

# ISI

**bilimi ve tekniği  
dergisi**

**Journal of Thermal Science  
and Technology**

**2021 Cilt/Volume 41 Sayı/Number 2  
ISSN 1300-3615**

Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği tarafından yılda iki kez  
Nisan ve Ekim aylarında yayınlanır.

*A publication of the Turkish Society for Thermal Sciences and  
Technology, published twice a year, in April and October.*

**TIBTD Adına Yayın Sahibi Sorumlu Yayımcı/Publisher:**  
Prof. Dr. Nuri Yücel, Gazi Üniversitesi

**Sorumlu Yazı İşleri Müdürü-Editör/Editor-in-Chief:**  
Prof. Dr. Selin ARADAĞ ÇELEBİOĞLU  
TED Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, Ziya Gökalp  
Cad. 48/A, 06420 Çankaya, ANKARA Tel: 312 5850374  
submit@tibtd.org.tr

**Yayın Türü:** Yaygın, süreli

**Editörler Kurulu/Editorial Board:**

Prof. Dr. Murat Köksal, Hacettepe Üniversitesi  
Doç. Dr. Özgür Ekici, Hacettepe Üniversitesi  
Doç. Dr. Barbaros ÇETİN, İhsan Doğramacı Bilkent  
Üniversitesi  
Doç. Dr. Özgür Bayer, Orta Doğu Teknik Üniversitesi

**Teknik Danışman/Technical Advisor**

Doç. Dr. Nureddin DİNLER, Gazi Üniversitesi

**Baskı/Printed at:** KALKAN Matbaacılık San. Tic. Ltd.  
Büyük Sanayi 1. Cadde, Alibey İş Hamı No: 99/32 İskitler,  
ANKARA 312 342 16 56

**TIBTD**

**Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği:** Dernek ve bu dergi,  
Türkiye'de ısı bilimi ve tekniğini geliştirmek amacıyla 1976  
yılında Prof. Dr. Yalçın A. GÖĞÜŞ tarafından kurulmuştur.

**Turkish Society of Thermal Sciences and Technology:** The  
association and the journal was founded by Prof. Dr. Yalçın A.  
GÖĞÜŞ in 1976 to improve thermal sciences and technology  
in Turkey.

**Adresi/Address:** TIBTD, Mühendislik Fakültesi, Zemin Kat  
No.22 Gazi Üniversitesi, 06570 ANKARA  
**http://www.tibtd.org.tr**  
tibtd@tibtd.org.tr

**Üyelik aidatları için:** İş Bankası Maltepe Şubesi Hesap No:  
42120867567 IBAN: TR08 0006 4000 0014 2120 8675 67

**Yönetim Kurulu/Executive Board:**

Prof. Dr. Nuri YÜCEL (Bşk), Prof. Dr. Zafer DURSUNKAYA  
(Bşk. Yard.), Prof. Dr. Oğuz TURGUT (Genel Sek.), Prof. Dr.  
İlhami HORUZ (Muhasip Üye), Prof. Dr. L. Berrin ERBAY,  
Prof. Dr. Tuba OKUTUCU ÖZYURT, Prof. Dr. Selin  
ARADAĞ ÇELEBİOĞLU

## İÇİNDEKİLER / CONTENTS

### Sayfa / Page

<b>Dönel Çarklı Bir Dolaylı Evaporatif Soğutma Sisteminin Geliştirilmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi</b> <i>Development and Experimental Investigation of a Rotary Wheel Indirect Evaporative Cooling System</i> Sena Özlem ARICA ve İlhami HORUZ	167
<b>Integration of the Simulation and Test Methodologies to Design Novel Exhaust Manifold Rig</b> <i>Simulasyon ve Test Metodolojilerinin Yeni Egzoz Manifoldu Ekipmanı Tasarlamak İçin Entegrasyonu</i> İsmail Hakkı SAVCI, Baran CELIKTEN and Sinan EROGLU	179
<b>Gliserin Eterlerinin İkinci Nesil Biyoyakıt Olarak Dizel Motorda Kullanımının Araştırılması</b> <i>Investigation of the Usability of Glycerol Ethers as Second-Generation Biofuel in Diesel Engine</i> Abdülvahap ÇAKMAK ve Hakan ÖZCAN	191
<b>Türbülanslı Yanma İçin Döndürücünün Parametrik Çalışması</b> <i>A Parametric Study on the Swirler for Turbulent Combustion</i> Osman KOCAASLAN, Tolga YASA ve Kürşad Melih GÜLEREN	205
<b>The Variations of the Exhaust Emissions at Low Ambient Temperature for E10 and M10 Fueled SI Engine</b> <i>Düşük Çevre Sıcaklığında E10 ve M10 Yakıtlı Buji ile Ateşlemeli Bir Motorda Egzoz Emisyonlarının Değişimi</i> Tolga TOPGUL, Can CINAR and A.Onur OZDEMİR	227
<b>Effects of Preheater Load and Location on the Catalytic Converter Efficiency during Cold Start and Idling Conditions</b> <i>Soğuk Çalışma ve Rölanti Koşullarında Ön Isıtıcı Yükünün ve Konumunun Katalitik Konvertör Verimliliğine Etkileri</i> Nureddin DİNLER, Fatih AKTAS, Sadullah TASKIN, Salih KARAASLAN and Nuri YUCEL	239
<b>Thermal Performance Analysis of a Stirling Engine Energized with Exhaust Gas of a Diesel Engine</b> <i>Bir Dizel Motorun Egzoz Gaz Isısı ile Enerjilendirilen Stirling Motorunun Termal Performans Analizleri</i> Mesut DUZGUN and Halit KARABULUT	249
<b>The First Law of Thermodynamics Analysis of Transporters Involved in the Glutamate/Gaba -Glutamine Cycle</b> <i>Glutamat/Gaba -Glutamin Çevriminde Görev Alan Taşıyıcı Proteinler için Termodinamiğin Birinci Yasa Analizi</i> Mert GUR, Sema Zeynep YILMAZ and Elhan TAKA	265

### **Amaç/Objective**

Isı bilimi ve tekniğinin geliştirilmesini teşvik etmek, ısı bilimi ve tekniği alanında özgün, teorik, sayısal ve deneysel çalışmaların yayınlanmasına olanak sağlamaktır.

*To contribute to the improvement of thermal sciences and technology and publication of original, theoretical, numerical and experimental studies in thermal sciences and technology.*

### **İçerik/Content**

Isı bilimi ve tekniği alanındaki özgün ve derleme makaleler.

*Original and review articles in thermal sciences and technology.*

### **Değerlendirme/Evaluation**

Dergi hakemli bir dergi olup, her bir makale konusunda uzman en az iki hakem tarafından değerlendirilir.

*Each article published in this journal is evaluated by at least two referees.*

Dergimiz Science Citation Index Expanded (SCIE), Engineering Index (EI), EBSCO ve Mühendislik ve Temel Bilimler Veri Tabanı (TÜBİTAK-ULAKBİM) tarafından taranmaktadır.

*Indexed by Science Citation Index Expanded (SCIE), Engineering Index (EI), EBSCO and Engineering and Natural Sciences Data Base (TÜBİTAK-ULAKBİM).*

Değerli Okurlar,

Dergimizin Editörlük görevini 2021 Mayıs ayından başlayarak Prof. Dr. Zafer Dursunkaya'dan devraldım. Kendisine ve önceki Editörler Kurulu Üyelerine görevleri boyunca verdikleri emek ve gösterdikleri özveri ile 41 (2) sayısının çıkmasındaki destekleri için teşekkür ederim.

Prof. Dr. Selin Aradağ Çelebioğlu

Editor

Dear Readers,

I assumed the position of Editorship of the journal starting May 2021. I would like to thank the former editor of our journal Prof. Dr. Zafer Dursunkaya and the members of the Editorial Board for their effort, devotion for the journal and contribution to the publication of the current issue, 41 (2).

Prof. Dr. Selin Aradağ Çelebioğlu

Editor in Chief



## DÖNEL ÇARKLI BİR DOLAYLI EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Sena Özlem ARICA\* ve İlhami HORUZ\*\*

\*Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, Yapı İşleri Genel Müdürlüğü

06650 Çankaya, Ankara, senaarica@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4620-7878

\*\* Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü

06570 Maltepe, Ankara, ilhamihoruz@gazi.edu.tr, ORCID:0000-0002-5519-8136

(Geliş Tarihi: 14.03.2020, Kabul Tarihi: 11.04.2021)

**Özet:** Bu çalışmada dolaylı evaporatif soğutma sistemi kullanılarak bir mekanın soğutulmasını sağlayan bir sistemin geliştirilmesi ve deneysel analizi yapılmıştır. Dış ortamdan fan ile üflenmiş taze ve sıcak hava, iç ortamdan fan yardımıyla emilen serin iç hava ile belli oranlarda karıştırılarak, özgün olarak tasarımı yapılmış olan dönel çarkın dışına üflenmektedir. İç ortamdan gelen iç ortam havası dönel çarkın içine girmeden önce nemlendiriciler vasıtasıyla nemlendirilerek doğrudan evaporatif soğutma vasıtasıyla nemlendirilerek soğutulmaktadır. Dolayısıyla dönel çark; içinden geçen iç ortam havası ile dışından geçen taze hava arasında bir eşanjör görevi görerek iki havanın karışmadan aralarında ısı transferi gerçekleşmesini sağlar. Dönel çarkın dışından soğuyarak geçen karışım havası, çapraz akışlı hava eşanjörüne girerek, ikinci kez nemlendirilerek soğuyan iç ortam havası ile tekrar soğutulur. Bu sayede odanın konfor koşullarına gelmesi sağlanır. Yapılan deneyler sonucunda; en yüksek COP değerinin % 20 taze hava, % 80 iç ortam havası karışımı yapılması durumunda elde edilebileceği gözlemlenmiş olup, 2,72 değerine ulaşılmıştır. Ulaşılan COP değeri teorik olarak hesaplanan değerden düşük olsa da sızdırmazlık ve yalıtım tam anlamıyla sağlanabilirse COP değerinin çok daha yüksek olacağı açıktır.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutma, Evaporatif Soğutma, Dolaylı Evaporatif Soğutma, İklimlendirme Sistemleri

## DEVELOPMENT AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A ROTARY WHEEL INDIRECT EVAPORATIVE COOLING SYSTEM

**Abstract:** In this study, the system which provides cooling of a place by using indirect evaporative cooling system is developed and experimentally analyzed. Fresh and hot air blown by fan from outside environment and cool indoor air are mixed in certain proportions and blown to the rotary wheel's exterior surface. The indoor air is cooled by the humidifiers before entering the rotary wheel via direct evaporative cooling. So the rotary wheel works as a heat exchanger between the indoor and outside air without mixing. By cooling the outside of the rotary wheel, the cool air enters the cross flow heat exchanger. It is allowed to cool again with the indoor air passing through the rotating wheel and being moisturized twice. In this way the room is kept comfortable. According to the results of the experiments, it is observed that the highest COP value of 2,72 is obtained when mixing 20 % fresh air and 80 % indoor air. Although this value is lower than the theoretically calculated, if leakproofing and insulation can be managed perfectly, it is clear that COP value can be much higher.

**Keywords:** Cooling, Evaporative Cooling, Indirect Evaporative Cooling, HVAC Systems

### SEMBOLLER ve KISALTMALAR

$A_x$	Çiğ Noktası Koşulları	$h_3$	Dönel çarkın çıkışındaki taze hava entalpisi (kJ/kg)
I	İç Ortam Koşulları	$h_9$	Dönel çarkın çıkışındaki iç ortam hava entalpisi (kJ/kg)
B	Üfleme Hava Koşulları	$h_7$	Eşanjöre girmeden önceki iç ortam hava entalpisi (kJ/kg)
D	Dış Ortam Koşulları	$h_5$	Egzoz hava entalpisi (kJ/kg)
İH	İç ortam havası (°C)	$h_9$	Eşanjöre girmeden önceki taze hava entalpisi (kJ/kg)
$h_2$	Dönel çarkın girişindeki iç ortam hava entalpisi (kJ/kg)	$h_6$	Odaya üflenmiş hava entalpisi (kJ/kg)
$h_8$	Dönel çarkın girişindeki taze hava entalpisi (kJ/kg)	K	Karışım noktası

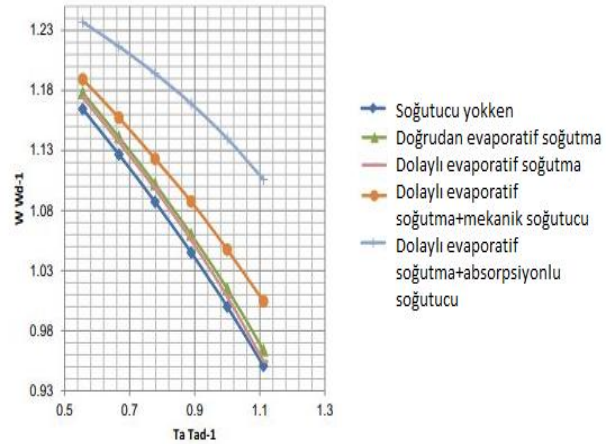
$\dot{m}_2$	Dönel çarkın girişindeki iç ortam hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_8$	Dönel çarkın girişindeki taze hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_3$	Dönel çarkın çıkışındaki taze hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_9$	Dönel çarkın çıkışındaki iç ortam hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_7$	Eşanjöre girmeden önceki iç ortam hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_5$	Egzoz hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_9$	Eşanjöre girmeden önceki taze hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_6$	Odaya üflenen havanın debisi (m <sup>3</sup> /h)
COP <sub>01</sub>	% 20 TH, % 80 İH durumunda elde edilen COP değeri
COP <sub>02</sub>	% 80 TH, % 20 İH durumunda elde edilen COP değeri
COP <sub>03</sub>	% 50 TH, % 50 İH durumunda elde edilen COP değeri
Q <sub>0,1</sub>	% 20 TH, % 80 İH durumunda odayı soğutmada elde edilen soğutma gücü (kW)
Q <sub>0,2</sub>	% 80 TH, % 20 İH durumunda odayı soğutmada elde edilen soğutma gücü (kW)
Q <sub>0,3</sub>	% 50 TH, % 50 İH durumunda odayı soğutmada elde edilen soğutma gücü (kW)
TH	Taze hava
W <sub>COP,1</sub>	COP <sub>01</sub> 'deki yüzde hata oranı (%)
W <sub>COP,2</sub>	COP <sub>02</sub> 'deki yüzde hata oranı (%)
W <sub>COP,3</sub>	COP <sub>03</sub> 'deki yüzde hata oranı (%)

## GİRİŞ

Enerji verimliliği ve verimli sistemlerin kullanımı enerji maliyetlerinin artması nedeniyle günümüzde önem kazanmıştır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri, yaygın olarak kullanılan, diğer alternatif sistemlere göre enerji tüketimi daha fazla olan sistemlerdir. Enerji tüketimini azaltmak için birçok soğutma sistemi denenmekte ve uygulanmaktadır (Florides *vd.*, 2002). Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri elektrik enerjisini kullanarak kompresörde soğutucu akışkan buharını sıkıştırmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde elektrik tüketimi iş akışkanının pompalanmasında kullanılmaktadır. Evaporatif soğutma sistemlerinde ise elektrik tüketimi hava hareketini sağlayan fan sisteminde ve sirkülasyon pompasında olmaktadır. Aynı soğutma kapasitesi için ele alınan bu üç alternatif soğutma sürecinde birim soğutma için en fazla enerji tüketimi buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde olmaktadır.

Elektrik enerji tüketiminin fazla olması, elektrik üretiminde kullanılan yakıt debisini etkileyecek olup, yakıt debisinin artması CO<sub>2</sub> salınımını artıracaktır. Dolayısıyla, buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri yerine kullanım yeri ve kapasitesine bağlı olarak çeşitli alternatif süreçler denenerek elektrik enerjisinin daha verimli kullanımı ve CO<sub>2</sub> salınımının azaltılması

sağlanabilir. Evaporatif soğutma, diğer soğutma tekniklerine göre çok daha ucuz ilk yatırım maliyeti gerektirir ve daha az enerji tüketir. Buna karşın, evaporatif soğutma daha çok kurak ve nemsiz iklimlerde daha verimlidir. Temel olarak bulundukları yapısal farklılıklar nedeniyle evaporatif soğutma cihazlarının, kompresörlü iklimlendirme cihazlarına göre avantajları ve dezavantajları vardır.



Şekil 1. Ortam Sıcaklığına Göre Pompanın Gücü (Najjar ve Abubaker, 2015)

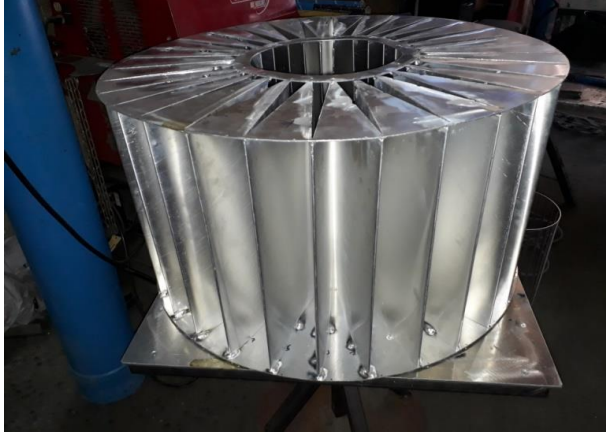
Evaporatif soğutma sistemleri; doğrudan evaporatif soğutma sistemleri, doğrudan/dolaylı evaporatif soğutma sistemleri ve dolaylı evaporatif soğutma sistemleri olmak üzere 3 çeşittir.

Evaporatif soğutma teorisinin en basit örneği doğrudan evaporatif soğutma sistemleridir. Sisteme giren hava, mahale gönderilecek olan üfleme havasını da temsil eder ve hava içerisinde suyun doğrudan buharlaştırılması vasıtasıyla soğutulur. Psikometrik diyagramda giren taze havanın yaş termometre sıcaklığı sabit bir değerde kalırken, hava ve su arasındaki eş zamanlı gizli ve duyu ısı transferi gerçekleşir. Bu sebepten, kuru termometre sıcaklığında bir düşüş meydana gelirken havadaki nem oranında artış görülmektedir (İdiz *vd.*, 2017).

Kümes ve sera gibi kapalı tarımsal üretim yapıları için doğrudan evaporatif soğutma sistemleri önerilmektedir. Poroz yapılı pedler bu sistemde yer almaktadır ve yapının çatı veya duvarları üzerine yerleştirilir. Günümüzde ped yapımında kullanılan en uygun malzemelerden birisi Aspen ağacı talaşı veya yongasıdır, bunun nedeni ped malzemelerinin suyun yüzey üzerinde dağılımını kolaylaştıracak özellikte olması istendiğindedir (Bedir, 2016). Üst taraflarındaki delikli borularla damlatılan su ile pedler sürekli ıslak tutulur. Belirli açılarla konumlandırılmış memelerden su püskürtülerek de bazen pedler ıslatılabilir.

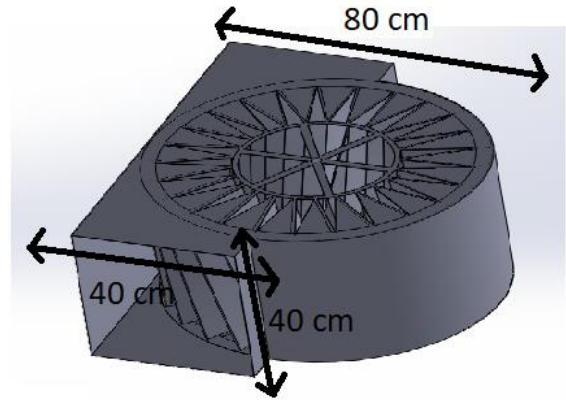
Hijyen açısından evaporatif pedlerin verimli bir şekilde soğutma yapabilmeleri için sürekli nemli olmaları gerektiğinden dolayı belli periyotlarla değiştirilmesi gereklidir. Doğrudan evaporatif soğutmanın yapıldığı

kısımda tasarımı yapılan ve deneyleri gerçekleştirilecek olan sistemde evaporatif pedler kullanılmayacaktır. Suyun pulverize şekilde basınçlı bir şekilde püskürtülerek küçük damlacıklar haline ayrılması evaporatif pedler yerine orta basınçlı sisleme nozulları kullanılarak sağlanır ve bu sayede evaporatif pedlerin kullanılmasına gerek kalmaz. Diğer evaporatif soğutma sistemlerine göre bu sayede deneyleri gerçekleştirilecek olan sistem hem daha verimli hem de daha hijyenik olacaktır.



Şekil 2. Dönel çark

Bu yöntemi esas alan bu çalışmada tasarlanan sistem; Şekil 2’de görüldüğü şekliyle dolaylı evaporatif soğutma yapan bir çark ve çarka kanallar yardımıyla monte edilmiş bir eşanjörden oluşmaktadır. Sistemde fan yardımıyla dış ortamdan alınan hava bir miktar iç hava ile karıştırıldıktan sonra özgün bir tasarım olan dönel çarkın dış kanatlarına çarpar. İç ortamdan gelen hava ise çarkın içine girmeden önce sisleme nozulları ile nemlendirilerek ısı transferiyle çarkın dış kanatları üzerinde akan dış havanın soğumasını sağlar. Dış ortamdan alınan ve bir miktar iç hava ile karıştırılan taze hava dönen çarkta bir miktar soğuduktan sonra mahalin konforu için yeterli sıcaklık ve nem şartlarını sağlaması için bir hava-hava ısı eşanjöründe ikinci kez nemlendirilen ve sıcaklığı düşürülen iç hava yardımıyla bir kez daha soğutulur ve iç ortama verilir. Bu sayede hem çarktan hem de eşanjörden elde edilen dolaylı evaporatif soğutma yardımıyla iç ortamın konfor koşullarında tutulması sağlanarak mahalin soğutma ve gerekli taze hava gereksinimi sağlanacaktır.



Şekil 3. Dönel Çarkın Kanal İçindeki Gösterimi

Şekil 3’te dönel çarkın kanal içindeki gösterimi ve dönel çarkın ebatları yer almaktadır. Dönel çarkın imalatında 1 mm kalınlığında 1 500 x 3 000 ‘lık alüminyum levhalar alınarak büküm makinasında akordeon şeklinde bükülerek çark şeklinde çember elde edilmiş ve plakaların punto kaynak yardımıyla kaynatılması yöntemiyle imal edilmiştir.

Dönel çarklı dolaylı evaporatif soğutma sistemi sayesinde bilinen evaporatif soğutma sistemlerindeki pedlere gerek kalmaz. Bu sayede evaporatif pedlerin değiştirme maliyetinden ve pedlerin sebep olduğu bakterilerin neden olduğu hastalıklardan kurtulunmuş olur. Sistem bu yönüyle hali hazırda var olan sistemlere göre daha sağlıklı ve çevrecidir.

## LİTERATÜR TARAMASI

Antonellis vd. çalışmalarında dolaylı çapraz akışlı evaporatif soğutma sistemini test etmişlerdir. Sistem minimum su harcayacak şekilde tasarlanmış olup püskürtülen su debisi, ikincil hava debisinin % 0,4 ile % 4’ü olacak şekilde ayarlanmıştır. Çalışmalarında farklı çalışma koşullarını kapsayan toplamda 112 deney yapmışlar. Püskürtülen su debisi, nemlendirme nozullarının yeri, ikincil hava sıcaklığı, su püskürtme miktarı, nemlilik ve akış oranının etkilerini detaylı bir şekilde incelemiştir. Sonuç olarak, verimin nozul sayısından ve genişliğinden az ancak püskürtülen suyun debisinden önemli ölçüde etkilendiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca nozulların havaya karşı karşılıklı bir şekilde yerleştirildiklerinde paralel şekilde yerleştirmeye göre verimi arttırdığı gözlemlenmiş olup, ıslak termometre veriminin % 50 ile % 85 arasında arttığı gözlemlenmiştir (Antonellis vd., 2016).

Porumb vd. çalışmalarında dolaylı evaporatif soğutma sisteminin teori, çalışma prensipleri, akış ve imalatını anlatmışlardır. Farklı akış şemaları dış ve iç havanın hem birincil hem de ikincil hava olarak kullanılmasına olanak sağlamaktadır (Porumb vd., 2016).

Liberati vd. çalışmalarında dolaylı evaporatif soğutma sisteminin verimini değerlendirmişlerdir. Isı değiştiricisine püskürtülen suyun çok düşük akış

oranlarında bile sistemin soğutma kapasitesini önemli ölçüde arttırdığını gözlemlemişlerdir (Liberati vd., 2017).

Hasan, çalışmasında buharlı sıkıştırma olmadan, dolaylı evaporatif soğutma ile havanın ıslak termometre sıcaklığının altında olmasını sağlayan bir yöntem geliştirmiştir. Asıl amaç, dolaylı olarak ön soğutmadan geçen havanın son olarak soğutulup dağıtılmadan önce soğutucuya yönlendirilmesidir. Isı ve kütle transferi için bir model geliştirmiştir. Çalışmasında 4 soğutucu tipini incelemiştir. Bunlar; üç tane iki aşama soğutucu (ters akış, paralel akış ve kombine paralel-rejeneratif akış) ve tek aşama ters akış rejeneratif soğutucudur. Dolaylı evaporatif soğutma için önerilen yöntem, soğuyan havayı ortam yaş termometre sıcaklığından daha düşük sıcaklıklara düşürebilmektir. Böyle bir sistem için son sıcaklık ortam havasının çığ nokta sıcaklığıdır. Sistemin verimi, iki aşamalı ters akış için 1,26, paralel akış için 1,09 ve kombine paralel rejeneratif soğutucu için 1,31'dir. Tek aşama ters akış rejeneratif soğutucu için ise verim 1,16 bulunmuştur (Hasan, 2010).

Bishoyi ve Sudhakar (2017) çalışmalarında, gerçek iklim verilerinde iki ayrı soğutma pediyile elde edilen deneysel sonuçları göstermektedir. Analiz için aynı dikdörtgen kesit alanındaki bal peteği ve aspen soğutma pedleri incelendi. Sonuçlar; aynı yüzey alanı için harcanan güç, enerji verimliliği analitik ve deneysel olarak ölçüldüğünde enerji verimlilik oranı ve soğutma kapasitesinin balpeteği soğutma pedinin; aspen soğutma pedinden daha iyi sonuç verdiğini göstermiştir. Balpeteği soğutma pedli evaporatif soğutucunun sıcak ve kuru, kompozit iklim bölgesi için daha uygun olduğu gözlenmiştir.

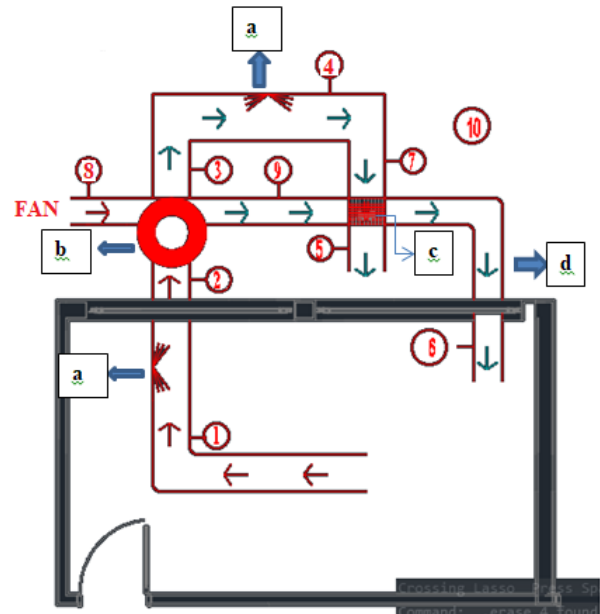
Al Malaki (2017) çalışmasında, küçük ve büyük cezaevi tesislerini, split klima, merkezi soğutma ve doğrudan/dolaylı evaporatif soğutma sistemlerini güvenilirlik ve verimlilik yönünden deneysel açıdan incelemiştir. Bu çalışmanın sonunda iki kademeli soğutucu sistemin gerekli enerji tüketimini yılda toplamda yaklaşık %40 oranında azaltmaya katkıda bulunduğunu gözlemlemiş olup, aylık enerji tüketim maliyetinin ise her hapisane için düşük sıcaklıklardaki mevsimlerde yaklaşık 25 ABD doları ve yüksek sıcaklıktaki mevsimlerde ise yaklaşık 43 ABD doları olarak daha düşük olduğunu gözlemlemiş olup, taze hava sağlama bakımından diğer sistemlere göre 3 kat daha fazla hava sağladığından ötürü hapisane salonlarında doğru havalandırma sağlamak için büyük bir avantaj sağlamaktadır.

Özdemir vd. (2016) çalışmalarında, iklimlendirme amaçlı bir evaporatif soğutucu ile soğuk sulu bir soğutma serpantininden oluşan hibrid bir soğutma sistemi tasarlamış ve incelenmişlerdir. Tasarlanan soğutma sistemini, termodinamiğin I. ve II. yasalarına göre analiz edip verim değerlerini ortaya koymuşlardır. Çalışmalarında, maksimum verime ulaşmak için ön

soğutmanın serpantinle mi yoksa evaporatif soğutucu ile mi yapılması gerektiğini ve sistemin hangi iklim bölgelerinde kullanılabileceğini irdelemişlerdir. Sistemde sulu serpantin yerine, doğrudan genleşmeli soğutma sisteminin evaporatörü de kullanılabilir. Bu hibrid soğutma sisteminin su soğutma grubu (chiller) kapasitesindeki azalmaya etkisi de analiz edilmiştir. Bu konuda yapılan araştırmalar ve uygulamalar ile ülkemizde de enerji verimliliği açısından uygulanabilirliğini araştırmışlardır.

## DENEYSEL ÇALIŞMA

Deney düzeneği gerçeği en iyi şekilde temsil etmek üzere Şekil 4'deki gibidir. Şekil 4'te kurulmuş olan deney düzeneği görülmekte olup, a ile numaralandırılan nemlendirici, b ile numaralandırılan dönel çark, c ile numaralandırılan eşanjör, d ile numaralandırılan ise kanaldır. 1 numarada iç ortam havası emildikten sonra, hava orta basınçlı sisleme nozulları ile nemlendirilerek, 2 numarada bağıl nemi yüksek ve sıcaklığı azalmış iç ortam havası elde edilir. 8 numara ile dönel çarkın dışını dolaşan taze ve sıcak hava, 2 numara ile dönel çarkın içine giren bağıl nemi yüksek ve sıcaklığı azalmış olan iç ortam havası ile ısı alışverişi yapar ve 9 numara ile serinlemiş olarak çıkar. 2 numaradaki iç ortam havasının ise sıcaklığı artarak 3 numara ile dönel çarkın dışına sıcaklığı artmış olarak çıkar. 3 numarada sıcaklığı artmış olan hava orta basınçlı sisleme nozulları ile tekrar nemlendirilerek 4 numarada serinlemiş ve bağıl nemi arttıktan sonra 7 numara ile eşanjöre girer. 9 numara ile eşanjöre giren taze hava ile 7 numara ile eşanjöre giren iç ortam havası ısı alışverişi yaparak serinlemiş olan taze hava 6 numara ile odaya üflenir.



Şekil 4. Deney odasının üzerinde dönel çark ve eşanjörün yerleşiminin gösterimi

Tablo 1'de ölçüm noktalarında ölçümü yapılan fiziki değerler işaretlenmiştir.

**Tablo 1.** Ölçüm noktalarında ölçümü yapılan fiziki değerler

Veri Noktaları	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)
1	X	X	X	
2	X	X	X	
3	X	X	X	
4	X	X	X	
5	X	X	X	
6	X	X	X	X
7	X	X	X	
8	X	X	X	X
9	X	X	X	X
10	X	X		

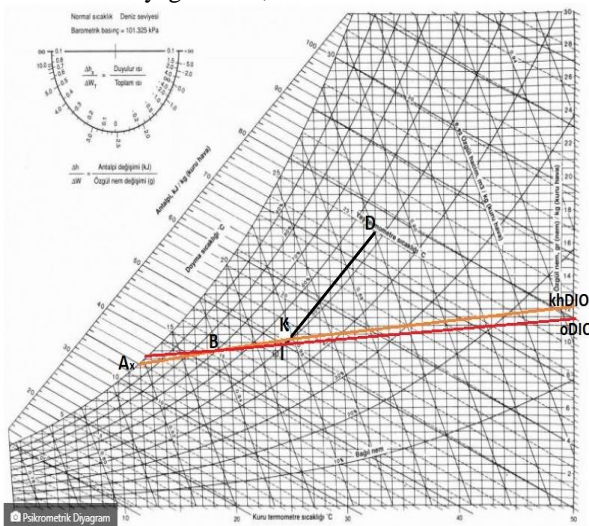
### Sistem bazında deney sonuçları

Bu bölümde sistem bazında deney sonuçları verilmiş olup sırasıyla; % 20 taze hava % 80 iç ortam havası, % 50 taze hava % 50 iç ortam havası ve % 20 iç ortam havası ve % 80 taze hava karıştırılması durumu için elde edilen dış ortam sıcaklığı teorik olarak hesaplanmış olup deneylerde girdi olarak kullanılmıştır. Deneylerde zaman ve mekan sorunu olduğundan dolayı taze hava ve iç ortam havası mekanik olarak karıştırılmamıştır.

%20 taze hava %80 iç ortam havası karışması durumunda elde edilen deney sonuçlarına göre; deney odasının üzerinde dönel çark ve eşanjörün yerleşimi Şekil 1'de görülmekte olup, Tablo 2'de görülen 1 noktasındaki sıcaklığın % 80'i ve 10 noktasındaki sıcaklığın % 20'si hesaba katılarak 8 noktasındaki hava sıcaklığı ve bağıl nem aritmetik olarak hesaplanmıştır.

Eşitlik 1 ve eşitlik 2'den  $T_8 = 26,2 \text{ } ^\circ\text{C}$  ve  $\phi_8 = \% 47$  olarak hesaplanmıştır. Bu durum için deneysel çalışma sonunda elde edilen veriler Tablo 2'de verilmiştir.

Birincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı Psikometrik diyagramdan;

**Şekil 5.** %20 TH, %80 İH olması durumunda psikometrik diyagram

Şekil 5'te  $A_x$  çığ noktası k oşullarını, I iç ortam, K karışım noktasını, D dış ortamı, B üfleme havası koşullarını göstermektedir.  $A_x$  11 °C KT, % 100 bağıl nem, K ise 25,5 °C KT, % 50 bağıl neme denk gelmektedir.

$$T_1 = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C}, w_1 = 7 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_1 = \% 37$$

$$T_2 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}, w_2 = 12,5 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_2 = \% 82$$

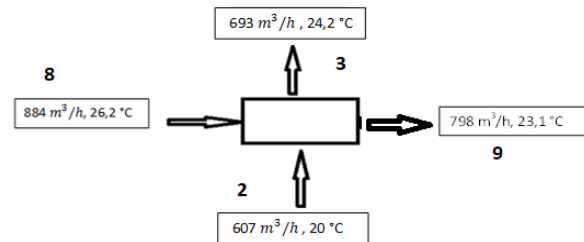
Eşitlik 3'ten buharlaşan su miktarı  $\dot{m}_{w,1} = 65 \text{ g/dak}$  olarak hesaplanmıştır.

Şekil 6'da görüldüğü üzere dönel çarkın girişinde üflenen karışım havasının bir kısmı, iç ortamdaki emilen havaya karışmaktadır. İkinci kez yapılan deneylerde dönel çarktaki sızdırmazlığı sağlamak için dönel çarkın üst kapağına kapı altı fırçası kesilerek monte edilmiş olup, dönel çarktaki debi kaçağı azaltılmaya çalışılmıştır ancak tamamen engellenememiştir.

**Tablo 2.** %20 taze hava, %80 iç ortam havası karışması durumunda elde edilen veriler

Veri Noktaları	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)
1	24,5	37	2,4	
2	20	82	2,4	
3	24,2	60	1,6	
4	18,8	89	1,2	
5	21,6	74	2,76	
6	21,4	42	3,15	43,5
7	18,7	89	1,2	
8	26,2	47	1,64	20
9	23,1	57,7	1,39	30,9
10	33	50		

Dönel çarkta kütle ve enerji dengesi

**Şekil 6.** Dönel çarkın giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Dönel çarktaki kütle korunumu eşitlik (4) ile verilmiştir.  $1491 \text{ m}^3/\text{h} = 1491 \text{ m}^3/\text{h}$

Dönel çarktaki enerji korunumu eşitlik (5) ile verilmiştir.

$$24,63 \text{ kW} \cong 25,63 \text{ kW}$$

Enerji korunumu yaklaşık olarak sağlanmakta olup sistemde yalıtımdan kaynaklı enerji kaçaklarının olduğu varsayılmaktadır.

Dönel çarkın etkenliği eşitlik (6) ile verilmiştir.

$$E_{\text{çark}} = \% 49$$

İkincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı

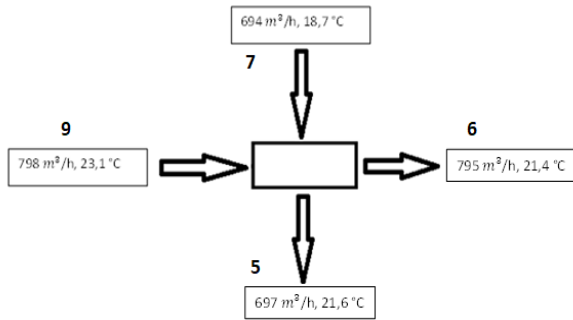
Psikometrik diyagramdan;

$$T_3 = 24,2 \text{ } ^\circ\text{C}, w_3 = 11 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_3 = \% 60$$

$$T_4 = 18,8 \text{ } ^\circ\text{C}, w_4 = 12,5 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_4 = \% 89$$

Eşitlik (7)'den;

Buharlaşan su miktarı  $\dot{m}_{w,2} = 20,25 \text{ g/dak}$   
Eşanjördeki kütle korunumu ve enerji dengesi



Şekil 7. Eşanjörün giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Eşanjörde kütle korunumu eşitlik (8) ile sağlanırsa;

$$1492 \text{ m}^3/\text{h} = 1492 \text{ m}^3/\text{h}$$

Eşanjördeki enerji korunumu eşitlik (9) ile sağlanırsa;

$$23,83 \text{ kW} \approx 22,21 \text{ kW}$$

Eşanjör etkenliği eşitlik (10) ile verilmiştir.

$$E_{\text{şanjör}} = E = \% 66$$

Tablo 3. %80 taze hava, %20 iç ortam havasının karışması durumunda elde edilen veriler

Veri Noktaları	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)
1	28,4	49	2,99	
2	23,3	82	2,99	
3	27,1	71	1,88	
4	23,6	89	1,41	
5	25,7	64	3,24	
6	25,8	51	2,44	39,4
7	23,6	89	1,41	
8	33	35	1,26	19
9	29	45	1,07	28,6
10	34	50		

$$\dot{Q}_{o,1} = 1,59 \text{ kW}$$

$$COP_{o,1} = 2,72$$

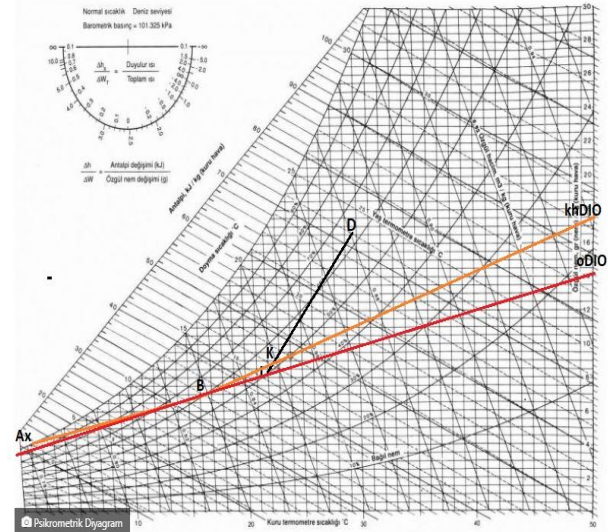
Odayı soğutmada elde edilen toplam soğutma gücü ve sistemin COP hesabı sırasıyla eşitlik (11) ve eşitlik (12) ile verilmiştir.

% 80 taze hava % 20 iç ortam havasının karışması durumunda elde edilen deney sonuçlarına göre; deney odasının üzerinde dönel çark ve eşanjörün yerleşimi Şekil 7'de görülmekte olup, Tablo 3'de görülen 1 noktasındaki sıcaklığın % 80'i ve 10 noktasındaki sıcaklığın % 20'si hesaba katılarak 8 noktasındaki hava sıcaklığı ve bağıl nem aritmetik olarak hesaplanmıştır.

Eşitlik (12) ve eşitlik (13)'ten sırasıyla  $T_8 = 32,8 \text{ } ^\circ\text{C}$  ve  $\phi_8 = \% 38$  olarak hesaplanmıştır.

Basınç kaybının düşük çıkmasının nedeni; dönel çarkı döndürmek için motor kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Bu sayede dönel çarkın giriş ve çıkış noktalarında elde edilen basınç kaybı büyük oranda azaltılmıştır. Farklı hava karışımları için harcanan motor gücü miktarları COP hesaplarında görülmektedir.

Birincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı  
Psikometrik diyagramdan;



Şekil 8. %80 TH, %20 İH olması durumunda psikometrik diyagram

Şekil 8'de A<sub>x</sub> çiğ noktası koşullarını, I iç ortam, K karışım noktası, D dış ortamı, B üfleme havası koşullarını göstermektedir. A<sub>x</sub> 1 °C KT, % 100 bağıl nem, K ise 23 °C KT, % 50 bağıl neme denk gelmektedir.

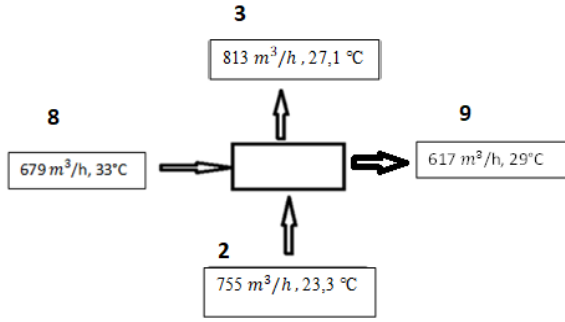
$$T_1 = 28,4 \text{ } ^\circ\text{C}, w_1 = 11,5 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_1 = \% 49$$

$$T_2 = 23,3 \text{ } ^\circ\text{C}, w_2 = 15 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_2 = \% 82$$

Eşitlik (3)'ten,  $\dot{m}_{w,1} = 52,5 \text{ g/dak}$  olarak hesaplanmıştır.

Dönel çarktaki kütle ve enerjinin korunumu





Şekil 9. Dönel çarkın giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Şekil 9’da görüldüğü üzere dönel çarkın girişinde üflenen karışım havasının bir kısmı, iç ortamdan emilen havaya karışmaktadır. Ancak, debi Şekil 5’ dekinde göre daha az olduğu için debi kaçığında daha azdır.

Dönel çarkta kütle korunumu için eşitlik (4) uygulanırsa;

$$1\,434\,m^3/h \cong 1\,430\,m^3/h$$

Dönel çarkta enerji korunumu için eşitlik (5) uygulanırsa;

$$29,77\,kW \cong 30,18\,kW$$

Dönel çarkın etkenliği için eşitlik (6) uygulanırsa;

$$E_{\text{çark}} = \% 41$$

İkincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı

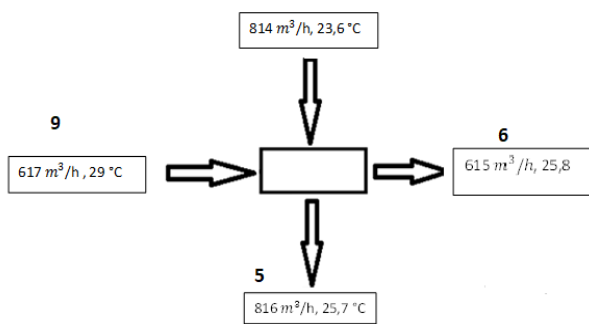
Psikometrik diyagramdan;

$$KT_3 = 27,1\,^{\circ}C, w_3 = 15\,gr\,nem/kg\,kuru\,hava,$$

$$\phi_3 = \%71, KT_3 = 23,6\,^{\circ}C, w_4 = 16\,gr\,nem/kg\,kuru\,hava$$

$\phi_4 = \%89$ , Eşitlik (7)’den;  $\dot{m}_{w,2} = 18,06\,g/dak$  olarak hesaplanmıştır.

Eşanjördeki kütle, enerjinin korunumu ve verimlilik



Şekil 10. Eşanjörün giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Eşitlik (8) uygulanırsa;

$$1\,431\,m^3/h \cong 1\,431\,m^3/h$$

Eşanjördeki enerji korunumu eşitlik (9) ile sağlanırsa;

$$28,51\,kW \cong 26,73\,kW$$

Eşanjör etkenliği eşitlik (10) ‘dan:

Eşanjörün Etkenliği =  $E = \% 45$  olarak hesaplanmıştır.

Odayı soğutmada elde edilen toplam soğutma gücü ve COP sırasıyla eşitlik 11 ve eşitlik 12’den:

$$\dot{Q}_{o,2} = 1,1\,kW$$

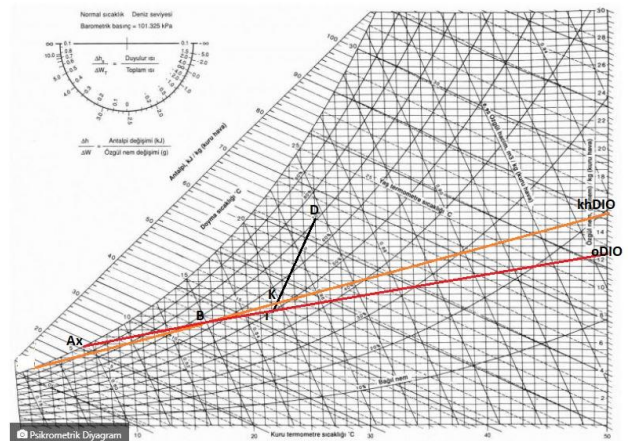
$$COP_{0,2} = \frac{\text{Toplam Soğutma Gücü}}{\text{Toplam Harcanan Güç}} = \frac{1,1\,kW}{0,558\,kW} = 1,99$$

% 50 taze hava % 50 iç ortam havası olması durumunda elde edilen deney sonuçlarına göre; deney odasının üzerinde dönel çark ve eşanjörün yerleşimi Şekil 5’te görülmekte olup, Tablo 4’te görülen 1 noktasındaki sıcaklığın % 80’i ve 10 noktasındaki sıcaklığın % 20’si hesaba katılarak 8 noktasındaki hava sıcaklığı ve bağıl nem aritmetik olarak hesaplanmıştır. Eşitlik (15) ve eşitlik (16)’dan:  $T_8 = 29,5\,^{\circ}C$ ,  $\phi_8 = \% 43$  olarak hesaplanmıştır.

Birincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı Psikometrik diyagramdan;

Tablo 4. Ölçüm noktalarında elde edilen deneysel verilerin gösterimi

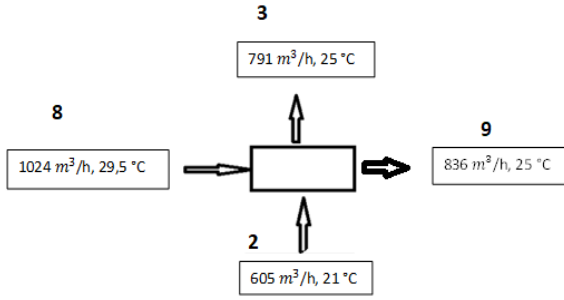
Veri Noktaları	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)
1	25,8	49	2,39	
2	21	83	2,4	
3	25	60	1,83	
4	21,3	84	1,375	
5	23,2	72	3,15	
6	24,1	56,7	3,31	83,6
7	21,3	84	1,375	
8	29,5	45	1,89	45
9	25	52,8	1,45	64,7
10	33	50		



Şekil 11. % 50 TH, % 50 İH olması durumunda psikometrik diyagram

Şekil 11’de  $A_x$  çığ noktası koşullarını, I iç ortam, K karışım noktası, D dış ortamı, B üfleme havası koşullarını göstermektedir.  $A_x$  7 °C KT, % 100 bağıl nem, K ise 23 °C KT, % 50 bağıl neme denk gelmektedir.  $T_1 = 25,8\,^{\circ}C$ ,  $w_1 = 9,5\,gr\,nem/kg\,kuru\,hava$ ,

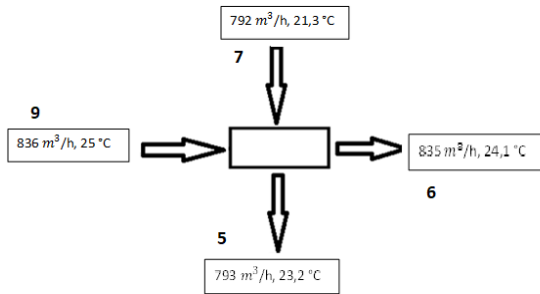
$\phi_1 = \% 49$ ,  $T_2 = 21\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w_2 = 13\text{ gr nem/kg kuru hava}$ ,  $\phi_2 = \% 83$ , Eşitlik (3)'ten  $\dot{m}_{w,1} = 42,6\text{ g/dak}$  olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 12.** Dönel çarkın giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Şekil 12’de görüldüğü üzere dönel çarkın girişinde üflenen karışım havasının bir kısmı, iç ortamdan emilen havaya karışmaktadır. Ancak, sızan debi Şekil 10’dakine göre daha fazla olduğu için debi kaçağı da daha fazladır.

Dönel çarkta kütle korunumu için eşitlik 4 uygulandığında  $1\ 629\text{ m}^3/\text{h} \cong 1\ 627\text{ m}^3/\text{h}$  olduğu görülmekte olup; dönel çarkta enerji korunumu için eşitlik 5 uygulandığında  $32,04\text{ kW} \cong 33,38\text{ kW}$ . Dönel çarkın etkenliği için eşitlik 6 uygulandığında  $E_{\text{çark}} = \% 36$  olarak ikincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı ise Psikometrik diyagramdan;  $T_3 = 25\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w_3 = 12\text{ gr nem/kg kuru hava}$ ,  $\phi_3 = \% 60$ ,  $T_4 = 21,3\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w_4 = 13,5\text{ gr nem/kg kuru hava}$ ,  $\phi_4 = \% 84$ . Eşitlik 7’den  $\dot{m}_{w,2} = 23,58\text{ g/dak}$  olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 13.** Eşanjörün giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Eşitlik 8 uygulandığında  $1\ 628\text{ m}^3/\text{h} \cong 1\ 628\text{ m}^3/\text{h}$  olduğu görülmektedir. Eşanjördeki enerji korunumu eşitlik 9 ile sağlandığında  $30,56\text{ kW} \cong 28,4\text{ kW}$ . Eşanjör etkenliği eşitlik 10 ile verilmiştir.  $E = \% 51$ . Odayı soğutmada elde edilen toplam soğutma gücü

arasıyla eşitlik 11 ve eşitlik 12 ile verilmiştir.  $\dot{Q}_{o,3} = 1,58\text{ kW}$ ,  $\text{COP}_{o,3} = 2,2$

### Farklı Karışım Oranlarına Göre Dönel Çarkın Etkenlik ve COP Değeri

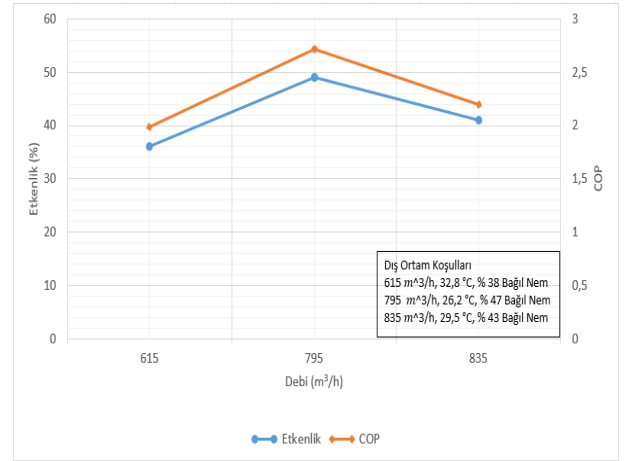
Tablo 5’te çeşitli karışım havaları için % 20 TH, % 80 İH, % 80 TH, % 20 İH ve % 50 TH, % 50 İH olması

durumları için dönel çarkın ve eşanjörün etkenliği verilmiştir. Dönel çarkın etkenliğinin e n fazla karışımın % 20 TH, % 80 İH olması durumunda elde edildiği gözlemlenmiş olup, eşanjör ise en etkin % 20 TH, % 80 İH olması durumunda elde çalışmaktadır.

**Tablo 5.** Dönel çarkın etkenliği ve eşanjörün verimliliği

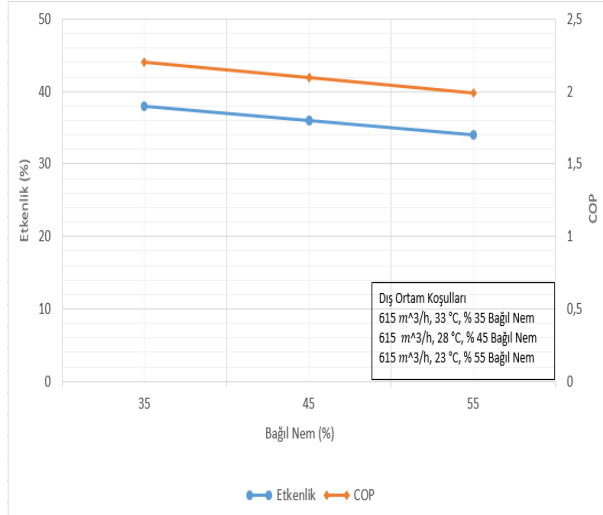
% Karışım	Çarkın Etkenliği	Eşanjörün Etkenliği
% 20 Taze Hava, % 80 İç Ortam Havası	% 49	% 66
% 80 Taze Hava, % 20 İç Ortam Havası	% 36	% 45
% 50 Taze Hava, % 50 İç Ortam Havası	% 41	% 51

Üfleme debisinin değişimine göre dönel çarkın etkenlik ve COP değerleri



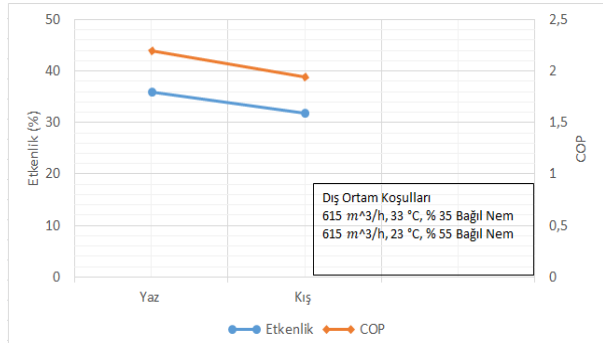
**Şekil 14.** Karışım yüzdesine göre dönel çark etkenlik ve COP değerleri

Şekil 14’te üflenen debi miktarı, sıcaklık ve bağıl nem şartlarına göre dönel çarkın etkenliği ve sistemin COP değerleri görülmektedir. Sistemin COP’nin en yüksek % 20 TH, % 80 İH durumunda elde edildiği görülmüştür. Dönel çark etkenliğinin ise COP ile doğru orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiş olup, COP değerinin en yüksek olduğu % 20 TH, % 80 İH durumunda dönel çark etkenliğinin de yüksek olduğu görülmüştür.



Şekil 15. Bağlı nem değişiminin dönel çarkın etkenlik ve COP değerlerine olan etkisi

Şekil 15'te sırasıyla % 35, % 45 ve % 55 bağli nem koşullarında dönel çark etkenliği ve sistemin COP değerleri görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere bağli nem oranı arttıkça sistemin COP değerinin azaldığı gözlemlenmiş olup, bu durum evaporatif soğutma sistemlerinin kuru iklim şartlarında daha performanslı bir şekilde çalışması ile açıklanabilir.



Şekil 16. Yaz ve kış şartlarına göre çarkın etkenlik ve COP değerleri

Şekil 16'da yaz ve kış şartlarına göre aynı debi değeri için dönel çarkın etkenlik ve sistemin COP değerleri görülmektedir. Dönel çark yazın, kışa göre etkenliğinin ve sistemin COP değerinin azaldığından dolayı, sistem yazın daha verimli çalışmaktadır (Arıca, 2019).

### Eşitlikler

$$T_{10} \times 0,2 + T_1 \times 0,8 = T_8 \quad (1)$$

$$\phi_{10} \times 0,2 + \phi_1 \times 0,8 = \phi_8 \quad (2)$$

$$m_{w,1} = m_1 \cdot (w_2 - w_1) \quad (3)$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_8 \cong \dot{m}_3 + \dot{m}_9 \quad (4)$$

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (5)$$

$$E_{\text{çark}} = \dot{m}_9 \times (T_8 - T_9) / \dot{m}_{\text{min}} \times (T_8 - T_2) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{w,2} = \dot{m}_3 \cdot (w_4 - w_3) \quad (7)$$

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_9 \cong \dot{m}_5 + \dot{m}_6 \quad (8)$$

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_9 \cdot h_9 \cong \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (9)$$

$$E = \dot{m}_7 \cdot (t_5 - t_7) \cdot m_{\text{min}} (t_9 - t_7) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_6 \cdot (h_1 - h_6) \quad (11)$$

$$COP_0 = \frac{\text{Toplam Soğutma Gücü}}{\text{Toplam Harcanan Güç}} \quad (12)$$

$$T_{10} \times 0,8 + T_1 \times 0,2 = T_8 \quad (13)$$

$$\phi_{10} \times 0,8 + \phi_1 \times 0,2 = \phi_8 \quad (14)$$

$$T_{10} \times 0,5 + T_1 \times 0,5 = T_8 \quad (15)$$

$$\phi_{10} \times 0,5 + \phi_1 \times 0,5 = \phi_8 \quad (16)$$

### Deneylerde Kullanılan Ölçüm Aletleri ve Hassasiyetleri

Deneyde kullanılan basınç, hız, sıcaklık ve bağli nem ölçüm problemlerinin tip ve ölçüm aralıkları aşağıda yer aldığı şekildedir.

Testo 465: Çarkın dakikadaki devir sayısını ölçmek için kullanılmıştır. -1 ile 99999 dev/dak aralığını  $\pm 0,02$  doğrulukla ölçer. Testo 480 ile kanal içi sıcaklık, bağli nem ve hız ölçülmüştür.

a) Testo 06369743 Probe

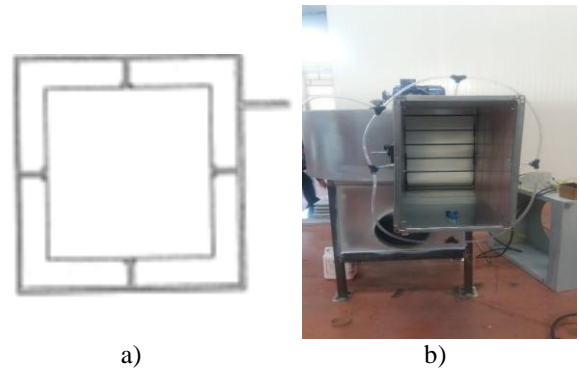
Bu prob yardımıyla sıcaklık; -20 ve 70 derece aralığını  $\pm 0,15$  doğrulukla, bağli nem ise 0-100 bağli nem aralığını  $\pm \%1$  doğrulukla ölçülmektedir.

b) Testo 06359542 Probe

- 10 ve 70 derece aralığında 0,6-50 m/s aralığında  $\pm 0,2$  m/s doğrulukla ölçer.

Kanal içindeki basınç ölçülürken Piezo Ring Yöntemi uygulanmış olup, Şekil 17'de görüldüğü gibi 4 tane manifold kullanılmış olup ortalama basınç manifoldunda bağli olduğu tek manifolddan ölçülmüştür. Bu tip basınç ölçme sistemine Piezoring sistemi denilmektedir.

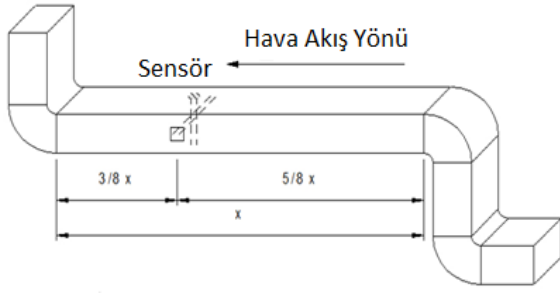
Dönel çark giriş çıkışı ile eşanjör giriş çıkışı ve sistemin toplam basınç farkı ölçülerek basınç farkı bulunmuştur. Piezo Ring Yöntemi ANSI/AHRI STANDARD 210/240-2008 gözetilerek uygulanmıştır.



Şekil 17. a) Piezometre metodunun kanal üzerinde uygulanışı b) Piezometre yüzüğü manifoldu

Kanal içi hız ölçüm noktaları hava kanalına mekanik olarak montajı sırasında hava kanalının en uzun düz noktası bulunmuş ve düz olan kanalın hava akış yönüne

göre 5/8 öncesinde ve 3/8 sonrasında boşluk kalacak şekilde monte edilmiştir.



Şekil 18. Kanal içi hız ölçüm metodunun kanal üzerinde uygulanma yöntemi

Kanal içindeki hız 3 ayrı noktadan ölçülmüş olup her ölçülen noktada 3 ayrı hız değeri elde edilmiş olup toplamda 9 değer elde edilmiş olup elde edilen hız değerlerinin ortalaması alınmıştır.

### DeneySEL Hata Analizi

Deneyler sırasında sistemde çeşitli noktalarda yapılan sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanan hatalar (Kavak Akpınar, 2005)

- (a1) Dijital termometreden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (b1) Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (c1) Dönel çark girişinde sıcaklık ölçülmesinde yapılabilecek hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (d1) Dönel çark çıkışında sıcaklığın ölçülmesinde yapılabilecek hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (e1) Nemlendiriciye giriş sıcaklığının ölçülmesinden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (f1) Nemlendiriciden çıkış sıcaklığının ölçülmesinden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (h1) Eşanjöre giriş sıcaklığının ölçülmesinden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (j1) Eşanjörden çıkış sıcaklığının ölçülmesinde kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (k1) Çevre ya da deney ortam sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (l1) Odadan emilen veya üflenen sıcaklığın ölçülmesinde yapılabilecek hata =  $\pm 0.1$  °C
- Hız ölçümünden kaynaklanan hatalar;  
Hava hızının belirlenmesinde ortaya çıkabilecek hatalar;  
(a4) Hız ölçerinin hassasiyetinden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  m/s  
(b4) Debi kaçaklarından kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  m/s şeklinde sıralanabilir.  
 $W_v = \pm 0,14$  m/s

Havanın bağıl neminin ölçümünden kaynaklanan hatalar; (a5), Termohigrometrenin hassasiyetinden kaynaklanan hata =  $\pm 0,1$  RH(b5), Havanın bağıl neminin okunmasından kaynaklanan hata =  $\pm 0,01$  RH'dir.

Tablo 6'da deneyde yapılan hataların türleri ve tablosu verilmiştir.

Tablo 6. Hata türleri ve tablosu

Hata oluşturan parametreler	Birim	Toplam hata
Sıcaklık ölçümündeki toplam hata		
WT <sub>1</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>2</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>3</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>4</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>5</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>6</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>7</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>8</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>9</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>10</sub>	°C	$\pm 0,2$
Hız ölçümündeki toplam hata $W_v$	m/s	$\pm 0,14$
Havanın bağıl neminin ölçümündeki toplam hata $W_\phi$	RH	$\pm 0,1$
Debi ölçümünden kaynaklanan hata $W_m$	m <sup>3</sup> /s	$\pm 0,2$
Güç ölçümünden kaynaklanan hata $W_P$	kW	$\pm 0,2$

Karışım havasının %20 taze hava %80 iç ortam havasından oluşması durumunda elde edilen deneysel veriler sonucunda elde edilen COP'deki % hata:

$$COP_{01} = \frac{\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)}{P_{top1}}$$

$$W_{COP,1} = \left[ \left( \frac{\partial COP_{01}}{\partial h_1} \right) w_{h_1}^2 + \left( \frac{\partial COP_{01}}{\partial h_6} \right) w_{h_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{01}}{\partial \dot{m}_6} \right) w_{\dot{m}_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{01}}{\partial P_{top1}} \right) w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[ \left( \frac{\dot{m}_6}{\partial P_{top1}} \right)^2 \times w_{h_1}^2 - \left( \frac{\dot{m}_6}{\partial P_{top1}} \right)^2 \times w_{h_6}^2 + \left( \frac{(h_1 - h_6)}{P_{top1}} \right)^2 \times w_{\dot{m}_6}^2 - P_{top1} \times [\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)]^2 \times w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{COP,1} = \left[ \left( \frac{0,265}{0,584} \right)^2 \times 0,72^2 - \left( \frac{0,265}{0,584} \right)^2 \times 0,72^2 + \left( \frac{44-38}{0,584} \right)^2 \times 0,2^2 - 0,584 \times 1,59^2 \times 0,2^2 \right]^{1/2}$$

$$= (0,107 - 0,107 + 4,22 - 0,66)^{1/2} = 2,04$$

$$W_{COP,1} = \%2,04$$

Karışım havasının % 80 taze hava, % 20 iç ortam havası olması durumunda elde edilen deneysel veriler sonucunda elde edilen COP'deki % hata:

$$COP_{02} = \frac{\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)}{P_{top2}}$$

$$W_{COP,1} = \left[ \left( \frac{\partial COP_{o2}}{\partial h_1} \right) w_{h_1}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o2}}{\partial h_6} \right) w_{h_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o2}}{\partial \dot{m}_6} \right) w_{\dot{m}_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o1}}{\partial P_{top_2}} \right) w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[ \left( \frac{\dot{m}_6}{P_{top_2}} \right)^2 \times w_{h_1}^2 - \left( \frac{\dot{m}_6}{P_{top_2}} \right)^2 \times w_{h_6}^2 + \left( \frac{(h_1 - h_6)}{P_{top_2}} \right)^2 w_{\dot{m}_6}^2 - P_{top_2} \times [\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)]^2 \times w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{COP,2} = \left[ \left( \frac{0,2}{0,558} \right)^2 \times 0,72^2 - \left( \frac{0,2}{0,558} \right)^2 \times 0,72^2 + \left( \frac{57,6 - 52}{0,558} \right)^2 \times 0,2^2 - 0,558 \times [0,2 \times (57,6 - 52)]^2 \times 0,2^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{COP,2} = [0,066 - 0,066 + 4,028 - 0,14]^{1/2} = 1,97$$

$$W_{COP,2} = \% 1,97$$

Karışım havasının % 50 taze hava, % 50 iç ortam havası olması durumunda elde edilen deneysel veriler sonucunda elde edilen COP'deki % hata:

$$COP_{03} = \frac{\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)}{P_{top_3}}$$

$$W_{COP,3} = \left[ \left( \frac{\partial COP_{o3}}{\partial h_1} \right) w_{h_1}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o3}}{\partial h_6} \right) w_{h_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o3}}{\partial \dot{m}_6} \right) w_{\dot{m}_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o3}}{\partial P_{top_3}} \right) w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[ \left( \frac{\dot{m}_6}{P_{top_3}} \right)^2 \times w_{h_1}^2 - \left( \frac{\dot{m}_6}{P_{top_3}} \right)^2 \times w_{h_6}^2 + \left( \frac{(h_1 - h_6)}{P_{top_3}} \right)^2 w_{\dot{m}_6}^2 - P_{top_3} \times [\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)]^2 \times w_P^2 \right]^{1/2}$$

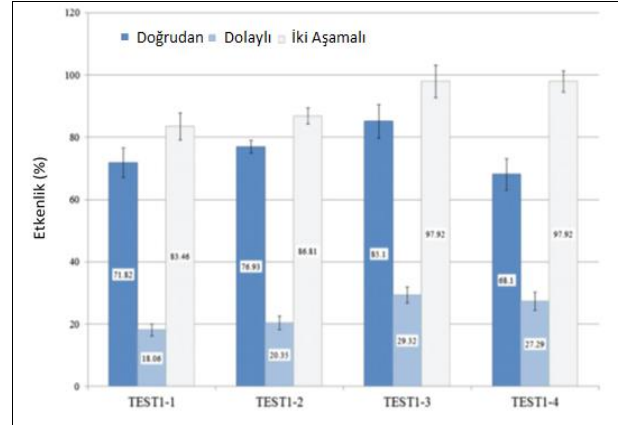
$$W_{COP,3} = \left[ \left( \frac{0,277}{0,449} \right)^2 \times 0,72^2 - \left( \frac{0,277}{0,449} \right)^2 \times 0,72^2 + \left( \frac{54,2 - 50,1}{0,449} \right)^2 \times 0,2^2 - 0,449 \times [0,277 \times (54,2 - 50,1)]^2 \times 0,2^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{COP,3} = [0,196 - 0,196 + 2,97 - 0,102]^{1/2} = 1,69$$

$$W_{COP,2} = \% 1,69$$

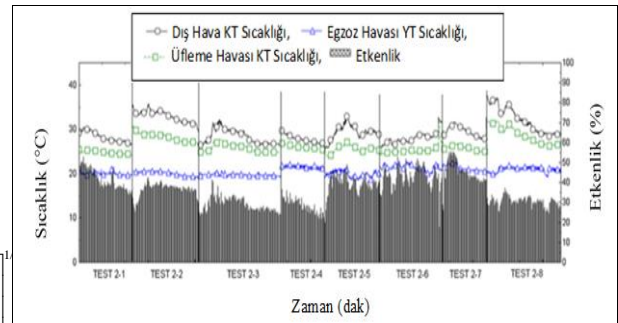
## LİTERATÜRDEKİ DİĞER ÇALIŞMALAR İLE KARŞILAŞTIRMA

Bu bölümde literatürde yapılan diğer çalışmalarla karşılaştırma yapılarak dönele çarkın etkenliği karşılaştırılmıştır.



Şekil 18. Pilot olarak seçilen bir kampüs binasında % 100 dış hava ile çalışan dolaylı ve doğrudan evaporatif soğutma sisteminin ara mevsimdeki etkenlik değerleri [14]

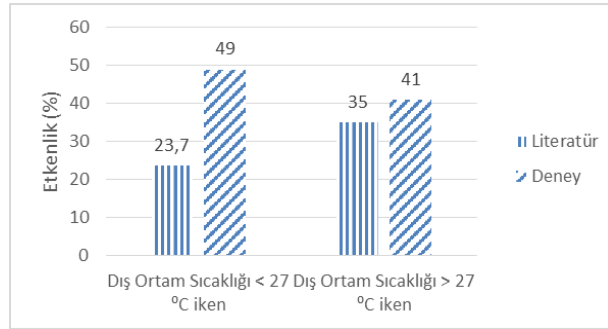
Pilot olarak seçilen bir kampüs binasında % 100 dış hava ile çalışan dolaylı ve doğrudan evaporatif soğutma sisteminin ara mevsimdeki etkenlik değerleri Şekil 13'te görülmekte olup, test 1 ara mevsimdeyken yapılmış. Test 1 'deki ölçüm verilerine göre 2 aşamalı dolaylı ve doğrudan evaporatif soğutma sisteminin etkenliği % 84 ile % 98 arasında değişirken etkenliğin dış ortam nemliliğinden fazla etkilenmediği gözlemlenmiştir. Bununla birlikte dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenliği % 30'dan daha az ve doğrudan evaporatif soğutma sisteminin etkenliğinin ise % 67 ile % 84 arasında değişkenlik gösterdiği görülmüştür. Doğrudan evaporatif soğutma sistemlerinin, bahar mevsimleri sırasında daha önemli bir rol oynadığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 19. Dolaylı evaporatif soğutmada yaz dönemindeki etkenlik değerleri (%) (Kim ve Jeong, 2013)

Literatüre göre (Kim ve Jeong, 2013), Test 2, dış hava sıcaklığı 27 °C'nin üstündeyken ve nemlilik % 45-80 arasındayken yapılmıştır. Şekil 19'da dolaylı evaporatif soğutma sisteminin verimi % 30,7- 41,6 arasında değişirken, egzoz hava debisi artırılınca (Test 2-5, Test 2-7) verimin % 39,6 - 44,2 arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Üfleme hava debisinin egzoz hava debisinden yüksek olduğu durumda ise (Test 2-8), dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenliği % 31,2'ye düşmüştür. Buradan da anlaşılacağı üzere atık

yani egzoz hava debisi arttıkça dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenliği artmaktadır.



