; -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için birbirlerine çok yakın değerler almıştır. -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için en yüksek $dX_{\text{silindir}}/d\theta$ değerleri; sırasıyla 69.86 kJ/KMA, 68.18 kJ/KMA ve 65.24 kJ/KMA şeklinde hesaplanmıştır. Yakıt püskürtme avansının düşük değerleri; doğal olarak yanma işleminin erken başlamasını sağlamaktadır. Yanma işlemi kaynaklı tersinmezlikler ve ekserji yıkımında da bir azalma meydana gelmekte ve sonuç olarak; $dX_{\text{silindir}}/d\theta$ teriminin en yüksek değerlerinde bir artış olmaktadır. Bölüm 3.4.2.4’te ayrıntılı olarak açıklanan ve burada da geçerli olan gerekçelere bağlı olarak; silindir içerisindeki dolgunun ekserjisinde düşüş meydana gelmektedir. -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için, $dX_{\text{silindir}}/d\theta$ teriminin en düşük değerleri; sırasıyla -37.53 kJ/KMA, -39.39 kJ/KMA ve -39.59 kJ/KMA şeklinde elde edilmiştir. Şekil 3.62’de yakıt püskürtme avansının yakıtın kümülatif silindir içi genel ekserji değişimi üzerindeki etkisi gösterilmektedir. -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için, X_{silindir} ’in en yüksek değerleri ile çevrim sonundaki değerleri; sırasıyla 1523.18 kJ, 1485.22 kJ ve 1449.08 kJ ile 198.38 kJ, 193.04 kJ ve 176.65 kJ şeklinde hesaplanmıştır. Çevrim sonundaki X_{silindir} değerleri, yanma tersinmezliğinden kaynaklı ekserji yıkım değerinin artması nedeniyle azalmıştır. Bu değerler; püskürtülen yakıt ekserjisinin (1808.5 kJ) sırasıyla %10.97’sine, %10.67’sine ve %9.77’sine karşılık gelmektedir.



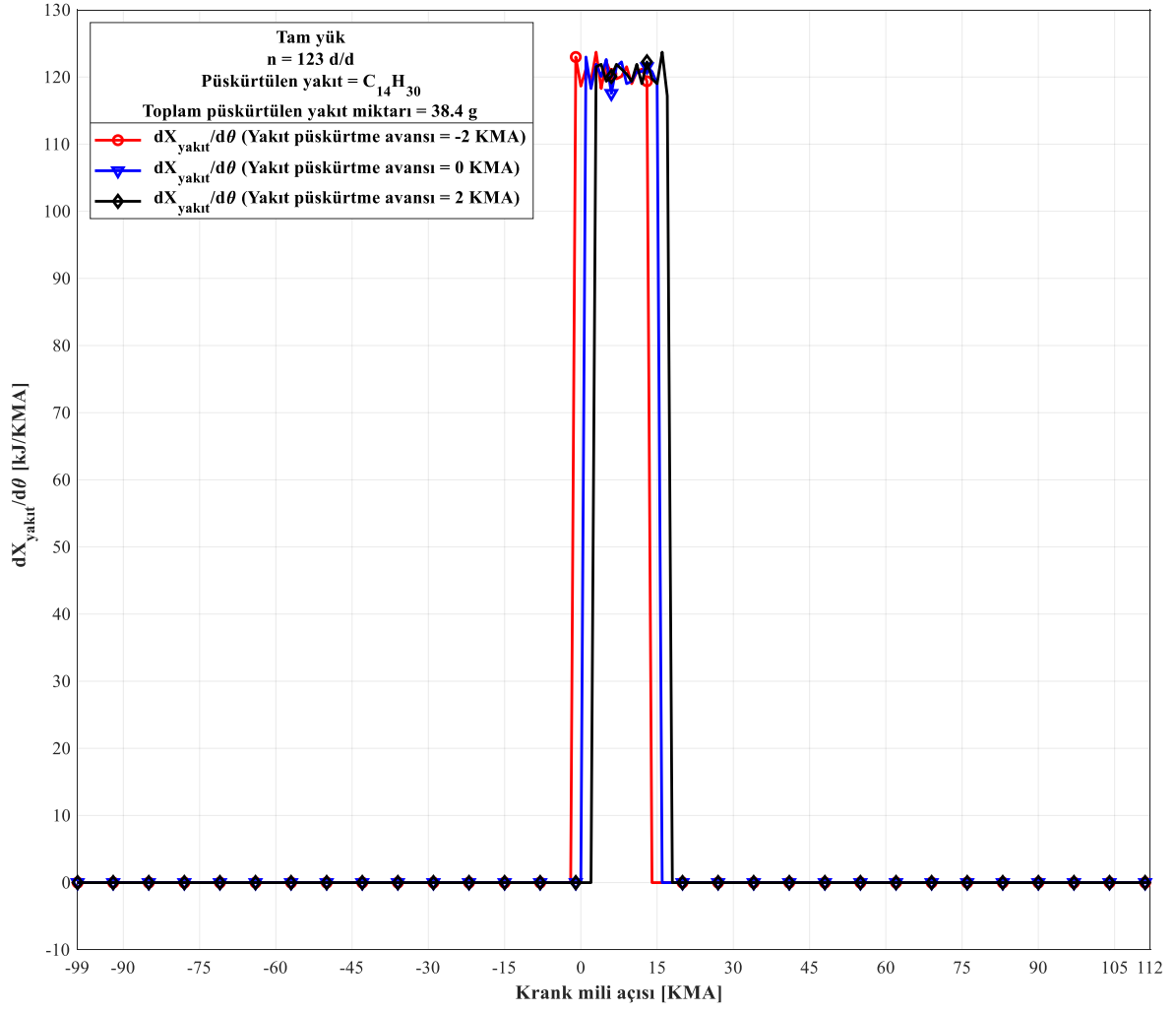
Şekil 3.61. Yakıt püskürtme avansının silindir içi toplam ekserji değişim oranı üzerindeki etkisi



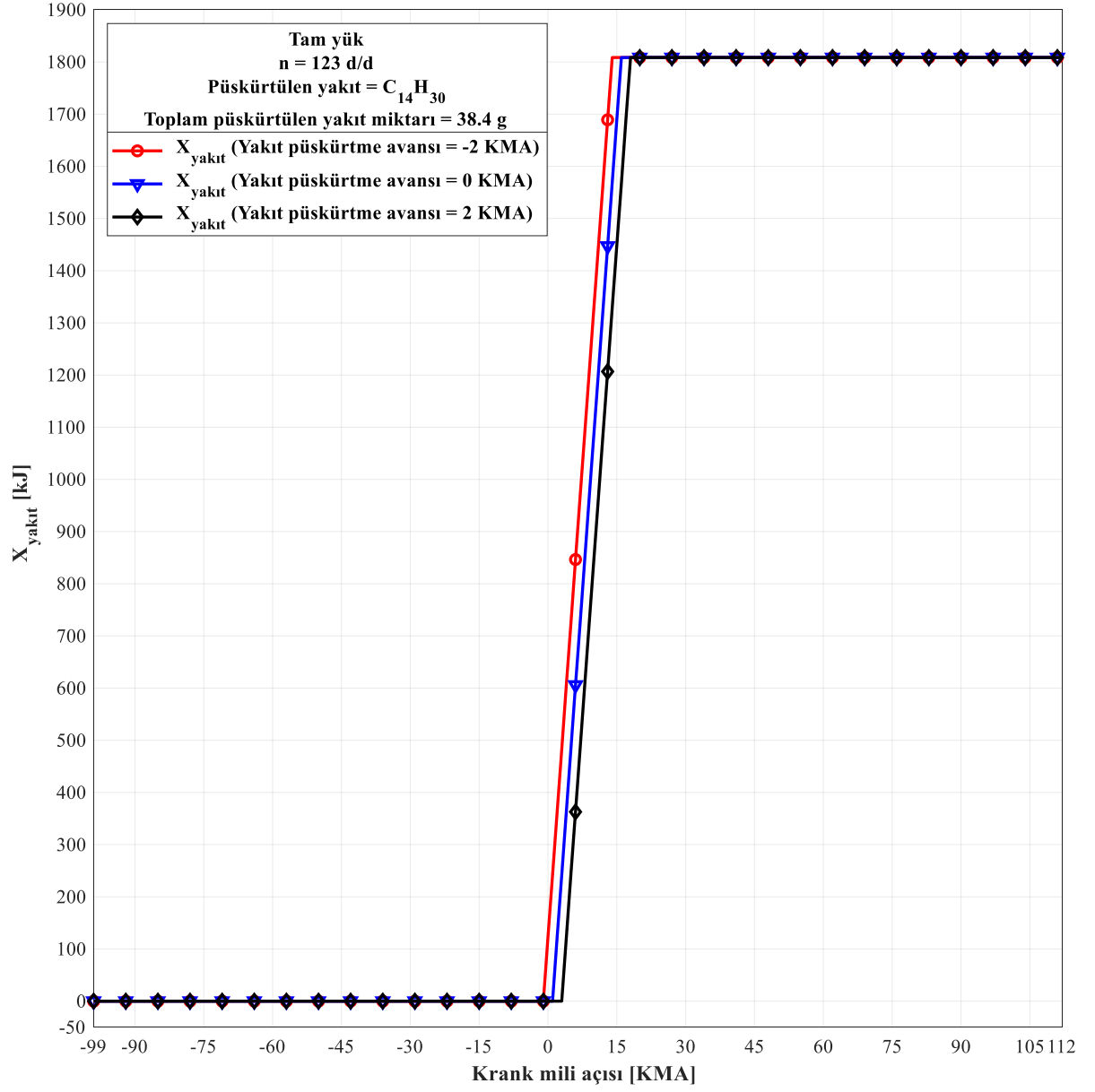
Şekil 3.62. Yakıt püskürtme avansının kümülatif silindir içi toplam ekserji terimi üzerindeki etkisi

