

# MÜHENDİS VE MAKİNA

## ENGINEER AND MACHINERY

ISSN 1300-3402 E-ISSN 2667-7520



tmmob makina mühendisleri odası yayın organı

[www.mmo.org.tr/muhendismakina](http://www.mmo.org.tr/muhendismakina)

- HİDROLİK PRES TASARIMINDA BALANS (DENGELEME) SİLİNDİRİ KULLANARAK HİDROLİK SİSTEMİN İYİLEŞTİRİLMESİ
- YEŞİL ÇATI UYGULAMASININ ÖRNEK BİR BİNA İÇİN ISITMA İHTİYACI VE ÇEVRE EMİSYONLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ
- DİZEL İÇTEN YANMALI MOTORLARDA SİLİNDİR İÇİNDEKİ HAVA HAREKETLERİNİN İNCELENMESİ VE ÖLÇÜM METODLARININ KARŞILAŞTIRILMASI
- A CFD ASSISTED STUDY: INVESTIGATION OF THE TRANSFORMATION OF A RECUPERATIVE FURNACE TO REGENERATIVE FURNACE FOR INDUSTRIAL ALUMINIUM MELTING
- TÜRKİYE'NİN FARKLI İKLİM KOŞULLARINDA ISIL KONFOR SICAKLIKLARINA BAĞLI OLARAK KONUTLARIN ENERJİ PERFORMANSLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ
- ASANSÖR KABİNİ VE YÜRÜYEN MERDİVEN EL BANTLARININ YÜZEY DEZENFEKSİYONU; ULTRAVİYOLE IŞINLAR
- TAGUCHİ YÖNTEMLERİ KULLANILARAK FREZELEME İŞLEMİNDE KESME PARAMETRELERİNİN YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNE ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI
- FARKLI DIŞ ORTAM SICAKLIKLARINDA KULLANILAN BİR TERMOELEKTRİK JENERATÖR SİSTEMİNİN ISI ALICISININ OPTİMİZASYONU
- YÜKSEK HIZLI DEMİRYOLU ARAÇLARINDA DÜŞEY TİTREŞİMLERİN DOĞRUSAL OLMAYAN UYARLAMALI KONTROL İLE YARI AKTİF KONTROLÜ
- SHORTENING THE BRAKING DISTANCE OF A PASSENGER CAR THROUGH COORDINATED CONTROL OF BRAKES AND ACTIVE SUSPENSION



tmmob makina mühendisleri odası  
*uctea chamber of mechanical engineers*

[www.mmo.org.tr/muhendismakina](http://www.mmo.org.tr/muhendismakina)

# Mühendis ve Makina

Engineer and Machinery

**Cilt 62**

Volume 62

**Sayı 703**

Number 703

**Nisan-Haziran 2021**

April-June 2021

# TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI

Yerel Süreli Yayın, Üç Ayda Bir Yayımlanır  
Local Periodical - Quarterly

**Nisan-Haziran /April-June 2021**

**Cilt / Vol: 62 Sayı / No: 703**

**Yönetim Yeri / Head Office**

Meşrutiyet Cad. No: 19/6 Kızılay - ANKARA  
Tel: (+90 312) 425 21 41 Fax: (+90 312) 417 86 21  
E-posta: yayin@mno.org.tr www.mno.org.tr

**MMO Adına Sahibi**

Publisher  
Yunus YENER

**Sorumlu Yazı İşleri Müdürü**

Executive Editor  
Yunus YENER

**Yayın Sekreteri**

Editorial Secretary  
Ceren YILMAZ ARAS

**Editör / Editorial in Chief**

*Prof. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK*

**Editör Yardımcıları / Associate Editors**

Prof. Dr. L. Berrin ERBAY - *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi / Eskişehir Osmangazi University*  
Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ - *Çankaya Üniversitesi / Çankaya University*

**Yayın Danışma Kurulu / Editorial Advisory Board**

Prof. Dr. C. Erdem İMRAK - *İstanbul Teknik Üniversitesi / Istanbul Technical University, İstanbul*  
Prof. Dr. Erdiñ KALUÇ - *Kocaeli Üniversitesi / Kocaeli University, İzmit*  
Prof. Dr. Ali GÜNGÖR - *Ege Üniversitesi / Ege University, İzmir*  
Prof. Dr. Hikmet RENDE - *Akdeniz Üniversitesi / Akdeniz University, Antalya*  
Prof. Dr. Ali PINARBAŞI - *Yıldız Teknik Üniversitesi / Yıldız Technical University, Antalya*  
Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ - *Gaziantep Üniversitesi / Gaziantep University, Gaziantep*  
Prof. Dr. E. İlhan KONUKSEVEN - *Orta Doğu Teknik Üniversitesi / Middle East Technical University, Ankara*  
Prof. Dr. Erol KILIÇKAP - *Dicle Üniversitesi / Dicle University, Diyarbakır*  
Prof. Dr. Mustafa YURDAKUL - *Gazi Üniversitesi / Gazi University, Ankara*  
Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU - *Gazi Üniversitesi / Gazi University, Ankara*  
Prof. Dr. Mirosław BONEK - *Silesian University of Technology, Poland*  
Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU - *Karadeniz Teknik Üniversitesi / Karadeniz Technical University, Trabzon*  
Prof. Dr. Leszek A. DOBRZANSKI - *Silesian University of Technology, Poland*  
Prof. Dr. Ö. Altan DOMBAYCI - *Pamukkale Üniversitesi / Pamukkale University, Denizli*  
Prof. Dr. Halim GÜRGENCI - *Queensland Üniversitesi / The University of Queensland, Australia*  
Prof. Dr. Hyung-Man Kim - *Power System and Sustainable Energy Laboratory (PSSEL), South Korea*  
Prof. Dr. Basim AL-NAJJAR - *Linnaeus University, Sweden*  
Prof. Dr. Barış ÖZERDEM - *İzmir Ekonomi Üniversitesi / Izmir University of Economics, İzmir*  
Doç. Dr. Tunç APATAY - *Gazi Üniversitesi / Gazi University, Ankara*  
Doç. Dr. Melih Cemal KUŞHAN - *ESOGÜ / Eskişehir Osmangazi University, Eskişehir*  
Doç. Dr. Yiğit TAŞCIOĞLU - *TED Üniversitesi / TED University, Ankara*  
Dr. Öğr. Üye. Nurdan BİLGIN - *Ondokuz Mayıs Üniversitesi / Ondokuz Mayıs University, Samsun*  
Dr. Öğr. Üye. Kutluk Bilge ARIKAN - *TED Üniversitesi / TED University, Ankara*  
Dr. Varlık ÖZERCİYES - *AIRBUS, UK*

**Yayın Kurulu / Editorial Board**

Prof. Dr. Metin AKKÖK - *Orta Doğu Teknik Üniversitesi / Middle East Technical University, Ankara*

Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ - *Çankaya Üniversitesi / Cankaya University, Ankara*

Prof. Dr. L. Berrin ERBAY - *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi / Eskisehir Osmangazi University, Eskişehir*

Prof. Dr. Cemal MERAN - *Pamukkale Üniversitesi / Pamukkale University, Denizli*

Prof. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK - *Pamukkale Üniversitesi / Pamukkale University, Denizli*

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA - *Trakya Üniversitesi / Trakya University, Edirne*

Dr. Öğr. Üye. Gurbet ÖRÇEN - *Dicle Üniversitesi / Dicle University, Diyarbakır*

**Kapak ve Sayfa Tasarımı**

Cover and Page Design

Muazzez POLAT

**Teknik Sorumlu**

Technical Manager

Mehmet AYDIN

**Baskı**

Printed by

Ankamat Matbaacılık Sanayi Ltd. Şti.

30. Cadde 538. Sokak No: 60 İvedik Organize Sanayi - Ankara

Tel: (+90 312) 394 54 94

Basım Tarihi: 25 Haziran 2021

Baskı Sayısı: 1.000



# Mühendis ve Makina

Engineer and Machinery

Cilt 62

Sayı 703

Nisan-Haziran 2021

Volume 62

Number 703

April-June 2021

## İÇİNDEKİLER/CONTENTS

Araştırma/Research	<b>Hidrolik Pres Tasarımında Balans (Dengeleme) Silindiri Kullanarak Hidrolik Sistemin İyileştirilmesi</b> <i>Improving The Hydraulic System by Using Counterbalance Cylinder in Hydraulic Press Design</i> <b>Murat BEYPARS, Burak BEKIL</b>	180
Araştırma/Research	<b>Yeşil Çatı Uygulamasının Örnek Bir Bina İçin Isıtma İhtiyacı ve Çevre Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi</b> <i>Investigation of the Effect of Green Roof Application on Heating Requirement and Environmental Emissions for a Sample Building</i> <b>Doğan Burak SAYDAM, Coşkun ÖZALP, Ertaç HÜRDOĞAN, Cemre POLAT, Enes KAVUN</b>	204
Araştırma/Research	<b>Dizel İçten Yanmalı Motorlarda Silindir İçindeki Hava Hareketlerinin İncelenmesi ve Ölçüm Metodlarının Karşılaştırılması</b> <i>Investigation of Air Movement in Cylinder in Diesel Internal Combustion Engines and Comparison of Measurement Methods</i> <b>Burak YELKEN, İsmail Hakkı SAVCI, Zafer DÜLGER</b>	221
Araştırma/Research	<b>A CFD Assisted Study: Investigation of the Transformation of A Recuperative Furnace to Regenerative Furnace For Industrial Aluminium Melting</b> <i>CFD Destekli Bir Çalışma: Endüstriyel Uygulamalarda Kullanılan Reküperatif Alüminyum Ergitme Fırınlarının Rejeneratif Sisteme Dönüştürülmesinin İncelenmesi</i> <b>Ömür BOZKURT, Mehmet Fatih KAYA</b>	245
Araştırma/Research	<b>Türkiye'nin Farklı İklim Koşullarında Isıl Konfor Sıcaklıklarına Bağlı Olarak Konutların Enerji Performanslarının Değerlendirilmesi</b> <i>Assessment Of Building Energy Performance Depending On Thermal Comfort Temperatures At Turkey's Different Climate Conditions</i> <b>Ebru HANCIOĞLU KUZGUNKAYA, Nurdan YILDIRIM, Gulden Gokçen AKKURT</b>	262
Derleme/Review	<b>Asansör Kabini ve Yürüyen Merdiven El Bantlarının Yüzey Dezenfeksiyonu; Ultraviyole Işıklar</b> <i>Surface Disinfection of Lift Car and Escalator Handrails; Ultravioletated Rays</i> <b>Aydın ARAT, Hasan Basri ERCAN, Adem DOĞAN, Serdar TURAN, Hasan KÜTÜK</b>	286

- Taguchi Yöntemleri Kullanılarak Frezeleme İşleminde Kesme Parametrelerinin Yüzey Pürüzlülüğüne Etkisinin Araştırılması** 321  
*Investigation of the Effect of Cutting Parameters on Surface Roughness During Milling Operation Using Taguchi Methods*  
**Ali MAMEDOV**

- Farklı Dış Ortam Sıcaklıklarında Kullanılan Bir Termoelektrik Jeneratör Sisteminin Isı Alıcısının Optimizasyonu** 332  
*Optimization of the Heat Sink of a Thermoelectric Generator System Used at Different Outdoor Temperatures*  
**Ali GÜRCAN, Gülay YAKAR**

- Yüksek Hızlı Demiryolu Araçlarında Düşey Titreşimlerin Doğrusal Olmayan Uyarlamalı Kontrol ile Yarı Aktif Kontrolü** 350  
*Nonlinear Adaptive Control of High-Speed Railway Vehicle Vibrations by Magnetorheological Damper*  
**Muzaffer METİN, Fırat Can YILMAZ**

- Koordine Fren - Aktif Süspansiyon Kontrolü ile Aracın Frenleme Mesafesinin Kısaltılması** 372  
*Shortening the Braking Distance of a Passenger Car through Coordinated Control of Brakes and Active Suspension*  
**Kerem BAYAR**

---

TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın Organı olan Mühendis ve Makina dergisi TMMOB Makina Mühendisleri Odası üyelerine ücretsiz olarak gönderilir. 1957 yılından beri yayımlanan dergimiz, **hakemli** bir dergidir. Dergimizle ilgili detaylı bilgi almak için [www.mmo.org.tr](http://www.mmo.org.tr) genel ağ adresinden yararlanabilirsiniz. Telefon, faks veya e-posta aracılığıyla da bize ulaşabilirsiniz.

---

*Dergimizin yer aldığı veritabanları*



## SUNUŞ

*Değerli Meslektaşlarımız Merhaba,*

*Mühendis ve Makina dergimizin bu sayısındaki ilk makale **Murat Beypars** ve **Burak Bekil**'in “Hidrolik Pres Tasarımında Balans (Dengeleme) Silindiri Kullanarak Hidrolik Sistemin İyileştirilmesi” başlıklı makalesidir. Bu çalışmada, mevcut üretim hatlarında kullanılan konvensiyonel bir presin tasarımı incelenmiştir. Konvansiyonel preslerde gerekli pompa debisini geri dönüş debisi ihtiyacının belirlediği sonucuna varılmıştır. Bazı durumlarda geri dönüş için gerekli motor gücünün, iş için gerekli motor gücünden daha büyük olduğu görülmüştür. Sisteme hidrolik veya pnömatik dengeleme silindirlere eklenerek geri dönüşte hidrolik silindirlere etki eden ağırlıklar azaltılmış ve mevcut sistemdeki geri dönüş hızı artırılmıştır. Yapılan çalışmada parça üretim sayısı artarken çevrimdeki enerji tüketimi düşmüştür.*

*İkinci makalemiz **Doğan Burak Saydam**, **Coşkun Özalp**, **Ertaç Hürdoğan**, **Cemre Polat** ve **Enes Kavun**'un “Yeşil Çatı Uygulamasının Örnek Bir Bina İçin Isıtma İhtiyacı ve Çevre Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi” adlı çalışmasıdır. Bu çalışmada farklı derece gün bölgelerinde yer alan iki farklı şehirdeki yeşil çatı uygulamasının ısıtma ihtiyacına, çevre emisyonlarına ve yakıt maliyetine etkisi iki farklı iç ortam sıcaklıklarında incelenmiştir. Binanın, ısı yalıtımsız, ısı yalıtımlı ve yeşil çatılı olma durumları için ısıtma ihtiyacı, aylık yakıt maliyeti ve emisyon değerleri belirlenmiştir. Ayrıca ekonomik analiz yapılarak ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması ile yatırımın geri ödeme süresi hesaplanmıştır. İç ortam sıcaklığı 19°C olduğu durumda ikinci gün bölgesinde mayıs ve eylül aylarında ısıtma ihtiyacına gerek duyulmazken, iç ortam sıcaklığı 21°C olduğu durumda mayıs ve eylül aylarında ısıtma ihtiyacına gerek duyulmuştur. İç ortam 19°C için birinci gün bölgesi için 15161.80 kg CO<sub>2</sub>, ikinci gün bölgesi için ise 32484.27 kg CO<sub>2</sub>'lik, iç ortam sıcaklığının 21°C kabul edilmesi durumu için birinci gün bölgesi için 19344.34 kg CO<sub>2</sub>, ikinci gün bölgesi için ise ısı yalıtımsız duruma göre 36246.31 kgCO<sub>2</sub>'lik bir azaltma gerçekleştirilmiştir.*

*Üçüncü makalemiz, **Burak Yelken**, **İsmail Hakkı Savcı** ve **Zafer Dülger**'in “Dizel İçten Yanmalı Motorlarda Silindir İçindeki Hava Hareketlerinin İncelenmesi ve Ölçüm Metodlarının Karşılaştırılması” adlı çalışmasıdır. Dizel motorlarda yanma odası içerisindeki yakıt ve hava karışımı tam olarak homojen değildir. Bu karışımın silindir içinde hareketinin davranış özelliklerini çözebilmek için çeşitli modellemeler yapılmış olsa da henüz fiziksel olarak motor içi akış karakteristiği tam olarak anlaşılamamıştır. Silindir içindeki hava hareketlerinin özellikle motor yanma performansı ve emisyon gibi parametrelere etkisi vardır. Motorun hava emişi sırasında, silindir içerisindeki hava, girdap ve takla olmak üzere iki farklı hareket yapabilmektedir. Bu çalışmada özellikle girdap hareketi üzerinde durulacaktır. Girdap hareketinin detaylı olarak anlaşılması için son yıllarda gelişen lazer ve kamera teknolojileri kullanılması gerekmektedir. Bu sayesinde girdap hareketinden kaynaklı akış karakteristliklerini detaylı olarak incelemek mümkün olabilecektir*

*Dördüncü makalemiz **Ömür Bozkurt** ve **Mehmet Fatih Kaya**'nın “CFD Destekli Bir Çalışma: Endüstriyel Uygulamalarda Kullanılan Reküperatif Alüminyum Ergitme Fırınlarının*

*Rejeneratif Sisteme Dönüştürülmesinin İncelenmesi” adlı makalesidir. Endüstriyel uygulamalarda yakma havasının ön ısıtması ve yeniden kullanılması yakıt giderlerinde ve emisyon oluşumunda büyük tasarruflar sağlamaktadır. Özellikle reküperatif ve rejeneratif yakma sistemlerine sahip fırınlar yakıtın ısısından daha fazla yararlanabilmeleri sebebiyle oldukça verimli sistemlerdir. Rejeneratif fırın sistemleri uygun sistemlere adapte edildiklerinde büyük oranda yakıt tasarrufu sağlayarak ekonomik bir yakma prosesi gerçekleşmesini sağlamaktadırlar. Bu çalışmada, bir işletmede kullanılan reküperatif yakma sisteminin rejeneratif yakma sistemi ile değiştirilerek alüminyum ergitme işleminde daha yüksek performanslı bir proses oluşturulması sağlanmıştır. Bu ergitme sistemlerinin karşılaştırmalarının yapılması için matematiksel modeller ve CFD analizler yapılarak bazı hesaplamalar ve değerlendirmeler yapılmıştır. CFD analizlerine göre 1654 J/kg değerinde bir entalpi kazanımı sağlanarak reküperatif fırın sisteminin performansının arttırılacağı sonucuna varılmış olup bu değerler tasarım kriteri olarak kullanılmıştır. Ayrıca, reküperatif sistemin rejeneratif sisteme dönüştürülmesi ile sistemin yakıt tüketiminde %30’luk bir düşüş gözlenmiş olup, fırın veriminde iki katlık bir artış elde edilmiştir.*

*Beşinci makalemiz ise **Ebru Hancıoğlu Kuzgunkaya, Nurdan Yıldırım ve Gülden Gökçen Akkurt**’un “Türkiye’nin Farklı İklim Koşullarında Isıl Konfor Sıcaklıklarına Bağlı Olarak Konutların Enerji Performanslarının Değerlendirilmesi” isimli makalesidir. Bu çalışmada, Isıl konfor, insanın yapısı, yaşı, cinsiyeti gibi kişisel parametrelerin yanı sıra çevresel parametrelere de bağlıdır. Isıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinin çalışma şekli ve dış hava sıcaklıkları ısı konfor için önemli parametrelerdir. Fanger deneysel çalışmalar sonucu “tahmini ortalama oy (PMV)” olarak adlandırılan bir gösterge oluşturmuş ve  $PMV=0$ ’ı konfor için en iyi değer olarak belirlemiştir. Bu çalışmada, farklı iklim bölgelerinden dört il seçilerek, her bir il için ısı konfor sıcaklıkları belirlenmiş ve bu ısı konfor sıcaklıklarındaki enerji performansları değerlendirilmiştir. Isıtma ve soğutma sistemi için kişisel kontrole izin verilmeyen tam mekanik kontrollü sistem seçilmiş, kesikli ve sürekli rejim için hesaplamalar yapılmıştır. Çalışmada, konfor koşullarının  $PMV=0$  olması durumunda enerji tüketimleri incelenerek iller arasındaki ısı konfor memnuniyeti ve enerji tüketimindeki farklılıklar saptanmaya çalışılmıştır. PMV değerlerinin istatistiksel analizinde, İzmir ili için kesikli rejimde çalışmanın sürekli rejime göre daha iyi olmasına rağmen İstanbul için sürekli rejimde konfor koşulları açısından daha iyi sonuçlar alınmıştır. Tüm illerde sürekli rejim uygulandığında birim enerji tüketiminde artış olduğu belirlenmiştir. Sürekli rejim, kesikli rejime göre ısıtma enerji tüketiminde % 4,5-6,2, soğutma enerji tüketiminde ise % 9,1-23,2 daha yüksektir.*

*Altıncı makalemiz, **Aydın Arat, Hasan Basri Ercan, Adem Doğan, Serdar Turan ve Hasan Kütük**’ün “Asansör Kabini ve Yürüyen Merdiven El Bantlarının Yüzey Dezenfeksiyonu; Ultraviyole Işınlara” isimli makalesidir. Aralık 2019’da Wuhan şehrinde ortaya çıkan Covid-19, o zamandan bu yana yayılmaya devam etmiş ve pandemiye dönüşmüştür. Dünyada ve ülkemizde Covid-19 vakalarının artması sonucu, kişisel temas ve fiziksel mesafe konularında önlem alınması elzem hale gelmiştir. Covid-19 salgını, temas ve hava yoluyla bulaştığı bilinmektedir. Bu salgını önlemenin veya azaltmanın en önemli adımlarından biri, alanda bulunan insanların fiziksel mesafe kurallarına uymasını sağlamak, diğeri ise doku-*

nulan yüzeylerin dezenfeksiyonunu yapmaktır. İnsanların bir araya gelmek zorunda olduğu alanlar vardır. Bu alanlarda yüzey ve havada mikrobiyal flora çeşitliğinin artmasına neden olmaktadır. Bu artış enfeksiyon hastalıklarına davetiye çıkarmaktadır. Özellikle asansör ve yürüyen merdivenler insanların bir araya gelmek zorunda olduğu alanlardır. Ülkemizde her gün 50 milyondan fazla insanın taşındığı bilinmektedir. İnsan sirkülasyonunun bu kadar yoğun olduğu alanlarda önlem alınması zorunlu hale gelmiştir.

Salgının yayılma hızını azaltmak için uygulanan geleneksel yöntemlerde (kimyasal dezenfeksiyon) alınması gereken tedbirler sınırlı ve kontrolü, takibi oldukça zordur. Sistemin otomatikleştirilmesi ve teknolojik imkanlar ile takibi günümüzde mümkün hale gelmiştir. Bu çalışmada Ultraviyole C (UVC) kısa dalga boyunda ışımaya yapan lambalar kullanılarak asansörlerde; kabin hava kalitesinin iyileştirilmesi, çağrı butonları, küpeşterlerin ve yürüyen merdivenlerde ise el bantları gibi dokunma yüzeylerinin dezenfeksiyonunun hangi kriterler eşliğinde yapılması gerektiği tanımlanarak otomatikleştirme aşamaları tariflenecektir.

Yedinci makalemiz, **Ali Mamedov**'un "Taguchi Yöntemleri Kullanılarak Frezeleme İşleminde Kesme Parametrelerinin Yüzey Pürüzlülüğüne Etkisinin Araştırılması" isimli makalesidir. Bu çalışmada, kalıp çeliğinin işlenmesi esnasında kesme parametrelerinin yüzey pürüzlülüğü üzerindeki etkisinin araştırılması yoluyla frezeleme operasyonunun optimizasyonu amaçlanmıştır. Deneysel çalışmaların sonuçları, kritik parametrelerin bulunmasında etkili olan sinyal-gürültü oranı hesaplaması ve varyans analizi gibi farklı Taguchi yöntemleri kullanılarak değerlendirilmiştir. Elde edilen S/G oranlarına bakılarak yüzey pürüzlülüğünün sırasıyla radyal dalma oranı, kesme derinliği, iş mili devri ve ilerleme hızından etkilendiğini söylemek mümkün. Bu kesme parametreleri için optimum değerler 16 mm/dak ilerleme hızı, 200 dev/dak iş mili devri, 0.35 mm kesme derinliği ve %50 radyal dalma oranı olarak hesaplanmıştır. Bu kesme parametrelerinde yapılan doğrulama deneyi işlenmiş yüzeyin pürüzlülüğünün  $Ra = 0.09 \mu\text{m}$  kadar düştüğünü göstermiştir.

Sekizinci makalemiz, **Ali Gürcan** ve **Gülşay Yakar**'ın "Farklı Dış Ortam Sıcaklıklarında Kullanılan Bir Termoelektrik Jeneratör Sisteminin Isı Alıcısının Optimizasyonu" isimli makalesidir. Bu çalışmada, turbo – şarjlı bir traktörde, kompresör ile ara soğutucu (intercooler) arasına termoelektrik jeneratör (TEJ) sistemi yerleştirilmiştir. TEJ sisteminin soğuk tarafındaki ısı alıcıların farklı dış ortam sıcaklıkları için optimum kanat kalınlıkları ve kanat aralıkları Matlab programı kullanılarak bulunmuştur. Nümerik analiz, 7 farklı dış ortam sıcaklığına göre gerçekleştirilmiştir (268, 278, 283, 288, 293, 298 ve 303 K). Matlab programındaki plot kodu kullanılarak, farklı dış ortam sıcaklıkları için ısı alıcıdan gerçekleşen ısı transferinin kanat kalınlıkları ile değişimi elde edilmiştir. Böylece maksimum ısı transferine karşılık gelen optimum kanat kalınlık değerleri bulunmuştur. Ayrıca, kanat sayılarının ve kanatlı yüzeyin toplam ısı transfer alanlarının farklı dış ortam sıcaklıkları ile değişimleri incelenmiştir. Dış ortam sıcaklığındaki artış ile optimum kanat kalınlığı ve kanat aralığı artarken kanat sayısı ve toplam ısı transfer alanının ise azaldığı belirlenmiştir. Sonuç olarak, 268 K sıcaklığına göre 303 K sıcaklığındaki optimum kanat kalınlığının yaklaşık olarak %5.4 ve optimum kanat aralığının %11 arttığı bulunmuştur. Ancak kanat sayısının %10.4 ve toplam ısı transfer alanının yaklaşık olarak %10 azaldığı tespit edilmiştir.

Dokuzuncu makalemiz, **Muzaffer Metin** ve **Fırat Can Yılmaz**'ın “Yüksek Hızlı Demiryolu Araçlarında Düşey Titreşimlerin Doğrusal Olmayan Uyarlamalı Kontrol ile Yarı Aktif Kontrolü” isimli makalesidir. Demiryolu düzensizlikleri nedeniyle araçlarda oluşan titreşimler çeşitli olumsuz etkilere neden olmaktadır. Bu çalışmada, yüksek hızlı demiryolu araçlarının düşey titreşimleri ikincil süspansiyonlara paralel yerleştirilen manyetoreolojik damperler vasıtasıyla yarı aktif bir yöntemle kontrol edilerek bastırılması amaçlanmıştır. Kontrol yöntemi olarak, manyetoreolojik damperin ölçülemeyen parametrelerinin ve araca ait bazı diğer parametrelerin belirsiz kabul edildiği bir modelde sistem kararlılığını garanti edebilecek uyarlamalı kontrol tercih edilmiştir. Manyetoreolojik damperlerin ikincil süspansiyon sistemine paralel çalıştırılması ile düşük enerji tüketimine rağmen özellikle yolcu konforunun artırılması yönünde etkin sonuç alınabilmektedir. Önerilen kontrolörün başarası, zaman ve frekans alanında pasif sistem cevapları ile karşılaştırılarak gösterilmiştir.

Onuncu ve son makalemiz, **Kerem Bayar**'ın “Koordine Fren - Aktif Süspansiyon Kontrolü ile Aracın Frenleme Mesafesinin Kısaltılması” isimli makalesidir. Aktif süspansiyon – fren entegre kontrolü, akademik ve otomotiv sanayi literatüründe popüler bir araştırma konusudur. Söz konusu araştırma alanına odaklanan bu çalışma, iki entegre kontrol alternatifi önermektedir. Önerilen her iki kontrol yaklaşımı, kontrol bölüştürme yöntemini uygulamaktadır. İlk metot, aracın arka süspansiyonuna yerleştirilecek doğrusal elektrik motorları gözetilerek tasarlanmıştır. Bu metotta, aracın frenleme performansını ve sürüş konforunu geliştirecek olan kontrol sinyalleri, teker kayması, ve arka doğrusal elektrik motor kuvvetlerine bölüştürülmektedir. İkinci metot ise, hem ön, hem de arka süspansiyonlara yerleştirilecek doğrusal elektrik motorları gözetilerek tasarlanmıştır. Bu kez kontrol hedefi, teker kuvveti – teker kayması karakteristik grafiğinin pik noktasında kalmaktır. Aynı zamanda aracın yunuslama hareketi de kısıtlanmaktadır. Çalışmada özetlenen simülasyon çalışmaları ile, önerilen kontrolcülerin -pasif süspansiyonlu konvansiyonel araç ile kıyaslandığında aracın frenleme mesafesini kısaltacağı gösterilmiştir.

Dergimize [www.mmo.org.tr/muhendismakina](http://www.mmo.org.tr/muhendismakina) ve <https://dergipark.org.tr> adresinden ulaşabilir; makale ve görüşleriniz ile destek olabilirsiniz.

Bir sonraki sayımızda buluşmak üzere...

**TMMOB Makina Mühendisleri Odası**  
**Yönetim Kurulu**



## PRESENTATION

*Dear Colleagues,*

*The first article published in our journal Engineer and Machinery is the article titled “Improving The Hydraulic System by Using Counterbalance Cylinder in Hydraulic Press Design” by **Murat Beypars, Burak Bekil**. In this study, the design of a conventional press used in existing production lines is examined. It is concluded that the required pump flow rate in conventional presses is determined by the return flow requirement. In some cases, it has been observed that the engine power required for return is greater than the engine power required for the work. By adding hydraulic or pneumatic balancing cylinders to the system, weights affecting the hydraulic cylinders were reduced and the return speed in the existing system was increased. While the number of parts produced has increased, the energy consumption in the cycle has decreased.*

*The second article is titled “Investigation of the Effect of Green Roof Application on Heating Requirement and Environmental Emissions for a Sample Building” by **Doğan Burak Saydam, Coşkun Özalp, Ertaç Hürdoğan, Cemre Polat, Enes Kavun**. In this study, the effect of green roof application on heating requirement, environmental emissions and fuel cost in two different cities located in different degree day zones was examined at two different indoor temperatures. Heating requirement, monthly fuel cost and emission values have been determined for the condition of the building without heat insulation and with heat insulation and green roof. In addition, by performing an economic analysis, the payback period of the investment has been calculated with thermal insulation and green roof application. When the indoor temperature is 19°C, there is no need for heating requirement in the second degree day zone in May and September. However, if the indoor temperature is 21°C, there was a need for heating requirement in May and September: For indoor 19 °C, 15161.80 kg CO<sub>2</sub> for the first-degree day zone, 32484.27 kgCO<sub>2</sub> for the second-degree day zone, 19344.34 kg CO<sub>2</sub> for the first-degree day zone for the indoor temperature 21 °C, and the temperature for the second-degree day zone a reduction of 36246.31 kg CO<sub>2</sub> was achieved compared to the thermally non-insulated situation.*

*The third article is titled “Investigation of Air Movement in Cylinder in Diesel Internal Combustion Engines and Comparison of Measurement Methods” by **Burak Yelken, İsmail Hakkı Savcı, Zafer Dülger**. Fuel and air mixture in the combustion chamber is not the homogeneous distribution. Although various models have been developed to understand the characterization of the mixture movement inside the cylinder, it is not well understood. Air movements in the cylinder have a great effect on engine combustion performance and engine emissions. During the suction of the engine, the air can discharge with different movements through to the cylinder as swirl and tumble. In this study, swirl performance is investigated with laser and camera technologies.*

*Within the scope of this work, a prototype part that represents the air intake port of a 9l diesel engine was manufactured with additive manufacturing method. Swirl coefficients were measured using the honeycomb torque method. The error level of the test was*



determined by the uncertainty analysis. Swirl measurement was performed with the particle imaging velocimetry (PIV) technique in two dimensions and three dimensions. The degree of error was determined by performing uncertainty analysis for the PIV technique as well. A comparison between the methods and evaluation of suitability was completed.

The fourth article is titled “A CFD Assisted Study: Investigation of the Transformation of A Recuperative Furnace to Regenerative Furnace For Industrial Aluminium Melting” by **Ömür Bozkurt, Mehmet Fatih Kaya**. In industrial applications, pre-heating and re-heating of the exhaust air have very big savings of fuel costs and emissions. Especially, recuperative, and regenerative furnaces are an efficient method to obtain more heat sources. Regenerative furnace systems provide superior cost and fuel savings in industrial applications when they are adapted with suitable processes. In this study, recuperative aluminum melting furnaces are transformed with regenerative furnaces to obtain high performance aluminum melting in the manufacturing system. Several calculations and evaluations are conducted to observe the difference in the melting furnace systems by the help of mathematical modelling and CFD analysis. According to CFD results, as a design criterion, 1654 J/kg enthalpy change is calculated to improve the system performance for regenerated recuperative systems. Fuel consumption of the system is decreased around 30% and payback time is calculated as 1.43 year according to December 2018 values. In this study, the relationship between distorted current input and distortion is investigated in an aluminum sheet part welded by TIG-Argon welding method. As a result of the applications, the amount of distortion on the parts was determined and the variation of the distortion amount was examined for the parts with the same dimensions depending on the current amount.

The fifth article is titled “Assessment Of Building Energy Performance Depending On Thermal Comfort Temperatures At Turkey’s Different Climate Conditions” by **Ebru Hancıoğlu Kuzgunkaya, Nurdan Yıldırım, Gülden Gökçen Akkurt**. Thermal comfort depends not only personal parameters such as the human physiology, age and gender but also environmental parameters. The operation mode of heating, cooling and air conditioning systems and outdoor temperatures are important parameters for thermal comfort. As a result of experimental studies, Fanger formed an indicator called the “Predicted Mean Vote (PMV) “ and determined  $PMV=0$  as the best value for comfort. In this study, first case building envelope properties were determined for four different cities representing four climatic regions of Turkey. Then thermal comfort temperatures were determined for each city and finally energy performance of the case buildings were evaluated based on these thermal comfort temperatures. The HVAC system was chosen as full mechanically controlled without allowing any personal intervention, analysed for both intermittent and continuous regimes. The study aims to exhibit user satisfaction and energy consumption change for each city when  $PMV=0$ . Statistical analysis of PMV values showed that although intermittent regime for Izmir gives lower energy consumption, continuous regime is better for Istanbul. For all cities, continuous regime consumes 4,5-6,2% more energy ( $kWh/m^2$ ) for heating, 9,1-23,2% for cooling comparing with intermittent regime.

The sixth article is titled “Surface Disinfection of Lift Car and Escalator Handrails;

*Ultraviolet Rays” by Aydın Arat, Hasan Basri Ercan, Adem Doğan, Serdar Turan, Hasan Kütük. Covid-19, which appeared in the city of Wuhan in December 2019, has continued to spread since then and turned into a pandemic. As a result of the increase in Covid-19 cases in the world and in our country, it has become essential to take precautions for personal contact and physical distance. The Covid-19 outbreak is known to be transmitted by contact and air. One of the most important steps to prevent or reduce this epidemic is to ensure that the people in the area comply with the physical distance rules, and the other is to disinfect the touched surfaces. There are areas where people have to come together. In these areas, it causes an increase in the variety of microbial flora in the surface and air. This increase invites infectious diseases. Especially lifts and escalators are areas where people have to come together. It is known that more than 50 million people are transported every day in our country.*

*It has become mandatory to take precautions in areas where human circulation is so intense. Traditionally (chemical disinfection) measures to reduce the spread of the epidemic are limited and very difficult to control and follow. It has become possible to automate the system and to follow it with technological possibilities. In this study, using Ultraviolet C (UVC) short wavelength lamps, in lifts; The criteria to improve cabin air quality, disinfection of touch surfaces such as call buttons, handrails and hand straps in escalators will be defined and the stages of automation will be described.*

*The seventh article is titled “Investigation of the Effect of Cutting Parameters on Surface Roughness During Milling Operation Using Taguchi Methods” by Ali Mamedov. This work is devoted to the optimization of milling operation by determination of the effect of cutting parameters on surface roughness throughout the machining of the mold steel. The experimental studies results are presented by applying different Taguchi methods, such as signal to noise ratio calculation and analysis of variance, which are considered effective in finding the critical parameters and their contributions. From obtained results of the S/N responses it can be concluded that the surface roughness was influenced by radial tool immersion, depth of cut, spindle speed and feed rate, respectively. The optimal values for cutting parameters were calculated as 16 mm/min for feedrate, 200 rpm for spindle speed, 0.35 mm for depth of cut and %50 for radial tool immersion. Experimental results of the milling operation with these parameters showed that average surface roughness reduced up to  $Ra = 0.09 \mu\text{m}$ .*

*The eighth article title “Optimization of the Heat Sink of a Thermoelectric Generator System Used at Different Outdoor Temperatures” by Ali Gürcan, Gülay Yakar. In this study, a thermoelectric generator (TEG) system was placed between the compressor and intercooler in a turbocharged tractor. Optimum fin thickness and fin spacing of heat sinks on the cold side of the TEG system for different outdoor temperatures were found using the Matlab program. Numerical analysis was carried out according to 7 different external environment temperatures (268, 278, 283, 288, 293, 298 and 303 K). By using the plot code in the Matlab program, the variations of the heat transfer from the heat sink with the fin thickness for different outdoor temperatures were obtained. Thus, optimum thickness*

values corresponding to maximum heat transfer were found. In addition, the variations of the number of fins and the total heat transfer areas of the finned surface with different external environment temperatures were investigated. It was determined that the optimum fin thickness and fin spacing increased with the increase in external environment temperature, while the number of fins and total heat transfer area decreased. As a result, it was found that the optimum fin thickness increased approximately 5.4% and the optimum fin spacing increased 11% at 303 K compared to 268 K temperature. However, it was determined that the number of fins decreased by 10.4% and the total heat transfer area decreased by approximately 10%.

The ninth article title “Nonlinear Adaptive Control of High-Speed Railway Vehicle Vibrations by Magnetorheological Damper” by Muzaffer Metin, Firat Can Yilmaz. Vibrations existed at the vehicles due to railway irregularities can cause various unfavourable cases. In this study, the suppression of the vertical vibrations at the high-speed railway vehicles was aimed by the semi-active controller design with the help of magnetorheological dampers where are placed parallel with the second suspension system. The reason for the adaptive controller design selection is it has the ability to guarantee the stability of the model consist of the magnetorheological dampers and the train’s parametric uncertainties. With the working magnetorheological dampers parallel with the second suspension system, increment of the passenger comfort and less energy consumption are obtained at the same time. The proposed controller effectiveness was shown in the comparisons between active and passive ones in the time and frequency domain.

The tenth and final article title “Shortening the Braking Distance of a Passenger Car through Coordinated Control of Brakes and Active Suspension” by Kerem Bayar. Coordinated control of active suspension and brakes, is a hot research topic in academic and industrial literature. This work focuses on this area of vehicle dynamics, and proposes two methods of integrated control. Both control methods, apply the control allocation technique. In the first method which considers a vehicle equipped with a linear motor at the rear suspension, the desired control action, regarding braking, and ride comfort, is allocated to tire slips, and rear linear motor force. In the second method, a vehicle equipped with linear motors, at both front, and rear suspensions, is considered. This time the control objective is staying at the peak point of the tire force versus tire slip curve, and mitigating pitch motion as much as possible, through manipulating wheel loads. The simulation results show significant improvement in braking distance, obtained with the proposed controllers, compared to the stock vehicle, equipped with standard ABS.

You can also view the journal on the web page [www.mmo.org.tr/muhendismakina](http://www.mmo.org.tr/muhendismakina) and support us with your articles and comments.

Best regards until our next issue...

**UCTEA CHAMBER OF MECHANICAL ENGINEERS**  
**Board of Directors**



# Hidrolik Pres Tasarımında Balans (Dengeleme) Silindiri Kullanarak Hidrolik Sistemin İyileştirilmesi

Murat Beypars<sup>\*1</sup>, Burak Bekil<sup>2</sup>

## ÖZ

Bu çalışmada, mevcut üretim hatlarında kullanılan konvansiyonel bir presin tasarımı incelenmiştir. Konvansiyonel preslerde gerekli pompa debisini geri dönüş debisi ihtiyacının belirlediği sonucuna varılmıştır. Bazı durumlarda geri dönüş için gerekli motor gücünün, iş için gerekli motor gücünden daha büyük olduğu görülmüştür. Sisteme hidrolik veya pnömatik dengeleme silindirleri eklenerek geri dönüşte hidrolik silindirlere etki eden ağırlıklar azaltılmış ve mevcut sistemdeki geridönüş hızı artırılmıştır. Yapılan çalışmada parça üretim sayısı artarken çevrimdeki enerji tüketimi düşmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Hidrolik pres, yüksek hız, enerji tasarrufu, tasarım

## Improving The Hydraulic System by Using Counterbalance Cylinder in Hydraulic Press Design

### ABSTRACT

In this study, the design of a conventional press used in existing production lines is examined. It is concluded that the required pump flow rate in conventional presses is determined by the return flow requirement. In some cases, it has been observed that the engine power required for return is greater than the engine power required for the work. By adding hydraulic or pneumatic balancing cylinders to the system, weights affecting the hydraulic cylinders were reduced and the return speed in the existing system was increased. While the number of parts produced has increased, the energy consumption in the cycle has decreased.

**Keywords:** Hydraulic press, high speed, energy saving, design

---

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 22.10.2020

Kabul/Accepted : 16.12.2020

<sup>1</sup> STA Kalıp Makine San. ve Tic. A.Ş., Bursa  
murat.beypars@stakalip.com.tr, ORCID: 0000-0002-3693-2251

<sup>2</sup> STA Kalıp Makine San. ve Tic. A.Ş., Bursa  
burak.bekil@stakalip.com.tr, ORCID:0000-0002-9818-0171



## EXTENDED ABSTRACT

### Introduction

Presses are the most commonly used machines in metal forming works such as cutting, deep drawing and forging. The sheet metal placed between the moulds prepared for the production of the pieces to be shaped is brought into the desired shape by clamping the mould by the press. In hydraulic presses, the force is provided by the pressure applied to one or more cylinders. Most hydraulic presses have variable flow and pressure settings. Due to these features, the working speed and tonnage can be adjusted to stay within the press capacity during the course.

The most important feature of hydraulic presses is that very large press forces can only be obtained with this type of press. Another advantage of hydraulic presses is that they can apply the full pressing force throughout the course. For this reason, hydraulic presses are generally preferred in deep drawing and forging processes that require high tonnage.

In addition to these advantages, one of the biggest disadvantages of hydraulic presses is the low number of parts production. Hydraulic presses, which are generally used in the production sector, can produce 6 pieces pro minute or less. As the hydraulic presses speed up, the pressure and flow rates of the pump used increase, as a result, the amount of energy consumed also increases.

In this study, the results obtained by using balancing cylinders in the same press with the hydraulic system of a hydraulic press designed to be used in the production sector were presented comparatively.

### Method

In this study; The calculations of the hydraulic system of a production press, whose design picture is shown in Figure 1 and whose technical features are given in Table 1, are discussed.

The press designed in the study is a H type tensioned shaft press. Generally, this type of presses is use for forming large sized parts.

Some of the return force in the press can be balanced by the counter-balancing cylinder. The point to note is that the return force is not completely balanced. Otherwise, the press cannot perform free fall motion. Balancing system can be realized with a hydraulic or pneumatic system. In this example, the pneumatic system shown in Figure 2 added to the press.

The engine power required for return in hydraulic press is more than the engine power required for the job. The engine power has been calculated here approximately 90 kW.

Calculation results for a cycle time of the press are shown in Table 6. The calculation results for the energy consumption of the press during this cycle period are also given in Table 7.

With the addition of balancing cylinders to the hydraulic press, the return force in the hydraulic system changes. Accordingly, the calculations of the press system were made again and the results are summarized in Table 10. In addition, a cycle time calculation has been made for the press and the results are given in Table 16. The energy consumption that will be required during this cycle period is also summarized in Table 17.

### Findings and Discussion

The biggest disadvantage of hydraulic presses is the low number of parts production. Köselers and Köselers et al. Examined conventional hydraulic presses and high-speed hydraulic presses in their studies. In their work, the first cost and energy consumption of fast hydraulic presses are disadvantageous; However, they concluded that it was advantageous in terms of production capacity [6,7].

In the study, it has been observed that the number of parts can be increased and energy consumption can be reduced by using a balancing cylinder in conventional hydraulic presses.

As a result of the analysis, the following results were obtained by using the balancing cylinder in the press, which was calculated:

1. Engine power has been reduced from 90 kW to 75 kW without changing the pump in the hydraulic system.
2. The number of press parts has been increased from 3.33 pieces/min to 3.97 pieces/min. An improvement of 19% has been achieved in the number of parts produced.
3. Energy consumption for a cycle time has been reduced from 0.322 kW to 0.247kW. The energy saving has been achieved as 23% within a cycle period.

The results obtained in this article and the comparison made with the balancing cylinder press are given in Table 18.

The calculations in the study have been based on not making changes in the pumps and valves in the existing hydraulic system. By adding a balancing cylinder to existing hydraulic presses used in industrial production lines, the number of parts per minute can be increased and energy consumption can be reduced by increasing the cylinder rod diameter only.

Especially fast hydraulic presses have high initial investment costs and energy consumption. With the use of balancing cylinders in this type of presses, pumps, valves etc. used in the hydraulic system. The flow rates of hydraulic elements can be reduced. As a result, initial investment costs and energy consumption will decrease.



## 1. GİRİŞ

Kesme, derin çekme, dövme gibi metal şekillendirme işlerinde en çok kullanılan makineler preslerdir. Şekillendirilecek parçaların üretimi için hazırlanmış kalıplar arasına konulan sac parça, kalıbın pres tarafından sıkıştırılması ile istenilen şekle getirilir. Hidrolik preslerde kuvvet bir veya daha fazla sayıdaki silindire uygulanan basınç ile sağlanır. Hidrolik preslerin çoğu değişken debi ve basınç ayarlarına da sahiptir. Bu özelliklerinden dolayı, kurs boyunca çalışma hızı ve tonajı pres kapasitesi içerisinde kalmak kaydı ile ayarlanabilir. Hidrolik preslerin en önemli özelliği ise çok büyük baskı kuvvetlerinin sadece bu tip preslerle elde edilebilmesidir. Hidrolik preslerin diğer bir avantajı da kurs boyunca presleme kuvvetinin tamamını uygulayabilmesidir. Bu nedenle yüksek tonaj gerektiren derin çekme ve dövme işlemlerinde genellikle hidrolik presler tercih edilmektedir.

Bu avantajlarının yanında hidrolik preslerin en büyük dezavantajlarında biri parça üretim adetlerinin düşük olmasıdır. Genellikle üretim sektöründe kullanılan hidrolik presler 6 parça/dakika ve altında üretim yapabilmektedirler[6,7]. Hidrolik presler hızlandıkça kullanılan pompa veya pompaların basınç ve debileri de artar, bunun sonucu olarak harcanan enerji miktarında yükselir.

Hidrolik presler ile ilgili literatürde bir çok çalışma bulmak mümkündür. Sipahioğlu sıvama preslerinde hidrolik uygulamaları incelemiştir. Sipahioğlu tarafından bu presler gruplandırılmış ve örnek hidrolik devre şemaları sunulmuştur [1].

Pompa kontrol sistemleri pres teknolojisinde bir çok avantajı da beraberinde getirmektedir. Pompanın üzerine monte edilen bu elemanlar ile pompa debisi ve sistem basıncı kontrol edilmektedir. Yüksek ve düşük basınç için iki adet pompa yerine tek bir pompa ile çalışması sağlanan bir hurda presinin yapısı Çelikayar tarafından açıklanmıştır [2].

Pancar ve Ergür de çalışmalarında hidrolik akümülatörlerin kullanım alanlarını araştırıp boyutlandırma hesaplarını sunmuşlardır [3].

Preslerde enerji tasarrufu konusu günümüzde önem kazanmıştır. Abkant preslerde kullanılacak bir hidrolik tahrik sistemi Akova ve diğ. tarafından tasarlanmıştır [4]. Geleneksel valfler ile kontrol eden sistemin anlık çektiği pik akım değeri 18 A iken tasarlanan sistem ile bu değer 13 A'e düşürülmüştür. Ortalama değer de 13 A'den 3 A'e düşmüştür.

Hidrolik pres gövdesinin modal analizi ile çift ve dört kolonlu preslerin özgül frekans modları Zahalka tarafından tespit edilmiş ve gerçek ortam denemeleri ile karşılaştırılmıştır [5].

Köseler ve Köseler ve diğ. çalışmalarında yüksek hızlı hidrolik presleri incelemişler ve boyutlandırma ile ilgili çalışmalarını sunmuşlardır [6,7].

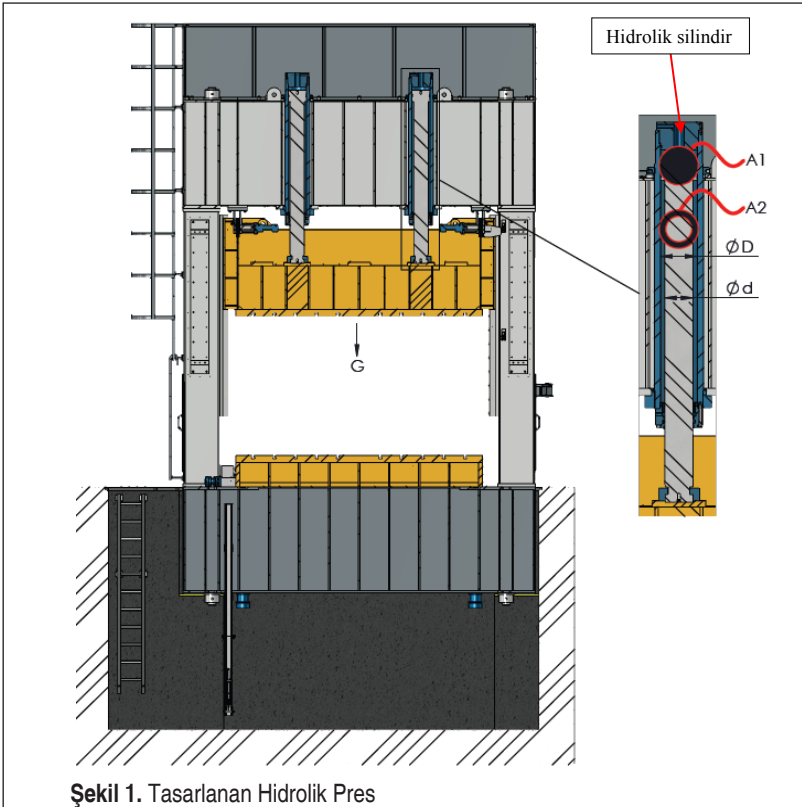
Tınkır ve Sezgen tarafından da endüstriyel 300 tonluk H tipi hidrolik pres farklı bir modelleme yaklaşımı ile modellenmiş ve konum geri beslemeli oransal-türevsel kontrolü gerçekleştirilmiştir [8]. Hidrolik presin simülasyon modeli ve konum geri beslemeli kontrolü başarılı bir şekilde ortaya konulmuştur.

Dilmeç ve diğ. 300 ton kapasiteli H tipi prese ait gövdenin tasarımı üzerinde sonlu elemanlar yöntemini kullanarak analizler yapmış ve gövdenin hafifletilmesine çalışmışlardır [9]. Benzer bir çalışma da Elmas ve diğ. tarafından gerçekleştirilmiştir [10].

Bu çalışmada, üretim sektöründe kullanılmak üzere tasarlanmış bir hidrolik presin hidrolik sistemi ile aynı preste dengeleme silindirleri kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

## 2. HİDROLİK PRESE AİT HİDROLİK SİSTEMİNİN HESAPLANMASI

Bu çalışmada kullanılan hidrolik üretim presine ait tasarım resmi ve teknik özellikleri sırasıyla Şekil 1 ve Tablo 1’de sunulmuştur.







Çalışmada mevcut üretim hatlarında kullanılan konvensiyonel bir presin tasarımı Şekil 1’de görülmektedir. Tasarlanan pres, H tipi gergi milli konstrüksiyonlu prestir. Bu tür presler genellikle büyük kalıpların bağlandığı yapılardır. Hidrolik preste bulunan 2 adet hidrolik silindir vasıtasıyla presleme kuvveti elde edilmiştir. Presleme kuvveti, çalışma basıncı, geridönüş kuvveti ve geridönüş basıncına göre hidrolik silindirler boyutlandırılır.

**Tablo 1.** Hidrolik Presin Teknik Özellikleri

Tanım	Simge	Değer	Birim
Pres tonajı	$F_p$	250	ton
Çalışma basıncı	$P_p$	236	bar
Geri dönüş basıncı	$P_d$	69	bar
Silindir sayısı	Z	2	adet
Pres kursu	H	1000	mm
Geri dönüş kuvveti	$F_d$	30	ton
Serbest düşme hızı	$V_s$	250	mm/s
Presleme hızı	$V_p$	1-25	mm/s
Geri dönüş hızı	$V_d$	250	mm/s

Mevcut üretim hatlarında kullanılan konvensiyonel presin teknik özellikleri Tablo 1’de verilmiştir. Bu özelliklere göre mevcut presin hidrolik sistemi 2.1, 2.2, 2.3, 2.4, 2.5 ve 2.6 bölümlerinde hesaplanmıştır.

## 2.1 Silindir Piston ve Rot Çapının Hesaplanması

Hidrolik preslerde genellikle çalışma basıncı 250 bar veya altında seçilmektedir. Basınç arttıkça hidrolik sistemde kullanılan boru tesisatındaki et kalınlıkları da artmaktadır. Bunun sonucu olarak hidrolik tesisattaki boruların şekillendirilmesi basınç arttıkça zorlaşmaktadır. Tablo 1’de çalışma basıncı 236 bar verilmiştir. Bu basınca göre aşağıda piston alanı ve piston çapı hesaplanmıştır.

Piston alanı:

$$P_p = \frac{F_p}{Z \cdot A_1} \rightarrow A_1 = \frac{F_p}{Z \cdot P_p} = \frac{250000}{2 \cdot 236} = 529,66 \text{ cm}^2 \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (1)$$

- $P_p$  : Çalışma basıncı, bar  
 $F_p$  : Pres tonajı, ton  
 $Z$  : Silindir sayısı, adet  
 $A_1$  : Piston alanı,  $cm^2$

Buna göre piston çapı:

$$A_1 = \frac{\pi * D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 * A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 529,66}{\pi}} = 25,96 \text{ cm} \quad (2)$$

- $D$  : Piston çapı, cm

hesaplanıp çap değeri  $D = \text{Ø}260 \text{ mm}$  seçilmiştir.

Silindir halka (ring) alanı, koç tablasını tutacak ve geri kaldıracak etkili alandır. Serbest düşmenin ve frenlemenin iyi bir şekilde yapılabilmesi için bu alanda oluşacak koç tablası geri dönüş (tutma) basıncının 25-75 bar arası seçilmesi gerekir. Bu alan ne kadar küçük olursa pres o kadar hızlı geri dönecektir ve daha hızlı çalışacaktır. [1] Tablo 1’de geri dönüş basıncı 69 bar olarak verilmiştir. Bu basınca göre silindir halka alanı ve rot çapının hesaplamaları aşağıda verilmiştir.

Silindir halka alanı:

$$P_d = \frac{F_d}{Z * A_2} \rightarrow A_2 = \frac{F_d}{Z * P_d} = \frac{30000}{2 * 69} = 217,39 \text{ cm}^2 \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (3)$$

- $P_d$  : Geri dönüş basıncı, bar  
 $F_d$  : Geri dönüş kuvveti, ton  
 $A_2$  : Silindir halka alanı,  $cm^2$

Buna göre rot çapı:

$$A_2 = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} \rightarrow d = \sqrt{D^2 - \left(\frac{4 * A_2}{\pi}\right)} = \sqrt{26^2 - \left(\frac{4 * 217,39}{\pi}\right)} = 19,98 \text{ cm} \quad (4)$$

- $d$  : Rot çapı, cm

hesaplanarak rot çapı  $d = \text{Ø}200 \text{ mm}$  seçilmiştir.

**Tablo 1.** Hidrolik Presin Teknik Özellikleri

Tanım	Simge	Değer	Birim
Piston çapı	D	260	mm
Rot çapı	d	200	mm



Hesaplama sonuçları Tablo 2’de görülmektedir.

**Tablo 2.** Silindir Piston ve Rot Çapları

Tanım	Simge	Değer	Birim
Piston çapı	D	260	mm
Rot çapı	d	200	mm

Piston çapı ve rot çapı, standart keçe ve yataklama elemanlarının kullanılması amacıyla bir üst tam değere yuvarlatılmıştır.

## 2.2 Silindir Piston ve Rot Çapına Göre Basınç ve Alanların Tekrar Hesaplanması

Tablo 2’de seçilen piston ve rot çaplarına göre piston alanı ve halka alanı tekrar hesaplanmıştır.

Piston alanı:

$$A1 = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 26^2}{4} = 530,93\text{cm}^2 \quad \text{olup çalışma basıncı} \quad (5)$$

$$P_p = \frac{F_p}{Z * A1} = \frac{250000}{2 * 530,93} = 235,44\text{bar} \quad \text{hesaplanmıştır. Silindir halka alanı da} \quad (6)$$

$$A2 = \frac{\pi*(D^2-d^2)}{4} = \frac{\pi*(26^2-20^2)}{4} = 216,77 \text{ cm}^2 \quad (7)$$

şeklinde tespit edilmiştir. Bu durumda geri dönüş basıncı:

$$P_d = \frac{F_d}{Z * A2} = \frac{30000}{2 * 216,77} = 69,19 \text{ bar} \quad \text{olarak hesaplanmıştır.} \quad (8)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 3’te görülmektedir.

**Tablo 3.** Silindir Alanları ve Basınçlar

Tanım	Simge	Değer	Birim
Piston alanı	A1	530,93	cm <sup>2</sup>
Çalışma basıncı	P <sub>p</sub>	235,44	bar
Silindir halka alanı	A2	216,77	cm <sup>2</sup>
Geri dönüş basıncı	P <sub>d</sub>	69,19	bar

Piston çapı ve rot çapları bir üst değere yuvarlatıldığı için piston alanı ve silindir halka alanı değişmiştir. Bu nedenle piston alanı, çalışma basıncı, silindir halka alanı ve geri dönüş basıncı tekrar hesaplanmıştır.

### 2.3 Hidrolik Sistemdeki Debiler

Tablo 1’de verilen serbest düşme hızı 250 mm/s’ye göre silindirin ön dolum valfinin seçilebilmesi için ön dolum debisi aşağıda hesaplanmıştır.

Bir silindir için ön dolum debisi:

$$Q_{\text{önd}} = A1 * V_s = \frac{530,93 * 250 * 60}{10000} = 796,4 \text{lt/dk} \quad (9)$$

$Q_{\text{önd}}$  : Bir silindir için ön dolum debisi, lt/dk

$V_s$  : Serbest düşme hızı, mm/s

Hidrolik sistemde gerekli olan pompanın seçilebilmesi için geri dönüş debisi ve iş debisi hesaplanarak elde edilen en büyük debiye göre pompa seçimi yapılır.

Geri dönüş debisi:

$$Q_d = Z * A2 * V_d = \frac{2 * 216,77 * 250 * 60}{10000} = 650,3 \text{lt/dk} \quad (10)$$

$Q_d$  : Geri dönüş debisi, lt/dk

$V_d$  : Geri dönüş hızı, mm/s

İş debisi :

$$Q_{\text{iş}} = Z * A1 * V_p = \frac{2 * 530,93 * 25 * 60}{10000} = 159,3 \text{lt/dk} \quad (11)$$

$Q_{\text{iş}}$  : İş debisi, lt/dk

$V_p$  : Presleme hızı, mm/s şeklinde bulunmuştur.

Hesaplama sonuçları Tablo 4’te verilmiştir.

**Tablo 4.** Hidrolik Sistemdeki Debiler

Tanım	Simge	Değer	Birim
Bir silindir için ön dolum debisi	$Q_{\text{önd}}$	796,4	lt/dk
Geri dönüş debisi	$Q_d$	650,3	lt/dk
İş debisi	$Q_{\text{iş}}$	159,3	lt/dk



Kullanılacak ön dolum valfi, Tablo 4'te verilen 796,4lt/dk veya üstünde olacak şekilde seçimlidir. Aksi takdirde istenilen serbest düşme hızı sağlanamaz. Tablo 4'te geri dönüş debisinin iş debisinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Pompa seçimi geri dönüş debisine göre yapılmalıdır. Benzer şekilde hidrolik sistemde kullanılan diğer valflerin seçimleride, basınç ve debilere göre yapılmaktadır. Debiler arttıkça hidrolik sistemde kullanılan boru tesisatındaki boru çapları da artmaktadır.

## 2.4 Hidrolik Sistem Motor Güçleri

İş için gerekli motor gücü, iş debisi ve çalışma basıncına göre hesaplanır. Geri dönüş için gerekli olan motor gücü ise geri dönüş debisi ve geri dönüş basıncına göre hesaplanır. Bu hesaplamalara göre hidrolik sistemde kullanılacak motor seçimi yapılır.

İş için gerekli olan motor gücü:

$$Q_{i\dot{s}} = Z * A_1 * V_p = \frac{2 * 530,93 * 25 * 60}{10000} = 159,3\text{lt/dk} \quad (12)$$

$N_{i\dot{s}}$  : İş için motor gücü, kW

Geri dönüş için gerekli olan motor gücü:

$$N_d = \frac{Q_d * P_d}{600 * 0,85} = \frac{650,3 * 69,19}{600 * 0,85} = 88,2\text{kW} \quad (13)$$

$N_d$  : Geri dönüş için motor gücü, kW

Hesaplama sonuçları Tablo 5'te verilmiştir.

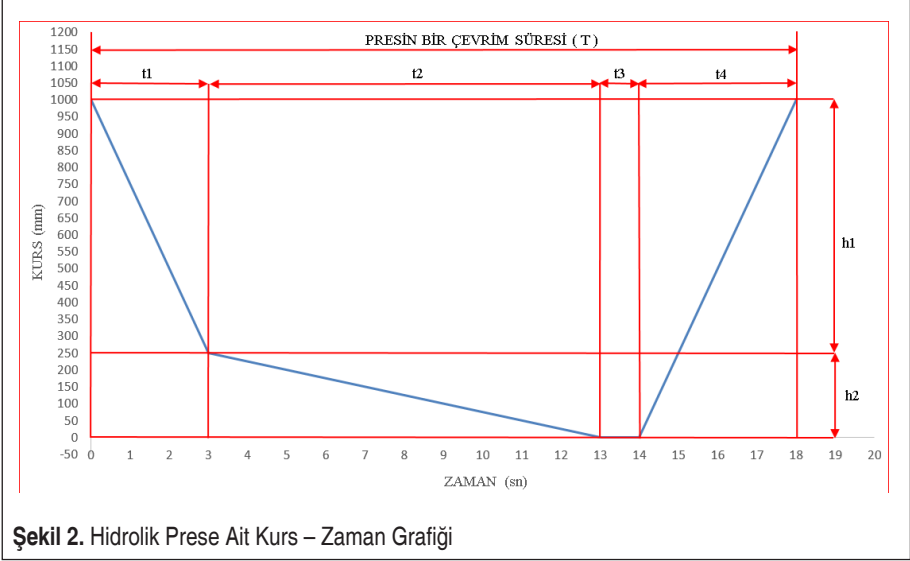
Tablo 5'te görüldüğü gibi geri dönüş için gerekli motor gücü iş için gerekli motor gücünden fazladır. Motor gücü geri dönüş için gerekli motor gücüne göre 90 kW olarak seçilmiştir.

**Tablo 5.** Hidrolik Sistem Motor Güçleri

Tanım	Simge	Değer	Birim
İş için motor gücü	$N_{i\dot{s}}$	73,5	kW
Geri dönüş için motor gücü	$N_d$	88,2	kW

## 2.5 Presin Bir Çevrim Süresi

Şekil 2'de, presin bir çevrim süresine karşılık gelen kurs-zaman grafiği verilmiştir. Presin bir çevrim süresi, serbest düşme süresi, presleme süresi, ütüleme süresi ve geri dönüş sürelerinin toplamıdır.



Şekil 2. Hidrolik Prese Ait Kurs – Zaman Grafiği

Presin bir çevrim süresi:

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = \frac{h_1}{v_s} + \frac{h_2}{v_p} + t_3 + \left( \frac{h_1+h_2}{v_d} \right) = \left( \frac{750}{250} \right) + \left( \frac{250}{25} \right) + 1 + \left( \frac{750+250}{250} \right) = 18s \quad (14)$$

- T : Presin bir çevrim süresi, s  
t<sub>1</sub> : Serbest düşme süresi, s  
t<sub>2</sub> : Presleme süresi, s  
t<sub>3</sub> : Ütuleme süresi, s  
t<sub>4</sub> : Geri dönüş süresi, s  
h<sub>1</sub> : Serbest düşme mesafesi, mm  
h<sub>2</sub> : Presleme mesafesi, mm

Presin bir çevrim süresi için hesaplama sonuçları Tablo 6'da görülmektedir.

Tablo 6. Presin Bir Çevrim Süresi Hesaplama Sonuçları

KOÇ TABLA HAREKETİ	MESAFE (mm)	HIZ (mm/s)	SÜRE (s)
SERBEST DÜŞME	750	250	3
PRESLEME	250	25	10
ÜTÜLEME	0	0	1
GERİ DÖNÜŞ	1000	250	4
PRESİN BİR ÇEVİRİM SÜRESİ			18



Tablo 6’da presin bir çevrim süresinde en büyük değerin presleme süresi olduğu görülmektedir. Bunun nedeni bu preste derin çekme işleminin yapıyor olmasıdır. Derin çekme işlemlerinde parçanın geri yaylanmasını önlemek için ütüleme süresi boyunca parçaya baskı uygulanmaktadır. Presin bir çevrim süresi 18 saniye olarak hesaplanmıştır. Presteki üretim sayısı  $60/18=3,33$  parça/dakikadır.

## 2.6 Presin Bir Çevrim Süresi İçin Enerji Tüketimi

Presin bir çevrimi içerisindeki enerji tüketimi, presleme süresi boyunca harcanan enerji tüketimi, ütüleme süresi boyunca harcanan enerji tüketimi ve geri dönüş süresi içerisindeki enerji tüketimlerinin toplamıdır.

Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi:

$$E = E_p + E_u + E_d = \left(\frac{N_{is} * t_2}{3600}\right) + \left(\frac{N_{is} * t_3}{3600}\right) + \left(\frac{N_d * t_4}{3600}\right) = \left(\frac{73,5 * 10}{3600}\right) + \left(\frac{73,5 * 1}{3600}\right) + \left(\frac{88,2 * 4}{3600}\right) = 0,322kW \quad (15)$$

E : Bir çevrim süresi için enerji tüketimi, kW

$E_p$  : Presleme süresi için enerji tüketimi, kW

$E_u$  : Ütüleme süresi için enerji tüketimi, kW

$E_d$  : Geri dönüş süresi için enerji tüketimi, kW

Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi hesaplama sonuçları Tablo 7’de verilmiştir.

Tablo 7’de görüldüğü gibi hidrolik preslerde en büyük enerji tüketimi, presleme süresi içerisinde olmaktadır. Geri dönüş süresi içerisinde harcanan enerji ise neredeyse presleme süresi içerisinde harcanan enerji tüketiminin yarısı kadar olduğu tablodan görülmektedir. Presteki hidrolik sistem değiştirilmeden, enerji tüketiminin azaltılabilemesi için geri dönüş kuvvetinin azaltılması gerekmektedir. Bunun için mevcut prese

**Tablo 8.** Presin Bir Çevrim Süresi İçin Enerji Tüketimi

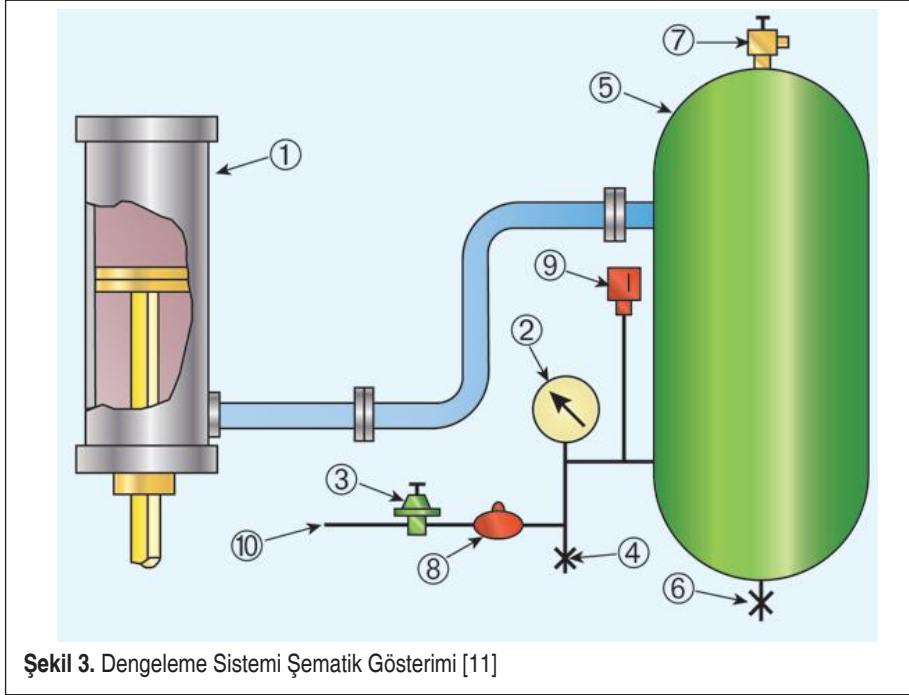
KOÇ TABLA HAREKETİ	GEREKLİ MOTOR GÜCÜ (kW)	SÜRE (s)	ENERJİ TÜKETİMİ (kW)
SERBEST DÜŞME	0	3	0
PRESLEME	73,5	10	0,204
ÜTÜLEME	73,5	1	0,020
GERİ DÖNÜŞ	88,2	4	0,098
BİR ÇEVİRİM SÜRESİ İÇİN ENERJİ TÜKETİMİ			0,322

dengeleme silindirleri eklenerek geri dönüş kuvveti azaltılmaya çalışılmış ve hidrolik sistem tekrar incelenmiştir.

### 3. DENGELEME MİKTARININ BELİRLENMESİ

Preste geri dönüş kuvvetinin bir kısmı dengeleme silindiri ile dengelenecektir. Bu kısımda dikkat edilmesi gereken nokta geri dönüş kuvvetinin tamamının dengelenmemesidir. Aksi takdirde pres serbest düşme hareketini gerçekleştiremez. Dengeleme sistemi hidrolik veya pnömatik bir sistem ile gerçekleştirilebilir. Bu örnekte prese Şekil 3’de görülen pnömatik sistem eklenecektir.

Şekil 3’de görülen dengeleme sistemi kapalı devre çalışan bir pnömatik sistemdir. Silindirler, hava tankı ve boru tesisatında hava kaçağı olmadığı sürece sistem içerisindeki basınçlı hava kullanılmaktadır. Enerji verimli bir sistemdir. Bilindiği gibi hava tüketimi de işletmeler için önemli bir kalemdir.



Şekil 3. Dengeleme Sistemi Şematik Gösterimi [11]

Dengeleme silindirinin hesaplamaları yapılmış ve sonuçlar Tablo 8’te sunulmuştur.

Dengeleme Silindiri halka alanı:

$$A_4 = \frac{\pi * (D1^2 - d1^2)}{4} = \frac{\pi * (50^2 - 7^2)}{4} = 1925,01 \text{ cm}^2 \quad (16)$$



**Tablo 8.** Dengeleme Siliniri Hesaplama Sonuçları

Dengeleme silindiri piston çapı	D1	500	mm	
Dengeleme silindiri mil çapı	d1	70	mm	
Dengeleme silindiri çalışma basıncı	P <sub>b</sub>	6	bar	
Dengeleme silindiri sayısı	Z <sub>b</sub>	2	adet	

A4 : Dengeleme silindiri halka alanı, cm<sup>2</sup>

D1 : Dengeleme silindiri piston çapı, mm

d1 : Dengeleme silindiri mil çapı, mm

Dengeleme kuvveti:

$$F_b = Z_b * P_b * A4 = 2 * 6 * 1925,01 = 23100 \text{ kgf} = 231000 \text{ N} \quad (17)$$

F<sub>b</sub> : Dengeleme kuvveti, N

P<sub>b</sub> : Dengeleme silindiri çalışma basıncı, bar

Z<sub>b</sub> : Dengeleme silindiri sayısı, adet

olarak bulunmuştur.

Hesaplama sonuçları Tablo 9’de verilmiştir.

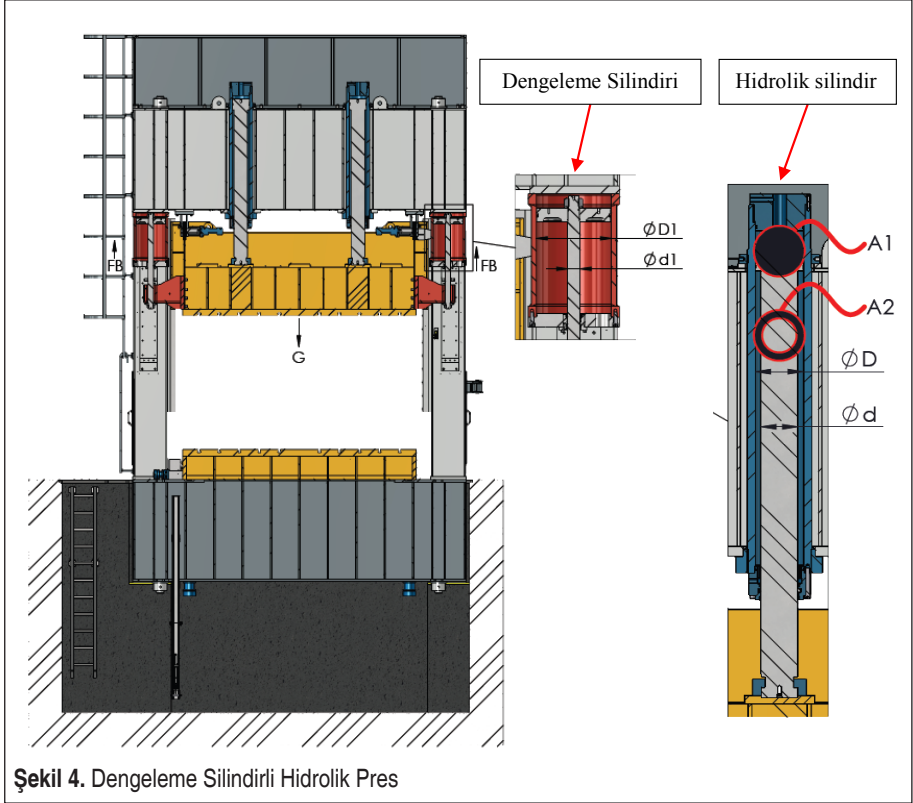
Tablo 1’de belirtilen geri dönüş kuvveti 30 ton’dur. Dengeleme silindirleri eklenerek bu kuvvetin yaklaşık 23ton’luk kısmının Tablo 9’da dengelendiği görülmektedir.

**Tablo 9.** Dengeleme Silindiri Alan ve Kuvvetler

Tanım	Simge	Değer	Birim
Dengeleme silindiri halka alanı	A4	1925,01	cm <sup>2</sup>
Dengeleme kuvveti	F <sub>b</sub>	231000	N

#### 4. DENGELEME SİLİNDİRLERİNİN EKLENDİĞİ DURUM İÇİN PRESE AİT HİDROLİK SİSTEMİN HESAPLANMASI

Yukarıda sunulan hidrolik prese dengeleme silindirlerinin eklendiği durum için (Şekil 4) hesaplamalar tekrarlanmıştır. Önceki çalışmaya dengeleme silindirlerinin eklenmesi ile hidrolik sistemde geridönüş kuvveti değişmiştir. Buna göre teknik özellikleri Tablo 10’da sunulmuştur.



Şekil 1’deki mevcut üretim hatlarında kullanılan konvansiyonel bir prese, Şekil 4’te 2 adet dengeleme silindiri eklenerek tasarım değişikliği yapılmıştır.

Tablo 1’deki hidrolik presin teknik özellikleri ile tablo 10’daki dengeleme silindirli hidrolik presin teknik özelliklerine baktığımızda, sadece geri dönüş kuvvetinin değiştiği görülmektedir. Tablo 10’daki teknik özelliklere göre dengeleme silindirli hidrolik presin hidrolik sistemi 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 ve 4.7 bölümlerinde hesaplanmıştır.

**Tablo 9.** Dengeleme Silindiri Alan ve Kuvvetler

Tanım	Simge	Değer	Birim
Pres tonajı	$F_p$	250	ton
Çalışma basıncı	$P_p$	236	bar
Geridönüş basıncı	$P_d$	69	bar
Silindir sayısı	Z	2	adet
Pres kursu	H	1000	mm
Geri dönüş kuvveti	$F_d$	7	ton
Serbest düşme hızı	$V_s$	250	mm/s
Presleme hızı	$V_p$	1-25	mm/s

#### 4.1 Silindir Piston ve Rot Çapının Hesaplanması

Tablo 10'da çalışma basıncı 236 bar verilmiştir. Bu basınca göre aşağıda piston alanı ve piston çapı hesaplanmıştır.

Piston alanı:

$$P_p = \frac{F_p}{Z \cdot A1} \rightarrow A1 = \frac{F_p}{Z \cdot P_p} = \frac{250000}{2 \cdot 236} = 529,66 \text{cm}^2 \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (18)$$

Buna bağlı olarak piston çapı:

$$A1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot A1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 529,66}{\pi}} = 25,96 \text{cm} \quad (19)$$

hesaplanarak piston çapı  $D = \text{Ø}260 \text{ mm}$  seçilmiştir.

Tablo 10'da geri dönüş basıncı 69 bar olarak verilmiştir. Bu basınca göre silindir halka alanı ve rot çapının hesaplamaları aşağıda verilmiştir.

Silindir halka alanı:

$$P_d = \frac{F_d}{Z \cdot A2} \rightarrow A2 = \frac{F_d}{Z \cdot P_d} = \frac{7000}{2 \cdot 69} = 50,72 \text{cm}^2 \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (20)$$

Buna göre rot çapı:

$$A2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \rightarrow d = \sqrt{D^2 - \left(\frac{4 \cdot A2}{\pi}\right)} = \sqrt{26^2 - \left(\frac{4 \cdot 50,72}{\pi}\right)} = 24,73 \text{cm} \quad (21)$$

hesaplanıp rot çapı  $d=Ø245\text{mm}$  seçilmiştir.

Hesaplama sonuçları Tablo 11’de verilmiştir.

**Tablo 11.** Silindir Piston ve Rot Çapları

Tanım	Simge	Değer	Birim
Piston çapı	D	260	mm
Rot çapı	d	245	mm

Geri dönüş kuvveti değiştiği için önceki tasarımda 200mm olan rot çapı artarak 245mm olarak hesaplanmıştır.

## 4.2 Silindir Piston ve Rot Çapına Göre Basınç ve Alanların Tekrar Hesaplanması

Tablo 11’de seçilen yuvarlatılmış piston ve rot çaplarına göre piston alanı, çalışma basıncı, silindir halka alanı ve geri dönüş basıncı tekrar hesaplanmıştır.

Piston alanı:

$$A_1 = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 26^2}{4} = 530,93\text{cm}^2 \quad (22)$$

Çalışma basıncı:

$$P_p = \frac{F_p}{Z * A_1} = \frac{250000}{2 * 530,93} = 235,44 \text{ bar} \quad (23)$$

Silindir halka alanı:

$$A_2 = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi * (26^2 - 24,5^2)}{4} = 59,49 \text{ cm}^2 \quad (24)$$

Geri dönüş basıncı:

$$P_d = \frac{F_d}{Z * A_2} = \frac{7000}{2 * 59,49} = 58,83 \text{ bar} \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (25)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 12’de verilmiştir.

Rot çapı arttığı için önceki tasarıma göre silindir halka alanı küçülmüştür. Geri dönüş basıncı da azalmıştır.

**Tablo 12.** Silindir Alanları ve Basınçlar

Tanım	Simge	Değer	Birim
Bir silindir için ön dolum debisi	$Q_{\text{önd}}$	796,4	lt/dk
Geri dönüş debisi	$Q_d$	650,3	lt/dk
İş debisi	$Q_{\text{iş}}$	159,3	lt/dk

### 4.3 Hidrolik Sistemdeki Debiler

Tablo 10’da verilen teknik özelliklere göre bir silindir için ön dolum debisi, geri dönüş debisi ve iş debisi tekrar hesaplanmıştır.

Bir silindir için ön dolum debisi:

$$Q_{\text{önd}} = A1 * V_s = \frac{530,93 * 250 * 60}{10000} = 796,4 \text{lt/dk} \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (26)$$

Geri dönüş debisi:

$$Q_d = Z * A_2 * V_d = 650,3 \text{lt/dk} \quad (27)$$

İş debisi:

$$Q_{\text{iş}} = Z * A1 * V_p = \frac{2 * 530,93 * 25 * 60}{10000} = 159,3 \text{lt/dk} \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (28)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 13’de verilmiştir.

**Tablo 13.** Hidrolik sistemdeki debiler

Tanım	Simge	Değer	Birim
Bir silindir için ön dolum debisi	$Q_{\text{önd}}$	796,4	lt/dk
Geri dönüş debisi	$Q_d$	650,3	lt/dk
İş debisi	$Q_{\text{iş}}$	159,3	lt/dk

Önceki tasarımda kullanılan pompa ve ön dolum valfinde değişiklik yapılmamıştır. Bu nedenle debilerde değişiklik olmamıştır.

### 4.4 Geridönüş Hızının Hesaplanması

Hidrolik silindirin rot çapı ve silindir halka alanı değiştiğinden geri dönüş hızı tekrar hesaplanmıştır.

Geridönüş hızı:

$$V_d = \frac{Q_d}{Z * A_2} = \frac{650,3 * 10000}{2 * 59,49 * 60} = 910,9 \text{ mm/s} \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (29)$$

$V_d$  : Geri dönüş hızı, mm/s

Hesaplama sonucu Tablo 14’de verilmiştir.

**Tablo 14.** Geri Dönüş Hızı

Tanım	Simge	Değer	Birim
Geridönüş hızı	$V_d$	910,9	mm/s

Hidrolik prese balans silindirleri eklendiğinden geri dönüş kuvveti azalmıştır. Geri dönüş debisi değişmemiştir. Rot çapı artığı için silindir halka alanı küçülmüştür. Önceki tasarımda 250mm/s olan geri dönüş hızı, 3,64 kat artarak 910,9mm/s olarak hesaplanmıştır.

#### 4.5 Hidrolik Sistem Motor Güçleri

Tablo 10’da verilen teknik özelliklere göre iş için gerekli motor gücü tekrar hesaplanmıştır.

İş için gerekli motor gücü:

$$N_{i\dot{s}} = \frac{Q_{i\dot{s}} * P_p}{600 * 0,85} = \frac{159,3 * 235,44}{600 * 0,85} = 73,5 \text{ kW} \quad (30)$$

Geridönüş debisi değişmemiştir ancak geridönüş basıncı değiştiği için geridönüş için gerekli motor gücü tekrar hesaplanmıştır.

Geridönüş için gerekli motor gücü:

$$N_d = \frac{Q_d * P_d}{600 * 0,85} = \frac{650,3 * 58,83}{600 * 0,85} = 75 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (31)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 15’de verilmiştir.

**Tablo 15.** Hidrolik Sistem Motor Güçleri

Tanım	Simge	Değer	Birim
İş için motor gücü	$N_{i\dot{s}}$	73,5	kW
Geridönüş için motor gücü	$N_d$	75	kW



İş için gerekli motor gücü değişmemiştir. Geri dönüş debisi de değişmemiştir ancak geri dönüş basıncı değiştiği için geri dönüş için gerekli motor gücü azalmıştır. Önceki tasarımda hidrolik sistemin motor gücü 90kW olarak seçilmiştir. Tablo 15’de hidrolik prese balans silindirlere eklendiğinde hidrolik sistemin motor gücünün 75kW’a düştüğü görülmektedir.

#### 4.6 Presin Bir Çevrim Süresi

Preste geri dönüş hızı değiştiği için presin bir çevrim süresi tekrar hesaplanmıştır.

Presin bir çevrim süresi:

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = \frac{h_1}{V_s} + \frac{h_2}{V_p} + t_3 + \left( \frac{h_1 + h_2}{V_d} \right) = \left( \frac{750}{250} \right) + \left( \frac{250}{25} \right) + 1 + \left( \frac{750 + 250}{910,9} \right) = 15,1s \quad (32)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 16’da sunulmuştur.

**Tablo 16.** Presin Bir Çevrim Süresi Hesap Sonuçları

KOÇ TABLA HAREKETİ	MESAFE (mm)	HIZ (mm/s)	SÜRE (s)
SERBEST DÜŞME	750	250	3
PRESLEME	250	25	10
ÜTÜLEME			1
GERİ DÖNÜŞ	1000	910,9	1,1
PRESİN BİR ÇEVİRİM SÜRESİ			15,1

Tablo 16’da görüldüğü gibi preste şekillendirilecek parçanın geometrisi ve hidrolik sistemde kullanılan hidrolik elemanlar değişmediği için serbest düşme süresi, presleme süresi ve ütüleme sürelerinde değişiklik olmamıştır. Geri dönüş hızı arttığı için geri dönüş süresinin azaldığı tablodan görülmektedir. Önceki tasarımda 18 saniye olan çevrim süresi 15,1saniye’ye düşmüştür. Presteki üretim sayısı 60/15,1=3,97 parça/dakika olarak hesaplanmıştır.

#### 4.7 Presin Bir Çevrim Süresi İçin Enerji Tüketimi

Preste geri dönüş süresi ve geri dönüş için motor gücü değiştiğinden presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi tekrar hesaplanmıştır.

Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi:

$$E = E_p + E_u + E_d = \left( \frac{N_{i\dot{s}} * t_2}{3600} \right) + \left( \frac{N_{i\dot{s}} * t_3}{3600} \right) \left( \frac{N_d * t_4}{3600} \right) = \left( \frac{73,5 * 10}{3600} \right) + \left( \frac{73,5 * 1}{3600} \right) + \left( \frac{75 * 1,1}{3600} \right) = 0,247kW \quad (33)$$

Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi Tablo 17’de özetlenmiştir.

