

BİNGÖL ÜNİVERSİTESİ

TEKNİK
BİLİMLER
DERGİSİ

Bingöl University
Journal of Technical Science

Cilt 5 • Sayı 1 • Haziran 2024
Volume 5 • Number 1 • June 2024

Bingöl Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu
tarafından yayınlanmaktadır

e-ISSN: 2757-6884

EDİTÖRÜN NOTU

Ülkemizde bilimsel yayıncılık hızla gelişmekte ve bu bağlamda süreli yayınların sayısı önemli ölçüde artmaktadır. Akademik süreli yayıncılık da bu artışın doğal sonuçlarındandır. 8 Eylül 2020 tarihinde yayınlanan ilk sayısı ile yayın hayatına başlayan dergimizle (*Bingöl Üniversitesi Teknik Bilimler Dergisi*) çok değerli araştırmacıların, bilim insanlarının ve okurların karşısına çıkmanın heyecanını ve mutluluğunu yaşamaktayız. Yayın hayatına başladığı bu tarihten itibaren bilimsel bir disiplin içerisinde hareket eden dergimiz, [Google Scholar](#) ve [AcarIndex](#) üzerinde taranmakta ve diğer indekslerde taranmak için başvurularını sürdürmektedir.

Türkiye’de yayın yapan birçok üniversite akademik dergileri gibi dergimiz de çok-disiplinli ve disiplinlerarası anlayışla hareket etmektedir. Bu anlayışla dergimizin yayın kurulu, bilimin bütün sahalarından ve alt disiplinlerinden bilimsel nitelikli yazıları İngilizce ve/veya Türkçe olarak yayınlamak üzere her iki dilde de kabul etmektedir. Dergimizde hakemlik süreci titizlikle yürütülmekte, çift taraflı körleme sistemiyle makaleler değerlendirilmekte, etik ve bilimsel ölçütlere sonuna kadar bağlı kalınmaktadır.

İlk sayıdan itibaren dergimizin [DergiPark](#) üzerinden erişimi sağlanmış ve yayınlanan makalelerin tamamı okuyucuların ve araştırmacıların hizmetine sunulmuştur. Dergimizin bu sayısında 4 adet bilimsel araştırma makalesine yer verilmiştir.

Dergimize bilimsel araştırmaları ve yazılarıyla destek veren değerli bilim insanlarına, bu çalışmalarını titizlikle değerlendiren hakemlere ve yayın sürecini yöneten ve yürüten yayın kurulu, alan editörleri ve sekreteryaya teşekkür ederim.

Baş Editör
Dr. Uğur Eren YURTCAN
(Bingöl Üniversitesi Teknik Bilimler MYO)

Editör Kurulu / Editorial Board

Sahibi / Owner

Bingöl Üniversitesi Teknik Bilimler MYO Müdürlüğü
Vocational School of Technical Sciences of Bingol university Directorate

Baş Editör / Editors-in-Chief

Dr. Uğur Eren YURTCAN

Editör Yardımcıları / Associate Editors

Dr. Öğr. Üyesi Müslüm EROL
Dr. Öğr. Üyesi Ünal Değirmenci

Dergi Sekreteryası / Secretariat

Dr. Müge YURTCAN

Teknik Editör/ Technical Editor

Dr. Uğur Eren YURTCAN
Öğr. Gör. Ebubekir BOZKURT

Yayın Editörü/ Publication Editor

Öğr. Gör. Ebubekir BOZKURT

İngilizce Editörü/ Language Editors

Dr. Müge YURTCAN
Öğr. Gör. Ahmet KESMEZ

Grafik Tasarımcı/ Graphic Designer

Öğr. Gör. Habib BİNGÖL

Mizanpaj Editörü/ Layout Editor

Öğr. Gör. İbrahim AYAZ

Alan Editörleri / Section Editors

Prof. Dr. Ferdi AKMAN
Doç. Dr. Hasan OĞUL
Doç. Dr. Kadir EJDERHA
Doç. Dr. Ahmet TURŞUCU
Doç. Dr. Mustafa ALTIN
Doç. Dr. İhsan KIRIK
Doç. Dr. Anıl İMAK
Doç. Dr. Bilal TÜTÜNCÜ
Doç. Dr. Serhat ŞAP
Dr. Öğr. Üyesi Müslüm EROL

Dr. Öğr. Üyesi Hüsnü AYDEMİR
Dr. Öğr. Üyesi Serdal POÇAN
Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Onur KARAAĞAÇ
Dr. Öğr. Üyesi İbrahim ÇELİK
Dr. Öğr. Üyesi Ünal DEĞİRMENCİ
Dr. Öğr. Üyesi Hakan US
Dr. Müge YURTCAN
Dr. Uğur Eren YURTCAN
Öğr. Gör. Ebubekir BOZKURT
Öğr. Gör. Ayşegül Gümrükçü KESKİN

Yayın Danışma Kurulu / Editorial Advisory Board

- Prof. Dr. Mahmut TOPRAK – Bingöl Üniversitesi
Prof. Dr. Rajendra PRASAD – University of Lucknow
Prof. Dr. Victor NEDZVETSKY - Dniepropetrovsk National University
Prof. Dr. Mykola Mikhailovich DRON - Oles Honchar Dnipro National University
Assistant Prof. Dr. Tanveer FATİMA – Taibah University
Dr. Hicham HELAL - Djillali Liabes University
Prof. Dr. Hasan KURTARAN – Adana Alparslan Türkeş Bilim ve Teknoloji Üniversitesi
Prof. Dr. Ayşegül UÇAR – Fırat Üniversitesi
Prof. Dr. Ferdi AKMAN – Bingöl Üniversitesi
Prof. Dr. Mustafa Recep KAÇAL – Giresun Üniversitesi
Doç. Dr. Hasan OĞUL – Sinop Üniversitesi
Doç. Dr. Kadir EJDERHA – Bingöl Üniversitesi
Doç. Dr. Ahmet TURŞUCU – Şırnak Üniversitesi
Doç. Dr. Mustafa ALTIN – Bingöl Üniversitesi
Doç. Dr. Anıl İMAK – Bingöl Üniversitesi
Doç. Dr. İhsan KIRIK – Bingöl Üniversitesi
Doç. Dr. Burak YILDIRIM – Bingöl Üniversitesi
Doç. Dr. Bilal TÜTÜNCÜ – Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi
Doç. Dr. Erdiç İKİNCİOĞULLARI – Bingöl Üniversitesi
Doç. Dr. Serhat ŞAP – Bingöl Üniversitesi
Doç. Dr. Serdal POÇAN – Bingöl Üniversitesi
Doç. Dr. Mehmet POLAT– Fırat Üniversitesi
Dr. Öğr. Üyesi Müslüm EROL – Bingöl Üniversitesi
Dr. Öğr. Üyesi Hüsnü AYDEMİR – Bingöl Üniversitesi
Dr. Öğr. Üyesi Yunus Onur YILDIZ – Sinop Üniversitesi
Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Onur KARAAĞAÇ – Sinop Üniversitesi
Dr. Öğr. Üyesi İbrahim ÇELİK – Kahramanmaraş İstiklal Üniversitesi
Dr. Öğr. Üyesi Ünal DEĞİRMENCİ – Bingöl Üniversitesi
Dr. Öğr. Üyesi Hakan US – Bingöl Üniversitesi

İÇİNDEKİLER/CONTENTS

Blast Resistant Design in Cold Regions

Ömer Faruk NEMUTLU^{1*}, Ali SARI², Bilal BALUN³

^{1*} Bingöl Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Bingöl/Türkiye.
ORCID No: 0000-0001-7841-3911, e-mail: ofnemutlu@bingol.edu.tr

² İstanbul Teknik Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, İstanbul/Türkiye.

ORCID No: 0000-0002-6888-1276, e-mail: asari@itu.edu.tr

³ Bingöl Üniversitesi, Mimarlık Bölümü, Bingöl/Türkiye.

ORCID No: 0000-0003-0906-4484, e-mail: bbalun@bingol.edu.tr

1

(Alınış/Arrival: 05.12.2023, Kabul/Acceptance: 21.12.2023, Yayınlanma/Published: 15.05.2024)

Ülkemizin Devlet ve İl Yollarının Üst Yapı Bakım Onarım Maliyetinin Parametrik Çoklu Doğrusal Regresyonla Analizi

İhsan GÜZEL^{1*}

^{1*} Bingöl Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Bingöl/Türkiye.
ORCID No: 0000-0002-9153-8644, e-mail: iguzel@bingol.edu.tr

29

(Alınış/Arrival: 05.12.2023, Kabul/Acceptance: 21.12.2023, Yayınlanma/Published: 15.06.2024)

Kalıcı Mıknatıslı Doğru Akım Motorları için Modellemeye Dayalı Hız Kontrolünün Deneysel Uygulamaları

Ahmet DUMLU^{1*}, Tuğrulhan AKGÜL², Kağan Koray AYTÜL³

^{1*} Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0002-2181-5386, e-mail: ahmetdumlu@erzurum.edu.tr

² Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0001-7274-5843, e-mail: tugrulhan.akgul@erzurum.edu.tr

³ Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0003-0275-4837, e-mail: kagan.koray@erzurum.edu.tr

45

(Alınış/Arrival: 21.01.2024, Kabul/Acceptance: 26.03.2024, Yayınlanma/Published: 15.06.2024)

**Altı Serbestlik Dereceli Uçuş Simülatörlerinin
Matematiksel Analizi ve Kontrolü**

Ahmet DUMLU^{1*}, Merve KURT²

^{1*} Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0002-2181-5386, e-mail: ahmetdumlu@erzurum.edu.tr

² Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0002-8969-4576, e-mail: merve.kurt025@gmail.com

62

(Alınış/Arrival: 21.01.2024, Kabul/Acceptance: 14.02.2024, Yayınlanma/Published: 15.06.2024)

Blast Resistant Design in Cold Regions

Ömer Faruk NEMUTLU^{1*}, Ali SARI², Bilal BALUN³

^{1*} Bingöl Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Bingöl/Türkiye.

ORCID No: 0000-0001-7841-3911, e-mail: ofnemutlu@bingol.edu.tr

² İstanbul Teknik Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, İstanbul/Türkiye.

ORCID No: 0000-0002-6888-1276, e-mail: asari@itu.edu.tr

³ Bingöl Üniversitesi, Mimarlık Bölümü, Bingöl/Türkiye.

ORCID No: 0000-0003-0906-4484, e-mail: bbalun@bingol.edu.tr

(Alınış/Arrival: 05.12.2023, Kabul/Acceptance: 21.12.2023, Yayınlanma/Published: 15.05.2024)

Abstract

An increasing interest of oil and gas production industries into the Arctic region has encouraged the research on cold resistant materials and structures. Since these oil and gas facilities handle hydrocarbons and other inflammable fuels, there have been incidences and always been a high potential risk of accidental explosions. In the past few decades considerable emphasis has been given to the safety concerns related to blast and achieving a 'Blast Resistant Design'. This paper provides an overview of the blast analysis techniques being currently employed in the industry to assess the dynamic response of structures subjected blast loading. In addition, a comprehensive overview is presented for the low temperature effects on the engineering properties of materials that are in use or that can be potentially used for the Arctic industrial structures. Currently, there are no specific industry standards or guidelines addressing blast resistant design of structures under low temperature conditions. Owing to this fact, this paper introduces various recommendations for blast assessments of both the existing and proposed structures in the Arctic or low service temperatures.

Keywords: Blast; Cold Temperature, Blast Design, Arctic

Soğuk Bölgelerde Patlamaya Göre Tasarım

Özet

Petrol ve gaz üretim endüstrilerinin Kuzey Kutbu bölgesine artan ilgisi, soğuğa dayanıklı malzeme ve yapılar üzerine araştırmaları teşvik etmiştir. Bu petrol ve gaz tesisleri, hidrokarbonları ve diğer yanıcı yakıtları kullandığından, kazalar meydana gelmiş ve her zaman yüksek potansiyel kazara patlama riski mevcuttur. Son yıllarda, patlama ve bir "Patlamaya Dayanıklı Tasarım" elde etme ile ilgili güvenlik endişelerine önemli ölçüde vurgu yapılmıştır.

Bu makale, patlama yüküne maruz kalan yapıların dinamik tepkisini değerlendirmek için şu anda endüstride kullanılan patlama analizi tekniklerine genel bir bakış sunmaktadır. Ek olarak, kullanımda olan veya Arctic endüstriyel yapıları için potansiyel olarak kullanılabilir malzemelerin mühendislik özellikleri üzerindeki düşük sıcaklık etkileri için kapsamlı bir genel bakış sunulmaktadır. Şu anda, düşük sıcaklık koşullarında yapıların patlamaya dayanıklı tasarımını ele alan belirli endüstri standartları veya yönergeleri bulunmamaktadır. Bu gerçeğe bağlı olarak, bu makale, Kuzey Kutbu'nda veya düşük hizmet sıcaklıklarında hem mevcut hem de önerilen yapıların patlama değerlendirmeleri için çeşitli öneriler sunmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Patlama; Soğuk Hava, Patlamaya Göre Tasarım, Kuzey Kutbu

1. INTRODUCTION

Arctic refers to those places at which the average temperature of the warmest month of the year is less than 10°C [1]. Figure 1 shows the circumpolar Arctic region countries, which includes the most significant oil reserves and location of the Arctic Circle. The red isothermal line borders the areas with the average temperature of the warmest month below 10°C . Yellow line shows the Arctic Circle and the gray areas indicates the largest oil fields located in the Arctic region.



Figure 1. The Arctic region [1]

In the Arctic region, minimum expected ambient temperatures are well below -40°C . Thus, minimum design temperatures down to -60°C must be accounted for the structural assessments. Figure 2 shows the extreme minimum temperatures in Alaska and United States where the engineering properties of the constituent materials and members may be compromised.

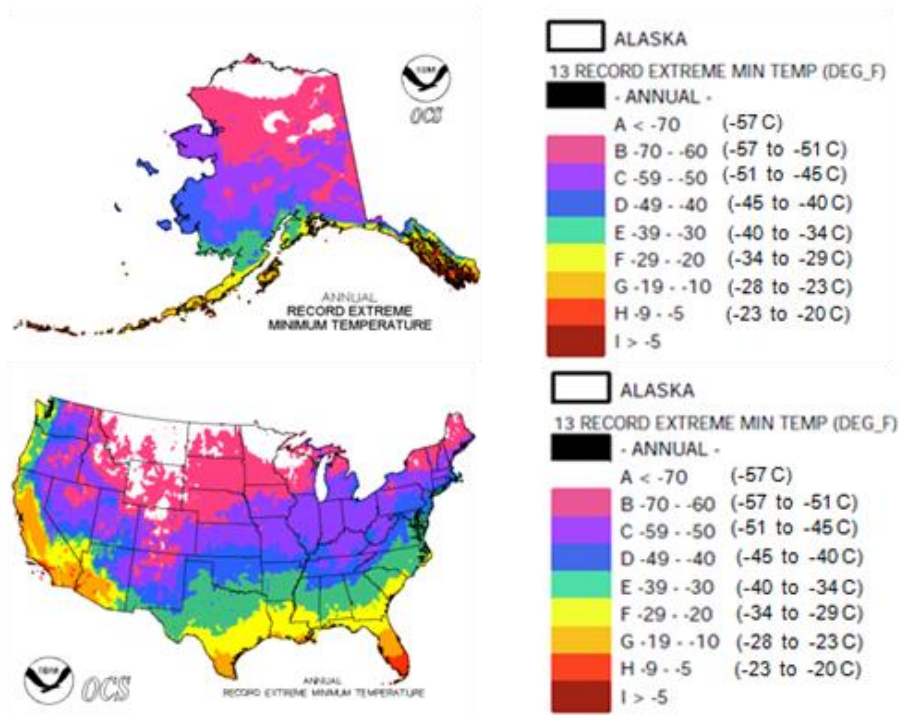


Figure 2. Annual record of extreme minimum temperature in Alaska and United States [4]

At such low temperatures, many engineering metals and alloys are transformed to brittle behavior so that structures fabricated from them fracture or shatter unexpectedly, when loaded to stress levels at which performance would be satisfactory at normal temperatures. Hence, it is very important to adopt appropriate service temperature for structural assessments. Estimates shall be comprised of the probability distributions of air temperatures that a structure is likely to encounter during its design service life. As per ISO 19902 [3], the lowest anticipated service temperature (LAST) shall be defined as minimum hourly average extreme-level (EL) air temperature. The extreme-level (EL) temperature is the temperature with an annual probability of exceedance not greater than 10^{-2} . Table 1 represents the lowest anticipated service temperatures for different locations.

Table 1. Recommended lowest anticipated service temperatures (LAST) [5].

LOCATION	LAST in air	LAST in water
Gulf of Mexico	- 10 °C (+ 14 °F)	+ 10 °C (+ 50 °F)
Southern California	0 °C (+ 32 °F)	+ 4 °C (+ 40 °F)
Cook Inlet, Alaska	- 29 °C (- 20 °F)	- 2 °C (+ 28 °F)
North Sea, south of Latitude 62°	- 10 °C (+ 14 °F)	+ 4 °C (+ 40 °F)
North Sea, north of Latitude 62°	Site-specific data should be used	
Mediterranean Sea, north of Latitude 38°	- 5 °C (+ 23 °F)	+ 5 °C (+ 41 °F)
Mediterranean Sea, south of Latitude 38°	0 °C (+ 32 °F)	+ 10 °C (+ 50 °F)

The oil and gas facilities handle hydrocarbons and other inflammable fuels that have a high potential risk of accidental explosions. Figure 3 shows few structures from the onshore and offshore petrochemical facilities in the Arctic that are typically susceptible to blast and explosion hazards. The consequence of blast explosion could not only cause catastrophic structural damage and financial losses but may also involve personnel and environmental (HSE) risks. Hence, achieving a Blast Resistant Design has become an important consideration for structural analysis from past few decades.



Figure 3. Industrial structures in Arctic Region susceptible to blast

The literary review has shown that, where blast resistant design often demands for a ductile behavior, most of the engineering metals exhibit an extremely contrasting brittle nature under low temperatures [2-3]. Majority of the prior research has focused on the independent behavior of material under blast loading and material behavior under cold temperature. This paper aims to augment the prior data and provide recommendations on key material response and design parameters. In addition, the recommendations or the modifications required in current design methodology to capture the combined effect of freezing temperatures and blast load on structural members is provided towards the end.

2.MATERIAL AND METHODS

2.1. Blast Analysis Methods

Assessing the dynamic response of structure against blast loading is a complex process. It involves the effect of dynamic deformation of the structure, high strain rates, and non-linear material behavior. The response to blast loads may either be determined by non-linear dynamic Finite Element (FE) analysis or by simple calculations models based on Single Degree of Freedom (SDOF) analogies and elastic-plastic methods of analysis. These methods are discussed briefly in the subsequent sections.

2.1.1. Equivalent static method

The dynamic load can have a significantly larger effect than a static load of the same magnitude due to the structure's inability to respond quickly to the loading (by deflecting). The increase in the effect of a dynamic load is given by the Dynamic Load Factor (DLF) or Dynamic Amplification Factor. Figure 4 shows the graphs of DLF vs. non-dimensional rise time ($t_d/T = \text{Duration} / \text{Natural period of the structure}$). The DLF is used to amplify the blast loads which is applied similar to wind loads and the structure is analyzed statically. This is a conservative approach and not vastly encouraged in the industry for detailed assessments.

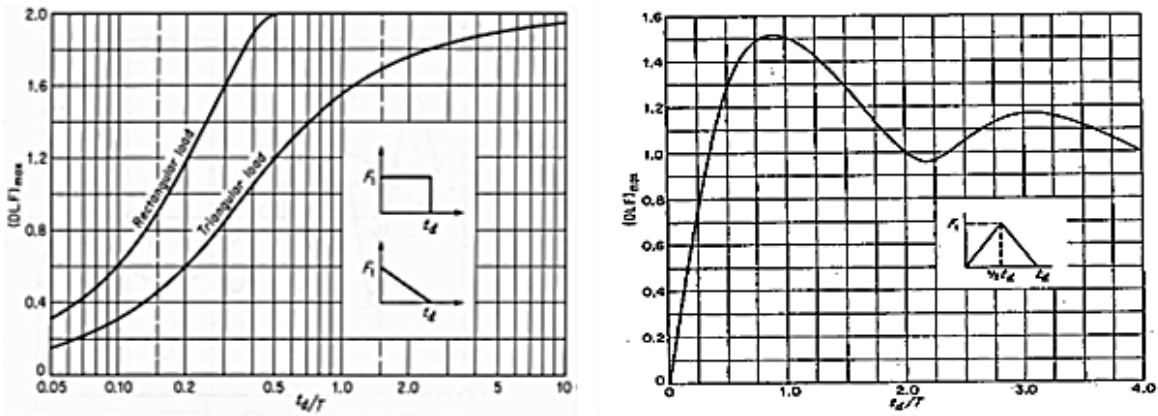


Figure 4. DLF vs. non-dimensional rise time [9]

2.1.2. Single degree of freedom (SDOF) analysis

In order to simplify the complexity of analysis, a blast analysis problem can be discretized into a simple SDOF analogy that is outlined in UFC 3-340-02 [9], Biggs text "Introduction to Structural Dynamics" [9], and ASCE's Design of Blast Resistant Buildings in Petrochemical Facilities [10]. These guidance documents use similar approaches in that the response of the

structural system is modeled using an equivalent SDOF system with properties that are representative of the actual system. The SDOF model is developed so that in theory the same energy is required to displace both the analytical model and the real structural component. When performing a SDOF analysis, it is important to accurately develop the parameters that define the equivalent SDOF system, namely the mass, stiffness, and resistance. The ultimate resistance or strength of a component, and the stiffness are used to define a resistance-deflection relationship for a component. The ultimate resistance is typically expressed as the maximum uniform pressure that will cause a component to yield and is determined using conventional plastic design methods for hot-rolled steel but with higher material strengths. Blast loading is a short duration load also called impulsive loading. For the structural analyses the time history curve is assumed to be triangular with the peak pressure occurring instantly with zero rise time and decaying linearly till it reaches zero as illustrated in the left side of Figure 5. This assumption is conservative because it results in higher dynamic structural response. The ductility and natural period of vibration of a structure governs its response to an explosion.

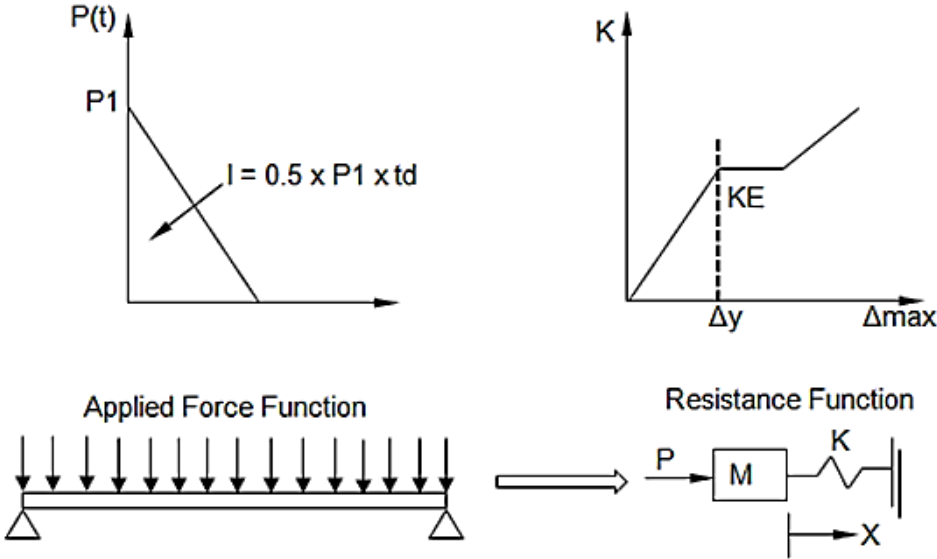


Figure 5. SDOF system and blast loading [6]

A typical resistance curve with tension membrane response is shown on the right side of Figure 5. The slope of the resistance-deflection curve in the elastic region is the elastic stiffness of the structural component. Tension membrane response occurs at relatively large deflections and when the boundary conditions prevent inward, in-plane movement of the supports so that catenary action occurs. The tension membrane response is often assumed to occur after flexural response. Compressive membrane response can also occur after flexural response in a component if it has rigid supports on both sides of the span length that do not allow rotation of the component cross section into the supports.

2.1.3. Finite element (FE) analysis

Finite Element (FE) Analysis is one of the robust approaches that are adopted in the industry, where structural complexity or spatial distribution of loading requires more detailed analyses. There are various commercial FE softwares which can represent complex geometries, connectivity, and material properties. These softwares relies on an explicit integration scheme which is suitable for performing dynamic, transient analysis of problems where large displacements occurs taking plasticity and failure into account. Capturing accurate structural response modes against blast and impact requires that correct, adequate and detailed information is included the model. While simplified models are prone to problems associated with too little information, complex models need to be tailored to available resources and time constraints. Figure 6 show few structures modeled using FEA software's and their response to blast loadings.

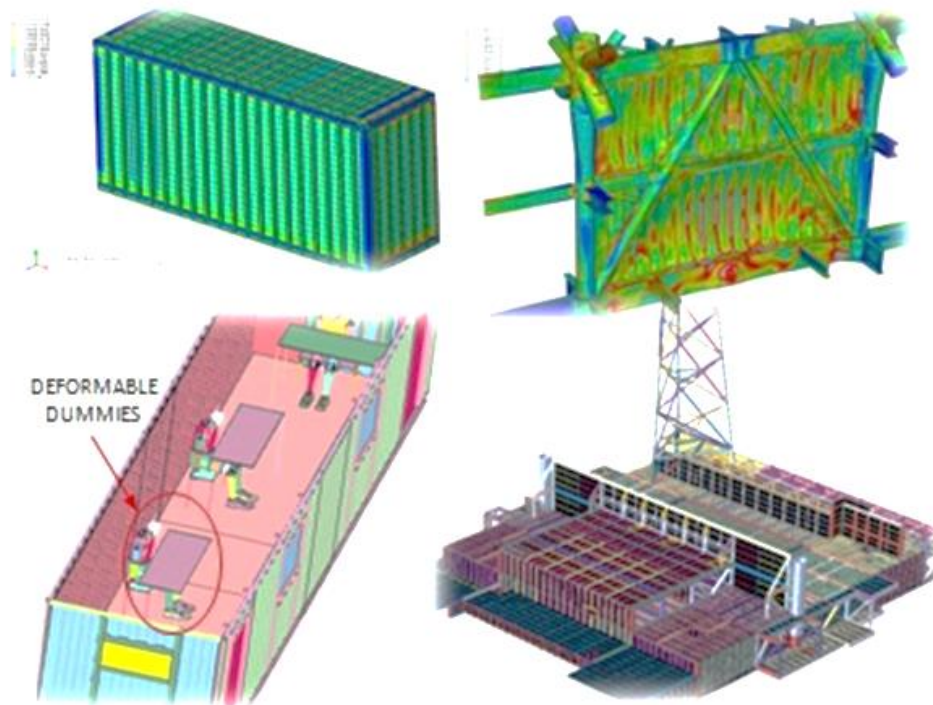


Figure 6. FEA models showing blast response.

3. GENERAL LITERATURE RESEARCH

3.1. Material Behavior Under Blast Loading

Structural materials are affected by extremely high loading rates, high pressures, and large inelastic deformations in response to blast loading. Hence, the material properties used in conventional design of structures are required to be modified when considering blast loadings

to account for actual strength level and dynamic effects. The behavior of material under blast loading is discussed briefly in the subsequent sections.

3.1.1. Structural steel

Structural steel usually is stronger than the specified minimum strength. Therefore, for blast design the yield stresses should be multiplied by average static Strength Increase Factor (SIF). Also, steel mechanical properties vary with the time rate of strain. Structural steel is benefited from an increase in apparent strength when the rate of loading is rapid. The yield point increases substantially by a factor that is called the Dynamic Increase Factor (DIF) for yield stress. Table 2 and Table 3 show the strength increase factors for structural steel and aluminum respectively.

Table 2. Strength increase factors for structural steel [10]

MATERIAL	MINIMUM STATIC YIELD STRENGTH	(SIF)	(DIF)
Cold Formed Panels, Beams	200 – 400 MPa (30,000 - 60,000 psi)	1.21	1.10
Steel	200 – 240 MPa (30,000 - 36,000 psi)	1.10	1.29
Steel	290 – 400 MPa (42,000 - 60,000 psi)	1.05	1.19
Steel	515 – 690 MPa (75,000 - 100,000 psi)	1.00	1.09

Table 3. Material strength increase factors for aluminum [10]

TYPE OF ALUMINUM	YIELD STRENGTH	SIF	DIF
6061 T6	241 Mpa (35,000 psi)	1.07	1.02
6063 T5	110 Mpa (16,000 psi)	1.16	1.02
6063 T6	172 Mpa (25,000 psi)	1.12	1.02

3.1.2. Material modeling for stress-strain relationship

The stress-strain curves for the various steel grades can be approximated using conservative bilinear elastic-plastic material models as shown in Figure 7. In order to account for true plasticity in the non-linear (plastic) range, the stress-strain relationship can be converted from the typically given engineering stress-strain values into true stress-strain values. These true stress-strain curves can then be supplied as an input into Finite Element Analysis programs for blast analysis.

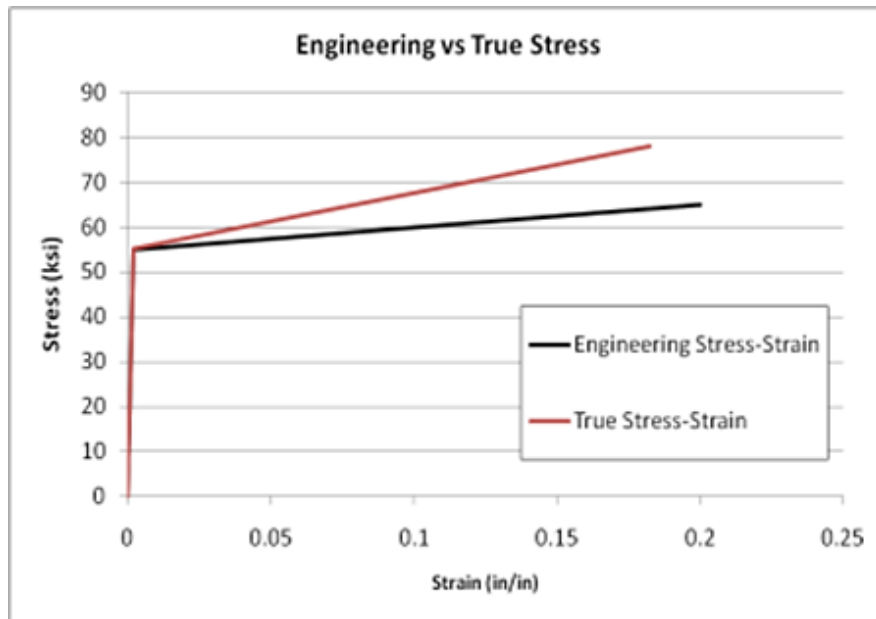


Figure 7. Stress vs. strain curves

3.1.3. Material modeling for strain rate effects

As discussed above, steel experiences increase in strength under rapidly applied loads (e.g. blast loads) as shown in Figure 8. The magnitude of the DIF depends on several factors including static material strength and strain rate.