**Şekil 20.** Dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenliğinin karşılaştırılması

Şekil 20’de dış ortam sıcaklığının 27 °C’nin altında ve üstünde olması durumlarında Kim ve Jeong’un (2013) pilot olarak seçilen bir kampüs binasında % 100 dış hava ile çalışan dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenlik değeriyle deneyde elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak her iki durumda da dönele çarklı dolaylı evaporatif soğutma sisteminin daha etkin çalıştığı görülmüştür.

## SONUÇ

Deneylede zaman ve mekan sorunu nedeniyle taze hava ve iç ortam havası mekanik olarak karıştırılamamıştır. Yapılan deneyler sonucunda en yüksek COP değerinin % 20 TH, % 80 İH durumunda elde edildiği gözlemlenmiş olup 2,72 değerine ulaşılmıştır. Elde edilen COP değerinin teorik olarak hesaplanan değerden düşük çıkmasının nedeni deneylerde % 90 bağıl neme ulaşılammış olmasından ve sızdırmazlık ve yalıtımın deney koşullarında tam olarak sağlanamamasından kaynaklanmaktadır. Dönele çarkın etkenliği % 20 TH, % 80 İH olması durumunda % 49, % 80 TH, % 20 İH olması durumunda % 36 ve % 50 TH, % 50 İH olması durumunda etkenlik % 41 olarak hesaplanmıştır. Dönele çarkın COP değeri % 20 TH, % 80 İH olması durumunda 2,72, % 80 TH, % 20 İH olması durumunda 1,99 ve %50 TH, %50 İH olması durumunda COP değeri 2,2 olarak hesaplanmıştır

## KAYNAKLAR

Al Malaki, F. A. M. K., 2017, *Reduction of energy consumption in HVAC systems of prison halls in Iraq*, Yüksek Lisans Tezi, Türk Hava Kurumu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Antonellis, S., Joppolo, C., M., Liberati P., Milani S. ve Molinaroli L., 2016, Experimental analysis of a cross flow indirect evaporative cooling system, *Energy and Buildings 121*, 130-138.

Arıca S. Ö., 2019, *Bir Dolaylı Evaporatif Soğutma Sisteminin Geliştirilmesi ve Analizi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Bedir O, T., 2016, *Ev Tipi Evaporatif Soğutucu Performans Karakteristiklerinin İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.

Bishoyi D., and Sudhakar K., 2017, Experimental performance of a direct evaporative cooler in composite climate of India, *Energy and Buildings 153*, 190-200.

Florides, G.A., Tassou, S.A., Kalogirou, S.A. ve Wrobel, L.C., 2002, Review of solar and low energy cooling technologies for buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews 6*, 557-572.

Hasan, A., 2010, Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature, *Applied Thermal Engineering 30*, 2460-2468.

İdiz A., Koçak Y. C., Özdemir F., Akdemir Ö. ve Güngör A., 2017, İklimlendirme Sistemlerinde Evaporatif Soğutma Sistemi Uygulamaları, *13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 1761- 1776, İzmir.

Kavak Akpınar, E., Deneysel Çalışmalardaki Hata Analizine Bir Örnek: Kurutma Deneylerindeki Hata Analizi, *Mühendis ve Makine Dergisi Cilt 46* , Sayı: 540, syf : 41-48.

Kim M-H. ve Jeong J-W., 2013, Cooling Performance of a %100 outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers. *Energy 52*, 245-257.

Liberati P., Antonellis S., D., Leone C., Joppolo C., M. ve Bawa Y, 2017, Indirect evaporative cooling systems, modelling and performance analysis, *Energy Procedia 140*, 475- 485.

Najjar Y., ve Abubaker A, 2015, Indirect evaporative combined inlet air cooling with gas turbines for green power technology, *International Journal of Refrigeration 59*, 235-250.

Özdemir F., Yaşar E., ve Güngör A., 2016, Evaporatif ve Sulu Bir Hava Soğutma Sisteminin Termodinamik İncelenmesi, *Soğutma Dünyası 71*, 55 - 64.

Porumb B., Ungureşan P., Tutunaru L., F., Şerban A. ve Balan M., 2016, A Review of indirect evaporative cooling technology, *Energy Procedia 85*, 461-471.



## INTEGRATION OF THE SIMULATION AND TEST METHODOLOGIES TO DESIGN NOVEL EXHAUST MANIFOLD RIG

Ismail Hakki SAVCI\*, Baran CELIKTEN\*\* and Sinan EROGLU\*\*\*

\*Ford Otosan Advanced Powertrain Department Sancaktepe, Istanbul,

\*isavci@ford.com.tr, ORCID: 0000-0002-7923-6061

\*\*bcelikte@ford.com.tr, ORCID: 0000-0002-3877-5237

\*\*\*seroglu3@ford.com.tr, ORCID: 0000-0002-7318-2250

(Geliş Tarihi: 26.05.2020, Kabul Tarihi: 15.04.2021)

**Abstract:** Computer Aided Engineering is an effective tool utilized to drive an exhaust manifold design by early assessment within the engine program development phase. However, in the end, for exhaust manifold design verification, various tests must be performed in engine dynamometer cells under severe operating conditions. The test running durations are up to 2500 hours for the heavy-duty (HD) exhaust manifold. Therefore, the validation tests are expensive and time-consuming. Alternative ways are sought to replace these expensive tests for cost reduction purposes and more efficient dynamometer cells. Thus, the custom test rig is designed and built. This system contains the burner system supplying hot gas at a similar temperature and mass flow ranges with the engine. The drawback of the burner system is, it runs in steady-state mode, so very challenging to replicate the engine's pulsating flow effect exactly. Therefore, with the coupling of Star-CCM+ and Modefrontier, the CAE study is carried out to assess the feasibility of obtaining similar manifold skin temperature distribution in the burner test cell with engine conditions. It is aimed to determine the correct valve opening positions regulating the mass flow rate through the runners. This innovative methodology reduces the trial-and-error count in the experiment phase.

**Keywords:** CFD, Heat Transfer, Exhaust Manifold, Testing

## SİMULASYON VE TEST METODOLOJİLERİNİN YENİ EGZUZ MANIFOLDU EKİPMANI TASARLAMAK İÇİN ENTEGRASYONU

**Özet:** Bilgisayar destekli simülasyon, motor geliştirme aşamasında egzoz manifoldu tasarımı için kullanılan etkin araçlardır. Bununla birlikte, egzoz manifoldu tasarım doğrulaması için, zorlu çalışma koşulları altında motor dinamometre odalarında çeşitli testlerin gerçekleştirilmesi gerekir. Test süreleri, ağır ticari araç (HD) egzoz manifoldu için 2500 saate kadardır. Bu nedenle doğrulama testleri pahalı ve zaman alıcıdır. Maliyet düşürme amaçları ve daha verimli dinamometre kullanımı için bu pahalı testlerin yerini almanın alternatif yolları aranmaktadır. Bu amaçla, özel test donanımları tasarlanır ve inşa edilir. Bu çalışmadaki sistem, motorla benzer sıcaklık ve kütleli debi aralıklarında sıcak gaz sağlayan brülör sistemini içerir. Brülör sisteminin dezavantajı, zamanla değişmeyen koşullarda çalışmasıdır. Bu nedenle, motorun titreşimli akış etkisini tam olarak kopyalamak çok zordur. Star-CCM + ve Modefrontier yazılımlarının birleştirilmesiyle, bilgisayar destekli mühendislik çalışması, motor koşulları ile brülör test hücrelerinde benzer manifold yüzey sıcaklığı dağılımı elde etmenin fizibilitesini değerlendirmek için gerçekleştirilir. Egzoz bacaları vasıtasıyla kütle debisini düzenleyen doğru vana açısı pozisyonlarının belirlenmesi amaçlanır. Bu yenilikçi metodoloji, deney aşamasında deneme yanılma sayısını azaltır.

**Anahtar Kelimeler:** HAD, Isı Transferi, Egzoz Manifold, Test

### INTRODUCTION

In recent years, reduction of the emission level legislation and improvement of the fuel economy efficiency have become stricter for heavy-duty diesel engines in order to meet green vehicle specification (European Parliament and Council, 2009).

Exhaust manifolds are one of the crucial components of the diesel engine exhaust system. These components have

a complex shape with optimum weight. Exhaust manifolds are exposed to different damage mechanisms (Assanis, 1986). These damage mechanisms are caused by two effects: vibrational loadings related to high cycle fatigue or thermal loadings related to low cycle fatigue (Simone, 2014) (Benoit, 2012). The studies of exhaust manifold are performed for the thermal performance of the exhaust manifold itself and complete engine durability. Concerning this, some investigations have focused on the development of exhaust manifold design (Ekstrem, 2014)

(Ho, 1972) (Byung Kyu, 2013). Exhaust manifold design should not only be more durable to limit the effect of the high-temperature loading but also supportive in terms of fuel consumption efficiency (Heywood, 1988) (Annand, 1963).

During the engine operation, the exhaust manifold is subjected to severe thermal cycling under harsh operating conditions. These conditions are the result of in-cylinder combustion, which also shows time-varying behavior (Meda, Shu Y., & Meda, 2012). These cycling thermal load conditions cause thermal fatigue failure, such as cracking of the exhaust manifold. Low cycle fatigue failures are directly related to thermal cycles (Belingardi & Leonti, 1987). Several researchers have asserted the importance of damage effects of the thermal loading on the exhaust manifold (Charkaluk, Bignonnet, Constantinescu, & Dang Van, 2002). High cycle fatigue failures of the exhaust manifold from vibrational loadings are discretized in the literature (Wolff, Schneider, & Schernus, 1988).

Many studies were conducted with the motivation for developing a deeper understanding of heat transfer behavior. Some of them are based on simple thermal resistance models. Some others are focused on developing analysis methods for better heat transfer behavior prediction (Cartwright, Selamet, Wade, Miazgowicz, & Sloss, 2015) (Chen, Wang, Wu, & Xin, 2014) (Zhien, Wang, Yan, Li, & Xu, 2014). In recent years, with the increasing use of computational fluid dynamics modeling, many studies are focused on predicting the thermal behavior of the system.

The complexity of fatigue resistance in the exhaust manifold is very complicated since the relevant phenomena are transient. Hence, three-dimension and many aspects have to be taken into consideration (Zhien, Wang, Yan, Li, & Xu, 2014) (Hasse, Sohm, & Durst, 2010). Therefore, coming up with a robust and durable manifold design is a critical and challenging task. The development of an exhaust manifold requires advanced and robust CAE methods in the early stages of the design process—long-running design verification tests in dynamometer testing cells, which are very expensive and time-consuming. (Demirkesen, Colak, Savci, & Zeren, 2020) A low-cost test solution such as a special exhaust manifold rig is recommended to meet the correlation requirement for CAE and test for life prediction.

The main goal of this study is to build and validate an innovative experimental exhaust manifold thermal test setup. Test setup can perform reliable studies for predicting the heat transfer behavior of the exhaust manifold. In order to accomplish this, a well-controlled bench was built that reproduces exhaust manifold operating conditions. Also, the test setup is equipped with a robust measurement system, including fast response thermocouples for instantaneous temperature measurement simultaneously.

The authors have already reported detailed thermodynamics and heat transfer behavior of the exhaust manifold. The transient thermal analysis assessment of the 9lt I6 HD engine exhaust manifold is presented. The paper consists of three main parts; the first part presents the CFD studies conducted for the temperature correlation of exhaust manifold, the second part explains the custom exhaust manifold experimental rig built to reach similar thermal load results as the exhaust manifold test result in dynamometer and the third section covers the details of determining the representative mass flow rates through each runner of exhaust manifold as in the experimental test setup. (Savci & Zeren, 2019)

The ability to accurately predict the metal temperature of the exhaust manifold is essential for a robust and durable design because the temperature distribution is the critical input for life prediction analysis carried out using finite element software. This paper detailed thermal modeling of exhaust manifold underrated power engine operating condition of Ford Otosan's I6 9lt HD Ecotorq diesel engine (see Figure 1) using 3D CFD, is reported. TC1, located at the neck area where two sides of the manifold are combined (behind TC9), and other TCs represent the thermocouples and locations on the exhaust manifold.

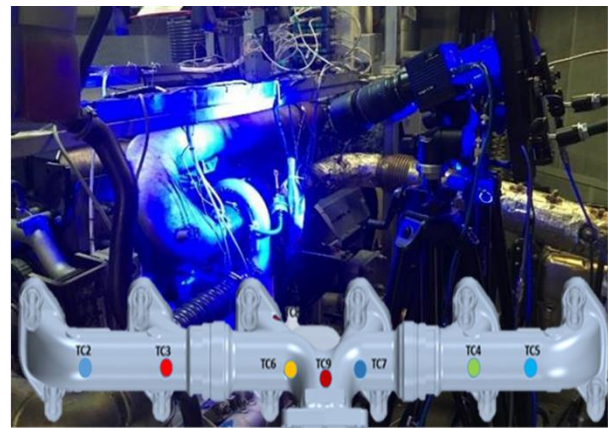
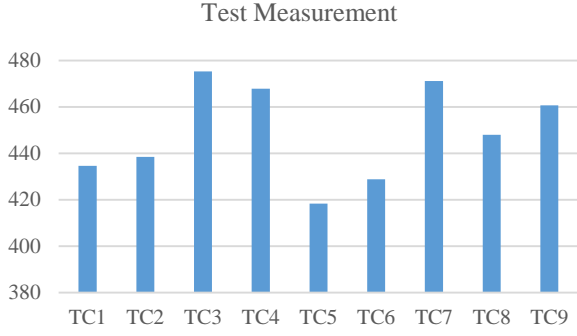


Figure 1. Dynamometer test cell

Initially, the temperature distribution of the exhaust manifold is measured at the dynamometer test cell with instrumented thermocouples and thermal cameras. Measured temperature values, shown in Figure 2, are used to correlate the CFD predictions with the test bench measurements. These measured temperatures show stabilized metal temperatures when the engine is running at a particular operating point. To prevent misunderstanding, it can be explained again, gas can have pulsating (transient) behavior, but the effect of gas on the metal is going to be stabilized if the engine runs sufficiently long time at that certain operating point.





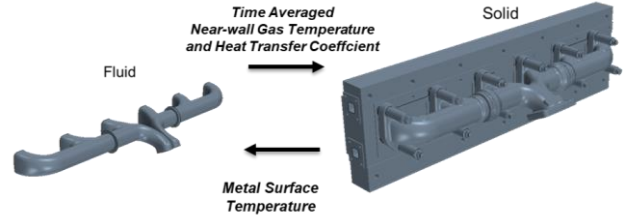
**Figure 2.** Dynamometer temperature test results for exhaust manifold

## NUMERICAL MODELS

### Co-Simulation Model

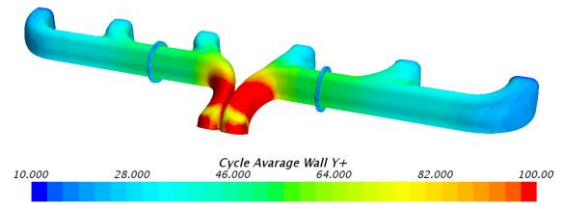
The co-simulation method is used to run different CAE models containing different connected domains. The process of the co-simulation study for the exhaust manifold is shown in Figure 3. To solve the fluid domain, minimal time steps around the range of 1 degree crank angle have to be specified due to the crank angle-based flow variation and pulsation within the domain. However, the response of manifold metal itself is not that fast. Therefore, the solid domain does not either require a minimal time step size nor a large number of inner iterations for each time step. With the co-simulation feature of CFD code, exhaust gas domain and exhaust manifold solid domain are modeled separately with different time step sizes and number of inner iteration numbers. For the cases such as exhaust manifold, where the time scales of the thermal conduction in the solid are much longer than the time scales in the fluid, STAR-CCM+ to STAR-CCM+ co-simulation offers a particular advantage (STAR-CCM+, 2019).

In literature, co-simulation is also named super-cycling for different CFD codes. The method is the same, fluid flows, which have cyclic behavior as in four stroke engine, have to be modeled based on crank angle. Because boundary conditions are all crank angle based. Nevertheless, metal surfaces used only near-wall gas temperature, and the heat transfer coefficient for convection heat transfer do not have to run with the same timescales. Moreover, metal timescales have to be much more to see the effect on the temperature distribution change in shorter solution times. This distribution is used as the fluid wall temperature boundary condition, an effective near-wall gas temperature. With numerous repeating and cyclic behavior of flow, metal temperatures, gas near-wall temperature, and heat transfer coefficient converge.



**Figure 3.** Co-simulation scheme

The boundary conditions of fluid domain co-simulation analysis are supplied by the 1D engine performance system model with 1-degree crank angle-resolved. GT-Power software is used for 1D performance modeling. Once the correlation is achieved with a dyno, the mass flow rates, temperatures, and pressures are extracted for each of six cylinders for desired engine operating conditions (inlets and outlets of the manifold). The tables containing the boundary condition data are generated in GT-Power in a format that can be directly read by the CFD model. Manifold inlet ports are defined as mass flow inlet, and outlet ports are defined as pressure outlets in the fluid model. From the CFD point of view, since the most time-consuming part of this study is the computational run times of the CFD models, several CFD runs were carried out to develop optimum element size and time step combination to assure convergence each time step (Yanarocak, Ergenc, & Duman, 2016). The co-simulation CFD model contains about 260k trim elements, and the time step is defined as 0.5-degree crank angle. A mesh sensitivity study was carried out with a model containing about 400k cells, pointing out negligible effect on the results (Celikten, Duman, Harman, & Eroglu, 2018). With this mesh setting,  $y^+$  values are calculated at every time step, and the mean of  $y^+$  values is shown in Figure 4.



**Figure 4.** Cycle average  $y^+$  contour

In STAR-CCM+, the conceptual centerpiece for modeling convective heat transfer at the wall for turbulent flows stems from the standard wall functions. The formulation is below where;

- $\rho_f$  is the fluid density
- $C_{p,f}$  is the fluid-specific heat capacity.
- $u^*$  is a reference velocity.
- $T^+$  is the dimensionless temperature.
- $y^+$  is the dimensionless wall distance.
- $y_c$  and  $T_c$  are the normal distance and temperature of the near-wall cell, respectively.

$$q_s'' = \frac{\rho_f(y_c)C_{p,f}(y_c)u^*}{T^+(y^+(y_c))} (T_s - T_c) \quad (1)$$

For coupling cases like co-simulation, Star-CCM+ offers different heat transfer coefficients and gas temperature calculation, called specified  $y^+$  heat transfer coefficient and specified  $y^+$  reference temperature. Specified  $y^+$  heat transfer coefficient and reference temperature calculation are below where;

- $h_2$  is specified  $y^+$  heat transfer coefficient
- $T_{ref,2}$  is specified  $y^+$  reference temperature
- $y_{user}^+$  is user-defined wall  $y^+$

$$h_2 = \frac{\rho_f(y_c)C_{p,f}(y_c)u^*}{T^+(y_{user}^+)} \quad (2)$$

$$T_{ref,2} = T_s - \frac{q_s''}{h_2} \quad (3)$$

This heat transfer coefficient and reference temperature pair are less dependent than other methods. The user-specified value of  $y^+$  should be less than approximately 150. A value of 100 has been shown to work well (STAR-CCM+, 2019).

To measure the skin temperature on the manifold, several thermocouples were used in dynamometer tests. In the CFD model, monitored points are created at thermocouple locations, and temperatures are compared with test results. To avoid the adverse effect of poor cells in CFD, thermocouples are not modeled physically; just patches are created on the exhaust manifold, and their temperatures are monitored.

**Table 1.** Co-simulation physics

Fluid Domain Physics Settings	
Time Dependence	Transient
Time Step [Crank Angle]	0.5 (4.63e-05 s)
Solution Time [Crank Angle]	28800 (40 engine cycle)
Turbulence Model	K-Epsilon Turbulence Model
Temperature Dependence	Segregated Flow 2nd Order
Wall Treatment	Two Layer All $y^+$
Density Definition	Ideal Gas
Viscosity	Sutherland's Law
Data Exchange Duration [Crank Angle]	2.5
Inner Iteration for 1 time-step	15
Co-simulation Concurrency Mode	Lead
Solid Domain Physics Settings	
Time Dependence	Transient
Time Step [s]	0.01
Solution Time [s]	600
Temperature Dependence	Segregated Solid Energy
Density Definition	Constant
Data Exchange Time [s]	0.052 (solution time/ total data exchange count)
Inner Iteration for 1 time-step	5
Co-simulation Concurrency Mode	Lag

In co-simulation methodology, the modeling of the fluid domain takes the exhaust gas pulsation effect into account. So the fluid and solid models are run transient. Table 1 shows the physics settings for analysis. For both fluid and solid simulations, the total data exchange count is the same. In other words, they run in synchrony. The Time-steps of simulations depend on the data exchange times.

They are one-fifth of data exchange time, which means both simulations run five-time steps before sharing data with each other.

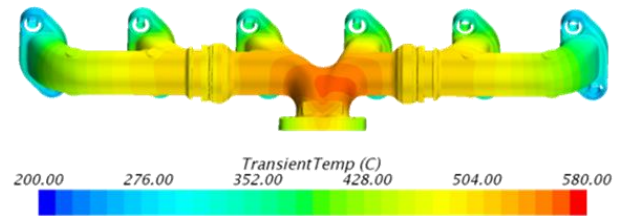
### Co-simulation Results

The temperature distribution obtained from the co-simulation analysis is shown in Figure 5. The fluid model is run for 40 engine cycles, and the exhaust manifold solid is run for 600 seconds by exchanging data at specific intervals. All residuals and temperature variations have reached a steady state. The scalar function in Figure 5 (TransientTemp) represents the stabilized temperature of the time-dependent (Co-simulation) simulation. It is called that to perceive the difference between a steady-state (time-independent) case.

### DESIGN OF THE EXPERIMENTAL EXHAUST MANIFOLD TEST SETUP

Dynamometer design verification tests last around 600 hours for only one calibration level. This is not an efficient process due to high fuel consumption. Therefore, an alternative way is sought for design verification of the exhaust manifold, and a custom dedicated test rig was designed and experimented with. There are several advantages of the rig when compared to the dynamometer tests. The main ones are as follows;

- Cost (Using natural gas instead of diesel fuel)
- Easy installation and less complexity (Only manifold changes instead of the entire engine)
- Time advantages of tests rigs over dynamometer tests

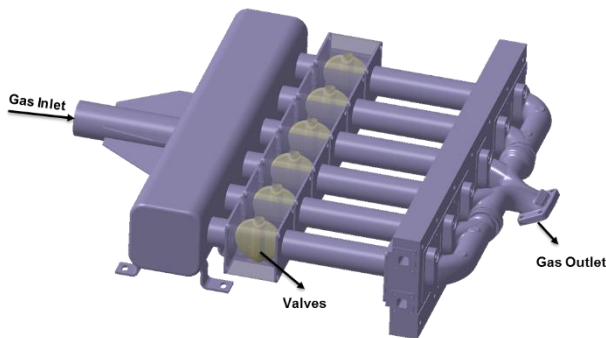


	Dyno [C]	Co-Simulation [C]	Difference %
TC1	435	443	2%
TC2	439	428	-3%
TC3	475	471	-1%
TC4	468	461	-1%
TC5	418	405	-3%
TC6	429	425	-1%
TC7	471	469	0%
TC8	448	428	-4%
TC9	461	473	3%

**Figure 5.** Co-simulation manifold temperatures

The exhaust manifold test rig is helpful to simulate exhaust manifold temperatures as in real engine conditions. A gas burner is used for heating the gas and discharge the steady-state gas to the rig through one main port. However, in the real world, engine cylinders have

different combustion timing, and there is pulsating flow in the exhaust ports. The most challenging point of using a rig is to obtain the optimum gas mass flow rate and temperature that the burner supplies. Temperature distribution, which is obtained from engine pulsating flow, is mimicked by the steady-state flow supplied by the burner. This is challenging; therefore, the mass flow rates through each runner are regulated by the integrated mechanical valves (See Figure 6). Trial and error cannot meet comparable temperatures on the exhaust manifold with the test in a reasonable time. Therefore, to determine the total mass flow rate, gas temperature, and valve openings, the CFD study should be carried out.



**Figure 6.** Thermal manifold rig

### Adjusting Valves for Necessary Flowrate

The hot gas burner in the test cell provides a steady gas mass flow rate and temperature. To mimic the real-life temperature distribution of the exhaust manifold, the amount of the gas flow passing through each runner has to be adjusted using the valves located at the entrance of each runner within the system. The results of exhaust manifold temperature distribution obtained by the using Co-simulation method, explained in the previous section, were used for the targeted distribution.

The CFD model of the custom test rig was built to determine the mass flow rates through each runner. However, calculating the mass flow rate distribution between runners by employing a trial and error approach is cumbersome. So an optimization tool, Modefrontier, was used and coupled with steady-state CFD models, in order to come up with correct valve opening positions. Modefrontier uses its algorithms. The total mass flow rate and temperature of gas supplied by the burner were defined as input variables. The adjusting process was handled in two steps, mainly due to reducing the computational run time. Because of that, the model was coupled with two separate CFD models.

Optimized CFD simulations are based on steady-state flow test results. Physics settings of the steady-state simulation are shown in Table 2.

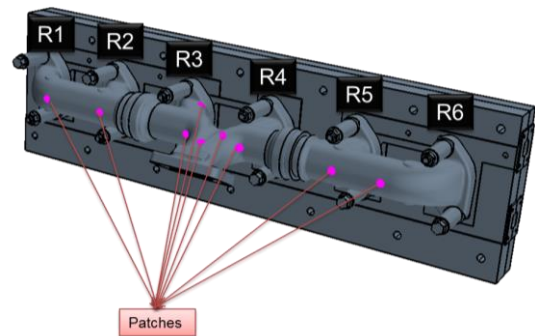
#### 1.1. The First Step

The first adjusting step was carried out to calculate the required mass flow rate through each runner. The model

built in Star-CCM+, as seen in Figure 6, does not contain the valves and the upstream gas chamber. So the objective in the first step is to minimize the temperature difference between the CFD model (seen in Figure 7) and the results obtained from the Co-simulation model, whose results are well correlated with dynamometer measurements (Figure 5). To monitor the temperature, small patches at the thermocouple measurement locations are created on the ambient surface of the exhaust manifold of the CFD model in which R1 to R6 represents the runner alignment on the engine.

**Table 2.** Steady state CFD simulation physics

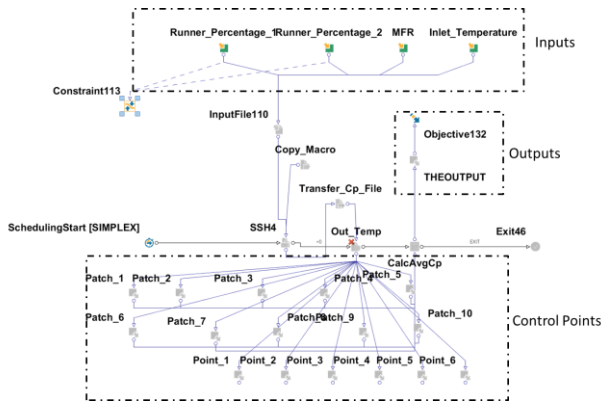
General Settings	
Time Dependence	Steady State
Maximum Iteration	5.00E+03
Fluid Domain Physics Settings	
Turbulence Model	K-Epsilon Turbulence Model
Temperature Dependence	Segregated Flow 2nd Order
Wall Treatment	Two Layer All y+
Density Definition	Ideal Gas
Viscosity	Sutherland's Law
Solid Domain Physics Settings	
Temperature Dependence	Segregated Solid Energy
Density Definition	Constant



**Figure 7.** First step CFD model

In the Modefrontier model, the SIMPLEX algorithm is used to find the required mass flow rates for each exhaust manifold runner. The variables of total mass flow rate, temperature, and each runner mass flow percentages are defined as input variables and aimed to determine the software's output. Due to the symmetry of the exhaust manifold, symmetric runners are expected to have similar flow rates. This symmetry helps the number of variables to be reduced by half. As can be seen in Figure 7, input variables Runner\_Percentage\_1 and Runner\_Percentage\_2 are created for Runner1 & Runner6 and Runner2 & Runner5 respectively. Runner3 & Runner4 flow rates are dependent variables. In other words, Runner3 and Runner4 flow rates are automatically determined with an equation, as can be seen in the equation.

$$\dot{m}_{R3} = \dot{m}_{R4} = \frac{\dot{m}_{Total} - [(\dot{m}_{R1} + \dot{m}_{R6}) + (\dot{m}_{R2} + \dot{m}_{R5})]}{2}$$



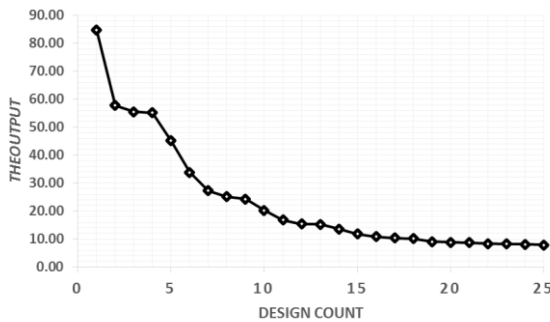
**Figure 8.** First step ModeFrontier scheme

In Figure 8, the DoE sequence is specified, which has to be one higher than the total input variable number for the SIMPLEX algorithm to understand the effect of each one of the input variables. With a couple of in-house developed user codes, CFD analyses are performed in order. The genetic algorithm learns the effect of every step of input variable changes. It evaluates the input variables to reach the objective. The objective is to minimize the value of the "THEOUTPUT" parameter (Eq.13), which is the absolute temperature difference of CFD predictions on the patches and thermocouple measurements. The main reason for taking absolute values of difference is to avoid negative differences. If the difference were not selected as absolute, THEOUTPUT value would be directed to negative infinity. THEOUTPUT and objective functions can be seen in the equations below.

$$THEOUTPUT = \sum_{i=1}^{10} abs(T_{TEST\_Patch\_i} - T_{CFD\_Patch\_i})$$

$$Objective = min(THEOUTPUT)$$

After 26 iterations, the generic algorithm found the mass flow rate percentages through each runner to minimize the objective value. The convergence is shown in Figure 9, and the results are shown in Table 3.



**Figure 9.** First step convergence

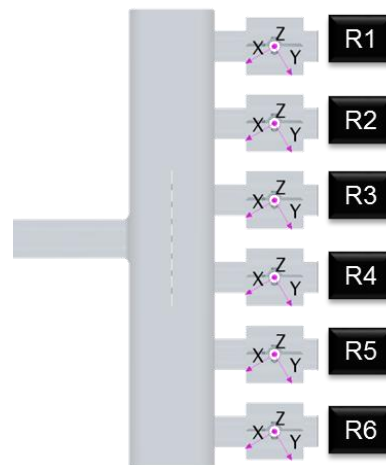
### The Second Step

The second step was conducted to determine the correct valve opening positions, meeting the mass flow rates obtained from the previous step. CFD model used in the

second step is seen in Figure 10. So the objective in the second step is to minimize the mass flow difference with the results obtained from the first step. Every valve position is changed with the specific coordinate system along the z-direction. Therefore input variables are angles that valves are rotated. For this step, due to the symmetry nature of the model, three input variables are used in the previous model. Modefrontier set up is shown in Figure 11. RP1 to RP6 represent the runner flow rate percentages, and "THEOUTPUT\_2" represents the absolute differences of the mass flow rates from the targeted flow rate.

**Table 3.** First step results

Design No	Inlet Temperature (K)	Total Mass Flowrate (kg/h)	R1-R6 Mass Flowrate Percentage	R2-R5 Mass Flowrate Percentage	R3-R4 Mass Flowrate Percentage	OUTPUT
1	973.15	650	17%	26%	7%	84.65
2	923.15	700	5%	39%	7%	57.72
3	973.15	650	31%	4%	16%	55.49
4	923.15	700	5%	39%	7%	55.18
5	923.15	700	7%	30%	13%	45.15
6	973.15	650	35%	5%	11%	33.86
7	923.15	700	31%	12%	8%	27.33
8	923.15	700	11%	30%	9%	25.09
9	923.15	700	12%	23%	15%	24.28
10	923.15	700	26%	16%	9%	20.30
11	923.15	700	24%	19%	7%	16.76
12	923.15	700	14%	28%	8%	15.38
13	923.15	700	15%	25%	11%	15.24
14	923.15	700	22%	21%	8%	13.54
15	923.15	700	21%	23%	7%	11.85
16	923.15	700	16%	27%	8%	10.86
17	923.15	700	20%	24%	7%	10.35
18	923.15	700	16%	26%	9%	10.14
19	923.15	700	19%	25%	7%	9.09
20	923.15	700	18%	25%	7%	8.79
21	923.15	700	17%	26%	8%	8.74
22	923.15	700	17%	27%	7%	8.34
23	923.15	700	18%	26%	7%	8.28
24	923.15	700	18%	26%	7%	8.11
25	923.15	700	17%	27%	7%	7.89
26	923.15	700	18%	27%	6%	7.58



**Figure 10.** Second step CFD model

Valve openings are the main variables affecting flowrate through the runners. If the valve closes the section too much, the flow tends to an easier route, and the flow rate is lower than the other runners.

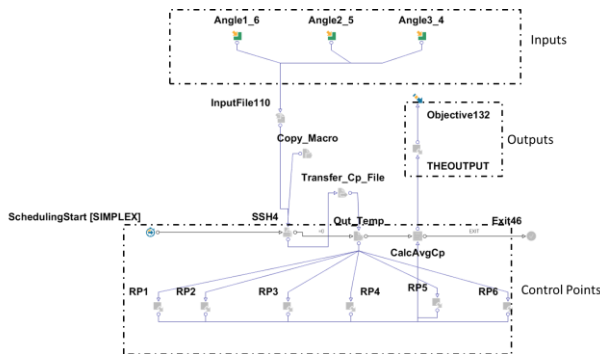


Figure 11. Second step ModeFrontier scheme

$$THEOUTPUT\_2 = \sum_{i=1}^6 abs(\dot{m}_{Required,i} - \dot{m}_{case,i}) \quad (4)$$

$$Objective = \min(THEOUTPUT\_2) \quad (5)$$

"THEOUTPUT\_2" and objective functions can be seen in Equations 4 and 5. After 17 generations, the genetic algorithm found the angles that the valves should be set. The convergence is shown in Figure 12, and the results of the second step are shown in Table 4. The final position of valves is shown in Figure 13.

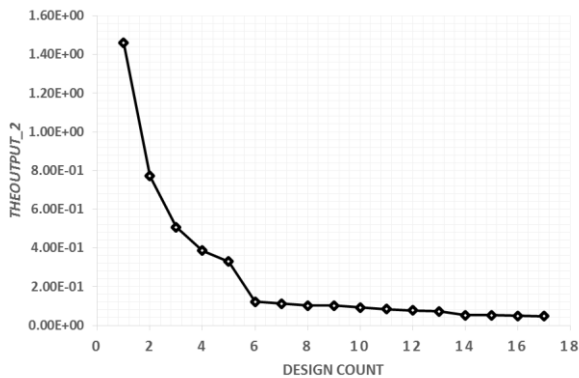


Figure 12. Second step convergence

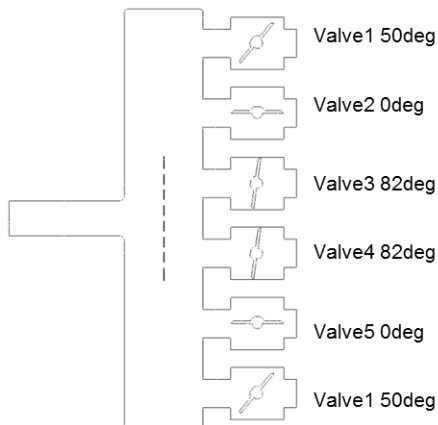


Figure 13. Optimized valve positions

Table 4. Second step results

Design No	Angle 1-6	Angle 2-5	Angle 3-4	THEOUTPUT_2
1	53	1	80	1.46E+00
2	49	1	80	7.72E-01
3	57	7	66	5.07E-01
4	52	2	77	3.87E-01
5	51	8	71	3.29E-01
6	52	1	77	1.22E-01
7	45	6	78	1.13E-01
8	45	3	85	1.02E-01
9	45	0	85	1.02E-01
10	48	0	85	9.19E-02
11	47	0	84	8.45E-02
12	49	1	84	7.76E-02
13	49	1	79	7.27E-02
14	49	2	80	5.28E-02
15	48	1	82	5.16E-02
16	49	1	82	4.84E-02
17	50	0	82	4.81E-02

Finally, with the valve openings obtained, the entire model was run, and temperature distribution was compared with the results obtained from the co-simulation model. Good agreement was achieved within the range of 0-4% for all patches (Figure 14). Steady-state exhaust manifold CFD temperatures are shown in Figure 15. The close similarity of the results is observed with the co-simulation model.

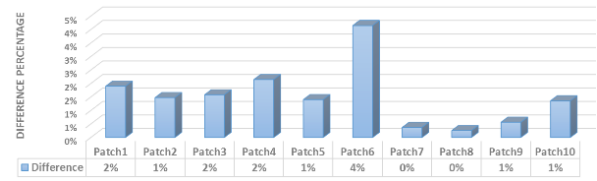


Figure 14. Difference between co-simulation and steady-state CFD models

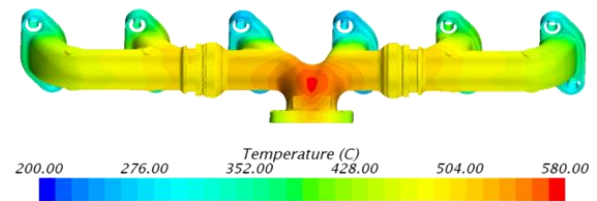


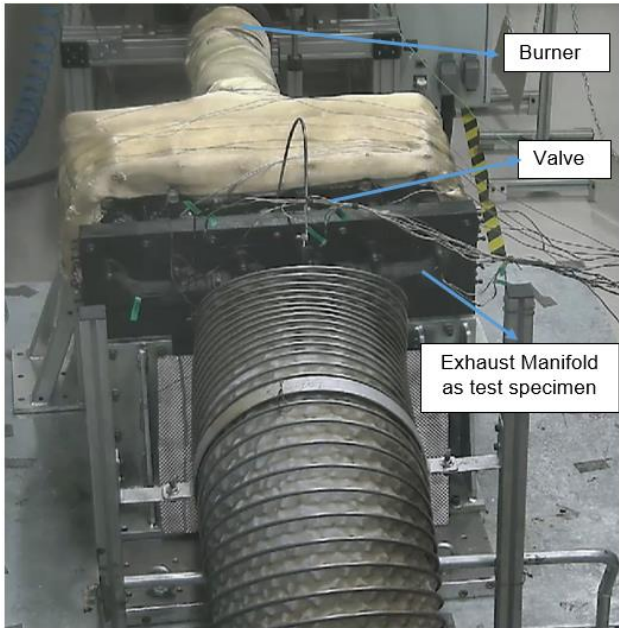
Figure 15. Steady state manifold temperatures

## RESULTS OF THE EXPERIMENTAL EXHAUST MANIFOLD TEST SETUP

An exhaust manifold test rig is developed to evaluate the (thermal) low cycle fatigue life by mimicking an engine dyno test. The test rig has two main advantages over the dynamometer. The first one is; design validation tests in the test rig are only explicitly performed for the exhaust manifold itself with less complexity and eliminate all noise factors caused by the dynamometer. The second one is, the cost of design validation of exhaust manifold is reduced.

The exhaust manifold test setup is shown in Figure 16. The

gas burner is used to supply the exhaust mass flow and temperature at desired values. The main components of the test setup are; distribution channel, butterfly valves (EGR valves used in the engine), cooling jacket, and exhaust manifold.



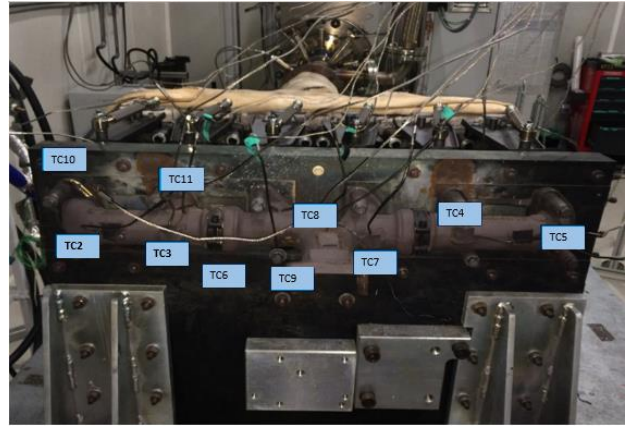
**Figure 16.** Custom exhaust manifold test rig with the burner

Each valve's angle position can be set manually. Figure 17 shows the valves in the exhaust manifold test setup. EGR valves are used to replicate the engine flow characteristics of the exhaust manifold in the dynamometer.



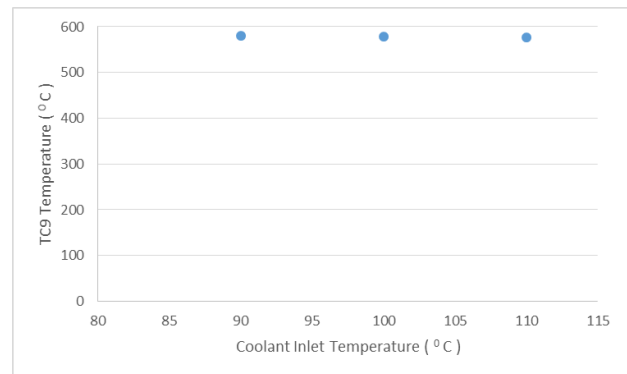
**Figure 17.** Exhaust manifold test rig with EGR valves

The critical requirement for the fatigue life test is to ensure that the temperature distribution of the exhaust manifold in the test rig is in a similar range as in the real engine under specific operating loads. Data is collected from the thermocouples, shown in figure 18, under steady conditions and then time-averaged. The angular positions of each valve must be set accordingly to mimic the real engine exhaust manifold temperature ranges.



**Figure 18.** Exhaust manifold test rig with EGR valves

16 different valve angular position combinations are experimented with manually to correlate the test results of the exhaust manifold with the test results of the dynamometer.



**Figure 19.** Effect of the coolant inlet temperature on the midpoint of the exhaust manifold

Coolant inlet temperature tests were performed to understand the coolant inlet temperature effect on the exhaust manifold's temperature distribution. Figure 19 shows that the manifold heat rejection rate is relatively insensitive to changes in the coolant flow rate.

The specified angular positions of the EGR valves set are shown in Table 5. Valve position from CFD also experimented as the proposed methodology.

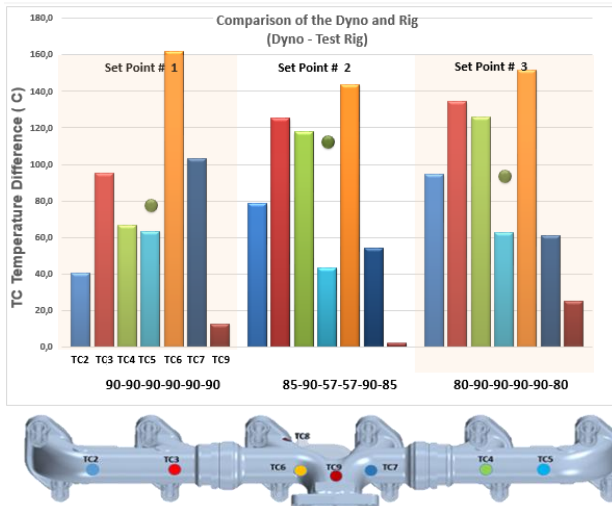
Figure 20 shows the temperature differences of the dynamometer and test setup at the thermocouple location for different valve angles. T9 thermocouple is the central position of the exhaust manifold. This point is the most critical point for dynamometer and test setup comparison. Three thermocouples are located at the left bank of the exhaust manifold, and three thermocouples are at the right side of the exhaust manifold. The results of the thermocouples in the test setup should be comparable with dynamometer results.

**Table 5.** Test set point for the EGR valve angle

Set	Valve #1	Valve #2	Valve #3	Valve #4	Valve #5	Valve #6	Method
1	90	90	90	90	90	90	Iterative
2	85	90	57	57	90	85	Iterative
3	80	90	90	90	90	80	Iterative
4	60	90	8	8	90	40	CFD
5	30	90	8	8	90	30	Iterative
6	40	70	8	8	70	40	Iterative

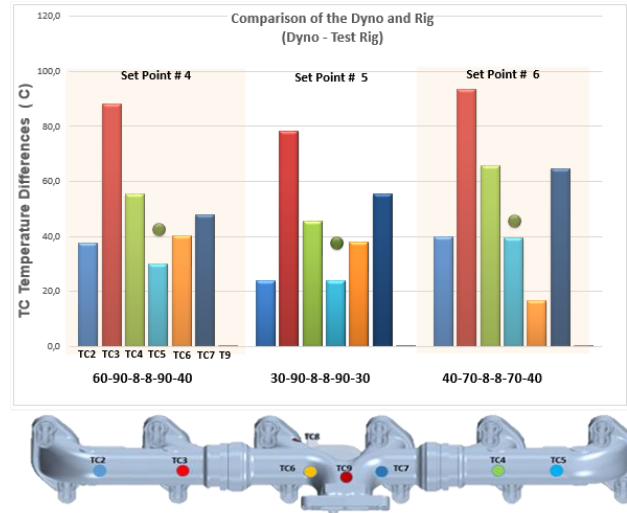
In figure 20, the X-axis shows the ID number of the different valve sets. The Y-axis shows the temperature difference results for each thermocouple as the bar column. The green dot shows the average temperature differences of all thermocouples with dynamometer results for each valve setting. The test rig tends to underpredict temperature results.

Each run for each valve set configuration takes about 2 hours. After 16 manual iterations for different valve openings, temperature variation decreased to 10 degree C, such as valve set 5 and valve set 6 configurations. Only for one operating condition, this trial-and-error approach required 16 experiments to be conducted. In addition to that, the design validation of the manifold test has to be conducted under several different operating conditions. So, this traditional method is time-consuming, expensive, and not robust.



**Figure 20.** Effect of the EGR valve set by manual adjustment

CFD results show that the angles of the fourth valve set are the proposed methodology. The temperature measurements of valve set 4 have an excellent comparison with measurement results the two being within a 7% error.



**Figure 21.** Effect of the EGR valve set by CFD adjustment

## CONCLUSION

A custom-made exhaust manifold test rig was built, enabling the validation of exhaust manifold design and eliminating the need for long period dynamometer runs. This custom test rig can mimic the real-life exhaust manifold thermal loading. The temperature measurements obtained from the test rig run with steady flow showed consistent with engine dynamometer measurements results.

Obtaining similar thermal results from the test rig with a dynamometer requires an optimum valve setting for each runner, which is a challenging task. The trial and error approach (iterative method) to reach the optimum configuration for the valve sets requires a considerable effort and not an efficient way and may lead to a dead end.

In this study, the coupling of CFD/co-simulation and optimization tools enabling the process for determining each valve's optimum openings were proven very effective and efficient approach. Optimization algorithms embedded in Modefrontier lead to defining correct operating conditions and valve openings, resulting in a sufficiently accurate correlation for temperature distribution.

The following conclusions can be drawn from these studies:

- An iterative method to determine the valve angle settings for the accurate exhaust manifold thermal distribution took 16 test runs for this specific case for each operating condition. As can be seen from figure 19, the temperature difference between the test rig and dynamometer decreased to % 10 error with 16 runs for one operating condition. This is time consuming, inefficient, and expensive way to run for several different operating conditions.
- Valve set openings were optimized by the coupling of CFD and Modefrontier methodology efficiently.

The valve angular position predictions proposed by this method end up with a % 7 variation for the test result. The test rig under predicts the dynamometer temperature results.

- This study shows the very efficient and robust way of design verification of exhaust manifold in the custom-made test rig developed in-house. With the help of the CFD and optimization tool, the efficiency of running the rig improved significantly.

## ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to acknowledge the support and activities of Aydin Ayyildiz and Hakan Gokoglu from Ford Otosan.

## REFERENCES

- Meda L., Shu Y. and Meda L., 2012, Exhaust System Manifold Development. *SAE, 2012-01-0643*.
- Ångström H. and Fuchs L., 2009, A Comparative Study Between 1D and 3D Computational Results. *SAE*, 1112.
- Annand W., 1963, Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. *Proc IMechE*.
- Assanis H., 1986, Development and use of a computer simulation of the turbo compounded diesel engine performance and component heat transfer studies. *SAE(860329)*.
- Belingiardi G. and Leonti S. 1987, Modal Analysis in the design of an automotive exhaust pipe. *International Journal Vehicle Design*, 475-487.
- Benoit M., 2012, Cyclic behavior of structures under thermomechanical loadings: application to exhaust manifolds. *Int. J. Fatigue*, 65–74.
- Byung Kyu K., 2013, High-temperature low cycle fatigue properties of 24Cr ferritic stainless steel for SOFC applications. *Materials Science and Engineering*, 81-86.
- Cartwright, J., Selamat, A., Wade, R., Miazgowiec, K. and Sloss, C., 2015, Heat Rejection and Skin Temperatures of an Externally Cooled Exhaust Manifold. *SAE*, 1736.
- Celikten B., Duman I., Harman C. and Eroglu S., 2018, Exhaust Manifold Thermal Assessment with Ambient Heat Transfer Coefficient Optimization. *SAE*, 06-04.
- Charkaluk E., Bignonnet A., Constantinescu A. and Dang Van K., 2002, Fatigue design of structures under thermomechanical loadings. *Fatigue Fracture Engineering*, 1119-1206.
- Chen M., Wang Y., Wu W. and Xin, J., 2014, Design of the Exhaust Manifold of a Turbo Charged Gasoline Engine Based on a Transient Thermal Mechanical Analysis Approach, *SAE 01-2882*.
- Demirkesen C., Colak U., Savci I. and Zeren H., 2020, Experimental and Numerical Investigation of Air Flow Motion In Cylinder of Heavy Duty Diesel Engines. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 537-547.
- Ekstrem J., 2014, High-temperature mechanical and fatigue properties of cast alloys intended for use in exhaust manifolds. *Materials Science Engineering*, 78-87.
- European Parliament and Council, 2009, *Emission Performance Standards for New Passenger Cars as part of the Community's Integrated Approach to Reduce CO2 Emissions from Light-Duty Vehicles*. Regulation (EC) No. 443/2009.
- Hasse C., Sohm V. and Durst B., 2010, Numerical investigation of cyclic variations in gasoline engines using a hybrid URANS/LES modeling approach. *Computers & Fluids*, 25-48.
- Heywood J.B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Inc.
- Ho H., 1972, Shakedown in elastic-plastic systems under dynamic loadings. *J. Appl. Mech.*, 416–421.
- Moeckel M., 1994, Computational Fluid Dynamic (CFD) Analysis of a Six-Cylinder Diesel Engine, *SAE*.
- Rohsenow W., Hartnett J. and Cho Y., 1998, *Handbook of Heat Transfer*. New York, USA: McGraw-Hill Inc.
- Savci I. and Zeren H., 2019, Deposit Testing in Exhaust Systems and Deposit Mapping Strategy. *Journal of Thermal Science and Technology*, 163-167.
- Simone G., 2014, Low-Cycle Thermal Fatigue and High-Cycle Vibration Fatigue Life Estimation of a Diesel Engine Exhaust Manifold. *Procedia Engineering*, 105 – 112.
- STAR-CCM+, 2019, Version 13.04.011 User Manual > Simulating Physics > Heat Transfer > Convective Heat Transfer Coefficients > Guidelines for Heat Transfer Coefficients > Specified y+ Heat Transfer Coefficient. *SAE*.
- Wolff K., Schneider M. and Schernus C., 1988, Computer-aided development of exhaust system durability. *Global Powertrain Congress*, 179-187.
- Yanarocak R., Ergenc A. and Duman I., 2016, Thermal Analysis of Heavy Duty Engine Exhaust Manifold Using CFD. *SAE*, 0648.



Zhien L., Wang X., Yan Z., Li X. and Xu Y. , 2014, Study on the Unsteady Heat Transfer of Engine Exhaust Manifold Based on the Analysis Method of Serial



**Ismail Hakki Savci** was born in Erzurum Turkey in 1984. He got his MSc. and PhD. in 2009 and 2016. His current role is technical manager in Ford OTOSAN R&D Center.



**Baran Celikten** was born in Adana Turkey in 1991. He is graduated from Istanbul Technical University Mechanical Engineering Department in 2014. He got his MSc. degree from the Mechanical Engineering Department of Istanbul Technical University (Turkey) in 2016. He is working as a Senior Product Development Engineer at Ford OTOSAN R&D Center.



**Sinan Eroglu** was born in Eskisehir Turkey in 1979. He got his BSc. degree from the Mechanical Engineering Department of Middle East Technical University (Turkey) in 2002. Then he got his PhD degree from the Mechanical Engineering Department of Loughborough University (UK) in 2007. His current role is manager of Powertrain CAE department in Ford OTOSAN R&D Center.



## GLİSERİN ETERLERİNİN İKİNCİ NESİL BİYİYAKIT OLARAK DİZEL MOTORDA KULLANIMININ ARAŞTIRILMASI

Abdülvahap ÇAKMAK\* ve Hakan ÖZCAN\*\*

\*Sorumlu yazar, Samsun Üniversitesi Kavak Meslek Yüksekokulu Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü 55850 Kavak, Samsun, [abdulvahap.cakmak@samsun.edu.tr](mailto:abdulvahap.cakmak@samsun.edu.tr), ORCID: 0000-0003-1434-6697

\*\* Ondokuz Mayıs Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü 55200 Atakum, Samsun, [ozcanh@omu.edu.tr](mailto:ozcanh@omu.edu.tr), ORCID: 0000-0002-7848-3650

(Geliş Tarihi: 14.05.2020, Kabul Tarihi: 25.05.2021)

**Özet:** Son yıllarda, büyük oranda petrol esaslı yakıtlar ile çalışan içten yanmalı motorlarda ikinci nesil biyoyakıtların kullanımına duyulan ilgi artmıştır. Bu çalışmada, biyodizel yan ürünü olan gliserinin katalitik dönüşümü ile üretilen gliserin eterlerinin dizel motorda ikinci nesil biyoyakıt olarak kullanımı deneysel olarak incelenmiştir. Gliserinin *tert*-bütanol ile eterifikasyonu sonucunda sentezlenen gliserin eterleri karışımı, %2 ve %5 hacimsel oranda dizel-biyodizel yakıt karışımı ile harmanlanmıştır. Dizel yakıtı ve %20 oranında biyodizel içeren dizel-biyodizel yakıt karışımı referans yakıt olarak kullanılmıştır. Test yakıtlarının önemli fiziksel yakıt özellikleri belirlenmiştir. Yakıtta gliserin eterleri ilavesinin yakıtın viskozite, yoğunluk, ısıl değer, setan indisi ve destilasyon sıcaklıklarını düşürdüğü belirlenmiştir. Gliserin eterlerinin ilavesi ile dizel-biyodizel yakıt karışımının kinematik viskozitesinin %10-14 oranında azaldığı ve yakıtın destilasyon karakteristiğinin iyileştiği görülmüştür. Gerçekleştirilen motor deneyleri ile test yakıtlarının motorun performans, yanma karakteristikleri ve egzoz emisyonuna etkileri araştırılmıştır. Gliserin eterlerinin motorun özgül yakıt tüketimini ve HC emisyonlarını artırdığı; motorun termal verimini, CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> ve is (duman koyuluğu) emisyonlarını azalttığı belirlenmiştir. Gliserin eterlerin en dikkat çekici etkisi NO<sub>x</sub> ve HC emisyonlarında görülmüştür. Gliserin eterleri NO<sub>x</sub> emisyonlarında yaklaşık %35-77 oranında önemli düşüşler sağlamış fakat aynı çalışma koşulları altında HC emisyonlarında yaklaşık %37-142 oranında bir artışa neden olmuştur. Yanma karakteristikleri açısından %2 oranında gliserin eterleri içeren yakıt karışımı, diğer test yakıtlarına göre daha iyi performans sergilemiştir. Tüm bulgular değerlendirildiğinde gliserin eterlerinin hacimsel %2 oranında dizel-biyodizel yakıt karışımı ile harmanlanması durumunda ikinci nesil biyoyakıt olarak dizel motorlarda kullanımının uygun olduğu belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** İkinci nesil biyoyakıt, Gliserin eterleri, Biyodizel, Dizel motor, Emisyon, Yanma

## INVESTIGATION OF THE USABILITY OF GLYCEROL ETHERS AS SECOND-GENERATION BIOFUEL IN DIESEL ENGINE

**Abstract:** The interest in the use of second-generation biofuels in internal combustion engines which are still largely running with petroleum fuels has been increasing in recent years. In this study, the utilization of glycerol ethers produced by the catalytic conversion of biodiesel-originated glycerol as a second-generation biofuel in a diesel engine was experimentally investigated. The glycerol ethers mixture which was synthesized by the etherification of glycerol with *tert*-butyl alcohol was blended with the blend of diesel-biodiesel by 2% (v/v) and 5% (v/v). Neat diesel and a diesel-biodiesel fuel blend that contains 80% (v/v) diesel fuel and 20% (v/v) canola oil biodiesel were chosen as reference fuels. The important physical fuel properties of test fuels were determined. It was ascertained that the addition of glycerol ethers to the diesel-biodiesel mixture reduces fuel's viscosity, density, lower heating value, cetane index, and distillation temperatures. It was determined that glycerol ethers decreased the diesel-biodiesel fuel blend's kinematic viscosity by 10-14% and improved the distillation characteristics. The impacts of test fuels on the engine's performance, combustion characteristics, and exhaust emission were scrutinized by carried out the engine tests. It was seen that glycerol ethers increase the specific fuel consumption and HC emission while reducing thermal efficiency, CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, and soot (smoke opacity) emission. The most appealing impact of glycerol ethers was witnessed to NO<sub>x</sub> and HC emissions. Glycerol ethers promoted significant reductions in NO<sub>x</sub> emissions by approximately 35-77%, however, under the same operating conditions, an increase in HC emissions by approximately 37-142% was observed. In terms of combustion characteristics, the fuel mixture containing 2% (v/v) glycerol ethers performed better than other test fuels. Based on experimental results it was concluded that the glycerol ethers mixture is suitable for use as a second-generation biofuel by 2% (v/v) blending ratio with diesel-biodiesel blend in diesel engines.

**Keywords:** Second-generation biofuels, Glycerol ethers, Biodiesel, Diesel engine, Emissions, Combustion

## GİRİŞ

Biyoyakıtlar biyokütleden fiziksel, kimyasal, termokimyasal ve biyokimyasal yöntemlerle elde edilen yenilenebilir, çevre dostu ve sürdürülebilir yakıtlardır (Ruan *vd*, 2019). Fosil enerji kaynaklarının kullanımı ile ilgili karşılaşılan sorunlar ve enerji talebinin sürekli artması, biyoyakıtların önem kazanmasına yol açmıştır (Gaurav *vd*, 2017; Chaudhary ve Gakkhar, 2019; Gülüm *vd*, 2018). Biyoyakıtlar elde edildikleri kaynaklara göre birinci nesil, ikinci nesil ve üçüncü nesil biyoyakıtlar olarak sınıflandırılmaktadır (Lee ve Lavoie, 2013). Birinci nesil biyoyakıtlar gıda üretiminde kullanılan kaynaklardan elde edilirler. Birinci nesil biyoyakıtlar, tarım alanlarının gıda üretimi yerine biyoyakıt üretimine ayrılmasını gerektirmesi, gıda fiyatlarının artmasına neden olması ve gıda arzı güvenliğini tehlikeye sokması nedeni ile bu gruptaki yakıtların üretimi ve kullanımı sınırlandırılmaktadır (Ghosh *vd*, 2019). İkinci nesil biyoyakıtlar gelişmiş biyoyakıtlar olarak da adlandırılır ve gıda amaçlı tüketilmeyen kaynaklardan veya atık kaynaklardan üretilirler. İkinci nesil biyoyakıtlar, ucuz hammaddelerden üretiliyor olması nedeni ile ekonomiktir (Lee ve Lavoie, 2013). Bu nedenle ticari biyoyakıt üretiminin büyük bir kısmı ikinci nesil biyoyakıtlardan karşılanmaktadır ve yeni direktiflerle bu gruptaki yakıtların toplam tüketimdeki payları daha fazla artırılmaktadır (Nguyen *vd*, 2017). Üçüncü nesil biyoyakıtlar ise yosun kaynaklı yakıtlardır. Ancak üretim maliyetlerinin yükselmesi nedeni ile günümüzde ticari olarak kullanımı yaygın değildir (Milano *vd*, 2016).

Dizel motorlarda kullanılacak biyoyakıtlar arasında biyodizel ilk sırada gelmektedir. Biyodizel, dizel yakıtı ile benzer fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olması ve mevcut dizel motor teknolojisine uygun olması nedeni ile teknik açıdan kullanımı hızlı kabul görmüştür. Ayrıca yerel enerji kaynaklarından üretilebilir olması, sera gazı salınımını arttırmaması ve petrol esaslı dizel yakıtına göre egzoz gazı emisyonunu düşürmesi, biyodizel olan ilgiyi daha da arttırmıştır (Behçet *vd*, 2015; Gülüm *vd*, 2015). Bu avantajları sayesinde biyodizel, dünya genelinde sürekli olarak artan oranlarda dizel yakıtı ile harmanlanarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte ülkeler, enerjide dışa olan bağımlılığı azaltmak, sera gazı salınımını düşürmek ve yerel enerji kaynaklarını daha etkili kullanmak amacıyla biyodizel üretimini ve tüketimini arttırmaya yönelik politikalar geliştirip uygulamaktadır. Bunun sonucunda ise küresel çapta biyodizel üretimi ve tüketimi sürekli olarak artmaktadır. Örneğin, 2000 yılında 534 milyon litre olan dünya genelindeki biyodizel üretimi, 2017 yılında 36 milyar litreye ulaşmıştır (OECD/FAO, 2018). Ancak bu miktarın, biyodizel harmanlama oranının artması sonucu 2028 yılına kadar 44 milyar litreye ulaşacağı tahmin edilmektedir (OECD, 2019). Biyodizel üretiminin sürekli olarak artması, üretim prosesinde kütlece %10 oranında yan ürün olarak elde edilen gliserin miktarının da artmasına yol açmaktadır. Gliserin çok sayıda endüstride hammadde olarak kullanılmasına rağmen gelecek yıllarda biyodizel üretiminde ortaya çıkacak olan gliserin miktarı, ilgili endüstrilerin gliserin talebini aşacaktır

(Çakmak ve Özcan, 2020). Böylesi bir durumda biyodizel endüstrisi olumsuz etkilenecek ve fazla gliserinin değerlendirilememesi halinde atık haline dönüşerek çevre sağlığı açısından riskler oluşturacaktır (Cornejo *vd*, 2017; Monteiro *vd*, 2018). Bu yüzden ihtiyaç fazlası gliserinin çevresel sorunlara yol açmadan farklı ürünlere dönüştürülerek değerlendirilmesi, hem çevresel risklerin önüne geçilmesi hem de biyodizel üretiminin ekonomikliği ve sürdürülebilirliği açısından gereklidir (Monteiro *vd*, 2018; Yang *vd*, 2012).

Gliserin uygun olmayan yakıt özellikleri (yüksek viskozite ve yoğunluk, yüksek kaynama noktası sıcaklığı, mevcut yakıtlar ile homojen karışmaması, düşük ısı değeri), yüksek sıcaklıklarda polimerleşerek yakıt hattını tıkama riski, kısmi oksidasyon sonucu zehirli akrolein emisyonu oluşumu ve düşük oksitlenme direnci gibi nedenlerle (Bohon *vd*, 2011; Queirós *vd*, 2013) içten yanmalı motorlarda doğrudan yakıt olarak kullanımı teknik açıdan çok mümkün değildir. Ancak gliserin, çeşitli kimyasal ve biyolojik yöntemlerle farklı değerli kimyasal ürünlere dönüştürülebilir (Tan *vd*, 2013). Bu kimyasal ürünler arasında benzin, dizel ve biyodizel yakıtları ile harmanlanarak kullanılacak biyoyakıtlar da bulunmaktadır (Çakmak ve Özcan, 2018). Gliserinin *tert*-bütanol veya izobüten gibi kimyasallarla eterleşme reaksiyonu ile elde edilen gliserin eterleri oksijenli biyoyakıt olarak dizel, biyodizel ve benzin yakıtları ile birlikte kullanılabilir (Bozkurt *vd*, 2019; Fatimah *vd*, 2019; Ozbay *vd*, 2010; Rahmat *vd*, 2010). Gliserin eterleri biyodizel yakıtının soğukta akış özelliklerini geliştirmekte ve viskozitesini düşürmektedir (Noureddini *vd*, 1998; Pinto *vd*, 2016). Aynı zamanda gliserin eterlerinin bileşiminde bulunan oksijen yanmayı iyileştirerek CO, HC ve PM emisyonlarını azaltmaktadır (Beatrice *vd*, 2014; Spooner-Wyman *vd*, 2003; Spooner-Wyman *vd*, 2010). Biyodizel yan ürünü gliserinin, ikinci nesil bir yakıt olan gliserin eterlerine dönüştürülerek kullanılması, yukarıda ifade edilen avantajların yanında biyodizel üretiminin sürdürülebilirliği ve harmanlanan ikinci nesil biyoyakıt miktarının artmasında doğrudan olumlu bir etkisi de bulunmaktadır. Atık haline dönüşen gliserinin, yakıt olarak değerlendirilmesi ile hem atığın kontrollü bertarafı hem de gliserinin yenilenebilir enerji kaynağı olarak kullanımı mümkündür.

Gliserinin eterifikasyonu sonucunda biyoyakıt olarak kullanılacak gliserin eterleri karışımı elde edilir. Bu karışım, birbirinin izomeri olan iki *mono*- eter ve birbirinin izomeri olan iki *di*- eter ile bir *tri*- eterden oluşur (Behr ve Obendorf, 2002). Eterlerin birbirine çok yakın kaynama noktası sıcaklığı nedeniyle karışımdan ayrılmaları zor ve ek işlemler gerektirdiğinden üretim maliyetini artırır (Vlad ve Bildea, 2012). Bu nedenle sentezlenen gliserin eterleri karışımı doğrudan yakıt olarak kullanılır (Pinto *vd*, 2016).

Literatürde gliserin eterlerinin sentezine yönelik çok sayıda bilimsel çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalarda (Aguado-Deblas *vd*, 2020; Cannilla *vd*, 2020; Cannilla *vd*, 2015; Goncalves *vd*, 2015; Klepáčová *vd*, 2006; Nandiwale *vd*, 2014; Ozbay *vd*, 2011; Ozbay *vd*, 2013;

Veiga *vd*, 2017; Viswanadham ve Saxena, 2013) gliserinin eterifikasyon reaksiyonu parametrelerinin (gliserin/alkol molar oranı, katalizör miktarı, karıştırma hızı, reaksiyon sıcaklığı ve süresi vb.) optimizasyonu, farklı katalizör ve alkollerin ürün dönüşümü ve eter seçiciliğine etkisi gibi kinetik parametreler araştırılmıştır. Bu çalışmalarda, gliserin eterlerinin yakıt/yakıt katkısı olarak kullanılabilmesi ifade edilmesine rağmen literatürde gliserin eterlerinin içten yanmalı motorlarda yakıt olarak kullanımını araştıran çalışmalar oldukça sınırlıdır. Bozkurt *vd* (2019) sentezledikleri gliserin eterlerini hacimsel %3,45 oranında benzinle harmanlayarak yakıt özellikleri, motor performansı ve egzoz emisyonlarında meydana gelen değişimleri incelemişlerdir. Gliserin eterlerinin benzene ilave edilmesi ile yakıtın oktan sayısının arttığı ve buhar basıncının düştüğü görülmüştür. Gliserin eterleri-benzin karışımının, MTBE (metil tersiyer bütül eter)-benzin karışımı ile benzer performans ve emisyon değerlerine sahip olduğu belirlenmiş ve bu nedenle gliserin eterlerinin MTBE'ye alternatif olabileceği ifade edilmiştir. Gliserin eterlerinin dizel motorlarda yakıt olarak kullanımına ilişkin ilk kapsamlı sonuçlar Beatrice *vd* (2013) yaptıkları çalışmadan elde edilmiştir. Bu çalışmada gliserinin katalitik dönüşümü ile üretilen gliserin eterleri dizel yakıtı ile hacimsel %10 oranında harmanlanarak PM ve NO<sub>x</sub> emisyonlarının kritik olduğu motor yük ve hız noktalarında testler yapılmıştır. Sonuçlar gliserin eterlerinin yanma prosesini, HC ve CO gibi egzoz emisyonlarını fazla etkilemeden, PM ve NO<sub>x</sub> emisyonlarını eş zamanlı olarak düşürdüğünü göstermiştir. Ayrıca yakıtların yaşam döngüsü analizinden gliserin eterlerinin dizel yakıtına göre daha az çevresel etkiye sahip olduğu belirlenmiştir. Frusteri *vd* (2013) yaptıkları deneysel çalışmada gliserin eterlerinin %10 oranında dizel yakıtı ile harmanlanarak kullanılması halinde PM ve HC emisyonlarının azaldığı ve yanma veriminin arttığı belirlenmiştir. Beatrice *vd* (2014) sentezledikleri gliserin eterlerini %10 ve %20 oranında dizel yakıtı ile harmanlayarak hazırladıkları dizel-gliserin eterleri yakıt karışımlarını bir dizel otomobil motorunda test etmişlerdir. Test sonuçlarından, gliserin eterlerinin motorun yanma karakteristikleri ve termal verimi üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı, bununla birlikte yüksek oksijen içeriği sayesinde gliserin eterlerinin PM emisyonlarını azaltmada etkili olduğu belirlenmiştir. Fakat gliserin eterleri düşük motor yüklerinde aseton, formaldehit, asetaldehit gibi düzensiz emisyonları arttırdığı görülmüştür. Beatrice *vd* (2015) %20 oranında gliserin eterleri içeren dizel-gliserin eterleri yakıt karışımını optik bir dizel motorda test etmişlerdir. Elde edilen bulgulardan, gliserin eterlerinin düşük kaynama noktası sıcaklığı nedeni ile yakıt jetinin daha hızlı buharlaştığı ve yanma durumunda alev parlaklığının azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca gliserin eterlerinin dizel yakıtına göre yüksek yoğunluk ve viskozitesi nedeniyle yakıt ortalama damlacık çapının arttığı belirlenmiştir. Bu durumda ana püskürtme fazında yakıt spreyinin koni açısı küçülerek yakıt jetinin yanma odasındaki nüfuz derinliğinin arttığı görülmüştür. Aynı çalışmada, gliserin eterlerinin is oluşumunu azalttığı optik motor testleri ile de kanıtlanmıştır. Gliserin

eterlerinin gerek yakıt özellikleri gerekse egzoz emisyonları açısından iyi bir biyoyakıt olduğu belirtilmiştir.