**Tablo 17.** Bir Çevrim Süresi İçin Gerekli Enerji

KOÇ TABLA HAREKETİ	GEREKLİ MOTOR GÜCÜ (kW)	SÜRE (s)	ENERJİ TÜKETİMİ (kW)
SERBEST DÜŞME	0	3	0
PRESLEME	73,5	10	0,204
ÜTÜLEME	73,5	1	0,020
GERİ DÖNÜŞ	75	1,1	0,023
BİR ÇEVİRİM SÜRESİ İÇİN ENERJİ TÜKETİMİ			0,247

Tablo 17’de görüldüğü gibi presin bir çevrim süresi için enerji tüketiminde, presleme süresi için enerji tüketimi ve ütüleme süresi için enerji tüketimi değişmemiştir. Önceki tasarımda geri dönüş süresi içerisinde 0,098kW olan enerji tüketiminin 0,023kW’a düştüğü görülmektedir. Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi ise 0,322kW’tan 0,247kW’a düşmüştür.

## 5. SONUÇ

Hidrolik preslerin en büyük dezavantajı parça üretim adetlerinin düşük olmasıdır. Köşeler ve Köşeler ve diğ. çalışmalarında konvansiyonel hidrolik presler ile yüksek hızlı hidrolik presleri incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmalar sonucunda hızlı hidrolik preslerin ilk yatırım maliyeti ve enerji tüketimi açısından dezavantajlı; ancak üretim kapasitesi olarak avantajlı olduğu sonucuna varmışlardır [6,7].

Yapılan çalışmada, konvansiyonel hidrolik preslerde dengeleme silindiri kullanılarak parça üretim adetlerinin artırılabilceği ve enerji tüketiminin de azaltılabileceği görülmüştür. Elde edilen hesaplama sonuçları Tablo 18’de özetlenmiştir.

Yapılan analiz çalışmaları sonucunda, Tablo 18’de görüldüğü gibi konvansiyonel hidrolik preslerde dengeleme silindiri kullanarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

1. Hidrolik sistemdeki pompa değişmeden motor gücü 90 kW’tan 75 kW’a düşürülmüştür.
2. Dakikadaki parça üretim sayısı 3,33 parça/dk’dan 3,97 parça/dk’ya çıkarılmıştır. Parça üretim sayısında % 19 kadar bir iyileştirme sağlanmıştır.
3. Bir çevrim süresi için enerji tüketimi 0,322 kW’tan 0,247 kW’a düşürülmüştür. Bir çevrim süresi içerisinde %23 enerji tasarrufu sağlanmıştır.



**Tablo 18.** Sonuç Karşılaştırma Tablosu

	KONVENŞİYONEL HİDROLİK PRES	DENGELEME SİLİNDİRLİ HİDROLİK PRES	BİRİM
Pres tonajı	250	250	ton
Çalışma basıncı	235,44	235,44	bar
Geri dönüş basıncı	69,19	58,83	bar
Silindir sayısı	2	2	adet
Pres kursu	1000	1000	mm
Geri dönüş kuvveti	30	7	ton
Serbest düşme hızı	250	250	mm/s
Presleme hızı	1-25	1-25	mm/s
Geri dönüş hızı	250	910,9	mm/s
Piston çapı	260	260	mm
Rot çapı	200	245	mm
Ön dolum debisi	796,4	796,4	lt/dk
Geri dönüş debisi	650,3	650,3	lt/dk
Max iş debisi	159,3	159,3	lt/dk
İş için motor gücü	73,5	73,5	kW
Geri dönüş için motor gücü	88,2	75	kW
Bir çevrim süresi	18	15,1	s
Dakikadaki parça üretim sayısı	3,33	3,97	Parça/dk
Bir çevrim süresi için enerji tüketimi	0,322	0,247	kW

Yapılan çalışmada hesaplamalar, mevcut hidrolik sistemdeki pompa ve valflerde değişiklik yapılmaması üzerine kurgulanmıştır. Sanayide üretim hatlarında kullanılan mevcut hidrolik preslere, dengeleme silindiri eklenerek, sadece silindir rot çapı artırılmasıyla birlikte dakikadaki parça üretim sayıları artırılırken enerji tüketimi azaltılabilir.

Özellikle hızlı hidrolik preslerin ilk yatırım maliyeti ve enerji tüketimi yüksektir. Bu tip preslerde dengeleme silindirlerinin kullanılmasıyla hidrolik sistemde kullanılan pompalar, valfler vb. hidrolik elemanların debileri düşürülebilir. Bunun sonucu olarak ilk yatırım maliyetleri ve enerji tüketimleri düşecektir.

## SİMGELER/KISALTMALAR

A1	Piston alanı
A2	Silindir halka alanı
A3	Dengeleme silindiri piston alanı
A4	Dengeleme silindiri halka alanı
D	Piston çapı
D1	Dengeleme silindiri piston çapı
d	Rot çapı
d1	Dengeleme silindiri mil çapı
E	Bir çevrim süresi için enerji tüketimi
$E_p$	Presleme süresi için enerji tüketimi
$E_u$	Ütuleme süresi için enerji tüketimi
$E_d$	Geri dönüş süresi için enerji tüketimi
$F_b$	Dengeleme kuvveti
$F_d$	Geri dönüş kuvveti
$F_p$	Pres tonajı
$h_1$	Serbest düşme mesafesi
$h_2$	Presleme mesafesi
H	Pres kursu
$N_d$	Geri dönüş için motor gücü
$N_{i\dot{s}}$	İş için motor gücü
$P_b$	Dengeleme silindiri çalışma basıncı
$P_d$	Geri dönüş basıncı
$P_p$	Çalışma basıncı
$Q_d$	Geri dönüş debisi
$Q_{i\dot{s}}$	İş debisi
$Q_{\text{önd}}$	Bir silindir için ön dolum debisi
t1	Serbest düşme süresi
t2	Presleme süresi
t3	Ütuleme süresi
t4	Geri dönüş süresi
T	Presin bir çevrim süresi
$V_d$	Geri dönüş hızı
$V_p$	Presleme hızı



$V_s$	Serbest düşme hızı
$Z$	Silindir sayısı
$Z_b$	Dengeleme silindiri sayısı

## KAYNAKÇA

1. **Sipahioğlu, C.** 2001. “Sıvama Preslerinde Hidrolik Uygulamaları”, II. ULUSAL HİDROLİK PNÖMATİK KONGRESİ, s. 89-104, İzmir. [http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/f4f2767c967e67c\\_ek.pdf](http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/f4f2767c967e67c_ek.pdf)
2. **Çelikayar, G.** 2005. “Pompa Kontrol Sistemlerinin Pres Teknolojisine Sağladığı Avantajlar”, IV. ULUSAL HİDROLİK PNÖMATİK KONGRESİ, s. 13-29, İzmir. [http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/45a763ddf44fc00\\_ek.pdf](http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/45a763ddf44fc00_ek.pdf)
3. **Pancar, Y., Ergür, H.S.** 2011. “Hidrolik Akümülatörler, Kullanım Amaçları ve Yöntemleri ile Seçim Kriterleri”, VI. ULUSAL HİDROLİK PNÖMATİK KONGRESİ, 12-15 Ekim 2011 s. 111-123, İzmir. [http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/57d9fb922640b91\\_ek.pdf](http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/57d9fb922640b91_ek.pdf)
4. **Akova, H.U., Çalışkan, H., Balkan, T., Platin, B.E., Demirer, S.** 2014. “Abkant Presler İçin Enerji Verimli Hidrolik Tahrik Sistemi ve Kontrolü”, ULUSLARARASI KATILIMLI VII. ULUSAL HİDROLİK PNÖMATİK KONGRESİ, s. 361-376, İSTANBUL. [http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/bf5449b87813bf0\\_ek.pdf](http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/bf5449b87813bf0_ek.pdf)
5. **Zahalka, M.** 2014. “Modal Analysis of Hydraulic Press Frames for Open Die Forging”, Procedia Engineering, 69, 1070 – 1075. DOI: 10.1016/j.proeng.2014.03.092
6. **Köseler, S., Yüksel İ., Topçu, E.E.** 2014. “Üç Etkili, Yüksek Hızlı Bir Hidrolik Presin Tasarımı ve Analizi”, Mühendis ve Makine Dergisi, Cilt 56, sayı 662, 687-699, İstanbul. <https://dergipark.org.tr/pub/muhendismakina/issue/54194/733641>
7. **Köseler, S.** 2014. “Üç Etkili, Yüksek Hızlı Bir Hidrolik Presin Tasarımı ve Analizi” Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa. <https://acikerisim.uludag.edu.tr/bitstream/11452/8948/1/360461.pdf>
8. **Tınkır, M., Sezgen, H.Ç.** 2016. “H Tipi Hidrolik Presin Modellenmesi ve Konum Geri Beslemeli Oransal-Türevsel Kontrolü”, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, Cilt 18, Sayı 54, 535-547. <https://dergipark.org.tr/pub/deumffmd/issue/40782/491939>
9. **Dilmeç, M., Elmas, F., Turhan, O.** 2019. “H Tipi Hidrolik Pres Gövdesinin Yapısal Analizi ve Optimizasyonu”, Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 7, 124-135. DOI: 10.29130/dubited.421883
10. **Elmas, F.M., Turhan O.N., Dilmeç, M.** 2019. “H Tipi Hidrolik Pres Gövdesinin Yapısal Analizi ve Optimizasyonu”, Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 7, 124-135. DOI: 10.29130/dubited.421883
11. **Smith D. A.** 2012. “Press Pneumatic Counterbalances,” <https://www.metalformingmagazine.com/article/?/stamping-presses/mechanical/press-pneumatic-counterbalances>, 12.10.2020

# Yeşil Çatı Uygulamasının Örnek Bir Bina İçin Isıtma İhtiyacı ve Çevre Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi

Doğan Burak Saydam<sup>\*1</sup>, Coşkun Özalp<sup>2</sup>, Ertaç Hürdoğan<sup>2,3</sup>, Cemre Polat<sup>4</sup>, Enes Kavun<sup>5</sup>

## ÖZ

Bu çalışmada farklı derece gün bölgelerinde yer alan iki farklı şehirdeki yeşil çatı uygulamasının ısıtma ihtiyacına, çevre emisyonlarına ve yakıt maliyetine etkisi iki farklı iç ortam sıcaklıklarında incelenmiştir. Binanın, ısı yalıtımsız, ısı yalıtımlı ve yeşil çatılı olma durumları için ısıtma ihtiyacı, aylık yakıt maliyeti ve emisyon değerleri belirlenmiştir. Ayrıca ekonomik analiz yapılarak ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması ile yatırımın geri ödeme süresi hesaplanmıştır. İç ortam sıcaklığı 19°C olduğu durumda ikinci gün bölgesinde mayıs ve eylül aylarında ısıtma ihtiyacına gerek duyulmazken, iç ortam sıcaklığı 21°C olduğu durumda mayıs ve eylül aylarında ısıtma ihtiyacına gerek duyulmuştur. İç ortam sıcaklığının 19°C kabul edilmesi durumunda birinci gün bölgesi için 15161.80 kg CO<sub>2</sub>, ikinci gün bölgesi için ise 32484.27 kg CO<sub>2</sub>'lik, iç ortam sıcaklığının 21°C kabul edilmesi durumunda birinci gün bölgesi için 19344.34 kg CO<sub>2</sub>, ikinci gün bölgesi için ise ısı yalıtımsız duruma göre 36246.31 kg CO<sub>2</sub>'lik bir azaltma gerçekleştirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Çevre, yeşil çatı, ısı yalıtımı, TS 825.

## Investigation of the Effect of Green Roof Application on Heating Requirement and Environmental Emissions for a Sample Building

### ABSTRACT

In this study, the effect of green roof application on heating requirement, environmental emissions and fuel cost in two different cities located in different degree day zones was examined at two different indoor temperatures. Heating requirement, monthly fuel cost and emission values have been determined for the condition of the building without heat insulation and with heat insulation and green roof. In addition, by performing an economic analysis, the payback period of the investment has been calculated with thermal insulation and green roof application. When the indoor temperature is 19°C, there is no need for heating requirement in the second degree day zone in May and September. However, if the indoor temperature is 21°C, there was a need for heating requirement in May and September. For indoor 19 °C, 15161.80 kg CO<sub>2</sub> for the first-degree day zone, 32484.27 kgCO<sub>2</sub> for the second-degree day zone, 19344.34 kg CO<sub>2</sub> for the first-degree day zone for the indoor temperature 21 °C, and the temperature for the second-degree day zone a reduction of 36246.31 kg CO<sub>2</sub> was achieved compared to the thermally non-insulated situation.

**Keywords:** Environment, green roof, thermal insulation, TS 825.

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 23.10.2020

Kabul/Accepted : 22.12.2020

<sup>1</sup> Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Osmaniye dburaksaydam@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8453-2917

<sup>2</sup> Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Osmaniye coskunozalp@osmaniye.edu.tr, ORCID: 0000-0003-2249-7268

<sup>3</sup> Enerji Eğitim-Etüt Uygulama ve Araştırma Merkezi, Osmaniye, ehurdogan@osmaniye.edu.tr, ORCID: 0000-0003-1054-9964

<sup>4</sup> Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Düzici M.Y. O., Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, Raylı Sistemler Makine Teknolojisi Programı, Düzici cemrepolat@hotmail.com, ORCID: 0000-0002-7001-1042

<sup>5</sup> Enerji Eğitim-Etüt Uygulama ve Araştırma Merkezi, Osmaniye eneskavun@osmaniye.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2969-0880



## EXTENDED ABSTRACT

### Introduction/Background

With the energy efficiency studies carried out in buildings, certain levels of economic benefits can be achieved and at the same time, harmful environmental factors can be reduced by decreasing energy consumption. Roof is an important component of buildings and sustainable output can be achieved with a suitable design. In the past, covering the roof with a soil, moisturizing the soil covered were among the passive cooling applications in hot and arid climates. In recent years, it is possible to see different types of green roof applications in malls, schools, public buildings, and residences.

### Objectives/ Research Purpose

The analyzes carried out by using the heat insulation standard-TS 825 in the buildings were made separately for the situation of the building in two different degree-day zones and different indoor temperatures. When the figures are examined, it is seen that the green roof application reduces the heating requirement in the heat insulated building. Monthly fuel consumption of a thermally non-insulated building is higher than the heat-insulated situation and the green roof application due to the high heat losses in the building. It is seen that the monthly fuel consumption of the building can be reduced as a result of the application of thermal insulation.

### Methods/ Methodology

In this study, the effect of green roof application on heating requirement, environmental emissions, and fuel cost in two different cities located in different degree day zones was examined at two different indoor temperatures. Heating requirement, monthly fuel cost and emission values have been determined for the condition of the building without heat insulation and with heat insulation and green roof. In addition, by performing an economic analysis, the payback period of the investment has been calculated with thermal insulation and green roof application. In the study, only the heating requirement was calculated, and the condensation and cooling load were not included in the calculations. In the sample building, internal earnings are taken in accordance with TS 825. While calculating the solar energy gains, the windows are chosen as standard double glazing.

### Results/ Findings

In this study, using TS 825 for cities located in different degree-day regions, the situation of a sample building with heat insulation, without heat insulation and green roof is discussed. The calculations were made for the first-degree day zone and the second-degree day zone, considering the external climate conditions. In addition to the 19 °C, which is included in the TS 825 and determined as the monthly average inner temperature value for the houses, two different evaluations were made by accepting the indoor temperature as 21 °C in the study. In the analysis, different parameters such as heating requirement (kW), fuel consumption (TL), emission amount (kg equivalent CO<sub>2</sub>), savings potential (TL) and investment payback period (year) were used.

### Discussion and Conclusions

In the results of working, it has been observed that the heating requirement of the building model that does not have thermal insulation for the two-degree day zone is higher than the other cases. As a result of thermal insulation, heat losses in the building have been reduced. In addition, it has been observed that the application of green roofs in addition to thermal insulation improves the heat loss points, especially from the roof, and reduces heat losses. This reduction in heat losses directly reduced fuel costs. If the green roof is applied for the case where the indoor temperature is accepted as 19 °C, a reduction of 15161.80 kgCO<sub>2</sub> and 32484.27 kgCO<sub>2</sub> respectively in the first- and second-day region has been achieved in emissions according to the non-insulated situation. If the indoor temperature is assumed to be 21 °C, the reduction amounts were 19344.34 kgCO<sub>2</sub> and 36246.31 kgCO<sub>2</sub>.

At the end of the study, the importance of insulation and especially green roof applications has been revealed. Within the scope of the study, by expanding the calculations made by using TS 825 considering only the heating need, later by taking the cooling need into account, an increase in the amount of savings and a decrease in emissions may occur.



## 1. GİRİŞ

Konutlar mevsimsel ihtiyaca göre ısıtılır ve soğutulurlar. Yapı malzemelerinde termodinamik kurallara göre yüksek sıcaklığa sahip alandan daha düşük sıcaklığa sahip olan alana doğru bir ısı transferi gerçekleşir. Yapı malzemelerindeki bu ısı transferi özellikle soğuk iklim bölgelerinde ısı yalıtımı, enerji tüketimi ve iç ortam konfor şartları üzerinde önemli bir etkiye sahiptir [1]. Binalarda gerçekleştirilen enerji verimliliği çalışmaları ile belirli seviyelerde ekonomik faydalar sağlanabilmekte ve aynı zamanda enerji tüketiminin azalması ile zararlı çevresel etkenler azaltılabilmektedir [2]. Mevcut binaları yenilemenin ilk adımı, enerji giderlerinin ölçülmesi, izlenmesi ve kayıp noktalarının belirlenerek bu noktalara en uygun çözümün uygulanmasıdır [3]. Isı yalıtımı, bina kabuğunun termofiziksel özelliklerini değiştirerek ısıtma ve soğutma yüklerinin minimum seviyeye düşürülmesinde etkili bir elemandır [4]. Isı yalıtım sistemlerindeki değerler; yalıtım malzemesi ve kalınlıkları, duvar tipleri, cam ve çerçeve tipleri, binaların mimari şekilleri ile doğrudan ilgilidir [5]. Isı yalıtımı uygulaması yapılmayan bir binanın duvarlarından %25-40, çatıdan %23-27, pencerelerden %9-10, zeminden %13-15, infiltrasyondan (sızıntı) ile %16-19 arasında ısı kaybı meydana gelebileceği belirtilmektedir [6].

Çatı, binaların önemli bir bileşenidir ve uygun bir tasarım ile sürdürülebilir çıktılar elde etmek mümkündür. Geçmişte çatıyı bir toprak ile kaplamak, kaplanan toprağı ıslatmak, sıcak ve kurak iklimlerde pasif soğutma uygulamaları içerisinde yer almaktadır. Son yıllarda alışveriş merkezlerinde, okullarda, kamu binalarında ve konutlarda farklı tiplerde yeşil çatı uygulamaları görmek mümkündür [7-8]. Toprak parçasının bir yapı taşı olan yeşil çatıların keşfi, uzun bir döneme yayılan kalıntılar ışığında Neolitik döneme kadar uzanmaktadır [9]. Yeşil çatılar binalarda ısı kaybını azaltmanın bir yolu olarak görülmektedir. Yeşil çatı kısmen veya tamamen bitki örtüsü ile kaplı bir çatı ve su yalıtım membranı üzerine ekilen bir bitki yetiştirme alanıdır. Buna ek olarak yeşil çatılar bir kök bariyeri, drenaj tabakası, filtre örtüsü ve sulama sistemleri gibi ek tabakalarda içerebilir. Yeşil çatılar, yağmur ve sulama suyunu tutar, bu da ortam havasını etkili bir şekilde soğutur, güneş ışınların binalara olan direkt etkisini azaltır ve güneş ışınlarının su yalıtım tabakasına ve bina kabuğuna verebileceği fiziksel zararını azaltır. Yeşil çatılar ayrıca sıcak iklim kuşaklarında özellikle ilkbahar ve yaz aylarında enerji tüketimini azaltmanın yanı sıra iç konforu da artırır [10-11].

Literatürde yeşil çatı uygulamalarının binalarda ısıtma enerjisine etkisi ile ilgili farklı çalışmalar yer almaktadır [12-17]. Andric vd. [14], sıcak iklimlerde bina enerji tüketimlerini azaltma önlemi olarak yeşil çatıların ve yeşil duvarların enerji tasarrufundaki potansiyelini incelemiştir. Yazarlar çalışma sonunda, yeşil duvar ve yeşil çatıların yapı bileşenine eklenmesinin enerji verimliliği sağladığını göstermişlerdir. Rasul ve Arutla [15], örnek bir bina için yeşil çatı sistemlerinin çevresel etkilerini incelemiştir.



lerdir. Çalışma sonucunda yeşil çatı uygulamalarının geleneksel çatı uygulamalarına göre emisyon değerlerinin %35 ile %83 aralığında azaldığını gösterilmiştir. Silva vd. [16], yeşil çatı uygulamalarının Akdeniz ikliminde ısıtma ve soğutma dönemlerindeki enerji tasarrufu açısından etkisini incelemiştir. Çalışmada farklı çatı tipleri kullanılmıştır. Çalışma sonucunda yeşil çatılarda enerji tüketimi siyah ve beyaz çatılara göre sırasıyla %60-70 ve %45-60 daha az çıkmıştır. Bevilacqua vd. [17], çalışmada deneysel iklim verilerini ve izlenen sıcaklık verilerini yeşil çatı uygulaması için simüle etmişlerdir. Simülasyon sonuçları, yalıtımsız bir yeşil çatının yıllık %34.9 ve %34.7'lik tasarruf sağlayarak soğutma enerjisi talebini önemli ölçüde azaltılabileceğini göstermiştir.

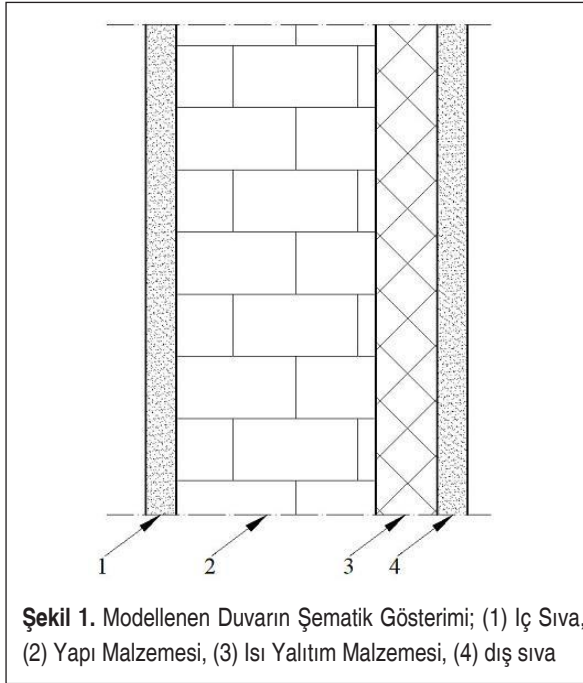
Bu çalışmada, tasarımı yapılan örnek bir binada, binanın ısı yalıtımlı, ısı yalıtımsız ve yeşil çatılı olması durumunda, ısıtma ihtiyacı, yakıt maliyeti, emisyon değeri, tasarruf miktarı ve yatırım geri ödeme süresi gibi parametreler ele alınarak incelenmiştir. Binalarda ısı yalıtım standardı-TS 825 kullanılarak gerçekleştirilen analizler, binanın iki farklı derece-gün bölgesinde olma durumu ve farklı iç ortam sıcaklıklar için ayrı ayrı yapılmıştır.

## 2. YÖNTEM

Yapılan çalışmada, TS 825 içerisinde yer alan iki farklı derece-gün bölgesinden seçilen illerin iklim şartlarına göre örnek binanın ısı yalıtımsız, ısı yalıtımlı ve yeşil çatıya sahip olma durumlarına göre ısıtma ihtiyacı incelenmiş ve üç durum için de her bir aya ait aylık yakıt maliyetleri hesaplanmıştır.

Isı yalıtımı uygulaması yapılan binanın çatısına yeşil çatı uygulaması yapılarak binanın ısıtma ihtiyacındaki değişim incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda da her bir durum için binaya ait ısıtma ihtiyacı, aylık yakıt tüketimi ve yakıt tüketimine karşılık gelen emisyon miktarı hesaplanmış ve yatırım tutarı ve tasarruf miktarına göre ekonomik analiz yapılarak her bir durum için geri ödeme süreleri belirlenmiştir. Hesaplamalar, binada iç ortam sıcaklığının 19°C ve 21°C olması durumu için ayrı ayrı yapılmıştır. Binada dış duvarlarda yapı malzemesi olarak tuğla, ısı yalıtım malzemesi olarak ise taş yünü ( $k=0.040$  W/mK), taban ve tavan bölgesinde ise ısı yalıtım malzemesi olarak XPS ( $k=0.031$  W/mK) kullanılmıştır. Hesaplamalarda ele alınan iller için optimum yalıtım kalınlığı [18-20] referanslarından alınmıştır. Hesaplamalarda balkon kapılarının tamamı cam ile kaplı olduğu için balkon kapıları pencere alanına dâhil edilmiştir. Ayrıca binada ısı köprüleri olmadığı ve toprak temaslı yüzey ve çatı altı yüzey standart olarak her bölge için aynı olacak şekilde kabul edilmiştir. Çalışmada sadece ısıtma yükü hesaplanmış olup, yoğuşma hesabı ve soğutma yükü hesaplamalara dahil edilmemiştir. Örnek binada iç kazançlar TS 825'e uygun olarak alınmıştır. Güneş enerjisi kazançları hesaplanırken camlar standart çift cam olarak seçilmiştir.

Şekil 1’de hesaplamalarda kullanılan, duvar modelinin şematik gösterimi, Tablo 1’de duvar ve Tablo 2’de tavan modelini oluşturan yapı malzemelerinin teknik özellikleri verilmiştir. Çalışmada ısıtma ihtiyacının karşılanabilmesi için yakıt olarak alt ısıtma değeri  $34.526 \times 106 \text{ J/m}^3$  olan doğalgaz seçilmiş ve yanma verimi %90 olarak alınmıştır. Doğalgaz fiyatı, Eylül 2020 yılı baz alınarak ve katma değer vergisi (KDV) dahil edilerek  $2.1 \text{ TL/m}^3$  olarak belirlenmiştir [21-23]. Yeşil çatılar bitkinin yetişmesinde kullanılan tabaka derinliğine, bitkinin türüne ve bitki yoğunluğuna göre sınıflandırılmaktadır. Şekil 2’de de yüzeysel bitkilendirilmiş, yarı yoğun bitkilendirilmiş ve yoğun bitkilendirilmiş yeşil çatı modellerine ait görseller yer almaktadır. Çalışmada, düşük bakım maliyeti ve bitkilerin yetiştirilmesinde kolaylık sağlamasından dolayı yüzeysel bitkilendirilmiş yeşil çatı modeli tercih edilmiştir. Seçilen yeşil çatı modelinin bileşenlerini oluşturan yapı malzemelerinin teknik özellikleri Tablo 3’te yer almaktadır. Yeşil çatı uygulaması standart bir tavan yapısının üzerine ayırıcı tabaka, drenaj tabakası, filtre tabakası, bitkinin yetiştirme tabakası olarak tanımlanan mineral tabanlı toprak karışımı (substrat tabakası) ve bitki uygulamasının yapılması ile oluşturulmuştur. Şekil 3’de ise hesaplamalarda kullanılan örnek bina modelinin bulunduğu kuzey/güney cephesi (a), doğu/batı cephesi (b) çizimleri yer almaktadır. Bina  $970 \text{ m}^2$  taban alanlı,  $900 \text{ m}^2$  tavan alanlı zemin kat dâhil 8 katlı ve her kat arası  $2.80 \text{ m}$  tek tabakalı yapı bileşenine sahiptir. Binada yıllık ısıtma enerji ihtiyacı, TS 825 çerçeve-







sinde binanın ısı yalıtımlı, ısı yalıtımsız ve yeşil çatıya sahip olma durumuna göre belirlenmiştir.

**Tablo 1.** Duvar Yapı Malzemelerine Ait Teknik Özellikler [24]

Duvar (Taş Kaplamasız)	Kalınlık (m)	k (W/mK)
İnce Sıva	0.02	0.87
Kaba Sıva	0	1.4
Yalıtım Malzemesi	0.05	0.04
Yapı Malzemesi	0.13	0.45
Kaba Sıva	0.03	1.4
Alçı Sıva	0.02	0.87

**Tablo 2.** Taban Yapı Malzemelerine Ait Teknik Özellikler [24]

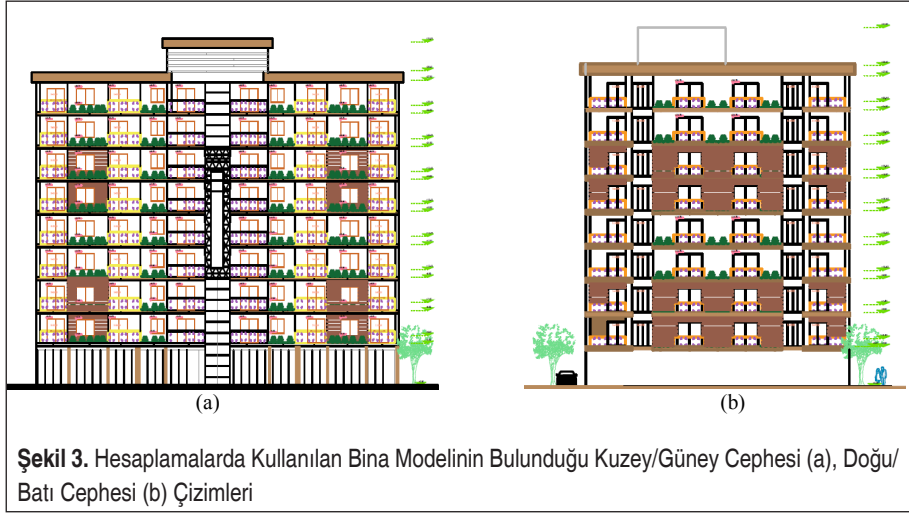
Taban	Kalınlık (m)	k (W/mK)
Taş Kaplama	0.03	1.3
Tesviye Betonu	0.05	1.4
Donatılı Beton	0.15	1.74
Kırma Taş	0.1	0.7
Dolgu Malzemesi	0.25	0.23
Isı Yalıtım Malzemesi	0.05	0.031





**Tablo 3.** Yüzeysel Bitkilendirilmiş Yeşil Çatıyı Oluşturan Yapı Malzemelerine Ait Teknik Özellikler [26]

Yapı Bileşenleri	Kalınlık (m)	k (W/mK)
<b>Yeşil Çatı Bileşenleri</b>		
Bitki	0.1	0.3
Substrat Tabakası	0.3	0.069
Filtre Tabaka	0.001	0.22
Drenaj Tabakası	0.025	0.5
Ayırıcı Tabaka	0.005	0.25
<b>Tavan Bileşenleri</b>		
Çimento Harçlı Şap	0.05	1.4
XPS Levha	0.05	0.031
Bitümlü Su Yalıtımı	0.005	0.19
Betonarme	0.12	2.1
Kaba Sıva	0.015	1.4
Alçı Sıva	0.02	0.87



**Şekil 3.** Hesaplamalarda Kullanılan Bina Modelinin Bulunduğu Kuzey/Güney Cephesi (a), Doğu/Batı Cephesi (b) Çizimleri

Oluşturulan bina modelinde yıllık tüketilen enerji miktarını hesaplayabilmek için öncelikle bina dış duvarlarından olan ısı kayıplarını TS 825'e göre belirlenmesi gerekmektedir. Aşağıda ısı kaybı hesaplamalarında kullanılan eşitlikler verilmiştir.



$$Q_y = \sum Q_m \quad (1)$$

$$Q_m = [H (\theta_i - \theta_e) - \eta_m (\phi_{im} + \phi_{s,m})] \cdot t \quad (2)$$

Burada  $Q_y$  yıllık ısıtma enerji ihtiyacını (Joule),  $Q_m$  aylık ısıtma ihtiyacı (Joule),  $\theta_i$  aylık ortalama iç sıcaklık ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $\theta_e$  aylık ortalama dış sıcaklık ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $\eta_m$  kazançlar için aylık ortalama kullanım faktörü (birimsiz),  $\phi_{i,m}$  aylık ortalama iç kazançlar (W),  $\phi_{s,m}$  aylık ortalama dış kazançlar (W),  $t$  zamanı (s) ifade etmektedir.

Yıllık ısıtma enerji ihtiyacı, binada meydana gelen özgül ısı kaybı (H), iletim ve taşınım yoluyla gerçekleşen ısı kaybı (HT) ve havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybının (Hv) toplamı olarak aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır [24].

$$H = H_T + H_V \quad (3)$$

$$H_T = \sum AU + IU_i \quad (4)$$

$$H_V = \rho \cdot c \cdot V^t = 0.33 \cdot n_h \cdot V_h \quad (5)$$

$$A_n = 0.32 \cdot V_{brüt} \quad (6)$$

$$U = \frac{1}{R_i + R + R_e} \quad (7)$$

$$R = \frac{d}{\lambda_h} \quad (8)$$

Eşitliklerde A, yapı elemanlarının sahip olduğu alan ( $\text{m}^2$ ), U ise yapı elemanlarının sahip olduğu ısı geçirgenlik katsayısıdır. Yapı elemanlarının yoğunlaşma olmayacak ve ısı köprüsü meydana gelmeyecek şekilde tasarlandığı kabul edilmiş olup, kat arası betonarme TS 825’de belirtildiği şekilde R direnci 0.8 olacak şekilde yalıtılmıştır.

$$\phi_{s,m} = \sum r_{i,m} \times g_{i,m} \times I_{i,m} \times A_i \quad (9)$$

Burada sabit değerler;  $r_{i,m}$ , “i” yönündeki saydam yüzeylerin aylık ortalama gölgeleme faktörü,  $g_{i,m}$  “i” yönündeki saydam elemanların güneş enerjisi geçirme faktörü,  $I_{i,m}$  “i” yönünde dik yüzeylere gelen aylık ortalama güneş ışınımı şiddeti ( $\text{W}/\text{m}^2$ ), ve  $A_i$  “i” yönündeki toplam pencere alanı ( $\text{m}^2$ ) ifade etmektedir. Hesaplamalarda  $r_{i,m}$  TS 825’den 0.6 olarak alınmıştır.

Güneş enerjisi geçirme faktörü çok katmanlı cam kullanıldığı durum için Eşitlik 10, aylık ortalama kazanç kullanım faktörü ise, Eşitlik 12 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$g_{i,m} = F_w g_{\perp} \quad (10)$$



$$\eta_m = 1 - e^{-1/GLRm} \quad (11)$$

$$KKO_m = (\phi_{i,m} + \phi_{s,m}) / H(\theta_{i,m} - \theta_{e,m}) \quad (12)$$

Eşitliklerde  $F_w$  camlar için düzeltme faktörü (0.8 alınmıştır),  $g_{\perp}$  yüzeye dik gelen ışın için güneş enerji geçirme faktörü (0.75 alınmıştır),  $KKO_m$  aylık ortalama kazanç kullanım faktörünü ifade etmektedir.  $KKO_m$  oranı 2.5 ve üzerinde olduğunda, o ay için ısı kaybı olmadığı kabul edilmektedir [25].

Yıllık  $CO_2$  emisyon miktarı, binanın toplam enerji tüketimine, kullanılan yakıtın cinsine göre aşağıdaki eşitlikler kullanılarak belirlenmiştir [27].

$$SEGM_y = 0.278 \times 10^{-3} \times B_y \times H_u \times FSEG \quad (13)$$

$$B_y = \frac{Q_{yıl}}{H_u \eta_k} \quad (14)$$

Burada;  $SEGM_y$  yıllık  $CO_2$  emisyon miktarı (kg eşd.  $CO_2$ ),  $H_u$  yakıtın alt ısıl değeri ( $kJ/m^3$  veya  $kJ/kg$ ),  $B_y$  yıllık yakıt miktarı ( $m^3$  veya  $kg$ ),  $FSEG$  yakıt cinsine göre  $CO_2$  emisyonu dönüşüm katsayısıdır (kg eşd.  $CO_2 / kWh$ ) doğalgaz için bu sayı 0.239 kg eşd.  $CO_2 / kWh$  alınmıştır [28,29].  $H_u$  yakıt alt ısıl değerini,  $\eta_k$  ise yanma verimini göstermektedir.

Isı yalıtımının uygulanabilirliği geri ödeme süresi dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Geri ödeme süresi (PP) aşağıdaki eşitlikle belirlenmiştir.

$$PP = \frac{C_{ti}}{NE} \quad (15)$$

Eşitlikte PP proje geri ödeme süresini (yıl),  $C_{ti}$  ısı yalıtımı uygulaması için gerekli ilk yatırım bedelini (TL) ve NE yıllık tasarruf miktarını (TL/yıl) ifade etmektedir [30].

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, farklı derece-gün bölgesinde yer alan şehirler için TS 825 kullanılarak örnek bir binanın, ısı yalıtımlı, ısı yalıtımsız ve yeşil çatılı olma durumu ele alınmıştır. Hesaplamalar, dış iklim şartları da göz önüne alınarak birinci derece gün bölgesi için Osmaniye, ikinci derece gün bölgesi için ise Şanlıurfa ili için yapılmıştır. Çalışmada ayrıca TS 825'de yer alan ve konutlar için aylık ortalama iç sıcaklık değeri olarak belirlenen  $19^{\circ}C$ 'ye ek olarak iç ortam sıcaklığı  $21^{\circ}C$  kabul edilerek iki farklı değerlendirme yapılmıştır. Analizlerde, ısıtma ihtiyacı (kW), yakıt tüketimi (TL), emisyon miktarı (kg eşdeğer  $CO_2$ ), tasarruf miktarı (TL) ve yatırım geri ödeme süresi (yıl) gibi farklı parametreler kullanılmıştır.



Şekil 4’de birinci derece-gün bölgesi ve ikinci derece-gün bölgesine ait ortalama aylık dış ortam sıcaklıkları ve konutlar için farklı iç ortam sıcaklıkları yer almaktadır. Şekil incelendiğinde ikinci gün bölgesine ait dış ortam sıcaklıklarının birinci derece gün bölgesinden daha düşük olduğu görülmektedir. Çalışmada elde edilen sonuçların sunulduğu grafikler Şekil 5-12 arasında yer almaktadır. Konutlar için ortalama iç ortam sıcaklığının 19°C ve 21°C olarak yapılan hesaplama sonuçlarına ait grafikler sırasıyla Şekil 5-8’de ve Şekil 9-12’de yer almaktadır. Şekillerden görüldüğü gibi, ısı yalıtımsız binanın ısıtma ihtiyacı ısı yalıtımlı ve yeşil çatı uygulamasına sahip binadan her iki gün bölgesi için de daha yüksek değerlerde çıkmıştır. Yeşil çatı uygulamasının ısı yalıtımlı binada ısıtma ihtiyacını düşürdüğü yine şekiller incelendiğinde görülmektedir. Isı yalıtımsız binanın aylık yakıt tüketimi, binada ısı kayıplarının fazla olmasından dolayı ısı yalıtımlı duruma ve yeşil çatı uygulamasının yapıldığı duruma göre daha yüksektir. Isı yalıtımı uygulaması sonucunda binanın aylık yakıt tüketiminin azaltılabileceği görülmektedir. Isı yalıtımına sahip binanın çatısına yeşil çatı uygulaması yapıldığında ise yakıt maliyetlerinin bir miktar daha azalabileceği anlaşılmaktadır. Derece gün bölgesi arttıkça dış ortam sıcaklığının düşmesi ile binada hem ısıtma ihtiyacının arttığı hem de yakıt tüketiminin arttığı görülmektedir. İç ortam sıcaklığının 19°C kabul edilerek yapılan hesaplamalarda ısıtma ihtiyacının iç ortam sıcaklığının 21°C olması durumuna göre daha düşük çıkmıştır. Dolayısıyla iç ortam sıcaklığının 21°C olması dış ortamla sıcaklık farkının yükselmesi nedeni ile beklendiği üzere ısıtma ihtiyacını artırmıştır. İç ortam sıcaklığı 19°C olduğu durumda ikinci derece-gün bölgesinde mayıs ve eylül aylarında ısıtma ihtiyacına gerek duyulmazken, iç ortam sıcaklığı 21°C olduğu durumda mayıs ve eylül aylarında ısıtma ihtiyacına gereksinim duyulmaktadır.

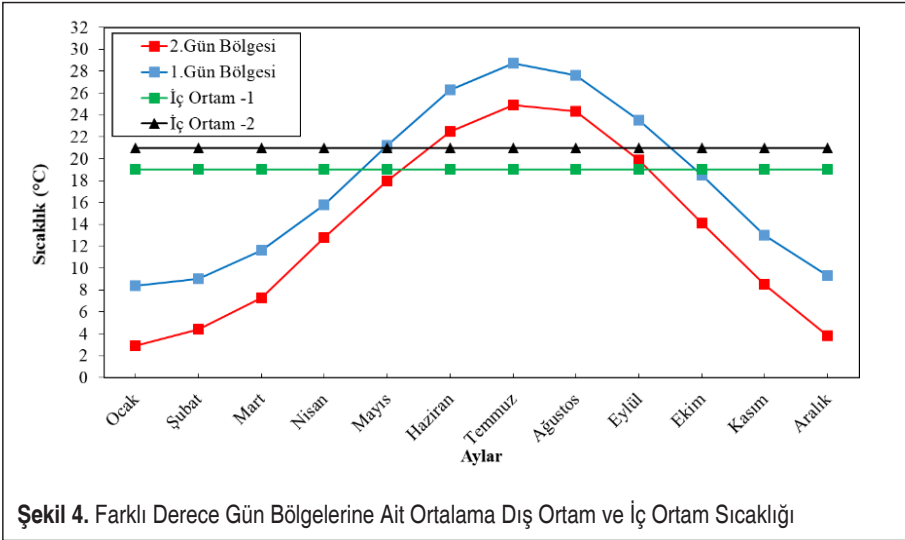
Isı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması ile yalıtımsız duruma göre binanın yakıt tüketimi düşmüş ve buda binanın emisyon miktarlarına yansımıştır. İç ortam sıcaklığının 19°C kabul edilmesi durumu için yeşil çatı uygulanması durumunda, ısı yalıtımsız duruma göre emisyonlarda birinci ve ikinci gün bölgesinde sırasıyla 15161.80 kg CO<sub>2</sub> ve 32484.27 kgCO<sub>2</sub>’lik bir azaltma gerçekleşmiştir. İç ortam sıcaklığının 21°C kabul edilmesi durumunda ise azalma miktarları 19344.34 kgCO<sub>2</sub> ve 36246.31 kg CO<sub>2</sub> olarak gerçekleşmiştir (Şekil 7 ve Şekil 11). Yeşil çatı ile ilgili değerlendirmelerde ayrıca yeşil çatının üzerinde bulunan yeşil bitkilerin CO<sub>2</sub> tutucu bir yapısının olmasından dolayı yeşil çatıların metre kare başına 1.22 kg CO<sub>2</sub> tutma [31,32] kabiliyeti de dikkate alınmıştır. Bu çerçevede yakıt tüketimlerinin azalması ile gerçekleşen emisyon miktarlarındaki düşüşe ek olarak her bir gün bölgesi içinde yeşil çatı kaynaklı yıllık ortalama yaklaşık 976 kgCO<sub>2</sub> emisyon azaltılması sağlanabilmektedir.

Çalışmada ayrıca ekonomik analiz yapılarak ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması ile ortaya çıkan tasarruf miktarları ve yapılan yatırımın geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Şekiller 8 ve 12’den ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulanması ile yalıtımsız duruma göre elde edilen tasarruf miktarlarının aylara göre değişim gösterdiği, yeşil çatı uygulan-

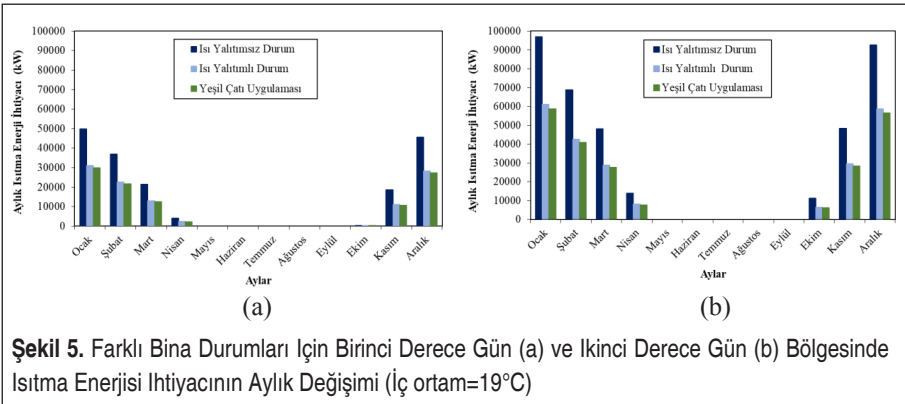


ması ile ısı yalıtım uygulamasına göre daha fazla tasarruf elde edilebileceği, birinci derece gün bölgesine göre ikinci derece gün bölgesinde dış ortam sıcaklığının daha düşük olmasından dolayı daha fazla tasarruf elde edilebileceği ve iç ortam sıcaklığının artması ile tasarruf miktarının azalacağı görülmektedir.

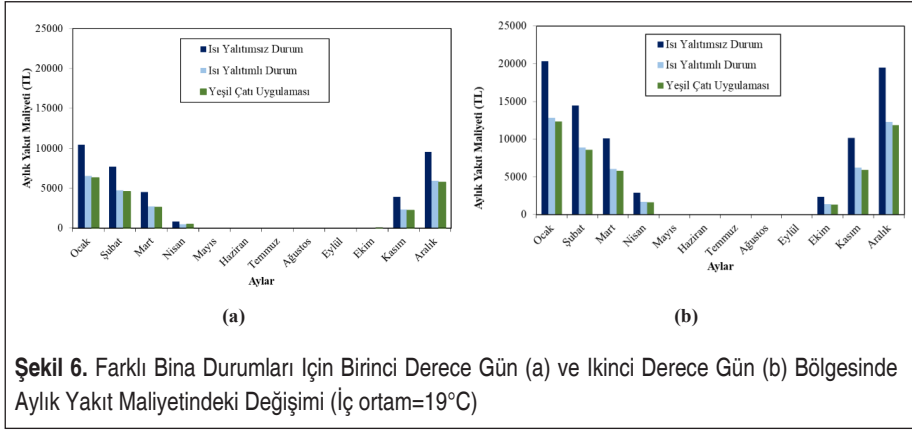
İç ortam sıcaklığının TS 825'in belirttiği 19°C alındığı durumda birinci gün bölgesi için sadece ısı yalıtımı uygulaması yapıldığında geri ödeme süresi 13.01 yıl, yeşil çatı uygulaması yapıldığında ise 12.31 yıl olarak hesaplanmıştır. İkinci gün bölgesi için yapılan ekonomik analizde ise ısı yalıtımı uygulaması için geri ödeme süresi 6.11 yıl, ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması için geri ödeme süresi ise 5.74 yıl olarak hesaplanmıştır. İç ortam sıcaklığının 21°C kabul edilmesi durumunda ise birinci gün bölgesi için sadece ısı yalıtımı uygulaması yapıldığında geri ödeme süresi 11.48 yıl,



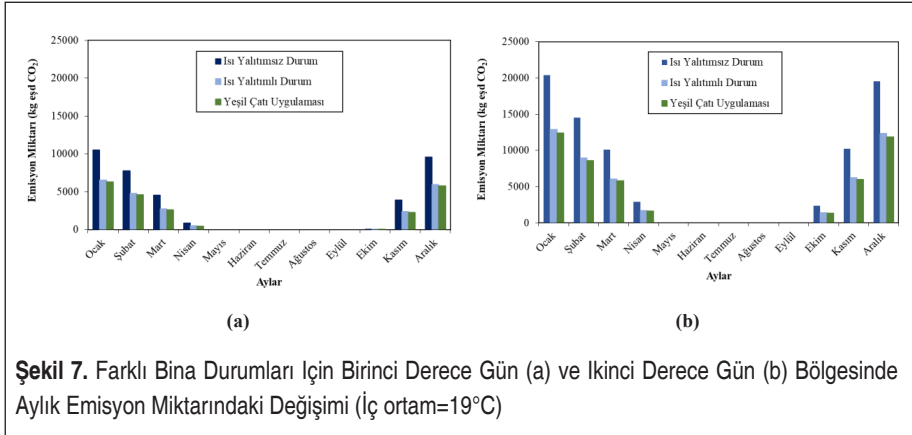
Şekil 4. Farklı Derece Gün Bölgelerine Ait Ortalama Dış Ortam ve İç Ortam Sıcaklığı



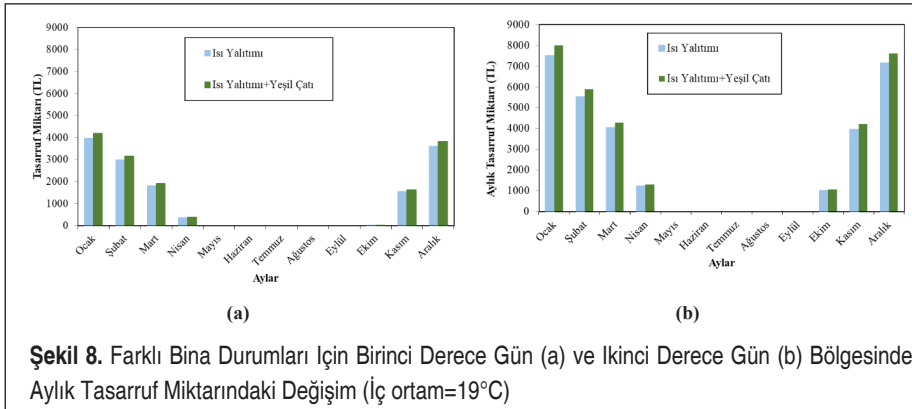
Şekil 5. Farklı Bina Durumları İçin Birinci Derece Gün (a) ve İkinci Derece Gün (b) Bölgesinde Isıtma Enerjisi İhtiyacının Aylık Değişimi (İç ortam=19°C)



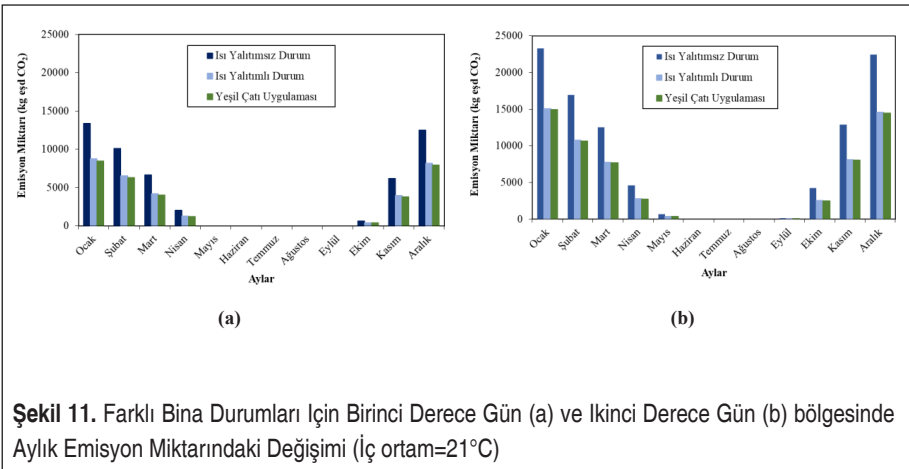
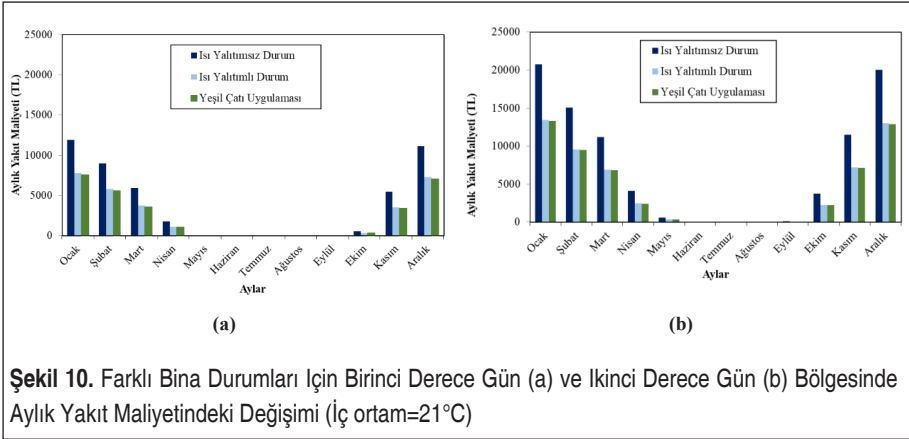
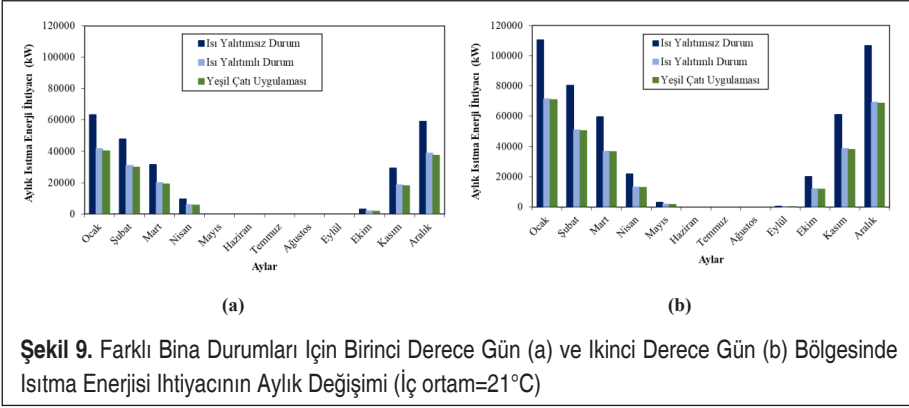
**Şekil 6.** Farklı Bina Durumları İçin Birinci Derece Gün (a) ve İkinci Derece Gün (b) Bölgesinde Aylık Yakıt Maliyetindeki Değişimi (İç ortam=19°C)



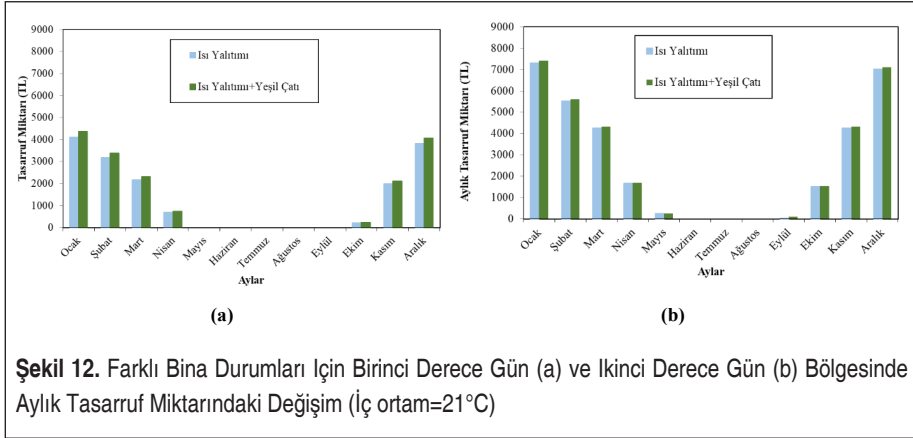
**Şekil 7.** Farklı Bina Durumları İçin Birinci Derece Gün (a) ve İkinci Derece Gün (b) Bölgesinde Aylık Emisyon Miktarındaki Değişimi (İç ortam=19°C)



**Şekil 8.** Farklı Bina Durumları İçin Birinci Derece Gün (a) ve İkinci Derece Gün (b) Bölgesinde Aylık Tasarruf Miktarındaki Değişimi (İç ortam=19°C)







**Şekil 12.** Farklı Bina Durumları İçin Birinci Derece Gün (a) ve İkinci Derece Gün (b) Bölgesinde Aylık Tasarruf Miktarındaki Değişim (İç ortam=21°C)

ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması yapıldığında ise 10.79 yıl olarak hesaplanmıştır. İkinci gün bölgesi için yapılan ekonomik analizde ise ısı yalıtımı uygulaması için geri ödeme süresi 5.84 yıl, ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması için geri ödeme süresi ise 5.75 yıl olarak hesaplanmıştır.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, ısı yalıtımsız, ısı yalıtımlı ve yeşil çatı uygulamasına sahip farklı derece gün bölgelerinde yer alan bir binanın, aylık ısıtma ihtiyacı, aylık yakıt tüketimi miktarı ve yakıt tüketimine karşılık gelen emisyon miktarları ve elde edilen tasarruf miktarları hesaplanmıştır. Çalışma sonucunda;

- ✓ İki derece gün bölgesi için de ısı yalıtımına sahip olmayan bina modelinin ısıtma ihtiyacının diğer durumlara göre daha yüksek çıktığı görülmüştür.
- ✓ Isı yalıtımı sonucunda binadaki ısı kayıpları azaltılmıştır. Ayrıca ısı yalıtımı üzerine ek olarak yeşil çatı uygulaması binada özellikle çatı kaynaklı ısı kayıp noktalarını iyileştirdiği ve ısı kayıplarını azalttığı görülmüştür. Isı kayıplarındaki bu azalma da direk olarak yakıt maliyetlerini azaltmıştır.
- ✓ İç ortam sıcaklığının 19°C kabul edilmesi durumu için yeşil çatı uygulanması durumunda, ısı yalıtımsız duruma göre emisyonlarda birinci ve ikinci gün bölgesinde sırasıyla 15161.80 kgCO<sub>2</sub> ve 32484.27 kgCO<sub>2</sub>'lik bir azaltma gerçekleşmiştir. İç ortam sıcaklığının 21°C kabul edilmesi durumunda ise azalma miktarları 19344.34 kgCO<sub>2</sub> ve 36246.31 kgCO<sub>2</sub> olarak gerçekleşmiştir.
- ✓ İç ortam sıcaklığının 19°C alındığı durumda birinci derece-gün bölgesi için sadece ısı yalıtımı uygulaması yapıldığında geri ödeme süresi 13.01 yıl, ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması yapıldığında ise 12.31 yıl olarak hesaplanmıştır.



İkinci derece-gün bölgesi için yapılan ekonomik analizde ise ısı yalıtımı uygulaması için geri ödeme süresi 6.11 yıl, ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması için geri ödeme süresi ise 5.74 yıl olarak hesaplanmıştır.

- ✓ İç ortam sıcaklığının 21°C kabul edilmesi durumunda ise birinci derece-gün bölgesi için sadece ısı yalıtımı uygulaması yapıldığında geri ödeme süresi 11.48 yıl, ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması yapıldığında ise 10.79 yıl olarak hesaplanmıştır. İkinci derece-gün bölgesi için yapılan ekonomik analizde ise ısı yalıtımı uygulaması için geri ödeme süresi 5.84 yıl, ısı yalıtımı ve yeşil çatı uygulaması için geri ödeme süresi ise 5.75 yıl olarak hesaplanmıştır

Yapılan çalışma sonunda yalıtım ve özellikle yeşil çatı uygulamalarının önemi ortaya konmuştur. Çalışma kapsamında TS 825 kullanılarak sadece ısıtma ihtiyacı dikkate alınarak yapılan hesaplamaların, daha sonra soğutma ihtiyacı da dikkate alınarak genişletilmesiyle, tasarruf miktarlarında artma ve emisyonlarda ise azalmalar meydana gelebilecektir.

## KAYNAKÇA

1. **Ozalp, C., Saydam, D. B., Çerçi, K. N., Hürdoğan, E., Moran, H.** 2019. "Evaluation of a sample building with different type building elements in an energetic and environmental perspective," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 115.
2. **Dylewski, R., Adamczyk, J.** 2011. "Economic and environmental benefits of thermal insulation of building external walls," *Build. Environ.*, vol. 46(12), p. 2615–2623.
3. **Cholewa, T., Balaras, C. A., Nižetić, S., Siuta-Olcha, A.** 2020. "On calculated and actual energy savings from thermal building renovations – Long term field evaluation of multifamily buildings," *Energy Build.*, vol. 223.
4. **Bektas Ekici, B., Aytac Gulten, A., Aksoy, U. T.** 2012. "A study on the optimum insulation thicknesses of various types of external walls with respect to different materials, fuels and climate zones in Turkey," *Appl. Energy*, vol. 92, p. 211–217.
5. **Koyun, T , Koç, E.** 2017. "Bir Binanın Değişken Cam ve Dış Duvar Tiplerine Göre Pencere/Duvar Alanı Oranlarının Bina Isı Kayıplarına Etkisi," *Mühendis ve Makina*, 58 (688), 1-14 .
6. **Tong, J. C. K., Tse, J. M. Y., Jones, P. J.** 2018. "Development of thermal evaluation tool for detached houses in Mongolia," *Energy Build.*, vol. 173, p. 81–90.
7. **Saadatian, O., Sopian, K., Salleh, E., Lim, C. H., Riffat, S., Saadatian, E., Toudeshki, A., Sulaiman, M. Y.** 2013. "A review of energy aspects of green roofs", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 23, p. 155–168.
8. **Karachaliou, P., Santamouris, M., Pangalou, H.** 2016. "Experimental and numerical analysis of the energy performance of a large scale intensive green roof system installed on an office building in Athens," *Energy Build.*, vol. 114, p. 256–264.



9. **Jim, C. Y.** 2017. "An archaeological and historical exploration of the origins of green roofs." *Urban For. Urban Green.*, vol. 27, p. 32–42.
10. **Mungur, M., Poorun, Y., Juggurnath, D., Ruhomally, Y. B., Rughooputh, R., Dauhoo, M. Z., Khoodaruth, A., Shamachurn, H., Gooroochurn, M., Boodia, N., Choonnea, M., Facknath, S.** 2020. "A numerical and experimental investigation of the effectiveness of green roofs in tropical environments: The case study of Mauritius in mid and late winter." *Energy*, vol. 202.
11. **Tsang, S. W., Jim, C. Y.** 2013. "A stochastic model to optimize forecast and fulfillment of green roof demand," *Urban For. Urban Green.*, vol. 12(1), p. 53–60.
12. **Brandão, C., Cameira, M. do R., Valente, F., Cruz de Carvalho, R., Paço, T. A.** 2017. "Wet season hydrological performance of green roofs using native species under Mediterranean climate," *Ecol. Eng.*, vol. 102, p. 596–611.
13. **Azeñas, V., Janner, I., Medrano, H., Gulías, J.** 2019. "Evaluating the establishment performance of six native perennial Mediterranean species for use in extensive green roofs under water-limiting conditions," *Urban For. Urban Green.*, vol. 41(April), p. 158–169.
14. **Andric, I., Kamal, A., Al-Ghamdi, S. G.** 2020. "Efficiency of green roofs and green walls as climate change mitigation measures in extremely hot and dry climate: Case study of Qatar," *Energy Reports*, vol. 6, p. 2476–2489.
15. **Rasul, M. G., Arutla, L. K. R.** 2020. "Environmental impact assessment of green roofs using life cycle assessment," *Energy Reports*, vol. 6, p. 503–508.
16. **Silva, C. M., Gomes, M. G., Silva, M.** 2016. "Green roofs energy performance in Mediterranean climate." *Energy Build.*, vol. 116, p. 318–325.
17. **Bevilacqua, P., Bruno, R., ve Arcuri, N.** 2020. "Green roofs in a Mediterranean climate: energy performances based on in-situ experimental data," *Renew. Energy*, vol. 152, p. 1414–1430.
18. **Fertelli, A.** 2013. "Determination of optimum insulation thickness for different building walls in Turkey," *Trans. Famena*, vol. 37(2), p. 103–113.
19. **Moran, H.** 2018. "Farklı Derece Gün Bölgelerine Göre Optimum Yalıtım Kalınlığının Yatırım-Tasarruf Yöntemine Göre Hesaplanması ve Çevresel Etki Analizi", *Osmaniye Korkut Ata Üniveristesi, Osmaniye*.
20. **Gürel, A. E., Daşdemir, A.** 2011. "Türkiye'nin dört farklı iklim bölgesinde ısıtma ve soğutma yükleri için optimum yalıtım kalınlıklarının belirlenmesi," *Erciyes Üniversitesi Fen Bilim. Enstitüsü Derg.*, sayı 27(4), s. 346–352.
21. **Aksa Doğalgaz.** 2020. "Doğa dostu enerji doğalgaz | Aksa Doğalgaz," <https://www.aksadogalgaz.com.tr> , Son Erişim tarihi 5 Ekim 2020.
22. **Enerya Enerji A.Ş.** 2020. "ENERYA," <https://www.enerya.com.tr>, Son Erişim tarihi 5 Ekim 2020.



23. **B2B Medya.** 2020. “Doğalgaz Teknolojileri Cihaz ve Sistemleri Dergisi,” www.dogalgaz.com.tr, Son Erişim tarihi 5 Ekim 2020.
24. **Türk Standartları Enstitüsü.** 2009. TS-825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları, Ankara.
25. **Teotónio, I., Cabral, M., Cruz, C. O., Silva, C. M.** 2020. “Decision support system for green roofs investments in residential buildings,” *J. Clean. Prod.*, vol. 249.
26. **Ayçam, İ., Kınalı, M.** 2013. “Ofis Binalarında Yeşil Çatıların Isıtma ve Soğutma Yüklerine Olan Etkilerinin Analizi,” *Tesisat Mühendisliği*, vol. 135, s. 26–34.
27. **Evin, D., Ucar, A.** 2019. “Energy impact and eco-efficiency of the envelope insulation in residential buildings in Turkey,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 154(December 2018), p. 573–584.
28. **Zaimoğlu Z.** 2017. “Farklı İklim Bölgelerindeki Seralar için Isı Gereksinimlerinin Modellenmesi,” *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi* 32:79–86
29. **Baytorun AN, Akyüz A, Üstün S.** 2016. “Reducing CO2 Emissions in Greenhouses Regarding Heat Efficiency Increase,” *International Journal of Advanced Research*, 4(11), 1930-1936.
30. **Chan, A. L. S., Chow, T. T.** 2010. “Investigation on energy performance and energy pay-back period of application of balcony for residential apartment in Hong Kong,” *Energy Build.*, vol. 42(12), p. 2400–2405.
31. **Whittinghill, L. J., Rowe, D. B., Schutzki, R., Cregg, B. M.** 2014. “Quantifying carbon sequestration of various green roof and ornamental landscape systems,” *Landsc. Urban Plan.*, vol. 123, p. 41–48.
32. **Shafique, M., Xue, X., Luo, X.** 2020. “An overview of carbon sequestration of green roofs in urban areas,” *Urban For. Urban Green.*, vol. 47.

# Dizel İçten Yanmalı Motorlarda Silindir İçindeki Hava Hareketlerinin İncelenmesi ve Ölçüm Metodlarının Karşılaştırılması

Burak Yelken<sup>\*1</sup>, İsmail Hakkı Savcı<sup>2</sup>, Zafer Dülger<sup>3</sup>

## ÖZ

Dizel motorlarda yanma odası içerisindeki yakıt ve hava karışımı tam olarak homojen değildir. Bu karışımın silindir içinde hareketinin davranış özelliklerini çözebilmek için çeşitli modellemeler yapılmış olsa da henüz fiziksel olarak motor içi akış karakteristikliği tam olarak anlaşılammıştır. Silindir içindeki hava hareketlerinin özellikle motor yanma performansı ve emisyon gibi parametrelere etkisi vardır. Motorun hava emişi sırasında, silindir içerisindeki hava, girdap ve takla olmak üzere iki farklı hareket yapabilmektedir. Bu çalışmada özellikle girdap hareketi üzerinde durulacaktır. Girdap hareketinin detaylı olarak anlaşılması için son yıllarda gelişen lazer ve kamera teknolojileri kullanılması gerekmektedir. Bu sayesinde girdap hareketinden kaynaklı akış karakteristikliklerini detaylı olarak incelemek mümkün olabilecektir.

Bu çalışma kapsamında, çalışmaya özgü olarak, 9l silindir hacmine sahip bir dizel motorun hava emiş portunu temsil eden, hızlı prototipleme yöntemi kullanılarak bir prototip parça üretilmiştir. 9l silindir hacmine sahip motorun hava emiş kanalını temsil eden bu parça üzerinde balpeteği tork yöntemi kullanılarak ve supap verdiğimiz 1mm'lik artan mesafeler ile taranarak girdap katsayıları ölçülmüştür. Gerçekleştirilen belirsizlik analizi ile yapılan testin hata mertebesi belirlenmiştir.

Parçacık görüntülemeli hız ölçümü (PGHÖ) tekniği ile aynı parça üzerinde girdap ölçümü 2 boyutlu (2d/2c) ve 3 boyutlu (2d/3c) olarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. PGHÖ tekniği için de belirsizlik analizi yapılarak hata mertebesi belirlenmiştir. Yöntemler arasında bir karşılaştırma yapılmış ve dizel motor girdap oranı ölçümünde kullanılacak metodların değerlendirilmesi yapılmıştır. Böylece girdap oranına göre kullanılacak metod seçimlerini sağlayacak bir metodoloji üretilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Girdap hareketi, 2D PGHÖ, stereo PGHÖ, belirsizlik analizi

## Investigation of Air Movement in Cylinder in Diesel Internal Combustion Engines and Comparison of Measurement Methods

### ABSTRACT

Fuel and air mixture in the combustion chamber is not the homogeneous distribution. Although various models have been developed to understand the characterization of the mixture movement inside the cylinder, it is not well understood. Air movements in the cylinder have a great effect on engine combustion performance and engine emissions. During the suction of the engine, the air can discharge with different movements through to the cylinder as swirl and tumble. In this study, swirl performance is investigated with laser and camera technologies.

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 18 .10.2020

Kabul/Accepted : 22.12.2020

<sup>1</sup> Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Kocaeli  
yelkenburak@yahoo.com, ORCID: 0000-0001-6902-8528

<sup>2</sup> Dr., Ford Otosan Arge Merkezi, İstanbul, isavci@ford.com.tr, ORCID: 0000-0002-7923-6061

<sup>3</sup> Prof.Dr., Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Kocaeli  
ayberk@kocaeli.edu.tr, ORCID: 0000-0002-5043-788X



Within the scope of this work, a prototype part that represents the air intake port of a 9l diesel engine was manufactured with additive manufacturing method. Swirl coefficients were measured using the honeycomb torque method. The error level of the test was determined by the uncertainty analysis. Swirl measurement was performed with the particle imaging velocimetry (PIV) technique in two dimensions and three dimensions. The degree of error was determined by performing uncertainty analysis for the PIV technique as well. A comparison between the methods and evaluation of suitability was completed.

**Keywords:** Swirl, 2D PIV, Stereo PIV, Uncertainty analyze

## EXTENDED ABSTRACT

### 1. Introduction

Fuel and air mixture in the combustion chamber does not have the homogeneous distribution. Air movements in the cylinder have a great effect on engine combustion performance and engine emissions. Although various tests have been developed to understand the characterization of the mixture movement inside the cylinder, it is not well understood. During the suction of the engine, the air can discharge with different movements through to the cylinder as swirl and tumble. In this study, swirl performance is investigated with laser and camera technologies.

Researchers developed different swirl measurement methods such as hot-wire anemometry, laser doppler, and particle imaging velocimeter. (PIV). In this study, PIV technique was examined and used in experimental studies. The study focus on the effect of the two-dimensional and three-dimensional PIV measurements for the port development application. For this purpose, a prototype part which simulating a 9l diesel engine air intake duct was manufactured by using rapid prototype manufacturing method for specific use. As reference baseline measurement; the swirl ratio was determined by performing honeycomb torque port measurements on the rapid prototype part. 2-dimensional and 3-dimensional particle imaging velocimeter (PIV) measurements were performed on the same prototype part, and swirl ratios and swirl characteristics were examined comparatively. The uncertainty analysis of the obtained results was made and the accuracy of the measurements were examined for both honeycomb and PIV measurements.

### 2. Materials and Methods

A prototype part which represents the air intake port of a 9l diesel engine was manufactured with rapid prototype manufacturing method. It was ensured that the prototype part was geometrically identical to the 9l engine air intake port, and the required valve movement capability was added. Since both honeycomb torque measurement and particle imaging velocity measurements will be performed on the prototype part, the connection surfaces are designed and manufactured to be suitable for both test devices.

In this study, swirl ratio honeycomb measurement results at steady state flow conditions used as baseline reference measurements. Steady state swirl ratio measurement with honey comb is the state of art method. The working principle of honeycomb swirl anemometer is basically the measurement of the torque value from the honeycomb which mounted in the cylinder at the test bench. The tangential component of the air flow creates momentum on the honeycomb geometry in the test bench. The force on the honeycomb is measured with a torque meter. By using this angular momentum value, swirl ratio is calculated by using swirl ratio equation. This measurement is repeating for each valve lift starting from 1mm up to maximum valve lift values.

Particle Imaging Velocimeter (PIV) is one of the techniques used to measure the swirl ratio of the diesel engine in the cylinder. In particle imaging velocity measurement, a laser pulse device is used to create a plane to observe with laser beam. Single, two or more than two high speed cameras are used with PIV method. Depending on the number of the high speed cameras in the test setup, it is called as 2D PIV or 2d/2c PIV if only single camera is used. If two high speed cameras are used, it is called Stereo PIV or 2d/3c PIV. In this case, two cameras are using with different observation angles.

The error levels of the measurements were determined by uncertainty analysis. Kline and McClintock uncertainty analysis method used for honeycomb torque swirl measurement uncertainty. The PIV



technique is a swirl rate measurement technique currently under development. Measurements may include uncertainties caused by the angles of the cameras, reflections of the laser light and errors in the images. The degree of error was determined by performing Davis uncertainty module for PIV techniques.

### 3. Swirl Ratio and Particle Image Velocitometry measurement results

In order to determine the swirl ratio of the prototype part, constant flow bench honeycomb torque method was used. Swirl ratio measurements on the prototype part were carried out for each valve openings starting from 1 mm under constant flow conditions. This measurement results used as reference baseline measurement. PIV measurement was performed to understand the velocity magnitude, velocity index, and vortex characterization. Planar (2d/2c) and stereo (2d/3c) particle imaging velocity measurements performed on the prototype part as well. Both honeycomb torque swirl ratios, planar (2d/2c) and stereo (2d/3c) PIV test results compared.

Uncertainty analysis calculations by using Kline and McClintock has been done for honeycomb torque measurement. The uncertainty level of the results are acceptable. Also, by using Davis uncertainty module, uncertainty analysis completed for PIV measurements as well. It is observed that PIV measurements uncertainty is also at acceptable level.

### 4. Results

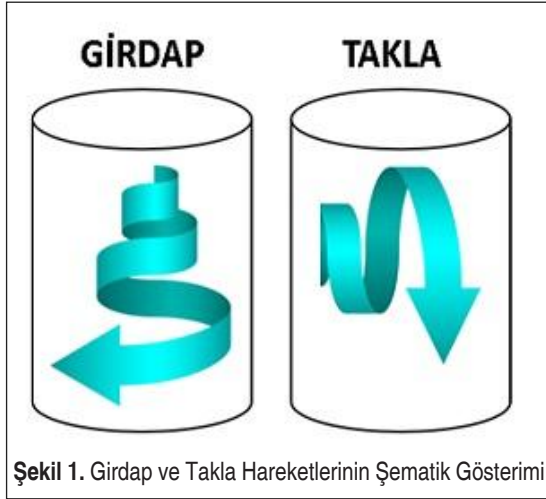
This study aims to reveal the differences between PIV measurement types and to reveal the suitability of this technique for engine port swirl measurements. The advantages of velocity measurement with 2-dimensional (2d/2c) PIV are easy setup, calibration and measurement. According to the measurements on the rapid prototype part, it was seen that the 2d / 2c PIV results could not accurately measure the velocity distribution and velocity index. However the swirl ratio measurements with 2d/3c PIV gave a comparable and more accurate result with the baseline reference honeycomb measurements. As a result, it can be stated that the 2d/2c PIV technique cannot provide sufficient and accurate data to the researchers in engine port swirl ratio measurements and studies in the automotive industry.

## 1. GİRİŞ

Hava/hava girişi kalitesi, enjeksiyon/yakıt parametreleri ve yakıt-hava karışımı motor performansını etkileyen en önemli parametreler arasında yer almaktadır. Bununla birlikte, motordan elde edilen güç, NOx/kurum emisyonları gibi emisyon parametreleri de temel anlamda bu üç parametreye bağlıdır.

Silindir içine püskürtülen yakıtın homojen olarak yanması motor veriminin yükselmesini sağlamak ve emisyonları düşürmektedir. Ancak yakıtın yanma parametrenin sayısının fazla olması ve fiziğinin karmaşıklığından dolayı silindir içindeki yanma olayını optimize etmek oldukça zordur [1]. Yanmanın bağlı olduğu parametreler arasında yakıt damlacık boyutu ve yakıt enjeksiyon basıncı gibi parametreler önemli yer tutmaktadır. Yanmanın performansını etkileyen en önemli parametrelerden biri de sıkıştırma işlemi sonundaki silindir içindeki akışın yapısıdır. Akış yapısı havanın girişi esnasında başlar ve sıkıştırma işlemi sırasında gelişmektedir [2].

Silindir içine alınmakta olan havanın 2 farklı akış yapısında olduğu görülmektedir. Bunlardan birincisi girdap (swirl), ve diğeri takla (tumble). Şekil 1’de girdap ve takla hareketi şematik olarak gösterilmektedir.



Silindir içindeki girdap hareketinin sebepleri, karakteristiği ve yanma performansına olan etkileri üzerine çalışmalar ve yayınlar devam etmektedir. Silindirde istenen girdap modelini elde etmek amacıyla, tasarım optimizasyonu için test düzenekleri kullanılmaktadır. Bu sayede giriş stroku, sabit bir supap kaldırma ile baştan sona akış kurulumuna kıyasla çok daha gerçekçi bir şekilde simüle edilebilmektedir [3]. Girdap hareketini etkileyen önemli parametrelerden biri motordaki hava emiş kanalının tasarımıdır. Hava emiş kanalının açılma pozisyonunu parçacık görüntülemeli hız ölçü-





mü metodu ile inceleyen çalışmalarda farklı açısız pozisyonlardaki çeşitli hava emiş geometrilerinin motor performansına olan etkileri bir test motoru üzerinde testlerle incelenmiş ve girdap ve takla karakteristiklerinin farklı portlar arasında benzer olduğu, bununla birlikte açısız pozisyonlara göre farklılık gösterdiği ortaya koyulmuştur [4]. Bununla birlikte silindir kafasındaki supapların açıklıkları açısından, tamamen açık supabın, en güçlü büyük ölçekli yapıları verirken, daha küçük açıklıklar ile daha büyük miktarda kinetik enerji, küçük ölçekli türbülansa dönüştürüldüğü gözlemlenmiştir [5].

Parçacık görüntülemeli hız ölçümü tekniğinin en büyük zorluklarından birisi, girdap hareketinin silindir içinde oluşması ve silindir içindeki hacmin görüntülenmesi gerektirir. Bu zorluğu aşabilmek için saydam bir dizel motor üzerinde parçacık görüntülemeli hız ölçümü tekniği kullanılarak testler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen ölçüm sonuçları istatistiksel olarak analiz edilmiş ve gruplandırılarak motorun çevrimleri arasındaki hareketler belirlenmiştir. Özellikle çevrimler arasında akışın girdap hareketinin vortex tipten dairesel tipe geçiş yaptığı belirlenmiştir [6]. Parçacık görüntülemeli hız ölçümü metodu kullanılırken ölçüm alınan yüzeyin seçimi önemlidir. Farklı yüzeylerden ölçümler alınarak ve kararlı akış rejiminde 2 boyutlu ve 3 boyutlu ölçümler gerçekleştirilerek girdap mekanizmasının zamana karşı olan davranışı irdelenmiştir. [7]. Benzer inceleme ve test çalışmaları ağır dizel motor gibi farklı motorlar üzerinde de gerçekleştirilmiştir. Motor üzerinde gerçekleştirilen testlerde, girdap hareketi, hem torkmetre, hemde parçacık görüntülemeli hız ölçümü metodları ile ölçümler alınarak incelenmiştir. Bu ölçümler ile birlikte teğetsel hız profili belirlenmiş, teorik hesaplamalar ile elde edilen girdap sayısı ile yapılan ölçüm sonuçları karşılaştırılmış ve akışın türbülans karakteristiğini belirlenmiştir [8]. Son dönemde yapılan parçacık görüntülemeli hız ölçümü çalışmalarında parçacık konumlarını başarılı bir şekilde yeniden yapılandırmak için hesaplama süresini yüksek bir doğrulukla önemli ölçüde azaltmak amacıyla sinir ağı modeli de kullanılmaktadır [9].

Tüm bu çalışmaların yapılması ile birlikte parçacık görüntülemeli hız ölçümü tekniği her ölçümde olduğu gibi hata ve belirsizlik içermektedir. Yapılan bazı çalışmalarda parçacık görüntülemeli hız ölçümü hata kaynakları üzerinde yoğunlaşmıştır. Özellikle partikül yoğunluğu, partikül çapı, hız gradyanı ve partikül yer değiştirmesi parametreleri üzerinde çalışmalar yürütülmüştür. Dört boyutlu bir belirsizlik yüzeyi oluşturulmuş, parçacık görüntülemeli ölçüm metodu algoritması oluşturularak bir metodoloji geliştirilmiştir [10]. Veri toplama sisteminin zamanlaması ve senkronizasyonu, aydınlatma, parçacıkların mekanik özellikleri, bunların görüntülenmesi, parçacık hareketinin analizi, veri doğrulama ve tüm ölçüm zinciri parçacık görüntülemeli hız ölçümü metodunun hata kaynaklarına örnek olarak verilmektedir. Parçacık görüntülemeli hız ölçümlerinin belirsizliği, genel bir rakam sağlayan öncül yaklaşımlarına ve veriye dayalı olan ve belirli veri setlerinin belirsizliğini ölçmeyi amaçlayan soncul yaklaşımlarından oluşmaktadır [11]. Aynı zamanda ölçümdeki belirsizliklerin mini-



mize edilmesi ve hata oranının azaltılmasını amaçlamak için parçacık görüntülemeli hız ölçümü tekniği kullanılarak 2 boyutlu ve 3 boyutlu ölçümler gerçekleştirilmiş ve hata oranı üzerine yoğunlaşmıştır. Kalibrasyon değişiklikleri yapılarak ve transformasyon üzerinde iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir [12]. Parçacık görüntülemeli hız ölçüm metodlarında çalışılan pratik konulardan biri de, hızlı kamera sayısının artırılması ile yüksek bir doğruluk sağlamak için hesaplama süresini optimize etmektir [13]. PGHÖ metodu, araştırmacılar tarafından kullanılması ile birlikte hala haza zırda geliştirilmekte olan bir tekniktir. Yapılan bir çalışmada parçacık görüntülemeli hız ölçümü için parçacık görüntü yoğunluğu, parçacık özellikleri ile sistemdeki tepe büyüklüklerinin nasıl değiştiğine dair bir korelasyon elde edilmiştir. Bu çalışmanın devamı olarak sorgulama bölgesi büyüklüğü, aydınlatma yoğunluğu, görüntü büyüklüğü parametreleri ve etkileri incelenmiştir [14].

Parçacık görüntülemeli hız ölçüm metodunun belirsizlik analizi de çalışmalarda önemli bir yer tutmaktadır. Deneysel olarak yapılan parçacık görüntülemeli hız ölçümü ile birlikte belirsizlik analizi de gerçekleştirilmektedir. Birbirinden farklı belirsizlik analizi metodları karşılaştırılmakta, karşılıklı olarak güçlü ve gelişime açık yönleri araştırılmaktadır. Ölçüm hataları için görüntü eşleştirme ve korelasyon istatistikleri yaklaşımlarının hassasiyet oluşturdukları gözlemlenmiştir ve özellikle parçacık görüntülemeli hız ölçümü metodu için lazer ışığının yansıma sorunu ele alınmıştır [15]. Hata kaynaklarının araştırılması için kullanılan önemli bir araçta hesaplamalı akışkanlar metodudur. Hesaplamalı akışkanlar alanının temel özellikleri kullanılarak, hata kaynakları araştırılmış, bir belirsizlik niceleme yöntemi önerilmiş ve diğer belirsizlik yöntemleri ile karşılaştırmalar yapılmıştır [16].

Literatürdeki inceleme çalışmalarında parçacık görüntülemeli hız ölçüm metodunun halen geliştirilmekte olduğu, farklı belirsizlik hesaplama yaklaşımlarının olduğu, çeşitli araştırmacılar tarafından farklı uygulama ve çalışmalarda kullanılmakta olduğu görülmüştür. Ayrıca literatürdeki çalışmalar basit test düzenekleri ile yapılmaktadır. [6] [7] [8] [17] Tamamlanan çalışmada ise motor silindir içi akış gibi karmaşık uygulamalarda farklı PGHÖ ölçüm metodolojisinin sonuçları tartışılmıştır.

Yapılan bu çalışma kapsamında, çalışmaya özgü kullanılmak üzere, 9l silindir hacmine sahip bir dizel motorun hava emiş kanalını simüle eden prototip parça, hızlı prototipleme yöntemi ile imal edilmiştir. Prototip parça üzerinde balpeteği tork port ölçümleri, her 1 mm supap açıklığı için gerçekleştirilerek referans girdap oranı ölçümü elde edilmiştir. Aynı parça üzerinde 2 boyutlu ve 3 boyutlu parçacık görüntülemeli hız ölçümleri (PGHÖ) gerçekleştirilerek testler tamamlanmış ve karşılaştırmalı olarak girdap oranları ile girdap karakteristikleri irdelenmiştir. Elde edilen sonuçların belirsizlik analizleri yapılarak ölçümlerin doğruluğu karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu çalışmanın literatüre olan katkısı port gibi karmaşık akış uygulamalarında 2 boyutlu ve 3 boyutlu parçacık görüntülemeli ölçüm metodlarının farklılıklarının ortaya



konması ve otomotiv sektöründe bir dizel motorun girdap katsayısı belirleme çalışmasında, incelenen ölçüm metodlarından test edilecek olan motorlara uygun olanını ortaya çıkartmaktadır.

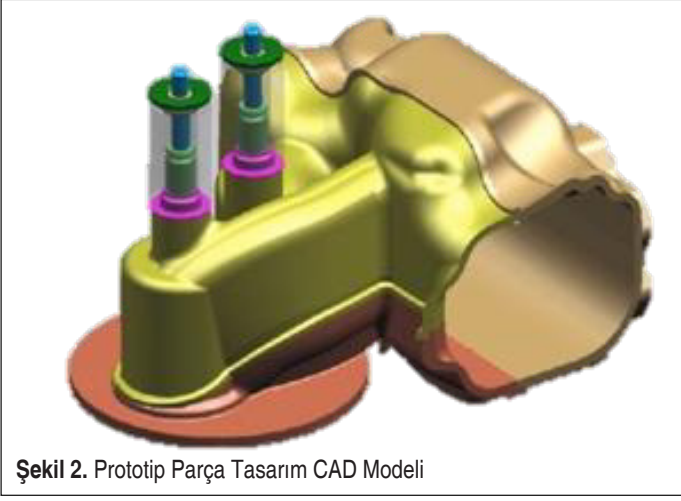
## 2. MALZEME VE YÖNTEM

Silindir içindeki hava hareketlerini incelemek için zaman içinde geliştirilmiş ve uygulanmakta olan birden fazla test yöntemi mevcuttur. Özellikle girdap hava hareketini ölçmek amacıyla kullanılan bu yöntemler için test cihazının kalibrasyonundan ve test yönteminin tekrarlanabilir olduğundan emin olunmalıdır [6] [18].