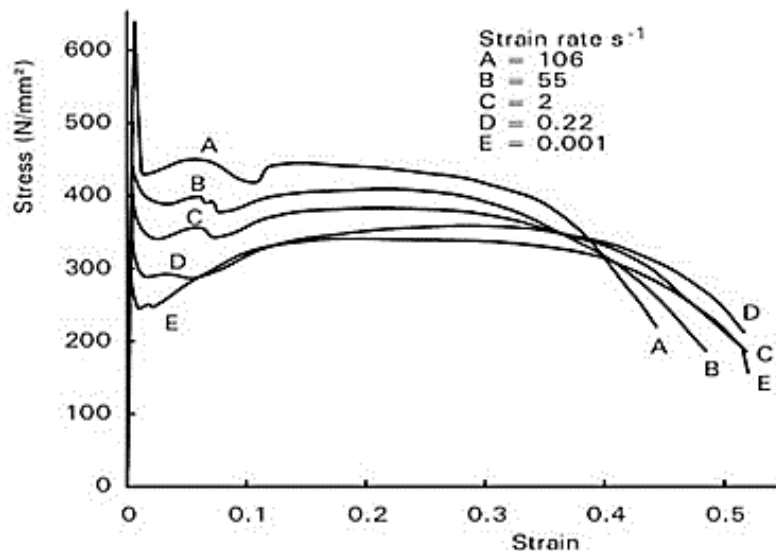


Figure 8. Effects of strain rate on behavior of mild steel [11]

The advantage of finite-element software is that it interpolates user supplied data and applies the proper strength increase based on the instantaneous strain rate encountered during a given

increment. There is extensive research on dynamic strain rate effects on lower strength, mild steels and therefore well trusted empirical relationships are available. There are two well known equations for determining dynamic points on the stress-strain curve on low grade steels as discussed below. Cowper-Symonds [7] equation was derived from extensive tests on low strength steels.

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_s} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{q}} \tag{1}$$

Where, σ_d is the dynamic stress at a particular strain rate, σ_s is the static stress, $\dot{\epsilon}$ is the uniaxial plastic strain rate. D and q are the constants which are specific to the steel. An alternative equation published by SCI [11] includes the specified yield stress as a variable.

$$\sigma = \sigma_t - 25 + 210 \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{q}} \tag{2}$$

Where, σ_t is the specified minimum yield stress of the steel and D and q are constants for mild steel. The above relationship is given primarily to obtain data for steels with the yield stress in the vicinity of 355 Mpa (50ksi). The relationship however may not be valid for higher strength steels such as BS 7191: Grade 450 EM steels and BS EN 100025:S420 and S460 steels. Figure 9 shows that the SCI equation used in modeling 50ksi steel is conservative compared to Cowper-Symonds strain rate equation.

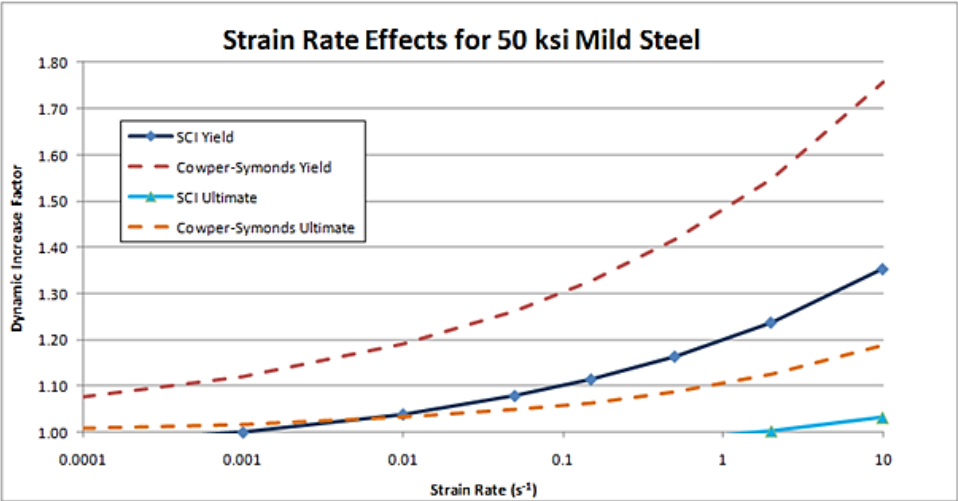


Figure 9. Effects of strain rate on 50 ksi mild steel

There are currently few tests for newer high strength steels used in offshore structures and no published relationships due to lack of research. One published test for a 450EMZ plate (Equivalent to API 2Y Grade 60ksi), shown in the graph below in the Figure 10.

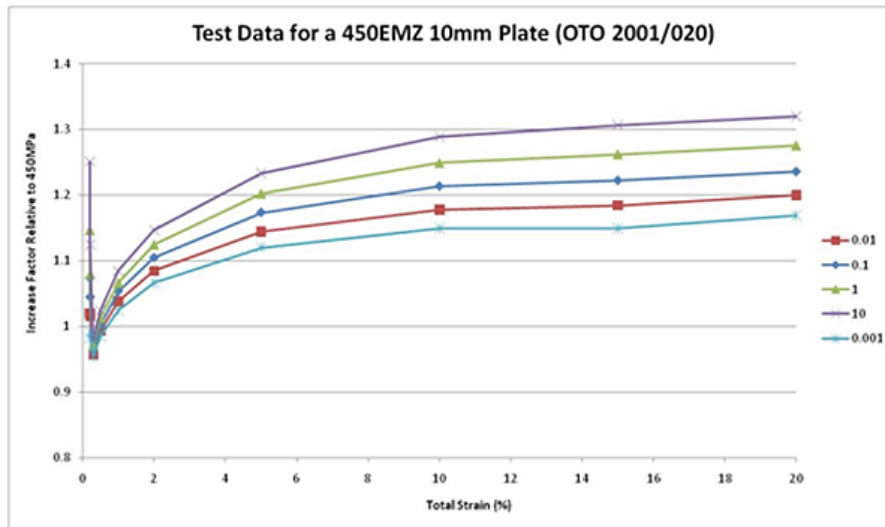


Figure 10. Effects of strain rate on grade 450 EM steel

3.1.4. Response criteria

Blast design and analysis are primarily component-based, whereby the applied blast load and response of each component in the building are determined. Performance goals are usually set in terms of life safety, functionality, and reusability for the entire building. Therefore, damage or response levels for individual building components must be established to achieve the overall building performance goal.

In SDOF or simplified MDOF (Multi Degree of Freedom) systems for blast analysis, the member failure is typically defined through two response parameters: Support rotation (Θ) and ductility ratio (μ). Ductility is the ratio between the maximum deflection and the maximum elastic deflection. Ductility less than unity denotes elastic behavior and greater than unity denotes the behavior is plastic. ASCE's Design of Blast Resistant Buildings in Petrochemical Facilities [6] has classified the deformation range in three different stages: low, medium, and high response as a function of the damage in the building. The response values for structural steel components are shown in Table 4 where, μ_a - Allowable Ductility Ratio and θ_a - Allowable Support Rotation.

Table 4. Response limits for structural steel components [10]

COMPONENT	LOW RESPONSE		MEDIUM RESPONSE		HIGH RESPONSE	
	μ_a	θ_a	μ_a	θ_a	μ_a	θ_a
Hot Rolled Steel Compact Secondary Members (Beams, Girts, Purlins)	3	2	10	6	20	12
Steel Primary Frame Members (with significant compression)	1.5	1	2	1.5	3	2

Steel Primary Frame Members (without significant compression)	1.5	1	3	2	6	4
Steel Plates	5	3	10	6	20	12
Open-Web Steel Joists	1	1	2	3	4	6
Cold-Formed Light Gage Steel Panels (with secured ends)	1.75	1.25	3	2	6	4
Cold-Formed Light Gage Steel Panels (with unsecured ends)	1	-	1.8	1.3	3	2
Cold-Formed Light Gage Steel Beams, Girts, Purlins and Non- Compact Secondary Hot Rolled Members	2	1.5	3	3	12	10

Similarly, the response values for few reinforced concrete (RC) components are shown in Table 5. Glass is often the weakest part of a building [8,12], breaking at low pressures compared to other components such as the floors, walls, or columns. Previous incidents have shown that glass breakage and associated injuries may extend many thousands of feet in large external explosions. High-velocity glass fragments have been shown to be a major contributor to injuries in such incidents.

Table 5. Response limits for reinforced concrete components [10]

COMPONENT	LOW RESPONSE		MEDIUM RESPONSE		HIGH RESPONSE	
	μ_a	θ_a	μ_a	θ_a	μ_a	θ_a
R/C Beams, Slabs, and Wall Panels		1		2		5
R/C Walls, Slabs, and Columns (in flexure, and axial compression load)		1		2		2

As part of the damage limiting approach, glass failure is not quantified in terms of whether breakage occurs or not, but rather by the hazard it causes to the occupants. Two failure modes that reduce the hazard posed by window glass are:

- glass that breaks but is retained by the frame
- glass fragments exit the frame and fall within 3 to 10 feet of the window

The glass performance condition is defined based on empirical data from explosive tests performed in a cubical space with a 10-foot dimension, refer Figure 11. The performance

condition ranges from 1 which corresponds to not breaking to 5 which corresponds to hazardous flying debris at a distance of 10 feet from the window. Generally, a performance condition 3 or 4 is considered acceptable for buildings that are not at high risk of attack. At this level, the window breaks, fragments fly into the building but land harmlessly within 10 feet of the window or impact a witness panel 10 feet away no more than 2 feet above the floor level.

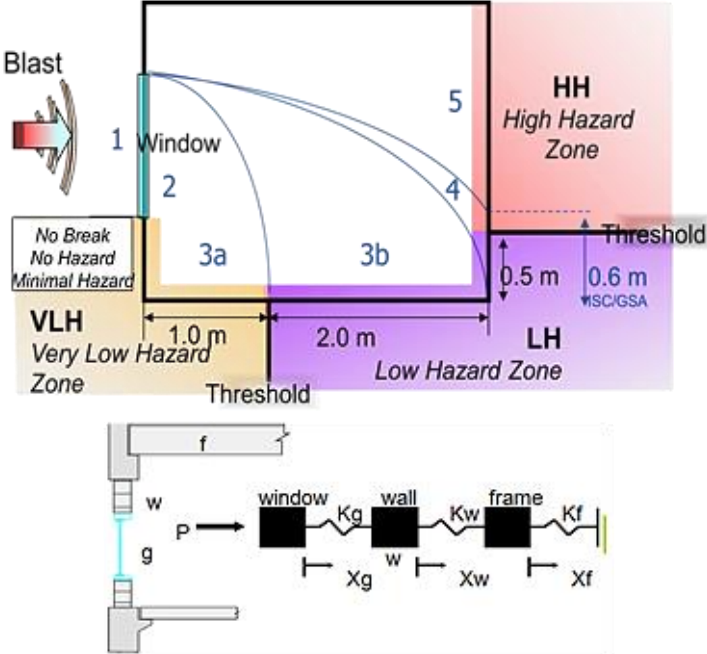


Figure 11. Window hazard classification

One of the most common solutions of mitigating the risk associated with glass is to apply anti-shatter film to glass so that the lamination holds shards of glass together in explosive events, reducing its potential to cause lethal injuries. The structural sealant helps to hold the pane in the frame for higher loads. Annealed glass is preferably used because it has a breaking strength is higher than the heat strengthened glass and tempered glass thus reducing the loads transmitted to the supporting frame and walls. The thickness of glass and film layer is selected based on the desired level of response and expected blast loading. If higher thickness of filming layer is used, the tension member forces into the framing members need to be considered in design.

As a representation of the typical test dummy response, Figure 12 presents a series of snapshots captured by the high-speed camera which used filmed glass. In the first view at earliest time, it was observe that the sheet of glass having already left the window frame and approaching the test dummy; the film is holding virtually all the fragments in a single sheet. Once the sheet impacts the head, some of the fragments become de-bonded from the film, particularly those which bounce back off the test dummy’s head and back. As a result of the impact and the eccentricity of resistance applied to the sheet, the glass begins to rotate and eventually turns and passes over the test dummy’s head.



Figure 12. Response of test dummies exposed to blast impact of glass [12]

3.2. Structural Steel at Low Temperatures

At low temperature the most significant property that changes in metals is the increase in brittleness and consequently the loss of ductility. Mechanical properties of steel that increase as temperatures decrease are the Yield Strength, Tensile Strength, Modulus of Elasticity, Strain rate. However, other important mechanical properties of steel that decreases in cold temperatures are the Ductility, Material Toughness or Impact Strength, Poisson's Ratio, Thermal Expansion Coefficient, Specific Heat. These properties are discussed in detail in the subsequent sections.

3.2.1. Material toughness

Material toughness can be defined as the ability to deform plastically in the presence of a flaw subjected to load rather than fracturing in presence of high stress concentrations. Toughness is commonly measured in terms of energy absorbed in breaking under impact loading [Charpy V-notch test]. The notch toughness of steel depends on the ambient temperature, material composition, heat treatment, loading rate, state of stress ahead of the notch. The state of stress ahead of the flaw will depend on tensile stress, flaw size and plate thickness. At a given test temperature, a metal may manifest a high ductility in the tensile test and practically no toughness in a notched bar impact test. Also, the fracture toughness can increase with decreasing plate thickness as a result of the relaxation of the lateral constraint in the vicinity of the notch tip Figure 13.

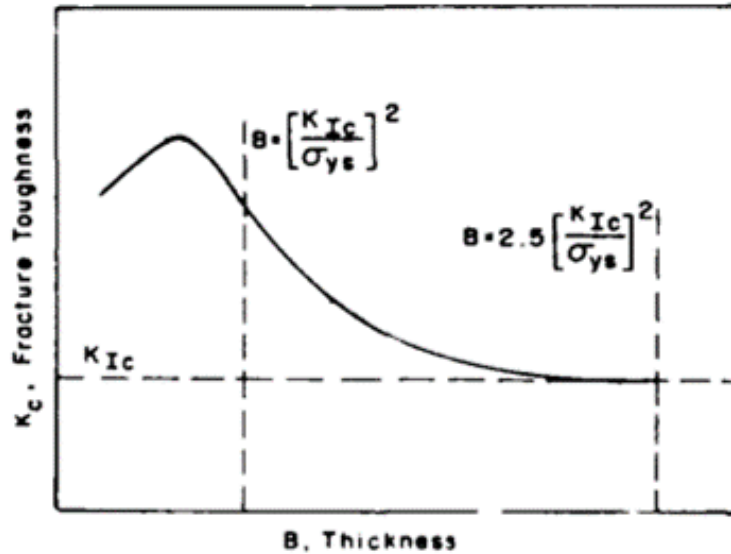


Figure 13. Transition of Fracture Toughness [13]

3.2.2. Transition temperature

The temperature at which the ductile property of steel is transformed to a brittle behavior is called as the transition temperature. This transition temperature at which brittle fracture occurs is lowered by a decrease in carbon content, velocity of deformation, depth of notch, grain size and increase in the radius of notch, increase in nickel and manganese content.

Figure 14 shows the energy-temperature curves obtained by Charpy V notch tests of steels having different chemical compositions [13]. As discussed, the metal composition has significant influence on the transition temperatures. Past research has shown that low alloy and high nickel content steels has excellent properties in reducing the transition temperature and increasing ductility. However, the high nickel content steels are comparatively expensive and mostly used in the industry for cryogenic applications.

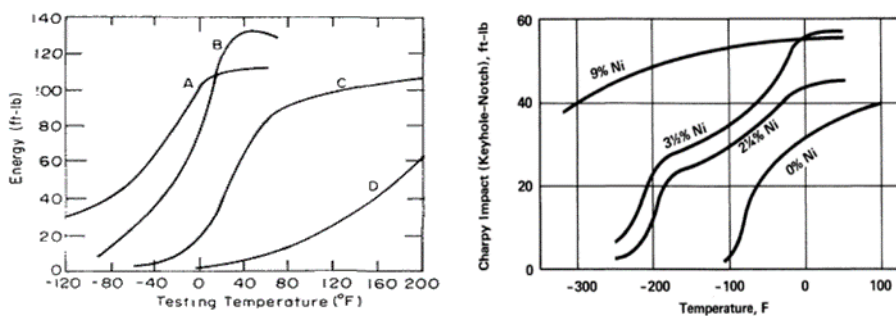


Figure 14. Energy Temp Curves Obtained by Charpy V test [13]

Figure 15 shows the toughness and temperature relationship obtained from Charpy V notch test for carbon steel that is used for ordinary structures, where very low temperatures are not

expected. The ductility transition temperature in the figure indicates that the material (here carbon steel) is expected to undergo brittle fracture when the service temperature is below 17°F (-8.33 °C).

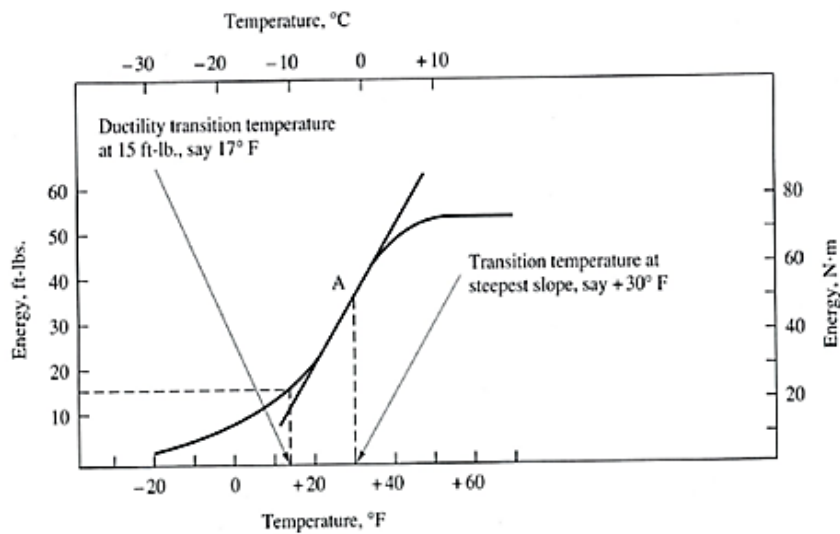


Figure 15. Transition Temperature curve for Carbon Steel obtained from Charpy V Impact test [13]

There is another concept of nil ductility transition (NDT) temperature which typically depends on the material thickness and rate of loading. This temperature indicates the highest temperature at which a standard specimen fails in a brittle manner under dynamic loading. At temperatures above the NDT temperature, the material has sufficient ductility to deform in-elastically before total fracture. Below the NDT temperature, the fracture toughness remains relatively constant with changing temperature. Thus, for structures subject to static or dynamic loading, the respective fracture toughness-to-temperature relations must be used to characterize the fracture behavior. For impact loading, the NDT temperature approximately defines the upper limit of the plane-strain condition.

Loss of ductility in a metal can be observed by examining its low temperature stress-strain relationship. As discussed above, with the decrease in temperature both the yield strength and the ultimate strength point may shift to a higher stress value, but fracture may begin at a much lower strain value. This phenomenon can be observed in Figure 16 which shows the strength vs. temperature plot for pure iron in simple tension test where at a certain temperature, the yield stress and fracture stress meet; and below this temperature, exhibiting a brittle behavior.

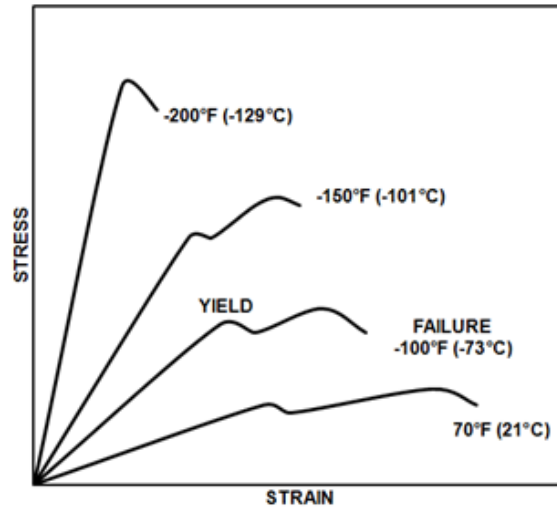


Figure 16. Typical stress-strain curve of body centered cubic class metal at decreasing temperatures [13]

3.2.3. Strength and elongation vs. temperature

Ductility is commonly expressed in terms of percentage elongation in gauge length, and reduction in area, of a tensile specimen that is tested to fracture. Figure 17 shows the analogy between low carbon steel and 9% Ni steel. At low temperatures an obvious increase in the yield and tensile strengths was observed in both types of steels. However, where low carbon steel shows a loss of ductility at low temperatures, the elongation of 9% Ni steel held the constant values throughout the temperature variation This indirectly implies that Ni steel has superior resistance to brittle fracture at low temperatures.

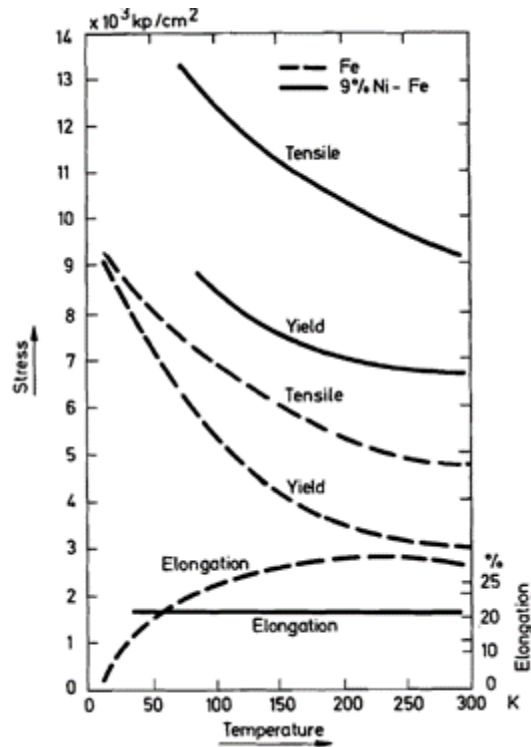


Figure 17. Ultimate tensile, yield, and elongation of low carbon and Ni (9%) – steel vs. temperature [15]

3.2.4. Effects of strain rate

Rapid or high strain-rate loading affects the mechanical properties of structural steels and the same are discussed in this section briefly with reference to low temperature conditions.

At low and normal temperatures, the typical effects of increased strain rate on the response of structural steels are an increase in yield stress; an increase in ultimate strength, though smaller than for yield stress. At elevated temperatures, increase in the strain rate has a relatively small influence on the yield strength, however, a slight decrease in the tensile strength of most of the steels was observed. As discussed above, ductility of structural steels, as measured by elongation or reduction of area tends to decrease with rapid increase in the strain rates. Typically, reduction of the elongation was observed with decreasing temperatures with increasing strain rates. Figure 18 shows another results of tensile test conducted on 9% Ni steel at room temperature and low temperature with varying strain rates. A typical strain rate hardening behavior of steel was observed at both temperatures. When compared with the case of 293 degrees K, as a whole, all of the curves showed a significant increase in strength. At a low strain rate state, it showed an obvious yield point on the curve and a smooth hardening behavior up to the strain of 20%. As the strain rate increased, however the behavior was changed slightly. There appeared a significant softening behavior after the stress reached peak value. At a strain rate of 0.33 s^{-1} , there was no strain hardening region, only significant softening subsequent to some plastic deformation after yielding. At a high strain rate of $2.5 \times 10^2 \text{ s}^{-1}$, the trend became more obvious and it showed a significant softening with increase of strain after the stress reached a peak value at a small strain.

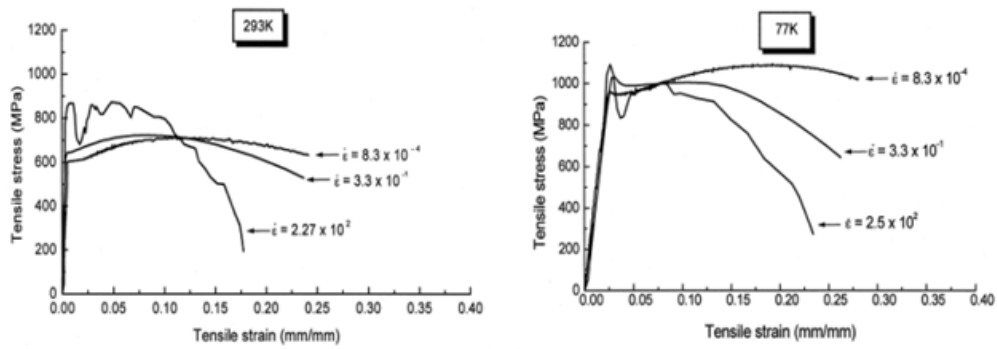


Figure 18. Tensile stress against the tensile strains at room temperature (RT) and -196°C [16]

Table 6. Temperature and Strain Rate dependence on Yield Strength per Eurocode [17].

STEEL GRADE	$f_y(\dot{\epsilon}, T)$	m
S235	$f_{y,RT} + 960 \left[1 - 1.0767 \times 10^{-4} T \cdot \ln \left(\frac{10^8}{\dot{\epsilon}} \right) \right]^m$	2.80
S275		
S355		3.27
S460		
S690	$f_{y,RT} + 960 \left[1 - 7.2993 \times 10^{-5} T \cdot \ln \left(\frac{10^{10}}{\dot{\epsilon}} \right) \right]^m$	3.74
S890		

3.2.5. Standard guidelines for choice of material for low service temperatures

ASTM [14] has specified the impact test requirements for different grades of structural steel, based on the intended loading behavior and expected service temperature. Similarly, those products which are intended to be used as tension components of fracture-critical members are expected to meet some of the requirements as shown in ASTM [18].

For the purposes of material selection and utilization in offshore structures, ISO [5] has characterized steel into different strength groups and toughness classes. The minimum toughness requirements based on different toughness classes. The weld metal and HAZ (Heat affected zone) charpy toughness requirements should be demonstrated during WPQ (welding procedure qualification) depending on material strength group and thickness.

Eurocode [17] has also given guidance for selection of materials for fracture toughness through thickness properties.

3.3. Reinforced Concrete at Low Temperatures

Research has shown that cold temperature causes a significant increase in the compressive strength, modulus of elasticity and stiffness of reinforced concrete members with a reduction in displacement - ductility capacity. Also a substantial increase has been observed in other properties such as the steel-concrete bond strength, concrete fracture energy and the concrete tensile strength. Figure 19 shows a considerable reduction in deformation of the concrete member at -40°C compared to when tested at 20°C . These properties under low temperatures are discussed briefly in the subsequent sections.

3.3.1. Compressive strength of concrete

Increase in the compressive strength of concrete (f_c') at low temperature mainly depends on the moisture content and to a lesser extent on the characteristic of the mix e.g. the water cement ratio and the air content [19]. Figure 20 shows that saturated concrete at low temperature exhibit substantial increase in strength compared to partially dry concrete. It was observed that the increase in strength is due to the water expansion when transformed to ice. This is implied in Figure 20 which shows that the compressive strength of concrete increases with the increase in water cement ratio.

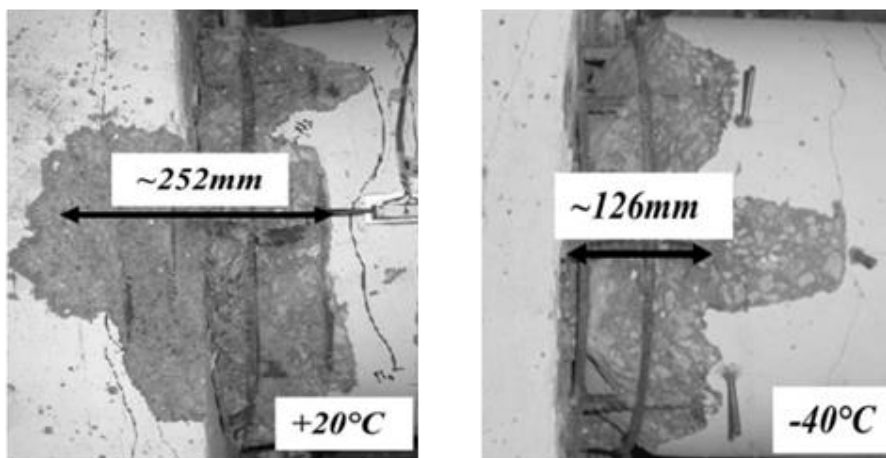


Figure 19. Concrete behavior at low temperature [19]

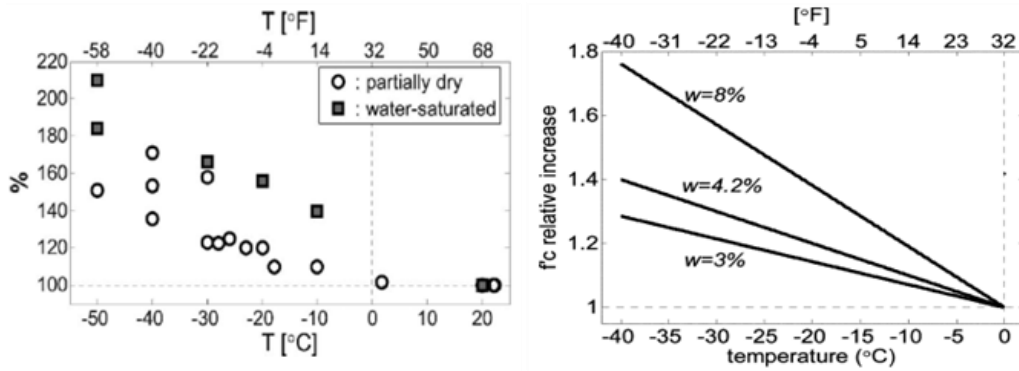


Figure 20. Increase in compressive strength of concrete at low temperatures [19]

Based on these experimental observations, researchers have proposed empirical equations to determine the additional strength of concrete at low temperatures. Figure 21 shows the evaluation of these equations with the data collected from partially dry concrete having moisture content of 3% and compressive strength of 28MPa (4 ksi) at the room temperature.

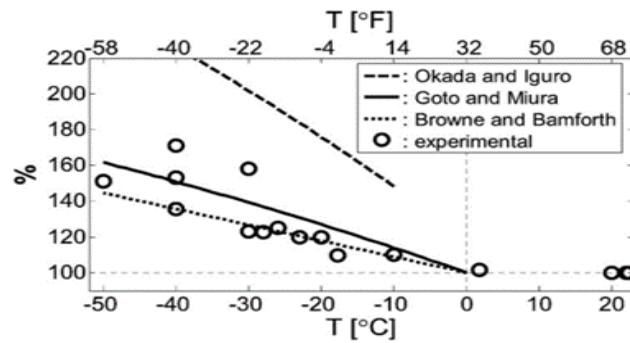


Figure 21. Relative increase of concrete compressive strength at low temperatures [19]

3.3.2. Modulus of elasticity

Figure 22 shows that rate of increase of concrete modulus of elasticity, E_c at low temperatures is smaller than that for the compressive strength.