3.4.3.5. Yakıt Ekserji Terimi

Yakıt ekserjisi değişim oranının ($dX_{\text{yakıt}}/d\theta$) krank mili açısına göre değişimi Şekil 3.63'te ve yakıtın kümülatif ekserjisinin ($X_{\text{yakıt}}$) krank mili açısına göre değişimi ise Şekil 3.64'te gösterilmiştir. Bölüm 3.4.3.2'dekine benzer durum burada da söz konusudur. Çevrimin sıkıştırma ve genişleme süreçlerinde; yakıt püskürtme işlemi söz konusu olmadığından Şekil 3.63'ten de görüldüğü üzere $dX_{\text{yakıt}}/d\theta$ terimi sıfır değerini almaktadır. Diğer bir ifade ile, (2.99) eşitliğindeki $dN_{\text{yakıt}}/d\theta$ değeri sıkıştırma ve genişleme zamanı boyunca sıfır değerini almaktadır. -2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA yakıt püskürtme avansları için, en yüksek $dX_{\text{yakıt}}/d\theta$ değerleri; sırasıyla 123.70 kJ/KMA, 122.98 kJ/KMA ve 123.70 kJ/KMA olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.64'te, yakıt püskürtme avansının yakıtın kümülatif ekserjisi üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Egzoz supabı kapanmasından yakıt püskürtme işleminin başlangıcına kadar olan sıkıştırma zamanında $X_{\text{yakıt}}$ sıfır değerini almaktadır. Tüm avans koşulları (-2 KMA, 0 KMA ve 2 KMA) için; benzetim çalışmasında püskürtülen yakıt miktarının (38.4 g) sabit alınmasının sonucu olarak, $X_{\text{yakıt}}$ değeri 1808.5 kJ şeklinde hesaplanmıştır. Sonuç olarak; iki zamanlı gemi dizel makinesinde başka bir fiziksel etki tanımlanmadığı varsayımı ile, sabit yakıt püskürtme koşulları altında yakıt püskürtme avansının $X_{\text{yakıt}}$ değerleri üzerinde aynı etkiye sahip olduğu söylenebilir.



Şekil 3.63. Yakıt püskürtme avansının yakıt ekserjisi değişim oranı üzerindeki etkisi



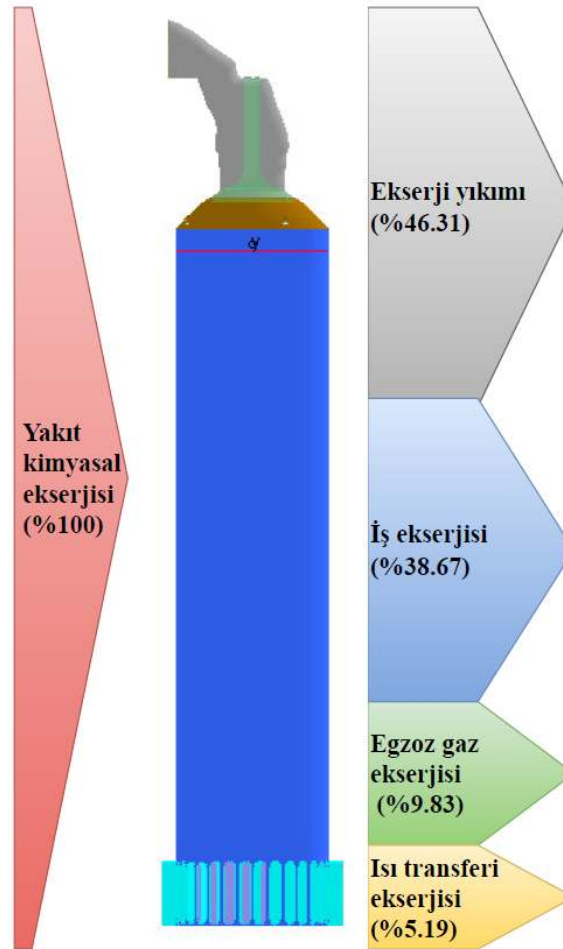
Şekil 3.64. Yakıt püskürtme avansının kümülatif yakıt ekserjisi üzerindeki etkisi

3.4.4. Ekserji Dağılımı İçin Sankey Diyagramları

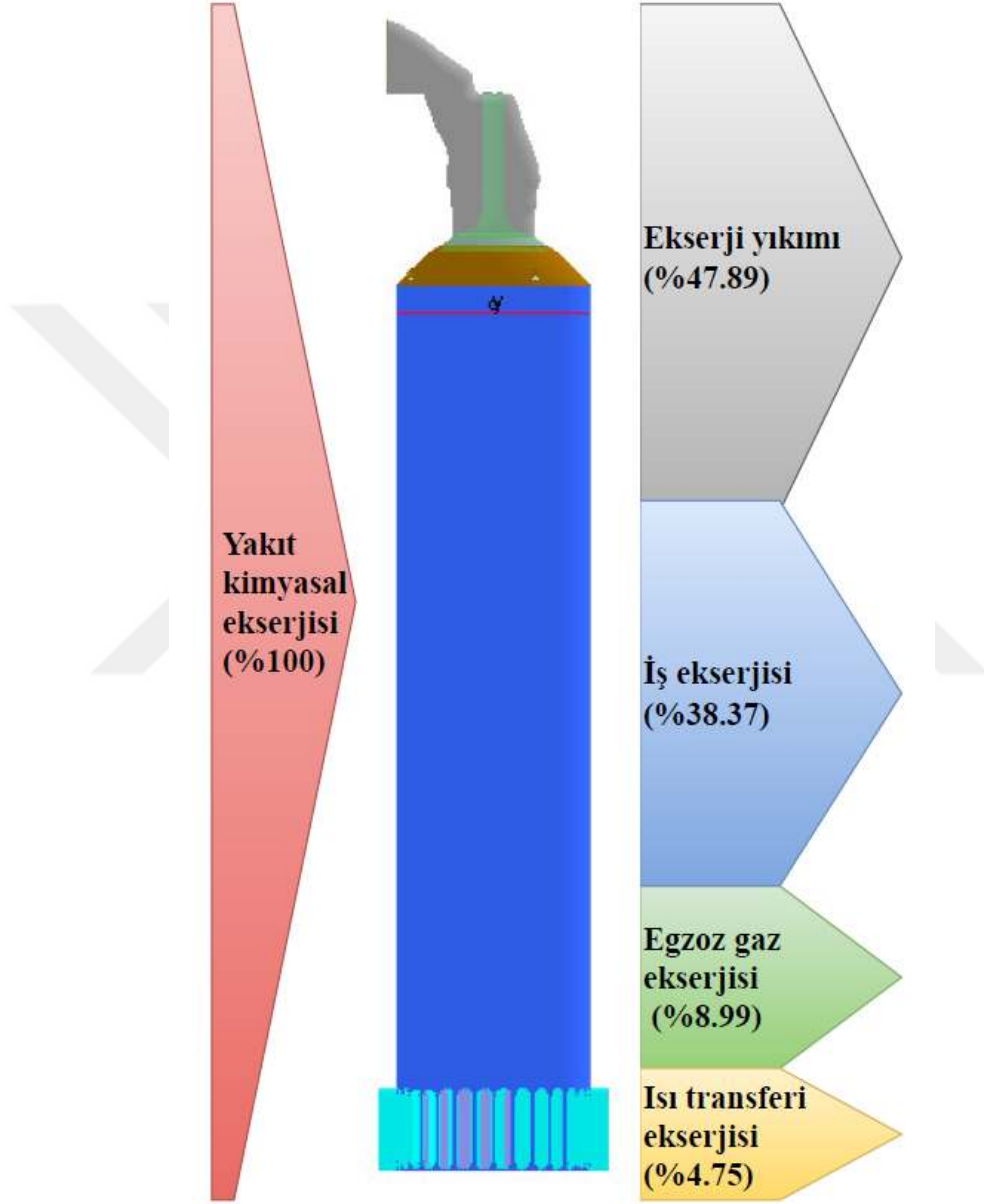
Bu bölümde, toplam püskürtülen yakıt miktarı ve yakıt püskürtme avansının ekserji bileşenlerinin dağılımları; Sankey diyagramları ile sunulmuştur. Sankey diyagramları, enerji üreten bir sistem içerisinde meydana gelen; ısı transferi, iş transferi vb. termodinamik olaylarla ilgili ekserji akışları hakkında kolayca anlaşılabilir bilgilendirmeler sunan grafiksel diyagramlardır (Soundararajan vd., 2014).