Gliserin eterlerinin içten yanmalı motorlarda kullanımına ilişkin literatürdeki mevcut çalışmalarda gliserin eterleri saf dizel yakıtı veya benzin ile harmanlanarak motor testleri yapılmıştır. Fakat gliserin eterlerinin biyodizelin yakıt özelliklerini geliştirmesi, günümüzde dizel yakıtının biyodizel ile harmanlanarak kullanılması ve uygulamada kolaylık sağlanması açısından, gliserin eterlerinin, dizel-biyodizel yakıt karışımı ile harmanlanarak kullanılması daha avantajlıdır. Ancak literatürde gliserin eterlerinin dizel-biyodizel yakıt karışımı ile harmanlanarak motor testlerinin yapıldığı bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Buradan hareketle bu çalışmada, gliserin eterlerinin dizel-biyodizel yakıt karışımı ile harmanlanması durumunda yakıt özellikleri, motor performansı, yanma karakteristikleri ve egzoz emisyonlarında meydana gelen değişimlerin araştırılması hedeflenmiştir. Elde edilecek bulguların, gliserin eterlerinin sunduğu avantajların daha etkili şekilde kullanılmasına imkân vereceği ve konu hakkında literatürdeki sınırlı bilgilere katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

## MATERYAL ve METOD

Gliserin eterleri ticari olarak satılmamaktadır. Bu nedenle gliserin eterleri laboratuvar ortamında sentezlenmiştir. Gliserin eterlerinin sentezi ve karakterizasyonu ile ilgili çalışmalar Ondokuz Mayıs Üniversitesi Kimya Mühendisliği Bölümü Yenilenebilir Enerji Laboratuvarları'nda gerçekleştirilmiştir. Gliserin eterleri, gliserinin *tert*-bütanol ile katı formda kuvvetli asidik bir katalizör olan Amberlit-15 varlığında eterifikasyon reaksiyonu ile sentezlenmiştir. Gliserinin eterifikasyonunda hedef ürünler *di*-eterler ve *tri*-eter olduğundan gliserin eterlerinin sentezi için reaksiyon şartları yüksek eter seçiciliği ve yüksek gliserin dönüşümünün sağlandığı reaksiyon koşullarında gerçekleştirilmiştir. Bu reaksiyon şartları literatürdeki çalışmalardan (Frusteri *vd*, 2009; Klepáčová *vd*, 2006; Özbay, 2013; Viswanadham ve Saxena, 2013) belirlenmiştir. Eterifikasyon reaksiyonu için seçilen reaksiyon parametreleri Tablo 1'de verilmiştir. Gliserin eterlerinin sentezi ve karakterizasyonu ile ilgili ayrıntılı bilgiler yazarların farklı bir çalışmasında (Çakmak ve Özcan, 2020) sunulmuştur.

**Tablo 1.** Gliserinin eterifikasyon reaksiyonu şartları

Gliserin- <i>tert</i> -bütanol molar oranı	1:4
Katalizör miktarı (kütlece )	% 7,5
Reaksiyon sıcaklığı	90 °C
Reaksiyon süresi	180 dk.
Karıştırma hızı	1200 d/dk.

Tablo 1'de belirtilen reaksiyon şartlarına göre gerekli miktardaki gliserin eterleri tekrarlı sentezle elde edilmiştir. Gliserin eterleri ilk olarak hacimsel %10 ve %25 oranında kanola yağı biyodizeli ile karıştırılmıştır.

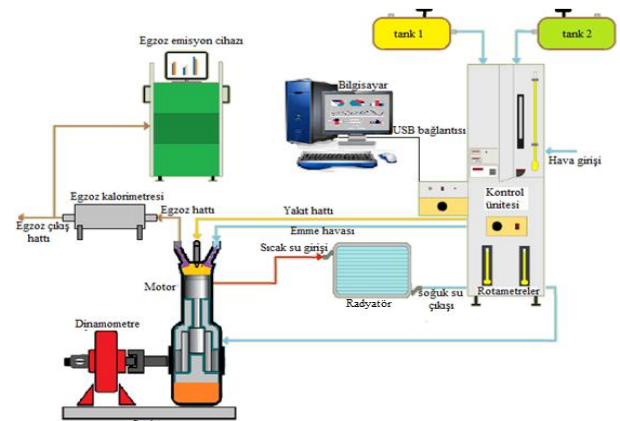
**Tablo 2.** Test yakıtlarının belirlenen bazı yakıt özellikleri

Özellikler	Test Metodu	D	B20	B18G2	B15G5
Yoğunluk, 15 °C'de (kg/m <sup>3</sup> )	TS EN ISO 12185	835,0	844,5	844,1	843,3
Kinematik Viskozite, 40 °C'de (mm <sup>2</sup> /s)	DIN 53015	2,79	3,31	2,95	2,84
Alt Isıl Değer (kJ/kg)	ASTM D 240	42484	41325	41078	40590
Enerji Yoğunluğu (kJ/L)	-	35474	34899	34674	34230
Soğukta Filtre Tık. Nok. Sıc. (°C)	TS EN ISO 116	-5	-5	-5	-5
Setan İndisi	TS EN ISO 4264	55,6	55,1	54,7	52,8
Destilasyon Sıcaklıkları (°C)	TS EN ISO 3405				
	İlk Kaynama Sıcaklığı	161,1	164,9	97,0	94,1
	10 hac.%	212,6	221,8	210,3	202,2
	50 hac.%	280,4	299,4	281,8	279,6
	90 hac.%	339,9	341,9	340,0	341,0
	95 hac.%	353,9	351,3	352,7	350,8
	Son Kaynama Sıcaklığı	364,9	359,5	362,4	361,3

Ardından bu biyodizel-gliserin eterleri karışımları hacimsel %20 oranında dizel yakıtı (D) ile karıştırılmış ve sonuçta B18G2 ve B15G5 olarak etiketlenen ve sırasıyla %2 ve %5 oranında gliserin eterleri içeren dizel-biyodizel-gliserin eterleri karışımları elde edilmiştir. B18G2 yakıt karışımı; %80 oranında dizel yakıtı, %18 oranında kanola yağı biyodizeli ve %2 oranında gliserin eterleri içermektedir. B15G5 yakıt karışımı ise; %80 oranında dizel yakıtı, %15 oranında kanola yağı biyodizeli ve %5 oranında gliserin eterleri içermektedir. Gliserin eterleri biyodizel yakıtı ile daha homojen karıştığı için, gliserin eterleri ilk olarak biyodizel ile harmanlanmıştır. Daha homojen bir yakıt karışımı elde etmek için karışımlar önce 15 dakika manyetik karıştırıcıda karıştırılmış ve ardından ultrasonik banyoda 40 kHz frekansta yarım saat boyunca bekletilmiştir. Çalışmada referans yakıt olarak dizel yakıtı ve %20 oranında kanola yağı biyodizeli içeren dizel-biyodizel yakıt karışımı (B20) kullanılmıştır. Tüm yakıt karışımları hacimsel %20 oranında biyoyakıtlardan oluşacak şekilde hazırlanmıştır. Bu oranın seçilmesinin nedeni %20 biyoyakıt oranının, gelecek yıllarda kullanılması hedeflenen biyoyakıt oranı olması ve motor üreticilerinin %20 biyoyakıt oranına kadar motor garantisini vermeleridir. Motor testlerinden önce hazırlanan tüm test yakıtlarının bazı önemli yakıt özellikleri belirlenmiştir. Bu özellikler Tablo 2'de verilmiştir.

Motor performans ve emisyon testleri, Ondokuz Mayıs Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Motor Laboratuvarı'nda kurulu olan APEX Innovations Pvt. Ltd. ticari etiketli motor deney ünitesinde gerçekleştirilmiştir. Test ünitesi dört zamanlı, tek silindirli ve su soğutmalı bir dizel motoru, Eddy akımlı su soğutmalı dinamometre, egzoz kalorimetresi, hava ve yakıt debisi ölçüm üniteleri, rotametreler, egzoz emisyon cihazları, yakıt tankları, silindir basınç sensörü, şaft enkoderi, termokuplar, veri toplama kartı ve bilgisayardan oluşmaktadır. Test düzeneğinin şematik resmi Şekil 1'de verilmiştir. Test motorun teknik ayrıntıları ise Tablo 3'te sunulmuştur. Motor test

ünitesinde motor devir sayısı ve yükü, emme havası basıncı, hacimsel yakıt debisi, egzoz gaz sıcaklığı, motor soğutma suyu ve egzoz kalorimetresi soğutma suyu debisi ile giriş-çıkış sıcaklıkları, ortam havası sıcaklığı ve bağıl nemi gibi veriler ölçülmektedir. CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> emisyonlarının ölçümü için TESTO-350 XL egzoz gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Bu cihazın teknik özellikleri Tablo 4'te verilmiştir. HC emisyonlarının ölçümü için ±8 ppm ölçüm doğruluğuna ve 0-4000 ppm ölçüm aralığına sahip KTEST marka YS 5003 model egzoz emisyon cihazı kullanılmıştır. Dizel duman koyuluğu (is emisyonu), egzoz gazlarının ışık absorpsiyon katsayısını (k) 0,01 m<sup>-1</sup> çözünürlükte ölçen BOSCH BEA 070 dizel egzoz cihazı ile belirlenmiştir. Silindir basıncının ölçümü için ölçüm aralığı 0-345 bar ve duyarlılığı 1mV/psi olan bir piezoelektrik basınç transdüseri ve çözünürlüğü 1° KMA (krank mili açısı) olan bir şaft enkoderi kullanılmıştır. Şaft enkoderi aynı zamanda üst ölü nokta (ÜÖN) konumunun belirlenmesi ve motor devir sayısının ölçülmesinde kullanılmıştır. Silindir basıncı, şaft enkoderi ve diğer tüm sensörlerden gelen veriler yüksek hızlı dijital veri toplama sistemi (National Instruments USB-6210) üzerinden USB bağlantısı ile bilgisayara aktarılmıştır. Silindir basıncı 1° KMA çözünürlükte 100 çevrim boyunca kaydedilmiş ve çevrimsel farklılıkları en aza indirmek için yanma

**Şekil 1.** Test düzeneğinin şematik resmi

karakteristiklerinin belirlenmesinde 100 çevrimin ortalaması dikkate alınmıştır. Ölçülen silindir basıncı-krank açısı verileri *LabVIEW* tabanlı "*ICEngineSoft 9.0 V*" yazılımında işlenerek yanma karakteristikleri belirlenmiştir.

**Tablo 3.** Test motorun teknik özellikleri

Özellikler	
Marka/Model	Kirloskar/TV1
Silindir çapı /strok (mm)	87,5 /110
Standart sıkıştırma oranı	17,5:1
Devir sayısı (d/dk)	1500, sabit
Maksimum tork (Nm)	21,8 @ 1500 d/dk
Maksimum efektif güç (kW)	3,5 @ 1500 d/dk
Standart püskürtme avansı	23° KMA ÜÖN'dan önce
Püskürtme basıncı (bar)	200
Emme supabı açılma avansı	4,5° KMA ÜÖN'dan önce
Emme supabı kapanma gecikmesi	35,5° KMA AÖN'dan sonra
Egzoz supabı açılma avansı	35,5° KMA AÖN'dan sonra
Egzoz supabı kapanma gecikmesi	4,5° KMA ÜÖN'dan sonra

Net ısı yayılımı oranı, ölçülen silindir basıncı verilerinden yararlanılarak termodinamiğin birinci kanununa göre Eş. (1) ile hesaplanmıştır. Isı yayılım analizinde silindir içerisindeki gaz karışımının homojen olduğu ve ideal gaz davranışına uyduğu, yanma odasında basınç ve sıcaklığın üniform olduğu kabul edilmekte ve gaz kaçaqları ile sürtünmeler ihmal edilmektedir (Heywood, 1988; Maurya vd, 2019).

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (1)$$

Burada,  $Q_n$  (J) net ısı yayılımını,  $\theta$  (°) krank mili açısını,  $k$  ( $= c_p/c_v$ ) özgül ısılar oranını,  $P$  (Pa) silindir basıncını ve  $V$  ( $m^3$ ) silindir hacmini ifade etmektedir. Basınç artış oranı (BAO) silindir basıncının krank açısına göre birinci türevi alınarak belirlenmektedir (Uyumaz vd, 2019). Bunun için Eş. (2) kullanılmıştır.

$$BAO = \frac{dP}{d\theta} \quad (2)$$

Tutuşma gecikmesi, püskürtmenin başladığı krank açısı ile yanmanın başladığı krank açısı arasındaki farktır. Yanma başlangıcı kümülatif ısı yayılımının %10'nunu gerçekleştirdiği krank açısı (KMA10) olarak alınmıştır. Yanma süresi ise kümülatif ısı yayılımının %90'nun ve %10'nun gerçekleştiği krank açıları arasındaki fark (KMA90-KMA10) olarak alınmıştır.

Motor performans ve emisyon testlerinden önce motorun yağlama yağı, soğutma suyu ve yakıt filtreleri değiştirilmiş ve tüm ölçüm cihazlarının kalibrasyonları yapılmıştır. Motor testleri 1500 d/dk sabit devirde ve 3 kg, 6 kg, 9 kg ve 12 kg dinamometre yüklerinde yapılmıştır. Seçilen bu dinamometre yükleri motorun sırasıyla 5,5 Nm, 10,9 Nm, 16,3 Nm ve 21,8 Nm tork

çıkışına, yani motorun %25, %50, %75 ve %100 yük durumuna karşılık gelmektedir. Motor her yükte sabit devir sayısında çalıştığından dolayı tüm yakıtlar için aynı yük noktalarındaki efektif güç çıkışı değerleri aynı olmaktadır. Deneysel ölçüm parametreleri motor kararlı çalışma şartlarına ulaştıktan sonra 60 saniye aralıklarla dört kez ölçülmüş ve rastlantısal hatayı azaltmak için hesaplamalarda bu dört ölçümün ortalaması dikkate alınmıştır. Egzoz emisyon değerleri ise 40 saniye aralıklarla altı kez kaydedilmiş ve altı ölçümün ortalaması nihai değer olarak alınmıştır. Ölçülen tüm veriler bilgisayara kaydedilmiş ve bu verilerden motor performans parametreleri, yanma karakteristikleri ve emisyon değerleri belirlenmiştir.

**Tablo 4.** TESTO-350 XL egzoz gaz analiz cihazını teknik özellikleri

Özellik/Gaz	CO [ppm]	NO [ppm]	NO <sub>2</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	O <sub>2</sub> [%]
Ölçüm aralığı	0-10000	0-3000	0-500	0-50	0-25
Duyarlılık	1	1	0,1	0,01	0,01
Doğruluk	±10	±5	±5	±0,5	±0,8

Bu çalışmada, belirsizlik analizi için Kline ve McClintock tarafından önerilen yöntem (Holman, 2001) seçilmiştir. Deneysel sistemde ölçülen (veya hesaplanan) büyüklük ( $R$ ), ve bu büyüklüğe etki eden  $n$  adet bağımsız değişken ( $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ) bulunur. Bu durumda aşağıdaki ilişki yazılabilir.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3)$$

Her bir bağımsız değişkene ait boyutlu belirsizlik;  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ise  $R$  büyüklüğünün boyutlu belirsizliği  $w_R$  aşağıdaki (4) eşitliğinden hesaplanır. Yüzde cinsinden boyutsuz (orsansal) belirsizlik ise (5) eşitliğinden hesaplanır.

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} \cdot w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} \cdot w_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_3} \cdot w_3 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} \cdot w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

$$\tilde{w}_R (\%) = \frac{w_R}{R} \cdot 100 \quad (5)$$

Çalışmada performans parametrelerinin belirsizlikleri Eş. (3), Eş. (4) ve Eş. (5) ile hesaplanmıştır. Tablo 5'te, tam yükte hesaplanan maksimum boyutlu ve oransal belirsizlikler verilmiştir.

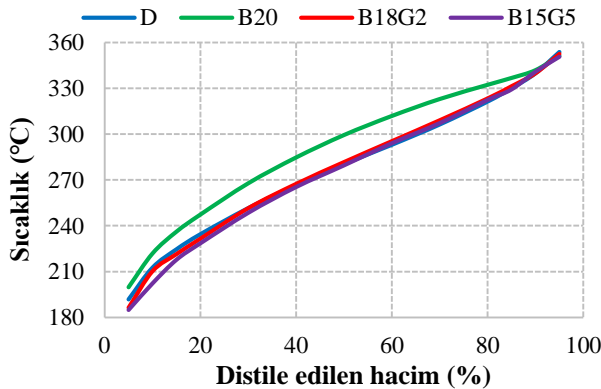
**Tablo 5.** Tam yükte hesaplanan maksimum belirsizlikler

Performans Parametreleri	Boyutlu belirsizlik	Oransal belirsizlik
Efektif motor gücü	±0,015995 kW	±% 0,4663
Yakıt debisi	±0,0050186 kg/h	±% 0,6678
Hava debisi	±0,213839 kg/h	±% 0,8355
Özgül yak. tük.	±0,00178 kg/kWh	±% 0,8145
Efektif verim	±0,003142331	±% 0,8224
H/Y oranı	±0,359698	±% 1,0649

## SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Dizel-biyodizel-gliserin eterleri üçlü yakıt karışımlarında gliserin eterlerinin hacimsel oranları %2 ve %5'tir. Bu oranlar, yakıt özelliklerinde meydana gelecek değişimleri sınırlı tutarak yakıt özelliklerinin, yakıt standartlarına uymasını sağlamak, motorda herhangi bir modifikasyona gerek kalmadan gliserin eterlerini kullanabilmek ve biyodizel kaynaklı gliserinin üretim-tüketim dengesini korumak amacı ile seçilmiştir.

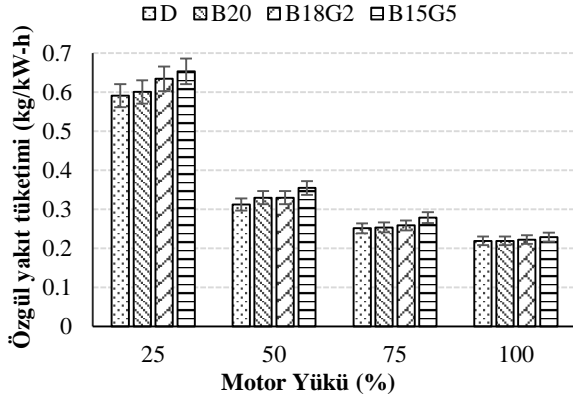
Gliserin eterlerinin %2 ve %5 oranında dizel-biyodizel yakıt karışımı ile harmanlanması halinde yakıt özelliklerinde meydana gelen değişimler belirlenmiş ve sonuçlar Tablo 2'de sunulmuştur. Belirlenen tüm yakıt özellikleri, dizel-biyoyakıt karışımları için geliştirilen ASTM D 7467 yakıt standardına (ASTM, 2020) uyduğu belirlenmiştir. Gliserin eterlerinin biyodizele göre düşük yoğunluk, düşük viskozite ve düşük ısı değeri nedeni ile dizel-biyodizel-gliserin eterleri yakıt karışımlarının yoğunluğu, viskozitesi ve ısı değeri azalmıştır. Bu azalmalar karışımdaki gliserin eterleri miktarı ile orantılı olarak gerçekleşmiştir. Gliserin eterleri dallanmış zincirli yapıları nedeni ile biyodizel ve dizel yakıtına göre daha düşük setan sayısına sahiptir (Jaeger-Voirol vd, 2008). Bu nedenle dizel-biyodizel yakıt karışımına, gliserin eterlerinin ilave edilmesi ile yakıt karışımlarının setan indisi düşmüştür. Gliserin eterlerinin, dizel-biyodizel yakıt karışımının soğukta filtre tıkanma noktası sıcaklığına bir etkisi olmamıştır. Bunun nedeni karışımdaki biyodizel ve gliserin eterleri oranının düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Gliserin eterleri, düşük kaynama noktası sıcaklığı nedeni ile yakıtın destilasyon sıcaklıklarını düşürmüştür. Şekil 2'de görüldüğü gibi gliserin eterlerinin hızlı buharlaşma özellikleri sayesinde, dizel-biyodizel yakıt karışımının destilasyon karakteristiği iyileşmiştir. Özellikle dizel-biyodizel yakıt karışımının %2 gliserin eterleri ile harmanlanması sonucunda dizel yakıtına çok benzer bir destilasyon karakteristiği elde edilmiştir. Fakat B15G5 yakıtı daha fazla gliserin eterleri içermesi nedeniyle T5-T40 aralığındaki destilasyon sıcaklıkları daha hızlı düşmüştür. T40 destilasyon sıcaklığından sonra B15G5 yakıtı dizel yakıtı ile neredeyse aynı destilasyon eğrisine sahiptir.



Şekil 2. Destilasyon eğrileri

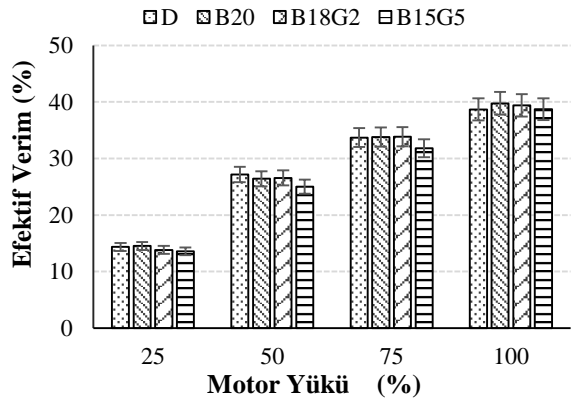
Şekil 3'te özgül yakıt tüketiminin test yakıtları ve motor yüküne göre değişimi verilmiştir. Özgül yakıt tüketimi grafiği incelendiğinde motor yükü arttıkça özgül yakıt tüketiminin azaldığı ve tüm yakıtlar için minimum özgül yakıt tüketiminin tam yükte gerçekleştiği görülür. Bu beklenen bir değişimdir. Çünkü motor yükü arttıkça ısı transferinin oransal olarak azalması, efektif gücün artmasını ve sonuçta özgül yakıt tüketiminin düşmesini sağlar (Şimşek vd, 2019). Yüksek motor yüklerinde test yakıtlarının özgül yakıt tüketimi değerleri arasındaki farklılıkların azaldığı görülmüştür. Bu durum, yüksek yüklerde silindir gaz sıcaklığının artması, karışım yakıtlarının yüksek viskozite ve yoğunluğunun daha homojen karışım oluşumu üzerindeki olumsuz etkilerinin kısmen azalmasına ve yakıt bileşimindeki oksijenin yanmayı geliştirmesine bağlanabilir. Yakıt karışımları, biyodizelin ve gliserin eterlerinin düşük ısı değeri ve yüksek yoğunluğundan dolayı tüm motor yüklerinde dizel yakıtına göre motorun özgül yakıt tüketimini arttırmıştır. Yakıtlar arasında en düşük ısı değere gliserin eterleri sahip olduğu için karışım bileşimindeki gliserin eterleri oranı arttıkça özgül yakıt tüketimi artmıştır. Yüksek uçuculuğa sahip yakıtlar düşük yüklerde motorun özgül yakıt tüketimini arttırdığı bilinmektedir (Ushakov ve Lefebvre, 2019). Gliserin eterlerinin yakıtın destilasyon sıcaklıklarını düşürmesi, özellikle düşük motor yüklerinde özgül yakıt tüketiminin daha hızlı artmasına neden olmuş olabilir. Motorun özgül yakıt tüketimi ile HC emisyonları arasında doğrusal bir ilişkinin olması özgül yakıt tüketimindeki değişimlerin yorumlanmasını kolaylaştırmaktadır. Test yakıtları için HC emisyonu değişiminin verildiği grafiğe (Şekil 10) bakıldığında gliserin eterleri HC emisyonunu arttırdığı görülmektedir. Dolayısı ile gliserin eterlerinin motorun özgül yakıt tüketimini arttırmasının nedenleri arasında, gliserin eterlerinin yüksek HC emisyonun da olduğu anlaşılmaktadır. %25 motor yükünde D, B20, B18G2 ve B18G5 yakıtları için belirlenen özgül yakıt tüketimi değerleri sırasıyla 0,5905 kg/kW-h, 0,6002 kg/kW-h, 0,6339 kg/kWh ve 0,6529 kg/kW-h olarak hesaplanmıştır. Tam yüke bu yakıtlar için özgül yakıt tüketimi sırasıyla 0,2191 kg/kW-h, 0,2191 kg/kW-h, 0,2224 kg/kW-h ve 0,2291 kg/kW-h olarak hesaplanmıştır. Tüm yük noktalarındaki özgül yakıt tüketimi değerlerinin ortalaması alındığında B18G2 ve B15G5 yakıtları D yakıtına göre ortalama özgül yakıt tüketimini %5,22 ve %10,34 oranında arttırmıştır. Bu yakıtlar B20 yakıtı ile kıyaslandığında ortalama özgül yakıt tüketimindeki artış sırasıyla %3,00 ve %8,01 olduğu belirlenmiştir.

Test yakıtlarının motorun efektif (termal) verimine etkisi Şekil 4'te verilmiştir. Motor yükü arttıkça tüm yakıtlar için efektif verim artmış ve maksimum efektif verim değerleri tam yükte hesaplanmıştır. Motor yükü ile birlikte efektif verimin artması, çevrim başına gerçekleşen ısı transferinin oransal olarak azalarak yanmanın daha yüksek sıcaklıklarda gerçekleşmesine bağlanabilir (Heywood, 1988; Pulkrabek, 1997). D, B20, B18G2 ve B15G5 yakıtları için en yüksek efektif verim değerleri sırasıyla %38,68, %39,76, %39,41 ve %38,71



Şekil 3. Özgül yakıt tüketimi

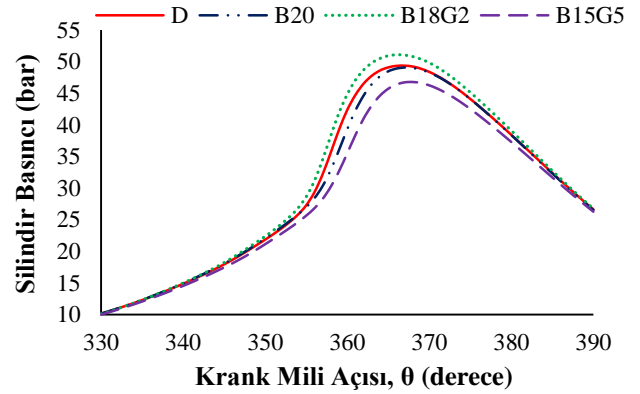
olarak tam yükte hesaplanmıştır. Tam yükte, B20 ve B18G2 yakıtları motorun efektif verimini dizel yakıtına göre fark edilir düzeyde arttırması dikkat çekicidir. Yüksek motor yüklerinde hava-yakıt karışımı daha yüksek sıcaklıklardaki ortam koşullarında oluştuğundan, yakıt karışımlarının yüksek viskozite ve yoğunlukları karışımın oluşumunda önemli bir sorun teşkil etmediği düşünülmektedir. Bununla birlikte biyodizel ve gliserin eterlerinin bileşiminde bulunan oksijen, zengin karışım bölgelerinde yakıtın daha hızlı oksitlenmesini sağlayarak efektif verimin artmasına yol açmış olabilir. Ancak kısmi motor yüklerinde yakıt karışımlarının düşük ısı değeri daha baskın hale gelerek efektif verim düşmektedir. Buna rağmen efektif verimdeki düşüş sınırlı olmaktadır. Bunun sonucunda B18G2 yakıtı ortalama efektif verimi, D ve B20 yakıtına göre çok az düşürmüştür (ortalama efektif verim değerleri arasındaki farklar ( $\cong$ 0,70) efektif verim için hesaplanan belirsizlikten küçüktür). Fakat bu durum, literatürde de belirtildiği gibi düşük karışım oranlarında görülebilir (Yeşilyurt vd, 2018). Karışımdaki gliserin eterleri oranının artması halinde ortalama efektif verim anlamlı düzeyde azalmıştır. B15G5 yakıtının düşük ısı değeri, yakıt bileşimindeki oksijenin olumlu etkisi karşısında daha baskın hale gelerek ortalama efektif verimin D ve B20 yakıtına göre sırası ile %4,16 ve %4,66 oranında azalmasına neden olmuştur.



Şekil 4. Efektif verim

Şekil 5'te tam yükte test yakıtları için silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi verilmiştir. Tüm test yakıtları, krank mili açısına göre benzer silindir basıncı

değişimi sergilemiştir. Fakat B18G2 yakıtı diğer yakıtlara göre silindir basıncını biraz arttırmıştır. Gliserin eterlerinin düşük ısı değerine rağmen, düşük destilasyon sıcaklıkları ve oksijen içeriği nedeniyle B18G2 yakıtı daha hızlı yanma sergileyerek silindir basıncını yükselttiği düşünülmektedir. Bu durum Şekil 6'da verilen net ısı yayılım grafiği ile Şekil 7'de verilen basınç artış oranı grafiğinden de görülebilir. Bu grafiklerde de B18G2 yakıtı diğer yakıtlara göre daha iyi performans sergilemiştir. Hızlı buharlaşma karakteristiğine sahip yakıtların kullanılması halinde silindir içeresinde buharlaşan yakıt miktarı artar ve buna bağlı olarak kontrolsüz yanma safhasında yanmaya katılan yakıt miktarı daha fazla olur (Datta ve Mandal, 2017; Frusteri vd, 2013; Sivalakshmi vd, 2012). Bu durumda silindir basıncı ve net ısı yayılımındaki artış daha hızlı olur (Emiroğlu ve Şen, 2018). Hızlı yanma sabit hacimde gerçekleşen yanma oranını arttırdığı için efektif verim artar (Zheng vd, 2016). B18G2 yakıtının hızlı yanma sergilemesi efektif verimdeki değişimle desteklenmektedir. Ancak gliserin eterlerinin dizel ve biyodizel göre ısı değerinin düşük olması nedeni ile en düşük silindir basıncı B15G5 yakıtının kullanımında ölçülmüştür. Ayrıca B15G5 kullanımında aynı efektif güç çıkışı için püskürtülen yakıt miktarının maksimum olması yanma süresinin uzamasına ve maksimum silindir basıncının gerçekleştiği krank mili açısının üst ölü noktadan (ÜÖN) uzaklaşmasına yol açmıştır. Maksimum silindir basıncı D, B20, B18G2 ve B15G5 yakıtları için sırasıyla 367° KMA, 367° KMA, 366° KMA ve 368° KMA'da; 49,35 bar, 49,04 bar, 51,05 bar ve 46,78 bar olarak ölçülmüştür.

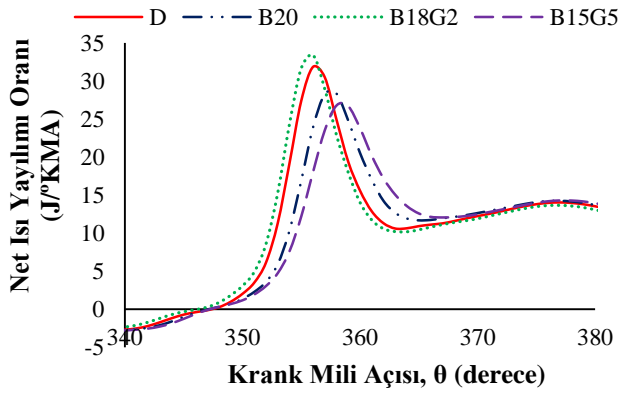


Şekil 5. Tam yükte silindir basıncı

Dizel motorlarda tutuşma ve yanma, yanma odasının farklı noktalarında aynı anda başladığı için ısı yayılım oranı yanma hızı ile ilişkilendirilebilir (Safgönül vd, 2013). Püskürtülen yakıtın silindir içindeki gazlardan ısı olarak buharlaşması ve silindir içindeki sıcak gaz karışımından silindir duvarına olan ısı transferi nedeni ile net ısı yayılım oranı yanma başlamadan önce negatiftir (Maurya vd, 2019). Yanma başladıktan sonra net ısı yayılım oranı artarak maksimum değere ulaşır ve tepe noktasından sonra genelde ikinci ama daha düşük bir maksimum değere ulaşır ve sonrasında giderek azalır (Heywood, 1988). Dizel motorlardaki bu ısı yayılım oranı karakteristiği, Şekil 6'da görüldüğü gibi test



yakıtları için de ortaya çıkmıştır. Bu grafikte B18G2 yakıtı, net ısı yayılım oranını nispeten daha erken krank mili açısında başlatmış ve hızlı bir yanma sergileyerek maksimum net ısı yayılım oranını arttırmış olduğu görülmektedir. Tutuşma gecikmesi süresince yanma odasında biriken yakıtın aniden yanması sonucu en yüksek net ısı yayılım oranı, B18G2 yakıtı kullanımında görülmüştür. Dizel yakıtının yüksek setan sayısı ve ısıl değerinden dolayı maksimum net ısı yayılım oranı B20 ve B15G5 yakıtına göre artmıştır. D, B20G0, B18G2 ve B15G5 yakıtları için maksimum net ısı yayılım oranı sırasıyla 356° KMA, 358° KMA, 356° KMA ve 359° KMA'da; 31,86 J°KMA, 28,36 J°KMA, 33,40 J°KMA ve 26,79 J°KMA olarak belirlenmiştir. B20 yakıtı yüksek destilasyon sıcaklıkları, B18G2 yakıtı ise düşük setan sayısı ve düşük enerji içeriği nedeni ile maksimum net ısı yayılım oranının düşmesine ve daha geç krank mili açılarında gerçekleşmesine neden olmuştur.

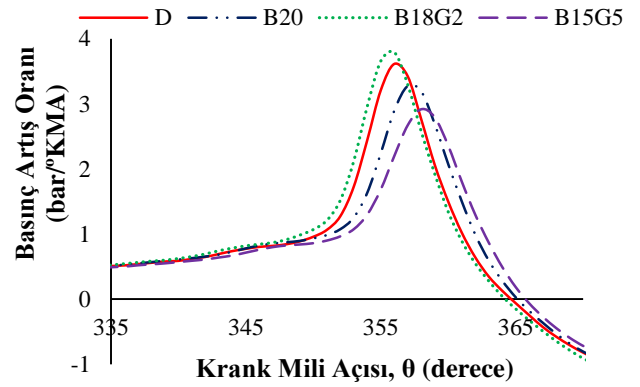


Şekil 6. Tam yükte net ısı yayılım oranı

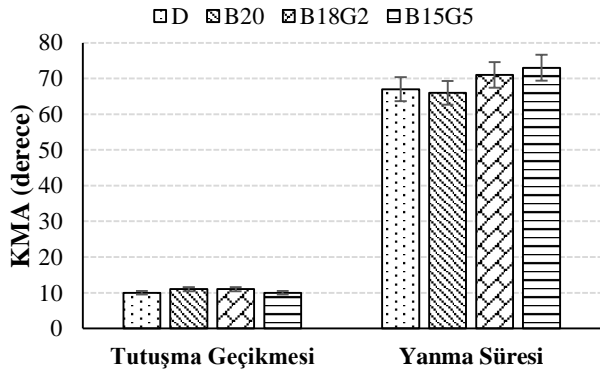
Şekil 7'de tam yükte test yakıtları için basınç artış oranının krank mili açısına göre değişimi verilmiştir. B18G2 yakıtı diğer yakıtlara göre daha fazla ısı yayılımına neden olduğu için basınç artış oranını arttırmıştır. Ancak tüm yakıtlar için belirlenen basınç artış oranı değeri, kabul edilebilir en yüksek basınç artış oranı değeri (vuruntu sınırı) olan 10 bar°KMA'dan (Mousavi vd, 2019; Uyumaz vd, 2019) çok daha düşük olduğu belirlenmiştir. Basınç artış oranı 10 bar°KMA'dan fazla olması durumunda dizel vuruntusu meydana gelir. Test yakıtları vuruntu sınırını aşmadığı için dizel vuruntusu meydana gelmemiştir. B20 ve B15G5 yakıtlarının düşük net ısı salınımı nedeniyle basınç artış oranları düşüktür. Maksimum basınç artış oranının düşmesi piston-biyel-krank mekanizması üzerindeki mekanik yükleri azaltarak motorun yapısal dayanıklılığına katkıda bulunur (Kuszewski, 2018). Fakat aynı zamanda motor performansının da düşmesine neden olur. D, B20, B18G2 ve B15G5 yakıtları için maksimum basınç artış oranı sırasıyla 356° KMA, 357° KMA, 356° KMA ve 358° KMA'da; 3,62 bar°KMA, 3,28 bar°KMA, 3,80 bar°KMA ve 2,92 bar°KMA olarak belirlenmiştir.

Şekil 8'de tam yükte tutuşma gecikmesi ve yanma süresinin test yakıtlarına göre değişimi verilmiştir. Tam yükte D, B20, B18G2 ve B15G5 yakıtları için tutuşma gecikmesi sırasıyla 10° KMA, 11° KMA, 11° KMA ve

10° KMA olarak belirlenmiştir. Görüldüğü gibi dizel-biyodizel karışımına %2 ve %5 oranında gliserin eterlerinin eklenmesi tutuşma gecikmesinde önemli bir değişikliğe yol açmamıştır. Gliserin eterlerinin setan sayısı düşüktür (Jaeger-Voirol vd, 2008). Fakat tutuşma gecikmesini etkileyen viskozite, yoğunluk, kaynama noktası sıcaklığı ve oksijen içeriği gibi yakıt özellikleri gliserin eterleri kullanımında gelişmiştir. Bu etkiler test yakıtları için benzer tutuşma gecikmesi süresine yol açmıştır. Gliserin eterlerinin düşük ısıl değerinden dolayı aynı efektif gücü elde edebilmek için harcanan yakıt miktarı B18G2 ve B15G5 yakıtı kullanımında artmış ve bunun neticesinde yanma süresi uzamıştır. Tam yükte D, B20, B18G2 ve B15G5 yakıtları için yanma süresi sırasıyla 67° KMA, 66° KMA, 71° KMA ve 73° KMA olarak belirlenmiştir.



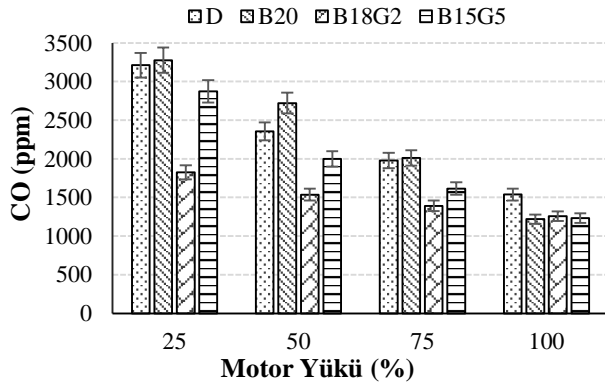
Şekil 7. Tam yükte basınç artış oranı



Şekil 8. Tam yükte tutuşma gecikmesi ve yanma süresi

İçten yanmalı motorlarda CO emisyonu oluşumu büyük oranda oksijen konsantrasyonu ve yanma odası sıcaklıklarına bağlıdır (Solmaz vd, 2016; Wu vd, 2019). CO emisyonunun test yakıtları ve motor yüküne göre değişimi Şekil 9'da verilmiştir. Tüm yakıtlar için en yüksek CO emisyonu en düşük motor yükünde ölçülmüş ancak motor yükünün artması ile birlikte CO emisyonu azalmış ve minimum CO emisyonu tam yükte elde edilmiştir. Düşük ve kısmi motor yüklerinde silindir basınç ve sıcaklığın düşük olması püskürtülen yakıtın kolayca buharlaşarak daha homojen bir hava yakıt karışımı oluşumunu engellemiş ve sonuçta CO emisyonu artmıştır. Tüm motor yüklerinde gliserin eterleri içeren yakıtlar referans yakıtlara göre CO emisyonunu

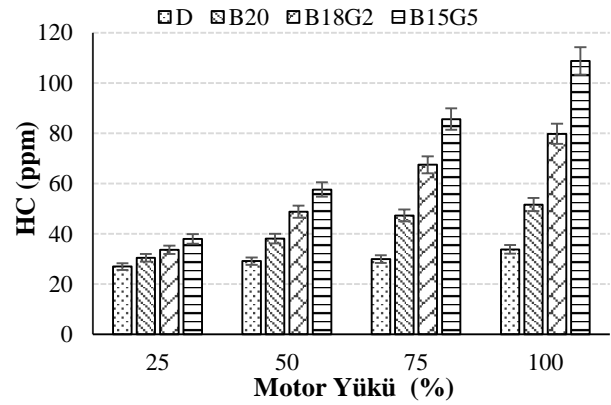
düşürmüştür. Gliserin eterleri molekül yapılarında yaklaşık olarak kütlece %30 oranında oksijen içermektedir. Yakıtın bileşiminde bulunan oksijen yakıtça zengin karışım bölgelerinde oksitlenmeyi artırarak CO emisyonu oluşumunu azaltmıştır. Ayrıca gliserin eterleri, dizel-biyodizel yakıt karışımının viskozitesini düşürerek yakıt atomizasyonunu iyileştirmesi daha homojen hava-yakıt karışımı oluşumunu desteklemiş olabilir. Fakat karışımdaki gliserin eterleri oranı arttıkça CO emisyonunun artma eğilimine girdiği gözlemlenmiştir. Bunun nedeni gliserin eterlerinin düşük ısı değeri yüzünden yanmanın daha düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesi olabilir. Çünkü düşük yanma sıcaklıklarında karbon monoksit, karbon dioksit dönüşme hızı yavaşlar (Turns, 1996). Tüm yük noktalarındaki CO emisyonu değerlerinin ortalaması alındığında B18G2 ve B15G5 yakıtları CO emisyonunu D yakıtına göre %33,81 ve %15,02 oranında azaltmıştır. Bu yakıtların kullanımında B20 yakıtıyla kıyasla ortalama CO emisyonundaki azalma sırasıyla %34,85 ve %16,35 oranında gerçekleşmiştir.



Şekil 9. CO emisyonu

Şekil 10'da HC emisyonunun test yakıtları ve motor yüküne göre değişimi verilmiştir. Motor yükü arttıkça hava fazlalık katsayısının (HFK) azalması sonucu tüm yakıtlar için HC emisyonu artmıştır. Tüm yakıt karışımları dizel yakıtına göre daha fazla HC emisyonu oluşumuna neden olmuştur. Ayrıca B15G5 yakıtı kullanımında HC emisyonunun çok hızlı şekilde arttığı belirlenmiştir. Bunun nedenlerinden biri olarak gliserin eterlerinin düşük kaynama noktası sıcaklığı olduğu düşünülmektedir. Dizel yakıt demetinin en dış bölgesinde tutuşmanın gerçekleşmeyeceği ya da alevin ilerleyemeyeceği kadar yakıtça fakir karışım bölgeleri bulunur ve bu aşırı fakir karışım bölgeleri dizel motorlarda en önemli HC emisyonu kaynaklarından biridir (Heywood, 1988). Gliserin eterlerinin hızlı buharlaşma karakteristiği aşırı fakir karışım bölgelerinin daha fazla genişlemesine yol açarak HC emisyonunu arttırdığı düşünülmektedir. Yakıt karışımlarının düşük enerji içeriği nedeni ile yakıt tüketimlerinin yüksek olması, fakir karışım bölgelerinin daha fazla genişlemesine yol açmış olabilir. Bu aşırı fakir karışım bölgelerinde alev hızının düşük olması veya alevin sönmeye egzoz gazları içindeki HC konsantrasyonunu artırır (Königsson vd, 2013; Mahla vd, 2010). Literatürde

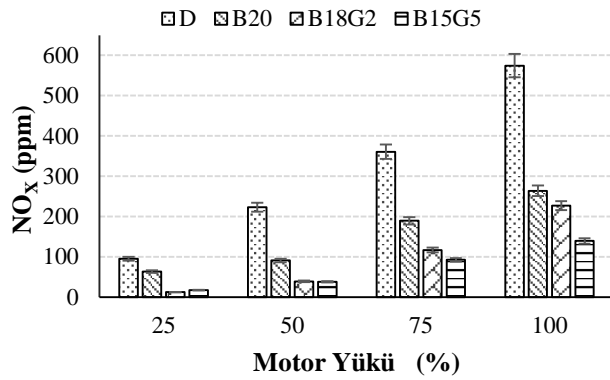
benzer etkilerle yüksek uçuculuğa sahip alkol yakıtlarının HC emisyonunu artırdığını gösteren çalışmalar mevcuttur (Atmanlı ve Yılmaz, 2020; Nanthagopal vd, 2018). B20 yakıtı, dizel yakıtına göre HC emisyonunu artırmasının nedeni biyodizelin yüksek viskozitesi ve yoğunluğudur. Tüm yük noktalarındaki HC emisyonu değerlerinin ortalaması alındığında B18G2 ve B15G5 yakıtları HC emisyonunu D yakıtına kıyasla ortalama olarak %91,53 ve %141,81 oranında arttırmıştır. Bu yakıtlar B20 yakıtıyla kıyaslandığında HC emisyonundaki artış sırasıyla %37,08 ve %73,06 oranında olduğu belirlenmiştir.



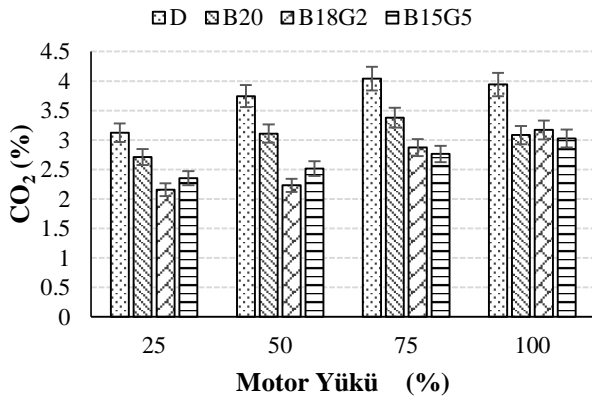
Şekil 10. HC emisyonu

NO<sub>x</sub> emisyonu dizel motorlarda en önemli kirlenici emisyonudur ve toplam kirlenici emisyonun yarısından fazlasını oluşturmaktadır (Reşitoğlu vd, 2015). NO<sub>x</sub> emisyonunu düşürmek için alınan önlemler (EGR ve geç püskürtme) diğer emisyonlarda ve yakıt tüketiminde artışa neden olduğundan kontrolü zor olan bir emisyonudur. Şekil 11'de NO<sub>x</sub> emisyonunun test yakıtları ve motor yüküne göre değişimi verilmiştir. Motor yükü arttıkça silindir basınç ve sıcaklığı yükseldiği için NO<sub>x</sub> emisyonu artmaktadır. Grafikte en dikkat çekici durumun gliserin eterleri içeren yakıt karışımlarının dizel ve B20 yakıtına göre tüm motor yüklerinde çok daha az NO<sub>x</sub> emisyonu oluşturmasıdır. Ayrıca karışımdaki gliserin eterleri oranı arttıkça NO<sub>x</sub> emisyonu orantılı olarak azalmıştır. Bu durum termal NO<sub>x</sub> oluşum mekanizmasına etki eden yanma sıcaklıkları ile ilişkili olduğu düşünülmektedir. Düşük ısı değere sahip yakıtlar yanma sıcaklıklarını düşürerek NO<sub>x</sub> oluşumunu azaltabilir (Altun vd, 2008). Yanma sıcaklıkları ile egzoz gaz sıcaklıkları arasında doğrusal bir ilişki bulunmaktadır (Sayın vd, 2009). Yakıt karışımlarının egzoz sıcaklıkları dizel yakıtına göre düşük olması, bu yakıtların düşük NO<sub>x</sub> emisyonlarını desteklemektedir. Ayrıca oksijenli yakıtlar, düşük adyabatik alev sıcaklıkları nedeniyle termal NO<sub>x</sub> oluşumunu yavaşlatma potansiyeline sahiptir (Lapuerta vd, 2019). Yukarıda ifade edilen durumlardan dolayı yakıt karışımları NO<sub>x</sub> emisyonunu düşürmüştür. Tüm motor yükü noktalarındaki NO<sub>x</sub> emisyonu değerlerinin ortalaması alındığında B15G5 ve B18G2 yakıtları NO<sub>x</sub> emisyonunu D yakıtına göre %77,12 ve %68,48 oranında azaltmıştır. Bu yakıtlar B20 yakıtıyla kıyaslandığında NO<sub>x</sub> emisyonundaki azalma sırasıyla %52,80 ve %34,96 oranında gerçekleşmiştir.

Şekil 12’de CO<sub>2</sub> emisyonunun test yakıtları ve motor yüküne göre değişimi verilmiştir. CO<sub>2</sub> emisyonu oluşumu yakıt tüketimi, yanma verimi ve yakıtın C/H oranı ile ilişkilidir (Akbarian ve Najafi, 2019; Çakmak ve Bilgin, 2017). Yüksek motor yüklerinde, yakıt tüketimi ve yanma veriminin artmasının etkisi ile tüm test yakıtları için CO<sub>2</sub> emisyonunda hafif bir artışın olduğu görülmüştür. Yakıt karışımlarının yakıt tüketimi dizel yakıtına göre yüksek olmasına rağmen bu yakıtlar CO<sub>2</sub> emisyonu dizel yakıtına göre düşürmüşlerdir. Bunun nedeni biyodizel ve gliserin eterlerinin düşük C/H oranına sahip olmasıdır. B18G2 ve B15G5 yakıtları ortalama CO<sub>2</sub> emisyonunu D yakıtına kıyasla %29,79 ve %28,24 oranında azaltmıştır. Bu yakıtlar B20 yakıtıyla karşılaştırıldığında CO<sub>2</sub> emisyonundaki azalma sırasıyla %15,09 ve %13,22 oranında gerçekleşmiştir.



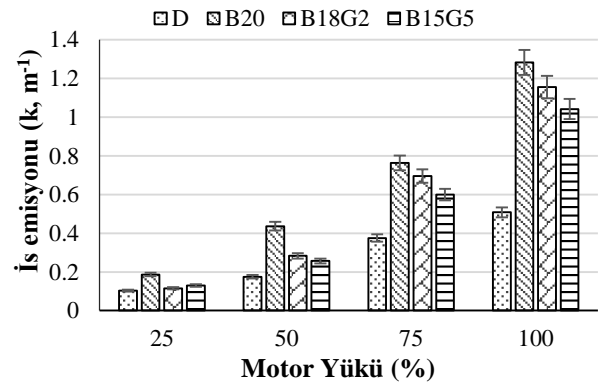
Şekil 11. NO<sub>x</sub> emisyonu



Şekil 12. CO<sub>2</sub> emisyonu

Şekil 13’te is emisyonunun (duman koyuluğu) test yakıtları ve motor yüküne göre değişimi verilmiştir. Sabit devir sayısında motor yükünün artması hava fazlalık katsayısının düşmesine neden olur. Bu nedenle is emisyonları, yüksek motor yüklerinde artmıştır. Test yakıtları arasında en yüksek is emisyonu salımına neden olan yakıtın B20 olduğu belirlenmiştir. B20 yakıtı ortalama duman koyuluğu değerini D yakıtına göre %129,84 oranında arttırmıştır. Bu sonuç, oksijen içeriğine rağmen biyodizelin yüksek viskozitesi ve yoğunluğu ile ilişkilidir. Biyodizelin kimyasal bileşiminde doymamış yağ asidi esterlerinin varlığı is emisyonunu artırır (Altun, 2014; Wang vd, 2018). Ayrıca biyodizelin yüksek kaynama noktasına sahip yağ

asidi metil esterleri içeriği is oluşumunu hızlandırdığı söylenebilir. Dizel-biyodizel yakıt karışımına gliserin eterlerinin eklenmesi durumunda duman koyuluğunun azaldığı belirlenmiştir. Gliserin eterleri, yakıt karışımının viskozite ve yoğunluğunu düşürmesi ve destilasyon sıcaklıklarını iyileştirmesi nedeni ile is emisyonunu azaltmıştır. Ayrıca gliserin eterlerinin oksijen içeriği daha fazla partikül maddenin oksitlenmesini sağlayarak is emisyonunu azalttığı düşünülmektedir. B18G2 ve B15G5 yakıtları B20 yakıtına göre duman koyuluğunu ortalama olarak sırası ile %15,79 ve %24,03 oranında azaltmıştır. Literatürdeki bazı çalışmalarda (Beatrice vd, 2014; Frusteri vd, 2013) gliserin eterlerinin is/partikül madde emisyonunu azalttığı ifade edilmiştir.



Şekil 13. Is emisyonu

## SONUÇLAR

Bu çalışmada laboratuvar ortamında sentezlenen gliserin eterlerinin dizel motorda ikinci nesil biyoyakıt olarak kullanımı deneysel olarak araştırılmıştır. Gliserin eterleri hacimsel %2 ve %5 oranında dizel-biyodizel yakıt karışımı ile harmanlanarak dizel-biyodizel-gliserin eterleri içeren üçlü yakıt karışımları hazırlanmıştır. Hazırlanan bu yakıtlar ile referans yakıt olarak seçilen dizel ve B20 yakıtının önemli fiziksel yakıt özellikleri ölçülmüş ve ardından motor performans ve egzoz emisyon testleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen önemli sonuçlar aşağıda verilmiştir.

- Biyodizel üretiminden kaynaklanan gliserinin kimyasal yöntemle dizel motorlarda kullanılabilir biyoyakıt dönüştürülebilmektedir. Gliserin eterleri dizel-biyodizel yakıt karışımı ile harmanlanması durumunda yakıtın yoğunluk, viskozite, ısıl değer, setan indisi ve destilasyon sıcaklıklarında düşüş meydana gelmiştir.
- Dizel-biyodizel yakıt karışımına hacimsel %2 ve %5 oranında gliserin eterlerinin ilave edilmesi ile yakıtın viskozitesi yaklaşık %10-14 oranında azalmıştır. Dolayısı ile gliserin eterlerinin biyodizel ile harmanlanması halinde biyodizelin yüksek viskozite sorunu hafifletilebilir.
- Gliserin eterlerinin düşük kaynama noktası sıcaklıkları nedeniyle destilasyon sıcaklıklarını düşürmüştür. Biyodizel-dizel yakıt karışımına %2 oranında gliserin eterlerinin ilave edilmesi ile dizel yakıtının destilasyon eğrisine çok benzer bir destilasyon eğrisi elde

edilmiştir. Bu durum yakıtın performans ve yanma karakteristiklerini iyileştirmiştir.

- Gliserin eterleri motorun özgül yakıt tüketiminin artmasına ve efektif verimin azalmasına neden olmuştur. Ancak motor performansındaki bu düşüşler B18G2 yakıtı için daha az olduğu belirlenmiştir.
- B18G2 yanmada sinerjik bir etki oluşturarak maksimum silindir basıncını, net ısı yayılım oranını ve basınç artış oranını diğer yakıtlara göre yükseltmiş ve maksimum noktaların daha erken krank mili açılarında gerçekleşmesini sağlamıştır.
- Gliserin eterlerinin egzoz emisyonları üzerindeki en önemli etkisi NO<sub>x</sub> ve HC emisyonlarında görülmüştür. Gliserin eterleri referans yakıtlara göre NO<sub>x</sub> emisyonlarını azaltmış ancak HC emisyonlarını arttırmıştır. Bu değişimler karışımdaki eter miktarı ile orantılı olduğu görülmüştür.
- Gliserin eterleri CO, CO<sub>2</sub> ve is emisyonlarını düşürmüştür.
- B18G2 yakıtı B15G5 yakıtına göre daha iyi motor performansı, yanma karakteristikleri ve egzoz emisyonlarına sahip olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle gliserin eterlerinin dizel-biyodizel yakıt karışımı için en uygun harmanlama oranının %2 olduğu belirlenmiştir.
- Pratikte, karışımdaki %20 biyoyakıt miktarı, %18 biyodizel ve %2 gliserin eterleri harmanlanarak elde edilebilir. Bu durumda hedeflenen biyoyakıt karışım oranına ulaşılması kolaylaşmaktadır. Ancak biyodizel üretim prosesinde %10 oranında gliserin olduğundan dolayı sürdürülebilir biyodizel üretimi için gliserin eterleri %10 oranında biyodizel ile harmanlanmalıdır. Bu çalışmada üçlü karışımdaki %2 gliserin eterleri oranı, gliserin eterlerinin biyodizel ile %10 oranında karıştırılmasıyla sağlanmıştır.
- Gliserin eterleri karışımı, her biri farklı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip beş adet eterden oluşmaktadır. Dolayısı ile bundan sonra yapılacak çalışmalarda gliserin eterleri karışımının bileşimi, yakıt özellikleri, motor performansı ve egzoz emisyonları açısından optimize edilebilir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma Ondokuz Mayıs Üniversitesi Proje Yönetim Ofisi tarafından PYO. MUH.1904.19.016 proje kodu ile mali olarak desteklenmiştir. Abdülvahap ÇAKMAK, 2211-C Öncelikli Alanlara Yönelik Yurtiçi Doktora Burs Programı kapsamındaki destekten dolayı TÜBİTAK BİDEB'e teşekkür eder.

## KAYNAKLAR

Aguado-Deblas L., Estevez R., Russo M., La Parola V., Bautista F. M. and Testa M. L., 2020, Microwave-Assisted Glycerol Etherification Over Sulfonic Acid Catalysts, *Materials*, 13, 7, 1584.

Akbarian E. and Najafi B, 2019, A novel fuel containing

glycerol triacetate additive, biodiesel and diesel blends to improve dual-fuelled diesel engines performance and exhaust emissions, *Fuel*, 236, 666–676.

Altun Ş., 2014, Effect of the degree of unsaturation of biodiesel fuels on the exhaust emissions of a diesel power generator, *Fuel*, 117, PART A, 450–457.

Altun Ş., Bulut H. and Öner C., 2008, The comparison of engine performance and exhaust emission characteristics of sesame oil-diesel fuel mixture with diesel fuel in a direct injection diesel engine, *Renewable Energy*, 33, 8, 1791–1795.

ASTM., 2020, *ASTM D7467-20a, Standard Specification for Diesel Fuel Oil, Biodiesel Blend (B6 to B20)*, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2020.

Atmanli A. and Yilmaz N., 2020, An experimental assessment on semi-low temperature combustion using waste oil biodiesel/C3-C5 alcohol blends in a diesel engine, *Fuel*, 260, 116357.

Beatrice C., Di Blasio G., Guido C., Cannilla C., Bonura G. and Frusteri, F., 2014, Mixture of glycerol ethers as diesel bio-derivable oxy-fuel: Impact on combustion and emissions of an automotive engine combustion system, *Applied Energy*, 132, 236–247.

Beatrice C., Di Blasio G., Lazzaro M., Cannilla C., Bonura, G., Frusteri F. and Bartocci P., 2013, Technologies for energetic exploitation of biodiesel chain derived glycerol: Oxy-fuels production by catalytic conversion, *Applied Energy*, 102, 63–71.

Beatrice C., Di Blasio G., Lazzaro M., Mancaruso E., Marialto R., Sequino L. and Vaglieco B. M., 2015, Investigation of the combustion in both metal and optical diesel engines using high-glycerol ethers/diesel blends, *International Journal of Engine Research*, 16, 1, 38–51.

Behçet R., Oktay H., Çakmak A., and Aydın H., 2015, Comparison of exhaust emissions of biodiesel-diesel fuel blends produced from animal fats, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 46, pp. 157–165.

Behr A. and Obendorf L., 2002, Development of a Process for the Acid-Catalyzed Etherification of Glycerine and Isobutene Forming Glycerine Tertiary Butyl Ethers, *Engineering in Life Sciences*, 2(7), 185.

Bohon M. D., Metzger B. A., Linak W. P., King C. J. and Roberts W. L., 2011, Glycerol combustion and emissions, *Proceedings of the Combustion Institute*, 33, 2, 2717–2724.

Bozkurt Ö. D., Yılmaz F., Bağlar N., Çelebi S. and Uzun, A., 2019, Compatibility of di- and tri-tert-butyl glycerol ethers with gasoline, *Fuel*, 255, 115767.

Çakmak A. and Bilgin, A., 2017, Performance and

- Emissions of a Single Cylinder CI Engine Running on Corn Oil Methyl Ester-Diesel Blends, *Journal of Clean Energy Technologies*, 5, 4, 280–284.
- Çakmak A. and Özcan H., 2020, Biofuel additive production from glycerol and determination of its effect on some fuel properties, *SN Applied Sciences*, 2, 10, 1637.
- Çakmak A. and Özcan H., 2018, Benzin İçin Oksijenli Yakıt Katkıları, *Journal of Polytechnic*, 21, 4, 831–840.
- Cannilla C., Bonura G., Maisano S., Frusteri L., Migliori M., Giordano G. and Frusteri F., 2020, Zeolite-assisted etherification of glycerol with butanol for biodiesel oxygenated additives production, *Journal of Energy Chemistry*, 48, 136–144.
- Cannilla Catia, Bonura G., Frusteri L., and Frusteri F., 2015, Batch reactor coupled with water permselective membrane: Study of glycerol etherification reaction with butanol, *Chemical Engineering Journal*, 282, 187–193.
- Chaudhary V. and Gakkhar R. P., 2021, Exergy analysis of small DI diesel engine fueled with waste cooking oil biodiesel, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 43, 2, 201–215.
- Cornejo A., Barrio I., Campoy M., Lázaro J. and Navarrete, B., 2017, Oxygenated fuel additives from glycerol valorization. Main production pathways and effects on fuel properties and engine performance: A critical review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79, 1400–
- Datta A. and Mandal B. K., 2017, Engine performance, combustion and emission characteristics of a compression ignition engine operating on different biodiesel-alcohol blends. *Energy*, 125, 470–483.
- Emiroğlu A. O. and Şen M., 2018, Combustion, performance and exhaust emission characterizations of a diesel engine operating with a ternary blend (alcohol-biodiesel-diesel fuel). *Applied Thermal Engineering*, 133, 371–380.
- Fatimah I., Sahroni I., Fadillah G., Musawwa M. M., Mahlia T. M. I. and Muraza O., 2019, Glycerol to Solketal for Fuel Additive: Recent Progress in Heterogeneous Catalysts, *Energies*, 12, 15, 2872.
- Frusteri F., Arena F., Bonura G., Cannilla, C., Spadaro L. and Di Blasi O., 2009, Catalytic etherification of glycerol by tert-butyl alcohol to produce oxygenated additives for diesel fuel, *Applied Catalysis A: General*, 367, 1–2, 77–83.
- Frusteri F., Cannilla C., Bonura G., Spadaro L., Mezzapica A., Beatrice C. and Guido, C., 2013, Glycerol ethers production and engine performance with diesel/ethers blend, *Topics in Catalysis*, 56, 1–8, 378–383.
- Gaurav N., Sivasankari S., Kiran G. S., Ninawe A. and Selvin J., 2017, Utilization of bioresources for sustainable biofuels: A Review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 73, 205–214.
- Ghosh P., Westhoff P. and Debnath D., 2019, Biofuels, food security, and sustainability, In *Biofuels, Bioenergy and Food Security*, 211–229.
- Goncalves M., Castro C. S., Oliveira L. C. A. and Carvalho, W. A., 2015, Green acid catalyst obtained from industrial wastes for glycerol etherification, *Fuel Processing Technology*, 138, 695–703.
- Gülüm M., Onay F. K., Bilgin A., 2018, Comparison of viscosity prediction capabilities of regression models and artificial neural networks, *Energy*, 161, 361–369.
- Gülüm M., Bilgin A. and Çakmak A., 2015, Comparison of optimum reaction parameters of corn oil biodiesels produced by using sodium hydroxide (NaOH) and potassium hydroxide (KOH), *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 30, 3.
- Heywood J. B., 1988, *Internal combustion engine fundamentals*, New York: McGraw-Hill.
- Holman J. P., 2001, *Experimental methods for engineers*. In McGraw-Hill series in mechanical engineering (7th ed.), Boston.
- Jaeger-Voirol A., Durand I., Hillion G., Delfort B. and Montagne X., 2008, Glycerin for New Biodiesel Formulation. *Oil and Gas Science and Technology - Revue de l'IFP*, 63, 4, 395–404.
- Klepáčová K., Mravec D., and Bajus M., 2006, Etherification of glycerol with tert-butyl alcohol catalysed by ion-exchange resins, *Chemical Papers*, 60(3), 224–230.
- Königsson F., Kuyper J., Stalhammar P. and Angstrom H.-E., 2013, The influence of crevices on hydrocarbon emissions from a diesel-methane dual fuel engine. *SAE International Journal of Engines*, 6, 2, 751–765.
- Kuszewski H., 2018, Effect of adding 2-ethylhexyl nitrate cetane improver on the autoignition properties of ethanol–diesel fuel blend – Investigation at various ambient gas temperatures, *Fuel*, 224, 57–67.
- Lapuerta M., Ramos Á., Rubio S. and Estévez C., 2019, Optimization of a diesel engine calibration for operating with a residual glycerol-derived biofuel, *International Journal of Engine Research*, 146808741989153.
- Lee R. A. and Lavoie J.-M., 2013, From first- to third-generation biofuels: Challenges of producing a commodity from a biomass of increasing complexity. *Animal Frontiers*, 3, 2, 6–11.
- Mahla S. K., Das L. M. and Babu M. K. G., 2010, Effect

- of EGR on performance and emission characteristics of natural gas fueled diesel engine, *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 4, 4, 523–530.
- Maurya R. K., Maurya and Luby., 2019, *Reciprocating Engine Combustion Diagnostics*, Springer.
- Milano J., Ong H. C., Masjuki H. H., Chong W. T., Lam M. K., Loh P. K. and Vellayan V., 2016, Microalgae biofuels as an alternative to fossil fuel for power generation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, 180–197.
- Monteiro M. R., Kugelmeier C. L., Pinheiro R. S., Batalha M. O. and da Silva César A., 2018, Glycerol from biodiesel production: Technological paths for sustainability, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 88, 109–122.
- Mousavi S. M., Saray R. K., Bahlouli K., Poorghasemi K., Maghbouli A. and Sadeghlu A., 2019, Effects of pilot diesel injection strategies on combustion and emission characteristics of dual-fuel engines at part load conditions, *Fuel*, 258, 116153.
- Nandiwale K. Y., Patil S. E. and Bokade V. V., 2014, Glycerol Etherification using *n*-Butanol to Produce Oxygenated Additives for Biodiesel Fuel over H-Beta Zeolite Catalysts, *Energy Technology*, 2, 5, 446–452.
- Nanthagopal K., Ashok B., Saravanan B., Patel D., Sudarshan B. and Aaditya Ramasamy R., 2018, An assessment on the effects of 1-pentanol and 1-butanol as additives with Calophyllum Inophyllum biodiesel, *Energy Conversion and Management*, 158, 70–80.
- Nguyen Q., Bowyer J., Howe J., Bratkovich S., Groot H., Pepke E. and Fernholz K., 2017, Global production of second generation biofuels: *Trends and influences*, *Dovetail Partners Inc*.
- Noureddini H., Dailey W. R. and Hunt B. A., 1998, Production of ethers of glycerol from crude glycerol-the by-product of biodiesel production, *Papers in Biomaterials*, 18.
- OECD, 2019, *OECD-FAO AGRICULTURAL OUTLOOK 2019-2028*, *OECD*.
- OECD/FAO, 2018, *OECD Agriculture statistics (database)*. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1787/agr-outl-data-en>.
- Özbay N., 2013, *Gliserin Eterlerinin Sentezi ve Reaksiyon Kinetiğinin İncelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 54, Ankara.
- Ozbay N., Oktar N., Dogu G. and Dogu T., 2010, Conversion of Biodiesel By-Product Glycerol to Fuel Ethers over Different Solid Acid Catalysts, *International Journal of Chemical Reactor Engineering*, 8, 1,
- Ozbay N., Oktar N., Dogu G. and Dogu T., 2011, Effects of sorption enhancement and isobutene formation on etherification of glycerol with tert-butyl alcohol in a flow reactor, *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 51(26), 8788–8795.
- Ozbay N., Oktar N., Dogu G. and Dogu T., 2013, Activity Comparison of Different Solid Acid Catalysts in Etherification of Glycerol with tert-Butyl Alcohol in Flow and Batch Reactors, *Topics in Catalysis*, 56(18–20), 1790–1803.
- Pinto B. P., de Lyra J. T., Nascimento J. A. C. and Mota C. J. A., 2016, Ethers of glycerol and ethanol as bioadditives for biodiesel, *Fuel*, 168, 76–80.
- Pulkrabek W. W., 1997, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, New Jersey: Prentice Hall, Inc.
- Queirós P., Costa M. and Carvalho R. H., 2013, Co-combustion of crude glycerin with natural gas and hydrogen, *Proceedings of the Combustion Institute*, 34, 2, 2759–2767.
- Rahmat N., Abdullah A. Z. and Mohamed A. R., 2010, Recent progress on innovative and potential technologies for glycerol transformation into fuel additives: A critical review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 3, 987–1000.
- Reşitoğlu İ. A., Altinişik K. and Keskin A., 2015, The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems, *Clean Technologies and Environmental Policy*, 17, 1, 15–27.
- Ruan R., Zhang Y., Chen P., Liu S., Fan L., Zhou N. and Li B., 2019, Biofuels: Introduction. In *Biomass, Biofuels, Biochemicals: Biofuels: Alternative Feedstocks and Conversion Processes for the Production of Liquid and Gaseous Biofuels*, 3–43.
- Safgönül B., Ergeneman M., Arslan H. E and Soruşbay, C., 2013, *İçten Yanmalı Motorlar*, İstanbul: Birsen Yayınevi.
- Sayin C., İlhan M., Canakci M. and Gumus M., 2009, Effect of injection timing on the exhaust emissions of a diesel engine using diesel-methanol blends, *Renewable Energy*, 34, 5, 1261–1269.
- Şimşek D., Oral F. and Çolak N. Y., 2019, Tek Silindirli Buji Ateşlemeli Motorlarda Benzin-Propanol-Hekzan Yakıt Karışımlarının Motor Performans ve Emisyonlarına Etkisi, *J. of Thermal Science and Technology*, 39, 81–89.
- Sivalakshmi S., Balusamy T., Datta A. and Mandal B. K., 2012, Influence of Ethanol Addition on a Diesel Engine Fuelled with Neem Oil Methyl Ester, *International Journal of Green Energy*, 9, 3, 470–483.
- Solmaz H., Yamik H., Uyumaz A., Polat S. and Yilmaz

E., 2016, An Experimental Study on the Effects of Diesel and Jet-A1 Fuel Blends on Combustion, Engine Performance, and Exhaust Emissions in a Direct Injection Diesel Engine, *J. of Thermal Science and Technology*, 36, 2, 51–60.

Spooner-Wyman J. K., Appleby D. B. and Yost D. M., 2003, Evaluation of Di-Butoxy Glycerol (DBG) for Use As a Diesel Fuel Blend Component, *SAE Technical Paper*, No. 2003-0.

Tan H. W., Abdul Aziz A. R., and Aroua M. K., 2013, Glycerol production and its applications as a raw material: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 27, 118–127.

Turns S. R., 1996, *Introduction to combustion*, McGraw-Hill Companies.

Ushakov S., and Lefebvre N., 2019, Assessment of Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) Applicability as an Alternative Marine Fuel Based on Its Performance and Emissions Characteristics, *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 12, 2, 109–121.

Uyumaz A., Aksoy F., Akay F., Baydir Sükrü Ayhan, Solmaz H., Yılmaz E. and Calam A., 2019, An Experimental Investigation on The Effects of Waste Olive Oil Biodiesel on Combustion, Engine Performance and Exhaust Emissions. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 8, 3, 103–116.

Veiga P. M., Gomes A. C. L., Veloso C. O. and Henriques C. A., 2017, Acid zeolites for glycerol etherification with ethyl alcohol: Catalytic activity and catalyst properties, *Applied Catalysis A: General*, 548, 2–15.

Viswanadham N. and Saxena S. K., 2013, Etherification of glycerol for improved production of oxygenates. *Fuel*, 103, 980–986. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2012.06.057>

Vlad E. and Bildea C. S., 2012, Reactive distillation-A viable solution for etherification of glycerol with tert-butyl alcohol, *Chemical Engineering Transactions*, 29.

Wang Z., Li L., Wang J., Reitz R. D., Soto F., Alves M. and Yao M., 2018, Effect of biodiesel saturation on soot formation in diesel engines, *Fuel Processing Technology*,

Wu Y., Wang P., Muhammad Farhan S., Yi J. and Lei L., 2019, Effect of post-injection on combustion and exhaust emissions in DI diesel engine. *Fuel*, 258, 116131.

Yang F., Hanna M. A. and Sun R., 2012, Value-added uses for crude glycerol—a byproduct of biodiesel production, *Biotechnology for Biofuels*, 5, 1, 13.

Yeşilyurt M. K., Arslan M. and Eryılmaz T., 2018, Biyodizel-Dizel Yakıt Karışımlarına Etanol Katılmasının Performans, Yanma ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisinin Deneysel İncelenmesi, *J. of Thermal Science and Technology*, 38, 129–150.

Zheng Z., Wang X. F., Zhong X., Hu B., Liu H. and Yao M., 2016, Experimental study on the combustion and emissions fueling biodiesel/n-butanol, biodiesel/ethanol and biodiesel/2,5-dimethylfuran on a diesel engine. *Energy*, 115, 539–549.