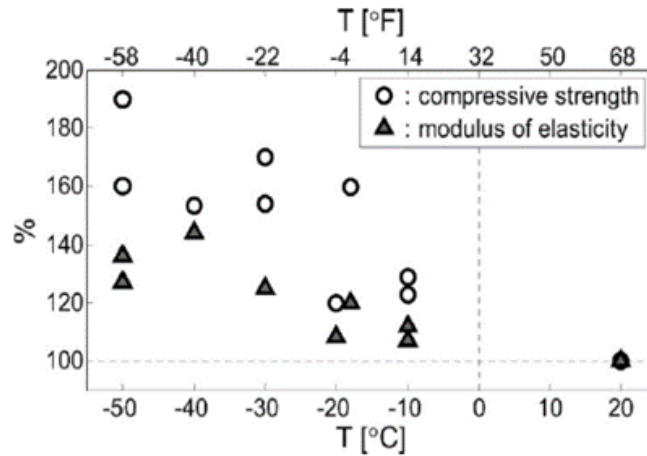


Figure 22. Concrete modulus of elasticity at various temperatures (expressed as percentage of values measured at 20°C) [19]

At normal temperature, the modulus of elasticity (E_c) of concrete is approximately proportional to its square root. The effects of low temperature on E_c can be considered by using ACI equations [18] which includes the temperature effect.

3.2.3. Reinforcing steel

Experimental research has shown that the yield stress and the tensile strength of the reinforcing steel enhances at the same rate with reducing temperatures. On the other hand, Figure 23 shows no significant effect on the deformation capacity of the reinforcing steel.

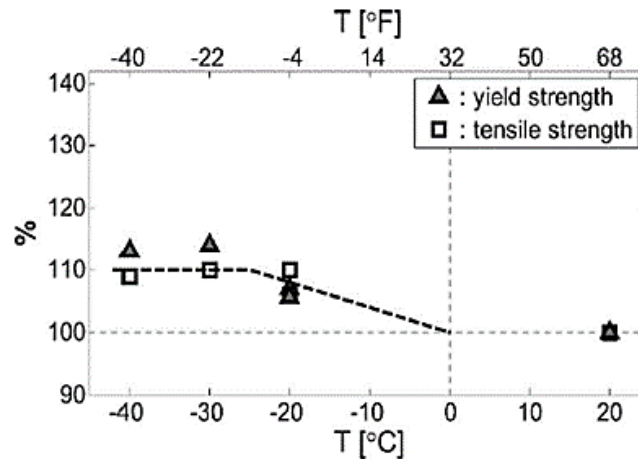


Figure 23. Yield and Tensile Strengths of Steel Reinforcing Bars at Various Temperatures (Expressed as a Function of the Values Measured at 20°C) [19]

3.2.4. Low temperature effects on the reinforced concrete (RC) columns

The columns that studied generally were divided into three groups according to their structural behavior: 1) flexural-dominated ordinary RC (ORC) columns; 2) flexural-dominated RC filled steel tube (RCFST) columns; and 3) shear dominated. Figure 24 shows the result obtained for ORC columns, the flexural-dominated columns tested at low temperatures (-40°C) exhibit an increase in the flexural strength and a reduction of around 20% in the displacement capacity. A significant increase in the modulus of elasticity was observed.

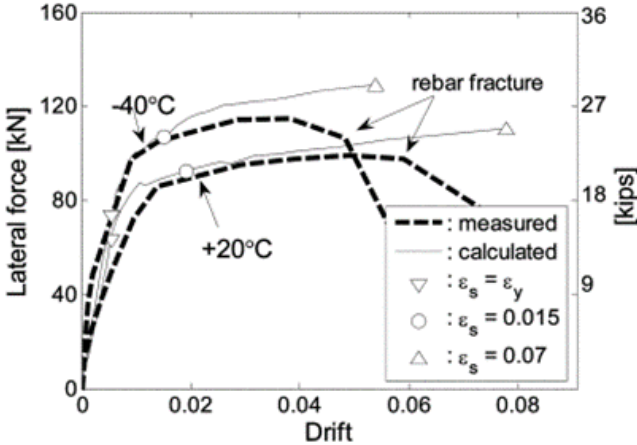


Figure 24. Low Temperature Effect in Cyclic behavior of Flexural dominated columns [19]

A parametric study was performed to quantify the increase of flexural strength at low temperatures. Figure 25 shows the over strengths of around 95 section configurations along with units tested above [19]. A low temperature flexural over strength of around 15% was observed for the RC columns.

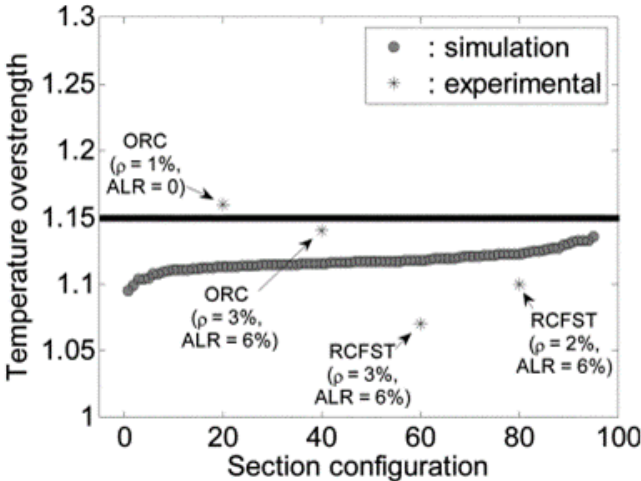


Figure 25. Low Temperature Flexural over strength for RC Columns [19]

3.2.5. Displacement-ductility capacity

Figure 26 and Figure 27 show the reduction of displacement ductility capacity as a function of concrete and steel strain, respectively. Up to 40% reduction in the ductility capacity as observed that at -40°C The empirical equations used to estimate the low temperature ductility capacity reduction for concrete ‘ ϵ_c ’ or steel ‘ ϵ_s ’ strain is indicated below the curves in the subsequent figures.

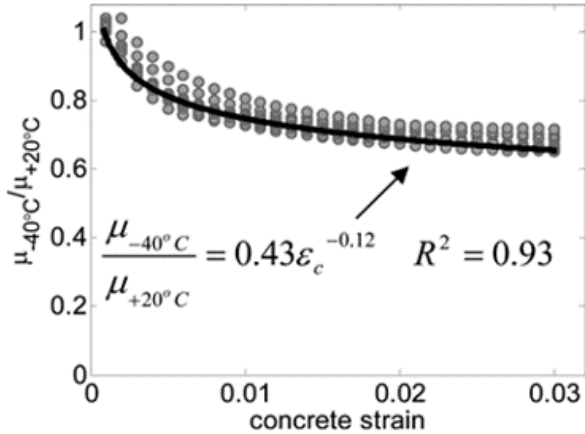


Figure 26. Reduced Ductility at low Temperatures as function of Concrete Strain [20]

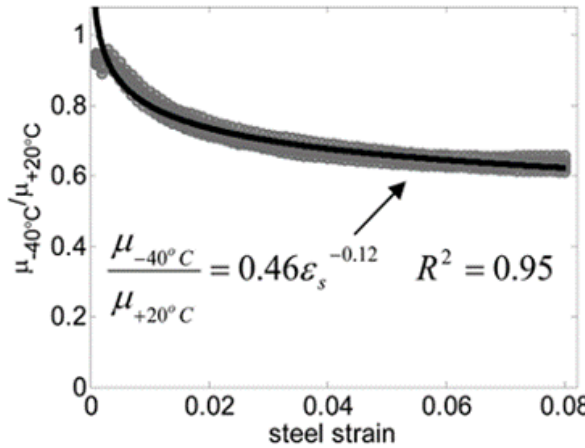


Figure 27. Reduced Ductility at low Temperatures as function of Steel Strain [20]

3.3. Glass at Low Temperature

The breaking stress depends upon the ambient condition and the amount abrasion. Table 13 refers to the test conducted on a glass at various temperatures.

Table 7. Breaking stress of glass at low temperatures, Median values from probability plots [21]

RATE STRESS INCREASE (MPa sec ⁻¹)	BREAKING STRESS (MPa)			
	296°K (23°C)	194°K (-79°C)	76°K (-197°C)	20°K (-250°C)
5.51	51.7	65.5	71.7	71.7
0.07	37.9	51.7	71.7	73.1
0.007	34.8	44.1	71.7	70.3

Following were the conclusions at the end of the test:

- Glass failure strength increases with the decrease in temperature.
- The breaking strength at -197 deg C and -250 deg C is nearly the same
- The modulus of elasticity changes by less than 2% over this temperature range investigated.
- Low temperatures glass exhibits very little or no fatigue, and therefore much higher design stresses can be used for glass.

4. CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS

Since steels are susceptible to brittle fracture at low temperatures, material with sufficient fracture toughness at the temperature, strain rate etc. should be selected. Fracture control should be considered in all material selection and structural design activities. Steel materials with low ductile-to-brittle transition temperature of your steel (or, NDT - Nil Ductility Transition) should be selected. Using thinner sections (less than 50 mm) are better from a fracture toughness point of view (not exceeding required stress levels). The existence of multiple load fracture paths or redundancy so that a single fracture cannot lead to a complete failure of the structure. Differential strains or residual stresses due to temperature changes between construction and permanent locations shall be considered in the design (especially for Blast Resistant Portable Buildings).

Steel structures:

- Steel Structures should be design for only “Low response level”
- Sliding analysis should be performed for Blast Resistant Portable buildings to prevent occupant injuries
- The steel material should have:
 - (Tensile Strength/Yield Strength) \geq 1.2
 - Minimum elongation of 15%

- Finite Element Analysis should be preferred to identify stress concentrated areas. Maximum plastic strains of 5% and 0% are recommended in the structural members and at the connections (welds) respectively.

- An Over-strength factor of 1.5 is suggested to design welded connections

Reinforced Concrete Structures:

- An Over-strength factor of 1.2 is suggested to design the connections

Recommended Response Limits for Reinforced Concrete Components for Z2 and Z3 were given in Table 8 below.

Table 8. Recommended Response Limits for Reinforced Concrete Components for Zones 2 and 3.

COMPONENT	LOW RESPONSE		MEDIUM RESPONSE		HIGH RESPONSE	
	μ_a	θ_a	μ_a	θ_a	μ_a	θ_a
R/C Beams, Slabs, and Wall Panels	-	0.8	-	1.6	-	4
R/C Walls, Slabs, and Columns (in flexure, and axial compression load)	-	0.8	-	1.6	-	1.6

Where, μ_a - Allowable Ductility Ratio and θ_a - Allowable Support Rotation

Glazing System (Window Glass):

- Use material strength at room temperature to design/analyze blast resistant window glass

- An over-strength factor of 1.3 should be used to design window frame and other supporting members for blast design for Zone 2 and 3.

- Window glass should be designed for “NO BREAK/NO HAZARD” response level.

Data Availability Statement

All data, models, and code generated or used during the study appear in the submitted article.

REFERENCES

- [1] United States Energy Information Administration. Russian Metals for Arctic Offshore Structures, Pavel layout and Arctic Oil and Natural Gas Resources; 2021 [cited July 2021]. Available from: <https://www.eia.gov/>, www.eia.doe.gov/
- [2] Sohn, J. M., Kim, S. J., Seong, D. J., Kim, B. J., Ha, Y. C., Seo, J. K., & Paik, J. K. Structural impact response characteristics of an explosion-resistant profiled blast walls in arctic conditions. *Structural engineering and mechanics: An international journal*. 2014, 51(5), 755-771.
- [3] Yan, J. B., Liu, X. M., Liew, J. R., Qian, X., & Zhang, M. H. Steel–concrete–steel sandwich system in Arctic offshore structure: Materials, experiments, and design. *Materials & Design*. 2016 91, 111-121.
- [4] NOAA. National Oceanic and Atmospheric Administration; 2021 [cited July 2021]. Available from: <https://www.noaa.gov/>
- [5] ISO 19902. Petroleum and natural gas industries — Fixed steel offshore structures. 2020.
- [6] Stephen, J. J., Anandavalli, N., Ponnudurai, R., & Prakash, A. Behaviour of steel-concrete composite panels subjected to blast loads. *Education*. 2010
- [7] Biggs JM. *Introduction to Structural Dynamics*. McGraw-Hill: New York; 1964.
- [8] Mocibob, D. Glass panel under shear loading: use of glass envelopes in building stabilization (No. 4185). EPFL. 2008.
- [9] UFC 3-340-02. Structures to Resist the Effects of Accidental Explosions. Unified Facilities Criteria. 2008.
- [10] ASCE. *Design of Blast-Resistant Buildings in Petrochemical Facilities*, 2nd edition, 2010.
- [11] Burgan B. Elevated temperature and high strain rate properties of offshore steels. *Offshore Technology Report 2001/020*. 2001.
- [12] Bogosian D, Avenessian HD. To Film or Not To Film: Effects of Anti-Shatter Film on Blunt Trauma Lethality From Tempered Glass. 17th International Symposium on Military Aspects of Blast and Shock. Las Vegas; 2002.
- [13] Dutta PK. Special Report 88-9 Behavior of Materials at Cold Regions Temperatures. Part 1: Program Rationale and Test Plan. US Army Corps. of Engineers. 1988.
- [14] Salmon CG and Johnson JE. *Steel Structures, Design and behavior*. 4th Ed. Pearson; 1995.
- [15] Brechna H, Hartwig G, and Schauer W. Cryogenic properties of metallic and non-metallic materials utilized in low temperature and superconducting magnets. *Proceedings, 8th International Conference on High-Energy Accelerators*. Geneva, Switzerland; 1971.
- [16] Seop S, Hae-Moo L, and Moon-Saeng K. Impact tensile behavior of 9% nickel steel at low temperature. *International Journal of Impact Engineering*. 2000;24(6-7).
- [17] BS EN 1993-1-10:2005 - Eurocode 3: Design of steel structures, Material toughness and through-thickness properties. 2005.

- [18] ASTM-A709M-11 Standard Specification for Structural Steel for Bridges. 2020.
- [19] Montejo LA, Sloan JE, Kowalsky MJ, Hassan T. Cyclic Response of Reinforced Concrete Members at Low Temperatures. *Journal of Cold Regions Engineering*. 2008;22(3).
- [20] Montejo L, Marx E. and Kowalsky. M., Seismic Design of Reinforced Concrete Bridge Columns at Subfreezing Temperatures. *ACI Structural Journal*. 2010;107(4).
- [21] Kropschot RH, Mikesell RP. Strength and Fatigue of Glass at Very Low Temperatures. *Journal of Applied Physics*. 1957;28(5):610-614.

Ülkemizin Devlet ve İl Yollarının Üst Yapı Bakım Onarım Maliyetinin Parametrik Çoklu Doğrusal Regresyonla Analizi

İhsan GÜZEL^{1*}

^{1*} Bingöl Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Bingöl/Türkiye.
ORCID No: 0000-0002-9153-8644, e-mail: iguzel@bingol.edu.tr

(Alınış/Arrival: 05.12.2023, Kabul/Acceptance: 21.12.2023, Yayınlanma/Published: 15.06.2024)

Özet

Ülkelerin varlıkları olan karayollarının korunması için yapılan bakım işletme maliyeti içerisinde büyük paya sahip olan üst yapı bakım onarım (ÜBO) maliyetlerini trafik yükü, iklim ve çevre koşulları en fazla etkilemektedir. Ülkemizde Karayolları Genel Müdürlüğü (KGM) sorumluluğunda bulunan devlet ve il yollarının ÜBO çalışmaları 17 adet bölge müdürlüğünde karma yöntemle yapılmaktadır. Tesis maliyetleri dâhil edilmediği 2021 yılının ÜBO maliyetlerinin yağış, eşdeğer standart dingil yükü (ESDY) sayısı ve bitümlü sıcak karışım (BSK) esnek kaplama (EK) oranı bağımsız değişkenleriyle ilişkisi SPSS paket programında parametrik çoklu doğrusal regresyon analiziyle araştırılmıştır. Sonuçların istatistiksel anlamlılığı ve regresyon eşitliğinin kullanılabilirliği kontrol edilmiştir. Ülke genelinde regresyon eşitliğinin maliyet tahmini gerçekleştiren maliyetin 0,992 oranındadır. Bu oran bölge müdürlüklerinde ise 0.72 ile 1.39 arasında değişmektedir. Regresyon eşitliğine göre ÜBO maliyeti, BSK /EK oranı artıkça azalmakta, yağış miktarı ve ESDY sayısı artışıyla artmaktadır. Maliyetin azaltılması için BSK oranının artırılması ve özellikle mevcut sathi kaplamalarda drenaj iyileştirme çalışmalarının yapılması gerektiği tespit edilmiştir

Anahtar Kelimeler: Üst yapı, bakım onarım, maliyet, Regresyon, İstatistik

Abstract

Traffic load, climate and environmental conditions affect the superstructure maintenance and repair costs, which have a large share in the maintenance and operation costs of protecting the highways, which are the assets of the countries, the most. In our country, the superstructure maintenance and repair works of state and provincial roads, which are under the responsibility of the General Directorate of Highways, are carried out by a mixed method in 17 regional directorates. The relationship between the superstructure maintenance and repair costs of 2021, when facility costs were not included, and the independent variables of precipitation, equivalent standard axle load number and bituminous hot mixture flexible coating ratio, was investigated with parametric multiple linear regression analysis in the SPSS package program. The statistical significance of the results and the usability of the regression equation were checked. The cost

estimate of the regression equation across the country is 0.992 percent of the actual cost. This ratio varies between 0.72 and 1.39 in regional directorates. According to the regression equation, the cost of ÜBO decreases as the BSK / EK ratio increases, and increases with the increase in the amount of precipitation and the number of equivalent standard axle loads. It has been determined that in order to reduce the cost, it is necessary to increase the Bituminous Hot Mix ratio and to carry out drainage improvement works, especially in existing surface coatings.

Keywords: Superstructure, Maintenance, Cost, Regression, Statistical

1. Giriş

Kara ulaştırması türlerinde karayolu ulaşımının alt yapısı toplumu ilgilendiren yüksek maliyetli kamu yatırımlarıdır. Bu nedenle karayolu yapılarında sürdürülebilirliğin üç temel bileşeninden biri olan ekonomik sürdürülebilirliğin değerlendirilmesinde yaşam döngü maliyet analizi sıklıkla kullanılmaktadır. [1]. Maliyet odaklı bu analizde doğudan maliyetler ilk yapım, bakım onarım işletme maliyeti ve hizmet süresi sonunda yapının mali değerini kapsamaktadır [2]. Karayolu güzergâhlarının işletilmesinde trafik ve çevre koşullarından en fazla etkilenen üst yapıların bakım onarımı yaşam döngü maliyet analizinde önemli maliyetler arasındadır.

BSK kaplamaların 20 ile 35 yıl hizmet süresi aralığında farklı bakım ve onarım metotlarıyla yaşam döngü maliyet analizi çalışmalarında ÜBO maliyeti üst yapı ilk yapım maliyetinin % 46'sı ile %75'i arasında değiştiği belirtilmiştir. [3]-[5]. Bu oranlara göre ülkelerin karayolu ağında yapılacak ÜBO çalışmalarını kamu bütçelerinde önemli giderler olacaktır.

Hizmet sektöründe yer alan karayollarını ülkelerin varlıkları olup mühendislik, yönetim ve ekonomik ilkeler göz önüne alınarak korunması için geleceğe yönelik bakım işletme bütçe planlamalarının yapılması varlık yönetimi açısından önemlidir [6],[7]. Varlık yönetimi kapsamında bulunan üst yapı yönetim sisteminde (ÜYS) hizmet süresince performans tahminlerine göre ÜBO, yol kullanıcı maliyetleri aę ve proje düzeyinde yıllık ayrılan sınırlı bütçeler dikkate alınarak ekonomik önceliklere göre belirlenmektedir[8],[9].

ÜBO maliyetini etkileyen faktörlerden biriside çalışma prensibidir. ÜBO çalışmaları genel bakım işletme içerisinde veya dışında kamu kurumları, özel sektör ve karma olmak üzere üç çalışma yöntemiyle yapılmaktadır. Özel sektör çalışmaları tasarım aşaması dâhil veya hariç olarak, yap işlet devret veya tasarım ve inşaat aşamasından bağımsız kamuyla yapılan uzun süreli sözleşme yaklaşımlarına dayalıdır [10]

Sözleşmelerin tutarları genellikle maliyet analizini etkileyecek değişkenler dikkate alan iki farklı yaklaşım modeliyle tahmin edilmektedir. Birincisi karmaşık problemleri çözmek için algoritma tasarımına dayalı biyolojik ve doğal zekâ modellerini içeren hesaplamalı zekâ, ikincisi sayısal verilerin, toplanması, düzenlenmesi ve yorumlanmasının matematiği olan istatistik modellerdir [11],[12]. Ekonomi, mühendislik gibi birçok alanda yaygın olarak kullanılan istatistiksel veri analiz yöntemlerinden biride regresyon analizidir [13].

Önemli bütçe kısıtlamalarının olduğu ABD karayollarının bakım onarımı için trafik sayısı ESDY sayısı, yağış türü, arazi koşulları, maksimum minimum, sıcaklık değişkenlerine göre sözleşme performans verimliği [14], karayolu bakım onarım sözleşmelerinin süresi, sözleşme bedeli, güzergâh uzunluğu ve çalışma özelliği verileriyle performans dayalı sözleşme maliyeti değişimleri

regresyon analizleriyle değerlendirilmiştir [15]. İsveç'te yol bakım sözleşmelerinde yol uzunluğu, taşıt-km, kenar ve orta bariyer, kar yağışı, yol koşullu verilerinin maliyet verimliğinde etkileri [16], Kanada'da kış şartlarında bakım onarım maliyetlerinin değişen hava, yüzey ve yol güvenliğinin ilişkisi [17] regresyon analizleriyle belirlenmiştir.

ABD'nin Nevada Eyaletine yaşam döngü maliyeti analizlerinde değerlendirmek üzere karayollarının rutin çalışmalarında, ekipman, malzeme, insan gücü maliyetleriyle trafik, yol geometrisi, kaplama yapısı ve iklim ilişkisi doğrusal regresyon analiziyle incelenmiştir [18].

ÜBO maliyetleri platform genişliği, yol uzunluğu kaplama kalınlığı, tipi, şerit sayısı ve kaplama yapım yılı, değişkenleriyle ilişkili olarak doğrusal regresyon analiziyle tahmin edilmiştir [19]. ABD'nin Indiana Eyaletinde, 11300 mil karayolu kaplamasından toplanan coğrafi konum, trafik sayısı, trafik sınıfı, kaplama tipi, iklim değişken bilgileriyle yapılan doğrusal regresyon analiziyle firmaların yıllık bakım ve onarım harcamaları tahmin edilmiştir[20]. California Ulaştırma Kurumu yaşam döngü planlamalarında bakım ve onarım çalışmalarının yol kullanıcı maliyetlerine etkisi geometrik standart, şerit sayısı, çalışma süresi, trafik kapasitesi, günlük trafik ve saatlik ağır taşıt sayılarına göre regresyon modeliyle araştırılmıştır [21].

Ülkemizin karayolu varlıklarının bir parçası olan Karayolları Genel Müdürlüğü (KGM) sorumluluğunda bulunan 68689 km devlet ve il yolunun % 95'i esnek üstyapıdır, Esnek üstyapıların %42'si BSK %58'i sathi kaplamadır. KGM tarafından 2008 yılında hazırlanan ve yürürlükte olan Karayolları Esnek Üst Yapılar Projelendirme Rehberinde (EÜPR) üstyapı yönetimi ağ ve proje olmak üzere iki seviyede uygulanmaktadır. EÜPR' de üstyapı yönetim sistemi uygulama akış şeması incelendiğinde sistemin sathi kaplamaları değerlendirmedeği görülmektedir [22] .

Devlet ve il yollarının yaklaşık yarısı olan sathi kaplamalı güzergâhları bakım ve onarımları KGM bağlı 17 adet bölge müdürlüğünün karar alıcıları tarafından bozulma türü, yoğunluğu, şiddeti ve trafik güvenliği dikkate alınarak yönetilmektedir.

Devlet ve il yol ağında emanet (kurum makine ve personeli), ihaleli (özel sektörle yapılan sözleşme) olarak ÜBO çalışmaları 17 adet bölge müdürlüğüne bağlı 119 adet şube şefliği yol ağında yapılmaktadır. Trafik, iklim ve çevre koşullarına en fazla maruz kalan üst yapıların bakım onarımları yol kullanıcı maliyetlerini ve bakım, onarım işletme faaliyetleri kapsamında yapılacak sözleşme bedellerini en fazla etkilemektedir

Güzergâhların bakım onarım ve işletilmesinde sözleşme bedeli, performansı verimliği ve ÜBO maliyeti tahmini için literatürde yapılan regresyon analizi ve model çalışmalarında en fazla trafik ve iklim değişkenleri dikkate alındığı tespit edilmiştir.

Ülkemizde devlet ve il yollarının bakım işletme çalışmalarını fiilen yürüten karayolları bölge müdürlükleri farklı trafik, iklim, arazi, koşulları ve esnek kaplama tiplerine sahiptir. Bölge müdürlüklerinin ÜBO maliyetlerinin idari, bölgesel ve ekonomik koşullardan bağımsız olan kaplama tipi, iklim koşulları ve trafik verileriyle ilişkisinin araştırılması ülke genelinde maliyetlerin değerlendirilmesine ve üstyapı yönetimine katkı sağlayacağı düşünülmüştür.

Bu çalışmada üst yapıların hizmet süresince performansını en fazla etkileyen trafik, kaplama tipi, iklim ve çevre koşullarını temsil eden sıcaklık, yağış, BSK/Ek oranı ve ESDY sayısı değişkenleriyle ÜBO maliyet ilişkisi parametrik çoklu regresyon analiziyle araştırılmıştır.

2. Parametrik Çoklu Doğrusal Regresyon Analizi

Regresyon aralarında sebep sonuç ilişkisi olan değişkenler arasında matematiksel bir fonksiyon tanımlanmasıdır. [23]. Regresyon analiz yöntemlerinden biri olan çoklu doğrusal regresyon yanıt olarak adlandırılan bağımlı değişkenle daha kolay veya daha erken saptanabilen açıklayıcı bağımsız değişkenler arasında ilişkiyi doğrusal olarak kabul ederek yanıt değişkenini tahmin eden ve modelleme yaklaşımı için kullanılan istatistiksel veri analizi yöntemidir [24], [25]. Parametrik çoklu regresyon yöntemi değişkenlerin normal dağılım, eşit aralıklı veya eşit orantılı, sürekli ölçme düzeyinde ve bağımsız değişkenin kategorik olması ön koşul olarak varsaymaktadır [30]. Çoklu doğrusal regresyonun ekonometri modeli Eşitlik 1’de gösterildiği biçimde ifade edilmektedir

$$Y_i = \beta_0 + \beta_1 \cdot X_{1i} + \beta_2 \cdot X_{2i} \dots \dots \beta_p \cdot X_{pi} + \epsilon_i \quad (1)$$

- Y: Yanıt değişkeni
- X:Açıklayıcı değişken
- P: Açıklayıcı değişken sayısı
- n: Gözlem sayısı (i=1,2,3..n)
- β_p : Açıklayıcı parametreleri
- β_0 :: Sabit katsayı
- ϵ :Hata terimlerini

Açıklayıcı değişken parametrelerini belirlemek için en sık kullanılan yöntemlerden biri olan en küçük kareler yöntemi hata terimlerinin toplamı minimum olacak şekilde Eşitlik-2’den tahmin edilen bağımlı değişkenin varyansı regresyon doğrusunun gerçek değerle uyumluğunun göstergesidir. Tahminin standart hatası varyansı ile ilişkili olarak Eşitlik-3’ten hesaplanır.

$$\sum_{i=1}^n \epsilon_i^2 = \sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2 = \sum_{i=1}^n (Y_i - \beta_0 - \beta_1 X_{1,i} \dots - \beta_p X_{p,i})^2 = \min \quad (2)$$

$$S = \sqrt{\frac{\sum \epsilon_i^2}{(n-2)}} \quad (3)$$

S: Standart hata,

\bar{Y} : Beklenen değeri ifade etmektedir.

En küçük kareler yöntemine göre regresyon fonksiyonunun tahmin amaçlı kullanılabilirliğine analiz sonuçlarının aşağıda belirtilen varsayımları kontrol edilerek karar verilmektedir [26],[27] Bu varsayımlar

- a) Hatalar birbirinden bağımsız, aritmetik ortalamasının sıfır, eş varyanslık ve normal dağılım göstermelidir.
- b) Eş varyanslılık olmalıdır.
- c) Bağımlı değişkenle bağımsız değişkenle arasında doğrusal bir ilişki olmalıdır.
- d) Bağımsız değişkenler arasında çoklu bağlantılık,
- e) Gözlem değerler arasında uç değerler olmamalıdır.

Regresyon fonksiyonunun gözlem değerlerine yakınsaklığını, bağımlı değişkende değişimin yüzde olarak bağımsız değişkenlerle açıklanma ölçütü ve korelasyon katsayısının karesi olan belirlilik katsayısı (R^2) değerinin yüksek çıkması modelin her zaman kullanılabilirliğini göstermez.

Parametrelerin istatistiksel anlamlılığı H_0, H_1 hipotezlerinin (Eşitlik 4 ve 5) kabul veya reddine göre karar verilir. Bağımsız değişken parametrelerin her birinin istatistiksel anlamlılığı t- testi, parametrelerin eşanlı istatistiksel anlamlılığı için ise F-testi yapılır. F ve t değerleri bu testlere ait tablo değerleriyle karşılaştırılması sonucunda Eşitlik 6, 7'de belirtilen şartların sağlanması durumunda H_0 hipotezi red edilerek parametrelerin istatistiksel olarak anlamlı olduğuna kabul edilir.

$$H_0: \beta_0 = \beta_1 = \dots = \beta_p = 0 \quad (4)$$

$$H_1: \beta \neq 0 \quad (5)$$

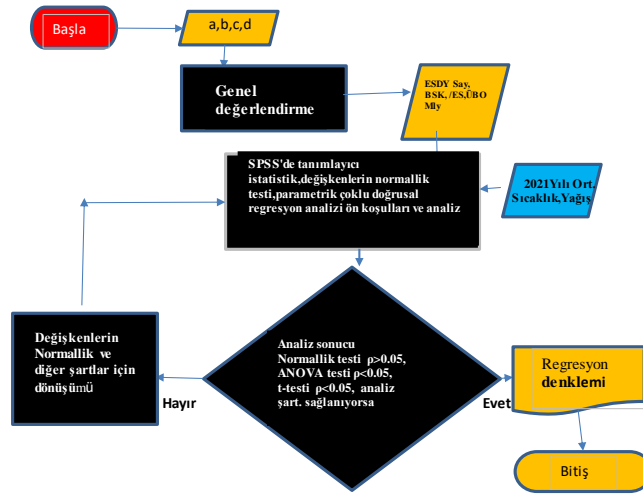
$$|t_h| > |t_{\alpha, n-p}| \quad (6)$$

$$|f_h| > |f_{\alpha, p-1, n-p}| \quad H_0 \text{ hipotezi ret edilir.} \quad (7)$$

Analiz sonucunda H_0 hipotezinin red edilmesi durumunda yanılmış olma olasılığı (α) bilimsel çalışmalarda genellikle 0.05 olarak alınmaktadır. İstatistik paket programlarında tespit edilen önemlilik katsayısı ρ 0.05'den küçük olması durumunda parametreler istatistiksel açıdan anlamlı olarak değerlendirilmektedir [28].