3.4.4.1. Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarının Etkisi

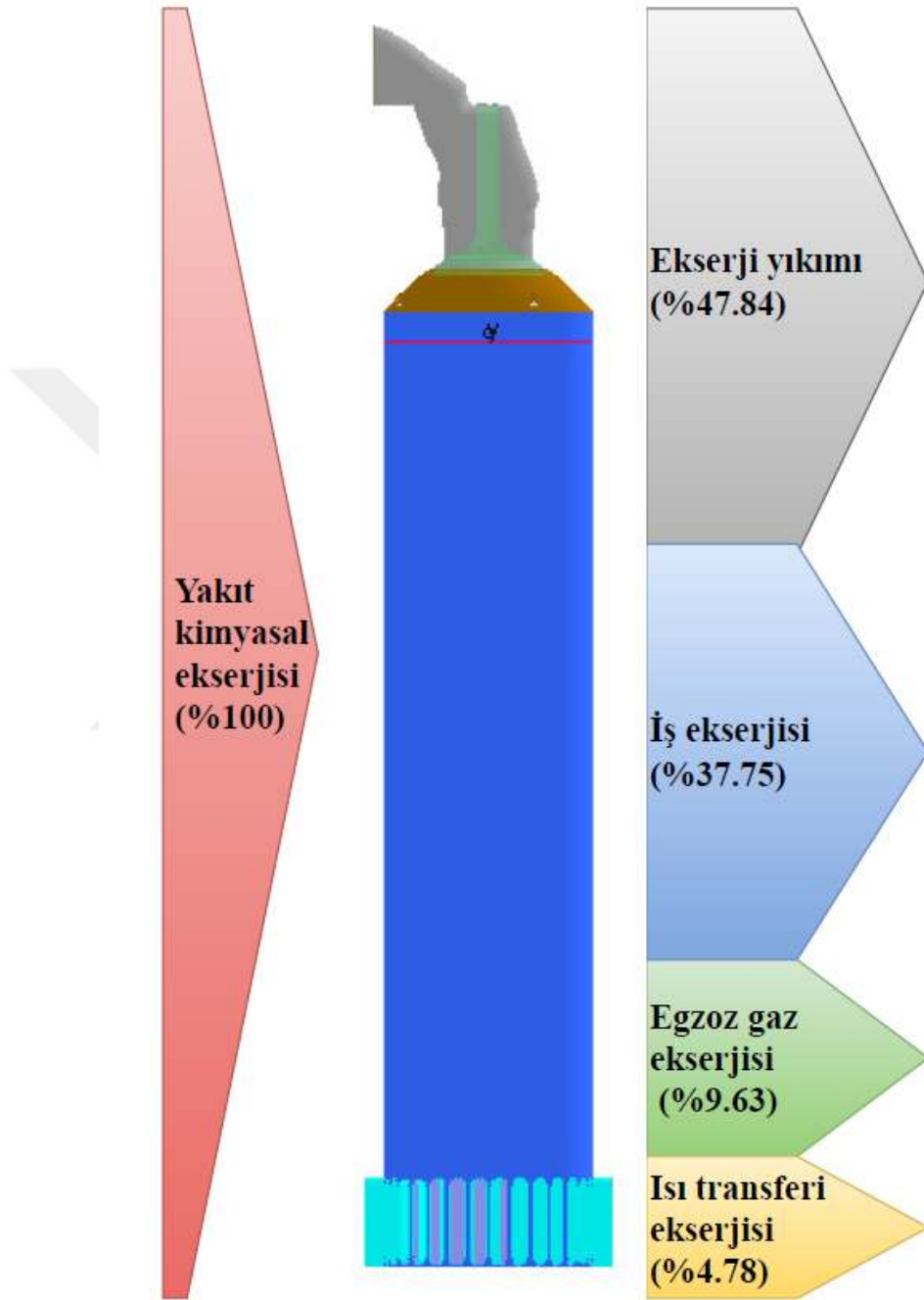
Toplam püskürtülen yakıt miktarlarının (38.4, 37.8 ve 37.2 g); toplam giren ve çıkan ekserji akış dağılımlarına ait Sankey diyagramları, sırasıyla Şekil 3.65, 3.66 ve 3.67’de gösterilmiştir.



Şekil 3.65. 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için Sankey diyagramı



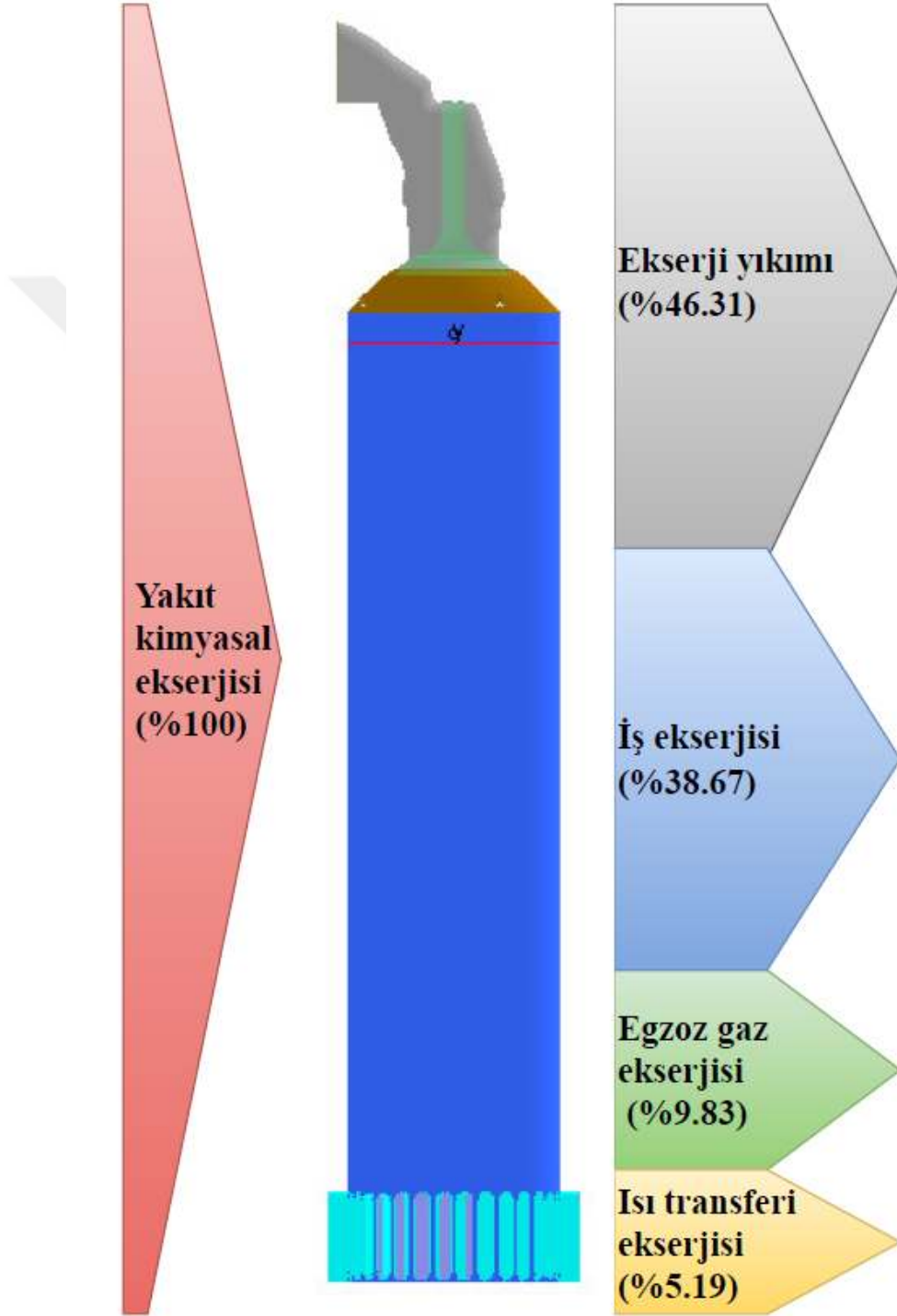
Şekil 3.66. 37.8 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için Sankey diyagramı