**Abdülvahap ÇAKMAK** 2010 yılında Dicle Üniversitesi Batman Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği programından fakülte birincisi olarak mezun olmuştur. 2015 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olarak Makine Mühendisi unvanı almıştır. Yüksek lisansını 2014 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana bilim dalı Otomotiv bilim dalında tamamlamıştır. 2015 yılında aynı üniversitede başladığı doktora eğitimine 2016 yılında yatay geçiş yaparak Ondokuz Mayıs Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği ana bilim dalında sürdürmüş ve 2021 yılında tamamlamıştır. 2015 yılından itibaren Samsun Üniversitesi Kavak Meslek Yüksekokulu'nda Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Uluslararası ve ulusal dergilerde/kongrelerde yayımlanmış/sunulmuş otuzdan fazla makalenin/bildirinin yazarı veya ortak yazarıdır. Araştırma alanı içten yanmalı motorlar, yakıtlar ve yanma, alternatif yakıtlar ve ekserji analizidir.



**Hakan ÖZCAN** Ondokuz Mayıs Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde profesördür. 1995 yılında Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur. Yüksek Lisans ve Doktora derecelerini aynı üniversiteden sırasıyla 1997 ve 2005 yılında almıştır. Araştırma alanları içten yanmalı motor, termodinamik, alternatif yakıt, yakıtlar ve yanmadır. Birçok bilimsel araştırma projesinde araştırmacı ve yönetici olarak görev yapmıştır. Bugüne kadar atmıştan fazla bilimsel makale ve konferans bildirisi yayımlamıştır.



## TÜRBÜLANSLI YANMA İÇİN DÖNDÜRÜCÜNÜN PARAMETRİK ÇALIŞMASI

Osman KOCAASLAN\*, Tolga YASA\*\* ve Kürşad Melih GÜLEREN\*\*\*

\*Selçuk Üniversitesi Huğlu Meslek Yüksekokulu Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü 42700 Beyşehir, Konya,  
okocaaslan@selcuk.edu.tr, ORCID: 0000-0002-7848-6974

\*\*Eskişehir Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü 26555 Tepebaşı, Eskişehir,  
tyasa@eskisehir.edu.tr, ORCID: 0000-0002-7242-2507

\*\*\*İstanbul Aydın Üniversitesi Uygulamalı Bilimler Yüksekokulu Pilotaj Bölümü 34295 Sefaköy-Küçükçekmece,  
İstanbul, kmguleren@aydin.edu.tr, ORCID: 0000-0003-3464-7956

(Geliş Tarihi: 04.05.2021, Kabul Tarihi: 21.09.2021)

**Özet:** Bu çalışmada döndürücüye ait kanat sayısı, kanat sarım açısı ve kanat uzunluğu ile yakıt giriş çapının yanma odasındaki türbülanslı akış yapısı, yanma verimi ve emisyon değerleri üzerine etkisi araştırılmıştır. Referans alınan döndürücü kanat sayısı ( $n$ ), kanat uzunluğu ( $L$ ), kanat sarım açısı ( $\theta$ ) ve yakıt giriş çapı ( $D_2$ ) sırası ile 10, 40 mm,  $45^\circ$ , 19.5 mm'dir. Kanat sayısı (6,8,10,12,14), kanat uzunluğu (0.5L, L, 1.5L, 2L), kanat sarım açısı ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $75^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $120^\circ$ ) ve yakıt giriş çapı için (0.5  $D_2$ ,  $D_2$ , 1.5  $D_2$ , 2  $D_2$ ) parametrik değerler kullanılarak yeni modeller oluşturulmuştur. Sayısal çalışmalar ANSYS/Fluent 17.2 ticari yazılımı ile gerçekleştirilmiş ve referans alınan deneysel çalışmaya uygun olarak önceden karışmamış yanma modeli tanımlanmıştır. Sayısal yöntem, elde edilen verilerin deneysel veriler ile karşılaştırılması ile doğrulanmıştır. Analizler sonucu olarak kanat sarım açısının alev şekli, kanat uzunluğunun ise alevin simetrik yapısı üzerine önemli etkisinin olduğu bulunmuştur. M04510403900 ( $\theta=45^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=40$  mm,  $D_2=39.00$  mm) modelinde en yüksek ısı verim elde edilmiş ve % 79.3 olan referans döndürücünün ısı verimi bu model ile % 93.8'e yükselmiştir. Yanma odası seyreltme delikleri öncesinde CO kütle fraksiyonu değerinin referans döndürücü modelinde 0.002 olduğu ve M04510400975 ( $\theta=45^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=40$  mm,  $D_2=9.75$  mm) modelinde bu değerin 0.018'e yükseldiği tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Döndürücü tasarımı, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Kanat sayısı, Kanat uzunluğu, Önceden karışmamış yanma modeli, Sarım açısı, Yakıt giriş çapı.

### A PARAMETRIC STUDY ON THE SWIRLER FOR TURBULENT COMBUSTION

**Abstract:** In this study, the effects of the number of swirler blades, swirler blade wrap angle, swirler blade length and the fuel inlet diameter on the turbulent flow structure, combustion efficiency and emission in a combustion chamber have been investigated. The number of blades ( $n$ ), the blade length ( $L$ ), the blade wrap angle ( $\theta$ ) and the fuel inlet diameter ( $D_2$ ) of the swirler blades were taken as 10, 40 mm,  $45^\circ$  and 19.5 mm, respectively. New models were created using the parameters of the blade number (6,8,10,12,14), the blade length (0.5L, L, 1.5L, 2L), the blade wrap angle ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $75^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $120^\circ$ ) and the fuel inlet diameter (0.5  $D_2$ ,  $D_2$ , 1.5  $D_2$ , 2  $D_2$ ). Numerical analysis were performed using ANSYS/Fluent 17.2 commercial software and non-premixed combustion model was defined according to the referenced experimental study. Numerical method was validated with the comparison of numerical and experimental data. It is concluded that the wrap angle has a significant effect on the flame shape and the blade length on the symmetrical structure of the flame. The highest thermal efficiency was obtained for the model M04510403900 ( $\theta=45^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=40$  mm,  $D_2=39.00$  mm) and the thermal efficiency of the referenced swirler geometry of 79.3% were increased to 93.8% with this model. It has been seen that CO mass fraction value upstream of the dilution holes was 0.002 for referenced swirler model and this value increased to 0.018 for the model M04510400975 ( $\theta=45^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=40$  mm,  $D_2=9.75$  mm).

**Keywords:** Swirler design, Computational Fluid Dynamics, Blade number, Blade length, Non-premixed combustion, Wrap angle, Fuel inlet diameter.

#### SEMBOLLER

$C_d, C_g$	Ampirik katsayılar	$\bar{f}$	Ortalama karışım fraksiyonu
$C_1, C_2$	Sabit katsayı	$\overline{f'^2}$	Karışım fraksiyonu varyansı
$c_p$	Özgül ısı kapasitesi	$g$	Yerçekimi ivmesi [ $m/s^2$ ]
$\vec{F}$	Kuvvet Vektörü [N]	$h$	Entalpi (J/kg.K)
$f$	Karışım fraksiyonu	$\bar{H}$	Ortalama entalpi (J/kg.K)



k	Türbülans kinetik enerji ( $m^2/s^2$ )
$k_t$	Türbülans termal iletkenlik [ $W/m-K$ ]
$\dot{m}$	Kütleli Debi ( $kg/s$ )
n	Döndürücü kanat sayısı
P	Basınç [ $N/m^2$ ]
R	Döndürücü çapı [ $m$ ]
$S_h$	Kaynak terim
$S_n$	Girdap sayısı
$S_h$	Kaynak terim
t	Zaman [ $s$ ]
U	Eksenel hız [ $m/s$ ]
$u, \vec{v}$	Hız vektörü [ $m/s$ ]
$V_{CC}$	Yanma odası bölgesi [ $m^3$ ]
W	Teğetsel hız [ $m/s$ ]
Z	Elementel kütle fraksiyonu
$\varepsilon$	Türbülans kinetik enerji kaybı [ $m^2/s^3$ ]
$\mu$	Viskozite [ $kg/m-s$ ]
$\mu_t$	Türbülanslı viskozite [ $kg/m-s$ ]
$\mu_l$	Laminer viskozite [ $kg/m-s$ ]
$\rho$	Yoğunluk [ $kg/m^3$ ]
$\sigma_k$	k için türbülans Prandtl sayısı
$\sigma_\varepsilon$	$\varepsilon$ için türbülans Prandtl sayısı
$\phi$	Eşdeğerlilik oranı

## GİRİŞ

Yanma odaları, gaz türbinli motorlarının oldukça önemli bir bileşendir. Bu nedenle; yanma odaları tasarımında yanmanın kararlılığı, yüksek yanma verimi ve üretilen emisyon gazlarının konsantrasyon koşulları göz önünde bulundurulmalıdır. Yakıt ve havanın etkili karışımı yanma verimini artırmakta ve yanma sonrası oluşan bazı hidrokarbonların konsantrasyonlarını azaltmaktadır. Yakıt ve havanın etkili karışımı için uygulanan yöntemlerden bir tanesi döndürücü kanat kullanımıdır.

Döndürücü geometrileri üzerine birçok çalışma yürütülmüştür. Bunlardan belli başlı olanlardan, Zhou (2018), beş farklı kanat modeli için yapılan sayısal çalışmalarda LES (Large Eddy Simulation) yöntemi ve RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes) türbülans modellerini kullanmıştır. Sayısal analizlerde döndürücü kanatlarının akış yapısı ve yanma üzerine etkisinin olduğunu belirlemiştir. Yine değişken kanat açılı profiller kullanılarak yapılan deneysel çalışmada girdap yoğunluğunun alev sapma açısını da artırdığı belirlenmiştir (Wang *vd.*, 2015). Patel ve Shah (2019),  $30^\circ$  kanat açısına sahip döndürücü kullanarak metanın ters difüzyon alevinin yanma karakteristiği üzerine girdap ve döndürücü kanat sayısının etkisini incelemiştir. Döndürücünün olduğu deneysel çalışmalarda alev uzunluğunun azaldığı ve en kısa alev uzunluğuna sahip döndürücü profilinin 8 kanatlı olduğu belirlenmiştir. Buna rağmen döndürücülü yanma odasında döndürücü olmayan yanma odasındakine göre daha yüksek sıcaklık değerleri elde edilmiştir. En düşük  $NO_x$  değeri 6 kanatlı döndürücüye sahip yanma odasında gözlemlenmiştir. Tret'yakov (2007), üç aşamalı bir döndürücü üzerine yaptıkları geometrik modifikasyonlar ile atomize edilmiş yakıtın döndürücü deflektör duvarları, halkalı stabilizatör ve ayırma kabuğunda biriken yakıt kütleli

fraksiyonlarını incelemiştir. Midgley *vd.* (2005), çalışmalarında yakıt enjektörü ile beslenen bir radyal döndürücü ile PIV (Parçacık görüntülemeli hız ölçümü) sistemi kullanarak izotermal deneysel çalışmalar gerçekleştirmiş ve yanma odasındaki akış yapısını incelemiştir. PIV sonuçları ile yakıt enjektöründen oluşan ikiz bir girdap dağılımı gözlemlenmiştir. Eldrainy *vd.* (2009), gaz türbinli yanma odalarında yeni bir döndürücü geometrisi üzerine çalışmışlardır. Çalışılan döndürücü geometrinin yenilikçi yanı, aynı giriş kütleli debisinde girdap sayısı değişkenliğine izin verebilmesidir. Sayısal analizler sonrası değişken teğetsel ve eksenel akış oranı ile girdap sayısının önemli ölçüde değiştiğini gözlemlenmiştir. Hoda *vd.* (2021), doğalgaz ve alternatif bir yakıt olarak biyogazın gaz türbinli yanma odasında simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada iki önemli tasarım parametresi olan girdap sayısı ( $S_g$ ) ve yakıt enjektör çapı ( $D_{inj}$ ) incelenmiştir. Shahin *vd.* (2016), basamaklı koniksel bir geometriye sahip döndürücü kullanarak önceden karışmamış (ing. non-premixed) yanma işlemi sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarında  $5^\circ$  eşit açılarda  $0^\circ$ - $25^\circ$  jet açıları için girdap plakaları sonrası hız ve sıcaklık değişimlerini belirlemiştir.  $10^\circ$  ve  $15^\circ$  lik açılardaki girdap plakalarının en düzenli sıcaklık dağılımı ve minimum basınç düşümüne sahip olduğu tespit edilmiştir. Sayyar ve Davani (2021), iç helezonlu bir yanma odasında girdapların önceden karışmamış alev reaksiyonları üzerine etkisini sayısal olarak araştırmıştır. Yanıt Yüzey Metodolojisi (ing. Response Surface Methodology) ile alev kararlılığı, ısı verim amaç fonksiyonu ve iki geometrik değişken tanımlaması yapılarak optimize edilmiştir. Sarmalın genişliği ve adımı değiştirildiğinde yanma veriminde iyileştirmelerin meydana geldiği belirlenmiştir.

Yanma verimine etki eden parametrelerden ikisi girdap sayısı ve hava-yakıt oranı değerleridir. Tasarlanan farklı yapılarıdaki döndürücüler ve kanat yapısındaki geometrik değişiklikler ile döndürücü sonrası girdap sayısında artışlar sağlanabilmektedir. Girdap sayısındaki değişim yanma verimi etkilemekte ve atık gaz derişimini azaltabilmektedir. Bu kapsamda Prakash *vd.* (2020)'in yaptığı çalışmada, önceden karışmamış ve girdap kararlılığı sağlanmış bir gaz türbin yanma odasında girdaplı yakıt enjeksiyonunun alev kararlılığı ve emisyon karakteristiğine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada üç farklı yakıt enjeksiyon konfigürasyonu kullanılmıştır. Yanma odasına hava yanma odasına saat yönünün tersi doğrultusunda yakıt ise a) girdapsız yakıt girişi b) saat yönünde ve c) saat yönüne ters doğrultuda girdaplı yakıt girişi sağlanmıştır. Deneysel çalışmalarda global eşdeğerlilik oranı 0.2-1 aralığında tercih edilmiştir. Sonuç olarak tüm çalışma koşullarında yanma odasında çok düşük seviyelerde  $NO_x$  varlığı tespit edilmiştir. Global eşdeğerlilik oranı artışı  $NO_x$  oluşumunu da artırmıştır. Yakıt enjeksiyon konfigürasyonları karşılaştırıldığında "b" koşulunda diğer konfigürasyonlara göre daha düşük  $NO_x$  emisyonu elde edilmiştir. Alev uzunluğunun (ing. flame standoff distance) "c" koşulunda diğer konfigürasyonlara göre

daha düşük değerlere indirgendiği belirlenmiştir. Yakıt ve havanın “c” konfigürasyonunda diğer konfigürasyonlara göre daha hızlı karıştığı ve daha yüksek reaktivitenin meydana geldiği görülmüştür. İlbaş vd. (2016), gaz yakıcı bir yanma odasında girdap sayısının hidrojen içeren yakıtların yanma karakteristiği üzerine etkisini incelemiştir. Girdap sayısının alev sıcaklığına etkisinin büyük olduğu gözlemlenmiştir ve girdap sayısındaki değişkenliğin yüksek NO<sub>x</sub> bölgelerinin meydana gelmesine neden olduğu da tespit edilmiştir. Pourhoseini ve Asadi (2017)'nin deneysel çalışmasında 0°, 40° ve 80° kanat açılı döndürücüler kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar döndürücü kanat açılarının yanma verimi, sıcaklık, CO ve NO atık gazları derişimleri üzerine oldukça büyük etkisinin olduğunu göstermiştir. Optimum kanat açısı ile yakıt ve hava karışımının en yüksek seviyelere ulaştırılabileceği, CO ve NO vb. atık gaz derişimlerinin azaltılabileceği belirtilmiştir. Shah (2015), farklı kanat açılara sahip döndürücü profilleri ve farklı AFR (hava-yakıt oranı) koşullarında boru tipi yanma odası çıkışındaki sıcaklık ve emisyon değerlerindeki derişimleri deneysel olarak incelemiştir. Sıcaklık değerleri incelendiğinde döndürücü sonrası birincil bölgedeki girdap ve birincil jet varlığı nedeniyle maksimum sıcaklığın yanma odası çıkışında cidar bölgesinde oluştuğu belirlenmiştir. Artan döndürücü kanat açısı ile yanma odası çıkışındaki sıcaklık gradyanlarında düşüşlerin meydana geldiği gözlemlenmiştir. Aynı kanat açısında yüksek AFR değerlerinde yanma odası çıkışında sıcaklık değerleri azalmıştır. AFR değeri arttıkça CO emisyon değerinin de azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca yine kanat açısındaki artış CO emisyon değerinin azalmasını sağlamıştır. Rajabi ve Amani (2018), deneysel yanma verileri (Sandia Flame D ve BERL yanma odası) kullanarak ve halkalı tip bir yanma odasında sayısal çalışmalar yürüterek entropi üretim karakteristiği üzerine girdap sayısının etkisini incelemiştir. Sonuç olarak düşük girdap sayılarında reaksiyonun, yüksek girdap sayılarında ısı transferinin katkısı ile ısı transferi ve reaksiyonun entropi üretiminde baskın bir rol oynadığı belirlenmiştir.

Literatürde döndürücü kanat yapıları üzerine yapılan çalışmalarda kanat sarım açısı ve kanat sayısının derişimi üzerinde durulmuştur. Kanatlı yapılarda kanat sayısı ve kanat sarım açısının yanında akış yapısını etkileyen tasarım parametrelerinden bir tanesinin de kanat uzunluğu olabileceği gerçeği göz ardı edilmiştir. Artan ya da azalan kanat uzunluğunun, kanat çıkışında akış yapısını önemli ölçüde deriştireceği düşünülmektedir. Bu durum yanma odalarında yakıt ve hava karışımının homojenliğini ve yanmanın dinamik yapısını da etkileyebilir. Yakıt ve hava karışımının homojen yapısına etki eden bir başka unsurun da yakıt giriş hızı olabileceği bu çalışmada değerlendirilmiştir. Bu yeni derişkenlerle birlikte bu çalışmada, döndürücü kanatları sarım açısı, kanat sayısı, kanat uzunluğu ve yakıt giriş çapının yanma verimi ve emisyon değerlerinin üzerine etkisi incelenmiştir. Ayrıca türbülanslı akış yapısı ayrıntılı çalışılmıştır. İlk aşamada referans alınan

yanma odası için sayısal analizler uygulanmıştır. Referans alınan deneysel çalışmadaki döndürücünün kanat sayısı 10, kanat sarım açısı ise 45°'dir. Yanma odası 2 m uzunluğunda olup 6 adet seyreltme deliği yer almaktadır. Deneysel ve sayısal veriler karşılaştırılmıştır. Çalışmanın ikinci aşamasında kanat sayısı, kanat uzunluğu, kanat sarım açısı ve yakıt giriş çapı deriştirilerek elde edilen geometriler için sayısal analizler yapılmıştır. Çalışmanın son aşamasında referans alınan eşdeğerlilik oranında ( $\phi=0.679$ ) en yüksek yanma verimine sahip döndürücü profili için stokiyometrik ve zengin yanma şartlarında döndürücü modelinin etkisi gözlemlenmiştir. Sayısal analiz sonuçlarına göre farklı döndürücüler ile akış yapısı, yanma verimi ve emisyon değerlerindeki derişim incelenmiştir.

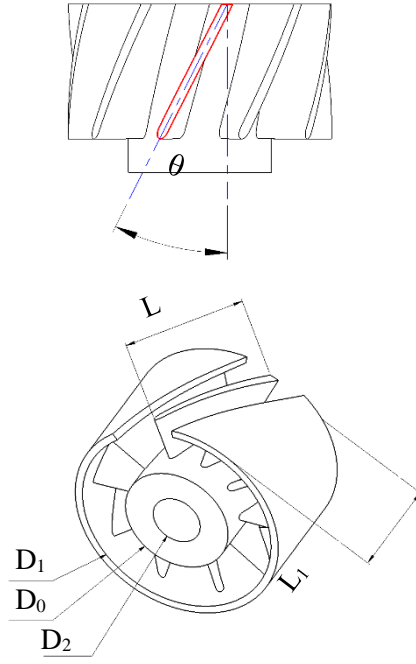
## MATERYAL ve YÖNTEM

### Döndürücü Geometrileri

Yanma odalarında birincil bölgede yakıt ve havanın daha etkili karışabilmesi ve bu sayede yüksek verimli yanma elde edebilmek için döndürücüler kullanılmaktadır. Döndürücüler, girdap sayısını artırılabilir. Bu artış, yanma reaksiyonlarını pozitif yönde etkilemekte ve NO<sub>x</sub> konsantrasyonunu azaltmaktadır (Shah vd. 2015, Jeong vd. 2004). Bu çalışmada referans alınan bir yanma odasındaki döndürücü yeniden ele alınmış ve oluşturulan yeni geometriler için sayısal analizler yürütülmüştür. Referans alınan döndürücü, ekstenel tipte olup 45° sarım açısı ve 10 adet kanada sahiptir. Yakıt döndürücü merkezindeki 19.5 mm çapındaki açıklıktan girerken; hava döndürücülerin bulunduğu iç çapı 42.5 mm, dış çapı ise 78.1 mm olan açıklıktan yanma odasına girmektedir. Referans geometriye ait tasarım parametreleri Şekil 1'de paylaşılmıştır (Serag-Eldin ve Spaldin, 1979).

Döndürücü kanatlar, hava hız vektörlerini ve buna bağlı olarak girdap yapısını deriştirdiğinden yanma kinematiği üzerine önemli etkilere sahiptir. Yanma kinematiği ile döndürücü tasarımı arasındaki ilişkinin anlaşılabilmesi için kanat sayısı, kanat uzunluğu, kanat sarım açısı ve yakıt giriş çapı deriştirilerek 16 farklı döndürücü geometrisi oluşturulmuştur.

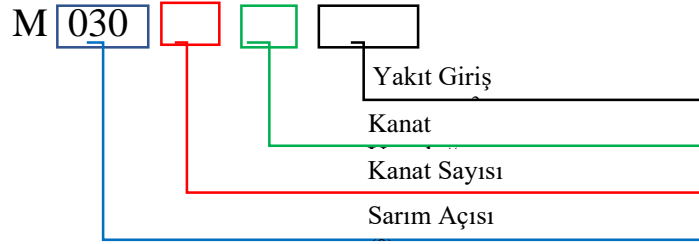
İlk yapılan sayısal analizlerde kanat sayısı 6, 8, 10, 12 ve 14 olacak şekilde deriştirilmiş, kanat sarım açısı ( $\theta=45^\circ$ ), yakıt giriş çapı ( $D_2=19.5$  mm), döndürücü giriş çapı ( $D_1=78.1$  mm) ve kanat kalınlığı deriştirilmemiştir. Kanat sayısına ek olarak kanat uzunluğunun etkisi de referans geometrinin kanat uzunluğu olan  $L=40$  mm deriştirilerek 0.5 L, L, 1.5 L ve 2 L şeklinde oluşturulan döndürücüler ile incelenmiştir. Kanat uzunluğu çalışmalarında kanat sarım açısı, döndürücü giriş çapı, yakıt giriş çapı ve kanat kalınlığı sabit tutulmuştur. Ayrıca kanat sarım açısı da döndürücü çıkışındaki hız vektörleri üzerinde etkilidir. Bu amaçla farklı sarım açılara (30°, 45°, 60°, 75°, 90° ve 120°) sahip geometrilerin akış alanına olan etkileri incelenmiştir.



Parametreler	Değer
Hava Giriş Bölgesi Üst Çapı ( $D_1$ )	78.1 mm
Yakıt Giriş Çapı ( $D_2$ )	19.5 mm
Kanat Uzunluğu ( $L$ )	40 mm
Kanat Kalınlığı	3 mm
Kanat Sarım Açısı ( $\theta$ )	45°
Kanat Sayısı ( $n$ )	10
Döndürücü Uzunluğu ( $L_1$ )	50 mm
Hava Giriş Bölgesi Alt Çapı ( $D_0$ )	42.5 mm
Yanma Odası Çapı ( $D_3$ )	210 mm

Şekil 1. Döndürücü tasarım parametreleri (Serag-Eldin ve Spaldin, 1979).

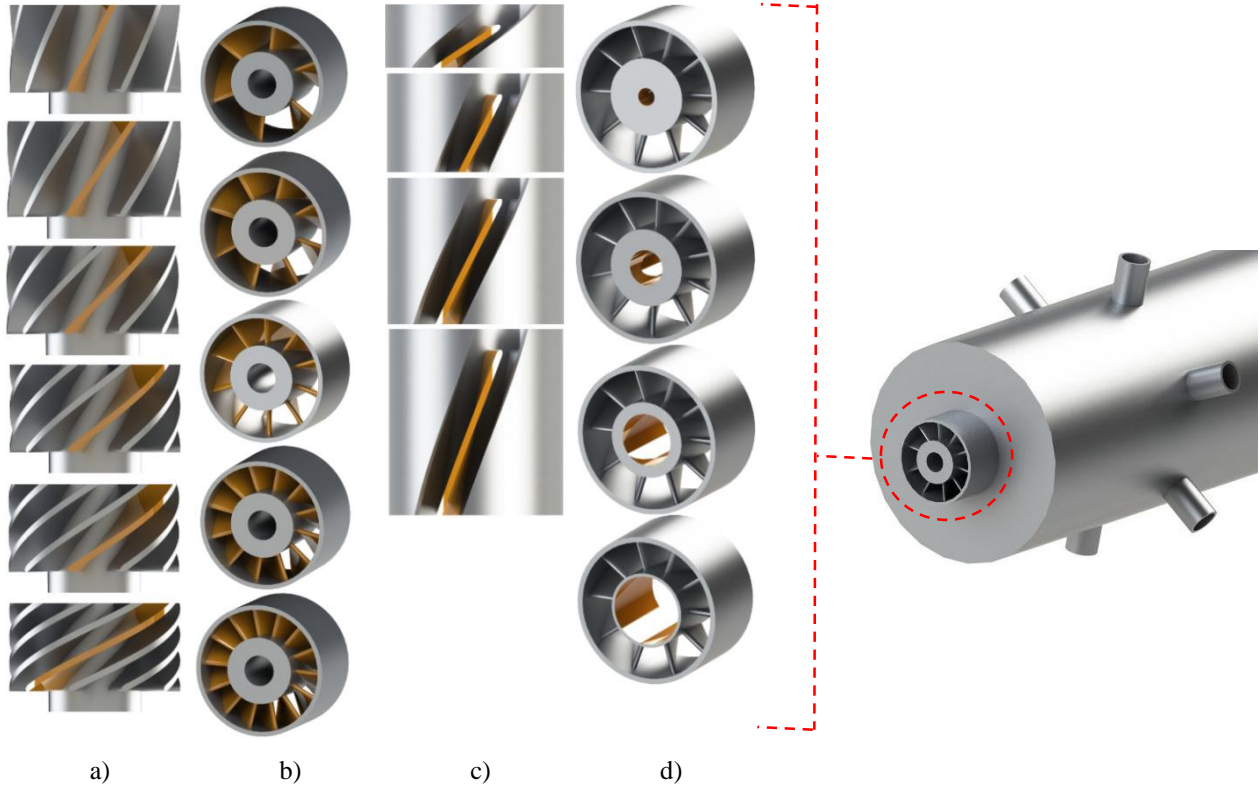
Tablo 1. Tasarlanan döndürücü geometrileri ayrıntıları.



Değişken	Modeller					
Yakıt Giriş Çapı	M04510400975	M04510401950	M04510402925	M04510403900		
Kanat Uzunluğu	M04510201950	M04510401950	M04510601950	M04510801950		
Kanat Sayısı	M04506401950	M04508401950	M04510401950	M04512401950	M04514401950	
Kanat Sarım Açısı	M03010401950	M04510401950	M06010401950	M07510401950	M09010401950	M12010401950

Kanat sarım açısı çalışmasında kanat uzunluğu, döndürücü giriş çapı, yakıt giriş çapı ve kanat kalınlığı değiştirilmemiş olup referans modele ait değerler kullanılmıştır. Son olarak yakıt giriş çapının yanma verimi üzerine etkisini incelemek için  $0.5 D_2$ ,  $D_2$ ,  $1.5 D_2$  ve  $2 D_2$  çapında modeller oluşturulmuştur. Yakıt giriş çapı çalışmasında kanat uzunluğu, döndürücü giriş çapı, kanat kalınlığı ve kanat sarım açısı değerlerinde aynı bırakılmıştır. Oluşturulan 16 geometri Şekil 2’de

verilmiştir ve Tablo 1’de özetlenmiştir. Analizlerde kullanılacak olan referans yanma odası (Şekil 2) 2000 mm uzunluğa ve 210 mm çapa ( $D_3$ ) sahiptir. Yanma odası üzerinde girişten 240 mm uzaklıkta çevresel olarak dağıtılmış 25.4 mm çapında 6 adet seyreltme deliği bulunmaktadır. Yanma odasına hava ve yakıt, aksenal bir döndürücü ile giriş yaparak karışmaktadır (Serag-Eldin ve Spaldin, 1979).



Şekil 2. Tasarlanan döndürücü geometrilerin gösterimi a) 30°-120° kanat sarım açısı b) 6-14 kanat c) 0.5 L-2 L kanat uzunluğu d) 0.5 D<sub>2</sub>- 2 D<sub>2</sub> yakıt giriş çapı

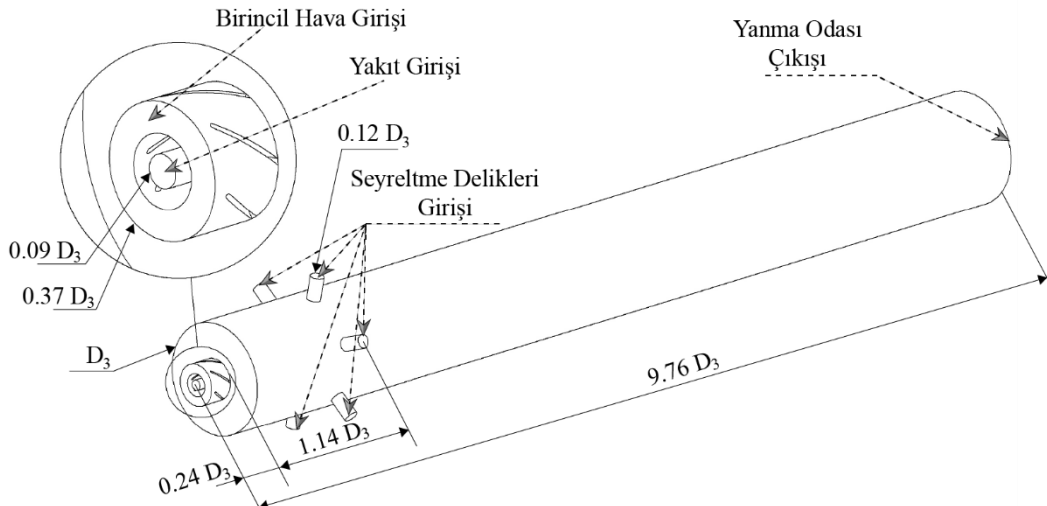
### Sayısal Yöntem

Sayısal çalışmalarda çözüm ağında yer alan hücrelerin dağılımı, sayısal sonuçları etkilemekte ve akış fiziğine uygun sonuçlar elde edilip edilemeyeceğini belirlemektedir. Bu nedenle sayısal çalışmalar öncesi tasarlanan geometrilere uygun akış hacimleri oluşturulmuş ve referans alınan döndürücü ile uyumlu çözüm ağı yapısı tespit edilmiştir. Araştırmada kullanılacak çözüm ağının oluşturulacağı akış hacimleri ve sınır koşullarının tanımlanacağı yüzeyler

Şekil 3'te verilmiştir. Uygun çözüm ağının saptanabilmesi için Tablo 2'de verilen özelliklerde 5 farklı çözüm ağı oluşturulmuştur.

Tablo 2. Sayısal analizlerde kullanılan çözüm ağları.

Çözüm Ağı	Hücre Yapısı	Hücre Sayısı
1	Düzensiz Dörtgenli	0.568x10 <sup>6</sup>
2	Düzensiz Dörtgenli	0.642x10 <sup>6</sup>
3	Dörtgenli	1.710x10 <sup>6</sup>
4	Dörtgenli	3.450x10 <sup>6</sup>
5	Dörtgenli	6.700x10 <sup>6</sup>



Şekil 3. Boru halkalı tipi yanma odası için oluşturulan akış hacmi.

Yanma odası içerisinde hava-yakıt karışımının hızlı bir şekilde karışabilmesinde türbülanslı akış özelliklerinden faydalanılmaktadır. Bu sebeple yanma odası içerisindeki akışın türbülans karakteristiklerinin modellenmesinde Abubakar vd. (2018), tarafından da önerilen k-ε türbülans modeli kullanılmıştır ve sayısal çalışmalar ticari yazılım olan ANSYS/Fluent 17.2 ile gerçekleştirilmiştir. Öte yandan hava ve yakıtın ayrı ayrı yanma odasına girip burada karışmasından dolayı önceden karışmamış yanma modeli tercih edilmiştir. Yanma ve türbülans modellerinin yanında sıkıştırılabilir akış ve ısı transferi nedeniyle sayısal analizlere enerji denklemleri de dahil edilmiştir. Aşağıda sayısal çözümlerinde kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri verilmiştir (Abubakar vd, 2018).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) \\ = -\nabla \cdot \left( \sum_j h_j J_j \right) + \end{aligned} \quad (3)$$

Türbülanslı akış probleminin çözülmesi için kullanılan standart k-ε türbülans modelinde türbülans kinetik enerji (k) ve türbülans kinetik enerji yitim oranının (ε) hesaplanması gerekmektedir. Denklem (4) ve (5)'te k ve ε değerinin hesaplanabilmesi için kullanılan transport denklemleri verilmiştir. Denklem 4 ve 5'te verilen C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub>, σ<sub>k</sub> ve σ<sub>ε</sub> parametreleri sabit katsayılar ve değerleri sırası ile 1.44, 1.92, 1 ve 1.3 olarak seçilmiştir (Launder ve Spalding, 1974).

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + \frac{\mu_t}{\rho} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + \\ \frac{C_1 \mu_t}{\rho} \frac{\varepsilon}{k} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

Türbülanslı önceden karışmamış yanma probleminin modellenebilmesi için iki farklı yaklaşım mevcuttur. Bunlar basit değişken yöntemi (ing. Primitive variable method) ve reaksiyon hızı yaklaşımıdır (ing. Reaction rate approach). Basit değişken yönteminde türlerin kütle fraksiyonları, sıcaklık dengesi denklemleri (balance equation) ve reaksiyon hızının modellenmesine ihtiyaç duyulmamaktadır. RANS kodları olasılık yoğunluk fonksiyonunu (PDF) tahmin edebilmek için akış değişkenleri ve karışım fraksiyon değişkenlerini çözmektedir (Poinot ve Veynante, 2005). Sayısal

çalışmalarda önceden karışmamış yanma problemi için PDF/Mixture Fraction modeli kullanılmıştır. Bu model, deneysel sonuçlara yakın değerlerin elde edilebilmesi için tercih edilmektedir (İbaş vd, 2016). Yakıt ve havanın birleşmesi ile çoklu kimyasal etkileşim oluşmaktadır. Hızlı gerçekleşen reaksiyonlar ve türbülanslı alevler ile ilgili çözümlerinde akış fizikinin karmaşıklığından dolayı sadeleştirilmeler yapılmaktadır. Hesaplamalarda, tüm türlerin eşit difüzyon katsayılarına sahip olduğu varsayımı uygulanmaktadır. Bu varsayım, gazın termokimyasal durumunu korumakta olup hesaplamalarda karışım oranının belirlenmesini gerektirmektedir (Jones ve Whitelaw, 1982). Karışım oranının genel formu Denklem 7'de verilmiştir. Burada Z<sub>i</sub> elemental kütle fraksiyonunu, "i" ise elementi tanımlamaktadır. Karışım fraksiyonu (f) sayısal analizlerde oksitleyici için "0", yakıt için "1" değeri tanımlanmaktadır. Karışım kesrinin ortalama ve değişken değerleri ile türbülanslı kimya etkileşimini incelemek için Denklem 8'de verilen transport denklemi sayısal olarak çözümlenmelidir. Denklem 8'de verilen C<sub>d</sub> ve C<sub>g</sub> empirik katsayılar olup değerleri sırası ile 2.0 ve 2.8'dir (Abubakar vd, 2018).

$$F = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,ox}} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho \vec{u} \underline{f'^2}) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_t + \mu_t}{\sigma_t} \nabla \underline{f'^2} \right) + \\ C_g \mu_t (\nabla \underline{f})^2 C_d \frac{\rho \varepsilon}{k} \underline{f'^2} \end{aligned} \quad (8)$$

Adyabatik olmayan yanma uygulamalarında ısı transferi sıcaklık ve tür kütle fraksiyonunu etkilemektedir. Bu etkinin de sayısal çözümlere ilave edilmesi için Denklem 9'da verilen ortalama entalpi transport denklemi kullanılmaktadır. Her bir termokimyasal skaler (sıcaklık, tür kütle fraksiyonu vb.) kimyasal denge varsayımı ile karışım fraksiyonu ve ortalama entalpinin bir fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır. Sonuç olarak bu skalerlerin anlık değerleri ile ortalama değerlerini ilişkilendiren bir modele ihtiyaç duyulmaktadır. Önceden karışmamış yanma modellemesinde varsayılan-şekil olasılık yoğunluk fonksiyonu (ing. Assumed-shape probability density function) kullanılmaktadır. Sayısal çalışmalarda β-fonksiyon varsayımı PDF kullanılmıştır. Transport denklemlerin çözümü öncesinde termokimyasal skalerleri içeren bir tablo oluşturulmaktadır. Hesaplanan bu PDF tablolar, çözüm sırasında tablo enterpolasyonu ile look-up tablosu olarak kullanılır. B-fonksiyon varsayımı PDF Denklem 10'da verilmiştir (Abubakar vd, 2018).

$$\nabla(\rho \vec{u} \underline{H}) = \nabla \left( \frac{k_t}{c_p} \nabla \underline{H} \right) + S_h \quad (9)$$

$$p(f) = \frac{f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1}}{\int f^{\alpha-1} (1-f)^{\beta-1} df} \quad (10)$$

$$\alpha = f \left[ \frac{f(1-f)}{f'^2} - 1 \right] \quad (11)$$

$$\beta = (1 - \bar{f}) \left[ \frac{\bar{f}(1 - \bar{f})}{\bar{f}^{1/2}} - 1 \right] \quad (12)$$

Sayısal analizlerde referans alınan çalışmada belirtilen sınır şartları kullanılmıştır. Sınır şartları tanımlanabilmesi için yakıt ve hava girişi, seyreltme

**Tablo 3.** Sınır koşulları (Serag-Eldin ve Spaldin, 1979).

Yüzeyler	Sınır Koşulu	Değer
Yakıt Girişi	Kütleli Debi, Sıcaklık	$\phi=0.697-1-1.2$ $T_f=500$ K
Hava Girişi	Kütleli Debi, Sıcaklık	$\phi=0.697-1-1.2$ $T_a=500$ K
Seyreltme Delikleri Girişi	Kütleli Debi, Sıcaklık	$\dot{m}_s = 0.039$ kg/s $T_s=310$ K
Çıkış Basıncı	Basınç	$P_o=600$ kPa
Yanma Odası Duvarları	Sıcaklık	$T_{cc}=300$ K

delikleri girişi, yanma odası çıkışı ve yanma odası duvar yüzeyleri oluşturulmuştur. Referans çalışmada yakıt, hava ve seyreltme deliklerine kütleli debi ve sıcaklık; yanma odası çıkışına basınç, yanma odası duvarlarına ise sıcaklık ve kaymama şartı tanımlanmıştır. Sınır şartları ve tanımlanan değerler Tablo 3'de verilmiştir.

Yanmanın kinematiği incelendiğinde yanma sonrası küçük zaman aralıklarında birçok tür oluşmakta ve bu türler farklı bileşenlere tekrar dönüşmektedir. Oluşan bu ürünlerin belirlenmesi ve akış problemine tanımlanması yanmanın çözülmesi konusunda büyük bir önem taşımaktadır. Bu nedenle sayısal çözümlerde yakıt, hava ve yanma sonrası oluşan ürünler tanımlanmıştır. Yanma sonrası yirmi ürün belirlenmiş ve Tablo 4'te gösterilmiştir. Sayısal çalışmalarda sürdürülen yanma olayı eşdeğerlilik oranı ( $\phi$ ) 0.697 olan fakir bir karışım ile gerçekleştirilmiştir (Serag-Eldin ve Spaldin, 1979). Yakıt kompozisyonu Tablo 5'de verilmiştir. Sayısal çalışmalarda zamana dayalı analizler yapılmış, bu çapının giriş hava hızına oranının % 1'ine denk gelen 0.002026 saniyelik zaman adımları kullanılarak ilk 5000 zaman adımı için (10.13 saniye) çözümler elde edilmiştir. Analizler Eskişehir Teknik Üniversitesi'nde bulunan Intel® Xeon® E5-2630 modeli 2.3 Ghz hızında 24 işlemcili iş istasyonunda koşturulmuştur. Her bir analiz yaklaşık 1 hafta sürmüştür.

**Tablo 4.** Yakıt, hava ve yanma sonrası oluşan ürünler.

Yakıt	Oksitleyici	Ürünler
N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO
CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>		C<s>,
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>		H <sub>2</sub>
		H <sub>2</sub> O
		OH
		H
		HO <sub>2</sub>
		H <sub>2</sub> O <sub>2</sub>
		HCO
		CHO
		HOCO

| | HCOOH

Döndürücüler yanma odalarında yakıt ve hava karışımını artırıcı roller üstlenmektedir. Yakıt ve hava karışımını girdap sayısı ile ilişkilendirmek mümkündür. Döndürücüler ile girdap sayısındaki yükseliş aynı zamanda yanma odasında yakıt ve hava karışımını da artırmaktadır (Yılmaz, 2013). Girdap sayısı (Denklemler 13), açısal momentum akısının eksenel momentum akısına oranı olarak tanımlanır ve boyutsuz bir parametredir (Kwark vd, 2004). W ve U teğetsel ve eksenel hız bileşenleri olup R değeri ise döndürücü çapıdır (Eldrainy vd, 2009).

$$S_n = \frac{\int_0^R \rho U W r^2 dr}{R \int_0^R \rho U^2 r dr} \quad (13)$$

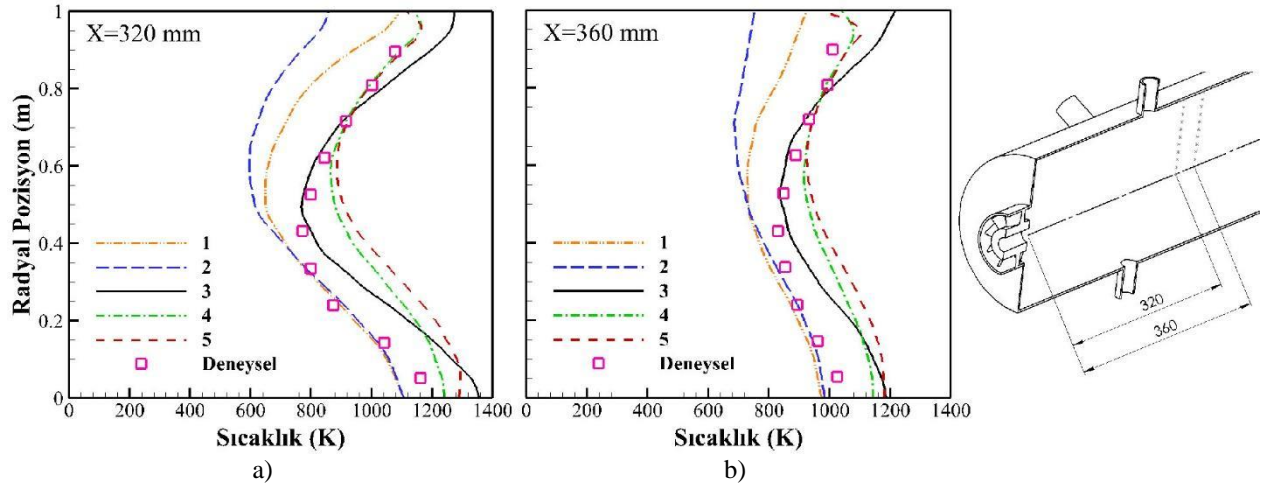
**Tablo 5.** Yakıt kompozisyonu (Serag-Eldin ve Spaldin, 1979).

Bileşenler	Kompozisyon (%)
CH <sub>4</sub>	93.63
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3.25
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.69
N <sub>2</sub>	1.78

## BULGULAR

### Sayısal ve Deneysel Çalışmaların Karşılaştırılması

Yanma odası girişinden eksenel doğrultuda 320 ve 360 mm uzaklıkta yer alan düzlemlerdeki akışkan sıcaklığının radyal yöndeki değişimi, Tablo 2'de verilen farklı çözüm ağları ile yapılan sayısal analizler ve referans deneysel çalışma için karşılaştırılmış ve Şekil 4'te sunulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde deneysel verilere en yakın sonuçların 3 numaralı çözüm ağı ile elde edildiği görülmektedir. Bu sebeple bu çalışmadaki analizlerde 3 numara ile gösterilen dörtyüzlü ve yapısız özellikte olan 1.71 milyon hücreye sahip çözüm ağı kullanılmıştır.



Şekil 4. Döndürücü çıkış radyal sıcaklık dağılımı a) 320 mm eksenel uzunluk ve b) 360 mm eksenel uzunluk.

### Döndürücü Sonrası Akış Yapısının İncelenmesi

Oluşturulan 16 farklı döndürücünün sayısal analizi yapılmış ve performansları girdap sayısı cinsinden karşılaştırılmıştır. Şekil 5'te döndürücü çıkış düzleminde sadece hava hattı çıkışındaki girdap sayısının dağılımı sunulmuştur. İlk sıradaki analizler yakıt giriş hattının sonuçlar üzerine etkisini göstermektedir. Hava giriş çapının azaldığı ve arttığı her iki durumda da referans modelden (M04510401950) daha düşük girdap sayısı dağılımının olduğu tespit edilmiştir. Öte yandan kanat uzunluğunun (ikinci sıra) girdap sayısı dağılımı üzerine önemli etkisinin olduğu görülmektedir. Döndürücü kanat uzunluğu ile girdap sayısının ters orantılı olduğu, kanat boyu kısalıdıkça girdap sayısının yükseldiği görülmektedir. Kanat uzunluğunun 20 mm olduğu (M04510201950) durumda girdap sayısının alan ağırlıklı ortalama değeri 0.667'dir. Üçüncü sırada ise kanatçık sayısının girdap sayısına etkisi gösterilmektedir. Kanatçık sayısının girdap sayısına etkisi sınırlı ölçüde gerçekleşmektedir. Son olarak sarım açısının sonuçlara etkisi incelenmiştir. Sarım açısının artışı ile girdap sayısının da artış gösterdiği belirlenmiştir. M03010401950, referans döndürücü M04510401950 ve M12010401950 modellerinin çıkış yüzeyindeki alan ağırlıklı ortalama girdap sayısı değeri sırası ile 0.217, 0.328 ve 0.8 olmaktadır. Geometrik parametrelerinin girdap sayısına olan etkisi referans model ile karşılaştırmalı olarak Şekil 6'da sunulmuştur. Bu şekilde de görüleceği gibi kanat uzunluğu ve sarım açısı girdap sayısını en çok etkileyen parametrelerdir. Şekil 6'da döndürücü çıkışındaki girdap sayısının referans döndürücü çıkışındaki girdap sayısına oranları verilmiştir. Kanat sayısının artışı ile girdap sayısı oranlarında çok küçük değişimler meydana gelmiş ve 1'e yakın değerler elde edilmiştir. Girdap sayısı oranı değeri referans döndürücüye kadar azalırken sonrasında bu oranda yükseliş sergilemiştir. M04506401950 (hatırlatmak gerekirse  $\theta=45^\circ$ ,  $n=6$ ,  $L=40$  mm,  $D_2=19.50$  mm) ve M04514401950 döndürücü modellerinde girdap sayısı oranları sırası ile 1.028, 1.024'tür. Kanat uzunluğunun değişimi ile hava döndürücüye daha yüksek kanat açılarında girmektedir. Kanat uzunluğunun artışı

ile girdap sayısı oranında sürekli bir azalma meydana gelmiştir. M04510201950 modelinde hava döndürücüye diğer modellere göre çok daha yüksek açılarda giriş yapmaktadır. Bu nedenle kanat uzunluğunun girdap sayısı üzerine etkisi irdelendiğinde en yüksek girdap sayısı oranı M04510201950 modelinde olduğu görülmüştür. M04510201950 ve M04510801950 modellerinde girdap sayısı oranları sırası ile 2.033 ve 0.501 olmuştur.

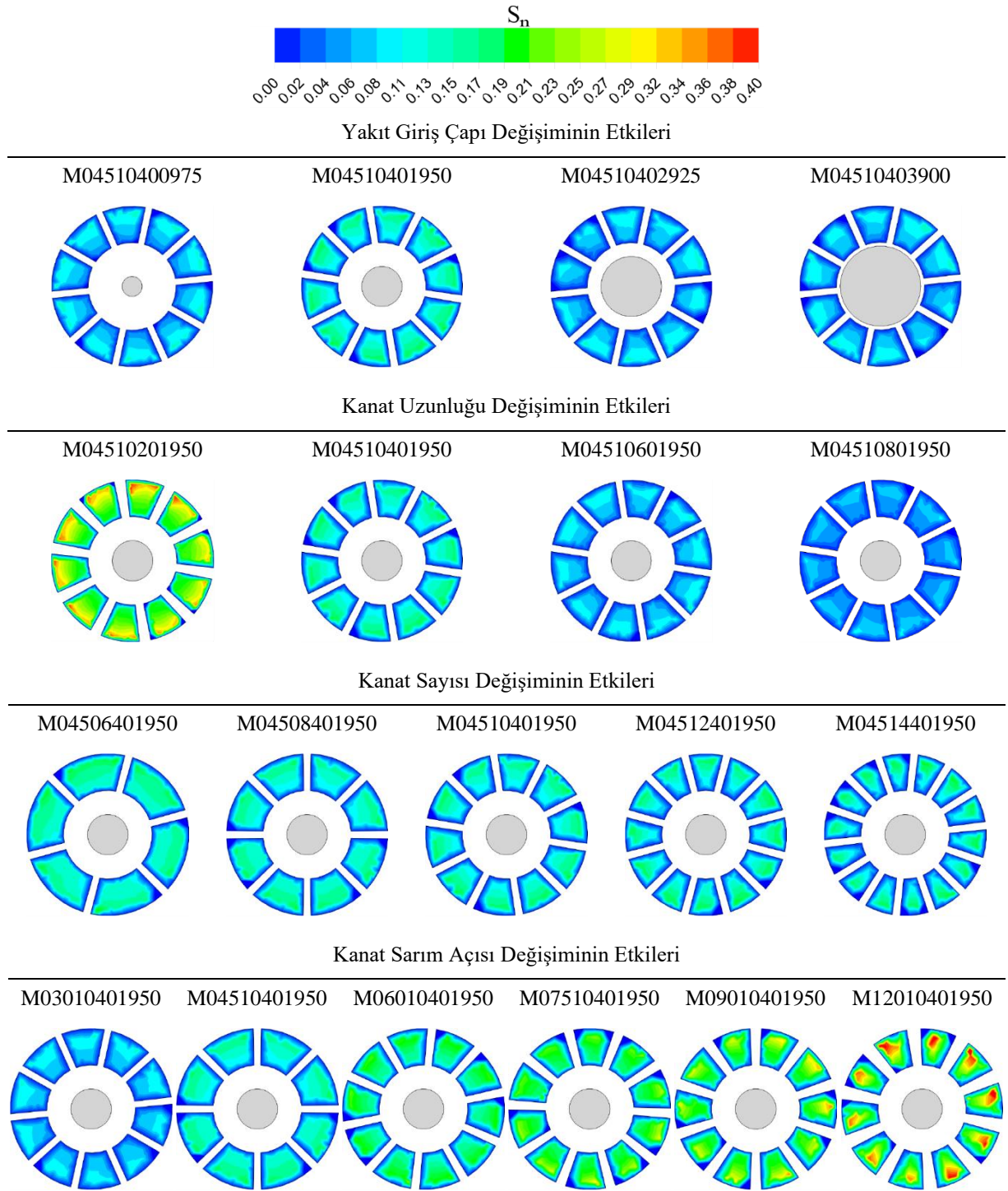
Sarım açısındaki artış girdap sayısı oranı ile artma eğilimindedir. M03010401950 modeli çıkışında referans döndürücüye göre daha düşük girdap sayısı bulunmuştur. M03010401950 ve M12010401950 modellerindeki girdap sayısı oranları sırası ile 0.661 ve 2.438 olmuştur. Görüldüğü üzere M04510201950 modeline göre M12010401950 modelinde daha yüksek girdap sayısı oranına ulaşılmış ve bu değer tüm döndürücüler bazında en yüksek girdap sayısı oranı olarak tespit edilmiştir. Yakıt giriş çapındaki değişim ile referans döndürücüye kadar girdap sayısı oranı artış sergilemiş ve sonrasında ise girdap sayısında azamalar başlamıştır. M04510202925 modelinden itibaren yakıt giriş çapının artırılması girdap sayısını oldukça düşürmüştür. M04510400975 ve M04510403900 için girdap sayısı oranları sırası ile 0.671 ve 0.664 olarak hesaplanmıştır.

Sarım açısı da girdap sayısı oranı ile artma eğilimindedir. M03010401950 modeli çıkışında referans döndürücüye göre daha düşük girdap sayısı görülmüştür. M03010401950 ve M12010401950 modellerindeki girdap sayısı oranları sırası ile 0.666 ve 2.504 bulunmuştur. M04510201950 modeline göre M12010401950 modelinde daha yüksek girdap sayısı oranına ulaşılmış ve bu değer tüm döndürücüler bazında en yüksek girdap sayısı oranı olmuştur.

Yakıt giriş çapındaki değişim ile referans döndürücüye kadar girdap sayısı oranı artış sergilemiş ve sonrasında ise girdap sayısında azalmalar başlamıştır. M04510202925 modelinden itibaren yakıt giriş çapının artırılması girdap sayısında küçük azalmalara neden olmuştur. M04510400975 ve M04510403900 girdap

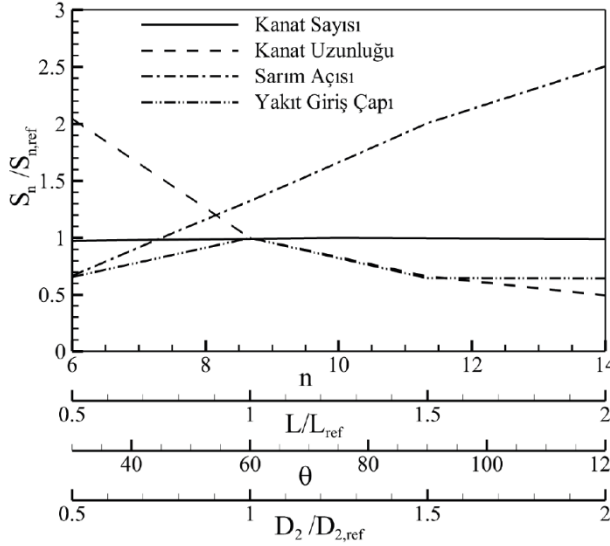
sayısı oranları sırası ile 0.657 ve 0.644 olarak hesaplanmıştır. Döndürücüler sonrası girdap sayısı değerinin 0.6'dan yüksek olması durumunda akıştaki girdabın güçlü, 0.4'den düşük olması halinde zayıf girdap yapısının olduğu kabul edilmektedir (Lefebvre ve Ballal, 2010). Sabit eşdeğerlilik oranında kanat üzerinde yapılan değişimler döndürücü çıkışındaki girdap sayısı dağılımını büyük oranda etkilemiştir. Kanat sarım açısındaki artış döndürücü çıkışındaki teğetsel

hızın artışına, kanat uzunluğundaki artış ise teğetsel hızın azalmasına neden olmuştur. Sarım açısının  $60^\circ$  ve daha yüksek olduğu modellerde kritik girdap sayısı değeri aşılmıştır ( $S_N > 0.4$ ). Kanat uzunluğunun 40 mm'den düşük olması ve kanat sarım açısının  $90^\circ$ 'den yüksek olan döndürücü modellerinde güçlü girdaplı akışın olduğu ( $S_N > 0.6$ ) belirlenmiştir. Bununla beraber diğer modellerde zayıf girdaplı akış meydana gelmiştir



Şekil 5. Döndürücü çıkışındaki girdap sayısının değişimi.





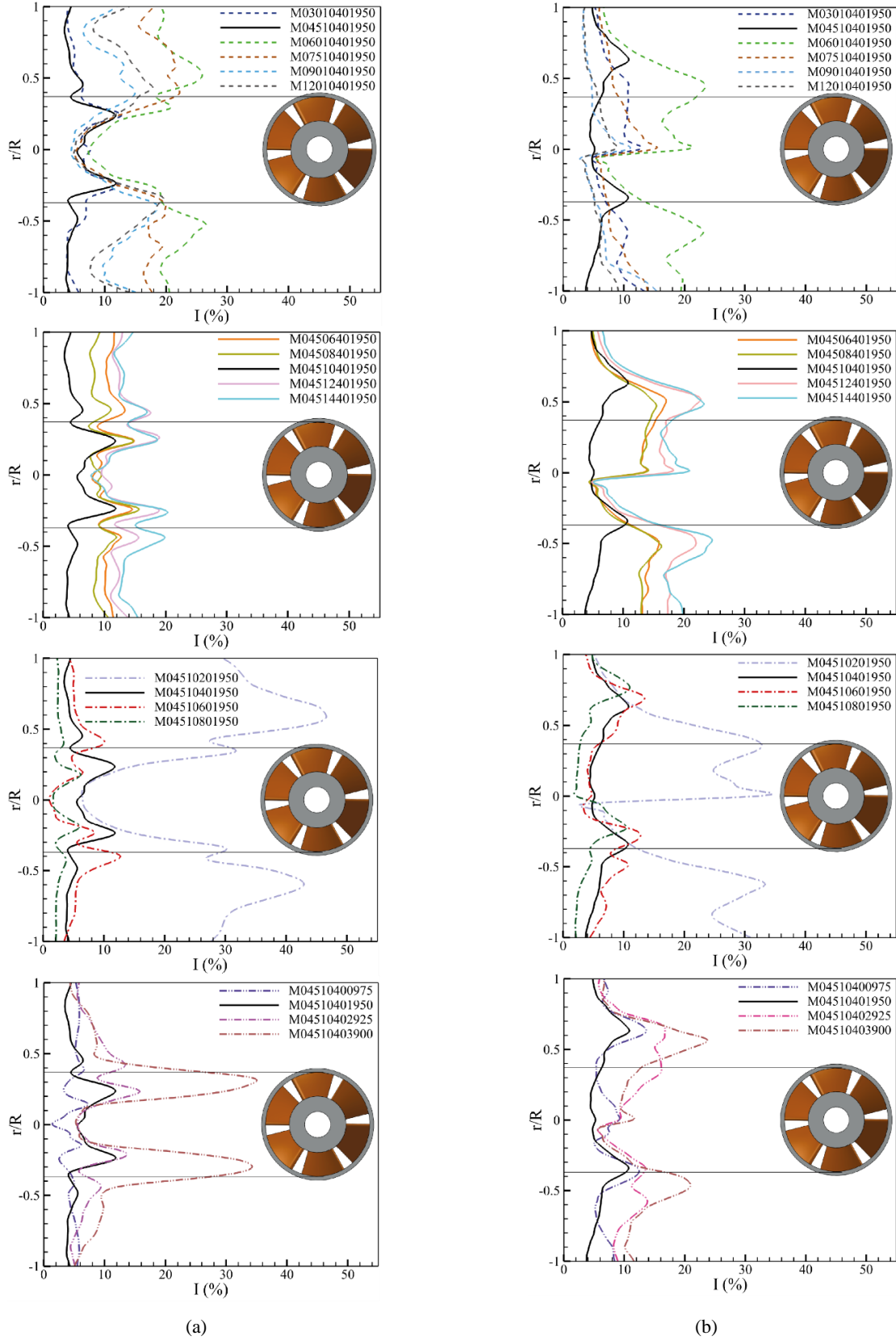
Şekil 6. Döndürücü çıkışındaki girdap sayısı dağılımı.

Yakıt ve hava karışımını karakterize eden parametrelerden bir tanesi de seyreltme bölgesi öncesi türbülans yoğunluğudur. Türbülans yoğunluğu dağılımı, yanmanın kararlılığı ve karışımın homojenitesi hakkında bilgi verebilir. Yanma odasının uzunluğu ( $L_{CC}$ ) 2 m ve yarıçapı ( $R$ ) 0.105 m'dir. Referans alınan döndürücü geometrisinde yanma reaksiyonunun genelde  $0 < L_R < 0.1$  m aralığında olduğu belirlenmiştir. Bu sebeple türbülans yoğunluğu dağılımları döndürücü çıkışından 0.02 m, 0.04 m, 0.06 m ve 0.1 m mesafede ( $L_R$ ) irdelenmiştir. Şekil 7'de görüldüğü üzere  $L_R/L_{CC}=0.01$  aralığında radyal eksen boyunca benzer ve simetrik bir türbülans yoğunluğu dağılımı oluşmaktadır. Döndürücünün etkisini incelemek için  $-0.37 < r/R < 0.37$  aralığına bakıldığında ani artışlar göze çarpmaktadır. Bu durum yakıt ve havanın döndürücü sonrası karışımını sergileyen bir oluşumdur. M06010401950 modeli için en yüksek türbülansın olduğu ve  $r/R=0.5$  noktasında türbülans yoğunluğunun %20 değerlerine yükseldiği görülmektedir. Bununla birlikte M03010401950 ve M04510401950 modelleri için yanma odalarında benzer dağılımlar olduğu ve en düşük türbülans yoğunluğunun bu döndürücüler ile olduğu belirlenmiştir. Kanat sayısı ile türbülans yoğunluğu değişimi incelendiğinde yine simetrik bir dağılım görülmektedir.  $-0.37 < r/R < 0.37$  aralığında döndürücünün etkisi ile türbülansta ani artışlar meydana gelmektedir. En düşük türbülans yoğunluğunun M04510401950 modelinde, en yükseklerinin ise M04512401950 ve M04514401950 modellerinde olduğu görülebilir. Döndürücü geometrileri tasarlanırken kanat uzunluğunun değişimi neticesinde döndürücü kanat giriş açısı da değişmiştir. Referans alınan döndürücü uzunluğuna göre daha kısa döndürücüler yüksek kanat giriş açısına, uzun döndürücüler ise düşük kanat giriş açısına sahip olmaktadır. Bu durum Şekil 5'te verildiği üzere girdap sayısının M04510201950 modelinde en yüksek değer elde edildiğinin de kanıtıdır. Döndürücü çıkışında havanın artan teğetsel ve eksenel hızı ile Şekil 7'de de

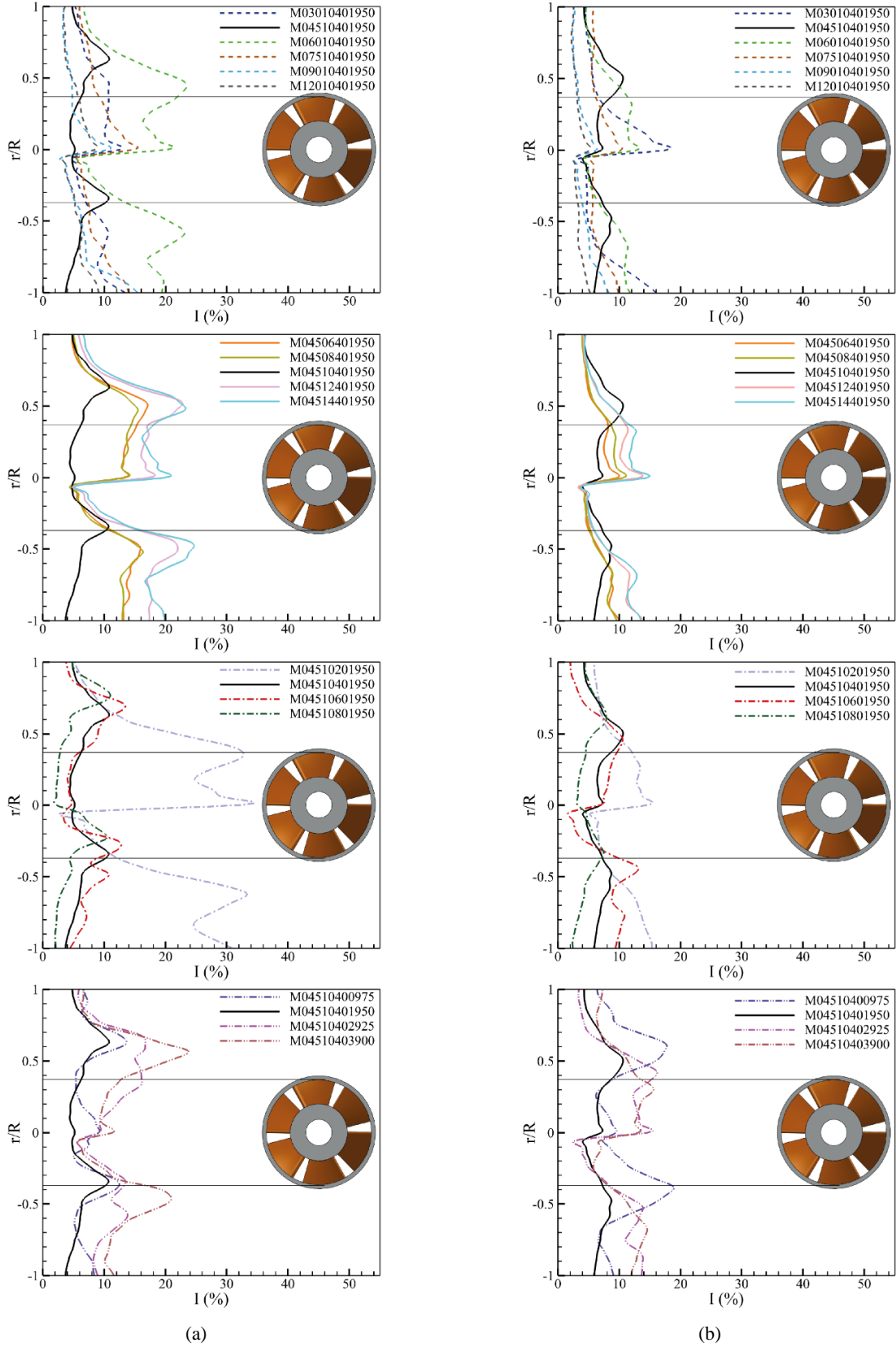
görüldüğü üzere diğer döndürücülere göre türbülans yoğunluğu artmıştır. M04510201950 modeli ile yakıt ve hava karışımının türbülans yoğunluğu  $-0.37 < r/R < 0.37$  aralığında %30 olduğu görülmektedir. Yanma reaksiyonu ile bu değer %40'ın üzerine çıkmıştır. M04510601950 ve M04510801950 modellerinde düşük kanat açısı ile döndürücüye giriş yapan havanın döndürücü sonrası M04510201950 ve M04510401950 modellerine göre daha düşük türbülans yoğunluğu bulunmuştur. Yakıt giriş çapının değiştirilmesi, dağılımının simetrik yapısını neredeyse hiç etkilememiştir. M04510400975 modelinde en düşük değerler elde edilirken, en yüksek değerler M04510402925 ve M04510403900 modellerinde görülmüştür. Özellikle  $-0.37 < r/R < 0.37$  aralığında M04510403900 modelinde diğer döndürücülere göre büyük artışlar gözlemlenmiş ve %34 türbülans yoğunluğu seviyelerine ulaşılmıştır.

$L_R/L_{CC}=0.02$  bölgesinde radyal eksen simetrik yapının kaybolduğu görülebilir. Bu düzlemdeki türbülans yoğunluğu dağılımı  $L_R/L_{CC}=0.01$  düzlemindekine göre daha yüksektir. M12010401950 (hatırlatmak gerekirse  $\theta=120^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=40$  mm,  $D_2=19.50$  mm) modelinde daha yüksek türbülans oluşmaktadır. Bu düzlem üzerinde  $0 < r/R < 0.37$  ve  $-0.5 < r/R < 0.7$  aralıklarında M12010401950 modelinde türbülans yoğunluğu % 24 değerine kadar ulaşmıştır. Diğer döndürücülerde yakın değerler elde edilmiştir.  $L_R/L_{CC}=0.02$  düzleminde en düşük değerlerin M04510401950 modelinde elde edildiği belirlenmiştir. En yüksek türbülans M04512401950 ve M04514401950 modellerinde görülmüş olup yoğunluğu %25'e kadar yükselmiştir.  $L_R/L_{CC}=0.01$  düzlemine göre  $L_R/L_{CC}=0.02$  düzleminde kanat sayısının etkisi daha belirginleşmiş ve M04510401950 modeline göre çok daha büyük artışlar gözlemlenmiştir.  $L_R/L_{CC}=0.02$  düzleminde  $L_R/L_{CC}=0.01$  düzleminde olduğu gibi M04510201950 modeli için  $0 < r/R < 0.37$  ve  $-0.5 < r/R < 0.7$  aralıklarında diğer döndürücülere göre yüksek artışlar meydana gelmiştir. M04510201950 modelinde türbülans yoğunluğu %34 olup  $L_R/L_{CC}=0.01$  düzlemine göre daha düşük bir seviyeye inmiştir.  $L_R/L_{CC}=0.02$  düzleminde M04510400975 ve M04510401950 modellerinde yakın değerler elde edilmiştir. M04510402925 ve M04510403900 yakıt giriş modellerinde ise daha yüksek değerler görülmüş ve türbülans yoğunluğu %24 seviyesine ulaşmıştır.

$L_R/L_{CC}=0.03$  ve  $L_R/L_{CC}=0.05$  düzlemleri yanmanın geliştiği ve tamamlandığı düzlemler olup Şekil 8'de görüldüğü üzere  $L_R/L_{CC}=0.01$  ve  $L_R/L_{CC}=0.02$  düzlemlerine göre daha yüksek değerlere ulaşılmıştır. Kanat yapısı bu düzlemlerde de etkisini göstermiş ve türbülans yoğunluğunun simetrik dağılımı kaybolmuştur. Genel olarak yakıt ve havanın karışımı, yanma reaksiyonunun gelişimi ve tamamlanma evreleri süresince türbülans yoğunluğu değerlerinde artışların meydana geldiği belirlenmiştir.



Şekil 7. a)  $L_R/L_{CC}=0.01$  b)  $L_R/L_{CC}=0.02$  referans bölgelerinde türbülans yoğunluğu dağılımı.



Şekil 8. a)  $L_r/L_{cc}=0.03$  b)  $L_r/L_{cc}=0.05$  referans bölgelerinde türbülans yoğunluğu dağılımı.

Yanma odalarının birincil bölgelerindeki sıcaklık değerleri tam yanma hakkında fikir vermektedir. Bu

sebeple Şekil 9'da referans döndürücüde yakıt girişi (a), kanat uzunluğu (b), kanat sayısı (c) ve kanat sarım açısı

(d) değişimi ile elde edilen sıcaklık oranı dağılımı (ortalama sıcaklığın adyabatik sıcaklığa göre oranı) verilmiştir. Sabit basınç altında gerçekleşen yanma uygulamalarında, çevre ile bir ısı ya da iş transferi yok ise reaktanların ve ürünlerin entalpileri eşittir (Mattingly vd., 2002). Bu eşitlik göz önüne alınarak adyabatik alev sıcaklığı referans alınan yakıt kompozisyonuna göre (bkz. Tablo 5) 2803 K olarak hesaplanmıştır. Alev şeklinin, M04510401950 (hatırlatmak gerekirse  $\theta=45^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=40$  mm,  $D_2=19.50$  mm) modelindeki kanat sarım açısından büyük durumlar için simetrik yapısını kaybettiği görülmektedir. Kanat sarım açısının değişiminin yanma verimi üzerine etkisi incelendiğinde en yüksek sıcaklık oranının M04510401950 modelinde elde edildiği görülmektedir. Kanat sarım açısının artması sıcaklık değerlerinde azalmaya neden olmaktadır. Seyreltme bölgesi öncesinde, M04510401950 modelinde  $T_{ref}/T_{ady}$  sıcaklık oranı 0.793 değerine yükselirken M12010401950 modelinde bu oran 0.722'e kadar düşmektedir.