Yukarıda bahsedilen ve bir dizel motorun silindir içindeki girdap hareketini ölçmek için kullanılan teknikler arasında Sıcak Telli Anemometre (STA), Lazer Doppler Hız Ölçeri (LDHÖ), Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçeri (PGHÖ) sayılabilir. Lazer doppler hız ölçeri ve parçacık görüntülemeli hız ölçeri test metodları göreceli olarak diğer yöntemlerden daha pahalıdır [19] [20]. Parçacık görüntülemeli hız ölçümünde lazer ışını ile gözlem yapmak üzere düzlem oluşturmak için bir lazer atım cihazı ve metoda göre tek, iki veya ikiden fazla yüksek hızlı kameralar kullanılmaktadır [15].

Yapılan bu çalışmada, referans ölçüm olarak 9l silindir hacmine sahip bir dizel motoru temsil eden prototip parçanın testlerini gerçekleştirmek için öncelikle balpeteği tork ölçüm metodu ile girdap oranı ölçülmüştür. Ardından, 2 boyutlu ve 3 boyutlu parçacık görüntülemeli hız ölçümü metodu ile girdap oranı ölçümleri gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. 9 litre silindir hacmine sahip dizel motor üzerinde testlerin gerçekleştirilmesi ve sonuçların karşılaştırılması olarak planlanmıştır. Çalışmada kullanılması planlanan silindir blokta olabilen imalat kaynaklı hatalar sebebiyle akış karakteri değişebilir [21] [22]. İmalat kaynaklı hatanın oluşmaması için çok hassas olarak bu çalışmaya özel ve özgü olarak 9l silindir hacmine sahip motoru temsil eden, hızlı prototipleme yöntemi ile plastik prototip bir parça imal edilmiştir. Prototip parça üretilirken 9l silindir hacmine sahip motor CAD dosyası kullanılmış ve prototip parçanın ölçüsel, geometrik olarak 9l silindir hacmine sahip motor ile aynı olması sağlanmış, ayrıca testlerde gereken supap hareket kabiliyeti eklenmiştir. Prototip parça üzerinde hem balpeteği tork ölçümü, hemde parçacık görüntülemeli hız ölçümü yapılacağından bağlantı yüzeyleri her iki test cihazına da uygun olacak şekilde tasarlanmış ve üretilmiştir. Kullanılan CAD dosyası Şekil 2’de görülmektedir. Hızlı prototipleme yöntemi ile üretilen plastik prototip parça ise Şekil 3’te görülmektedir.

Prototip parça üretimi için PLA malzeme kullanılmıştır. Geometrik olarak hava emiş kanallarını, hava dağıtısının bir parçasını ve hava akış kanalının geometrisini tamamen temsil etmektedir. Ayrıca supap yaylarını, emme supaplarını, supap kaidelerini de içermektedir. Valfler testlerde kontrollü olarak açılmak üzere mekanik olarak kapalı ve açılabilir durumdadır.



## 2.1 Girdap Oranı Ölçüm Düzeneği

Sürekli akış düzeneği, motor silindiri içerisinde gerçekleşen hava hareketlerinin sabit akış koşulları altında ölçülebilmesini sağlamaktadır. Bu sayede hava emiş kanalının girdap ve takla hareketi üretebilme performansı ve bu hareketlerin şiddet seviyeleri ölçülebilmektedir.

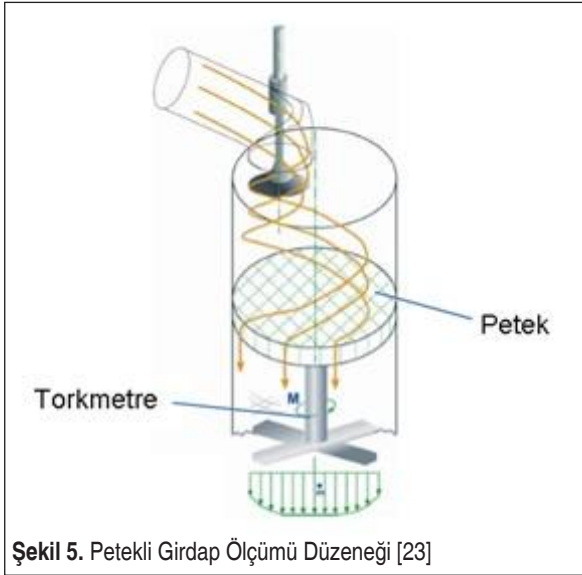


Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen testler sırasında kullanan sürekli akış test düzeneği Şekil 4’te gösterilmektedir. Bu sistem dizel motorlar için girdap oranının belirlenmesi için kullanılmakta ve ayrıca parçacık görüntülemeli hız ölçüm düzeneği için de bir modülü bulunmaktadır



Şekil 4. Kararlı Akış Test Cihazı

Girdap oranı ölçüm cihazında, prototip parçanın bağlantısının altında bir petek yapısı mevcuttur. Petek yapısının bağlı olduğu bir torkmetre, havanın açısıl momentinin ölçülmesini sağlamaktadır. Balpeteği parçası, ölçüm yapılacak prototip parçaya 120mm mesafede pozisyonlandırılmıştır ve hava akışının aksel olmayan bileşenini sönmölemektedir. Sönümleme, açısıl momentum korunum denklemlerine göre balpeteğini

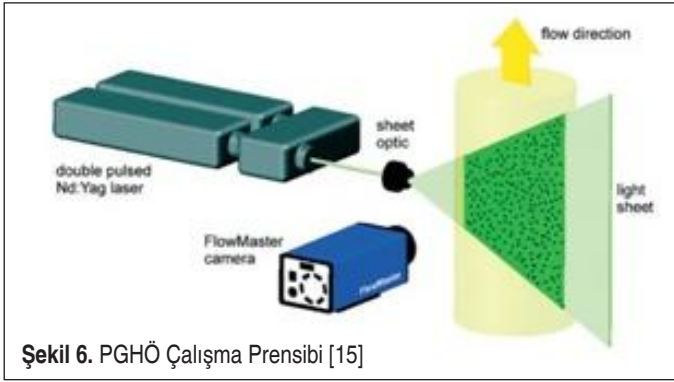


Şekil 5. Petekli Girdap Ölçümü Düzeneği [23]

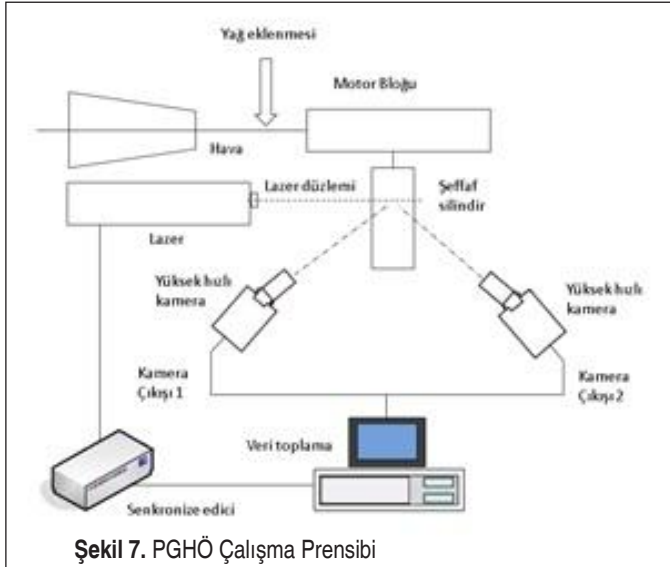
dönmeye zorlayan bir kuvvete neden olmakta ve bu kuvvet torkmetre ile ölçülmektedir. Ölçülen açısız kuvvet değeri girdap oranı denklemlerinde kullanılarak girdap oranı hesabı yapılmaktadır (Şekil 5).

## 2.2 Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PGHÖ)

Parçacık görüntülemeli hız ölçüm (PGHÖ) sistemi, testler sırasında akış alanına müdahale etmeyen bir metod ile deneysel veri üretebilen bir tekniktir. Akış alanı kameralar ile görüntülenmekte ve hız vektörleri elde edilmektedir. Parçacık görüntülemeli hız ölçüm sistemi, akış alanının detaylı olarak incelenmesi ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri ile elde edilen sonuçların doğrulanması gibi amaçlar için birçok uygulamada kullanılmaktadır.



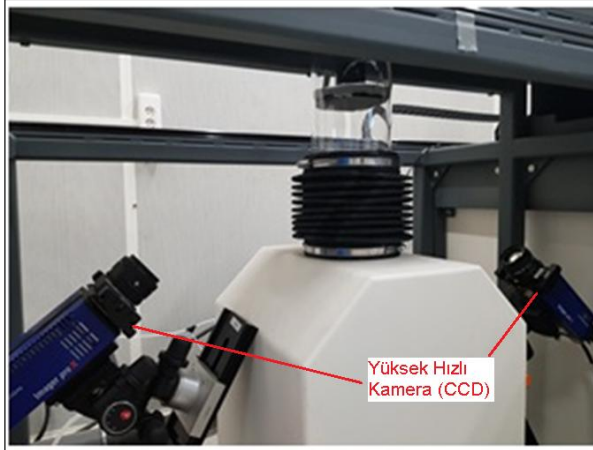
Şekil 6. PGHÖ Çalışma Prensibi [15]



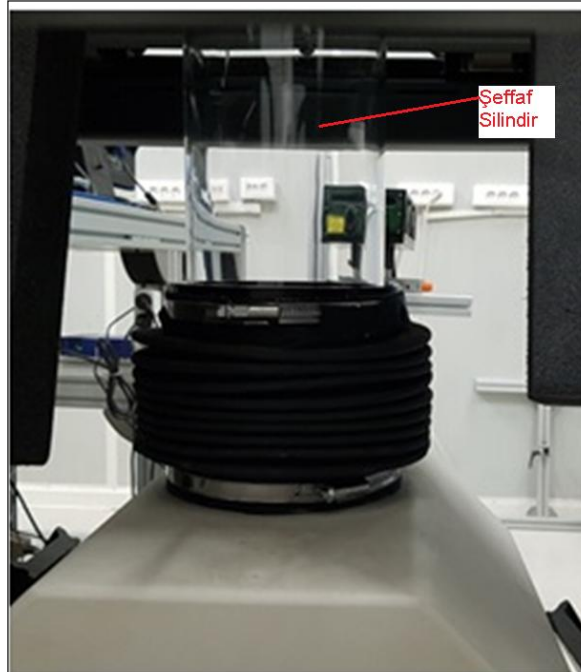
Şekil 7. PGHÖ Çalışma Prensibi







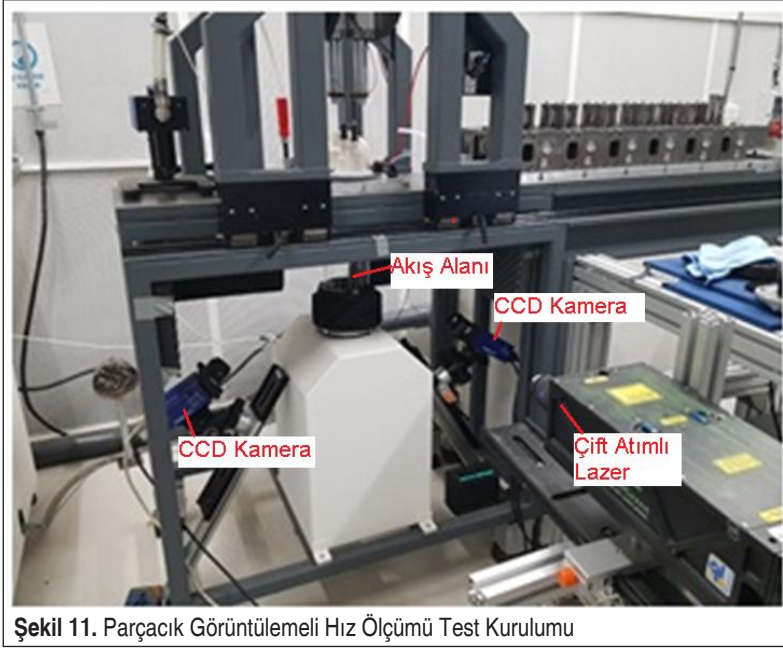
Şekil 9. Stereo PGHÖ (2d/3c) Test Kurulumu



Şekil 10. PGHÖ Ölçüm Sistemi Şeffaf Silindir Duvarı ve Lazer Atım Cihazı

içinden geçen bir lazer düzlemi oluşturulmaktadır. Hava emiş kanalından silindir içine gönderilen parçacıklandırılmış hava akışı Şekil 11’de görüldüğü gibi yüksek hızlı kameralar yardımıyla görüntülenmektedir.





Şekil 11. Paracak Görüntülemeli Hız lm Test Kurulumu

Ölüm alma işlemi yapılmadan önce hızlı kameralar ve lazer düzleminin eşleşmesini sağlamak üzere kalibrasyon işleminin yapılması gereklidir. Bu kalibrasyon işlemi için Şekil 12’de görülen kalibrasyon düzlemi kullanılmaktadır.



Şekil 12. Kalibrasyon Düzlemi



Şekil 13. Kalibrasyon Düzlemi Montajı Şekli

Şeffaf silindirik duvarı içine kalibrasyon düzlemi Şekil 13'te gösterildiği üzere yerleştirildikten sonra lazer ışını düzlemi ile kalibrasyon düzlemini eşleştirilerek ve hızlı kamera ile bu noktaların görüldüğü belirlenerek kalibrasyon işlemi tamamlanır. Kalibrasyon işlemleri tamamlandıktan sonra kalibrasyon düzlemi şeffaf silindirik duvarından çıkartılarak testler gerçekleştirilir.

## 2.4 Belirsizlik Analizi

Gerçekleştirilen testler ve deneyler sırasında elde edilen ölçüm sonuçları belirsizlik de içermektedir. Belirsizlik ve hata kaynağını belirlemek ve minimize etmek için önemlidir. Testler ve deneyler sırasında elde edilen test sonuçlarındaki hata, temel olarak 2 farklı şekilde oluşabilmektedir. Bunlar ölçüm cihazlarından, ölçüm hassasiyetinden veya testi gerçekleştiren kişiden kaynaklanabilmektedir. Gerekli olan eğitimlerin verilmesi ile test yapan kişiden kaynaklanan hataların giderilmesi mümkündür. Ancak test cihazlarından kaynaklanan hataların belirlenebilmesi her zaman mümkün olmayabilir [24]. Test cihazlarından kaynaklanan hatayı belirleyebilmek için birçok metod geliştirilmiştir. Kline ve McClintock tarafından geliştirilen metod bunlardan biridir [25].

DeneySEL bir çalışmanın sonucunda elde edilen büyüklük "R" olsun. Eğer bu büyüklük  $v_1, v_2, \dots, v_n$  ölçüm büyüklüklerine bağlı olarak  $R = R(v_1, v_2, \dots, v_n)$  biçimindeki bir fonksiyon ile ifade ediliyorsa ve bu değişkenlerin belirsizlik değerleri  $w_1, w_2, \dots, w_n$  ise; R-sonuç fonksiyonunun ölçüm belirsizliği, RSS (root sum square) metodu ile bulunur [24] [18].

Bu durumda v değişkeninin, w belirsizliği;

$$\pm w = k\sqrt{(A_1)^2 + (A_2)^2 + \dots + (B_1)^2 + (B_2)^2 + \dots} \quad (1)$$



ifadesi ile bulunur. Burada rastgele hataları  $A_1, A_2, \dots$  ve sistematik hataları  $B_1, B_2, \dots$  göstermektedir. Rastgele ve sistematik hatalar aynı güvenilirlik seviyesine dönüştürülür ve vektörel olarak toplanırlar. Buradaki “k” değeri yukarıda tanımlanmış olan “coverage factor” dur. Bu metod, bütün ölçüm değişkenlerine uygulanır ve  $w_1, w_2, \dots, w_n$  bulunur.

Kline ve McClintock belirsizlik analizi yönteminde  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  olan her bir bağımsız değişkene ait hata oranları  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ve R büyüklüğünün hata oranı  $w_R$  ile gösterilir ise Kline ve McClintok belirsizlik analizi denklemi aşağıdaki gibi gösterilmektedir (2), (3);

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

veya

$$\frac{w_R}{R} = \left[ \left( \frac{w_{x1}}{x_1} \right)^2 + \left( \frac{w_{x2}}{x_2} \right)^2 + \left( \frac{w_{x3}}{x_3} \right)^2 + \dots + \left( \frac{w_{xn}}{x_n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

## 2.5 Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü Belirsizlik Analizi

Parçacık görüntülemeli hız ölçümü (PGHÖ) düzlemsel veya bir hacimsel bir akış alanı içinde ölçüm yapabilmek için kullanılan metodlardan biridir. PGHÖ metodu aktif olarak birçok sektörde kullanılmaktadır. Bununla birlikte araştırılması ve geliştirilmesi gereken bazı kısıtlamalar içermektedir. Bunlar; aydınlatma ve görüntüleme sistemi için optik cihaz ihtiyacı, ölçüm hacminin veya alanının sınırlı olması, zamana bağlı ölçümlerin doğruluğunun azalması ve belirsizlik içeren ölçümlerdir. PGHÖ metodu temel olarak akış alanı içerisinde yüksek hızlı kameralar aracılığı ile alınan görüntülerin eşleştirilmesi kavramına dayanmaktadır. Kararlı akışın devam ettiği sırada ardarda görüntüler alınır ve bu görüntüler akıştaki hız alanına göre eşleştirilir. Eşleştirilen görüntülerdeki parçacık görüntülerinin konumları arasındaki yer değiştirme daha sonra ölçümdeki belirsizliği elde etmek için hesaplanmaktadır. Ölçüm belirsizliğini belirleyebilmek için kullanılan görüntü eşleştirme yaklaşımı önemli yaklaşımlardan biridir.

Farklı belirsizlik yöntemleri PGHÖ metodundaki belirsizliği belirleyebilmek için kullanılabilir. Düşük zerrecik yoğunluğu ve küçük parçacık görüntülerinin olduğu durumlarda sayısal simülasyonlara dayanan yöntemler daha doğru sonuçlar verebilmektedir. Görüntülerde oluşan lazer ışığı yansımaları kaldırılmadığında ölçüm sonucunda elde edilen hız alanında boşluklar yani bozuk, hatalı veya eksik veri kümelerine rastlanabilir. Bu boşluklar lazer sisteminden, görüntüleme sisteminden veya oluşan yansıma ve gölgelerden kaynaklanabilir.

Kullanılan akış test cihazı, deney aparatının kurulumu, görüntü kayıt prosesi ve veri

değerlendirme yöntemleri PGHÖ metodundaki hata kaynakları arasında sayılabilir.

Hem iki boyutlu düzlemsel PGHÖ, hemde üç boyutlu stereo PGHÖ birçok ve çeşitli parametrelerin karmaşık bir fonksiyonudur. Buna ek olarak stereo PGHÖ metodu iki boyutlu PGHÖ (2d/2c) ölçümündeki hatalara ilave olarak hız ölçümündeki kayıt hatalarını da içerebilmektedir. Son dönemde ölçüm hatalarını minimize edebilmek ve dolayısıyla ölçüm doğruluğunu sağlayabilmek için optimizasyon çalışmaları ön plana çıkmaktadır. Üç boyutlu Stereo PGHÖ'nün sahip olduğu belirsizlik, iki boyutlu PGHÖ'nün her kamera için sahip olduğu belirsizliğin ve stereo kalibrasyon prosedüründen kaynaklanan belirsizliğin bir karışımıdır. Düzlemsel iki boyutlu PGHÖ belirsizliğini ölçebilmek için farklı metodlar mevcut olmasına rağmen kesin ve tam bir belirsizlik ölçümü mevcut değildir. Benzer şekilde üç boyutlu stereo PGHÖ içinde belirsizlik hesabı için yaklaşımlar mevcuttur. Bununla birlikte hala hazırda bir çerçeve oluşturma ve geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Stereo PGHÖ metodunda 2 kamera kullanılmaktadır ve aynı akış alanına 2 farklı kamera farklı bakış açıları ile bakılmaktadır. Dolayısıyla aynı akış alanının 2 açılı görüntüleri kullanılarak ve birbirleri ile eşleştirilerek düzlem dışı olan hız bileşenini çözmek için kullanılmaktadır. Fiziksel koordinat sistemindeki belirsizlik, haritalama fonksiyon katsayılarındaki belirsizlik, açılardaki belirsizlikler, kamera açıları ile üçgenleştirilmiş z eksenindeki belirsizlik ve çeşitli kamera bozuk ve hatalı görüntüleri stereo PGHÖ prosesi için belirsizlik kaynakları olarak belirtilebilir.

### 3. GİRDAP ORANI VE PARÇACIK GÖRÜNTÜLEMELİ HIZ ÖLÇÜMÜ SONUÇLARI

Bu çalışma kapsamındaki gerçekleştirilen testler, 9 litre silindir hacmine sahip motoru temsil eden ve bu çalışmaya özgü olarak üretilen hızlı prototipleme yöntemi ile üretilen prototip parça kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Temsil edilen motora ait olan bilgiler ise Tablo 1'de gösterilmektedir.

**Tablo 1.** 9 Litre Motor Karakteristik Bilgileri

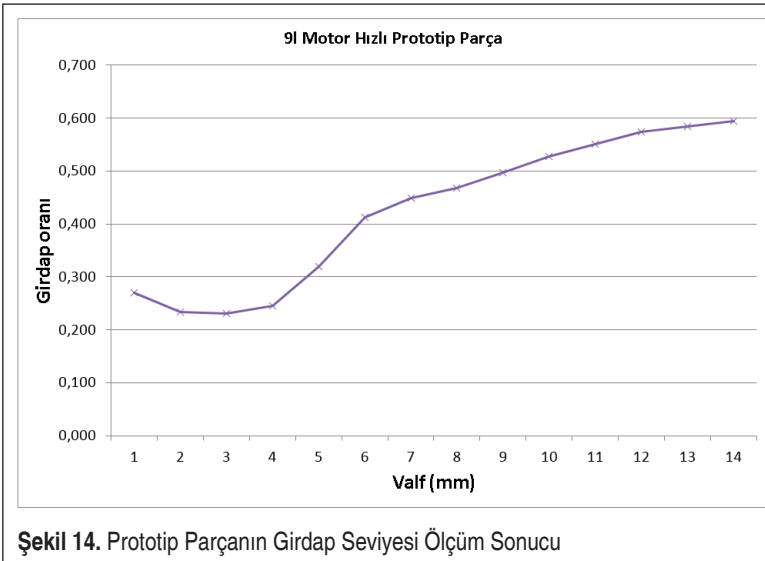
Silindir hacmi	8,974 cc
Silindir çapı	115 mm
Silindir Sayısı	6
Valf Sayısı	4
Güç (1900 dd)	243kW
Tork (1200-1700 dd)	1300 Nm
Yakıt sistemi	Common rail
Sıkıştırma Oranı	17:1



Prototip parçanın girdap oranının belirlenmesi için sabit akış tezgahı balpeteği tork metodu kullanılmıştır. Prototip parça üzerindeki girdap oranı ölçümleri sabit akış koşullarında 1 mm'den başlayarak her bir supap açıklığı için gerçekleştirilmiştir. Supap açıklıkları, test cihazında pozisyon sensörleri tarafından otomatik olarak ayarlanmaktadır. Bu sayede ölçüm durmaksızın veya tekrar manuel kalibrasyon yapma gereği olmadan devam etmekte, böylelikle test güvenilirliği ve tekrar edilebilirliği sağlanmaktadır. Girdap oranı ölçümü sırasında silindir basıncı ve atmosfer basıncı arasındaki fark 500 mmSS (su sütunu) olarak sabitlenmiş ve ölçümler gerçekleştirilmiştir. Prototip parçanın supap açıklığına bağlı girdap oranı grafiği Şekil 14'te gösterilmektedir.

Sabit akış test cihazında girdap oranı ölçülen prototip parça üzerinde, bu çalışmanın önemli bir bölümü olarak 2 boyutlu ve 3 boyutlu parçacık görüntülemeli hız ölçümü testleri de gerçekleştirilmiştir. 2 boyutlu (2d/2c) PGHÖ metodunda ölçüm tek kamera kullanılarak yapılmakta iken 3 boyutlu stereo (2d/3c) PGHÖ tekniğinde ise iki kamera birlikte kullanılmaktadır. Tek kamera kullanılmasından dolayı 2d/2c PGHÖ'nün avantajı test düzeneğinin kurulum kolaylığıdır. Buna karşın 2d/3c PGHÖ tekniğinde ise, birbirleri ile bağlantılı çalışan 2 kamera kullanılmasından dolayı özellikle kurulum ve kalibrasyon prosesi karmaşıktır.

2d/2c PGHÖ kurulumunda lazer ışık düzlemi silindiri negatif z yönünde aydınlatmaktadır ve kullanılan tek kameranın bu düzleme bakış açısı 45 derecedir. Elde edilen görüntüdeki düzlemin sol tarafı, kameranın bakış açısından dolayı çarpık olarak oluşmaktadır. Bu bölgedeki hız bilgisi iyi bir şekilde yakalanamamaktadır. Buna karşın 2d/3c testlerinde ise Şekil 9'da gösterilen düzenek kullanılmaktadır. Bu kurulumda 2 kamera

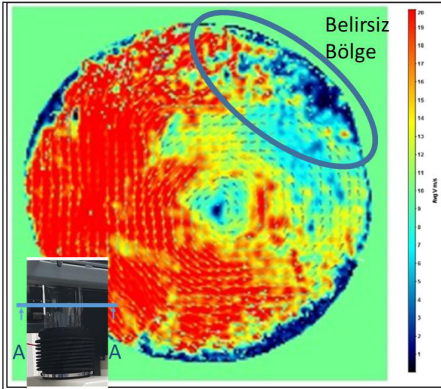


mevcuttur ve ters yönde düzleme 45 derece bakış açısına sahip olacakları şekilde monte edilirler. Ölçüm işlemi öncesi kalibrasyon plakası kullanılarak her iki kameranın görüntüleri üstüste bindirilerek ve eşleştirilerek kalibrasyon işlemi tamamlanır.

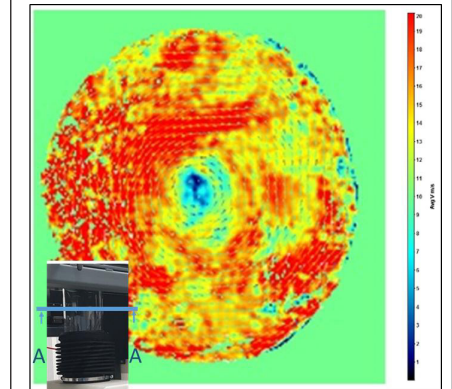
Bu çalışmada prototip parça üzerinde yapılan 2d/2c ve 2d /3c PGHÖ testleri ile her iki farklı kurulumdan kaynaklanan sonuçlar incelenecektir. Ayrıca sonuçlar değerlendirilerek her iki tekniğin emme kanalı geliştirme çalışmalarına uygunlukları üzerine karşılaştırmalı olarak durulacaktır.

Prototip parçanın 11mm valf açıklığı için 2d/2c akış girdap oranı ölçüm sonucu Şekil 15’te gösterilmektedir. Referans ölçüm olan, balpeteği tork ölçümlerinde aynı valf açıklığı için ölçülen değer 0,55 idi. Ancak 2d/2c PGHÖ ölçümü 0,45’dir. Bu nedenle PGHÖ tekniğini geliştirme çalışmalarının devam etmesi gerektiği söylenebilir.

Aynı prototip parça üzerinde yapılan 2d/3c PGHÖ ölçüm sonuçlarında, İki kamera kullanıldığından ölçüm sonucunda akış hızı girdap merkezinin silindirin etrafına daha homojen bir şekilde yayılmış olduğu görülmektedir (Şekil 16). Bu ölçümde belirsiz alan bulunmamaktadır. Bu ölçüm sonucu ise 0,52’dir.



Şekil 15. 2 Boyutlu(2d/2c) PGHÖ Ölçümü



Şekil 16. 3 Boyutlu (2d/3c) PGHÖ Ölçümü

### 3.1 Girdap Oranı Tork Ölçümü Belirsizlik Analizi

Bir akışın sahip olduğu girdap katsayısı formülü aşağıda belirtilmektedir. Girdap katsayısı, birimsiz bir akış değeridir.

$$D = \frac{M * R_{cyl}}{\rho_{cyl} * V_{cyl}^2} \quad (4)$$

Burada;

D = Girdap Katsayısı



$V_{cyl} =$  Hava akış debisi ( $m^3/s$ )

$M =$  Balpeteği üzerindeki Moment (Nm)

$R_{cyl} =$  Silindirik tüp yarıçapı (m)

$\rho_{cyl} =$  Balpeteğinden önceki hava yoğunluğu ( $kg/m^3$ ) ifade etmektedir.

$$\rho_s = \frac{p_1}{R * T} * \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{K}} \quad (5)$$

Eğer 4 nolu denklemde yerine konulursa;

$$D = \frac{M * R_{cyl}}{\frac{P_1}{R * T} * \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{K}} * V_{cyl}^2} \quad (6)$$

Girdap katsayısı belirsizlik denklemi aşağıdaki denklem 7 deki gibi ifade edilir.

$$w_D = \pm \left[ \left( \frac{\partial D}{\partial M} w_M \right)^2 + \left( \frac{\partial D}{\partial T} w_T \right)^2 + \left( \frac{\partial D}{\partial P} w_P \right)^2 + \left( \frac{\partial D}{\partial V} w_V \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

veya

$$\frac{w_D}{D} = \pm \left[ \left( \frac{w_M}{M} \right)^2 + \left( \frac{w_T}{T} \right)^2 + \left( \frac{w_P}{P} \right)^2 + \left( \frac{w_V}{V} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

Benzer şekilde kütleli debi ve akış katsayısı içinde belirsizlik analizi için hesaplanan formüller aşağıda verilmiştir.

Kütleli debi belirsizlik denklemi;

$$\frac{w_{\dot{m}}}{\dot{m}} = \pm \left[ \left( \frac{w_T}{T} \right)^2 + \left( \frac{w_P}{P} \right)^2 + \left( \frac{w_V}{V} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

Akış katsayısı belirsizlik denklemi;

$$\frac{w_D}{D} = \pm \left[ \left( \frac{w_M}{M} \right)^2 + \left( \frac{w_T}{T} \right)^2 + \left( \frac{w_P}{P} \right)^2 + \left( \frac{w_V}{V} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

Sabit akış tezgahı balpeteği tork metodu kullanılarak yapılan testlerde ölçülen parametreler; sıcaklık, hava akışı, tork ve basınç değerleridir. İlgili test cihazı üreticisi tarafından bu parametrelerin ölçümleri için verilen sensör hata (ölçüm hassasiyet) oranları aşağıdaki gibidir:



Basınç sensörü hata değeri;	+/- 0.05 %
Sıcaklık sensörü hata değeri;	+/- 0.5 °C
Debimetre hata değeri;	+/- 2 %
Torkmetre sensörü hata değeri;	+/- 0.1%

9l silindir hacmine sahip motor prototip parçası için girdap oranı belirsizlik analizi sayısal hesaplaması yapılırsa;

$$\frac{w_D}{D} = \pm \left[ \left( \frac{0.1}{90.44} \right)^2 + \left( \frac{0.5}{27.92} \right)^2 + \left( \frac{0.0005}{610.39} \right)^2 + \left( \frac{0.02}{396.07} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

Belirsizlik değeri 0,018% olarak hesaplanır.

Kütleli debi ve akış katsayısı için belirsizlik analizi için sayısal hesaplaması yapılırsa;

Kütleli debi belirsizlik değeri 0,019% olarak hesaplanır.

Akış katsayısı için belirsizlik değeri 0,019% olarak hesaplanır.

### 3.2 Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü Belirsizlik Analizi

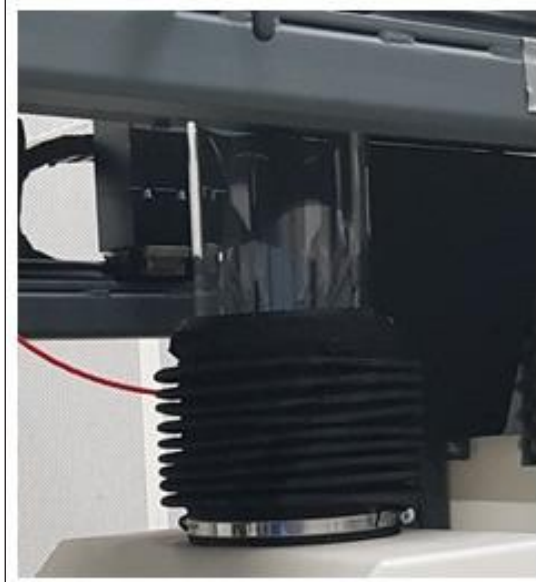
Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen PGHÖ'lerinin hata oranını belirleyebilmek için belirsizlik analizleri gerçekleştirilmiştir. PGHÖ belirsizlik analizi için Davis belirsizlik modülü kullanılmıştır. Bu metodoloji teknik özellik açısından özellikle 2d/2c ve 2d/3c PGHÖ için anlık hız vektörleri için bir belirsizlik değeri sağlayabilmektedir. Ayrıca ölçüm sırasında kameralar tarafından kaydedilen görüntülerdeki hata kaynakları detaylı bir şekilde gösterebilmektedir.

2d/2c ve 2d/3c PGHÖ metodları ile yapılan ölçümlerin sonuçları Şekil 15 ve Şekil 16'da gösterilmektedir. Bu sonuçlar gözden geçirildiğinde görülmektedir ki, Şekil 15'te gösterilen 2d/2c PGHÖ ölçüm sonucunda kenar bölgeleri tam olarak yakalanamamıştır. Bu nedenle bu kenar bölgelerindeki girdap hızları tam olarak yakalanamamıştır. Buna karşın iki kamera ile gerçekleştirilen Şekil 16'da gösterilen 2d/3c PGHÖ ölçüm sonucunda kameraların karşılıklı ve geniş açılarından dolayı kenar bölgeler ve dolayısıyla bu bölgelerdeki tüm hızların yakalanabildiği görülmüştür.

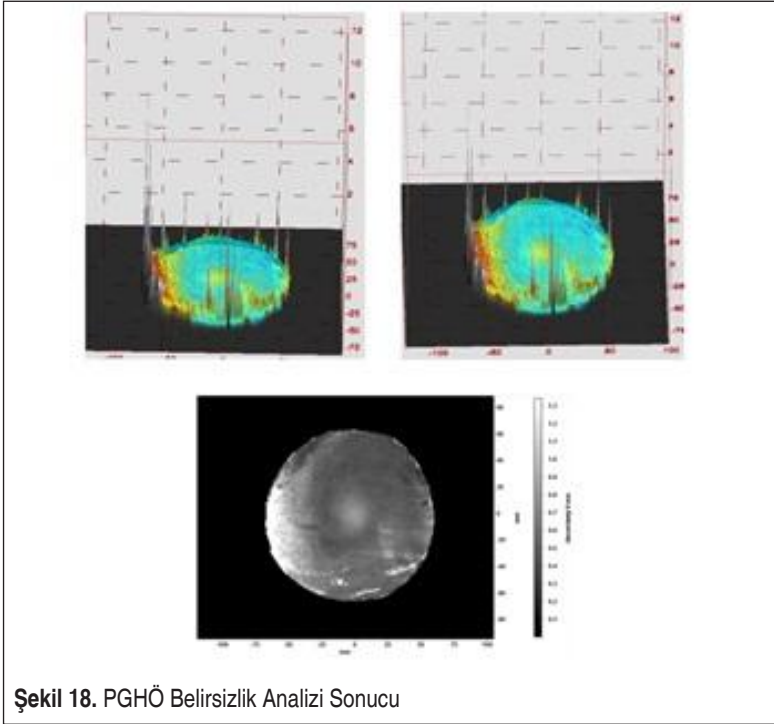
Burdan yola çıkarak; 2d/2c PGHÖ sistemindeki ölçüm doğruluğunu ve kalitesini etkileyen konulardan biri, kullanılan tek kameranın kontrol gözlem düzlemine (kalibrasyon düzlemi) olan açısal bakışı, diğerinin ise şeffaf silindirin duvarındaki yansımanın olduğu söylenebilir (Şekil 17). Bu sebeplerden dolayı 2d/2c PGHÖ'de kullanılan tek kamera, silindirin kenar bölgelerini net ve açık şekilde görememektedir. Bu nedenle de tek kamera ile yapılan 2d/2c PGHÖ'nde akış içindeki akışkan parçacıkların hızlarını kameranın net olarak göremediği, kenar bölgelerde tam olarak tespit edememiş olduğu gözlemlenmektedir.

Karşılaştırmalı test sonuçlarının değerlendirilmesi ile elde edilen sonucu doğrulamak





Şekil 17. PGHÖ Ölüm Sistemi Şeffaf Silindir Duvarındaki Yansıma



Şekil 18. PGHÖ Belirsizlik Analizi Sonucu



için PGHÖ belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir. DaVis programı ile gerçekleştirilen PGHÖ belirsizlik analizi sonuçlarına göre kameralar ile kaydedilen görüntülerde kenar bölgelerde ve merkezde belirsizlik seviyesinin çok düşük olduğu görülmektedir. Silindir yüzeyine yakın en kenar bölgelerde ise yansımadan dolayı kısıtlı sayıda noktada belirsiz noktaların oluşmuş olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 18).

#### 4. SONUÇ

Tamamlanan bu çalışma kapsamında özel olarak 91 silindir hacmine sahip motoru temsil eden hızlı protipleme üretim tekniği ile üretilen plastik malzemeden imalat bakımından hassas ve kontrollü bir prototip parça üretilmiştir. Bu parça üzerinde motor portu performansı bal peteği tork ölçümleri ve 2 boyutlu (2d/2c) ve 3 boyutu (2d/3c) parçacık görüntülemeli hız ölçüm teknikleri kullanılarak testler gerçekleştirilerek girdap performansı irdelenmiş olup hız büyüklüğü, yapısı ve hız indeksi açılarından bilgi edinilmiştir.

Yapılan testlerin doğruluğunu anlamak için döngü akışının testlerdeki belirsizlik analizleri yapılmıştır. Böylece ölçüm sırasında dikkat edilmesi gereken parametreler belirlenmiştir. Basınç, sıcaklık, debi ve tork parametreleri incelenerek sensör kalibrasyonları yapılmıştır. Yapılan kalibrasyonlar ile belirsizlik analizinde 0,018'e kadar inilmiştir. Referans değeri 0,55 olarak ölçülmüştür.

Port tasarım çalışmalarında, döngü değeri ile birlikte silindirin farklı kesitlerinde bulunan hız değerlerinin ölçülmesi ve hız dağılımındaki girdapların azaltılması için PGHÖ çalışmaları da yapılması gerekmektedir. Bu PGHÖ çalışmaları sırasında kullanılacak metodun akış yapısına göre değişiklik göstermesi gerekmektedir. Bu çalışmada, farklı akış karakteristiklerinin doğruluğu, yüksek referans değer ile karşılaştırılması sonucunda farklı motorlardaki uygulamalarda kullanılacak yöntem belirlenmektedir. Mesela yüksek dönme akışına sahip uygulamalardan olan mevcut test parçasında 2d/2c metodu ile 0,45 dönme oranı elde edilmektedir. Referans ölçüm ile arasında %18,2 hata olmaktadır. Aynı uygulamada 2d/3c metodu ile 0,52 dönme oranı ölçülmüştür. Bu ölçüm ile referans arasında sadece %5,45 gibi bir hata payı ile elde edilmektedir. Elde edilen sonuçlara göre yüksek dönme oranına sahip motorlarda 2d/3c ile ölçüm yapılması gerekmektedir. Düşük dönme oranına sahip motorlarda ise 2d/2c gibi daha kolay ölçüm yöntemlerinin kullanılması gerektiği görülmüştür. Yapılan çalışma prototip yerine üretilen farklı seri motorlar ile yapılacak ve daha fazla veriler ile karşılaştırılacaktır.

#### Kısaltmalar

- PGHÖ : Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü  
2d/2c : 2 Boyutlu 2 hız bileşenli  
2d/3c : 2 boyutlu 3 hız bileşenli



STA : Sıcak Telli Anemometre  
LDHÖ : Lazer Doppler Hız Ölçeri

### Abbreviations:

PIV : Particle Imaging Velocimetry  
2d/2c : 2 Dimensions 2 Components  
2d/3c : 2 Dimensions 3 Components  
HWA : Hot Wire Anemometer  
LDA : Laser Doppler Anemometer

## KAYNAKÇA

1. **Heywood, J.** 1988. Internal combustion engine fundamentals. New York, NY
2. **Gül, M. Z., Köten, H., Yılmaz, M., Savcı, İ. H.** 2018. “Advanced numerical and experimental studies on CI engine emissions”, Journal of Thermal Engineering, Vol.4, No.4, ss. 2234-2247.
3. **Vester, A. K., Nishio, Y., Alfredsson, P. H.** 2018. “Unravelling tumble and swirl in a unique water-analogue engine” Journal of Visualization, 21(4):557–568, doi: 10.1007/s12650-018-0485-3
4. **Bottom, K. E.** 2003. “PIV measurements of in-cylinder flow and correlation with engine performance” Ph.D. thesis, University of Wisconsin – Madison, Wisconsin. <https://search.proquest.com/pqdtglobal/docview/305284162/51E61068881B4A96PQ/1?accountid=16382>
5. **Vester, A. K., Nishio, Y., Alfredsson, P. H.** 2019. “Investigating swirl and tumble using two prototype inlet port designs by means of multiplanar PIV” International Journal of Heat and Fluid Flow, 75, 61-76, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2018.11.009
6. **Cosadia, I., Bore´e, J., Charnay, G., Dumont, P.** 2006. “Cyclic variations of the swirling flow in a diesel transparent engine” Experiments in Fluids, vol.41, pp.115–134. doi: 10.1007/s00348-006-0163-4
7. **Rabault, J., Vernet, J., Alfredson, P.** 2016. “A study using PIV of the intake flow in a diesel engine cylinder” International Journal of Heat and Fluid Flow, vol.62, pp.56-67. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.06.020
8. **Doosje, E., Bastiaans R. J. M., Baert, R. S. G.** 2004. “Application of PIV to characterise the Flow-Phenomena of a Heavy-Duty Cylinder Head on a Stationary Flow-Bench, In Particle Image Velocimetry: Recent Improvements” Springer, pp. 301-313. doi: 10.1007/978-3-642-18795-7\_22
9. **Gim, Y., Jang, D. K., Sohn, D. K., Kim, H., Ko, H. S.** 2020. “Three-dimensional particle tracking velocimetry using shallow neural network for real-time analysis” Experiments in Fluids, 61(2), 1-8, doi: 10.1007/s00348-019-2861-8
10. **Timmins, B. H.** 2011. “Automatic particle image velocimetry uncertainty quantification” Ms.C. thesis, Utah State University, Utah. <https://digitalcommons.usu.edu/etd/884/>
11. **Sciachitano, A.** 2019. “Uncertainty quantification in particle image velocimetry” Measurement Science and Technology, 30(9), 092001, doi: 10.1088/1361-6501/ab1db8



12. **Abe, M., Longmire, E. K., Hishida, K. and Maeda, M.** 2000. "A Comparison of 2D and 3D PIV Measurements in an Oblique Jet" *Journal of Visualization*, vol.3, No.2, pp.165-173. <https://content.iospress.com/articles/journal-of-visualization/jov3-2-09>
13. **Martins, F.J., Foucaut, J.M., Thomas, L., Azevedo, L.F., Stanislas, M.** 2015. "Volume reconstruction optimization for tomo-PIV algorithms applied to experimental data" *Measurement Science and Technology*, 26(8), 085202, doi: 10.1088/0957-0233/26/8/085202
14. **Warner, Scott O.** 2012. "Autocorrelation-based estimate of particle image density in particle image velocimetry" Ms.C. thesis, Utah State University, Utah. <https://digitalcommons.usu.edu/etd/1386/>
15. **Sciaccitano, A.** 2014. "Uncertainty quantification in particle image velocimetry and advances in time-resolved image and data analysis" PhD thesis, Delft University of Technology, Delft. doi: 10.4233/uuid:bfe57561-523f-4e7e-8e28-e804a6f1625e
16. **Wieneke, B.** 2017. "PIV Uncertainty Quantification and Beyond" PhD Thesis, Delft University of Technology, Delft. doi: 10.4233/uuid:4ca8c0b8-0835-47c3-8523-12fc356768f3
17. **Özgün, Ö., Kumlutaş, D., Yücekaya, U. A.** 2017. "Üç Boyutlu Arka Plan Konumlandırılmış Yoğunluk Farkı (Schlieren) Yöntemi ile Akış Yapılarının İncelenmesi ve Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü ile Doğrulanması" *Mühendis ve Makina*, 58(687), 29-40.
18. **Sadikov, E., Kangı, R., Uğur, S.** 1995. "Ölçüm Belirsizliği" TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi Ulusal Metroloji Enstitüsü, UME 95-014 pp.55-61. <https://www.ume.tubitak.gov.tr/sites/images/ume/ume-95-014.pdf>
19. [https://web.mit.edu/fluids-modules/www/exper\\_techniques/LDA.text.pdf](https://web.mit.edu/fluids-modules/www/exper_techniques/LDA.text.pdf), Son erişim tarihi: 27.12.2020
20. **Dwarshala, S., Vandana, S., & Rambhaji, G.** 2016. "Computation and Validation of In-Cylinder Flow Field, Swirl and Flow Coefficients for a Naturally Aspirated Single Cylinder Diesel Engine" *SAE Technical Paper*, No. 2016-28-0018, doi: 10.4271/2016-28-0018
21. **Demirkesen, C., Çolak, U., Savcı, İ.H., Zeren, H.B.** 2020. "Experimental and Numerical Investigation of Air Flow Motion in Cylinder of Heavy Duty Diesel Engines" *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 13(2), 537-547, doi: 10.29252/jafm.13.02.30369
22. **Çetin, A., Sayer, S.** 2019. "Emme Manifoldlu Üretiminde Gelişen Teknolojik Uygulamalar". *Mühendis ve Makina*, 60(696), 251-261
23. **Funken, B., Doğan, B.** 2014 "Port Flow Test Rig Manual" FEV. [https://www.fev.com/fileadmin/user\\_upload/TEC-INFOS-Flow\\_Test\\_Bench-EN-DE.pdf](https://www.fev.com/fileadmin/user_upload/TEC-INFOS-Flow_Test_Bench-EN-DE.pdf)
24. **Onan, C.** 2013. "Boruların dış yüzeyindeki hareketli sıvı filminden olan ısı ve kütle transferinin incelenmesi" Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul. <https://scholar.google.com/scholar?hl=en&q=C.%C2%A0Onan%2C+Heat+and+Mass+Transfer+Analysis+of+the+Falling+Film+Outside+the+Horizontal+Tubes.+Ph.D.+Thesis%2C+Yildiz+Technical+University%2C+Istanbul%2C+Turkey%2C+2013.>
25. **Kline, S.J. ve McClintock, F.A.** 1953. "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments" *Mechanical Engineering*, vol.75: pp.3-8. [https://scholar.google.com/scholar\\_lookup?title=Describing%20uncertainties%20in%20single-sample%20experiments&author=S.J.%20Kline&publication\\_year=1953&pages=3-8](https://scholar.google.com/scholar_lookup?title=Describing%20uncertainties%20in%20single-sample%20experiments&author=S.J.%20Kline&publication_year=1953&pages=3-8)

# A CFD Assisted Study: Investigation of the Transformation of A Recuperative Furnace to Regenerative Furnace For Industrial Aluminium Melting

Ömür Bozkurt<sup>1</sup>, Mehmet Fatih Kaya<sup>\*2</sup>

## ABSTRACT

In industrial applications, pre-heating and re-heating of the exhaust air have very big savings of fuel costs and emissions. Especially, recuperative, and regenerative furnaces are an efficient method to obtain more heat sources. Regenerative furnace systems provide superior cost and fuel savings in industrial applications when they are adapted with suitable processes. In this study, recuperative aluminum melting furnaces are transformed with regenerative furnaces to obtain high performance aluminum melting in the manufacturing system. Several calculations and evaluations are conducted to observe the difference in the melting furnace systems by the help of mathematical modelling and CFD analysis. According to CFD results, as a design criterion, 1654 J/kg enthalpy change is calculated to improve the system performance for regenerated recuperative systems. Fuel consumption of the system is decreased around 30% and payback time is calculated as 1.43 year according to December 2018 values.

**Keywords:** Regenerative burners, burners, energy efficiency, industrial energy efficiency.

## CFD Destekli Bir Çalışma: Endüstriyel Uygulamalarda Kullanılan Reküperatif Alüminyum Ergitme Fırınlarının Rejeneratif Sisteme Dönüştürülmesinin İncelenmesi

### ÖZ

Endüstriyel uygulamalarda yakma havasının ön ısıtması ve yeniden kullanılması yakıt giderlerinde ve emisyon oluşumunda büyük tasarruflar sağlamaktadır. Özellikle reküperatif ve rejeneratif yakma sistemlerine sahip fırınlar yakıtın ısısından daha fazla yararlanabilmeleri sebebiyle oldukça verimli sistemlerdir. Rejeneratif fırın sistemleri uygun sistemlere adapte edildiklerinde büyük oranda yakıt tasarrufu sağlayarak ekonomik bir yakma prosesi gerçekleşmesini sağlamaktadırlar. Bu çalışmada, bir işletmede kullanılan reküperatif yakma sisteminin rejeneratif yakma sistemi ile değiştirilerek alüminyum ergitme işleminde daha yüksek performanslı bir proses oluşturulması sağlanmıştır. Bu ergitme sistemlerinin karşılaştırmalarının yapılması için matematiksel modeller ve CFD analizler yapılarak bazı hesaplamalar ve değerlendirmeler yapılmıştır. CFD analizlerine göre 1654 J/kg değerinde bir entalpi kazanımı sağlanarak reküperatif fırın sisteminin performansının artırılacağı sonucuna varılmış olup bu değerler tasarım kriteri olarak kullanılmıştır. Ayrıca, reküperatif sistemin rejeneratif sisteme dönüştürülmesi ile sistemin yakıt tüketiminde %30'luk bir düşüş gözlenmiş olup, fırın veriminde iki katlık bir artış elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Rejeneratif yakma sistemleri, yakıcılar, enerji verimliliği, endüstriyel enerji verimliliği.

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 22.12.2020

Kabul/Accepted : 13.01.2021

<sup>1</sup> Haşcelik Kablo Co. Research and Development Center, Organize San. Bol. 18. Cad. No:20, 38070 Melikgazi/Kayseri, OBozkurt@hascelik.com.tr, ORCID: 0000-0003-1360-1086

<sup>2</sup> Erciyes University, Department of Energy Systems Engineering, Heat Engineering Division, 38039, Kayseri kayamehmetfatih@erciyes.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2444-0583

## 1. INTRODUCTION

The energy demand in the world increases remarkably due to the higher population rate and industrialization. Especially hydrocarbon-based fuels have very big importance in the manufacturing industry as a source of heat. Thus, using these fuels efficiently is very crucial to provide sustainable manufacturing and environmental technologies. Energy need in the industry increased due to the high economic activities. The energy demand in this sector depends on countries, regions, their technological development level, economic situation and production rates [1]. Industrial boilers and furnaces have very big importance for melting, sintering, cooking, drying, etc. processes [2, 3]. Most of these furnaces are designed for the special processes and alongside of raw materials, required energy for these systems must be supplied. Besides the quality of the product the energy consumption of the furnaces to produce per ton of product is another problem to solve for the energy efficiency studies [4, 5]. Almost 35% of world's total energy is used in industry [6]. Steel and Iron production industries are one of the most energy consumed industry by 24 EJ (24x10<sup>18</sup> J) per year and this value is 5% energy consumption value of the world [7, 8]. This energy consumption value has the biggest part of the cost of a product. Thus, it must have priority to decrease product cost for the sustainability of manufacturing processes [9]. Energy efficiency is one of the most important part of the lower costs in industrial application. Thus, investigation studies for the energy losses and fixing them with efficient solutions are very important. Many researchers are studied in energy industry to lowering these losses [10-13]. Conversion of industrial furnaces from non-preheating to recuperator, or recuperative furnaces to regenerative furnace improves the energy efficiency of the system between 50-60%. Recuperator and regenerative furnaces are mostly using in the industry rather than the non-preheated furnaces. Recuperator furnaces are using to recover waste heat of gas flow in the furnace and boilers. In the metallic walls of recuperator, heat of flue gases and air is exchanged by conduction. In these systems channels are used to preheat and move air before combustion process [2]. On the other hand, regenerative furnaces are used in bigger capacity processes in metal and glass melting industry. These systems firstly established by Robert Stirling with the name of economizer or regenerators. However, industrial applications were firstly announced by Friedrich Siemens. He has a patent for regenerative furnace using as boiler or melting processes. This system was commonly used in Zn, iron and steel reheating or melting in the metal industry [14]. In 1980s, recuperative furnaces become widespread in industry. Then, highly efficient, small-middle capacity direct burning technologies adapted to industry with regenerative furnaces [15]. The most important parameters in regenerative furnaces are the reversal time of the heat, insulation thickness, heat conductivity factor, heat storage properties and the regenerator size. Especially, during the furnace operating



process, heat losses from the surface of the furnace and air leakages decrease the performance of the system.

In this study, recuperative and regenerative furnaces are compared and a transform application from recuperative melting furnace to regenerative melting furnace for Al melting is performed for Hasçelik Kablo Co. facility. A CFD model is used to investigate the velocity value of the flue gas and available enthalpy gain for regeneration process. Comsol Multiphysics software is used to investigate heat transfer around the inner and outer surface of the recuperative surface. Recuperative and regenerative furnaces are studied by fuel consumption and efficiency value to explain benefit of conversion the energy efficient method in the industrial applications.

## 2. MATERIALS AND METHOD

### 2.1 Waste Heat Recovery

In industrial furnaces, hot gases are using to conduct heat from one substance to another. Only limited heat can be used for heating the product of the process. The most important part of the heat cannot be used in the system due to heat losses from furnace wall or surface, open surface and flue . Thus, efficiency is very important to investigate these losses to compare working parameters of furnaces. Thermodynamically efficiency is the ratio of obtained energy and fuel energy supplied to furnace.

The useful heat output is the heat that conduct by heat for the melting process. The efficiency of this system can be shown by following equation:

$$\eta(\%) = \frac{(Q_{Useful})}{Q_{Total}} \times 100 \quad (1)$$

Another efficiency term is the combustion efficiency. This efficiency can be shown as Eq.2 as below:

$$\eta_{combustion} (\%) = \frac{(Q_{Total} - Q_{FlueLoss})}{Q_{Total}} \times 100 \quad (2)$$

In industrial furnaces, re-heating of inlet air will improve the system combustion efficiency, thus it will decrease the fuel consumption. Another important factor in the industrial furnaces is the humidity losses. Because of the water vapor in the system, humidity can store useful heat of the system through the flue region. Therefore, it causes lower efficiency of the system. The furnace heat can be shown using Eq.3 as below:

$$Q_{furnace} = [Q_{Total} - (Q_{Humidity} + Q_{Flue})] \quad (3)$$

In flue gas, CO<sub>2</sub> and N<sub>2</sub> conduct heat through the out of the furnace system. Moreover, redundant amount of O<sub>2</sub> also conduct useful heat from inside the furnace. Thus, heat losses should be controlled by optimization of air and flue gas temperature [16]. Regenerative burners can recover 90% of heat from flue exhaust to heat inlet air of the system. Thanks to counter flow of regenerated heat and inlet air flow, inlet temperature of combustion mixture may reach up to flue temperature. It means a big advantage during combustion to improve melting efficiency of furnaces [17].

In the industrial applications, there are two type of industrial regenerative burners. First one is single box and the second one is the double box regenerative burners [15]. Single box regenerative burners consist of at least two regenerators and the combustion is continuous. Moreover, it is possible to connect these systems three or more regenerators. During the combustion process, when one of the regenerator burner under combustion, other burners are in the regeneration process in return [17].

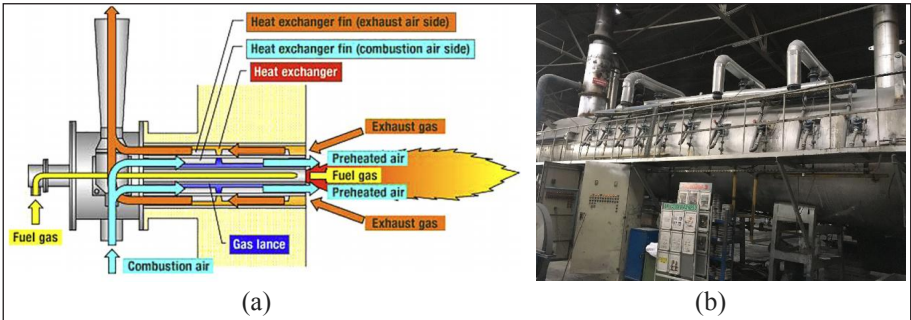
In double combustion type regenerative burners, there are burner couples in the system. In addition, every burner has regenerator box or heat exchangers. When a burner under combustion process, other burner recovers the heat for energy regeneration for the system. In regenerative burners, there are two important components. One of them is the air burner which works as exhaust port, other one is the heat storage balls or honeycomb heat exchangers. These storage balls have very big advantages like high temperature resistant (2000°C melting point), high purity, high thermal stability, high thermal and mechanical strength. They usually produce from Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> materials. These balls also effect the combustion time which is usually between 5-60 second. Storage balls have better efficiency than honeycomb heat exchangers. As can be seen in all information related regenerative burners, they have excellent benefits in the industrial boilers or burners for the energy efficiency studies. Thus, it is important to transform an industrial process with regenerative furnaces.

In recuperated burners, air inlet is heated with a heat exchanger positioned from flue region. In Haşçelik Kablo Co. a recuperated burner is transformed to regenerative burner. In a recuperative burner, it is possible to heat combustion chamber's air up to 800°C. They are suitable for efficient burning and low emission applications comparing to non-preheated applications. Firstly, thermal camera images are analyzed to obtain heat losses on the outer surfaces of the furnace. Then, transformation process is conducted using mathematical modelling and numerical calculations.

## 2.2 Thermal Camera Measurements for Surface Temperature Analysis on Recuperative Burner

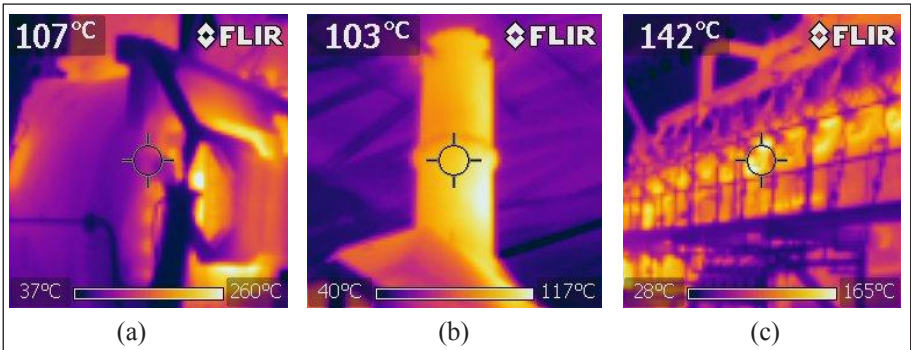
In Figure 1, schematic view of recuperative burner and its industrial application in



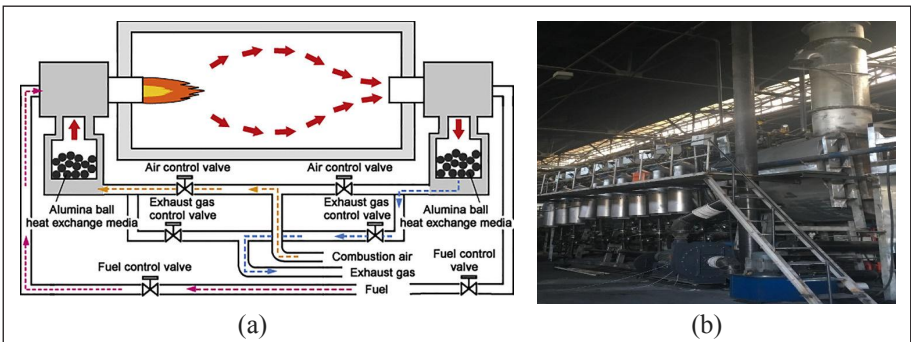


**Figure 2.** a) Schematic View of the Recuperative Burner [18], b) Recuperative Burner in Hasçelik Kablo Co. Al Melting Process

Hasçelik Kablo Co. can be seen.



**Figure 2.** Recuperative Burner Thermal Camera Images, a) Furnace Flap, b) Flue, c) Wall Surface Before Transformation to Regenerative Burner



**Figure 3.** a) Schematic View of the Regenerative Burner Process [18], b) Regenerative Burner in an Industrial Al Melting at Hasçelik Kablo Co.

In Figure 2, obtained thermal camera view can be seen in different surfaces of the recuperative burner of Al melting furnace.

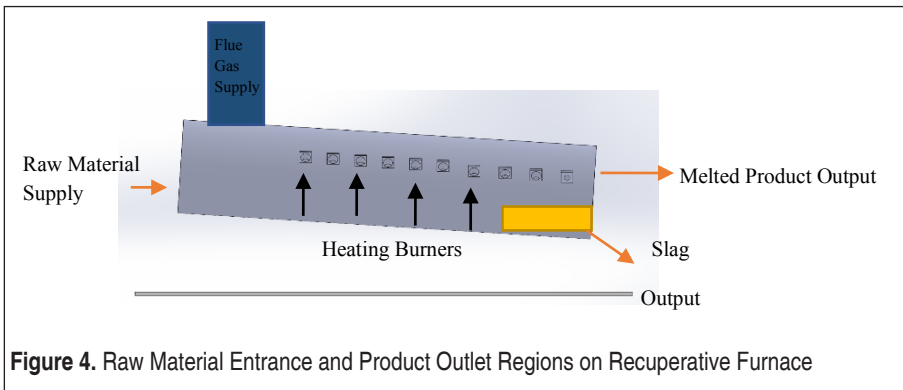
As can be seen in Figure 2, furnace flap temperature is measured as 107 °C and flue temperature is measured as 103 °C, respectively. On the other hand, wall surfaces of the furnace is measured between 142-150 °C. Here it is clear that the biggest part of the heat is losing from the surfaces of the furnace due to low efficiency of bricks, combustion, and reheating process. In Figure 3, regenerative burner details can be seen in an Al melting furnace.

In a regenerative burner, exhausted flue gas supply through the air inlet region by the help of a heat exchanger in counter flow conditions. In Figure 3.b, transformed Al melting furnace can be seen in Hasçelik Kablo Co. facility. Fuel consumption is measured using methane gas flow meter and it is recorded for all type of burners, respectively. Temperatures are measured by thermal camera images and digital heat controllers. Velocity and the temperature of the flue is measured for different burner types, respectively.

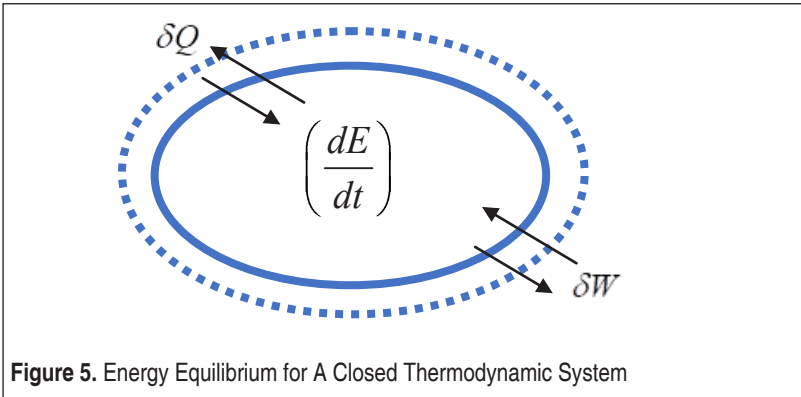
### 2.3 Mathematical Modelling

In aluminum melting furnaces, there are two open sections which are entrance and the outlet regions. The flue gas outlet temperature and the heat losses through the furnace walls have very big heat losses. Thus, thermodynamic investigation and mathematical models are important tools to simulate these losses. In Figure 4, different sections of a recuperative furnace can be seen.

Firstly, an energy analysis equation is presented to observe the system energy equilibrium. For a closed thermodynamic system energy equilibrium can be seen in Figure 5. According to the first law of thermodynamics, a closed system may exchange energy but cannot exchange any matter through its boundaries. The first law of thermodyna-



**Figure 4.** Raw Material Entrance and Product Outlet Regions on Recuperative Furnace



**Figure 5.** Energy Equilibrium for A Closed Thermodynamic System

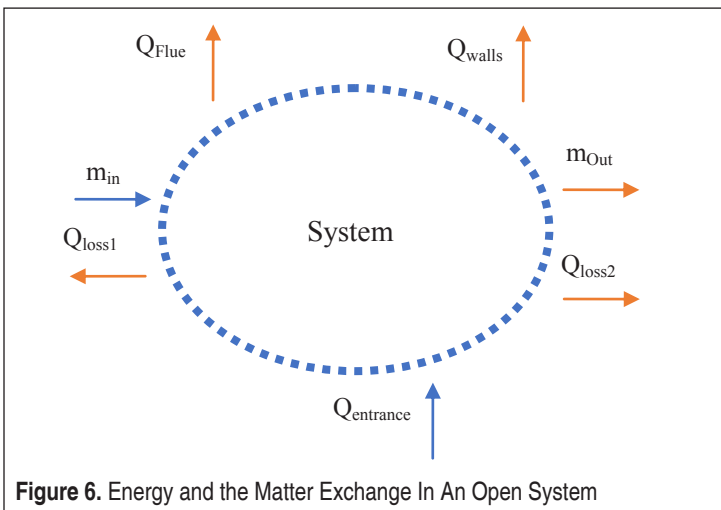
First law of thermodynamics states that the change in internal energy of a system equals the net heat transfer into the system minus the net work done by the system.

Internal energy change may be given as Eq.4:

$$\delta Q - \delta W = \frac{dE}{dt} \tag{4}$$

Here, Q is the net heat transfer, W is the net-work and  $\frac{dE}{dt}$  is the internal energy change of the system. In a melting furnace, matter exchange occurs from raw material input to the product outlet process. Thus, the energy balance can be given as an open system.

In Figure 6, an open system can be seen with heat losses and matter exchange, schematically. As can be seen in Figure 6, during the entrance of raw material  $Q_{loss1}$ , on



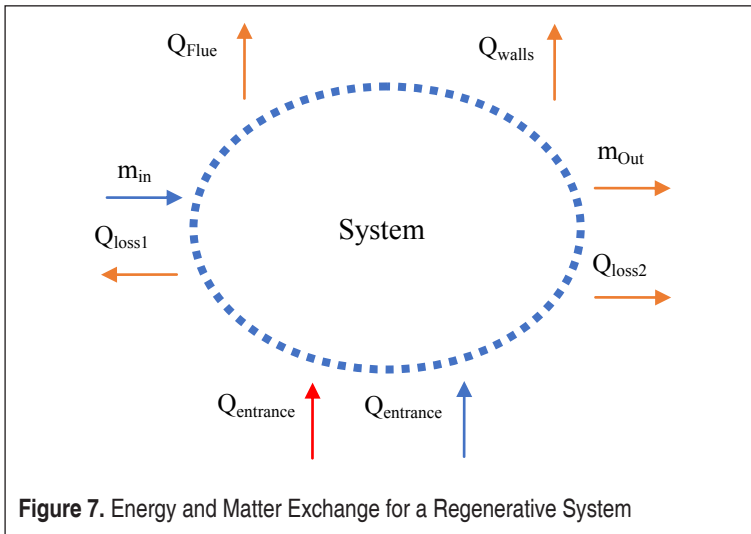
**Figure 6.** Energy and the Matter Exchange In An Open System

the furnace walls  $Q_{walls}$ , in flue  $Q_{Flue}$ , through the runner  $Q_{loss2}$  can be observed. Moreover, during the raw material entrance  $m_{in}$ , from the burners  $Q_{entrance}$  and during the melted metal transfer to the recreation furnace  $Q_{loss1}$  occur.

For an open system, due to the matter exchange, energy balance can be shown as Eq.5.

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{sistem} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \left( h + \frac{V^2}{2} + gZ \right)_i - \sum_{j=1}^p \dot{m}_j \left( h + \frac{V^2}{2} + gZ \right)_j + \sum \dot{Q} + \sum \dot{W} \quad (5)$$

In a regenerative system these energy calculations may be shown as Figure 7.



As can be seen in Figure 7. in a regenerative furnace  $Q_{total}$  entrance will be the sum of the  $Q_{entrance}$  and  $Q_{regenerative}$ . Thus, it will improve the efficiency of the system. For a regenerative system energy balance can be given as Eq.6 as below:

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{in} \left( h + \frac{V^2}{2} + gZ \right)_i - \sum_{j=1}^p \dot{m}_{out} \left( h + \frac{V^2}{2} + gZ \right)_j + (Q_{Re\ generative} + Q_{Entrance}) - (Q_{Flue} + Q_{Walls} + Q_{Losses}) = \left(\frac{dE}{dt}\right)_{sistem} \quad (6)$$

By the help of CFD software COMSOL Multiphysics, these heat losses region will be investigated and regenerative heat gain “ $Q_{regenerative}$ ” is calculated, theoretically.

In CFD modelling, to provide conservation of momentum, velocity can be calculated



by Eq.7. and Eq.8 for fluid flow regions.

$$\nabla(\rho u) = 0 \tag{7}$$

$$\rho(u.\nabla)u = \nabla \left[ -pcl + \mu(\nabla u)^T - \frac{2}{3} \mu(\nabla u)l \right] + F \tag{8}$$

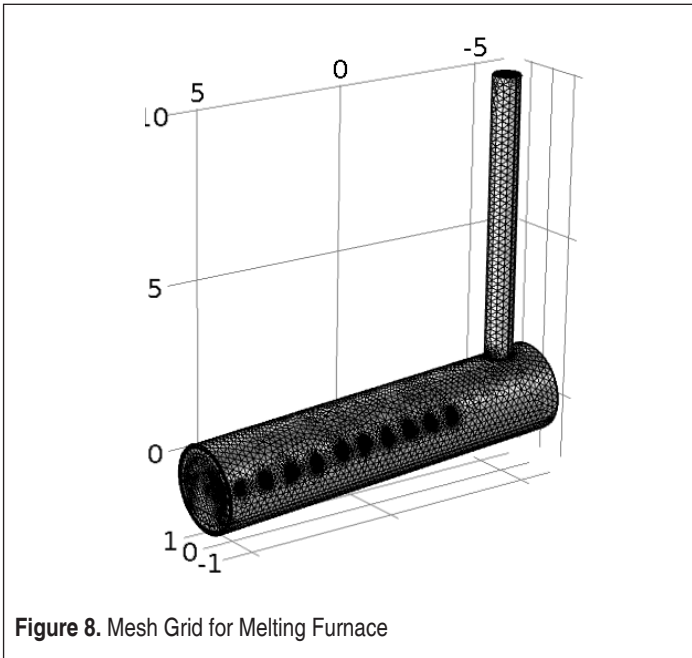
Energy equation is used to investigate heat exchange between solid, liquid and gas phases. The energy equation can be shown as Eq.9.

$$\rho C_p u.\nabla T = \nabla(k\nabla T) + Q \tag{9}$$

### 2.4 Numerical Solutions

Recuperative furnace is modeled in 3D modelling software Solid Works and converted to COMSOL Multiphysics interface. In Figure 8, grid view of the aluminum melting furnace can be seen.

All solutions are made in COMSOL Multiphysics module with 108630 boundary elements and 1466081 elements with mesh independency. Walls of the furnace are isolated, and furnace raw material supply doors estimated as closed. Materials and their



**Table 1.** Materials for Furnace Design

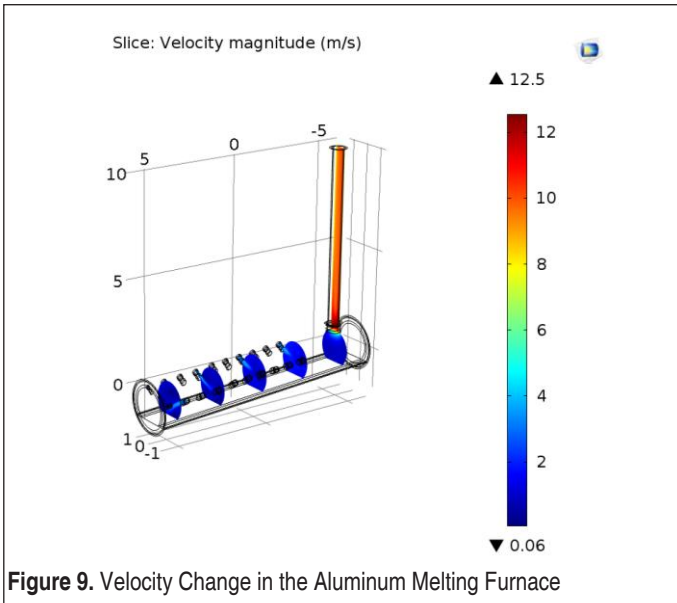
Component	Material	Cp [J/(kg.K)]	K [W/(m.K)]
Furnace Outer Wall	Structural Steel	475	24.5
Insulation 1	A360	0.84	0.221
	Al-30 Vol SiC		
Insulation 2	Aluminosilicate fire clay brick	0.8	0.1

properties in the melting furnace can be seen in Table 1.

### 3. RESULTS AND DISCUSSIONS

#### 3.1 Flue Exhaust Gas Velocity

Firstly velocity analysis are conducted. Because, the velocity of the flue gas is very important before the transformation of recuperative furnaces to the regenerative furnace. Moreover, it is possible to any additional fan usage power can be calculated by this velocity value. In Figure 9, the velocity change of the recuperative melting furnace can be seen.





As can be seen from Figure 9, the velocity value is maximum by 12.5 m/sn on the flue gas region. On the other hand, inside the furnace, velocity is changed between 2-4 m/sn. Wide section of the furnace geometry provided lower velocity due to the higher pressure values. In the narrow section of the flue, fluid flow is accelerated to transfer matter and heat from the furnace.

### 3.2 Temperature Change in the Furnace

Temperature distribution inside the furnace can be seen in Figure 10. As can be seen in Figure 10, furnace walls are around 150 °C and the inside of the furnace is around 700-750 °C. These values are almost the same as thermal camera and the temperature measurement data inside the furnace.

As can be shown in Figure 2, the thermal camera shows the surface of the flue is around 100-110 °C and the wall surface of the furnace is around 140-150 °C. These values fit the calculated values from the CFD simulations. Thus, it is possible to calculate approximate heat loss from the flue of the furnace.

According to the simulation data 1654 J/kg enthalpy change can be regenerated to improve the efficiency of the system. These CFD values are used as the design parameter of the regenerative furnace.

### 3.3. Thermal Camera Measurements for Surface Temperature Analysis on Regenerative Burner After Transformation

After changing recuperative burner with regenerative burner thermal camera images,

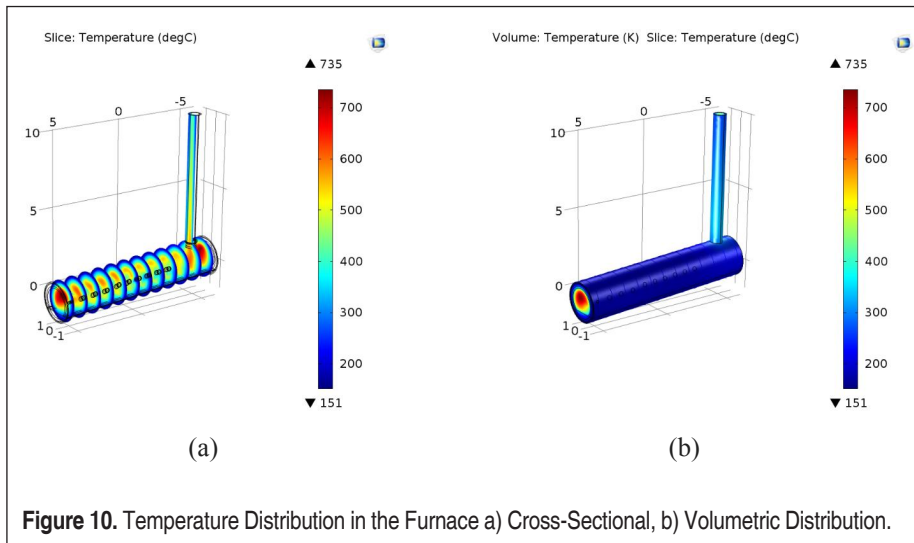
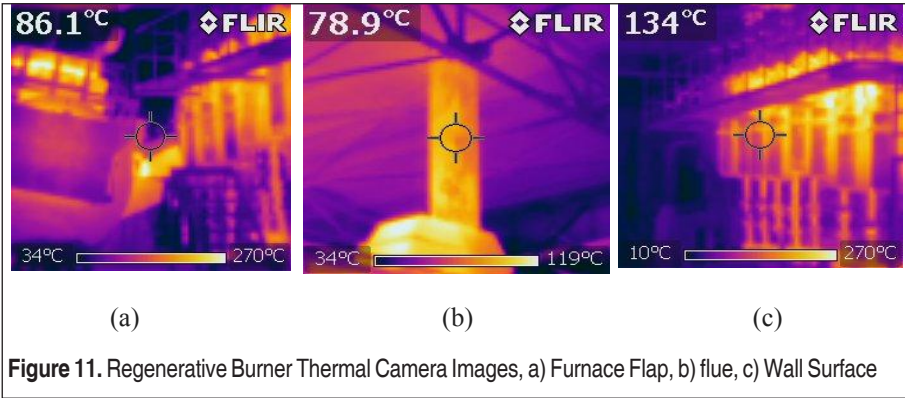


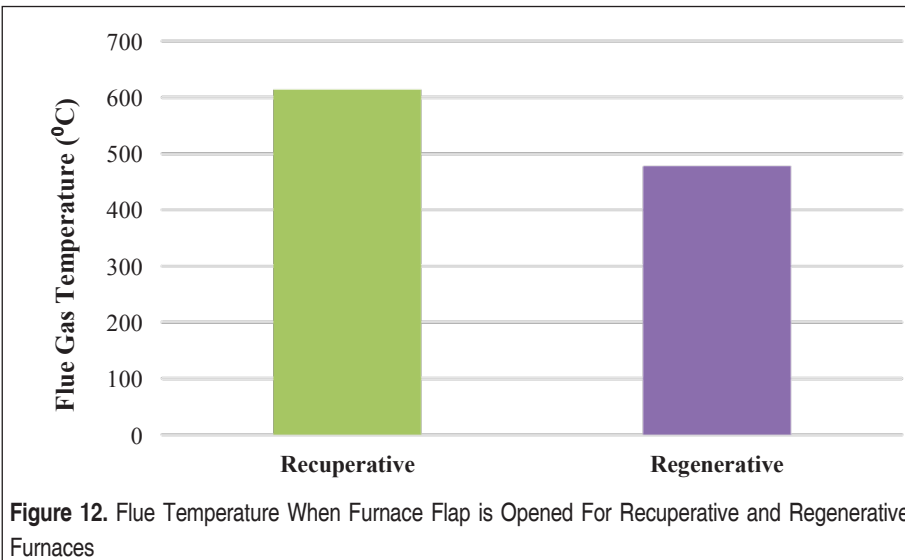
Figure 10. Temperature Distribution in the Furnace a) Cross-Sectional, b) Volumetric Distribution.



furnace flap heat losses, fuel consumption and efficiency values are compared. In Figure 11, thermal camera images of transformed furnace can be seen in the same region.

As can be seen in Figure 11, furnace flap surface temperature is decreased from 107 °C to 86.1 °C, flue temperature is decreased from 103 °C to 78.9 °C and wall surface temperature of the furnace is decreased from 142 °C to 134 °C, respectively. Transformation of recuperator furnace to regenerative furnace decreased the all-surface heat loss from the furnace.

In addition, in melting furnaces loading furnace flaps affects the flue exhaust gas temperature due to the rapid cooling during raw Al supply. Thus, it is important to inves-







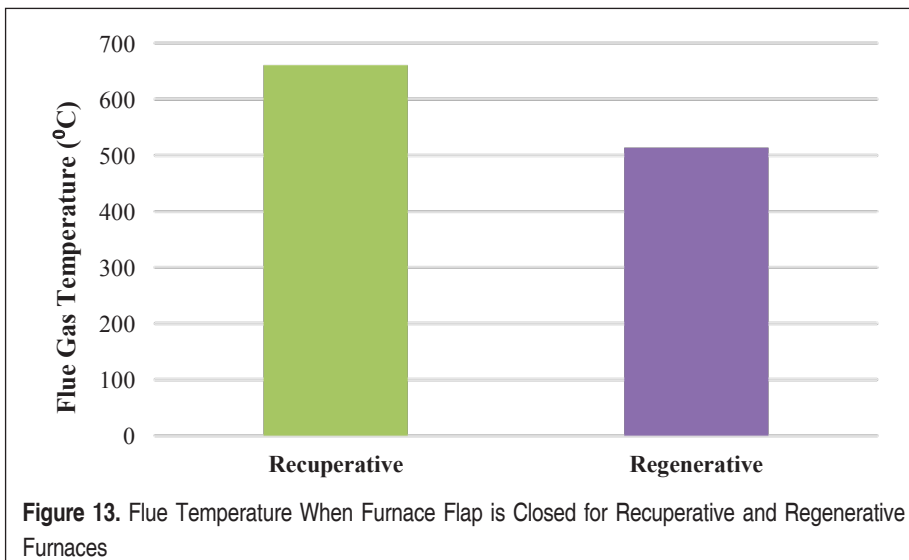
tigation the open and close loading condition after transformation of the recuperative furnace. In Figure 12, the flue temperature can be seen when furnace flap is opened for raw material loading.

It can be seen in Figure 12, there is 22% lower heat loss in the regenerative furnace in temperature measurements due to its brick improvement and heat capacity inside the furnace. In Figure 13, closed flap condition flue gas temperature comparison can be seen.

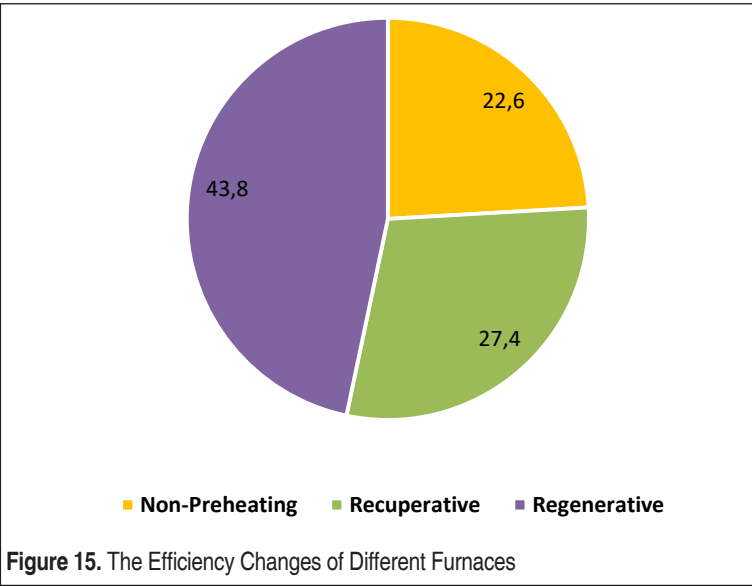
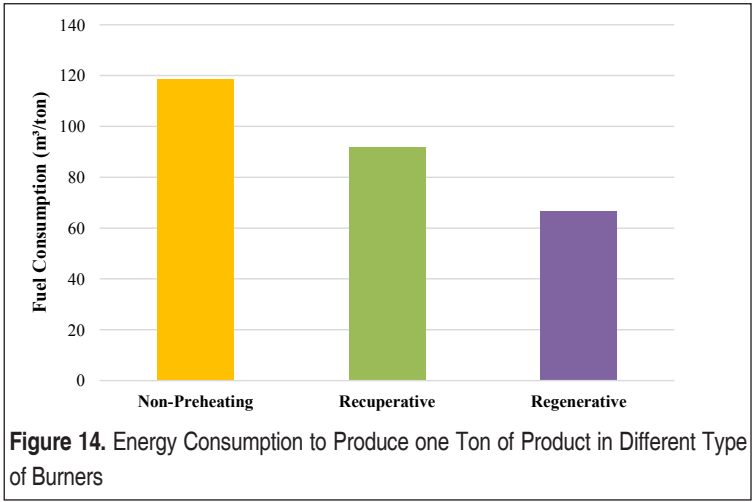
It can be seen clearly form Figure 13, there is 22% lower flue temperature in the closed condition in regenerative furnace. It can be concluded from these measurements, transformation of furnace to the regenerative furnace, decreased the energy losses due to the opening and closing furnace flap.

Another important issue in this transformation application is the fuel consumption to produce per unit of product. In Figure 14, it can be seen the fuel consumption ratio in  $\text{m}^3/\text{ton}$  unit for three type of melting burners in Haşçelik Kablo Co.

It can be seen in Figure 14; non-preheated furnace consumes  $118.7 \text{ m}^3$  natural gas to produce one ton of product. This value is  $91.8 \text{ m}^3$  in recuperative burner due to the preheating of inlet air with exchangers. On the other hand, in regenerative furnace, to produce one-ton product, only  $66.6 \text{ m}^3$  of fuel is consumed. This the meaning of regenerative transformation of furnaces may decrease the fuel consumption up to 43%. The efficiency change of different furnaces structure can be shown as Figure 8.

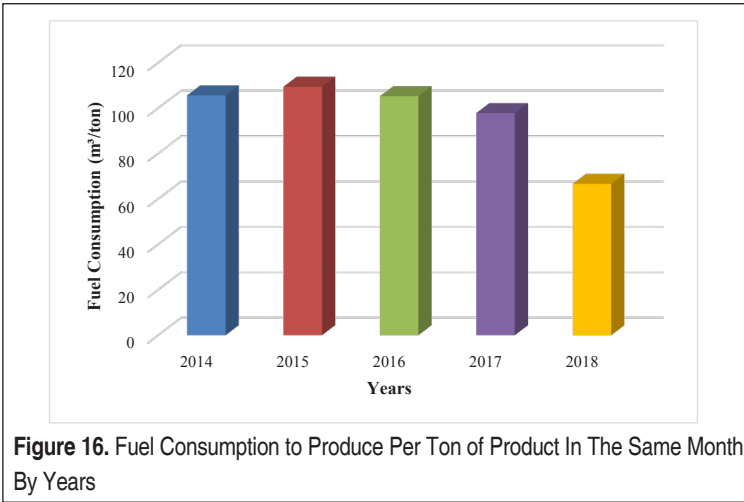


**Figure 13.** Flue Temperature When Furnace Flap is Closed for Recuperative and Regenerative Furnaces



It can be clearly seen from Figure 15, in regenerative furnace efficiency value is almost two times higher than non-preheated furnace. It has a big benefit lowering the fuel costs and emission values of the system.