3. Metodoloji

KGM web sayfasında erişime açık olan 2010 ile 2021 yılları arası bakım işletme maliyeti [29], trafik ulaşım bilgileri [30] ve yol ağı kaplama durumu [31] incelenmiştir. Bu yıllarda bakım işletme maliyetlerinde devlet, il yolu ayrımı yapılmadığı, il yollarının trafik ulaşım bilgileri her yıl güncellenmediği ve 2021 yılından itibaren tesis yatırımları maliyetlere dâhil edilmediği tespit edilmiştir. ÜBO maliyetiyle ESDY sayısı, iklim koşulları ve kaplama tipinin ilişkilerini daha iyi belirlemek için tesis maliyetlerinin dâhil edilmediği 2021 yılına ait veriler dikkate alınmıştır. Bu yıla ait güncellenmemiş il yollarının trafik ulaşım bilgileri (Taşıt-Km) bölgelerin 2019 yılı il yolu taşıt-km sayılarına göre güncellenerek ESDY sayısı hesaplanmıştır. Bölge Müdürlüklerin BSK/EK, sıcaklık, ESDY sayısı ve yağış [32] bağımsız değişkenlerinin bağımlı ÜBO maliyeti değişkeniyle ilişkisi akış şemasına (Şekil.1) göre SPSS paket programında parametrik çoklu regresyon analiz yöntemiyle araştırılmıştır.



Şekil 1. Çalışma akış şeması

Akış şemasında belirtilen a 2021 yılı bakım işletme maliyeti, b 2021 Yılı trafik ulaşım, c 2019 Yılı trafik ulaşım, d yol ağı verileridir.

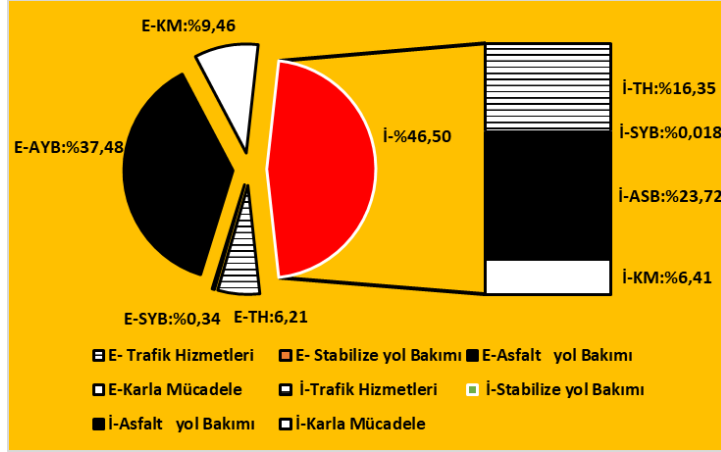
4. Bulgular

KGM sorumluluğunda bulunan devlet ve il yollarında 2021 yılında trafik hizmetleri, stabilize yol bakımı, asfalt yol bakımı (Üst yapı bakım onarım)ve karla mücadele hizmet başlıkları altında yapılan çalışmaların maliyetleri Tablo-1’de gösterilmiştir. Toplam maliyetin %53.50 ‘si emanet (E), %46.50’si ihaleli (İ) çalışmadır. Emanet çalışmanın %38’i personel ve faturalı (Aydınlatma, su, elektrik, telefon, doğalgaz, telefon, internet vb.) sabit giderlerdir.

Tablo 1. KGM bakım işletme maliyetleri [29]

Yapılan İş	Çalışma Tipi				Toplam	
	Emanet		İhaleli		TL	TL/Km
	TL	TL/Km	TL	TL/Km		
Trafik Hizmetleri	461.251.732	7.413	1.213.872.466	19.508	1.675.124.198	26.921
Stab.Yol Bakımı	388.918	409	19.766	21	408.684	430
Asfalt Yol Bakımı	2.740.829.693	44.731	1.734.574.754	28.308	4.475.404.447	73.039
Karla Mücadele	690.852.401	11.292	467.775.914	7.646	1.158.628.315	18.938
Toplam	3.893.322.744	63.845	3.416.242.900	55.483	7.309.565.644	119.328

Bakım işletme maliyetinin yaklaşık %62 ‘si olan ÜBO maliyetinin % 37,48’i emanet % 62,52’ si ihaleli maliyettir (Şekil.2).



Şekil 2. Maliyetlerin çalışma tipi ve yapılan işe göre dağılım oranları [29]

2010 ile 2021 yılları arası maliyet verileri ve ÜBO çalışma içeriği değerlendirildiğinde maliyetler;

- İdari kararlar ve üst yapı yönetiminin etkinliği,
- Kamu personel sayısı, eğitim bilgi ve tecrübesi, makine ve araç parkı özellikleri,
- Bölge müdürlüklerinin sorumlu olduğu bölgenin ekonomik koşulları,
- Yol ağının coğrafi konumu, meteorolojik koşulları (yağış, sıcaklık nem, rüzgâr), geometrik standartları, trafik hacmi, taşıt sınıfı, yol kullanıcı maliyetleri, trafik güvenliği,
- Bakım onarım çalışmalarında kullanılan malzeme kalitesi
- Yol ağının ulusal ve uluslararası arası önemi,
- Özel sektöre yaptırılacak işlerin ihale biçimi, sözleşmenin süresi, işlerin miktarı, istenilen personel sayısı, niteliği, istenilen makine, araç sayısı ve teknik özellikleri,
- Yol ağında meydana gelen doğal afet,
- Kaplama tipi

olmak üzere bir çak değişkenden dolayı bölge müdürlükleri arasında farklılıklar gösterecektir.

2021 yılında devlet ve il yollarının kaplama tipi, BSK / EK oranı ve üstyapı bakımı uzunluklarının bölge müdürlüklerine dağılımı Tablo 2’de gösterilmiştir. Esnek kaplamalı ağın ortalama %92’sinde ÜBO çalışması yapılmıştır.

Tablo 2. Bölge Müdürlüklerinin 2021 yılı kaplama tipi ve ÜBO çalışma uzunlukları [29,31]

Bölge Müd.	2021 Yılı Asfalt Bakım Yol Ağı: A (Km)	Kaplama Tipi (Km)				2021 Yılı Bakım Çalışması Oranı C:A.100/B (%)	BSK Oranı D: BSK.100 /(SK+BSK) (%)
		Bitümlü Sıcak Karışım BSK	Sathi Kaplama: SK	Diğer DK	Toplam B: BSK+SK+DK		
1. Bölge (İstanbul)	2.978	3263	337	81	3681	80,90	90,64
2. Bölge (İzmir)	5.009	2263	3020	81	5364	93,38	42,84
3. Bölge (Konya)	5.186	2372	2897	235	5504	94,22	45,02
4. Bölge (Ankara)	3.440	1941	1929	65	3935	87,42	50,16
5. Bölge (Mersin)	4.592	2064	3239	169	5472	83,92	38,92
6. Bölge (Kayseri)	3.896	1504	2546	172	4222	92,28	37,14
7. Bölge (Samsun)	4.432	1996	2436	117	4549	97,43	45,04
8. Bölge (Elâzığ)	3.653	766	2910	241	3917	93,26	20,84
9. Bölge (D.Bakır)	4.244	1406	2984	470	4860	87,33	32,03
10. Bölge (Trabzon)	3.401	1253	2148	238	3639	93,46	36,84
11. Bölge (Van)	2.829	899	1930	773	3602	78,54	31,78
12. Bölge (Erzurum)	2.099	957	1142	167	2266	92,63	45,59
13. Bölge (Antalya)	3.321	1979	1342	167	3488	95,21	59,59
14. Bölge (Bursa)	4.534	2032	2582	88	4702	96,43	44,04
15. Bölge (Kastamonu)	2.911	766	2168	64	2998	97,10	26,11
16. Bölge (Sivas)	3.260	808	2452	178	3438	94,82	24,79
18. Bölge (Kars)	1.489	664	825	53	1542	96,56	44,59

ÜBO maliyetlerini etkileyen trafik yükünün üst yapıda meydana getireceği etkinin belirlenmesinde [33] dikkate alınan ESDY sayısı bölge müdürlüklerinin taşıt-km değerleriyle taşıt eşdeğerlik faktörleri çarpılarak hesaplanmıştır. Bölge müdürlüğü merkezlerine ait yağış, sıcaklık verileriyle beraber Tablo 3’de gösterilmiştir.

Tablo 3. Bölge Müdürlüklerinin 2021 yılı ÜBO maliyeti, ESDY sayısı, bölge merkezi meteorolojik verileri [29, 30,32]

Bölge No	Toplam Maliyet (TL)	Maliyet (TL/Km)	Devlet Yolu: T Taşıt -Km (10 ³)	2019 Yılı İl Yolu /Devlet Yolu. Taşıt-Km Oranı İT: (%)	2021 Yılı İl Yolları dâhil Taşıt-km TTK: .(T+T.İT/100)	Eşdeğer Standart Dingil Yüklü Sayısı ESDY	Ort. Sıcaklık (° C)	Yağış (mm)
1	298.805.504	171.926	12.438.248	18,90	14.789.360	7.115.184.670	14,3	648,1
2	351.172.122	99.542	12.134.400	29,42	15.704.769	7.980.053.165	17,9	713,8
3	225.475.885	87.117	7.938.560	16,79	9.271.714	8.076.834.449	11,7	329,4
4	251.298.357	151.834	8.421.187	10,90	9.339.481	6.029.947.685	12	392
5	339.827.499	115.350	7.685.801	24,18	9.543.843	4.740.372.393	19,2	613,9
6	265.099.471	120.252	4.014.175	34,02	5.379.687	3.732.982.497	10,7	389,6
7	355.670.128	122.839	6.759.147	18,66	8.020.479	4.736.870.332	14,6	717,9
8	192.179.735	92.511	2.852.171	26,21	3.599.650	1.907.613.368	13,1	415,1
9	349.287.322	111.157	5.821.450	25,73	7.319.341	4.947.015.967	15,9	494,9
10	435.698.824	172.086	3.618.133	34,93	4.882.045	2.273.959.322	14,8	828,9
11	221.924.832	141.744	1.932.946	15,27	2.228.091	1.334.577.090	9,4	392,8
12	143.668.158	128.339	1.626.315	7,66	1.750.875	1.425.308.179	5,7	429,9
13	282.043.026	116.942	6.545.819	11,01	7.266.273	3.709.719.436	18,8	1060
14	264.604.282	92.815	8.251.988	19,65	9.873.325	7.143.914.350	14,6	709,5
15	231.695.501	123.385	2.845.843	25,15	3.561.520	1.985.268.358	9,9	482,8
16	200.173.246	108.281	1.772.133	19,19	2.112.219	1.711.534.637	9	430,9
18	66.780.556	122.275	515.138	20,00	618.144	356.834.849	4,7	506,8

ESDY sayısı, yağış, sıcaklık ve BSK/ EK oranı bağımsız değişkenleriyle (Tablo 2,3) ile toplam ÜBO maliyeti arasında ilişkiyi açıklayan korelasyon katsayıları pozitif yönde olup, sırasıyla 0.461, 0.538, 0.806, 0.122 olarak hesaplanmıştır. Bu değişkenlerin birlikte maliyet üzerinde etkilerini çoklu doğrusal regresyon analiziyle araştırmak için bağımsız değişkenlerin normal dağılımı kontrol edilmiştir. Bölge müdürlükleri içerisinde 1. Bölge Müdürlüğü BSK/EK oranı uç değer olduğundan bu bölge müdürlüğüne ait veriler analizde dikkate alınmamıştır. Yağış, sıcaklık bağımsız değişkenleri birbiriyle ilişkili olduğundan ve sathi kaplamalar yağıştan daha fazla etkilendiğinden sadece yağış ve BSK/EK, ESDY sayısı bağımsız değişkenleriyle analiz yapılmasına karar verilerek ortalama ve standart sapmaları Tablo 4 'de gösterilmiştir. Yağış, maliyet ve ESDY sayısı değişkenlerinin normal dağılım eğrilerinin sol uç değerleri eksi değer olduğundan ve bu değişkenler negatif olamayacağından dönüşüm yapılmıştır.

Tablo 4. Değişkenlerin standart sapma ve ortalamaları

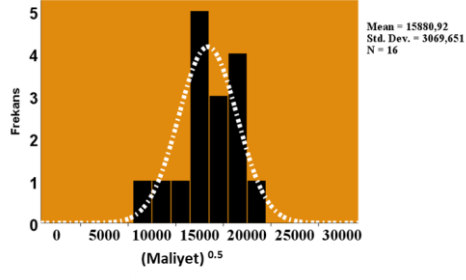
Değişkenler	Ortalama (M)	Standart sapma (μ)	M-3. μ	M+3. μ
2021 Yılı Maliyet (TL)	261.037.434,00	91.564.154,62	-13.655.029,87	535.729.897,87
Yağış (mm)	556,76	200,33	-44,23	1.157,76
SDYS	3.880.800.379,79	2.477.124.209,83	3.550.572.249,70	11.312.173.009,28
BSK / EK (%)	39,08	10,14	8,66	69,51

Bölge müdürlüğü maliyetlerinin karekök, yağış miktarı ve ESDY sayısının doğal logaritma dönüşümlerinden sonra yapılan Kolmogorov-Smirnova, Shapiro-Wilk normallik testi (Tablo.5) sonuçlarında önemlilik (significance) katsayısı $\rho > 0.05$ olduğundan normallik şartı sağlanmıştır.

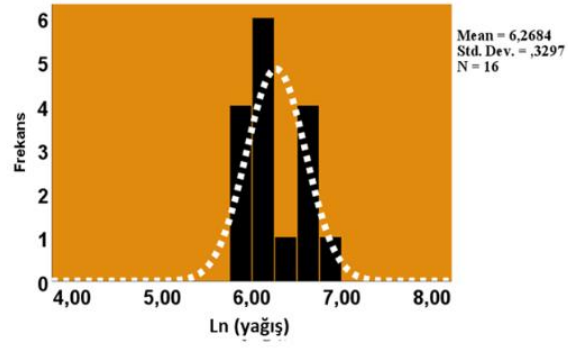
Tablo 5. SPSS normallik testi

Değişken (Variable)	Normallik Testi (Normality Test)					
	Kolmogorov-Smirnov ^a			Shapiro-Wilk		
	Z Testi Puan (Statistic)	Serbestlik Derecesi (df)	Olasılık Tahmini ρ (Sig.)	Z testi puan (Statistic)	Serbestlik Derecesi (df)	Olasılık Tahmini ρ (Sig.)
(ÜBOM) ^{0.50}	0,130	16	,200*	0,945	16	0,410
Ln (yağış)	0,174	16	,200*	0,929	16	0,239
Ln(ESDY)	0,163	16	,200*	0,911	16	0,120
BSK/EK	0,145	16	,200*	0,964	16	0,739

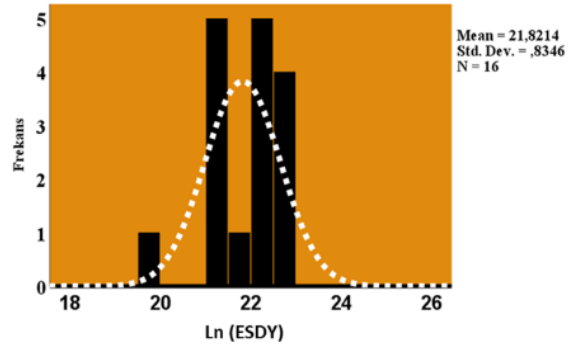
Dönüştürülmüş değişkenlerin histogram diyagramları, standart sapma ve ortalamaları (Şekil.3) değerlendirildiğinde değişkenlerin normal dağılım eğrilerinin uç noktalarının negatif değer olmadığı ve normallik şartı sağladığından (Tablo.5) regresyon analizi bu değişkenlerle yapılmıştır.



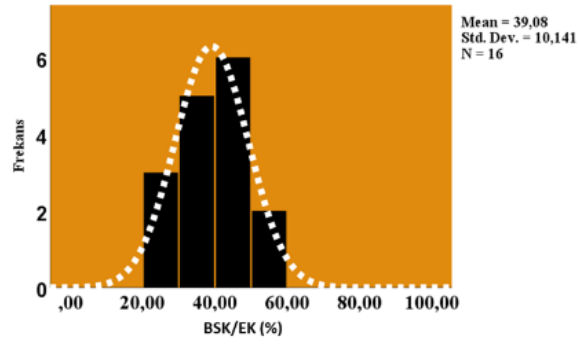
a) Maliyet



b) Yağış



c) ESDY



d) BSK /EK

Şekil 3. Değişkenlerin histogram diyagramları

Regresyon analizi sonucunda bağımlı değişkenle bağımsız değişkenler arasında ne derece ilişki olduğunu korelasyon katsayısı (R), bağımsız değişkenlerin bağımlı değişkeni açıklama yüzdesi olan çoklu belirleme katsayısı (R^2) model özetinde gösterilmiştir (Tablo.6). Regresyon denkleminin ilgisi olmayan bağımsız değişkenler eklendiğinde çoklu belirlilik katsayısı R^2 'nin düzeltilmiş durumu (Adjusted R Square) göre bağımsız değişkenler bağımlı değişkenin (ÜBO maliyeti) %71'ini açıklamaktadır.

Tablo 6. Regresyon model özeti

Model Özeti (Model Summary)				
Model	R	R^2 (R Square)	Düzeltilmiş R^2 (Adjusted R Square)	Tahminin Standart Hatası (Std. Error of the Estimate)
1	,877 ^a	0,768	0,710	1651,95689

Bağımsız değişkenlerin her biri için t testi, modelin bir bütünü olarak F testi sonuçlarında (Tablo 7,8) önemlilik (Sig.) katsayısı 0,05'den küçük olduğundan H_0 hipotezi red edilerek modelin istatistiksel olarak anlamlı olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 7. F testi ANOVA tablosu

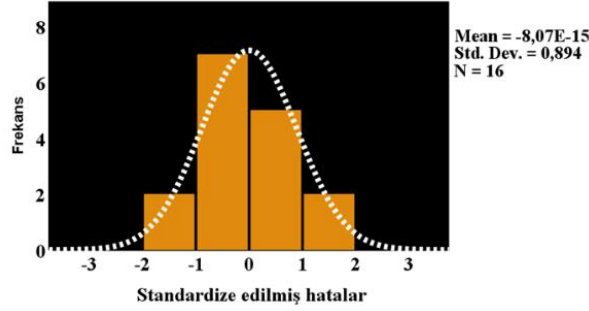
Model	Kareler toplamı (Sum of Squares)	Serbestlik Derecesi (df)	Kareler Ort.(Mean Square)	F testi (F)	Sig.
1 Regresyon (Regression)	108593835,331	3	36197945,110	13,264	0,000
Hata/ Atık (Residual)	32747538,815	12	2728961,568		
Toplam (Total)	141341374,146	15			

Modelde standardize edilmemiş β katsayılarına göre ESDY sayısı, yağış değişkenlerinin maliyeti en fazla etkileyerek artırdığı, BSK/ EK oranı artıkça maliyetin azaldığını göstermektedir.

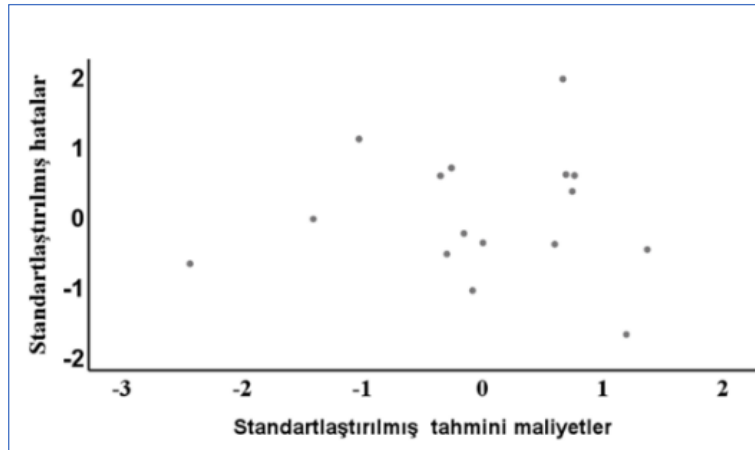
Tablo 8. Regresyon eşitliği katsayıları ve t testi sonuçları

Katsayılar (Coefficients)						
Model	Standardize Edilmemiş Katsayılar (Unstandardized Coefficients)		Standardize Edilmiş Katsayılar (Standardized Coefficients)		t testi (t)	Sig.
	β	Standart Hata (Std. Error)	β			
1 Sabit (Constant)	-	13525,124			-5,115	0,000
Ln(yağış)	69184,998	1437,728	0,538		3,485	0,005
Ln(ESDY)	5010,152	534,438	0,727		5,002	0,000
BSK/EK	2673,307	47,968	-0,395		-2,494	0,028
Bağımlı Değişken (ÜBOM) ^{0.50} . (Dependent Variable: (ÜBOM) ^{0.50})						

Regresyon analizi sonuçları incelendiğinde değişkenler arasında korelasyon değerleri 0.80' den, varyans enflasyon faktörü (VIF) değeri 5'den küçük olduğundan bağımsız değişkenler arasında çoklu bağlantılık bulunmamaktadır. Standardize hatalarının -3.29 ile 3.29 arasında değiştiğinden değişkenlerde uç değer olmadığı tespit edilmiştir. Hataların normal dağıldığı, aritmetik ortalamasının sıfır (Şekil.4) ve standartlaştırılmış tahmini değer hata grafiği dağılımından eş varyanslık şartının sağlandığı görülmüştür (Şekil.5). Ayrıca Durbin Watson katsayısının 1 ile 3 arasında olduğundan hataların birbirinden bağımsız ve otokorelasyon olmadığı belirlenmiştir.



Şekil 4. Standardize edilmiş hata histogramı



Şekil 5. Standartlaştırılmış maliyet hata saçılma grafiği

Analiz sonucunda elde edilen regresyon fonksiyonu (Eşitlik-8) kullanabilirlik şartlarını sağlandığından devlet ve il yollarında ÜBO maliyetleri bu eşitlikle tahmin edilebilecektir

$$TÜBOM = \left(5010,152 \cdot \ln(\text{Yağış}) + 2673,307 \cdot \ln(\text{ESDY}) - 119,621 \cdot \left(\frac{BSK}{EK} \right) - 69184,998 \right)^2 \quad (8)$$

TÜBOM: Tahmini üst yapı bakım onarım maliyeti (TL)

Yağış: Yıllık yağış ortalaması (mm)

ESDY: Eşdeğer standart dingil yükü sayısı

BSK / EK: Bitümlü sıcak karışım kaplama uzunluğunun esnek kaplama uzunluğuna oranı (%)

Geniş bir coğrafi alana dağılan bölge müdürlüklerinin TÜBOM, gerçekleşen üst yapı bakım onarım maliyetleri (GÜBOM) ve bölgelerin TÜBOM göre birim ESDY maliyetleri Tablo 9’da gösterilmiştir. Toplam TÜBOM GÜBOM oranı 0,992, ortalama birim ESDY maliyeti ise 0,0944 TL dir.

Tablo 9 Bölgelere göre GÜBOM, TÜBOM ve birim ESDY maliyetleri

Bölge No	Gerçekleşen Maliyet: GÜBOM (TL)	Regresyon Eşit. Tahmin Maliyeti: TÜBOM (TL)	Fark F:GÜBOM-TÜBOM (TL)	Maliyet oranı MO: GÜBOM / TÜBOM	Eşdeğer Standart Dingil Yüğü Sayısı ESDY	TÜBOM/ESDY
2	351.172.122	382.677.048	-31.504.926	0,9177	7.980.053.165	0,0480
3	225.475.885	238.983.326	-13.507.441	0,9435	8.076.834.449	0,0296
4	251.298.357	223.043.485	28.254.872	1,1267	6.029.947.685	0,0370
5	339.827.499	319.813.326	20.014.173	1,0626	4.740.372.393	0,0675
6	265.099.471	230.414.244	34.685.227	1,1505	3.732.982.497	0,0617
7	355.670.128	321.605.040	34.065.088	1,1059	4.736.870.332	0,0679
8	192.179.735	244.988.945	-52.809.210	0,7844	1.907.613.368	0,1284
9	349.287.322	314.778.952	34.508.370	1,1096	4.947.015.967	0,0636
10	435.698.824	312.325.348	123.373.476	1,3950	2.273.959.322	0,1373
11	221.924.832	171.919.494	50.005.338	1,2909	1.334.577.090	0,1288
12	143.668.158	146.116.189	-2.448.031	0,9832	1.425.308.179	0,1025
13	282.043.026	305.965.909	-23.922.883	0,9218	3.709.719.436	0,0825
14	264.604.282	364.520.583	-99.916.301	0,7259	7.143.914.350	0,0510
15	231.695.501	252.343.959	-20.648.458	0,9182	1.985.268.358	0,1271
16	200.173.246	227.310.770	-27.137.524	0,8806	1.711.534.637	0,1328
18	66.780.556	87.044.788	-20.264.232	0,7672	356.834.849	0,2439
Toplam	4.176.598.944	4.143.851.405	32.747.539	-	-	-

Bölgeler arasında maliyet farklılıklarından dolayı 2021 yılı genel maliyet regresyon eşitliği MO ve ÜFE katsayılarıyla düzenlenerek (Eşitlik-9) bölgelerin yıllık ÜBO maliyetleri edilebilecektir.

$$BTübom_n = TÜBOM_n \cdot MO_n \cdot \frac{YÜFE}{ÜFE_{2021}} \quad (9)$$

BTübom: Bölge üst yapı bakım onarım maliyeti (TL)

n: Bölge numarası

MO: Maliyet oranı

YÜFE: Tahmin edilen yılın üretici fiyat endeksi

ÜFE₂₀₂₁:2021 Yılı üretici fiyat endeksi

Eşitlikte MO’ nı 0,72 ile 1,39 arasında değişimi belirlenen bağımsız değişkenler dışımda kalan değişkenlerin bölge müdürlüğü maliyetlerine etkisini göstermektedir.

5. Sonuç

Devlet ve il yollarında belirlenen bağımsız değişkenlerle yapılan parametrik çoklu doğrusal regresyon analizi sonucunda elde edilen eşitlikle ülke genelinde %0,8 hatayla, bölge müdürlüklerinde ise maliyet oranları katsayıları dikkate alınarak maliyetler tahmin edilebilecektir. Regresyon eşitliğinde BSK oranı artıkaça maliyet azaldığından sathi kaplamalı güzergâhların, kademeli olarak ekonomik üst yapı projelendirmeleriyle (sathi kaplamaların geri dönüşümü,

kaplama kalınlıkları) BSK kaplamalara dönüştürülmesi üstyapı yönetim sisteminde değerlendirilmelidir.

Yağış miktarı maliyeti artırdığından dolayı özellikle mevcut sathi kaplamalı üstyapı güzergâhlarında tabaka ve yüzey drenajları kontrol edilmelidir.

ESDY sayısına göre bakım ve onarım maliyetleri değerlendirildiğinde eşdeğer standart dingil yükünün bölge müdürlüklerinde 0,029 TL ile 0,244 TL arasında bir maliyete (TÜBOM/ ESDY) sebep olmaktadır. Maliyetlerin aritmetik ortalaması 0,0944 TL dir. Ortalamanın üstünde kalan bölgelerin (8,10 11,12, 15,16, 18) genel olarak ortalama hava sıcaklığı düşük ve ESDY sayısı az, kar yağışı fazladır. Bu bölgelerde belirlenen bağımsız değişken dışında kalan diğer değişkenlerin maliyet farklılıklarına neden olabileceği düşünülmektedir.

6. Tartışma

Bu çalışmada ÜBO maliyetlerinin tahmini için değişkenlerin veri sayısı az olup tesis maliyetlerinin dâhil edilmediği 2021 yılından sonraki yıllara ait yayınlanacak değişken verileri dikkate alan analizler yapılarak sonuçlar karşılaştırılmalıdır.

Yol ağlarından sorumlu olan kurumların ÜBO maliyetlerini güzergâh seviyesinde değerlendirerek bağımsız değişkenlerin etkileri araştırılmalıdır.

Kaynaklar

[1] M. E. Cihangir, Bağdatlı and R. Akbıyıklı, “ Sürdürülebilir ulaşırma yapıları için etkili ekonomik analiz modeli,” TRANSİST 7. Uluslararası Ulaşırma Teknolojileri Sempozyumu ve Fuarı, İstanbul, Turkey, Dec. 2-5. 2014.

[2] P. Babashamsi, N. I. M. Yusoff, .H, Ceylan, N. G. M. Nor and H. S. Jenatabadi “Evaluation of pavement life cycle cost analysis: review and analysis,” *International Journal of Pavement Research and Technolohg*, vol. 9, no. 4, pp. 241-254, Aug.2016

[3] Y. Abut, “A relative assessment of the life-cycle costs of rigid and flexible pavement coatings in Turkey,” *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, vol.18, pp. 918-926, Mar.2020.

[4] İ A. Karahacıoğlu, and A. Corum, “ Asfalt Yolların Yaşam Döngüsü Maliyet Analizi: İstanbul O3 Otoyolunda Uygulanması. *International, Journal of Engineering Research and Development*, vol.12, no.1,pp. 32-39, jan. 2020.

[5] M. S. Islam, “*Development of a smartphone application to measure pavement roughness and to identify surface irregularities*,” .Ph.D. dissertation , Dep. Ciivil Eng., Illinois Univ., Champaign, USA, 2015

[6] S. Fallah-Fini, H. Rahmandad, K. Triantis, and J. M. Garza, “Optimizing highway maintenance operations: dynamic considerations,” *System Dynamics Review*, vol. 26, no.3, pp. 216-238, july, 2010.

- [7] E. M. Ozbek, “Development of a comprehensive framework for the efficiency measurement of road maintenance strategies using data envelopment analysis Virginia,” M.S. thesis, Dep. Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, PA., 2012.
- [8] A. Yüksekli, “Trafik ve değişkenlerinin üstyapı maliyetlerine etkisinin ömür döngü maliyet analizi ile incelenmesi,” Yüksek lisans tezi, FBE.İnşaat Müh., Yıldız Üniv., İstanbul Türkiye, 2006
- [9] M. Siper, “Yapay Zeka Yöntemleriyle Üstyapı Performans Tahmini,” Yüksek lisans tezi, FBE. İnşaat Müh., N. Erbakan Üniv., Konya, Türkiye, 2021.
- [10] P. C. Anastasopoulos, J. E. Haddock, and S. Peeta, “Cost Overrun In Public-Private Partnerships: Toward Sustainable Highway Maintenance and Rehabilitation,” *Journal of Construction Engineering and Management*, vol.140, no.6, pp. 1-9, 2014.
- [11] M. Karlaftis and E. I. Vlahogianni, “Statistical Methods Versus Neural Networks In Transportation Research: Differences, Similarities and Some Insights,” *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, vol.19, no.3, pp.387-399. Oct. 2010.
- [12] P. A. Engelbrech, “Computational intelligence” 2.th ed, Pretoria Üniv, SA, 2007, <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/book/10.1002/9780470512517>
- [13] M. E. İnal, D. Topuz, ve O. Uçan “Doğrusal olasılık ve logit modelleri ile parametre tahmini,” *Sosyo ekonomi*, vol 3 no.3, pp. 49-75, Haz. 2006
- [14] S. Fallah-Fini, K. Triantis, M. Jesus, M and W. L. Seaver, “Measuring the efficiency of highway maintenance contracting strategies: A bootstrapped non-parametric meta-frontier approach,” *European journal of operational research*, vol. 219, no. 1, pp 134-145, Dec.2011
- [15] P.C. Anastasopoulos, B. G. McCullouch, K. Gkritza, F.L Mannering, F. L. and K. C. Sinha, “Cost savings analysis of performance-based contracts for highway maintenance operations,” *Journal of Infrastructure Systems*, vol.16,no.(4), pp.251-263, Nov.2010.
- [16] S. Yarmukhamedov, A. S. Smith, and J. C. Thiebaud, “Competitive tendering, ownership and cost efficiency in road maintenance services in Sweden: A panel data analysis,” *Transportation Research Part A: Policy and Practice*, vol. 136, pp. 194-204, 2020
- [17] A. Abohassan, K. El-Basyouny and T.J. Kwon, ” Exploring the associations between winter maintenance operations, weather variables, surface condition, and road safety: a path analysis approach,” *Accident Analysis & Prevention*, Vol.163, pp.1-10, July.2021
- [18] M. Hagood, “Highway routine maintenance cost estimation for Nevada,” M.S. thesis, Dep. Civil and Environmental Eng., Nevada Üniv., Las Vegas, USA, 2014
- [19] A.S. Oladele, A. S. Adedmila and J. A. Egwurube, ”Highway maintenance cost estimation modeling for developing countries: a case study of Nigeria,” *Botswana Journal of Technology*, vol.1 no.1, pp.1-8, Oct.2011.