Kanat sayısının alevin simetrik yapısını bozmadığı ve alevin U şekline büründüğü görülmektedir. Yanmanın, kanat sarım açısı çalışmasında olduğu gibi seyreltme bölgesi öncesinde tamamlandığı belirlenmiştir. M04510401950 modelinde en yüksek  $T_{ref}/T_{ady}$  sıcaklık oranının 0.793 değerinde olduğu, M04514401950 modelinde ise bu değerin 0.755 olduğu görülmüştür. Bu sonuçlara göre 10 kanat sayısı için, artan ve azalan kanat sayıları yanma verimini düşürücü nitelikte olduğu düşünölmektedir.

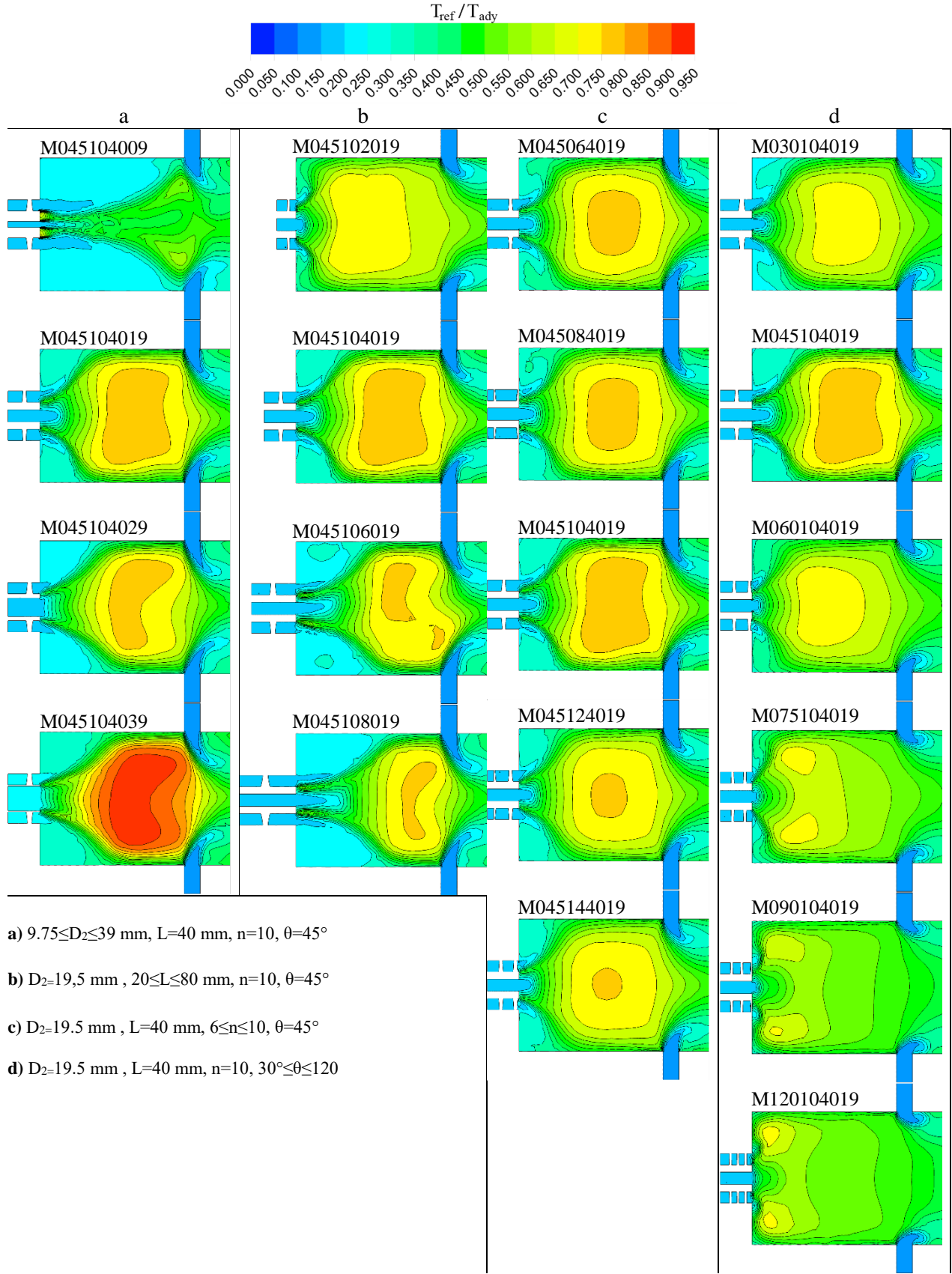
Kanat uzunluğu çalışmasında alevin M04510201950 ve M04510401950 modellerinde simetrik yapısının korunduğu, fakat diğerleri için bu yapının bozulduğu görülmektedir. M04510201950 ve M04510401950 modelleri için sıcaklık değerlerinde artışlar olurken, diğer modellerde sıcaklık değerlerinde düşüşler meydana gelmiştir.

Yakıt giriş çapının yanma üzerine etkisi incelendiğinde M04510403900 modelinde, referans alınan döndürücüye (M04510401950) göre daha yüksek sıcaklık değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Referans alınan döndürücöden sonra artan yakıt giriş çapının alevin yapısı üzerinde önemli bir etkisinin bulunmadığı belirlenmiştir. M04510400975 modelinde yanmanın seyreltme deliklerine yakın bir bölgede başladığı ve seyreltme deliklerinden gelen havanın yanma gelişmesine engel olduğu tespit edilmiştir. Bu durum M04510400975 modelinde en yüksek  $T_{ref}/T_{ady}$  sıcaklık oranının yanma

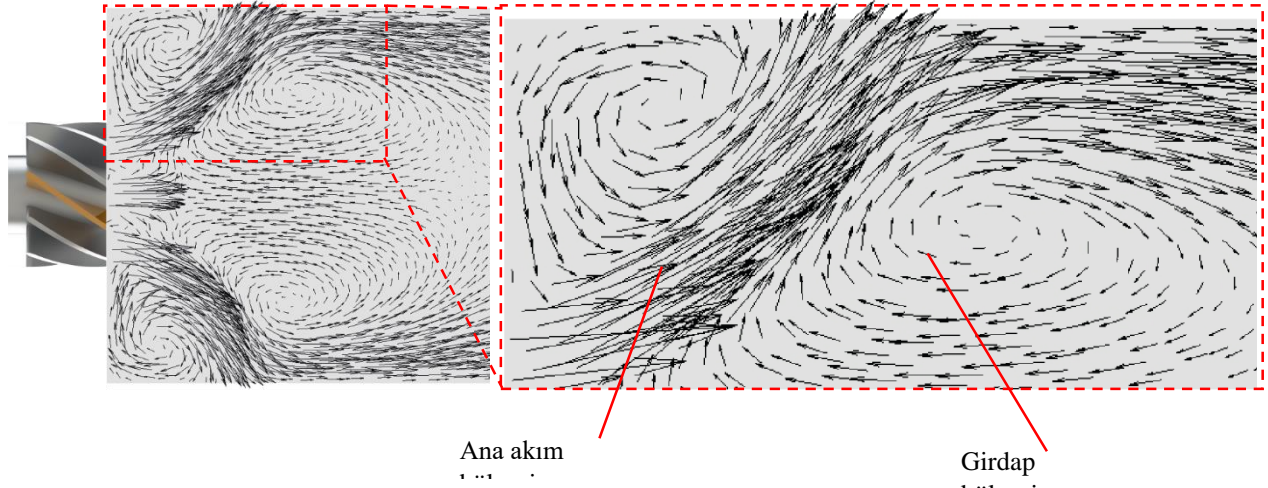
odasında 0.65'e kadar düşüşüne neden olmuştur. Burada yakıt hattı alanının değişmesine rağmen yakıt debisinin değişmediği unutulmamalıdır. Yakıt hattının alanı azaldıkça yakıtın yanma odasına giriş hızı artmaktadır. Bu durum yakıt hava karışımının sağlanması için gereken zaman diliminde yakıtın döndürücöden daha uzağa taşınmasına sebep olmaktadır. Bu sebeple düşük çaplarda alev oluşumu seyretme deliklerine doğru yaklaşmaktadır. Oysa çap büyüdüğünde yakıt çıkış hızı düşmekte ve yakıt hava ile karışarak hava hızında süröklenmektedir. Bunun sonucu olarak yanma hep aynı bölgede oluşurken yakıt hızı azaldıkça karışım verimliliği artmaktadır.

Kanat sarım açısının, alevin yapısına ve sıcaklık dağılımına büyük etkisinin olduğu görölmüştür. Benzer şekilde kanat sayısının sıcaklık dağılımına, kanat uzunluğunun ise sıcaklık dağılımı ile birlikte alev yapısına etkisinin olduğu belirlenmiştir. Yakıt giriş çapı ise daha çok yanmanın gerçekleştiği bölgeye tesir etmektedir. Yapılan sayısal analizler sonrası M04510401950 ve M04510403900 modellerinde en yüksek yanma verimi sağlandığı görölmektedir. Şekil 7'de  $LR/LCC=0.01$  düzleminde ve  $-0.37 < r/R < 0.37$  aralığındaki türbölans yoğunluğu değerinin M04510401950 ve M04510403900 modellerinde %10 ve %30 arasında yer aldığı tespiti yapılmıştır.

Eksenel döndürücöler sonrası Şekil 10'da göröldüğü üzere yakıt-havanın karıştığı girdap bölgesi ve ana akım bölgeleri meydana gelmektedir. Girdap bölgesi sonrasında, ters eksenel hız kaybolur ve girdabın etkisindeki azalış nedeniyle eksenel hız merkeze doğru kayar (Lefebvre ve Ballal, 2010). Şekil 9'da verilen sıcaklık oranları dağılımları incelendiğinde yakıt giriş çapının artışı neticesinde girdap bölgesinin eksenel doğrultuda seyreltme deliklerine yaklaştığı görölmektedir. M04510400975 modelinde yakıtın hızındaki artış nedeniyle hava ile etkileşim döndürücüye çok yakın bir bölgede başlamış ve zayıf bir girdap bölgesi oluşumu meydana gelmiştir. Bu durumun bir sonucu olarak yüksek sıcaklık bölgeleri seyreltme deliklerine yakın bölgelerde oluşmuştur. Kanat uzunluğunun artışı yakıt giriş çapının değişiminde olduğu gibi girdap bölgelerini seyreltme deliklerine yaklaştırmış ve girdap bölgesi uzunluğunu (radyal eksen boyunca) da azaltmıştır. Kanat sayısı ve kanat sarım açısının artışı benzer etkiler göstermiş ve girdap bölgesi uzunluğunu (radyal eksen boyunca) artırmıştır.



Şekil 9. Yanma odalarında ortalama sıcaklık dağılımları.



Şekil 10. Girdap akım alanı.

### Döndürücü Sonrası Emisyon Gazları Dağılımlarının İncelenmesi

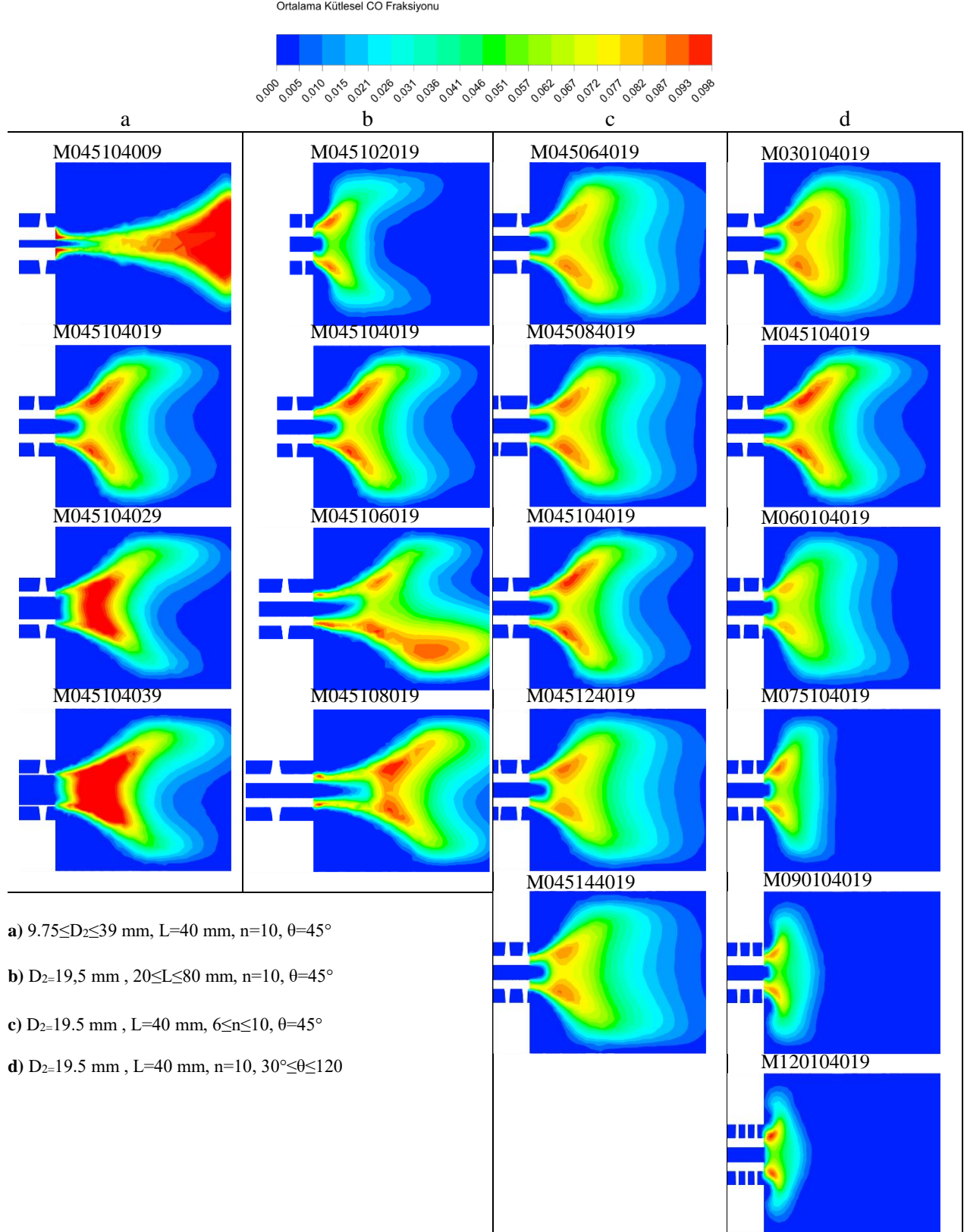
Yanmayı karakterize eden parametrelerden bir tanesi de CO kütleli fraksiyonudur. CO kütle fraksiyonunun artışının yanma verimini olumsuz yönde etkilediği bilinmektedir (Yihua vd, 2019). Yanma odalarında yanma reaksiyonları sonrası CO ve CO<sub>2</sub> döngüsünün devamlılığı ve CO miktarının yanma sonrası azaltılması hedeflenmektedir.

CO ve CO<sub>2</sub> döngüsünün anlaşılması için yanmanın gerçekleştiği bölgede CO kütle fraksiyonu dağılımına bakmak gerekir. Yapılan zamana dayalı çözümlerinde Şekil 11’de referans döndürücüde yakıt girişi (a), kanat uzunluğu (b), kanat sayısı (c) ve kanat sarım açısı (d) değişimi ile birincil bölgede CO kütle fraksiyonları dağılımları verilmiştir. Döndürücü sonrası yanma reaksiyonları başlamakta ve CO kütle fraksiyonlarında artışlar meydana gelmektedir. Kanat sarım açısı CO kütle fraksiyonunun dağılımını önemli ölçüde etkilemiştir. M04510401950 (hatırlatmak gerekirse  $\theta=45^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=40$  mm,  $D_2=19.50$  mm) modelinde CO kütle fraksiyonunun 0.098 değerine kadar ulaştığı görülmektedir.  $45^\circ$  sarım açısından büyük sarım açılarında ise CO oluşumu azalmaktadır. En düşük CO kütle fraksiyonu M06010401950 modelinde elde edilmektedir. CO<sub>2</sub> oluşumu; 6-10 kanat sayısı arasında artmış, 10 kanat sayısından sonra azalmıştır. En yüksek CO ve CO<sub>2</sub> kütle fraksiyonu M04510401950 modelinde ortaya çıkmaktadır. Farklı kanat uzunluğuna sahip döndürücüler için yapılan sayısal çalışmalar neticesinde döndürücü modellerinde CO kütle fraksiyonunda yakın değerler elde edilmiştir. Yakıt giriş çapının değişimi ile M04510403900 modelinde en yüksek CO kütle fraksiyonu elde edilmiş ve 0.098 sınırını aşılmıştır. CO kütle fraksiyonu dağılımı ile alev ve yanmanın simetrik yapısı da belirlenebilmektedir.  $45^\circ$  kanat sarım açısından büyük kanat sarım açısı ile yanmanın daha küçük bir bölgede gerçekleştiği ve kanat sarım açısının yanmanın

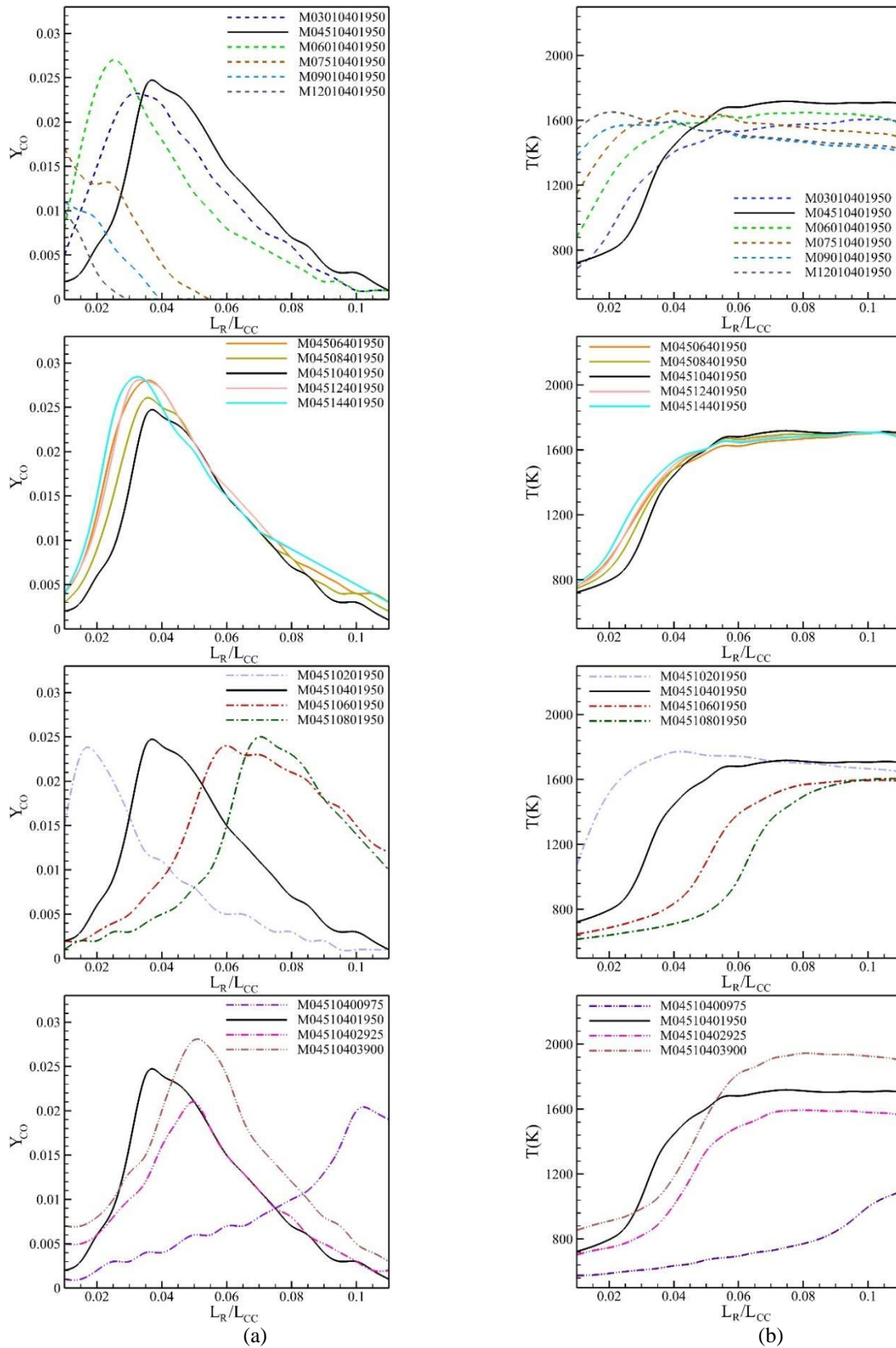
simetrik yapısını etkilemediği görülmüştür. Kanat sayısı değişiminin de alev yapısına önemli ölçüde etki etmediği ve bu yapının korunduğu belirlenmiştir. Bununla beraber kanat uzunluğu çalışmada yalnızca M04510601950 modelinde alev şeklinin değiştiği ve simetrik yapısının kaybolduğu görülmüştür. M04510601950 ve M04510801950 modellerindeki sonuçlara bakıldığında yanmanın daha büyük bir bölgede gerçekleştiği anlaşılmıştır. Yakıt çapının değişmesi yanmanın simetrik yapısını etkilememiştir. Yalnız M04510400975 modelinde CO ve CO<sub>2</sub> döngüsündeki verimsizlik CO dağılımı ile daha net görülmektedir. Şekil 12’de çizgisel olarak yanma odasının merkez ekseninden geçen CO kütle fraksiyonları ve sıcaklık değerlerinin 5000 zaman adımı için alınmış zaman ortalamaları verilmiştir. CO kütle fraksiyonu dağılımlarına göre M09010401950 ve M12010401950 modelleri için yanmanın  $L_R/L_{CC}=0.01$  civarında başladığı ve  $L_R/L_{CC}=0.02$ ’e kadar devam ettiği görülmektedir. Referans alınan döndürücüye göre yanma,  $L_R/L_{CC}=0.025$  civarında başlamakta ve  $L_R/L_{CC}=0.07$ ’e kadar tamamlanmaktadır. CO kütle fraksiyonunun M09010401950 ve M12010401950 modellerinde  $L_R/L_{CC}=0.01$  bölgesinden itibaren azalmaktadır. CO ve CO<sub>2</sub> döngüsü,  $L_R/L_{CC}=0.03$  bölgesine kadar yeterli sıcaklığın varlığı nedeniyle devam edebilmektedir. Kanat sayısı, sıcaklık ve CO kütle fraksiyonunu neredeyse değiştirmemiştir. Kanat uzunluğu çalışmaları ise M04510201950 modelinde yanmanın  $L_R/L_{CC}=0.01$  bölgesinde başladığını göstermektedir. M04510201950 modeli ile meydana gelen ani sıcaklık artışı CO ve CO<sub>2</sub> döngüsünün daha küçük bir bölgede tamamlandığına işaret etmektedir. M04510601950 ve M04510801950 modellerindeki düşük sıcaklık değerleri ise CO ve CO<sub>2</sub> döngüsünün daha uzun bir aralıkta gerçekleşmesine neden olmuştur. M04510403900 modelinde yüksek yanmanın simetrik yapısının bozulmaması ve alev şeklinin korunabilmesi en yüksek sıcaklık değerine ulaşıldığını kanıtlamaktadır. M04510400975 modelinde yakıt hızının yanma reaksiyonu için yüksek oluşu, yanmanın

$L_R/L_{CC}=0.1$  bölgesine kadar tamamlanamamasına neden olmuştur. Seyreltme deliklerinin etkisi ile sıcaklık değerlerindeki ani düşüş CO ve CO<sub>2</sub> döngüsünü etkilemiş ve birincil bölge çıkışında yüksek CO kütle fraksiyonu ortaya çıkmıştır. CO gibi emisyon gazları çevre sağlığını olumsuz yönde

etkilemektedirler. CO<sub>2</sub> oluşumdaki 1200 K üzerindeki artışın, CO mol fraksiyonu değerlerinde düşüşlere sebebiyet vermektedir (Mardani vd, 2013). Şekil 12 incelendiğinde CO oluşumu 1200 K'den sonra azalış eğilimi sergilediği görülebilir.



Şekil 11. Yanma odalarında ortalama CO kütle fraksiyonu dağılımları.



Şekil 12. Yanma odasında ortalama a) CO kütle fraksiyonu b) sıcaklık değişimi.

Şekil 13'te referans alınan sıcaklık değerinin görüldüğü bölgenin ( $V^*$ ) yanma odası bölgesine ( $V_{CC}$ ) hacimsel oranı verilmiştir. Yüksek sıcaklığın meydana geldiği bölge artışı ile CO oluşumunun daha fazla

azaltılabileceği düşünülmektedir. Kanat sayısının değişimi ile yanma odasındaki sıcaklık dağılımı incelendiğinde 1200-2100 K aralığında döndürücü modellerinde yakın hacim oranlarının meydana geldiği

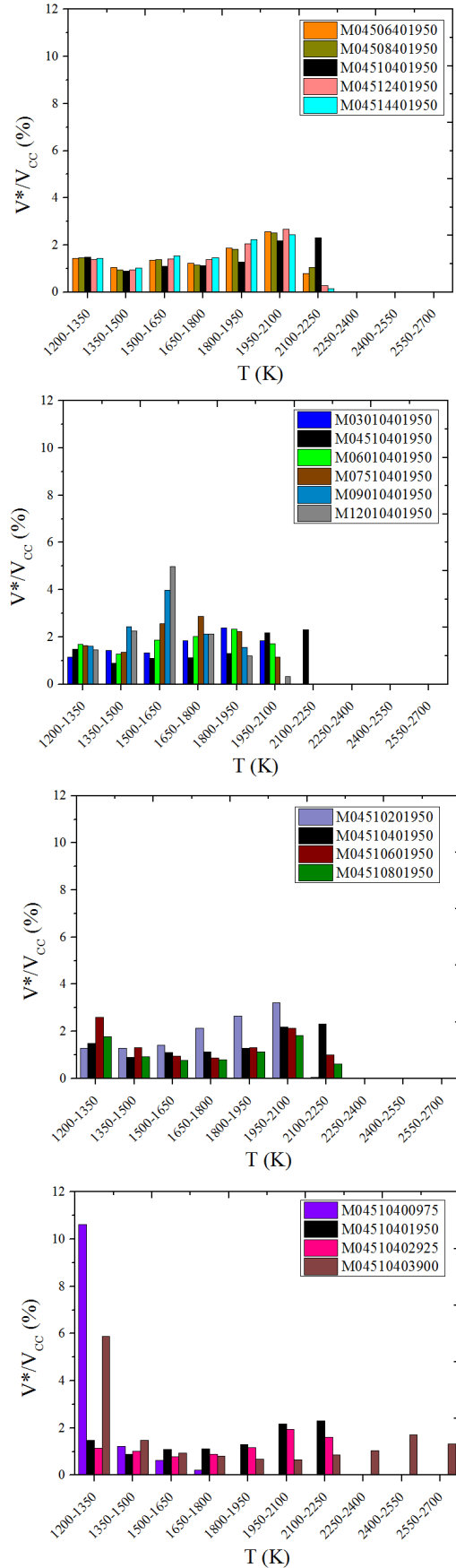


görülmektedir. 2100-2250 K aralığında  $V^*/V_{CC}$ , M04510401950 (bkz. Tablo1) modeline kadar artış göstermiş ve sonrasında artan kanat sayısı ile düşüş eğilimine geçmiştir. Kanat sayısı çalışmada  $V^*/V_{CC}$ ; 2100-2250 K aralığında M04510401950 modelinde %2.3'e kadar yükselirken, M04514401950 modelinde %0.14'e kadar düşüş görülmüştür. Sarım açısı çalışmada 1800-1950 K sıcaklık aralığına kadar  $V^*/V_{CC}$  için yakın değerler elde edilmiştir. 1500-1650 K sıcaklık aralığında M12010401950 modelinde en yüksek  $V^*/V_{CC}$  elde edilmiştir ve bu değer %4.98 olarak hesaplanmıştır. 1950-2100 K sıcaklık aralığına M12010401950 modeline sahip yanma odasında ulaşamadığı görülmektedir. 2100-2250 K sıcaklık aralığının ise yalnız M04510401950 modeline sahip yanma odasında elde edilmiştir.

Kanat uzunluğunun değişimi ile yanma odasındaki sıcaklık dağılımı incelendiğinde 1650-1800 K'e kadar yakın değerler elde edildiği ve daha yüksek sıcaklıklarda M04510201950 (hatırlatmak gerekirse  $\theta=45^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=20$  mm,  $D_2=19.50$  mm) modelinde  $V^*/V_{CC}$  oranında daha yüksek değerlere ulaşılmıştır. 2100-2250 K sıcaklık aralığında kanat uzunluğundaki artış M04510401950 modeline kadar  $V^*/V_{CC}$  yükselirken daha yüksek kanat uzunluklarında bu oranın düşüş eğilimine geçiş yaptığı görülmektedir. 2100-2250 K sıcaklık aralığında en yüksek  $V^*/V_{CC}$ , M04510401950 modelinde elde edilmiş ve bu oran %2.3 olarak bulunmuştur. Yakıt giriş çapının değişimi ile M04510400975 modeli ile çok düşük sıcaklık dağılımları meydana gelmiştir. 2250 K'den daha yüksek sıcaklıklar sadece M04510403900 modeli ile elde edilebilmiştir. M04510403900 modeline sahip yanma odasında en yüksek sıcaklık aralıklarında (2550-2700 K)  $V^*/V_{CC}$  %1.32 olarak hesaplanmıştır.

Sonuç olarak referans sıcaklık değerlerine göre hacim oranları incelendiğinde sarım açısı ve kanat uzunluğu değişimi ile büyük farklılıkların meydana geldiği düşünülmektedir. Yüksek sıcaklıklarda ( $T_{ref} \geq 2100$  K) artan sarım açısı ve azalan kanat uzunluğu referans alınan sıcaklığın görüldüğü bölgenin ihmal edilebilir seviyelere kadar düştüğü görülmektedir. Bu durum CO-CO<sub>2</sub> döngüsünün tamamlanamayıp farklı hidrokarbon ve atık gazı türevlerinin meydana gelmesine yol açabilir.

Yapılan sayısal analizler sonrası  $\phi=0.679$  değerindeki yanma uygulamalarında kanat yapısı üzerine yapılan modifikasyonlar ile CO derişimi azaltılabilirken, döndürücüler ile en yüksek 2250 K sıcaklıklarına ulaşılabilmiştir. Yakıt giriş çapı üzerine yapılan değişimler sonrası M04510403900 modeline sahip yanma odasında 2550-2700 K sıcaklık aralığı elde edilmiş ve yanma verimi artırılabilmiştir.



Şekil 13. Farklı sıcaklık değerlerinin döndürücü modellerine göre yanma odasında dağılımı.

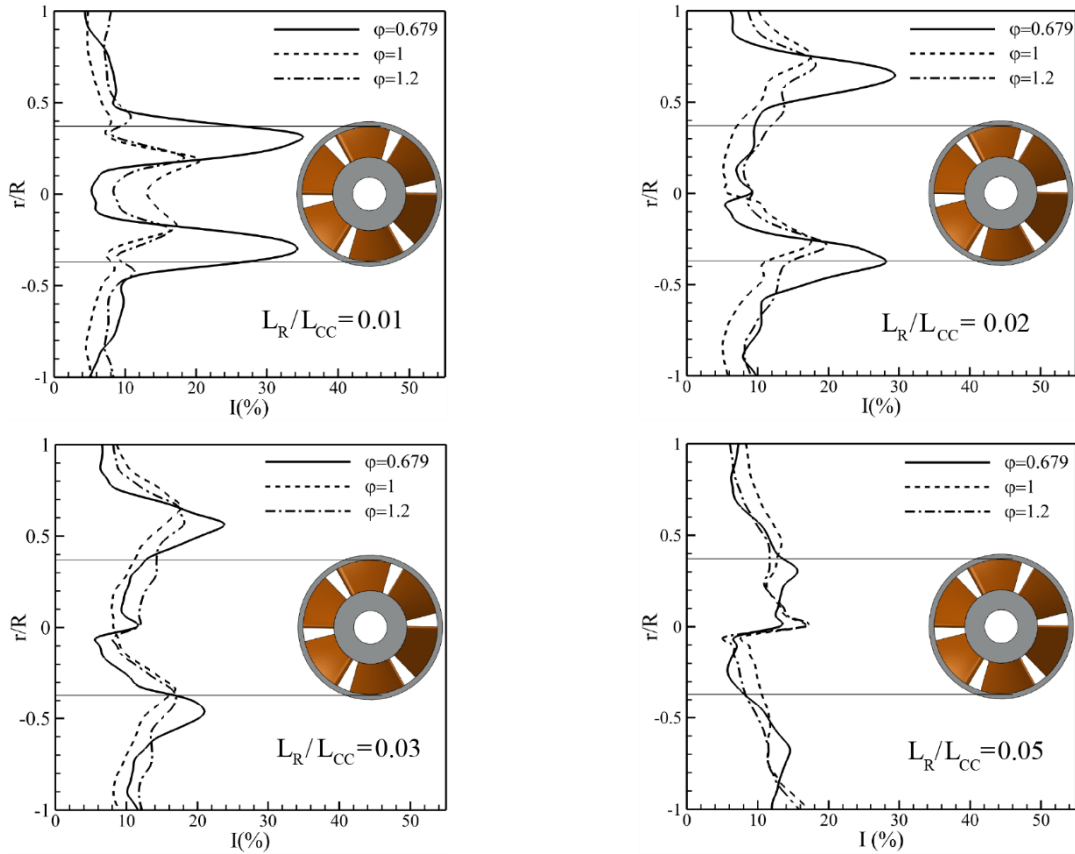
## Farklı Eşdeğerlilik Oranlarında Akış Yapısının İncelenmesi

Gaz türbinli motorlar ya da döndürücülerin kullanıldığı uygulamalar düşünüldüğünde farklı yakıt/hava karışım gereksinimi oluşmaktadır. Bu durum yanma odalarındaki akış yapısını değiştirmektedir. Çalışmanın bu aşamasında; fakir, stokiyometrik ve zengin yanma koşullarında yanma odasındaki akış yapısı incelenmiştir. Referans alınan deneysel çalışmada fakir oranı  $\phi=0.697$  koşulu için en yüksek değerler elde edilmiştir. Bu bölgede stokiyometrik ve zengin yanma koşullarında çok daha düşük türbülans yoğunluğu dağılımı gerçekleşmiştir.  $0.01 < L_R/L_{CC} < 0.05$  aralığında türbülans yoğunluğu dağılımı değişmemiş ve en yüksek türbülans değerleri fakir yanma koşullarında oluşmuştur. Özellikle  $L_R/L_{CC}=0.05$  bölgesinde türbülans yoğunluğu dağılımlarının birbirine oldukça yakınlaştığı görülmüştür. Türbülanslı difüzyon alevlerinde büyük ölçekli girdap hareketleri ile reaktanlar makro ölçekte karıştırılır ve sonrasında küçük ölçekli girdaplara aktarılır (Ohtake, 1993). Bu nedenle türbülanslı difüzyon alevlerine türbülans değerlerindeki değişimin etkisi büyüktür. Bu makalede fakir yanma koşullarında  $0.01 \leq L_R/L_{CC} \leq 0.02$  ve  $-0.37 < r/R < 0.37$  aralıklarında yanmanın başladığına dikkat çekilmiştir. Yine bu aralıklarda türbülans yoğunluğunun %34 seviyelerine ulaştığı ve %20 seviyesinin altına düşmediği aktarılmıştır.

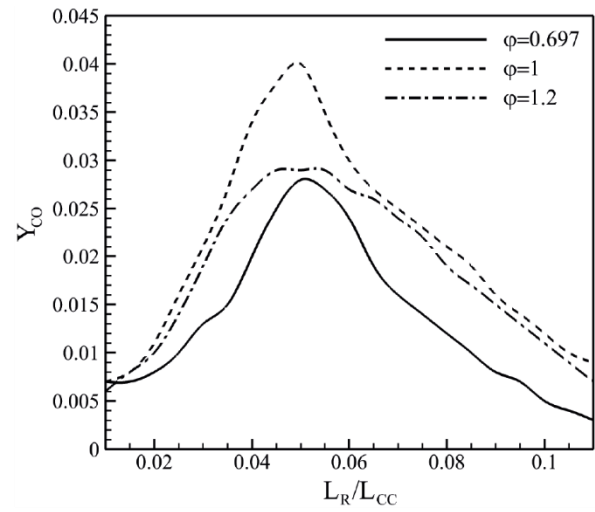
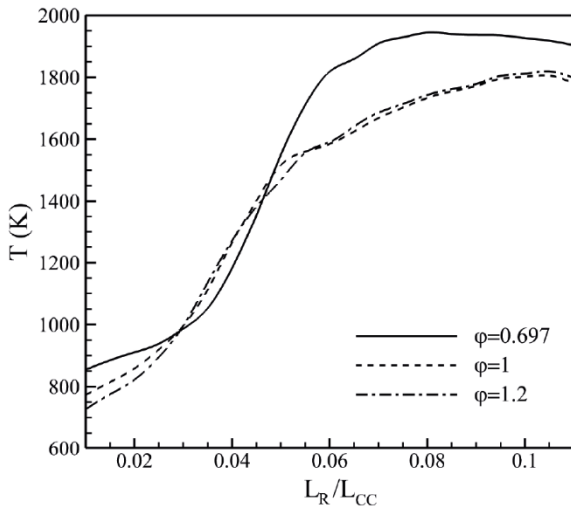
bir yanma ( $\phi=0.697$ ) gerçekleştirilmiştir. Stokiyometrik ve zengin yanma koşulları için seçilen eşdeğerlilik oranları 1 ve 1.2'dir. Çalışmada fakir yanma koşulunda en verimli yanmanın gerçekleştiği M04510403900 döndürücü modeli için sayısal çalışmalar yürütülmüştür.

Yakıt-hava karışımı ve yanmanın kararlılığı konusunda önemli bir ölçüt olan türbülans yoğunluğu için Şekil 14'e bakılabilir.  $L_R/L_{CC}=0.01$  bölgesinde eşdeğerlilik Stokiyometrik ve zengin yanma koşullarındaki sıcaklık değişimleri, türbülans yoğunluğunun yanma verime üzerine etkisini bir kez daha ortaya koymuştur. Türbülans yanmanın başlangıç bölgelerinde azalmış, bu da yanma veriminin düşmesine sebep olmuştur. Öyle ki fakir yanma koşulundan daha düşük sıcaklık değerleri ile karşılaşmıştır. Bununla beraber, zengin ve fakir yanma koşullarında yakın sıcaklık dağılımları belirlenmiştir.

Şekil 15'te fakir, stokiyometrik ve zengin yanma koşullarında çizgisel olarak yanma odasının merkez ekseninden geçen CO kütle fraksiyonları ve sıcaklık değerlerinin 5000 zaman adımı için alınmış zaman ortalamaları verilmiştir.  $0.01 \leq L_R/L_{CC} \leq 0.02$  bölgesinde CO kütle fraksiyonlarında yakın değerler elde edilmiştir. Zengin karışımın yapısı gereği yanma sonrası daha yüksek CO kütle fraksiyonunun meydana



Şekil 14. Farklı eşdeğerlilik oranlarında türbülans yoğunluğu dağılımı.



Şekil 15. Farklı eşdeğerlilik oranlarında a) Sıcaklık b) CO kütle fraksiyonu dağılımı.

geleceği bilinmektedir. Gerek türbülans gerekse girdap sayısı dağılımı nedeniyle stokiyometrik ve zengin yanma koşullarında benzer sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Birincil bölge çıkışındaki ( $L_R/L_{CC}=0.1$ ) CO kütle fraksiyonu değerlerinin zengin ve stokiyometrik yanma koşulları için yakın olması sıcaklık dağılımındaki benzerliğin bir sonucu olduğu düşünülmektedir.

## SONUÇLAR

Bu çalışmada farklı döndürücü geometrilerin yanma üzerine etkisi incelenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında referans alınan döndürücü yeniden tasarlanmıştır. Referans alınan döndürücü kullanılarak yapılan sayısal ve deneysel çalışmaların sonuçları karşılaştırılmış olup yakın değerlerin elde edilmesiyle sayısal yöntem doğrulanmıştır. İkinci aşamada farklı kanat sarım açısı, kanat sayısı, kanat uzunluğu ve yakıt giriş çapı parametreleri ile 16 yanma geometrisi oluşturulmuştur. Referans alınan döndürücü için yapılan sayısal analizlerdeki türbülans modeli, yanma modeli, aynı sınır şartları ve aynı ayırıştırma yöntemleri uygulanarak sayısal analizler tekrarlanmıştır. Bulunan sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Yanma sonrası  $T_{ref}/T_{ady}$  sıcaklık oranı dağılımları incelendiğinde U alev şekli ile karşılaşılmıştır. Kanat sarım açısının alev şekli üzerine önemli etkisinin olduğu belirlenmiştir.  $75^\circ$ ,  $90^\circ$  ve  $120^\circ$  sarım açılarında U alev şeklinin tamamen yok olduğu görülmüştür.

Alevin simetrik yapısı üzerine kanat uzunluğunun etkisinin olduğu belirlenmiştir. Özellikle M04510401950 modelinden daha büyük kanat uzunluğuna sahip döndürücülerdeki yanma odalarında alevin simetrik yapısının kaybolduğu görülmüştür. Kanat sayısı, kanat sarım açısı ve yakıt giriş çapının alevin simetrik yapısı üzerine etkisinin düşük olduğu saptanmıştır.

Yakıt giriş hızının artışı ile yanma veriminin yüksek oranda değiştiği, M04510400975 ( $\theta=45^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=40$

mm,  $D_2=9.75$  mm) modelinde CO kütle fraksiyonu dağılımı ile anlaşılmıştır. M04510400975 modeli sonrası birincil bölge çıkışında CO kütle fraksiyonu değerinin 0.018 olduğu ve referans alınan döndürücüde bu değer aynı bölgede 0.002 olduğu belirlenmiştir. Bu durum aynı zamanda düşük yakıt çapına sahip döndürücülerde daha yüksek emisyon değerinin elde edileceğini de göstermektedir.

Döndürücü veriminin belirlenebilmesi için yanma odasındaki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Buna göre en yüksek sıcaklık dağılımının M04510401950 ve M04510403900 yakıt girişine sahip döndürücü geometrisinde elde edildiği ve yanma odasındaki sıcaklığın 2629 K sıcaklık değerine ulaşabildiği görülmüştür. Referans alınan döndürücüde ise 2225 K değerine yakın sonuçlar elde edilmiştir.

Fakir yanma koşullarında en yüksek yanma veriminin M04510403900 modelinde ( $\theta=45^\circ$ ,  $n=10$ ,  $L=40$  mm,  $D_2=39.00$  mm) elde edilmesi ile stokiyometrik ve zengin yanma koşullarında yanma odasındaki akış yapısının değişimi incelenmiştir. Stokiyometrik ve zengin yanma koşullarında fakir yanmaya göre daha düşük türbülans yoğunluğu elde edilmesi yanma verimini oldukça etkilemiş ve yanma odasındaki sıcaklık değerlerinin sırası ile 138.8 K ve 125.4 K azalmasına neden olmuştur.

İleriki çalışmalarda benzer test düzeneğinin kurulması, yeni modelin üretilerek deneysel olarak doğrulamasının yapılması, tasarım uzayının genişletilmesi, analizlerde LES yönteminin kullanılması ve sınır ağları yöntemi ile optimizasyon yapılması planlanmaktadır.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma Eskişehir Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Koordinasyon Birimi tarafından (Proje No:19ADP078) desteklenmiştir.

## KAYNAKLAR

- Abubakar Z., Shakeel M. R. and Mokheimer E. M. A., 2018, Experimental and Numerical Analysis of Non-Premixed Oxy-Combustion of Hydrogen-Enriched Propane in a Swirl Stabilized Combustor, *Energy*, 165, 1401-1414.
- Eldrainy Y.A., Saqr K. M., Aly H.S. and Mohd Jaafar M. N., 2009, CFD insight of the flow dynamics in a novel swirler for gas turbine combustors, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 936-941.
- Hoda A., Rahman T. M. R., Asrar W. and Khan S. A., 2021, A Comparative Study of Natural Gas and Biogas Combustion in A Swirling Flow Gas Turbine Combustor, *Combustion Science and Technology*, <https://doi.org/10.1080/00102202.2021.1882441>
- İlbaş M., Karyeyen S. and Yılmaz İ., 2016, Effect of swirl number on combustion characteristics of hydrogen-containing fuels in a combustor, *International Journal of Hydrogen Energy*, 41, 7185-7191.
- Jones W. P. and Whitelaw J. H., 1982, Calculation Methods for Reacting Turbulent Flows: A Review, *Combustion and Flame*, 48, 1-26.
- Jeong Y. K., Jeon C. H. and Chang Y. J., 2004, Effects of a Swirling and Recirculating Flow on the Combustion Characteristics in Non-Premixed Flat Flames, *KSME International Journal*, 18, 499-512.
- Kwark J. H., Jeong Y. K., Jeon C. H. and Chang Y. J., 2004, Effect of Swirl Intensity on the Flow and Combustion of a Turbulent Non-Premixed Flat Flame, *Turbulent and Combustion*, 73, 231-257.
- Lauder B. E. and Spalding D. B., 1974, The Numerical Computation of Turbulent Flow, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, 269-289.
- Lefebvre A.H. and Ballal D. R., 2010, Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions, 140-146.
- Mardani A., Tabejamaat S. and Hassanpour S., 2013, Numerical Study of CO and CO<sub>2</sub> formation in CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub> blended flame under MILD condition, *Combustion and Flame*, 160, 1636-1649.
- Mattingly D. J., Heiser W. H. and Pratt D. T., 2002, Aircraft Engine Design, 330-339
- Midgley K., Spencer A. and McGuirk J. J., 2005, Unsteady flow structures in radial swirler fed fuel injectors, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 127, 755-764.
- Ohtake K., 1993, *Advanced Combustion Science*, 1-7.
- Patel V. and Shah R., 2019, Effect of Swirl and Number of Swirler Vanes on Combustion Characteristics of Methane Inverse Diffusion Flame, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33, 1947-1958.
- Poinsot T. and Veynante D., 2005, *Theoretical and Numerical Combustion*, 313-325.
- Pourhoseini H.S. and Asadi R., 2017, An Experimental Study of Optimum Angle of Air Swirler Vanes in Liquid Fuel Burners, *Journal of Energy Resources Technology*, DOI: 10.1115/1.4035023
- Prakash R.S., Santhosh K.S. and Sadanandan R., 2020, Flame Characteristics and Pollutant Emissions of a Non-premixed Swirl Burner with Annular Swirling Fuel Injection, *Recent Asian Search on Thermal and Fluid Sciences*, DOI: 10.1007/978-981-15-1892-8\_42.
- Rajabi V. and Amani E., 2018, A Computational Study of Swirl Number Effects on Entropy Generation in Gas Turbine Combustors, *Heat Transfer Engineering*, DOI:10.1080/01457632.2018.1429056.
- Sayyar A. and Davani A., 2021, Numerical optimization of flame stability in a swirl combustion chamber with helical tapes, *Thermal Science and Engineering Progress*, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100815>
- Serag-Eldin M. A., and Spalding D. B., 1979, Computations of Three-Dimensional Gas-Turbine Combustion Chamber Flows, *The American Society of Mechanical Engineers*, 101, 326-336.
- Shah R. D., 2015, Thermal and Emission Characteristics of a Can Combustor, *Heat Mass Transfer*, 52, 499-509.
- Shahin I., Elsemary I. M. M, Abdel-Rehim A. A., Attia A. A. A. and Elnagar K. H., 2016, Optimization of stepped conical swirler with multiple jets for pre-mixed turbulent swirl flames, *Applied Thermal Engineering*, 102, 359-374.
- Tret'yakov V. V., 2007, Calculation of fuel distribution in the combustion chamber front device equipped with a three-stage swirler, *Russian Aeronautics*, 50, 395-401.
- Wang X., Lin Y., Zhang C. and Tian X., 2015, Effects of Swirl Cup's Secondary Swirler on Flow Field and Ignition Performance, *Journal of Thermal Science*, 24, 488-495.
- Williams F. A., *Combustion Theory*, 1985, The Benjamin Cummings, 375-382.
- Yılmaz I., Effect of Swirl Number on Combustion Characteristics in a Natural Gas Diffusion Flame, 2013, *Journal of Energy Resources Technology*, <https://doi.org/10.1115/1.4024222>

Yihua X., Rui J., Humberto M. and Haijun S., 2019, Effect of Tangential Swirl Air Inlet Angle on the Combustion Efficiency of a Hybrid Powder-Solid Ramjet, *Acta Astronautica*, 159, 87-95.

Zhou L.X., 2018, Comparison of studies on flow and flame structures in different swirl combustors, *Aerospace Science and Technology*, 80, 29-37.



## THE VARIATIONS OF THE EXHAUST EMISSIONS AT LOW AMBIENT TEMPERATURE FOR E10 AND M10 FUELED SI ENGINE

Tolga TOPGÜL\*, Can CINAR\*\* and A. Onur OZDEMİR\*\*\*

Department of Automotive Engineering, Faculty of Technology, Gazi University, 06560, Ankara, Turkey

\*topgul@gazi.edu.tr, ORCID: 0000-0003-1347-9594

\*\*cancinar@gazi.edu.tr; ORCID: 0000-0001-6944-8864

\*\*\*onurozdemir@gazi.edu.tr; ORCID: 0000-0002-6475-1976

(Geliş Tarihi: 23.02.2021, Kabul Tarihi: 03.10.2021)

**Abstract:** Biomass fuels are important alternatives to conventional energy sources such as petroleum-based fuels. Biomass fuels especially alcohols have been used in passenger cars. Alcohol blends with gasoline constitute a general use. Particularly, modification of the engine is not required when using at low rates, like gasohol. Gasohol consists of a mixture of gasoline and especially ethanol, and it contains generally 10 percent alcohol. This study deals with the effect of the usage of low alcohol containing (10% ethanol or 10% methanol) blends on the exhaust emissions caused by an SI engine in the 600 seconds of the engine's operating period from the cold start-up. According to the experimental results, the leaning effect of alcohol on the emissions is clearer in the initial 150 seconds of the experiments. The engine-out CO emissions decreased on average 34.5% for E10 fuel and 44.8% for M10 fuel compared to unleaded gasoline. Also, in the first 150 seconds, an average reduction of 23.2% E10 fuel and 25% M10 was observed in HC. When it comes to the engine-out NO, there were no significant differences by fuel type. Besides, in the study, the tailpipe emissions and converter efficiency were examined by heating the catalytic converter without changing other experimental conditions. Emissions were significantly reduced in all fuels, while efficiency reached 100%, especially for CO emissions.

**Keywords:** Spark Ignition Engine, Exhaust Emissions, Catalytic Converter, Alternative Fuels

## DÜŞÜK ÇEVRE SICAKLIĞINDA E10 VE M10 YAKITLI BUJİ İLE ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA EGZoz EMİSYONLARININ DEĞİŞİMİ

**Özet:** Biyokütle yakıtları, petrol bazlı yakıtlar gibi geleneksel enerji kaynaklarına önemli alternatiflerdir. Biyokütle yakıtlar özellikle alkoller binak araçlarda kullanılmaktadır. Alkollerin benzinle karışımları genel kullanım alanını oluşturmaktadır. Özellikle benzinol gibi düşük oranlarda kullanıldığında motorda değişiklik yapılmasına gerek yoktur. Benzinol, benzin ve özellikle etanolden meydana gelen bir karışımdır ve genellikle yüzde 10 alkol içerir. Bu çalışma, düşük oranda alkol içeren (% 10 etanol veya % 10 metanol) karışımların kullanımının, motorun soğuk çalıştırmadan sonraki 600 saniyede içerisinde buji ile ateşlemeli bir motorunun neden olduğu egzoz emisyonları üzerindeki etkisini ele almaktadır. Deney sonuçlarına göre, alkolün fakirleştirici etkisinin emisyonlar üzerindeki etkisi deneylerin ilk 150 saniyesinde daha nettir. Motor çıkışındaki CO emisyonu kurşunsuz benzine göre ortalama olarak E10 yakıtı ile % 34,5 ve M10 yakıtında % 44,8 azaldı. Ayrıca HC emisyonu, E10 yakıtında ilk 150 saniyede ortalama olarak % 23,2 ve M10'da % 25 azalma gözlenmiştir. Motor çıkışındaki NO söz konusu olduğunda, yakıt türüne göre dikkate değer bir fark yoktur. Ayrıca çalışmada, diğer deneysel koşulları değiştirmeden katalitik konvertör ısıtılarak egzoz uç çıkışındaki emisyonlar ve konvertör verimi incelenmiştir. Tüm yakıtlarda emisyonlar önemli ölçüde azaltılırken verimlilik, özellikle CO emisyonlarında % 100'e ulaştı.

**Anahtar Kelimeler:** Buji ile Ateşlemeli Motor, Egzoz Emisyonları, Katalitik Konvertör, Alternatif Yakıtlar

### NOMENCLATURE

AFR	Air/Fuel Ratio	SI	Spark Ignition
ATDC	After Top Dead Center	TDC	Top Dead Center
BTDC	Before Top Dead Center	THC	Total Hydrocarbon
CO	Carbon monoxide	UG	Unleaded Gasoline
ECU	Electronic Control Unit		
HC	Hydrocarbons		
LPG	Liquefied Petroleum Gas		
MON	Motor Octane Number		
NO <sub>x</sub>	Nitrogen Oxides		
RON	Research Octane Number		

## INTRODUCTION

The main pollutants that deal with spark-ignition engines are carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides which are NO and NO<sub>2</sub> generally and organic toxics. These pollutants come out due to incomplete combustion of the fuel, peak temperatures and oxygen concentration in the combustion chamber, quench effect, cold regions and narrow gap areas where the flame does not propagate, and absorption and desorption of fuel hydrocarbon components in the oil film (Hochgreb 1998; Abdel-Rahman 1998; Schäfer and Basshuysen 1995; Mondt 2000; Heywood 1998; Yu and Min 2002; Shayler et al. 1999; Çelikten et al. 2015).

Emissions caused by transportation, which has become a basic need today, are important issue that attracts the attention of researchers due to their effects on human beings and the environment. Generally, studies on emissions are aimed at reducing them or their effects. Another issue related to this issue is alternative energy sources. The issue of using alternative fuels in internal combustion engines has attracted researchers' attention for a long time. In particular, alternative fuels, which are biomass, reduce the need for petroleum thanks to their properties and their ability to be used in internal combustion engines, such as using alcohol fuels as an alternative fuel for an SI engine.

Alcohol fuels like ethanol and methanol have properties like good knock resistance, possession of oxygen, clean-burning characteristics, high autoignition temperature, low freezing point, and high latent heat of vaporization, which have significant impacts on combustion efficiency, engine performance, and emissions (Mills and Ecklund 1987; Speight 2011; Bechtold 1997; Şimşek et al. 2019; Datta and Mandal 2017).

Shenghua et al. (2007) studied the effect of methanol/gasoline blends on an SI engine. They emphasized that adding methanol to gasoline would improve the SI engine cold start and significantly reduce CO and HC emissions, but this would not have an apparent effect on the efficiency of the converter. They found that M30 could provide a decrease in CO by 25% and HC by 30% in the warming-up period at 5°C.

Nabi et al. (2020) examined emissions during cold and hot start operations using oxygenated fuels in a turbocharged diesel engine. The cold operation was defined as 22 °C±1°C of the ambient temperature and the hot start operation was described as the minimum of 60 minutes of running the engine for warming in this study. The researchers expressed that oxygenated blends decreased specific particulate matter emissions by 26.2%-42.9% and 30%-50.6% during cold and hot conditions, respectively. While a similar effect was seen on particulate number emissions, specific NO<sub>x</sub> emissions increased in oxygenated blends. They obtained an increase in the specific NO<sub>x</sub> emissions during cold operation by 1.00%–7.80% and hot start operation by 4.20%–11.94%.

Baskar and Senthilkumar (2016) researched the effect of oxygen enrichment on the emissions and performance of a diesel engine. They emphasized that the CO, unburned hydrocarbon, and particulates emissions would be decreased by oxygen-enhanced combustion. Also, oxygen enrichment provided a rising in thermal efficiency and a reduction in the brake specific fuel consumption. Contrary to these outcomes, it was noted that NO<sub>x</sub> emissions increased.

Arce-Alejandro et al. (2018) investigated the effect of n-butanol, ethanol and n-butanol blends, and gasoline on performance and pollutants in an SI engine. They reported using alcohol may increase the CO and HC in their experimental conditions. On the other hand, HC emissions decreased with the help of an increase in ethanol content in the blend. Nevertheless, engine performance was not significantly influenced by the ethanol in the mixture. Finally, gasoline led to higher nitrogen oxides at low engine speeds.

He et al. (2003) investigated the effect of ethanol-blended gasoline fuels (E10 and E30) and unleaded gasoline (E0) on exhaust emissions and catalyst conversion efficiencies. E10 and E30 fuels contained 10% ethanol and 30% ethanol by volume, respectively. Engine-out emissions CO, THC, and NO<sub>x</sub> at an idle speed slightly decreased with E10; however, E30 reduced CO, THC, and NO<sub>x</sub> by 35.7%, 53.4%, and 33% respectively. Under different loads and speeds, ethanol decreased engine-out CO emissions up to 5.8%. At part loads, ethanol increased CO conversion at 2000 rpm, and solely E30 enhanced catalyst efficiency at 3000 rpm. CO conversion decreased at full loads. E10 and E30 significantly reduced engine-out THC emissions up to 29.5% at different loads and engine speeds. In general, THC conversion efficiencies of ethanol-blended fuels were lower than that of E0, but the tailpipe THC emissions of E10 and E30 were less. When it comes to NO<sub>x</sub>, ethanol decreased engine-out emissions. The NO<sub>x</sub> conversions of E10 and E30 were lower than that of E0, but the tailpipe NO<sub>x</sub> emissions of the test fuels showed similar results.

Gong et al. (2011) researched the catalyst light-off behavior during engine cold start on LPG fueled SI engine. The effect of layout catalytic converter, ignition timing, and idle speed on the light-off behavior of the three-way catalytic converter was investigated in this study. The light-off time significantly decreased when the catalyst position was placed near the cylinder head. Also, delaying ignition timing resulted in a reduction in the light-off time. Additionally, when the idle speed increased from 1400 rpm to 1800 rpm, the light-off time decreased thanks to transferring more heat to the catalytic converter.

Kwak et al. (2007) investigated the total hydrocarbon (THC) emissions during cold start duration in the liquid phase LPG injection engine. When the ignition timing was delayed from 10° BTDC to TDC and 10° ATDC, THC emissions decreased by 23% and 31%, respectively.

Furthermore, retarding the ignition timing reduced the catalyst light-off time.

Kim et al. (2013) studied the THC and nano-particle emissions of liquid phase LPG direct injection engine in the cold start condition. Retarding the ignition timing provided an increase in converter bed temperature, a reduction in engine-out HC emissions, and a development of the catalyst light-off performance.

Du et al. (2020) tested light-duty gasoline vehicles at different coolant temperatures 25 °C (cold-start), 71 °C (hot-start I), and 87 °C (hot-start II) in their study for cold-start emissions in a real driving test. The cumulative CO, CO<sub>2</sub>, and PN emissions in the cold-start test were more than the emissions in the hot start-test I and II. For instance, the cumulative CO emissions for the cold start condition were higher up to 1.95 times and 39.3 times than the CO emissions in the hot-start test I and II, respectively. When it comes to the cumulative NO<sub>x</sub> emissions, they found the maximal results in the hot start test I of the cumulative NO<sub>x</sub> emissions.

Saha et al. (2020) expressed carbon monoxide, unburnt hydrocarbon, smoke, and nitrogen oxide emissions could be decreased with the help of using bio-additives in compression ignition engines.

In internal combustion engines, especially in the use of alternative fuels, the operating conditions to be determined by the optimization of power generation, fuel consumption, and exhaust emissions should be made sensitively by the engine management system (Jacob and Ashok 2020; Santos et al. 2021; Ashok et al. 2016). Cold start emissions of internal combustion engines used in conventional and hybrid vehicles will keep their importance for the ecosystem. These emissions could be improved by using alternative fuels and controlling the engine management system and after-treatment system. For this purpose, the effect of oxygenated fuels on exhaust emissions at the low ambient temperature start-up and warm-up operation of the SI engine was

investigated. It does not require any modifications to the engine when using gasoline/alcohol mixtures containing low amounts of alcohol (Murachman et al. 2014), so ethanol and methanol (10% by vol.) were used as alternative fuels. Moreover, the catalyst efficiency was examined in hot and cold situations of the catalytic converter for the same operating of the engine.

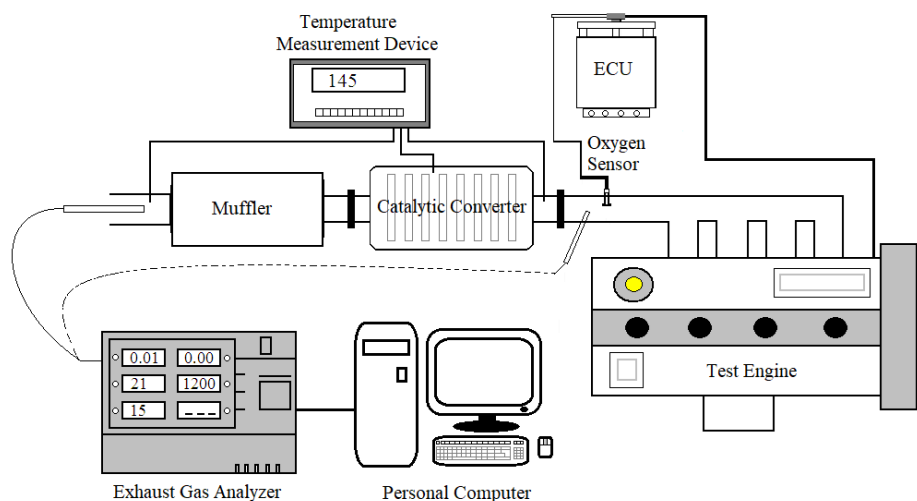
## MATERIALS AND METHOD

The schematic diagram of the experimental equipment and the test engine can be seen in Fig. 1. The test engine was a four-stroke, multi-point fuel injection, in-line four cylinders, double overhead camshaft, and 1.6 L spark-ignition engine. Also, the test engine was equipped with a three-way catalyst and secondary air injection system. In all tests, the secondary air injection system was disabled so that it would not affect the results. The engine's technical specifications are given in Table 1.

**Table 1.** Technical specifications of the test engine.

Item	Specification
Engine	Ford 1.6 L MVH 416 DOHC 16V
Engine type	Four-stroke, SI engine
Cylinder bore X stroke	76 X 88 mm
Stroke volume	1597 cc
Compression ratio	10.3:1
Firing order	1-3-4-2
Idle speed	900 ± 50 rpm
Maximum torque	138 Nm at 3500 rpm
Maximum power output	66 kW at 5250 rpm

The experiments were performed at 6-10 °C ambient temperatures. The engine idle speed and mixture formation were controlled by the engine control unit during the whole test. In addition, unleaded gasoline and unleaded gasoline/alcohol blended fuels were used in the experiments. Unleaded gasoline/alcohol blended fuels



**Figure 1.** The test engine and the experimental equipment.



were M10 and E10. Unleaded gasoline/methanol blend which was called M10 contained 10% methanol vol.% in the blend. Also, E10 (unleaded gasoline/ethanol blend) had 10% ethanol vol.%. Methanol and ethanol used in the blends had 99.5% purity. Some properties of the unleaded gasoline and alcohol blended fuels are summarized in Table 2.

**Table 2.** Properties of test fuels.

Property items	M10	E10	UG
Density (kg/m <sup>3</sup> at 15 °C)	774	773.7	772.9
RVP (kPa)	75.1	59.7	51.9
Distillation (vol.%)			
70 °C	38.5	35.3	18.7
100 °C	46.1	49.3	41.4
150 °C	88.8	89.1	87.6
RON		98.3	96.1
MON			85.8

Elimko-6000 which was a 12-channel temperature measurement device with  $\pm 1$  °C sensitivity and NiCr-Ni thermocouples were used for measuring the ambient temperature, exhaust temperature, catalyst inlet, and outlet temperatures. Temperatures were also measured with DT-8859 a non-contact infrared thermometer with  $\pm 2$ °C accuracy. The exhaust emissions were analyzed by Sun Gas Analyzer MGA 1500s. The exhaust gas analyzer was calibrated before the experiments. Samples of the exhaust gas were taken before and after the catalyst (engine-out and tailpipe emissions) by sample probe. Table 3 shows the technical specifications and measurement accuracies of Sun Gas Analyzer MGA 1500s. In the experiments, the measured data were stored on the personal computer via RS-232 port.

**Table 3.** Technical specifications of exhaust gas analyzer (MGA 1500S).

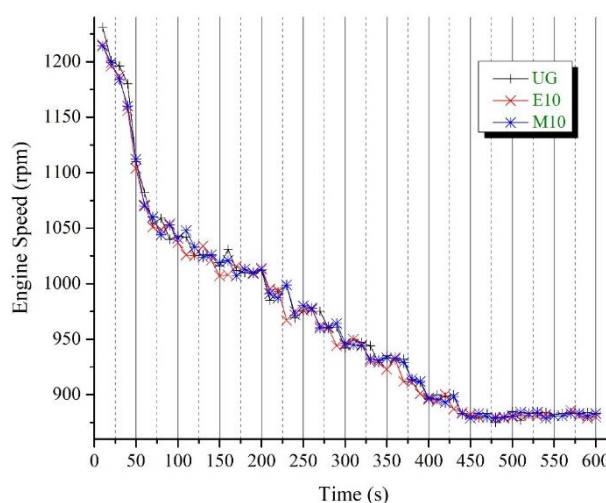
Measured Quantity	Measurements Range/Resolution	Accuracy Relative/Absolute
CO	0-14 % vol.	$\pm 5\%/\pm 0.03$
CO <sub>2</sub>	0-18 % vol.	$\pm 5\%/\pm 0.5$
HC	0-2000 ppm vol. 2000–5000 ppm vol. 5000–9999 ppm vol.	$\pm 5\%/10$ ppm $\pm 5\%$ $\pm 10\%$
O <sub>2</sub>	0-25 % vol.	$\pm 5\%/\pm 0.1$
NO	0-5000 ppm vol.	$\pm 5\%/\pm 25$ ppm vol.
Engine speed	0–9999 rpm	$\pm 0.5\%$
AFR	5.00-50.00 (calculated)	
Lambda ( $\lambda$ )	0.000–4.000 (calculated)	

## RESULTS AND DISCUSSION

### The Effects of the Engine Running Condition and Alternative Fuels on Pollutants Emissions

In the experiments, idle speed and air/fuel ratio were controlled by the engine's ECU. Fig. 2 shows the change in engine idle speed during the engine's running period.

Furthermore, the variation in the relative air-fuel ratio during the test is shown in Fig. 3. The idle speed should be increased in order to shorten the engine's warm-up duration. Also, fuel enrichment is necessary to provide smooth engine running. Therefore, in fuel injection systems, the electronic control unit regulates both the idle speed and the air/fuel ratio according to the engine operating temperature. As the engine reaches normal operating temperature, the idling speed and fuel enrichment are reduced to their rated values. In each experiment, as shown in Fig. 2, the idle speed varied similarly for every test fuel. The idle speed was high at the beginning and decreased as the engine heated up. Fig. 2 shows that the idle speed reaches its nominal value approximately 450 seconds later and does not change significantly.

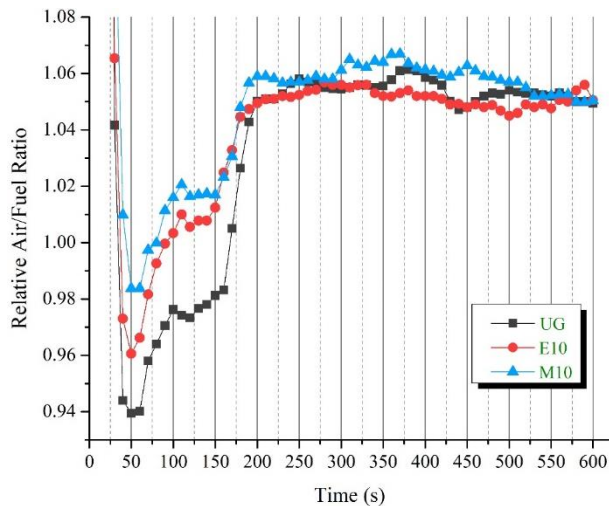


**Figure 2.** The engine's idle speed.

As at idle speed, the relative air-fuel ratio varied according to the engine's running conditions. At the beginning of the experiments, the mixture was rich and later became poor when the engine reached the nominal running condition. Moreover, the relative air-fuel ratio in alcohol fuels that contain oxygen is poorer. The leaning effect of alcohol fuels (Hsieh et al. 2002; Al-Hasan 2003; Guerrieri et al. 1995; Elfakhany 2016; Sivasubramanian et al. 2017) leads to an increase in the relative air-fuel ratio. The relative air-fuel ratio ( $\lambda$ ) is defined in Eq. (1).

$$\lambda = \frac{AFR_{actual}}{AFR_{stoich.}} \quad (1)$$

The stoichiometric air/fuel ratio of alcohol blended fuels (E10 and M10) is lower than unleaded gasoline. Also, they can provide more oxygen to the combustion. As a result, if the original fuel injection strategy does not change, a leaner mixture will be obtained in oxygenated fuels.



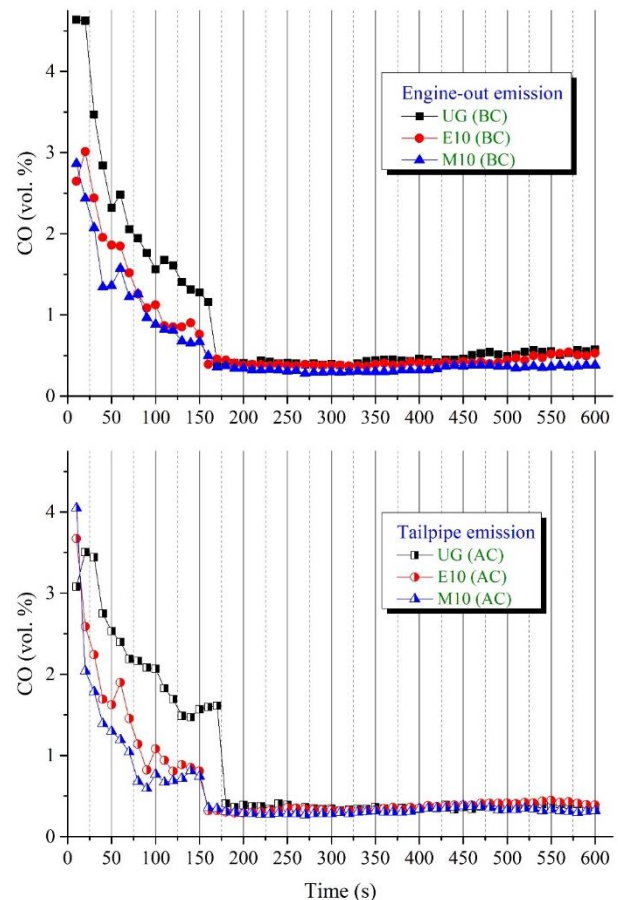
**Figure 3.** The relative air/fuel ratio.

When the engine is running at low ambient temperature, CO and HC emissions are high until the cylinder walls heat up and the air/fuel ratio rises to the nominal value (Iodice et al. 2018). A similar situation can be seen in the variation of CO emission at the engine start-up and its operation within 600 seconds given in Fig. 4. In addition, alcohol blended fuels appear to be effective on CO emission. Similar results were also obtained in the literature (He et al. 2003; Hsieh et al. 2002; Al-Hasan 2003; Zhao et al. 2011; Keskin and Gürü 2011; Elfasakhany 2015; Saraswat and Chauhan 2020; Badrawada and Susastriawan 2019). The leaning effect or in other words the oxygen presence of blended fuels enhances the combustion efficiency and supports lower CO emission before the catalyst. The leaning effect of blended fuels supports lower CO emission before the catalyst. Especially in the initial about 150 seconds, the effect of alcohol blended fuels on CO emission is clear. This may be due to the control strategy of the engine management system. Similarly, it can be seen in Fig. 3 that there is no remarkable variation in the relative air/fuel ratio after the last 450 seconds of the test. CO emission influences mainly by the air/fuel ratio.