Moreover, the transformation process of this industrial melting furnace from recuperative to regenerative furnace is completed in 2018. In Figure 16, it can be seen the fuel consumption value of the same month (December 2018) of every year.



**Table 2.** Investment and Fuel Costs

Cost of Investment (\$)	280.000
Monthly Fuel Saving (m³)	61950
Annual Fuel Cost Saving (\$)	195.476

After transformation of furnace, the fuel consumption is decreased significantly by 2018. In the bar chart the highest consumption value is in 2015. The bar chart illustrates, there is 38.7% lower fuel consumption is obtained compared the 2015 values. Payback period of transformation investment will be very fast because of lower fuel consumption. In Table 1, the investment and fuel costs can be seen.

In this table average payback period (PP) can be shown as Eq. 3 as below:

$$PP = \frac{\text{Cost of investment}}{\text{Annual fuel saving cost}} \quad (3)$$

The PP time is calculated as 1.43 year. It means a superior saving of money and emissions for the Al melting facility.

#### 4. CONCLUSION

In this study, energy recovering technologies are discussed in detail in terms of implement the regenerative furnaces an industrial facility. Several analyses are performed to compare non-preheated, recuperative, and regenerative furnaces as fuel consumption and flue temperature differences. According to the thermal camera images, heat losses from wall surface and other components are discussed in both furnaces. In regenera-

tive furnace, around the flue region, 23.4% lower temperature is obtained. It is very clear that regenerative systems increase system's efficiency with lower exhaust gas temperature. Moreover, fuel consumption is decreased to 43% in regenerative furnace compared to non-preheated furnace. According to CFD results 1654 J/kg enthalpy change is calculated for regeneration process of recuperative furnace to improve the efficiency of the system. Thus, CFD tools are important to calculate regenerative heat for the transformation process of industrial furnaces. In addition, according to facility measurements after transformation, 27.45% lower energy consumption obtained in regenerative furnace compared to recuperative furnace. PP time for the investment on regenerative furnace is calculated as 1.43 year.

## ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank the Turkish Science Ministry of Industry and Technology with grant number RDC.2017.03.02.

## REFERENCES

1. **Greening, L.A., G. Boyd, and J.M. Roop**, 2007. Modeling of industrial energy consumption: An introduction and context, vol. 29, p. 599-608
2. **Hasanuzzaman, M., Rahim, N., Hosenuzzaman, M., Saidur, R., Mahbul, I., Rashid, M.** 2012. "Energy savings in the combustion based process heating in industrial sector". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, p. 4527-4536.
3. **Çomaklı, K., Terhan, M.** 2015. "Doğalgaz Yakıtlı Kazandan Çıkan Atık Baca Gazının Ekserji Analizi". *Mühendis ve Makina*, vol. 56, p. 58-64.
4. **Eyidoğan, M., Durmuş, K., Dursun, Ş., Taylan, O.** 2014. "Endüstriyel Tav Fırınlarında Enerji Tasarrufu Ve Emisyon Azaltım Fırsatları". *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, vol. 29, p.
5. **Arslan, F.** 2016. "Kömür Yakıtlı Enerji Santrallerinde Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyeti". *Mühendis ve Makina*, vol. 57, p. 49-55.
6. **Gielen, D., Taylor, P.** 2009. "Indicators for industrial energy efficiency in India". *Energy*, vol. 34, p. 962-969.
7. **Chunbao Charles, X., Cang, D.-q.** 2010. "A brief overview of low CO<sub>2</sub> emission technologies for iron and steel making". *Journal of Iron and Steel Research, International*, vol. 17, p. 1-7.
8. **Terhan, M., Çomaklı, K.** 2015. "Baca Gazı Atık Isısı ile Kazan Yakma Havasının Ön Isıtılmasının Fizibilitesi". *Mühendis ve Makina*, vol. 56, p. 56-63.
9. **Eyidogan, M., Kaya, D., Dursun, S., Taylan, O.** 2014. "Energy Saving And Emission Reduction Opportunities in an Industrial Annealing Furnaces". *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, vol. 29, p. 735-743.



10. **Ertem, M., Şen, S., Akar, G., Pamukcu, C., Gurgen, S.** 2010. "Energy balance analysis and energy saving opportunities for Erdemir slab furnace# 3". Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, vol. 32, p. 979-994.
11. **Tütünoğlu, Y., Güven, A., Öztürk, İ. T.** 2012. "Cam temperleme fırınında enerji analizi". TMMOB MMO, Mühendis Makina Dergisi, vol. 53, p. 55.
12. **Rafidi, N., Blasiak, W., Jewartowaski, M., Szewczyk, D.** 2005. "Increase of the effective energy from the radiant tube equipped with regenerative system in comparison with conventional recuperative System". IFRF Combustion Journal, vol. p. 1-17.
13. **Schalles, D. G.** 2002. "The next generation of combustion technology for aluminum melting". Bloom Engineering Company, Inc, vol. 5460, p.
14. **Siemens, F.**, Regenerative furnace, 1914, Google Patents.
15. **Baukal Jr, C. E.** 2003. "Industrial burners handbook", CrC press, US.
16. **Bilgin, A.** 2006. "Kazanlarda enerji verimliliği ve emisyonlar". Makina Mühendisleri Odası websitesi, [http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/1673a38f02b5852\\_ek](http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/1673a38f02b5852_ek), Son Erişim Tarihi: 29.11.2020.
17. **Rafidi, N.** 2005. "Thermodynamic aspects and heat transfer characteristics of HiTAC furnaces with regenerators". PhD Thesis, KTH, Stockholm.
18. **Jouhara, H., Khordehghah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., Tassou, S. A.** 2018. "Waste heat recovery technologies and applications". Thermal Science and Engineering Progress, vol.6, p. 268-289.

# Türkiye'nin Farklı İklim Koşullarında Isıl Konfor Sıcaklıklarına Bağlı Olarak Konutların Enerji Performanslarının Değerlendirilmesi

Ebru Hancıoğlu Kuzgunkaya<sup>1</sup>, Nurdan Yildirim<sup>2\*</sup>, Gulden Gokcen Akkurt<sup>3</sup>

## ÖZ

Isıl konfor, insanın yapısı, yaşı, cinsiyeti gibi kişisel parametrelerin yanı sıra çevresel parametrelere de bağlıdır. Isıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinin çalışma şekli ve dış hava sıcaklıkları ısı konfor için önemli parametrelerdir. Fanger deneysel çalışmalar sonucu "tahmini ortalama oy (PMV)" olarak adlandırılan bir gösterge oluşturmuş ve  $PMV=0$ 'ı konfor için en iyi değer olarak belirlemiştir. Bu çalışmada, farklı iklim bölgelerinden dört il seçilerek, her bir il için ısı konfor sıcaklıkları belirlenmiş ve bu ısı konfor sıcaklıklarındaki enerji performansları değerlendirilmiştir. Isıtma ve soğutma sistemi için kişisel kontrole izin verilmeyen tam mekanik kontrollü sistem seçilmiş, kesikli ve sürekli rejim için hesaplamalar yapılmıştır. Çalışmada, konfor koşullarının  $PMV=0$  olması durumunda enerji tüketimleri incelenerek iller arasındaki ısı konfor memnuniyeti ve enerji tüketimindeki farklılıklar saptanmaya çalışılmıştır. PMV değerlerinin istatistiksel analizinde, İzmir ili için kesikli rejimde çalışmanın sürekli rejime göre daha iyi olmasına rağmen İstanbul için sürekli rejimde konfor koşulları açısından daha iyi sonuçlar alınmıştır. Tüm illerde sürekli rejim uygulandığında birim enerji tüketiminde artış olduğu belirlenmiştir. Sürekli rejim, kesikli rejime göre ısıtma enerji tüketiminde % 4,5-6,2, soğutma enerji tüketiminde ise % 9,1-23,2 daha yüksektir.

**Anahtar Kelimeler:** Isıl konfor, enerji tüketimi, iklimatik zon, bina enerji performansı

## Assessment Of Building Energy Performance Depending On Thermal Comfort Temperatures At Turkey's Different Climate Conditions

### ABSTRACT

Thermal comfort depends not only personal parameters such as the human physiology, age and gender but also environmental parameters. The operation mode of heating, cooling and air conditioning systems and outdoor temperatures are important parameters for thermal comfort. As a result of experimental studies, Fanger formed an indicator called the "Predicted Mean Vote (PMV)" and determined  $PMV=0$  as the best value for comfort. In this study, first case building envelope properties were determined for four different cities representing four climatic regions of Turkey. Then thermal comfort temperatures were determined for each city and finally energy performance of the case buildings were evaluated based on these thermal comfort temperatures. The HVAC system was chosen as full mechanically controlled without allowing any personal intervention, analysed for both intermittent and continuous regimes. The study aims to exhibit user satisfaction and energy consumption change for each city when  $PMV=0$ . Statistical analysis of PMV values showed that although intermittent regime for İzmir gives lower energy consumption, continuous regime is better for İstanbul. For all cities, continuous regime consumes 4,5-6,2% more energy ( $kWh/m^2$ ) for heating, 9,1-23,2% for cooling comparing with intermittent regime.

**Keywords:** Thermal comfort, energy consumption, climatic zone, building energy performance

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 9.12.2020

Kabul/Accepted : 12.03.2021

<sup>1</sup> İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Jeotermal Enerji Araştırma ve Uygulama Merkezi, Urla, İzmir, ebrukuzgunkaya@iyte.edu.tr, ORCID: 0000-0002-4574-6899

<sup>2</sup> Yaşar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bornova, İzmir, nurdan.yildirim@yasar.edu.tr, ORCID: 0000-0001-5140-6340

<sup>3</sup> İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 35430, Urla, İzmir, guldenkokcen@iyte.edu.tr, ORCID: 0000-0002-3444-9610



## EXTENDED ABSTRACT

### 1. Introduction

The variables affecting thermal comfort can be classified as personal and environmental parameters. Heating and cooling energy needs; The climatic conditions depend heavily on the thermal comfort level as well as the building structure and type. Determining the relationship between thermal comfort and energy need / consumption is important in terms of both the calibration of energy classes according to the EU Directive 2018/844, as well as the ability to see the energy savings that can be made by those living in the space within the comfort temperature ranges, and to reveal the extra energy saving opportunities they can provide by changing their clothing and movement levels.

In this study; in accordance with TS 825, an exemplary housing in established criteria in TS 825, selecting four cities representing different climatic regions of Turkey is designed. It is aimed to analyze the relationship between thermal comfort conditions and heating /cooling energy consumption in houses by determining the operative temperature ranges in accordance with EN 15251 for each province. For these temperature ranges, hourly PMV values and energy consumption seen throughout the year were determined by using one of the dynamic simulation methods according to ISO 13790. Considering the above working conditions, the thermal comfort conditions and energy consumption within the house throughout the year were determined and compared.

### 2. Material

Within the scope of this study, in order to determine the effect of thermal comfort conditions on heating and cooling energy consumption, a single storey detached house was designed.

EnergyPlus [1] software was used in modeling and simulating the house. DesignBuilder [2] is used in calculations as an Energy Plus [1] interface. Hourly meteorological data for İzmir, İstanbul and Ankara in Energy Plus [1] (epw) format are available in the database of the DesignBuilder software. Hourly data of Erzurum was taken from Meteonorm (v.5.1x, 2019) [3] in epw format and transferred to the DesignBuilder climate database.

### 3. Method

Example housing, for selected Izmir, Istanbul, Ankara and Erzurum in according to TS 825 representing Turkey in four different climatic regions, simulated monthly in EnergyPlus software by using with the full mechanically controlled HVAC systems where there is no natural ventilation.

In the fully mechanically controlled system where personal control is not allowed, the human body is more sensitive and the operating temperature set values used in the standards as comfort temperature are determined for the intermittent and continuous regime. Unit heating / cooling energy consumptions and primary energy consumptions that meet the thermal comfort conditions are calculated. For statistical evaluation, PMV values of the times the family stayed at home throughout the year were determined and evaluated using frequency distributions and distribution characteristics.

In the study, firstly, the monthly clo values to be used as input data in the simulation in determining the monthly operative set temperatures were determined for each province. The



simulations were repeated using the determined set temperatures as input data to determine energy consumption and hourly PMV values.

Simulation results; 1) all day for energy consumption values, 2) for PMV values for the hours the family was in the house. The total number of simulations is approximately 864.

#### 4. Results

For  $PMV = 0$ , operative set temperature ranges for the intermittent regime are determined to be 24.5-26.0 °C in İzmir, 24.2-26.0 °C in İstanbul, 23.6-26.5 °C in Ankara and 23.3-26.4 °C in Erzurum. In İzmir, where the outside temperature is the highest throughout the year, clo values are lower than other provinces. The operative temperatures required to provide comfort conditions are observed as the highest in İzmir in the winter months and the lowest in İstanbul in the summer months. The monthly single operative set temperature values obtained when the HVAC system is operated in continuous mode; 24.5-26.8 °C in İzmir, 24.2-26.5 °C in İstanbul, 23.7-26.9 °C in Ankara and 23.3-26.6 °C in Erzurum As C, it was found approximately similar to the values obtained in the batch regime.

In the intermittent regime, although the input data is  $PMV = 0$ , there is a distribution in the range of 1.8 PMV for Erzurum. The larger the distribution range, the larger the standard deviation. 89.4% of the family's stay at home in Erzurum falls within the range of  $-0.2 < PMV < +0.2$ , which is the highest satisfaction level in the four thermal comfort categories, and 98.0% falls within the range of  $-0.5 < PMV < +0.5$  which is the normal expectation level. Similar values were obtained for other provinces.

In continuous regime, PMV distribution is between 2.0 for İzmir and 1.1 PMV for Ankara. 89.9% of the time the family is at home in İzmir falls within the range of  $-0.2 < PMV < +0.2$ . This rate is 94.4% for the same PMV range in İstanbul, 94.3% in Ankara and 89.3% in Erzurum. In the range of  $-0.5 < PMV < +0.5$ , 98.5% of the hours spent at home in İzmir, 99.4% in İstanbul, 99.4% in Ankara and Erzurum 98% falls.

Although the operative temperature ranges for  $PMV = 0$  are close to each other in all provinces, it is seen that heating / cooling energy consumption is different from each other. In the intermittent regime, heating energy consumption is highest in Erzurum and lowest in İzmir, while cooling energy consumption is the highest in İzmir and lowest in Erzurum. This reveals the effect of outdoor temperatures on energy consumption. When the intermittent regime and the continuous regime are compared, it is seen that the energy consumption values increase by 4.5-6.2% in heating and 9.3-24.1% in cooling. Cooling energy consumption increase is higher than heating. This increase is 18% and 23.2% in Ankara and Erzurum, respectively.

#### 5. Discussion and Suggestions

The results obtained are summarized below:

While the monthly operative set temperatures determined in the intermittent regime are close to each other for İzmir (24.5-26.0 °C) and İstanbul (24.2-26.0 °C), in the same case it is observed in Ankara (23.6-26.5 °C) and Erzurum (23.3-26.4 °C). In the continuous regime, although there is no big difference in temperatures for the winter season, there is an increase in summer temperatures in İzmir (24.5-26.8 °C) and İstanbul (24.2-26.5 °C).

Annual unit heating / cooling energy consumptions obtained for operative set temperatures providing  $PMV = 0$  have been compared. It has been determined that there is an increase in unit





energy consumption when the continuous regime is applied. Continuous regime is 4.5-6.2% higher in heating energy consumption and 9.1-23.2% higher in cooling energy consumption compared to intermittent regime. The highest increase in cooling energy consumption and the lowest increase in heating energy consumption is in Erzurum.

In the statistical analysis of hourly PMV values obtained from the simulations using the operative temperatures that make  $PMV = 0$  as input data, working in the intermittent regime for the province of Izmir is 0.4% in the comfort range of  $-0.5 < PMV < +0.5$  according to the continuous regime. It is seen that it gives 4.3% better results in the range of  $-0.2 < PMV < +0.2$ . Considering the calculations made in continuous regime for Istanbul, higher values in both  $-0.2 < PMV < +0.2$  comfort range (5.2%) and  $0.5 < PMV < +0.5$  comfort range (0.6%) was seen. In the intermittent regime comfort range of  $-0.2 < PMV < +0.2$ , Ankara and Erzurum provinces 0.1-0.2% and in continuous regime  $-0.5 < PMV < +0.5$  comfort interval Ankara province 0.4% more results in more satisfaction.

In all the working regimes and control strategies examined, it has been observed that as the outdoor temperatures decrease, the change in energy consumption is greater and the most dramatic changes occur in Erzurum.

In this study, in which the comfort conditions to be obtained in various working regimes and HVAC control strategies and energy consumption are compared; We believe that it will guide the architects and engineers who design and install houses, as well as to show the current energy saving potential in preferred comfort conditions and to evaluate energy consumption together with comfort conditions.

## References

1. EnergyPlus Engineering Reference. 2019. The Reference to EnergyPlus Calculations. [https://energyplus.net/sites/all/modules/custom/nrel\\_custom/pdfs/pdfs\\_v8.9.0/EngineeringReference.pdf](https://energyplus.net/sites/all/modules/custom/nrel_custom/pdfs/pdfs_v8.9.0/EngineeringReference.pdf)
2. Design Builder Software. 2020. <http://www.designbuilder.co.uk>.
3. METEONORM. 2020. Global Meteorological Database for Engineers, Planners and Education, [www.meteonorm.com](http://www.meteonorm.com).



## 1. GİRİŞ

Isıl konfor terimi, insanın bulunduğu ortamın ısı koşullarını ne daha sıcak ne de daha soğuk istememesi halidir. İnsanın yapısı, yaşı, cinsiyeti gibi birçok parametreye bağlı olsa bile en genel anlamda ısı konforu etkileyen değişkenler kişisel ve çevresel parametreler olarak sınıflandırılabilir. Kişisel parametreler, aktivite seviyesi (met) ve kıyafetin ısı direnci (clo) olmak üzere iki ana parametre ile ilişkilidir. Çevresel parametreler ise hava sıcaklığı, ortalama radyasyon sıcaklığı, hava hızı ve bağıl nemdir [1].

Fanger [1], çok sayıda bireyden oluşan bir topluluk için en az %80'lik memnuniyeti sağlayacak konfor sıcaklığını kontrollü olarak iklimlendirilmiş bir ortamda tahmin etmeye çalışmıştır. Deneysel çalışmalar sonucu "tahmini ortalama oy" (PMV) olarak adlandırılan bir gösterge oluşturmuş, konfor bölgesi için +1, 0, -1 oylarını konforlu olarak nitelendirmiştir.  $PMV=0$ 'ın anlamı vücudun ısı kaybı ile üretilen metabolik ısının eşit olmasıdır. Isıl konfor seviyesinin sınıflandırılması ve sertifikasyonu EN 15251 [2] standardı tarafından yapılmaktadır. Bu standart, HVAC sistem tasarımında kullanılacak ısı konfor parametrelerinin belirlenmesinin yanısıra ölçüm ve hesaplamalardan kaynaklanan uzun vadeli ısı konfor değerlendirme metodlarını da tanımlar. EN 15251 [2]'de binalar, ısı konfor PMV indeksine göre sınıflandırılmıştır. Isıl konfor seviyesi 3 kategoride sınıflandırılır: I. kategori, ısı konfor açısından en yüksek beklenti seviyesini, dolayısı ile en yüksek memnuniyet seviyesini ( $-0,2 < PMV < +0,2$ ) gösterir. Engelli, hasta kişiler, yaşlılar ve çocukların bulunduğu hacimler için tavsiye edilir. II. kategori, yeni ve tadilat görmüş binalar için kullanılır ve normal beklenti seviyesine karşılık gelir. Bu kategori için  $-0,5 < PMV < +0,5$  aralığı önerilir ki standartlarda ve uygulamalarda yaygın olarak kullanılan ısı konfor aralığıdır. III. kategoride ortamda bulunan memnuniyetsiz kişilerin oranının %15'u aşmaması için  $-0,7 < PMV < +0,7$  aralığı gerekliliği belirtilmiştir [1, 3-7].

Hava sıcaklığı, hava bağıl nemi, hava hızı, hacmi çevreleyen yüzeyler ile hacim içinde yer alan objelerin yüzey sıcaklıkları (ortalama radyasyon sıcaklığı) konfor koşullarına birlikte etki etmektedir. Bina kabuğu güneş radyasyonuna maruz ise iç ortam hava sıcaklığı ile nem kontrolü konfor koşullarını garanti edemediğinden ortalama radyasyon sıcaklığı önemli bir faktör haline gelmektedir. Bir hacimde yüzeyler ve objeler soğuk ise hava sıcaklığı yeterli olsa bile soğuk hissedilebilir. Yüzeylerin sıcaklığı, bina kabuğunun yalıtımı ile doğrudan ilişkilidir [8]. Isıl konfor hesaplamalarında kullanılan operatif sıcaklık; hava sıcaklığı ile ortalama radyasyon sıcaklığının kombinasyonundan oluşmaktadır [1, 3, 9]. ANSI/ASHRAE 55 [9] ve EN ISO 7730 [3]'te ısı konfor sıcaklığı olarak "operatif sıcaklık" değerlerinin kullanılmasının sebebi, insan vücudunun operatif sıcaklığa karşı daha duyarlı olmasıdır.

Ekonomik ve sosyal açıdan dünya yaşam standartlarını ve ülkelerin gelişmişlik seviyesinde iyileşme sağlayan en önemli faktörlerin başında enerji gelmektedir. Sanayi-



deki ve teknolojiadaki büyük gelişmeler ve değişimler, artan nüfus ile birlikte enerjiye olan ihtiyaç sürekli artış göstermektedir. Dünya birincil enerji tüketiminin 2015 yılında yaklaşık %81,6'sı petrol, kömür ve doğalgazdan sağlanmaktadır [10]. Enerjinin çoğunlukla rezervleri giderek azalan fosil yakıtlardan karşılanıyor olması, enerji ihtiyacının sürekli artması enerji verimliliği ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının çok daha önemli kılmaktadır.

Global enerji tüketiminin yaklaşık %10'u konutlarda olmaktadır [10]. Konutlarda enerji kullanımında en büyük paya sahip olan ısıtma ve soğutma enerji ihtiyacı; iklimsel koşullar, bina yapı özellikleri ve tipinin yanı sıra ısıl konfor düzeyine önemli ölçüde bağlıdır. Isıl konfor ve enerji ihtiyacı/tüketimi arasındaki ilişkinin belirlenmesi hem EU Directive 2018/844 [11] göre enerji sınıflarının kalibrasyonu hem de hacim içinde yaşayanların konfor sıcaklığı aralıklarında yapabilecekleri enerji tasarrufunu görebilmeleri, giyim ve hareket düzeylerini değiştirmeleri ile sağlayabilecekleri ekstra enerji tasarrufu olanaklarının ortaya konması açısından önemlidir.

Binalarda enerji performansının belirlenmesi; binada ısıl konfor ve iç hava kalitesini sağlayan sistemlerin, değişen dış hava koşullarına göre zamana bağlı (transient) davranışının simülasyonu ile gerçekleştirilir. Ancak zamana bağlı enerji tüketim simülasyonları, uzmanlık gerektiren, karmaşık hesaplamalardır. Pratik anlamda, gelişmiş bilgisayar yazılımları kullanılmadan binaların dinamik hesaplamalarının yapılması mümkün değildir. ISO 13790 [12]'de statik ve dinamik hesap yöntemleri verilmiştir. Dinamik metodlar saatlik bazda iç ve dış hava sıcaklıkları kullanılarak binalardaki enerji transferinin anlık simülasyonuna yaklaşan kompleks metodlardır.

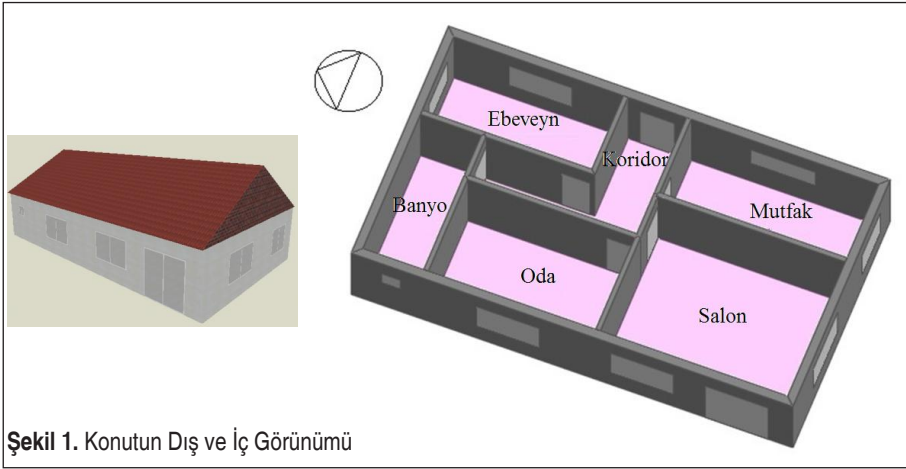
Binalarda enerji verimliliği, enerji performansı ile konfor seviyesinin ilişkilendirilmesi üzerine yapılmış pek çok çalışma mevcuttur [4, 5, 13-35]. Türkiye'de TS 825 [36]'in zorunlu hale gelmesi ile binalarda enerji performansı çalışmaları başlamıştır [37-44].

Bu çalışmada; TS 825 [36]'de Türkiye'nin farklı iklim bölgelerini temsil eden dört il seçilerek, TS 825 [36]'de belirlenmiş kriterlere uygun örnek bir konut tasarlanmıştır. Her il için EN 15251 [2]'e uygun operatif sıcaklık aralıkları belirlenerek, konutlarda ısıl konfor koşulları ile ısıtma/soğutma enerji tüketimleri arasındaki ilişkinin analiz edilmesi hedeflenmiştir. Bu sıcaklık aralıkları için ISO 13790 [12]'a göre dinamik simülasyon yöntemlerinden biri kullanılarak yıl boyunca görülen saatlik PMV değerleri ve enerji tüketimleri belirlenmiştir. Simülasyonlarda tam mekanik kontrol sistemi kullanılmıştır. Tam mekanik kontrol için Fanger ısıl konfor modeli yaklaşımı kullanılmıştır. Tam mekanik kontrollü sistemde kesikli ve sürekli çalışma rejimleri altında çalışılan aylık tek ısıtma/soğutma operatif sıcaklık set değerleri kullanılmıştır. Yukarıdaki çalışma koşulları gözönünde bulundurularak konut içerisinde yıl boyunca gerçekleşen ısıl konfor koşulları ve enerji tüketimleri belirlenmiş ve karşılaştırılmıştır.



## 2. MATERYAL

Bu çalışma kapsamında, ısı konfor koşullarının ısıtma ve soğutma enerji tüketimlerine olan etkisinin belirlenmesi amacıyla tek katlı ayırık nizamda örnek bir konut tasarlanmıştır. Konutun dış görünümü ve iç yerleşim planı Şekil 1’de gösterilmektedir. Konutun oturma alanı 100 m<sup>2</sup> olup duvar, pencere, kapı gibi bileşenlerinin boyutları ve alanları Tablo 1’de verilmiştir [43]. Pencere/duvar oranı 0,187 olarak alınmıştır. Tablo 3’te, konutu oluşturan duvar, taban ve tavan gibi opak yapı elemanların kalınlıkları ve termofiziksel özellikleri listelenmiştir. Tasarımda, pencerelerde 4 cm kalınlığında PVC çerçeve, 3 mm cam kalınlığında ve 13 mm hava boşluklu çift cam kullanılmıştır [43].



Şekil 1. Konutun Dış ve İç Görünümü

Tablo 1. Konutun Bileşenlerinin Alanları (m<sup>2</sup>)

Mahal	Yön	Pencere	Kapı	Dış duvar	Taban	Tavan
Salon	G	2,6	-	10,6	28,85	28,85
	B	2,6	4,2	9,73		
Ebeveyn yatak odası	K	1,89	-	5,43	14,5	14,5
	D	2,6	-	12,39		
Yatak odası	B	2,6	-	12,39	17,99	17,99
Mutfak	G	1,95	-	5,37	15,99	15,99
	D	1,85	-	14,73		
Banyo	K	-	-	13,2	9,6	9,6
	B	0,36	-	5,14		
Koridor	D	-	2,31	3,19	13,5	13,5
<b>TOPLAM ALAN</b>		<b>17,28</b>	<b>6,51</b>	<b>92,17</b>	<b>100,43</b>	<b>100,43</b>



Örnek konutun inceleneceği farklı iklim koşulları için TS 825 [36]'de belirlenen 4 farklı iklim bölgesini temsil eden İzmir (I. Bölge), İstanbul (II. Bölge), Ankara (III. Bölge) ve Erzurum (IV. Bölge) illeri seçilmiştir. Bu dört farklı ilde konutun, TS 825 [36]'e göre minimum koşulları sağlaması için yapı elemanlarının sahip olması gereken toplam ısı geçiş katsayısını (U) (Tablo 3) sağlayacak farklı yalıtım kalınlıkları (Tablo 2'deki X değerleri) ve her bir il için bu yalıtım kalınlıkları kullanılarak hesaplanan U değerleri Tablo 3'de verilmiştir.

Örnek konut 4 kişilik bir aileye göre tasarlanmış ve kesikli çalışma durumunda ailenin konutta bulunduğu saatler hafta içi ve hafta sonu olmak üzere ayrı ayrı ele alınmıştır (Tablo 4) [43].

Çalışmada, HVAC sistemi hem kesikli hem de sürekli çalışma rejiminde değerlendirilmiştir. Isıtma sistemi olarak, doğal gaz yakıtlı kazan ve sıcak sulu radyatör sistemi, soğutma sistemi olarak da klima kullanımı öngörülmüştür. Isıtma sistem verimi % 85, soğutma sistemi COP değeri 3 olarak alınmıştır.

**Tablo 2.** Örnek Konut Opak Yapı Elemanları Termofiziksel Özellikleri

	Yapı elemanı kalınlığı (m)	Isı iletim katsayısı (W/mK)	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Isı kapasitesi (J/kgK)
Dış duvar				
Çimento harçlı şap	0,015	1,4	2000	840
XPS yalıtım malzemesi	X	0,04	30	840
Düşey delikli tuğla	0,19	0,68	1600	800
Çimento harçlı şap	0,015	1,4	2000	840
Tavan				
Çimento harçlı şap	0,015	1,4	2000	840
Cam yünü	X	0,04	30	840
Donatılı beton	0,15	2,3	2300	1000
Çimento harçlı şap	0,015	1,4	2000	840
Taban				
Çimento harçlı şap	0,02	1,4	2000	840
Cam yünü	X	0,04	30	840
Çimento harçlı şap	0,02	1,4	2000	840
Donatılı beton	0,20	2,3	2300	1000
Kum-Çakıl	0,10	2,0	1900	880



**Tablo 3.** Örnek Konutun Illere Göre Yalıtım Kalınlıkları (Tablo 3'deki X değerleri) ve Toplam Isı Geçiş Katsayısı (U) ( $W/m^2K$ ) Değerleri [43]

Şehirler	Dış Duvar		Tavan		Taban		Pencere
	İzolasyon Kalınlığı (X)	$U_{Duvar}$	İzolasyon Kalınlığı (X)	$U_{Tavan}$	İzolasyon Kalınlığı (X)	$U_{taban}$	$U_{Pencere}$
	(cm)	( $W/m^2K$ )	(cm)	( $W/m^2K$ )	(cm)	( $W/m^2K$ )	( $W/m^2K$ )
İzmir (1. Bölge)	5	0,581	8	0,447	5	0,615	2,282
İstanbul (2. Bölge)	8	0,405	10	0,365	8	0,421	2,282
Ankara (3. Bölge)	10	0,337	14	0,268	10	0,348	2,282
Erzurum (4. Bölge)	12	0,288	15	0,251	12	0,296	2,282

**Tablo 4.** Ailenin Konutta Bulunduğu Saatler

Ailenin konutta bulunduğu saatler	
Hafta içi	Hafta sonu
18:00-08:00	Tüm gün
18:00-08:00	Tüm gün
17:00-08:00	Tüm gün
18:00-24:00	11:00-24:00

Konutun modellenmesi ve simüle edilmesinde EnergyPlus [45] yazılımı kullanılmıştır. EnergyPlus [45], DOE-2 ve BLAST programları temel alınarak ABD Enerji Bakanlığı tarafından geliştirilmiş, yüksek hesaplama kapasiteli bir bina enerji simülasyon programıdır [46]. Saatlik-dinamik bir metot olan ASHRAE [47] Isıl Denge Metodu'nu kullanan yazılım, hassas ve detaylı bir çizim modeli oluşturmaya olanak sağlar ve dolayısıyla yapılması gerekli kabul sayısını da en aza çekerek gerçeğe çok yakın hesaplamalar yapar. Yazılım, güneş kazançlarını ve iç kazançların detaylı hesaplanmasını, iç yüzey sıcaklıklarının her yüzey için ayrı ayrı tanımlanmasını, doğal havalandırmayı, gölgelenmeyi, HVAC ekipmanlarını ve ısı kütlesi hesaplamalarını da hesaba katmaktadır [45, 47-49]. EnergyPlus [45], ANSI/ASHRAE 140 [49] doğrulamasına sahiptir.

DesignBuilder [50], bir Energy Plus [45] ara yüzeyi olarak hesaplamalarda kullanılmaktadır. DesignBuilder yazılımının veritabanında Energy Plus [44] (epw) formatında İzmir, İstanbul ve Ankara için saatlik meteorolojik veriler mevcuttur. Erzurum'a ait saatlik veriler ise Meteonorm (v.5.1x, 2019) [51] yazılımından epw formatında alınarak DesignBuilder iklim veritabanına aktarılmıştır.



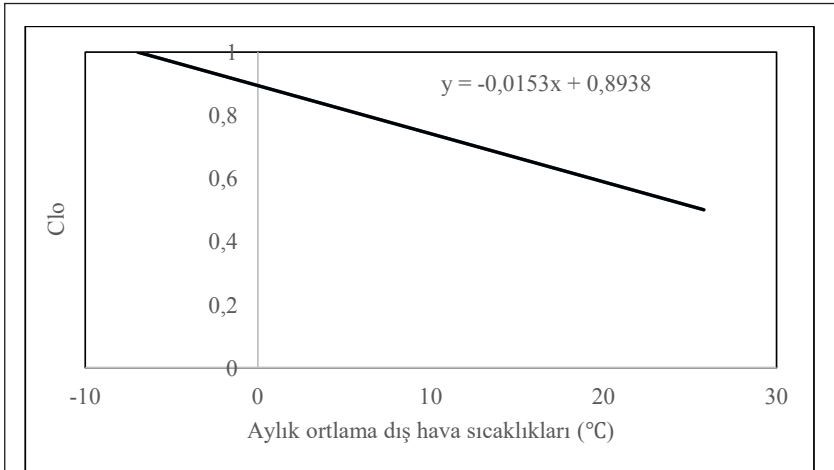
### 3. YÖNTEM

Örnek konut, TS 825 [36]'de belirlenen Türkiye'nin dört farklı iklim bölgesini temsilen seçilen İzmir (I. Bölge), İstanbul (II. Bölge), Ankara (III. Bölge) ve Erzurum (IV. Bölge) için aynı ısıtma/soğutma sistemi, kullanım süresi ile kesikli ve sürekli çalışma rejimi benimsenerek EnergyPlus yazılımında aylık olarak simüle edilmiştir.

Bu çalışmanın ilk adımı; seçilen her bir il için simülasyonlarda giriş verisi olarak kullanılacak olan aylık clo değerlerini, aylık ortalama dış hava sıcaklığının bir fonksiyonu olarak belirlemektir. Isıl konfor için kişisel parametre olan ve kişilerin giyinme durumunu gösteren clo değeri dış iklimsel verilere bağlı olarak değişmektedir. Isıtma ve soğutma enerji tüketimleri de kişilerin giyinme durumuna göre değişiklik gösterir. Clo değerleri, yıl içinde  $\leq 1,2$  met (aktivite seviyesi) %50 bağıl nem ve  $\leq 0,15$  m/s hava hızı için 0,5 (yaz)-1,0 (kış) arasında değişir. Toplam clo değeri, üstüste giyilen her bir kıyafetin clo değerlerinin toplamına eşittir [9]. Clo değerinin belirlenmesinde dış hava sıcaklığı önemli bir parametredir.

**Tablo 5.** Aylık Ortalama Dış Hava Sıcaklıkları

	Oca.	Şub.	Mar.	Nis.	May.	Haz.	Tem.	Ağu.	Eyl.	Eki.	Kas.	Ara.
İzmir	8,9	8,4	10,7	14,4	21,0	24,4	25,8	25,4	23,0	17,0	11,4	9,8
İstanbul	5,8	4,9	7,3	12,2	16,8	21,6	24,1	24,2	20,8	16,5	11,4	7,9
Ankara	-2,4	0,6	2,6	8,9	13,7	17,0	21,5	21,1	17,1	10,3	3,8	0,8
Erzurum	-7,0	-6,5	-1,7	5,7	10,8	15,1	19,5	18,9	15,0	9,0	1,6	-4,4



**Şekil 2.** Ortalama Dış Hava Sıcaklığına Bağlı Olarak Clo Değerleri



İzmir, İstanbul, Ankara ve Erzurum illerinin ortalama dış hava sıcaklıkları Tablo 5'te verilmiştir. Clo değerinin dış hava sıcaklığı ile lineer değiştigi kabulü ile [4] Şekil 2 elde edilmiştir. Sıcaklığa bağlı clo fonksiyonu ise Eşitlik 1'de verilmiştir.

$$clo = -0,0153 * T_o + 0,8938 \quad (1)$$

burada;  $T_o$ : dış hava sıcaklığı (°C)'dir.

Sıcaklık set değerlerinin belirlenmesi için konut, ısıtma ve soğutma operatif sıcaklık değerlerinde 1°C'lik sıcaklık değişimi için simüle edilmiş ve aylık ortalama PMV değerleri belirlenmiştir. Isıtma ve soğutma operatif sıcaklık değerleri, ANSI/ASHRAE 55 [9] ve ISO 7730 [3]'da verilen 19,0-26,5°C ısıtma ve 23,5-28,0°C soğutma sıcaklık aralıklarında alınmıştır. Set sıcaklık değerleri ile aylık ortalama PMV değerleri lineer olarak değiştigiinden,  $-0,5 < PMV < +0,5$  konfor aralığında PMV'yi  $-0,5, 0$  ve  $+0,5$  yapan aylık sıcaklık (operatif) set değerlerini belirlemek amacıyla, set sıcaklığı-PMV eğrileri oluşturulmuştur.

Saatlik PMV değerlerinin belirlenmesi için  $PMV=0$  yapan set sıcaklıkları simülasyonlarda giriş verisi olarak kullanılmıştır. Çıkış verisi ise ailenin konutta bulunduğu saatler için çalıştırılan simülasyonlardan elde edilen saatlik PMV değerleridir. Yıl boyunca elde edilen saatlik PMV değerlerinin istatistiksel olarak değerlendirilmesi yapılmıştır. Frekans dağılımları ve dağılım özellikleri (ortalama değer, orta değer, standard sapma, varyans, en küçük değer, en büyük değer ve aralık), veriyi gruplara ayırarak anlaşılabilir hale getirmek ve gözlenme sıklıklarını ve olasılıklarını belirlemek için uygulanmıştır. İstatistiksel veriler yardımıyla, ailenin konutta bulunduğu saatlerdeki konfor aralıkları incelenmiş ve  $-0,2 < PMV < +0,2$  ve  $-0,5 < PMV < +0,5$  konfor aralıklarındaki yüzdeleri belirlenmiştir.

Birim enerji tüketim değerlerinin belirlenmesi amacıyla bir yıl için  $PMV=0$  yapan operatif sıcaklık set değerleri kullanılarak konutun aylık ısıtma/soğutma birim enerji tüketim ( $kWh/m^2$ ) değerleri elde edilmiştir. Aynı zamanda, konutta tüketilen her bir enerji türüne (doğalgaz, elektrik) göre yıllık birincil enerji tüketimi değerleri hesaplanmıştır. Birincil enerji dönüşüm katsayıları doğalgaz yıllık enerji tüketimi 1,0, elektrik yıllık enerji tüketimi ise 2,36 ile çarpılarak yıllık toplam birincil enerji tüketimi hesaplanmıştır [52, 53].

## 4. SONUÇLAR

Örnek konut, TS 825 [36]'de belirlenen Türkiye'nin dört farklı iklim bölgesini temsilen seçilen İzmir (I. Bölge), İstanbul (II. Bölge), Ankara (III. Bölge) ve Erzurum (IV. Bölge) için doğal havalandırmanın olmadığı tam mekanik kontrollü HVAC sisteminin, aylık tek ısıtma/soğutma operatif sıcaklık set değeri ile kullanım süresi ve





çalışma rejimi (kesikli-sürekli) benimsenerek EnergyPlus yazılımında aylık olarak simüle edilmiştir.

Kişisel kontrole izin verilmeyen tam mekanik kontrollu sistemde insan vücudunun daha hassas olduğu ve konfor sıcaklığı olarak standartlarda kullanılan operatif sıcaklık set değerleri kesikli ve sürekli rejim için belirlenmiştir. Isıl konfor koşullarını sağlayan birim ısıtma/soğutma enerji tüketimleri, birincil enerji tüketimleri hesaplanmıştır. İstatistiksel açıdan değerlendirme için ise ailenin yıl boyunca evde bulunduğu saatlere ait PMV değerleri saptanmış, frekans dağılımları ve dağılım özellikleri kullanılarak değerlendirilmiştir.

Çalışmada ilk olarak aylık operatif set sıcaklıklarının belirlenmesinde simülasyonda giriş verisi olarak kullanılacak olan aylık clo değerleri her il için belirlenmiştir. Belirlenen set sıcaklıkları enerji tüketimi ve saatlik PMV değerlerinin belirlenmesi amacıyla giriş verisi olarak kullanılarak simülasyonlar tekrarlanmıştır.

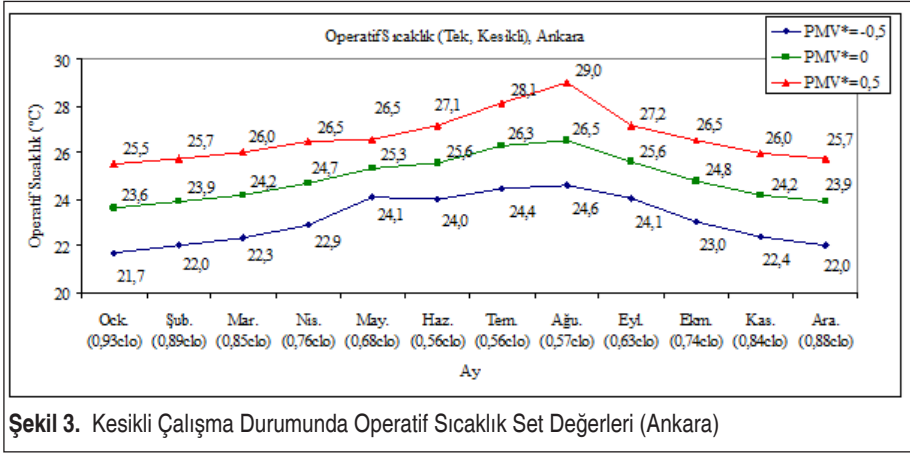
Simülasyon sonuçları; 1) enerji tüketim değerleri için tüm gün, 2) PMV değerleri için ailenin konutta bulunduğu saatler için alınmıştır. Toplam simülasyon sayısı yaklaşık 864'tür.

Hesaplamalarda, ısıtma/soğutma enerji tüketiminin belirlenmesinde doğalgaz ile klimaların elektrik tüketimi dikkate alınmış, fan, pompa vb. yardımcı ekipmanların tüketimi elektrik tüketimine dahil edilmemiştir. Sıcak su ve aydınlatma enerji tüketimleri çalışmada dikkate alınmamış, sadece ısıtma ve soğutma enerji tüketimleri incelenmiştir. İç ısı kazançları TS EN 832 [54]'ye göre konut ortalaması 5 W/m<sup>2</sup> olacak şekilde belirlenmiştir. İç ısı kazançları olarak, ailenin konutta bulunma durumuna bağlı olarak değişen metabolik kazançlar, cihaz kullanımı ve aydınlatmadan kaynaklanan kazançlar ele alınmıştır. Çalışmada, ısıl konforu etkileyen iç mekan iklimsel parametrelerinden olan hava hızı 0,1 m/s'den düşük olarak kabul edilmiş, kişisel parametrelerden olan konut içindeki aktivite seviyesi ise 0,9 met olarak sabit tutulmuştur.

Seçilen her il için aylık clo değerleri, aylık ortalama dış hava sıcaklığının bir fonksiyonu olarak belirlenmiş ve Eşitlik 1'de verilmiştir. Tablo 5'de listelenen ortalama dış hava sıcaklıkları Eşitlik 1'de yerine konarak her il için aylık clo değerleri belirlenmiş

**Tablo 6. Aylık Clo Değerleri**

	Oca.	Şub.	Mar.	Nis.	May.	Haz.	Tem.	Ağu.	Eyl.	Eki.	Kas.	Ara.
<b>İzmir</b>	0,76	0,77	0,73	0,67	0,57	0,52	0,50	0,51	0,54	0,63	0,72	0,74
<b>İstanbul</b>	0,81	0,82	0,78	0,71	0,64	0,56	0,53	0,52	0,58	0,64	0,72	0,77
<b>Ankara</b>	0,93	0,89	0,85	0,76	0,68	0,63	0,56	0,57	0,63	0,74	0,84	0,88
<b>Erzurum</b>	1,00	0,99	0,92	0,81	0,73	0,66	0,60	0,60	0,66	0,76	0,87	0,96

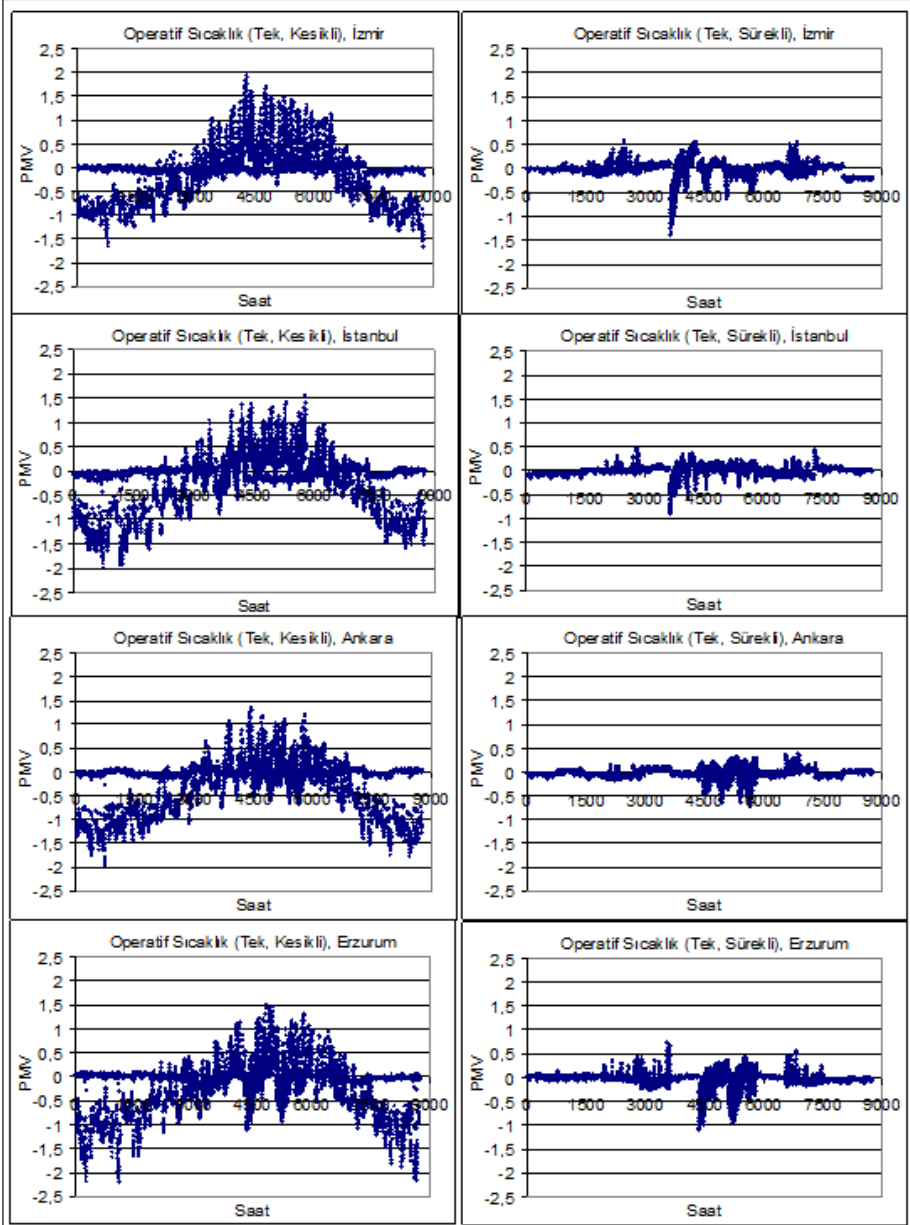


ve Tablo 6’de sunulmuştur. Aylık ortalama dış hava sıcaklığı arttıkça insanlar daha hafif giysiler giymekte, clo değeri düşmektedir.

Belirlenen aylık clo değerleri kullanılarak ANSI/ASHRAE Standard 55 [9] ve ISO 7730 [3]’de verilen 19,0-26,5°C ısıtma, 23,5-28,0°C soğutma operatif sıcaklık aralıkları için 1°C’lik sıcaklık adımlarında İzmir, İstanbul, Ankara ve Erzurum illeri için kesikli ve sürekli rejimde konut simüle edilmiş ve  $-0,5 < PMV < +0,5$  konfor aralığında  $PMV = -0,5, 0$  ve  $+0,5$ ’i sağlayan aylık tek operatif sıcaklık set değerleri belirlenmiştir. Şekil 3’de örnek olarak Ankara ili için HVAC sisteminin kesikli rejimde çalışması durumu için elde edilen aylık tek operatif set sıcaklık değerleri gösterilmekte olup, tüm iller için  $PMV = 0$  yapan operatif set sıcaklık değerleri, kesikli ve sürekli rejimler için Tablo 7’de verilmektedir.

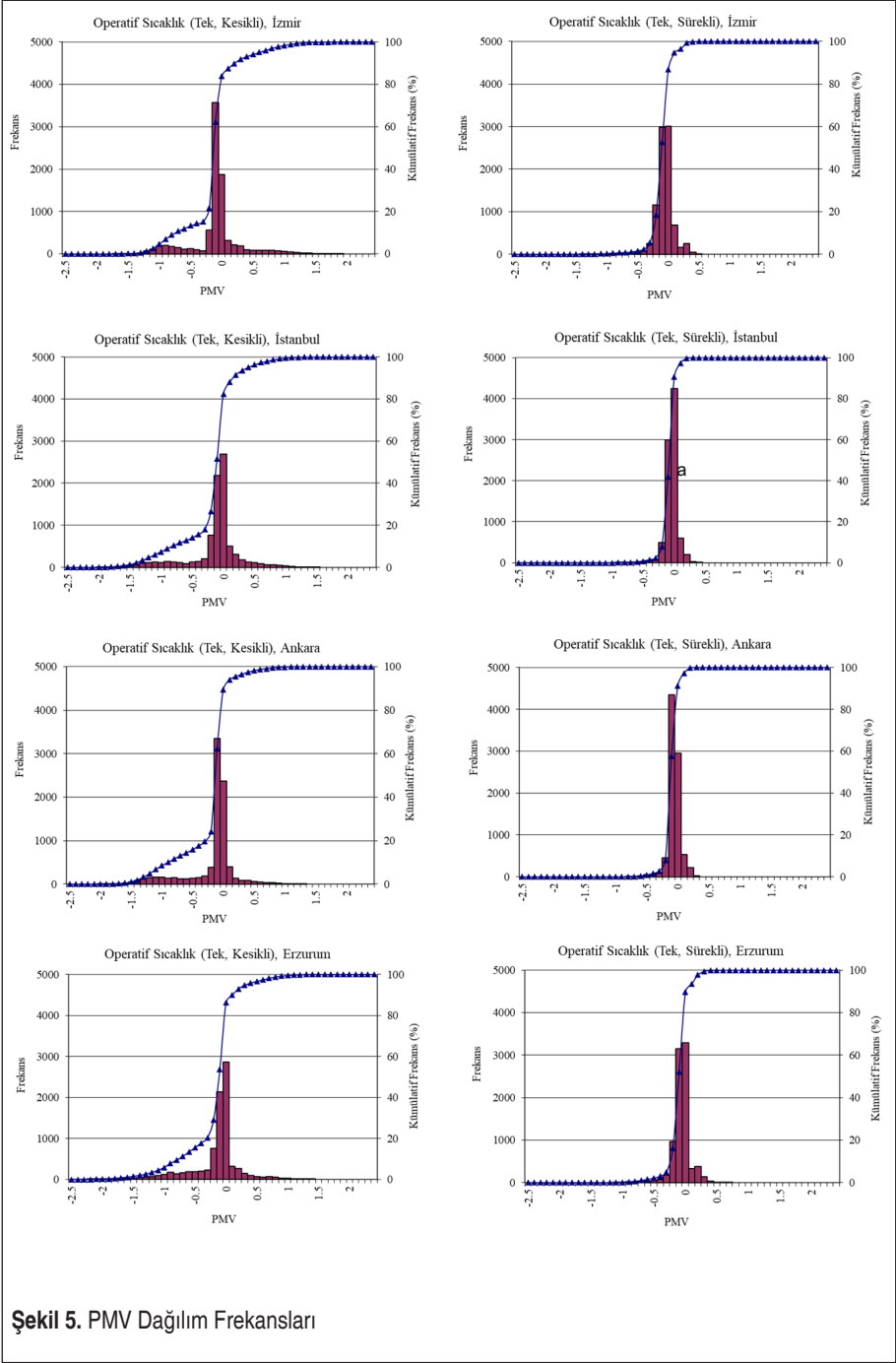
Tablo 7. Tüm İller İçin Elde Edilen  $PMV = 0$  Yapan Operatif Set Sıcaklık Değerleri

Rejim	İl	Oca.	Şub.	Mar.	Nis.	May.	Haz.	Tem.	Ağu.	Eyl.	Eki.	Kas.	Ara.
Kesikli	İzmir	24,5	24,5	24,6	24,9	25,7	25,9	26,0	26,0	26,0	25,5	24,7	24,6
	İstanbul	24,2	24,2	24,4	24,8	25,3	26,0	25,7	25,7	25,6	25,4	24,7	24,4
	Ankara	23,6	23,9	24,2	24,7	25,3	25,6	26,3	26,5	25,6	24,8	24,2	23,9
	Erzurum	23,3	23,4	23,8	24,4	25,3	25,4	26,4	26,2	25,4	24,6	24,1	23,6
Sürekli	İzmir	24,5	24,5	24,7	24,8	25,8	26,8	26,4	26,2	25,9	24,9	24,8	24,2
	İstanbul	24,2	24,2	24,4	24,8	25,3	26,5	25,9	25,9	25,6	25,1	24,8	24,5
	Ankara	23,7	23,9	24,2	24,7	25,3	25,6	26,5	26,9	25,6	24,8	24,2	23,9
	Erzurum	23,3	23,4	23,9	24,4	24,6	25,5	26,6	26,5	25,4	24,6	24,2	23,6



Şekil 4. Saatlik PMV Değerleri

PMV=0 için operatif set sıcaklık aralıkları kesikli rejim için İzmir'de 24,5-26,0°C, İstanbul'da 24,2-26,0°C, Ankara'da 23,6-26,5°C ve Erzurum'da 23,3-26,4°C olarak



Şekil 5. PMV Dağılım Frekansları



belirlenmiştir. Dış hava sıcaklığının yıl boyunca en yüksek olduğu İzmir'de clo değerleri diğer illere göre düşüktür. Konfor koşullarının sağlanması için gerekli olan operatif sıcaklıklar, kış aylarında İzmir'de en yüksek ve yaz aylarında ise İstanbul'da en düşük olarak gözlenmektedir. HVAC sisteminin sürekli rejimde çalıştırılması durumunda elde edilen aylık tek operatif set sıcaklık değerleri; İzmir'de 24,5-26,8°C, İstanbul'da 24,2-26,5°C, Ankara'da 23,7-26,9°C ve Erzurum'da 23,3-26,6°C olarak, kesikli rejimde elde edilen değerler ile yaklaşık olarak benzer şekilde bulunmuştur.

Bir yıl için PMV=0 yapan operatif sıcaklıklar (giriş verisi) ve ailenin konutta bulunduğu saatler için çalıştırılan simülasyonlarda elde edilen saatlik PMV değerleri (çıkış verisi) her il için Şekil 4'de verilmiştir. Tablo 4'e göre aile yılın %73'ünü (6411 saat) konutta geçirmektedir. Saatlik PMV değerlerinin istatistiksel değerlendirilmesi sonucu PMV dağılım frekansları ve kümülatif frekansları Şekil 5'te, dağılım özellikleri ise Tablo 8'de verilmiştir.

Kesikli rejimde, giriş verisinin PMV=0 olmasına rağmen, Şekil 4 ve 5 ile Tablo 8'den görüleceği gibi Erzurum için 1,8 PMV aralığında bir dağılım gerçekleşmektedir. Dağılım aralığı büyüdükçe standard sapma da büyümektedir. Erzurum'da ailenin evde bulunduğu saatlerin %89,4'ü EN15251 [2]'a göre belirlenen dört ısıl konfor kategorisinde en yüksek memnuniyet seviyesi olan  $-0,2 < PMV < +0,2$  aralığına, %98,0'i ise normal beklenti seviyesi olan  $-0,5 < PMV < +0,5$  aralığına düşmektedir. Diğer iller için de benzer değerler elde edilmiştir (Tablo 8).

Sürekli rejimde ise PMV dağılımı İzmir için 2,0, Ankara için 1,1 PMV aralığında

**Tablo 8.** Ailenin Konutta Bulunduğu Saatlerde PMV=0'ı Sağlayan Operatif Sıcaklıklarda Elde Edilen Dağılım Özellikleri

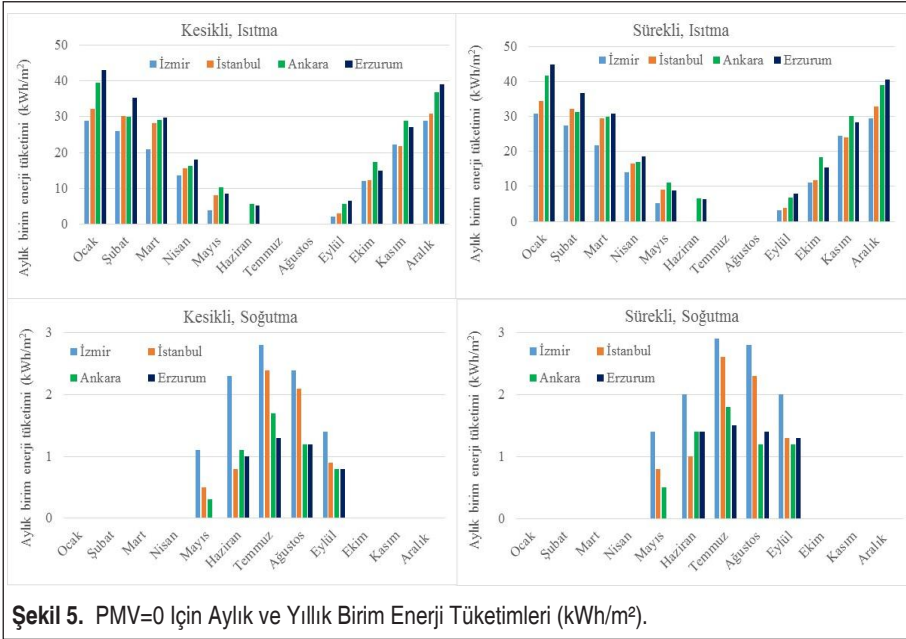
	Kesikli				Sürekli			
	İzmir	İstanbul	Ankara	Erzurum	İzmir	İstanbul	Ankara	Erzurum
Ortalama	-0,0087	-0,0007	-0,0220	-0,0176	-0,3886	0,0011	-0,0176	-0,0240
Ortakdaki değer	-0,0300	0,0097	-0,0197	0,0036	-0,4205	0,0136	-0,0226	-0,0026
Standard sapma	0,1167	0,1422	0,1073	0,1536	0,3515	0,1090	0,1014	0,1530
Varyans	0,0136	0,0202	0,0115	0,0236	0,1235	0,0119	0,0103	0,0234
En küçük değer	-0,6890	-0,8947	-0,7539	-1,0953	-1,1355	-0,8947	-0,7251	-1,0953
En büyük değer	1,0122	0,8071	0,4413	0,7231	0,8669	0,4705	0,3928	0,7297
Aralık	1,7	1,7	1,2	1,8	2,0	1,4	1,1	1,8
$-0,2 < PMV < +0,2$	94,1	89,2	94,5	89,4	89,8	94,4	94,3	89,3
$-0,5 < PMV < +0,5$	98,9	98,8	99,0	98,0	98,5	99,4	99,4	98,0



Tablo 9. PMV=0 için Aylık ve Yıllık Birim Enerji Tüketimleri (kWh/m<sup>2</sup>).

İller	İzmir						İstanbul						Ankara						Erzurum					
	Isıtma			Soğutma			Isıtma			Soğutma			Isıtma			Soğutma			Isıtma			Soğutma		
	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S		
Sezon																								
Aylar/Rejim	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S	K	S		
Ocak	28,9	30,8	0	0	32,2	34,5	0	0	39,4	41,6	0	0	43,0	44,9	0	0	43,0	44,9	0	0	43,0	44,9		
Şubat	26,1	27,5	0	0	30,3	32,1	0	0	29,9	31,2	0	0	35,2	36,6	0	0	35,2	36,6	0	0	35,2	36,6		
Mart	21,0	21,7	0	0	28,2	29,5	0	0	29,1	30,0	0	0	29,7	30,8	0	0	29,7	30,8	0	0	29,7	30,8		
Nisan	13,7	14,1	0	0	15,7	16,6	0	0	16,3	17,1	0	0	18,0	18,6	0	0	18,0	18,6	0	0	18,0	18,6		
Mayıs	3,8	5,3	1,1	1,4	8,0	9,0	0,5	0,8	10,3	11,2	0,3	0,5	8,6	8,8	0	0	8,6	8,8	0	0	8,6	8,8		
Haziran	0	0	2,3	2,0	0	0	0,8	1,0	5,7	6,7	1,1	1,4	5,2	6,4	1,0	1,4	5,2	6,4	1,0	1,4	5,2	6,4		
Temmuz	0	0	2,8	2,9	0	0	2,4	2,6	0	0	1,7	1,8	0	0	1,3	1,5	0	0	1,3	1,5	0	0		
Ağustos	0	0	2,4	2,8	0	0	2,1	2,3	0	0	1,2	1,2	0	0	1,2	1,4	0	0	1,2	1,4	0	0		
Eylül	2,2	3,2	1,4	2,0	2,9	3,9	0,9	1,3	5,6	6,9	0,8	1,2	6,6	8,0	0,8	1,3	6,6	8,0	0,8	1,3	6,6	8,0		
Ekim	12,1	11,1	0	0	12,2	11,7	0	0	17,4	18,4	0	0	14,9	15,4	0	0	14,9	15,4	0	0	14,9	15,4		
Kasım	22,2	24,5	0	0	21,7	24,1	0	0	28,8	30,1	0	0	27,2	28,3	0	0	27,2	28,3	0	0	27,2	28,3		
Aralık	28,9	29,4	0	0	30,8	32,9	0	0	36,9	38,9	0	0	39,1	40,5	0	0	39,1	40,5	0	0	39,1	40,5		
TOPLAM	158,9	167,6	10,0	11,0	182,0	194,0	6,8	7,9	219,4	232,0	5,0	6,1	227,5	238,3	4,3	5,6	227,5	238,3	4,3	5,6	227,5	238,3		

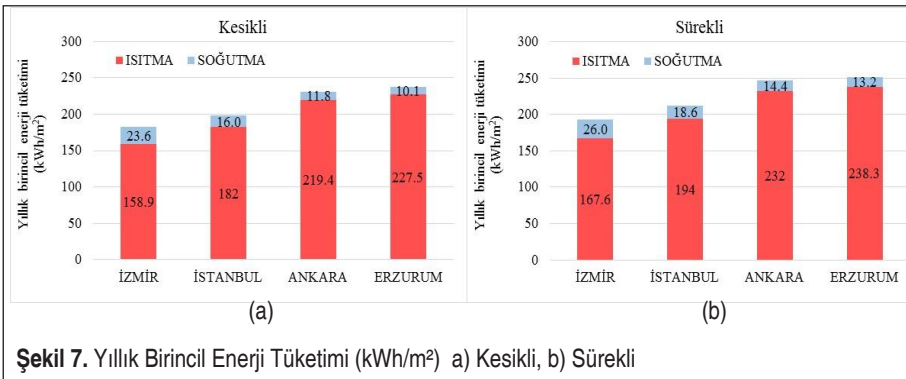
K: Kesikli, S: Sürekli



Şekil 5. PMV=0 için Aylık ve Yıllık Birim Enerji Tüketimleri (kWh/m²).

gerçekleşmektedir. İzmir’de ailenin evde bulunduğu saatlerin %89,9’u en yüksek memnuniyet seviyesi olan  $-0,2 < PMV < +0,2$  aralığına düşmektedir. İstanbul’da aynı PMV aralığı için bu oran %94,4, Ankara’da %94,3, Erzurum’da ise %89,3’tür. Normal memnuniyet seviyesini gösteren  $-0,5 < PMV < +0,5$  aralığına ise evde bulunan saatlerin İzmir’de %98,5’ü, İstanbul’da %99,4’ü, Ankara’da %99,4’ü, Erzurum’da ise %98’i düşmektedir (Tablo 8).

Her bir il için belirlenen ve PMV’yi sıfır yapan aylık operatif sıcaklık set değerleri için simülasyonlar aylık olarak tekrarlanmış ve aylık ısıtma/soğutma enerji tüketimleri birim alan için kesikli ve sürekli rejim için belirlenmiştir. PMV=0 yapan değerler



Şekil 7. Yıllık Birincil Enerji Tüketimi (kWh/m²) a) Kesikli, b) Sürekli



için İzmir, İstanbul, Ankara ve Erzurum illeri için aylık birim enerji tüketimleri Tablo 9'da verilmiş ve Şekil 6'da gösterilmiştir.

Her il için konutta tüketilen doğalgaz yıllık enerji tüketimi (Tablo 9-Isıtma) 1,0, elektrik yıllık enerji tüketimi (Tablo 9-Soğutma) 2,36 birincil enerji dönüşüm faktörü ile çarpılarak yıllık ısıtma/soğutma birincil enerji tüketimi hesaplanmış ve Şekil 7'de gösterilmiştir.

PMV=0 için operatif sıcaklık aralıkları tüm illerde birbirine yakın olmasına rağmen ısıtma/soğutma enerji tüketimlerinin birbirinden farklı olduğu görülmektedir. Kesikli rejimde, ısıtma enerji tüketimi Erzurum'da en yüksek, İzmir'de en düşük iken, soğutma enerji tüketimi de tersi olarak İzmir'de en yüksek, Erzurum'da en düşüktür. Bu da dış hava sıcaklıklarının enerji tüketimi üzerindeki etkisini ortaya koymaktadır. Tablo 9 ve Şekil 7'den açıkça görüldüğü üzere, kesikli rejim ile sürekli rejim karşılaştırıldığında enerji tüketim değerlerinin ısıtmada % 4,5-6,2, soğutmada ise % 9,3-24,1 arasında arttığı görülmektedir. Soğutma enerji tüketimi artışı ısıtmaya göre daha yüksek olmaktadır. Bu artış Ankara ve Erzurum'da sırasıyla %18 ve %23,2'dir.

## 5. TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, konutlarda ısıl konfor koşulları ile ısıtma/soğutma enerji tüketimleri arasındaki ilişki analiz edilmiştir. Bu çalışma kapsamında TS 825 [36]'de belirlenen Türkiye'nin farklı iklim bölgelerini temsil eden dört il için bir örnek konut tasarlanmıştır. DesignBuilder yazılımı kullanılarak, tam mekanik kontrollü HVAC sistemi (doğal havalandırma yok)'nde kesikli ve sürekli rejimlerde, aylık tek ısıtma/soğutma operatif sıcaklık set değerleri için yıl boyunca ailenin evde bulunduğu saatlerde PMV konfor koşullarını da değerlendirerek, birim ısıtma/soğutma enerji tüketimleri, birim birincil enerji tüketimleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

Kesikli rejimde belirlenen aylık operatif set sıcaklıkları İzmir (24,5-26,0°C) ve İstanbul (24,2-26,0°C) için birbirine yakinken aynı durumda Ankara (23,6-26,5°C) ve Erzurum'da (23,3-26,4°C) gözlenmektedir. Sürekli rejimde ise kış sezonu için sıcaklıklarda büyük fark olmamasına karşın yaz sıcaklıklarında İzmir (24,5-26,8°C) ve İstanbul (24,2-26,5°C)'da yükselme gözlenmektedir.

PMV=0'ı sağlayan operatif set sıcaklıkları için elde edilen yıllık birim ısıtma/soğutma enerji tüketimleri karşılaştırılmıştır. Sürekli rejim uygulandığında birim enerji tüketiminde artış olduğu belirlenmiştir. Sürekli rejim kesikli rejime göre ısıtma enerji tüketiminde % 4,5-6,2, soğutma enerji tüketiminde ise % 9,1-23,2 daha yüksektir. Soğutma enerjisi tüketiminde en yüksek artış ile ısıtma enerjisi tüketimindeki en düşük artış Erzurum'dadır.

PMV=0 yapan operatif sıcaklıkların giriş verisi olarak kullanıldığı simülasyonlar-





dan elde edilen saatlik PMV değerlerinin istatistiksel analizinde, İzmir ili için kesikli rejimde çalışmanın sürekli rejime göre  $-0,5 < PMV < +0,5$  konfor aralığında %0,4 ve  $-0,2 < PMV < +0,2$  aralığında ise %4,3 daha iyi sonuç verdiği görülmektedir (Tablo 8). İstanbul için sürekli rejimde yapılan hesaplamalara bakıldığında ise hem  $-0,2 < PMV < +0,2$  konfor aralığında (%5,2) hemde  $0,5 < PMV < +0,5$  konfor aralığında (%0,6) daha yüksek değerleri görmekteyiz. Kesikli rejimde  $-0,2 < PMV < +0,2$  konfor aralığında Ankara ve Erzurum illeri %0,1-0,2 ve sürekli rejimde  $-0,5 < PMV < +0,5$  konfor aralığında Ankara ili %0,4 daha fazla memnuniyetle sonuçlanmaktadır.

Aynı koşullar için verilen frekans dağılımlarında PMV aralıklarının kesikli çalışma rejiminde sürekli rejime göre daha büyük olduğu görülmektedir. Bu durumda standart sapma da büyümektedir. Tüm güne ait PMV değerlerinde dolayısı ile konfor koşullarında sürekli rejimde kesikli rejime göre önemli bir iyileşme olduğunu göstermektedir.

İncelenen tüm çalışma rejimleri ve kontrol stratejilerinde dış hava sıcaklıkları azaldıkça enerji tüketimindeki değişimin daha fazla olduğu, en dramatik değişikliklerin Erzurum'da gerçekleştiği görülmüştür.

Çeşitli çalışma rejimleri ve HVAC kontrol stratejilerinde elde edilecek konfor koşulları ile enerji tüketimlerinin karşılaştırıldığı bu çalışmanın; konut sahipleri ile konut tasarlayan ve tesisatını gerçekleştiren mimar ve mühendislere tercih edilen konfor koşullarında mevcut enerji tasarrufu potansiyelini göstermek ve enerji tüketiminin konfor koşulları ile birlikte değerlendirilmesi konusunda yol gösterici olacağına inanıyoruz.

## TEŞEKKÜR

Projeyi maddi olarak destekleyen Türk Tesisat Mühendisleri Derneği (TTMD)'ne teşekkür ederiz.

## KAYNAKÇA

1. **Fanger, PO.** 1970. Thermal Comfort Analyses and Applications in Environmental Engineering, McGraw-Hill, London.
2. EN 15251, 2007. Indoor Environmental Input Parameters for Design and Assessment of Energy Performance of Buildings Addressing Indoor Air Quality, Thermal Environment, Lighting and Acoustics.
3. EN ISO 7730, 2005. Ergonomics of the Thermal Environment- Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria.
4. **Corgnati, SP., Fabrizio, E., Filippi, M.** 2008. "The impact of indoor thermal conditions, system controls and building types on the building energy demand", Energy Buildings, 40, 627-636, doi: 10.1016/j.enbuild.2007.04.017.



5. **Becker, R., Goldberger, I., Paciuk, M.** 2007. "Improving energy performance of school buildings while ensuring indoor air quality ventilation", *Building and Environment*, 42, 3261-3276, doi: 10.1016/j.buildenv.2006.08.016.
6. **Van der Linden, K., Boerstra, AC., Raube, AK., Kurvers, SR.** 2002. "Thermal indoor climate building performance characterized by human comfort response", *Energy Buildings*, 34, 737-744, doi: 10.1016/S0378-7788(01)00144-X.
7. **Huh, J., Brandemuehl, MJ.** 2008. "Optimization of air-conditioning system operating strategies for hot and humid climates", *Energy Buildings*, 40, 1202-1213, doi: 10.1016/j.enbuild.2007.10.018
8. **Atmaca, I., Kaynakli, O., Yigit, A.** 2007. "Effects of radiant temperature on thermal comfort", *Building and Environment*, 42, 3210-3220, doi: 10.1016/j.buildenv.2006.08.009.
9. ANSI/ASHRAE Standard 55, 2017. *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*.
10. **Koç, A., Yağlı, H., Koç, Y., Uğurlu, İ.** 2018. "Dünyada ve Türkiye'de Enerji Görünümünün Genel Değerlendirilmesi", *Mühendis ve Makina*, 59, 692, 86-114.
11. EU Directive 2018/844. 2018. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32018L0844&from=EN> son erişim tarihi: 22.07.2020.
12. ISO 13790, 2008. *Energy Performance of buildings- Calculation of Energy Use for Space Heating and Cooling*.
13. **Yang, KH., Su, CH.** 1997. "An approach to building energy savings using the PMV index", *Building and Environment*, 32 (1), 25-30, doi: 10.1016/S0360-1323(96)00027-3.
14. **Karyono, TH.** 2000. "Report on thermal comfort and building energy studies in Jakarta-Indonesia", *Building and Environment*, 35 (1), 77-90, doi: 10.1016/S0360-1323(98)00066-3.
15. **Hanqing, W., Chunhua, H., Zhiqiang, L., Guangfa, T., Yingyun, L., Zhiyong, W.** 2006. "Dynamic evaluation of thermal comfort environment of airconditioned buildings", *Building and Environment*, 41 (11), 1522-1529, doi: 10.1016/j.buildenv.2005.06.002.
16. **Tham, KW., and Ullah, MB.** 1993. *Building energy performance and thermal comfort in Singapore*. ASHRAE Transactions, 99 (1), 308-321.
17. **Holz, R., Hourigan, A., Sloop, R., Monkman, P., Krarti, M.** 1997. "Effects of standard energy conserving measures on thermal comfort", *Building and Environment*, 32:1, 31-43, doi: 10.1016/S0360-1323(96)00025-X.
18. **Karlsson, JF., Moshfegh, B.** 2005. "Energy demand and indoor climate in a low energy building-changed control strategies and boundary conditions", *Energy Buildings*, 38, 315-326, doi: 10.1016/j.enbuild.2005.06.013.



19. **Arslanoğlu, N., Yiğit, A.** 2011. "The Effect Of Different Indoor Air Velocities And Temperatures On Thermal Comfort", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 31, 2, 95-100.
20. **Abdallah, M., Clevenger, C. Golparvar-Fard, M.** 2015. "Developing a Thermal Comfort Report Card for Building", *Procedia Engineering*, 118, 675 – 682, doi: 10.1016/j.proeng.2015.08.502.
21. **Zinzi, M., Carnielo, E.** 2017. "Impact of urban temperatures on energy performance and thermal comfort in residential buildings. The case of Rome, Italy", *Energy Buildings*, 157, 20–29, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.05.021.
22. **Zhaoa, Z., Houchatia, M., Beitelma, A.** 2017. "An Energy Efficiency Assessment of the Thermal Comfort in an Office building", *Energy Procedia*, 134, 885–893, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.550.
23. **Irulegia, O., Ruiz-Pardo, A., Serra, A., Salmerón, JM., Vega, R.** 2017. "Retrofit Strategies Towards Net Zero Energy Educational Buildings: A case Study At The University Of The Basque Country", *Energy Buildings*, 144, 387–400, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.03.030>.
24. **Gagnona, R., Gosselina, L., Decker, S.** 2018. "Sensitivity analysis of energy performance and thermal comfort throughout building design process", *Energy Buildings*, 164, 278–294, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.12.066.
25. **Yun, GY.** 2018. "Influences of perceived control on thermal comfort and energy use in buildings", *Energy Buildings*, 158, 822–830, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.10.044.
26. **Abreu-Harbach, LV., Chaves, VLA. Brandstetter, MCGO.** 2018. "Evaluation of strategies that improve the thermal comfort and energy saving of a classroom of an institutional building in a tropical climate", *Building and Environment*, 135, 257–268, doi: 10.1016/j.buildenv.2018.03.017.
27. **Ozkan, A., Kesik, T., Yilmaz, AZ., O'Brien, W.** 2019. "Development and visualization of time-based building energy performance metrics", *Building Research & Information*, 47:5, 493-517, doi: 10.1080/09613218.2018.1451959.
28. **Camacho-Montano, SC., Wagner, A., Erhorn-Kluttig, H., Mumovic, D., Summerfield, A.** 2019. "Clearing the air on EU guidance projects for school buildings", *Building Research & Information*, 47:5, 624-634, doi: 10.1080/09613218.2018.1448961.
29. **Pathirana, S., Rodrigo, A., Halwatura, R.** 2019. "Effect of building shape, orientation, window to wall ratios and zones on energy efficiency and thermal comfort of naturally ventilated houses in tropical climate", *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 10:107–120, <https://doi.org/10.1007/s40095-018-0295-3>.
30. **Dong, Z., Boyi, Q., Chunlong, W.** 2019. "Energy-saving evaluation and control optimization of an ASHP heating system based on indoor thermal comfort", *Solar Energy*, 194, 913–922, doi: 10.1016/j.solener.2019.11.042.



31. **Ming, R., Yu, W., Zhao, X., Liu, Y., Li, B., Essah, E., Yao, R.** 2020. “Assessing energy saving potentials of office buildings based on adaptive thermal comfort using a tracking-based method”, *Energy Buildings*, 208, 109611, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.109611.
32. **Koyun, T., ve Ersin, K. O. Ç.** 2017. “Bir Binanın Değişken Cam ve Dış Duvar Tiplerine Göre Pencere/Duvar Alanı Oranlarının Bina Isı Kayıplarına Etkisi”, *Mühendis ve Makina*, 58, 688, 1-14.
33. **Haydaraslan, E., Çuhadaroğlu, B., Yaşar, Y.** 2020. “Kat Isıtmasında Yüzer Döşeme ve Faz Değiştiren Malzeme Kullanımının Enerji Verimliliğine ve Konfor Koşullarına Etkisi”, *Mühendis ve Makina*, 61, 700, 180-197.
34. **Buyruk, E., Fertelli, A., Karabulut, K.** 2013. “Farklı Yalıtım Uygulamalarının Isı Kaybına Olan Etkilerinin Deneysel ve Sayısal İncelenmesi”, *Tesisat Mühendisliği*, 136, 53-64.
35. **Buyruk, E., Kılınc, F., Karabulut, K., Caner, M., Bostancı, A. E.** 2017. “Investigation of the Effect of Insulation Thickness on Energy Saving by Using Thermography”, 8th International Advanced Technologies Symposium, Elazığ, Turkey.
36. TS 825, 2008. Binalarda Isı Yalıtım Kuralları.
37. **Eskin, N., Turkmen, H.** 2008. “Analysis of annual heating and cooling energy requirements for office buildings in different climates in Turkey”, *Energy Buildings*, 40, 763–773, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.05.008>.
38. **Inanici, MN., Demirbilek, FN.** 2000. “Thermal performance optimization of building aspect ratio and south window size in five cities having different climatic characteristics of Turkey”, *Building and Environment*, 35, 41-52, doi: 10.1016/S0360-1323(99)00002-5.
39. **Uçar, A., Balo, F.** 2009. “Effect of fuel type on the optimum thickness of selected insulation materials for the four different climatic regions of Turkey”, *Applied Energy*, 86, 730-736, doi: 10.1016/j.apenergy.2008.09.015.
40. **Oral, KO., and Yılmaz, Z.** 2003. “Building form for cold climatic zones related to building envelope from heating energy conservation point of view”, *Energy Buildings*, 35, 383–388, doi: 10.1016/S0378-7788(02) 00111-1.
41. **Kaya, M., Fırat, İ., Çomaklı, Ö.** 2016. “Erzincan İlindeki Binalarda Isı Yalıtımının Enerji Tasarrufuna Etkisinin Ekonomik Analizi”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36, 1, 47-55.
42. **Kon, O., Yüksel, B.** 2016. “Farklı Amaçlarla Kullanılan Binaların Çatı, Döşeme Ve Dış Duvarları İçin Ölçülerek Hesaplanan Optimum Yalıtım Kalınlıkları”, *Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi*, 36, 1, 17-27.
43. **Özcan, NY., Kuzgunkaya, E., Akkurt, GG.** 2018. “Isıl Konfor Sıcaklıklarına Bağlı



Olarak Bir Konutun Enerji Performansının Değerlendirmesi: İzmir Örneği”, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 22 (2), 784-798, doi:10.16984/Saufenbilder.292296

44. **Altun, M., Akçamete, A., Meral Akgül Ç.** 2019. “Dış sıcaklık verisinin bina ısıtma enerji gereksinimine etkisinin ve TS 825 derece-gün bölge kümelenmesinin geçerliliğinin incelenmesi”, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimi Dergisi, doi: 10.5505/pajes.2019.00334
45. EnergyPlus Engineering Reference. 2019. The Reference to EnergyPlus Calculations. [https://energyplus.net/sites/all/modules/custom/nrel\\_custom/pdfs/pdfs\\_v8.9.0/EngineeringReference.pdf](https://energyplus.net/sites/all/modules/custom/nrel_custom/pdfs/pdfs_v8.9.0/EngineeringReference.pdf)
46. **Aktacir, MA., Nacar, MA., Yeşilata, B.** 2011. “İzmir Binalarda Enerji Verimliliği Amaçlı Yazılımlar Üzerine Kısa Bir Değerlendirme”, 10. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
47. **ASHRAE**, 2005. Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations, Chapter 30, ASHRAE Handbook Fundamentals, ASHRAE, Atlanta.
48. **Rees, SJ., Davies, MG., Spittle, JD., Haves, P.** 2000. “Qualitative comparison of North American and U.K. cooling load calculation methods”, HVAC&Research, 6, 75-99, doi: 10.1080/10789669.2000.10391251.
49. ANSI/ASHRAE 140, 2007. Standard Method of Test for the Evaluation of Building Energy Analysis Computer Programs.
50. Design Builder Software. 2020. <http://www.designbuilder.co.uk>.
51. METEONORM. 2020. Global Meteorological Database for Engineers, Planners and Education, [www.meteonorm.com](http://www.meteonorm.com).
52. **Atmaca, M.** 2017. Avrupa Birliği Bina Enerji Performansı Direktifi'nin Türkiye'deki Mevcut Otel Binaları İçin Uyarlanmasına Yönelik Bir Yaklaşım. Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
53. **Ganiç, N., Yılmaz, A. Z., Corgnatı, S. P.** 2013. “Enerji Performansı Gereksinimlerinin Optimum Maliyet Düzeyinin Türkiye'deki Örnek Bir Ofis Binasında Yapılan İyileştirmeler için Hesaplanması”, 10. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
54. TS EN 832, 2007. Binaların Isıl Performansı-Meskenlerde Isıtma Amacıyla Kullanılan Enerjinin Hesaplanması.

# Asansör Kabini ve Yürüyen Merdiven El Bantlarının Yüzey Dezenfeksiyonu; Ultraviyole Işıklar

Aydın Arat<sup>\*</sup>, Hasan Basri Ercan<sup>2</sup>, Adem Doğan<sup>3</sup>, Serdar Turan<sup>4</sup>, Hasan Kütük<sup>5</sup>

## ÖZ

Aralık 2019'da Wuhan şehrinde ortaya çıkan Covid-19, o zamandan bu yana yayılmaya devam etmiş ve pandemiye dönüşmüştür. Dünyada ve ülkemizde Covid-19 vakalarının artması sonucu, kişisel temas ve fiziksel mesafe konularında önlem alınması elzem hale gelmiştir. Covid-19 salgını, temas ve hava yoluyla bulaştığı bilinmektedir. Bu salgını önlemenin veya azaltmanın en önemli adımlarından biri, alanda bulunan insanların fiziksel mesafe kurallarına uymasını sağlamak, diğeri ise dokunulan yüzeylerin dezenfeksiyonunu yapmaktır. İnsanların bir araya gelmek zorunda olduğu alanlar vardır. Bu alanlarda yüzey ve havada mikrobiyal flora çeşitliğinin artmasına neden olmaktadır. Bu artış enfeksiyon hastalıklarına davetiye çıkarılmaktadır. Özellikle asansör ve yürüyen merdivenler insanların bir araya gelmek zorunda olduğu alanlardır. Ülkemizde her gün 50 milyondan fazla insanın taşındığı bilinmektedir. İnsan sirkülasyonunun bu kadar yoğun olduğu alanlarda önlem alınması zorunlu hale gelmiştir.

Salgının yayılma hızını azaltmak için uygulanan geleneksel yöntemlerde (kimyasal dezenfeksiyon) alınması gereken tedbirler sınırlı ve kontrolü, takibi oldukça zordur. Sistemin otomatikleştirilmesi ve teknolojik imkanlar ile takibi günümüzde mümkün hale gelmiştir. Bu çalışmada Ultraviyole C (UVC) kısa dalga boyunda işima yapan lambalar kullanılarak asansörlerde; kabin hava kalitesinin iyileştirilmesi, çağrı butonları, küpeşterlerin ve yürüyen merdivenlerde ise el bantları gibi dokunma yüzeylerinin dezenfeksiyonunun hangi kriterler eşliğinde yapılması gerektiği tanımlanarak otomatikleştirme aşamaları tariflenecektir.