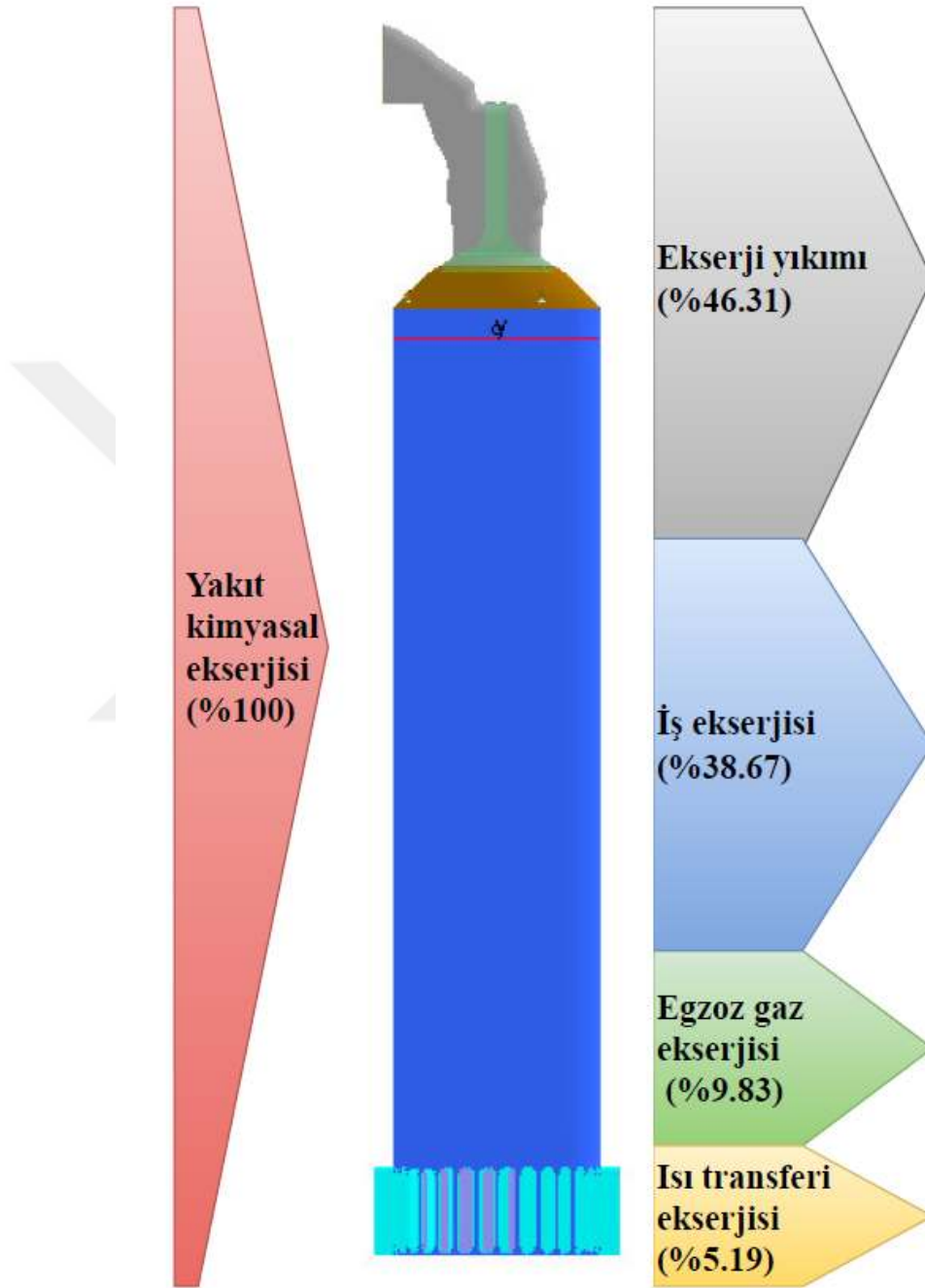
Şekil 3.67. 37.2 g toplam püskürtülen yakıt miktarı için Sankey diyagramı

3.4.4.2. Yakıt Püskürtme Avansının Etkisi

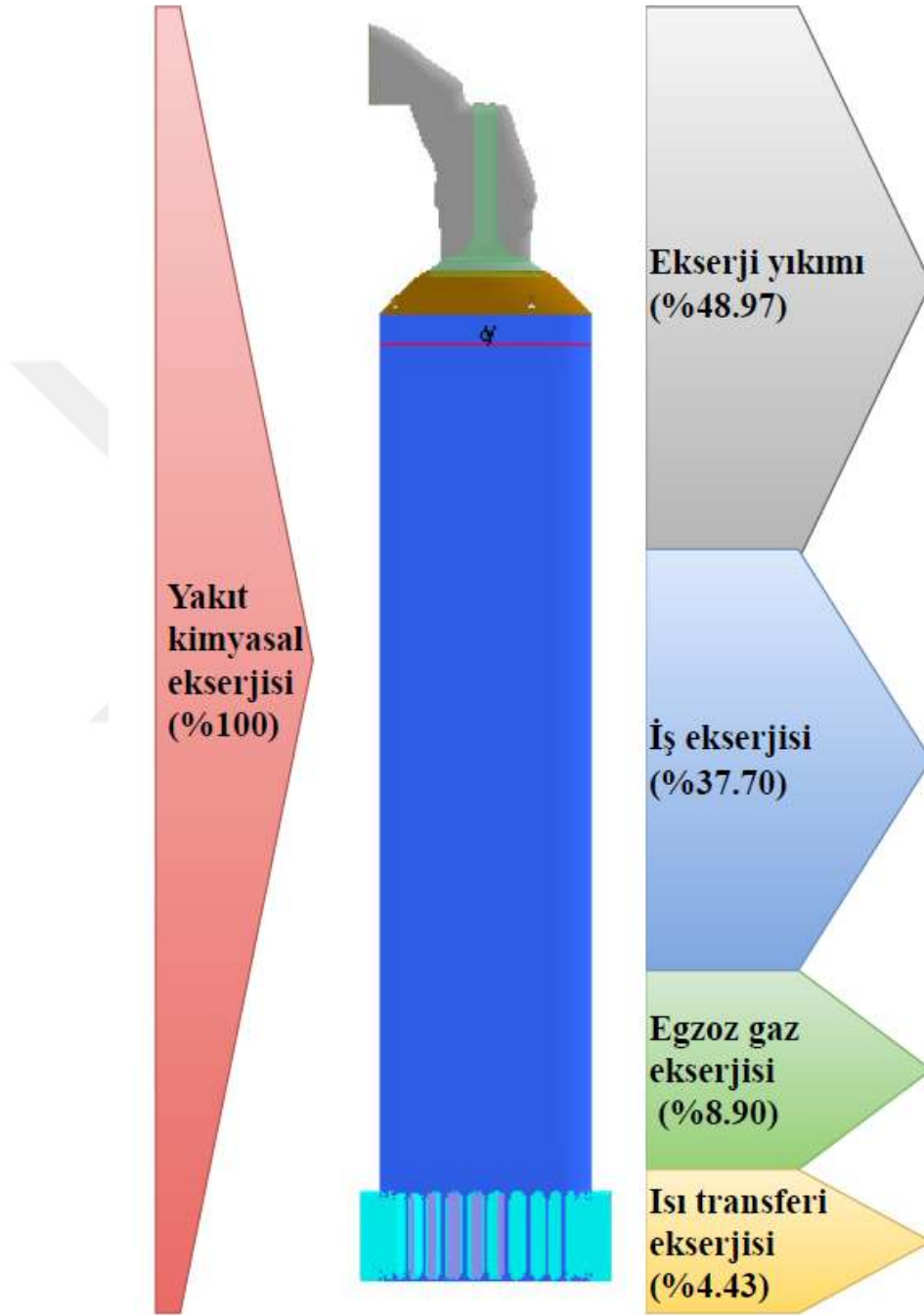
Yakıt püskürtme avansının (-2, 0 ve 2 KMA); toplam giren ve çıkan ekserji akış dağılımlarına ait Sankey diyagramları, sırasıyla Şekil 3.68, 3.69 ve 3.70’te gösterilmiştir.