To meet the emissions regulations, current fuel injection systems adjust the air-fuel mixture by operating a closed-loop control strategy. For this purpose, a lambda sensor is used to provide feedback data to the electronic control unit. This sensor operates reliably after reaching an adequate temperature (about 300 °C) and measures the amount of oxygen in the exhaust gas. The oxygen content in the exhaust gas is a result of the lambda setting of the engine management system (Denton 2000; Schäfer and Basshuysen 1995).

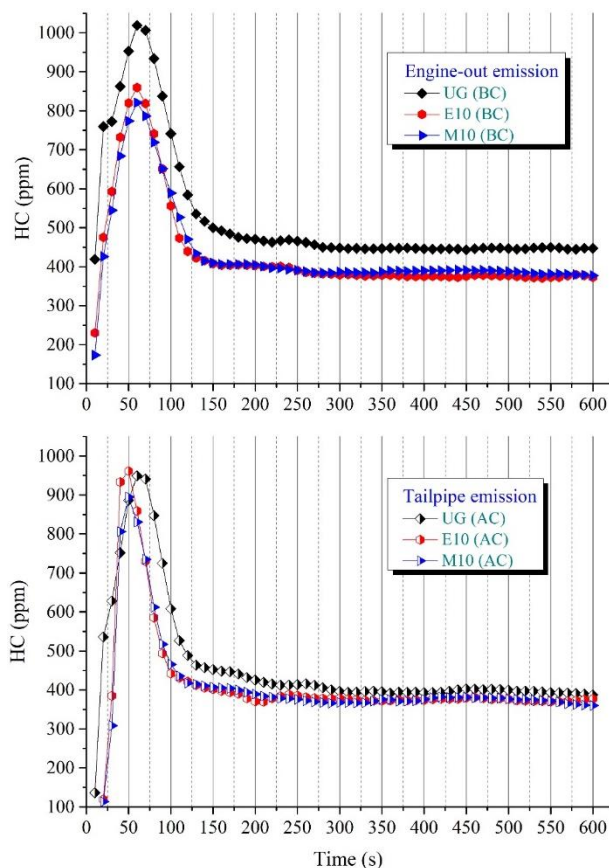
Compared to the data obtained in 150 seconds, CO emissions before catalytic convertor (engine-out CO emissions) decreased by an average of 34.5% E10 fuel and 44.8% M10 fuel compared to the unleaded gasoline. In the last 450 seconds of the test, CO emissions decreased by an average of 8.7% and 26.4% with E10 and M10, respectively. A similar change in CO emissions was also seen in the tailpipe (after the catalytic

converter). However, there was no significant reduction in CO emissions after the catalytic converter.



**Figure 4.** The CO emissions.

Fig. 5 presents the variation of hydrocarbon emissions for the cold start situation. Engine-out HC emissions for the oxygenated blends were obtained lower compared to the unleaded gasoline. Initial 150 seconds, an average of 23.2% E10 fuel and 25% M10 reduction was obtained in HC. Similar to CO emissions, the variation of the HC emissions in the last 450 seconds of the test, may be caused by the control strategy of the engine management system. Considering the whole test time, engine-out HC emissions for E10 and M10 fuels were approximately 17% lower compared to the unleaded gasoline. It is reported in the literature (Wu et al. 2004; Schifter et al. 2004; Iodice et al. 2018; Varol et al. 2014) that alternative fuels containing oxygen have a similar effect on HC emissions. Also, it is found that the addition of methanol to gasoline contributes to a decrease in CO and HC emissions, and improves the cold start of an SI engine in the study of Shenghua et al. (2007). Similar to the variations of CO emissions, there was no significant reduction in tailpipe HC emissions.

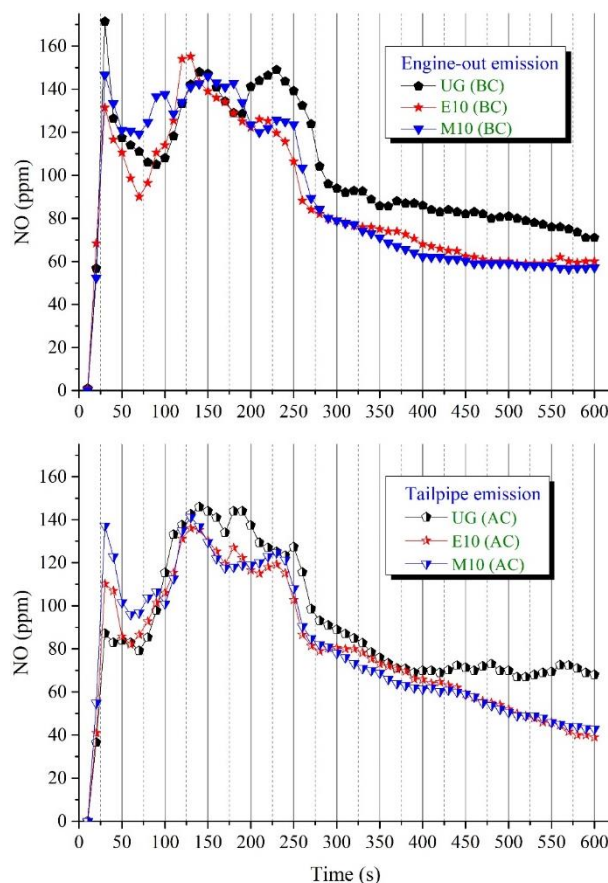


**Figure 5.** The HC emissions.

In the cold start and warm-up period, engine out and tailpipe NO emissions are illustrated in Fig. 6. Depending on fuel type, there are not notable variances in the engine-out NO emissions. It might be due to rich air/fuel ratios and lower combustion temperatures in cold conditions. Similar to the variations of the CO and HC emissions, there is no reduction in the tailpipe NO emissions during 600 seconds compared to the engine-out NO.

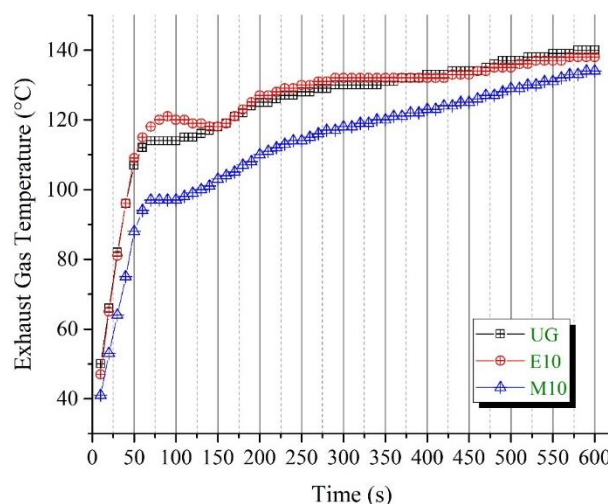
Fig. 7 shows the variation of the exhaust gas temperature before the catalyst during the test duration. As shown in the figure, the temperature before the converter is insufficient to obtain catalyst light-off temperature. Therefore, the catalytic converter cannot be effective in this running condition. A similar experimental result was obtained by Gritsuk et al. (2018). The temperature of the catalytic converter in an idling mode was below 450 K in their study.

The catalyst temperature is insufficient to convert the emissions for cold start-up and warming operation, which gives rise to a high concentration of pollutant emissions in the tailpipe. In order to reduce cold-start emissions especially CO and HC emissions, the catalyst temperature must quickly reach to the light-off temperature. To achieve this, the catalyst can be positioned closer to the engine, or a pre-catalyst can be used. Retarding ignition timing or raising idle speed or electrically or chemically heated catalyst can be used, too (Bhattacharyya and Das 1999; Koltsakis and Stamatelos 1997; Shen et al. 1999; Murphy et al. 1999; Favez et al. 2009; Gao et al. 2019).



**Figure 6.** The NO emissions.

Gritsuk et al. (2018) emphasize that additional heating of the engine and catalytic converter improves fuel economy and exhaust emissions. Also, it is represented that fuel consumption, CO, HC, and nitrogen oxides emissions are reduced in an idling mode by 32.7%, 59.6%, 56.1%, and 93.5, respectively.



**Figure 7.** Exhaust gas temperature before the catalytic converter in idling operation.

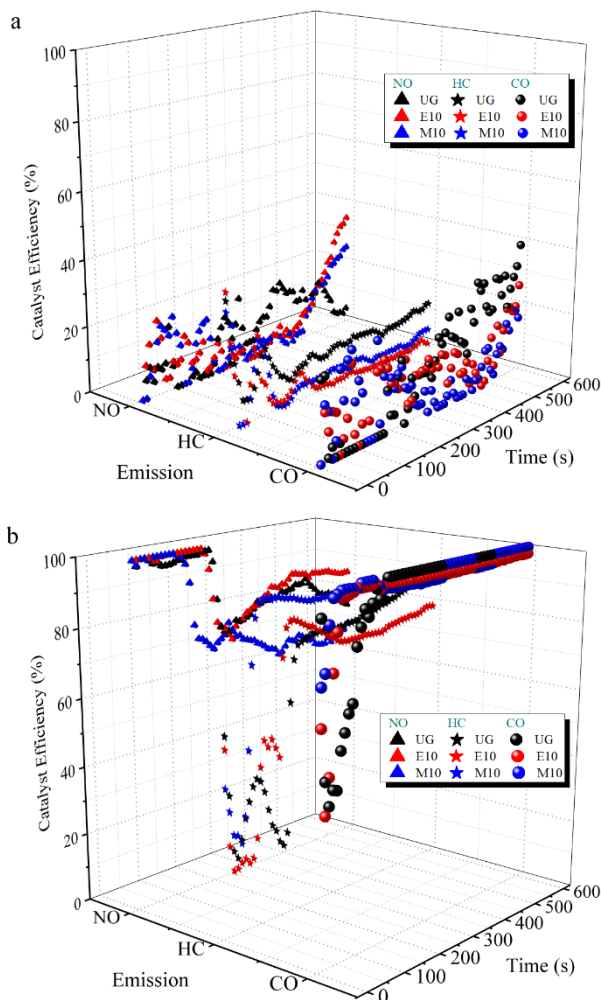
## The Effects of the Hot Converter on Pollutants Emissions under the Same Engine Running Condition

To observe the effect of the hot converter on the emissions, the catalyst was heated up to  $200 \pm 10^\circ\text{C}$  of its surface by an external source. Furthermore, to achieve this aim, the experiments were reperformed under the same operating conditions as the hot converter.

Fig. 8 shows the conversion efficiencies of the CO, HC, and NO emissions. Catalyst efficiency for CO, HC, and NO emissions was calculated by Eq. (2). The catalyst efficiency is determined as

$$\eta_c = \left(1 - \frac{\text{Exhaust emission}_{out}}{\text{Exhaust emission}_{in}}\right) \cdot 100\% \quad (2)$$

where  $\text{exhaust emission}_{in}$  and  $\text{exhaust emission}_{out}$  are the concentration of the CO or HC or NO emissions at the catalyst inlet and outlet, respectively.



**Figure 8.** The conversion efficiencies of the catalytic converter for CO, HC, and NO: **a** Normal warm-up test condition **b** Hot catalyst test condition

Fig. 8a presents the conversion efficiencies which were obtained from the previous experimental results. As seen in the figure, if the converter cannot reach light-off temperature, the efficiencies are below 50%. Because of

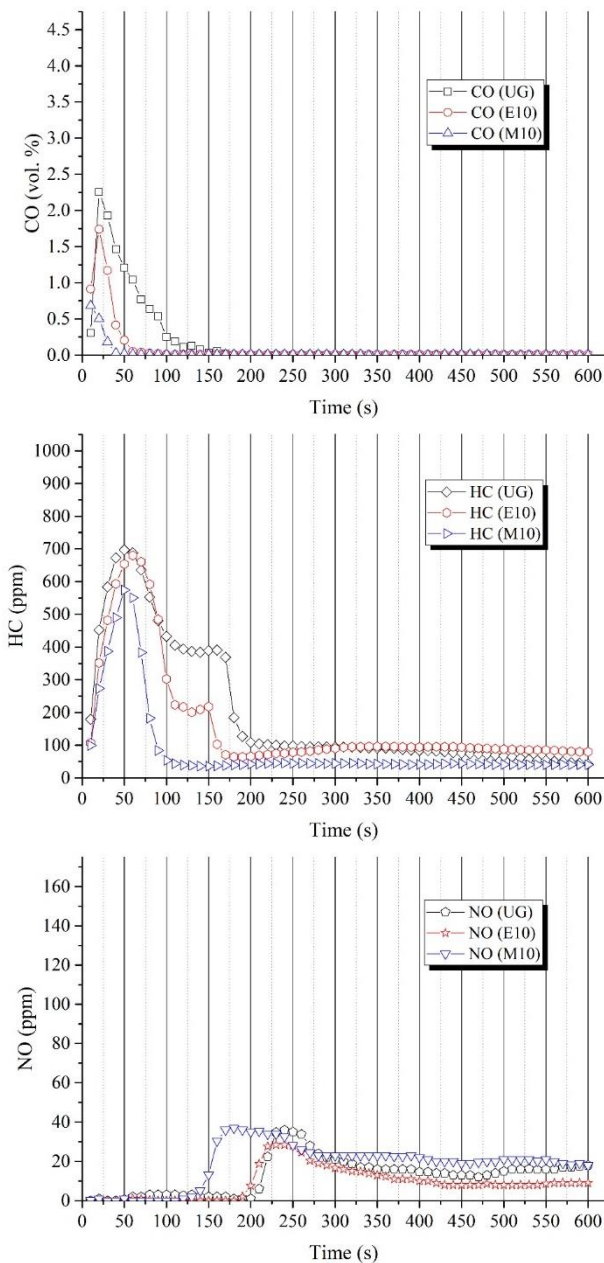
this reason, no remarkable difference in engine output and tailpipe emissions of pollutants occurred in the previous experiments.

However, tailpipe emissions especially CO can be zero if the converter is sufficiently heated. Although the engine is cold, the preheated converter can increase the efficiency by up to 100% as seen in Fig. 8b. In the literature, Gong et al. (2011) point out that as the catalyst temperature rises, the catalyst light-off time decreases, and conversion efficiency increases. Besides, Mianzarasvand et al. (2017) express that the temporary and permanent heating of the catalytic converter is efficient in decreasing CO emission especially in the first 30 s of the cold start and warm-up period of the motorcycle engine. Furthermore, Shen et al. (1999) emphasize that the tailpipe CO emission decreases sharply when the initial converter temperature rises to 600 K or higher.

With regard to the catalyst's efficiency for HC conversion, as seen in Fig. 8b, when the converter was heated, the HC emission after the catalytic converter outlet was significantly reduced and the efficiency reached 90%. It was obtained that HC conversion efficiency was less than CO. For a similar result, Mahadevan and Subramanian (2017) express in their study that the light-off temperature of HC is higher than CO due to more activation energy requirement of hydrocarbon. Also, Shen et al. (1999) express that when the initial catalyst temperature is 600 K or beyond, the tailpipe HC emissions reduce enormously. Moreover, it is emphasized that contrary to the CO emission, HC emission decrease continuously as the initial catalyst temperature is increased over 600 K.

Catalyst's efficiency for NO emission was obtained similar to CO and HC conversion efficiencies. If the converter is hot enough, even the engine is cold, the NO conversion efficiency is not affected, and NO emission decreases significantly.

Tailpipe CO, HC, and NO emissions for hot catalyst are shown in Fig. 9. Especially the effect of oxygenated blends on pollutants is more apparent for CO and HC emissions before 150 and 200 seconds respectively, and they are lower than unleaded gasoline based on the leaning effect. It is seen in the figure, NO emission decreases sharply in the situation for the hot catalyst. After approximately 200 seconds, the NO increases slightly for all test fuels. This is probably because the engine is running lower than the stoichiometric air/fuel ratio.



**Figure 9.** Tailpipe emissions for hot catalyst test condition

## CONCLUSIONS

The effects of oxygenated fuels and hot catalytic converter on pollutants and catalyst conversion efficiency start-up and warm-up operation of the SI engine at the low ambient temperature have been investigated in the present work.

In general, the effect of E10 and M10 fuels on the improvement of CO emissions is clearer than HC emissions. Engine-out CO emissions decreased for alcohol blended fuels because of the leaning effect. It reduced by 34.5% for E10 fuel and 44.8% for M10 fuel compared to the unleaded gasoline in the first 150 seconds. Towards the end of the test, the difference between alcohol blends and unleaded gasoline was less. Similar results were obtained in HC. Engine output HC emissions were achieved approximately 25% lower for E10 and M10 fuels than for unleaded gasoline. When it

comes to the engine-out NO emissions, no significant variances were observed depending on fuel type.

As the engine heats up, essentially there are no remarkable differences among test fuels compared to the variations at the beginning of the experiments.

It was found that the catalytic converter did not reach the light-off temperature when the engine ran at the cold start and warm-up period without preheating the catalyst. The idling of the engine was not enough to warm up the converter. As a result of this, there were no significant reductions in the pollutants between engine-out and tailpipe.

If the converter is preheated, tailpipe CO emission can be zero and the efficiency of CO conversion can reach 100%.

For the hot catalyst test condition, HC emission after the catalyst was significantly reduced and the efficiency reached 90%. Moreover, variations in NO emissions were similar to CO and HC emissions. Also, the air/fuel ratio might have affected the NO conversion efficiency.

In conventional and hybrid vehicles, studies on engine management and emission control systems to decrease emissions during the cold start and the warm-up process of internal combustion engines will keep their importance for the environment and human health.

## REFERENCES

- Abdel-Rahman A.A., 1998, On the emissions from internal-combustion engines: A review, *International Journal of Energy Research*, 22 (6), 483-513. doi: 10.1002/(SICI)1099-114X(199805)22:6<483::AID-ER377>3.0.CO;2-Z
- Al-Hasan M., 2003, Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission, *Energy Conversion and Management*, 44 (9), 1547-1561. doi: 10.1016/S0196-8904(02)00166-8
- Arce-Alejandro R., Villegas-Alcaraz J.F., Gómez-Castro, F.I., Juárez-Trujillo L., Sánchez-Ramírez E., Carrera-Rodríguez M., Morales-Rodríguez R., 2018, Performance of a gasoline engine powered by a mixture of ethanol and n-butanol, *Clean Technologies and Environmental Policy*, 20, 1929-1937. doi: 10.1007/s10098-018-1584-5
- Ashok B., Ashok S.D., Kumar C.R., 2016, A review on control system architecture of a SI engine management system, *Annual Reviews in Control*, 41, 94-118. doi: 10.1016/j.arcontrol.2016.04.005
- Badrawada I.G.G., Susastriawan A.A.P., 2019, Influence of ethanol-gasoline blend on performance and emission of four-stroke spark ignition motorcycle, *Clean Technologies and Environmental Policy*, 21, 1891-1896. doi: 10.1007/s10098-019-01725-w

- Baskar P., Senthilkumar A., 2016, Effects of oxygen enriched combustion on pollution and performance characteristics of a diesel engine, *Int. J. Eng. Sci. Technol.*, 19 (1), 438-443. doi: 10.1016/j.jestch.2015.08.011
- Bechtold R.L., 1997, *Alternative Fuels Guidebook*, Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale.
- Bhattacharyya S., Das R.K., 1999, Catalytic control of automotive NO<sub>x</sub>: A review, *International Journal of Energy Research*, 23 (4), 351-369. doi: 10.1002/(SICI)1099-114X(19990325)23:4<351::AID-ER497>3.0.CO;2-T
- Çelikten İ., Karaaslan E., Solmaz H., Okur M., Polat S., 2015, Experimental investigation of the effects of gasoline additives on engine performance and exhaust emissions, *Journal of Thermal Sciences and Technology*, 35 (1), 87-95. (In Turkish)
- Datta A., Mandal B.K., 2017, A numerical study on the performance, combustion and emission parameters of a compression ignition engine fuelled with diesel, palm stearin biodiesel and alcohol blends, *Clean Technologies and Environmental Policy*, 19, 157-173. doi: 10.1007/s10098-016-1202-3
- Denton T., 2000, *Automobile Electrical and Electronic Systems*, Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale.
- Du B., Zhang L., Geng Y., Zhang Y., Xu H., Xiang G., 2020, Testing and evaluation of cold-start emissions in a real driving emissions test, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 86, 102447. doi:10.1016/j.trd.2020.102447
- Elfasakhany A., 2015, Investigations on the effects of ethanol-methanol-gasoline blends in a spark-ignition engine: Performance and emissions analysis, *Int. J. Eng. Sci. Technol.*, 18 (4), 713-719. doi:10.1016/j.jestch.2015.05.003
- Elfasakhany A., 2016, Performance and emissions of spark-ignition engine using ethanol-methanol-gasoline, n-butanol-iso-butanol-gasoline and iso-butanol-ethanol-gasoline blends: A comparative study, *Int. J. Eng. Sci. Technol.*, 19 (4), 2053-2059. doi: 10.1016/j.jestch.2016.09.009
- Favez, J.Y., Weilenmann M., Stilli J., 2009, Cold start extra emissions as a function of engine stop time: Evolution over the last 10 years, *Atmospheric Environment*, 43 (5), 996-1007. doi: 10.1016/j.atmosenv.2008.03.037
- Gao J., Tian G., Sorniotti A., Karci A.E., Palo R.D., 2019, Review of thermal management of catalytic converters to decrease engine emissions during cold start and warm up, *Applied Thermal Engineering*, 147, 177-187. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.10.037
- Gong C., Huang K., Deng B., Liu X., 2011, Catalyst light-off behavior of a spark-ignition LPG (liquefied petroleum gas) engine during cold start, *Energy*, 36 (1), 53-59. doi.org/10.1016/j.energy.2010.11.026
- Gritsuk I.V., Mateichyk V., Tsiunan M., Gutarevych Y., Smieszek M., Goridko N., 2018, Reducing harmful emissions of the vehicular engine by rapid after-start heating of the catalytic converter using thermal accumulator, *SAE Technical Paper*, 2018-01-0784 ISSN 0148-7191. doi: 10.4271/2018-01-0784
- Guerrieri D.A., Caffrey P.J., Rao V., 1995, Investigation into the vehicle exhaust emissions of high percentage ethanol blends, *SAE Technical Paper*, 950777 ISSN 0148-7191. doi: 10.4271/950777
- He B.Q., Wang J.X., Hao J.M., Yan X.G., Xiao J.H., 2003, A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels, *Atmospheric Environment*, 37 (7), 949-957. doi: 10.1016/S1352-2310(02)00973-1
- Heywood J.B., 1998, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Inc., New York.
- Hochgreb S., 1998, *Combustion-Related Emissions in SI Engines* (Chapter 6) in: Sher E. (Ed.) *Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines Pollutant Formation and Control*, Academic Press., pp. 118-170 Boston.
- Hsieh W.D., Chen R.H., Wu T.L., Lin T.H., 2002, Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels, *Atmospheric Environment*, 36 (3), 403-410. doi.org/10.1016/S1352-2310(01)00508-8
- Iodice P., Langella G., Amoresano A., 2018, Ethanol in gasoline fuel blends: Effect on fuel consumption and engine out emissions of SI engines in cold operating conditions, *Applied Thermal Engineering*, 130, 1081-1089. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.090
- Jacob A., Ashok B., 2020, An interdisciplinary review on calibration strategies of engine management system for diverse alternative fuels in IC engine applications, *Fuel*, 278, 118236. doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118236
- Keskin A., Gürü M., 2011, The effects of ethanol and propanol additions into unleaded gasoline on exhaust and noise emissions of a spark ignition engine, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 33 (23), 2194-2205. doi: 10.1080/15567030903530558
- Kim J., Choi K., Myung C.L., Park S., 2013, Experimental evaluation of engine control strategy on the time resolved THC and nano-particle emission characteristics of liquid phase LPG direct injection (LPG-DI) engine during the cold start, *Fuel Processing*

- Technology*, 106, 166-173.  
doi.org/10.1016/j.fuproc.2012.07.020
- Koltsakis G.C., Stamatelos A.M., 1997, Catalytic automotive exhaust aftertreatment, *Progress in Energy and Combustion Science*, 23 (1), 1-39  
doi:10.1016/S0360-1285(97)00003-8
- Kwak H., Myung C.L., Park S., 2007, Experimental investigation on the time resolved THC emission characteristics of liquid phase LPG injection (LPLi) engine during cold start, *Fuel*, 86 (10-11), 1475-1482.  
doi.org/10.1016/j.fuel.2006.11.023
- Mahadevan G., Subramanian S., 2017, Experimental Investigation of cold start emission using dynamic catalytic converter with pre-catalyst and hot air injector on a multi cylinder spark ignition engine, *SAE Technical Paper*, 2017-01-2367 ISSN 0148-7191.  
doi:10.4271/2017-01-2367
- MGA 1500S Modular Gas Analyser, 2001, *Operator's Manual*, Snap-on Europe Holding B.V., Amsterdam.
- Mianzaravand F., Shirmeshan A., Afrand M., 2017, Effect of electrically heated catalytic converter on emission characteristic of a motorcycle engine in cold-start conditions: CFD simulation and kinetic study, *Applied Thermal Engineering*, 127, 453-464.  
doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.180
- Mills G.A., Ecklund E.E., 1987, Alcohols as components of transportation fuels, *Ann. Rev. Energy*, 12, 47-80.
- Mondt J.R., 2000, *Cleaner Cars: The History and Technology of Emission Control since the 1960s*, Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale.
- Murachman B., Pranantyo D., Putra E.S., 2014, Study of gasohol as alternative fuel for gasoline substitution: Characteristics and performances, *Int. Journal of Renewable Energy Development*, 3 (3), 175-183.  
doi.org/10.14710/ijred.3.3.175-183
- Murphy O.J., Kukreja R.T., Andrews C.C., 1999, Electrically initiated chemically heated catalytic converter to reduce cold-start emissions from automobiles, *SAE Technical Paper*, 1999-01-1233 ISSN 0148-7191. doi: 10.4271/1999-01-1233
- Nabi M.N., Rasul M.G., Brown R.J., 2020, Notable reductions in blow-by and particle emissions during cold and hot start operations from a turbocharged diesel engine using oxygenated fuels, *Fuel Processing Technology*, 203, 106394  
doi.org/10.1016/j.fuproc.2020.106394
- Saha D., Sinha A., Roy B., 2020, A critical review of emission and performance characteristics of CI engine using bio-additives, *Clean Technologies and Environmental Policy*, 22, 1613-1638.  
doi:10.1007/s10098-020-01918-8
- Santos N.D.S.A., Alvarez C.E.C., Roso V.R., Baeta J.G.C., Valle R.M., 2021, Lambda load control in spark ignition engines, a new application of prechamber ignition systems, *Energy Conversion and Management*, 236, 114018. doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114018
- Saraswat M., Chauhan N.R., 2020, Comparative assessment of butanol and algae oil as alternate fuel for SI engines, *Int. J. Eng. Sci. Technol.*, 23 (1), 92-100.  
doi:10.1016/j.jestch.2019.04.002
- Schäfer F., Basshuysen R.V., 1995, *Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automotive Engines*, Springer-Verlag Wien New York and Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale.
- Schifter I., Díaz L., Vera M., Guzmán E., López-Salinas E., 2004, Fuel formulation and vehicle exhaust emissions in Mexico, *Fuel*, 83 (14-15), 2065-2074.  
doi.org/10.1016/j.fuel.2004.03.017
- Shayler P.J., Chick J., Darnton N.J., Eade D., 1999, Generic functions for fuel consumption and engine-out emissions of HC, CO and NO<sub>x</sub> of spark-ignition engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 213 (4), 365-378. doi:10.1243/0954407991526937
- Shen H., Shamim T., Sengupta S., 1999, An investigation of catalytic converter performances during cold starts, *SAE Technical Paper*, 1999-01-3473 ISSN 0148-7191.  
doi:10.4271/1999-01-3473
- Shenghua L., Clemente E.R.C., Tiegang H., Yanjv W., 2007, Study of spark ignition engine fueled with methanol/gasoline fuel blends, *Applied Thermal Engineering*, 27 (11-12), 1904-1910.  
doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.12.024
- Sivasubramanian H., Pochareddy Y.K., Dhamodaran G., Esakkimuthu G.S., 2017, Performance, emission and combustion characteristics of a branched higher mass, C<sub>3</sub> alcohol (isopropanol) blends fuelled medium duty MPFI SI engine, *Int. J. Eng. Sci. Technol.*, 20 (2), 528-535.  
doi:10.1016/j.jestch.2016.11.013
- Speight J.G., 2011, *Fuels for Fuel Cells* (Chapter 3) in: Shekhawat D., Spivey J.J., Berry D.A. (Eds.) *Fuel Cells: Technologies for Fuel Processing*, Elsevier Science pp. 29-48. doi.org/10.1016/B978-0-444-53563-4.10003-3
- Şimşek D., Oral F., Çolak N.Y., 2019, The effect on engine performance and emissions of gasoline-propanol-hexane fuel blends on single cylinder spark-ignition engines, *Journal of Thermal Sciences and Technology*, 39 (1), 81-89. (In Turkish)
- Varol Y., Öner C., Öztöp H.F., Altun Ş., 2014, Comparison of methanol, ethanol, or n-butanol blending with unleaded gasoline on exhaust emissions of an SI engine, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization,*

*and Environmental Effects*, 36 (9), 938-948.  
doi:10.1080/15567036.2011.572141

Wu C.W., Chen R.H., Pu J.Y., Lin T.H., 2004, The influence of air-fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline-blended fuels, *Atmospheric Environment*, 38 (40), 7093-7100.  
doi.org/10.1016/j.atmosenv.2004.01.058

Yu S., Min K., 2002, Effects of the oil and liquid fuel film on hydrocarbon emissions in spark ignition engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 216 (9), 759-771. doi: 10.1243/09544070260340853

Zhao H., Ge Y., Tan J., Yin H., Guo J., Zhao W., Dai P., 2011, Effects of different mixing ratios on emissions from passenger cars fueled with methanol/gasoline blends, *Journal of Environmental Sciences*, 23 (11), 1831-1838. doi: 10.1016/S1001-0742(10)60626-2





## EFFECTS OF PREHEATER LOAD AND LOCATION ON THE CATALYTIC CONVERTER EFFICIENCY DURING COLD START AND IDLING CONDITIONS

Nureddin DINLER\*, Fatih AKTAS\*\*, Sadullah TASKIN\*\*\*, Salih KARAASLAN\*\*\*\* and Nuri YUCEL\*\*\*\*\*

Gazi University, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering  
06570, Maltepe, Ankara, TURKEY

\*ndinler@gazi.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2872-9050

\*\*fatihaktas@gazi.edu.tr, ORCID: 0000-0002-1594-5002

\*\*\*sadullah.taskin@yahoo.com.tr, ORCID: 0000-0002-3935-539X

\*\*\*\*karaaslansalih@gazi.edu.tr, ORCID: 0000-0001-7957-2041

\*\*\*\*\*nuyucel@gazi.edu.tr, ORCID: 0000-0001-9390-5877

(Geliş Tarihi: 28.04.2021, Kabul Tarihi: 04.10.2021)

**Abstract:** Exhaust emissions are significant pollutants that affect urban lifestyles. There are several regulations related to the exhaust emissions of both gasoline and diesel engines. In this study, the effects of a controlled heating of the exhaust line before the catalytic converter on the converter efficiency are experimentally investigated. Experiments were conducted based on either discrete or cold start conditions. For discrete conditions, the engine was operated until it reached normal and steady state operating conditions. Then, the engine was stopped until the catalytic converter surface temperature reached the ambient temperature. The experiments were first started without additional heating and then continued with different heating loads. In the second stage, the catalytic converter behavior and conversion efficiency under cold start conditions were investigated. The exhaust gas after the exhaust manifold was preheated with different heating loads for the first 150 seconds after the start of the engine; however, the exhaust line was heated 15 s before starting the engine. The effects of the location, length and heat loads of the electrical resistances on the catalytic converter behavior were investigated. After all of the experiments, it was concluded that with the appropriate location and heating loads, for discrete operating conditions, the hydrocarbon (HC) and carbon monoxide (CO) emission conversion efficiencies reached nearly 100 % after 50 s of starting the engine. For cold start conditions, the hydrocarbon (HC) and carbon monoxide (CO) emission conversion efficiencies reached 35 % and 80 %, respectively.

**Keywords:** Preheating, cold start, emission, idle condition, internal combustion engine, catalytic converter

## SOĞUK ÇALIŞMA VE RÖLANTİ KOŞULLARINDA ÖN ISITICI YÜKÜNÜN VE KONUMUNUN KATALİTİK KONVERTÖR VERİMLİLİĞİNE ETKİLERİ

**Özet:** Egzoz emisyonları, kentsel yaşam tarzlarını etkileyen önemli kirleticilerdir. Hem benzinli hem de dizel motorların egzoz emisyonları ile ilgili çeşitli düzenlemeler bulunmaktadır. Bu çalışmada, egzoz hattının katalitik konvertörden önce kontrollü olarak ısıtılmasının konvertör verimine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler ya kesik ya da soğuk başlangıç koşullarına göre yapılmıştır. Kesik koşullar için motor, normal ve kararlı durum çalışma koşullarına ulaşana kadar çalıştırıldı. Daha sonra, katalitik konvertör yüzey sıcaklığı ortam sıcaklığına ulaşana kadar motor durdurulmuştur. Deneylere önce ilave ısıtma yapılmadan başlanmış, daha sonra farklı ısıtma yükleri ile devam edilmiştir. İkinci aşamada, soğuk çalıştırma koşulları altında katalitik konvertörün davranışı ve dönüşüm verimi incelenmiştir. Egzoz manifoldundan çıkan egzoz gazı, motorun çalıştırılmasından sonraki ilk 150 saniye boyunca farklı ısıtma yükleriyle ön ısıtmaya tabi tutulmuştur; ancak egzoz hattı motor çalıştırılmadan 15 saniye önce ısıtılmaya başlanmıştır. Elektrik dirençlerinin konumu, uzunluğu ve ısı yüklerinin katalitik konvertör davranışı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Tüm deneylerden sonra, uygun konum ve ısıtma yükleri ile, kesikli çalışma koşulları için, hidrokarbon (HC) ve karbon monoksit (CO) emisyon dönüşüm verimlerinin, motorun 50 saniye çalıştırılmasından sonra yaklaşık %100'e ulaştığı sonucuna varılmıştır. Soğuk çalıştırma koşulları için, hidrokarbon (HC) ve karbon monoksit (CO) emisyon dönüşüm verimleri sırasıyla %35 ve %80'e ulaşmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Ön ısıtma, soğuk çalışma, emisyon, rölanti şartları, içten yanmalı motor, katalitik konvertör

### NOMENCLATURE

$\dot{m}_m$  Amount of emissions in the exhaust gas entering the catalytic converter

$\dot{m}_{out}$  Amount of out flow emissions in the exhaust gas from the catalytic converter

$\eta_{cat}$  Catalytic converter efficiency

$Al_2O_3$  Alumina oxide

CH <sub>4</sub>	Methane
cm	Centimeter
CO	Carbon monoxide
CO <sub>2</sub>	Carbon dioxide
HC	Hydrocarbon
HP	Horsepower
i	Emission index, HC and CO
kW	kilowatt
mm	millimeter
MPFI	Multi Port Fuel Injection
NO	Nitrogen monoxide
NO <sub>x</sub>	Nitrogen oxides
O <sub>2</sub>	Oxygen
Pd	Palladium
Ppm	Parts per million
Pt	Platinum
Rh	Rhodium
rpm	Revolution per minute
s	Second
SI	Spark Ignition
TWC	Three-way Catalyst
V	Volume

## INTRODUCTION

Air, soil, and water pollution are a significant concern worldwide. Specifically, vehicle-sourced air pollution is a widely studied subject in urban air pollution. Internal combustion engines operate under transient conditions due to variations in the engine load, and combustion time is extremely short. Therefore, complete combustion cannot be achieved. States are constantly introducing laws and regulations to reduce tailpipe emissions and increase air quality. Structural changes are made to these engines to obtain higher power with less pollutant emissions; however, the engine out emissions cannot be reduced to meet regulatory levels. Thus, three-way catalytic converters, diesel particulate filters, etc., are added to the exhaust systems.

Exhaust emissions are at their highest level during engine start-up operating conditions. Various methods have been applied to reduce the cold start emissions of internal combustion engines. Several publications, including experimental and numerical simulations, can be found in literature (Kalam et al., 2011, Guerrero et al., 2019, Shah et al., 2011, Durat et al., 2013).

The exhaust temperature during the operation of spark-ignition engines is approximately 300 - 400°C during idle conditions and 900°C at high loads; general operation temperature is between 400 - 600°C with an equivalence ratio of 0.9 - 1.2. Without using a catalyst, the oxidation of HC and CO should result in temperatures greater than 600°C and 700°C, respectively. The HC and CO exhaust gases' catalytic oxidation can potentially reach 250°C. For the nitrogen oxide (NO<sub>x</sub>) emissions, the only satisfactory method includes catalytic processes (Heywood, 1988). Cold start performance, overall cycle performance and aging performance of three-way catalytic converters for the cycles were investigated by Kandylas and Stamatelos (2000). Consequently, it is

necessary to use additional methods, such as electrically heated catalysts, so that HC emissions can meet stringent emission regulations.

HC and CO emissions during the cold start of engines comprise the largest segment of the total air polluting emissions. Hence, the automotive industry is faced with environmental regulations to reduce cold start engine emissions. Lafyatis et al. (1998) indicated that HC emissions in the first 60 - 90 s of engine operation comprise nearly 80 % of the engine's total HC emissions. This result occurs due to the slower activation of the catalyst material at lower temperatures. To meet the regulations, the exhaust gas temperature should be greater than 150°C (Koltsakis, 1997, Latyatis et al., 1998, Ilyas et al., 2007). The light-off temperature of a catalytic converter is the temperature at which the catalytic converter efficiency reaches 50 % (Pulkrabek, 2004). There are various speeding techniques to reach the light-off temperature. These techniques can be divided into passive systems and active systems. Passive systems include the position of the catalytic converter, usage of pre-catalysts, HC traps, etc., on the exhaust system. Active systems include the usage of electrically heated catalytic converters, addition of secondary air to the exhaust system, etc., which increase the temperature of the exhaust gas. Horng et al. (2004) used a 150 cm<sup>3</sup>, four-stroke motorcycle engine to investigate cold start operating conditions using an electrically heated catalytic converter. The position and heating load of the heating elements were considered. It was determined that heating the exhaust gas increased the catalytic converter conversion efficiency; furthermore, when the heating element was located in front of the catalytic converter, the optimal CO conversion efficiency was obtained. Additionally, it was concluded that higher heating loads caused a higher rate of increase for the temperature and CO conversion efficiency.

In the study performed by Ramanathan et al. (2004), a one-dimensional two-phase model was used to investigate the effects of the light-off efficiency, transition time, and catalyst loading on the optimization of the cold start exhaust emissions. It was concluded that increasing the washcoat thickness with/without catalyst loading increased the efficiency of the catalytic converter. The coating thickness is an important parameter for transition time. Because the coating thickness was less than the optimal thickness, the transition time increased, thus resulting in higher cold start exhaust emission values. To obtain a short light-off time, it was suggested to increase the exhaust gas temperature before the catalytic converter. Additionally, it was indicated that heating the exhaust gas was more efficient than heating the solid parts.

Gong et al. (2011) experimentally studied the efficiency and light-off temperature of a catalytic converter. The effects of the length of the exhaust pipe, ignition timing, and idling speed were investigated. It was concluded that shortening the exhaust pipe increased the inlet temperature, and shortening the light-off time with a

retarded ignition timing and increased idle speed had positive effects on reducing the HC and CO emissions' light-off time. Tyagi and Ranjan (2015) studied a preheated catalytic converter. Experimentally, it was observed that the air pollutant exhaust emissions were reduced by preheating the catalytic converter. This result was due to shortening the delay period of the temperature gain by the catalytic converter. Consequently, the emission characteristics of the HC, CO, and NO<sub>x</sub> were reduced from 800 to 15 ppm, 4 to 0.07 (V/V%), and 1200 to 115 ppm, respectively. It was determined that with sufficient temperatures, the catalysts became highly activated, and the rate of reaction thus increased from the starting phase, which optimized the emission conversion of the pollutants.

Roberts et al. (2014) thoroughly investigated the cold start engine efficiency using potential solutions. It was concluded that the solution for reducing cold start emissions had to satisfy both emission reduction and fuel consumption requirements and be cost effective. Bhattacharyya and Das (1999) reviewed previous studies performed on electrically heated catalysts. Coppage and Bell (2002), Bhaskar et al. (2010) and Sendilvelan and Bhaskar (2016) used specially designed electrically heated catalytic converters in their studies. Coppage and Bell (2002) studied a commercial electrically heated catalytic converter with a secondary air injection. With this configuration, the maximum CO and HC conversion efficiencies were obtained. It was demonstrated that electric heating was ineffective for reducing NO<sub>x</sub> emissions. In Bhaskar's studies, different materials were tested for the electric heater of an EHC (electrically heated catalytic) catalytic converter with different air injection configurations. In these studies, the CO and HC emissions were reasonably reduced (Bhaskar et al., 2010, Sendilvelan and Bashkar, 2016). Furthermore, numerical studies can be found in literature, such as the study performed by Dinler et al (2018). A twenty-four equation reaction model was used to model the chemical reactions inside the catalytic converter. They modeled the cold start emissions and temperature control for an electrically heated catalytic converter. Additionally, the study attempted to control the cold start catalytic converter temperature to achieve fast light-off using different types of controllers.

This study attempted to reduce the cold start HC and CO emissions under transient conditions. Thus, electrical heaters were used, and preheating was applied before the catalytic converter. To observe the effects of preheating the heating load, the length and position of the heaters were changed. An investigation of these parameter together with time is unique to this report. Heating the exhaust gas accelerated the time needed to reach the light-off temperature.

## EXPERIMENTAL SETUP AND PROCEDURE

Experiments were conducted at the Internal Combustion Engines and Automotive Laboratory of the Mechanical Engineering Department in Gazi University. The

schematic view of the experimental set-up is shown in Figure 1. A four-cylinder, four-stroke multi point fuel injection SI engine was used in the tests. The specifications of the engine are provided in Table 1.

The temperatures were measured using K-type thermocouples on the test bench. The heaters were located before the catalytic converter. The thermocouples were located before and after the heater and after the catalytic converter. Keeping the environmental temperatures the same, the experiments were repeated at least three times.

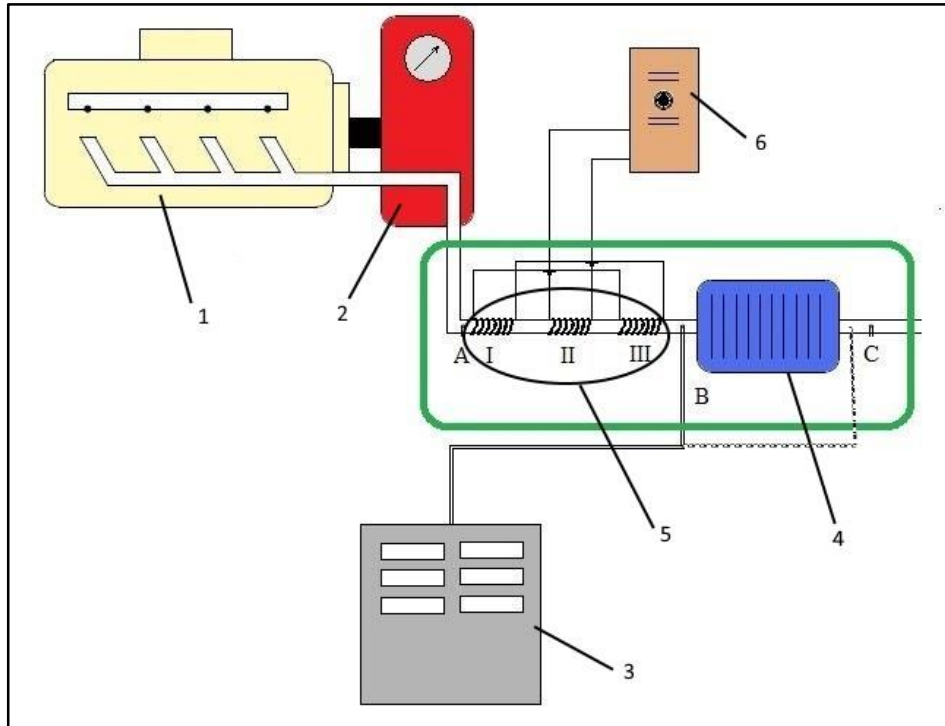
**Table 1.** Engine specifications

Engine Parameters	Specifications
Manufacturer and Type	Toyota 1.6, gasoline 4 stroke
Number of Valves	16
Type	In line 4 cylinder, MPFI
Bore x Stroke	80 mm × 77 mm
Displacement Volume	1599 cc
Compression Ratio	9.5:1
Power	103 HP
Max. Torque	137 Nm @ 3200rpm
Max. Power	103 HP @ 6000rpm
Cooling	Water Cooling

SUN MGA 1200 and Capelec CAP 3200 exhaust gas analyzers were used for the HC and CO emission measurements. The specifications of the analyzers are provided in Tables 2 and 3. During the preliminary experiments, the difference in the response time between the SUN MGA 1500 and the Capelec CAP 3200 exhaust gas analyzers was observed to be approximately 15 seconds. Based on this response time of the gas analyzers, the interval between two measurements was selected to be 15 seconds, and the measurements were performed for 150-second sets and repeated. And the mean values were taken as the measurement values, i.e., the temperature and exhaust gas emission values before and after the catalytic converter. Equation 1 was used to calculate the conversion efficiency of the catalytic converter.

$$(\eta_{cat})_i = \frac{(\dot{m}_{in})_i - (\dot{m}_{out})_i}{(\dot{m}_{in})_i} \quad (1)$$

The experiments were conducted in two stages. In the first stage, the engine was operated under cold start conditions without additional heating, and the efficiency of the catalytic converter was observed. The first 150 seconds of engine operation was considered to measure the emissions, as stated in the literature (Mahadevan et al., 2017). Measurements were taken when the engine was not loaded at the idle speed (approximately 1000 rpm). Unleaded gasoline was used, and the engine was controlled using an electrical dynamometer (Figure 1).



**Figure 1.** Schematic view of the test bed. 1. Engine; 2. Dynamometer; 3. Exhaust gas analyzer; 4. Three-way catalytic converter; 5. Resistances; and 6. Voltage Adjustable Regulator (Three-phase Variac).

**Table 2.** Specifications of the Sun MGA-1200 emission analyzer.

Parameter	Measurements range	Accuracy	Uncertainty
CO (% vol.)	0-10	0.01	% 4
CO <sub>2</sub> (% vol.)	0-20	0.01	% 4
HC (ppm)	0-20 000	1	% 4.4
O <sub>2</sub> (% vol.)	0-21	0.1	-

**Table 3.** Specifications of the Capelec Cap 3200 emission analyzer.

Parameter	Measurements range	Accuracy	Uncertainty
HC (ppm)	0-20 000	1	% 4,4
CO <sub>2</sub> (% vol.)	0-20	0.1	% 4
CO (% vol.)	0-15	0.001	% 4
O <sub>2</sub> (% vol.)	0-21.7	0.01	-

In the experiments, the first 150 seconds after the engine started was defined as the cold start regime. The measurements were taken at 15-second intervals without any modifications to the exhaust line. First, the engine was started and operated until it reached normal and steady state conditions. Then, the engine was stopped until the surface temperature of the catalytic converter reached the environment temperature. This was done to simulate the actual operating conditions of the engine. The experiments were conducted ranging from non-heating conditions to different preheating conditions for cold start engine operation. To minimize measurement errors, the experiments were repeated at least three times. During the experiments, the temperature measurements were obtained using thermocouples from three positions:

engine out (A), before the catalytic converter (B) and after the catalytic converter (C) as seen in Figure 1. Additionally, the exhaust gas emission analyzers were connected to points before the catalytic converter (B) and after the catalytic converter (C). To define the reference exhaust gas emissions without heating before the catalytic converter inlet (B), both exhaust gas analyzers were used to measure the exhaust gas emissions. It was determined that one of the exhaust gas analyzer's response was faster than that of the other analyzer. The cold engine conditions' reference measurement experiments were conducted five times, and reference values were determined by taking the average of each time step. For the cold operating condition experiments, both the engine and the catalytic converter were cooled to ambient conditions. The engine oil and ambient temperatures were measured and compared with the ambient temperature to verify that the engine had reached ambient conditions. Each experiment was conducted after this condition was satisfied.

In the second stage, gradual (fractional) preheating was applied to the exhaust gas before the catalytic converter, and the same set of experiments were repeated. The exhaust line was insulated with ceramic fiber material up to the inlet of the catalytic converter to retain the temperature of the exhaust gas. Then, heating was performed under these conditions. To increase the temperature of the exhaust gas, two 2 kW electric resistances were used (with three different positions). The resistances were controlled using a voltage adjustable regulator. By adjusting the voltage, different current values passed over the resistances, and different temperatures of the exhaust gas were obtained. Additionally, these heater resistances were located at

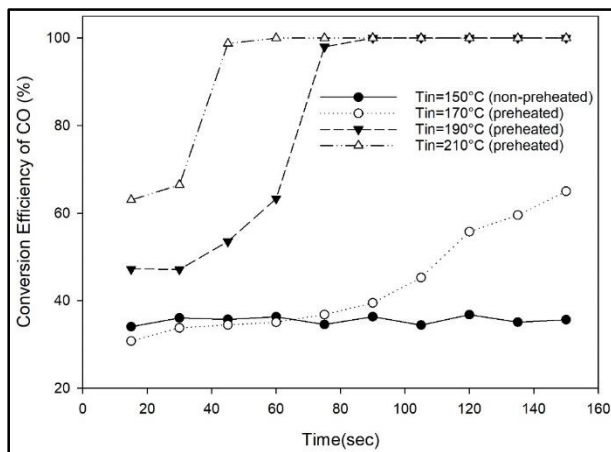
different positions on the exhaust line, and the effects of these positions were tested.

The insulated electric heaters were out of order due to high temperatures. The electrical heaters were changed and the insulation was removed to have healthy experiment conditions. However, due to incomplete insulation and environmental conditions, the heating resistors are located on the outer surface of the exhaust line; consequently, approximately 35% of the heating energy was transferred to the exhaust gas.

## RESULTS AND DISCUSSION

### Discrete Operation Carbon Monoxide Emissions

The exhaust gas temperature and emissions were measured before and after the catalytic converter. The results of the CO conversion efficiency of the catalytic converter for both non-preheated and preheated conditions are provided in Figure 2.



**Figure 2.** CO conversion efficiency for non-preheated (150°C) and preheated conditions for different inlet temperatures.

From the cold start condition (150 °C) without preheating, the catalytic converter was cooled to ambient temperature. Although the catalytic converter surface temperature decreases to ambient temperature, the internal surface temperatures of the catalyst remain higher than the ambient temperature. These conditions are defined as discrete test conditions. Under these conditions, the catalytic converter CO conversion efficiency was calculated as 35%. The reason for this is related to the fact that the measurement point (point A) was approximately 1.2 m away from the engine output. In other words, for the first 150 seconds, the increased temperature of the engine could not increase the inlet temperature due to the long distance between them. In addition, the conversion efficiency remained constant, since the inlet temperature could not reach the operating temperature of the catalytic converter with 50% efficiency in the first 150 seconds. When the exhaust gas was preheated to 170 °C, the CO conversion efficiency was approximately 37%. After 110 sec, when the light-off temperature was reached, the CO conversion

efficiency was 65%. When the preheated exhaust gas temperature was 190 °C, the CO conversion efficiency reached 100% at the 80<sup>th</sup> second. This result is a result of the discrete operation of the engine. Due to the discrete engine operation and the washcoat being insufficiently cooled, the conversion efficiency with preheating reached its maximum value in a short period of time.

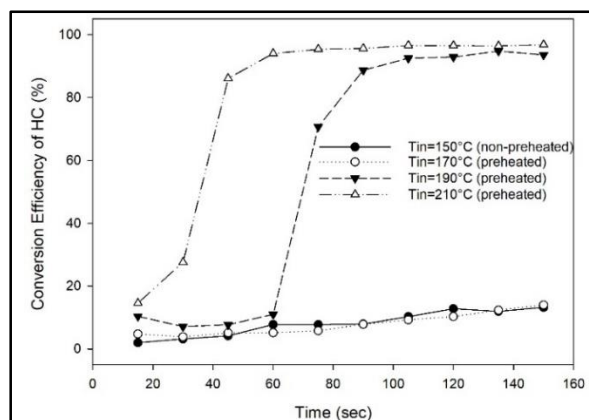
When the preheated exhaust gas temperature was 210°C before the catalytic converter under idle conditions, the maximum conversion efficiency was obtained at approximately 50 sec. This result indicates that all of the CO emissions were oxidized to CO<sub>2</sub> emissions. According to these results, discrete engine operation and preheating has the same favorable effects on the CO conversion efficiency as that during steady operation of the engine. Additionally, the values obtained from the experiments were reviewed for an uncertainty analysis. Based on the uncertainty analysis, a 4.3% uncertainty was obtained for the CO conversion efficiency.

### Discrete Operation Hydrocarbon Emissions

Due to low temperatures, SI engines produce a higher amount of HC emissions operating on idle and partial loads compared to that under full load operation. Furthermore, an engine operating on a fuel-rich mixture produces more HC emissions. Partial load (partial open throttle) operation is a source of HC emissions as well. The combustion chamber wall temperature affects the formation of the HC emissions. The cooling of the wall causes incomplete combustion and increases the HC emissions. The oxidation of the HC emissions depends on the post-combustion temperature, duration of combustion gases in the cylinder and exhaust manifold, and oxygen amount in the cylinder. The HC conversion efficiency was examined for cold start and preheated discrete engine operation regimes. The results of the conversion efficiency, which were calculated based on the non-preheated and preheated operating conditions of the repeated experiments, are provided in Figure 3.

As expected, the conversion efficiency of the HC in a similar temperature range under steady state conditions shows a change comparable to that of the CO conversion efficiency. This result can be seen in the figures. However, when the graph is examined, the conversion efficiency curves of the non-preheated (150°C) and preheated (170°C) conditions have similar trends. The reason for this is related to the fact that the measurement point (point A) was approximately 1.2 m away from the engine output. In other words, for the first 150 seconds, the increased temperature of the engine couldn't increase the inlet temperature due to the long distance between them. In addition, the conversion efficiency remained constant, since the inlet temperature could not reach the operating temperature of the catalytic converter with 50% efficiency in the first 150 seconds. For the 170°C preheated conditions at 110 seconds, the CO conversion efficiency reached the light-off temperature; however, the HC conversion efficiency did not reach values similar to that as the CO conversion efficiency. This was due to the CO emissions reaching the light-off temperature

faster than the HC emissions. For the 170°C preheated conditions, 150 seconds was not enough time to reach the light-off temperature for the HC emissions, which is why the HC conversion efficiency was similar to the non-preheated 150°C HC conversion efficiency. In the study performed by Guojiang and Song (2005), similar results were obtained. The light-off efficiencies of the CO and HC emissions were reached between approximately 80 and 110 seconds.



**Figure 3.** HC conversion efficiency for non-preheated (150°C) and preheated conditions for different inlet temperatures.

When the exhaust gas entered the catalytic converter at approximately 190°C, the light-off temperature was reached at 70 seconds, and a 90 % conversion efficiency was reached after 90 seconds. Similarly, when the inlet temperature of the catalytic converter reached 210 °C, the light-off temperature was reached in less than 35 seconds, and a conversion efficiency of 90% was reached after 35 seconds. However, the uncertainty values should be considered (uncertainty for the HC conversion efficiency is 4.4 %). Based on these results, discrete operating conditions with preheating has favorable effects on the HC conversion efficiency, and it is believed that steady state engine operation catalytic converter conversion efficiencies can be obtained.

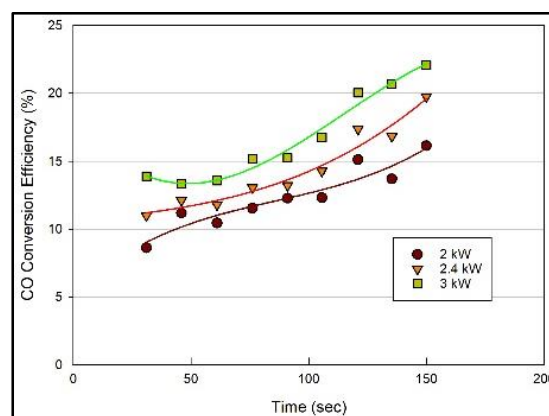
### Conversion Efficiencies of the Catalytic Converter under Cold Operating Conditions

After the discrete motor operation tests were completed, cold start motor operation tests were performed. The effects of the location of the heaters, load and length of the heater sources were examined parametrically. The heaters at different positions were connected to a Variac and heated based on the experimental conditions. Three different heat load condition tests were conducted for the position and length of each resistance.

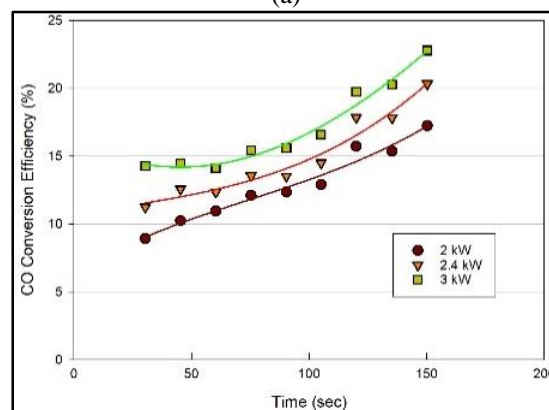
### Effects of the Heater Positions

To examine the effects of the heater locations, 2 kW, 2.4 kW and 3 kW of energy was supplied to the resistances at positions I, II and III, respectively. The experiments were conducted at idle speed (1000 rpm) without a load. The exhaust emissions were measured using the SUN MGA 1200 gas analyzer at point C after the catalytic

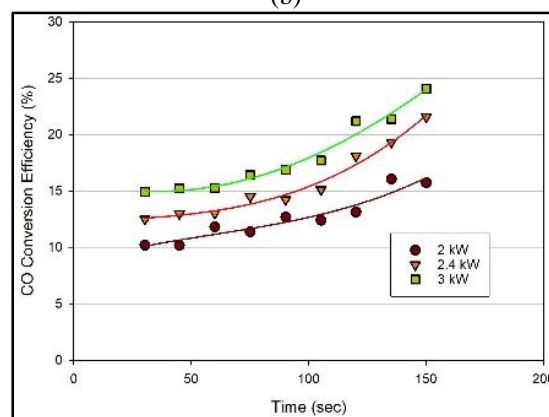
converter. At the same time, temperature measurements were performed at points A, B and C. The emission conversion graphs are provided in the following figures for the heater resistances placed in positions I, II and III. The catalytic converter conversion efficiency, which was obtained by heater I and is the most distant resistance to the converter, is provided in Figure 4(a) and Figure 5(a).



(a)



(b)



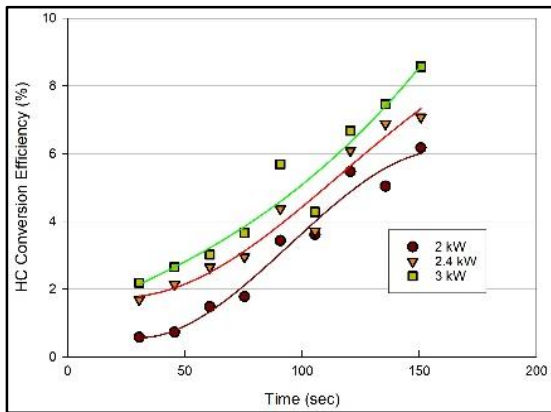
(c)

**Figure 4.** CO conversion efficiency graph for (a) position I (b) position II (c) position III.

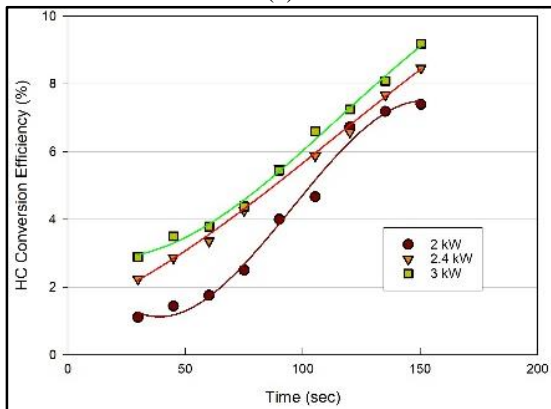
When these figures are examined, it is possible to assume that a low conversion efficiency was obtained. Because the insulating material wrapped on the resistors becomes unusable, most of the heat generated by the resistors cannot be transferred to the exhaust gas. Based on theoretical calculations, only 35 % of the generated heat was transferred to the exhaust gas. The efficiency of the reduction in the carbon monoxide increased with respect

to time because the exhaust gas was heated between the engine and the catalytic converter. Consequently, heating the exhaust gas before the catalytic converter was faster, and the efficiency was increased. Additionally, the engine had no load under idle conditions, which was when these results were obtained.

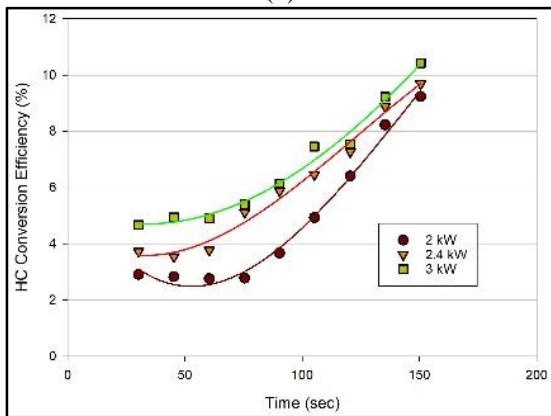
The conversion efficiencies of the carbon monoxide and the hydrocarbon gases for heater position II are provided in Figures 4(b) and 5(b), respectively.



(a)



(b)



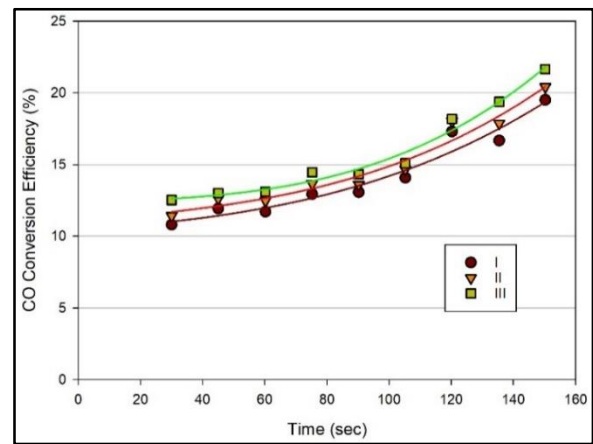
(c)

**Figure 5.** HC conversion efficiency graph for (a) position I (b) position II (c) position III.

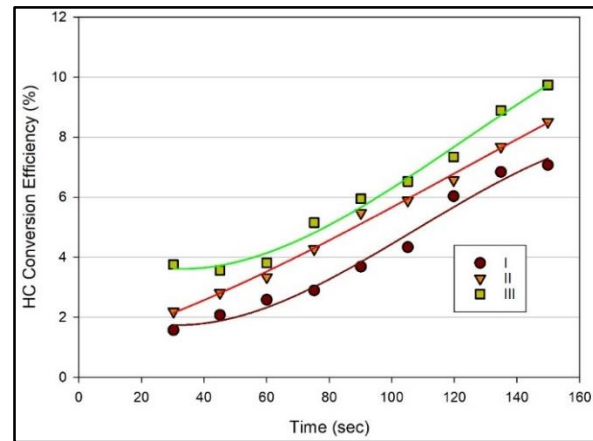
Increasing the amount of energy in the heaters increased the conversion efficiency of the catalytic converter. Because position II is closer to the catalytic converter than position I, the heat loss between the catalytic

converter and the heater in the exhaust pipe portion is less, thus increasing the conversion efficiency.

When the efficiency of the conversion efficiency is examined at position III, the efficiency values of CO and HC are higher than that at the other two positions (Figures 4(c) and 5(c)). When all of the data are examined together, the conversion efficiency is proportional to the distance between the heater and the catalytic converter (Figures 6 and 7). The conversion efficiency increases when the heater's position is close to the catalytic converter. This result occurs because the temperature of the exhaust gas entering the catalytic converter is higher due to lesser heat loss as compared to that in the exhaust pipe. Furthermore, this increases the internal temperature of the catalytic converter.



**Figure 6.** CO conversion efficiency graph for a 2.4 kW heating load.



**Figure 7.** HC conversion efficiency graph for a 2.4 kW heating load.

Figure 8 illustrates a time-dependent variation of the catalytic converter temperatures without heating and when the heaters in positions I, II and III are operated. As the heater position approaches the catalytic converter, the converter temperature increases.

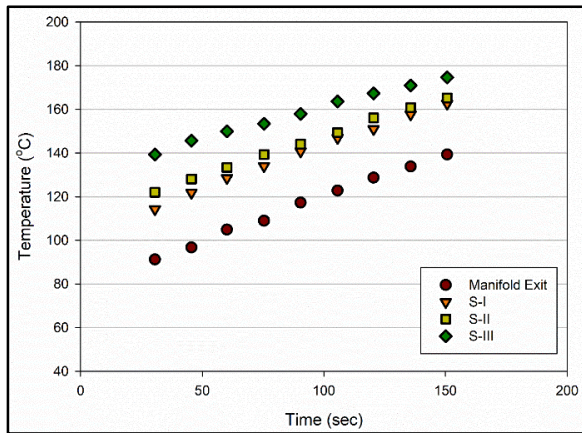


Figure 8. Temperature graph for a 2.4 kW heating load.

### Determining the Effects of the Heater Length

To determine the effects of the heater neck, the heaters were operated in pairs, i.e., the heaters in positions I and II and the heaters in positions II and III were operated together and tested. The emission conversion efficiencies of these tests are provided in Figures 9 and 10. A total of 3.5 kW of heat was produced from the double heaters.

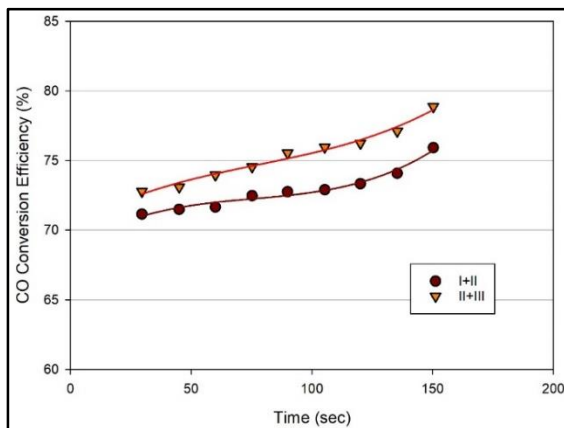


Figure 9. CO conversion efficiency graph for heaters used in pairs.

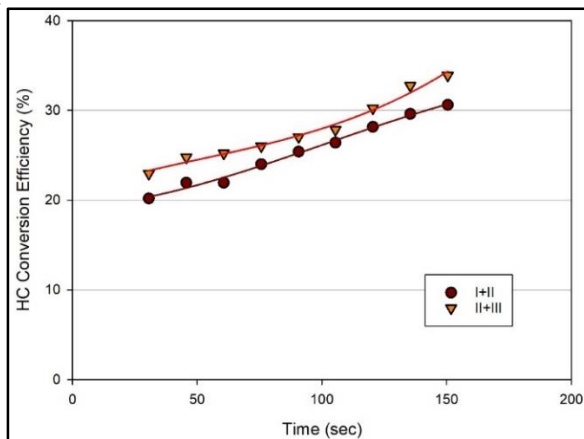


Figure 10. HC conversion efficiency graph for heaters used in pairs.

The heat transfer from the heaters increased with an extension in the length of the heaters, which can be seen in Figures 9 and 10. Increasing the wall temperature of the exhaust line heated up the gas inside it, thus warming

the monolith inside the catalytic converter. Consequently, both the warm monolith and the heated exhaust gas increased the conversion efficiency. When the heaters at positions II + III were used at the same time, the conduction heat transfer mode was also effective, which resulted in higher conversion efficiencies. Additionally, increasing the length of the heaters decreased the heat loss to the environment, which helped increase the conversion efficiencies.

### CONCLUSION

Experiments were conducted under both discrete and cold start operating conditions. Under discrete operating conditions, the engine was operated normally to reach steady state operating conditions. By preheating the exhaust gas to higher temperatures, elapsed time to reach light-off efficiency was shortened.

Then, in the second part of the study, the catalytic converter behavior and conversion efficiencies were investigated under cold start operating conditions. At the beginning of the cold start engine operation, the conversion efficiencies were zero. After preheating, both the CO and HC emission conversion efficiency values increased. The catalytic converter efficiency increased for all of the preheating conditions over time because the temperature of the exhaust gas increased over time. In the tests, which were conducted to determine the effects of the position of the heaters on the exhaust line, when the heaters were close to the catalytic converter, it was observed that the conversion efficiency increased. This result was assumed to be due to conductive heat transfer from the heater to the catalytic converter, which helped increase the washcoat temperature faster. When all of results were evaluated together, it was determined that heaters with optimum length and preheating loads should be closer to the catalytic converter to reduce cold start condition exhaust emissions. Using electrical heaters is one method for reducing cold start emissions. Due to stringent emission legislations, this method may be implemented in internal combustion engines in vehicles in the near future.

### DECLARATION OF CONFLICT

We have no conflict of interest.

### ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to thank the Scientific Technological Research Council of Turkey (TÜBİTAK). This work was supported by the Scientific Technological Research Council of Turkey under the Grant of Support Programme for Scientific and Technological Research Project (Project Code: 112M156).

### REFERENCES

Bhaskar K., Nagarajan G. and Sampath S., 2010, Experimental Investigation On Cold Start Emissions Using Electrically Heated Catalyst in A Spark Ignition Engine, *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 2, 105–118.