Covid-19 salgınıyla birlikte insanların toplu olarak kullandığı asansörler, yürüyen merdivenler ve yürüyen bantlarda dezenfeksiyon işlemi bir zorunluluk haline gelmiştir. Araştırmanın başlangıcında Covid-19 virüsünün yapısı, çeşitli ortamlarda yaşam süreleri gibi önemli bilgilere yer verilmiştir. Araştırmanın amacı ise asansörlerde, yürüyen merdivenlerde ve yürüyen bantlarda insan temasının olduğu yüzeylerin uygun şartlar sağlanarak nasıl dezenfekte edilmesi gerektiğinin açıklanmasıdır. Araştırma, "Asansör, yürüyen merdiven ve yürüyen bantlarda dezenfeksiyon için ne tür cihazlar kullanılmalıdır?", "Dezenfeksiyon amacıyla kullanılan cihazların uygun montaj şartları nelerdir?", "Konu ile ilgili ulusal veya uluslararası standartlar nelerdir ve standartların hangi alt başlıklarından faydalanılmalıdır?", "Kullanılan dezenfeksiyon cihazlarının asansörlerin, yürüyen merdivenlerin ya da yürüyen bantların güvenli bir şekilde çalışmasına engel olmaması için neler yapılmalıdır?", "Dezenfeksiyon için kullanılan cihazlar hangi özelliklere sahip olmalıdır?", "UVGI lambaların kabin içinde etki ettiği alanlar nelerdir?", "Dezenfeksiyon için ne tür cihazlar kullanılır?" gibi sorulara yanıt aramaktadır.

Araştırmanın literatür taraması yapılırken öncelikle alanında uzman kişilerin görüşlerine başvurulmuştur. Makina mühendisleri odasının basılı kaynakları, üniversitelerde konu ile ilgili yapılan çeşitli araştırmalar, konuya ilişkin fikir beyanında bulunmuş kongre sonuç bildirgeleri ve ülkede kullanılan uluslararası geçerliliğe sahip standartlar başlıca kaynaklar olmuştur. Kullanılan kaynakların ve destek alınan uzmanların genel görüş eğilimi, dezenfeksiyon için kullanılacak cihazların asansörlerin, yürüyen merdivenlerin

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 22.12.2020

Kabul/Accepted : 02.02.2021

<sup>1</sup> Makina Mühendisleri Odası, İstanbul, aydin.arat@mimo.org.tr, ORCID: 0000-0002-6194-6399

<sup>2</sup> İGA İstanbul Havaalanı, İstanbul, hasanbasriercan@hotmail.com, ORCID: 0000-0003-0992-2469

<sup>3</sup> Kartal Belediyesi Başkanlığı, İstanbul, ademdogan@kartal.bel.tr, ORCID: 0000-0002-4190-2655

<sup>4</sup> GM Asansör Firması, İstanbul, serdardtrn@gmail.com, ORCID: 0000-0001-5245-5195

<sup>5</sup> Makina Mühendisleri Odası, İstanbul, hasan.kutuk@mimo.org.tr, ORCID: 0000-0002-0951-9154



venlerin ve yürüyen bantların güvenli şekilde çalışmasını engellemeden montajlanmaları ve senkronize bir şekilde çalışmaları yönündedir. Uygun olmayan şartlarda montajlanan ürünler kullanıcı güvenliğini tehdit edecektir.

**Anahtar Kelimeler:** Ultraviyole, UVGI, asansör, yürüyen merdiven, dezenfeksiyon

## Surface Disinfection of Lift Car and Escalator Handrails; Ultraviolet Rays

### ABSTRACT

Covid-19, which appeared in the city of Wuhan in December 2019, has continued to spread since then and turned into a pandemic. As a result of the increase in Covid-19 cases in the world and in our country, it has become essential to take precautions for personal contact and physical distance. The Covid-19 outbreak is known to be transmitted by contact and air. One of the most important steps to prevent or reduce this epidemic is to ensure that the people in the area comply with the physical distance rules, and the other is to disinfect the touched surfaces. There are areas where people have to come together. In these areas, it causes an increase in the variety of microbial flora in the surface and air. This increase invites infectious diseases. Especially lifts and escalators are areas where people have to come together. It is known that more than 50 million people are transported every day in our country. It has become mandatory to take precautions in areas where human circulation is so intense. Traditionally (chemical disinfection) measures to reduce the spread of the epidemic are limited and very difficult to control and follow. It has become possible to automate the system and to follow it with technological possibilities. In this study, using Ultraviolet C (UVC) short wavelength lamps, in lifts; The criteria to improve cabin air quality, disinfection of touch surfaces such as call buttons, handrails and hand straps in escalators will be defined and the stages of automation will be described.

With the Covid-19 epidemic, disinfection has become a necessity in lifts, escalators and moving walkways that people use collectively. At the beginning of the study, important information such as the structure of the virus that caused the Covid-19 epidemic and its lifespan in various environments were included. The aim of the study is to explain how the surfaces with human contact in lifts, escalators and moving walkways should be disinfected by providing appropriate conditions. The research, "What kind of devices should be used for disinfection in lifts, escalators and moving walkways?" , "What are the appropriate mounting conditions for the devices used for disinfection?" , "What should be done so that the disinfection devices used do not interfere with the safe operation of lifts, escalators or moving walkways?" , "Which features should the devices used for disinfection have?" , "What are the areas that UVGI lamps affect in the lift car?" , "What kind of devices are used for disinfection?" Seeks answers to questions such as.

While reviewing the literature of the study, the opinions of experts in the field were first consulted. The general trend of experts is that the devices to be used for disinfection should be assembled and synchronized without preventing the safe operation of lifts, escalators and moving walkways. Products installed under inappropriate conditions will threaten user safety.

**Keywords:** Ultraviolet, UVGI, lift, escalator, disinfection





## EXTENDED ABSTRACT

With the Covid-19 epidemic, disinfection has become a necessity in elevators, escalators and moving walkways that people use collectively. At the beginning of the study, important information such as the structure of the virus that caused the Covid-19 epidemic and its lifespan in various environments were included. The aim of the study is to explain how the surfaces with human contact in elevators, escalators and moving walkways should be disinfected by providing appropriate conditions. The research, “What kind of devices should be used for disinfection in elevators, escalators and moving walkways?”, “What are the appropriate mounting conditions for the devices used for disinfection?”, “What should be done so that the disinfection devices used do not interfere with the safe operation of elevators, escalators or moving walkways?”, “Which features should the devices used for disinfection have?”, “What are the areas that UVGI lamps affect in the elevator cabin?”, “What kind of devices are used for disinfection?” Seeks answers to questions such as.

While reviewing the literature of the study, the opinions of experts in the field were first consulted. The general trend of experts is that the devices to be used for disinfection should be assembled and synchronized without preventing the safe operation of elevators, escalators and moving walkways. Products installed under inappropriate conditions will threaten user safety.

In the research, a sampling study was carried out to determine the activity areas of UVGI lamps in the cabin with the help of simulation. In addition, the light reflection behavior of the different materials used was modeled with this simulation. The lamp used in the simulation has 15 W input, 4.9 W output power and 7800 cd light intensity. The areas they touch are the handrail and the record buttons. The back and bottom parts of the handrails receive the least radiation as they stay in the shaded area. In simulation, when one second of radiation is made inside the cabinet, it emits  $810 \mu\text{W} / \text{cm}^2$  on the handrail and  $50 \mu\text{W} / \text{cm}^2$  under the handrail. Similarly,  $560 \mu\text{W} / \text{cm}^2$  irradiation was simulated on the cabinet button area. The effectiveness of a disinfection method with UV-C radiation directly depends on the dose used. High intensity for a short time or low intensity over a long period of time can be practically changed and has almost the same disinfecting effect. When calculating the effective dose, the idle time of the cabin should be made according to the value of the least radiation in the cabin.

When used properly, UVGI is very effective in killing or inactivating pathogens. However, if proper conditions of use are not provided, it can cause harm to people. Good engineering design, proper procedures and automatic controls will minimize the dangers from UV exposure. Care should be taken to use certified products that comply with safety standards. External devices placed on elevators, escalators and bands should work in harmony with the system. Safety devices should be used to prevent situations that may pose electrical and mechanical hazards. All equipment used must be inspected periodically. All tests of the equipment used must be reported and these reports must be questionable. The validity of the reports cannot be questioned,

Devices that do not work synchronously with the equipment on which they will be mounted and that may threaten user safety should never be used.

If working with open UV radiation during the maintenance of elevators, escalators or moving walks, personal protective equipment covering all open areas of the body should be used. UV radiation is easily absorbed by clothing, plastic or glass. It is important to use UV goggles and / or full face shields when working around UVC devices. Standard goggles and normal safety goggles do not protect the eyes from UV rays, so ANSI Z87 grade goggles wrapped around the lens to protect side exposure are recommended. To protect exposed skin, protective equipment such as lab coat and nitrile gloves should be covered. In addition, health and safety markings should be made for the personal protective equipment that the maintenance team has to use in the area.

UVC lamp wastes that have completed their useful life should be treated differently from other wastes due to the mercury in them. It is necessary to send UVC lamp wastes to waste processing facilities that have a permit or an environmental license in accordance with the principles determined by the relevant regulations. “Waste Management Regulation” and “Regulation on Control of Waste Electrical and Electronic Equipment” give information about the recycling and disposal methods of these types of wastes with the least harm to the environment and human health.





## 1. GİRİŞ

Covid-19 virüsünün dış kabuğu ikili bir yağ katmanından oluşmaktadır. Virüsünün savunmasını kırabilecek en kolay yollardan biri yağ parçalama özelliği olan sabunla temizleme işlemidir. Bunun yanında çoğu alkol bazlı olan kimyasal dezenfektanlar da benzer şekilde virüsleri etkisizleştirmek için yaygın biçimde kullanılmaktadır. Fakat asansör ve yürüyen merdivenler gibi insan sirkülasyonunun yoğun olduğu alanlarda kimyasal dezenfeksiyon işlemini uygulayan çalışanlara hastalığın bulaşması, etkin kimyasal solüsyonlarının hazırlanmaması, belirli ve uzun aralıklarla dezenfeksiyon işleminin yapılması ve dolayısıyla bu alanların tekrar kontamine olma olasılığı, gözden kaçan noktalar sebebiyle tam bir temizliğin sağlanamaması gibi riskler söz konusudur. Kimyasal temizleme yöntemlerinin yukarıda bahsedilen kısıtlarından dolayı, aslında 1877'den beri bilinen ve 1906'dan beri uygulanan UV ışıkla dezenfeksiyon/sterilizasyon yöntemi bugünlerde tekrardan toplumumuzun dikkatini çekmeye başladı. Düşük basınçlı cıvalı lambaların oluşturduğu 254 nm dalga boyuna sahip UV ışıma, virüsün yapısını bozarak mikroorganizmaların ölümüne veya aktivitesinin bozulmasına neden olmaktadır [1].

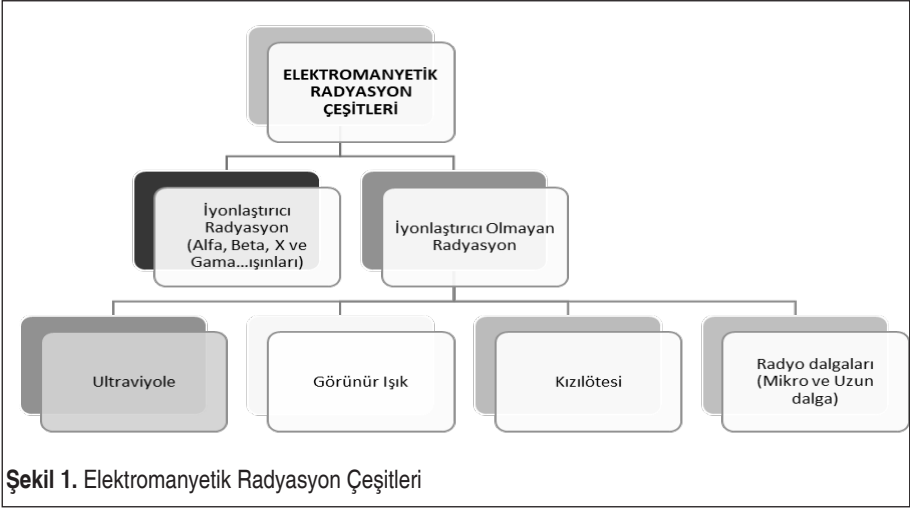
UV lambalar, doğru uygulandığı zaman hijyen ve sanitasyona önemli katkılar sağlamaktadır. Ancak yanlış kullanıldığında ya etkisi azalmakta ya da sağlık sorunlarının ortaya çıkmasına neden olabilmektedir [17].

## 2. ULTRAVİYOLE İLE İLGİLİ GENEL BİLGİLER

### 2.1 Elektromanyetik Radyasyon

Elektromanyetik radyasyon bir kaynaktan elektromanyetik dalgalar veya parçacıklar şeklinde salınan bir enerjidir [1]. Bir atom çekirdeğinin kararsız durumdan daha kararlı bir duruma geçerken elektromanyetik dalga veya parçacık şeklinde enerji yayılmasına radyasyon (ışıma) denir [2]. Maddeye ve insana nüfuz edebilen dalgalar veya parçacıklar biçimindeki enerji yayımı ya da aktarımıdır. Radyasyon maddedeki etkisine göre yani maddeyle etkileşip etkileşmemesine göre iyonlaştırıcı ve iyonlaştırmayan olmak üzere ikiye ayrılmaktadır (Şekil 1). İyonlaştırıcı radyasyon atom ve moleküllerden elektron koparabilirken iyonlaştırmayan radyasyon atomik bağları kıracak yeterli enerjiye sahip değildir. Buna karşın, ısınma, kimyasal reaksiyon değişimleri gibi nedenlerle hücreler ve dokularda biyolojik etkilere ve zararlara yol açtığı bilinmektedir [2].

Dünyamız farklı türlerde elektromanyetik radyasyon bombardımanı altındadır. Güneş bu elektromanyetik radyasyon bombardımanının başlıca kaynağıdır. Elektromanyetik radyasyon; gama ışınları, x ışınları, ultraviyole ışık, görünür ışık, infrared ışınlar, mikrodalgalar ve radyo dalgalarından oluşur. Bu çalışmada iyonlaştırıcı olan radyasyonu

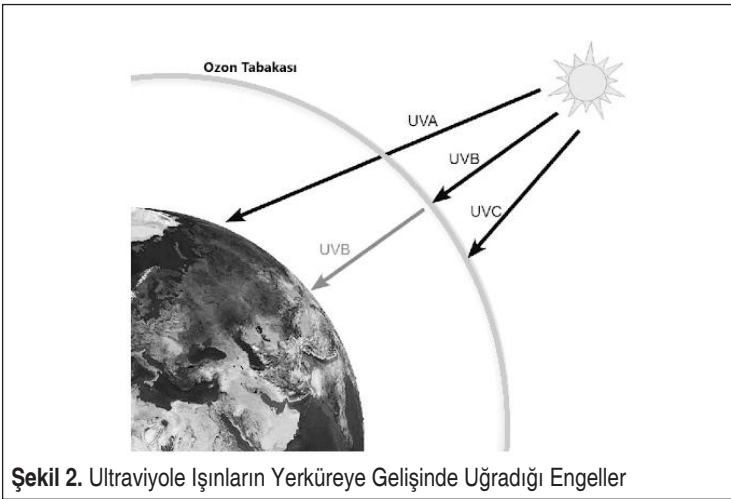


Şekil 1. Elektromanyetik Radyasyon Çeşitleri

kapsamadığından dolayı sadece iyonlaştırıcı olmayan radyasyon skalasında bulunan ultraviyole radyasyonu anlatılmıştır.

## 2.2 UV Nedir?

Ultraviyole (UV) ışınım (radyasyon), hayatımız boyunca devamlı olarak maruz kaldığımız bir tür “görünmez ve iyonlaştırıcı olmayan” ışınım şeklidir. Atmosferde en fazla emilen ışınlar kısa dalga boylarına sahip ultraviyole ışınlardır (100-400 nm). UV ışınım atmosfer tarafından hem emilir hem de dağıtılır (Şekil 2). Ultraviyole ışınlar insan gözü tarafından menekşe rengi olarak fark edilebilir.

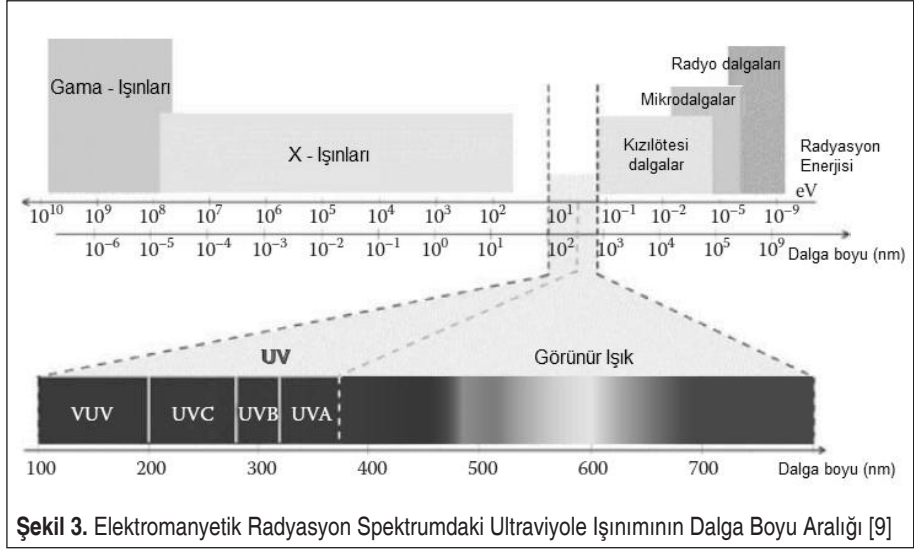


Şekil 2. Ultraviyole Işınların Yerküreye Gelişinde Uğradığı Engeller



### 2.3 Çeşitleri ve Özellikleri

Ultraviyole ışınım 100-400 nm dalga boyuna enerjisine sahip, x ışını ile görünür ışık spektrumunun arasında yer almaktadır (Şekil 3). Bunlar UV-A (dalga boyu 315-400 nm), UV-B (280-315 nm) ve UV-C (dalga boyu 280 nm'den az)'dir. UVC ozon tabakası ve oksijence tamamen absorbe edilmektedir[4]. Elektromanyetik radyasyonun dalga boyu azaldıkça, radyasyon enerjisi artmaktadır.



**UV-A Işını:** Dalga boyu 320-400 nm arasındadır. UV ışınları içinde dalga boyu en fazla ve enerjisi en az olan ışınlardır. Güneş kaynaklı UV-A ışınları atmosfer tarafından tutulmamakta, camdan geçebilmektedir. UV-A, yer yüzeyine ulaşan ultraviyole radyasyonun büyük kısmını (~%90) oluşturur.

**UV-B Işını:** Dalga boyu 280-320 nm arasında olan ve hem enerji hem de dalga boyu açısından UV bandının ortasında yer alan ışınlardır. UV-A'dan yaklaşık 1000 kez daha güçlüdür. Biyolojik olarak zararlı olan UV-B radyasyonu stratosferik ozonun konsantrasyonuna bağlı olarak yer yüzeyine ulaşmaktadır. UV-B'yi absorbe ederek yer yüzeyine ulaşmasını engelleyen sadece stratosferik ozon değildir. UV ışınlarının büyük bir kısmı da bulutlar tarafından absorbe edilmektedir. Atmosferik kirlilik, UV ışınlarına maruz kalmayı yerel ve küresel olarak etkileyebilmektedir.

**UV-C Işını:** Dalga boyu 200-280 nm arasında UV'nin C bandında, dalga boyu en kısa, enerjisi en yüksek olan ışınlardır. Güneş kaynaklı UV-C ışınları ozon tabakası tarafından filtre edilir ya da atmosferdeki gazlar tarafından tutulmaktadır. Bu yüzden ancak elektronik endüstriyel işlemler sonucunda elektrik enerjisi kullanılarak üreti-



lebilmektedir. Esas itibarıyla en etkili mikrop öldürücü dalga boyları bu aralıktadır. Herhangi bir yüzeye temas ettiği anda enerjisini aktardığı için yüzey modifikasyon ve dezenfeksiyonunda kullanılmaktadır.

Vakum UV (Uzak UV (dalga boyu 200nm'den düşük): UV vakum ışıması olarak bilinir ve havada ozon (O<sub>3</sub>) üretilmesine sebep olur.

## 2.4. Ozon Nedir?

Ozon ismi, Yunanca “tanrının nefesi” anlamına gelen ‘ozein’ sözcüğünden türetilmiştir [5]. Ozon gazı dünyayı çevreleyen stratosfer katmanındaki gazların en önemlilerinden biridir. Bu gaz, özellikle güneşten gelebilecek zararlı UVC ışınlarını absorbe etmekte aynı zamanda UVB ışınlarını da zayıflatmaktadır. Bu sayede yeryüzünde biyolojik olarak dengenin sürekliliğinin sağlanmasında çok önemli bir rol oynamaktadır. Günümüzde ozonu yapay olarak üretebilmek mümkündür. Ozon, havadaki oksijenin yüksek iletkenliğe sahip UV lambanın 185 nm’de yaydığı radyasyona maruz bırakılmasıyla 0,03 ppm gibi düşük konsantrasyonlarda üretilmektedir [6].

## 2.5 Ultraviyole Işınları İle Dezenfeksiyonun Kısa Tarihi

Downes ve Thomas P. Blunt, 1878 yılına kadar, mikroorganizmaların doğrudan güneş ışığına maruz kaldıklarında çoğalamadıklarını keşfettiler. Niels Ryberg Finsen enfeksiyon deri hastalıklarının tedavisinde güneşin UV antiseptik etkisini göstererek 1903 yılında tıp dalında Nobel ödülü almıştır. 1930 yılında Westinghouse UV lambalarını geliştirmiş ve antiseptik etkilerinin kanıtlanması için çok sayıda çalışma yapılmıştır [7].

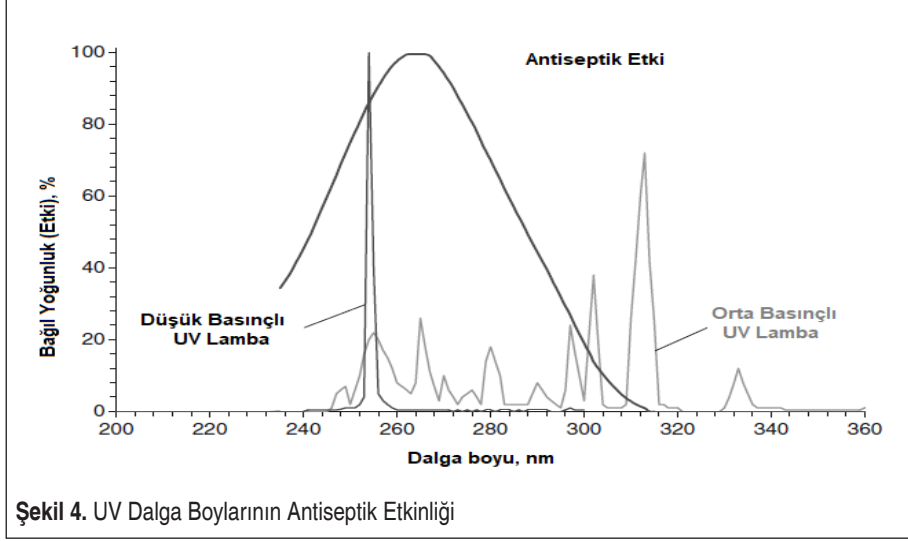
## 2.6 Ultraviyole Antiseptik Işınlama (UVGI)

Tam bir hücre yapısına sahip olmayan virüsler, sabun ve alkol ile parçalanabilen yağlar dışında, protein tabaka ve viral genetik materyali taşıyan RNA (ribo nükleik asit) veya DNA (deoksiribo nükleik asit) bileşenlerinden oluşmaktadır. Covid-19 dahil bilinen çoğu virüste viral genomunu RNA taşırken, bazı türlerde bu işi DNA yapmaktadır. Bakterilerin nükleoitleri de RNA ve DNA genetik malzemelerini içerirler. Yapıları birbirine çok benzer RNA ve DNA nükleik asitlerinin ikisinin de UV bölgede 265 nm civarında geniş ve güçlü soğurma bantları vardır (Şekil 4). Bu bölge etrafındaki UV ışınla uyarıldıklarında, RNA/DNA moleküllerinin kimyasında oluşan değişikliklerle virüsün kendini çoğaltma özelliği bloke edilmekte ve sonuç olarak virüsün bulaşma özelliği yok olmaktadır [1].

Mikroorganizmaların nükleik asitlerinin 253,7 nm dalga boyundaki ultraviyole ışınları maksimum oranda absorbe etme yetisinde oldukları, bu nedenle de mikrobiyal inaktivasyonda 253,7 nm dalga boyunda ışın yayan UVC lambaların kullanıldığı belirtilmiştir [8]. Sonuçta UV'nin virüsler, bakteriler, mantarlar ve mycoplasma üzerine



inaktive edici etkisi gösterilmiştir. UVGI denildiğinde genellikle 253,7 nm dalga boyunda UV (UVC) kastedilmektedir.



Şekil 4. UV Dalga Boylarının Antiseptik Etkinliği

Mikroorganizmalar üzerine öldürücü etkiye sahip UV dalga boyunun belirlenmesine yönelik ilk çalışmalar 220-300 nm aralığında yapılmış ve optimum pik değerinin 265 nm olduğu gösterilmiştir. Bugün için hepsi olmasa bile çoğu ticari UV-C lambalarının ürettiği ışımaya optimum dalga boyuna çok yakın olan 253,7 nm olup, UV enerjisi veren düşük basınçlı cıva lambalarıdır [9].

'UVGI' terimi başlangıçta Uluslararası Aydınlatma Komisyonu (International Commission on Illumination-CIE) tarafından oluşturulmuş ve daha sonra Hastalık Kontrol Merkezleri (Centers for Disease Control-CDC) tarafından benimsenmiştir. Tablo 1, UV radyasyon bantlarının tanımlarını özetlenmiştir. Bu tabloda özellikle UVC'nin mikrop kırıcı özelliği sınıflandırılmıştır.

Tablo 1. Ultraviyole Radyasyonun Bantları [9]

Sınıf	Dalga boyu (nm)	Dalga sınıflandırması	
UVA	320–400	Mikrop öldürmez - Antiseptik değil	
UVB	280–320	Eritemal - Deride kızarıklık	
UVC	200–280	Ozon üretimi	Mikrop kırıcı - Antiseptik-
VUV	100–200	Vakum UV	

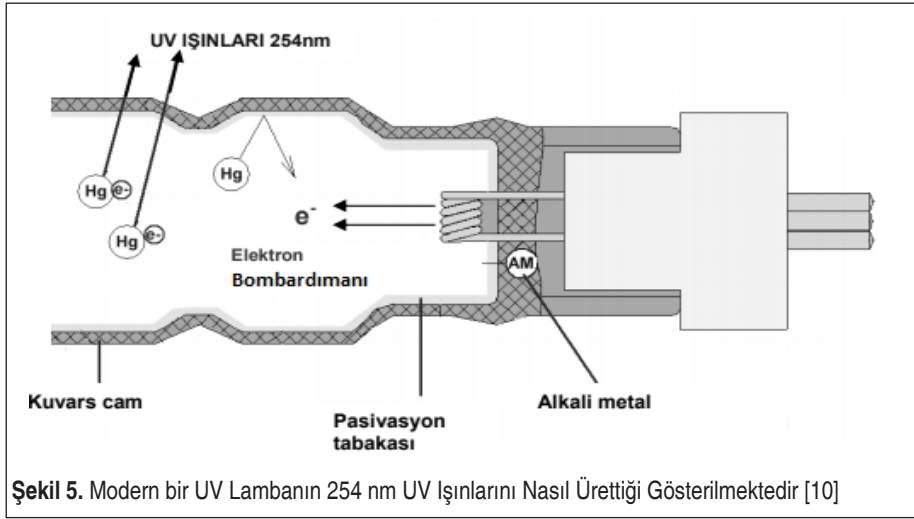


### 3. UVGI LAMBA KULLANIMI

Bir atom çekirdeğinin kararsız durumdan daha kararlı bir duruma geçerken elektromanyetik dalga veya parçacık şeklinde enerji yayılmasına radyasyon (ışığa) denildiği elektromanyetik radyasyon alt başlığında belirtilmiştir. Bu prensiple antiseptik spekt-rumdaki dalga boyuna ulaşarak 257,3 nm dalga boyunda ışımaya yapılması için yapay olarak üretilmiş elektrokimyasal armatürler kullanılmaktadır.

#### 3.1 Çalışma Prensibi

Öncelikle inert gaz ısıtılır, cıvanın buharlaşması ve iyonlaşarak tüp içine dağılması sağlanır. Ardından elektrotlar elektron yaymaya başlar. İki elektrot arasındaki potansiyel farkı (volt) ile elektronlar tüp içinde bir elektrottan diğerine ve akış yönü sürekli değiştirilerek (AC frekans) yüksek hız ve yoğunlukta hareket etmeye başlar (elektron bombardımanı). Elektronlar cıva iyonları ile çarpışarak enerji seviyelerini yükseltir ve cıva iyonları aldıkları enerjiyi 254 nm dalgaboyunda UV-C ışınları yayarak deşarj ederler (Şekil 5) [10].



Düşük basınçlı lambalar, kuvars camdan veya diğer UV iletici camdan yapılmış bir zarf, bir çift elektrot ve bir cıva amalgamından oluşur. Balastlar, elektrotlar boyunca gerekli başlangıç voltajını sağlamak ve uygun lamba akımını sağlamak için gereklidir. Geçen elektrik akımı elektrotlar arasında, elektronik geçişleri uyaran ve ultraviyole ve görünür ışık emisyonuna neden olan cıva buharını ısıtır. Floresan lambalarda cam, UV'yi emen ve enerjiyi görünür ışık olarak yeniden yayan fosforlarla kaplanır, fakat UV lambalarında fosfor yoktur. Kuvars camı, gelen ışığın küçük bir kısmını emebilir



ve ısıya dönüştürür [9]. Başarılı bir UV lamba en az elektrik enerjisi harcayarak en fazla miktarda UV ışını üretmeli ve mümkün olan en uzun süre hizmet etmelidir. Ayrıca lambanın yaydığı ışın spektrumu “monokromatik” olmalı yani sadece 254 nm dalga boylu ışınlar üretmelidir [10]. 185 nm’de iletim yapmayan ve ozon üretmeyen soft glass (sodyum-baryum cam) kullanmak da mümkündür [10].

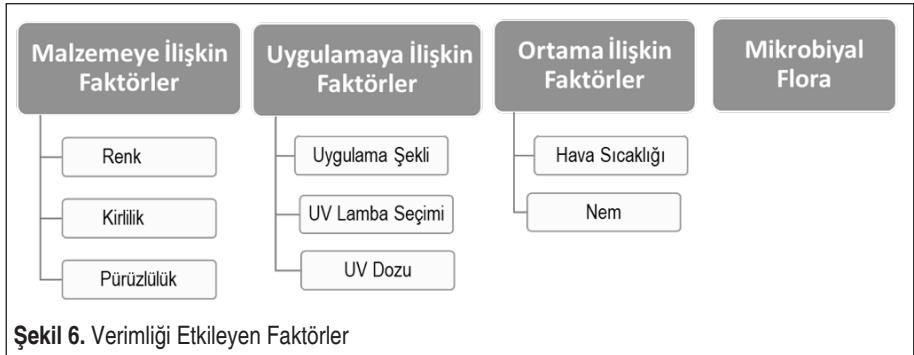
### 3.2 Çeşitleri ve Kullanımı

UV lambalara genellikle cıva veya “amalgam” lambalar olarak adlandırılır. UV lambaları da ışımayı başlatmak için argon gazı içerir. Bu gaz basıncına göre (istenilen dalga boyunun skalasına göre) yaygın olarak iki tür UV lamba bulunmaktadır. Bunlar; yüksek yoğunluklu deşarj (HID) lambaları (yüksek basınçlı veya orta basınçlı cıva buharı lambaları da denir) ve düşük basınçlı cıva buharı lambaları olarak sınıflandırılmışlardır. HID lambalar yaklaşık 133,3 kPa basınçta cıva gazı içerir ve geniş bir dalga boyu aralığında yüksek seviyelerde UV ışınımı üretir. Düşük basınçlı UV lambalar yaklaşık 1,3 kPa veya daha düşük basınçlarda cıva gazı içerir ve bu gaz bir elektrik yüküyle uyarıldığında, daha önce belirtildiği gibi 254 nm dalga boyu civarında UV ışığı yayar.

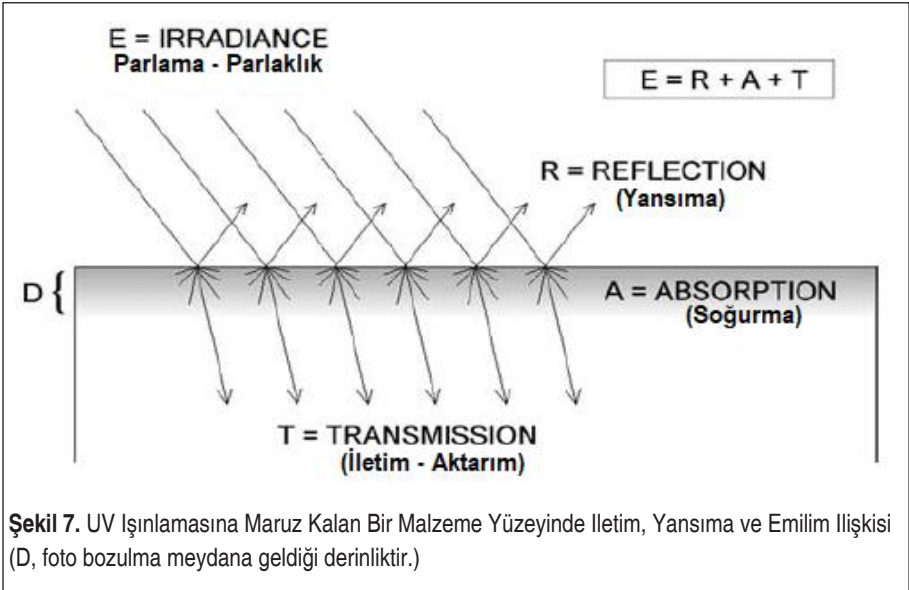
UV lambalar tarafından üretilen farklı spektrumlar antiseptik etkinliği çeşitli şekillerde etkileyebilir. Düşük basınçlı UV lambaların ürettiği UVC’nin dar spektrumu nedeniyle, bu tür lambalar çok daha az ozon üretme eğilimindedir. Dolayısıyla amacımıza uygun ürünlerdir.

### 3.3 Verimini Etkileyen Faktörler

Düşük basınçlı lambalarda, elektrik giriş gücünün yaklaşık %60’ı ışığa dönüştürülür, bunun yaklaşık %85’i 254 nm civarında olur. Düşük basınç lambalarının genel verimliliği yaklaşık %30-31 arasında olma eğilimindedir, ancak bunlar ortam çalışma koşullarına ve balast tipine bağlı olarak değişebilir. Ultraviyole ışın kaynağı ve ışın yayılma ortamına bağlı olarak verimi değişebilmektedir (Şekil 6).



Malzemeye ilişkin faktörler: Çoğu yaygın materyal, ultraviyole ışınımını soğurur, emerler. Bu durum sistemin verimini direkt etkilediği gibi malzemelerin foto-hasara maruz kalmalarına neden olur. Bazı malzemeler (alüminyum gibi) yüksek UV yansıtıcılıya veya kuvars cam gibi yüksek geçirgenliklere sahip olabilir ve çok az UV soğururlar. Malzemelerin yansıtıcılığı, geçirgenliği ve emiciliği doğrudan UV verimle ilişkilidir. Özellikle yüzey rengi ışınımın yansıtılmasını doğrudan etkileyen hususlardan biridir. Örneğin; siyah rengin ışığı soğurma oranı diğer renklerden fazladır. Bununla birlikte yüzeyin pürüzlüğü ve kirliliği de ışınımın yansıtıcılığını direkt azaltan diğer hususlardır [9]. Şekil 7’de UV ışınımına maruz kalan malzemelerin ortam parlama etkinliği ilişkisi gösterilmiştir.



Uygulamaya ilişkin faktörler: Ultraviyole ışının verimindeki değişim için ışınımın etkinliğine, uygulama yöntemine, lamba tipinin seçimine ve lambanın çıkış gücüne dikkat edilmelidir.

Ortama İlişkin: Cam duvar sıcaklığı, özellikle en soğuk konumda, lamba içindeki cıva buharının basıncını belirler ve böylece toplam UV çıkışını belirler. Lamba duvar yüzeyinin soğuk hava veya bir hava akımının soğutma etkileri ile soğutulması, bir lambanın UV çıkışını azaltabilir.

Mikrobiyal flora: Yüzeyde kirliliğin artması mikrop çeşitliliğinin çoğalmasına zemin hazırlayan etkenlerden biridir. Bu durum yüzeyde katmanlaşarak artması sonucu ışınım yüzeye nüfus etmesini azaltacağı gibi verimi de olumsuz yönde etkileyecektir.





### 3.4 Ultraviyolenin Malzemeler Üzerindeki Etkisi

Düşük yansıtıcılığa ve düşük geçirgenliğe sahip malzemelerin UV'yi yüksek oranlarda emmesi muhtemeldir. UV'nin kendiliğinden emilmesi, UV hasarının meydana gelebileceğinin bir göstergesi değildir, çünkü malzemeye etkilerini belirleyen fotokimya'dır. UV emilimi, kendiliğinden bozulmaya neden olabilecek ısı ile de sonuçlanabilir. Dolayısıyla, toplam soğurma, malzemelerdeki fotodegradasyon potansiyelinin bir göstergesidir, ancak yansıtma özelliği koruyucu etkileri gösterebilir. UV korumalı malzemeler, UV ışınlarına uzun süre maruz kalmadan zarar görmeyecek malzemelerdir.

**Tablo 2.** Çeşitli Malzemelerin UV Yansıtıcılığı (UVB-UVC) [9]

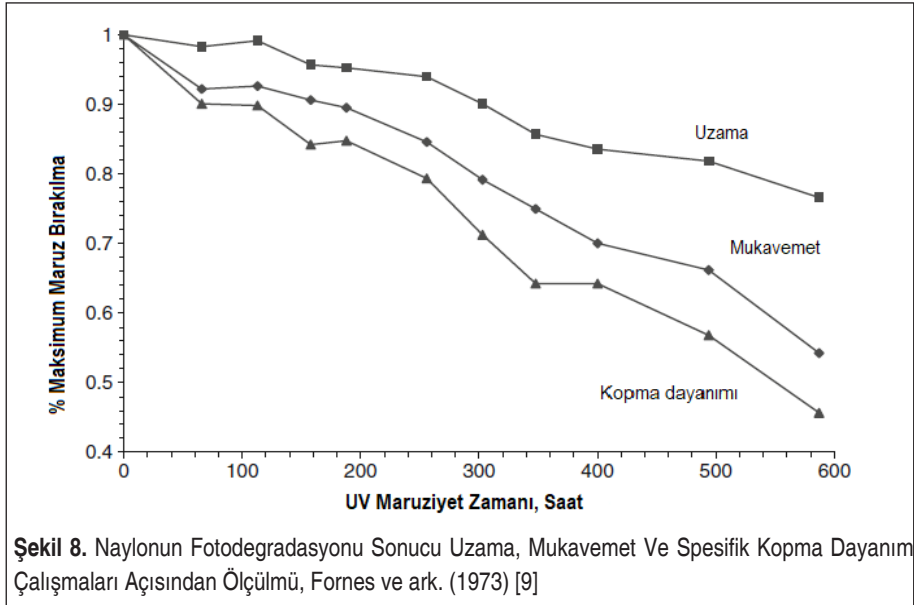
Malzeme	r %
EPTF Teflon	99+
Spectralon	95+
Alüminyum, etched	88
Evapored alüminyum	87
Magnezyum oksit	81
Alüminyum-Cam yüzeye püskürtülmüş	80
Zirkonyum oksit	78
Alüminyum folyo	73
Alüminyum boya	65
Beyaz duvar boyası	48
Stelit	46
Krom	44-45
Krom kaplanmış çelik	39
Nikel	37-38
Çelik	37
Çinko	37
Bakır	25-31
Kurşun	27
Beyaz kâğıt	25
Gümüş	22-23
Siyah boya	7
Pirinç	7
Ahşap malzemeler	5
Cam malzemeler	4
Açık hava	> 0

Birçok organik materyal UV ışınlarına duyarlıdır. UV'ye maruz kalacak malzemeler UV ışınımına dayanıklı olacak şekilde seçilmeli veya uygun malzemelerle kaplanmalıdır. Çoğu materyalin UV duyarlılığını sınıflandırmak için şu anda ölçülmüş bir değer bulunmamaktadır.

UV'nin ahşaba nüfuz etmesi ihmal edilebilir düzeyde olmasına rağmen üzerindeki kaplama, boyalar ve poliüretan köpükler UV maruziyeti altında bozulabilir. Plastikler, karbon omurgaları olan ve polimerler olarak adlandırılan büyük moleküllerdir. Çoğu zaman plastik, UV'ye nispeten dirençlidir ancak saf plastik zamanla UV maruziyeti altında sertleşerek esnekliği bozulacaktır. Ayna için özellikle camının uzun süre ultraviyole ışığa maruz kalması foto-oksidlenmesine neden olacaktır. Bu da şeffaf cam türlerinin pembe veya mor bir renk geliştirmesine ve solarizasyona neden olacaktır.

UV ışınlarına dayanıklı malzemeler, UV ışınlarına uzun süre maruz kaldığında asgari düzeyde zarar görecektir. UV geçirgenliği ve UV yansıtma değerleri, UV emiliminin ve dolayısıyla potansiyel foto hasarın bir göstergesidir [9]. Genel anlamda kullanılan malzemelerin UV yansıtıcılarının listesi Tablo 2'de listelenmiştir.

Renk bozulmasına ek olarak, yapışma, esneklik, sertlik ve tokluk gibi diğer malzeme özellikleri de etkilenebilir. Şekil 8'de UV'ye maruz kalma altında malzemelerin özelliklerinin nasıl fotobozulma olabileceğine ilişkin bir örneği göstermektedir. Bu durumda naylon 66'nın gerilme mukavemeti ve diğer özellikleri UV maruziyeti altında incelenmiş ve maruz bırakılmamış örneklerle göre zamanla azaldığı tespit edilmiştir.



Şekil 8. Naylonun Fotodegradasyonu Sonucu Uzama, Mukavemet Ve Spesifik Kopma Dayanımı Çalışmaları Açısından Ölçümü, Fornes ve ark. (1973) [9]



### 3.5 Bakım

Maksimum verim için armatür ve lambalara düzenli bakım ve temizlik yapılmalıdır. İdeal olarak lambaların yüzey ve reflektörleri aylık olarak %70 alkol bazlı kimyasal dezenfektanlar ile temizlenmeli ve kurulanmalıdır. Lambanın quartz camı ve reflektör ne kadar temiz olursa üretilen UV ışınım açığa daha kolay ve yoğun şekilde saçılacaktır. Ayrıca lamba ömrü takip edilerek lambanın zamanında değiştirilmesi sağlanarak sistemin sürekli etkin çalışması mümkün olabilecektir. Bakım sırasında ortaya çıkabilecek riskleri azaltmak hatta ortadan kaldırmak için sistemde alınması gereken mühendislik önlemleri ve çalışanın uygulaması gereken tedbirler vardır. Bu tedbirler güvenlik, maruziyet doz değerleri, sağlık güvenlik işaretlemeleri, kişisel koruyucu donanımlar ve lambaların bertarafı başlıkları ile aşağıda belirtilmiştir.

#### 3.5.1 Güvenlik

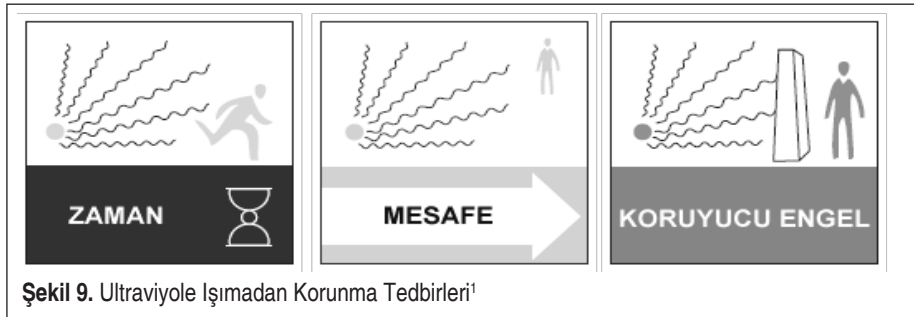
Herhangi bir dezenfeksiyon sistemi gibi UVC cihazları da güvenli olması için uygun şekilde kullanılmalıdır. UVC ışığı normal güneş ışığından çok daha güçlüdür ve ciltte ciddi bir güneş yanığı benzeri reaksiyona neden olabilir ve benzer şekilde maruz kalınırsa göz retinasına zarar verebilir. Ayrıca bazı lambalar da ozon üretebilir. Bu nedenle, genel makine-insan güvenliği tüm dezenfeksiyon cihazları ile göz önünde bulundurulmalı ve bu hususlar kullanım kılavuzunda, kullanıcı eğitiminde ve uygun güvenlik uyumluluğunda ele alınmalıdır.

Ultraviyolede korunmak için standart üç koruma önlemi vardır (Şekil 9).

Bunlar;

- Ultraviyole kaynağından uzak durmak
- Ultraviyole kaynağına maruz kalma süresini azaltmak
- Ultraviyole kaynağı ile araya engel koymak

Özellikle bu kurallara dikkat edilmezse çeşitli sağlık sorunlarına yol açabilir[17]. UV ışımaya insan ve hayvanlarda çıplak deri ve gözde olumsuz etkiler yapar. Gözlerde





konjonktivit, (konjonktiva tabakasının enflamasyonu) ve deride kızarıklığa (eritema) sebep olur. Bu tür etkiler çoğu zaman birkaç gün içinde tamamen iyileşse bile oldukça acı vericidir. Bu nedenle doğrudan ışığa bakılmamalı ve ısımanın çıplak deriye ulaşması engellenmelidir. Tablo 3'te ultraviyole sınıfında yer alan dalga boylarının insan sağlığına olan etkileri listelenmiştir [14].

**Tablo 3.** UV'nin Özellikleri ve Sağlığa Olan Etkileri [14]

Kategori (Adı)	Dalga boyu (nm)	Sağlığa etkisi	Özellik
UV-A	315-400	Katarakt, deri kanseri, retinal değişim	Solaryum ışımı
UV-B	280-315	Kornea hasarı, katarakt, fotokeratit, eritem, deri kanseri	Düşük mikrop öldürücü etki
UV-C	200-280	Kornea hasarı, fotokeratit, eritem, deri kanseri	Yüksek mikrop öldürücü etki
Vakum UV	10-200		Ozon oluşumu

### 3.5.2. Maruziyet doz değerleri

UVGI, mikroorganizmalara karşı kullanılan ajanlardır, ancak göz hasarı, cilt yanıkları

**Tablo 4.** UV-C Cihazları - Güvenlik Bilgisi - İzin İnsan Maruziyeti (ISO 15858:2016)

İzin verilen maruz kalma süresi	Etkili Işınım $\mu\text{W}/\text{cm}^2$
24 h	0,07
18 h	0,09
12 h	0,14
10 h	0,17
8 h	0,2
4 h	0,4
2 h	0,8
1 h	1,7
30 dk	3,3
15 dk	6,7
10 dk	10
5 dk	20
1 dk	100
30 sn	200
15 sn	400
5 sn	1.200
1 sn	6.000



ve hatta cilt kanserine neden olma potansiyeli de dahil olmak üzere insanlar için çeşitli potansiyel sağlık sorunlarına neden olurlar [14].

UV-C Cihazları - Güvenlik bilgisi - İzin İnsan Maruziyeti, ISO 15858:2016 Standardı, UVGI ile doğrudan veya dolaylı olarak ilgili mevcut güvenlik yönergeleri, standartlar ve maruz kalma sınırlarının ayrıntılı bir özetini sunmaktadır. Tablo 4’de 8 saatlik bir süre içinde hem cilt hem de gözler için maruziyet sınır değerleri belirlenmiştir [14].



### 3.5.3 Sağlık güvenlik işaretlemesi

UVGI armatürlerinin monte edildiği yerlere tesislerin bakımını ve operasyon personeli UVGI’ye doğrudan maruz kalmanın potansiyel tehlikeleri konusunda uyarmak zorunludur. UV-C armatürlerin üzerine Şekil 10’daki sembol etiketlenmiş olmalıdır.

Ayrıca Sağlık ve Güvenlik İşaretleri Yönetmeliği’ne uygun şekilde armatürün kullanılacağı alanlarda bilgilendirme içerikli uyarı etiketi asılmalıdır. Şekil 11’de örnek bir uyarı işareti konulmuştur.



### 3.5.4 Kişisel koruyucu ekipmanlar (KKD)

Bakım esnasında açık UV radyasyonu ile çalışırken, vücudun tüm açık alanlarını kapsayan kişisel koruyucu ekipman kullanılmalıdır. UV radyasyonu giysi, plastik veya cam tarafından kolayca emilir. UVC cihazlarının çevresinde çalışırken, UV gözlüğü ve/veya tam yüz siperleri kullanılması sağlık açısından önemlidir.

Standart gözlükler ve normal güvenlik gözlükleri, gözleri UV ışınlarına karşı korumaz, bu nedenle yan pozlamayı korumak için lensin etrafına sarılan ANSI Z87 dereceli gözlükler önerilir [17]. Maruz kalan cildi korumak için laboratuvar önlüğü, nitril eldiven gibi koruyucu ekipmanlarla örtülmelidir. Ayrıca bakım ekibinin alanda kullanmak zorunda olduğu kişisel koruyucu donanımlar için sağlık ve güvenlik işaretlemesi yapılmalıdır.

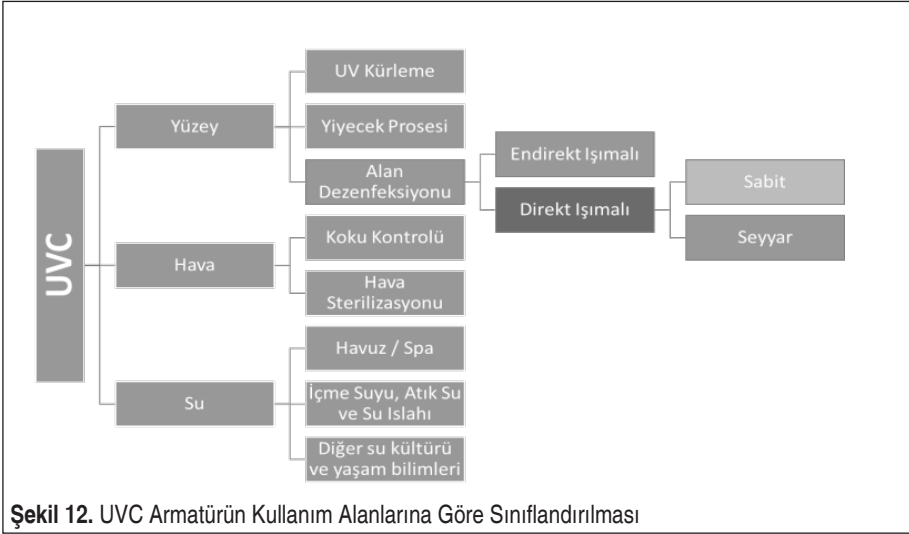
### 3.5.5 Lambanın bertarafı

UVC ışınım yapan lambaların içerisinde bulunan cıva sebebi ile diğer atıklardan farklı şekilde değerlendirilmelidir. UVC lamba atıklarını, ilgili yönetmeliklerle belirlenen esaslara uygun olarak izin ya da çevre lisansı almış atık işleme tesislerine göndermek gerekmektedir. “Atık Yönetimi Yönetmeliği” ve “Atık Elektrikli ve Elektronik Eş-

yaların Kontrolü Yönetmeliği” bu tip atıkların çevre ve insan sağlığına en az zarar verecek halde geri dönüşüm ve bertaraf yöntemleri hakkında bilgi vermektedir.

#### 4. ORTAMLARA GÖRE UYGULAMA ÇEŞİTLERİ

UVGI armatürlerin, ortamda bulunan maddelere ve koşullara göre uygulama çeşitleri bulunmaktadır (Şekil 12). Yüzeylerin dezenfeksiyonu, belki de ultraviyole antiseptik radyasyonun en basit ve en öngörülebilir uygulamasıdır. UV, mikrobiyal büyümeyi kontrol etmede ve çoğu yüzey tipinin sterilizasyonunda oldukça etkilidir. İlk uygulamalar tıp endüstrisinde ekipman sterilizasyonunu içeriyordu. Modern uygulamalar farmasötik ürün dezenfeksiyonu, alan dezenfeksiyonu, soğutma bobini ve drenaj tavası dezenfeksiyonu ve cerrahi sütlükler için teppegöz UV sistemlerini içerir. Bu tür uygulamalar genellikle çıplak UV lambalarının kullanılmasını içerir ve bu nedenle bunlarla ilişkili UV tehlikeleri olabilir.



Şekil 12. UVC Armatürün Kullanım Alanlarına Göre Sınıflandırılması

##### 4.1 Alan Dezenfeksiyon Uygulamaları

Direkt UVGI maruziyeti, yeterli zamanda herhangi bir yüzeyi dezenfekte edebilir. Teorik olarak, bir alanda sürekli düşük ışınım herhangi bir mikrobik büyümeyi kontrol edebilir. Bununla birlikte, pratik uygulamalarda, UV ışınlarının tamamen nüfuz edemeyeceği çatlaklar, gölgeli alanlar ve kalın yalıtım gibi yerler olabilir. Bu nedenle, yansıtıcı yüzeylerin yanı sıra tüm yüzeylerin her açıdan nüfuz etmesini sağlamak önemlidir.

Alan dezenfeksiyon sistemlerinin UV ışınım seviyeleri insanlar tarafından güvenli bir şekilde tolere edilebilecek seviyelerin üzerindedir. Bu sebeple kullanımlarına dikkat



edilmeli ve hiçbir tehlikenin oluşmaması için kullanım prosedürü hazırlanmalıdır.

#### 4.1.1 Direkt Işınımlı Uygulamalar

Alan dezenfeksiyon sistemleri taşınabilir ve kalıcı olmak üzere iki tiptir. Bu sistemler zamanlayıcılarla kontrol edilebildiği gibi manuel olarak belirli süreler için devreye giren ve çıkan yapılarıdır.

##### 4.1.1.1 Sabit

Bu sistemler kalıcı olarak monte edilmiş alan dezenfeksiyon armatürleridir. Kullanımları genellikle açık alanlardaki yüzey kontaminasyonunu gidermek için ya iyileştirme ya da potansiyel tehlikelerin önlenmesi için kullanılabilirler. Sistem genellikle insanların olmadığı, sadece boş alanlarda kullanılır. Sabit UVGI sistemi olarak adlandırılan bir tür kalıcı armatürler, duvarlara veya tavanlara monte edilmek üzere tasarlanmıştır. İnsanların bulunmadığı zamanlarda devreye girer ve zamanlayıcılar, anahtarlar veya hareket detektörleri ile devreden çıkabilirler.

##### 4.1.1.2 Seyyar

Bu sistemler taşınabilir sistemlerdir, yüzeylere direkt uygulanabilen hızlı ve etkilidirler. Taşınabilir UV üniteleri birçok boyut ve tipte mevcuttur. Fakat en çok kullanılan tipleri el tipi seyyar dezenfeksiyon üniteleridir.

## 4.2 Doz

UV dozu %90 dezenfeksiyon oranı D90 olarak ifade edilir. D90 değeri genellikle sistem boyutunun bir göstergesi olarak kullanılır ve mikropların hayatta kalma oranını değerlendirmek için kullanılır. Ayrıca yaygın olan D99 yani %99 inaktivasyon ile sonuçlanan doz ölçümü de kullanılmaktadır. UV ışınlamasına maruz kalan mikroorganizmalar aşağıdaki gibi UV ışınım gücünün maruziyet süresiyle çarpım sonucu oluşan bir denkleme tabidir. Bu denkleme (1) UV maruz kalma dozu denir.

$$D = Et \cdot IR \quad (1)$$

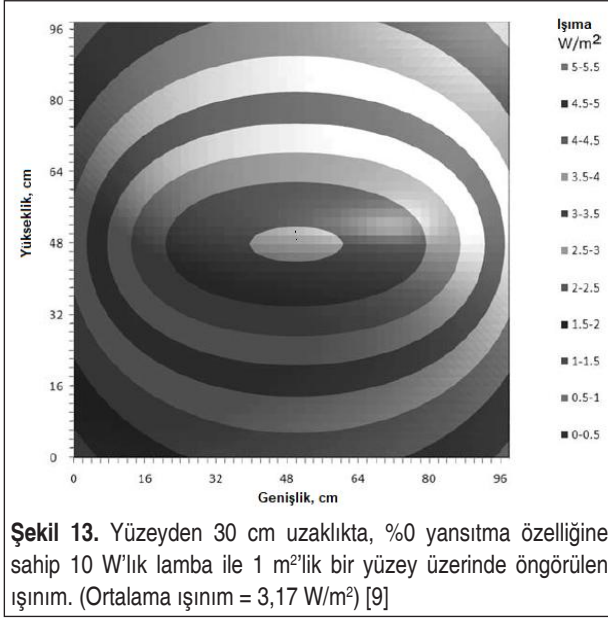
Açıklama;

$$D = \text{UV maruz kalma dozu (fluence), } J/m^2$$

$$Et = \text{Etki süresi, (saniye), } s$$

$$IR = \text{UV Şiddeti, } W/m^2$$

UV şiddeti; belirli bir alan üzerine tüm yönlerden gelen toplam ışınım gücünün bu belirli alana bölünmesiyle  $W/m^2$  veya  $mW/cm^2$  olarak ifade edilir. UV dozu; belirli bir alan üzerine tüm yönlerden gelen toplam ışınım enerjisinin bu belirli alana bölünmesidir ve  $J/m^2$  veya  $mJ/cm^2$  birimiyle gösterilir. Şekil 13'te yüzeyden 30 cm uzaklıkta 10 W'lık UV lambasının 1 m<sup>2</sup>'lik bir alandaki ışınım yayılımı örnek skala üzerinde

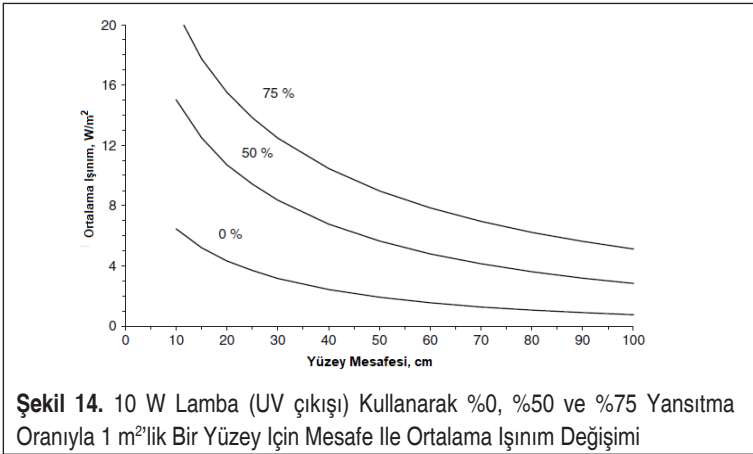


Şekil 13. Yüzeyle 30 cm uzaklıkta, %0 yansıtma özelliğine sahip 10 W'lık lamba ile 1 m<sup>2</sup>'lik bir yüzey üzerinde öngörülen ışınım. (Ortalama ışınım = 3,17 W/m<sup>2</sup>) [9]

gösterilmektedir. Bu örnek grafikte görüldüğü gibi ışınım mesafeyle ters orantılı olarak azalmaktadır [10].

### 4.3 Etkinliğini Belirleyen Unsurlar

UV ışık kaynağının ya da kaynaklarının ne kadar mesafeden ne kadar süre boyunca uygulanması gerektiği ve yansıtıcılar UV dezenfeksiyon verimini belirlemektedir. Dezenfeksiyon süreci boyunca yüzeydeki/örnekdeki mikrop sayısı zamanla eksponansiyel olarak azalmaktadır.



Şekil 14. 10 W Lamba (UV çıkışı) Kullanarak %0, %50 ve %75 Yansıtma Oranıyla 1 m<sup>2</sup>'lik Bir Yüzey İçin Mesafe ile Ortalama Işınım Değişimi





Bir UV cihazının sağlayabileceği UV dozu temelde aşağıdaki parametrelere bağlıdır:

Reaktördeki UV ışın yoğunluğu: UV reaktörü içinde “ortalama UV ışın yoğunluğu” yeterince yüksek seviyede olmalı ve mümkün olduğunca homojen bir şekilde dağılmalıdır. UV ışın yoğunluğu, birim yüzey alana düşen UV-C 254 nm enerjisidir ve  $W/m^2$  birimiyle ölçülür. Merkezi tek UV lambalı bir cihazın reaktör enkesiti düşünülürse UV lambaya yaklaştıkça UV ışın yoğunluğu artarken, uzaklaştıkça azalır (Şekil 14). Lambadan en uzak nokta olan UV reaktörü cidarında UV ışın yoğunluğu en düşüktür. UV ışın yoğunluğu UV reaktöründen akan suyun kalitesine de bağlıdır. Kıyasla daha kirli bir suda UV ışınları kısa mesafelerde enerjisini kaybedeceğinden ortalama UV ışın yoğunluğu temiz su şartlarına göre daha düşük olacaktır [10].

Temas süresi: UV reaktörü içinden akan suyun reaktör içinde yeterince kalması, böylece mikroorganizmaların UV ışınlarına “yeterli süreyle temas etmesi” gerekir. Bu nedenle reaktörde ihtiyaca uygun net hacim bulunmalıdır. Temas süresi “saniye” cinsinden belirtilir. Dezenfeksiyon için, UV ışın yoğunluğundan bağımsız, en az 1 saniye temas süresi gereklidir denilebilir. UV dezenfeksiyon gücü için ana ölçü olan “UV dozu” yukarıda açıklanan iki parametre ile hesaplanır: UV dozu [ $Joule/m^2$ ] = UV ışın yoğunluğu [ $Watt/m^2$ ] x Temas süresi [saniye] UV dozu birimi  $J/m^2 = 0,1 mJ/cm^2 = 100$  mikroWatt-s/ $cm^2$  olarak birbirine dönüştürülebilen çeşitli şekillerde gösterilebilir. Eğer yeterli UV dozu uygulanmazsa, UV cihazı çıkışından alınan su numunelerinde önce “öldüğü” görülen bazı mikroorganizmaların sonradan DNA veya RNA’ları enzimler yoluyla onararak tekrar “canlandığı” gözlenmiştir. Bu olaya “fotoreaktivasyon” adı verilmiştir. Yapılan araştırmalar, 40.000 mikroWatts/ $cm^2$  (= 400  $J/m^2$ ) UV dozunun fotoreaktivasyon ihtimalini ortadan kaldırdığını göstermiştir. Fotoreaktivasyon sorununa karşı için UV cihazlarının en az 400  $J/m^2$  UV dozu verebilecek şekilde seçilmesi gerekir [10].

Malzemelerin reflektörlük özeliği: Ortalama ışınım mesafeye göre değişir ve yansıtma ile artırılabilir. Şekil 7’de, çeşitli yansıtıcılar için 10  $m^2$ ’lik (UV çıkışı) bir lambadan 1  $m^2$ ’lik bir yüzey üzerindeki ışınım mesafenin etkisini göstermektedir. Yansıtıcılık oranı %50 olan galvanizli çelik, %75 ise parlatılmış alüminyumdur. Alan içindeki yansıtma sadece ortalama ışınımı önemli ölçüde arttırmakla kalmayacak, aynı zamanda daha eşit bir ışınım oluşturmaya ve köşelerdeki minimum ışınımı arttırmaya yardımcı olacaktır.

Tablo 5’te, bilgisayar modellemesine dayanarak, lamba yüzey üzerinde ortaladığında çeşitli mesafeler, wattlar ve yansıtıcılıklar için 1  $m^2$ ’lik bir yüzeydeki ortalama ışınım değerlerini vermektedir. Bu öngörülen değerler 1  $m^2$ ’lik bir yüzey için geçerli olsa da herhangi alan için gerekli UV watt değerini konservatif olarak tahmin etmek için kullanılabilir. Tablo 5’de enterpolasyon yoluyla ortalama ışınımı tahmin etmek için kullanılabilir ve 1  $m^2$ ’yi temsil ettiğinden, daha büyük alanlar için yüzeylerini konservatif olarak yaklaşık tahmin edebilir [10].

**Tablo 5.** Bir Metrekare Yüzeyindeki Ortalama Işınım

Lamba Mesafesi (cm)	Ortalama Işınım, W/m <sup>2</sup>								
	0% Yansıtıcı			50% Yansıtıcı			75% Yansıtıcı		
	10 W	20 W	30 W	10 W	20 W	30 W	10 W	20 W	30 W
10	6.45	12.89	19.34	15	30.07	45.11	20.91	41.83	62.74
15	5.19	10.38	15.57	12.5	25.00	37.50	17.73	35.46	53.19
20	4.32	8.65	12.97	10.7	21.47	32.21	15.51	31.02	46.54
25	3.68	7.35	11.03	9.41	18.81	28.22	13.83	27.65	41.48
30	3.17	6.34	9.51	8.35	16.70	25.05	12.48	24.97	37.45
40	2.43	4.86	7.29	6.77	13.54	20.31	10.45	20.91	31.36
50	1.92	3.84	5.76	5.64	11.28	16.92	8.97	17.95	26.92
60	1.55	3.10	4.64	4.79	9.58	14.37	7.84	15.69	23.53
70	1.27	2.54	3.81	4.13	8.26	12.38	6.95	13.90	20.85
80	1.06	2.12	3.18	3.6	7.20	10.81	6.23	12.45	18.68
90	0.89	1.79	2.68	3.18	6.35	9.53	5.63	11.26	16.89
100	0.76	1.53	2.29	2.83	5.65	8.48	5.13	10.25	15.38
120	0.57	1.14	1.72	2.28	4.57	6.85	4.33	8.66	13.00
140	0.44	0.89	1.33	1.89	3.78	5.67	3.73	7.46	11.19
180	0.29	0.57	0.86	1.36	2.73	4.09	2.89	5.77	8.66
200	0.24	0.47	0.71	1.18	2.36	3.54	2.58	5.15	7.73

#### 4.4 Etkili Doz (UVC)

UV radyasyonun iyonize radyasyona göre penetrasyon gücü çok daha azdır. UV ışınlar tozsuz hava ve temiz su içinden kolaylıkla geçmesine rağmen; sıradan bir cam, kir ve yağ tabakaları, bulanık solüsyonlar, süt ve plastik gibi maddelere etkin olarak geçemezler. Dolayısı ile UV ışınlar organizmalara direkt olarak geldiğinde ancak etkili olabilmektedirler, UV kaynağı ile steril edilecek ortam arasında herhangi bir engel bulunmamalıdır. Katı maddeler içindeki mikroorganizmalar veya herhangi bir şekilde siperlenmiş, direkt UV ışıktan korunmuş mikroorganizmalar UV'den etkilenmeyeceklerdir.

100-240 nm aralığındaki ışık kaynakları atmosferdeki oksijen moleküllerini zehirli bir gaz olan ozon moleküllerine çevirebildiği için, ışık kaynağının 240 nm üzerinde seçilmesi önemlidir.

Prof. Dr. Afif Sıddıki'nin yaptığı bilimsel laboratuvar ve uygulama çalışmaları sonucu etkili doz değerlerini, 250 cm mesafeden bir dakikalık UV-C ışınımı ile Covid-19' un yok edildiği kanıtlamıştır (Tablo 6).



**Tablo 6.** UVGI Işınımı İle Korana ve Bazı Virüslerin Mesafeye Göre Öldürme Dozları (Prof. Dr. Afif SİDDİKİ)

Virüs	Doz ( $\mu\text{W.s} / \text{cm}^2$ )	15 cm (Saniye)	50 cm (Saniye)	250 cm (Saniye)
Covid-19	2.700	1.5	6	60 (1 dk)
Parvovirus	3.500	2	10	100 (1,5 dk)
Herpes virüs	5.700	3	15	150 (2,5 dk)
Picornavirus	7.200	4	19	190 (3,2 dk)

#### 4.5 Ölçüm Yöntemleri

UV lambalar için üreticinin garantisi 8000 saat olup bu sürekli kullanımda 1 yıla tekbül eder. Ancak lambaların %90'ı için ortalama gerçek lamba ömrü ortalama 3 yıl kadardır. Lambanın ömrü ölçülerek belirlenmelidir. Bunun mümkün olmadığı durumlarda kullanım kayıtları dikkate alınabilir veya kullanım süresine göre değiştirilebilir. Ölçüm için "International Light Meter, Model 1400A with SEL240 Detector" ya da "Gigahertz- Optik X911 with UV-3718-4 Detector" en çok tercih edilen cihazlardır. Lambanın etkililik ölçümleri önemli ve gereklidir. Etkili bir lambanın ilk kullanımında ölçülmesi gereklidir. 30 W lamba için 1 m mesafedeki ışımaya en az 100 mW/cm<sup>2</sup> olmalıdır. Ancak üst hava dezenfeksiyonunda daha önemlisi antiseptik alan (üst hava ışınması alanı) ölçülmesidir. Bunun için antiseptik alan içinde en az 3 farklı uzaklıkta (1 m, 2 m, 3 m) ölçüm yapılmalı ve ortalaması alınmalıdır. Etkili bir alanda bu değer 30 mW/cm<sup>2</sup>'den az olmamalıdır. Personel, hasta ve ziyaretçilerin UV ışınmalarından zarar görmemeleri için TS EN ISO 15858 Standardı, maruziyet sınırlarının aşılması gereklidir. Özellikle UV-C armatürün kurulumu sonrasında yapılmalı ve düzenli olarak ölçülerek kontrol edilmelidir. UV lambalar etkinlik ve güvenlik açısından düzenli olarak (6 ayda bir) ölçülmeli ve kayıt altına alınmalıdır [10].

Ölçüm sırasında;

1. Koruyucu gözlük kullanılmalı,
2. Açık lambaya korumasız gözle bakılmamalı,
3. Sensörün yönüne ve mesafesine dikkat edilmeli,
4. Ölçümleri kaydedilmeli,
5. Ozon kokusu olan uygunsuz lambaların işaretleyin ve lambayı hemen değiştirin.

## 5.ASANSÖRVEYÜRÜYENMERDİVENLERDEUYGULANMASI

### 5.1 Asansör Kabinde Kullanımı

Asansör kabininde mikrobiyal kirlenmenin en önemli etkeni insan sirkülasyonudur. Bu alanda Covid-19 temas ve hava yoluyla bulaşır. Dolayısıyla havanın sirkülasyonu önemlidir.

27.01.2019 tarihinde Purdue Üniversitesinde Q. Chen tarafından yapılan araştırmaya göre asansörde daha yüksek havalandırmanın daha düşük maruziyete yol açtığı sonu-

**Tablo 7.** Farklı Cansız Yüzeylerde Koronavirüs Ailesinin Kalıcılığı

Yüzey Tipi	Virüs Çeşidi	Sıcaklık	Yüzeyde Dayanma Süresi	Referans
Çelik	MERS-CoV	20 °C	48 Saat	[1]
	TGEV	4 °C	28 Saatten Fazla	[2]
	MHV	4 °C	28 Saatten Fazla	[2]
	HCoV	21 °C	5 Gün	[3]
Alüminyum	HCoV	21 °C	2-8 Saat Arası	[4]
Metal	SARS-CoV	Oda Sıcaklığı	5 Gün	[5]
Ahşap	SARS-CoV	Oda Sıcaklığı	4 Gün	[5]
Kâğıt	SARS-CoV	Oda Sıcaklığı	4-5 Gün Arası	[5]
Cam	SARS-CoV	Oda Sıcaklığı	4 Gün	[5]
	HCOV	21 °C	5 Gün	[3]
Plastik	SARS-CoV	22 °C - 25 °C Arası	5 Günden Az	[6]
	MERS-CoV	20 °C	48 Saat	[1]
	SARS-CoV	Oda Sıcaklığı	6-9 Gün Arası	[7]
	HCOV	Oda Sıcaklığı	2-6 Gün Arası	[7]
PVC	HCoV	21 °C	5 Gün	[3]
Silikon lastik	HCOV	21 °C	5 Gün	[3]
Seramik	HCOV	21 °C	5 Gün	[3]
Teflon	HCoV	21 °C	5 Gün	[3]

\* "Persistence of coronaviruses on inanimate surfaces and their inactivation with biocidal agents" isimli yayından

[1] van Doremalen N, Bushmaker T, Munster VJ. Stability of Middle East respiratory syndrome coronavirus (MERS-CoV) under different environmental conditions. Euro Surveill 2013;18.

[2] Casanova LM, Jeon S, Rutala WA, Weber DJ, Sobsey MD. Effects of air temperature and relative humidity on coronavirus survival on surfaces. Appl Environ Microbiol 2010;76:2712e7.

[3] Wames SL, Little ZR, Keevil CW. Human Coronavirus 229E Remains Infectious on Common Touch Surface Materials. mBio 2015;6:e01697e15.

[4] Sizon J, Yu MW, Talbot PJ. Survival of human coronaviruses 229E and OC43 in suspension and after drying on surfaces: a possible source of hospital - acquired infections. J Hosp Infect 2000;46:55e60.

[5] Duan SM, Zhao XS, Wen RF, Huang JJ, Pi GH, Zhang SX, et al. Stability of SARS coronavirus in human specimens and environment and its sensitivity to heating and UV irradiation. Biomed Environ Sci 2003;16:246e55.

[6] Chan KH, Peiris JS, Lam SY, Poon LL, Yuen KY, Seto WH. The Effects of Temperature and Relative Humidity on the Viability of the SARS Coronavirus. Adv Virol 2011;734690.

[7] Rabenau HF, Cinatl J, Morgenstern B, Bauer G, Preiser W, Doerr HW. Stability and inactivation of SARS coronavirus. Med Microbiol Immunol 2005;194:1e6.



cuna varmıştır. Tüm yolcuların uygun şekilde maske takması, maruz kalma riskini % 50 düşürdüğünü . İğne Uçlu Bipolar İyonizasyon Teknolojisi (NPBI) olarak adlandırılan hava temizleme ile % 20-30 daha azaltabildiğini kanıtlamıştır [18].

### 5.1.1 Asansörlerin Önemi

Asansör bir ulaşım aracıdır. Ülkemizde son yayımlanan Planlı Alanlar İmar Yönetmeliği'ne göre inşa edilecek 4 kat ve üstü binalarda asansör tesisi zorunludur. Asansör teknolojisindeki gelişmeler yüksek binaların sayısını artırırken, ülkemizde yüksek binaların, alışveriş merkezlerinin, havaalanlarının, otellerin, iş merkezlerinin, metro istasyonlarının sayıca artmasıyla beraber asansörlerin hayatımızdaki önemi de her geçen gün artmaktadır. Asansörlerin bina sahanlığından bulunulan kata çağırılmasını sağlamak ve kabin içerisindeyken de istenilen kata gidilmesini sağlamak amacıyla butonların olduğu kontrol panelleri bulunmaktadır. Genellikle paslanmaz çelikten yapılmıştır. Üzerinde bulunan tuşlar plastik malzemeden yapılmaktadırlar. Gün boyunca bu alanlara defalarca dokunulmaktadır. Asansörlerin içerisinde bulunan küpeşterler de seyahat esnasında yine tüm kullanıcıların temasına açıktır. Asansörlerin kabinlerinin kapalı bir odacık olduğu da düşünülürse havada asılı kalan parçacıkların insandan insana aktarılması ya da yüzeylere tutunup yaşaması ihtimal dâhilindedir (Tablo 7). Bu sebepler göz önünde bulundurulduğunda, ortak kullanım araçları olan asansörlerde virüs veya zararlı mikroorganizmaların bulaşma riski oldukça fazladır.

### 5.1.2 Asansör Kabinlerinin Dezenfeksiyonu

Salgın hastalıkların yayılımını engellemek için asansör kabinlerinin uygun yöntemlerle zararlı mikroorganizmalardan etkisiz hale getirilmesi veya tamamen yok edilmesi büyük önem arz etmektedir. Asansörlerde başlıca kullanılan kimyasal solüsyonlarla geleneksel dezenfeksiyon işlemleri yapılmaktadır. Bu dezenfeksiyon yöntemlerinde dikkat edilmesi gereken önemli detaylar aşağıda sıralanmıştır.

- Asansörlerin yüksek dokunuşlu ortak temas yüzeyleri olan düğmeler, tutma kolları özellikle işyeri gibi kullanım yoğun binalarda sabah saatlerinden mesai bitimine kadar 2-3 saat ara ile sabunlu su ile silinerek temizlenmeli. Ev asansörleri için -çok yoğun değilse- bu işlemin günde 2-3 kez yapılması yeterlidir.
- Silinen yüzeylerin çok kirli olduğu ve fazla sayıda kişi tarafından temas edildiği düşünülüyorsa sabunlu su ile silindikten sonra dezenfektan solüsyonlarla (alkol bazlı solüsyonlar veya çamaşır suyu) ilave temizlik yapılabilir.
- Asansör zeminlerinde kirlenme oldukça yüzey deterjanlarla silinmeli, gün sonunda ilave olarak sulandırılmış çamaşır suyu ile temizlik yapılmalıdır.

Çeşitli kimyasal karışımlar ile yapılan temizlik hijyen açısından yeterli verimi ve sürekliliği sağlayamadığı gibi yüksek maliyetli yöntemlerdir. Ayrıca kimyasal solüsyon-



larla temizlik yapan kişilere zararlı mikroorganizmaların bulaşma riski bulunmaktadır ve temizlikten hemen sonra asansör kabinine giren enfekte kullanıcı tekrar zararlı mikroorganizmaları asansör kabinine bulaştırabilmektedir.

Kısa aralıklarla ve otomatik sistemler kullanılarak yapılacak dezenfeksiyon işlemleri daha doğru sonuçlar verecektir. Hastanelerde, gıda sektöründe, ilaç fabrikalarında, kapalı gösteri yerlerinde, okullarda, kreşlerde ve ofis ortamlarında zararlı bakteri ve virüslerin etkisiz hale getirilmesi için kullanılan UVC ışınları, asansör kabinlerinin dezenfekte edilmesinde kullanılacak önemli bir yöntemdir.

### ***5.1.3 Ultraviyole ışınları ile asansör kabinlerinin dezenfeksiyonu***

Asansör kabinlerindeki zararlı bakteri, mantar ve virüsleri etkisiz hale getirmek için dalga boyu en kısa, enerjisi en yüksek olan UVC (Ultraviyole C) ışınları kullanılmaktadır. Ağırlıklı olarak 253,7 nm dalga boyunda radyasyon yayarak mikroorganizmaları öldürmek veya etkisiz hale getirmek için UVC lambalar kullanılmaktadır. Asansör kabinlerinin dezenfekte edilmesinde UVC lambaları farklı sistemlerde kullanılabilir. Bu sistemler aşağıdaki gibidir.

#### ***5.1.3.1 Kanal içi sistemler***

Havalandırma kanal sistemine yerleştirilen UVC lamba cihazları, ortamdaki havanın kalitesinin artırılması ve dezenfekte edilmesi için kullanılmaktadır. Fan yardımıyla çekilen kabin havası UV-C ışını altından geçirilip tekrar kabine verilir. Bu yöntem ile kabin içerisinde havada asılı kalan virüsler yok edilebilir ancak yüzeylerdeki virüsler tutunmaya devam edecektir. Tek başına yeterli bir yöntem değildir. Bu sistemde kabin içerisinde yolcuların bulunmasında herhangi bir sakınca yoktur.

#### ***5.1.3.2 Seyyar ultraviyole el cihazları***

Bu sistemler taşınabilir sistemlerdir, yüzeylere direkt uygulanabilir, hızlı ve etkilidirler. Taşınabilir UV üniteleri birçok boyut ve tipte mevcuttur. Fakat en çok kullanılan tipleri el tip seyyar sterilizasyon üniteleridir.

Kullanılması diğer çeşitlere göre daha pratiktir. Asansör kabininde havada bulunan zararlı mikroorganizmaların ve asansör kabininin istenilen yüzeylerine doğrultarak steril işlemi yapılabilir. Fakat otomatik ve sürekli uygulanacak bir yöntem olmadığı için ve sadece aylık bakımlarda uygulandığı için etkili bir yöntem değildir. Asansör kabini steril edildikten hemen sonra asansör kabinine giren enfekte kullanıcı tekrar zararlı mikroorganizmaları asansör kabinine bulaştırabilmektedir. Sterilizasyon sırasında asansör kabininde kimse bulunmamalı ve seyyar UVC lambasıyla sterilizasyon yapacak kişi uygun kıyafet, gözleri korumak için uygun gözlük kullanmalıdır.

#### ***5.1.3.3 Direkt ışınımla kabin tavanına sabit montajı yapılmış UVC lambaları ile dezenfeksiyon***

Belirlenen zaman aralıklarında otomatik olarak çalışan asansör kabini tavanına sabit



montajı yapılan UVC lambalarından oluşan sistemlerdir. Bu sistemler asansör kabinlerinin hem yüzeylerinde hem de havada kalan zararlı mikroorganizmaların dezenfektasyonunda oldukça etkilidir.

UVC lambalar dezenfeksiyon ve sterilizasyon için uygun çözümler olmakla birlikte, UV-C ışınlarının insanlar üzerinde zararlı etkileri bulunmaktadır. Bu sebepten dolayı, UVC lambaları çalışır halde iken ortamda bulunmaktan ve özellikle lambaya yakın mesafelerde durmaktan ve direkt temastan kaçınılmalıdır.

Asansör kabinlerinde yapılacak UVC lamba uygulamaları direkt ışığa prensibiyle çalışacak şekilde tesis edilmelidir. Bu yöntem ile UVC ışığın en yüksek verimde kullanılması ve etki etmesi sağlanır. Işık kaynağı etkisinin fazla olması istenen butonların, küpeşte gibi yüzeyleri doğrudan göreceği şekilde konumlandırılması etkiyi arttıracaktır. Işığı soğuracak malzemeler etkiyi azaltacağı için kaplama malzemesi olarak tercih edilmemelidir. Eğer tercih ediliyorsa ışık kaynağı bu yüzeylere dönük olmamalıdır [14]. Prof. Dr. Afif Sıddiki'nın yaptığı bilimsel laboratuvar ve uygulama çalışmaları sonucu, 250 cm mesafeden bir dakikalık UVC ışınımı ile koronavirüsünün yok edildiği kanıtlamıştır.

Dezenfeksiyon işlemi sırasında, UVC lambalarının yaydığı ışınımın ulaşmadığı gölge alanlar kalabilmektedir. Gölgede kalacak alanlardaki zararlı mikroorganizmalara etki etmeyeceğinden tek başına kullanılması tavsiye edilmemekle birlikte ışınımın ulaştığı tüm yüzeylerde etkili bir dezenfekte yöntemidir.

UVC lambaların asansör kabinlerinde kullanımında dikkat edilecek hususları şu şekilde sıralayabiliriz:

- İşlem esnasında içeride kullanıcı bulunmamalıdır. Kullanıcıların direkt temasını engellemek için gerekli tüm önlemler alınmalıdır.
- Direkt ışınımlı UVC lambalarının sabit olarak montajının yapıldığı sistemlerde UVC lambaları aktif iken asansör kabininde kimsenin olmadığı otomatik bir sistem tarafından kontrol edilmeli ve birden fazla tertibatla denetlenmelidir.
- Mevcut asansörlerde tesis edilecek UVC lambaların yayacağı ışınlar hakkında bilgi sahibi olunmalıdır. Kabin içi materyalleri üreten firmalardan malzeme yapısına etkisi hakkında görüşler alınmalıdır.
- Bu sistemlerin kurulumu, periyodik bakımı ve temizliği sırasında yetkili personel, UVC etkisine karşı, saydam olmadığı bilinen ve maruz kalan cildi kaplayan kıyafetler giymelidir. Ayrıca EN 170 Standardı'na uygun, gözleri UVC ışınlarından koruyan gözlük, yüz siperliği kullanılmalıdır.
- UVC lambalarının montajı, bakımı, temizliği ve bertaraf edilmesi konusunda yetkili personele gerekli eğitimler verilmelidir.



- UVC lambalarının kullanıldığı asansörlerde kabin içerisinde ve katlarda uygun uyarıcı işaretler ve bilgilendirme etiketleri bulunmalıdır.

#### **5.1.4 Asansör kabinlerinde kullanılacak UVC lambalar**

UV lambalar, yüksek basınç ve düşük basınç cıva lambaları olmak üzere iki tiptir. Asansör kabini için kullanılacak UVC lambaları düşük basınç cıva lambaları olmalıdır. UVC dalga boylarının mikrop öldürücü etkinliği türler arasında değişebilir. Düşük basınçlı cıva buharı lambaları, enerjilerinin yaklaşık %95'ini 253,7 nm dalga boyunda yayarlar. Bu lambaların ömürleri 8.000 ile 12.000 saat arasında değişmektedir [9].

UV-C radyasyonu kısa dalgaboyu ve yüksek enerjisi nedeniyle her çeşit mikroorganizmayı etkisiz hale getirebilmektedir. Mikroorganizmaların yok edilmesi için gerekli enerjinin miktarı dozaj olarak ifade edilir. Bir mikroorganizmayı öldürmek için gerekli doz, zamana ve dozajın yoğunluğuna bağlıdır. Işıma süresi arttıkça veya ışımaya şiddeti arttıkça, yani voltaj veya ışık kaynağına yakınlık arttıkça, ölen vejetatif hücre sayısı da artar. Ortalama bir bakterinin UV lambasının 5 cm yanında 2 sn'de tahrip olduğu, ultraviyole lambalarının mikroorganizmalar üzerinde; 2,5 metreden %99, 5 metreden %97, 7,5 metreden %95 oranında etkili olduğu belirtilmektedir. Önemli olan, dezenfekte edilecek yüzeylerin UV-C ışığını direkt ve en yakından alabilmesidir [9].