Şekil 3.68. -2 KMA yakıt püskürtme avansı için Sankey diyagramı



Şekil 3.69. 0 KMA yakıt püskürtme avansı için Sankey diyagramı



Şekil 3.70. 2 KMA yakıt püskürtme avansı için Sankey diyagramı

3.4.5. İkinci Yasa Verimleri

Bu bölümde; iki zamanlı gemi dizel makinesi için gerçekleştirilen HAD modelinden elde edilen verilere dayalı olarak hesaplanan ikinci yasa verimleri sunulmuştur. İkinci yasa verimlerinin hesaplanmasında (2.102) numaralı eşitlik kullanılmıştır. Püskürtülen toplam yakıt miktarı ve yakıt püskürtme avansı parametrelerine bağlı olarak hesaplanan ikinci yasa verimleri Tablo 3.1’de verilmiştir. Tablo 3.1 incelendiğinde; tez kapsamında göz önüne alınan mevcut iki zamanlı gemi dizel makinesi için hesaplanan ikinci yasa veriminin en yüksek değeri -2 KMA ile çalışma koşulunda elde edilmiştir. Tablo 3.1 genel olarak incelendiğinde ise ikinci yasa veriminin tüm çalışma parametreleri dikkate alındığında; yaklaşık %41’in üzerinde bir değer aldığı görülmektedir. Tez kapsamında göz önüne alınan mevcut iki zamanlı gemi dizel makinesi için, HAD yaklaşımı sonucunda hesaplanan birinci yasa veriminin en yüksek değeri de -2 KMA ile çalışma koşulunda %51.1 oranıyla elde edilmiştir.

Tablo 3.1. İki zamanlı gemi dizel makinesinin ikinci yasa verimleri

Parametre adı	Parametrenin aldığı değer	İkinci yasa verimi [%]	Açıklama
Püskürtülen yakıt miktarı [g]	38.4	42.17	Yakıt püskürtme avansı olarak; 0 KMA sabit değeri dikkate alınmıştır
	37.8	42.4	
	37.2	41.74	
Yakıt püskürtme avansı [KMA]	-2	43.15	Toplam püskürtülen yakıt miktarı; 38.4 g sabit değeri dikkate alınmıştır
	0	42.17	
	2	41.36	

4. SONUÇLAR

Sunulan tez çalışmasında; ilk olarak araştırma amaçlı kullanılan iki zamanlı bir gemi dizel makinesinin (MAN Dizel & Turbo 4T50ME-X) 3-boyutlu HAD modelleme yöntemi ile tam çevrim analizi gerçekleştirilmiştir. Modelden elde edilen verilerin ışığında; iki zamanlı gemi dizel makinesine ekserji (ikinci yasa) analizi uygulanmıştır. HAD modeli ile ekserji analizinin entegrasyonunun gerçekleştirildiği bu tez çalışmasından elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. 3-boyutlu HAD modelinin ağ bağımsız çözümünden ve deneysel olarak literatürden (Sigurdsson vd., 2014) sağlanan silindir basınç verileri HAD modelinin geçerliliğini göstermek için kullanılmıştır. Silindir basınç verileri için $MAPE = \%6.38$ olarak hesaplanmıştır.
2. Gemi makine gücü için hata oranı, 1158702 hücre sayısında $MAPE = \%5.94$ olarak hesaplanmıştır.
3. Optimum çalışma koşulları; 1158702 hücre sayısında 38.4 g püskürtülen toplam yakıt miktarı ve 0 KMA yakıt püskürtme zamanlaması şeklinde belirlenmiştir.
4. Optimum çalışma koşulları için, silindir basıncının ve silindir içindeki dolgunun sıcaklığının en yüksek değeri; sırasıyla 171.93 bar ve 1501.74 K olarak hesaplanmıştır.
5. Yakıtın ısı açığa çıkış oranının en yüksek değeri, -2 KMA yakıt püskürtme zamanlaması ve 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı koşulunda 97.99 kJ/KMA olarak hesaplanmıştır.
6. En yüksek silindir basıncı ve sıcaklığı, -2 KMA yakıt püskürtme zamanlaması ve 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı koşulunda; sırasıyla 188.98 bar ve 1541.93 K şeklinde hesaplanmıştır.
7. Termodinamiğin birinci yasasına göre en yüksek birinci yasa verim değeri; -2 KMA yakıt püskürtme zamanlaması ve 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı koşulunda $\%51.1$ olarak hesaplanmıştır.
8. X_{is1} ekserji teriminin kapalı çevrim sonundaki en yüksek değeri, -2 KMA yakıt püskürtme zamanlaması ve 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı koşulunda; -104.85 kJ olarak hesaplanmıştır.

9. $X_{i\dot{s}}$ ekserji teriminin kapalı çevrim sonundaki en yüksek değeri, -2 KMA yakıt püskürtme zamanlaması ve 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı koşulunda; 780.40 kJ olarak hesaplanmıştır.
10. $X_{yakıt}$ ekserji teriminin kapalı çevrim sonundaki en yüksek değeri, 0 KMA yakıt püskürtme zamanlaması ve 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı koşulunda; 1808.5 kJ olarak hesaplanmıştır.
11. $X_{yıkım}$ ekserji teriminin kapalı çevrim sonundaki en yüksek değeri, 2 KMA yakıt püskürtme zamanlaması ve 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı koşulunda; 971.77 kJ olarak hesaplanmıştır.
12. $X_{silindir}$ ekserji teriminin kapalı çevrim sonundaki en yüksek değeri, -2 KMA yakıt püskürtme zamanlaması ve 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı koşulunda; 198.38 kJ olarak hesaplanmıştır.
13. İkinci yasa veriminin en yüksek değeri, -2 KMA yakıt püskürtme zamanlaması ve 38.4 g toplam püskürtülen yakıt miktarı koşulunda; %43.15 olarak hesaplanmıştır.

5. ÖNERİLER

1. Sunulan tez çalışmasında, yakıt olarak; n-tetradekan kullanılmıştır. HAD modelinden elde edilen sonuçların çok daha hassas hale getirilebilmesi için; gemi yakıtları için gelecekte yeni geliştirilecek kimyasal kinetik mekanizma veya mekanizmaları kullanılabilir.
2. Sunulan tez çalışması klasik dizel çevrimine göre modellenmiştir. Mevcut model çift yakıt kullanan gemi makineleri için de gerekli kalibrasyonlar yapılarak değerlendirilebilir.
3. Sunulan tez çalışmasındaki HAD modeli için, daha fazla parametrik çalışma yapılabilir ve elde edilen sonuçlar ile gemi makinesi için ekserji temelli optimizasyon çalışmaları yapılabilir.

6. KAYNAKLAR

- Abani, N., Kokjohn, S., Park, S., W., Bergin, M., Munnannur, A., Ning, W., Sun, Y. ve Reitz, R., D., 2008. An Improved Spray Model for Reducing Numerical bibliomiscmeter Dependencies in Diesel Engine CFD Simulations, SAE Paper No: 2008-01-0970, doi:10.4271/2008-01-0970s.
- Abassi, A., Khalilarya, S. ve Jafarmadar, S., 2010. The influence of the inlet charge temperature on the second law balance under the various operating engine speeds in DI Diesel engine, Fuel, 89, 2425-2432, doi:10.1016/j.fuel.2010.04.034.
- Alkidas, A., C., 1988. The application of availability and energy balances to a diesel engine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 110, 3, 462-469, doi: 10.1115/1.3240143.
- Amsden, A. A., Ramshaw, J., D., Cloutman, L., D. ve O'Rourke, P., J., 1985. Extensions to the KIVA Computer Program, Los Alamos National Laboratory Report LA-10534-MS, Los Alamos National Laboratory.
- Amsden, A. A., O' Rourke, P., J. ve Butler, T., D., 1989. KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays, Los Alamos National Laboratory Report LA-11560-MS, Los Alamos National Laboratory.
- Amsden, A. A., 1997. KIVA-3V: A Block-structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves, Los Alamos National Laboratory Report LA-13313-MS, Los Alamos National Laboratory.
- Andersen, F., H., Hult, J., Nogenmyr, K., J. ve Mayer, S., 2013. Numerical Investigation of the Scavenging Process in Marine Two-Stroke Diesel Engines, SAE Paper No: 2013-01-2647, s. 1-12, doi: 10.4271/2013-01-2647.
- Andersen, F., H., Hult, J., Nogenmyr, K., J. ve Mayer, S., 2014. CFD Analysis of the Scavenging Process in Marine Two-Stroke Diesel Engines, Proceedings of the ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF2014-5438, Columbus, IN, USA, s. 1-13, doi: 10.1016/j.jht.2009.06.003.
- Andersen, F., H. ve Mayer, S., 2015. Parametric Study of the Scavenging Process in Marine Two-Stroke Diesel Engines, Proceedings of the ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF2015-1075, Houston, TX, USA, s. 1-9.
- Andersen, F., H., 2015. Integrated analysis of the scavenging process in marine two-stroke diesel engines, PhD thesis, Technical University of Denmark, Section of Fluid Mechanics, Coastal and Maritime Engineering, 2800 Kongens Lyngby, Denmark.
- Ansys Fluent, 2018. ANSYS Fluent Release 19.2 User's Guide.