- Bhattacharyya S. and Das, R.K., 1999, Catalytic Control of Automotive NO<sub>x</sub>: a Review, *Int. J. Energy Res.*, 23, 351–369.
- Coppage, G.N. and Bell, S.R., 2002, Use of an Electrically Heated Catalyst to Reduce Cold-Start Emissions in a Bi-Fuel Spark Ignited Engine, *J. Eng. Gas Turbines Power*, 123, 125, doi:10.1115/1.1340640.
- Dinler N., Aktas F. and Yucel, N., 2018, Effects of channel design and temperature on the performance of the catalytic converter, *Int. J. Green Energy*, 15, 813–820, doi:10.1080/15435075.2018.1529578.
- Durat M., Parlak Z., Kapsız M., Parlak A. and Fıçıcı F., 2013, Bir Buji Ateşlemeli Motorun Egzoz Sisteminin Termal Performansın CFD ve Deneysel Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*. 33(2): 89–99.
- Gong C., Huang K., Deng B. and Liu X., 2011, Catalyst light-off behavior of a spark-ignition LPG (liquefied petroleum gas) engine during cold start, *Energy*, 36, 53–59, doi:10.1016/j.energy.2010.11.026.
- Guerrero L.M., Mendoza J.F., Ong K.T.V., Olegario-Sanchez E.M. and Ferrer, E.L., 2019, Copper-Exchanged Philippine Natural Zeolite as Potential Alternative to Noble Metal Catalysts in Three-Way Catalytic Converters, *Arab. J. Sci. Eng.*, 44, 5581–5588, doi:10.1007/s13369-019-03882-y.
- Guojiang W. and Song T., 2005, CFD simulation of the effect of upstream flow distribution on the light-off performance of a catalytic converter, *Energy Conversion and Management*, 46, 2010–2031, doi:10.1016/j.enconman.2004.11.001.
- Heywood J.B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill.
- Horng R.-F., Chou H.-M. and Hsu T.-C., 2004, Effects of heating energy and heating position on the conversion characteristics of the catalyst of a four-stroke motorcycle engine in cold start conditions, *Energy Conversion and Management*, 45, 2113–2126, doi:10.1016/j.enconman.2003.10.012.
- Iliyas A., Zahedi-Niaki M.H., Eić M. and Kaliaguine S., 2007, Control of hydrocarbon cold-start emissions: A search for potential adsorbents, *Microporous Mesoporous Mater.*, 102, 171–177, doi:10.1016/j.micromeso.2006.12.038.
- Kalam M.A. and Hassan M.H., 2011, Design, Modification and Testing of a Catalytic Converter for Natural Gas Fueled Engines, *Arab. J. Sci. Eng.*, 36, 677–688, doi:10.1007/s13369-011-0078-0.
- Kandylas I.P. and Stamatelos A.M., 2000, The behaviour of aged three-way catalytic converters in the different modes of legislated cycles, *Int. J. Energy Res.*, 24, 425–442.
- Koltsakis G., 1997, Catalytic automotive exhaust aftertreatment, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 23, 1–39, doi:10.1016/S0360-1285(97)00003-8.
- Lafyatis D.S., Ansell G.P., Bennett S.C., Frost J.C., Millington P.J., Rajaram R.R., Walker A.P. and Ballinger T.H., 1998, Ambient temperature light-off for automobile emission control, *Appl. Catal. B Environ.*, 18, 123–135, doi:10.1016/S0926-3373(98)00032-0.
- Mahadevan G. and Subramanian S., 2017, Experimental Investigation of Cold Start Emission using Dynamic Catalytic Converter with Pre-Catalyst and Hot Air Injector on a Multi Cylinder Spark Ignition Engine, *SAE Technical Paper 2017-01-2367*, doi:10.4271/2017-01-2367.
- Pulkrabek W.W., 2004, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, New Jersey, Pearson Prentice Hall.
- Ramanathan K., West D.H., Balakotaiah V., 2004, Optimal design of catalytic converters for minimizing cold-start emissions, *Catalysis Today*, 98, 357–373, doi:10.1016/j.cattod.2004.08.003.
- Roberts A., Brooks R. and Shipway P., 2014, Internal combustion engine cold-start efficiency: A review of the problem, causes and potential solutions, *Energy Conversion and Management*, 82, 327–350, doi:10.1016/j.enconman.2014.03.002.
- Sendilvelan S. and Bhaskar K., 2016, Experimental analysis of catalytic converter for reducing environmental pollution from SI engine using electrically initiated and chemically heated catalyst, *ARPJ. Eng. Appl. Sci.*, 11, 13735–13739.
- Shah A.N., Ge Y. Shan and Jiang L., 2011, Impact of a Urea-Selective Catalytic Reduction System on Volatile Organic Compound Emissions from a Diesel Engine, *Arab. J. Sci. Eng.*, 36, 891–901, doi:10.1007/s13369-011-0072-6.
- Tyagi R.K. and Ranjan R., 2015, Effect of heating the catalytic converter on emission characteristic of gasoline automotive vehicles, *Int. J. Ambient Energy*, 36, 235–241, doi:10.1080/01430750.2013.853205.



## THERMAL PERFORMANCE ANALYSIS OF A STIRLING ENGINE ENERGIZED WITH EXHAUST GAS OF A DIESEL ENGINE

Mesut DUZGUN\* and Halit KARABULUT\*\*

Department of Automotive Engineering, Faculty of Technology, Gazi University, 06560, Ankara, Turkey

\* mduzgun@gazi.edu.tr; ORCID: 0000-0003-0582-4183

\*\* halitk@gazi.edu.tr; ORCID: 0000-0001-6211-5258

(Geliş Tarihi: 03.05.2021, Kabul Tarihi: 11.10.2021)

**Abstract:** Theoretical and experimental investigations indicate that at high loads such as 3/4 throttling or more and high speeds such as 3000 rpm or more, the exhaust gas temperatures of the Internal Combustion engines are about 900-1000 K. The amount of heat wasted with exhaust gas of the Internal Combustion engines is equivalent to the power of them. By considering this feature of the Internal Combustion engines, a Hybrid engine consisting of an Internal Combustion (IC) engine and a gamma type Stirling engine was proposed and analyzed from the thermodynamic point of view. Hybrid engine is formed by combining the Stirling and IC engines via a common crankshaft and a common cylinder. The Internal Combustion engine may be a four stroke Diesel engine having an unconventional piston consisting of a crown and a rod. Via using this kind of pistons, two chambers are created in the same cylinder where one of them take part at above of the piston crown, while the other is taking part at below of the piston crown. In the combined engine presented here, the chamber at below of the piston crown is used as the expansion volume of the Stirling engine while the other chamber is being used as operational volume of the Diesel engine. In this study the thermodynamic performance of the Hybrid engine was investigated via using statistical values of common Diesel engines. For Stirling engine; 800 K heater surface temperature, 392 K cooler surface temperature, 800 W/m<sup>2</sup>K heat transfer coefficient in regenerator, 300 W/m<sup>2</sup>K heat transfer coefficient in cooler and heater, 250 rad/s engine speed and 12.5 bar air charging pressure were used as principal inputs. The output power of the Diesel engine was assumed to be 120 kW which provides 120 kW heat to Stirling engine. The heat transfer areas of cooler, heater and regenerator were optimized as 0.33 m<sup>2</sup>, 0.6 m<sup>2</sup> and 4.6 m<sup>2</sup> respectively. The optimum thermal efficiency and power of the Stirling engine were determined as 47 % and 24 kW. The total thermal efficiency of the combined engine is expected to increase 6 % compared to the stand-alone Internal Combustion engine. For 12.5 bar average gas pressure in the cylinder of Diesel engine, the working fluid mass in the Stirling engine was determined as 17g.

**Keywords:** Energy Source, Heat Recovery, Thermodynamic Analysis, Hybrid engine, Combined Stirling and Diesel engine.

## BİR DİZEL MOTORUNUN EGZOZ GAZI İLE ENERJİLENDİRİLEN STIRLING MOTORUNUN ISIL PERFORMANS ANALİZLERİ

**Özet:** Teorik ve deneysel birçok araştırma içten yanmalı motorlarda ¾ ve daha fazla gaz kelebek açıklığında, 3000 rpm ve daha yüksek devirlerde egzoz gazı sıcaklığının 900-1000 K'e ulaştığını göstermektedir. İçten yanmalı motorlarda egzoz gazı ile atılan ısı yaklaşık olarak motorların güçlerine eşit miktardadır. İçten yanmalı motorların bu özellikleri göz önünde bulundurularak, bu çalışmada içten yanmalı bir motor ve bir stirling motorundan meydana gelen hibrit bir motorun termodinamik analizlerinin yapılması amaçlanmıştır. Bu hibrit motor; içten yanmalı motor ile stirling motorunun krank mili ve silindirin ortak kullanımı ile meydana gelmektedir. İçten yanmalı motor geleneksel olmayan bir piston ve biyel mekanizmasından oluşan 4 zamanlı bir dizel motordur. Bu tip pistonlar kullanılarak aynı silindir içerisinde biri piston tepesinin üstünde diğeri pistonun alt tarafında olmak üzere iki oda oluşturulmaktadır. Bu çalışmada sunulan hibrit motorda pistonun altında kalan hacim stirling motorun genleşme hacmi olarak kullanılırken diğeri oda dizel motorun çalışma hacmi olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada yaygın kullanımda olan bir dizel motorunun istatistiksel verileri kullanılarak stirling motorunun termodinamik performansı incelenmiştir. Stirling motoru için analiz girdileri olarak; 800 K ısıtıcı yüzey sıcaklığı, 392 K soğutucu yüzey sıcaklığı, 800 W/m<sup>2</sup>K rejeneratörün ısı transfer katsayısı, 300 W/m<sup>2</sup>K ısıtıcı ve soğutucunun ısı transfer katsayısı, 250 rad/s motor hızı ve 12.5 bar hava şarj basıncı kullanılmıştır. Dizel motorunun çıkış gücünün 120kW olduğu varsayılarak Stirling motoru için de 120 kW'lık giriş sıcaklık değeri kabul edilmiştir. Soğutucu, ısıtıcı ve rejeneratörün ısı transfer alanları sırası ile 0,33 m<sup>2</sup>, 0,6 m<sup>2</sup> ve 4,6 m<sup>2</sup> olarak optimize edilmiştir. Stirling motorunun optimum termal verimliliği ve motor gücü % 47 ve 24 kW olarak belirlenmiştir. Hibrit motorun toplam termal verimliliği yalnız içten yanmalı motorun sağladığı değer ile karşılaştırıldığında %6 artmıştır. Dizel motorun silindiri içerisindeki ortalama gaz basıncının 12,5 bar olduğu durumda Stirling motorundaki çalışma akışkanının kütlesi 17 g olarak belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Enerji kaynağı, Isı geri kazanımı, Termodinamik analiz, Hibrit motor, Birleştirilmiş Dizel ve Stirling motoru

## NOMENCLATURE

$A_k$	Heat transfer area of nodal volume k (m <sup>2</sup> )
$A_d$	Displacer crosscut area (m <sup>2</sup> )
$A_p$	Crosscut area of power piston crown (m <sup>2</sup> )
$A_{pr}$	Crosscut area of piston rod (m <sup>2</sup> )
$A_{dr}$	Crosscut area of displacer rod (m <sup>2</sup> )
$C_p$	Specific heat of working gas at constant pressure (J/kgK)
$C_v$	Specific heat of working gas at constant volume (J/kgK)
$d$	See Figure 2 (m)
$d$	Displacer
$dr$	Displacer rod
$E_k^i$	Kinetic energy flow into the cell k during $\Delta t$ period (J)
$E_k^o$	Kinetic energy flow out of the cell k during $\Delta t$ period (J)
$f$	See Figure 2 (m)
$F$	Former
$H_k^i$	Enthalpy follow into the cell k during $\Delta t$ period (J)
$H_k^o$	Enthalpy follow out of the cell k during $\Delta t$ period (J)
$h$	See Figure 2 (m)
$i$	Into the cell k
$k$	Cell counter
$L$	Left to the cell k
$m$	Total gas mass in the engine (kg)
$m_k$	Air mass in cell k (kg)
$m_k^F$	Air mass in cell k at former time step (kg)
$m_k^R$	The total air mass in cells on the right of the cell k (kg)
$m_k^L$	The total air mass in cells on the left of the cell k (kg)
$\Delta m_k$	Change of mass in cell k during the period $\Delta t$ (kg)
$o$	Out of the cell k
$P$	Pressure in the engine (bar)
$p$	Piston
$pr$	Piston rod
$R$	Crank radius (m)
$R$	Right to the cell k
$\mathfrak{R}$	Gas constant of working fluid (J/kgK)
$S_p$	Length of the piston rod (m)
$S_d$	Length of the displacer rod (m)
$T_k$	Gas temperature in cell k (K)
$T_k^w$	Matrix temperature in cell k (K)

$T_k^F$	Former gas temperature in cell k (K)
$\Delta T_k$	Change of gas temperature in cell k during $\Delta t$ (K)
$V_k$	Volume of cell k (m <sup>3</sup> )
$V_c$	Volume of cold space blow the displacer (m <sup>3</sup> )
$V_h$	Volume of hot space above the displacer (m <sup>3</sup> )
$V_e$	Volume of expansion space below piston (m <sup>3</sup> )
$x_d$	Distance between crankshaft center and displacer bottom (m)
$y_p$	Distance between crankshaft center and bottom of piston crown (m)
$Z$	See Figure 2 (m)
$\alpha_k$	Convective heat transfer coefficient in nodal volume k (W/m <sup>2</sup> K)
$\beta$	Angle of connecting rod of piston (rad)
$\phi$	Angle of connecting rod of displacer (rad)
$\eta$	Length of the connecting rod of displacer (m)
$\lambda$	Length of the connecting rod of piston (m)
$\Omega$	A dummy constant to avoid divergence of solution process
$\omega$	Speed of the engine (rad/s)
$\theta$	Amount of crankshaft rotation (rad)

## INTRODUCTION

Stirling engine is a technology that can be used to convert alternative energies into mechanical energy. Stirling engine is also eligible to improve the performance of the current energy conversion systems by hybridizing them with the Stirling engine. However, the current level of the Stirling technology is not sufficient to use them in industrial energy conversion systems. For the current situation at least forty research teams are working on Stirling engines. Some of the recent research is presented in the following review of the literature.

For the time being, most of the transport and work machines use piston type Internal Combustion Engines. The largest portion of the petroleum produced in the world is consumed by the piston type Internal Combustion Engines named as gasoline and Diesel. By these engines, only 30-40% of the heat generated by combustion is converted to mechanical energy.

The remaining of the heat is wasted to the atmosphere by exhaust gas and cooling water. The ratios of the heat wasted by exhaust gas to the total energy of the fuel is approximately 30%. The ratio of the cooling heat to the total energy of the fuel is also at the same order with exhaust energy. In order to recover the waste heat of exhaust gas, different concepts are implemented. Among them the most commons are the use of turbocharger, thermoelectric generator, Stirling engines and Rankin

Cycle Engines (Jadhao and Thombare, 2013; Noor et al, 2014).

Stirling engines are thermodynamic systems converting the heat into mechanical power via a thermodynamic cycle. For the time being, the use of Stirling engines in an exhaust heat recovery system is a concept. In order to recover the exhaust heat of an Internal Combustion Engine by means of a Stirling engine, some alternative methods are available. One of them may be the energization of an autonomous Stirling engine with the exhaust gas of an autonomous Internal Combustion Engine where no mechanical link is present between Stirling engine and Internal Combustion Engine. Another method may be the mechanical combination of a Stirling engine with an Internal Combustion engine by means of a common crankshaft. The other method may be the energization of a Free piston Stirling engine with the exhaust gas of an Internal Combustion Engine, where no mechanical link is present between the Free piston Stirling engine and Internal Combustion Engine. A forth method may be the mechanical combination of a gamma type Stirling engine and an Internal Combustion Engine via a common crankshaft and a common cylinder. According to the literatures of Stirling and Internal Combustion Engines, there is not any successful application of Stirling engines in exhaust heat recovery systems. There are however some attempts to use Stirling engines as a heat recovery system on Internal Combustion Engines. There are also several theoretical analyses related to the performance prediction of Stirling engines using exhaust gas as energy source.

Hirata and Kawada (2005) conducted a project to develop a multi cylinder and large power Stirling engine for use as prime-mover on ships. Theoretical analysis and experimental data obtained from a three-cylinder Stirling engine prototype indicated that the size of Stirling engines is not appropriate for ship propulsion. Authors pointed out however that, Stirling engine can be used together with ship Diesel engines as a heat recovery device.

Li et al (2012) performed a rhombic-drive Stirling engine development project for Micro Combined Heat and Power systems. The developed Stirling engine works with exhaust gases at moderate and high temperatures. The heater of the Stirling engine was housed in a chamber where the heater, consisting of tubes, makes heat exchange with an exhaust gas circulating at high turbulence. The exhaust gas circulating in the chamber comes from a gasoline engine. The developed engine provides 3476 W power at 1248 rpm speed. The heat requirement of the Stirling engine was estimated to be 15000 W. According to the presented data, the thermal efficiency of the engine is 23% while the heater temperature is about 850 K.

Karabulut et al (2019) proposed a Martini type Stirling engine working with exhaust energy of an Internal Combustion Engine with 100 kW power output and analyzed its thermodynamic performances. For realistic

conditions, the power output and thermal efficiency of the Martini Engine was predicted as about 10 kW and 21% respectively. Martini Engine was found to be an efficient device for exhaust heat recovery. In order to determine the optimum type Stirling engines for recovering of heats with low and moderate temperatures, Wang and coworkers (Wang et al, 2016) conducted a comprehensive literature survey. Authors concluded that the kinetic and thermoacoustic type of Stirling engines are more suitable for the recovery of the low and moderate temperature heats.

Alfarawi et al (2014) carried out a theoretical study to estimate the mass and volume of a 2 kW Stirling engine energized by the exhaust gas heat of an Internal Combustion Engine. The engine was considered to drive the alternator which will be decoupled from the Internal Combustion Engine. The hot and cold end temperatures of the engine were assumed to be 850 and 450 K. The charge pressure, rotation speed, regenerator volume, compression swept volume and expansion swept volume were estimated as 2 MPa, 750 rpm, 540 cc, 611 cc and 814 cc respectively. The engine is expected to provide 40% thermal efficiency. The heater and cooler of the engine were optimized with CFD analysis. The mass of the engine was predicted as about 11-14 kg.

In a theoretical Study, Izadiamoli and Sayyaadi (2018) conducted performance analysis of a hybrid power system consisting of an Otto Engine and a Stirling engine. In the same study Izadiamoli and Sayyaadi (2018) conducted the performance analysis of a hybrid power and cooling system consisting of an Otto Engine, A Stirling engine and A Stirling Cooler. In the study, authors predicted the exhaust gas temperature of the Otto Engine via Finite Speed and Finite Time Thermodynamics. The performance analyses of the Stirling engine and Stirling Cooler were carried out via a second order thermodynamic model. Under full load, the exhaust gas temperature of the Otto Engine was determined to be varying between 975 K and 1060 K as the engine speed varying from 1000 rpm to 6000 rpm. While the thermal efficiency of the stand-alone Otto Engine was about 30%, the thermal efficiency of the combined Otto-Stirling power system reached to 36%. For the combined power and cooling system authors reported a 15% total fuel saving as well as 27% reduction in carbon dioxide production.

Yu et al (2013) conducted a theoretical study to design a Stirling engine working with the exhaust gas of a 1.5 Liter four cylinders gasoline engine which is a turbocharged engine having 70 kW power output at economic use speed. Initially, authors investigated the exhaust gas temperature of the gasoline engine. For this purpose, authors measured the inlet and outlet gas temperatures of the turbocharger. The temperature measurements were conducted at full load. For the speed range of 2000-3500 rpm, the inlet and outlet gas temperatures of the turbocharger were found to be about 930 °C and 800 °C. In the design of the Stirling engine, the outlet gas temperature of the turbocharger was used.

Hydrogen was chosen as working fluid for Stirling engine. The power and thermal efficiency of the designed Stirling engine were reported as 6475 W and 17.5%. According to this results, the total thermal efficiency of the combined Otto/Stirling system is expected to increase 10% compared to that of the standard Otto Engine.

Via developing a second order thermodynamic model, Saxena and Ahmed (2017) carried out the performance analyses of a rhombic-drive Stirling engine working with exhaust gas heat. Authors examined the performance of the engine according to several design parameters like; working fluid mass, total dead volume, thermal resistance, and hot side and cold side temperatures. For 1 kW power output, in the case of using tube-fin type compact heat exchangers, authors predicted a 7.8 liter total working fluid volume and 12.6% thermal efficiency. For the same power output, in the case of using printed circuit heat exchangers, authors predicted a 3.25 liter total working fluid volume and 10.8% thermal efficiency.

Via the zero order, first order and second order thermodynamic analyses, Cullen et al (2009) investigated the power and thermal efficiency of an engine named as United Stirling 4-95 Mk II, which is considered as the heat recovery component of an Otto Engine having 255 kW power output, 763 K exhaust gas temperature and 351 K cooling water temperature. United Stirling 4-95 II is a double acting 4-cylinder alpha type engine having 540 cc swept volume. As working fluid, the engine uses hydrogen at 20 MPa. For 993 K expansion volume gas temperature, 323 K coolant temperature and 1800 rpm speed; the rated power of the United Stirling 4-95 II is given as 25 kW. By considering that the United Stirling 4-95 II uses the exhaust gas as heat source and cooling water as heat sink (which are provided by the above mentioned Otto Engine), authors predicted 48 kW power at 4000 rpm speed for United Stirling 4-95 II. For this power and speed, the thermal efficiency of United Stirling 4-95 II was predicted to be about 30%. The thermal efficiency of the combined Otto/Stirling system was estimated as 42.2% where the thermal efficiency of the stand-alone Otto Engine was about 35.5%.

In order to indicate that whether the Stirling engine has a potential of use for recovering heat from exhaust gas of Otto cycling engines, Huang et al (2016) conducted an experimental and theoretical study. In the study authors measured the exhaust gas temperature of an Otto Engine having 110 kW rated power. Via using the measured exhaust gas temperature as the heat source temperature of a beta type rhombic-drive Stirling engine, authors calculated the shaft power of the Stirling engine. The exhaust gas temperature of the Otto Engine was measured as about 950 K. The shaft power of the Stirling engine was predicted as 1.4 kW with adiabatic second order thermodynamic model. However, the experimental investigation indicated that the power generated by the Stirling engine is about 535 W only. As the result of the study authors pointed out that, the heat transfer coefficient between the exhaust gas and heater of the Stirling engine is very low. Authors pointed out also that,

the adiabatic thermodynamic model is not a realistic tool to calculate the performance parameters of Stirling engines. Despite of some problems, Stirling engine was found to be a promising technology for heat recovery from exhaust gas of Internal Combustion Engines.

In this study a Hybrid engine concept consisting of an Internal Combustion Engine and a Gamma Type Stirling engine was proposed. The Stirling component of the Hybrid engine works with the exhaust gas energy of the IC component. The energy and temperature of the exhaust gas ejected by IC Engine is assumed to be statistically known and the thermal performance of the Stirling engine was investigated via the nodal analysis. The main novelty of this work is the mechanical combination of a gamma type Stirling engine and an Internal Combustion Engine via a common crankshaft and a common cylinder.

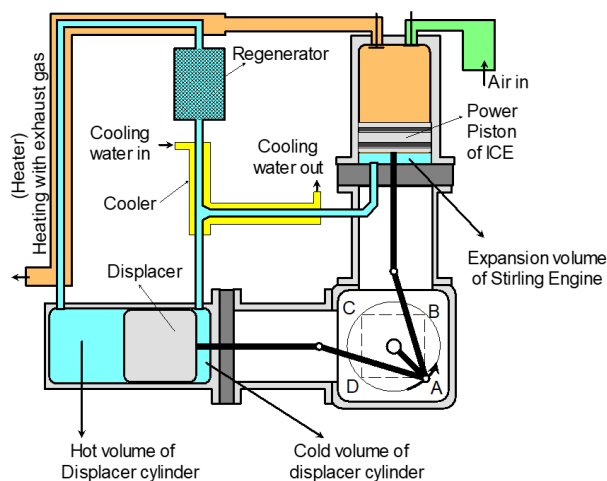
## PHYSICAL SYSTEM AND MATHEMATICAL MODEL

### Physical system

Figure 1 indicates the schematic view of the combined Stirling and Internal Combustion (IC) engine. The combined engine involves rectangularly connected two cylinders which are named as displacer cylinder and power cylinder. As seen in Figure 1, the volume of the displacer cylinder is divided into two chambers by a displacer. Chambers above and below the displacer are named as hot and cold volumes respectively. The volume above the displacer is connected to the volume below the displacer through a heater, a regenerator and a cooler. Heater is a heat exchanger where the working fluid of the Stirling engine makes heat exchange with the exhaust gas of the IC engine. The regenerator is a cavity filled with a porous material such as wire screen foils or randomly packed fibrous metallic materials. The solid part of the regenerator is named as regenerator matrix. The cooler is also a heat exchanger in which the working fluid of the Stirling engine makes heat exchange with a cold fluid.

In the system a power piston, similar to that of the two stroke marine engines, is used. Via this piston, two chambers are facilitated in the cylinder of the IC engine; one of them is above the crown of the piston while the other is below the crown. The volume below the crown is connected to the displacer cylinder and enables the expansion of the working fluid of the Stirling engine. The volume above the crown is the operational volume of the IC engine where the intake, compression, combustion, expansion and exhaust processes of the IC engine are accomplished. Between volumes below and above the crown, there will be a certain amount of gas leakage. Therefore, the working fluid of the Stirling engine may not be special fluid such as Helium or Hydrogen. As seen from Figure 1, the crankshaft has only 1 crankpin and, connecting rods of both the power piston and displacer are connected to this crankpin.

The thermodynamic cycle of the Stirling engine may be explained by dividing the circle formed by crankpin into 4 sections as illustrated in Figure 1. The Position of the crankpin seen in Figure 1 may be assumed as the starting instant of the engine. While the crankpin is at A, the power piston is at the bottom dead center of itself. The displacer is at the bottom dead center of itself as well. The total inner volume of the Stirling engine is at lowest level. The most of the working fluid of Stirling engine is in hot volume of the displacer cylinder. Therefore, the pressure of the working fluid of Stirling engine is at highest level. While the crankpin is moving from A to B, the displacer remains at about the bottom dead center of itself. The power piston moves upwards and the expansion volume below the crown enlarges. During this process, the working fluid in the hot volume of displacer cylinder flows into the expansion volume and generates work. When the crankpin arrived to B, the expansion period of the Stirling engine terminates. A significant amount of the working fluid of the Stirling engine is in the hot volume above the displacer. The other significant amount of the working fluid is in the expansion volume below the power piston. While the crankpin is moving from B to C, the power piston remains at about the top dead center of itself. The displacer moves upwards and removes the working fluid from the hot volume to the cold volume. During this process the total inner volume of the Stirling engine remains almost constant and the working fluid undergoes a constant volume cooling process by making heat exchange with regenerator and cooler through narrow flow channels and generates a damping force acting to displacer. The flow resistance appearing in the heater regenerator and cooler may also generate adequate damping force to stabilize the motion of the displacer.



**Figure 1.** Schematic view of the conceptual Hybrid engine.

When the crankpin arrived to C, the total inner volume of the Stirling engine is almost at maximum level and the gas pressure in the engine is at minimum level. A significant amount of the working fluid is in the expansion volume below the crown of the piston. While the crankpin is moving from C to D, the displacer remains almost constant at about the top dead center of

itself. The power piston moves downwards and removes the working fluid from expansion volume to the cold volume below the displacer through a cold heat exchanger. During this process the working fluid undergoes a compression process. Due to the compression work made on the working fluid, the temperature of it tends to increase. However, the heat exchange in the cold heat exchanger limits the increase of the working fluid partially. When the crankpin arrived to D, the largest amount of the working fluid is collected in the cold volume below the displacer. Due to that the temperature of the working fluid is comparatively lower, its pressure is also comparatively lower. While the crankpin is moving from D to A, the power piston remains almost constant at about the bottom dead center of itself. The displacer moves downwards and removes the working fluid from cold volume to the hot volume through cooler, regenerator and heater. During this process the total inner volume of the Stirling engine remains almost the same. While the working fluid is flowing from the cold volume to the hot volume, it makes heat exchange at constant volume with regenerator and heater. This process is the heating process of the working fluid at constant volume. Due to increase of the temperature, the pressure of the working fluid increases as well. When the crankpin arrived to A, the thermodynamic cycle of the Stirling engine is completed. The working fluid is ready to perform a second cycle.

In gamma type Stirling engines, the connection of displacer cylinder to expansion volume may be either from hot end or cold end. Despite that the hot end connection provides a relatively higher work, in this study the cold end connection was preferred. This is done to protect the expansion volume from high temperature. The lower expansion volume temperature should prevent evaporation of lubricant and protect the heat exchangers from contamination of lubricant.

### Mathematical Model

The analysis conducted here involves the prediction of performance parameters of the Stirling component of combined engine. In the analysis, the nodal approximation was used. The inner volume of the Stirling engine was divided into 28 nodal volumes or cells. The first and second of nodal volumes are the hot volume of the displacer cylinder and the heater volume. Nodal volumes from 3 to 25 are regenerator cells. Nodal volumes 26, 27 and 28 are respectively; cooler volume, cold volume of the displacer cylinder and expansion volume below the crown of the piston.

The unknowns of this analysis are; the temporal gas pressure in the engine ( $p$ ), the temporal nodal temperatures of the gas ( $T_k$ ), the temporal values of the varying nodal volumes ( $V_k$ ) and the temporal masses in nodal volumes ( $m_k$ ).

Assumptions of the analysis are;

- 1) The independent variable of the analysis is time ( $t$ ).

- 2) The working fluid of Stirling engine is air and it is assumed to be a perfect gas.
- 3) Pressure differences between different nodal volumes due to flow frictions are disregarded.
- 4) For regenerator matrix no energy balance is used.
- 5) The regenerator matrix possesses a permanent temperature distribution varying step by step between cooler and heater temperatures.
- 6) The analysis does not involve the calculation of heat transfer between exhaust gas and outer surface of heater.
- 7) The inner heat transfer surface temperatures of cooler and heater are the known parameters of the analysis.
- 8) The engine rotates with a constant speed.
- 9) In all nodal volumes, there is heat exchange between working gas and solid boundaries.

The instantaneous values of the gas pressure in the engine was calculated with the Schmidt formula given as

$$p = \frac{m\mathfrak{R}}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \dots + \frac{V_{28}}{T_{28}}} \quad (1)$$

The variations of temporal temperature in nodal volumes were calculated with the first law of the thermodynamics given for unsteady open systems,

$$Q_k - W_k = (m_o \cdot h_o)_k - (m_i \cdot h_i)_k + (\Delta U)_k \quad (2)$$

In this equation;

$Q_k$ ,  $W_k$ ,  $(\Delta U)_k$ ,  $(m_o \cdot h_o)_k$  and  $(m_i \cdot h_i)_k$  indicate respectively the heat exchange of the working fluid with solid boundaries of the nodal volume, the work generated in the nodal volume, the internal energy variations in the nodal volume, the enthalpy conveyed out of the nodal volume and the enthalpy conveyed into the nodal volume. In Equation (2) by substituting

$$Q_k = \alpha_k A_k (T_k^w - T_k) \Delta t \quad (3)$$

$$W_k = p \Delta V_k \quad (4)$$

$$(\Delta U)_k = m_k C_v \Delta T_k + C_v T_k \Delta m_k \quad (5)$$

$$(m_o \cdot h_o)_k = H_k^o \quad (6)$$

$$(m_i \cdot h_i)_k = H_k^i \quad (7)$$

the equation

$$\alpha_k A_k (T_k^w - T_k) \Delta t - p \Delta V_k = H_k^o - H_k^i + m_k C_v \Delta T_k + C_v T_k \Delta m_k \quad (8)$$

is obtained. By adding  $\Omega \Delta T_k$  to both sides of the last equation and then solving for  $\Delta T_k$  results in

$$\Delta T_k = \left[ \alpha_k A_k (T_k^w - T_k) \Delta t - p \Delta V_k + (H_k^i - H_k^o) - C_v T_k \Delta m_k + \Omega \Delta T_k \right] / (m_k C_v + \Omega) \quad (9)$$

In last equation, the subscript k indicates any one of the nodal volumes taking part in the engine. The term  $(H_k^i - H_k^o)$  indicates the total enthalpy flow in and out of the nodal volume k. When the engine is running, the working fluid may enter in to the nodal volume k from the nodal volume k-1 and, exit towards nodal volume k+1. It may also enter from the nodal volume k+1 and, exit towards nodal volume k-1. There are also other specific situations such as entering and exiting through the same boundary etc. If the enthalpy flow in and out of the nodal volume k is calculated by using the boundary temperatures of the nodal volume k, the complexity of calculation is avoided and its calculation simply becomes,

$$(H_k^i - H_k^o) = \left[ \begin{array}{l} -C_p \frac{T_k + T_{k+1}}{2} \sum_{j=k+1}^{j=n} \Delta m_j \\ -C_p \frac{T_{k-1} + T_k}{2} \sum_{j=1}^{j=k-1} \Delta m_j \end{array} \right] \quad (10)$$

The total of mass variations in volumes on the right and in volumes on the left of k are calculated as,

$$\sum_{j=k+1}^{j=n} \Delta m_j = \left[ \begin{array}{l} (m_{k+1} + m_{k+2} + m_{k+3} + \dots + m_n) - \\ (m_{k+1}^F + m_{k+2}^F + m_{k+3}^F + \dots + m_n^F) \end{array} \right] \quad (11)$$

and

$$\sum_{j=1}^{j=k-1} \Delta m_j = \left[ \begin{array}{l} (m_1 + m_2 + \dots + m_{k-1}) - \\ (m_1^F + m_2^F + \dots + m_{k-1}^F) \end{array} \right] \quad (12)$$

The temporal values of the gas temperatures in cells are calculated by taking the sum of temperature change of gas and the former value of its temperature such as,

$$T_k = T_k^F + \Delta T_k \quad (13)$$

In last equation  $T_k$  and  $T_k^F$  indicate respectively the temporal temperatures of the cell at the current and at the previous time steps.

The temporal values of the varying volumes are calculated via kinematic relations. The coordinate system and some of symbols used in the analysis are seen in Figure 2. The crankshaft center was chosen as the origin of the coordinate system. The engine rotates in anticlockwise direction with a constant speed. As seen in Figure 2, the crankshaft angle was measured from negative direction of y axis. The power piston and

displacer make reciprocal motions on y and x axes respectively. According to the position of the piston presented in Figure 2, the volume of expansion space of the Stirling engine, which takes part below the crown of the power piston, may be stated as

$$V_e = (y_p - z)(A_p - A_{pr}) \quad (14)$$

With respect to Figure 2, the position coordinate of the piston ( $y_p$ ), may be stated as

$$y_p = -R \cos \theta + \lambda \cos \beta + S_p \quad (15)$$

As seen in Figure 2,  $\beta$  is the angle between the axis of piston rod and its connecting rod. In terms of crankshaft angle  $\beta$  is stated as,

$$\beta = \arcsin \left[ \frac{R}{\lambda} \sin \theta \right] \quad (16)$$

According to the position of the displacer presented in Figure 2, the volumes of the cold and hot spaces of the displacer cylinder may be stated respectively as

$$V_c = (x_d - h)(A_d - A_{dr}) \quad (17)$$

and

$$V_h = (d - x_d - f)A_d \quad (18)$$

With respect to Figure 2, the position coordinate of the displacer's bottom end may be stated as

$$x_d = -R \sin \theta + \eta \cos \varphi + S_d \quad (19)$$

As seen in Figure 2,  $\varphi$  is the angle between displacer rod and its connecting rod and can be stated in terms of crankshaft angle as,

$$\varphi = \arcsin \left( \frac{R}{\eta} \cos \theta \right) \quad (20)$$

Temporal values of gas masses in nodal volumes are calculated with the perfect gas relation

$$m_k = \frac{pV_k}{RT_k} \quad (21)$$

Equations given above are adequate for the thermodynamic analysis of Stirling component of the combined engine.

For the solution of these equations a computer program was prepared in FORTRAN language. In the solution process, the crankshaft was assumed to be rotating with

a constant speed of  $\omega$ . At the first instance of the solution process, the crankshaft angle was assumed to be  $\theta=0$  and the initial positions of the power piston and displacer,  $y_p$  and  $x_d$ , were determined. For this position of the piston and displacer, volumes of the all of cells were determined. After determination of the cell volumes, the temperatures of heat transfer surfaces in heater, regenerator and cooler were assessed. For heat transfer surfaces in heater, a uniform temperature may be assessed. For heat transfer surfaces in cooler, a uniform temperature may also be assessed. For regenerator matrix, a temperature profile varying step by step with equal increments may be assessed. That means, matrix temperatures in cells are uniform but, varies from cell to cell with equal increments. After completing assessment of the surface temperatures, the initial gas temperatures in cells were assessed. The most appropriate values for the initial gas temperatures in cells may be to set them equal to the surface temperatures of cells. After this, the initial gas pressure in the engine was calculated with Schmidt formula. After calculating the initial gas pressure in the engine, the initial air masses in cells were determined via Equation (21) and the determination of initial values were completed.

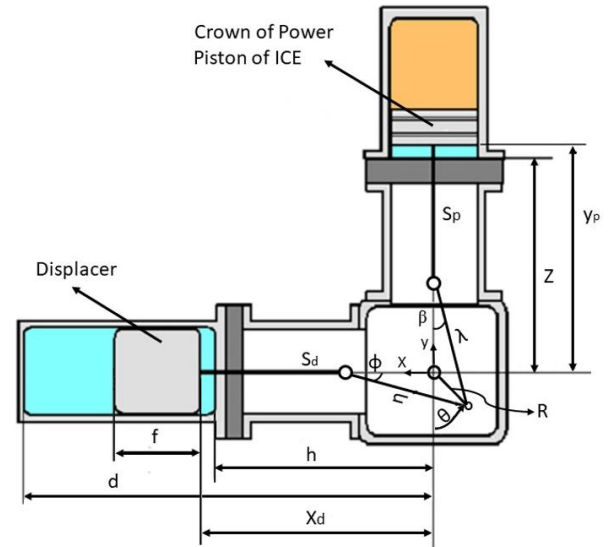


Figure 2. Symbols used in the analysis.

Then the crank shaft was rotated as  $\Delta\theta = \omega\Delta t$ . For this new position of crankshaft, volumes of cells were determined again. Via the Schmidt formula, by using the new cell volumes and the former cell temperatures and masses, the approximate gas pressure in the engine was predicted for the new position of the crankshaft. Then, by using the new cell volumes, new gas pressure and former gas temperatures in the general state equation of perfect gases, the approximate new values of the cell masses were determined. After this, the quantities defined by Equations (11) and (12) are calculated. Then, by introducing the quantities calculated with Equations (11) and (12) and former cell temperature into Equation (10), the approximate value of the enthalpy flow was determined. In order to predict the new approximate values of cell temperatures, initially temperature changes



in cells were calculated via using Equation (10). After this, by using Equation (13), the new approximate temperatures of cells were calculated. In order to determine the precise values of new pressure, new cell temperatures and new cell masses, the calculations defined in this paragraph were iterated several times. Iteration number may be determined by observation. After reaching to stable values, not varying from iteration to iteration, the solution of equations was ended for the first time step. By rotating the crankshaft again as  $\omega\Delta t$ , the solution of equations for the second time step was initiated. The rest of the solution process is the repetition of the same operations for subsequent time steps.

When the simulation program is set to run, the cyclic quantities such as work, heat, average pressure etc., vary from cycle to cycle due to unsteady running of the simulation. The cyclic variations of cell temperatures and pressure are also not periodic curves. After a certain number of cycles, the transient running period of the simulation terminates and the steady running conditions are reached. At steady running conditions, the cyclic quantities such as work, heat, average pressure etc. do not vary from cycle to cycle. The cyclic variations of cell temperature and engine pressure becomes periodic curves.

In this simulation, since no energy balance equation is used for regenerator matrix, the cyclic heat exchange between gas and regenerator matrix may be not zero despite that it should be zero in a real engine. When introduced into the simulation program any values for heater area, cooler area and regenerator area; the cyclic work is correctly calculated. However, the cyclic heat transfers from heater to gas, the cyclic heat transfer from gas to cooler and the cyclic heat exchange between gas and matrix may not be calculated correctly because of unbalanced heat exchange with gas and regenerator matrix. Unless calculating the correct value of the heat transfer from heater to gas, the thermal efficiency of the engine may not be calculated correctly. In order to overcome with this difficulty, the cyclic heat exchange of the regenerator matrix is made zero by introducing proportional values for heater and cooler heat transfer areas. To find he proportional values of them, a trial and error operation is required. The flowchart of the thermodynamic analysis is shown in Figure 3.

## RESULTS AND DISCUSSION

The air was used as working fluid and the thermodynamic performance of the Stirling component of the combined ICE-Stirling system was investigated. Table 1 indicates specific values used in the analysis of the Stirling engine and optimized inputs. In the solution of model equations, the appropriate magnitude of time steps was determined to be 0.00002 second. Adequately stable values of variables at any time step were obtained with 1000 iterations. The transient running period of the simulation was found to be minimum 300 cycles.

The inputs presented in Table 1 are determined considering the exhaust energy of a Diesel type IC Engine with 120 kW power at 2400 rpm speed. Assuming that the economic running speed of Diesel engines is about 2400 rpm, the speed of the Stirling engine was set

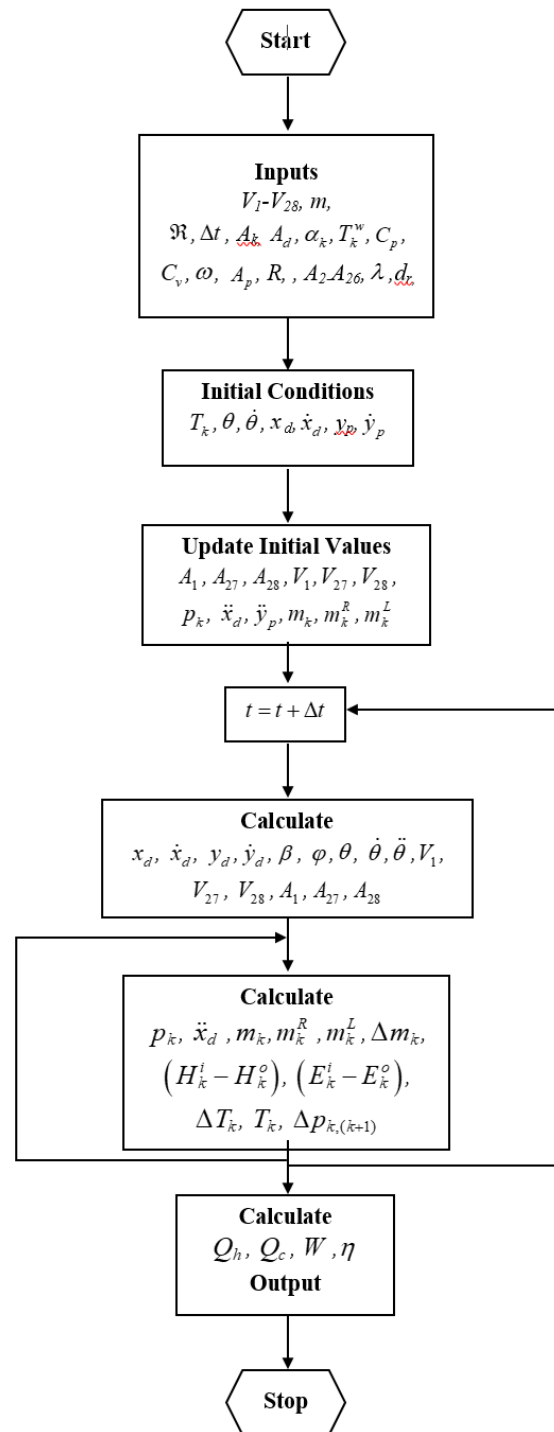


Figure 3. Thermodynamic analysis flowchart.

to 250 rad/s which corresponds to 2387 rpm. When optimizing the mass of the working fluid of the Stirling engine, the average pressure in the cylinder of the Diesel engine was used as a criterion. Since the expansion volume of the Stirling engine takes place below the crown of the piston of the Internal Combustion Engine, the average pressure of the Stirling cycle is dependent on

the average cylinder pressure of the Internal Combustion engine. When the gas pressure of the IC engine exceeds the gas pressure of the Stirling engine, then some air leaks from operation volume of the IC engine into the expansion volume of the Stirling engine. When the gas

**Table 1.** Inputs used in the analysis.

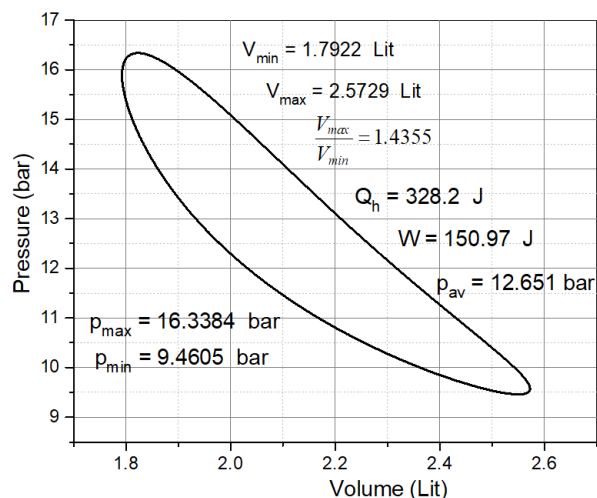
Names of Inputs	Symbol	Numerical value
Gas constant of working fluid (J/kg K)	$\mathfrak{R}$	288
Constant volume specific heat of working gas (J/kg K)	$C_v$	720
Constant pressure specific heat of working gas (J/kg K)	$C_p$	1008
Optimum engine speed (rad/s)	$\omega$	250
Crank radius (m)	$R$	0.04
Piston connecting rod length (m)	$\lambda$	3.5R
Displacer connecting rod length (m)	$\eta$	3.5R
Displacer cylinder crosscut area (m <sup>2</sup> )	$A_d$	100/104
Power cylinder crosscut area (m <sup>2</sup> )	$A_p$	100/104
Piston rod crosscut area (m <sup>2</sup> )	$A_{pr}$	2.5/104
Displacer rod crosscut area (m <sup>2</sup> )	$A_{dr}$	2.5/104
Heat transfer coefficient in regenerator (W/m <sup>2</sup> K)	$\alpha_k$	800
Heat transfer coefficient in cooler and heater (W/m <sup>2</sup> K)	$\alpha_{26}, \alpha_2$	300
Surface temperature of heater (K)	$T_H$	800
Surface temperature of cooler (K)	$T_C$	392
Heater heat transfer area (m <sup>2</sup> )	$A_2$	6000/104
Heater dead volume (m <sup>3</sup> )	$V_2$	300/106
Cooler heat transfer area (m <sup>2</sup> )	$A_{26}$	3300/104
Cooler dead volume (m <sup>3</sup> )	$V_{26}$	165/106
Average heat transfer area in hot volume of displacer cylinder (m <sup>2</sup> )	$A_1$	400/104
Average heat transfer area in cold volume of the displacer cylinder (m <sup>2</sup> )	$A_{27}$	400/104
Average heat transfer area in expansion volume (m <sup>2</sup> )	$A_{28}$	400/104
Tube diameter in heater and cooler (m)		0.002
Heat transfer area of regenerator cells (m <sup>2</sup> )	$A_k$	0.2
Dead volumes in regenerator cells (m <sup>3</sup> )	$V_k$	16.5/106
Porosity of regenerator matrix		%75
Total volume of the IC Engine (m <sup>3</sup> )		3200/106
Power of the IC Engine (kW)		120

pressure of the Stirling engine exceeds the gas pressure of the IC engine, then some air leaks from the expansion

volume of the Stirling engine into the operation volume of the IC engine. This is a periodically repeating phenomenon at each cycle of the IC engine. Due to this phenomenon, at steady running conditions, the average gas pressures in the IC and Stirling engines are expected to converge to each other. In modern turbocharged Diesel engines, at economic running conditions, the time average of the gas pressure in the cylinder is in the range of 10-15 bars (İpci and Karabulut, 2016). If the air mass in the Stirling engine is taken as 17 g, then the average gas pressure in it becomes 12.65 bar. Therefore, 17 g air mass may be considered as the optimum working fluid mass for the Stirling part of the combined engine. Since the crosscut area of the piston rod is small enough compared to the crosscut area of the piston crown, the swept volumes of both engines are almost equal to each other. If we consider a Diesel type IC Engine with 800 cc swept volume per cylinder and 2 bar charging pressure, the air mass taken into the cylinder per cycle becomes 1.66 g. At economic running conditions of the Diesel engines, the practical air/fuel ratio is about 16. The combustion heat of diesel fuel is give as about 42-46 MJ/kg. If the combustion heat of diesel fuel is taken to be 44 MJ/kg, the heat release in a cylinder per cycle is determined as about 4650 J. From this value, by considering the statistical thermal efficiency of Diesel engines as %33, the heat wasted with exhaust gas per cycle is estimated as 1500 J. The other point is that, the IC engine performs one cycle within two revolutions and generate one times work while the Stirling engine is generating two times work. Considering this situation, the available heat for Stirling component of the combined engine is determined as 750 J for each cycle. Considering the statistical performance parameters of Diesel engines, for a Diesel engine running with 250 rad/s speed and consuming 4650 J heat per cycle, the power is estimated to be 30 kW. In case of a Diesel engine with 4 cylinders, the power becomes 120 kW.

Figure 4 indicates P-V diagram of the Stirling engine obtained for 17 g working fluid mass and 250 rad/s engine speed. The temperatures of hater and cooler surfaces were taken to be 800 and 392 K respectively. The heat transfer areas in heater and cooler were set as 0.6 and 0.33 m<sup>2</sup>. From P-V diagram, the minimum and maximum values of the engine inner volume are determined as 1.7922 and 2.5729 liter respectively. The compression ratio and mean gas pressure in the engine are determined to be 1.435 and 12.65 bar respectively. The cyclic heat received from heater by the working air and the work generated are 328 J and 150.97 J respectively. Considering 150.97 J cyclic work and 250 rad/s speed, the power generation of a 4 cylinder Stirling engine is estimated to be 24 kW. The total power of a combined Stirling-IC engine is estimated to be 144 kW. For the same combined engine, the heat consumption per second is determined to be 370 kW. The thermal efficiency is estimated as 39%. The thermal efficiency of the stand-alone Diesel engine is 32.4%. From these results, the increase of the thermal efficiency is estimated to be 6.6%. This amount of increase of the thermal efficiency is almost equivalent to that provided by the

Organic Rankin Cycle Vapor System. The ratio of increase of thermal efficiency to the thermal efficiency of the stand-alone engine becomes 20.37%.



**Figure 4.** P-V diagram obtained for 17 g working fluid and 250 rad/s speed.

Via using the prepared simulation program, the variations of the thermodynamic performance parameters of the engine were examined with respect to the working gas mass. In this examination, in order to ensure the correct calculation of the thermal efficiency, the heat transfer area of the cooler was set to some appropriate values reducing the cyclic regenerator heat to small enough values. The heater area was kept constant as 0.6 m<sup>2</sup>. The temperatures of cooler and heater were taken to be 392 and 800 K respectively. The speed of the engine was set to 250 rad/s. The gas mass in the engine was increased from 7 g to 21 g with 2 g increments. Table 2 and Figure 5 presents the results of this examination. Data presented in Table 2 and in Figure 5 were obtained after 720 cycles running of the engine. In this examination the time steps were taken to be 0.00002 second.

The second column of the Table 2 contains the heat received by the working fluid from the heat transfer surface of the heater. As seen from Figure 5, the heat received by the gas displays a slightly decelerating increase with working fluid mass but it is almost linear. The deceleration of increase of the heat is probably caused by limited heat transfer area in the heater. As seen from Table 2, when the air mass is 17 g, the heat requirement of the engine is 328.2 J per cycle. This is lesser than the half of heat availability of the exhaust gas which was estimated in above paragraph as 750 J for each cycle of Stirling engine. This situation indicates that the heat required to energize the Stirling engine would be easily recovered from the exhaust gas of the IC Engine. The heat exchanger to be used for this purpose will not be a very complicated device.

The third column of Table 2 presents the unbalanced regenerator heat. The unbalanced regenerator heat is a residual heat appearing in energy balance of regenerator. The unbalance regenerator heat may be a positive or a

negative magnitude. There are two causes of the unbalanced regenerator heat as; transient running of the engine and the absence of an energy balance equation in the analysis for regenerator matrix. In reality, at steady running conditions of a real engine, the heat given to the regenerator and taken from the regenerator all over the cycle should be in a balance. However, when an engine is set to run, for a period of time, it operates at transient conditions. After a period of time, the steady running conditions are reached. The simulation program prepared in this study works similar to the operation of the real engine. At transient running period of the simulation program, the heat given to the regenerator and taken from the regenerator is not in balance and the unbalanced heat decreases from cycle to cycle. When the simulation program is running, after a certain number of cycles, the unbalanced heat converges to a certain value. This remaining value of the unbalanced heat is caused by the absence of an energy balance equation in the analysis for regenerator matrix. In order to eliminate or minimize the remaining unbalanced regenerator heat, some appropriate values are introduced for heater and cooler areas. Data seen in Table 2 were obtained after 720 cycle running of the engine. The appropriate values of the cooler area are seen in last column of the Table 2. As seen from the Table, the unbalanced heat is small enough compared to the heat received from the heater.

In Table 2, the fourth column presents the work generated by the Stirling engine per cycle. As seen from Figure 5, the work displays a decelerating increase with air mass. The variation of work with air mass is consistent with expectations. Deceleration of increase of work with air mass is caused by contraction of the temperature interval between temperature limits of the cycle. The fifth column of the Table 2 presents the thermal efficiency. Thermal efficiency was calculated by dividing the cyclic work with cyclic heat. As seen in Figure 5, while the air mass is increasing, the thermal efficiency displays an accelerating decrease. This is again due to contraction of the temperature interval between temperature limits of the cycle. In heater, regenerator and cooler, if there were large enough heat transfer surfaces and heat transfer coefficients, then, the lowest and highest temperature limits of the cycle will be equal to the cooler and heater temperatures respectively and, the thermal efficiency of the cycle will be equal to the Carnot efficiency. However, this is practically not possible. While the heat transfer areas are increasing, the dead volumes increase as well. A higher dead volume reduces the compression ratio of the engine and causes the work to decrease. If the regenerator is not perfect, the dead volume has also a negative effect on thermal efficiency. Therefore, the heat transfer areas of the heat exchange components of the Stirling engine may not be increased arbitrarily. In this examination, the heat transfer coefficient in regenerator was taken from Tanaka and coworkers (Tanaka et al, 1990) as 800 W/m<sup>2</sup>K. The heat transfer coefficient in cooler, heater and other heat transfer surfaces were taken as 300 W/m<sup>2</sup>K which is a reasonable value to enable. The heat transfer areas of regenerator and heater were taken

as 4.6 m<sup>2</sup> and 0.6 m<sup>2</sup> respectively. The cooler area varies from 0.23 m<sup>2</sup> to 0.37 m<sup>2</sup>. For 17 g air mass the cooler area was determined as 0.3325 m<sup>2</sup>. As seen from Figure 5, the curve of the thermal efficiency has a maximum at 7 g air mass. The maximum thermal efficiency appearing at 7 g air mass is 51.76%. Considering 392 K cooler temperature and 800 K heater temperature, the Carnot efficiency of the cycle is determined to be 51%. The thermal efficiency calculated via this simulation exceeds the Carnot efficiency as 0.76%. This is a numerical error related to the time step used in the simulation which is 0.00002 second.

The sixth column in Table 2 presents the power of the engine. As seen from Figure 5, the power displays a decelerating increase with air mass. After a certain value of air mass, the power will tend to decrease. The maximum value of the power is 6576 W and corresponds to 21 g air mass. For 21 g air mass, the average pressure of the cycle becomes 15.48 bar. This pressure is above the average cylinder pressure of Diesel engines and therefore, it may not be considered as the optimum value of the average pressure of the Stirling engine. In Table 2, the seventh column presents the average pressure of cycles. As seen from Figure 5, the average pressure exhibits a linear variation with air mass which is an inherent result.

Via using the prepared simulation program, the variations of the thermodynamic performance parameters of the

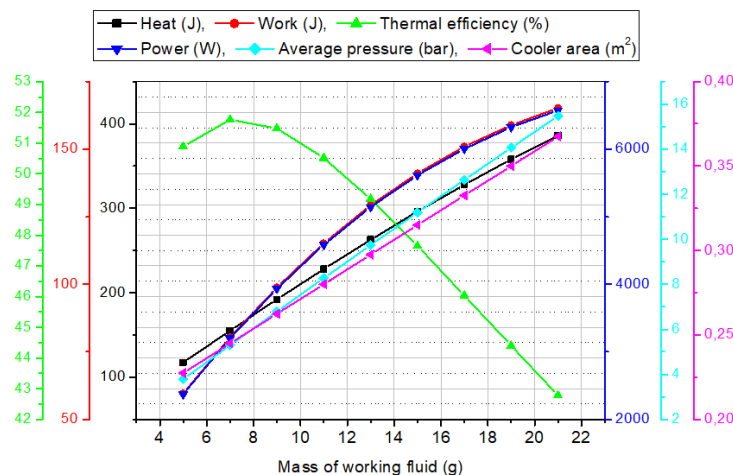
engine were examined with respect to the speed as well. In this examination, the mass of working gas in the engine was taken to be 17 g. The cooler and heater temperature were taken as 392 and 800 K respectively. The heat transfer area of the heater was set to 0.6 m<sup>2</sup>. The heat transfer area of the cooler was set to some appropriate values to minimize the cyclic regenerator heat. The speed was varied from 100 rad/s to 300 rad/s with 25 rad/s increments.

Results obtained from this examination were presented in Table 3 and in Figure 6. In this examination the time steps were taken to be 0.00002 second as well. Data presented in Table 3 and in Figure 6 were obtained after different amount of running periods ranging from 1400 to 2200 cycles. At higher values of speed, higher number of cycles were needed to obtain stable results.

The second column in Table 3 indicates the heat exchange between heater and working air of the engine. As seen from Figure 6, the heat exhibits a decelerating decrease with engine speed. The maximum heat exchange appears at about 100 rad/s speed as 379 J per cycle. The minimum value of the heat exchange appears at 300 rad/s speed as 315.5 J per cycle. While speed is increasing the decrease of heat exchange is an inherent situation because of that the heat exchange is proportional with time.

**Table 2.** Variations of thermodynamic parameters with air mass.

Air mass (g)	Heat (J)	Unbalanced heat in Reg. (J)	Work (J)	Thermal efficiency (%)	Power (W)	Average pressure (bar)	Cooler area (m <sup>2</sup> )
5	117.22	-3.85	59.66	50.89	2373.82	3.79180	0.2275
7	155.31	-2.26	80.40	51.76	3199.15	5.29542	0.2450
9	192.15	-0.99	98.93	51.48	3936.41	6.78897	0.2625
11	228.01	-0.14	115.21	50.52	4584.16	8.27076	0.2800
13	262.76	0.54	129.24	49.18	5142.5	9.73970	0.2975
15	296.15	0.15	141.11	47.65	5614.82	11.19541	0.3150
17	327.92	0.075	150.99	46.04	6007.58	12.63784	0.3325
19	358.03	0.32	158.98	44.40	6325.78	14.06664	0.3500
21	386.33	-0.48	165.27	42.78	6576.05	15.48283	0.3675



**Figure 5.** Variations of thermodynamic parameters with air mass.

The highest value of the heat exchange is approximately 50% of the heat availability of the exhaust gas of the Diesel engine combined with the Stirling engine. This indicates that the heat exchanger to be used in the system will be not very complicated. The third column in Table 3 presents the unbalanced heat in regenerator. The unbalanced heat is small enough to influence the accuracy of the thermal efficiency except the one appearing at 100 rad/s speed. To get correct data at very low values of the speed, very small time steps and very large amount of transient running periods are needed.

In Table 3, the column 4 and 5 indicate the variations of cyclic work and thermal efficiency with speed of the engine. As seen from Figure 6, the work displays a linearly decreasing tendency with speed. While speed increasing, the heat transfer time of the cycle decreases linearly. Proportionally with time, the heat exchange between working fluid and heat transfer surfaces of heater and cooler decreases as well. As the result of this, the work may present a linear decrease. As seen from Figure 6, the thermal efficiency presents an accelerating decrease with speed. While the work is presenting a linear decrease and heat is presenting a decelerating decrease, the thermal efficiency may present an accelerating decrease. Within the examined limits of speed, the minimum and maximum values of the thermal efficiency are 43.45% and 52.1% respectively. At 100 rad/s speed, compared to the Carnot efficiency, there is 1.1% excess in the thermal efficiency of the nodal approximation conducted here.

As seen from Figure 6, the efficiency curve has a maximum at 100 rad/ speed as well. This feature of the efficiency curve indicates that the thermal efficacy predicted by the nodal approximation involves at most 1.1% error. This error is caused by numerical error and unbalanced regenerative heat seen in the third column of the Table 3. For 250 rad/s speed, the thermal efficiency of the engine is 46.87% which is a trustable result from accuracy point of view.

The column 6 of the Table 3 contains the power of the Stirling engine. The power displays a decelerating

increase with speed. The cause of increase of power with speeds is due to the increase of speed. The deceleration of increase of the power is caused by the decrease of work. For 250 rad/s speed, which was assumed to be the optimum value of it, the power is 6125 W. Between 150 rad/s and 275 rad/s, which is the most common use range of speed in Diesel engines, the power varies from 4363 W to 6375 W.

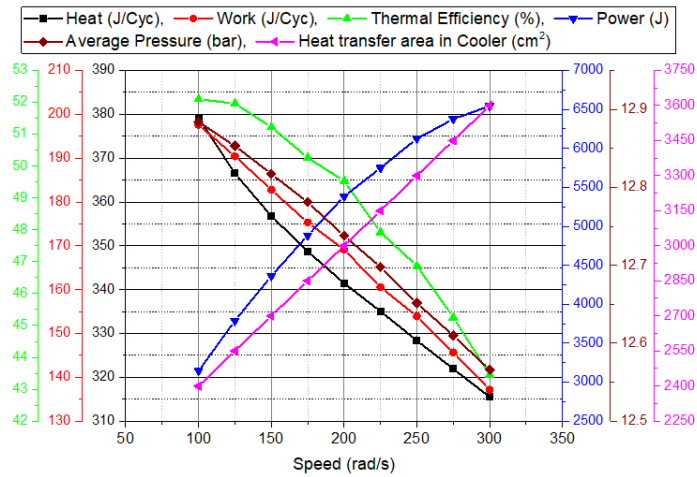
Considering that a four-cylinder Diesel engine will be combined with a four-cylinder Stirling engine, the power contribution of the Stirling engine to the combined system is determined as a quantity between 17.45 kW and 25.5 kW. Where, the power of the stand-alone Diesel engine is about 120 kW. This result indicates that a Hybrid engine consisting of a Diesel and a Stirling engine would be more advantageous than Diesel-ORC combined systems.

In Table 3, column 7 presents the cyclic average values of the pressure in the engine. Its variation with speed is 2.5% which is not significant. Column 7 indicates the cooler area of the engine. While the speed is changing from 100 rad/s to 300 rad/s with 25 rad/s increments, the cooler area varies from 0.24 m<sup>2</sup> to 0.36 m<sup>2</sup> linearly with 0.015 m<sup>2</sup> increments. The cooler area corresponding to 250 rad/s speed is 0.33 m<sup>2</sup> and it seems to be an appropriate value for all working conditions of the engine.

Via using the prepared simulation program, the variations of the thermodynamic performance parameters of the engine were examined with respect to the heater temperature as well. In this examination, the mass of working gas in the engine, the heater area, and engine speed were taken to be 17 g, 0.6 m<sup>2</sup> and 250 rad/s respectively. The regenerator heat was minimized again via setting appropriate values for cooler area. The heater temperature was varied from 700 K to 900 K with 25 K increments. Table 4 and Figure 7 indicate results of this examination. In this examination, the time steps were taken to be 0.00002 second as well. Data presented in Table 4 and in Figure 7 were obtained after 1400 cycle running period of the engine.

**Table 3.** Variations of thermodynamic parameters with engine speed.

Engine speed (rad/s)	Heat (J)	Unbalanced heat in Reg. (J)	Work (J)	Thermal efficiency (%)	Power (W)	Average pressure (bar)	Cooler area (m <sup>2</sup> )
100	379.22	-6.73	197.6	52.1	3144.6	12.88420	2400
125	366.51	-2.9	190.43	51.96	3788.66	12.85334	2550
150	356.75	-1.54	182.76	51.22	4363.06	12.81727	2700
175	348.75	-0.68	175.32	50.26	4882.94	12.78096	2850
200	341.44	0.78	169.12	49.53	5383.42	12.73767	3000
225	335.03	-0.76	160.56	47.92	5749.72	12.69786	3150
250	328.38	-0.04	153.92	46.87	6124.66	12.65159	3300
275	321.91	0.08	145.66	45.25	6375.23	12.60962	3450
300	315.52	-0.48	137.12	43.45	6546.91	12.56580	3600



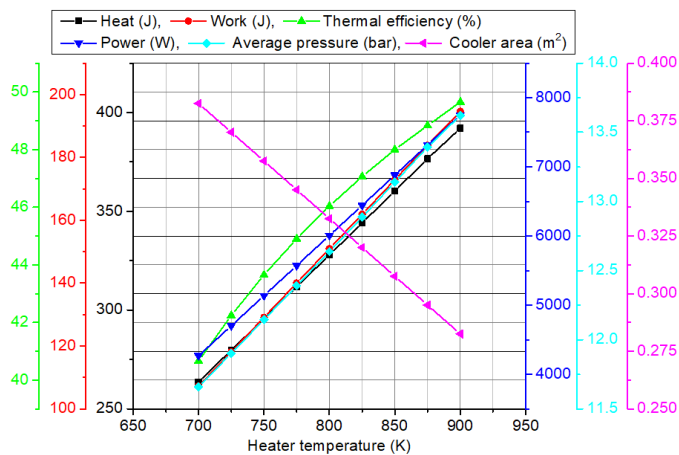
**Figure 6.** Variations of thermodynamic parameters with engine speed.

As seen from Figure 7, all of the thermodynamic parameters are varying linearly with heater temperature except thermal efficiency. The thermal efficiency displays a decelerating increase. The deceleration of the increase of the thermal efficiency may be due to downward variation of cooler area. If the efficiency of the heat exchanger recovering waste heat from exhaust gas is assumed to be 50%, which is a plausible value, the heat provided by this exchanger would be

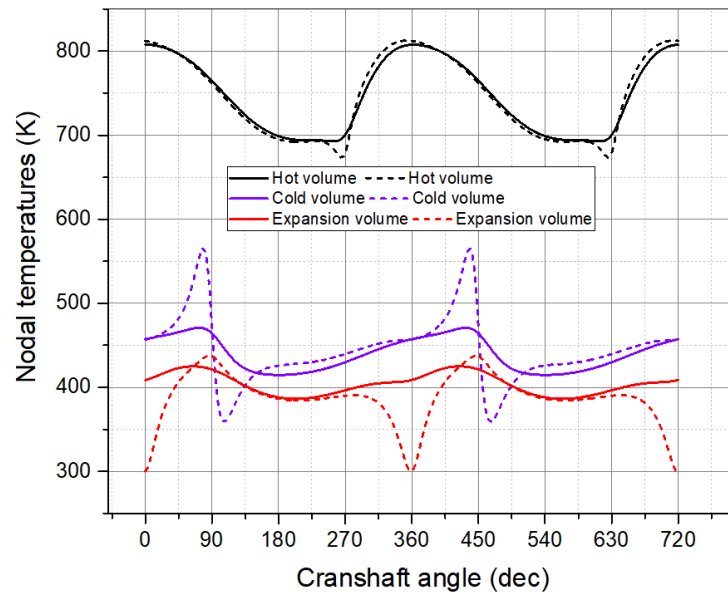
$750 \times 0.5 = 375$  J per cycle of Stirling engine. From Table 4, corresponding to 375 J heat, a heater temperature of 876 K is seen. This result indicates that the heater temperature could be increased up to 875 K. As the result of this increase, the power provided by a 4 cylinder Stirling engine could increase up to 29 kW.

**Table 5.** Variations of thermodynamic parameters with heater temperature.

Heater temperature (K)	Heat (J)	Unbalanced heat in Reg. (J)	Work (J)	Thermal efficiency (%)	Power (W)	Average pressure (bar)	Cooler area (cm2)
700	263.71	-4.48	107.24	40.66	4267.18	11.65819	0.3825
725	279.73	-3.18	118.17	42.24	4701.87	11.90121	0.3700
750	295.74	-2.01	129.1	43.65	5136.85	12.14533	0.3575
775	311.83	-0.51	140.04	44.90	5571.9	12.39056	0.3450
800	327.91	-0.19	150.98	46.04	6007.5	12.63782	0.3325
825	344.08	0.46	161.93	47.06	6443.0	12.88678	0.3200
850	360.24	-0.12	172.91	48.0	6879.88	13.13847	0.3075
875	376.59	-0.11	183.88	48.83	7316.45	13.39230	0.2950
900	392.03	0.19	194.66	49.65	7745.47	13.62060	0.2825



**Figure 7.** Variations of thermodynamic parameters with heater temperature.



**Figure 8.** Temperature variations in hot, cold and expansion volumes

Figure 8 indicates variations of gas temperatures in hot volume, cold volume and expansion volumes. In the case of that zero dead volume is left in hot, cold and expansion spaces of the engine, the minimum values of mass in that spaces tends to go zero. Due to these tendencies of masses in that volumes, some unrealistic temperature profiles, as indicated with dashed lines in Figure 8, appears. If a little clearance is left between displacer top and displacer cylinder top, displacer bottom and displacer cylinder bottom and, piston bottom and expansion cylinder bottom; than realistic forms of temperature profiles are obtained as indicated with continuum lines in Figure 8. In practice also its necessary to left some little dead volumes in hot, cold and expansion volumes. As seen from Figure 8, the average temperature in expansion volume is about 400 K. At 400 K, the lubricant is not expected to evaporate. As seen from Figure 8 the average temperature in cold volume of displacer cylinder is less than 450 K. It is seen that, even in cold volume of displacer cylinder the temperature is not as high as to evaporate lubricant. As the result of these examination the cold end connection of displacer cylinder to expansion cylinder is seen as a useful strategy to protect the heat exchangers from lubricant contamination.

## CONCLUSION

This study indicated that, if a Gamma Type Stirling engine is combined with a Diesel engine, the thermal efficiency of the combined system will increase more than 6% compared to the stand-alone Diesel engine. The Stirling engine could use the gas leaking from operation chamber of the Diesel engine as working fluid and no additional compressor will be used to charge the working gas into the Stirling engine. A Stirling engine combined with a 120 kW Diesel engine could produce a power more than 24 kW. The heater, regenerator and cooler areas of the Stirling engine were optimized as about 0.6, 4.6 and 0.33 m<sup>2</sup> respectively. The optimum value of working air in Stirling engine was determined as 17 g.

Cold and connection of displacer cylinder to expansion cylinder was found to be a useful strategy to avoid the evaporation of lubricant and to protect the contamination of heat exchangers.

## REFERENCES

- Alfarawi S., Martin M.W., Mahmoud S. and Aldadah R.K., 2014, Thermal Analysis of Stirling Engine to Power Automotive Alternator Using Heat from Exhaust Gases, *Energy Procedia*, 61, 2395–2398. doi:10.1016/j.egypro.2014.12.013
- Cullen B., McGovern J., Feidt M. and Petrescu S., 2009, Preliminary Modelling Results for an Otto Cycle/Stirling Cycle Hybrid-engine-based Power Generation System, *22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS)*, Brazil, 2091-2100.
- Hirata K. and Kwada M., 2005, Discussion of Marine Stirling Engine Systems, *Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering*, Tokyo.
- Huang Y., Gao W. and Li G., 2016, Simulation And Experimental Study of The Otto and Stirling Combined Cycle, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 8(3), 1-13. doi.org/10.1063/1.4948374
- Ipci D. and Karabulut H., 2016, Thermodynamic and Dynamic Modeling of a Single Cylinder Four Stroke Diesel Engine, *Applied Mathematical Modelling*, 40 (5-6), 3925-3937. doi.org/10.1016/j.apm.2015.10.046
- Izadiamoli N. and Sayyaadi H., 2018, Conceptual Design, Optimization and Assessment of a Hybrid Otto-Stirling Engine/Cooler for Recovering the Thermal Energy of the Exhaust Gasses for Automotive Applications, *Energy Conversion and Management*, 171, 1063–1082. doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.056

Jadhao J.S. and Thombare D.G., 2013, Review on Exhaust Gas Heat Recovery for IC Engine, *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*, 2(12), 96-100.

Karabulut H., Okur M. and Ozdemir A.O., 2019, Performance Prediction of a Martini Type of Stirling Engine, *Energy Conversion and Management*, 179, 1-12. doi: 10.1016/j.enconman.2018.10.059

Li T., Tang D.W., Li Z., Du J., Zhou T. and Jia Y., 2012, Development and Test of a Stirling Engine Driven by Waste Gases for the Micro-CHP System, *Applied Thermal Engineering*, 33-34, 119-123. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.020

Noor A.M., Puteh R.C. and Srithar Rajoo S., 2014, Waste Heat Recovery Technologies in Turbocharged Automotive Engine – A Review, *Journal of Modern Science and Technology*, 2(1), 108-119.

Saxena S. and Ahmed M., 2017, Automobile Exhaust Gas Heat Energy Recovery Using Stirling Engine: Thermodynamic Model, *SAE Technical Paper*, 2017-26-0029.

Tanaka M., Yamashita I. and Chisaka F., 1990, Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow, *JSME International Journal*, 33(2), 283-289. doi:10.1299/jsmeb1988.33.2\_283

Wang K., Sanders S.R., Dubey S., Choo F.H. and Duan F., 2016, Stirling Cycle Engines for Recovering Low and Moderate Temperature Heat: A Review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62, 89-108. doi:10.1016/j.rser.2016.04.031

Yu Y., Yuan Z., Ma J. and Li S., 2013, Design and Simulation of Exhaust Gas Waste Heat Recovery System of Gasoline Engine Based on Stirling Cycle, *IEEE*, 978-1-4799-3336, 855-859.