- [20] M. Volovski “Econometric Models for Pavement Routine Maintenance Expenditure.” Mid-Continent Transportation Research Symposium, Ames, Iowa. Purdue University, West Lafayette, Indiana,2011.
- [21] S. Kedarisetty, C. Kim and J.T. Harvey,.” Regression models of road user cost prediction for highway maintenance and rehabilitation for life cycle planning in California,”. *Transportation Research Record*,vol. 2676(1), pp.18-29,. DOI: 10.1177/036119812110271
- [22] Karayolları Genel Müdürlüğü, ” Esnek Üstyapılar Projelendirme Rehberi”, Teknik Araştırma Dairesi Üstyapı Şube Müdürlüğü, pp. 5-99,2008.
- [23] N.Tezcan, “Parametrik olmayan regresyon analizi,”. *Atatürk Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Dergisi*, no.25,pp.345-352,.2011
- [24] A. Arı and H. Onder, “ Farkli veri yapılarında kullanılacak regresyon yöntemleri,” Anadolu Tarım Bilimleri Dergisi,vol. 28 no.3, pp.168-174, DOI: 10.7161/anajas.2013.28.3.168
- [25] M.S.Temurlenk, ”Ekonometrinin Temelleri” Anadolu Üniv.Eskişehir .Türkiye <https://ets.anadolu.edu.tr/storage/nfs/IKT316U/ebook/IKT316U-20V1S1-8-0-1-SV1-ebook.pdf>
- [26] S. Kılıç, “Doğrusal regresyon analizi,” *Journal of Mood Disorders*, vol.3,no.2, pp 90-92,Haz.2013.
- [27] S.Sahinler, ”The basic principles of fitting linear regression model by least squares method.”, *Journal of Agricultural Faculty, Mustafa Kemal University*, vol.5 , no.2, pp. 57-73. Jan. 2000
- [28] M. Mendeş, S.Subaşı,And E. Başpınar, ” Bilimsel Çalışmalarda P-Değerinin Rapor Edilmesi” *Journal of Agricultural Sciences*, vol.11 no.4,pp. 359-364., Haz. 2005
- [29] Karayolları Genel Midirlüğü, ” 2010-2021 Yılları arası bakım işletme maliyetleri,” 2022 <https://www.kgm.gov.tr/Sayfalar/KGM/SiteTr/Istatistikler/YapimBakimIsletmeMaliyet.aspx> Erişim Tar:9.11..2022
- [30] Karayolları Genel Midirlüğü, ” 2010-2021 Yılları arası Trafik Ulaşım Bilgileri ,” 2022 <https://www.kgm.gov.tr/Sayfalar/KGM/SiteTr/Istatistikler/TrafikveUlasim.aspx> Erişim Tarihi: 16. 12 .2*22
- [31] Karayolları Genel Midirlüğü, ”Yol ağ uzunluğu,” 2022 <https://www.kgm.gov.tr/Sayfalar/KGM/SiteTr/Istatistikler/DevletveIIYolEnvanteri>. Erişim Tar:01 09..2022
- [32] Meteroloji Genel Müdürlüğü, ”İllerimize göre genel istatistik verileri,” 2022 <https://mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx> Erişim Tarihi: 22. 11 .2022
- [33] A.Tunç, Kaplama Mühendisliği Ve Uygulamaları. İstanbul Türkiye: Asıl Yayınevi,2004,pp .108-136.

Kalıcı Mıknatıslı Doğru Akım Motorları için Modellemeye Dayalı Hız Kontrolünün Deneysel Uygulamaları

Ahmet DUMLU^{1*}, Tuğrulhan AKGÜL², Kağan Koray AYTÜL³

^{1*} Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0002-2181-5386, e-mail: ahmetdumlu@erzurum.edu.tr

² Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0001-7274-5843, e-mail: tugrulhan.akgul@erzurum.edu.tr

³ Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0003-0275-4837, e-mail: kagan.koray@erzurum.edu.tr

(Alınış/Arrival: 21.01.2024, Kabul/Acceptance: 26.03.2024, Yayınlanma/Published: 15.06.2024)

Özet

Bu çalışmada, özellikle akademik çalışmalarda ve endüstride sıklıkla kullanılan kalıcı mıknatıslı doğru akım motorlarının (KMDAM) gerçek zamanlı hız kontrolü gerçekleştirilmiştir. Öncelikle geri beslemeli kontrolcü yapısını tasarlanması için gerekli olan KMDAM'ın elektromekanik modellemesi Kirchoff-Newton yasaları kullanılarak elde edilmiştir. Ardından, KMDAM'ın gerçek sistem parametreleri kullanılarak elde edilen tam ve doğru dinamik modeli kullanılarak uygun Oransal-İntegral (Oİ) kontrolcü parametreleri kararlılık kriterlerine bağlı olarak bulunmuştur. Benzer şekilde geri beslemeli kontrolcü yapısı için gerekli olan Oransal-İntegral-Türevsel (OİT) kontrolcü parametreleri ise kontrol kuramında sıklıkla tercih edilen Ziegler-Nichols parametre ayarlama yöntemi kullanılarak belirlenmiştir. Yapılan gerçek zamanlı ve karşılaştırılmalı hız kontrol performans deneylerinden elde edilen sonuçlara göre, özellikle tam ve doğru bir dinamik modele dayalı Ziegler-Nichols parametre ayarlamalı OİT kontrolcünün bilinmeyen harici yükler altında dahi daha iyi bir performans sergilediği ve farklı hız yörünge girişlerinde kontrolcü performansının geleneksel Oİ kontrolcüyeye göre üstün olduğu gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kalıcı Mıknatıslı Doğru Akım Motoru (KMDAM), Oransal-İntegral (Oİ) kontrolcü, Oransal-İntegral-Türevsel (OİT) Kontrolcü, Ziegler-Nichols Parametre Ayarlama Yöntemi, Doğru Akım Motoru Hız Kontrolü

Experimental Applications of Modeling-Based Speed Control for Permanent Magnet Direct Current Motors

Abstract

In this study, real-time speed control of permanent magnet direct current motors (PMDCMs), which are frequently used in academic studies and industry, is realized. First of all, the electromechanical modeling of the PMDCM, which is necessary for the design of the feedback controller structure, is obtained using Kirchoff-Newton laws. Then, the appropriate Proportional-Integral (PI) controller parameters are found based on the stability criteria by using the exact and accurate dynamic model of PMDCM obtained by using the real system parameters. Similarly, the Proportional-Integral-Derivative (PID) controller parameters

required for the feedback controller structure were determined using the Ziegler-Nichols parameter tuning method, which is frequently preferred in control theory. According to the results obtained from the real-time and comparative speed control performance experiments, it is observed that the PID controller with Ziegler-Nichols parameter tuning based on a complete and accurate dynamic model performs better even under unknown external loads and the controller performance is superior to the conventional PI controller at different speed trajectory inputs.

Keywords: Permanent Magnet Direct Current Motor (PMDCM), Proportional-Integral (PI) controller, Proportional-Integral-Derivative (PID) Controller, Ziegler-Nichols Parameter Tuning Method, Direct Current Motor Speed Control

1. GİRİŞ

Doğru akım (DA) motoru elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren ve doğru akımla çalışan motorlardır. Bu motorlar geçmişten günümüze kadar endüstriyel alanda, robotik projelerde, elektronik uygulamalar gibi birçok sahada kullanılmaktadır [1]. Özellikle, Fırçasız Doğru Akım Motorları (FDAM) ve KMDAM tipi motorlar fırçalı DA motorların bakım zorunluluğu ve verim sıkıntısı gibi dezavantajlarını ortadan kaldırmak üzere geliştirilmiştir. KMDAM'ların boyutunun uygunluğu, yüksek güç yoğunluklu, düşük maliyetli ve iyi karakteristik özelliklere sahip olduğu için endüstride yaygın olarak kullanılan motor çeşitlerinden biri haline gelmiştir [2]. Bu özelliği sayesinde FDAM'lar yaygın olarak endüstriyel makineler ve elektrikli araçlar gibi alanlarda kullanılmaktadır [3]. Özellikle KMDAM'ların cevap hızları çok yüksek olduğundan bu motorlar hız gereksinimi duyulan birçok elektromekanik sistemde kullanılmaktadır [4].

Söz konusu KMDAM'lar yüksek hassasiyette hız kontrollerinin yapılabilmesi için matematiksel olarak elektromekanik modelinin doğru bir şekilde elde edilmesi ve bu modele göre uygun kontrol algoritmalarının kullanılması gerekmektedir. Özellikle, endüstriyel uygulamalarda KMDAM'ların hız kontrolü için Oİ kontrolcüsünden yararlanılmaktadır. Hız kontrolünün en az hata ile gerçekleştirilebilmesi için Oİ kontrolcü parametrelerinin sistem modeline uygun olacak şekilde otomatik kontrol teorisinden yararlanılarak belirlenmesi gerekmektedir. Gerçek zamanlı uygulamalarda herhangi bir matematiksel analizden yararlanılmadan deneysel olarak yapılan parametre ayarlamalarında zaman alıcı problemlerle karşılaşmaktadır. Bu problemlerin üstesinden gelebilmek için öncelikle KMDAM üretimi ile ilgili elektromekanik parametrelerin bilinmesi ve bu parametrelere bağlı olarak Kirchoff ve Newton kanunlarından yararlanılarak tam ve doğru bir dinamik modelinin elde edilmesi gerekmektedir. Bununla birlikte bu sistemin dinamik davranışını elde etmenin bir diğer zorluğu ise, sistemin zamanla değişen ve doğrusal olmamasından kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla karmaşık bir sistem modellenirken sistem tipine bağlı olarak Lagrangian, Newton, Kirchoff gibi yasalar kullanılabileceği gibi yapay sinir ağları (YSA) gibi farklı nümerik yöntemlerden de yararlanılabilmektedir [5-6]. Herhangi bir yöntem kullanılarak elde edilen dinamik modellemenin ardından söz konusu model kontrol teorisinde kullanılan geri beslemeli sistem mimarisine dönüştürülmeli ve belirlenecek uygun kontrolcünün matematiksel analizleriyle doğru kontrolcü parametrelerinin ortaya koyulması gerekmektedir. Kontrol kuramında kullanılan geleneksel Oİ-OİT kontrolcü parametrelerinin belirlenmesinde literatürde yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Bir OİT kontrolcünün tasarlanmasında en çok bilinen yöntemler Cohen-Coon, Wang-Juang-Chan, Chien Hrones Reswick ve Ziegler Nichols yöntemleridir [7]. Ziegler- Nichols yönteminde sistemin basamak cevabından yararlanılarak OİT parametreleri belirlenir. Chien-Hrones-Reswick yönteminde ise OİT parametreleri sisteme ait olan birim

basamak girişe verdiği açık çevrim cevabından elde edilir. Wang-Juang-Chan yönteminde gecikme süresi (L), kazanç (K) ve zaman sabit (T) parametrelerinin bilinmesiyle OİT kontrolcüye ait parametreler elde edilir [8]. Bunlara ek olarak son yıllarda popüler hale gelen Genetik Algoritma (GA), Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) ve Bulanık Mantık yaklaşımı ile Oİ-OİT parametrelerinin belirlenmesi en yaygın bilinen çalışmalardandır [8]. Genetik Algoritma yönteminde sürecin modellenmesinde olasılıklara bağlı olarak çok iterasyonlu bir algoritma kullanılmaktadır [9]. Genetik Algoritmada amaç referans ile gerçek değer arasındaki farkı yani hatayı en aza indirmektir. Bununla birlikte PSO yöntemi kısaca bir popülasyona tabi kalarak ilerleyen stokastik sürecin optimizasyonunu sağlamaktadır [10]. PSO sistemi çok parametrelili ve çok değişkenli nonlineer sistemlerde çok iyi sonuçlar vermektedir [11-12]. Kontrolcü parametre ayarlamasında kullanılan diğer bir yöntem ise Bulanık Mantık yöntemidir [13, 14]. Bulanık Mantık yaklaşımı insan gibi düşünme temeline dayanır. Kısacası bu yöntemde sözel ifadeler (büyük pozitif, pozitif, sıfır, negatif, büyük negatif) yer almaktadır. Ayrıca bu yöntemin en önemli avantajlarından biri kontrol edilecek sistemin matematiksel modelinin çıkarılmasına ihtiyaç duyulmamasıdır. Bu durum ise modelleme esnasında oluşabilecek hataların önlenmesini sağlar [15,16]. DA motorlarının hız kontrolünde esas olan uygun kazanç parametrelerini doğru bir şekilde ayarlayabilmek için son yıllarda literatürde farklı sezgisel algoritmalara dayalı çalışmalara rastlanmaktadır [17-19]. Bu yöntemlerden her birinin birbirine göre üstünlükleri veya eksiklikleri olmasına rağmen gerçek zamanlı endüstriyel uygulamalarda ağır matematiksel işlem yükleri gerektirmesi, iterasyon yoluyla sonucu ulaşılması ve söz konusu alanda tecrübe sahip olunması nedeniyle endüstride çok fazla tercih edilmemektedir.

Yukarıda bahsedilen problemlerin üstesinden gelebilmek için bu çalışmada, öncelikle KMDAM'ın elektriksel ve mekanik eşdeğer devreleri kullanılarak sistemin tam ve doğru bir dinamik modeli ayrıntılı bir şekilde elde edilmiştir. Elektriksel eşdeğer devre analizinde Kirchoff yasalarından yararlanılırken mekanik eşdeğer devrede ise Newton yasasından yararlanılmıştır. Kirchoff ve Newton yasaları kullanılarak elde edilen dinamik denklemler birleştirilerek sisteme ait elektromekanik dinamik model sistem parametrelerine bağlı olarak elde edilmiştir. Ardından elde edilen bu model sistemin oturma zamanı (t_s), sönümlenme oranı (ζ) ve doğal frekans (ω_n) değerlerine bağlı olarak Oİ kontrolcünün parametrelerinin belirlenmesinde kullanılmıştır. Bununla birlikte parametrelerin belirlenmesinde ikinci bir yöntem olarak Ziegler-Nichols yönteminden yararlanılmıştır. Bu yöntemde her ne kadar sistem cevabında aşım oluşmasına rağmen kontrolcü parametre değerlerinin belirlenmesi için kullanılan önemli bir yöntemdir. Yapılan gerçek zamanlı hız kontrol performans deneylerinden elde edilen sonuçlara göre, özellikle tam ve doğru bir dinamik modele dayalı Ziegler-Nichols parametre ayarlamalı OİT kontrolcünün bilinmeyen harici yükler altında dahi daha iyi bir performans sergilediği ve farklı hız yörünge girişlerinde kontrolcü performansının geleneksel Oİ kontrolcüye göre güçlendirdiği gözlenmiştir.

2. KMDA MOTORUN MODELLENMESİ

Bu bölümde KMDAM'ın elektriksel ve mekanik eşdeğer devreleri kullanılarak Eşitlik 1'de ifade edilen KMDAM'ın birinci dereceden transfer fonksiyonu elde edilmiştir.

$$\frac{\Omega_l(s)}{V_m(s)} = \frac{K}{(\tau s + 1)} \quad (1)$$

Burada, $\Omega_l(s)$ rotor açısal hızı, ($\omega_l(t)$ ifadesinin Laplace dönüşümü), $V_m(s)$ motor giriş gerilim ($v_m(t)$ ifadesinin Laplace dönüşümü), K kazanç değerini, τ zaman sabitini ifade etmektedir. Eşitlik 1’de ifade edilen transfer fonksiyonu bulabilmek için KMDAM’ın elektriksel ve mekanik eşitliklerinin kullanılması gerekmektedir. KMDAM’ın elektriksel ve mekanik eşdeğerini Kirchoff Gerilim Yasası ve Newton Hareket denklemi kullanılarak elde edilmiştir. KMDAM’ın endüvi devre şeması ve mekanik yapısı Şekil.1’de gösterilmiştir. KMDAM’ın, Şekil.1’de görüldüğü gibi sisteme uygulanan V_m giriş gerilimi altında (Eşitlik 1’de verilen transfer fonksiyonununun giriş büyüklüğünü), R_m motor direnci ve L_m endüktansı olan seri bir devre ile rotor döndüğünde k_m zıt-emk gerilimi meydana gelmektedir. Endüviden akım geçtiğinde, iletkenlerde manyetik alan oluşur ve böylece rotorun çevresinde rotoru döndüren moment meydana gelir.

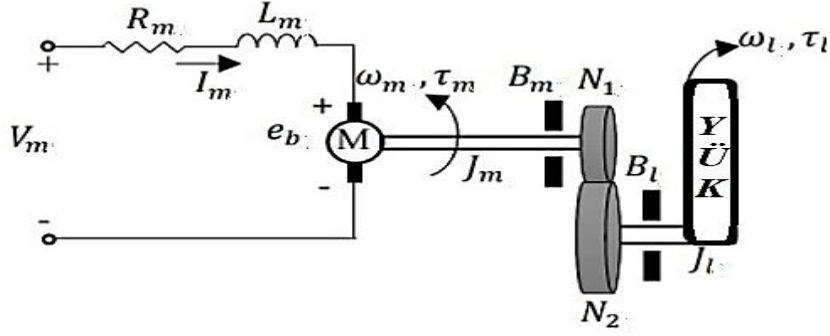
Çizelge 1. KMDAM Parametre Değerleri

Semboller	Tanımlamalar	Parametre Değerleri
R_m	Motor endüvi direnci	2.6 Ω
L_m	Motor endüvi indüktansı	0.18 mH
K_m	Motor zıt-emk sabiti	7.8×10^{-3} V rad ⁻¹ s ⁻¹
K_t	Motor akım-tork sabiti	7.8×10^{-3} N m A ⁻¹
K_g	Dişli oranı	14
η_m	Motor verimi	0.69
η_m	Dişli kutusu verimi	0.90
J_m	Motor milini atalet momenti	3.90×10^{-7} kg m ²
J_l	Yükün atalet momenti	1.03×10^{-4} kg m ²
B_m	Motor miline etki eden viskoz sürtünme	1.07×10^{-9} N m rad ⁻¹ s ⁻¹
B_l	Yük miline etki eden viskoz sürtünme	4.41×10^{-6} N m rad ⁻¹ s ⁻¹

Bu çalışmada kullanılan KMDAM modeli parametreleri Çizelge 1’de verilmiştir. Ayrıca KMDAM’ın nominal gerilimindeki temel değerleri ve karakteristikleri Çizelge 2’de sunulmuştur.

Çizelge 2. KMDAM Nominal Gerilimindeki Temel Değerleri ve Karakteristikleri

Tanımlamalar	Parametre Değerleri
Nominal Voltaj	24 V
Yüksüz Hız	8270 rpm
Yüksüz Akım	164 mA
Nominal Hız	7710 rpm
Nominal Tork	108 mNm
Nominal Akım	4.12 A
Durma Torku	1980 mNm
Durma Akımı	72.5 A
Maksimum Verim	%88,6
Maksimum Çıkış Gücü	102 W
Terminal Direnci	0.331 Ω
Terminal İndüktansı	0.103 mH
Tork Sabiti	27.3 mNm/A
Hız Sabiti	350 rpm/V
Hız/Tork Gradyanı	4.24 rpm/mNm
Mekanik Zaman Sabiti	3.24 ms
Rotor Ataleti	72.8 gcm ²



Şekil 1. KMDAM endüvi akımı ve dişli takımı

Elektrik motorları için zıt-emk değeri motor milinden elde edilen açısal hız ile doğru orantılıdır. e_b zıt elektromotor gerilimi ve ω_m motor milinin açısal hızı arasındaki ilişki Eşitlik 2’de ifade edilmiştir.

$$e_b(t) = k_m \omega_m(t) \quad (2)$$

Şekil 1’deki elektriksel devreye Kirchoff Gerilim Yasası uygulandığından Eşitlik 3 elde edilmektedir.

$$V_m(t) - R_m I_m(t) - L_m \frac{dI_m(t)}{dt} - k_m \omega_m(t) = 0 \quad (3)$$

Bu denklemden, $I_m(t)$ endüvi akımını ve $L_m \frac{dI_m(t)}{dt}$ ise indüktördeki gerilimi ifade etmek üzere motorun elektriksel eşitliği elde edilir. Burada L_m çok küçük bir değer olduğu için Eşitlik 3’te ihmal edilebilir. Bu durumda Eşitlik 3 daha sade bir halde Eşitlik 4’teki gibi yazılabilmektedir. Bu durumda sistemin birinci dereceden transfer fonksiyonunu elde etmek daha kolay hale gelmektedir.

$$V_m(t) - R_m I_m(t) - k_m \omega_m(t) = 0 \quad (4)$$

Eşitlik 4’ten endüvi akımı ($I_m(t)$) çekildiğinde, endüvi akımının matematiksel ifadesi Eşitlik 5’teki gibi yazılabilmektedir.

$$I_m(t) = \frac{V_m(t) - k_m \omega_m(t)}{R_m} \quad (5)$$

Bununla birlikte, uygulanan motor torkuna (τ_m) göre yükün açısal hızını ω_l ’i açıklayan hareket denklemi geliştirilmiştir. KMDAM tek serbestlik dereceli bir döner sistem olduğundan Newton’un ikinci hareket yasası Eşitlik 6’daki gibi ifade edilmektedir.

$$\tau = j. \alpha \quad (6)$$

Burada, j eylemsizlik momentini yani cismin dönmeye karşı gösterdiği direnci, α sistemin açısal ivmesini ve τ ise sisteme uygulanan torqların toplamını ifade etmektedir. Eşitlik 6 ve Şekil 1'den yararlanılarak KMDAM için Eşitlik 7'de ifade edilen motorun yük tarafı için hareket denklemi yazılabilmektedir.

$$J_l \frac{d\omega_l(t)}{dt} + B_l \omega_l(t) = \tau_l(t) \quad (7)$$

Burada, J_l , yükün atalet momenti, B_l viskoz sürtünme katsayısını, $\tau_l(t)$, yüke uygulanan toplam torku ifade etmektedir. Burada yük ataleti, dişli takım ve ona bağlı herhangi bir harici yükün (disk veya çubuk) ataletini içermektedir. Benzer şekilde motor mili için Newton'un ikinci hareket yasası Eşitlik 8'deki gibi ifade edilebilmektedir.

$$J_m \frac{d\omega_m(t)}{dt} + B_m \omega_m(t) + \tau_{ml}(t) = \tau_m(t) \quad (8)$$

Burada, J_m , motor milinin atalet momenti, $\tau_{ml}(t)$ motor yükünün ataleti sebebiyle oluşan torkun motor miline etki eden torku ifade etmektedir. Motorun çıkış milinden tork elde edebilmek için motor milinde oluşan atalet değerini, motor mili tarafındaki viskoz sürtünme değerini ve yük tarafında oluşan torkun mile aktarılmış değerini yenmek gerekir. Bununla birlikte sisteme uygulanan motor torku olması durumunda yük milindeki tork denklemi aşağıdaki gibi yazılır;

$$\tau_l(t) = \eta_g K_g \tau_{ml}(t) \quad (9)$$

Burada, $K_g = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)$, çark oranını, η_g ise çark sisteminin verimini ifade etmektedir. Şekil 1'de görüldüğü gibi çark kutusu doğrudan KMDAM'a monte edilmiştir. Böylece motor milinde çarklar üzerinde görülen tork Eşitlik 10 ile ifade edilebilmektedir.

$$\tau_{ml}(t) = \frac{\tau_l(t)}{\eta_g K_g} \quad (10)$$

Teorik olarak çıkış milinin bir tur dönmesi için motor mili K_g kere dönmesi gerektiğinden çıkış mili ile motor mili arasındaki matematiksel ilişki Eşitlik 11'de ifade edilmektedir.

$$\theta_m(t) = K_g \theta_l(t) \quad (11)$$

Burada $\theta_m(t)$ mil tarafındaki açısal konumu, $\theta_l(t)$ ise yük tarafındaki açısal konumu ifade etmektedir. Motor milinin açısal hızı ω_m ve yük milinin açısal hızı ω_l arasındaki ilişkiyi ise Eşitlik 11'in zamana göre türevini alarak $\omega_m(t) = K_g \omega_l(t)$ olarak tanımlanmaktadır. Yukarıda tanımlanan mekanik ilişki denklemleri kullanılarak Newton'un 2. hareket yasasına göre Eşitlik 8'de ifade edilen motor mili denklemi daha kapsamlı bir şekilde Eşitlik 12'teki gibi ifade edilebilmektedir.

$$J_m K_g \frac{d\omega_l(t)}{dt} + B_m K_g \omega_l(t) + \frac{J_l \left(\frac{d\omega_l(t)}{dt} + B_l \omega_l(t) \right)}{\eta_g K_g} = \tau_m(t) \quad (12)$$

$$(\eta_g K_g^2 J_m + J_l) \frac{d\omega_l(t)}{dt} + (\eta_g K_g^2 B_m + B_l) \omega_l(t) = \eta_g K_g \tau_m(t) \quad (13)$$

$$J_{eq} \frac{d\omega_l(t)}{dt} + B_{eq} \omega_l(t) = \eta_g K_g \tau_m(t) \quad (14)$$

Burada, $J_{eq} = \eta_g K_g^2 J_m + J_l$ ve $B_{eq} = \eta_g K_g^2 B_m + B_l$ olarak ifade edilmiştir. Burada J_l yükün atalet momentini, B_l ise yük tarafındaki viskoz sürtünmeyi ifade etmektedir. KMDAM'ın dinamik modelinin elde edilebilmesi için elektriksel denklemin ve mekanik denklemin birleştirilmesi gerekmektedir. Elektrik motorları için motor çıkış torku ile endüvi akımı arasındaki ilişki $\tau_m(t) = \eta_m k_t I_m(t)$ şeklinde ifade edilebilmektedir. Burada, k_t akım-tork sabitini, η_g motor verimini ve I_m ise endüvi akımını temsil etmektedir. Eşitlik 5'te verilen motor armatür akımını, Eşitlik 14'de verilen akım-tork ilişkisinde yerine yazarak $V_m(t)$ giriş voltajı ve $\omega_m(t)$ yük mili hızına göre motor torku denklemi Eşitlik 15'deki gibi elde edilebilir.

$$\tau_m(t) = \frac{\eta_m k_t (V_m(t) - k_m \omega_m(t))}{R_m} \quad (15)$$

Eşitlik 15'de elde edilen $\omega_m(t)$ yerine $\omega_l(t) K_g$ ifadesi yazılır ve Eşitlik 14'de elde edilen motor mili tork eşitliği yine Eşitlik 15'de yerine koyulursa Eşitlik 16 elde edilir.

$$J_{eq} \left(\frac{d}{dt} \omega_l(t) \right) + \left(\frac{k_m \eta_g K_g^2 \eta_m k_t}{R_m} + B_{eq} \right) \omega_l(t) = \frac{\eta_g K_g \eta_m k_t (V_m(t))}{R_m} \quad (16)$$

Daha sade şekilde KMDAM'ın elektrik ve mekanik eşdeğer devresinde Kichoff ve Newton yasaları uygulandığında, KMDAM'ın zaman tanım alanında elektromekanik matematik modeli aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\left(\frac{d}{dt} \omega_l(t) \right) J_{eq} + B_{eq,v} \omega_l(t) = A_m V_m(t) \quad (17)$$

Burada;

$$B_{eq,v} = \frac{\eta_g K_g^2 \eta_m k_t k_m + B_{eq} R_m}{R_m}, A_m = \frac{\eta_g K_g \eta_m k_t}{R_m} \quad (18)$$

KMDAM'ın zaman tanım alanında elektromekanik matematik modelini ifade eden Eşitlik 17'ye Laplace dönüşümü uygulanarak sistemin transfer fonksiyonu elde edilir.

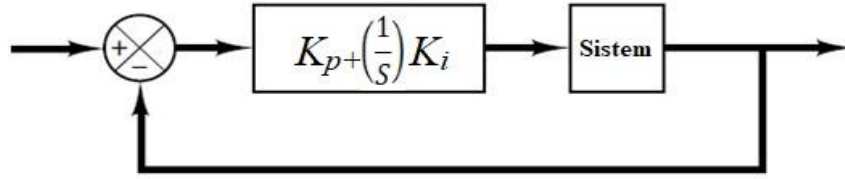
$$J_{eq}s\Omega_l(s) + B_{eq,v}\Omega_l(s) = A_m V_m(s) \rightarrow \frac{\Omega_l(s)}{V_m(s)} = \frac{A_m}{J_{eq}s + B_{eq,v}} \quad (19)$$

KMDAM modeli parametreleri Çizelge 1’de verilen değerler kullanılarak $J_{eq}, B_{eq,v}, A_m$ değerleri hesaplanır ve daha sonra sistemin K kazancını ve τ zaman sabiti Eşitlik 20’deki gibi elde edilerek sistemin transfer fonksiyonu elde edilir.

$$K = \frac{A_m}{B_{eq,v}}, \quad \tau = \frac{J_{eq}}{B_{eq,v}} \rightarrow \frac{\Omega_l(s)}{V_m(s)} = \frac{1.530}{0.0254s + 1} \quad (20)$$

3. Oİ KONTROLCÜ PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

Bu bölümde 1. dereceden bir sistem için elde edilen transfer fonksiyonuna göre kalıcı hal hatası, aşma değeri ve tepe noktasına ulaşma zamanına bağlı olarak KMDAM’ın hız kontrolü için Oİ kontrolör tasarlanması ve bu kontrolörün uygun kazanç katsayılarının bulunması amaçlanmaktadır. Buna göre tasarlanacak olan Oİ kontrolörün blok diyagramı Şekil 2’de yer almaktadır.