Anslys Forte Theory Manual, 2021. ANSYS Forte Release 18.2 Theory Manual.

Azoumah, Y., Blin, J. ve Daho, T., 2009. Exergy efficiency applied for the performance optimization of a direct injection compression ignition (CI) engine using biofuels, Renewable Energy, 34, 1494-1500.

Bai, C. ve Gosman, A., 1996. Mathematical modeling of wall films formed by impinging sprays, SAE Paper No: 960626, s. 1-17, doi: 10.4271/960626.

Beale, J., C. ve Reitz, R., D., 1999. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor hybrid model, Atomization and Sprays, 9, 623-650.

Bejan, A., 1995. Entropy Generation Minimization: The Method of Thermodynamic Optimization of Finite-Size Systems and Finite-Time Processes, CRC Press, Boca Raton, 400 s.

Bejan, A., 2016. Advanced Engineering Thermodynamics, 4. Baskı, Wiley, New York, 789 s.

Bellman, R. ve Pennington, R., H., 1954. Effects of Surface Tension and Viscosity on Taylor Instability, Quarterly of Applied Mathematics, 12, 2, 151-162.

Bernečić, D., Martinović, D. ve Tudor, M., 2014. The effect of Multiple Fuel Injection on Combustion Profiles in Slow-Speed Two-stroke Marine Diesel Engines, Transactions of FAMENA, 36, 4, 49-62.

Blair, G., P., 1990. The Basic Design of Two Stroke Engines, Society of Automotive Engineers Inc., Birinci baskı, Warrendale, PA, 672 s.

Bolla, M., Cattin, M., A., Wright, Y., M., Boulouchos, K. ve Schulz, R., 2012. 3D-CFD Lagrangian Spray Simulations for Large Two Stroke Marine Diesel Engines compared with Experimental Data of a Spray Combustion Chamber, Proceedings of the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, ICES2012-81016, Torino, Piemonte, Italy, s. 1-9.

Cao, Z., Wang, T., Sun, K., Cui, L. ve Gui, Y., 2017. Numerical Analysis of Scavenging Process in a Large Marine Two-Stroke Diesel Engine, SAE Paper No: 2017-01-2201, 1-9, doi: 10.4271/2017-01-2201.

Cebeci, T. ve Bradshaw, P., 1977. Momentum Transfer in Boundary Layers, Hemisphere Publishing Corporation, New York.

Chemkin Pro, 2008. Chemkin Pro User Manual, Reaction Design, San Diego.

Cui, L., Wang, T., Sun, K., Lu, Z., Che, Z. ve Sun, Y., 2017. Numerical Analysis of the Steady-State Scavenging Flow Characteristics of a Two-Stroke Marine Engine, SAE Paper No: 2017-01-0558, 1-12, doi: 10.4271/2017-01-0558.

- Çakmak, A. ve Bilgin, A., 2017. Bir Dizel Motorda Mısır Yağı Biyodizeli Kullanımının Termodinamik Analizi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji, 5, 2, 87-97.
- Dam, B., S., 2007. Experimental and numerical investigations of sprays in two stroke diesel engines, PhD thesis, Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering, Lyngby, Denmark.
- Doğan, B., Çakmak, A., Yeşilyurt, M., K. ve Erol, D., 2020. Investigation on 1-heptanol as an oxygenated additive with diesel fuel for compression-ignition engine applications: An approach in terms of energy, exergy, exergoeconomic, enviroeconomic, and sustainability analyses, Fuel, 275, 117973, 1-13.
- Dunbar, W., R. ve Lior, N., 1994. Sources of combustion irreversibility, Combustion Science and Technology, 103, 1-6, 41-61, doi: 10.1080/00102209408907687.
- Faming, H., E. ve Jin, W., 2017. Numerical Simulation of Scavenging Process of Large 2-Stroke Marine Diesel Engine, Advances in Engineering Research, 119, 186-189.
- Halstead, M., P., Kirsch, L., J. ve Quinn, C., P., 1977. The autoignition of hydrocarbon fuels at high temperatures and pressures-fitting of a mathematical model, Combustion and Flame, 30, 45-60.
- Han, Z. ve Reitz, R., D., 1995. Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG $k - \epsilon$ Models, Combustion Science and Technology, 106, 267-295.
- Han, Z. ve Reitz, R., D., 1997. A Temperature Wall Function Formulation for Variable-density Turbulence Flows with Application to Engine Convective Heat Transfer Modeling, International Journal of Heat Mass Transfer, 40, 3, 613-625.
- Han, Z., Xu, Z. ve Trigui, N., 2000. Spray/Wall Interaction models for multidimensional engine simulation, International Journal of Engine Research, 1, 1, 127-146.
- Hageman, M., D., Sakai, S., S. ve Rothamer, D., A., 2015. Determination of soot onset and background particulate levels in a spark-ignition engine, Proceedings of the Combustion Institute, 35, 3, 2949-2956, doi: 10.1016/j.proci.2014.06.105.
- Haider, S., Schnipper, T., Obeidat, A., Meyer, K., E., Okulov, V., L., Mayer, S. ve Walther, J., H., 2013. PIV study of the effect of piston position on the in-cylinder swirling flow during the scavenging process in large two-stroke marine diesel engines, Journal of Marine Science and Technology, 18, 133-143.
- Haworth, D., C., 2005. A review of turbulent combustion modeling for multidimensional in-cylinder CFD, SAE Paper No: 2005-01-0993, 1-9, doi: 10.4271/2005-01-0993.
- Hemmingsen, C., S., Ingvorsen, K., M., Walther, J., H. ve Mayer, S., 2013. Swirling flow in a two-stroke marine diesel engine, Proceedings of the 26th Nordic Seminar on Computational Mechanics, Oslo, Norway, s. 1-4.

- Hemmingsen, C., S., Ingvorsen, K., M., Mayer, S. ve Walther, J., H., 2016. LES and URANS simulations of the swirling flow in a dynamic model of a uniflow-scavenged cylinder, International Journal of Heat and Fluid Flow, 62, 213-223.
- Herrmann, K., von Rotz, B., Schulz, G., Weisser, G., Boulouchos, K. ve Schneider, B., 2010. Reference data generation of spray characteristics in relation to large 2-stroke marine diesel engines using a novel spray combustion chamber concept, 23rd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ILASS Europe 2010), Brno, Czech Republic, s. 1-9.
- Hirt, C., W., Amsden, A., A. ve Cook, J., L., 1974. An arbitrary Lagrangian-Eulerian computing method for all flow speeds, Journal of Computational Physics, 14, 227-253.
- Hou, S. ve Schmidt, D., P., 2006. Adaptive Collision Meshing and Satellite Droplet Formation in Spray Simulations, International Journal of Multiphase Flow, 32, 935-956, doi: 10.4271. 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2006.02.013.
- Hult, J., Matlok, S. ve Mayer, S., 2014. Particle Image Velocimetry Measurements of Swirl and Scavenging in a Large Marine Two-Stroke Diesel Engine, SAE Paper No: 2014-01-1173, 1-11, doi: 10.4271/2014-01-1173.
- Ingvorsen, K., M., Meyer, K., E., Schnipper, T., Walther, J., H. ve Mayer, S., 2012. Swirling flow in model of large two-stroke diesel engine, 16th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, s. 1-12.
- Ingvorsen, K., M., Meyer, K., E., Walther, J., H. ve Mayer, S., 2013a. Turbulent swirling flow in a model of a uniflow-scavenged two-stroke engine, Experimental Fluids, 54, 1494, 1-17, doi: 10.1007/s00348-013-1494-6.
- Ingvorsen, K., M., Meyer, K., E., Walther, J., H. ve Mayer, S., 2013b. Phase-locked stereoscopic PIV measurements of the turbulent swirling flow in a dynamic model of a uniflow-scavenged two-stroke engine cylinder, 10th International Symposium on Particle Image Velocimetry (PIV13), Delft, The Netherlands, s. 1-12.
- Ingvorsen, K., M., Meyer, K., E., Walther, J., H. ve Mayer, S., 2014. Turbulent swirling flow in a dynamic model of a uniflow-scavenged two-stroke engine, Experimental Fluids, 55, 1748, 1-18, doi: 10.1007/s00348-014-1748-y.
- Jafarmadar, S., 2013. Three-dimensional modeling and exergy analysis in combustion chambers of an indirect injection diesel engine, Fuel, 107, 439-447, doi: 10.1016/j.fuel.2012.12.001.
- Jafarmadar, S. ve Nemati, P., 2016. Exergy analysis of diesel/biodiesel combustion in a homogenous charge compression ignition (HCCI) engine using three-dimensional model, Renewable Energy, 99, 514-523, doi: 10.1016/j.renene.2016.07.034.
- Karunanidhi, S., G., Nithin, V., S. ve Rao, G., S., 2014. CFD studies of two stroke petrol engine scavenging, International Journal of Engineering Research and Applications, 4, 7, 74-79.