**Mesut DÜZGÜN** is currently a lecturer of Automotive Engineering Department at the Gazi University, which he joined in 2002. He received his first B.E. in Automotive Education Department in 2000, from Gazi University in Turkey. He graduated from the Gazi University with Graduate School of Natural and Applied Sciences an M.Sc. in 2002 and received his Ph.D. degree; in 2008 to Gazi University. After working for 2 years in the Republic of Turkey Ministry of National Education, he joined the Gazi University as a Research Assistant Automotive Department in 2002. He became an Assistant Professor in the same department in 2009 and he became an Associate Professor in 2017. His current research areas are Vehicle Dynamics, Vehicle Technology and Engine Technologies. He is specialized in the field of brake systems and applications. He has worked on some projects in vehicle technology area and as researcher in numerous international projects in Turkey.



**Halit KARABULUT** was born in 1959 in Antalya. He graduated from the Higher Technical Teachers Academy in 1980. In 1987, he completed his master's degree at the Mechanical Education Department, Institute of Science, Gazi University. He completed his Ph.D. at HeriotWatt University in 1991. In 1992, he was appointed as Assistant Professor at Technical Education Faculty, Gazi University. In 1997, he became an Associate Professor at the Technical Education Faculty of Gazi University. In 2000, he was assigned as an Associate Professor at Akdeniz University. In 2003, he became a Professor at the Technical Education Faculty, Gazi University. He has been working as a Professor at Automotive Engineering Department of Technology Faculty at Gazi University, since 2011.





## THE FIRST LAW OF THERMODYNAMICS ANALYSIS OF TRANSPORTERS INVOLVED IN THE GLUTAMATE/GABA-GLUTAMINE CYCLE

Mert GUR\*, Sema Zeynep YILMAZ\*\*\* ve Elhan TAKA\*\*\*\*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Istanbul Technical University,  
34437 Beyoğlu, Istanbul, Turkey

\*gurme@itu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-0983-4397 (Corresponding author)

\*\*yilmazse17@itu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-4839-3777

\*\*\*taka17@itu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-4017-5839

†These authors contributed equally.

(Geliş Tarihi: 18.05.2021, Kabul Tarihi: 17.10.2021)

**Abstract:** The glutamine–glutamate/GABA cycle (GGC) is a sequence of events that provides replenishment of the neurotransmitter pool of glutamate in order to maintain neurotransmitter homeostasis. In the GGC, glutamate or GABA molecules are released from neurons and subsequently taken up into astrocytes. Astrocytes convert glutamate or GABA molecules into glutamine and release them into the synapse. Glutamine molecules are taken up by neurons to be used as a precursor for the synthesis of glutamate or GABA. The transport of these molecules across the membranes of neurons and astrocytes is facilitated by transporter proteins. Each of these transporter proteins is a biomolecular machine; they operate on thermodynamic cycles and convert part of the supplied energy input into useful work output. Energy harnessed from the translocation of molecules/ions down their electrochemical gradient is converted into mechanical useful work translocating molecules/ions against their electrochemical gradient. Conservation of energy principle was applied and thermodynamic first law efficiencies, showing how much of the energy input per cycle is converted into useful work, were evaluated for the thermodynamic cycles of EAAT, ASCT2, B<sup>0</sup>AT2, SA, SN, and GABA transporters involved in the GGC. Neurotransmitter concentrations in the synapse change upon signal arrival and subsequently return to resting levels, causing transporters to operate under various first law efficiencies. Range of first law efficiencies for EAAT (for glutamate transport), ASCT2, B<sup>0</sup>AT2, SA SN, GABA (forward mode) were calculated as 60-85%, 46-78%, 61-89%, 61-89%, 55-80%, and 54-76%, respectively. Efficiency values obtained for these transporters are much higher than those of the macro-scaled heat engines we encounter in our daily lives. Furthermore, EAAT showed larger thermodynamic first law efficiency for glutamate transport than aspartate transport, which takes place with a maximum efficiency of 45%. Thus, suggesting the possibility that transport of different substrates by the same transporter may take place with different efficiencies.

**Keywords:** Thermodynamics, First Law Efficiency, Biomolecular Machines, Glutamine–Glutamate/GABA Cycle, EAAT, GABA, Glutamine, Glutamate, Transporter, Neurotransmitter and Ion Concentrations.

## GLUTAMAT/GABA-GLUTAMİN ÇEVİRİMİNDE GÖREV ALAN TAŞIYICI PROTEİNLER İÇİN TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASA ANALİZİ

**Özet:** Glutamin-glutamat/GABA çevrimi (GGC), nörotransmitter homeostazını sürdürmek için glutamatın nörotransmitter havuzunun yenilenmesini sağlayan bir olaylar dizisidir. GGC'de, glutamat veya GABA molekülleri nöronlardan salınır ve ardından astrositlere alınır. Astrositler, glutamat veya GABA moleküllerini glutamine dönüştürür ve onları sinapsa salar. Glutamin molekülleri, glutamat veya GABA sentezi için bir öncü olarak kullanılmak üzere nöronlar tarafından alınır. Bu moleküllerin, nöronların ve astrositlerin hücre zarları boyunca taşınması, taşıyıcı proteinler tarafından sağlanmaktadır. Söz konusu taşıyıcı proteinler biyomoleküler makineler olup termodinamik çevrimlerde çalışmakta ve giren enerjinin bir kısmını yararlı işe dönüştürmektedir. Moleküllerin/iyonların elektrokimyasal gradyanı yönündeki taşınımından elde edilen enerji, protein içerisinde mekanik yararlı işe dönüştürülerek moleküllerin/iyonların elektrokimyasal gradyanlarının tersine taşınımı için kullanılmaktadır. Çalışmamızda enerjinin korunumu yasası uygulanmıştır ve çevrim boyunca sisteme giren enerjinin ne kadarının yararlı işe dönüştürüldüğünü gösteren termodinamik birinci yasa verimlilikleri, GGC'de bulunan EAAT, ASCT2, B<sup>0</sup>AT2, SA, SN ve GABA taşıyıcıları için hesaplanmıştır. Sinaptaki nörotransmitter konsantrasyonları, sinyal iletimiyle değişmekte ve daha sonra bazal seviyelerine geri dönmektedir. Bu ise taşıyıcıların konsantrasyonlara bağlı olarak değişen birinci yasa verimlilik değerleriyle çalışmalarına sebep olmaktadır. EAAT (glutamat taşınımı için), ASCT2, B<sup>0</sup>AT2, SA SN, GABA (ileri yönde taşınım) için birinci yasa verimliliklerinin aralıkları sırasıyla %60-85, %46-78, %61-89, %61-89, %55-80 ve %54-76 olarak hesaplanmıştır. Taşıyıcı proteinler için elde edilen

verimlilik değerleri, günlük hayatımızda karşılaştığımız makro ölçekli ısı makinalarına nazaran çok yüksektir. Buna ek olarak, EAAT proteinin glutamat taşınımını, maksimum %45 değerinde birinci yasa verimliliğiyle gerçekleşen aspartat taşınımına göre, daha yüksek verimlilikle gerçekleştirdiği belirlenmiştir. Dolayısıyla, farklı substratların aynı taşıyıcı tarafından taşınımının farklı verimliliklerle gerçekleşebileceği ortaya konulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Termodinamik, Birinci Yasa Verimliliği, Biyomoleküler Makinalar, Glutamin–Glutamat/GABA çevrimi, EAAT, GABA, Glutamin, Glutamat, Taşıyıcı, Nörotransmitter ve iyon konsantrasyonları.

## NOMENCLATURE

ASCT	Alanine/Serine/Cysteine Transporter
Asp	Aspartate
ATP	Adenosine Triphosphate
B <sup>0</sup> AT	B <sup>0</sup> Neutral Amino Acid Transporter
Ca	Calcium
Cl	Chloride
CNS	Central Nervous System
DAT	Dopamine Transporter
EAAT	Excitatory Amino Acid Transporters
EC	Extracellular
F	Faraday Constant
GAT	GABA Transporter
GABA	Gamma-Aminobutyric Acid
GGC	Glutamine–Glutamate/GABA Cycle
Gln	Glutamine
Glu	Glutamate
GlyT	Glycine Transporter
H	Hydrogen
IC	Intracellular
K	Potassium
LAT	Light Subunits of Amino Acid Transporters
Na	Sodium
R	Universal Gas Constant
SA	System A
SERCA	Sarco/Endoplasmic Reticulum Ca <sup>2+</sup> ATPase
SLC	Solute Carrier
SN	System N
SNAT	Sodium-Coupled Neutral Amino Acid Transporter

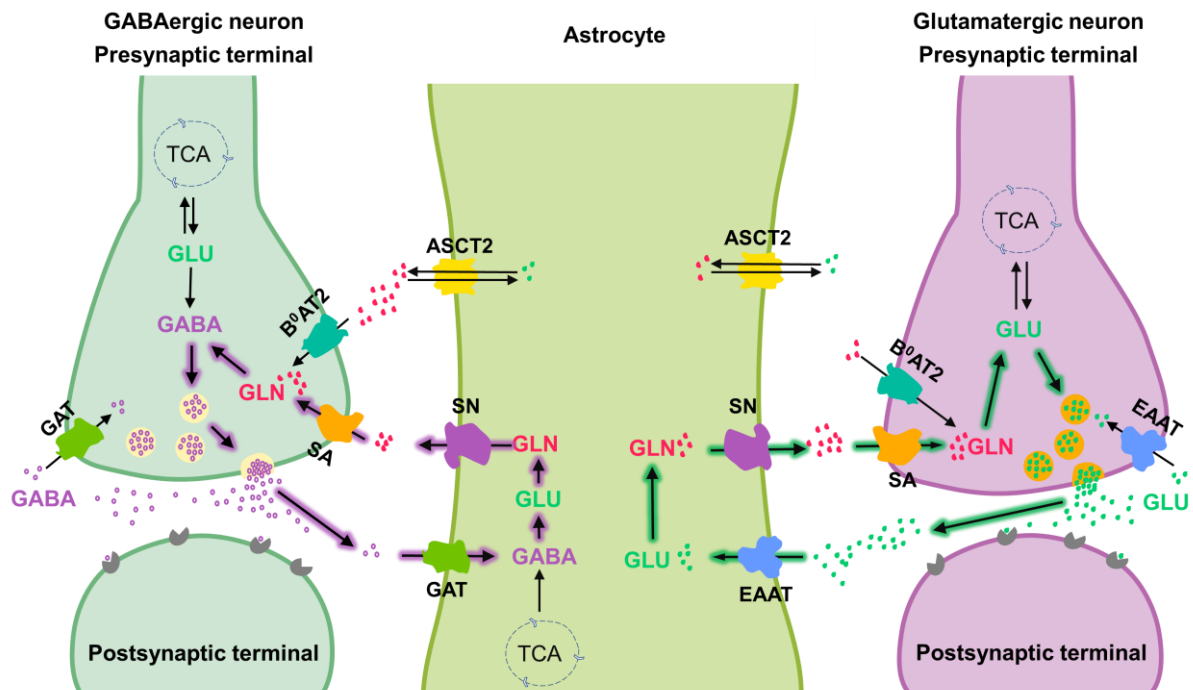
## INTRODUCTION

Glutamine is the most abundant amino acid in human body and has a central place in the metabolism of all major macromolecules in mammalian cells (Bhutia and Ganapathy, 2016). Glutamine participates in several pathways, such as scavenging of ammonia as a nitrogen donor, maintenance of redox state, and the glutamine–glutamate/GABA cycle (GGC) (Schousboe and Sonnewald, 2016). The GGC is a crucial pathway in the brain for production of excitatory neurotransmitter glutamate and the inhibitory neurotransmitter GABA in neurons and astrocytes, thus making GGC essential for normal functioning of brain (Schousboe and Sonnewald, 2016) and maintaining proper neurotransmission (Cabrera-Pastor et al., 2019). In the GGC, glutamine acts as a precursor for the synthesis of the biologically important molecules glutamate and gamma-aminobutyric

acid (GABA) (Bhutia and Ganapathy, 2016). Glutamate is the major molecule for excitatory transmission (Zhou and Danbolt, 2014) whereas GABA is the essential molecule for inhibitory transmission in the central nervous system (CNS) (Owens and Kriegstein, 2002). Due to the essential roles of these molecules in information transfer between neurons and astrocytes, controlling their spatiotemporal levels in the synapse is of utmost importance.

The GGC (Figure 1) comprises two sub-cycles; (i) the glutamate-glutamine cycle and (ii) the GABA-glutamine cycle (Walls et al., 2015). The glutamate-glutamine cycle can be summarized as follows: upon a signal arrival, glutamate is released from presynaptic neurons to synapse and activate receptors and channels on postsynaptic neurons. Subsequently, glutamate is rapidly removed from the synaptic cleft into the surrounding astrocytes via glutamate transporters located on the cell membranes (Bak et al., 2006). Glutamate is then converted to glutamine in astrocytes, decreasing the total amount of glutamate. To replenish the neurotransmitter pool of glutamate, an intensive glutamine flow from astrocytes to glutamatergic neurons must take place. Thus, glutamine is taken up into the glutamatergic neurons and converted into glutamate (Walls et al., 2015). Glutamate is then sequestered in synaptic vesicles to be made available for secretion. This completes the glutamate-glutamine cycle. The GABA-glutamine cycle can be summarized as follows: glutamine released by astrocytes is taken up by GABAergic neurons and converted to GABA (Walls et al., 2015). GABA is released from GABAergic neurons and taken up into astrocytes via GABA transporters located on the cell membranes, where it is converted to glutamine (Bak et al., 2006). Thus, the GABA-glutamine cycle becomes completed.

Transporters involved in the GGC belong to the solute carrier (SLC) family. SLC family members transport a great variety of solutes across the membrane, including inorganic ions, amino acids, sugars, and relatively complex organic molecules (Höglund et al., 2010). The SLC family contains 52 subfamilies with more than 400 members in total (Schlessinger et al., 2013), including secondary active transporters, ion channels, and other membrane proteins, which do not have the transport capability on their own but interact with other SLC members to form functional heterodimers.



**Figure 1.** The glutamine–glutamate/GABA cycle. A glutamatergic neuron, a GABAergic neuron, an astrocyte, transporters involved in GGC and the neurotransmitters carried by them are shown schematically. Arrows highlighted in purple and green represent the GABA–glutamine cycle and the glutamate–glutamine cycle, respectively. Glutamate/GABA molecules are released from neurons into synapse. Astrocytes take up these molecules and convert into glutamine. Glutamine is released into the synapse and taken up by neurons, where it is used as a precursor for glutamate/GABA synthesis. Schematic representations of proteins were inspired by their crystal structures if present.

SLC family transporters have been associated with various rare and common diseases, making them prominent targets for novel therapeutic strategies (Lin et al., 2015). SLC family transporters participating in GGC are secondary active transporters. During GGC, these transporters perform transport of glutamine, glutamate, and GABA across the cell membrane by harnessing the energy of electrochemical ion gradients.

For *glutamate transport*, five glutamate transporters, also termed excitatory amino acid transporters (EAATs), from the SLC1 family have been identified: EAAT1 (GLAST), EAAT2 (GLT-1) EAAT3 (EAAC1), EAAT4 and EAAT5 (Danbolt et al., 2016). EAAT1 and EAAT2 are expressed in astrocytes, while the other three are expressed in neurons (Danbolt, 2001). For *glutamine transport*, the families of SLC1, SLC6, SLC7, and SLC38 have been characterized as glutamine transporters (Bhunia and Ganapathy, 2016). Among the SLC1 family members, the ASC (alanine/serine/cysteine) transporters function as exchangers for small neutral amino acids (Kanai et al., 2013). There are two isoforms of the ASC transporter, known as ASCT1 and ASCT2 having different substrate selectivity. ASCT1 is mainly responsible for transport of L-serine (Sakai et al., 2003) and L-trans-4 hydroxyproline (Pinilla-Tenas et al., 2003) in astrocytes. ASCT2, on the other hand, performs antiport of glutamine with neutral amino acids in a  $\text{Na}^+$ -dependent manner in neurons and astrocytes (Bröer et al., 1999). In addition, ASCT2 also functions as a

glutamine/glutamate exchanger in astrocytes (Oppedisano et al., 2007). Another family SLC6, includes neutral amino acid transporters such as B<sup>0</sup>AT2, and B<sup>0</sup>AT1 which are able to transport glutamine (Pramod et al., 2013). Among the SLC7 family members, the light subunits of amino acid transporters called LATs show a low-affinity and high-capacity glutamine uptake activity in astrocytes and neurons (Heckel et al. 2003). SCL38 family of transporters, known as sodium-coupled neutral amino acid transporters (SNATs), have two different systems, defined as system A (SA) being capable of transport alanine and system N (SN) that is able to transport amino acids with nitrogen in its side chain. SA includes members called SNAT1, SNAT2, SNAT4, and SNAT8 (Ortega and Schousboe, 2017). Among those, SNAT1 and SNAT2 are located on neurons and perform glutamine uptake from synapse. SN comprises SNAT members SNAT3, SNAT5, and SNAT7. SN has a transport activity specific for glutamine, asparagine and histidine (Nakanishi et al., 2001). In addition, SNAT5 is able to transport alanine and serine (Bröer, 2014). For *GABA transport*, four transporters belonging the SLC6 family are characterized as GABA transporters, known as GAT1, GAT2, GAT3, and GAT4 (Ortega and Schousboe, 2017). GAT1 and GAT2 are expressed in both neurons and astrocytes (Schousboe et al., 2004), whereas GAT3 and GAT4 are predominantly expressed in astrocytes.

Transporter proteins show similarities to various macro-scaled machines that we encounter in our daily life. They convert part of the supplied energy into useful work, just like their macro-scaled counterparts. For a great part of macro-scaled machines, called heat engines, the energy input is the heat generated from various types of fuels (gasoline, coal, H<sub>2</sub> etc.). Transporter proteins, on the other hand, use various types of energy sources including breakage/formation of covalent bonds, oxidation/reduction reactions, and translocation of ions down their electrochemical gradient, to produce work. Transporter proteins operate on thermodynamic/mechanical cycles and return to their initial state at the end of the process, as it is the case for their macro-scaled counterparts. For each cycle, there is an energy input and an energy output, which is usually work. Transporter proteins involved in GGC utilize the energy harnessed from the translocation of molecules/ions down their electrochemical gradient as energy input. These energy inputs are converted by the transporter proteins into useful work translocating molecules/ions against their electrochemical gradient.

The first law of thermodynamics, also known as the conservation of energy principle, provides a rigid base for studying the relationships between the energy input and output for during a cycle (Cengel and Boles, 2008). The second law of thermodynamics can be effectively used to determine the theoretical limits for the performance of widely used engineering systems, such as heat engines and refrigerators as well as predicting the degree of completion of chemical reactions. Although the first law analysis of heat engines (and also other types of macro-scaled machines) have been widely and thoroughly performed, only a very limited number of first law analyses was performed for micro-scaled thermodynamic systems. For proteins, such studies are limited to rotary motor protein F1-ATPase with a probe particle attached to it inside a solution (Zimmermann and Seifert, 2012) ensemble of membranes containing Ca<sup>2+</sup>-ATPases (Kjelstrup et al., 2008), and two primary active transporters: the sodium–potassium pump and SERCA (both of which are ATP-powered pumps), and a total of four secondary active transporters: dopamine transporter (DAT), glutamate transporter, glycine transporters (GlyT) 1 and 2 (Gur et al., 2019). Thus, except for a few proteins, the energy conversion efficiency has not been yet explicitly formulated.

In this study, we performed the first law of thermodynamics analysis of transporters involved in the GGC, specifically EAAT, ASCT2, B<sup>0</sup>AT2, SA, SN, and GABA transporters. Using the experimentally reported ion and neurotransmitter concentrations in the literature, thermodynamic first law efficiencies for these transporters were evaluated. Our results showed that first law efficiencies of transporters involved in GCC change with neurotransmitter concentrations and the maximum efficiencies observed for each transporter ranged between 45-89%.

## METHODOLOGY

### The First Law Analysis of Transporter Proteins

The detailed formulation of the first law of thermodynamics analysis for a single membrane protein can be found in our recent study (Gur et al., 2019). A transporter protein involved in GGC is selected as the thermodynamic system of interest and the region within the protein is selected as the control volume, which is also called an open system. In Figure 2, boundary of the control volume is represented schematically. Both mass and energy can cross the boundary of the control volume. Energy transfer into the system is in the form of the energy released due to the translocation of molecules/ions down their electrochemical gradients across the membrane. Energy transfer out of the system can be in the form of work or heat. The function of transporter proteins in the GGC is to translocate molecules/ions across the membrane against their electrochemical gradients. Thus, for the transporter protein to perform its function there is a certain work requirement that is referred to as useful work,  $W_{useful}$ . The work requirement depends on the intra- and extracellular concentrations of the transported molecules/ions and their charges. Furthermore, since the transporter protein changes its structure during its thermodynamic cycle there is a work performed to move the system boundary against external forces. This work is denoted as boundary work,  $W_{boundary}$ . As the system boundaries move at finite rate, a pressure difference across the system boundary is always required to move the boundaries. Moreover, as the boundary moves at a finite rate in an environment, there will be friction associated with the boundary movement. Thus, entropy generation takes place due to boundary movements making the process essentially irreversible. Therefore, a positive net boundary work term that won't be recovered per each thermodynamic cycle is present. In addition to work, excess thermal energy of the system can cross the system boundaries in form of heat,  $Q_{out}$ .  $E_{in}$  is the energy input of the system. The energy balance for a transporter protein, which is the control volume, can be written as

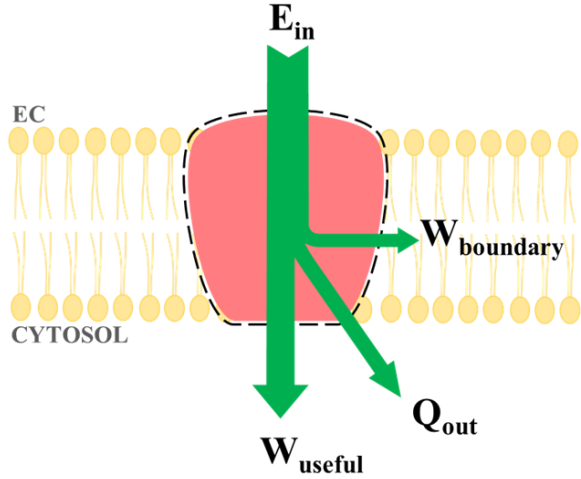
$$\Delta E_{system} = E_{in} - W_{useful} - W_{boundary} - Q_{out} \quad (1)$$

Since the transporter protein undergoes a thermodynamic/mechanic cycle to perform its function and returns to its initial state at the end of each cycle, the change of the system's energy becomes zero,  $\Delta E_{system} = 0$ . Thus, the energy balance can be written as

$$W_{useful} = E_{in} - Q_{out} - W_{boundary} \quad (2)$$

Based on Eq.2, the thermodynamic first law efficiency ( $\eta$ ) of a protein (or any type of biomolecular machine) can be defined as (Cengel and Boles, 2008).

$$\eta = \frac{\text{Desired work output}}{\text{Energy input}} = \frac{W_{useful}}{E_{in}} \quad (3)$$



**Figure 2.** The first law analysis performed on a transporter protein. Part of the energy supplied to the protein is converted to boundary work and useful work. The remaining energy is dissipated to the environment in the form of heat. A transporter protein and phospholipid bilayer are shown schematically in pink and yellow, respectively. Boundary of the control volume is shown with dashed line. Direction of the arrow indicates if the system is gaining (inward) or losing (outward) energy.

### Secondary Active Transport across the Membrane

The reversible work required to transport a molecule/ion from the extracellular medium (EC) to the intracellular (IC) medium can be formulated as follows

$$W_{reversible} = \Delta G_A = G_A(IC) - G_A(EC) \quad (4)$$

Here,  $G_A(IC)$  and  $G_A(EC)$  are the Gibbs free energies of a single molecule/ion A, being located in the IC and EC medium, respectively. The Gibbs free energy difference  $\Delta G_A$  in Eq.4 can be defined as (Lodish, 2016)

$$\Delta G_A = RT \ln \left( \frac{[A]_{IC}}{[A]_{EC}} \right) + Z_A F \Delta \Psi \quad (5)$$

The first term is the chemical potential difference due to the difference of molecule/ion concentrations  $[A]_{IC}$  and  $[A]_{EC}$  of the IC and EC sides of the membrane. The second term is the reversible electric work required to transport a molecule/ion having ionic charge  $Z_A$  across an electric potential difference  $\Delta \Psi$  (membrane potential). R is universal gas constant ( $8.314 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$ ), T is temperature (310 K), and F is Faraday constant ( $96845 \text{ J V}^{-1} \text{ mol}^{-1}$ ).

Based on the second law of thermodynamics, the actual work required to transport a molecule/ion across the membrane performed will be always greater or equal to the reversible work,  $W_{useful} \geq W_{reversible}$  (Cengel and Boles, 2008). The lower limit for work values, which is  $W_{useful} = W_{reversible}$ , will be applied in our calculations as there is currently no completely reliable way to calculate the actual (irreversible) work values per cycle. Transporter proteins may cotransport molecules/ions against their electrochemical gradient. Thus, the total

useful work per cycle is the summation of all the useful works performed for the transport of each molecule/ion,  $i = \{A, B, \dots\}$  and can be formulated as follows

$$W_{useful} = \sum_i \Delta G_i = \sum_i \left( RT \ln \left( \frac{[i]_{IC/EC}}{[i]_{EC/IC}} \right) + Z_i F \Delta \Psi \right) \quad (6)$$

The energy input to the system as a result of the movement of a molecule/ion A down its electrochemical gradient can be estimated by their free energy difference  $\Delta G_A$  as formulated by Eq.5. Thus, the total energy input per cycle due to the transport of all molecules/ions down their electrochemical gradient becomes

$$E_{in} = \sum_i \Delta G_i = \sum_i \left( RT \ln \left( \frac{[i]_{IC/EC}}{[i]_{EC/IC}} \right) + Z_i F \Delta \Psi \right) \quad (7)$$

## RESULTS AND DISCUSSION

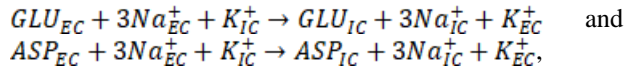
### Ion Concentrations in Neurons, Astrocytes, and Synaptic Clefts

The IC concentrations of  $K^+$ ,  $Na^+$ , and  $Cl^-$  in neurons are 140 mM, 5-15 mM, and, 4-30 mM, respectively, while their respective EC concentrations are 5 mM, 145 mM, and 110 mM (Alberts, 2002). The resting membrane potential of a neuron is approximately -70 mV (Betts et al., 2013). As the  $K^+$  selectivity of astrocyte membranes is higher than that of neurons, resting membrane potentials are more negative (-90 mV) in astrocytes. EC concentration of  $K^+$  in astrocytes is normally low, around 3-5 mM and IC concentrations of  $K^+$  are about 108-110 mM (Orkand, 1986). Baseline IC concentration of  $Na^+$  in astrocytes is about 15 mM and EC concentration of  $Na^+$  in astrocytes is around 120 mM (Orkand, 1986; Rose, 1997).

### EAAT Shows Higher First Law Efficiency for Glutamate than Aspartate Transport

EAATs transport acidic or neutral amino acids such as glutamate and aspartate into neurons and astrocytes (Gesemann et al., 2010; Zomot and Bahar, 2013; Cater et al., 2014). In each thermodynamic cycle of EAATs, a single glutamate/aspartate is transported from the EC side into IC side. Glutamate/aspartate is cotransported with 3  $Na^+$  and 1  $H^+$  (Vandenberg and Ryan, 2013; Cater et al., 2014). After release of amino acid into the cell,  $K^+$  binds to the EAAT and is transported out of the cell (Landowski et al., 2007). IC glutamate concentration in neurons ranges between 5-10 mM (Featherstone, 2009; Schwartzkroin, 2009) and is generally taken as 10 mM (Kanai and Hediger, 2004; Jong and O'Malley, 2017). In the synaptic cleft, EC concentration of glutamate can reach up to 1 mM upon signal transition, and later falls down to ~25 nM due to uptake by neurons and astrocytes (Herman and Jahr, 2007). For aspartate, on the other hand, there is a scarcity in information regarding to what extend its concentration change upon signal transition. The IC concentration of aspartate in neurons was

reported as 2-4 mM, whereas its EC concentration was reported to be about 2  $\mu$ M (Erecińska et al., 1983). The processes for glutamate and aspartate transports can be represented by (Figure 3A)



respectively.

First law efficiency of EAAT will be calculated for the basal levels of neurotransmitters, which corresponds to the maximum work output operational condition of EAAT and hence provides an upper limit for EAAT efficiency. The required energy for each thermodynamic cycle of the EAAT in neurons is provided by the flow of 3  $Na^+$  ions ( $EC \rightarrow IC$ ) and 1  $K^+$  ion ( $IC \rightarrow EC$ ). Thus, the energy input to the system by the ion flow is calculated as follows:

$$\Delta G_{Na^+} = RT \ln \left( \frac{[Na_{IC}^+]}{[Na_{EC}^+]} \right) + ZF\Delta\Psi = -12.63 \text{ kJ/mol}$$

$$\Delta G_{K^+} = RT \ln \left( \frac{[K_{EC}^+]}{[K_{IC}^+]} \right) + ZF\Delta\Psi = -1.83 \text{ kJ/mol}$$

The total energy input for a single EAAT cycle becomes  $E_{in} = (-3\Delta G_{Na^+}) + (-\Delta G_{K^+}) = 37.88 + 1.80 = 39.68 \text{ kJ/mol}$  in neurons. For the glutamate, as reported in our earlier study (Gur et al., 2019), the useful work per EAAT is transport of glutamate into neurons and it can be evaluated as

$$W_{useful} = \Delta G_{GLU} = RT \ln \left( \frac{[GLU_{IC}]}{[GLU_{EC}]} \right) + ZF\Delta\Psi = 33.25 \text{ kJ/mol}$$

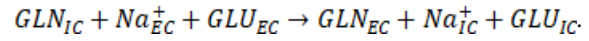
For the other substrate aspartate, the useful work per EAAT in neurons can be evaluated as  $W_{useful} = \Delta G_{ASP} = 17.80 \text{ kJ/mol}$ . Based on these values, maximum efficiency of EAAT per functional cycle becomes  $\eta = 0.85$  (85%) for glutamate (Gur et al., 2019) and  $\eta = 0.45$  for aspartate.

### ASCT2 First Law Efficiency Can Be as high as ~80%

ASCT2 carries out the  $Na^+$ -dependent transport of glutamine by the antiport transport with other neutral amino acids.  $Na^+$  ion is transported with any of these amino acids in a 1:1 stoichiometry (Oppedisano et al., 2007). ASCT2 effectively regulates the flow of glutamine, allowing glutamine to flow into neuronal microenvironment and removal of extracellular amino acids (Bröer et al., 1999). ASCT2 also function as a glutamine/glutamate exchanger, thus plays a critical role in glutamate-glutamine cycle. The glutamine synthesized in astrocytes is exchanged with glutamate via antiport system of ASCT2 (Schousboe and Sonnewald, 2016). This glutamine/glutamate flow of ASCT2 is observed in astrocytes but not in neurons (Yamamoto et al., 2003). EC glutamine concentrations are very low ranging from 0.13 to 0.5 mM, and the IC glutamine concentrations

vary in the range 5–10 mM in neurons and astrocytes (Schousboe and Sonnewald, 2016).

The process for glutamine/glutamate antiport can be represented by (Figure 3B)



For the glutamine/glutamate exchange in astrocytes, the translocation of 1  $Na^+$  ( $EC \rightarrow IC$ ) ion and 1 glutamine ( $IC \rightarrow EC$ ) releases  $\Delta G_{Na^+} = 14.08 \text{ kJ/mol}$  and  $\Delta G_{GLN} = 11.19 \text{ kJ/mol}$ , respectively. Thus, total energy input per cycle becomes  $E_{in} = 25.27 \text{ kJ/mol}$ . Via Eq.5, the useful work can be evaluated as  $W_{useful} = \Delta G_{GLU} = 19.59 \text{ kJ/mol}$ . Based on these values, ASCT2 operates with efficiency of  $\eta = 0.78$  in astrocytes. Since, these calculations were performed using the highest concentration gradients of molecules/ions, they represent the maximum efficiency of ASCT2.

### B<sup>0</sup>AT2 Shows High First Law Efficiency for Glutamine Despite of Low-Affinity

B<sup>0</sup>AT2 is able to transport neutral amino acids such as proline, leucine, isoleucine, valine, and methionine in neurons. Moreover, glutamine, alanine and phenylalanine were low-affinity substrates of these transporter (Bröer et al., 2006). Transport is  $Na^+$ -dependent,  $Cl^-$ -independent and electrogenic. B<sup>0</sup>AT2 cotransports one  $Na^+$  with amino acid. The process for glutamine transport can be represented by  $GLN_{EC} + Na_{EC}^+ \rightarrow GLN_{IC} + Na_{IC}^+$  (Figure 3C). Useful work of B<sup>0</sup>AT2 is the transport of a single glutamine and is evaluated as  $W_{useful} = \Delta G_{GLN} = 11.19 \text{ kJ/mol}$ . The energy input which is provided by transport of  $Na^+$  becomes  $E_{in} = -\Delta G_{Na^+} = 12.63 \text{ kJ/mol}$ . Based on these values the first law efficiency of B<sup>0</sup>AT2 is evaluated as  $\eta = 0.89$ .

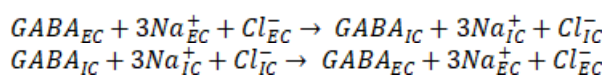
### SA Transporter Shows Slightly Larger Maximum First Law Efficiency than SN Transporter

The SA transporter located in neurons and the SN transporter located in astrocyte are two members of the SCL38 family showing slightly different stoichiometry for glutamine transport. While SA transporter cotransports the glutamine with a single  $Na^+$  ion, SN transporter includes the antiport of  $H^+$  ion in addition to the co-transport of  $Na^+$  ion and glutamine (Bröer, 2014). The cotransport process of the glutamine via SA transporter can be represented by (Figure 3D)  $GLN_{EC} + Na_{EC}^+ \rightarrow GLN_{IC} + Na_{IC}^+$ . Useful work per SA transporter cycle, which is the energy required to transport a single glutamine molecule across the cell membrane is  $W_{useful} = \Delta G_{GLN} = 11.19 \text{ kJ/mol}$ . The energy input for SA transporter cycle is provided by transport of  $Na^+$  and is estimated to be  $E_{in} = -\Delta G_{Na^+} = 12.63 \text{ kJ/mol}$ . Based on these values, a first law efficiency of  $\eta = 0.89$  for SA transporter is

obtained. As indicated above, SN transporters have a different stoichiometry. In the literature, pH levels on both sides of the membrane was taken/assumed identical. Thus, resulting in a zero energy change when an  $H^+$  is transported across the membrane;  $\Delta G_{H^+} = 0$ . The transport process via SN transporter can be represented by (Figure 3E)  $GLN_{EC} + Na^+_{EC} \rightarrow GLN_{IC} + Na^+_{IC}$ . Useful work output of the SN transporter is the transport of a single glutamine and is evaluated as  $W_{useful} = \Delta G_{GLN} = 11.19 \text{ kJ/mol}$ . The energy input for SN transporter cycle which is provided by transport of  $Na^+$  is evaluated as  $E_{in} = -\Delta G_{Na^+} = 14.08 \text{ kJ/mol}$ . Based on these values the first law efficiency of SN transporter becomes  $\eta = 0.80$ .

### Forward and Reverse Transport in GABA Transporter Probably Takes Place with Different Efficiencies

GABA uptake via SLC6 family GABA transporters is coupled to the movement of  $Na^+$  and  $Cl^-$  across the membrane. Whether the stoichiometry of GABA cotransport with  $Na^+$  and  $Cl^-$  ions is 2  $Na^+$ : 1  $Cl^-$ : 1 GABA or 3  $Na^+$ : 1  $Cl^-$ : 1 GABA is uncertain, but the recent experimental studies support the predictions of the 3  $Na^+$ : 1  $Cl^-$ : 1 GABA stoichiometry model (Willford et al., 2015). GABA transporters are able to work in the forward (uptake of GABA) or reverse (release of GABA) mode depending on the direction of the electrochemical driving force (Eskandari et al., 2017). In the forward mode,  $Na^+/Cl^-/GABA$  are cotransported into the cell, resulting the net positive charge movement into the cell. In the reverse mode,  $Na^+/Cl^-/GABA$  are cotransported out of the cell, resulting the net positive charge movement out of the cell. The transport stoichiometry is same for both forward and reverse mode of transport. The IC concentration of GABA is 2 mM in neurons and the EC concentration of GABA is 0.1 to 2.9  $\mu\text{M}$  in GABAergic synapse (Chen and Huang, 2014, Eskandari, Willford et al., 2017). The process can be represented by (Figure 3F)



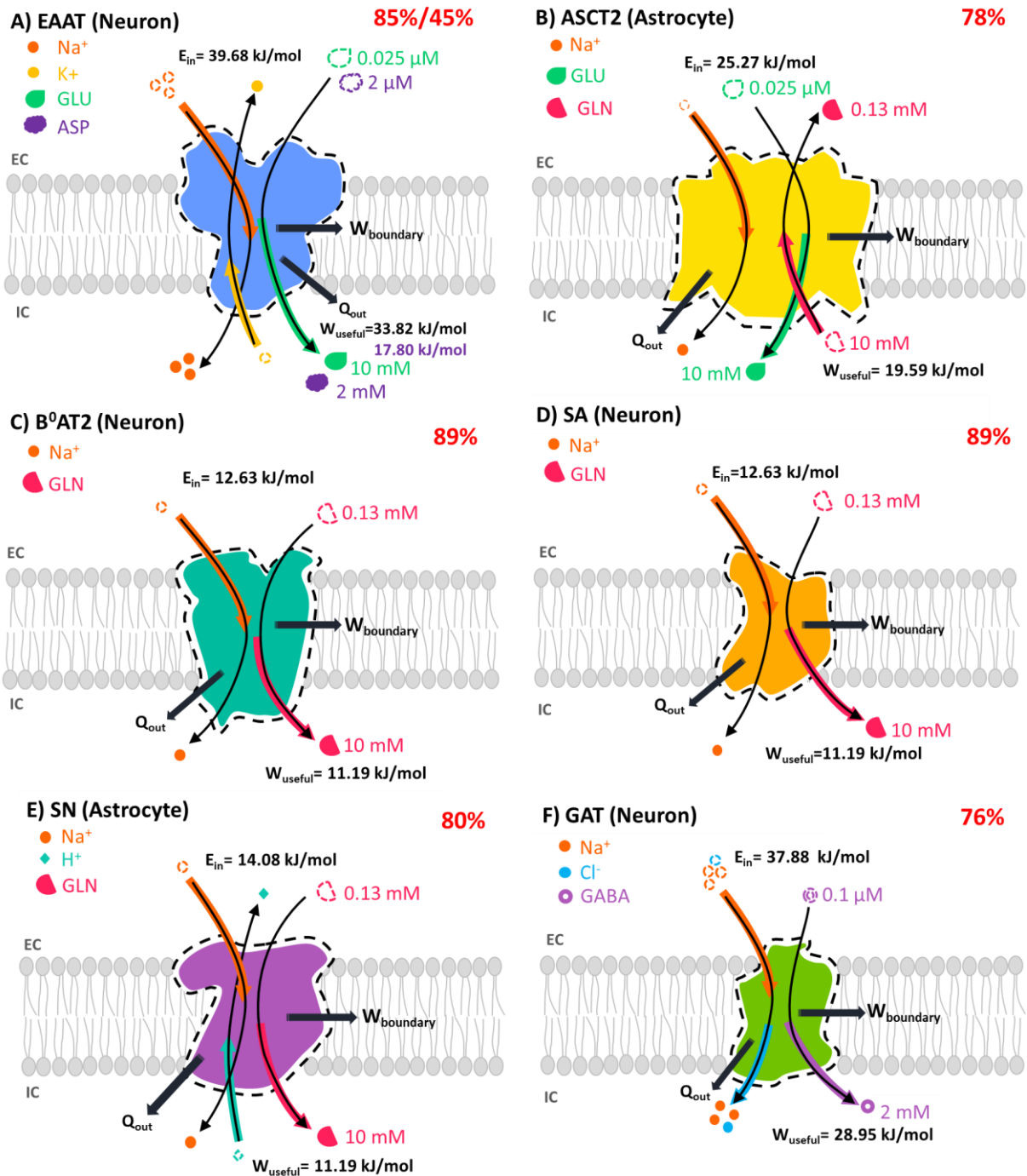
for the forward and reverse modes, respectively.

In the forward mode, the translocation of 3  $Na^+$  ions ( $EC \rightarrow IC$ ) across the membrane of a neuron releases  $E_{in} = -3\Delta G_{Na^+} = 37.88 \text{ kJ/mol}$  of energy. The useful work per GABA transporter cycle can be calculated as  $\Delta G_{GABA} + \Delta G_{Cl^-} = 25.52 + 3.43 = 28.95 \text{ kJ/mol}$ .

Based on these values, GABA transporters operates with an efficiency of  $\eta = 0.76$  in forward mode in neurons. The thermodynamic first law efficiency of the reverse mode, assuming that 3  $Na^+$  ions per reverse cycle are transported, gives an efficiency value larger than 100%, which is thermodynamically not possible. Since the thermodynamic first law efficiency was defined as the useful work output divided by the energy input, this would indicate that either less work output is performed or there is an additional energy input. As was indicated earlier, it is reported in the literature that GABA transporter might translocate 2  $Na^+$  ions per GABA. Assuming this is correct, the thermodynamic first law efficiency of the reverse mode would be 91%. Another possibility would be that the reverse transport takes place at higher IC or lower EC GABA concentrations, which would be in accord with the literature as it was reported that the GABA transport direction depends on the direction of the electrochemical driving force (Eskandari et al., 2017). Similarly, the reverse mode might take place under different ion concentrations than basal conditions.

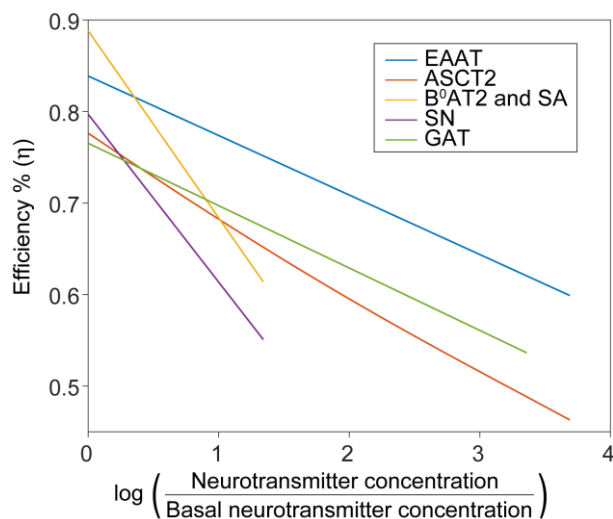
### First Law Efficiencies Change with Neurotransmitter Concentrations

Upon a signal arrival, neurotransmitters are released from presynaptic neurons to synapse and activate receptors and channels on postsynaptic neurons. Through this flow, signal becomes chemically transmitted to the postsynaptic neurons. As a result of neurotransmitter release and uptake by transporters, the concentrations of neurotransmitters in synapse rise above and fall below basal levels, respectively, while intracellular neurotransmitter levels remain relatively stable. Ion concentrations in the neurons and synapse are not considerably affected by this process (Lodish, 2016; Gur et al., 2019). Change of synaptic neurotransmitter levels affects the thermodynamic first law efficiencies of the transporters. During signal transduction neurotransmitter levels in synapse are elevated, resulting in higher transporter uptake operating efficiencies compared to their efficiencies at basal neurotransmitter levels. During signal recovery, on the other hand, neurotransmitter levels in synapse are low, resulting in lower transporter uptake operating efficiencies compared to those at basal neurotransmitter levels. Changes in first law efficiencies of transporters involved in GGC with respect to their transported neurotransmitter concentrations are depicted in Figure 4.



**Figure 3.** The first law analysis of transporters involved in GGC. Each protein is schematically shown based on their crystal structure. Boundary of the control volume defining the thermodynamic system is shown with a dashed line. Thin arrows represent the direction of transport.





**Figure 4:** Change in transporter first law efficiencies with respect to neurotransmitter concentrations in the synapse. Glutamate (blue and red), glutamine (yellow and purple), and GABA (green) concentrations were normalized with respect to their basal levels.

## CONCLUSIONS

The first law of thermodynamics analysis was performed for the following set of biomolecular machines involved in the GGC; EAAT, ASCT2, B<sup>0</sup>AT2, SA, SN, and GABA transporters. For the first time in literature, the thermodynamic first law efficiencies of these transporters were reported. First law efficiencies were observed to change with respect to the neurotransmitter concentrations in the synapse and maximum efficiencies for EAAT (for glutamate transport), ASCT2, B<sup>0</sup>AT2, SA, SN, and GABA (forward mode) transporters were evaluated to be in the range of 85%, 78%, 89%, 89%, 80%, and 76%. With the increase of neurotransmitter concentrations in the synapse, first law efficiencies drop to 60%, 46%, 61%, 61%, 55%, and 54% for EAAT (for glutamate transport), ASCT2, B<sup>0</sup>AT2, SA, SN, GABA (forward mode) respectively. Interestingly, transport of glutamate in EAAT was observed to take place with a maximum efficiency of 85%, while aspartate transport in EAAT was evaluated to take place with a maximum efficiency of 45%. This is a very important finding as it potentially indicates that transporter operational efficiencies depend on the substrate they transport. This, in turn, suggests the possibility of transporters to be optimized for the transport of a specific substrate. In addition to the investigated neurotransmitter transports in this study, ASCT2 can transport neutral amino acids; B<sup>0</sup>AT2 can transport proline, leucine, isoleucine, valine, methionine, alanine and phenylalanine; SA transporters can transport alanine; SN transporters can transport asparagine, histidine, alanine and serine. However, there is scarcity in the literature regarding the ion and substrate concentrations in synapses, neurons, and astrocytes. Thus, making it very difficult to perform the first law of thermodynamics analysis for these transport processes. Further research and data collection have to be performed to further investigate the thermodynamic

efficiencies of transporters for various transported substrates, and investigate if transporters are indeed optimized for a specific substrate transport.

Our study shows that transporters involved in GGC are able to operate at much higher energy conversion efficiencies than the internal combustion engines we encounter in daily life, which typically operate at 25-30% efficiencies. Identifying such bio-nanomachines operating at high efficiencies and understanding their machinery could provide critical design parameters for engineering novel synthetic nanomachines and also reveal the possibility to repurpose them for nanotechnological applications.

## REFERENCES

- Alberts B., 2002, Membrane transport of small molecules and the electrical properties of membranes, *Molecular biology of the cell*, 615-657.
- Bak L. K., Schousboe A. and Waagepetersen H. S., 2006, The glutamate/GABA-glutamine cycle: aspects of transport, neurotransmitter homeostasis and ammonia transfer, *Journal of neurochemistry*, 98,3, 641-653.
- Betts J., Desaix P., Johnson E., Johnson J., Korol O., Kruse D., Poe B., Wise J., Womble M. and Young K., 2013, OpenStax College & Rice University, *Anatomy & physiology*.
- Bhutia Y. D. and Ganapathy V., 2016, Glutamine transporters in mammalian cells and their functions in physiology and cancer, *Biochimica et Biophysica Acta (BBA)-Molecular Cell Research*, 1863,10, 2531-2539.
- Bröer A., Brookes N., Ganapathy V., Dimmer K. S., Wagner C. A., Lang F. and Bröer S., 1999, The astroglial ASCT2 amino acid transporter as a mediator of glutamine efflux, *Journal of neurochemistry*, 73,5, 2184-2194.
- Bröer A., Tietze N., Kowalczyk S., Chubb S., Munzinger M., Bak L. K. and Bröer S., 2006, The orphan transporter v7-3 (slc6a15) is a Na<sup>+</sup>-dependent neutral amino acid transporter (B0AT2), *Biochemical Journal*, 393,1, 421-430.
- Bröer S., 2014, The SLC38 family of sodium–amino acid co-transporters, *Pflügers Archiv-European Journal of Physiology*, 466,1, 155-172.
- Cabrera-Pastor A., Arenas Y. M., Taoro-Gonzalez L., Montoliu C. and Felipo V., 2019, Chronic hyperammonemia alters extracellular glutamate, glutamine and GABA and membrane expression of their transporters in rat cerebellum. Modulation by extracellular cGMP, *Neuropharmacology*, 161, 107496.

- Cater R. J., Vandenberg R. J. and Ryan R. M., 2014, The domain interface of the human glutamate transporter EAAT1 mediates chloride permeation, *Biophysical journal*, 107,3, 621-629.
- Cengel Y. A. and Boles M. A., 2008, Thermodynamics: An Engineering Approach, *McGraw-Hill*.
- Chen Z. L. and Huang R. Q., 2014, Extracellular pH modulates GABAergic neurotransmission in rat hypothalamus, *Neuroscience*, 271, 64-76.
- Danbolt N. C., 2001, Glutamate uptake, *Progress in neurobiology*, 65,1, 1-105.
- Danbolt N. C., Furness D. N. and Zhou Y., 2016, Neuronal vs glial glutamate uptake: resolving the conundrum, *Neurochemistry international*, 98, 29-45.
- Erecińska M., Wantorsky D. and Wilson D. F., 1983, Aspartate transport in synaptosomes from rat brain, *Journal of Biological Chemistry*, 258,15, 9069-9077.
- Eskandari S., Willford S. L. and Anderson C. M., 2017, Revised ion/substrate coupling stoichiometry of GABA transporters, *Glial Amino Acid Transporters*, *Springer*.
- Featherstone D. E., 2009, Intercellular glutamate signaling in the nervous system and beyond, *ACS chemical neuroscience*, 1,1, 4-12.
- Gesemann M., Lesslauer A., Maurer C. M., Schönthaler H. B. and Neuhauss S. C., 2010, Phylogenetic analysis of the vertebrate excitatory/neutral amino acid transporter (SLC1/EAAT) family reveals lineage specific subfamilies, *BMC evolutionary biology*, 10,1, 117.
- Gur M., Golcuk M., Yilmaz S. Z. and Taka E., 2019, Thermodynamic first law efficiency of membrane proteins, *Journal of biomolecular structure & dynamics*, 1.
- Heckel T., Bröer A., Wiesinger H., Lang F. and Bröer S., 2003, Asymmetry of glutamine transporters in cultured neural cells, *Neurochemistry International*, 43,4, 289-298.
- Herman M. A. and Jahr C. E., 2007, Extracellular glutamate concentration in hippocampal slice, *Journal of Neuroscience*, 27,36, 9736-9741.
- Höglund P. J., Nordström K. J., Schiöth H. B. and Fredriksson R., 2010, The solute carrier families have a remarkably long evolutionary history with the majority of the human families present before divergence of Bilaterian species, *Molecular biology and evolution*, 28,4, 1531-1541.
- Jong Y.-J. I. and O'Malley K. L., 2017, Mechanisms associated with activation of intracellular metabotropic glutamate receptor, mGluR5, *Neurochemical research*, 42,1, 166-172.
- Kanai Y., Cléménçon B., Simonin A., Leuenberger M., Lochner M., Weisstanner M. and Hediger M. A., 2013, The SLC1 high-affinity glutamate and neutral amino acid transporter family, *Molecular aspects of medicine*, 34,2-3, 108-120.
- Kanai Y. and Hediger M. A., 2004, The glutamate/neutral amino acid transporter family SLC1: molecular, physiological and pharmacological aspects, *Pflügers Archiv*, 447,5, 469-479.
- Kjelstrup S., De Meis L., Bedeaux D. and Simon J.-M., 2008, Is the Ca<sup>2+</sup>-ATPase from sarcoplasmic reticulum also a heat pump?, *European Biophysics Journal*, 38,1, 59-67.
- Landowski C., Suzuki Y. and Hediger M., 2007, Transporters for Excitatory and Neutral Amino Acids, *Handbook of Neurochemistry and Molecular Neurobiology: Neural Membranes and Transport*, 305-323.
- Lin L., Yee S. W., Kim R. B. and Giacomini K. M., 2015, SLC transporters as therapeutic targets: emerging opportunities, *Nature reviews Drug discovery*, 14,8, 543.
- Lodish H. F., 2016, Transmembrane Transport of Ions and Small Molecules, *Molecular Cell Biology*, 8th Ed *W. H. Freeman and Company*.
- Nakanishi T., Kekuda R., Fei Y.-J., Hatanaka T., Sugawara M., Martindale R. G., Leibach F. H., Prasad P. D. and Ganapathy V., 2001, Cloning and functional characterization of a new subtype of the amino acid transport system N, *American Journal of Physiology-Cell Physiology*, 281,6, C1757-C1768.
- Oppedisano F., Pochini L., Galluccio M. and Indiveri C., 2007, The glutamine/amino acid transporter (ASCT2) reconstituted in liposomes: transport mechanism, regulation by ATP and characterization of the glutamine/glutamate antiport, *Biochimica et Biophysica Acta (BBA)-Biomembranes*, 1768,2, 291-298.
- Orkand R. K., 1986, Introductory remarks: Glial-interstitial fluid exchange, *Annals of the New York Academy of Sciences*, 481,1, 269-272.
- Ortega A. and Schousboe A., 2017, Glial Amino Acid Transporters, *Springer International Publishing*.
- Owens D. F. and Kriegstein A. R., 2002, Is there more to GABA than synaptic inhibition?, *Nature Reviews Neuroscience*, 3,9, 715.
- Pinilla-Tenas J., Barber A. and Lostao M., 2003, Transport of proline and hydroxyproline by the neutral

- amino-acid exchanger ASCT1, *The Journal of membrane biology*, 195,1, 27-32.
- Pramod A. B., Foster J., Carvelli L. and Henry L. K., 2013, SLC6 transporters: structure, function, regulation, disease association and therapeutics, *Molecular aspects of medicine*, 34,2-3, 197-219.
- Rose C. R., 1997, Intracellular Na<sup>+</sup> regulation in neurons and glia: functional implications, *The Neuroscientist*, 3,2, 85-88.
- Sakai K., Shimizu H., Koike T., Furuya S. and Watanabe M., 2003, Neutral amino acid transporter ASCT1 is preferentially expressed in L-Ser-synthetic/storing glial cells in the mouse brain with transient expression in developing capillaries, *Journal of Neuroscience*, 23,2, 550-560.
- Schlessinger A., Yee S. W., Sali A. and Giacomini K. M., 2013, SLC classification: an update, *Clinical Pharmacology & Therapeutics*, 94,1, 19-23.
- Schousboe A., Sarup A., Bak L., Waagepetersen H. and Larsson O., 2004, Role of astrocytic transport processes in glutamatergic and GABAergic neurotransmission, *Neurochemistry international*, 45,4, 521-527.
- Schousboe A. and Sonnewald U., 2016, Glutamate/gaba-glutamine Cycle, *Springer*.
- Schwartzkroin P. A., 2009, MRS, Encyclopedia of Basic Epilepsy Research, *Elsevier Science*.
- Vandenberg R. J. and Ryan R. M., 2013, Mechanisms of glutamate transport, *Physiological reviews*, 93,4, 1621-1657.
- Walls A. B., Waagepetersen H. S., Bak L. K., Schousboe A. and Sonnewald U., 2015, The glutamine-glutamate/GABA cycle: Function, regional differences in glutamate and GABA production and effects of interference with GABA metabolism, *Neurochemical research*, 40,2, 402-409.
- Willford S. L., Anderson C. M., Spencer S. R. and Eskandari S., 2015, Evidence for a revised ion/substrate coupling stoichiometry of GABA transporters, *The Journal of membrane biology*, 248,4, 795-810.
- Yamamoto T., Nishizaki I., Furuya S., Hirabayashi Y., Takahashi K., Okuyama S. and Yamamoto H., 2003, Characterization of rapid and high-affinity uptake of L-serine in neurons and astrocytes in primary culture, *FEBS Letters*, 548,1-3, 69-73.
- Zhou Y. and Danbolt N., 2014, Glutamate as a neurotransmitter in the healthy brain, *Journal of neural transmission*, 121,8, 799-817.
- Zimmermann E. and Seifert U., 2012, Efficiencies of a molecular motor: a generic hybrid model applied to the F1-ATPase, *New Journal of Physics*, 14,10, 103023.
- Zomot E. and Bahar I., 2013, Intracellular gating in an inward-facing state of aspartate transporter GltPh is regulated by the movements of the helical hairpin HP2, *Journal of Biological Chemistry*, 288,12, 8231-8237.



**Assoc. Prof. Mert Gur**, earned his Bachelor's degree from the Department of Mechanical Engineering Department at Middle East Technical University in 2006 and his PhD degree in Computational Science and Engineering at Koç University in 2010. Following his graduation, he started working as a postdoctoral associate in the Department of Computational and Systems Biology at the University of Pittsburgh's School of Medicine. During his time in this position, he became jointly appointed as a Lecturer in the Department of Mechanical Engineering and Material Science of the same university. In 2014, Dr. Gur joined the Joint Center for Artificial Photosynthesis (JCAP) at Lawrence Berkeley National Laboratory as a postdoctoral fellow. In 2015, he was appointed as a Faculty member at the rank of assistant professor in the Istanbul Technical University Faculty of Mechanical Engineering. He worked as a visiting faculty scholar in the Department of Computational and Systems Biology at the University of Pittsburgh's School of Medicine in 2016. Mert Gur performed research as a visiting scholar in the Chemistry Department at UC Berkeley in 2017. Dr. Gur was appointed as the Vice Dean of Graduate School of Science, Engineering and Technology in 2018 and as the Vice Dean of Faculty of Mechanical Engineering in 2020, respectively. Since 2019, he is also acting as the Advisory Committee Member and Business Development Advisor to the Director of National High-Performance Computing Center (UHeM). So far, he has published two book chapters and 27 journal papers including Nature, Nature Communications, JBC, JCP, BJ, EBioMedicine and PLoS Bio. Mert Gur joined the editorial board of Journal of Molecular Graphics and Modelling in 2016. Mert Gur was elected to receive the Turkish Academy of Sciences (TÜBA) Outstanding Young Scientist (GEBİP) Award in 2016.



**Sema Zeynep Yilmaz, M.Sc.**, received her B.Sc. and M.Sc. degree in Molecular Biology and Genetics in Atatürk University and in Molecular Biology-Genetics and Biotechnology in Istanbul Technical University at 2016 and 2020, respectively. In her master's thesis, she studied about investigation of thermodynamic properties of leucine transporters and dynein motor proteins using molecular dynamics simulations. Presently, she is a Ph.D. student in Molecular Biology-Genetics and Biotechnology in Istanbul Technical University. She presently continues her Ph.D. studies about the molecular dynamic simulations of cell penetrating peptides.



**Elhan Taka, M.Sc.**, completed her B.Sc. degree in Genetics and Bioengineering in Istanbul Bilgi University at 2017, and M.Sc. degree in Molecular Biology-Genetics and Biotechnology in Istanbul Technical University at 2020. Her master's thesis is titled "Thermodynamic analyses of membrane proteins and Dynein-ATP interaction". Currently, she is a Ph.D. student in Istanbul Technical University, Molecular Biology-Genetics and Biotechnology Graduate Program. She currently continues her studies about the CHK2 and Muts $\alpha$  proteins which are critically involved in colon and breast cancer.

# ISI BİLİMİ VE TEKNİĞİ DERGİSİ İÇİN MAKALE HAZIRLAMA ESASLARI

Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi'nde, ısı bilimi alanındaki özgün teorik ve deneysel çalışmaların sonuçlarının sunulduğu makaleler ve yeterli sayıda makaleyi tarayarak hazırlanmış olan literatür özeti makaleler yayınlanmaktadır. Makaleler, Türkçe veya İngilizce olarak kabul edilmektedir. Makaleler ilk sunumda serbest formatta hazırlanabilir. Ancak yayın için kabul edilmiş olan makaleler dergimizin basım formatına tam uygun olarak yazarlar tarafından hazırlanmalıdır. Aşağıda, ilk sunuş ve basıma hazır formatta makale hazırlamak için uyulması gereken esaslar detaylı olarak açıklanmıştır.

## İLK SUNUŞ FORMATI

İlk sunuşta, makale A4 boyutundaki kağıda tek sütun düzeninde, 1.5 satır aralıklı ve sayfa kenarlarından 25'er mm boşluk bırakılarak yazılmalıdır. Yazı boyutu 11 punto olmalı ve **Times New Roman** karakter kullanılmalıdır. Şekiller, tablolar ve fotoğraflar makale içinde **olmaları gereken yerlere** yerleştirilmelidir. Makale, elektronik olarak editörün e-posta adresine gönderilmelidir.

## BASIMA HAZIR MAKALE FORMATI

Hakem değerlendirmelerinden sonra, yayın için kabul edilmiş olan makaleler, dergimizin basım formatına tam uygun olarak yazarlar tarafından hazırlanmalıdır. Makaleler yazarların hazırladığı haliyle basıldığı için, yazarların makalelerini basım için hazır formatta hazırlarken burada belirtilen esasları titizlikle takip etmeleri çok önemlidir. Aşağıda, basıma hazır formatta makale hazırlamak için uyulması gereken esaslar detaylı olarak açıklanmıştır.

### Genel Esaslar

Makaleler genel olarak şu başlıklar altında düzenlenmelidir: Makale başlığı (title), yazar(lar)ın ad(lar)ı, yazar(lar)ın adres(ler)i, özet (abstract), anahtar kelimeler (keywords), semboller, giriş, materyal ve metod, araştırma sonuçları, tartışma ve sonuçlar, teşekkür, kaynaklar, yazarların fotoğrafları ve kısa özgeçmişleri ve ekler. Yazılar bilgisayarda tek satır aralıklı olarak, 10 punto Times New Roman karakteri kullanılarak Microsoft Office Word ile iki sütun düzeninde yazılmalıdır. Sayfalar, üst kenardan 25 mm, sol kenardan 23 mm, sağ ve alt kenarlardan 20 mm boşluk bırakılarak düzenlenmelidir. İki sütun arasındaki boşluk 7 mm olmalıdır. Paragraf başları, sütunun sol kenarına yaslanmalı ve paragraflar arasında bir satır boşluk olmalıdır.

Birinci seviye başlıklar büyük harflerle kalın olarak, ikinci seviye başlıklar bold ve kelimelerin ilk harfleri büyük harf olarak ve üçüncü seviye başlıklar sadece ilk harfi büyük olarak yazılır. Bütün başlıklar sütunun sol kenarı ile aynı hizadan başlamalıdır ve takip eden paragrafla başlık arasında bir satır boşluk olmalıdır. Şekiller, tablolar, fotoğraflar v.b. metin içinde ilk atıf

yapılan yerden hemen sonra uygun şekilde yerleştirilmelidir. İlk ana bölüm başlığı, Özetten (Abstract'tan) sonra iki satır boşluk bırakılarak birinci sütuna yazılır.

### Başlık, Yazarların Adresi, Özet, Abstract ve Anahtar Kelimeler

Yazılar Türkçe veya İngilizce olarak hazırlanabilir. Her iki durumda da makale özeti, başlığı ve anahtar kelimeler her iki dilde de yazılmalıdır. Eğer makale Türkçe olarak kaleme alınmışsa, Türkçe başlık ve özet önce, İngilizce başlık ve Özet (Abstract) sonra yazılır. Eğer makale İngilizce olarak kaleme alınmışsa önce İngilizce başlık ve özet (abstract) sonra Türkçe başlık ve özet yazılır. Başlık, sayfanın üst kenarından 50 mm aşağıdan başlar ve kalın olarak 12 punto büyüklüğünde, büyük harflerle bütün sayfayı ortalayacak şekilde yazılır. Yazar(lar)ın adı, adresi ve elektronik posta adresi başlıktan sonra bir satır boşluk bırakılarak yazılmalıdır. Yazarların adı küçük, soyadı büyük harflerle yazılmalı ve bold olmalıdır. Yazarların adresinden sonra üç satır boşluk bırakılarak, Özet ve Abstract 10 punto büyüklüğünde bütün sayfa genişliğinde yazılır. Özet ve Abstracttan sonra anahtar kelimeler (Keywords) yazılır.

### Birimler

Yazılarda SI birim sistemi kullanılmalıdır.

### Denklemler

Denklemler, 10 punto karakter boyutu ile bir sütuna (8 cm) sığacak şekilde düzenlenmelidir. Veriliş sırasına göre yazı alanının sağ kenarına yaslanacak şekilde parantez içinde numaralanmalıdır. Metin içinde, denklemlere '**Eş. (numara)**' şeklinde atıfta bulunulmalıdır.

### Şekiller

Şekiller 8 cm (bir sütun) veya 16 cm (iki sütun) genişliğinde olmalıdır ve makale içerisinde olmaları gereken yerlere bilgisayar ortamında sütunu (veya bütün sayfa genişliğini) ortalayacak şekilde yerleştirilmelidir. Şekil numaraları (sıra ile) ve isimleri şekil **altına, 9 punto büyüklüğünde** yazılmalıdır.

## Tablolar

Tablolar 8 cm (bir sütun) veya 16 cm (iki sütun) genişliğinde olmalıdır. Makale içerisinde olmaları gereken yerlere bilgisayar ortamında sütunu (veya bütün sayfa genişliğini) ortalayacak şekilde yerleştirilmelidir. Tablo numaraları (sıra ile) ve isimleri tablo **üstüne, 9 punto büyüklüğünde** yazılmalıdır.

## Fotograflar

Fotograflar, siyah/beyaz ve 8 cm (bir sütun) veya 16 cm (iki sütun) genişliğinde olmalıdır. Fotograflar digitize edilerek, makale içinde bulunmaları gereken yerlere bilgisayar ortamında sütunu (veya bütün sayfa genişliğini) ortalayacak şekilde yerleştirilmelidir ve şekil gibi numaralandırılmalı ve adlandırılmalıdır.

## Yazar(lar)ın Fotoğraf ve Kısa Özgeçmişleri

Yazarların fotoğrafları digitize edilerek, makalenin en sonuna özgeçmişleri ile birlikte uygun bir şekilde yerleştirilmelidir.

## SEMBOLLER

Makale içinde kullanılan bütün semboller alfabetik sırada Özetten sonra liste halinde tek sütun düzeninde yazılmalıdır. Boyutlu büyüklükler birimleri ile birlikte ve boyutsuz sayılar (Re, Nu, vb.) tanımları ile birlikte verilmelidir.

## KAYNAKLAR

Kaynaklar metin sonunda, ilk yazarın soyadına göre alfabetik sırada listelenmelidir. Kaynaklara, yazı içinde, yazar(lar)ın soyad(lar)ı ve yayın yılı belirtilerek atıfta

bulunulmalıdır. Bir ve iki yazarlı kaynaklara, her iki yazarın soyadları ve yayın yılı belirtilerek (Bejan, 1988; Türkoğlu ve Farouk, 1993), ikiden çok yazarlı kaynaklara ise birinci yazarın soyadı ve "vd." eki ve yayın yılı ile atıfta bulunulmalıdır (Ataer vd, 1995). Aşağıda makale, kitap ve bildirilerin kaynaklar listesine yazım formatı için örnekler verilmiştir.

Ataer Ö. E., Ileri A. and Göğüş, Y. A., 1995, Transient Behaviour of Finned-Tube Cross-Flow Heat Exchangers, *Int. J. Refrigeration*, 18, 153-160.

Bejan A., 1998, *Advanced Engineering Thermodynamics* (First Ed.), Wiley, New York.

Türkoğlu H. and Farouk B., 1993, Modeling of Interfacial Transport Processes in a Direct-Contact Condenser for Metal Recovery, *Proc. of 73<sup>rd</sup> Steel Making Conference*, Detroit, 571-578.

Türkoğlu H., 1990, *Transport Processes in Gas-Injected Liquid Baths*, Ph.D. Thesis, Drexel University, Philadelphia, PA, USA.

İnternet, 2004, Türkiye İstatistik Kurumu, *Atıksu İstatistikleri*, <http://www.tuik.gov.tr/HaberBulteni>.

## DIĞER HUSUSLAR

Hakem değerlendirmesinden sonra kabul edilen makaleler, yukarıda açıklandığı şekilde dizilerek basıma hazırlandıktan sonra, bir elektronik kopyası editöre gönderilmelidir. Makalenin basıma hazır kopyası ile birlikte, "Telif Hakkı Devri Formu" da doldurularak gönderilmelidir. Telif Hakkı Devri Formu'na ve bu yazım klavuzuna [www.tibt.org.tr](http://www.tibt.org.tr) adresinden ulaşılabilir.



**TÜRK ISI BİLİMİ VE TEKNİĞİ DERNEĞİ**  
**ÜYELİK BAŞVURU FORMU**

FOTOĞRAFINIZ

A. Adınız Soyadınız :  
Ünvanınız :  
Doğum yeri : : Doğum tarihi: / / 19 T.C. Kimlik No:  
İş Adresiniz :  
Ev adresiniz :  
Telefonunuz : İş Ev Cep  
E-posta :

B. \*Derneğe Asil üye Fahri üye olmak istiyorum.

1. Sizi tanıyan dernek üyesi (Üyelik için) :

2. Mezun olduğunuz  
Yüksek Okullar Yıl Branşınız Ünvanınız

3. İlgilendiğiniz konular :

2015 yılı aidatı olarak toplam 25 YTL (Yirmibeş Milyon TL) derneğin

İş Bankası Maltepe Şubesi Hesap No: 42120867567  
IBAN: TR08 0006 4000 0014 2120 8675 67

hesabına yatırılmıştır.

Tarih :

İmza :

\* Asil üye olmak için beş yıllık deneyim gereklidir.  
Fahri üyelik için yüksekokul mezunu olma şartı yoktur.

Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği  
Gazi Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makina Mühendisliği Bölümü  
06570 Maltepe/ ANKARA



## İÇİNDEKİLER / CONTENTS

<b>Dönel Çarklı Bir Dolaylı Evaporatif Soğutma Sisteminin Geliştirilmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi</b> <i>Development and Experimental Investigation of a Rotary Wheel Indirect Evaporative Cooling System</i> Sena Özlem ARICA ve İlhami HORUZ	167
<b>Integration of the Simulation and Test Methodologies to Design Novel Exhaust Manifold Rig</b> <i>Simulasyon ve Test Metodolojilerinin Yeni Egzoz Manifoldu Ekipmanı Tasarlamak İçin Entegrasyonu</i> İsmail Hakkı SAVCI, Baran CELIKTEN and Sinan EROGLU	179
<b>Gliserin Eterlerinin İkinci Nesil Biyoyakıt Olarak Dizel Motorda Kullanımının Araştırılması</b> <i>Investigation of the Usability of Glycerol Ethers as Second-Generation Biofuel in Diesel Engine</i> Abdülvahap ÇAKMAK ve Hakan ÖZCAN	191
<b>Türbülanslı Yanma için Döndürücünün Parametrik Çalışması</b> <i>A Parametric Study on the Swirler for Turbulent Combustion</i> Osman KOCAASLAN, Tolga YASA ve Kürşad Melih GÜLEREN	205
<b>The Variations of the Exhaust Emissions at Low Ambient Temperature for E10 and M10 Fueled SI Engine</b> <i>Düşük Çevre Sıcaklığında E10 ve M10 Yakıtlı Buji ile Ateşlemeli Bir Motorda Egzoz Emisyonlarının Değişimi</i> Tolga TOPGUL, Can CINAR and A.Onur OZDEMIR	227
<b>Effects of Preheater Load and Location on the Catalytic Converter Efficiency during Cold Start and Idling Conditions</b> <i>Soğuk Çalışma ve Rölanti Koşullarında Ön Isıtıcı Yükünün ve Konumunun Katalitik Konvertör Verimliliğine Etkileri</i> Nureddin DINLER, Fatih AKTAS, Sadullah TASKIN, Salih KARAASLAN and Nuri YUCEL	239
<b>Thermal Performance Analysis of a Stirling Engine Energized with Exhaust Gas of a Diesel Engine</b> <i>Bir Dizel Motorun Egzoz Gaz Isısı ile Enerjilendirilen Stirling Motorunun Termal Performans Analizleri</i> Mesut DUZGUN and Halit KARABULUT	249
<b>The First Law of Thermodynamics Analysis of Transporters Involved in the Glutamate/Gaba -Glutamine Cycle</b> <i>Glutamat/Gaba -Glutamin Çevriminde Görev Alan Taşıyıcı Proteinler için Termodinamiğin Birinci Yasa Analizi</i> Mert GUR, Sema Zeynep YILMAZ and Elhan TAKA	265