Şekil 2. Oİ kontrolöre ait blok diyagramı

KMDAM hız kontrolü için tasarlanan bu Oİ kontrolörden aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$V_m(t) = K_p(\omega_d(t) - \omega_l(t)) + K_i \int (\omega_d(t) - \omega_l(t))dt \quad (21)$$

Burada $V_m(t)$ motora uygulanan gerilim değerini, K_p oransal kontrol kazancını, K_i integral kontrol kazancını, $\omega_d(t)$ referans olarak belirlenen açısal hız değerini ve $\omega_l(t)$ de motor milinden ölçülen açısal hız değerini ifade etmektedir. Buna göre Eşitlik 21’deki bağıntının Laplace dönüşümü alındığı zaman ise Eşitlik 22 elde edilir.

$$\frac{\Omega_l(s)}{\Omega_d(s)} = \frac{K(K_p s + K_i)}{s^2 \tau + (1 + K K_p)s + K K_i} \quad (22)$$

DA motor hız kontrolü için tasarlanan Oİ kontrolöre ait sistemin kapalı döngü transfer fonksiyonu elde edildikten sonra sistemin kalıcı hal hatası (E_{kh}), aşma değeri (M_p) ve tepe noktasına (t_p) ulaşma zamanı gibi önceden belirlenen çalışma şartlarını yerine getirebilmesi için sönüm oranı ve doğal frekansın belirlenmesi gerekir. Buna göre belirli bir aşım değeri ve tepe noktasına ulaşma şartına göre sönümlenme oranı (ζ) ve doğal frekans (ω_n) Eşitlik 23’teki formüller kullanılarak hesaplanır.

$$\zeta = -\ln\left(\frac{M_p}{100}\right) \sqrt{\frac{1}{\ln\left(\frac{M_p}{100}\right)^2 + \pi^2}}, \omega_n = \frac{\pi}{t_p \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (23)$$

Sönüm oranı ve doğal frekansı bulduktan sonra da Oİ denetleyicinin kazanç katsayılarını bulabilmek için kapalı döngü sisteme ait transfer fonksiyonunun karakteristik denklemini genelleştirilmiş karakteristik denklem olan $s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2$ 'ye eşitleyecek olursak Oİ denetleyicinin K_p ve K_i kazanç katsayılarını elde edilmiş olacaktır. Bunun için öncelikle sistemimizin karakteristik denklemini genelleştirilmiş karakteristik denkleme benzetebilmek için yeniden düzenlemesi gerekir ve bunun sonucunda da sistemimizin karakteristik denklemini Eşitlik 24'teki gibi elde edilir.

$$s^2 + \frac{(1 + KK_p)s}{\tau} + \frac{KK_i}{\tau} \quad (24)$$

Eşitlik 24'te elde edilen sisteme ait karakteristik denklemin son hali ile genelleştirilmiş karakteristik denklemin katsayılarının eşitlenmesi sonucunda da Eşitlik 25 elde edilir.

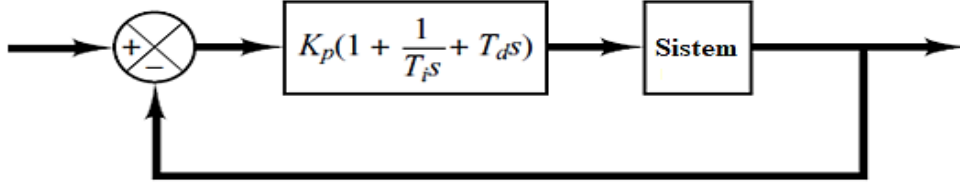
$$\frac{KK_i}{\tau} = \omega_n^2, \frac{1 + KK_p}{\tau} = 2\zeta\omega_n \quad (25)$$

Eşitlik 25'den yararlanarak DA motor hız kontrolü için tasarladığımız Oİ denetleyiciye ait olan K_p ve K_i kazanç katsayılarını ise son olarak Eşitlik 26'daki gibi elde edilir.

$$K_p = \frac{-1 + 2\zeta\omega_n\tau}{K}, K_i = \frac{\omega_n^2\tau}{K} \quad (26)$$

3.1. OİT Denetleyicilerin Ziegler-Nichols Kuralları ile Ayarlanması

Kapalı döngü sistemlerin geçici ve kararlı durum özelliklerini karşılayacak denetleyici parametrelerini belirlemek için çeşitli tasarım teknikleri bulunmaktadır. Ancak bu tasarım tekniklerinin uygulanması sistemlerin matematiksel modelinin oluşturulduğu durumlarda geçerlidir. Bununla birlikte, eğer sistemlerin matematiksel modeli karmaşıksa OİT denetleyicilerin ayarlanma ölçütleri için analitik yaklaşımlar olumlu sonuçlar vermeyebilir [20]. Sistemlerin istenilen performans özelliklerini sağlamak için oluşturulan OİT denetleyiciler, deneysel yaklaşım metotları kullanılarak ayarlanabilmektedir. Ziegler-Nichols kuralları, sistemin birim basamak girişine verdiği tepkiye veya sadece orantılı denetleyici kullanıldığında marjinal kararlılık durumu sağlayan K_p değerine bağlı olarak oluşturulan OİT denetleyicilerin ayarlanmasına olanak sağlamaktadır.

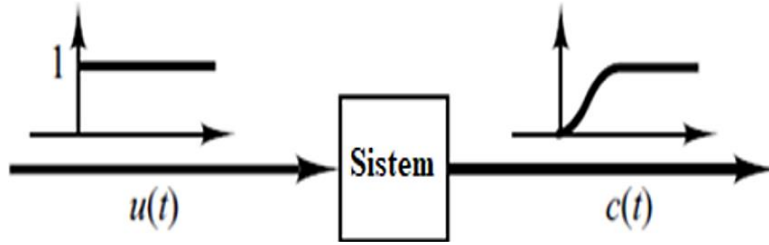


Şekil 3. Ayar parametreleri içeren OİT denetleyici içeren sistem

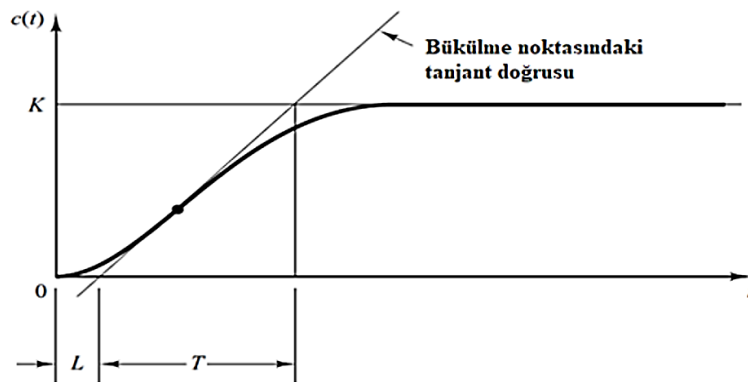
Bu kurallar, sistemin kararlı bir şekilde çalışmasını sağlayacak K_p , T_i ve T_d (oransal kazanç, integral zaman değeri, türev zaman değeri) ayar değerlerin bulunmasına dayalıdır. Ancak, oluşturulan denetleyici sistemi giriş olarak sağlanan birim basamak işareti yanıtında büyük bir üst aşım sergileyebilir. Böyle bir durumda, kabul edilebilir bir sonuç elde edilene kadar bir dizi hassas ayarlamalara ihtiyaç duyulur. Ziegler-Nichols ayar kuralları; K_p , T_i ve T_d değerleri için kabul edilebilir sayılabilecek tahmin sonuçları sağlar ve ayrıca temel parametre ayarları için bir başlangıç noktası sağlar. Ziegler-Nichols yöntemi; K_p , T_i ve T_d 'nin değerlerinin, sistemin geçici tepki özelliklerine bağlı olarak belirlenmesi için kurallar önermiştir. Bu değerlerin sağlayacağı OİT parametrelerinin belirlenmesi, sistem üzerinde yapılan deneylerle elde edilebilir. Buna bağlı olarak Ziegler-Nichols ayar kuralları iki ayrı yöntem üzerinde incelenebilir.

3. 2. Sistemlerin Birim Basamak İşareti Tepkisini Kullanarak Parametre Ayarlama

Denetleyici tasarlanmak istenilen sistemin transfer fonksiyonu integratör kutup(lar) ve baskın kompleks eşlenik kutuplar içermiyorsa, sistemin birim basamak girdisine tepkisi S şeklinde görünebilir. Açıklanan varsayıma göre de bahsedilecek olan yöntem sistemlerin birim basamak girdisi yanıtının S şekilli bir eğri olduğu zaman geçerlidir. Bu tür tepki eğrileri sistemin deneysel veya dinamik benzetiminden oluşturulabilir.



Şekil 4. Uygun bir sisteme uygulanan birim basamak girdisinin yanıt eğrisi



Şekil 5. S şekilli eğrinin gösterimi

S şeklindeki eğri; L (gecikme süresi), T (zaman sabiti) aralıklarıyla karakterize edilir. Gecikme süresi ve zaman sabiti elde edilen eğrinin bükülme noktasından çizilen bir teğet doğrusunun zaman eksenini ile kesiştiği nokta ve teğet doğrusunun $c(t)=K$ doğrusu ile kesiştiği nokta ile belirlenir. Transfer fonksiyonu olan $C(s)/U(s)$ gecikme içeren bir birinci dereceden sistem olarak tahmini olarak ifade edilebilir:

$$\frac{C(s)}{U(s)} = \frac{K e^{-Ls}}{Ts + 1} \quad (27)$$

Çizelge 3. Sistemlerin birim basamak yanıtına bağlı olarak Ziegler-Nichols ayarlama kuralları [15].

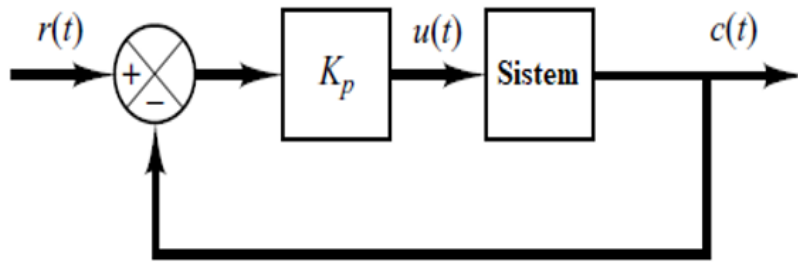
Denetleyici Tipleri	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0.9 \frac{T}{L}$	$\frac{L}{0.3}$	0
PID	$1.2 \frac{T}{L}$	$2L$	$0.5L$

Eğriden elde edilen L ve T değerleri, Ziegler-Nichols'un önerdiği tabloda (Çizelge 3) kullanılarak Eşitlik 28'da gösterilen ayar parametreleri K_p , T_i ve T_d hesaplanır.

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (28)$$

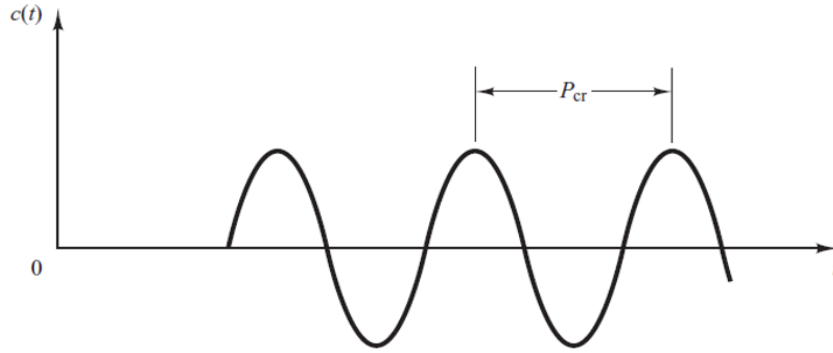
3. 3. Sistemlerin kritik kazanç değerinin kullanılması ile parametre ayarlama

Ziegler-Nichols ayar yöntemlerinden ikincisi olan kritik kazanç değeri ile parametre ayarı yöntemine ilk olarak; Eşitlik 28'ta gösterilen değerlerden $T_i=\infty$ ve $T_d=0$ olarak gösterilir ve denetleyicinin sadece K_p oransal kazancı ile denetlendiği kabul edilir



Şekil 6. Kapalı çevrim sistemin oransal denetleyici ile denetimi

Oransal denetleyici olarak gösterilen K_p sıfırdan başlatılarak çıkış işaretinin sürekli salınımlar sergilediği kritik bir K_{cr} değerine yükseltilir. Sistemin karakteristik denkleminin bağlı olarak K_{cr} değeri Routh-Hurwitz kararlılık tablosu ile kolayca hesaplanabilir. Böylece kritik kazanç K_{cr} ve karşılık gelen P_{cr} ($P_{cr} = 2P/w_{cr}$) periyodu deneysel olarak belirlenir. Sistemin bilinen bir matematiksel modeli varsa (transfer fonksiyonu gibi), kök yer eğrisi yöntemi kullanılarak sürekli osilasyonlar oluştuğu w_{cr} ve K_{cr} değerleri bulunabilir. Bu değerler, kök yer eğrisi dallarının imajner (jw) eksenini ile kesişme noktalarından bulunmaktadır. Ancak kök yer eğrisi dalları jw ekseninden geçmezse, bu yöntem geçerli değildir.



Şekil 7. Kritik periyot değerine bağlı olarak oluşan osilasyonun gösterimi

Eğriden elde edilen K_{cr} ve P_{cr} değerleri, Ziegler-Nichols'un önerdiği ikinci tablo kullanılarak (Çizelge 4) yine Eşitlik 28'de gösterilen ayar parametreleri K_p , T_i ve T_d hesaplanır.

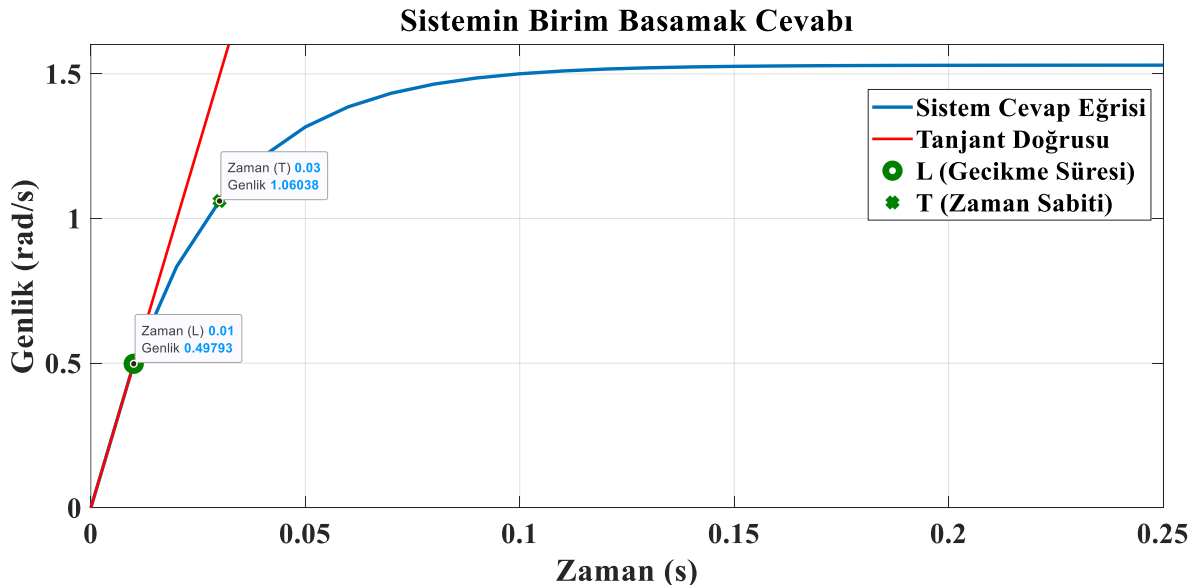
Çizelge 4. Sistemlerin birim basamak yanıtına bağlı olarak Ziegler-Nichols ayarlama kuralları [15].

Denetleyici Tipleri	K_p	T_i	T_d
O	$0.5K_{cr}$	∞	0
Oİ	$0.45K_{cr}$	$\frac{1}{1.2}P_{cr}$	0
OİT	$0.6K_{cr}$	$0.5P_{cr}$	$0.125P_{cr}$

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

KMDAM transfer fonksiyonunun, birim basamak sinyali cevabı Şekil 8'de gösterilmiştir. Elde edilen cevap eğrisi üzerinde gecikme süresi (L) ve zaman sabiti (T) gösterilmiştir. Bu değerler OİT parametre ayarlama işleminde kullanılmak üzere $L=0.01$ (s) ve $T=0.03$ (s) olarak kaydedilmiştir.

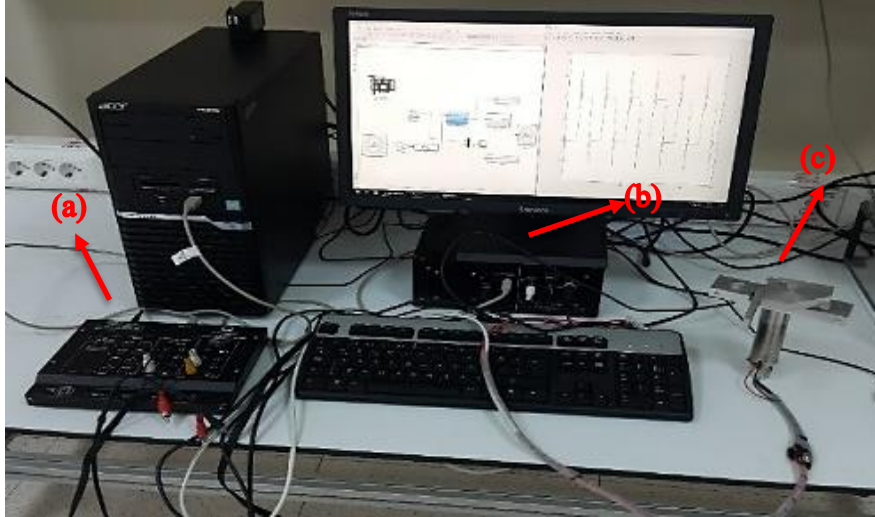
OİT parametreleri olarak K_p , K_i ve K_d değerleri Çizelge 3'den yararlanılarak sırasıyla 3.6, 180 ve 0.018 olarak hesaplanmıştır. Tasarlanan Oİ denetleyici parametreleri olarak; aşım %2 ve tepe süresi 0.05 s seçildiğinde K_p ve K_i değerleri 1.9382 ve 167.1632 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 8. KMDAM'ın Birim Basamak Sinyali Cevabı

4.1. Oİ ve Parametre Ayarlı OİT Denetleyici (ZN-OİT) ile Denetlenen KMDAM'ın Kare ve Sinüzoidal Dalga Referans Hız İşaretlerine Karşı Gerçek Zamanlı Uygulama Sonuçları

KMDAM, farklı referans hız işaretlerine göre gerçek zamanlı olarak çalıştırılmıştır. Gerçek zamanlı veriler, Intel Core i5-7400 3.0 GHz işlemciye sahip bir kişisel bilgisayarda çalışan MATLAB/Simulink 2017(a) aracılığıyla gerçek zamanlı performans sağlayan Quanser Q8-USB veri toplama cihazı kullanılarak alınmıştır (Şekil 9). Deneylerde kullanılan motor ise Maxon marka olup çalışma voltajı ± 24 Volt' dur. Motorun nominal çalışma hızı ise 7710 dakika başına devir sayısıdır (Çizelge 2).



Şekil 9. KMDAM'ın deney düzeneği; (a): Q8 USB veri toplama kartı (b): Güç Kaynağı (c): KMDAM

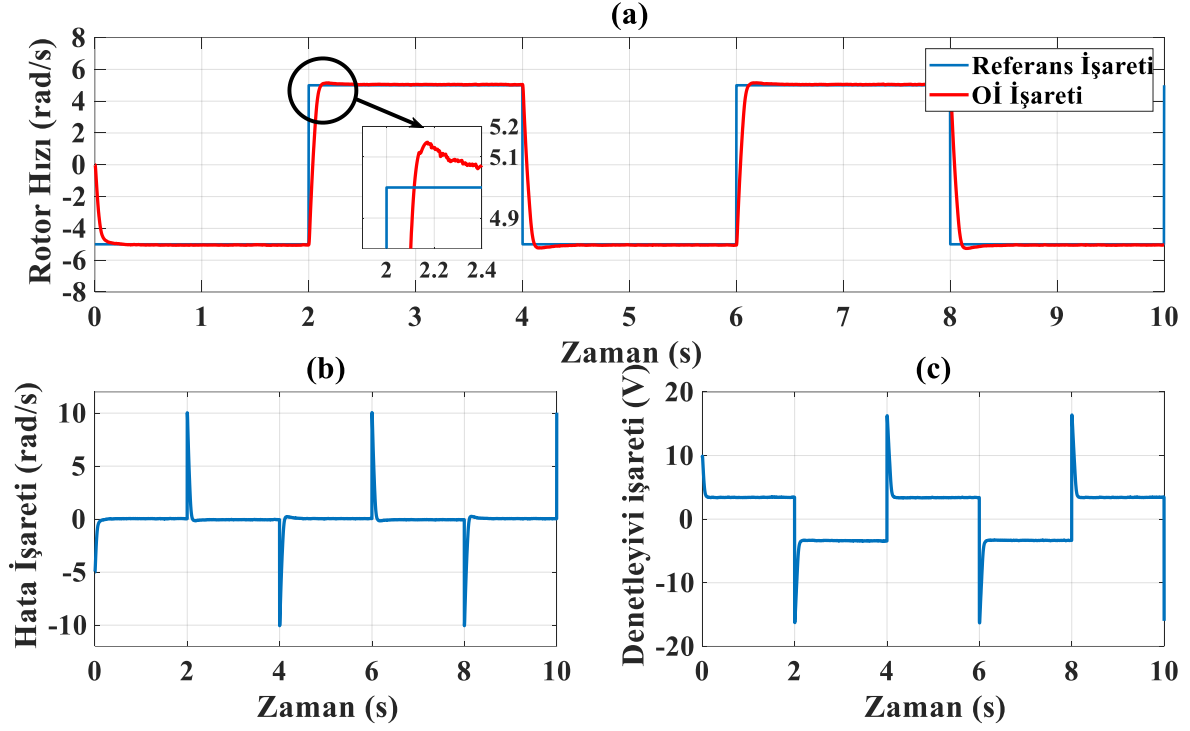
Sisteme uygulanan kare dalga hız yörüngesinin (Şekil 10) ikinci yarım periyodu (2 - 4 s) göz önünde bulundurularak yapılan temel performans analizlerinin sonuçları Çizelge 5'de sunulmuştur.

Çizelge 5. Oİ ve ZN-OİT denetleyicilerinin performans değerleri çizelgesi.

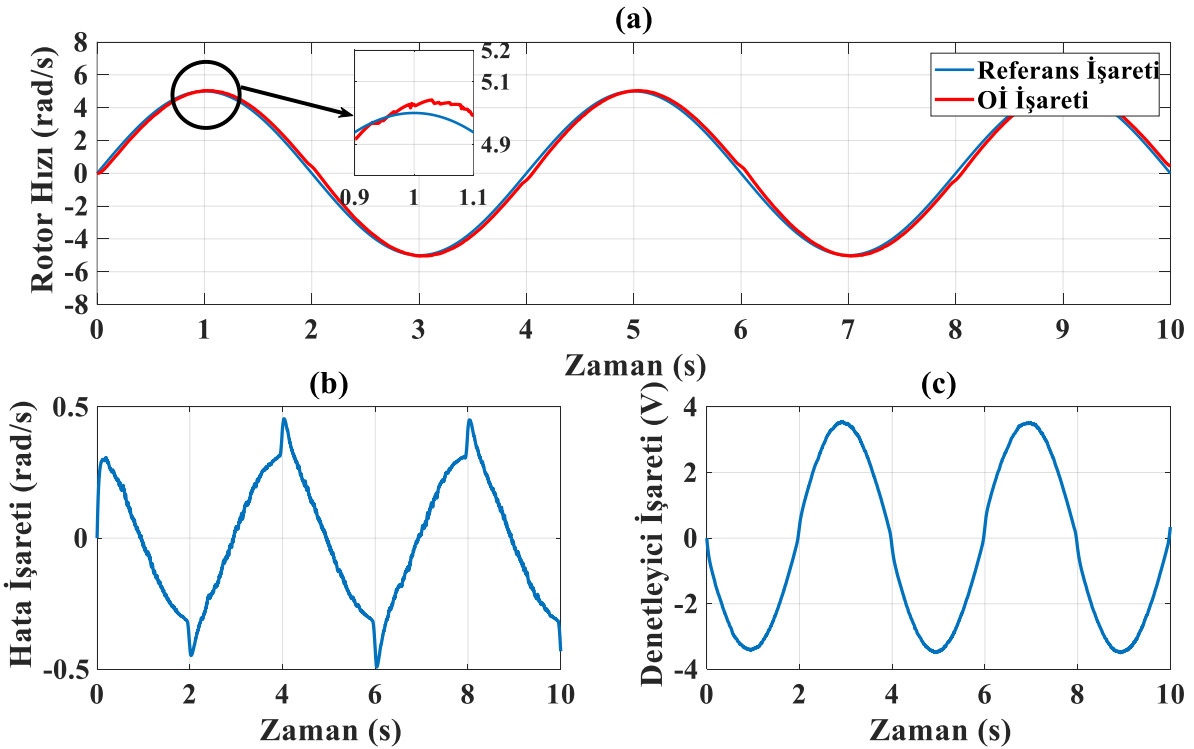
Denetleyici Tipleri	Yüzde Aşım (M_p)	Yerleşme Süresi (t_s)	Yükselme Süresi (t_r)	Tepe Süresi (t_p)	Ortalama Kararlı Hal Hatası (E_{kh})
Oİ	%2.9677	0.2500	0.0510	0.1720	0.0470
ZN-OİT	%1.5850	0.0880	0.0420	0.0920	0.0284

Aşım şartı %2 ve tepe süresi 0.05 s olarak tasarlanan Oİ denetleyici için; sisteme uygulanan kare ve sinüzoidal dalga girişlerine karşın Oİ denetleyicisinin çıkış sinyali (rotor açısal hızı) eğrileri, hata değişimi eğrileri, denetleyici sinyal eğrileri Şekil 10 ve Şekil 11'de çizdirilmiştir.

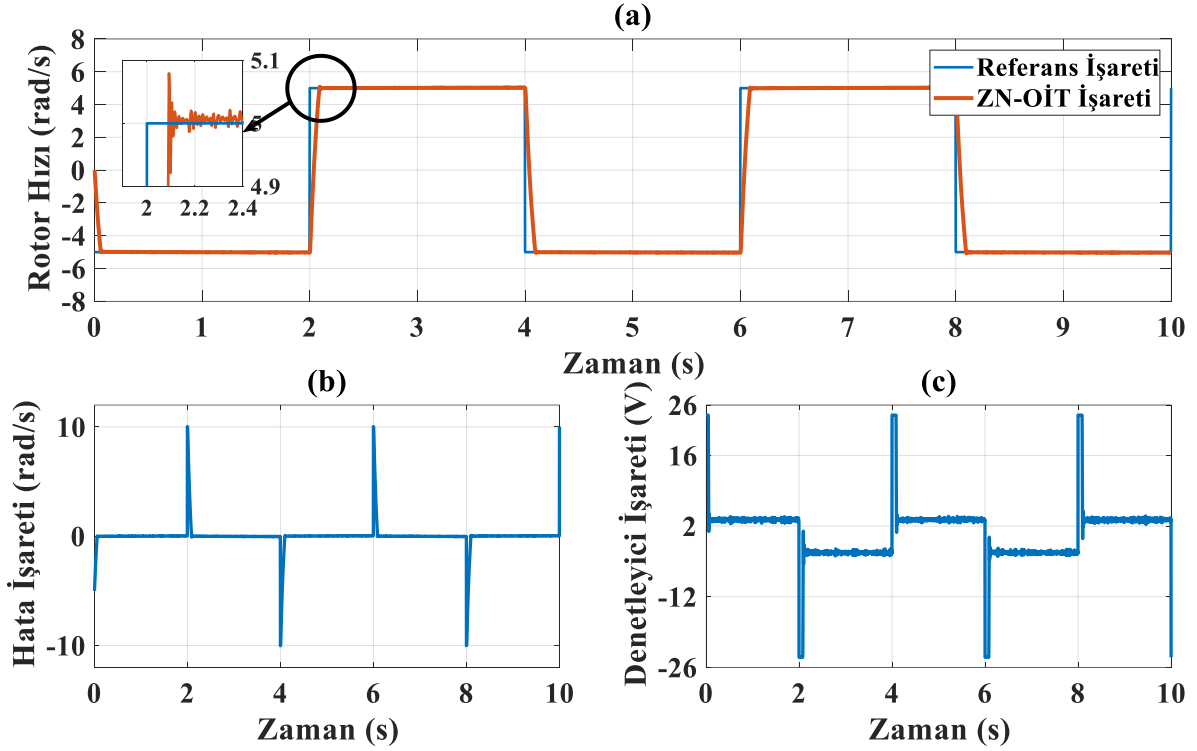
Parametreleri Ziegler-Nichols metodu ile ayarlanan ZN-OİT denetleyici için; sisteme uygulanan kare ve sinüzoidal dalga girişlerine karşın OİT denetleyicisinin çıkış sinyali (rotor açısal hızı) eğrileri, hata değişimi eğrileri, denetleyici sinyal eğrileri Şekil 12 ve Şekil 13'de çizdirilmiştir.