#### **5.1.5 Asansör kabininde küpeşte (tutamak) ve kumanda panellerinin konumu**

Engelliler için de tasarlanan asansör kabininin yan duvarında en az 1 adet küpeşte(tutamak) bulunmalıdır. İlgili asansör standardına bakıldığında; tutamağın kavranan bölümünün en kesit boyutları, yarıçap en az 10 mm olmak üzere, 30 mm ile 45 mm arasında olmalıdır. Duvar ile kavranan bölüm arasındaki boşluk en az 35 mm olmalıdır. Kavranan bölümün üst kenarının kabin tabanından yüksekliği (900 ± 25) mm dâhilinde olmalıdır. (TS EN 81-70: 2018 Madde 5.3.2.1)

TS EN 81-70: 2018 standardına bakıldığında; kabin zemin seviyesi ile kabin içerisinde bulunan kumanda panelindeki en alt butonun merkez çizgisi arasındaki minimum yükseklik 850 mm olmalıdır. Kabin zemin seviyesi ile kabin içerisinde bulunan kumanda panelindeki en üst butonun merkez çizgisi arasındaki maksimum yükseklik 1.200 mm olmalıdır. Ayrıca durak kapılarının ve kabin kapısının minimum 2 m yükseklikte serbest açıklıklara sahip olmaları gerekmektedir. (TS EN 81-70: 2018 Tablo 5 -Kontrol Cihazları - Düzenleme Koşulları)

Binadaki insan trafiği yoğunluğuna ve binanın yüksekliğine göre farklı hızlarda ve farklı kapasitelerde asansör montajları yapılmaktadır. Ayrıca tasarlanacak kişi sayısına, tasarlanan asansör kapasitelerine göre standartta minimum ve maksimum kabin alanları tariflenmiştir.

#### **5.1.6 Asansör kabinin tasarımı ve UVGI lambalarının simülasyonu**

Asansör kabininde kullanımın etkinliğini, daha az ışınım olan gölgeleri - alanları bul-



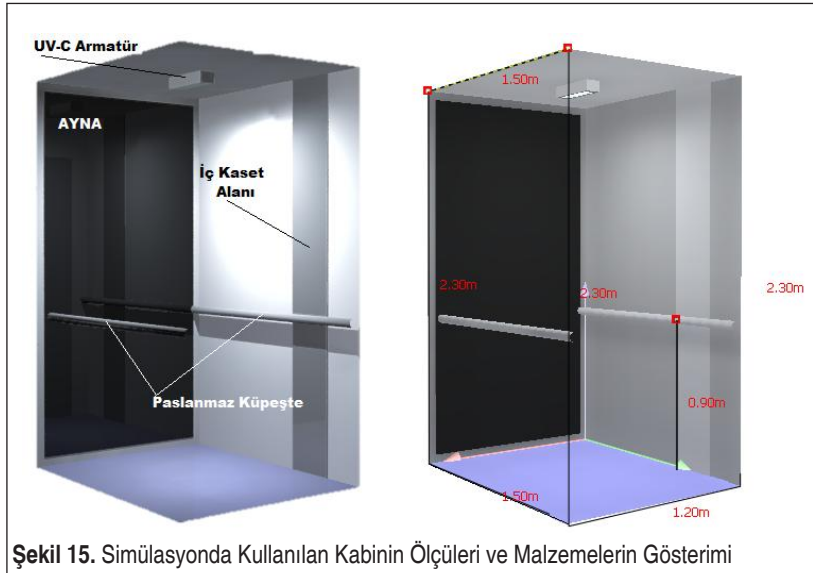


mak için armatürün doğru konumlandırılması için simülasyonlar yapıldı. Simülasyonlar DIALUX yazılımı kullanılarak gerçekleştirildi.

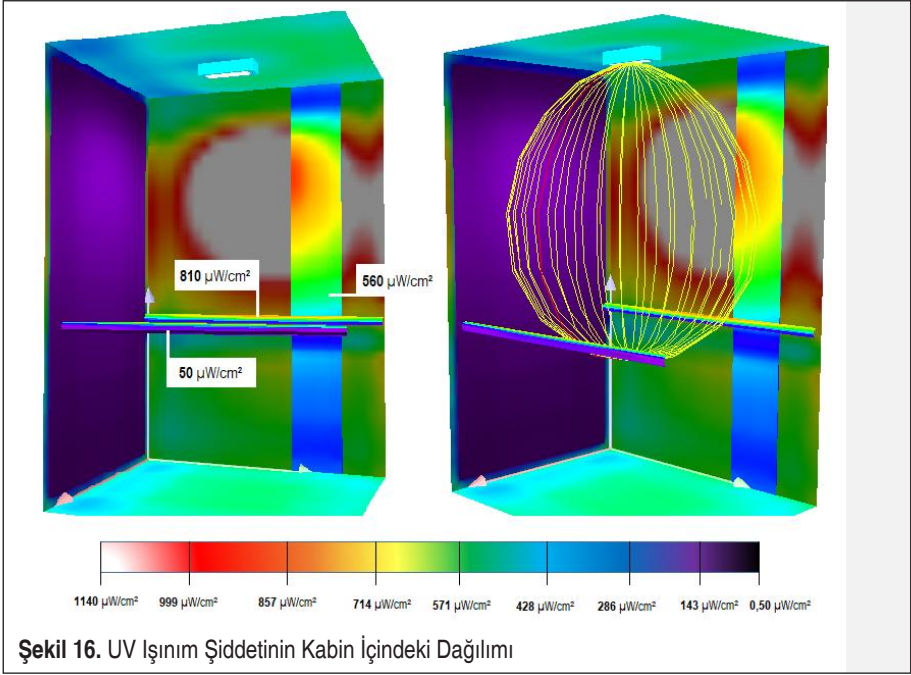
Simülasyonda kullanılan örnek kabin ölçüleri ve malzemeler:

Kabin ölçüleri 120 cm x 150 cm x 230 cm (en x boy x yükseklik) seçilmiştir. Kabin içinde; dik yüzeyler paslanmaz, zemin mermer, cam ayna, 90 cm yüksekliğinde küpeşterler ve iç kaset malzemeleri kullanılmıştır. Armatür; direkt ışınımlı, reflektörlü ve içinde UV-C 15 W'lık HNS 15 W G13 (OSRAM) lamba kullanılmıştır. Simülasyonda armatür yerleşimi maksimum verimi sağlaması için konumlandırılmıştır. Kabin içinde yoğun olarak paslanmaz çelik kaplaması kullanılmış, özellikle arka kesitte ışınımın absorbe edildiğini göstermek için cam ayna kullanılmıştır. Zemine mermer yansıma değeri girilmiştir. Küpeşterler yerden 90 cm ve kaset butonları 90-120 cm aralığında olacak şekilde konumlandırılmıştır.

Simülasyonda kullanılan lamba 15 W giriş, 4,9 W çıkış gücünde ve 7800 cd ışık şiddetindedir. Şekil 16'da görüldüğü üzere cam aynanın yansıma katsayısı çok kötüdür ve ışınımı soğurma etkisi kabinde kullanılan tüm malzemelerden fazladır. İnsanların en çok dokundukları alanlar küpeşte ve kayıt butonlarıdır. Küpeşterlerin arka ve alt kısımları gölgelik alanda kaldıklarından dolayı en az ışınımı almaktadır. Simülasyonda kabin içine, bir saniyelik ışınım yapıldığında küpeşte üstüne  $810 \mu\text{W}/\text{cm}^2$  ve küpeşte altında  $50 \mu\text{W}/\text{cm}^2$  ışınım yapılmaktadır. Aynı şekilde kabin buton alanına da  $560 \mu\text{W}/\text{cm}^2$  ışınım yaptığı simüle edilmiştir.



Şekil 15. Simülasyonda Kullanılan Kabinin Ölçüleri ve Malzemelerin Gösterimi

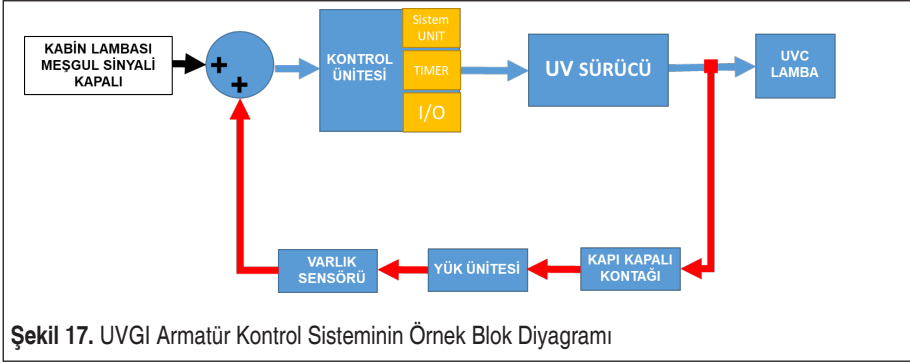


UV-C ışınımıyla yapılan bir dezenfeksiyon yönteminin etkinliği, kullanılan doza doğrudan bağlıdır. Kısa bir süre boyunca yüksek yoğunluk veya uzun bir süre boyunca düşük yoğunluk, pratik olarak değiştirilebilir ve neredeyse aynı dezenfekte edici etkiye sahiptir. Etkili doz hesaplaması yaparken kabinin boşta bekleme zamanı kabindeki ışınımın en az olduğu değere göre yapılmalıdır.

Uluslararası Ultraviyole Derneği (IUVA), UV dezenfeksiyon teknolojilerinin, mevcut dezenfeksiyon verilerine ve ampirik kanıtlara dayanan Covid-19, SARS-CoV-2'ye neden olan virüsün ortam içinde azaltmada kullanılabileceğini vurgulamasına rağmen henüz kesin olarak kanıtlanmış bir bilimsel çalışma mevcut değildir. Fakat UV, doğru uygulandığında Covid-19 virüsü ile temas halinde enfeksiyon kapma riskini azaltmaya yardımcı olabilecek yüzeyler için bilinen bir dezenfektan yöntemidir. Çoğu bakteri ve virüsleri %90 oranında öldürmek için 2.000 ila 8.000  $\mu\text{W}/\text{cm}^2$  arasında doz uygulamanın yeterli olduğu kanıtlanmıştır [14].

### 5.1.7 Sistemin kontrolü

UVC ışığın insan sağlığı açısından sakıncaları mevcuttur. Özellikle direkt ışınım altında uzun süreler sonucunda göz ve ciltlerde kalıcı sağlık sorunlarına neden olduğu belirtilmiştir. Sistem her ne kadar kabin içinde kimse yokken çalıştırılıyor olsa bile belli güvenlik aşamalarından geçerek çalıştırılması gereklidir. Bu kontrolü sağlamak için tasarlanmış örnek blok diyagram Şekil 17'de mevcuttur.



Blok diyagramda kontrolü yapılan UVGI lambanın çalışması için birinci güvenlik önleminden geçmesi yani kabin lambasının sönmesi veya meşgul sinyalinin kesilmesi dair bilginin alınması gereklidir. Bu referans sinyalin gelmesi ile sistem çalışmaya başlayarak diğer güvenlik aşamalarını sorgulayacaktır. Ana kontrol sistemi öncelikle ışımının kabin içinde kalmasını sağlamak için mutlak suretle kapıların kapalı olduğunu kontrol edecektir, sonra kabinde kişi varlığını sorguladıktan sonra sistemin çalışmasına (ışımının oluşmasına) izin verecektir.

Sistemin çalışması; UVC lambanın çalışması için öncelikle kabin lambası sinyalin ve/veya meşgul sinyalinin deaktif olması gereklidir. Asansör panosundan gelen bu ön koşul referans değeri güvenliğin ilk aşamasıdır. Ön koşul referans değeri aktif olduktan sonra ikinci güvenlik aşamasının sorgulaması yapılır; bu aşamada asansör kabininin içine yerleştiren varlık sensörü ve kabin askı halatına veya kabin altına yerleştiren yük hücresiyle alanda kişi/kişilerin varlığın sorgulaması yapılır. İkinci sistemin güvenlik seviyesini yükseltmek için birbirine seri bağlı iki kontaklardan oluşturulmuştur. Bu iki kontakın kontrolü birbirinden bağımsız ve birbirini destekleyecek şekilde tasarlanmıştır. Son ve üçüncü güvenlik aşaması; eğer referans sinyal gelmiş ise ve alanda kimsenin olmadığı kontrolcü tarafından tespit edilmiş ise son güvenlik aşaması olarak kontrolcü kapı kontaktlarından gelen sinyalin aktif olmasını sorgulayacaktır. Böylece hem ışımının asansör kabinin dışına ulaşarak insanlara zarar vermesi önlenerek hem de ışımının tüm kabine yansıma yaparak homojen dağılması sağlanacaktır. Son aşamada sistem kapıların kapalı olduğunu algıladıktan sonra UVGI lamba ışımaya yapmaya başlayacaktır. Sistemin aktif olarak çalışması ve sürdürülebilir olması için yardımcı takip-izleme ara birimlerine ihtiyaç vardır. Bunlardan en önemlisi lambanın çalışma ömrü içinde kalmasının sağlanması diğer ise ışımının takibidir. Kontrol ünitesi lambanın çalışma süresi içinde ışımını yapması için lamba ömrü bilgisini ve sistem hatalarını bina yöneticisine ve operatöre iletmesi çok önemli bir kontrol aşamasıdır. Bunun için UVC kontrol ünitesi ile asansör kumanda sisteminin birbiriyle iletişim halinde olması gereklidir. İki sistem çift taraflı seri veya paralel tesisat aracılığıyla sinyal iletmesi UVC lambanın etkin çalışmasını sağlayacaktır. Ayrıca asan-



sör ilk hareketinden sonra belli bir saniye park halinde (kabinde kimse yokken, kapı kapalıyken ) UVC lambasının ışık saçmasına izin verilerek bir önceki trafikte oluşan mikrobiyal kirlenme en aza indirilebilir.

## 5.2 Yürüyen Merdivenlerde Kullanımı

Yürüyen merdivenler ve yürüyen bantlar yapım ve montaj açısından belirli standartlara göre yapılan mühendislik ürünleridir. Yürüyen merdiven ve bantlarda kullanıcıların en çok temas ettiği bölüm el bandı kısmıdır. El bandı, yürüyen merdivenler veya yürüyen bantlar kullanılırken kişilerin tutunduğu güç tahrikli hareket eden sistemlerdir. El bantları kompozit yapıya sahiptir. Kauçuk yapraklar arasında çelik lifler mevcuttur. El bantlarının ağırlıkları 1,8-2,5 kg/m arasında el bandının kesit boyutlarına bağlı olarak değişir. Korkuluk sistemi üzerinde kapalı döngü içerisinde hareket ederler. Şu anda ülkemizde de yürüyen merdiven ve yürüyen bantların yapım ve montaj aşamasında kullanılması zorunlu olan TS EN 115-1:2017 Standardı'nda belirtildiği gibi el bandı, insanların yürüyen merdiveni veya yürüyen bantı kullanırken tutmaları gereken bölümdür. TS EN 115-1:2017 standardının 7.2.1.2.1 maddesinde ifade edilen zorunlu hareket işaretlerinden biri de “el bandını kullanın” işaretidir (Şekil 18).

Havaalanı, metro ve AVM gibi yerlerde milyonlarca insanın temas etmek zorunda kaldığı el bandı salgın hastalıkların bulaşması için önemli bir etkidir. 2019 yılının Aralık ayında Çin’de insana bulaştığı duyurulan Covid-19’un yarattığı salgın tüm dünyada ve ülkemizde hızla yayılmaya ve can kayıplarına neden olmaya devam etmektedir. Virüs, temel olarak insandan insana ve solunum yoluyla bulaşmaktadır, ancak virüs taşıyan yüzeylere temas etmiş olan ellerin ya da virüslü yüzeylerin ağız, burun veya gözlere temasıyla da bulaşma riski çok yüksektir. Mevcut durumda yürüyen merdiven ve yürüyen bantlardaki el bandı temizleme işlemi el ile yapılmaktadır. Bu şekilde yapılan temizlik hijyen açısından yeterli verimi ve sürekliliği sağlayamadığı gibi işgücü gerektirdiği için ekonomik kayba da neden olmaktadır.

### 5.2.1 El bantlarının UVC ışınları kullanılarak sterilizasyonu



Şekil 18. Yürüyen Merdiven El Bandı Kullanımı

İnsanların en çok temas ettiği kısım olan el bandının UVC ışınlarıyla sterilizasyonu konusunda birçok firmanın ARGE aşamasında başlattığı çalışmaları kamuoyu takip etmektedir. El bandının UVC ışınlarıyla sterilizasyonu insandan insana aktarılabilecek çeşitli bulaşıcı hastalıkların önlenmesi için etkili bir yöntemdir.

Belirli dalga boyuna sahip olan UVC ışığı, mikropların DNA’sını tamamen yok



ederek, enfeksiyon kaynaklarının yayılmasını engellenmektedir. Ayrıca kullanılan UVC ışınları doğrudan kullanıcılara nüfuz etmediğinden ve herhangi bir kimyasal madde kullanılmadığı için kullanıcılara zarar vermemektedir. El bantları kapalı döngü içerisinde hareket ettiklerinden dolayı UVC ışınlarının kullanıldığı cihazların kullanıcıların ulaşamadığı alt veya üst istasyona montajına imkân vermektedir.

### **5.2.2 UV cihazlarının uygun montajı ve işletilmesi için dikkat edilmesi gereken hususlar**

- Sterilizasyon için yapılan tasarımlar mutlaka güncel ilgili standartlara ve yönetmeliklere uymalıdır.
- Bağlı bulunduğu yürüyen merdiven ya da yürüyen bant ünitesinden bağımsız dönüşmemelidir, birlikte çalıştığı yürüyen merdiven ya da bant ile uyumlu hareket edebilecek şekilde tasarlanmalıdır.
- UVC ışınlarının kullanıldığı cihazların, yeterli donanıma sahip sağlık kuruluşlarınca ve gerekli belgelere sahip test laboratuvarlarınca testleri yapılmış olmalıdır.
- Hangi şartlar altında ne kadar steril edebildiğini gösterir raporları mutlaka olmalıdır. Bu raporlarda tarih, testleri yapan kişi ve kurum bilgileri bulunmalıdır. Raporlar sorgulanabilir özellikte olmalıdır.
- Standartlarca belirlenmiş elektriksel tedbirler (topraklama, kaçak akım röleleri vb.) mutlaka alınmalıdır. (TS EN 115-1: 2017 madde 5.11.1.6, madde 5.11.1.3, madde 5.11.4)
- Ortaya çıkabilecek ve standartlarca sabit tüm mekanik tehlikeler (TS EN 115-1: 2017 madde 4.2) ortadan kaldırılmalıdır, güvenli kullanım için gerekli özen gösterilerek tasarım yapılmalıdır.
- UVC cihazlarının bakımlarını yapacak ya da arızalarını giderecek personeller, gerekli eğitimleri almış olmalıdırlar. Uygun donanımlara (TS EN ISO 15858) sahip bir şekilde bakıma başlamalıdırlar. Eğer cihaz, yürüyen merdiven ya da banda sonradan eklenmiş ise mutlaka bu ünitelerin bakımından sorumlu personel eşlik etmelidir.

UVC ışınlarının kullanıldığı cihazların kullanıcıların temas edebildiği yürüyen merdiven ya da yürüyen bantların dış kısmına montajı yapıldığında ilave olarak aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir.

- Yaşanabilecek bir sıkışma durumunda devreye girecek elektrikli güvenlik tertibatları TS EN 115-1: 2017 madde 5.6.4.3'e göre eklenmelidir. Eklenecek elektrikli güvenlik tertibatları tahrik makinasının çalışmasını durdurmalı, el bandı ile uyumlu çalışmalıdır ve kontrolsüz çalışmanın önüne geçmelidir.
- Eğer cihazlar korkuluklara montajlanmış ise ek bir yük ortaya çıkarmamalı, korkuluk özelliklerine (TS EN 115-1: 2017 madde 5.5.2, madde 5.5.2.1, madde 5.5.2.2, madde 5.5.2.3) olumsuz etkiler yaratmamalıdır.



- Yürüyen merdiven veya bantlara tasarım aşamasında güvenlik çalışmaları yapılmadan sonradan eklenmiş tertibatlar, el bandına yatayda en fazla 80 mm ve dikeyde en fazla 2,5 mm yaklaşmalıdır. (TS EN 115-1: 2017 Madde 5.10) Şekil 6’da belirtilen ölçüleri sağlamayan cihazlar, kullanıcı açısından çok tehlikelidir.
- Dışarıdan montajlanmış cihaz, yürüyen merdiven veya bantların giriş ve çıkışlarında olması gereken mesafeleri ve hareket alanlarını (TS EN 115-1: 2017 ek A.2.5) engellememelidir. Ayrıca kuyu kapaklarına baskı yapmamalıdır. Bakımlar da ya da acil müdahale gerekebilecek durumlarda engel teşkil etmemelidir.

## 6. SONUÇ

UVC ışınları gözle görülemediğinden, insanlar fark etmeden çok önce tehlikeli UVC dozlarına maruz kalabilirler. UVGI uygun şekilde kullanıldığında, patojenlerin öldürülmesinde veya etkisizleştirilmesinde çok etkilidir. Ancak insanlara zarar verebilir, bu nedenle Covid-19’un hafifletilmesine yardımcı olmak amacıyla piyasaya sürülen teknolojileri değerlendirirken dikkatli olunmalıdır.

İyi mühendislik tasarımı, uygun prosedürler ve otomatik kontroller, UV maruziyetinden kaynaklanan tehlikeleri en aza indirecektir. UVGI lambalar doğru seçildiği, kurulduğu ve bakımı yapıldığında asansör ve yürüyen merdivenlerde hijyen ve sanitasyona önemli katkıları olabilir.

Mutlak suretle güvenlik standartlarına uygun sertifikalı ürünlerin kullanılmasına dikkat edilmelidir. Asansör, yürüyen merdiven ve bantlara yerleştirilen harici cihazlar sistem ile uyumlu bir şekilde çalışmalıdır. Elektriksel ve mekanik olarak tehlike arz edecek durumların ortaya çıkmaması için güvenlik tertibatları kullanılmalıdır. Kullanılan tüm cihazlar periyodik kontrollerle denetlenmelidir.

UVGI ışınlarının kullanıldığı cihazların akredite kuruluşlarca testleri yapılmış olmalıdır. Ayrıca hangi şartlar altında ne kadar etkili olduğunu gösterir raporları mutlaka olmalıdır. Bu raporlarda tarih, testleri yapan kişi ve kurum bilgileri bulunmalıdır. Kırsaca raporlar sorgulanabilir özellikte olmalıdır.

Özellikle UVC ışınların malzemeler üzerinde olumsuz etkileri olduğu bilinmektedir. Üzerine etki eden malzemeleri yıpratıp, dayanımlarını azalttığı, renklerini soldurduğu gibi olumsuz sonuçlara neden olduğu testlerle kanıtlanmıştır. Işınımın yol açacağı fiziksel hasarlara karşı alanda kullanılacak malzemelerin seçimine ve tasarıma dikkat edilmelidir.

Bakım sırasında ortaya çıkabilecek riskleri azaltmak hatta ortadan kaldırmak için sistemde alınması gereken mühendislik önlemleri ve çalışanın uygulaması gereken tedbirler vardır. UVC ışığı normal güneş ışığından çok daha güçlüdür ve ciltte ciddi bir güneş yanığı benzeri reaksiyona neden olabilir ve benzer şekilde maruz kalınırsa göz retinasına zarar verebilir. Ayrıca bazı lambalar da ozon üretebilir. Bu nedenle, genel



makine-insan güvenliği tüm dezenfeksiyon cihazları ile göz önünde bulundurulmalıdır ve bu hususlar kullanım kılavuzunda, kullanıcı eğitiminde ve uygun güvenlik uyumluluğunda ele alınmalıdır.

UVGI armatürlerinin monte edildiği yerlere tesislerin bakımını ve operasyon personeli UVGI'ye doğrudan maruz kalmanın potansiyel tehlikeleri konusunda uyarmak zorunludur. Bu armatürlerin kullanıldığı yerlerde uluslararası geçerliliği olan işaretlere de yer verilmelidir.

Bakım esnasında açık UV radyasyonu ile çalışırken, vücudun tüm açık alanlarını kapsayan kişisel koruyucu ekipman kullanılmalıdır. UV radyasyonu giysi, plastik veya cam tarafından kolayca emilir. UVC cihazlarının çevresinde çalışırken, UV gözlüğü ve/veya tam yüz siperleri kullanılması sağlık açısından önemlidir.

Lambaların bertarafı, ilgili yönetmelikler çerçevesinde çevre ve insan sağlığına en az zarar verecek şekilde prosedürler tanımlanmalıdır.

## KAYNAKÇA

1. **Demirbaş, Ü.** Mikropları Ultraviyole Işımla Nasıl Yok Ederiz?, Center for Free-Electron Laser Science, Deutsches Elektronen-Synchrotron DESY, Notkestraße 85, 22607 Hamburg, Germany: 5 Nisan 2020.
2. **Kuş, K.** Radyasyon Nedir?, Bilkent Üniversitesi Sağlık Merkezi, <http://bilheal.bilkent.edu.tr/aykonu/ay2011/radyasyonturk.htm> (Erişim tarihi: 12/05/2020).
3. **Türkkan, A., Pala, K.** “Çok Düşük Frekanslı Elektromanyetik Radyasyon ve Sağlık Etkileri”, Uludağ University, Journal of The Faculty of Engineering 14 (2009).
4. **Korkutal, İ., Akçay, E., Bahar, E., Günal, D., Akçay, G.** “Farklı Sürelerle Ultraviyole (UV-C) Uygulamalarının Kaynaştırma Odası Koşullarında Aşılı Asma Çelikleri Üzerine Etkileri”, Akdeniz Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi 22 (2009): 9-14 <https://dergi-park.org.tr/pub/akdenizfderg/issue/1572/19471>.
5. **Kutlubay, Z., Engin, B., Serdaroğlu, S., Tüzün, Y.** 2010. Dermatolojide Ozon Tedavisi, Dermatol, 1(4): 209-216.
6. **Sevilgen, Ö.** 2009. Ozon, Klor ve Hidrojen Peroksit Uygulamalarının Pazıda Klorofil Miktarı Üzerine Etkileri, Ankara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 75s, Ankara.
7. **Vural, T.** Bakterilerin yaşam siklusu ve üremelerinin kontrolü. Ustaçelebi Ş (editör). Temel ve Klinik Mikrobiyoloji. Ankara: Güneş Kitabevi, 1999:35-44.
8. **Koutchma, T.** UV-Light For Processing Foods, Ozone: Science And Engineering, 30(1), 93–98, doi:10.1080/01919510701816346, 2008.
9. **Kowalski, W., (Ed.)**, Ultraviolet Germicidal Irradiation Handbook, UVGI Disinfection Theory, 2009.



10. **Aydın, K.** Ultraviyole Işınları İle Suların Dezenfeksiyonu, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 2009
11. **W. J. Kowalski, T. J. Walsh, V. Petraitis,** “2020 COVID-19 Coronavirus Ultraviolet Susceptibility 10.13140/RG.2.2.22803.22566, 2020.
12. **Kampf, G., Todt, D., Pfaender, S., Steinmann, E.** Persistence of Coronaviruses on Inanimate Surfaces and Their Inactivation With Biocidal Agents, Journal Of Hospital Infection; 104, 246e251, 2020.
13. **Ceyhan, İ.** İsmail TSE Standart Ekonomik ve Teknik Dergi, 677 sayı, Nisan 2019, ISSN:1300-8366.
14. **IUVA Fact Sheet on UV Disinfection for Covid-19,** <http://www.iuva.org/IUVA-Fact-Sheet-on-UV-Disinfection-for-COVID-19>.
15. **TS EN 81-70 Kasım 2018:** Engelliler Dâhil Yolcu Asansörleri İçin Erişilebilirlik, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.
16. **TS EN 115-1 Aralık 2017:** Yürüyen merdiven ve yürüyen bantlar için güvenlik - Bölüm 1 Yapım ve montaj, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.
17. **TS EN ISO 15858 Aralık 2016:** UV-C Cihazları - Güvenlik bilgisi - İzin İnsan Maruziyet, Yapım ve Montaj, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.
18. <https://www.prnewswire.com/news-releases/otis-releases-elevator-airflow-study-findings-covid-19-exposure-on-elevator-ride-is-low-risk-with-simple-mitigation-301216381.html> (Erişim tarihi: 29/01/2021).
19. **Storm N., McKay L., Downs S., Johnson R., Birru D., Samber M., Willaert W., Cennini G., Griths A.,** Rapid and complete inactivation of SARS-CoV-2 by ultraviolet-C irradiation, doi: <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-65742/v2>



# Taguchi Yöntemleri Kullanılarak Frezeleme İşleminde Kesme Parametrelerinin Yüzey Pürüzlülüğüne Etkisinin Araştırılması

Ali Mamedov<sup>1</sup>

## ÖZ

Bu çalışmada, kalıp çeliğinin işlenmesi esnasında kesme parametrelerinin yüzey pürüzlülüğü üzerindeki etkisinin araştırılması yoluyla frezeleme operasyonunun optimizasyonu amaçlanmıştır. Deneysel çalışmaların sonuçları, kritik parametrelerin bulunmasında etkili olan sinyal-gürültü oranı hesaplaması ve varyans analizi gibi farklı Taguchi yöntemleri kullanılarak değerlendirilmiştir. Elde edilen S/G oranlarına bakılarak yüzey pürüzlülüğünün sırasıyla radyal dalma oranı, kesme derinliği, iş mili devri ve ilerleme hızından etkilendiğini söylemek mümkün. Bu kesme parametreleri için optimum değerler 16 mm/dak ilerleme hızı, 200 dev/dak iş mili devri, 0.35 mm kesme derinliği ve %50 radyal dalma oranı olarak hesaplanmıştır. Bu kesme parametrelerinde yapılan doğrulama deneyi işlenmiş yüzeyin pürüzlülüğünün  $R_a = 0.09 \mu\text{m}$  kadar düştüğünü göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Frezeleme işlemi, yüzey pürüzlülüğü, taguchi yöntemleri

## Investigation of the Effect of Cutting Parameters on Surface Roughness During Milling Operation Using Taguchi Methods

### ABSTRACT

This work is devoted to the optimization of milling operation by determination of the effect of cutting parameters on surface roughness throughout the machining of the mold steel. The experimental studies results are presented by applying different Taguchi methods, such as signal to noise ratio calculation and analysis of variance, which are considered effective in finding the critical parameters and their contributions. From obtained results of the S/N responses it can be concluded that the surface roughness was influenced by radial tool immersion, depth of cut, spindle speed and feed rate, respectively. The optimal values for cutting parameters were calculated as 16 mm/min for feedrate, 200 rpm for spindle speed, 0.35 mm for depth of cut and %50 for radial tool immersion. Experimental results of the milling operation with these parameters showed that average surface roughness reduced up to  $R_a = 0.09 \mu\text{m}$ .

**Keywords:** Milling process, surface roughness, taguchi methods

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 18.11.2020

Kabul/Accepted : 22.03.2021

<sup>1</sup> College of Engineering and Technology, American University of the Middle East, Kuwait  
ali.mamedov@aum.edu.kw, ORCID: 0000-0003-0560-552X

## EXTENDED ABSTRACT

### 1. Introduction

This work is devoted to the optimization of milling operation by determination of the effect of cutting parameters on surface roughness throughout the machining of the mold steel. Significant amount of research was dedicated to find optimal milling conditions resulting in low surface roughness at high material removal rates. Some of the researcher also investigated the effect of the chatter vibrations on surface roughness and suspension methods to eliminate them. In this paper the experimental studies results are presented by applying different Taguchi methods, such as signal to noise ratio calculation and analysis of variance, which are considered effective in finding the critical parameters and their contributions. The effects of four cutting parameters on surface roughness are evaluated, including feedrate, spindle speed, depth of cut and radial tool immersion.

### 2. Objectives

The main objective of this paper is to investigate and evaluate the roughness of generated surface after milling of hardened mold steel to find the optimum level of the selected parameters and their contribution via Taguchi methods. Four controllable cutting parameters, namely the feed rate, the spindle speed, the depth of cut, and radial tool immersion, are chosen to evaluate their effect on surface roughness.

### 3. Methods

Signal to Noise ratio method was used to reduce the noise of experimental data based on different definitions of quality characteristics. Method contains three types of quality characteristics, namely, the smaller the better, the nominal the best, and the larger the better. Considering the main objective of this study, the smaller the better characteristic of S/N ratio will be used in order to reduce surface roughness of machined surface. Once, significant parameters affecting the surface roughness and their optimum levels are determined, analysis of variance methodology will be used to determine the percentage of their contributions. Based on the number of selected parameters and their levels, L9 orthogonal array of Taguchi was selected. This array will be used to evaluate effect of all parameters with minimum number of experiments. Consequently, nine experiments were implemented in order to evaluate the effect of the controllable cutting parameters on surface roughness of mold steel. The contact type profilometer was used to measure the average surface roughness (Ra). Measurements were repeated three time on different regions of the surface to ensure precision and accuracy of the results. The response values were evaluated according to the average S/N ratio to find optimal levels of selected parameters. Finally, cutting experiment with determined optimal cutting parameters was performed and surface roughness improvement was evaluated.

### 4. Results and Conclusions

From obtained results of the S/N responses it can be concluded that the highest S/N ratios of individual parameters of different levels represent the most optimal level of each parameter. Additionally, the highest difference between the maximum value and minimum value of S/N ratio for each parameter represents the most significant factor affecting surface roughness. It has been seen that the surface roughness was influenced by radial tool immersion, depth of cut, spindle speed and feed rate, respectively. The optimal values for cutting parameters were calculated as 16 mm/min for feedrate, 200 rpm for spindle speed, 0.35 mm for depth of cut and %50 for radial tool immersion. Experimental results of the milling operation with these parameters showed that average surface roughness reduced up to  $Ra = 0.09 \mu\text{m}$ . The results of the analysis of variance determined the percentage of contribution for each individual parameters as 49.12% for radial tool immersion, 23.67% for spindle speed, 20.23% for depth of cut and 6.98% for feedrate. Therefore, it can be concluded that radial tool immersion has the highest influence on generated surface for these experiments. The implementation of the optimal parameters experimentally validated that generated surface had the smallest surface roughness among all configurations of cutting parameters.



## 1. GİRİŞ

Günümüzün rekabetçi endüstrisinde, süper alaşımlar ve sertleştirilmiş çelikler gibi yüksek performanslı malzemelere talep vardır. Frezeleme işlemleri, havacılık, biyo-medikal ve otomotiv gibi farklı endüstriyel sektörlerde bahsedilen yüksek performanslı malzemeler kullanılarak karmaşık geometriye parçaların üretiminde yaygın olarak kullanılmaktadır. Frezeleme işlemi sırasında yüzey oluşum mekanizmasının anlaşılması ve nihai yüzey pürüzlülüğünün öngörülmesi, deneme yanılma yöntemlerine başvurmadan istenen yüzey kalitesini elde etmek için son derece önemlidir. Aynı zamanda istenilen yüzey kalitesine en hızlı şekilde ulaşmak, üretim maliyetini düşürecek ve üretim verimliliğini artıracaktır. Bu nedenle, yüzey topografisini modellemek ve frezeleme işlemleri sırasında oluşacak yüzey pürüzlülüğünü öngörmek için önemli miktarda araştırma yapılmıştır. Montgomery ve Altıntaş [1] kaldırılacak talaş kalınlığını hesaplamak için kesici ucun trokoidal hareketini dikkate alan model geliştirmişlerdir. Bu model kesici ucun ve iş parçasının kinematiklerini dikkate alarak işleme sonrasında oluşacak yüzeyi öngörmektedir. Ehmman ve Hong [2] yüzey modellemesini daha da ileriye taşıyarak kesme işlemi esnasında oluşabilecek takım sapması, işleme tezgâhı deformasyonu ve titreşimi gibi hataların da yüzey pürüzlülüğü üzerinde etkilerini araştırmışlardır.

Günümüzde karmaşık geometriye parçaların üretilebilmesi için işleme süreçlerinin daha karmaşık hale gelmesi ile beraber yüzey pürüzlülüğünü öngören modellerin de bunlara ayak uydurması gerekmektedir. Layegh ve Lazoğlu [3] 5-eksenli frezeleme işlemi için üç boyutlu yüzey topografisini öngören model geliştirmişlerdir. Bahse konu model çeşitli takım açılarında işleme esnasında oluşan yüzey topografisini ve pürüzlülüğünü öngörmektedir. Frezeleme işlemi esnasında tırlama titreşimlerinin etkileri Altıntaş ve Budak [4] tarafından analitik olarak modellenmiştir. Munoa vd. [5], metal kesme işlemlerinde tırlama titreşimleri için süspansiyon teknikleri üzerine kapsamlı bir eleştirel derleme yayınlamıştır. Zahoor vd. [6] dikey frezeleme sırasında zorlanmış titreşimlerin AISI P20 malzemesinin yüzey pürüzlülüğü üzerindeki etkisini analiz etmiş ve titreşim genliği ve kesme derinliğinin yüzey pürüzlülüğünü etkileyen en önemli iki faktör olduğunu belirtmiştir. Ayrıca yazarlar, aşırı tezgah titreşimlerinin kesici takım kırılmalarına da neden olduğunu belirtmişlerdir. Bağcı ve Aykut [7], ilerleme hızı, kesme hızı ve kesme derinliğinin kobalt bazlı alaşımın optimum yüzey pürüzlülüğü üzerindeki etkisini Taguchi optimizasyon yöntemini kullanarak bir dizi frezeleme deneyleri aracılığıyla analiz etmişlerdir. Kuram ve Özçelik [8] takım aşınmasını, kesme kuvvetlerini ve yüzey pürüzlülüğünü optimize etmek için Taguchi'nin sinyal-gürültü oranı yöntemini kullanmışlar. Costa vd. [9], AISI 1045 çeliğinin soğutma sıvısı kullanmadan frezelemesi sırasında maksimum malzeme kaldırma oranı ve minimum yüzey pürüzlülüğü ile sonuçlanacak optimum kesme parametrelerini belirlemek için Taguchi'nin sinyal-gürültü oranı yöntemiy-

le birlikte Ağırlıklı Temel Bileşen Analizi yöntemini kullanmışlar. Manav vd. [10], takım yolu optimizasyon algoritmasına dayalı olarak işlenmiş yüzeyler için yüzey pürüzlülüğü optimizasyonu modeli önermiştir. Bahsedilen model, eşzamanlı olarak kesme kuvveti, sivri uç (scallop) yüksekliği ve işleme süresini en aza indirme gibi birden çok hedefi dikkate almaktadır. Süper alaşımlar ve sertleştirilmiş çelikler gibi yüksek performanslı malzemelerin işlenmesi sırasında ek komplikasyonlar ortaya çıkar. Arruda vd. [11], bitirme işlemi sırasında AISI H13 sıcak iş takım çeliğinin yüzey pürüzlülüğünü öngörmek için optimizasyon modelinde kontrol parametreleri olarak diş başına ilerleme, eksenel kesme derinliği, radyal kesme derinliği ve kesme hızı kullanmıştır. Mia vd. de [12] sertleştirilmiş AISI 4140 çeliğinin frezelenmesi sırasında minimum kesme kuvveti ve yüzey pürüzlülüğü ile sonuçlanacak MQL (Minimum Miktar Yağlama) için optimum sıvı akış oranını bulmak için Taguchi tabanlı Gray ilişkisel analizini kullanmıştır.

Yukarıda sunulan çalışmalarda, yüksek sertliğe ve aşınma dayanımına sahip malzemelerin işlenmesi sırasında kesme parametrelerinin yüzey kalitesini önemli ölçüde etkilediğini açıkça belirtilmektedir. Mevcut literatürde yüzey pürüzlülüğü matematiksel model veya sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak öngörülmektedir. Onlardan farklı olarak, bu makalenin temel amacı, minimum yüzey pürüzlülüğünü verecek kesme parametrelerinin optimum seviyesini Taguchi yöntemlerini kullanarak tespit etmek ve sertleştirilmiş kalıp çeliği Hardox 600 malzemesi üzerinde doğrulamaktır. Sadece deneysel verilere dayanarak, diğer modellere nazaran daha hızlı seçilebilen optimum ilerleme hızı, iş mili devri, kesme derinliği ve radyal dalma oranı parametreleri endüstriyel uygulamalar için daha kullanışlıdır.

## 2. YÖNTEM VE ÖLÇÜMLER

Çalışmanın amacı, işlenmesi güç kalıp çeliğinden imal edilen parçaların yüzey pürüzlülüğünü etkileyen kesme parametrelerinin ve seviyelerinin en iyi kombinasyonunu belirleyerek yüzeyin kalitesini iyileştirmektir. Bu çalışmada, Tablo 1’de gösterildiği gibi, dört kesme parametresi üç farklı değerde incelenmiştir. Bunlar: ( $P_1$ ) - ilerleme hızı (mm/dak), ( $P_2$ ) - iş mili devri (devir/dak), ( $P_3$ ) - kesme derinliği (mm) ve ( $P_4$ ) - radyal dalma oranı (%) şeklindedir. Bu değerlerin seçimi, çok çeşitli endüstriyel uy-

**Tablo 1.** Seçilen Parametreler ve Değerleri

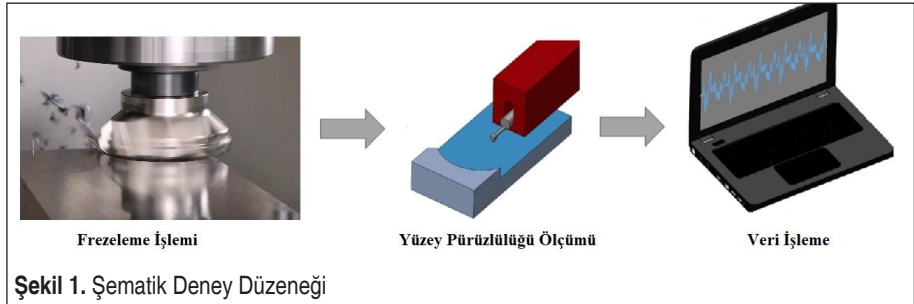
	$P_1$ : İlerleme hızı (mm/dak)	$P_2$ : İş mili devri (devir/dak)	$P_3$ : Kesme derinliği (mm)	$P_4$ : Radyal dalma oranı (%)
Değer 1	16	200	0.2	33
Değer 2	25	250	0.35	50
Değer 3	40	315	0.5	100



gulamalara dayanmaktadır. Taguchi ortogonal dizi yöntemi, frezeleme sürecini optimize etmek ve parametrelerin en iyi konfigürasyonunu elde etmek için kullanılmıştır.

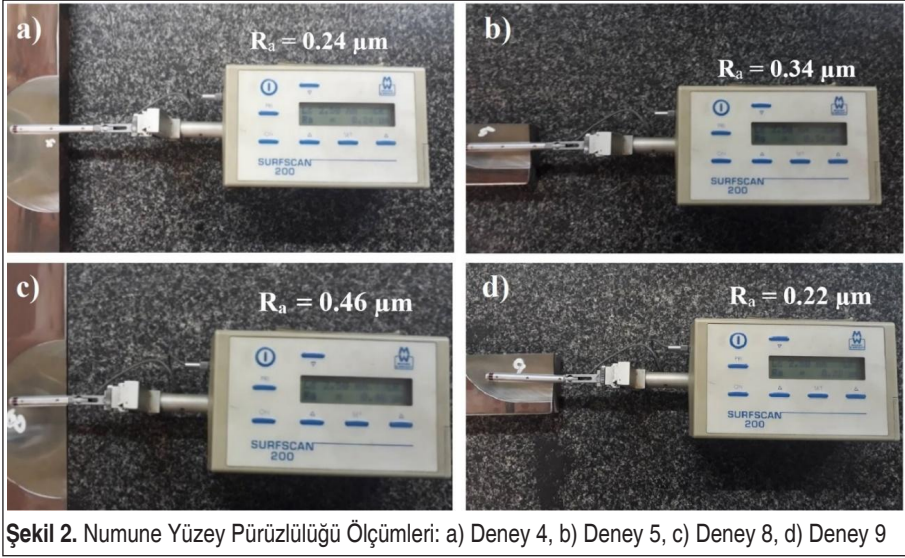
Deneyler maksimum iş mili devri 800 devir/dak ve gücü 7.5 kW olan konvansiyonel üç eksenli freze tezgâhında, 100 mm çapında freze kafasına dört adet TiCN kaplı karbür kesme ucu takılarak yapılmıştır. Bu çalışma için iş parçası olarak sertliği 570 Brinnel, akma dayanımı 1650 MPa ve çekme dayanımı 2000 MPa olan su verilmiş ve temperlenmiş, aşınmaya dayanıklı Hardox 600 takım çeliği seçilmiştir. Yüzey pürüzlülüğünü (Ra) ölçümleri için Surfcam 200 temas tipi yüzey pürüzlülüğü ölçüm cihazı kullanılmıştır. Şematik deney düzeneği Şekil-1’de gösterilmiştir. Ölçüm prosedürünün doğruluğunun ve hassasiyetinin elde edilmesini sağlamak için, yüzey pürüzlülüğü ölçümü işlenmiş yüzeylerin farklı noktalarında üç kez tekrarlanmıştır. Hesaplamaların bir sonraki adımlarında bu üç ölçüm değerinin ortalaması olan yüzey pürüzlülüğü değeri kullanılmıştır.

Kontrol edilebilir parametrelerin sayısına ve seviyelerine bağlı olarak, Tablo 2’de gösterildiği gibi, Taguchi’nin L9 ortogonal dizisi seçilmiştir. Seçilen ortogonal dizinin



**Tablo 2.** Veri Toplama İçin Taguchi’nin L9 Ortogonal Dizisi

Deney #	$P_1$ : İlerleme hızı (mm/dak)	$P_2$ : İş mili devri (dev/dak)	$P_3$ : Kesme derinliği (mm)	$P_4$ : Radyal dalma oranı (%)
1	16	200	0.2	33
2	16	250	0.35	50
3	16	315	0.5	100
4	25	200	0.35	100
5	25	250	0.5	33
6	25	315	0.2	50
7	40	200	0.5	50
8	40	250	0.2	100
9	40	315	0.35	33



bu tasarımı, az sayıda deneyle tüm parametreleri etkisini değerlendirme imkânı sunar.

Her deney numunesi için kesme parametreleri Tablo-2’de gösterildiği değerlerde ayarlanarak işlendiğinden sonra, Şekil-2’de gösterildiği gibi yüzey pürüzlülüğü ölçümleri alınmıştır.

## 2.1 Sinyal Gürültü Oranı

Taguchi, mühendislik tasarımında herhangi bir problem için dikkate alınan kalite özelliklerini belirlemek için Sinyal Gürültü (S/G) oranının hesaplanmasını önerir. S/G oranının üç kategorisi vardır: “en küçük olan en iyi”, “nominal olan en iyi” ve “en yüksek olan en iyi” [13]. S/G oranı, karşılaştırma ve değerlendirme işlemi için deney sonuçlarını tek bir değere dönüştürecektir. Çalışanın amacına uygun olarak yüzey pürüzlülüğünü en aza indirmek için, Denklem-1’de gösterildiği gibi, S/G oranının hesaplanması için “en küçük olan en iyi” kategori seçilmiştir.

$$S/G = -10 \log \left( \frac{1}{N} \left( \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \right) \quad (1)$$

burada,  $y_i$  farklı deneylerin yüzey pürüzlülüğünü,  $N$  ise her deney için toplam veri noktasını temsil eder. Ölçülen ortalama yüzey pürüzlülüğü değerleri ve Denklem-1 kullanılarak hesaplan S/G oranları Tablo 3’te gösterilmiştir.

Tablo 3’teki toplanan verilerden, kontrol edilebilir parametrelerin optimal seviyelerini

**Tablo 3.** Tüm Deneyleer İçin S/G Oranı

Deneyle #	Ortalama yüzey pürüzlülüğü $R_a$ ( $\mu\text{m}$ )	S/G oranı
1	0.14	17.07
2	0.14	17.07
3	0.40	7.95
4	0.24	12.39
5	0.34	9.37
6	0.24	12.39
7	0.20	13.97
8	0.46	6.74
9	0.22	13.15

bulmak için Tablo 4'te gösterildiği gibi ortalama S/G oranlarının yanıtları hesaplanmıştır.

**Tablo 4.** S/G Oranlarının Yanıt Tablosu

	$P_1$ : İlerleme hızı	$P_2$ : İş mili devri	$P_3$ : Kesme derinliği	$P_4$ : Radyal dalma oranı
<b>Değer 1</b>	14.03	14.48	12.07	13.19
<b>Değer 2</b>	11.38	11.06	14.20	14.48
<b>Değer 3</b>	11.29	11.16	10.48	9.03
<b><math> \Delta T </math></b>	2.74	3.41	3.77	5.45

Tablo 4'te  $|\Delta T|$  maksimum değerle minimum değer arasındaki farkı gösterir.  $|\Delta T|$ 'nin büyüklük değeri Tablo 4'te gösterilen her bir parametrenin önemini belirtmektedir. Bu deneyleer için  $P_4$ 'ün en önemli parametre olduğu açıktır ve bunu  $P_3$ ,  $P_2$  ve  $P_1$  takip eder. Optimum parametre seti, her parametre için en yüksek S/G seviyesi seçilerek Tablo 4'ten değerlendirilebilir. En iyi sonuçlar için ilerleme hızı 16 mm/dak, iş mili devri 200 devir/dak, kesme derinliği 0.35 mm ve radyal dalma oranı %50 olarak seçilmelidir. Bu parametrelerle yapılan frezeleme işlemi sonucunda elde edilen işparçasının ortalama yüzey pürüzlülüğü, Şekil 3'te gösterildiği gibi,  $R_a = 0.09 \mu\text{m}$  olarak ölçülmüştür.

Şekil 3. İlerleme hızı 16 mm/dak, iş mili devri 200 devir/dak, kesme derinliği 0.35 mm ve radyal dalma oranı %50 kesme parametrelerinde işlenmiş numune

## 2.2 Varyans Analizi

Optimum kesme parametreleri tanımlandıktan sonra, her kesme parametresinin katkı yüzdesi göreceli varyanslarını karşılaştırarak hesaplandı. Her parametrenin karelerinin toplamının ve toplam karelerin toplamının hesaplanması aşağıdaki gibi yapılmıştır [14]:

$$SS_{P_i} = \sum_{i=1}^{K_A} \left( \frac{A_i^2}{n_{A_i}} \right) - \frac{(\sum_{i=1}^N x_i)^2}{N} \quad (2)$$

$$SS_T = \sum_{i=1}^{K_A} x_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^N x_i)^2}{N} \quad (3)$$

$$SS_E = \left( SS_T - \sum_{i=1}^{K_A} SS_{P_i} \right) \quad (4)$$

burada  $A_i$  her değer için ortalama pürüzlülüğü,  $n_{A_i}$  değer sayısını,  $x_i$  her deneydeki pürüzlülük değerini,  $N$  deney sayısını ve  $k\_A$  parametre sayısını temsil eder. Toplam serbestlik derecesinin ( $F_t$ ) ve her değer için serbestlik derecesinin ( $F_i$ ) hesaplanması için sırasıyla aşağıdaki denklemler kullanılmıştır:

$$F_t = x_t - 1, \quad (5)$$

$$F_i = N - 1, \quad (6)$$

Serbestlik derecesi hatasını belirlemek için denklem-7 aşağıdaki gibi uygulanmıştır:

$$F_e = F_t - \sum_{i=1}^{K_A} F_i \quad (7)$$

Her bir parametrenin varyansı ( $V_{P_i}$ ) ve hata varyansı ( $V_e$ ) denklem-8 ve denklem-9'daki gibi değerlendirilmiştir:

$$V_{P_i} = \frac{SS_{P_i}}{F_i} \quad (8)$$

$$V_e = \frac{SS_e}{F_e} \quad (9)$$

Son olarak, her parametrenin ( $P_{P_i}$ ) katkı yüzdesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$P_{P_i} = \frac{SS_{P_i}}{SS_T}, \quad (10)$$



**Tablo 5.** Varyans Analiz Sonucu Hesaplanan Parametrelerin Katı Yüzdesi

	F	S	P %
$P_1$ : İlerleme hızı	2	0.0070	6.98
$P_2$ : İş mili devri	2	0.0238	23.67
$P_3$ : Kesme derinliği	2	0.0204	20.23
$P_4$ : Radyal dalma oranı	2	0.0494	49.12
Hata	0	0.0000	0.000
Toplam	8	0.1006	100.0

Denklem-2 – Denklem-10 kullanılarak her bir parametrenin ağırlık katkı yüzdesi Tablo 5’te gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

### 3. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada ilerleme hızı, iş mili devri, kesme derinliği ve radyal dalma oranı gibi parametrelerin işlenen yüzeyin pürüzlülüğü üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sinyal-gürültü (S/G) oranı, varyans analizi ve deney tasarımı gibi Taguchi yöntemleri sayesinde, frezeleme süreci sonrasında oluşan işlenmiş yüzey kalitesini iyileştirmek için seçilen kesme parametrelerin optimal seviyeleri araştırılmıştır. Sonuç olarak bu deneyler için radyal dalma oranının diğer parametrelere nazaran daha etkili olduğu ve ardından kesme derinliği, iş mili devri, ilerleme hızının geldiği gözlemlenmiştir. En iyi yüzey kalitesi belirlenen optimum parametre seçiminde elde edilmiş olup, en yüksek S/G seviyesi veren ilerleme hızı 16 mm/dak, iş mili devri 200 devir/dak, kesme derinliği 0.35 mm ve radyal dalma oranı %50 değerlerinde elde edilmiştir. Ayrıca her kesme parametresinin katkı yüzdesi de belirlenmiştir. Sonuç olarak yüzey pürüzlülüğü üzerinde en yüksek katkı oranının radyal dalma oranı parametresine ait olduğu görülmüştür. Taguchi optimizasyon yöntemini kobalt bazlı alaşımın optimum yüzey pürüzlülüğü bulmak için kullanan Bağcı ve Aykut [7] da benzer bir şekilde kesme hızı, ilerleme ve kesme derinliği parametrelerinin yüzey pürüzlülüğü üzerinde kayda değer etkisinin olduğunu belirtmişlerdir. Aynı zamanda, Kuram ve Özçelik [8] istatistiksel yöntemlerin optimum kesme parametrelerini, takım aşınmasını ve kesme kuvvetlerini öngörmek için hızlı, efektif ve endüstriyel uygulamalar için daha kullanışlı bir yol olduğunu belirtmişlerdir.

### TEŞEKKÜRLER

Yazar Azma Mould Manufacturing Industry şirketine deney ve ölçümlerde yaptıkları desteklerinden ötürü teşekkürlerini sunar.

## KAYNAKÇA

1. **Montgomery, D., Altintas, Y.** 1991. “Mechanism of Cutting Force and Surface Generation in Dynamic Milling”, *Journal of Engineering for Industry*, 113(2), pp. 160–168. DOI: 10.1115/1.2899673
2. **Ehmann, KF., Hong, MS.** 1994. “A Generalized Model of the Surface Generation Process in Metal Cutting”, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 43, pp. 483–486. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)62258-6
3. **Layegh, K., SE, Lazoglu, I.** 2017. “3D surface topography analysis in 5-axis ball-end milling”, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 66, pp. 133–136. DOI: 10.1016/j.cirp.2017.04.021
4. **Altintas, Y., Budak, E.** 1995. “Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling”, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 44, pp. 357–362. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)62342-7
5. **Munoa, J., Beudaert, X., Dombovari, Z., Altintas, Y., Budak, E., Brecher, C., Stepan, G.** 2016. “Chatter suppression techniques in metal cutting”, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 65, pp. 785–808. DOI: 10.1016/j.cirp.2016.06.004
6. **Zahoor, S., Mufti, NA., Saleem, MQ., Mughal, MP., Qureshi, MAM,** 2017. “Effect of machine tool’s spindle forced vibrations on surface roughness, dimensional accuracy, and tool wear in vertical milling of AISI P20”, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 89, pp. 3671–3679. DOI: 10.1007/s00170-016-9346-1
7. **Bagci, E., Aykut, S.** 2005. “A study of Taguchi optimization method for identifying optimum surface roughness in CNC face milling of cobalt-based alloy (stellite 6)”, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 29, pp. 940–947. DOI: 10.1007/s00170-005-2616-y
8. **Kuram, E., Ozcelik, B.** 2016. “Micro-milling performance of AISI 304 stainless steel using Taguchi method and fuzzy logic modelling”, *Journal of Intelligent Manufacturing*, 27, pp. 817–830. DOI: 10.1007/s10845-014-0916-5
9. **Costa, D., Belinato, G., Brito, T., Paiva, A., Ferreira, J., Balestrassi, P.** 2017. “Weighted principal component analysis combined with Taguchi’s signal-to-noise ratio to the multiobjective optimization of dry end milling process: a comparative study”, *The Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39, pp. 1663–1681. DOI: 10.1007/s40430-016-0614-7
10. **Manav, C., Bank, HS., Lazoglu, I.** 2013. “Intelligent toolpath selection via multi-criteria optimization in complex sculptured surface milling”, *Journal of Intelligent Manufacturing*, 24(2), pp. 349–355. DOI: 10.1007/s10845-011-0596-3
11. **Arruda, EM., Paiva, AP., Brandão, LC., Ferreira, JR.** 2019. “Robust optimisation of surface roughness of AISI H13 hardened steel in the finishing milling using



- ball nose end mills”, *Precision Engineering*, 60, pp. 194–214. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2019.07.013
12. **Mia, M., Al Bashir, M., Awal, Khan MD., Dha,r NR.** 2017. “Optimization of MQL flow rate for minimum cutting force and surface roughness in end milling of hardened steel (HRC 40)”, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 89, pp. 675–690. DOI: 10.1007/s00170-016-9080-8
  13. **Amer, Y., Moayyedean, M., Hajiabolhasani, Z. and Moayyedean, L.** 2013. “Improving injection moulding processes using experimental design”, (Doctoral dissertation, WASET-World Academy of Science Engineering a). DOI: 10.5281/zenodo.1062096
  14. **Moayyedean, M., Mamedov, A., Derakhshandeh, JF., Elkattan, A.** 2020, “Determination of Significant Parameters and Their Contributions In Temperature Measurement using Analysis of Variance and Taguchi Method”, *International Journal of Engineering Research and Technology*, 9(10), pp.790-796. DOI: 10.17577/IJERT-V9IS100264



# Farklı Dış Ortam Sıcaklıklarında Kullanılan Bir Termoelektrik Jeneratör Sisteminin Isı Alıcısının Optimizasyonu

Ali Gürcan<sup>1</sup>, Gülay Yakar<sup>\*2</sup>

## ÖZ

Bu çalışmada, turbo – şarjlı bir traktörde, kompresör ile ara soğutucu (intercooler) arasında termoelektrik jeneratör (TEJ) sistemi yerleştirilmiştir. TEJ sisteminin soğuk tarafındaki ısı alıcıların farklı dış ortam sıcaklıkları için optimum kanat kalınlıkları ve kanat aralıkları Matlab programı kullanılarak bulunmuştur. Nümerik analiz, 7 farklı dış ortam sıcaklığına göre gerçekleştirilmiştir (268, 278, 283, 288, 293, 298 ve 303 K). Matlab programındaki plot kodu kullanılarak, farklı dış ortam sıcaklıkları için ısı alıcıdan gerçekleşen ısı transferinin kanat kalınlıkları ile değişimi elde edilmiştir. Böylece maksimum ısı transferine karşılık gelen optimum kanat kalınlık değerleri bulunmuştur. Ayrıca, kanat sayılarının ve kanatlı yüzeyin toplam ısı transfer alanlarının farklı dış ortam sıcaklıkları ile değişimleri incelenmiştir. Dış ortam sıcaklığındaki artış ile optimum kanat kalınlığı ve kanat aralığı artarken kanat sayısı ve toplam ısı transfer alanı ise azaldığı belirlenmiştir. Sonuç olarak, 268 K sıcaklığına göre 303 K sıcaklığındaki optimum kanat kalınlığının yaklaşık olarak %5.4 ve optimum kanat aralığının %11 arttığı bulunmuştur. Ancak kanat sayısının %10.4 ve toplam ısı transfer alanının yaklaşık olarak %10 azaldığı tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Termoelektrik jeneratör, turbo – şarj, ısı alıcı, optimizasyon

## Optimization of the Heat Sink of a Thermoelectric Generator System Used at Different Outdoor Temperatures

### ABSTRACT

In this study, a thermoelectric generator (TEG) system was placed between the compressor and intercooler in a turbocharged tractor. Optimum fin thickness and fin spacing of heat sinks on the cold side of the TEG system for different outdoor temperatures were found using the Matlab program. Numerical analysis was carried out according to 7 different external environment temperatures (268, 278, 283, 288, 293, 298 and 303 K). By using the plot code in the Matlab program, the variations of the heat transfer from the heat sink with the fin thickness for different outdoor temperatures were obtained. Thus, optimum thickness values corresponding to maximum heat transfer were found. In addition, the variations of the number of fins and the total heat transfer areas of the finned surface with different external environment temperatures were investigated. It was determined that the optimum fin thickness and fin spacing increased with the increase in external environment temperature, while the number of fins and total heat transfer area decreased. As a result, it was found that the optimum fin thickness increased approximately 5.4% and the optimum fin spacing increased 11% at 303 K compared to 268 K temperature. However, it was determined that the number of fins decreased by 10.4% and the total heat transfer area decreased by approximately 10%.

**Keywords:** Thermoelectric generator, turbo – charger, heat sink, optimization

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 28.12.2020

Kabul/Accepted : 02.02.2021

<sup>1</sup> Doktora Öğrencisi, Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Denizli  
agurcan12@posta.pau.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2745-1413

<sup>2</sup> Doç. Dr., Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Denizli  
gyakar@pau.edu.tr, ORCID: 0000-0002-1865-7815



## EXTENDED ABSTRACT

### 1. Introduction

Today, thermoelectric modules and systems using these modules have become widespread. Their simple construction and low maintenance make them attractive. These thermoelectric modules can be used for heating, cooling and electricity generation. When these modules are used in electricity generation, they are called thermoelectric generators (TEG). The fin optimizations of the heat sinks used in TEG systems are important for the thermal efficiency of TEGs.

### 2. Objectives

The aim of this study is to make the fin optimization of the heat sinks on the cold side of the TEG system placed between the compressor of the turbocharged system and the intercooler for different outdoor temperatures. This optimization is important for the amount of electrical power generated in TEGs. In other words, the increase in the amount of heat released from the cold surface of the TEG system to the environment significantly affects the thermal efficiency of the system. This increase is provided by the heat sinks of the cold side. For this reason, it is very important to make the fin optimization of the heat sinks. In the literature, there are studies on TEG systems that use the thermal energy of burnt exhaust gases. This study, on the other hand, is a study that generates electricity by using the thermal energy of the air at the compressor outlet, and there are no other studies in this field in the literature. Therefore, the findings obtained in the study are important for the literature.

### 3. Methods

In this study, in a turbocharged tractor, the optimum fin thickness and fin spacing for the different external environment temperatures of the heat sinks on the cold side of the TEG system placed between the compressor and the intercooler were found using the Matlab program.

In the thermoelectric generator, the number of TGM-199-1.4-2.0 module is 28. The compressor output values of the turbocharging system of the diesel tractor engine were used in this study. The temperature and mass flow values of the air entering the thermoelectric generator system are 135 °C and 0.162 kg/s, respectively. The pressure increase ratio ( $p_k / p_o$ ) for the compressor is 2.2. In addition, the pipe diameter at the compressor outlet is 63 mm. Numerical analysis was carried out according to 7 different environment temperatures (268, 278, 283, 288, 293, 298 and 303 K). The reason why the TEG system is designed as an octagon is; It is close to the shape of the circle and more thermoelectric modules can be placed on it.

The maximum parameter properties of the commercial module TGM-199-1.4-2.0, consisting of semiconductor material  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  are  $I_{\max}=2.65$  A,  $V_{\max}=11$  V,  $\eta_{\max}=5.3\%$  ve  $\dot{W}_{\max}=7.3$  W. Where  $I_{\max}$  is the maximum current,  $V_{\max}$  is the maximum voltage,  $\eta_{\max}$  is the maximum efficiency and  $\dot{W}_{\max}$  is the maximum power. Also, Effective material properties of TGM-199-1.4-2.0 are  $\alpha^*=162.8$  ( $\mu\text{V}/\text{K}$ ),  $k^*=0.015\text{W}/\text{cmK}$ ,  $\rho^*=1.024 \cdot 10^{-3}$   $\Omega\text{cm}$ . Where  $\alpha^*$  is the effective Seebeck coefficient,  $k^*$  is the effective thermal conductivity and  $\rho^*$  is the effective electrical resistivity. The cross-sectional area and leg length of the thermoelement are  $A_p=A_n=1.96\text{mm}^2$ ,  $L=2$  mm, respectively. The number of thermocouples that consist of p-type and n-type thermoelements is  $n=199$ .

The TEG system has two flow areas: First flow area is air with a temperature of 408 K coming from the turbocharger compressor. The second flow area is environment air.

### **Flat Plate Type Fins (Heat Sink) on the Cold Surface of the Module:**

Flat plate type fins (heat sink) were used on the cold surface of the module. In addition, the fin material is aluminum.

#### **4. Results**

As the environment temperature increases, the optimum fin thickness increases. So, there is a linear change. This is due to the fact that the temperature difference in which heat transfer takes place decreases as the environment temperature increases. In addition, the optimum fin spacing changes linearly with the environment temperature.

As the environment temperature increases, the number of fins of the heat sink on the cold side decreases. This decrease occurs rapidly up to a temperature of 283 K, while slower for  $T_{\infty 2} > 283$  K values.

The total heat transfer area of the heat sinks on the cold side of the thermoelectric module decreases as the environmental temperature increases. The decrease in the temperature difference in which the heat transfer occurs with the increase in the environment temperature affects the decrease in the total heat transfer areas of the heat sinks with the increase in the environment temperature.

#### **Discussion and Conclusions**

In the study, analyzes were carried out using the Matlab program. Thus, the fin optimization of the heat sink on the cold side of a TEG was made for different outdoor temperatures. Accordingly, it was determined that the optimum fin thickness and fin spacing increased with the increase in outdoor temperature, but the number of fins and the total heat transfer area of the finned surface decreased. It was determined that compared to the temperature of 268 K, the optimum fin thickness at 303 K increased approximately 5.4% and the optimum fin spacing increased 11%. However, it was determined that the number of fins decreased by 10.4% and the total heat transfer area decreased by approximately 10%. In addition, it has been determined that while a linear change occurs between optimum thickness and optimum range with outdoor temperature, the change between the number of fins and total heat transfer area with outdoor temperature is not linear. In addition, it has been determined that as the maximum heat transfer from the heat sinks increases, the thermal efficiency of the TEG system also increases.



## 1. GİRİŞ

Günümüzde termoelektrik modüller (TEM'ler) ve bu modülleri kullanan sistemler yaygınlaşmıştır. Basit yapıları ve bakım gerektirmemeleri onları çekici kılmaktadır. Bu TEM'ler ısıtma, soğutma ve elektrik üretmek için kullanılabilirler. Bu modüller, elektrik üretiminde kullanıldığında termoelektrik jeneratör (TEJ) olarak adlandırılmaktadırlar. TEJ sistemlerde kullanılan ısı alıcıların kanat optimizasyonları, TEJ'lerin ısı verimleri için önemli olmaktadır. TEJ'ler ve dolayısıyla da ısı alıcıları birçok farklı çalışma alanında kullanılırlar: Paraskevas ve Koutroulis [1], TEJ elementleri için bir maksimum güç noktası izleme yöntemi önermişlerdir. Deneysel sonuçları, önerilen sistem tarafından üretilen gücün, TEJ kaynağının maksimum güç noktası gücünden ortalama %1.87 saptığını göstermiştir. Ahiska ve Mamur [2], TEM'lerin TEJ olarak kullanılmasında için TEJ verilerinin toplanmasını sağlayan yeni bir test ölçüm sistemi ve programlanabilir mantık denetleyicisi ile denetleyici kontrol ve veri toplama uygulaması gerçekleştirmişlerdir. Yeni önerilen test ölçüm sistemi ile TEJ'leri inceleyerek maksimum güç ve TEJ verimi değerlerini araştırmışlardır. Shi ve diğ. [3], kompakt TEJ'lerin termal temas ara yüzünü optimize etmek için ısıtma düzlemini iki boyutlu (2D) bir düzlemden 3B alana uzatabilen ve böylelikle tüm TEM'lerin ısı kaynağıyla tamamen temas etmesini sağlayan üç boyutlu termal genişleme yapılarını araştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar, üç boyutlu termal genişleme yapılarına dayanan kompakt TEJ'lerin, termal temas alanı gereksinimini azaltabileceğini ve ısı akışını, üç boyutlu yapı boyunca TEM'e aktarabileceğini göstermiştir. Champier [4], bu çalışmadaki incelemelere, termoelektriğin temel prensipleri ve mevcut ve gelecekteki malzemelerin sunumu ile başlamıştır. Ayrıca, jeneratörlerin tasarımı ve optimizasyonuna değinmiştir. Son olarak da aşırı sıcak, soğuk, nemli veya kuru ortamlarda elektrik üretimi gibi TEJ uygulamalarının kapsamlı sunumunu yapmıştır. Zhao ve diğ. [5], boşa giden baca gazı ısınısını kullanan TEJ'lerin özelliklerini araştırmak için bir jeneratör modeli oluşturmuşlardır. Çalışmalarında, baca gazının ara nemiendirilmesiyle oluşturulan yüksek sıcaklıktaki baca gazını tam olarak kullanabilen ve TEJ'lerin daha düşük bir sıcaklıkta güç performansını artıran bir termoelektrik güç jeneratör sistemini sunmuşlardır. Angeline ve diğ. [6],  $(Bi_2Te_3-PbTe)$  hibrit TEJ sisteminin performansını, Pongamia yağı giderilmiş küspenin gazlaştırılmasından elde edilen "sentez gazını" (biyokütle atık ısısı) kullanarak çeşitli çalışma koşullarında deneysel olarak araştırmışlardır. Pongamia yağı giderilmiş küspenin gazlaştırılması, biyokütle bazlı karbonlu malzemeyi karbon monoksit ve hidrojene dönüştüren akışkan yataklı bir reaktör kullanılarak  $700\text{ }^\circ\text{C}$ 'de yapılmaktadır ve ortaya çıkan gaz karışımına da sentez gazı denmektedir. Deneysel sonuçları,  $200\text{ }^\circ\text{C}$  sıcaklık farkı için tekli hibrit TEJ kullanımının,  $0.86\text{ ZT}$  değeri ve %2.5 verim ile birlikte  $8.94\text{ W}$  maksimum güç çıktısını verdiğini göstermiştir. Liu ve diğ. [7], yeni bir hibrit maksimum güç noktası izleme yöntemi önermiş ve araştırmışlardır. Deneysel sonuçları, bu önerilen hibrit yöntem ile geleneksel P&O (perturb and observe) maksimum güç noktası izleme yöntemi

karşılaştırıldığında, önerilen yöntemin, sıcaklık farkları  $\Delta T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $\Delta T = 180 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda, izleme hızını sırasıyla %42.9 ve % 86.2 oranında iyileştirebileceğini göstermiştir. Twaha ve diğ. [8], ısıyı elektriğe dönüştürmek için TEJ'ler kullanmışlardır. Çalışmalarının amacı, artan iletkenlik yöntemi ile etkinleştirilen maksimum güç noktası takibi vasıtasıyla dc-dc dönüştürücünün performansını analiz etmektir. Sonuçları, artan iletkenlik tabanlı maksimum güç noktası takibi yaklaşımının maksimum güç noktasını izleyebildiğini, ancak P&O tabanlı maksimum güç noktası takibi yönteminden nispeten daha düşük verimliliğe sahip olduğunu göstermiştir. Okbaz ve diğ. [9], farklı panjur açılarında ve Reynolds sayılarında panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. En yüksek ısıl-hidrolik performansa, panjur açısının  $20^\circ$  olduğu durumda ulaşıldığını elde etmişlerdir.

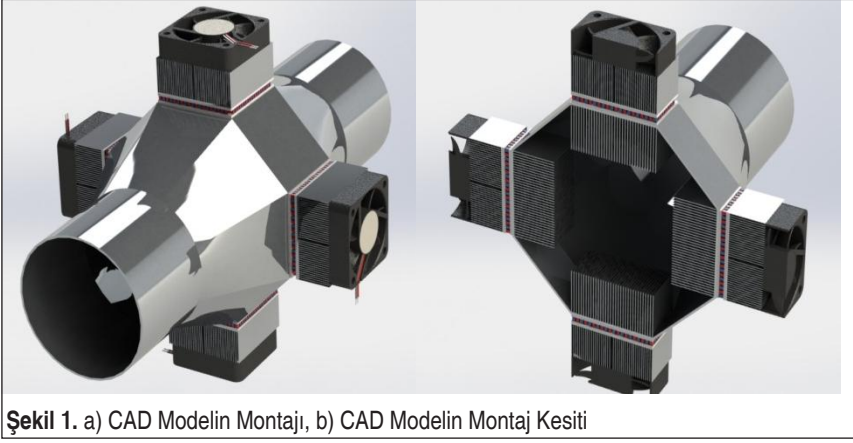
Bu çalışmanın amacı, farklı dış ortam sıcaklıkları için, turbo – şarjlı sistemin kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilen TEJ sisteminin soğuk tarafındaki ısı alıcılara ait kanat optimizasyonunun yapılmasıdır. Bu optimizasyon, TEJ'lerde üretilen elektriksel güç miktarı için önemli olmaktadır. Başka bir ifadeyle, TEJ sisteminin soğuk yüzeyinden çevreye verilen ısı miktarındaki artış sistemin ısı verimini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu artış ise soğuk tarafın ısı alıcıları ile sağlanmaktadır. Bu nedenle, ısı alıcıların kanat optimizasyonunun yapılması oldukça önemlidir. Ayrıca literatürde, yanmış egzoz gazlarının ısı enerjisini kullanan TEJ sistemleri ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışma ise kompresör çıkışındaki havanın ısı enerjisini kullanarak elektrik üretimini gerçekleştiren bir çalışmadır ve literatürde bu alanda yapılan başka araştırmalara rastlanmamıştır. Bu nedenle çalışmada elde edilen bulgular literatür için önemlidir.

## 2. TERMOELEKTRİK JENERATÖR SİSTEMİ

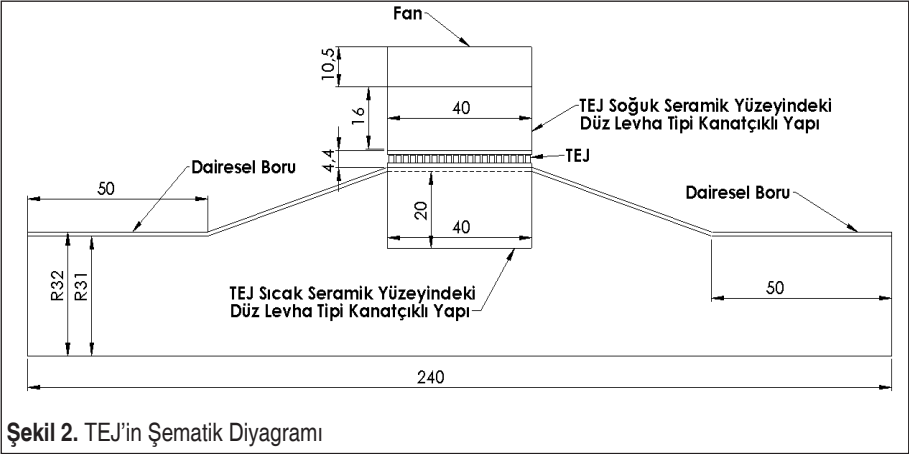
Bu çalışmada, ısı alıcıların kanat optimizasyonu Matlab programı kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada kullanılan TEJ'in, SolidWorks programı kullanılarak yapılan CAD modeli Şekil 1'de gösterilmektedir.

Şekil 1'de CAD modeli gösterilen TEJ'deki, TGM-199-1.4-2.0 modülünün sayısı 28'dir. Bu çalışmada, Kaynak 10'daki dizel traktör motorunun turbo-şarj sisteminin kompresör çıkış değerleri kullanılmıştır. TEJ sistemine giren havanın sıcaklık ve kütle sel debi değerleri sırasıyla  $135 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $0.162 \text{ kg/s}$ 'dir. Kompresörün basınç oranı ( $p_k/p_o$ ) 2.2'dir. Ayrıca, kompresör çıkışındaki boru çapı 63 mm'dir. Nümerik analiz, 7 farklı dış ortam sıcaklığına göre gerçekleştirilmiştir (268, 278, 283, 288, 293, 298 ve 303 K). TEJ sisteminin sekizgen olarak tasarlanmasının nedeni, dairenin şekline yakın olması ve üzerine daha fazla TEM yerleştirilebilmesidir. Bir kenarı 45 mm olan düzgün sekizgen yapıdaki TEJ sisteminin kesit alanı  $0.0098\text{m}^2$ 'dir.





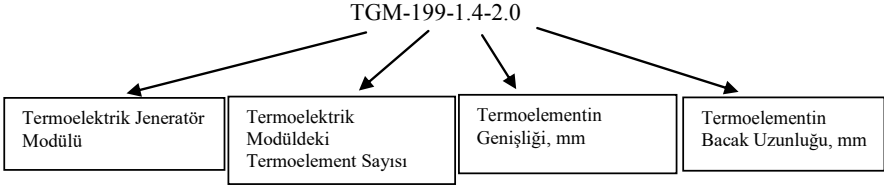
Şekil 1. a) CAD Modelin Montajı, b) CAD Modelin Montaj Kesiti



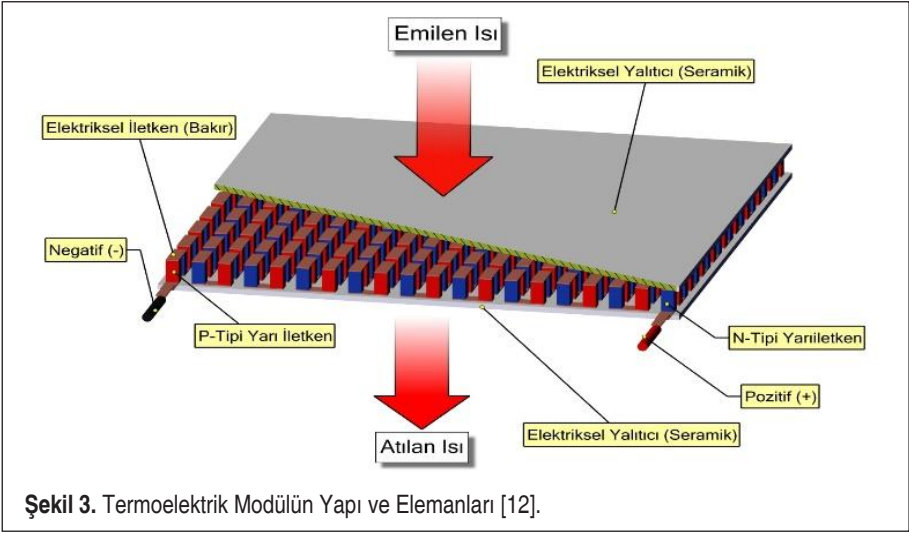
Şekil 2. TEJ'in Şematik Diyagramı

TEJ sisteminin şematik diyagramı Şekil 2'de gösterilmektedir.

Yarı iletken malzeme  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ 'ten oluşan TGM-199-1.4-2.0 ticari modülünün maksimum parametre özellikleri,  $I_{\max}=2.65\text{ A}$ ,  $V_{\max}=11\text{ V}$ ,  $\eta_{\max}=\%5.3$  ve  $\dot{W}_{\max}=7.3\text{ W}$  olarak verilmektedir [11]. Burada,  $I_{\max}$  – maksimum akım,  $V_{\max}$  – maksimum voltaj,  $\eta_{\max}$  – maksimum verimlilik ve  $\dot{W}_{\max}$  – maksimum güçtür. Ayrıca, TGM-199-1.4-2.0'nin etkin malzeme özellikleri,  $\alpha^*=162.8\text{ }(\mu\text{V})/(\text{K})$ ,  $k^*=0.015\text{ W/cmK}$ ,  $\rho^*=1.024 \cdot 10^{-3}\text{ }\Omega\text{cm}$  olarak verilmektedir [11]. Burada,  $\alpha^*$  – etkin Seebeck katsayısı,  $k^*$  – etkin ısı iletim katsayısı ve  $\rho^*$  – etkin elektriksel öz dirençtir. Termoelementin kesit alanı ve bacak uzunluğu sırasıyla,  $A_p=A_n=1.96\text{ mm}^2$ ,  $L=2\text{ mm}$ 'dir. p-tipi ve n-tipi termoelementlerden oluşan ısıl çift sayısı,  $n = 199$ 'dur.



Bir TEM'in yapı ve elemanları Şekil 3'te gösterilmektedir.



Her biri p-tipi ve n-tipi yarı iletken elementlerden oluşan bir dizi ısıl çift, bir TEM'i oluşturmaktadır. Ayrıca bu TEM, düşük elektriksel iletkenliğe sahip seramik plakalar arasına, elektriksel olarak seri ve ısıl olarak da paralel olacak şekilde bağlanmaktadır.

TEJ modüllerinin malzeme özellikleri Tablo 1'de gösterilmektedir.

TEJ sisteminin iki akış alanı vardır: İlk akış alanı, turbo – şarj kompresöründen gelen 408 K sıcaklığa sahip havadır. İkinci akış alanı ise dış ortam havasıdır.

**Tablo 1.** TEJ'de Kullanılan Malzemelerin Özellikleri

Malzeme Özelliği	d	$c_p$ (J/kgK)	k (W/mK)
Seramik (Alümina)	3720	880	25
Bizmut Telleryum	7700	544	1.5
Alüminyum	2719	871	202.4
Bakır	8978	381	387.6

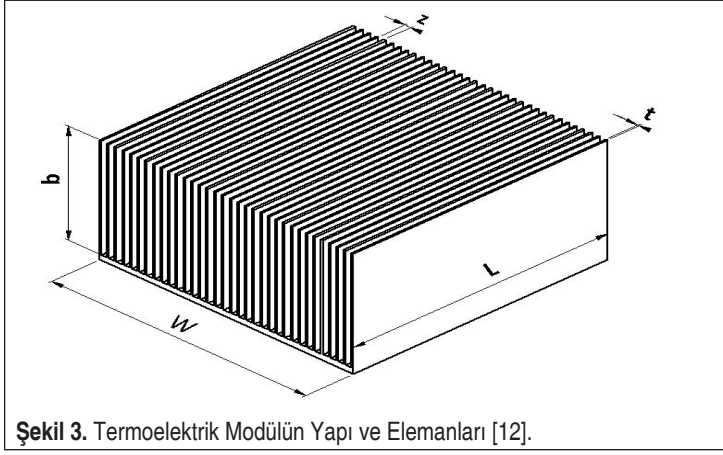


### 3. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Modülün Soğuk Yüzeyindeki Düz Levha Tipi Kanatlar (Isı Alıcı)

Şekil 4'te gösterildiği gibi, düz levha tipi kanat boyutları,  $W \times L \times b$  şeklindedir. Burada  $W$  - genişlik,  $L$  - uzunluk,  $b$  – kanat boyu,  $z$  - kanat aralığı ve  $t$  - kanat kalınlığıdır. Hesaplamalarda,  $b$  – kanat boyu sabit alınmıştır. Ayrıca kanat malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır.

Soğuk yüzeydeki düz levha tipi kanatçıklı yapının (ısı alıcı) boyutları;  $W_2 = 40$  mm,  $L_2 = 40$  mm,  $b_2 = 16$  mm olarak alınmıştır.



Düz levha tipi kanatların kanat sayısı [13];

$$n_f = \frac{W}{z_{opt} + t} \quad (1)$$

şeklindedir. Burada,  $z_{opt}$  optimum kanat aralığıdır.  $\beta$  değeri ise [13];

$$\beta = b \left( \frac{2h}{k_{al}t} \right) \quad (2)$$

olmaktadır. Burada,  $h$  ısı taşınım katsayısı,  $k_{al}$  alüminyumun ısı iletim katsayısıdır.

Kanat verimi [13];

$$\eta_f = \frac{\tanh(\beta)}{\beta} \quad (3)$$

ifadesiyle belirlenmektedir.

Tek kanat için ısı transfer alanı [13]:

$$A_f = 2(L+t)b \quad (4)$$

şeklindedir.

Düz levha tipi kanatlı yüzeye ait toplam ısı transfer alanı [13]:

$$A_t = n_f(A_f + Lz_{opt}) \quad (5)$$

Kanatlı yüzey verimi [13]:

$$\eta_o = 1 - n_f \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (6)$$

Düz levha tipi kanatlı yüzeyden gerçekleşen toplam ısı transferi [13]:

$$q_{top} = \eta_o A_t h \theta \quad (7)$$

bağıntısıyla elde edilmektedir. Burada  $\theta$  sıcaklık farkıdır ( $\theta = T_c - T_{\infty 2}$ ) [13].

TEJ modülünün soğuk yüzey için Reynolds sayısı [13]:

$$Re_2 = \frac{U_2 L_{c2}}{\nu_2} \quad (8)$$

Burada, karakteristik uzunluk  $L_{c2} = L_2/2$ 'dir [13].

TEJ modülünün soğuk yüzey için optimum kanat aralığı [13]:

$$z_{opt2} = L_{c2} 3.24 Re_2^{-\frac{1}{2}} Pr_{hava2}^{-\frac{1}{4}} \quad (9)$$

TEJ modülünün soğuk yüzey için ısı taşınım katsayısı [13]:

$$h_2 = \frac{k_{hava2}}{L_{c2}} 0.664 Re_2^{\frac{1}{2}} Pr_{hava2}^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

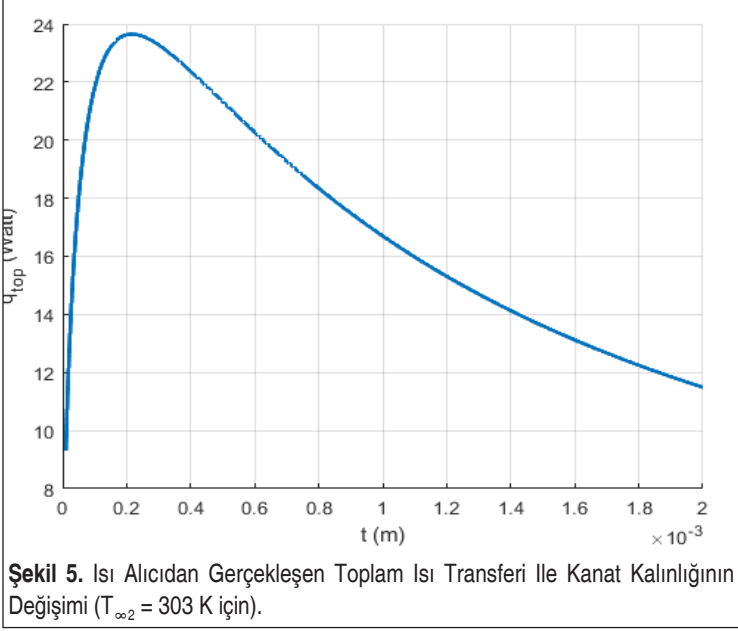
olmaktadır. Burada,  $k_{hava}$  – havanın ısı iletim katsayısı ve  $Pr_{hava}$  – havanın Prandtl sayısıdır ve değerleri film sıcaklığına göre belirlenmiştir ( $T_f = \frac{T_{\infty 2} + T_c}{2}$ ) [13].