- Karvounis, N., Pang, K., M., Mayer, S. ve Walther, J., H., 2018. Numerical simulation of condensation of sulfuric acid and water in a large two-stroke marine diesel engine, Applied Energy, 211, 1009-1020.
- Kong D., Eckhoff, R., K. ve Alfert, F., 1995. Auto-ignition of CH₄/air, C₃H₈/air, CH₄/C₃H₈/air and CH₄/CO₂/air using a 1 l ignition bomb, Journal of Hazardous Materials, 40, 69-84.
- Kong D. ve Reitz, R., D., 2002. Use of detailed chemical kinetics to study HCCI engine combustion with consideration of turbulent mixing effects, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 124, 702-707.
- Kontoulis, P., Chryssakis, C. ve Kaiktsis, L., 2008. Evaluation of Pilot Injections in a Large Two-Stroke Marine Diesel Engine, Using CFD and T-φ Mapping, The Proceedings of the International symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines, s. 181-188, doi: 10.1299/jmsesdm.2008.7.181.
- Kontoulis, P., Kaiktsis, L., von Rotz, B. ve Boulouchos, K., 2019. CFD Modelling and Experimental Spray Studies for Different Heavy Fuel Oil Qualities with respect to Large Two-Stroke Marine Engines, Journal of Energy Engineering, 145, 5, 1-22.
- Kotas, T., J., 1985. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Elsevier, 311 s.
- Kyriakides, N., Chryssakis, C. ve Kaiktsis, L., 2009. Influence of Heavy Fuel Properties on Spray Atomization for Marine Diesel Engine Applications, SAE Paper No: 2009-01-1858, 1-9, doi: 10.4271/2009-01-1858.
- Lamas, M., I. ve Rodríguez, C., G., 2012a. Simulation of the Scavenging Process in Two-Stroke Engines, In: Numerical Modelling, P. Miidla Ed., 27-44, doi: 10.5772/37097.
- Lamas, M., I. ve Rodríguez, C., G., 2012b. Computational Fluid Dynamics Analysis of the Scavenging Process in the MAN B&W 7S50MC Two-Stroke Marine Diesel Engine, Journal of Ship Research, 56, 3, 154-161, doi: 10.5957/JOSR.56.3.120001.
- Levich, V., G., 1962. Physicochemical Hydrodynamics, Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 700 s.
- Liang, L., Stevens, J., G. ve Farrell, J., T., 2009a. A Dynamic Adaptive Chemistry Scheme for Reactive Flow Computations, Proceedings of the Combustion Institute, 32, 527-534.
- Liang, L., Stevens, J., G., Raman, S. ve Farrell, J., T., 2009b. The use of Dynamic Adaptive Chemistry in Combustion Simulation of Gasoline Surrogate Fuels, Combustion and Flame, 156, 7, 1493-1502.
- Liang, L., Stevens, J., G. ve Farrell, J., T., 2009c. A dynamic multi-zone partitioning scheme for solving detailed chemical kinetics in reactive flow computations, Combustion Science and Technology, 181, 11, 1345-1371.

- Liu, H., Lu, L. ve Wang, Z., 2014. Studying on Fuel Injection Strategies on the Performance of Two-Stroke Marine Diesel Engine, SAE Paper No: 2014-01-2706, 1-16, doi: 10.4271/2014-01-2706.
- Liu, H., Zhang, H., Wang, H., Zou, X. ve Yao, M., 2016. A Numerical Study on Combustion and Emission Characteristics of Marine Engine through Miller Cycle Coupled with EGR and Water Emulsified Fuel, SAE Paper No: 2016-01-2187, 1-11, doi: 10.4271/2016-01-2187.
- Liu, H., Li, J., Wang, J., Wu, C., Liu, B., Dong, J., Liu, T., Ye, Y., Wang, H. ve Yao, M., 2019. Effects of injection strategies on low-speed marine engines using the dual fuel of high-pressure direct-injection natural gas and diesel, Energy Science and Engineering, 7, 1994-2010.
- Litke, B., 1999. The influence of inlet angles in inlet ports on the scavenging process in two-stroke uniflow-scavenged engine, Maritime Technology, 45, 247-252.
- Moran, M., J., 1982. Availability analysis: a guide to efficient energy use, NJ: Prentice Hall.
- Nakagawa, H., Kato, S., Tateishi, M., Adachi, T., Tsujimura, H. ve Nakashima, M., 1990. Airflow in the cylinder of a 2-stroke cycle uniform scavenging diesel engine during compression stroke, Japan Society of Mechanical Engineering, 33, 3, 591-598.
- Obeidat, A., Schnipper, T., Ingvorsen, K., M., Haider, S. ve Meyer, K., E., 2014. Large eddy simulations of the influence of piston position on the swirling flow in a model two-stroke diesel engine, International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 24, 2, 325-341, doi: 10.1108/HFF-09-2011-0189.
- O'Rourke, P., J. ve Amsden, A., A., 1996. A Particle Numerical Model For Wall Film Dynamics in Port-Injected Engines, SAE Technical Paper No: 961961, 1-16, doi: 10.4271/961961.
- O'Rourke, P., J. ve Amsden, A., A., 2000. A Spray/Wall Interaction Submodel for the KIVA-3 Wall Film Model, SAE Technical Paper No: 2000-01-0271, 1-20, doi: 10.4271/2000-01-0271.
- Panigrahi, N., 2018. Energy and exergy analysis of a CI engine fuelled with polanga oil methyl ester, Energy & Environment, 29, 7, 1155-1173, doi: 10.1177/0958305X18776544.
- Patankar, S., V., 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, DC, 197 s.
- Percival, W., H., 1955. Method of Scavenging Analysis for 2-Stroke-Cycle Diesel Cylinders, SAE Technical Paper No: 550291, 63, 737-751, doi: 10.4271/550291.

- Pracht, W., E., 1975. Calculating three-dimensional fluid flows at all speeds with an Eulerian-Lagrangian computing mesh, Journal of Computational Physics, 17, 2, 132-159.
- Primus, R., J. ve Flynn, P., F., 1986. The assessment of losses in diesel engines using second law analysis, ASME-WA meeting Proceedings of AES, Anaheim CA, 61-68.
- Ra, Y. ve Reitz, R., D., 2003. The application of a multi-component vaporization model to gasoline direct injection engines, International Journal of Engine Research, 4, 193-218.
- Ra, Y. ve Reitz, R., D., 2009. A vaporization model for discrete multi-component fuel sprays, International Journal of Multiphase Flow, 35, 101-117, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2008.10.006.
- Rakopoulos, C., D. ve Giakoumis, E., G., 2006. Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, Progress in Energy and Combustion Science, 32, 1, 2-47, doi: 10.1016/j.pecs.2005.10.001.
- Rakopoulos, C., D., Kosmadakis, G., M. ve Patriotis, E., G., 2010. Critical Evaluation of Current Heat Transfer Models Used in CFD In-Cylinder Engine Simulations and Establishment of a Comprehensive Wall-Function Formulation, Applied Energy, 81, 1612-1630, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.09.029.
- Rakopoulos, D., C., Rakopoulos, C., D., Kosmadakis, G., M. ve Giakoumis, E., G., 2020. Exergy assessment of combustion and EGR and load effects in DI diesel engine using comprehensive two-zone modeling, Energy, 202, 117685, 1-20, doi: 10.1016/j.energy.2020.117685.
- Reitz, R., D. ve Diwakar, R., 1986. Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays, SAE Technical Paper No: 860469, 1-12, doi: 10.4271/860469.
- Reitz, R., D., 1987. Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays, Atomization and Sprays, 3, 309-337.
- Riekert, L., 1974. The efficiency of energy-utilization in chemical processes, Chemical Engineering Science, 29, 7, 1613-1620, doi: 10.1016/0009-2509(74)87012-0.
- Rosen, M., A., 2002. Exergy Conservation; an alternative to conserving the already conserved quantity energy, Exergy An International Journal, 2, 2, 59-61, doi: 10.1016/S1164-0235(02)00055-9.
- Schweitzer, P., H., 1949. Scavenging of two-stroke cycle diesel engines, Macmillan Co, 265 s.
- Sekmen, P. ve Yılbaşı, Z., 2011. Application of energy and exergy analyses to a CI engine using biodiesel fuel, Mathematical and Computational Applications, 16, 4, 797-808.