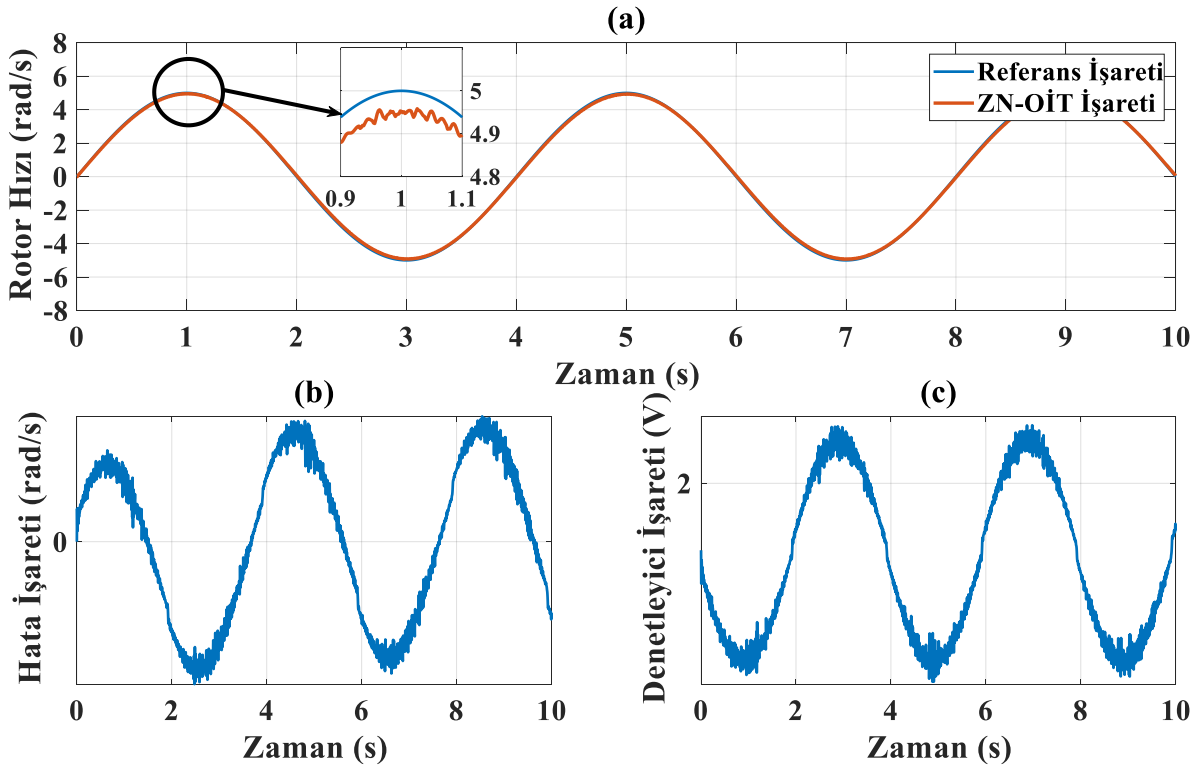
Şekil 10. Oİ Denetleyici ile Denetlenen KMDAM'ın Kare Dalga Girişine Karşı Oluşturduğu Gerçek Zamanlı Sinyal Eğrileri (a) Çıkış (Rotor Açısız Hızı) Eğrisi (b) Hata Değişimi Eğrisi (c) Denetleyici Sinyali Eğrisi



Şekil 11. Oİ Denetleyici ile Denetlenen KMDAM'ın Sinüzoidal Dalga Girişine Karşı Oluşturduğu Gerçek Zamanlı Sinyal Eğrileri (a) Çıkış (Rotor Açısız Hızı) Eğrisi (b) Hata Değişimi Eğrisi (c) Denetleyici Sinyali Eğrisi



Şekil 12. ZN-OİT Denetleyici ile Denetlenen KMDAM'ın Kare Dalgı Girişine Karşı Oluşturduğu Gerçek Zamanlı Sinyal Eğrileri (a) Çıkış (Rotor Açısıl Hızı) Eğrisi (b) Hata Değişimi Eğrisi (c) Denetleyici Sinyali Eğrisi



Şekil 13. ZN-OİT Denetleyici ile Denetlenen KMDAM'ın Sinüzoidal Dalgı Girişine Karşı Oluşturduğu Gerçek Zamanlı Sinyal Eğrileri (a) Çıkış (Rotor Açısıl Hızı) Eğrisi (b) Hata Değişimi Eğrisi (c) Denetleyici Sinyali Eğrisi

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, KMDAM'ın elektromekanik denklemleri elde edildikten sonra sistemin transfer fonksiyonu bulunup buradan hareketle Oİ kontrolcüye ait parametre değerleri elde edilmiştir. İkinci aşamada ise aynı sistemin hız kontrolü Ziegler-Nichols kurallarıyla parametreleri belirlenen OİT kontrolcü tarafından sağlanmıştır. Her iki kontrolcü gerçek zamanlı olarak KMDAM'ın hız kontrolü yapılmıştır. Alınan veriler incelendiğinde KMDAM'ın hız kontrolünde Ziegler-Nichols ile parametreleri ayarlanan OİT denetleyicisinin daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. OİT kontrolcüsünün Oİ kontrolcüye oranla ortalama kararlı hal hatası ve yerleşme süresi değerlerinin daha kabul edilebilir olduğu ortaya çıkarılmıştır. Ancak Oİ denetleyicisinin yüzde aşım performansının OİT denetleyicisine oranla iyi olduğu gözlemlenmiştir. Bu çalışma özellikle KMDAM ile çalışan elektromekanik sistemlerin kontrol edilmesinde faydalı bir kaynak olacağı düşünülmekte olup gerçek zamanlı kontrol teknikleri üzerine çalışmalar yapan araştırmacılara fayda sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Elsrogy, W. M. Fkirin, M. A. Hassan, M. A. M. Speed Control of DC Motor Using PID Controller Based on Artificial Intelligence Techniques. 1st Institute of Electrical and Electronics Engineer International Conference on Control, Decision and Information Technologies. 2013.
- [2] Dosiak, L. Pillay, P. Cogging Torque Reduction in Permanent Magnet Machines. Institute of Electrical and Electronics Engineer Transactions on Industry Application. 2007;43(6).
- [3] Siong, T. C. Ismail, B. Mohammed, M. F. Tajuddin, M. F. N. Rahim, S. R. B. A. Isa, Z. M. Study of Fuzz and PI Controller for Permanent-Magnet Brushless DC Motor Drive. 4th International Power Engineering, Optimization and Computing Conference. 2010.
- [4] Amiri, P. Bagheri, M. Speed Control of DC Motor by Programmable Logic Control with High Accuracy. Universal Journal of Control and Automation.2013;1(4).
- [5] Özkan, E. Kontrol Sistemlerinin Modellenmesi ve PID Kontrolörü. İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. 2006.
- [6] Kılıç, E. Özbalcı, Ü. Özçalık, H. R. Lineer Olmayan Dinamik Sistemlerin Yapay Sinir Ağları ile Modellenmesinde MLP ve RBF Yapılarının Karşılaştırılması. Elektrik Elektronik ve Biyomedikal Mühendisliği Konferansı. 2012.
- [7] Ziegler, J. G. Nichols, N. B. Optimum Settings for Automatic Controllers. Transactions of the A.S.M.E. 1942.
- [8] Kanojiya R. G, Meshram P. M, 2012a. Optimal Tuning of PI Controller for Speed Control of DC Motor Drive Using Particle Swarm Optimization. Internaional Conference on Advances in Power Conversion and Energy Technologies. 2-4 August 2012, Mylavaram, India.

- [9] Vatansever F, Şen D, 2013. Genetik Algoritma Tabanlı PID Kontrolör Simülatörü Tasarımı. Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 18(2), 7-18.
- [10] Kennedy J, Eberhart R. C, 1995. Particle Swarm Optimization. International Conference on Neural Networks, 27 November- 1 December 1995, Perth, Australia.
- [11] Berber Ö, Ateş M, Alhasan H. A, Güneş M, 2016. Parçacık Sürü Optimizasyonu ve PID ile Mobil Robotun Optimum Yörünge Kontrolü. Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi. 19(3), 165-169, 2016, Kahramanmaraş, Türkiye.
- [12] Çavuşlu M. A, Karakuzu C, Şahin S, 2010. Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması ile Yapay Sinir Ağı Eğitiminin FPGA Üzerinde Donanımsal Gerçeklenmesi. Politeknik Dergisi. 13(2), 83-92, 2010.
- [13] Köse F, Kaplan K, Ertunç H. M, 2013. PID ve Bulanık Mantık ile DC Motorun Gerçek Zamanda STM32F407 Tabanlı Hız Kontrolü. Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 26-28 Eylül 2013, Malatya, Türkiye.
- [14] Fkirin M. A. and Khira M. A. E, 2023. Enhanced Antenna Positioning Control System Using Adapted DC Servo Motor and Fuzzy-PI Controller. IEEE Access. 11, 102661-102668.
- [15] Kayışlı K, Uğur M, 2017. 3 Serbestlik Dereceli Bir Robot Kolun Bulanık Mantık ve PID ile Kontrolü. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi. 5(4), 223-234, Ankara, Türkiye.
- [16] Guo Y. and Mohamed M. E. A, 2020. Speed Control of Direct Current Motor Using ANFIS Based Hybrid P-I-D Configuration Controller. IEEE Access. 8, 125638-125647
- [17] Hekimoğlu B, 2019. Böbrek-ilhamlı Algoritma ile Ayarlanan PID Kontrolör Kullanarak DC Motor Hız Kontrolü. Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi. 8(2) 652-663.
- [18] Şahin A. Akyazi K., Sahin Ö., E., ve Çakir O., 2021. DC Motorun Hız Kontrolü İçin Meta-Sezgisel Algoritma Tabanlı PID Denetleyici Tasarımı. Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi. 10(2), 533-549.
- [19] Doğruer, T., 2023. Dc Motorun Hız Kontrolü İçin Kesir Dereceli Pid Kontrolör Tasarımı ve Dayanıklılık Analizi. Adıyaman Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 10(19), 15-28.
- [20] Ogata, K, 1997. Modern Control Engineering. Upper Saddle River, N.J: Prentice Hall.

Altı Serbestlik Dereceli Uçuş Simülatörlerinin Matematiksel Analizi ve Kontrolü

Ahmet DUMLU^{1*}, Merve KURT²

^{1*} Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0002-2181-5386, e-mail: ahmetdumlu@erzurum.edu.tr

² Erzurum Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Erzurum/Türkiye.
ORCID No: 0000-0002-8969-4576, e-mail: merve.kurt025@gmail.com

(Alınış/Arrival: 21.01.2024, Kabul/Acceptance: 14.02.2024, Yayınlanma/Published: 15.06.2024)

Özet

Bu çalışma; havacılık sektöründe eğitim amaçlı olarak kullanılan altı serbestlik dereceli uçuş simülatörlerinin kinematik ve aktüatör modelleme prensibine dayalı yörünge kontrolünü amaçlamaktadır. Bu amaç doğrultusunda uçuş simülatörlerinin mekanik tasarımları hakkında bilgi verilmiş ve sistemlerin kontrolü için gerekli olan detaylı tüm matematiksel analizler ayrıntılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Öncelikle örnek bir simülatöre ait kinematik analizler yapılmış ardından sistemde eyleyici olarak kullanılan doğrusal motorların dinamik modeli Kirchhoff ve Newton kanunları kullanılarak elde edilmiştir. Yapılan matematiksel analizler sonucunda elde edilen tüm çıktılar sistemin gerçek zamanlı yörünge kontrolünde kullanılmıştır. Matlab-Simulink' de hazırlanan kinematik, kontrol ve veri iletişim alt fonksiyonları sayesinde sistemin farklı yörüngeler için vermiş olduğu performans çıktıları detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu çalışmanın literatüre asıl katkısı, simülatörler için yapılan matematiksel analizlerin doğru bir şekilde yapılması ve aynı zamanda PI kontrolcü parametrelerinin tüm sistem parametrelerine bağlı olarak belirlenmesiyle sistemin yörünge takip performansının artırılabilceği kanıtlanmasıdır.

Anahtar Kelimeler: Paralel Manipülator, Uçuş Simülatörleri, Kinematik Analiz, PI Kontrol

Mathematical Analysis and Control of Six Degrees of Freedom Flight Simulators

Abstract

This study aims to achieve trajectory control based on the kinematic and actuator modeling principle of six degrees of freedom flight simulators used for training purposes in the aviation sector. In line with this goal, information about the mechanical designs of flight simulators is provided, and detailed mathematical analyses necessary for the control of the systems are carried out comprehensively. First, kinematic analyses of a prototype simulator are conducted, and then the dynamic model of the linear motors used as actuators in the system is obtained using Kirchhoff and Newton laws. All outputs obtained from the mathematical analyses are utilized in the real-time trajectory control of the system. Performance outputs for different trajectories of the system are thoroughly examined through kinematic, control, and data communication sub-functions prepared in Matlab-Simulink. The main contribution of this study to the literature is that it proves that the trajectory tracking performance of the system can be increased by correctly performing the mathematical analysis for the simulators and determining the PI controller parameters depending on all system parameters.

Keywords: Parallel Manipulator, Flight Simulators, Kinematic Analysis, PID Control

1. GİRİŞ

Elektromekanik teknolojisinde yaşanan gelişmelerle birlikte hassas hareket kabiliyetine sahip manipülatörler endüstriyel uygulamaların vazgeçilmez bir parçası haline gelmişlerdir. Endüstriyel fabrika ortamlarında bir ürünü bir noktadan bir noktaya taşıma, ürünün belirli bir noktasına müdahale etme, ürünü boyama ve ürünleri birleştirme gibi kesin bir görevi yerine getirebilmek için farklı tipte manipülatörler kullanılmaktadır. Literatürde manipülatörlerin ilk tasarım modeli seri manipülatörler olarak karşımıza çıkmaktadır. Şekil 1.1 (a)' da gösterilen seri manipülatörler, açık döngü mimarisine sahip olup birbirlerine seri olarak bağlanmış bileşenlerden oluşmaktadır. Diğer bir manipülatör tipi ise Şekil 1.1 (b)' de gösterildiği gibi paralel yapıya sahip olup, bu tip sistemlerde hareketli ve sabit platformlar en az iki bağımsız kinematik bağ ile birleşmiştir. Paralel mekanizmalar ortak bir platforma paralel yapıda bağlanmış bağlardan meydana gelir. Bu mekanizmalar hareketsiz ve hareketli platforma eklemeler aracılığıyla bağlıdır. Bağlarda bulunan prizmatik eyleyiciler bağların boyunu değiştirir. Bir başka deyişle; paralel mekanizmalar bir veya birden fazla kapalı döngüye sahiptirler.



Şekil 1.1 (a) Seri manipülatör (b) Paralel manipülatör

Paralel ve seri manipülatörler karşılaştırıldığında her iki sistemin de birbirlerine göre avantajlara ve dezavantajlara sahip olduğu görülür. Özellikle paralel manipülatörler kapalı çevrim kinematik mimarilerinden dolayı seri manipülatörlere göre daha fazla rijitliğe sahip olup bu özelliği sayesinde daha yüksek hızlarda çalıştırılabilmektedirler. Şekil 1.1 (a)' da görülebileceği üzere, seri manipülatörlerde bulunan her bir bağ, kendinden sonra gelen bağların ve bağlara bağlı tüm motorların ağırlığını kaldırabilecek kapasitede olması gerekmektedir. Bu durum eyleyicilerin ağırlığının ve boyutunun artmasına neden olmakla ve aynı zamanda yüksek hız ve ağırlık gerektiren durumlarda mekanizmanın performansını düşürmektedir. Seri manipülatörde karşılaşılan diğer bir dezavantaj ise açık döngü mimariden dolayı toplamsal konum veya hız hatasına sahip olmasıdır. Sistemde bulunan eyleyicilerin birbirlerine seri bağlanmasından dolayı her bir eyleyici hatası kendinden sonra gelen eyleyiciye yeni bir hata eklemektedir. Seri manipülatörler için yapılan farklı kinematik analiz yöntemleri bulunmaktadır [1]. Bununla birlikte paralel manipülatörler kapalı döngü yapıda bulunmalarından dolayı eyleyici hataları sistem içinde eklenerek büyümektedir. Seri manipülatörlerin paralel yapıya göre en önemli avantajı ise tarayabildikleri mesafe bir başka deyişle çalışma uzaylarının daha yüksek olmasıdır. Bununla birlikte paralel manipülatörlerin tasarımı, kontrolü ve kinematiği seri manipülatörlere göre oldukça karmaşıktır [2].

Gelişen teknoloji ile birlikte paralel yapıya sahip mekanik sistemler endüstriyel robotik uygulamalar dışında özellikle uzay ve havacılık alanında simülatör olarak kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle havacılık alanında sistemde oluşabilecek ufak bir kullanım ya da bakım

hatası can kaybına neden olabileceği için güvenliği ön planda tutmak amacıyla simülasyon teknolojisinin kullanımı zaruri hale gelmiştir.

Uçuş simülasyonu; pilot eğitimi, tasarımı veya diğer amaçlar için uçak uçuşunu ve uçuğu ortamı yapay olarak hayata geçiren bir simülasyondur. Uçağın nasıl uçuğunu, uçuş kontrolleri uygulamalarına nasıl tepki verdiklerini, diğer uçak sistemlerinin etkilerini ve hava aracının hava yoğunluğu, türbülans, bulut, yağış gibi dış etkenlere nasıl tepki verdiğini gösterir. Uçuş simülasyonu; uçuş eğitimi, uçağın tasarımı, tasarımın geliştirilmesi ve uçak karakteristikleri üzerine yapılan araştırmalara da yardımcı olmak üzere çeşitli nedenlerle kullanılır.

Deneyimli pilot adayları yetiştirmek için ilk gerçek uçuştan önce sanal ortamda simülasyon yardımıyla eğitim verilerek hazırlık aşamasına getirilmek istenir. Bu eğitimi alacak pilot adayının gerçek uçaktaki öteleme ve dönme hareketlerini en yakın seviyede algılaması gerekmektedir. Pilot adayının bu hareketleri algılaması için bilgisayar programları ve yazılımları ile gerçekliğe yakın uçuş ortamı oluşturulur. Bu olayın gerçekliğe yakın olması için mekanizmanın alt tarafına monte edilmiş ve pilotun kontrolü doğrultusunda hareket eden paralel kinematik yapıya sahip bir mekanizma bulunmaktadır. Pilot için uçuş esnasında karşılaşması olası olumsuz durumlarda daha önceden benzetim çalışması gerçekleştirilerek tecrübelendirilmiş olunur. Bu durumların sağlamış oldukları avantajlar sayesinde günümüzde birçok uçuş simülasyonu için Stewart platformu mekanizmasından (SPM) yararlanılmıştır.

Stewart uçuş simülasyonunun ilk tasarımı 1965 yılında Stewart tarafından önerilmiştir [3]. Bu ilk paralel kinematik tasarım yüksek serbestlik dereceli ve farklı kinematik yapılarak sahip uçuş simülasyonlarının geliştirilmesine olanak sağlamıştır. Özellikle 1986 yılında Fichter tarafından Oregon State Üniversitesinde 6x3 kinematik yapıya sahip bir Stewart platformu geliştirilmiş olup sistemin 6 serbestlik derecesine sahip olduğunu bu çalışmada kanıtlanmıştır [4]. Uçuş simülasyonlarında tahrik mekanizması olarak kullanılan pnömatik piston teknolojilerindeki gelişmelerle birlikte artık farklı tipte ve farklı kinematik yapılarak sahip uçuş simülasyonları geliştirilmiş olup hassasiyeti en iyi derecede olan ve HAVELSAN tarafından üretilen örnek bir uçuş simülasyonu Şekil 1.2' de sunulmuştur [5].



Şekil 1. 2 Havelsan' a ait uçuş simülasyonu [5]

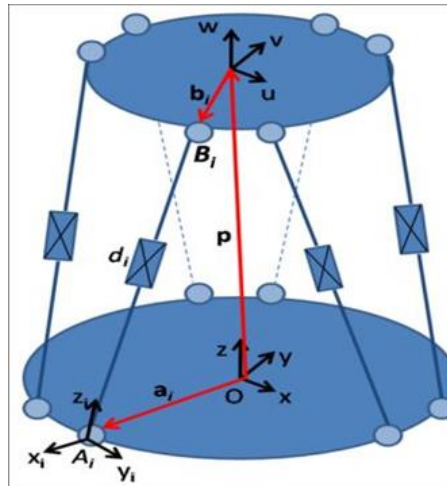
Literatürde uçuş simülasyonlarının matematiksel modellenmesi üzerine birçok çalışma yapılmaktadır. Uçuş dinamiklerinin doğru bir şekilde temsil edilmesi, aerodinamik kuvvetlerin ve momentlerin etkili bir şekilde modellenmesi, bu çalışmaların odak noktalarından biridir. Kinematik ve dinamik modellerin oluşturulması, simülasyonların gerçek uçuş koşullarına ne kadar yakın olduğunu belirlemede kritik bir rol oynamaktadır. Özellikle literatürde karmaşık

kinematik yapıya sahip uçuş simülatörlerinin ters ve ileri kinematik analizlerini daha hızlı çözebilmek için farklı yöntemlerden ve algoritmalardan yararlanılmaktadır. Bunlar; vektör analiz yöntemi [6], Nelder-Mead [7] ve genetik algoritma [8] yaklaşımıdır. Ayrıca farklı bu sistemlerin dinamik analizleri için literatürde farklı teknikler kullanılmıştır. Tsai yapmış olduğu çalışmada sanal iş yöntemini kullanarak sisteme ait dinamik modeli matris formunda sunmuştur [9]. Sistemin Lagrangian yöntemi kullanılarak modelinin elde edilmesi ise Lebret tarafından gerçekleştirilmiştir [10]. Fakat bu teknikler ile elde edilen modellerde sistemde kullanılan eyleyicilerin dinamik modelleri dikkate alınmamıştır. Stewart platformlarının yörünge kontrolü üzerine yapılan güncel literatür çalışmalarında ise kayan kipli [11], optimal [12] ve PI [13,14] kontrol yöntemleri bulunmaktadır.

Bu çalışmada prototip bir uçuş simülatörünün kinematik ve aktüatör modelleme prensibine dayalı yörünge kontrolü gerçekleştirilmiştir. Öncelikle prototip uçuş simülatör sisteminin kontrolünü gerçekleştirmek için ters kinematik analiz yapılmıştır. Böylece simülatörün doğrusal ve yönelim hareketleri için gerekli olan bacak boyu değerleri belirlenebilmiştir. Ardından Matlab-Simulink' de hazırlanan kinematik, kontrol ve veri iletişim alt fonksiyonları aracılığıyla prototip uçuş simülatörünün farklı yörüngeler için performans çıktıları ayrıntılı bir şekilde deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Gerçek zamanlı yörünge kontrol deneylerinden elde edilen sonuçlara göre yapılan matematiksel analizlerin doğru olduğu ve özellikle PI denetleyici parametrelerinin tüm mekanizma parametrelerine bağlı olarak belirlenmesiyle sistemin yörünge takip performansının artırılabilceği sonucu deneysel olarak kanıtlanmıştır. Bu çalışmanın literatüre asıl katkısı, uçuş simülatörlerinin kontrolünde aktüatör dinamiğini dikkate alması, bu dinamiğe göre kontrolcü parametrelerinin tam ve doğru olarak belirlenebilmesi ve böylece daha hassas çalışabilen bir yörünge takip kontrolünün gerçekleştirilmesidir.

2. UÇUŞ SİMÜLATÖRÜNÜN KİNEMATİK ANALİZİ

Kinematik analiz, mekanizmanın hareketinin gerçekleşmesi sırasında bu harekete sebep olan kuvvet ve torkun dikkate alınmadığı bir analiz olarak tanımlanmaktadır. Seri ve paralel mekanizma ayrımı yapılmaksızın, mekanizmaların kontrolünü gerçekleştirebilmek için ters kinematik analizinin yapılması gerekmektedir. Ters kinematik analizde üst platformun yönelim ve ötelenme değeri bilindiğinde, bu değerlere göre gerekli olan bacak uzunluğunu hesaplanması gerekmektedir. Şekil 2.1 de bir Stewart platform mekanizmasının eksen takımları ve bu eksenleri birbirine bağlayan vektörler gösterilmiştir.



Şekil 2. 1 Stewart platform mekanizmasının eksen takımı

Burada $a_i = [a_{ix} \ a_{iy} \ a_{iz}]^T$ ve ${}^B b_i = [b_{iu} \ b_{iv} \ b_{iw}]^T$ sırasıyla A ve B koordinat çerçevelerinde A_i ve B_i noktalarının konum vektörlerini ifade etmektedir. Yani a_i ifadesi, hareketsiz platformda bulunan A_i noktasının pozisyon vektörlerini belirtmekteyken ${}^B b_i$ ifadesi ise hareketli platformda bulunan B_i noktasının pozisyon vektörlerini temsil etmektedir. Bu ifadelerden yola çıkarak ve Şekil 2.1 üzerinden kapalı döngü denklemi Eşitlik 2.1 tanımlanabilir:

$$\overline{A_i B_i} = p + {}^A R_B {}^B b_i - a_i \quad (2.1)$$

Burada p hareketsiz alt platformla bağlantılı olan üst platformun yerini ifade eden pozisyon vektörüdür. $\overline{A_i B_i}$ vektörü, kendisinin transpozu (devriği) ile noktasal çarpım yapıldığı takdirde ters kinematik için aranan bacak uzunluğu aşağıdaki gibi elde edilebilir;

$$d_i^2 = [p + {}^A R_B {}^B b_i - a_i]^T [p + {}^A R_B {}^B b_i - a_i] \quad (2.2)$$

Eşitlikte verilen ifadenin açılımını yapılır ise;

$$d_i^2 = p^T p + [{}^B b_i]^T [{}^B b_i] + a_i^T a_i + 2p^T [{}^A R_B {}^B b_i] - 2p^T a_i - 2[{}^A R_B {}^B b_i]^T a_i \quad (2.3)$$

$$d_i = \sqrt{p^T p + [{}^B b_i]^T [{}^B b_i] + a_i^T a_i + 2p^T [{}^A R_B {}^B b_i] - 2p^T a_i - 2[{}^A R_B {}^B b_i]^T a_i} \quad (2.4)$$

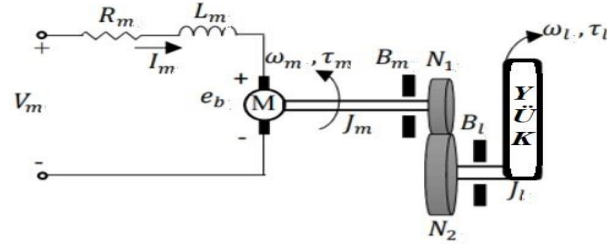
Bu eşitlik her bir bağlantı için altı defa tekrarlanır ise uçuş simülasyonunun ters kinematik analiz gerçekleştirilerek sistemin bacak uzunluğu hesaplanabilmektedir.

3. UÇUŞ SİMÜLATÖRLERİNDE KULLANILAN TAHRİK ELEMANLARININ MODELLENMESİ

Simülasyonların verilen konum veya yönelimi gerçekleştirebilmesi için tahrik mekanizması olarak kullanılan doğrusal motorlarının (PMDC Motor) hareket ettirilmesi gerekmektedir. Simülasyonların tasarımında bu tahrik işlemi kullanılan altı tane doğrusal motorla gerçekleştirilmektedir. Bu tip sistemlerde kullanılan motorlar için giriş büyüklüğü gerilim olarak tanımlanırken çıkış büyüklüğü motorun milinden alınan doğrusal hız veya konum büyüklüğüdür. $\Omega_l(s)$, yük mili hızının Laplace dönüşümü; $V_m(s)$, motor giriş voltajının Laplace dönüşümü, K kararlı hal kazancı, τ zaman sabiti ve s Laplace operatörü olmak üzere bu tip sistemlerin birinci dereceden transfer fonksiyonları Eşitlik 3.1’deki gibi tanımlanmaktadır.

$$\frac{\Omega_l(s)}{V_m(s)} = \frac{K}{(\tau s + 1)} \quad (3.1)$$

Eşitlik 3.1’de ifade edilen transfer fonksiyonu bulabilmek için PMDC motorun elektriksel ve mekanik eşitliklerinin kullanılması gerekmektedir. PMDC motorun elektriksel ve mekanik eşdeğerini Kirchoff gerilim yasası ve Newton hareket denklemi kullanılarak elde edilmiştir. PMDC motor armatür devre şeması ve mekanik yapısı Şekil 3.1’de gösterilmiştir. PMDC motorun Şekil 3.1’de görüldüğü gibi sisteme uygulanan V_m giriş gerilimi altında (Eşitlik 3.1’de verilen transfer fonksiyonunun giriş büyüklüğünü), R_m motor direnci ve L_m endüktansı olan seri bir devre ile rotor döndüğünde k_m zıt-emk gerilimi meydana gelmektedir. Rotordan akım geçtiğinde, iletkenlerde manyetik alan oluşur ve böylece rotorun çevresinde rotoru döndüren moment meydana gelir.



Şekil 3.1. PMDC motor armatür akımı ve dişli takımı

Elektrik motorları için zıt-emk değeri motor milinden elde edilen açısal hız ile doğru orantılıdır. e_b zıt elektromotor gerilimi ve ω_m motor milinin açısal hızı arasındaki ilişki Eşitlik 3.2’de ifade edilmiştir.

$$e_b(t) = k_m \omega_m(t) \quad (3.2)$$

Şekil 3.1’deki elektriksel devreye Kirchoff Gerilim Yasası uygulandığından Eşitlik 3.3 elde edilmektedir.

$$V_m(t) - R_m I_m(t) - L_m \frac{dI_m(t)}{dt} - k_m \omega_m(t) = 0 \quad (3.3)$$

Bu eşitlikte, $I_m(t)$ armatür akımını ve $L_m \frac{dI_m(t)}{dt}$ ise indüktördeki gerilimi ifade etmek üzere motorun elektriksel eşitliği elde edilir. Burada L_m çok küçük bir değer olduğu için Eşitlik 3.3’te ihmal edilebilir. Bu durumda Eşitlik 3.3 daha sade bir halde Eşitlik 3.4’teki gibi yazılabilmektedir. Böylece sistemin birinci dereceden transfer fonksiyonunu elde etmek daha kolay hale gelmektedir.

$$V_m(t) - R_m I_m(t) - k_m \omega_m(t) = 0 \quad (3.4)$$

Eşitlik 3.4’ten armatür akımı ($I_m(t)$) çekildiğinde, armatür akımının matematiksel ifadesi Eşitlik 3.5’teki gibi yazılabilmektedir.

$$I_m(t) = \frac{V_m(t) - k_m \omega_m(t)}{R_m} \quad (3.5)$$

Bununla birlikte, uygulanan motor torkuna (τ_m) göre yükün açısal hızını ω_l ’i açıklayan hareket denklemi geliştirilmiştir. PMDC motor tek serbestlik dereceli bir döner sistem olduğundan Newton’un 2. hareket yasası Eşitlik 3.6’daki gibi ifade edilmektedir.

$$j \cdot \alpha = \tau \quad (3.6)$$

Burada, j eylemsizlik momentini yani cismin dönmeye karşı gösterdiği direnci, α sistemin açısal ivmesini ve τ ise sisteme uygulanan torqların toplamını ifade etmektedir. Eşitlik 3.6 ve Şekil 3.1’den yararlanılarak PMDC motor için Eşitlik 3.7’de ifade edilen motorun yük tarafı için hareket denklemi yazılabilmektedir.

$$J_l \frac{d\omega_l(t)}{dt} + B_l \omega_l(t) = \tau_l(t) \quad (3.7)$$

Burada, J_l , yükün atalet momenti, B_l viskoz sürtünme katsayısını, $\tau_l(t)$, yüke uygulanan toplam torku ifade etmektedir. Burada yük ataleti, dişli takım ve ona bağlı herhangi bir harici yükün (disk veya çubuk) ataletini içermektedir. Benzer şekilde motor mili için Newton'un 2. hareket yasası Eşitlik 3.8'deki gibi ifade edilebilmektedir.

$$J_m \frac{d\omega_m(t)}{dt} + B_m \omega_m(t) + \tau_{ml}(t) = \tau_m(t) \quad (3.8)$$

Burada, J_m , motor milinin atalet momenti, $\tau_{ml}(t)$ yük torkundan motor miline etki eden torku ifade etmektedir. Motorun çıkış milinden tork elde edebilmek için motor milinde oluşan atalet değerini, motor mili tarafındaki viskoz sürtünme değerini ve yük tarafında oluşan torkun mile aktarılmış değerini yenmek gerekir. Bununla birlikte sisteme uygulanan motor torku olması durumunda yük milindeki tork denklemi aşağıdaki gibi yazılır;

$$\tau_l(t) = \eta_g K_g \tau_{ml}(t) \quad (3.9)$$

Burada, $K_g = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)$, çark oranını, η_g ise çark sisteminin verimini ifade etmektedir. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi çark kutusu doğrudan PMDC motoruna monte edilmiştir. Böylece motor milinde çarklar üzerinde görülen tork Eşitlik 3.10 ile ifade edilebilmektedir.

$$\tau_{ml}(t) = \frac{\tau_l(t)}{\eta_g K_g} \quad (3.10)$$

Teorik olarak çıkış milinin bir tur dönmesi için motor mili K_g kere dönmesi gerektiğinden çıkış mili ile motor mili arasındaki matematiksel ilişki Eşitlik 3.11'de ifade edilmektedir.

$$\theta_m(t) = K_g \theta_l(t) \quad (3.11)$$

Burada $\theta_m(t)$ mil tarafındaki açısal konumu, $\theta_l(t)$ ise yük tarafındaki açısal konumu ifade etmektedir. Motor milinin açısal hızı ω_m ve yük milinin açısal hızı ω_l arasındaki ilişkiyi ise Eşitlik 3.11'in zamana göre türevini alarak $\omega_m(t) = K_g \omega_l(t)$ olarak tanımlanmaktadır. Yukarıda tanımlanan mekanik ilişki denklemleri kullanılarak Newton'un 2. hareket yasasına göre Eşitlik 3.8'de ifade edilen motor mili denklemi daha kapsamlı bir şekilde Eşitlik 3.12-14'teki gibi ifade edilebilmektedir.