#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

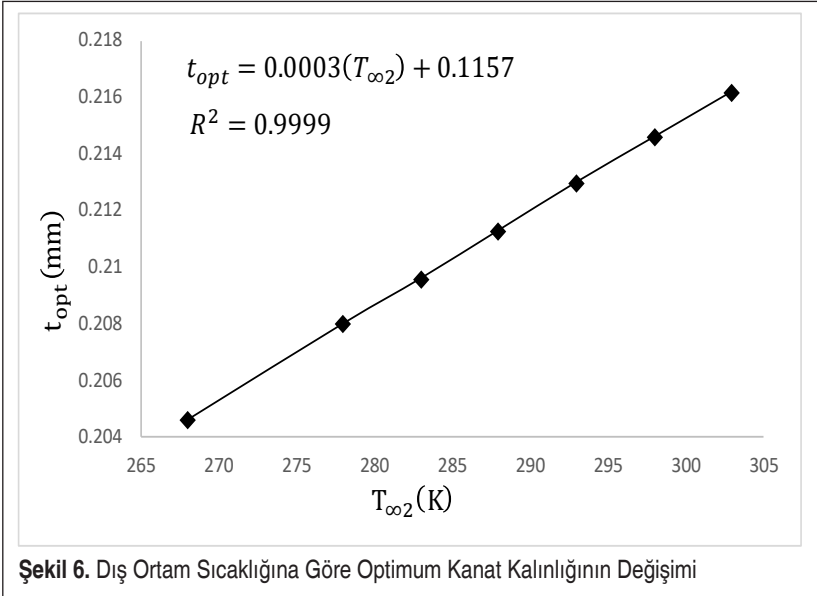
Kaynak 10'da belirtilen çalışmada tasarımı gerçekleştirilen, FAZ-IIIIB emisyon standardına cevap veren dizel traktör motorunun turbo – şarj sistemi, bu çalışmada kullanılmaktadır. Farklı boyutlardaki modüllere sahip TEJ ise söz konusu sistemin kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilmektedir.



Denklem (1) ve (7) arasındaki eşitlikler bir fonksiyon olarak yazılıp, modülün soğuk tarafındaki ısı alıcıların optimum kanat kalınlıkları ve kanat aralıkları, farklı dış ortam sıcaklıkları için Matlab programı kullanılarak belirlenmiştir. Kanat kalınlığı,  $t_2=0,00001,0,0000101,0,0000102, \dots,0,002$  mm değerleri Matlab programında for döngüsü içine konularak, plot koduyla Şekil 5 elde edilmiştir.



Şekil 5'te de görüldüğü gibi, kanat kalınlığı arttıkça soğuk taraftaki ısı alıcılardan gerçekleşen toplam ısı transferi hızlı bir şekilde artmakta ve maksimum değerine ulaştığı, optimum kanat kalınlığından daha büyük kanat kalınlıklarında ise azalmaya başlamakta ve bu azalma yavaş bir şekilde gerçekleşmektedir. Şekil 5'te görülen değişim, dış ortam sıcaklığının 303 K değerine aittir. Bu değişim, 268 K, 278 K, 283 K, 288 K, 293 K ve 298 K dış ortam sıcaklıkları için de benzer şekilde elde edilerek, bu sıcaklıklara ait optimum kanat kalınlıkları da tespit edilmiştir. 303 K için optimum kanat kalınlığının 0.216 mm, optimum kanat aralığının 0.889 mm ve soğuk taraftaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi değerinin ise 23.65 W olduğu bulunmuştur. Yani 303 K dış ortam sıcaklığında, 0.216 mm kanat kalınlığına kadar toplam ısı transferi hızlı bir şekilde artmış, 0.216 mm'de maksimum değerine ulaşmış ve 0.216 mm değerinden daha büyük değerlerde ise azalmaya başlamış ve bu azalış yavaş bir şekilde gerçekleşmiştir. Kaynak 13'te de farklı çalışmalara ait, ısı alıcılardan gerçekleşen toplam ısı transferi ile kanat kalınlığı arasındaki değişimler gösterilmektedir. Bu değişimler ile Şekil 5'te elde edilen değişimin benzer davranış gösterdiği görülmektedir.



Şekil 6. Dış Ortam Sıcaklığına Göre Optimum Kanat Kalınlığının Değişimi

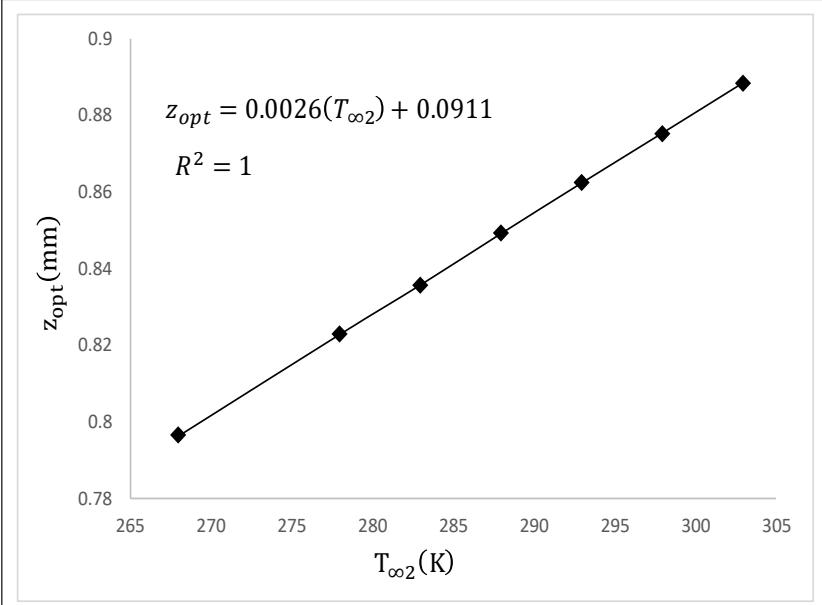
Optimum kanat aralığının dış ortam sıcaklığı ile değişimi Şekil 6’da gösterilmektedir.

Şekil 6’da da görüldüğü gibi, dış ortam sıcaklığı arttıkça optimum kanat kalınlığı da artmaktadır. Bu durum ise dış ortam sıcaklığı arttıkça ısı transferinin gerçekleştiği sıcaklık farkının azalmasından kaynaklanmaktadır. Yani dış ortam sıcaklığı arttıkça TEM’in soğuk yüzey sıcaklığı artmakta ve böylelikle de soğuk taraftaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi azalmaktadır. Bu durumda da maksimum ısı transferine karşılık gelen optimum kanat kalınlığı değeri artmaktadır. Ayrıca  $t_{opt}$  ve  $T_{\infty 2}$  arasında;  $t_{opt} = 0.0003(T_{\infty 2}) + 0.1157$  şeklinde lineer bir değişim söz konusudur (Şekil 6).

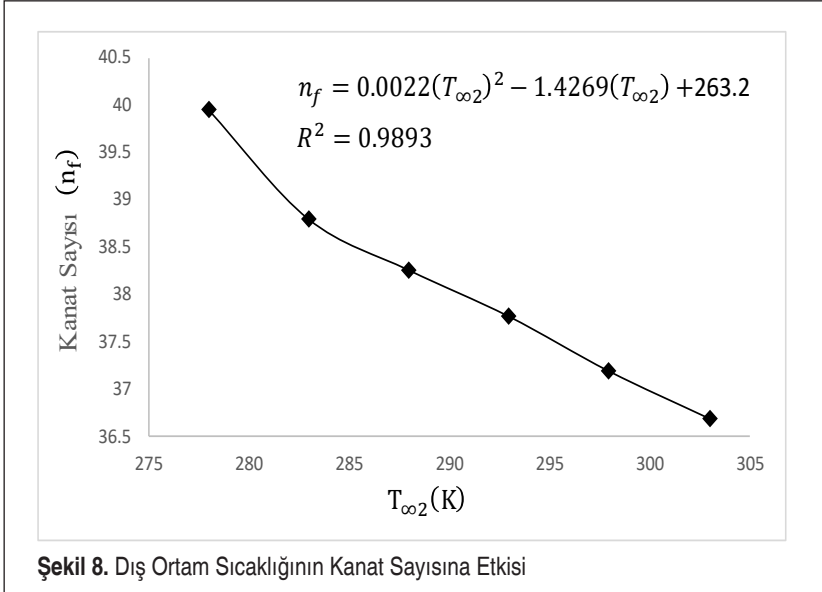
Dış ortam sıcaklığına göre optimum kanat aralığının değişimi Şekil 7’de görülmektedir.

Şekil 7’de de görüldüğü gibi, dış ortam sıcaklığı arttıkça optimum kanat aralığı artmaktadır. Bu artışa da yine dış ortam sıcaklığındaki artışla birlikte TEM’in soğuk yüzey sıcaklığının artması sebep olmaktadır. Çünkü bu durumda, soğuk taraftaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi değeri azalmaktadır. Dolayısıyla bu maksimum toplam ısı transferi değerine karşılık gelen optimum kanat aralığı da artmaktadır. Optimum kanat aralığı dış ortam sıcaklığı ile lineer olarak değişmektedir (Şekil 7). Bu değişim,  $z_{opt} = 0.0026(T_{\infty 2}) + 0.0911$  şeklinde gerçekleşmektedir.

Şekil 8’de ise dış ortam sıcaklığının kanat sayısı üzerindeki etkisi gösterilmektedir.



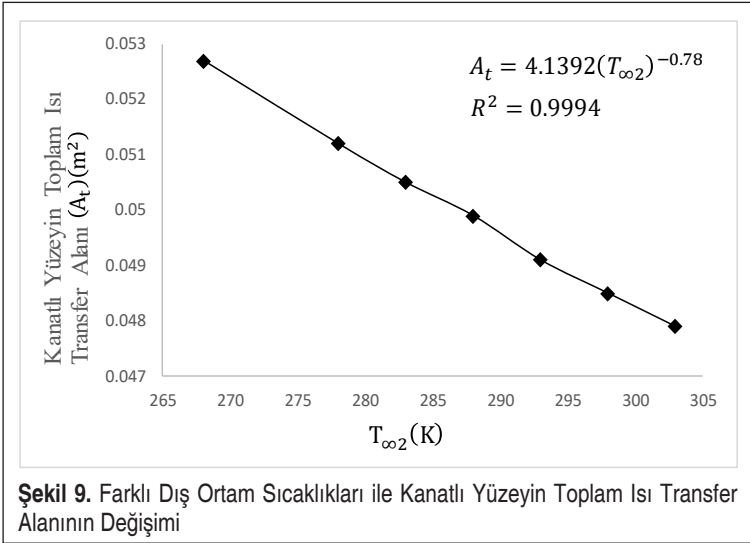
Şekil 7. Optimum Kanat Aralığının Dış Ortam Sıcaklığı ile Değişimi



Şekil 8. Dış Ortam Sıcaklığının Kanat Sayısına Etkisi

Şekil 8'de gösterildiği gibi, dış ortam sıcaklığı arttıkça soğuk tarafa ait ısı alıcının kanat sayısı azalmaktadır. Bu azalış, 283 K sıcaklığına kadar hızlı bir şekilde gerçekleşirken,  $T_{\infty 2} > 283$  K değerleri için ise daha yavaş şekilde gerçekleşmektedir. Dış

ortam sıcaklığı arttıkça, termoelektrik modülün soğuk tarafından dış ortama geçen ısı miktarı daha düşük sıcaklık farkında gerçekleşmektedir. Bu durum ise artan dış ortam sıcaklığıyla birlikte kanat sayısında azalışa sebep olmaktadır. Çünkü dış ortam sıcaklığı arttıkça TEM'in soğuk yüzey sıcaklık değerleri artmakta ve dolayısıyla daha düşük sıcaklık farkında ısı geçişi gerçekleşmektedir. Yani dış ortam sıcaklığındaki artışla birlikte TEM'in soğuk tarafındaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi değerleri azalmakta ve dolayısıyla da kanat sayısı azalmaktadır. Ayrıca kanat sayısı ile dış ortam sıcaklığı arasında  $n_f=0.0022(T_{\infty 2})^2-1.4269(T_{\infty 2})+263.2$  şeklinde polinomsal bir ilişki vardır (Şekil 8). Şekil 8 ve Şekil 6 karşılaştırıldığında, optimum kanat kalınlığı artarken kanat sayısının azaldığı belirlenmektedir. Bu durum, Kaynak 13'te de kanat sayısının optimum kanat kalınlığı ile değişimi gösterilerek belirtilmiştir.



TEM'in soğuk tarafında kullanılan ısı alıcılara ait toplam ısı transfer alanının dış ortam sıcaklığı ile değişimi Şekil 9'da gösterilmektedir.

TEM'in soğuk tarafındaki ısı alıcıların toplam ısı transfer alanları dış ortam sıcaklığı arttıkça azalmaktadır (Şekil 9). Ancak 283 K sıcaklığa kadar bu azalış hızlı şekilde gerçekleşirken, yaklaşık olarak  $283 K < T_{\infty 2} < 288 K$  aralığında yavaşlamakta ve  $T_{\infty 2} > 288 K$  için ise azalmaya devam etmektedir. Ancak 293 K'den sonra bu azalış tekrar yavaş bir şekilde gerçekleşmektedir. Isı transferinin gerçekleştiği sıcaklık farkının dış ortam sıcaklığındaki artış ile azalması, ısı alıcıların toplam ısı transfer alanlarının dış ortam sıcaklığındaki artış ile azalması durumuna yol açmaktadır. Yani dış ortam sıcaklığı arttıkça TEM'in soğuk tarafındaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum top-





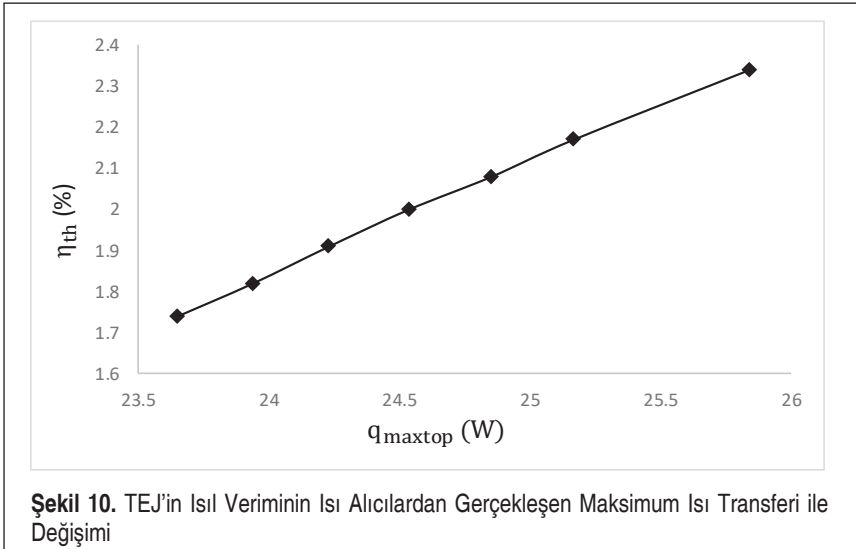
lam ısı transferi azalmakta ve bu da ısı alıcıların toplam ısı transfer alanlarında azalışa sebep olmaktadır. Ayrıca kanatlı yüzeyin toplam ısı transferi alanı ile dış ortam sıcaklığı arasında  $A_f=4.1392(T_{\infty 2})^{(-0.78)}$  şeklinde üssel bir ilişki söz konusudur (Şekil 9).

TEJ sisteminin ısıl verimi [11]:

$$\eta_{th} = \frac{(1 - \frac{T_c}{T_h}) (\frac{R_L}{R})}{(1 - \frac{R_L}{R}) - \frac{1}{2}(1 - \frac{T_c}{T_h}) + \frac{1}{2ZT} (1 - \frac{R_L}{R})^2 (1 + \frac{T_c}{T_h})} \quad (11)$$

olmaktadır. Burada,  $\bar{T} = \frac{T_h + T_c}{2}$  şeklinde ortalama sıcaklık değerini göstermektedir. Isı alıcılardan gerçekleşen maksimum ısı transferi ile TEJ sisteminin ısıl verimi arasındaki ilişki Şekil 10'da gösterilmektedir.

Şekil 10'da da görüldüğü gibi, ısı alıcılardan dış ortama gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi arttıkça TEJ sisteminin ısıl verimi de artmaktadır. Çünkü TEM'in soğuk tarafındaki ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi değeri arttıkça modülün soğuk yüzey sıcaklığı azalmaktadır. Bu azalış ise TEJ'in ısıl veriminin artışına sebep olmaktadır. Bu durum, Denklem (11)'de de görülmektedir. Sonuç olarak; turbo – şarjlı sistemin kompresörü ile ara soğutucusu arasına yerleştirilen TEJ sisteminin soğuk tarafındaki ısı alıcılara ait kanat optimizasyonunun, farklı dış ortam sıcaklıklarına göre belirlenmesi, TEJ'lerde üretilen elektriksel güç miktarındaki artış için önemli olmaktadır. Başka bir ifadeyle, TEJ sisteminin soğuk yüzeyinden dış ortama verilen ısı miktarındaki artış, TEJ sisteminin ısıl verimindeki artışı önemli ölçüde etkilemektedir. Bu artış ise soğuk tarafın ısı alıcıları ile sağlanmaktadır.



## 5. SONUÇLAR

Çalışmada, Matlab programı kullanılarak çözümlenmeler gerçekleştirilmiştir. Böylece bir TEJ'in soğuk tarafındaki ısı alıcısına ait kanat optimizasyonu farklı dış ortam sıcaklıkları için yapılmıştır. Buna göre, dış ortam sıcaklığındaki artış ile optimum kanat kalınlığı ve kanat aralığının arttığı ancak kanat sayısı ve kanatlı yüzeyin toplam ısı transfer alanının azaldığı tespit edilmiştir. 268 K sıcaklığına göre, 303 K sıcaklığındaki optimum kanat kalınlığının yaklaşık olarak %5.4 ve optimum kanat aralığının %11 arttığı belirlenmiştir. Ancak kanat sayısının %10.4 ve toplam ısı transfer alanının yaklaşık olarak %10 azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca optimum kalınlık ve optimum aralık ile dış ortam sıcaklığı arasındaki değişimin lineer, kanat sayısı ile dış ortam sıcaklığı arasındaki değişimin polinomsal ve toplam ısı transfer alanı ile dış ortam sıcaklığı arasındaki değişimin ise üssel olduğu belirlenmiştir. Buna ilave olarak 283 K sıcaklığına kadar kanat sayısındaki azalışın hızlı bir şekilde ve  $T_{\infty 2} > 283$  K değerleri için ise daha yavaş şekilde gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Toplam ısı transfer alanının dış ortam sıcaklığı ile değişiminde ise, 283 K sıcaklığa kadar hızlı bir şekilde azalış ve yaklaşık olarak 283 K  $< T_{\infty 2} < 288$  K aralığında bu azalışta yavaşlama tespit edilmiştir. Ayrıca 293 K'den sonra tekrar yavaşlama görülmüştür. Buna ilave olarak ısı alıcılardan gerçekleşen maksimum toplam ısı transferi arttıkça TEJ sisteminin ısı veriminin de arttığı belirlenmiştir.

## TEŞEKKÜR

Yazarlar, bu çalışmayı 2018FEBE035 numaralı proje kapsamında finansal olarak desteklediği için Pamukkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine teşekkürlerini sunmaktadırlar.

## SEMBOLLER

- $A_f$  Kanatın ısı transfer alanı [ $m^2$ ]
- $A_t$  Kanatlı yüzeyin toplam ısı transfer alanı [ $m^2$ ]
- $A_p$  P tipi termoelementin kesit alanı [ $m^2$ ]
- $A_n$  N tipi termoelementin kesit alanı [ $m^2$ ]
- $b$  Kanat boyu [ $m$ ]
- $c_p$  Özgül ısınma ısısı [ $kJ/kgK$ ]
- $d$  Yoğunluk [ $kg/m^3$ ]
- $h$  Isı taşınım katsayısı [ $W/m^2K$ ]
- $I$  Akım [ $A$ ]
- $k$  Isı iletim katsayısı [ $W/mK$ ]



- $k^*$  Etkin ısıl iletkenlik katsayısı [W/cmK]  
 $L$  Kanat uzunluğu [m]  
 $L_c$  Karakteristik uzunluk [m]  
 $n_f$  Kanat sayısı  
 $n$  Bir modüldeki p-n çiftlerinin sayısı  
 $P$  Basınç [Pa]  
 $P_r$  Prandtl sayısı  
 $q_{top}$  Kanatlı yüzeylerden toplam ısı transferi [W]  
 $R^2$  Determinasyon katsayısı  
 $R$  Elektrik direnci [ $\Omega$ ]  
 $Re$  Reynolds sayısı  
 $R_L$  Dış yük direnci [ $\Omega$ ]  
 $T_h$  TEJ modülünün sıcak yüzey sıcaklığı [K]  
 $T_c$  TEJ modülünün soğuk yüzey sıcaklığı [K]  
 $T_{\infty 1}$  Isının alındığı ortamın sıcaklığı [K]  
 $T_{\infty 2}$  Isının atıldığı dış ortam sıcaklığı [K]  
 $T_f$  Film sıcaklığı [K]  
 $t$  Kanat kalınlığı [m]  
 $U$  Hız [m/s]  
 $V$  Voltaj [V]  
 $W$  Genişlik [m]  
 $\dot{W}$  Güç [W]  
 $z$  Kanat aralığı [m]

#### Yunan sembolleri

- $\nu$  Kinematik viskozite [ $m^2/s$ ]  
 $\eta_f$  Kanat verimi [%]  
 $\eta_0$  Kanatlı yüzey verimi [%]  
 $\theta$  Sıcaklık farkı [K]  
 $\rho^*$  Etkin öz direnç [ $\Omega cm$ ]  
 $\alpha^*$  Etkin Seebeck katsayısı [ $\mu V/K$ ]  
 $\eta_{th}$  Isıl verim [%]

#### Alt indisler

- $c$  Soğuk taraf

- h Sıcak taraf  
n N-tipi termoelektrik element  
p P-tipi termoelektrik element  
 $\infty 1$  Kompresörden çıkan hava  
 $\infty 2$  Dış ortam havası

### Kısaltmalar

- TEM Termoelektrik modül  
TEJ Termoelektrik jeneratör  
TGM Termoelektrik jeneratör modülü

## KAYNAKÇA

1. **Paraskevas, A., Koutroulis, E.** 2016. "A simple maximum power point tracker for thermoelectric generators," *Energy Conversion and Management*, 108, 355-365. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.11.027>
2. **Ahiska, R., Mamur, H.** 2012. "A test system and supervisory control and data acquisition application with programmable logic controller for thermoelectric generators," *Energy Conversion and Management*, 64, 15-22. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.010>
3. **Shi, Y., Chen, X., Deng, Y., Gao, H., Zhu, Z., Ma, G., Han, Y., Hong, Y.** 2015. "Design and performance of compact thermoelectric generators based on the extended three-dimensional thermal contact interface," *Energy Conversion and Management*, 106, 110-117. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.09.031>
4. **Champier, D.** 2017. "Thermoelectric generators: A review of applications," *Energy Conversion and Management*, 140, 167-181. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.070>
5. **Zhao, Y., Wang, S., Ge, M., Li, Y., Liang, Z.** 2017. "Analysis of thermoelectric generation characteristics of flue gas waste heat from natural gas boiler," *Energy Conversion and Management*, 148, 820-829. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.029>
6. **Angeline, A.A., Jayakumar, J., Asirvatham, L.G., Marshal, J.J., Wongwises, S.** 2017. "Power generation enhancement with hybrid thermoelectric generator using biomass waste heat energy," *Experimental Thermal and Fluid Science*, 85, 1-12. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.02.015>
7. **Liu, Y.H., Chiu, Y.H., Huang, J.W., Wang, S.C.** 2016. "A novel maximum power point tracker for thermoelectric generation system," *Renewable Energy*, 97, 306-318. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.05.001>
8. **Twaha, S., Zhu, J., Yan, Y., Li, B., Huang, K.** 2017. "Performance analysis of



thermoelectric generator using dc-dc converter with incremental conductance based maximum power point tracking.” *Energy for Sustainable Development*, 37, 86-98. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.esd.2017.01.003>

9. **Okbaz, A., Onbaşıoğlu, H., Olcay, A.B., Pınarbaşı, A.** 2017. “Panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin performansının deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımı ile incelenmesi,” *Mühendis ve Makina*, 58 (687), 41-55.
10. **Potur, R. A.** 2009. “Faz IIIB emisyon standardına cevap veren dizel traktör motorunun tasarımı için gerçek çevrimin matematik modellenmesi ve optimum yanma kanununun belirlenmesi,” *Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul*, 106-109.
11. **Lee, H.S.** 2017. *Thermoelectrics: Design and Materials*, ISBN-13: 978-1118848951, Western Michigan University, USA: John Wiley & Sons, Inc.
12. **Gürcan, A.** 2019. “Farklı boyutlarda termoelektrik jeneratör kullanılarak egzoz ısı enerjisinin geri kazanımı,” *Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli*.
13. **Lee, H.S.** 2010. *Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*, ISBN 978-0-470-49662-6, Western Michigan University, USA: John Wiley & Sons, Inc.



# Yüksek Hızlı Demiryolu Araçlarında Düşey Titreşimlerin Doğrusal Olmayan Uyarlamalı Kontrol ile Yarı Aktif Kontrolü

Muzaffer Metin<sup>\*1</sup>, Fırat Can Yılmaz<sup>2</sup>

## ÖZ

Demiryolu düzensizlikleri nedeniyle araçlarda oluşan titreşimler çeşitli olumsuz etkilere neden olmaktadır. Bu çalışmada, yüksek hızlı demiryolu araçlarının düşey titreşimleri ikincil süspansiyonlara paralel yerleştirilen manyetoreolojik damperler vasıtasıyla yarı aktif bir yöntemle kontrol edilerek bastırılması amaçlanmıştır. Kontrol yöntemi olarak, manyetoreolojik damperin ölçülemeyen parametrelerinin ve araca ait bazı diğer parametrelerin belirsiz kabul edildiği bir modelde sistem kararlılığını garanti edebilecek uyarlamalı kontrol tercih edilmiştir. Manyetoreolojik damperlerin ikincil süspansiyon sistemine paralel çalıştırılması ile düşük enerji tüketimine rağmen özellikle yolcu konforunun artırılması yönünde etkin sonuç alınabilmektedir. Önerilen kontrolörün başarısı, zaman ve frekans alanında pasif sistem cevapları ile karşılaştırılarak gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Raylı taşıt titreşimleri, manyetoreolojik damper, parametrik belirsizlik, uyarlamalı kontrol

## Nonlinear Adaptive Control of High-Speed Railway Vehicle Vibrations by Magnetorheological Damper

### ABSTRACT

Vibrations existed at the vehicles due to railway irregularities can cause various unfavourable cases. In this study, the suppression of the vertical vibrations at the high-speed railway vehicles was aimed by the semi-active controller design with the help of magnetorheological dampers where are placed parallel with the second suspension system. The reason for the adaptive controller design selection is it has the ability to guarantee the stability of the model consist of the magnetorheological dampers and the train's parametric uncertainties. With the working magnetorheological dampers parallel with the second suspension system, increment of the passenger comfort and less energy consumption are obtained at the same time. The proposed controller effectiveness was shown in the comparisons between active and passive ones in the time and frequency domain.

**Keywords:** Rail vehicle vibrations, magnetorheological damper, parametric uncertainty, adaptive controller

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 30.12.2020

Kabul/Accepted : 23.02.2021

<sup>1</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü, İstanbul  
mmetin@yildiz.edu.tr, ORCID: 0000-0002-9724-3433

<sup>2</sup> Gebze Teknik Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü, Kocaeli  
fcyilmaz@gtu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-3509-9891



## EXTENDED ABSTRACT

### 1. Introduction

In this study, the high-speed railway vehicle that has 10 degrees of freedom was investigated. The purpose of the paper is to guarantee the system stability and to suppress the vibrations over the train body. Spring elements at the second suspension and the mass and inertia of the train body were accepted uncertainties in the system. It is pretty hard to obtain the magnetorheological (MR) damper parameters that will be used in the semi-active suspension system. Therefore, it is accepted to exist parametric uncertainties in the MR damper parameters in the study. LuGre MR damper mathematical model was preferred for nonlinear MR damper model where are placed at the second suspension system for the increment of road quality at the high-speed railway vehicle has 300 km/h in the study. The effectiveness of the proposed controller is shown by the various performance indexes in the comparison between the active and passive ones in the time domain. Also, the success of the controller is investigated with PSD diagrams of the time domain responses in the frequency domain.

### 2. Objectives

In the literature, there are a lot of studies about controlling vibrations in vehicles. Some of these studies are as follows. A comparison between PID and Fuzzy PID controllers is made to improve passenger comfort by Metin and Guclu. In the study, all parameters of both controllers are achieved by the use of a genetic algorithm [6]. In the study by Metin and Guclu, a comparison was carried out to improve passenger comfort between conventional PID controller and parameters which are adaptive to PID controller. At the end of this study, passenger comfort improvement is provided superior by using the adaptive PID controller [7]. To suppress the vertical and angular vibrations at the half vehicle model is proposed nonlinear semi-active adaptive vibration control by Paksoy and Metin [8]. In the proposed controller design, it's been developed the error function is used in the literature. The integral of the error was integrated into the error function. Thus, it's been obtained a new and more extended error function.

### 3. Methods

In the high-speed railway vehicle, a semi-active suspension system was designed to suppress the vibrations over the train body. A semi-active suspension system has more effectiveness than a passive one in suppressing vibrations. Also, a semi-active suspension system consumes less energy than an active suspension system when it's done the comparison between semi-active and active ones. From this perspective, a semi-active suspension system was implemented to the train's second suspension system with the aim of suppressing the vibrations. It is too hard to determine the MR damper parameters that will be used in the semi-active suspension system. Hence, most of the MR damper parameters were accepted as uncertainties. Also, train body mass and inertia and spring elements were accepted uncertainties in the train, too. An adaptive controller is proposed due to parametric uncertainties in the system.

### 4. Results

Firstly, the system responses were investigated in the time domain and performance indices. The peak overshoot and the settling time of the body vertical displacement decrease. The vertical displacement overshoot declined from 52 % to 15 % and the settling time declined from 3.3 s to 2.7 s, too. Thus, the vertical displacement state in the transition time declines to 18.2 % by the proposed controller. Also, it's shown to obtain effectively decline in the peak overshoot of the train body. In this study, 4 performance indices are used that are ISE (Integral of Squared Error), IAE (Integral of Absolute Error), ITSE (Integral of Time Multiply Squared Error), and ITAE

(Integral of Time multiply Absolute Error). The proposed controller has a strong influence on all performance indices for the vertical displacement. In the performance indices that are depending on time, the response is better than other ones. This is because the settling time is lesser in the semi-active suspension system. Hence, the generation of the error continues lesser and time influence on the performance indices decreasing by the passing time. The vehicle body angular displacement's peak value decreased. The maximum value of the angular displacement decline from  $7.1e-4$  to  $6.4e-4$ . In the performance indices, the angular displacement response at the semi-active one is better than the passive one. The time factor is less effective for angular displacement, unlike vertical displacement. Also, acceleration responses are important when the aim became to increase road comfort quality. The acceleration response of the body decreased by the semi-active controller. Secondly, the system responses were investigated in the frequency domain. The vertical displacement response of the railway vehicle in the semi-active suspension system is worse than the passive one. But, other whole responses of the train body in the semi one-are pretty better than the passive one.

### **5. Discussion and Conclusions**

In the study, a nonlinear MR damper implementation which has parametric uncertainties to suppress vibration over the body of a high-speed railway vehicle is realized. It's been shown to guarantee the system stability and to suppress vibrations in the system that has spring, mass, and inertia uncertainties. The responses of the system were investigated in the frequency domain and with performance indices in the time domain. As a result of this, the proposed controller design is successful to suppress vibrations and increase comfort parameters. In the next study, the proposed controller effect can be investigated in the lateral suspension system.





## 1. GİRİŞ

Demiryollarında çeşitli nedenlerden dolayı oluşabilecek yol düzensizlikleri araçlar üzerinde olumsuz etkiler oluşturarak titreşimlere neden olmaktadır. Araç üzerinde oluşan titreşimler gerek seyahat güvenliğini gerekse yolcu konforunu önemli ölçüde bozmaktadır. Karayolu taşıtlarında olduğu gibi raylı taşıtlarda da güvenliği ve yolcu konforunu olumsuz yönde etkileyen titreşimler ağırlıklı olarak süspansiyon sistemleri aracılığıyla sönmülmeye çalışılır. Titreşimlerin sönmülmemesi için süspansiyon sistemlerinde üç farklı yöntem söz konusudur. Bu yöntemler sırasıyla;

- Süspansiyon sistemlerine ait rijitlik ve sönmüm elemanlarına ait parametrelerin titreşimleri minimize edecek şekilde optimize edilmesiyle elde edilen pasif yöntem,
- Süspansiyon sistemlerinde kullanılan damper elemanın sönmüm özelliğinin iç dinamiklerin dampere uygulanan küçük gerilimlerle değiştirilerek performansının artırılması prensibine dayanan yarı-aktif yöntem,
- Süspansiyon sistemine entegre, harici bir enerjiyle beslenen bir eyleyici ile titreşimlerin kontrol edildiği aktif yöntemlerdir.

Pasif süspansiyon sistemlerinin kullanıldığı taşıtlarda, titreşim kontrolü için sisteme dışarıdan bir enerji girişi bulunmamaktadır. Dışarıdan bir enerji girişine ihtiyaç duyan yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemleri pasif süspansiyon sistemlerinin performansını artırmak için kullanılırlar. Aktif süspansiyon sistemi en etkili titreşim bastırımına sahip süspansiyon sistemi olmasına rağmen en yüksek enerji tüketimine de sahiptir. Yarı-aktif süspansiyon sistemi, pasif ve aktif süspansiyon sistemi arasındaki bir ara yöntem olarak düşünülebilir. Bu süspansiyon sistemi, pasif süspansiyon sisteminin performansını artırırken aktif süspansiyon sistemine nazaran çok daha az enerji tüketimine ihtiyaç duymaktadır. Bu çalışmada, bu avantaj göz önünde bulundurularak yüksek hızlı demiryolu araçlarında düşey titreşimlerin bastırılması amacıyla yarı-aktif süspansiyon sistemi kullanılmıştır.

Yolcu taşıma amacına yönelik tasarlanan raylı taşıtlarda iki kademeli süspansiyon sistemi kullanılır. Tekerlek setleri ve bojiler arasına yerleştirilen birinci kademe süspansiyon sistemi birincil süspansiyon sistemi olarak adlandırılır. Bunlar, burçlarda kullanılan kauçuk elemanlar, aks kutuları ve boji arasına konumlandırılan çelik plakalar ve kauçuklardan oluşan özel sistemler ya da klasik helezon yay-damper çiftinden oluşabilirler. Bojiler ve taşıt gövdesi arasına yerleştirilen ikinci kademe süspansiyon sistemine ise ikincil süspansiyon sistemi adı verilir. Bu kademede ise bazı süspansiyon sistemlerinde helezon yay-damper çifti kullanılırken bazılarında ise hava yayları tercih edilir. Raylı taşıtlarda seyir güvenliği ile daha çok birincil süspansiyon sistemleri, yolcu konforu ile de ikincil süspansiyon sistemleri ilişkilendirilir. Bu nedenle, birincil süspansiyon sisteminde uygulanan kontrol çalışmaları raylı taşıt seyir güvenliğini artırmaya yönelik olup, ikincil süspansiyona uygulanan kontrol çalışmaları ise

yolcu konforunu artırmaya yöneliktir [1]. Bu çalışmada da yolcu konforunun artırılması temel olarak hedeflenmiş olup, taşıt gövdesi ve bojiler arasında bulunan ikincil süspansiyon sistemine yerleştirilen manyetoreolojik (MR) damperler ile yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Literatürde, raylı taşıt titreşimlerinin bastırılması üzerine birçok çalışma bulunmaktadır. Bunlardan birçoğu demiryolu taşıt parametrelerinin sabit kabul edildiği, belirsizliklerin bulunmadığı çalışmalardır. Yalnızca bir kısmında kontrolörün gürbüzlüğü taşıt kütlelerinin değişimine göre analiz edilmiştir. Taşıt kütlelerinin yolcu taşıyan araçlarda boş ve dolu sınır değerleri arasında değişebileceği düşünülmüştür. Bu bağlamda çeşitli kontrol yöntemlerinin performanslarının araştırıldığı bazı çalışmalar şu şekildedir: Demiryolu taşıt titreşimleri kontrolü üzerine Metin ve Güçlü tarafından yapılan çalışmada, düşey taşıt titreşimleri geleneksel PID ve parametre uyarlamalı PID kontrolör tasarımlarıyla kontrol edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Sistem modellenmesi 5 serbestlik dereceli çeyrek demiryolu olarak yapılmıştır. Çalışma sonucunda, parametre uyarlamalı PID tasarımının zaman ve frekans alanlarında geleneksel PID tasarımdan daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür [2]. Güçlü ve Metin tarafından yapılan çalışmada İstanbul trafiğinde kullanılan hafif raylı bir taşıtın Bulanık Mantık Kontrolü gerçekleştirilmiştir. 22 serbestlik dereceli olarak modellenen taşıtta yolcu güvenliği ve konforu ön planda tutularak titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda tasarlanan kontrolcünün, yolcular tarafından hissedilen bozucu etkilerini azaltmasıyla birlikte sürüş konforunu geliştirdiği ortaya konulmuştur [3]. Metin ve Güçlü tarafından yapılan çalışmada hafif raylı taşıtın 6 serbestlik dereceli modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Modellenen taşıt ile gerçek taşıt arasındaki yakınlık gerçek taşıt üzerindeki titreşim ölçümleri ve modellenen taşıtın simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve modellemenin uygunluğu gösterilmiştir. Tasarlanan 6 serbestlik dereceli hafif raylı taşıt üzerinde geleneksel türde PID bulanık kontrolör ile parametre uyarlamalı bulanık kontrolör tasarımları, titreşimleri aktif bir şekilde kontrol etmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda parametre uyarlamalı PID kontrolör tasarımının yolcu konforu açısından incelendiğinde daha üstün bir performansa sahip olduğu görülmektedir [4]. Metin ve Güçlü tarafından yapılan çalışmada, 11 serbestlik dereceli demiryolu taşıtının PID kontrolörle ve bulanık mantıkla oluşturulan aktif süspansiyon tasarımlarının performanslarının karşılaştırılması sunulmuştur. Tasarlanan her iki aktif süspansiyon sistemi vasıtasıyla yolcu koltuğu üzerinde oluşan deplasman ve ivmenin zaman ve frekans cevaplarında arzu edilen seviyelere ulaşılmıştır. İki kontrolör arasında yapılan karşılaştırma neticesinde ise bulanık mantık kontrolörün özellikle frekans alanında çok daha iyi bir sonuç verdiği gösterilmiştir [5]. Shin, You, Hyun ve Park tarafından demiryolu taşıtının ikincil süspansiyon sisteminde yarı aktif ve aktif süspansiyon sistem tasarımlarıyla taşıt gövde titreşimlerinin kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmadaki ana amaç kontrol performansının demiryolu taşıt dinamik karakteristiklerini nasıl etkilediği ve farklı



taşıtlarına bağlı olarak dinamik karakteristikler ile kontrol performansı arasındaki ilişkinin analizi olarak belirlenmiştir [6].

Aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımlarının, sistem bozucuları karşısında meydana gelen titreşimlerin bastırılması ve sistem kararlılığının garanti altına alınması amacıyla karayolu taşıtları, uçak koltukları gibi çok çeşitli sistemler üzerinde tasarımları gerçekleştirilmektedir. Nagarkar, Vikhe, Borole ve Nandedkar tarafından yapılan çalışmada, Doğrusal Karesel Düzenleyici (LQR) ile oluşturulan aktif süspansiyon sistemi ve pasif süspansiyon sistemi karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmada analiz ve simülasyon için doğrusal çeyrek taşıt modeli kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, aktif süspansiyon sisteminin yolcu konforunu iyileştirdiği sonucu elde edilmiştir [7]. Rizvi, Abid, Khan, Satti ve Latif tarafından yapılan çalışmada, taşıt ve yolcu üzerindeki yol bozucularının etkilerinin en aza indirilmesi amacıyla  $H_\infty$  kontrolör kullanımıyla birlikte aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir [8]. Zhou, Liu, Chen, Xu ve Chao tarafından yapılan çalışmada, Optimal Kayan Kipli Kontrol tasarımı (Optimal Sliding Mode Control) kullanılarak tasarlanan aktif süspansiyon sisteminin geleneksel Kayan Kipli Kontrol tasarımına göre yolcu konforunu daha fazla arttırdığı gösterilmiştir [9]. Çay tarafından yapılan çalışmada sürücü ve sürücü koltuğuyla birlikte modellenmesi gerçekleştirilen çeyrek taşıt üzerine aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir.  $H_\infty$  kontrolcü tasarımıyla birlikte gerçekleştirilen aktif süspansiyon sistemi, sürücü gövdesinin yer değiştirme, hız ve ivme cevaplarında etkin bir bastırma sahip olduğu görülmüştür [10]. Güçlü ve Sancak tarafından yapılan çalışmada, savaşı uçağı koltuğu üzerine gelen titreşimlerin kontrolü yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımıyla gerçekleştirilmiştir. Yarı-aktif süspansiyon sistem tasarımı Bouc-Wen matematiksel modeli üzerinde modellenmesi gerçekleştirilen MR damperlerin gerilim kontrolü  $H_\infty$  kontrolcü yapısıyla gerçekleştirilmiştir. Uçak koltuk altlarına yerleştirilen MR damperler vasıtasıyla koltuk düşey yer değiştirme ve ivme cevaplarında etkili bir azalma meydana geldiği görülmüştür [11].

İçerisinde parametrik belirsizliklerin yer aldığı yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemleri için uyarlamalı kontrol yöntemleri de geliştirilmiştir. Bunlar daha çok karayolu taşıtları düşünülerek geliştirilen süspansiyon tasarımlarını içermektedir. Bu çalışmalar, saf simülasyon çalışmaları olduğu gibi bazıları da simülasyon çevrimi içerisinde donanım yönteminin kullanıldığı deneysel çalışmalardır: Paksoy ve Metin tarafından, MR damperin uyarlamalı kontrolü ile yarım taşıt olarak modellenen otomobilin düşey ve açılmalı titreşimleri bastırılmıştır. Kontrol metodu tasarımı, yol girdisi ölçümüne ihtiyaç duyulmadan uyarlamalı yol gözlemleyicisi ile kontrolörün tasarımı gerçekleştirilmiştir [12]. Paksoy, Kararsız, Metin ve Baştürk tarafından çeyrek taşıt üzerine yapılan parametrik belirsizlik içeren MR-uyarlamalı kontrol tasarımıyla titreşim kontrolü gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada bozucu girişinin sistem parametre belirsizlikleriyle birlikte bilinmediği varsayılmıştır ve bu doğrultuda yol gözlemleyicisi tasarlanmıştır. Yapılan doğrusal olmayan kontrol tasarımıyla taşıt gövdesinin düşey yer değişiminin

zaman ve frekans cevaplarında iyileşme görülmüş ve tasarlanan yol gözlemleyicisi ile elde edilen sonuçlar ile yol bozucusunun ölçüldüğü sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Bu yöntemle ölçüm maliyetlerinde azalma sağlanmıştır [13]. Paksoy ve Metin tarafından yapılan çalışmada parametre belirsizliğine sahip 4 serbestlik dereceli bir yarım taşıt modeline nonlinear uyarlamalı kontrolcü tasarımıyla sistem kararlılığının garanti edilmesi ve yolcu konforunun artırılması amaçlanmıştır. Laboratuvar ortamında kurulan MR damper test düzeneğinden gerekli değerlerin ölçümü gerçekleştirilip döngüde donanımsal benzetim (HILS) metodu üzerinden bilgisayar simülasyonlarının gerçekleştirilmesinde kullanılmıştır. Uygulanan farklı yol düzensizlikleri sonucunda taşıt titreşimleri sönümlenmesinde en başarılı sonuçların nonlinear uyarlamalı kontrol uygulaması tarafından başarıldığı görülmüştür [14]. Yao, Yap, Chen, Li ve Yeo, yaptıkları çalışmada, Instron makinesinde MR damper performans testleri yaptıktan sonra Bouc-Wen matematik modeliyle MR damperi tasarlamışlardır. Ölçekli bir çeyrek taşıt modeli üzerine uygulanan MR damper ile taşıtın yarı aktif kontrolü gerçekleştirilmiştir. [15]. A.S. Yıldız, S. Sivrioğlu, E. Zergeroğlu, Ş. Çetin tarafından yapılan çalışmada yarı-aktif MR damper kullanılan çeyrek taşıt modeli için uyarlamalı kontrol mekanizması önerilmiştir. Önerilen kontrol tasarımının etkinliği pasif ve MR damper geriliminin kontrolünün  $H_\infty$  kontrol mekanizmasıyla yapıldığı tasarım arasındaki simülasyon karşılaştırmaları üzerinden gösterilmiştir. Simülasyon çalışmaları uyarlamalı kontrol mekanizmasının parametrik belirsizliklere rağmen daha iyi yol tutuşu ve yolcu konforu sağladığını göstermiştir [16].

Kontrol çalışmalarının, titreşim bastırım amacının dışında sıcaklık kontrolü, sıvı seviye kontrolü gibi çeşitli amaçlar doğrultusunda da tasarımları mevcuttur. Gani, Kılıç, Keçecioglu, Açıkgöz ve Şekkeli tarafından yapılan çalışmada doğrusal olmayan bir sistem üzerinde sıvı seviye ve sıcaklık kontrolü gerçekleştirilmiştir. Sıvı karışım tankı sistemine yapılan kontrolcü tasarımında PID ve bulanık PID kontrolör tasarımları gerçekleştirilmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda bulanık PID kontrolcü tasarımının klasik PID kontrolcü tasarımına göre daha başarılı sonuç vermiştir [17]. J. Han, S. Yu, S. Yi tarafından yapılan çalışmada bir proton değişim membranlı yakıt hücresinde (PEMFC) yığın ve giriş sıcaklıklarının belirsizlikler varlığında kontrolünü gerçekleştirmek amacıyla model referans uyarlamalı kontrol (MRUK) tasarımı gerçekleştirilmiştir bu sayede uygun sistem sıcaklıkları tasarlanan kontrolör ile sağlanmıştır. Parametre değişimi süresince PEMFC sisteminin geçici zaman cevapları MRUK kontrolör ve nominal geri besleme kontrolörü üzerinden değerlendirilmiştir. MRUK kontrolcüsünün diğer kontrolcüye göre daha iyi geçici zaman cevapları verdiği görülmüştür [18].

Bu çalışmada, matematiksel modellemesi gerçekleştirilen yüksek hızlı demiryolu taşıtında sürüş konforunun artırılması amacıyla yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Trende yolcu sayısı değişimiyle meydana gelen taşıt gövde kütle değişimi, taşıt gövde kütlesele ataleti ve ikinci süspansiyon sistemindeki rijitlik katsa-

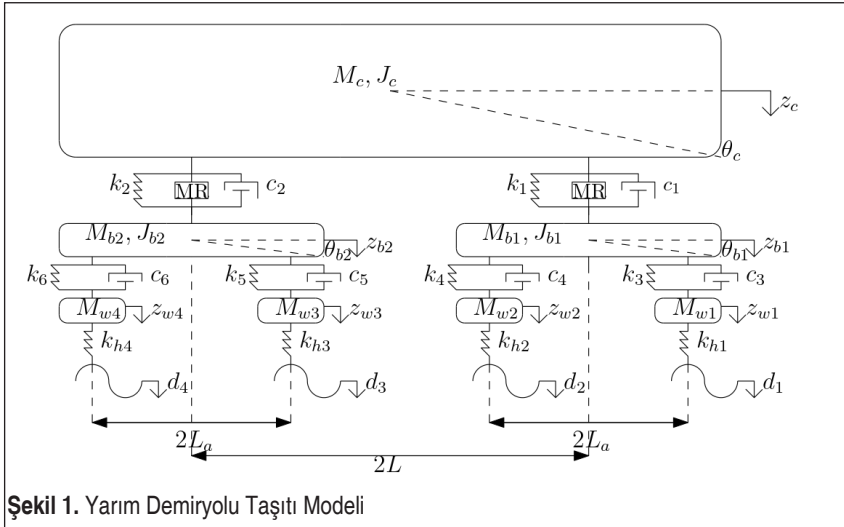


yısı belirsiz olarak kabul edilmiştir. Ayrıca yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımında kullanılan manyetoreolojik (MR) damper parametrelerinin bulunması oldukça zordur. Tasarımı gerçekleştirilen yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımında 5 adet MR damper parametresi belirsiz kabul edilmiştir. Bu sayede MR damper parametre tayininde yapılan deney sayılarında azalmaya gidilmesi öngörülmüştür. Araç ve MR damper parametrelerindeki belirsizlikleri eşliğinde sisteme ait Lyapunov kararlılığı incelenmiştir. Önerilen uyarlamalı kontrol tasarımında literatürde kullanılan hata fonksiyonu geliştirilerek hatanın integrali de fonksiyonun içerisine entegre edilmiştir. Bu sayede daha geniş kapsamlı bir hata fonksiyonu ile kontrol sağlanmıştır.

## 2. MATEMATİKSEL MODEL

Bu çalışmada, 10 serbestlik derecesine sahip yüksek hızlı demiryolu aracı incelenmiştir. İncelenen aracın sabit 300 km/sa hızla düz bir hatta (aligman) ilerlediği varsayılmıştır. Şekil 1’de fiziksel modeli görülebilen demiryolu aracının geliştirilmiş koordinatları gövde düşey yer değiştirmesi ( $z_c$ ), gövde kafa vurmaları ( $\theta_c$ ), ön ve arka bojilerin düşey yer değiştirmesi ( $z_{b1}$ ,  $z_{b2}$ ) ve kafa vurmaları ( $\theta_{b1}$ ,  $\theta_{b2}$ ) ile tekerleklerin düşey yer değiştirmeleridir ( $z_{w1}$ ,  $z_{w2}$ ,  $z_{w3}$ ,  $z_{w4}$ ). Şekil 1’de görülen sistemdeki gövde kütle ve ataletini belirten parametreler ( $M_c$ ,  $J_c$ ) ve ikincil süspansiyonlardaki rijitlik katsayıları ( $k_1$ ,  $k_2$ ) belirsiz olarak olduğu kabul edilmiştir. Şekil 1’de görülen sisteme ait parametreler ve değerleri Tablo 1’de verilmiştir.

Sistem matematiksel modelinin elde edilmesinde bazı geometrik kabuller ( $\sin\phi \approx \phi$ ,  $\cos\phi \approx 1$ ) ile matematiksel ifadelerde doğrusallaştırma yapılmıştır. Sistem matematiksel modeli denklem (1)’de gösterilmiştir.



Şekil 1. Yarım Demiryolu Taşıtı Modeli

$$M\ddot{x}_s + C\dot{x}_s + Kx_s + Hf + Ld = 0 \quad (1)$$

Denklem (1)'de  $M \in \mathbb{R}^{10 \times 10}$  sistem kütle matrisini,  $C \in \mathbb{R}^{10 \times 10}$  sistem damper matrisini,  $K \in \mathbb{R}^{10 \times 10}$  sistem rijitlik matrisini,  $H \in \mathbb{R}^{10 \times 2}$  MR damperlerin sistem içerisine yerleşimlerini gösteren matrisi ve  $L \in \mathbb{R}^{10 \times 4}$  sistem bozucu giriş matrisini oluşturmaktadır.  $x_s = [x_1 \dots x_{10}]^T = [z_c \ \theta_c \ z_{b1} \ \theta_{b1} \ z_{b2} \ \theta_{b2} \ d_1 \ d_2 \ d_3 \ d_4]^T$  sistemin genelleştirilmiş koordinatları olup  $f$  LuGre yöntemiyle hesaplanan MR damper kuvveti ve  $d$  sistem bozucu girdileridir.

Literatürde MR damperlerin matematiksel modellerini ifade eden çok çeşitli modeller bulunmaktadır. Bunlardan LuGre ve Bouc-Wen modelleri en yaygın kullanılan modellerdir. Yarı aktif süspansiyon sistemi tasarımında kullanılacak olan doğrusal olmayan MR damper matematiksel modeli, uyarlamalı kontrol tasarımında kolaylık sağlaması bakımından LuGre MR damper matematiksel modeli olarak tercih edilmiştir. LuGre MR damper matematiksel modeli [21]:

**Tablo 1.** Parametrelerin Tanım ve Değerleri ([19] ve [20])

Parametre Açıklaması	Sembol	Parametre Değeri		Birim
		Yarı-Aktif	Pasif	
Taşıt Gövde Kütlesi	$M_c$	Belirsiz kabul edilmiştir.	29400	kg
Taşıt Gövde Ataleti	$J_c$	Belirsiz kabul edilmiştir.	1544500	kgm <sup>2</sup>
Boji Kütlesi	$M_{b(i)}$	2665	2665	kg
Boji Ataleti	$J_{b(i)}$	273	273	kgm <sup>2</sup>
Tekerlek Kütlesi	$M_{w(j)}$	2200	2200	kg
İkincil Süspansiyon Yay Katsayısı	$k_{(i)}$	Belirsiz kabul edilmiştir.	1520000	N/m
İkincil Süspansiyon Sönüm Katsayısı	$c_{(i)}$	90000	90000	Ns/m
Birincil Süspansiyon Yay Katsayısı	$k_{(k)}$	2418000	2418000	N/m
Birincil Süspansiyon Sönüm Katsayısı	$c_{(k)}$	30000	30000	Ns/m
Hertz Yay Katsayısı (tekerlek-ray etkileşimi)	$k_{h(j)}$	14209023,56	14209023,56	N/m
Bojideki Ön ve Arka Akslar Arası Mesafe	$2L_a$	3	3	m
Boji Merkezleri Arasındaki Mesafe	$2L$	11,46	11,46	m
Bozucu Giriş Yüksekliği	$d_{(j)}$	0,01	0,01	m
MR Damper Kuvveti	$f$			N
$i = 1: 2, j = 1: 4, k = 3: 6$				



$$f = \sigma_a z + \sigma_0 z v + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} + \sigma_b \dot{x} v \quad (2)$$

$$\dot{z} = \dot{x} - \alpha_0 |\dot{x}| z$$

Denklem (2)'de  $z$  MR damper iç dinamiğini tanımlamada kullanılan iç değişken,  $\sigma_0$  gerilim ( $v$ )'e bağlı olarak değişen  $z$ 'nin rijitliği,  $\sigma_1$   $z$ 'nin sönüm katsayısı,  $\sigma_2$  viskoz sönüm katsayısı,  $\sigma_a$   $z$ 'nin rijitliği,  $\sigma_b$   $v$ 'ye bağlı olarak değişen viskoz sönüm katsayısı ve  $\alpha_0$  MR damper sabit parametre katsayısıdır,  $\dot{x}$  MR damper üzerinde taşıt gövdesi ve bojilerden kaynaklı meydana gelen bağıl yer değiştirme hızlarıdır. MR damper iç dinamiği incelendiği zaman, Denklem (2)'de iç değişken türevinin ( $\dot{z}$ ), matematiksel gösteriminin doğrusal olmadığı görülmektedir. Bu durum sistemin doğrusal olmamasına sebep olmaktadır. MR damper kuvveti daha kompakt bir formda yazılırsa:

$$f = p_1 \theta_1 + p_2 \theta_2 \quad (3)$$

Denklem (3)'de, denklem (2) içerisinde yer alan  $z$  ve  $\dot{x}$  değişkenleri MR damper iç parametrelerinden ayrıştırılmıştır.  $p_1$  ve  $p_2$  denklem (2) içerisinde yer alan  $z$  ve  $\dot{x}$  değişkenlerinden meydana gelen matrislerdir.  $\theta_1$  ve  $\theta_2$  denklem (2) içerisinde yer alan MR damper parametreleri olan  $\alpha_0$ ,  $\sigma_a$ ,  $\sigma_b$ ,  $\sigma_1$  ve  $\sigma_2$ 'den meydana gelen matrislerdir. Bu ayrıştırma ile birlikte denklem (3) içerisinde uyarlamalı kontrol tasarımında kestirimleri yapılacak olan parametreler ile bilinen parametreler ayrıştırılmıştır. Denklem (4)'de, Denklem (3)'de kapalı formda ifade edilen matrislerin açık hali gösterilmiştir.

$$p_1 = [z, z v, |\dot{x}|]$$

$$p_2 = [\dot{x}, \dot{x} v]$$

$$\theta_1 = [\sigma_a, \sigma_0, \sigma_1 \alpha_0]^T$$

$$\theta_2 = [\sigma_1 + \sigma_2, \sigma_b]^T$$

**Tablo 2.** MR Damper Parametrelerinin Değerleri ([16])

MR Damper Parametre Değerleri					
Sembol	Parametre Değeri	Birim	Sembol	Parametre Değeri	Birim
$\alpha_0$	1400	V/N	$\sigma_0$	Belirsiz kabul edilmiştir.	N/(mV)
$\sigma_a$	Belirsiz kabul edilmiştir.	N/m	$\sigma_1$	Belirsiz kabul edilmiştir.	Ns/m
$\sigma_b$	Belirsiz kabul edilmiştir.	Ns/(mV)	$\sigma_2$	Belirsiz kabul edilmiştir.	Ns/m

Tablo 2’de yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımında kullanılan MR damperlere ait parametre değerleri gösterilmiştir.

### 3. UYARLAMALI KONTROLÖR TASARIMI

Bu çalışmada, gerek düşük enerji tüketimi ve gerekse etkili titreşim bastırma kapasitesi nedeniyle yarı aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Burada, MR damperler ikincil süspansiyon sistemine paralel olarak yerleştirilerek sönüm özelliği uygulanan düşük gerilimler vasıtasıyla değiştirilmiştir. Dışarıdan büyük enerjiler harcanarak çeşitli eyleyiciler vasıtasıyla uygulanan kuvvetler ile kontrolün gerçekleştirilmesi yerine, sistemin bir bileşeninin dinamik yapısının değiştirilmesi prensibine dayanan bir yöntem ile kontrolün gerçekleştirilmesi ve bunun çok düşük enerjilere ihtiyaç duyması kullanılan yöntemi yarı aktif olarak adlandırmamıza neden olmaktadır.

Raylı sistem aracı ve MR damper parametrelerindeki belirsizliklerden dolayı sistem kararlılığı garanti altına alınmalıdır. Bu yüzden, tasarım içerisindeki parametrik belirsizliklerin varlığında sistem kararlılığını garanti etmesi nedeniyle uyarlamalı kontrol tasarımı tercih edilmiştir.

Uyarlamalı kontrol tasarımında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

Kabul 1: Taşıt gövdesi ve bojilere ait deplasman ve hız değişimlerinin ölçüldüğü kabul edilmiştir.

Kabul 2: LuGre MR damper matematiksel modelindeki MR damper iç parametresi  $\alpha_0$  değeri dışındaki diğer MR parametrelerinin ( $\sigma_a, \sigma_b, \sigma_0, \sigma_1, \sigma_2$ ) bilinmediği kabul edilmiştir.

Kabul 3: Kabul 1 ve Kabul 2 neticesinde MR damper iç değişkeni ( $z$ ) bilindiği kabul edilmiştir.

Kabul 4: Kabul 2 neticesinde MR damper kuvvetinin bilinmediği kabul edilmiştir.

Kabul 1 neticesinde MR damperler üzerine etki eden taşıt gövde düşey ve açılmalık yer değiştirme hızı ( $\dot{z}_c, \dot{\theta}_c$ ) ve ön ve arka bojilerin düşey hız değişimleri ( $\dot{z}_{b1}, \dot{z}_{b2}$ ) bilinmektedir.

Kontrolör tasarımı gerçekleştirilebilmek amacıyla hata dinamiği oluşturulur.

$$r = \lambda_1 \dot{e} + \lambda_2 e + \lambda_3 \int e \quad (5)$$

Denklem (5)’de  $e$  sistem cevapları ile ideal sistem cevapları arasında oluşturulan hata fonksiyonu ve  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  tasarımcı tarafından belirlenen keyfi kazanç katsayılarıdır. Tasarlanan kontrolcünün amacı hata dinamiği ( $r$ )’i sıfıra götürmektir. Sistemdeki ideal cevaplar *sıfır* olarak ele alındığından hata fonksiyonu  $e$ , sistem cevapları olan  $x_s$ ’e eşit





olmaktadır. Hata dinamiği sol taraftan kütle matrisi ile çarpıldıktan sonra türevi alınır. Elde edilen denklemde  $\ddot{x}_s$  ifadesi denklem (1)'deki şekilde yazılır.

$$M\dot{r} = -\lambda_1(C\dot{x}_s + Kx_s + Hf + Ld) + \lambda_2M\dot{x}_s + \lambda_3Mx_s \quad (6)$$

Sistem içerisinde yer alan parametrik belirsizlikleri, kontrol yapısı içerisinde değerlendirilebilmek için Denklem (6) içerisinde yer alan belirsizlikler ayrıştırılmalıdır.

$$M\dot{r} = Y_1\phi_1 + Y_2\phi_2 - H_1f \quad (7)$$

Denklem (7)'de  $Y_1 \in R^{10 \times 22}$  ve  $Y_2 \in R^{4 \times 1}$  bilinen ve ölçülebilen sinyallerden meydana gelen matrislerdir,  $\phi_1 \in R^{22 \times 1}$  sistemde bilinen parametrelerden oluşan vektör  $\phi_2 \in R^{4 \times 1}$  sistemde bilinmeyen parametrelerden oluşan vektördür.  $H_1$  denklem (6)'de bulunan  $\lambda_1 H$ 'dir.

$\phi$  vektörleri takip eden eşitliklerde verilmiştir.

$$\phi_1 = [M_{b1}, J_{b1}, M_{b2}, J_{b2}, M_{w1}, M_{w2}, M_{w3}, M_{w4}, k_3, k_4, k_5, k_6, k_{h1}, k_{h2}, k_{h3}, \quad (8)$$

$$k_{h4}, c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6]^T$$

$$\phi_2 = [M_c, J_c, k_1, k_2]^T \quad (9)$$

LuGre matematiksel modelinde  $\alpha_0$  dışındaki MR damper parametreleri bilinmediğinden dolayı MR damper kuvvetinin ölçülebilmesi mümkün değildir. Bu yüzden MR damper kuvvetinin kestirimini yapılması gerekmektedir. Bu yüzden, denklem (7) içerisine  $\pm H_1 \hat{f}$  eklenir.

$$M\dot{r} = Y_1\phi_1 + Y_2\phi_2 - H_1f \pm H_1\hat{f} \quad (10)$$

Tasarlanan kontrolör tasarımıyla birlikte, MR damper içerisine girecek olan gerilim kontrolü gerçekleştirilecektir. Bu yüzden MR damper kuvveti içerisindeki gerilim ifadeleri ayrıştırıldı. Denklem (2)'de yer alan MR damper kuvveti şu şekilde ifade edilir.

$$f = u_x - t \quad (11)$$

Denklem (11)'de yer alan  $u$ , MR damper içerisindeki gerilim ifadelerini içeren vektör,  $t$  gerilim ifadelerini girişini içermeyen terimlerden meydana gelen vektördür.

$$u_x = \Omega v \quad (12)$$

Denklem (12) içerisindeki  $\Omega$  ve  $v$  matrisleri takip eden eşitlikten görülebilir.

$$\Omega = \begin{bmatrix} z_1\theta_{12}^{(1)} + \dot{x}_1\theta_{22}^{(1)} & 0 \\ 0 & z_2\theta_{12}^{(2)} + \dot{x}_2\theta_{22}^{(2)} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$v = [v_1, v_2]'$$
 (14)

Denklem (13) ve denklem (14)'de yer alan  $v$  MR damperlere uygulanan gerilimleri temsil eden oluşan gerilim vektörü,  $\Omega$  MR damper matematiksel modelindeki gerilim çarpanlarından oluşan matristir. Denklem (13)'de yer alan  $z_1$  ve  $z_2$  sırasıyla ön boji ve taşıt gövdesi ile arka boji ile taşıt gövdesi arasında yerleştirilen MR damperlerin iç durum değişkenlerini temsil etmektedir.  $\theta_{12}$ ,  $\theta_{22}$  sırasıyla  $\theta_1$  ve  $\theta_2$  vektörlerinin ikinci satır elemanlarını temsil etmektedir.  $\theta^{(1)}$ ,  $\theta^{(2)}$  sırasıyla ön tarafa yerleştirilen MR damper ve arka tarafa yerleştirilen MR damperi temsil etmektedir. Denklem (11) vasıtasıyla denklem (10) düzenlenir.

$$M\dot{r} = Y_1\phi_1 + Y_2\phi_2 - H_1\tilde{f} - H_1u_x + H_1\hat{t}$$
 (15)

Denklem (15)'de  $\tilde{f}$  ( $f - \hat{f}$ ) belirsiz değer gerçek değeri ve kestirimi arasındaki farkı temsil etmektedir. Hata dinamiğinin sifira gidebilmesi için kontrolör girişi denklem (15) üzerinden seçilir.

$$H_1u_x = K_g r + Y_1\phi_1 + Y_2\widehat{\phi}_2 + H_1\hat{t}$$
 (16)

Denklem (15) içerisinde yer alan  $\phi_2$  içerisinde parametrik belirsizlikler yer aldığı için kestirimi  $\widehat{\phi}_2$  kontrolör içerisinde bulunmalıdır.  $K_g$ , pozitif kazanç matrisidir ve tasarımcı tarafından keyfi seçilir.

Denklem (15), denklem (16) üzerinden düzenlenir.

$$M\dot{r} = -K_g r + Y_2\tilde{\phi}_2 - H_1\tilde{f}$$
 (17)

Denklem (17)'de  $\tilde{\phi}_2$  ( $\phi_2 - \widehat{\phi}_2$ ) belirsiz değer gerçek değeri ve kestirimi arasındaki farkı temsil etmektedir. Kararlılık analizi için aday Lyapunov fonksiyonu seçimi yapılır.

$$V(r, \tilde{\phi}_2, \tilde{\theta}_1^{(1)}, \tilde{\theta}_2^{(1)}, \tilde{\theta}_1^{(2)}, \tilde{\theta}_2^{(2)}) = \frac{1}{2}r^T M r + \frac{1}{2}\tilde{\phi}_2^T \Gamma_0^{-1} \tilde{\phi}_2 + \frac{1}{2}\tilde{\theta}_1^{T(1)} \Gamma_1^{-1} \tilde{\theta}_1^{(1)} + \frac{1}{2}\tilde{\theta}_2^{T(1)} \Gamma_2^{-1} \tilde{\theta}_2^{(1)} + \frac{1}{2}\tilde{\theta}_1^{T(2)} \Gamma_3^{-1} \tilde{\theta}_1^{(2)} + \frac{1}{2}\tilde{\theta}_2^{T(2)} \Gamma_4^{-1} \tilde{\theta}_2^{(2)}$$
 (18)

Denklem (18)'de  $\tilde{\theta}$  ( $\theta - \hat{\theta}$ ) belirsiz değer gerçek değeri ve kestirimi arasındaki farkı temsil etmektedir. Denklem (18) içerisinde yer alan  $\Gamma_i$  ( $i=1,2,3,4$ ) pozitif kazanç matrisleridir ve tasarımcı tarafından keyfi seçilebilir. Aday Lyapunov fonksiyonun zamana göre türevi alınırsa denklem (19) elde edilir.



$$\begin{aligned} \dot{V}(r, \tilde{\phi}_2, \tilde{\theta}_1^{(1)}, \tilde{\theta}_2^{(1)}, \tilde{\theta}_1^{(2)}, \tilde{\theta}_2^{(2)}) &= r^T M \dot{r} + \tilde{\phi}_2^T \Gamma_0^{-1} \dot{\tilde{\phi}}_2 + \tilde{\theta}_1^{T(1)} \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)} \\ &+ \tilde{\theta}_2^{T(1)} \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} + \tilde{\theta}_1^{T(2)} \Gamma_3^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)} + \tilde{\theta}_2^{T(2)} \Gamma_4^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} \end{aligned} \quad (19)$$

Denklem (17)'de ifade edilen hata dinamiğinin türevi denklem (19)'da yerine yazıldığına denklem (20) elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= r^T (-K_g r + Y_2 \tilde{\phi}_2 - H_1 \tilde{f}) + \tilde{\phi}_2^T \Gamma_0^{-1} \dot{\tilde{\phi}}_2 + \tilde{\theta}_1^{T(1)} \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)} + \\ &\tilde{\theta}_2^{T(1)} \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} + \tilde{\theta}_1^{T(2)} \Gamma_3^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)} + \tilde{\theta}_2^{T(2)} \Gamma_4^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} \end{aligned} \quad (20)$$

Denklem (20)'de yer alan  $-H_1 \tilde{f}$ , ifadesi denklem (21)'de gösterilen biçimde açılıp denklem (20)'de yerine yazılıp düzenlendiğinde denklem (22) elde edilir.

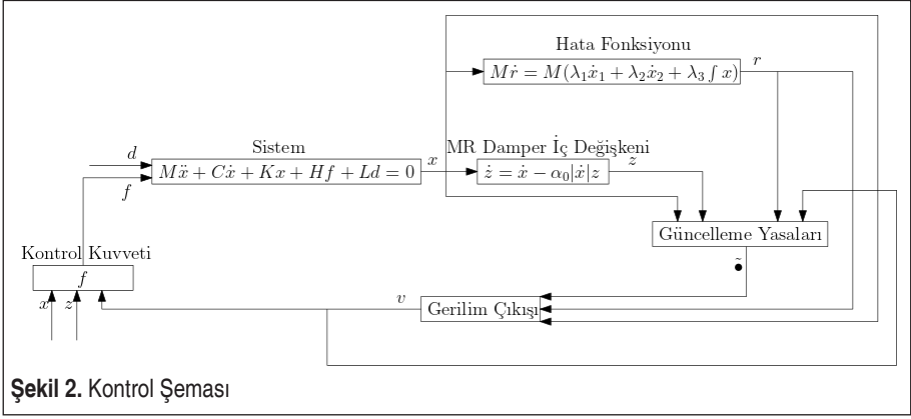
$$H_1 \tilde{f} = [H_1^1, H_1^2] [\tilde{f}_1, \tilde{f}_2]^T = H_1^1 \tilde{f}_1 + H_1^2 \tilde{f}_2 \quad (21)$$

Denklem (21)'de  $H_1^1, H_1^2$  sırasıyla  $H_1$  matrisinin birinci ve ikinci sütun vektörlerini ifade etmektedir.  $\tilde{f}_1, \tilde{f}_2$  sırasıyla  $\tilde{f}$  vektörünün birinci ve ikinci satır elemanlarını ifade etmektedir.  $\tilde{f}$  denklem (3) formasyonunda ifade edilmişti.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -r^T K_g r + \tilde{\phi}_2^T (Y_2^T r + \Gamma_0^{-1} \dot{\tilde{\phi}}_2) - \tilde{\theta}_1^{T(1)} (p_1^{T(1)} H_1^T r - \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)}) - \\ &\tilde{\theta}_2^{T(1)} (p_2^{T(1)} H_1^T r - \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)}) - \tilde{\theta}_1^{T(2)} (p_1^{T(2)} H_1^T r - \Gamma_3^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)}) - \\ &\tilde{\theta}_2^{T(2)} (p_2^{T(2)} H_1^T r - \Gamma_4^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)}) \end{aligned} \quad (22)$$

Bilinmeyen parametrelerin sabit olduğu varsayılmıştır. Bu varsayım neticesinde parametrelerin zamana bağlı değişimlerini ifade eden türevleri sifıra eşit olmaktadır. Uyarlama kuralları aday Lyapunov fonksiyonun kararlılığını garanti etmesi için denklem (23)'de gösterilen biçimde seçilir.

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{\phi}}_2 &= \Gamma_0 Y_2^T r \\ \dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)} &= -\Gamma_1 p_1^{T(1)} H_1^T r \\ \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} &= -\Gamma_2 p_2^{T(1)} H_1^T r \\ \dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)} &= -\Gamma_3 p_1^{T(2)} H_1^T r \\ \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} &= -\Gamma_4 p_2^{T(2)} H_1^T r \end{aligned} \quad (23)$$



Şekil 2. Kontrol Şeması

Aday-Lyapunov fonksiyonunun zamana göre türevi denklem (24)'da gösterildiği şekilde negatif olmaktadır. Bu durum kararlılığın garanti altına alındığının göstergesidir.

$$\dot{V} = -r^T K_g r \quad (24)$$

Şekil 2'de sistem taşıt üzerindeki titreşim sönümlenmesi için tasarlanan parametre uyarlamalı MR-damper kontrol yöntemine ait şematik blok diyagramı bulunmaktadır.

#### 4. SİMULASYON CEVAPLARI

Tasarlanan kontrolörün etkinliğinin incelenmesi için MATLAB-Simulink programında simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonlarda, sistem bozucusu olarak EN13848 standartlarına uygun olarak 1 cm büyüklüğünde ray hatlarında, ray hat birleşiminde kullanılan kaynak metodu sebebiyle ortaya çıkabilecek basamak girişi olan bir test fonksiyonu kullanılmıştır [22]. Kontrol tasarımının amacı yolcu konforunun artırılması olduğundan kaynaklı, sistem cevaplarından taşıt gövdesi düşey yer değiştirmesi, taşıt gövdesi açılma yer değiştirmesi ve bu cevapların ivmeleri incelenmiştir. Denklem (25-28) arasında hatanın karesinin integrali (ISE), mutlak hatanın integrali (IAE), hatanın karesinin zamanla çarpımının integrali (ITSE) ve mutlak hatanın zamanla çarpımının integrali (IATE) performans indekslerinin matematiksel denklemleri gösterilmiştir.

$$ISE = \int_0^{\infty} e^2(t) \quad (25)$$

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| \quad (26)$$

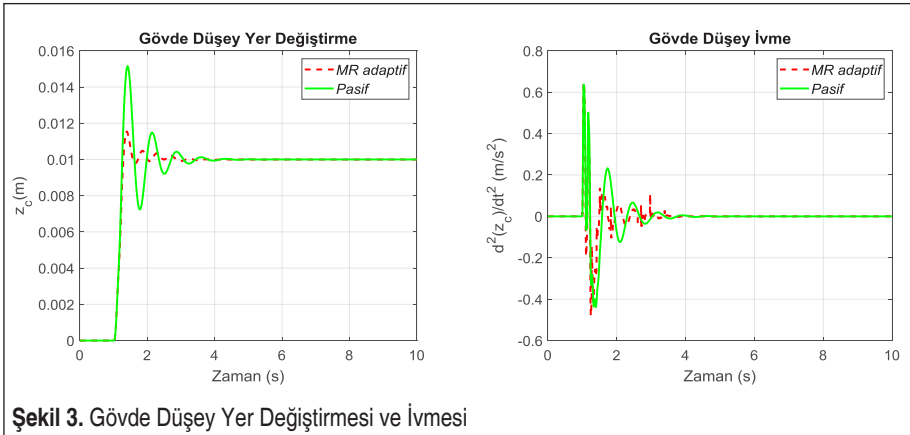


$$ITSE = \int_0^{\infty} t e^2(t) \quad (27)$$

$$ITAE = \int_0^{\infty} t |e(t)| \quad (28)$$

Şekil 3'te taşıt gövde düşey yer değiştirmesinin maksimum aşma ve oturma zamanı değerlerinin küçüldüğü görülmektedir. Düşey yer değiştirmenin maksimum aşma değeri %52'den %15'e, oturma zamanı değeri de 2.3 s'den 1.7 s'e düşmektedir. Bu durum düşey yer değiştirme durumunun geçici zaman bölgesindeki kalma süresinin tasarlanan kontrolör vasıtasıyla %26.1 düştüğünü ve bozulmanın etkisiyle gövde deplasmanında meydana gelen maksimum aşma değerinde etkili bir azalmanın meydana geldiğini göstermektedir. Tablo 3'de, düşey yer değiştirmesinin performans indekslerine bakıldığında dört performans indeksinde de tasarlanan kontrolcünün etkinliği gözlemlenmektedir. Performans indekslerinden zamanın bir değişken olarak bulunduğu ITSE ve IATE'de, ISE ve IAE performans indekslerine göre daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Bu durumun nedeni daha yüksek yakınsama hızından kaynaklı oturma zamanının daha az olmasıdır. Bu sayede hata üretimi daha kısa sürmekte ve zamanın, performans ölçütünde geçen süreyle artan etkinliği daha az etki etmektedir. Şekil 3 ve Tablo 3'te taşıt gövde düşey ivme cevabı gösterilmiştir. Performans indeksleri incelendiği zaman, tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sistemiyle birlikte taşıt gövde düşey ivme cevabında  $\approx 35-42$  arasında bir iyileştirme meydana geldiği ortaya konulmuştur. Bu durum, yol sürüş konforu incelemelerinde önemli bir değişken olan ivme cevabında kontrolcü yapısının yüksek bir etkinliğe sahip olduğunu göstermektedir.

Şekil 4'te gövde açılma yer değiştirmesinin ve ivmesinin zamana bağlı cevabı görülmektedir. Gövde kafa vurmasının tepe noktası  $7.1e-4$  değerinden  $6.4e-4$  değerine düşerek %9.9'luk bir azalma meydana gelmiştir. Tablo 4'de, gövde kafa vurma açısı-

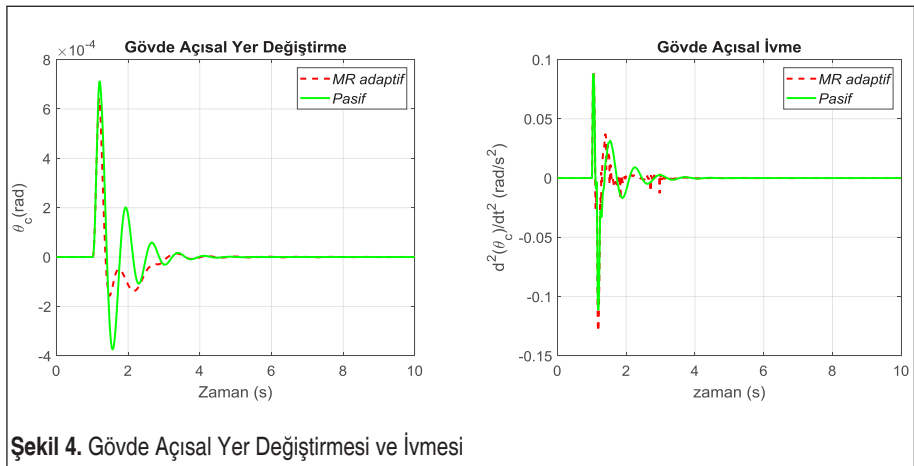


**Tablo 3.** Performans İndeksleri – Kısım 1

Performans İndeksleri				
Gövde Düşey Deplasman ( $z_c$ )				
	ISE	IAE	ITSE	ITAE
Pasif	2e-5	4.2e-3	2.4e-5	6.5e-3
MR adaptif	1.4e-5	2.3e-3	1.5e-5	3e-3
Pasif, MR adaptif	%30	%45.2	%37.5	%53.8
Gövde Düşey İvme ( $d^2z_c/dt^2$ )				
	ISE	IAE	ITSE	ITAE
Pasif	8.1e-2	2.9e-1	1.1e-1	4.6e-1
MR adaptif	5.3e-2	1.9e-1	6.4e-2	2.8e-1
Pasif, MR adaptif	%34.6	%34.5	%41.8	%39.1

nın performans ölçütleri incelendiği zaman ISE ve ITSE cevaplarında %43 oranında etkili iyileştirmeler gerçekleştirildiği görülmektedir. Bu durum, tasarlanan kontrolcü yapısının taşıt gövde açılma yer değiştirmesinde yüksek bir etkinliğe sahip olduğunu göstermektedir. Gövde açılma ivme cevapları incelendiği zaman tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sistemiyle birlikte IAE ve ITAE cevaplarında  $\approx$  %19-31 oranında bir iyileştirme meydana geldiği görülmektedir.

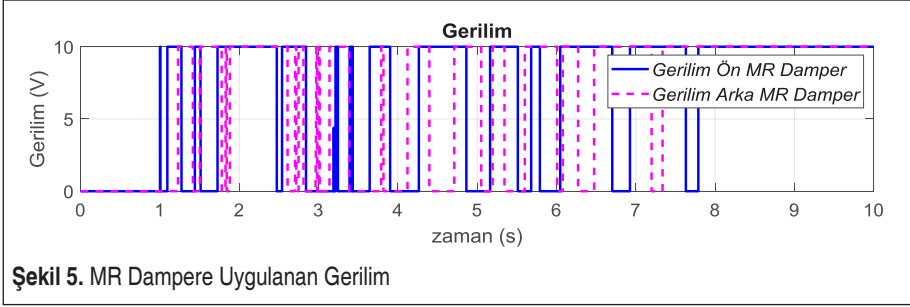
Şekil 5'te tek bir MR dampere kontrolör tarafından gönderilen gerilim miktarı görülmektedir. Demiryolu taşıtının yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımında MR damperler bir set olarak tasarlanmıştır. Ön boji ile gövde arasına ve arka boji ile gövde arasına yerleştirilen ön ve arka MR damper setlerinde 4'er adet MR damper paralel olarak kullanılmıştır. Şekil 5 incelendiği zaman ön MR damper ile arka MR damper



**Şekil 4.** Gövde Açılma Yer Değiştirmesi ve İvmesi

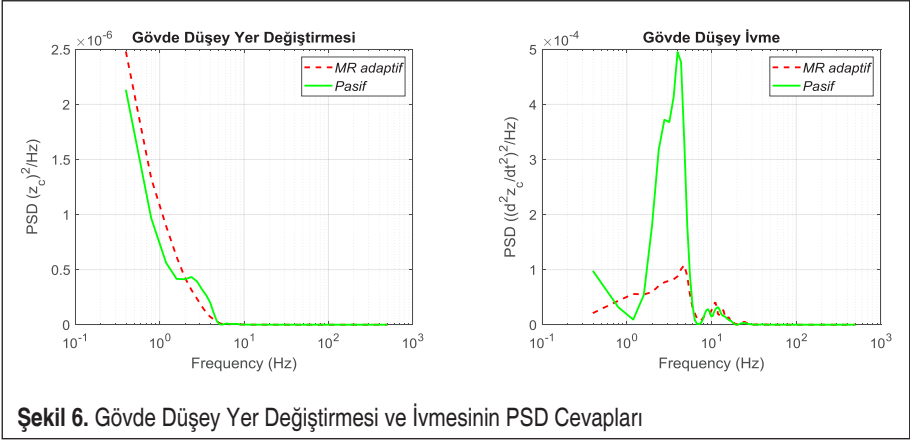
**Tablo 4.** Performans İndeksleri – Kısım 2

Performans İndeksleri				
Gövde Açısal Değişimi ( $\theta_c$ )				
	ISE	IAE	ITSE	ITAE
Pasif	1.2e-7	3.4e-4	1.6e-7	5.6e-4
MR adaptif	6.8e-8	2.6e-4	9.1e-8	4.6e-4
Pasif, MR adaptif	%43.3	%23.5	%43.1	%17.9
Gövde Açısal İvme ( $d^2\theta_c/dt^2$ )				
	ISE	IAE	ITSE	ITAE
Pasif	1.4e-3	3.1e-2	1.7e-3	4.9e-2
MR adaptif	1.5e-3	2.5e-2	1.7e-3	3.4e-2
Pasif, MR adaptif	-%7.1	%19.3	%0	%30.6

**Şekil 5.** MR Dampere Uygulanan Gerilim

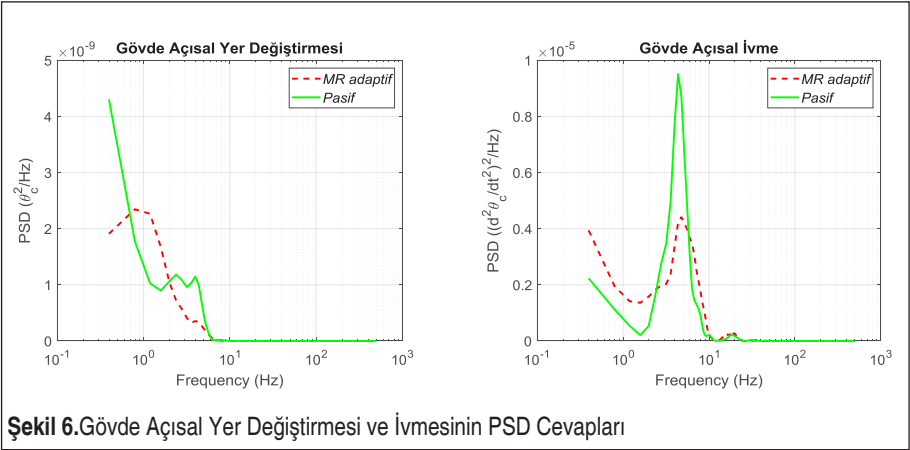
gerilim değerlerinin aynı anda başlamadığı görülmektedir. Bu durumun nedeni demiryolu taşıtının dinamik modelinde (Şekil 1) görülebileceği gibi bozucu girişi sisteme aynı anda etki etmemektedir. Demiryolu aracı tekerlekleri arasında var olan mesafeden kaynaklı olarak tekerlekler etki eden bozucular arasında bir gecikme meydana gelmektedir. Bu gecikme miktarı Tablo 1’de verilen tekerlekler arası mesafe miktarından ve tren hızından hesaplanmış ve simülasyonlarda dikkate alınmıştır. Bozucu ilk başta ön MR damper setini etkilediğinden kaynaklı olarak kontrolör etkinliği ilk başta ön MR damper setinde görülmektedir.

Şekil 6 incelendiğinde gövde düşey yer değiştirmesi ve düşey hareket ivme zaman cevaplarının güç spektral yoğunluğu (PSD) üzerinden frekans alanındaki cevapları görülmektedir. Gövde düşey yer değiştirmesinde, tasarlanan kontrolcüyle birlikte 2 Hz’in altındaki frekans bölgesinde yarı-aktif süspansiyon sistemi cevabı pasif sistem cevabının üzerinde bir genliğe sahip olmaktadır. Yolcu konfor açısından önemli olan düşey ivme cevabında, yarı-aktif süspansiyon sisteminin yüksek bir etkinliğe sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 6. Gövde Düşey Yer Değiştirmesi ve İvmesinin PSD Cevapları

Gövde açılmalık yer değiştirmesi ve açılmalık ivme zaman cevaplarının frekans alanındaki cevapları Şekil 7’de görülmektedir. MR-damper tasarımı gövde açılmalık yer değiştirmesi ve açılmalık ivme cevaplarının tepe noktalarında etkin bir azalmaya sebep olmaktadır. Tasarlanan kontrol yapısının etkinliği incelendiğinde yol sürüş konforunu etkileyen taşıt gövde düşey yer değiştirme, açılmalık yer değiştirme ve bu geliştirilmiş koordinatların ivmelerinde etkin bir düşüşe sebep olduğu bulunmuştur.