- Sigurdsson, E., 2011. Scavenging Flow in a Two-Stroke Diesel Engine, Technical University of Denmark, Mechanical Engineering, Denmark.
- Sigurdsson, E., Ingvorsen, K., M., Jensen, M., V., Mayer, S., Matlok, S. ve Walther, J., H., 2014. Numerical analysis of the scavenge flow and convective heat transfer in large two-stroke marine diesel engines, Applied Energy, 123, 37-46.
- Sirignano, W., A., 1983. Fuel droplet vaporization and spray combustion, Progress in Energy and Combustion Science, 9, 291-322.
- Soundararajan, K., Ho, H., K. ve Su, B., 2014. Sankey diagram framework for energy and exergy flows, Applied Energy, 136, 1035-1042.
- Stone, R., 1999. Introduction to internal combustion engines, MacMillian Press LDT, 3rd Edition, 641 s.
- Stratsianis, V., Kontoulis, P. ve Kaiktsis, L., 2016. Effects of Fuel Post-Injection on the Performance and Pollutant Emissions of a Large Marine Engine, Journal of Energy Engineering, E4016001, 1-19.
- Su, T., F., Patterson, M., A., Reitz, R., D., ve Farell, P., V., 1996. Experimental and Numerical Studies of High Pressure Multiple Injection Sprays, SAE Paper No: 960861, 93-104, doi: 10.4271/960861.
- Sun, X., Liang, X., Zhou, P., Qian, Y., Iiu, T. ve Liu, B., 2017a. Effect of Miller Cycle and Fuel Injection Strategy on Performance of Marine Diesel Engine, 11th Asia-Pacific Conference on Combustion, Sydney, Australia, s. 1-8.
- Sun, X., Liang, X., Shu, G., Lin, J., Wang, Y. ve Wang, Y., 2017b. Numerical investigation of two-stroke marine diesel engine emissions using exhaust gas recirculation at different injection time, Ocean Engineering, 144, 90-97.
- Sun, X., Liang, X., Shu, G., Wang, Y., Wang, Y. ve Yu, H., 2017c. Effect of different combustion models and alternative fuels on two-stroke marine diesel engine performance, Applied Thermal Engineering, 115, 597-606.
- Szargut, J., 1980. International Progress in Second Law Analysis, Energy, 5, 8-9, 709-718, doi: 10.1016/0360-5442(80)90090-0.
- Tan, Z., 2003. Multi-Dimensional Modeling of Ignition and Combustion in Premixed and DIS/CI (Direct Injection Spark/Compression Ignition) Engines, PhD thesis, University of Wisconsin-Madison, Mechanical Engineering.
- Theotokatos, G., 2010. On the cycle mean value modelling of alarge two-stroke marine diesel engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 224, 3, 193-205.
- Thompson, P., A., 1972. Compressible-fluid dynamics, McGraw-Hill, New York.

- URL-1, <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/GHG-Emissions.aspx> Denizcilikte Sera Gazı Emisyonları. 10 Ocak 2020.
- URL-2, [https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Sulphur-oxides-\(SOx\)-%E2%80%93Regulation-14.aspx](https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Sulphur-oxides-(SOx)-%E2%80%93Regulation-14.aspx) Denizcilikte Kükürt Oksit ve Partikül Madde Emisyon Düzenleme-14. 15 Mayıs 2021.
- URL-3, <http://sites.google.com/site/inverclydeshipbuilding/home/the-diesel-engine> The diesel engine-World Wide Web electronic publication. 20 Temmuz 2021.
- Van Gerpen, J., H. and Shapiro, H., N., 1990. Second-law analysis of diesel engine combustion, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 112, 129-137.
- Velcea, D., D., 2016a. Combustion stage numerical analysis of a marine engine, Naval Academy Scientific Bulletin, 19, 1, 307-314.
- Velcea, D., D., 2016b. Compression stage numerical analysis of a marine engine, Naval Academy Scientific Bulletin, 19, 2, 328-334.
- Volund, A., 2003. Measurement and calculation of frictional loss in large two-stroke engines, PhD thesis, Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering, 2800 Kongens Lyngby, Denmark.
- Wahiduzzaman, S. ve Ferguson, C., R., 1986. Convective Heat Transfer from a Decaying Swirling Flow within a Cylinder, 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco, USA, paper #86-IHTC-253.
- Wang, C., Wang, T., Sun, K., Lu, Z. ve Gui, Y., 2017. Effects of EGR and injection strategies on the performance and emissions of a two-stroke marine diesel engine, SAE Paper No: 2017-01-2249, 1-11, doi: 10.4271/2017-01-2249.
- Wegener, J., L., Friedrich, M., A., Lan, H., Drallmeier, J., A. ve Armaly, B., F., 2008. A Criterion for Predicting Shear-driven Film Separation at an Expanding Corner with Experimental Validation, 21st Institute for Liquid Atomization and Spray Systems Annual Conference, May 2008, Orlando, FL, USA, 1-11.
- Wenxia, J., Ang, L., Lei, Z., Xingcai, L. ve Zhen, H., 2020. Effects of multiple injection on the combustion and emissions of marine low-speed two-stroke diesel engine, Journal of Combustion Science and Technology, 26, 2, 139-145.
- Wei, H., Chen, X., Wang, G., Zhou, L., An, S. ve Shu, G., 2017. Effect of swirl flow on spray and combustion characteristics with heavy fuel oil under two-stroke marine engine relevant conditions, Applied Thermal Engineering, 124, 302-314.
- Wei, L., Wu, A., Liu, J., Zhong, M. ve Wang, X., 2019. Nitrogen Oxides Reduction Effect and the Influence Mechanism of Exhaust Valve Lift on a Two-Stroke Marine Diesel Engine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 141, 081006, 1-9.

- Woodyard, D., 2009. Pounders Marine Diesel Engines and Gas Turbines, Butterworth-Heinemann of Elsevier, Dokuzuncu baskı, Burlington, MA, 96 s.
- Yakhot, V. ve Orszag, S., A., 1986. Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory, Journal of Scientific Computing, 1, 3-51.
- Yang, C., Takamoto, Y., Okajima, A., Obokata, T. ve Long, W., 2000. Comparison of Computed and Measured High-Pressure Conical Diesel Sprays, SAE Paper No: 2000-01-0951, doi: 10.4271/2000-01-0951.
- Yang, Z., Tan, Q. ve Geng, P., 2019. Combustion and emissions investigation on low-speed two-stroke marine diesel engine with low sulfur diesel fuel, Polish Maritime Research, 26, 101, 153-161.
- Yaşar, A. ve Ali, A., A., 2016. Investigation of effects of diesel and biodiesel fuels on energy and exergy analysis in diesel engines, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 31, 1, 159-174.
- Zhang, J., 2016. A novel exergy analysis of spray injection angle of compression ignition engine, Journal of Advances in Vehicle Engineering, 2, 3, 166-173.

ÖZGEÇMİŞ

Enes Fatih PEHLİVAN İlk ve ortaokulu Akçaabat Abdullah Fazıl Ağanoğlu ve Mevlüt Selami Yardım İlköğretim Okullarında tamamladı. Lise öğrenimini 2008 yılında Akçaabat Anadolu Lisesi'nden okul üçüncüsü olarak tamamladı. 2013 yılında KTÜ Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. Aynı yıl KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı ve 2016 yılında Yüksek Lisans programından mezun oldu. Aynı yıl KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora öğrenimine başladı. Ocak 2014'ten itibaren Ordu Üniversitesi Fatsa Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Gemi Makineleri Anabilim dalında Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. Evlidir. İyi seviyede İngilizce bilmektedir.