$$J_m K_g \frac{d\omega_l(t)}{dt} + B_m K_g \omega_l(t) + \frac{J_l \left(\frac{d\omega_l(t)}{dt} + B_l \omega_l(t)\right)}{\eta_g K_g} = \tau_m(t) \quad (3.12)$$

$$(\eta_g K_g^2 J_m + J_l) \frac{d\omega_l(t)}{dt} + (\eta_g K_g^2 B_m + B_l) \omega_l(t) = \eta_g K_g \tau_m(t) \quad (3.13)$$

$$J_{eq} \frac{d\omega_l(t)}{dt} + B_{eq} \omega_l(t) = \eta_g K_g \tau_m(t) \quad (3.14)$$

Burada, $J_{eq} = \eta_g K_g^2 J_m + J_l$ ve $B_{eq} = \eta_g K_g^2 B_m + B_l$ olarak ifade edilmiştir. Burada J_l yükün atalet momentini, B_l ise yük tarafındaki viskoz sürtünmeyi ifade etmektedir. PMDC motorun tam dinamik modelinin elde edilebilmesi için elektriksel denklemin ve mekanik denklemin birleştirilmesi gerekmektedir. Elektrik motorları için motor çıkış torku ile armatür akımı arasındaki ilişki $\tau_m(t) = \eta_m k_t I_m(t)$ şeklinde ifade edilebilmektedir. Burada, k_t akım-tork sabitini, η_g motor verimini ve I_m ise armatür akımını temsil etmektedir. Eşitlik 3.5'te verilen motor armatür akımını, Eşitlik 3.14'de verilen akım-tork ilişkisinde yerine yazarak $V_m(t)$ giriş

voltajı ve $\omega_m(t)$ yük mili hızına göre motor torku denklemi Eşitlik 3.15'deki gibi elde edilebilir.

$$\tau_m(t) = \frac{\eta_m k_t (V_m(t) - k_m \omega_m(t))}{R_m} \quad (3.15)$$

Eşitlik 3.15'de elde edilen eşitlikte $\omega_m(t)$ yerine $\omega_l(t) K_g$ ifadesi yazılır ve Eşitlik 3.14'de elde edilen motor mili tork eşitliği yine Eşitlik 3.15'de yerine koyulursa Eşitlik 3.16 elde edilir.

$$J_{eq} \left(\frac{d}{dt} \omega_l(t) \right) + \left(\frac{k_m \eta_g K_g^2 \eta_m k_t}{R_m} + B_{eq} \right) \omega_l(t) = \frac{\eta_g K_g \eta_m k_t (V_m(t))}{R_m} \quad (3.16)$$

Daha sade şekilde PMDC motor elektrik ve mekanik eşdeğer devresinde Kichoff ve Newton kanunları uygulandığında, PMDC motorun zaman tanım alanında elektromekanik matematik modeli aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\left(\frac{d}{dt} \omega_l(t) \right) J_{eq} + B_{eq,v} \omega_l(t) = A_m V_m(t) \quad (3.17)$$

Burada;

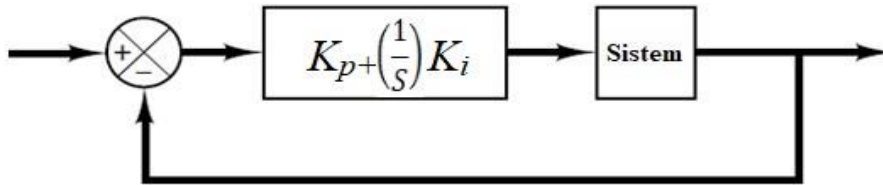
$$B_{eq,v} = \frac{\eta_g K_g^2 \eta_m k_t k_m + B_{eq} R_m}{R_m}, A_m = \frac{\eta_g K_g \eta_m k_t}{R_m} \quad (3.18)$$

PMDC motorun zaman tanım alanında elektromekanik matematik modelini ifade eden Eşitlik 3.17'ye Laplace dönüşümü uygulanarak sistemin transfer fonksiyonu elde edilir.

$$J_{eq} s \Omega_l(s) + B_{eq,v} \Omega_l(s) = A_m V_m(s) \rightarrow \frac{\Omega_l(s)}{V_m(s)} = \frac{A_m}{J_{eq} s + B_{eq,v}} \quad (3.19)$$

4. UÇUŞ SİMÜLATÖRÜNÜN YÖRÜNGE KONTROLÜNÜN PI KONTROL İLE GERÇEKLEŞTİRİLMESİ

Stewart platform mekanizmasında yörünge denetimi, hareketli üst platformun konum ve yöneliminin bacaklar vasıtasıyla doğru bir şekilde gerçekleşmesidir. Stewart platformun doğrusal olmayan dinamiğe sahip olması, eyleyicilerde meydana gelen sürtünme etkisi, eklemler arasındaki dinamik etkileşim, sistem belirsizlikleri ve yük değişimlerinden dolayı sistem kontrolünün doğru bir şekilde yapılması oldukça zordur. Meydana gelen tüm bu bozucu etkilerinin en aza indirgenmesi için kontrol yöntemlerinden yararlanılmaktadır. Tasarlanacak olan PI kontrolörün blok diyagramı Şekil 4.1'de yer almaktadır.



Şekil 4.1. PI kontrolöre ait blok diyagramı

PMDC motorun hız kontrolü için aşağıdaki eşitlik tanımlanmaktadır.

$$V_m(t) = K_p (\omega_d(t) - \omega_l(t)) + K_i \int (\omega_d(t) - \omega_l(t)) dt \quad (4.1)$$

Burada $V_m(t)$ motora uygulanan gerilim değerini, K_p oransal kontrol kazancını, K_i integral kontrol kazancını, $\omega_d(t)$ referans olarak belirlenen açısal hız değerini ve $\omega_l(t)$ de motor milinden ölçülen açısal hız değerini ifade etmektedir. Buna göre Eşitlik 4.1'deki bağıntının Laplace dönüşümü alındığı zaman ise Eşitlik 4.2 elde edilir.

$$\frac{\Omega_l(s)}{\Omega_d(s)} = \frac{K(K_p s + K_i)}{s^2 \tau + (1 + K K_p) s + K K_i} \quad (4.2)$$

DC motor hız kontrolü için tasarlanan PI kontrolöre ait sistemin kapalı döngü transfer fonksiyonu elde edildikten sonra sistemin kalıcı hal hatası, aşma değeri ve tepe noktasına ulaşma zamanı gibi önceden belirlenen çalışma şartlarını yerine getirebilmesi için sönüm oranı ve doğal frekansın belirlenmesi gerekir. Buna göre belirli bir aşım değeri ve tepe noktasına ulaşma şartına göre sönümleme oranı (ζ) ve doğal frekans (ω_n) Eşitlik 4.3'teki formüller kullanılarak hesaplanır.

$$\zeta = -\ln\left(\frac{PO}{100}\right) \sqrt{\frac{1}{\ln\left(\frac{PO}{100}\right)^2 + \pi^2}}, \omega_n = \frac{\pi}{t_p \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (4.3)$$

Sönüm oranı ve doğal frekansı bulduktan sonra da PI denetleyicinin kazanç katsayılarını bulabilmek için kapalı döngü sisteme ait transfer fonksiyonunun karakteristik denklemini genelleştirilmiş karakteristik denklem olan $s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2$ 'ye eşitleyecek olursak PI denetleyicinin K_p ve K_i kazanç katsayılarını elde edilmiş olacaktır. Bunun için öncelikle sistemimizin karakteristik denklemini genelleştirilmiş karakteristik denkleme benzetebilmek için yeniden düzenlemesi gerekir ve bunun sonucunda da sistemimizin karakteristik denklemi Eşitlik 4.4'teki gibi elde edilir.

$$s^2 + \frac{(1 + K K_p)s}{\tau} + \frac{K K_i}{\tau} \quad (4.4)$$

Eşitlik 4.4'te elde edilen sisteme ait karakteristik denklemin son hali ile genelleştirilmiş karakteristik denklemin katsayılarının eşitlenmesi sonucunda da Eşitlik 4.5 elde edilir.

$$\frac{K K_i}{\tau} = \omega_n^2, \frac{1 + K K_p}{\tau} = 2\zeta\omega_n \quad (4.5)$$

Eşitlik 4.5'den yararlanarak DC motor hız kontrolü için tasarladığımız PI denetleyiciye ait olan K_p ve K_i kazanç katsayılarını ise son olarak Eşitlik 4.6'daki gibi elde edilir.

$$K_p = \frac{-1 + 2\zeta\omega_n\tau}{K}, K_i = \frac{\omega_n^2\tau}{K} \quad (4.6)$$

5. PROTOTİP UÇUŞ SİMÜLATÖRÜNÜN GERÇEK ZAMANLI KONTROLÜ

Bu çalışmada kullanılan prototip uçuş simülatörünün görüntüsü Şekil 5.1'de verilmiştir. Stewart Platformu, 6 Actonix P16-P lineer aktüatöre sahiptir. Ayrıca mekanik aksam olarak 12 kardan mafsal, 3 özel tasarım rulman yatağı (yuvarlanma elemanı) bulunmaktadır. Hem taban hem de platform plakaları pleksi classdan yapılmıştır. Stewart Platformu, 180N ağırlığa kadar yük taşıma kapasitesine sahiptir. Sistem kontrolü National Instruments tarafından üretilen MyRIO mikroişlemcisi tarafından gerçekleştirilmektedir.



Şekil 5. 1 Stewart platformun genel görünüşü

Bu çalışmada gerçek zamanlı üç farklı deney gerçekleştirilmiştir. Öncelikle prototip uçuş simülatörünün z eksenini boyunca hareket etmesi ardından x ve y eksenlerinde ise sinüzoidal bir hareket yapması amaçlanmıştır. Denetleyici parametreleri ise en iyi sonucu sağlayacak şekilde $K_p = 0,4575$, $K_i = 0,0855$ olarak seçilmiştir.

5.1 Deney 1: Z Ekseninde Hareket

Bu deneyde, mekanizmanın hareketli üst platformun z eksenini doğrultusunda hareketinin gerçekleşmesi esnasındaki konum takibi incelenmiştir. Kontrol sistemine referans değeri olarak ters kinematik analiz ile platformun istenen konum değerine karşılık gelen bacak boy değerleri, çıkış olarak ise mekanizma bacaklarının boyları esas alınmıştır. Bu sayede sistemin konum takibi elde edilmiştir. Bu konum takibinde kullanılan referans koordinatlar Eşitlik 5.1 ile ifade edilmiştir.

$$x(t) = 0, y(t) = 0, z(t) = 200 + 10\sin(2 * \pi * (5/10) * t) \quad (5.1)$$

Değişken değerleri esas alınarak mevcut bulunan 6 bacak için takip yapılarak konum değişim grafikleri Şekil 5.2 de gösterilmiştir. Şekil 5.2’de z ekseninde verilen referans değerleri için bacakların PI kontrol ile yapılan konum değişim grafikleri sunulmuştur. Konum değişimlerinin hangi bacağına ait olduğu grafiklerin üzerinde belirtilmiştir. Konum değişimleri 37,82 saniyede gerçekleştirilerek sonuç alınmıştır. Seçilen kazanç parametrelerine bağlı olarak PI denetleyicisi kullanılması durumunda tüm bacak boylarında meydana gelen konum hataları benzer şekilde Şekil 5.2’ de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

5.2 Deney 2: X Ekseninde Hareket

Bu deneyde, mekanizmanın hareketli üst platformun x eksenini doğrultusunda hareketinin gerçekleşmesi esnasındaki konum takibi incelenmiştir. Kontrol sistemine referans değeri olarak ters kinematik analiz ile platformun istenen konum değerine karşılık gelen bacak boy değerleri, çıkış olarak ise mekanizma bacaklarının boyları esas alınmıştır. Bu sayede sistemin konum

takibi elde edilmiştir. Bu konum takibinde kullanılan referans koordinatlar Eşitlik 5.2 ile belirtilip bu deney esnasında elde edilen grafikler sunulmuştur.

$$x(t) = 15\sin(2 * \pi * (5/10) * t), \quad y(t) = 0, \quad z(t) = 200 \quad (5.2)$$

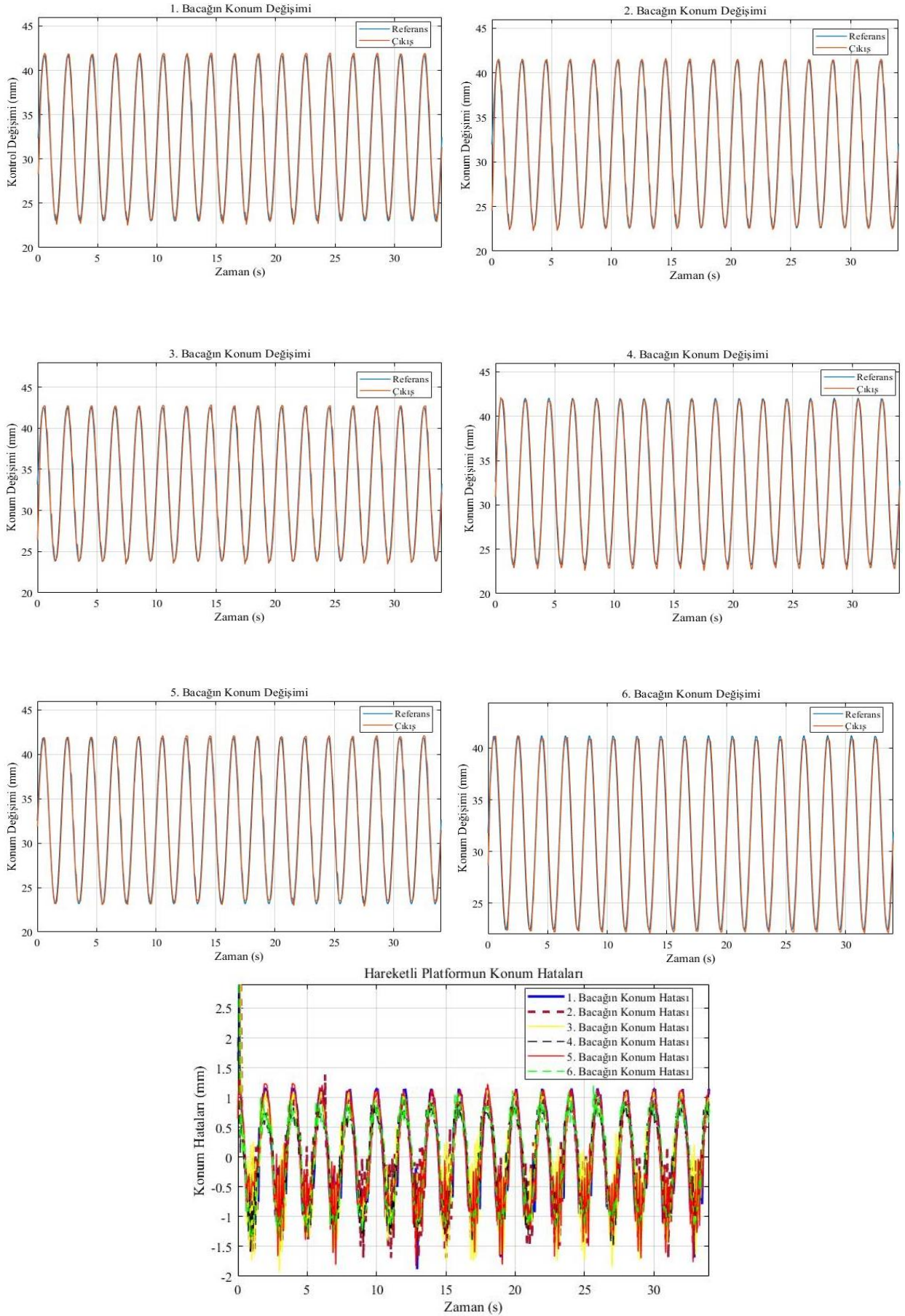
Değişken değerleri esas alınarak mevcut bulunan 6 bacak için konum takibi yapılarak konum değişim grafikleri Şekil 5.3'de gösterilmiştir. Şekil 5.3' de görüldüğü gibi bacak boylarında meydana gelen konum hataları, manipülatörün hareketli platformu için tanımlanan yörüngelerde az da olsa konum hatalarına sebep olmuştur. Altı bacağa ait konum hataları farklı renklerle gösterilerek incelenmiştir.

5.3 Deney 3: Y Ekseninde Hareket

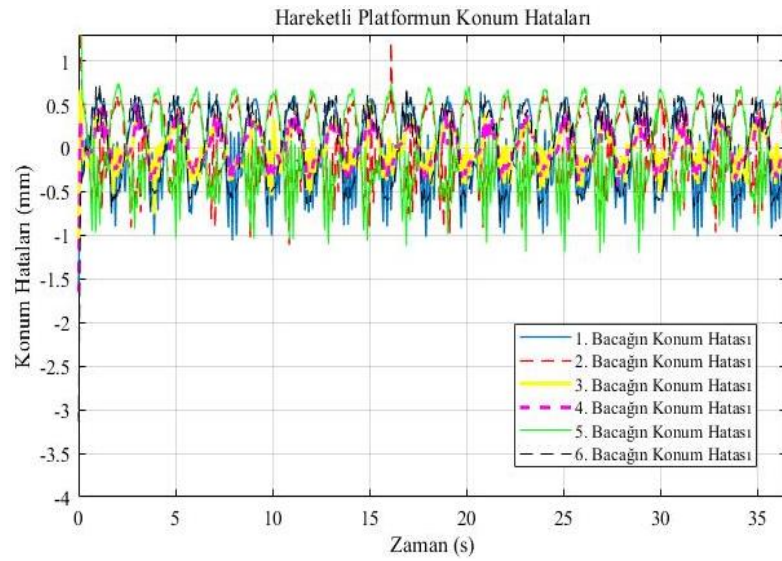
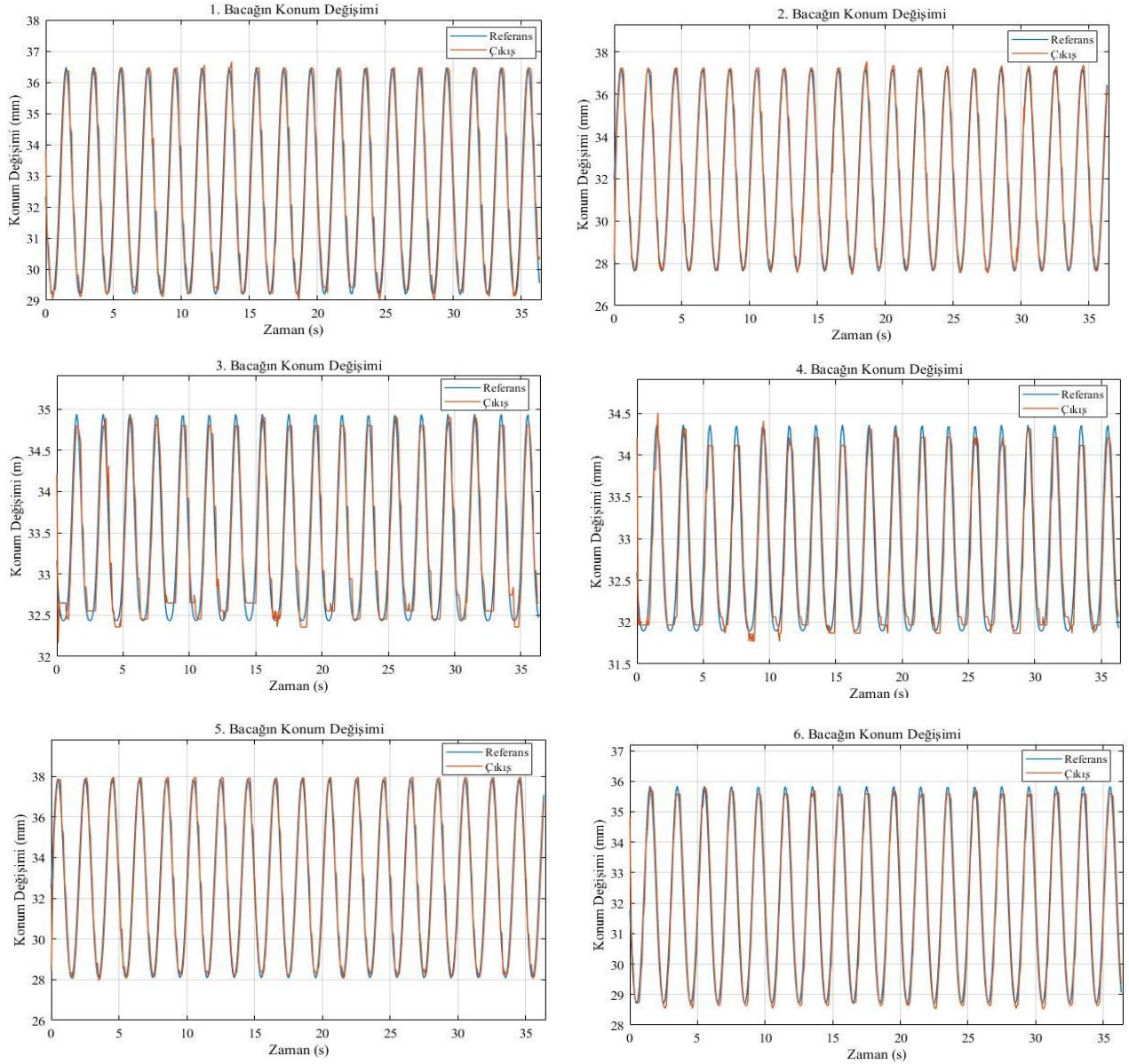
Bu deneyde, mekanizmanın hareketli üst platformun y eksenini doğrultusunda hareketinin gerçekleşmesi esnasındaki konum takibi incelenmiştir. Kontrol sistemine referans değeri olarak ters kinematik analiz ile platformun istenen konum değerine karşılık gelen bacak boy değerleri, çıkış olarak ise mekanizma bacaklarının boyları esas alınmıştır. Bu sayede sistemin konum takibi elde edilmiştir. Bu konum takibinde kullanılan referans koordinatlar Eşitlik 5.3 ile belirtilip bu deney esnasında elde edilen grafikler sunulmuştur.

$$x(t)= 0, \quad y(t)= 15\sin(2 * \pi * (5/10) * t), \quad z(t)= 200 \quad (5.3)$$

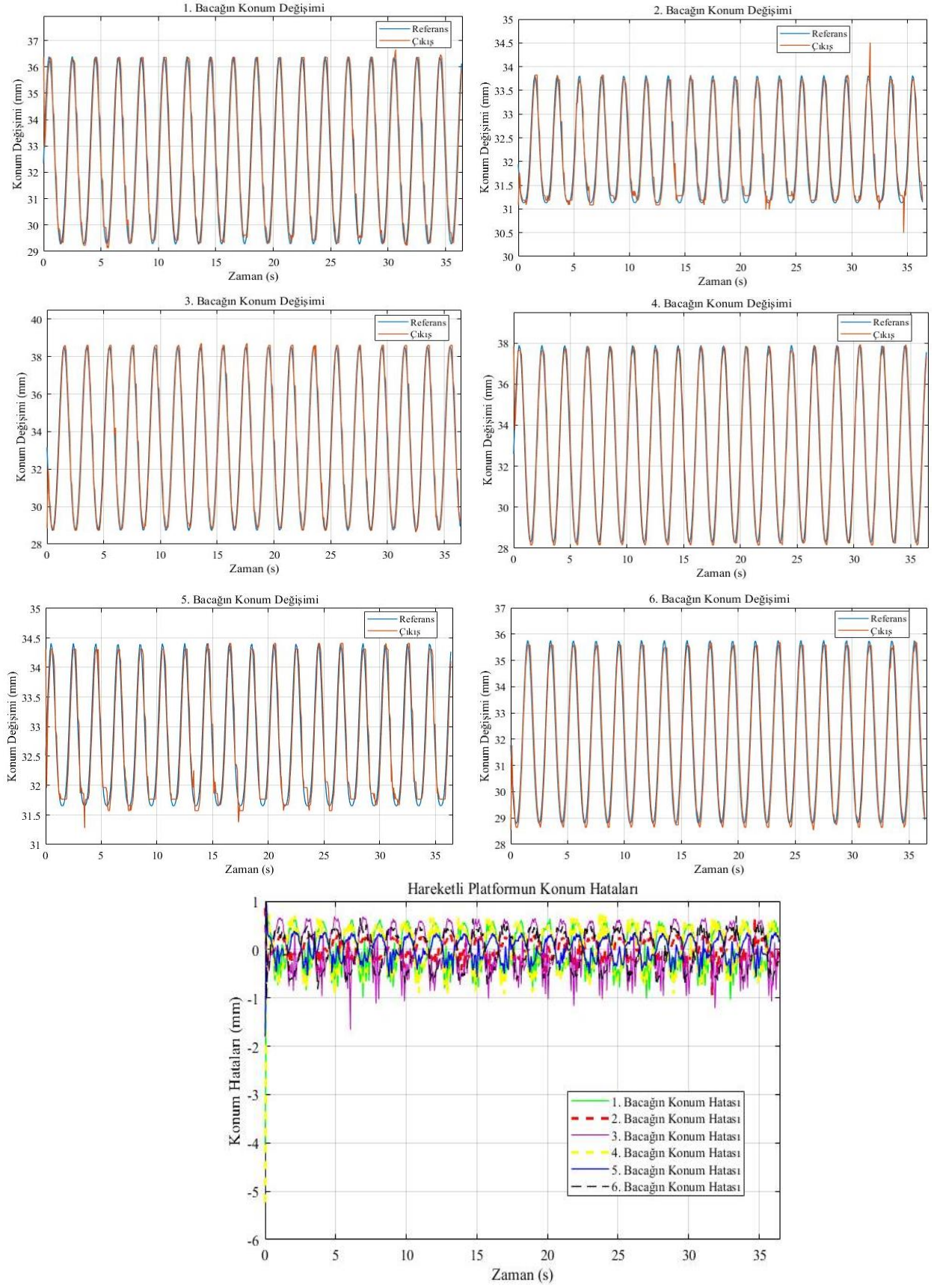
Değişken değerleri esas alınarak mevcut bulunan 6 bacak için konum takibi yapılarak konum değişim grafikleri Şekil 5.4' de gösterilmiştir. Şekil 5.4'de gösterilen grafikler y ekseninde verilen referans değerleri için bacakların PI kontrol ile yapılan konum değişim grafikleri sunulmuştur. Konum değişimleri 39,93 saniyede gerçekleştirilerek sonuç alınmıştır. Seçilen kazanç parametrelerine bağlı olarak PI kontrolcüsü kullanılması durumunda tüm bacak boylarında meydana gelen konum hataları aynı grafikte gösterilmiştir.



Şekil 5. 2 Gerçek zamanlı deney 1 için PI denetleyicisi ile gerçekleştirilen konum değişimleri



Şekil 5. 3 Gerçek zamanlı deney 2 için PI denetleyicisi ile gerçekleştirilen konum değişimleri



Şekil 5. 4 Gerçek zamanlı deney 3 için PI denetleyicisi ile gerçekleştirilen konum değişimleri

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, yaygın olarak kullanılmaya başlanılan 6 serbestlik dereceli uçuş simülatörleri için kinematik ve aktüatör modelleme prensibine dayalı bir yörünge kontrolünü önerilmektedir. Bu kapsamda öncelikle uçuş simülatörlerinin kinematik analizi gerçekleştirilmiştir. Ters kinematik problemimin çözümü için bir başka deyişle hareketli üst platformun konum ve yönelim değerleri verildiğinde bacak boy uzunluğunu hesaplanma işlemi vektörel analizi yapılarak detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Ters kinematik analizinden elde edilen matematiksel ifadeler Matlab yardımıyla çözdürülmüştür. Deneysel olarak elde edilen verilere göre yapılan kinematik analizinin doğru olduğu kanıtlanmış ve aktüatör modeli sayesinde parametreleri uygun bir şekilde ayarlanan PI kontrolcü sayesinde sisteme doğru pozisyon kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın literatüre asıl katkısı havacılık sektöründe sıklıkla kullanılmaya başlanılan uçuş simülatörlerinin tüm matematiksel analizlerini paylaşmak ve sistemi gerçek zamanlı olarak doğru bir şekilde pozisyonlanabilmek için gerekli olan model tabanlı PI kontrolcü yapısını oluşturmaktır. Mevcut çalışmada uçuş simülatörünün farklı yükler ve bozucu etkiler altındaki kontrolcü performansı test edilmemiştir. Gelecek çalışmalarımızda önerilen aktüatör modeline dayalı PI kontrolcü performansı bozucu etkiler altında test edilecek ve elde edilen modele bağlı olarak yeni bir kesirli dereceden PI kontrolcü tasarımı yapılarak sistem üzerinde test edilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Yavuz S. Seri Manipülatörlerin Dönüşüm Matrislerinin Elde Edilmesinin Kolay Yolları. *Buts.* 2023;4(2):1-7.
- [2] Dasgupta, D, Mruthyunjaya T. S. Singularity-free Path Planning for the Stewart Platform Manipulator. *Mechanism and Machine Theory.* 1998;33.
- [3] Stewart, D. A platform with six degrees of freedom. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers.* 1965; 180(1): 371-386.
- [4] Fichter EF. A Stewart Platform- Based Manipulator: General Theory and Practical Construction. *The International Journal of Robotics Research.* 1986;5(2):157-182.
- [5] <https://www.havelsan.com.tr/sektorler/egitim-ve-simulasyon/sivil-havacilik/havelsan-ucus-simulatorleri> (Erşim Tarihi 20.01.2024)
- [6] Tsai, L. W. Position Analysis of Serial Manipulators, Chapter 10, *Robot Analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators.* John Willey & Sons Inc., New York. 1999; 424-456.
- [7] Wang, Z., He, J., and Gu H. Forward kinematics analysis of a six degree of freedom Stewart platform based on independent component. *IEEE Transaction on Systems,* 2010:1083-4427.
- [8] Su, Y. X., Zang, C. H. and Duan B.Y. Singularity analysis of a 6 DOF Stewart platform using genetic algorithm. *IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics.* 2002.

- [9] Tsai, L. W. Solving the inverse dynamics of parallel manipulators by the principle of virtual work. Proc. ASME Design Engineering Technical Conference. 1998.
- [10] Lebret, G., Liu, K., and Lewis, F. L. Dynamic analysis and control of a Stewart platform manipulator. J. Robot. Syst. 1993;10(5), 629-655.
- [11] Mei, Q., She, J. Wang, Wu F. Wang and Nakanishi Y., Performance Enhancement for an Equivalent-Input-Disturbance-Based Control System Using a Sliding-Mode Controller. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. 2023;28(3), 1456-1465
- [12] Xie, B. and Dai, S. Optimal trajectory generation for stewart platform using discrete mechanics and optimal control. 2018 13th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), Wuhan, China. 2018: 980-985
- [13] Machiani, J. H. Masouleh, M. T. Kalhor, A. Tabrizi M. G. and Sanie, F. Control of a pneumatically actuated 6-DOF Gough-Stewart platform. 2014 Second RSI/ISM International Conference on Robotics and Mechatronics (ICRoM), Tehran, Iran. 2014:166-171.
- [14] Yang, C. Huang, Q. Jiang, H. Peter, O. O. Han, J. PD control with gravity compensation for hydraulic 6-DOF parallel manipulator. Mechanism and Machine Theory. 2010; 45.