Şekil 6. Gövde Açılmalık Yer Değiştirmesi ve İvmesinin PSD Cevapları

## 5. SONUÇ

Demiryolu araçlarında ikincil süspansiyon sistemleri, araç gövdesine ray hattı üzerindeki dengelenen etkilerin mümkün olduğunca sönümlenmesi ve yolcuların konfor beklentilerinin sağlanması amacıyla optimize edilerek tasarlanırlar. Her ne kadar süspansiyon parametreleri araç dinamiğine dair kararlılık ve yolcu konforu arasında bir yerde





optimize edilse de kimi zaman istenilen konfor elde edilemeyebilir. Teknolojinin gelişmesiyle günümüz şartlarında artan konfor beklentileri süspansiyon sistemlerinin pasif kullanımını yetersiz kılmakta ve yarı-aktif ya da aktif süspansiyon sistemi tasarımlarını ön plana çıkarmaktadır. Diğer taraftan, son yıllarda benzer amaçla MR damperlerin karayolu taşıtlarında kullanımının araştırılması artarak devam etmektedir. Yapılan gerek teorik, gerekse deneysel çalışmaların ardından gerçek taşıtlar üzerinde uygulamalar ve bunların ticarileştirilmesi söz konusu olmuştur. Aynı zamanda, günümüzde demiryollarının kullanımı ve demiryolu araçlarının hızları giderek artmaktadır. Karayolu taşıtları için geliştirilen MR damper uygulamalarının demiryolu taşıtlarındaki performansı da merak edilen bir konu olmuştur.

MR damperlere ait performans araştırmaları beraberinde dampere ait dinamik parametrelerin tespit edilmesi gibi bazı problemleri de beraberinde getirmektedir. Bu parametrelerin tespit edilmesi için özel deneylerin yapılması gerekmekte olup kimi zaman bu mümkün olamamaktadır. Bunun yanında, demiryolu aracına ait kütle de yolcu taşınması nedeniyle değişkenlik göstermektedir. Aynı zamanda demiryolu taşıtının atalet eğeri de değişmektedir. Problemin gerçekçi ele alınabilmesi için gerek MR damper parametrelerinin gerekse demiryolu taşıt kütleli parametrelerinin belirsiz kabul edilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, dışarıdan yüksek enerji gereksinimi duyan aktif eyleyicili sistemler yerine ikincil süspansiyonlara paralel yerleştirilen MR damperlerin sönüm özelliğinin uygulanan düşük gerilimler vasıtasıyla değiştirilmesi prensibi ile çalışan yarı aktif sistemler tercih edilmiştir. Neredeyse dışarıdan ek bir enerjiye ihtiyaç duymayan bu sistemlerin titreşim bastırım problemlerindeki etkinlikleri, parametrik belirsizliklerin modele dahil edildiğ i ve Lyapunov kararlılığının da garanti edildiğ i doğrusal olmayan uyarlamalı kontrolör ile gösterilmiştir.

İncelemede, ray hatlarında, ray hat birleşiminde kullanılan kaynak metodu nedeniyle meydana gelebilecek basamak bozucu girişı EN13848 standartlarına uygun bir genlikle sisteme etki ettirilmiştir. Tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sisteminin taşıt gövdesi düşey yer değiştirmesinin maksimum aşma değ erinde %37'lik bir azalmayla %15'e düşürdüğü gösterilmiştir. Konfor açısından önemli bir parametre olan gövde düşey ivme cevabı, performans indeksleri üzerinden incelendiğ inde  $\approx$  %35-42 arasında bir iyileştirme meydana geldiğ i ortaya konulmuştur. Böylece, tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımıyla gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevaplarında etkili bir azalmanın meydana getirildiğ i gösterilmektedir. Bu durum literatürde yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımları gerçekleştirilen çalışmalarda bulunan cevaplara benzerlik göstermektedir [12, 13, 14, 16]. Ayrıca, bu çalışmada farklı bir model olarak düşey modellenmiş yarı yüksek hızlı demiryolu taşıt modeli kullanılmıştır. Literatürde kullanılan uyarlamalı MR damper çalışmalarından farklı olarak hata dinamiğ i

fonksiyonu geliştirilmiş ve hatanın integrali de hata fonksiyonu içerisine entegre edilmiştir. Bu sayede daha geniş kapsamlı bir hata fonksiyonu ile kontrol sağlanmıştır. Ayrıca tasarımı gerçekleştirilen uyarlamalı kontrol yapısı, literatürde yer alan süspan-siyon sistemleri tasarımlarında [6, 7, 8, 10, 15] sistemlerin parametre belirsizlikleri ile birlikte ele alınabilmesine olanak sağlamaktadır. Böylece daha gerçekçi simülasyon-lar ile kararlılığın garanti edileceği tasarımlar meydana getirilebilmektedir.

## KAYNAKÇA

1. **Iwnicki, S.** 2006. “Handbook of railway vehicle dynamics”, e-Book ISBN: 9780429129803, CRC Press, Boca Raton.
2. **Metin, M., Guclu, R.** 2014. “Rail vehicle vibrations control using parameters adaptive PID controller”, *Mathematical Problems in Engineering*, online print.
3. **Guclu, R., Metin, M.** 2009. “Fuzzy Logic Control of Vibrations of a Light Rail Transport Vehicle in Use in Istanbul Traffic”, *Journal of Vibration and Control*, vol.15, pp.1423-1440
4. **Metin, M., Guclu, R.** 2011. “Vibrations control of light rail transportation vehicle via PID type fuzzy controller using parameters adaptive method”, *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*, vol.19, pp.807-816
5. **Metin, M., Guclu, R.** 2011. “Active vibration control with comparative algorithms of half rail vehicle model under various track irregularities”, *Journal of Vibration and Control*, pp.1525-1539
6. **Shin, Y. J., You, W. H., Hur, H. M., Park, J. H.** 2014. “ $H_\infty$  control of railway vehicle suspension with MR damper using scaled roller rig”, *Smart materials and structures*, 23(9), 095023.
7. **Nagarkar, M. P., Vikhe, G. J., Borole, K. R., Nandedkar, V. M.** 2011. “Active control of quarter-car suspension system using linear quadratic regulator,” *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 3(1), 364-372.
8. **Rizvi, S. M. H., Abid, M., Khan, A. Q., Satti, S. G., Latif, J.** 2018. “ $H_\infty$  control of 8 degrees of freedom vehicle active suspension system”, *Journal of King Saud University-Engineering Sciences*, 30(2), 161-169.
9. **Zhou, C., Liu, X., Chen, W., Xu, F., Cao, B.** 2018. “Optimal sliding mode control for an active suspension system based on a genetic algorithm”, *Algorithms*, 11(12), 205.
10. **Çay, M.** 2016. “Sürücü ve sürücü koltuğu ile birlikte modellenmiş bir çeyrek taşıt modeli için  $H_\infty$  kontrolcü tasarımı”, *Mühendis ve Makina*, 57 (676), 41-48
11. **Güçlü, R., Sancak, Ö.F.** 2019. “Savaş uçağı koltuğunun durum geri beslemeli  $H_\infty$  yarı aktif kontrolü”, *Mühendis ve Makina* 60.694 : 32-49.



12. **Paksoy, M., Metin, M.** 2019. “Nonlinear semi-active adaptive vibration control of a half vehicle model under unmeasured road input”, *Journal of Vibration and Control*, vol.25, pp.2453-2472.
13. **Kararsız, G., Paksoy, M., Metin, M., Basturk, H.I.** 2020. “An adaptive control approach for semi-active suspension systems under unknown road disturbance input using hardware-in-the-loop simulation”, *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, no.1.
14. **Paksoy, M., Metin, M.** 2020. “Nonlinear adaptive semiactive control of a half-vehicle model via hardware in the loop simulation”, *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*, vol.28, pp.1612-1630
15. **Yao, G. Z., Yap, F. F., Chen, G., Li, W., Yeo, S. H.** 2002. “MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system,” *Mechatronics* 12(7), 963-973.
16. **Yildiz, A. S., Sivrioglu, S., Zergeroglu, E., Cetin S.** 2013. “Adaptive control of semiactive quarter car model with MR damper”, 2013 9th Asian Control Conference (ASCC), Istanbul pp. 1-6, doi: 10.1109/ASCC.2013.6606324
17. **Gani, A., Kılıç, E., Keçecioglu, Ö., Açıkgöz, H., Şekkeli, M.** 2016. “Endüstriyel uygulamalarda kullanılan karışım tankının seviye ve sıcaklık denetimi için pıd ve bulanık mantık denetleyici tasarımı”, *Mühendis ve Makina*, 57 (675), 41-48.
18. **J. Han, S. Yu, S. Yi,** 2017. “Advanced thermal management of automotive fuel cells using a model reference adaptive control algorithm”, *International journal of hydrogen energy*, pp.4328-4341.
19. **Bulduk, N., Metin, M., Özbilgi, C.** 2019. “A low-cost vertical active secondary suspension system of the railway vehicle for ride comfort based on LQG control method”, *International Conference on Applied Analysis and Mathematical Modeling*, 10-13 March 2019, Istanbul.
20. **Lei, X.** 2017. “High speed railway track dynamics”, Science Press, Beijing/Springer Nature Singapore Pte. Ltd., Singapore.
21. **Sakai, C., Ohmori, H., and Sano, A.** 2003. “Modeling of MR damper with hysteresis for adaptive vibration control”, In 42nd IEEE International Conference on Decision and Control, 9-12 Dec. 2003, Maui, HI, USA.
22. **T. Karis,** 2009. “Track Irregularities for High-Speed Trains : Evaluation of their correlation with vehicle response”, *Dissertation, KTH Engineering Science, Stockholm.*



# Shortening the Braking Distance of a Passenger Car through Coordinated Control of Brakes and Active Suspension

Kerem Bayar<sup>1</sup>

## ABSTRACT

Coordinated control of active suspension and brakes, is a hot research topic in academic and industrial literature. This work focuses on this area of vehicle dynamics, and proposes two methods of integrated control. Both control methods, apply the control allocation technique. In the first method which considers a vehicle equipped with a linear motor at the rear suspension, the desired control action, regarding braking, and ride comfort, is allocated to tire slips, and rear linear motor force. In the second method, a vehicle equipped with linear motors, at both front, and rear suspensions, is considered. This time the control objective is staying at the peak point of the tire force versus tire slip curve, and mitigating pitch motion as much as possible, through manipulating wheel loads. The simulation results show significant improvement in braking distance, obtained with the proposed controllers, compared to the stock vehicle, equipped with standard ABS.

**Keywords:** Control allocation, brake control, ABS, active suspension, braking distance

## Koordine Fren - Aktif Süspansiyon Kontrolü ile Aracın Frenleme Mesafesinin Kısaltılması

### ÖZ

Aktif süspansiyon – fren entegre kontrolü, akademik ve otomotiv sanayi literatüründe popüler bir araştırma konusudur. Söz konusu araştırma alanına odaklanan bu çalışma, iki entegre kontrol alternatifi önermektedir. Önerilen her iki kontrol yaklaşımı, kontrol bölüştürme yöntemini uygulamaktadır. İlk metot, aracın arka süspansiyonuna yerleştirilecek doğrusal elektrik motorları gözetilerek tasarlanmıştır. Bu metotta, aracın frenleme performansını ve sürüş konforunu geliştirecek olan kontrol sinyalleri, teker kayması, ve arka doğrusal elektrik motor kuvvetlerine bölüştürülmektedir. İkinci metot ise, hem ön, hem de arka süspansiyonlara yerleştirilecek doğrusal elektrik motorları gözetilerek tasarlanmıştır. Bu kez kontrol hedefi, teker kuvveti – teker kayması karakteristik grafiğinin pik noktasında kalmaktır. Aynı zamanda aracın yunuslama hareketi de kısıtlanmaktadır. Çalışmada özetlenen simülasyon çalışmaları ile, önerilen kontrolcülerin -pasif süspansiyonlu konvansiyonel araç ile kıyaslandığında- aracın frenleme mesafesini kısaltacağı gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Kontrol bölüştürme, fren kontrolü, ABS, aktif süspansiyon, frenleme mesafesi

Geliş/Received : 05.01.2021

Kabul/Accepted : 19.03.2021

<sup>1</sup> Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara  
kbayar@metu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2051-8347

## 1. INTRODUCTION

The number of studies focusing on active suspension control development [1], and its coordination with other control features such as vehicle stability control VSC and ABS, is increasing in academic and industrial literature. The reader is referred to [2] for a broad range of applications, along with general methods of integrated longitudinal, lateral, and vertical motion control. In [3], and [4] coordinated control of active and semi-active suspension with electronic stability control, is studied, respectively. Since this study focuses on active suspension control during straight line braking, coordinated control of active suspension and stability control is excluded from the brief literature survey given below.

In [5], control allocation method (for a fundamental comparison of different optimization methods for control allocation, the reader is referred to [6]) is applied for controlling the brakes of a vehicle equipped with semi-active suspensions. The controller is designed, such that the sprung mass acceleration, and the pitch motion of the chassis is regulated, provided the braking performance of the vehicle is not degraded.

In [7], a backstepping controller is designed, with objectives of regulating tire slip, and suppressing sprung mass acceleration. The simulation results showed the effectiveness of the developed controller, in terms of reducing the braking distance, and improving ride comfort.

In [8] it was shown through simulation results, that the braking performance of an automobile can be improved, through active suspension control. This is achieved, by controlling the brakes and active suspensions through optimization that ends up with two sprung mass motions: First one is lowering the center of gravity of the vehicle at the beginning of the braking maneuver, which reduces the load transfer. The second one is lifting the chassis to increase the loads on the wheels, towards the end of the braking maneuver. However, it is stated in this study that, optimization is inappropriate, for real time implementation, and simplified control laws are applied. Neither the optimization, nor the simplified control laws, is explicitly stated in this study.

This work focuses on shortening the braking distance of a passenger car during a hard brake maneuver on a straight line, with the help of active suspension. Two different active suspension configurations are concerned. In the first one, active suspension is only at the rear side of the vehicle. In the second one, active suspension is implemented to both front and rear sides of the vehicle. For each configuration, the applied control strategy is different. However, the two control methods have a common feature, which is the control allocation technique. This technique is applied more frequently in vehicle dynamics control literature, recently [9].

With this background, the expected contribution of this research to literature is, stating the effectiveness of the control allocation method in reducing the braking distan-

ce, through controlling active suspension and brakes, in a coordinated way, with the proposed controllers. Considering a limited number of academic publications made in the area of integrated chassis control, and the presented level of depth considering the control methods provided therein ([2] is an example), this study, stating the details of the proposed controllers explicitly, is considered to possess sufficient technical contribution to academic literature. Braking distance improvement is clearly illustrated, through simulation results. Furthermore, the second proposed control algorithm named as coordinated control in this text, treats the ABS as a black box, and manipulates the active suspension motor forces. In this sense, it is easily applicable to any production vehicle, possessing this type of active suspension system, at both front and rear sides of the vehicle.

The organization of this work is arranged as follows: In the next Section, the vehicle model used for applying the developed controllers through simulations is introduced. In Section 3, the controller development is explained in detail. In Section 4, simulation results are outlined, and in the last section, conclusions are drawn, based on the simulation results.

## 2. HALF CAR MODEL USED FOR CONTROL DEVELOPEMENT PURPOSE

The vehicle model used is the standard half car model, used for suspension control development purposes. It is shown in Figure 1. In the figure,  $k_{sf}$  and  $k_{sr}$ , represent the front and rear suspension stiffness values,  $c_f$  represents the front damping coefficient,  $k_t$  is the tire stiffness and the rear damper is replaced by the linear motor, represented by  $F_r$ , capable of providing a maximum force of 2150 N at 230 V AC [10], per suspen-

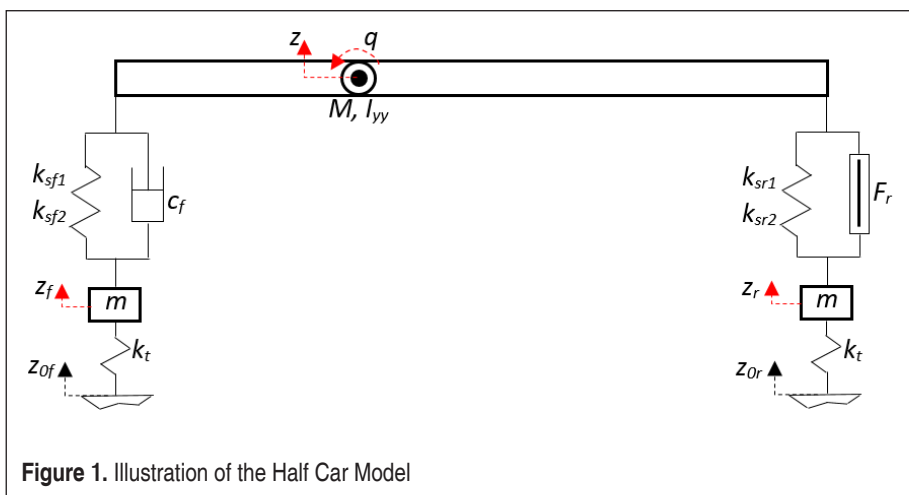
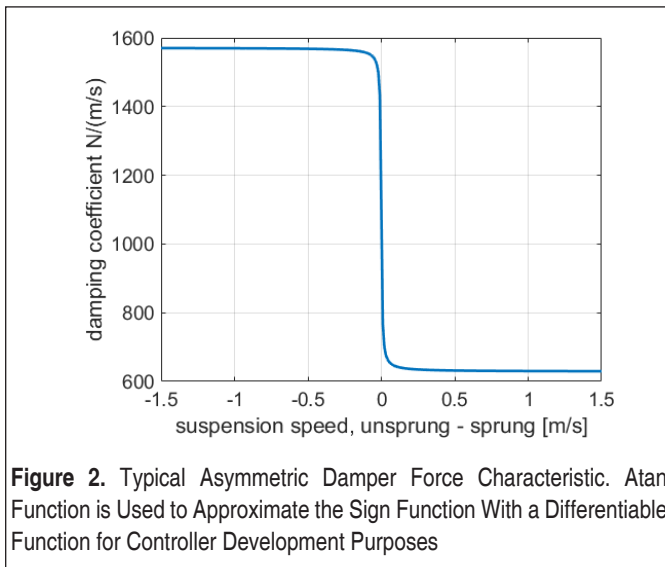


Figure 1. Illustration of the Half Car Model

sion (The  $F_r$  in Figure 1 represents the total actuator force for the rear suspensions).  $z_o$  is the road profile,  $z_f$  and  $z_r$  are the front and rear unsprung mass displacements,  $z$  is the sprung mass displacement, and  $q$  is the pitch speed. The rear damping coefficient,  $c_r$  is taken to be a low value very close to zero since there is no damper at the rear suspension; it is replaced by the linear motor.

The front damper coefficient,  $c_f$ , on the other hand, is not a constant value. It changes during jounce and rebound phases of the damper [11]. Therefore, it is modeled using an arctan function for representing this asymmetry, using the following expression, along with the proceeding figure representing this characteristic behavior.

$$c_f = 300 \arctan(-200 \cdot \text{susp\_speed}) + 1100 \tag{1}$$



The spring stiffness values have two components, a linear component and a non-linear component. This non-linear model is used in literature, to represent tire force more accurately [12]. This holds, especially for very high values of suspension deflection, which becomes possible considering that the damper of the suspension is replaced with the linear motor:

$$F_s = k_{s1} \cdot z_s + k_{s2} z_s^3 \tag{2}$$

where  $z_s$  is the suspension deflection,  $k_{s1}$  and  $k_{s2}$  represent the linear, and the non-linear portions of the spring stiffness, and  $F_s$  represents the suspension force. With the non-linear suspension model, the equations of motion for the vertical and pitching motion

of the sprung mass, and each front and rear unsprung mass can be represented as:

$$2k_{sf1}(z_f + a] qdt - \int V_z dt + d_{fo}) + 2k_{sf2}(z_f + a] qdt - \int V_z dt + d_{fo})^3 + 2(300a \tan(-200(\dot{z}_f + aq - V_z)) + 1100)(\dot{z}_f + aq - V_z) + 2k_{sr1}(z_r - b] qdt - \int V_z dt + d_{ro}) \quad (3)$$

$$+ 2k_{sr2}(z_r - b] qdt - \int V_z dt + d_{ro})^3 + 2c_r(\dot{z}_r - bq - V_z) + F_r - M_s g = M_s(\dot{V}_z - V_x \dot{q}) - a \left( \begin{aligned} &2k_{sf1}(z_f + a] qdt - \int V_z dt + d_{fo}) + 2k_{sf2}(z_f + a] qdt - \int V_z dt + d_{fo})^3 \\ &+ 2(300a \tan(-200(\dot{z}_f + aq - V_z)) + 1100)(\dot{z}_f + aq - V_z) \end{aligned} \right) \quad (4)$$

$$+ b \left( \begin{aligned} &2k_{sr1}(z_r - b] qdt - \int V_z dt + d_{ro}) \\ &+ 2k_{sr2}(z_r - b] qdt - \int V_z dt + d_{ro})^3 + 2c_r(\dot{z}_r - bq - V_z) \end{aligned} \right) + bF_r - h\Sigma F_x = I_{yy} \dot{q}$$

$$k_t(z_{of} - z_f + d_{tof}) - k_{sf1}(z_f + a] qdt - \int V_z dt + d_{fo}) - k_{sf2}(z_f + a] qdt - \int V_z dt + d_{fo})^3 - (300a \tan(-200(\dot{z}_f + aq - V_z)) + 1100)(\dot{z}_f + aq - V_z) - mg = m\ddot{z}_f \quad (5)$$

$$k_t(z_{or} - z_r + d_{tor}) - k_{sr1}(z_r - b] qdt - \int V_z dt + d_{ro}) - k_{sr2}(z_r - b] qdt - \int V_z dt + d_{ro})^3 - c_r(\dot{z}_r - bq - V_z) - mg - \frac{F_r}{2} = m\ddot{z}_r \quad (6)$$

where  $V_x$  is the longitudinal speed of the car, and  $d_{tof}$ ,  $d_{tor}$ ,  $d_{fo}$  and  $d_{ro}$  represent static

**Table 1.** Half Car Vehicle Model Parameters

	Simulator parameters
Vehicle mass [kg]	1600
Unsprung mass [kg]	46
Wheelbase [m]	2.7
Distance from cg to front axle [m]	1.2
Distance from cg to rear axle [m]	1.5
Height of center of gravity [m]	0.45
Vehicle pitch moment of inertia [kg.m <sup>2</sup> ]	2000
Front suspension spring stiffness, linear portion [N/m]	15000
Front suspension spring stiffness, non-linear portion [N/m <sup>3</sup> ]	6000
Rear suspension spring stiffness, linear portion [N/m]	20000
Rear suspension spring stiffness, non-linear portion [N/m <sup>3</sup> ]	8000
Front suspension average damping coefficient [N.s/m]	1100
Spring stiffness of tire [N/m]	180000
Maximum linear motor force per corner [N]	2150





tire and suspension deflections.  $m$  represents the unsprung mass, and  $M_s$  represents the sprung mass.  $\Sigma F_x$  is the total tire longitudinal forces, and  $h$  is the distance between ground, and the pitch center height. The data set used for the half car model is provided in Table 1, below. The vehicle parameters provided in Chapter 4 of [2], and Fiat Egea [13] vehicle parameters were utilized, to make engineering guesses, about certain parameter values.

### 3. INTEGRATED / COORDINATED CONTROL OF BRAKES AND ACTIVE SUSPENSION

Wheel dynamics, and tire slip can be expressed as follows:

$$\dot{\omega} = \frac{T_{hs} - T_B - rF_x}{I_\omega} \quad (7)$$

$$r\omega - V = Vs + \sigma\dot{s} \quad (8)$$

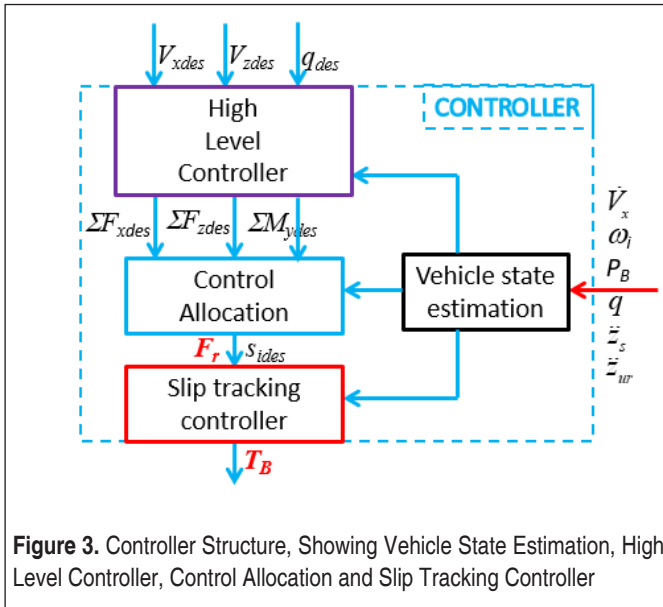
where  $T_{hs}$  is the half shaft torque,  $T_B$  is the brake torque,  $r$  is tire rolling radius,  $F_x$  is tire longitudinal force,  $I_\omega$  is wheel rotational inertia,  $\omega$  is angular speed of the wheel,  $V$  is velocity across wheel plane,  $\sigma$  is the tire relaxation length, and  $s$  is tire slip. Ignoring tire relaxation length and combining these two equations yields tire slip dynamics:

$$\dot{s} = -\frac{r^2 F_x}{I_w V} - \frac{\dot{V}}{V} s - \frac{\dot{V}}{V} + \frac{r}{I_w V} T \quad (9)$$

where  $T$  is the net torque acting on the wheel. Since the tire force  $F_x$  is a function of wheel load and tire slip itself, and with the knowledge that wheel load is a function of the active suspension actuator force directly, it can be easily concluded that for a vehicle equipped with an active suspension, tire slip control would be achieved with a higher accuracy, compared to a conventional vehicle. The reason of this is the fact that the number of actuators that can contribute to tire slip regulation, increases, compared to the passive suspension vehicle, from a control standpoint. The question becomes how to distribute the control action to brake torque and linear motor. For this purpose, control allocation method is applied. The two different methods, used for this purpose, is explained in the next section.

#### 3.1 Integrated Control of Tire Slip & Active Suspension

Figure 3 shows every section of the proposed integrated controller. The controller is composed of three main sections: 1. Generating the desired longitudinal force, vertical force and pitch moment according to the control objectives. This part is shown with the purple box in Figure 3. 2. Allocating this virtual control input onto desired



**Figure 3.** Controller Structure, Showing Vehicle State Estimation, High Level Controller, Control Allocation and Slip Tracking Controller

tire slip and rear motor force. This part is shown with a blue box. 3. Tracking the desired slip values with a slip tracking controller, shown with the red box. Each section of the controller is explained next, after mentioning the state estimation very briefly.

Vehicle state estimation, receives signals from the sensors, and estimates the states. Tire slip and vehicle speed estimation are carried out, using traditional method of Kalman filter [14]. Tire longitudinal forces are estimated using brake pressure information [15]. For estimating tire deflection, suspension deflection, unsprung and sprung mass speeds, pitch speed and sprung mass speed, an extended Kalman filter is developed. The equations of the Kalman filter are provided in Appendix A.

The desired vertical speed, and pitch rate,  $V_{zdes}$  and  $q_{des}$  are 0. The desired longitudinal speed, on the other hand is a ramp function going down from the initial vehicle speed at the onset of the hard brake maneuver, to 0, rapidly. This is the interpretation of the driver's brake pedal input.

For transforming the desired speeds into desired total force and moment in the high level controller, net longitudinal and vertical force, and pitch moment equations are used. The last two are already expressed by Equation 3 & Equation 4.

Equation of motion in longitudinal direction (straight line motion is considered, i.e. no yaw and roll) is given by:

$$\Sigma F_x - 0.047C_D A_f V_x^2 = M \dot{V}_x \tag{10}$$



where  $M$  is total vehicle mass,  $C_d$  and  $A_f$  are the aerodynamic drag coefficient, and vehicle frontal area.  $\Sigma F_x = F_{xf} + F_{xr}$ , is the summation of front and rear tire longitudinal forces. Tire forces on the other hand, are expressed as a function of tire slip and normal load, with the commonly used Pacejka tire model [16].

High level controller transforms these desired speeds, to desired total force and moment, through proportional control, and some of the estimated states, by utilizing the following equations:

$$\begin{aligned}\Sigma F_{xdes} &= M \cdot K_{pvx} (V_{xdes} - V_x) + M \dot{V}_{xdes} + 0.047 C_d A_f V_x^2 \\ \Sigma F_{zdes} &= -\Sigma \hat{F}_s + M_s g - M_s V_x q - M_s K_{pvz} V_z \\ \Sigma M_{ydes} &= -I_{yy} K_{pq} q - b \Sigma \hat{F}_{sr} + a \Sigma \hat{F}_{sf}\end{aligned}\quad (11)$$

where  $M_s$  is sprung mass,  $I_{yy}$  is vehicle pitch inertia,  $a$  and  $b$  are distances from center of gravity to front and rear axles, respectively.  $\hat{F}_{sf}$  and  $\hat{F}_{sr}$  denote the front and rear estimated suspension forces.  $K_{pvx}$ ,  $K_{pvz}$  and  $K_{pq}$  are the proportional controller gains for controlling each three speed.

Next step is allocating the virtual control input,  $[\Sigma F_{xdes} \ \Sigma F_{zdes} \ \Sigma M_{ydes}]^T$  onto front and rear desired slip, and the rear linear motor force. For this, the relationship between the virtual control input and control allocation variables need be derived, and this is done through the control effectiveness matrix:

$$B = \begin{bmatrix} \frac{\partial \Sigma F_x}{\partial s_f} & \frac{\partial \Sigma F_x}{\partial s_r} & \frac{\partial \Sigma F_x}{F_r} \\ \frac{\partial \Sigma F_z}{\partial s_f} & \frac{\partial \Sigma F_z}{\partial s_r} & \frac{\partial \Sigma F_z}{F_r} \\ \frac{\partial \Sigma M_y}{\partial s_f} & \frac{\partial \Sigma M_y}{\partial s_r} & \frac{\partial \Sigma M_y}{F_r} \end{bmatrix}\quad (12)$$

Derivation of the elements of the control effectiveness matrix is given in Appendix B.

With the derivation of the control effectiveness matrix, the control allocation problem turns into a quadratic optimization problem, with the following cost function:

$$J = \arg \min_u = \frac{1}{2} (Bu - v)^T W_v (Bu - v) + \frac{1}{2} u^T W_u u\quad (13)$$

where  $u$  is the vector of allocation variables,  $W_v$  and  $W_u$  are the weighting matrices for allocation accuracy, and control energy, subject to the inequality constraints:

$$u = \begin{bmatrix} -s_f \\ -s_r \\ |F_r| \end{bmatrix} < \begin{bmatrix} 0.1 \\ 0.1 \\ 2150 \text{ N} \end{bmatrix}\quad (14)$$

In other words, the brake slip values should not exceed 10%, and the motor force should be kept below its maximum limit. The allocation accuracy is specified with respect to the weighting matrix,  $W_v$  as:

$$W_v = \begin{bmatrix} w_{v1} & 0 & 0 \\ 0 & w_{v2} & 0 \\ 0 & 0 & w_{v3} \end{bmatrix} \quad (15)$$

where  $w_{v1} > w_{v3} > w_{v2}$  since tracking the desired vehicle speed, is more important than ride comfort during a hard brake maneuver. Controlling pitching motion, is important though, considering its direct effect on tire longitudinal forces. That is why  $w_{v3}$ , the pitch speed weighting is picked higher than  $w_{v2}$ , sprung mass acceleration weighting. The values of the weightings, are specified with a simple trial error process.

The control energy, on the other hand, is specified with respect to the following weighting matrix:

$$W_u = \begin{bmatrix} w_s & 0 & 0 \\ 0 & w_s & 0 \\ 0 & 0 & w_{Fr} \end{bmatrix} \quad (16)$$

Fixed point algorithm [17] is used to solve this optimization problem in real time, which yields the lowest amount of floating point operations, according to [9]. The software, used to implement this algorithm, which is also used to build the simulator for this study, is Matlab – Simulink. The simple code, applied within an Embedded Matlab function, in Simulink, is provided in Appendix C.

The desired linear motor force is commanded directly to the motor. The desired tire slip values are tracked with the slip tracking sliding mode controller, explained in [18]. It is not given here again, for brevity.

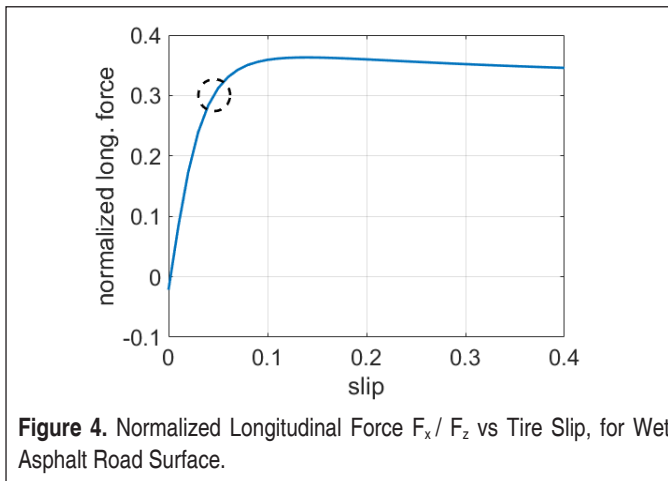
It should be noted at this point, that the novelty of the proposed controller based on control allocation method, does not found on invention of a new control method. Rather, its novelty is based on applying the control allocation approach, for coordinated tire slip and active suspension control. There are not many examples of applying control allocation method, in the area of vehicle dynamics control, considering the literature survey, given in the Introduction section.

Before commenting on the simulation results comparing this control approach, with the stock ABS in the next section, another control approach is given in the next subsection.

### 3.2 Coordinated Control of ABS & Active Suspension

As mentioned in the previous subsection, the control method that distributes the desired longitudinal speed, vertical speed and pitch speed, onto the front and rear tire slip values, and the linear motor force at the rear suspension, requires a high level controller, and a control allocation subsystem. From a hardware standpoint, this would require a powerful supervisory controller, distributing the required control action -rear linear motor force, and brake torques- to the motor and brake control modules (ABS module). From a practical standpoint, it may not be feasible to implement such a supervisory controller, to every production vehicle.

On the other hand, if another control method is developed such that ABS is treated as a black box (meaning its software, is modifiable only at parameter level, it cannot be recoded), whereas active suspension, has the objective of keeping the normalized longitudinal force, at the peak point of the longitudinal force vs tire slip curve, then this would be more applicable to production vehicles. For instance, at a wet road surface, where the adhesion coefficient is around 0.3, the normalized longitudinal force vs tire slip curve looks like Figure 4:



So the aforementioned simple active suspension control algorithm can be summarized as: Transmitting the estimated longitudinal force  $F_{x\_est}$  signal, from the ABS module to the active suspension control module, and setting an objective for the normal wheel load as:

$$F_{z\_des} = \frac{F_{x\_est}}{0,3} \quad (17)$$

In a way, this strategy is similar to the one, of keeping the brake pulsations and normal wheel load in phase, for improving stopping distance, given in [19]:

$$F_z = A \text{sign}(T_b - \bar{T}_b) \quad (18)$$

where  $F_z$  is the normal wheel load,  $T_b$  is the brake torque, and  $\bar{T}_b$  is the mean brake torque on the wheel during braking.

The desired normal load, given by Equation 17 above, would be achieved by the linear motors, implemented to both front, and rear suspensions of the vehicle. Therefore, this time a different suspension configuration is considered. For this purpose, a simple control allocation method is used, again. Once the desired normal load is specified, the desired actuator forces can be set by the following equations:

$$F_{f\_des} = F_{zf\_des} - F_{sf\_est} - mg \quad (19)$$

$$F_{r\_des} = F_{zr\_des} - F_{sr\_est} - mg \quad (20)$$

where  $F_{f\_des}$  and  $F_{r\_des}$  are the desired front and rear linear motor forces,  $F_{sf\_est}$  and  $F_{sr\_est}$  are the estimated front and rear suspension forces. However, trying to achieve these objectives, with no control action on sprung mass acceleration, and pitch angle, does not work. Especially without controlling the pitch angle, the control idea given above fails, and this is the main reason, why control allocation method is selected to distribute the desired normal loads, pitch moment, and vertical force, to the two actuators at the front and rear suspensions.

The control allocation method can be summarized as follows:

The desired actuator forces are already given by Equations 19 & 20. The desired vertical force is given in Equation 11. The desired pitch moment, on the other hand, can be expressed with a small difference, as

$$\Sigma M_{y\_dist} = -K_{pitch} I_{yy} q - b \Sigma \hat{F}_{sr} + a \Sigma \hat{F}_{sf} + h \Sigma F_x \quad (21)$$

where  $\Sigma F_x$  is treated as an estimated variable now received from the ABS module, rather than a controllable variable through brake torques.

In order to allocate the virtual control input, formulated as follows:

$$v = \begin{bmatrix} F_f \\ F_r \\ \Sigma F_{z\_dist} \\ \Sigma M_{y\_dist} \end{bmatrix} \quad (22)$$

and defining the actuator force vector, onto which the virtual control input will be allocated:

$$u = \begin{bmatrix} F_f \\ F_r \end{bmatrix} \tag{23}$$

control effectiveness matrix can be derived as:

$$B = \frac{\partial v}{\partial u} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{f\_des}}{\partial u} \\ \frac{\partial F_{r\_des}}{\partial u} \\ \frac{\Sigma F_{z\_dist}}{\partial u} \\ \frac{\Sigma M_{y\_dist}}{\partial u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 1 & 1 \\ -a & b \end{bmatrix} \tag{24}$$

The optimization problem, can now be stated with the following cost function

$$J = \arg \min_u = \frac{1}{2} (Bu - v)^T W_v (Bu - v) + \frac{1}{2} u^T W_u u \tag{25}$$

subject to

$$|u| \leq 2150N \tag{26}$$

The control allocation problem can be stated as: Given the virtual control input  $v$  find the actuator force vector  $u$  that minimizes the cost function given by Equation 25, satisfying the constraint given by Equation 26. The weighting matrices, for allocation accuracy  $W_v$  and for control energy  $W_u$ , are given as:

$$W_v = \begin{bmatrix} w_{v1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w_{v1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & w_{v2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & w_{v3} \end{bmatrix} \tag{27}$$

where  $w_{v1}$  is picked much higher than  $w_{v2}$  and  $w_{v3}$ , and

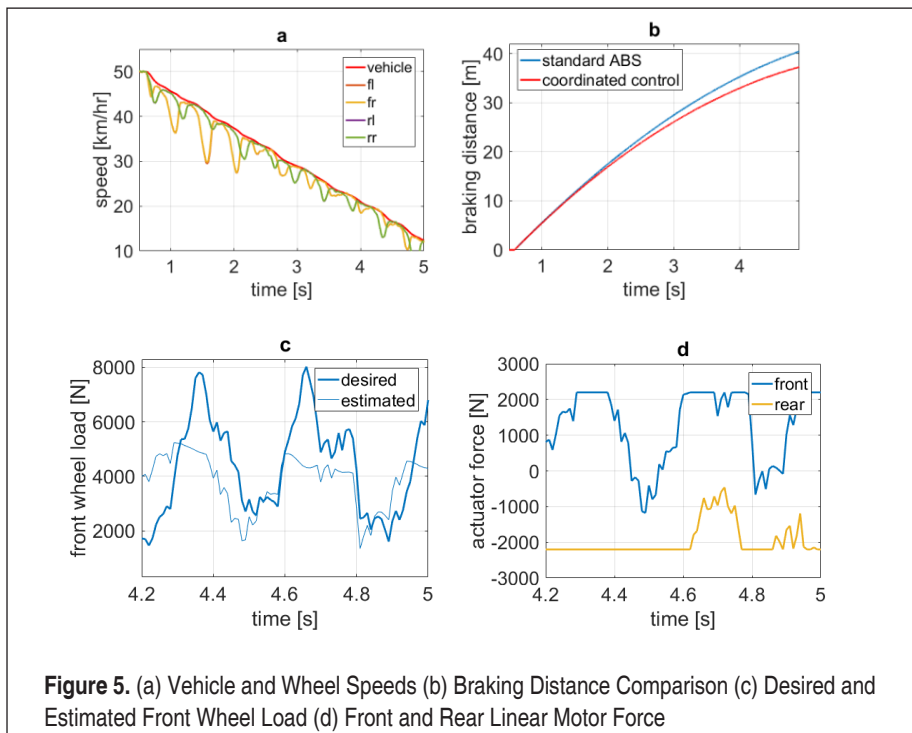
$$W_u = \begin{bmatrix} w_u & 0 \\ 0 & w_u \end{bmatrix} \tag{28}$$

## 4. SIMULATION RESULTS

Figure 5 shows simulation results of applying the coordinated control strategy explained in Section 3.2, for a hard brake maneuver, where the initial vehicle speed is 50 km/hr, and the road is wet asphalt surface, with a mean adhesion coefficient of 0.3. The road profile is B-type, which has a spatial power spectral density of 0.000004 m<sup>3</sup>, with respect to [20].

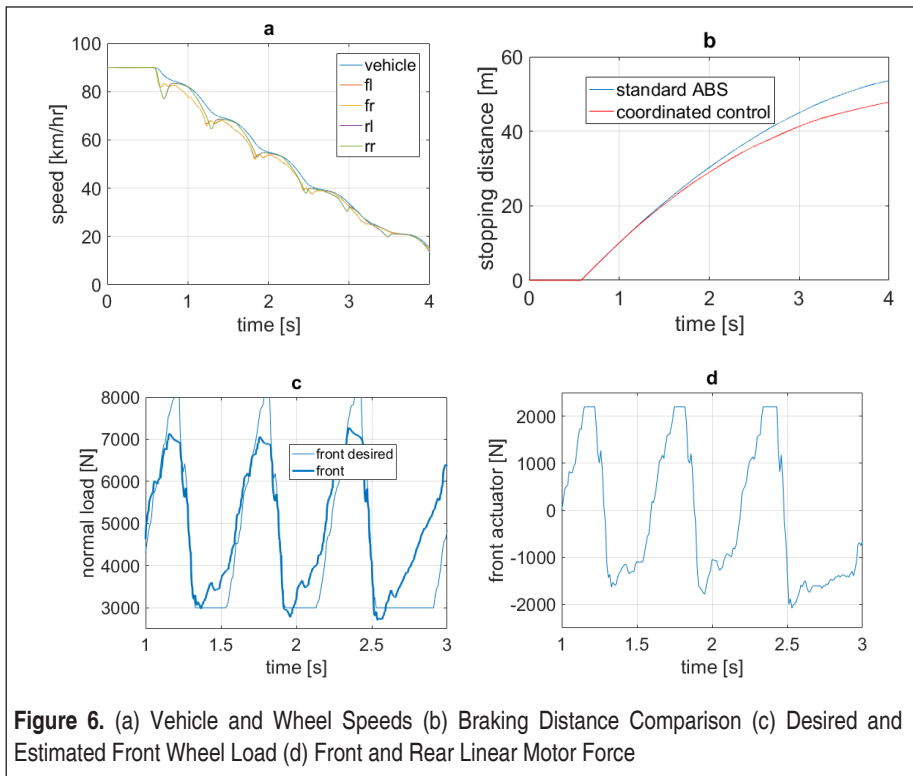
The results for wheel speeds, and vehicle speed, along with the desired and estimated wheel loads, are given. Front and rear motor forces generated during the maneuver, are also given. Lastly, the 50 – 17 km/hr braking distance, is also provided (speed trends lower than that speed range, is not provided since there is no validated tire model possessing the low speed damping feature [16], that would give accurate slip trends below that speed range, used in the simulator). The braking distance result, obtained by the coordinated control strategy, is compared with the one of the standard ABS (a rule based proportional controller based on slip and wheel acceleration), applied to a vehicle, with conventional passive suspension, at both front and rear suspensions.

The comments, with respect to the results of Figure 5, can be summarized as:





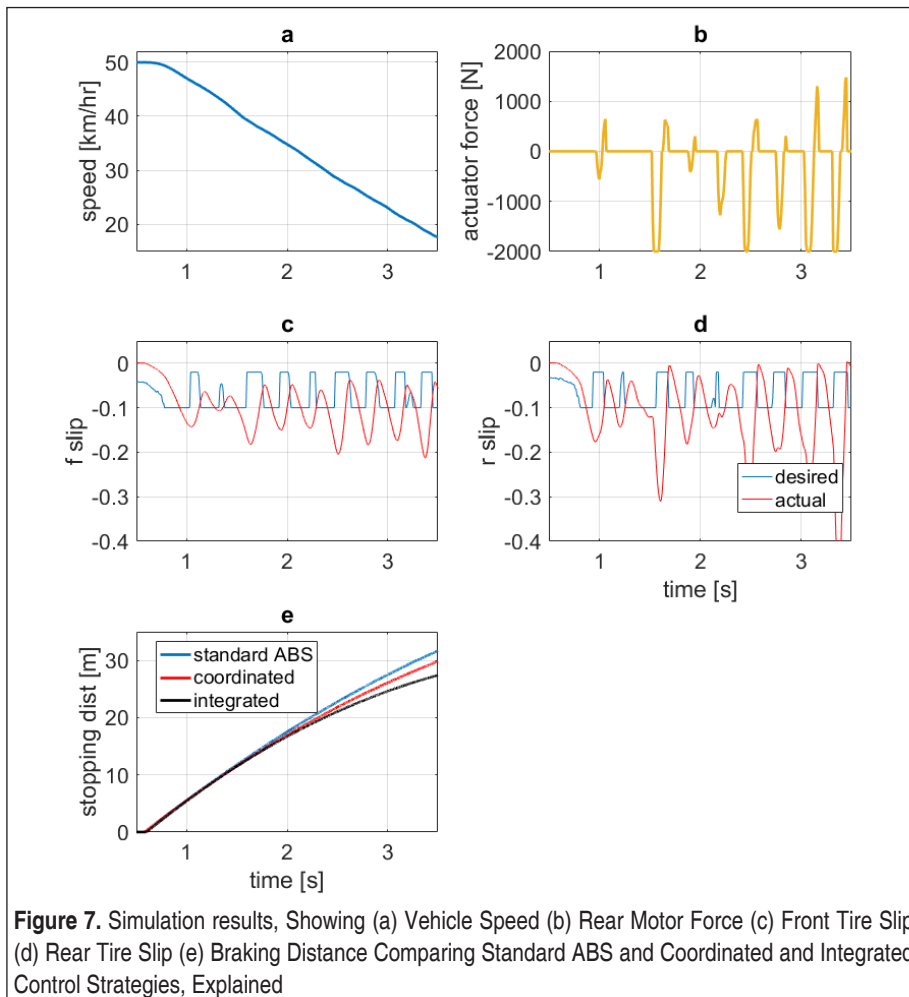
- The 50 – 17 km/hr braking distance, for the passive suspension is 40 m, whereas it is 37 m, for the active suspension vehicle. The braking distance reduction is 7.5%, a significant improvement.
- Wheel loads track the desired values good, up until around 4500 N, observed from Figure 5c. Note that perfect tracking should not be expected, because the objective of the controller, specified by the weighting factors in Equation 27, is not only tracking the desired wheel loads, but also mitigating pitch angle and sprung mass acceleration. Furthermore, the actuator forces are limited, perfect tracking is unrealizable, and actuator saturation, observed in Figure 5d, is expected.
- In the control strategy, the emphasis is given on the pitch angle, rather than sprung mass acceleration by picking  $w_{v3} > w_{v2}$ , because ride comfort, quantified by the sprung mass acceleration, has a minor importance during a hard brake maneuver on a relatively smoother surface like B-type road profile. Mitigating pitch angle on the other hand, is more important, considering its direct effect on braking performance.
- It can be observed from Figure 5d that the front actuators saturate at the maximum limit pushing the sprung mass up, and the rear ones doing just the opposite, pulling the



sprung mass down. This is to avoid pitching of the sprung mass during this braking maneuver. At the same time, they help tracking the desired normal loads. For instance, towards  $t = 4.5$  s and  $t=4.8$  s, desired front wheel load decreases, as observed from Figure 5c, and so does the front actuator force, observed from Figure 5d.

It should be noted at this point, that there is no expectation of front and rear motor forces to be identical, during the maneuver. The controller is applying the control allocation technique, during the maneuver, explained through Equations 19-28, and adjusting the actuator forces, based on the weightings given in Equation 27 and Equation 28.

The simulation results for a similar brake maneuver, this time on asphalt road profile,



**Figure 7.** Simulation results, Showing (a) Vehicle Speed (b) Rear Motor Force (c) Front Tire Slip (d) Rear Tire Slip (e) Braking Distance Comparing Standard ABS and Coordinated and Integrated Control Strategies, Explained

with an initial vehicle speed of 90 km/hr, are given in Figure 6. As shown in Figure 6b, 90 – 20 km/hr braking distance improvement is 11%, from 53 m with the passive suspension, to 47 m with the active one applying control allocation strategy for regulating the wheel loads, and suppressing sprung mass acceleration and pitch rate. It is also shown in Figure 6c & 6d, how the front desired wheel load is tracked, by controlling the front actuator force.

Finally, the simulation results for the first brake maneuver, on the same road profile, with the application of the integrated control strategy this time, explained in Section 3.1. is given in Figure 7. The 50 – 17 km/hr braking distance, is compared with the ones of the standard ABS, and the coordinated control strategy, in Figure 7e. The 0 – 17 km/hr braking distance is, 28 m, with the integrated control. This corresponds to a 24% improvement, compared to the stock vehicle.

Figure 7b shows how the negative rear motor force is applied frequently during maneuver. This is to avoid pitching of the sprung mass during the braking maneuver, although its priority, specified by  $w_{v3}$  in Equation 15 is lower than  $w_{v1}$ , that specifies the accuracy of tracking the desired vehicle speed.

## 5. CONCLUSION

Two methods of controlling active suspension and brakes in a coordinated way, is given in this work. In the first method, named as integrated control, the desired control action for braking, and minimizing vertical speed and pitching of the sprung mass, is allocated to front and rear tire slips, and the rear linear motor. In the second method, named as coordinated control, brake control module is treated as a black box, and a vehicle equipped with linear motors at both front and rear suspensions, is considered. The control objective becomes staying at the peak point of the tire force vs tire slip, through manipulating wheel loads, and controlling vertical and pitch speed of the sprung mass, simultaneously. In both cases, minimizing pitch motion of the sprung mass becomes the secondary objective, due its direct effect on brake forces, through effecting wheel loads.

Simulation results, considering B-type road profile, reveals that the 50-17 km/hr braking distance for a hard brake maneuver, on wet asphalt road surface, is reduced by 7.5% and 24%, with the coordinated and integrated control strategies, respectively, compared to the stock vehicle equipped with standard ABS. For a similar brake maneuver on the same type of road surface, this time with an initial vehicle speed of 90 km/hr, the 90-20 km/hr braking distance improvement is 11%, with the coordinated control. These results show significant improvement in shortening the braking distance, achieved by the proposed controllers.

## REFERENCES

1. **Liu, H, Gao, H and Li, P.** 2014. “Handbook of Vehicle Suspension Control Systems”, published by The Institution of Engineering and Technology, London, United Kingdom. ISBN: 978–1–84919–633–8.
2. **Chen, W., Xiao, H., Wang, Q., Zhao, L. and Zhu, M.** 2016. “Integrated Vehicle Dynamics and Control”, published by John Wiley and Sons. ISBN: 9781118379998.
3. **Tchamna, R., Youn, E. and Youn, I.** 2014. “Combined control effects of brake and active suspension control on the global safety of a full-car non-linear model” *Vehicle System Dynamics*, <https://doi.org/10.1080/00423114.2014.881511>.
4. **Soltani, A., Bagheri, A. and Azadi, S.** 2018. “Integrated vehicle dynamics control using semi-active suspension and active braking system”, *Proceedings of the Institution Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. <https://doi.org/10.1177/1464419317733186>.
5. **Rupp, A.** 2013. “Control Allocation for Over-actuated Road Vehicles”, MS Thesis, TU Graz, Austria.
6. **Bodson, M.** 2002. “Evaluation of Optimization Methods for Control Allocation”, *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*. Vol. 25, No 4. <https://doi.org/10.2514/2.4937>.
7. **Zhang, J., Sun, W., Liu, Z. and Zeng, M.** 2019. “Comfort braking control for brake-by-wire vehicles”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106255>.
8. **Edren, J., Jonasson, M., Jerrelind, J., Trigell, A. S. and Drugge, L.** 2015. “Utilisation of optimization solutions to control active suspension for decreased braking distance” *Vehicle System Dynamics*, <https://doi.org/10.1080/00423114.2014.99244>.
9. **Wang, J.** 2007. “Coordinated and Reconfigurable Vehicle Dynamics Control”, PhD Dissertation, The University of Texas at Austin.
10. Linmot, Model P10-70x400U/150-BL-QJ Company url: <https://linmot.com>
11. **Dixon, J. C.** 2007 “The Shock Absorber Handbook”, 2nd Edition, John Wiley & Sons, ISBN: 978-0-470-51020-9.
12. **Yang, L., Chen, W., Gao, Z. and Chen, Y.** 2014. “Nonlinear Control of Quarter Vehicle Model with Semi-active Suspension Based on Solenoid Valve Damper”, *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, <https://doi.org/10.6041/j.issn.1000-1298.2014.04.001>.
13. Website provided at: url: [www.fiat.com.tr](http://www.fiat.com.tr)
14. **Kiencke, U. and Nielsen, L.** 2005. “Automotive Control Systems”, 2nd Edition, Springer, ISBN 3-540-23139-0.

15. **Van Zanten, A. T.** 2000. "Bosch ESP Systems: 5 Years of Experience", SAE (Society of Automotive Engineers) Paper 2000-01-1633. ISSN: 0148-7191.
16. **Pacejka, H. B.** 2012. "Tyre and Vehicle Dynamics", Elsevier/Butterworth-Heinemann. ISBN: 0080970168.
17. **Lu, P.** 1996. "Constrained tracking control of non-linear systems", Systems & Control Letters. [https://doi.org/10.1016/0167-6911\(95\)00075-5](https://doi.org/10.1016/0167-6911(95)00075-5).
18. **Bayar, K., Wang, J. and Rizzoni, G.** 2012. "Development of a vehicle stability control strategy for a hybrid electric vehicle equipped with axle motors", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering. <http://pid.sagepub.com/content/early/2012/01/03/0954407011433396>.
19. **Alleyne, A.** 1997. "Improved Vehicle Performance Using Combined Suspension and Braking Forces", Vehicle System Dynamics, <https://doi.org/10.1080/00423119708969330>.
20. ISO 8608, 2016 "Mechanical Vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data", International Standard.

## APPENDIX A

The non-linear discrete state equations, taking front and rear wheel and suspension deflections, unsprung mass speeds, sprung mass and pitch speeds as the 8 states, can be written as:

$$\begin{aligned}
 x_1(k+1) &= x_1(k) - \tau x_2(k) + \tau \dot{z}_{o_f}(k) \\
 x_2(k+1) &= x_2(k) - \tau x_6(k) + \tau \dot{z}_{o_r}(k) \\
 x_3(k+1) &= x_3(k) + \tau(x_5(k) + ax_r(k) - x_8(k)) \\
 x_4(k+1) &= x_4(k) + \tau(x_6(k) - bx_r(k) - x_8(k)) \\
 x_5(k+1) &= x_5(k) + \tau \left( \frac{\frac{k_{y_f1}}{m} x_1(k) - \frac{k_{y_f1}}{m} x_3(k) - \frac{k_{y_f2}}{m} (x_3^3(k) + 3d_{r0} x_3^2(k) + 3d_{r0}^2 x_3(k))}{\left[ 300a \tan(-200(x_5(k) + ax_r(k) - x_8(k))) + 1100 \right]} (x_5(k) + ax_r(k) - x_8(k)) \right) \\
 x_6(k+1) &= x_6(k) + \tau \left( \frac{\frac{k_{sr1}}{m} x_2(k) - \frac{k_{sr1}}{m} x_4(k) - \frac{k_{sr2}}{m} (x_4^3(k) + 3d_{r0} x_4^2(k) + 3d_{r0}^2 x_4(k))}{-c_r(x_6(k) - bx_r(k) - x_8(k))} \right) - \tau \frac{1}{2m} F_r \tag{A1} \\
 x_7(k+1) &= x_7(k) + \tau \left( \frac{1}{I_{yy}} \left( \left( -a \left( \frac{k_{y_f1} x_3(k) + k_{y_f2} (x_3^3(k) + 3d_{r0} x_3^2(k) + 3d_{r0}^2 x_3(k))}{\left[ 300a \tan(-200(x_5(k) + ax_r(k) - x_8(k))) + 1100 \right]} (x_5(k) + ax_r(k) - x_8(k)) \right) \right) \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + b \left( \frac{k_{sr1} x_4(k) + k_{sr2} (x_4^3(k) + 3d_{r0} x_4^2(k) + 3d_{r0}^2 x_4(k))}{+c_r(x_6(k) - bx_r(k) - x_8(k))} \right) \right) \right) \\
 &\quad + \tau \frac{1}{I_{yy}} b F_r - \tau \frac{1}{I_{yy}} h(\Sigma F_x)_{est} \\
 x_8(k+1) &= x_8(k) + \tau \left( \frac{1}{M_s} \left( \left( \frac{k_{y_f1} x_3(k) + k_{y_f2} (x_3^3(k) + 3d_{r0} x_3^2(k) + 3d_{r0}^2 x_3(k))}{\left[ 300a \tan(-200(x_5(k) + ax_r(k) - x_8(k))) + 1100 \right]} (x_5(k) + ax_r(k) - x_8(k)) \right) \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + \frac{k_{sr1} x_4(k) + k_{sr2} (x_4^3(k) + 3d_{r0} x_4^2(k) + 3d_{r0}^2 x_4(k))}{+c_r(x_6(k) - bx_r(k) - x_8(k))} + c_r(x_6(k) - bx_r(k) - x_8(k)) \right) \right) + \tau \frac{1}{M_s} F_r
 \end{aligned}$$

with the three measurements pitch speed, unsprung and sprung mass accelerations, the output equations:

$$h(k) = \begin{bmatrix} x_7(k) \\ \frac{\frac{k_{y_f1}}{m} x_2(k) - \frac{k_{sr1}}{m} x_4(k) - \frac{k_{sr2}}{m} (x_4^3(k) + 3d_{r0} x_4^2(k) + 3d_{r0}^2 x_4(k)) - c_r(x_6(k) - bx_r(k) - x_8(k))}{m} \\ \left( \frac{k_{y_f1} x_3(k) + k_{y_f2} (x_3^3(k) + 3d_{r0} x_3^2(k) + 3d_{r0}^2 x_3(k))}{\left[ 300a \tan(-200(x_5(k) + ax_r(k) - x_8(k))) + 1100 \right]} (x_5(k) + ax_r(k) - x_8(k)) \right) \\ \left( \frac{k_{sr1} x_4(k) + k_{sr2} (x_4^3(k) + 3d_{r0} x_4^2(k) + 3d_{r0}^2 x_4(k))}{+c_r(x_6(k) - bx_r(k) - x_8(k))} + c_r(x_6(k) - bx_r(k) - x_8(k)) \right) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{2m} \\ \frac{1}{M_s} \end{bmatrix} F_r \tag{A2}$$

State and state estimation covariance prediction:

$$\begin{aligned} \hat{x}_{k/k-1} &= f(\hat{x}_{k-1/k-1}) + B(F_a)_{k-1} + G(\Sigma F_{x\_est})_{k-1} \\ P_{k/k-1} &= \phi(\hat{x}_{k-1/k-1})P_{k-1/k-1}\phi(\hat{x}_{k-1/k-1}) + WQW^T \end{aligned} \tag{A3}$$

where

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\tau \frac{1}{2m} \\ \tau \frac{1}{I_{yy}} b \\ \tau \frac{1}{M_s} \end{bmatrix} \tag{A4}$$

$$G = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\tau h \\ \frac{1}{I_{yy}} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{A5}$$

$$\phi = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_7} & \frac{\partial f_1}{\partial x_8} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial x_7} & \frac{\partial f_2}{\partial x_8} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_3}{\partial x_7} & \frac{\partial f_3}{\partial x_8} \\ \frac{\partial f_4}{\partial x_1} & \frac{\partial f_4}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_4}{\partial x_7} & \frac{\partial f_4}{\partial x_8} \\ \frac{\partial f_5}{\partial x_1} & \frac{\partial f_5}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_5}{\partial x_7} & \frac{\partial f_5}{\partial x_8} \\ \frac{\partial f_6}{\partial x_1} & \frac{\partial f_6}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_6}{\partial x_7} & \frac{\partial f_6}{\partial x_8} \\ \frac{\partial f_7}{\partial x_1} & \frac{\partial f_7}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_7}{\partial x_7} & \frac{\partial f_7}{\partial x_8} \\ \frac{\partial f_8}{\partial x_1} & \frac{\partial f_8}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_8}{\partial x_7} & \frac{\partial f_8}{\partial x_8} \end{bmatrix} \tag{A6}$$

$$W = \begin{bmatrix} \tau & 0 & 0 \\ 0 & \tau & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-\tau h}{I_{yy}} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (A7)$$

$$Q = \begin{bmatrix} q_1 & 0 & 0 \\ 0 & q_1 & 0 \\ 0 & 0 & q_2 \end{bmatrix} \quad (A8)$$

where  $q_1$  is the covariance of the road profile speed, and  $q_2$  is the covariance of the total tire force estimation error.

Kalman gain

$$K = P_{k/k-1} \left[ \frac{\partial h}{\partial x}(\hat{x}_{k/k-1}) \right]^T \left\{ \left[ \frac{\partial h}{\partial x}(\hat{x}_{k/k-1}) \right] P_{k/k-1} \left[ \frac{\partial h}{\partial x}(\hat{x}_{k/k-1}) \right]^T + R \right\}^{-1} \quad (A9)$$

where

$$R = \begin{bmatrix} r_1 & 0 & 0 \\ 0 & r_2 & 0 \\ 0 & 0 & r_3 \end{bmatrix} \quad (A10)$$

with  $r_1$  pitch speed measurement covariance,  $r_2$ , and  $r_3$  unsprung and sprung mass accelerometer covariance values.

Finally, state and covariance update:

$$P_{k/k} = P_{k/k-1} - K \left[ \frac{\partial h}{\partial x}(\hat{x}_{k/k-1}) \right] P_{k/k-1} \quad (A11)$$

$$\hat{x}_{k/k} = \hat{x}_{k/k-1} + K \left( y - h(\hat{x}_{k/k-1}) - D(F_a)_{k-1} \right)$$

where

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{2m} \\ \frac{1}{I_{yy}} b \\ 0 \\ \frac{1}{M_s} \end{bmatrix} \quad (A12)$$



## Appendix B

Front and rear tire forces  $F_{sf}$  and  $F_{sr}$  are functions of tire slip and wheel load, through the Pacejka tire model. Rear wheel load, is a function of the actuator force  $F_r$ :

$$F_{zr} = F_{sr} + mg + F_r \tag{B1}$$

where  $F_{sr}$  is the suspension force, and  $m$  is the unsprung mass. Unsprung mass acceleration is discarded from the normal load expression, to avoid unrealizable fast changes on the normal load.

Therefore, the first row of the control effectiveness matrix is obtained by deriving the variation of the total force expression with respect to front and rear tire slip, and rear actuator force, respectively. These long expressions are not given here for brevity.

Obtaining the second row is more straightforward:

$$\frac{\partial \Sigma F_z}{\partial s_f} = 0 \quad \frac{\partial \Sigma F_z}{\partial s_r} = 0 \quad \frac{\partial \Sigma F_z}{\partial F_r} = 1 \tag{B2}$$

evident from Equation 1. The elements in the third row, are given as:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Sigma M_y}{\partial s_f} &= -h \frac{\partial \Sigma F_{sf}}{\partial s_f} \\ \frac{\partial \Sigma M_y}{\partial s_r} &= -h \frac{\partial \Sigma F_{sr}}{\partial s_r} \end{aligned} \tag{B3}$$

and

$$\frac{\partial \Sigma M_y}{F_r} \text{ is not given here for brevity.}$$

## Appendix C

function [Uz,alphaz,nz,kz,erz,Tz] = fcn(ep\_susp,W\_z,W\_U,Fx\_dist,Fz\_dist,My\_dist,x3,x4,x5,x6,x7,x8,x9,x11,Fr,dz\_threshold,u\_max)

v\_d=transpose([Fx\_dist Fz\_dist My\_dist]);

b11 =

b12 =

b13 =

(long expressions omitted for brevity)

b31 =

b32 =

```
b33 =
B=[b11 b12 b13;0 0 1;b31 b32 b33];
Tz=(1-ep_susp)*transpose(B)*W_z*B+ep_susp*W_U;
nz = 1/norm(Tz,'fro');
alphaz=norm(eye(3)-nz*Tz);
kz = 1;
U_0=transpose([0 0 0]);
d = [0.01 0.01 1]';
Uz = U_0;
while norm(d)>dz_threshold
Uz=(1-ep_susp)*nz*transpose(B)*W_z*v_d-(nz*Tz-eye(3))*U_0;
d=Uz-U_0;
kz = kz + 1;
U_0=Uz;
for i=1:length(Uz)
    if ((i==1) || (i==2))
        if Uz(i)<-0.2*u_max(i) && Uz(i)>-u_max(i)
            Uz(i)=Uz(i);
        elseif Uz(i)>=0.2*u_max(i)
            Uz(i)=-0.2*u_max(i);
        else
            Uz(i)=-u_max(i);
        end
    else
        if Uz(i)<u_max(i) && Uz(i)>-u_max(i)
            Uz(i)=Uz(i);
        elseif Uz(i)>u_max(i)
            Uz(i)=u_max(i);
        else
            Uz(i)=-u_max(i);
        end
    end
end
end
end
erz=norm(d);
```

# MÜHENDİS VE MAKİNA DERGİSİ YAZIM ESASLARI

**Mühendis ve Makina** dergisi, TMMOB Makina Mühendisleri Odası tarafından, ülke sanayisinin, toplumun, Odamıza üye meslek disiplinlerinin ve meslektaşlarımızın bilimsel, teknik ve mesleki konularda bilgi gereksinimlerini karşılamak, bilimsel ve teknik yönde gelişimlerine katkıda bulunmak üzere düzenli 3 aylık periyotlarla yayımlanan mesleki teknik bir yayın organıdır. "Mühendis ve Makina Dergisine" makina mühendisliği alanında aşağıda nitelikleri açıklanmış yazılar Türkçe ve İngilizce olarak kabul edilmektedir.

**Araştırma Makalesi:** Orijinal bir araştırmayı bulgu ve sonuçlarıyla yansıtan yazılardır. Çalışmanın bilime katkısı olmalıdır.

**Tarama Makalesi:** Yeterli sayıda bilimsel makaleyi tarayıp, konuyu bugünkü bilgi ve teknoloji düzeyinde özetleyen, değerlendirme yapan ve bulguları karşılaştırarak yorumlayan yazılardır.

## SUNUŞ FORMATI

1. Yazı tümüyle (metin, çizelgeler, denklemler, çizimler) bilgisayarda düzenlenmeli ve baskıya hazır biçimde teslim edilmelidir. Yazı, A4 (210x297 mm) boyutlu kağıda, Word ortamında, 10 punto (ana başlık 15 punto) Times New Roman font kullanılarak, bir aralıkla yazılmalıdır.
2. Çizimler (şekiller) ve çizelgelerle (tablolar) birlikte, makaleler 25 sayfadan, kısa bildiriler 4 sayfadan daha uzun olmamalıdır.
3. Yazı, Online Makale Yönetim Sistemi (OMYS) üzerinden gerekli kayıtlar oluşturularak gönderilmelidir. Yüklenen makale, "makale adının ilk 2 ya da 3 kelimesi" şeklinde adlandırılmalıdır. OMYS'ye yüklenen makalede yazar bilgileri bulunmamalı, yazar bilgileri için ayrıca bir kapak sayfası oluşturularak sisteme yüklenmelidir. Kapakta makale adı ve yazar iletişim bilgileri (adı soyadı, adresi, e-postası, yazara ait ORCID\* bilgisi varsa akademik unvanı) yer almalıdır.
4. Metin yalın bir dil ve anlatımla yazılmalı, Türkçe yazım kurallarına uygun olmalı, üçüncü tekil şahıs ve edilgen fiiller kullanılmalı, devrik cümleler içermemelidir.
5. Başlık mümkün olduğunca kısa (en çok 100 harf) ve açık olmalı, içeriği yansıtabilmelidir. İngilizce başlıktaki kelimeler ilk harfleri büyük ve gramer kurallarına uygun şekilde yazılmalıdır.
6. Bölümler (i) öz ve anahtar kelimeler, (ii) abstract ve keywords (İngilizce başlık, öz ve anahtar kelimeler), (iii) ana metin, (iv) semboller, (v) teşekkür (gerekliyse) ve (vi) kaynaklar sırası içinde düzenlenmelidir.
7. Öz (ve abstract) çalışmanın amacını, kapsamını, yöntemini ve ulaşılan sonuçları kısaca tanımlamalı ve 100 kelimeyi aşmamalıdır. En az üç tane Türkçe ve İngilizce anahtar kelime verilmelidir. Türkçe ve İngilizce Başlık, Öz (abstract) ve anahtar kelimeler (keywords) birinci sayfaya sığdırılmalı ve ana metin ikinci sayfadan başlatılmalıdır.
8. Bölüm ve alt bölüm başlıkları numaralandırılmalıdır (TS 1212 ISO 2145).
9. Semboller uluslararası kullanıma uygun seçilmeli; her bir sembol ilk kullanıldığı yerde tanımlanmalı, ayrıca metnin sonunda (Kaynaklardan önce) tüm semboller alfabetik sırayla (önce Latin alfabesi, sonra Yunan alfabesi) listelenmelidir.
10. Denklemler numaralandırılmalı ve bu numaralar satır sonunda parantez içinde gösterilmelidir.
11. Fotoğraflar tarayıcıdan geçirilerek çözünürlüğü en az 300 dpi olacak şekilde ve jpeg formatında bilgisayar ortamına aktarılmalıdır. Çizelgeler, çizimler ve fotoğraflar metin içine yerleştirilmeli, her birine numara ve başlık verilmeli, numara ve başlıklar çizim (şekil) ve fotoğrafların altına, çizelgelerin (tablo) üstüne yazılmalıdır.

12. Yazılarda yalnızca SI birimleri kullanılmalıdır.
13. Etik kuralları gereğince, alıntılar tırnak içinde verilmeli ve bir referans numarasıyla kaynak belirtilmelidir.
14. Teşekkür metni olabildiğince kısa olmalı, çalışmaya katkısı ve desteği bulunan kişi ve kuruluşlar belirtilmelidir.
15. Kaynaklar metinde köşeli parantez içinde numaralanmalı ve kaynaklar listesinde metin içinde verilmiş sırasına uygun biçimde belirtilmelidir. Kaynaklarda şu bilgiler verilmelidir:

**Kaynak bir makale ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yıl. “makalenin tam başlığı,” derginin adı, cilt, sayı, başlama ve bitiş sayfaları.

**Örnek 1:** Kaçar, E. N., Erbay, L. B. 2013. "Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış," Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 644, s.14-43.

**Örnek 2:** Kaçar, E. N., Erbay, L. B. 2013. "A Design Review For Heat Exchangers," Engineer and Machinery, vol. 54, no. 644, p.14-43.

**Kaynak bir kitap ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yayınlandığı yıl. kitabın adı, varsa cilt numarası, varsa editörü, yayın veya ISBN no, yayın evi, yayımlandığı yer.

**Örnek:** Lazzarin, R., Nalini, L. 2013. Havanın Nemlendirilmesi, ISBN: 978-605-01-0441-7, MMO/599, TMMOB MMO Yayını, İzmir.

**Kaynak bildiri ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yıl. “bildirinin adı,” konferansın adı, tarihi, yapıldığı yer.

**Kaynak tez ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi. yıl. “tezin adı,” derecesi, sunulduğu kurum, şehir.

**Kaynak rapor ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yıl. raporun adı, türü, yayın numarası, kuruluşun adı, yayımlandığı yer.

**Kaynak internet adresi ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yıl. “yazının adı,” internet bağlantısı, son erişim tarihi.

\* Bilindiği üzere, araştırmacı, bilim insanı ve akademisyenlerin bilimsel çalışmalarındaki isim/kurum benzerliklerinden kaynaklanan bazı sorunların önüne geçilebilmesi amacıyla araştırmacı kimlik numaraları kullanılmaktadır. TÜBİTAK ULAKBİM ve YÖK arasındaki işbirliği ile yürütülen çalışmalar kapsamında, ORCID bilgisinin kullanılması karar verilmiştir. Bu bağlamda, makale yazarlarının uluslararası geçerliliği de bulunan “ORCID” bilgisine makalelerde yer verilmesi gerekmektedir. ORCID, Open Researcher ve Contributor ID’nin kısaltmasıdır. ORCID, Uluslararası Standart Ad Tanımlayıcı (ISNI) olarak da bilinen ISO Standardı (ISO 27729) ile uyumlu 16 haneli bir numaralı bir URL’dir. <http://orcid.org> adresinden bireysel ORCID için ücretsiz kayıt oluşturabilirsiniz.

## YAYIN İLKELERİ

1. Yazıların telif hakkı devri, dergi internet sayfasında sunulan form doldurulup imzalanmak suretiyle alınır. İmzalı *Telif Hakkı Devir Formu*'nu göndermeyen yazarların yayınları değerlendirmeye alınmaz.
2. Her yazı, konusuyla ilgili en az iki hakeme gönderilir. Hakem görüşlerinde belirtilen eksikler yazarlar tarafından tamamlandıktan sonra, dergide yayımlanabilecek nitelikte olanlar belirlenir ve yazara bilgisi verilir. Yazıların son hali yazarları tarafından düzenlenerek yayın sekreterine Online Makale Yönetim Sistemi (OMYS\*) üzerinden iletilir. Dergide basıldığı haliyle makale içinde bulunabilecek hataların sorumluluğu yazarlara aittir.
3. Yazar isimleri hakemlere bildirilmediği gibi, yazar/lar/a yazının hangi hakemlere gönderildiği de hiç bir şekilde bildirilmez. Yayımlanmayan yazılar istenildiğinde hakem raporlarıyla birlikte hakem isimleri belirtilmeden yazar/lar/a geri gönderilir.
4. Yayın Kurulu hakemlerden gelen eleştiriler doğrultusunda yazının derginin bir başka bölümünde yayımlanmasının uygun olduğuna karar verebilir ve bu kararı yazar/lar/ın onayına sunar. Yazar/lar/ın da uygun görmesi durumunda, yazı önerilen bölümde yayımlanır.
5. Dergiye gönderilen yazıların 'Yazım Esasları'na uygun olması gerekir. Esaslara uygunluk göstermeyen yazılar değerlendirmeye alınmadan yeniden düzenlenmesi için yazar/lar/a iade edilir.
6. Yayımlanan yazılar için yazar/lar/a ve değerlendirme yapan hakemlere derginin o sayısından birer kopya gönderilir.
7. Verilen süre içinde kendisine gönderilen yazıyı değerlendirmeyen ve dergi yayınında aksamaya neden olan hakemin, Yazı Değerlendirme (Hakem) Kurulu üyeliği gözden geçirilir.
8. Yayın Kurulu, gerekli gördüğü durumlarda yeni Yazı Değerlendirme (Hakem) Kurulu üyeleri atayabilir.
9. Araştırma ve tarama makalelerindeki görüşler yazarına, çevirilerden doğacak sorumluluk ise çevirene aittir.
10. Yazılar başka süreli yayınlarda yayımlanmamış olmalıdır. Herhangi bir toplantıda tebliğ olarak sunulmuş veya sunulacak ise bu açık olarak belirtilmelidir.
11. Hakem değerlendirme raporuna katılmayan yazar makalesini geri çekme hakkına sahiptir. Ancak geri çekme gerekçesini yazılı olarak yayın kuruluna sunmalıdır.
12. Dergideki yazılardan kaynak göstererek alıntı yapılabilir.
13. Yazılar için telif ücreti ödenmemektedir.
14. Yazılar araştırma ve yayım etiğine uyumlu hazırlanmalıdır. Etik kurallara aykırı davranışlarda (uydurma, çarpıtma, aşırma, tekrar yayım, dilimleme, destekleyen kuruluşu belirtmeme, haksız yazarlık, kaynak göstermeme vb.) bulunulmamalıdır.

\* Makalelerin gönderimi ve hakem tarafından değerlendirilmesi süreçlerinde yaşanabilecek zaman kayıplarını ve maliyetleri azaltmak için makalelerinizi lütfen; [omys.mmo.org.tr/muhendismakina](http://omys.mmo.org.tr/muhendismakina) linkindeki sistem üzerinden gönderiniz.

# ABOUT ENGINEER AND MACHINERY JOURNAL AND ITS WRITING PRINCIPLES

**Engineer and Machinery Journal** is a vocational and technical publication that is published on a quarterly basis and aims at providing our country's industry, society, and disciplines and colleagues who are members of Chamber with their scientific, technical and vocational knowledge needs, as well as to contribute to their scientific, and technical development. The English and Turkish articles on mechanical engineering field with the following qualities written in the format stated below are accepted to "Engineers and Machinery Journal".

**Research Article:** It must reflect an authentic research with its findings and results. The research must contribute to science.

**Literature Review Article:** They must review an adequate number of scientific articles, summarize and evaluate the subject according to current knowledge and technological level, and compare their findings before interpreting them.

## PRESENTATION FORMAT

1. The whole article (text, tables, equations, drawings) must be typed and arranged on computer and delivered as ready for publication. The article must be written on an A4 (210x297 mm) paper, via Word MS, in 10 font size (heading must be in 15 font size) of Times New Roman with single space.
2. Articles including their drawings and tables must not exceed 25 pages and short papers must not exceed 4 pages.
3. Articles must be sent via registration on Online Article Management System (OMYS). The uploaded article must be named as "article\_the first 2 or 3 words of the title of article". The articles uploaded on OMYS should not contain any information about the author. The information about the author must be presented in a separate cover page, which must be also uploaded on the system. The cover page must demonstrate the name of the article and contact information of the author (name, surname, address, e-mail, academic title if there is one).
4. The article must be written in a plain language and style. It must comply with the spelling rules of the language used; third-person singular and deponent verbs must be used, whereas; inverted sentences must not be employed.
5. The title of the article must be clear and as short as possible (100 characters to the maximum) and also reflect the content. The first letters of English titles must be in capitals and titles must be written according to grammatical rules.
6. Chapters must be arranged in the following order: (i) abstract and keywords (in Turkish), (ii) abstract ve keywords (in English), (iii) main text, (iv) symbols, (v) acknowledgment (if necessary), and (vi) references.
7. Abstract must briefly define the objective, scope, method, and results of the study and must not exceed 100 words. At least three English and Turkish keywords must be provided. The first page must include the title in both Turkish and English, the abstract, and keywords; the main text must start from the second page.
8. The titles of chapters and sub-chapters must be numbered (TS 1212 ISO 2145).
9. Symbols must be employed according to international use; each symbol must be defined at their first use

in the text; at the end of the article (before References), all symbols used must be listed in alphabetical order (Latin Alphabet first, Greek alphabet second).

10. Equations must be numbered and these numbers must be indicated in parentheses at the end of line.
11. Photographs must be scanned, and transferred to computers in jpeg format with a resolution of 300 dpi at least. Drawings, tables, and photographs must be integrated into the text; each of them must be given a number and title; numbers and titles must be written under drawings (figures) and photographs, and above tables.
12. Only SI units must be used in articles.
13. As required by ethical rules, citations must be presented in quotes and its reference must be demonstrated via a reference number.
14. Acknowledgments must be as brief as possible and state the people and institutions having contributed to the study.
15. References must be numbered via brackets in the text; in the list of references, they must be indicated according to their order in the text. The references must include the following information:

**If reference is an article:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. "full title of the article," name of the journal, volume, issue, start and end page.

**If reference is a book:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year of publication. name of the book, volume number (if available), editor (if available), publication or ISBN no, publishing house, place of publication.

**If reference is a paper:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. "name of the paper," name of the conference, date, place.

**If reference is a thesis:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. "name of the thesis," degree, presented institution, city.

**If reference is a report:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. name of the report, type of the report, publication number, name of the institution, place of publication.

**If reference is a website:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. "name of the article," internet address, last date of access.day.month.year

## PRINCIPLES OF PUBLICATION

1. The copyrights of articles are transferred by signing the form presented on the website of the journal. The articles of authors, who have not signed and sent the *Form for Transfer of Copyrights*, will not be taken into consideration.
2. Each article is sent to at least two arbitrators, who are experts in the subject of article. After authors revise their articles based on the suggestions of arbitrators, the ones that are deemed appropriate to be published on the journal are determined and authors are notified. The final version of articles are organized and sent by authors to the secretary of publication via Online Article Management System (OMYS). The errors that may be found in the article following its publication are the responsibility of the author.
3. Neither arbitrators are notified of the names of the authors, nor authors are notified of the names of arbitrators. The unpublished articles are sent back to authors with arbitration reports, upon author's request.
4. The Publication Committee may decide that the article be published in another section of the journal, based on the suggestions of arbitrators and may present their decision for the approval of author(s). If also deemed appropriate by author(s), the article is published on the presumed section.
5. The articles sent to the Journal must comply with the 'Principles of Writing'. The articles not complying with these principles will be returned to the author(s) for revision, without being evaluated.
6. A copy of the issue of the journal is sent to the authors of articles published in that issue and the arbitrators who evaluated those articles.
7. The membership to the Article Assessment Committee of the arbitrator, who have not evaluated the article within the due time and thereby caused delay in the publication of the journal, is reviewed.
8. The Publication Committee may appoint new members to the Article Assessment Committee, if/when they deem necessary.
9. The views stated in the research and literature review articles are the responsibility of the author, whereas; the consequences which may result from its translation are the responsibility of the translator.
10. The articles must be not published on any other periodical publications. It should be clearly stated if the articles were presented or are planned to be presented as a paper in any meeting.
11. The author(s), who do not agree with the report of the arbitrators, may withdraw his/her article. However, the author(s) must present the reason behind his/her withdrawal to the publication committee in a written manner.
12. It is allowed to cite the articles published in the journal as long as the source is stated.
13. A royalty (a fee for copyrights) is not paid for articles.
14. Articles must be written according to the ethics of scientific research and publication. Conducts against the ethical rules (fabrication, falsification, plagiarism, republication, salami slicing, excluding the supporting bodies of the work, undeserved authorship, excluding some/all references, etc.) must be avoided.

Please send your articles via the system at [omys.mmo.org.tr/muhendismakina](http://omys.mmo.org.tr/muhendismakina), in order to minimize the costs and time loss, which may result from the process of sending articles and evaluation by arbitrators.



<b>Hidrolik Pres Tasarımında Balans (Dengeleme) Silindiri Kullanarak Hidrolik Sistemin İyileştirilmesi</b> <i>Improving The Hydraulic System by Using Counterbalance Cylinder in Hydraulic Press Design</i> Murat BEYPARS, Burak BEKIL	180
<b>Yeşil Çatı Uygulamasının Örnek Bir Bina İçin Isıtma İhtiyacı ve Çevre Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi</b> <i>Investigation of the Effect of Green Roof Application on Heating Requirement and Environmental Emissions for a Sample Building</i> Doğan Burak SAYDAM, Coşkun ÖZALP, Ertaç HÜRDOĞAN, Cemre POLAT, Enes KAVUN	204
<b>Dizel İçten Yanmalı Motorlarda Silindir İçindeki Hava Hareketlerinin İncelenmesi ve Ölçüm Metodlarının Karşılaştırılması</b> <i>Investigation of Air Movement in Cylinder in Diesel Internal Combustion Engines and Comparison of Measurement Methods</i> Burak YELKEN, İsmail Hakkı SAVCI, Zafer DÜLGER	221
<b>A CFD Assisted Study: Investigation of the Transformation of A Recuperative Furnace to Regenerative Furnace For Industrial Aluminium Melting</b> <i>CFD Destekli Bir Çalışma: Endüstriyel Uygulamalarda Kullanılan Reküperatif Alüminyum Ergitme Fırınlarının Rejeneratif Sisteme Dönüştürülmesinin İncelenmesi</i> Ömür BOZKURT, Mehmet Fatih KAYA	245
<b>Türkiye'nin Farklı İklim Koşullarında Isıl Konfor Sıcaklıklarına Bağlı Olarak Konutların Enerji Performanslarının Değerlendirilmesi</b> <i>Assessment Of Building Energy Performance Depending On Thermal Comfort Temperatures At Turkey's Different Climate Conditions</i> Ebru HANCIOĞLU KUZGUNKAYA, Nurdan YILDIRIM, Gulden Gokçen AKKURT	262
<b>Asansör Kabini ve Yürüyen Merdiven El Bantlarının Yüzey Dezenfeksiyonu; Ultraviyole Işınlara</b> <i>Surface Disinfection of Lift Car and Escalator Handrails; Ultravioletated Rays</i> Ayдын ARAT, Hasan Basri ERCAN, Adem DOĞAN, Serdar TURAN, Hasan KÜTÜK	286
<b>Taguchi Yöntemleri Kullanılarak Frezeleme İşleminde Kesme Parametrelerinin Yüzey Pürüzlülüğüne Etkisinin Araştırılması</b> <i>Investigation of the Effect of Cutting Parameters on Surface Roughness During Milling Operation Using Taguchi Methods</i> Ali MAMEDOV	321
<b>Farklı Dış Ortam Sıcaklıklarında Kullanılan Bir Termoelektrik Jeneratör Sisteminin Isı Alıcısının Optimizasyonu</b> <i>Optimization of the Heat Sink of a Thermoelectric Generator System Used at Different Outdoor Temperatures</i> Ali GÜRCAN, Gülay YAKAR	332
<b>Yüksek Hızlı Demiryolu Araçlarında Düşey Titreşimlerin Doğrusal Olmayan Uyarlamalı Kontrol ile Yarı Aktif Kontrolü</b> <i>Nonlinear Adaptive Control of High-Speed Railway Vehicle Vibrations by Magnetorheological Damper</i> Muzaffer METİN, Frat Can YILMAZ	350
<b>Koordine Fren - Aktif Süspansiyon Kontrolü ile Aracın Frenleme Mesafesinin Kısaltılması</b> <i>Shortening the Braking Distance of a Passenger Car through Coordinated Control of Brakes and Active Suspension</i> Kerem BAYAR	372