

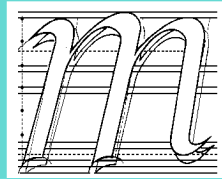
ISSN 2667-4297

# MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 18

Sayı: 2

Kasım 2020



*m a t i m*

**Metal Şekillendirme Mükemmeliyet Merkezi  
ATILIM ÜNİVERSİTESİ - ANKARA**

## Sahibi

**Editör:** Erhan İlhan Konukseven  
**Yardımcı Editör:** Hakan Kalkan  
**Yardımcı Editör:** Oğuzhan Yılmaz  
**Yardımcı Editör:** Sezer Özerinç

ODTÜ  
Atılım Üniversitesi  
Gazi Üniversitesi  
ODTÜ

## Yayın Kurulu

Metin Akkök  
Can Çoğun  
Mustafa Bakkal  
Cemal Merih Şengönül  
Erhan Budak  
İsmail Durgun  
Volkan Esat  
Mehmet Fırat  
Hüseyin Filiz  
Necdet Geren  
Mustafa İ. Gökler  
Yiğit Karpat  
İsmail Lazoğlu  
İzzet Özdemir  
Tuğrul Özel  
Ferruh Öztürk  
Evren Yasa  
İ. Ethem Saklakoğlu  
Halim Meço  
Yusuf Kaynak  
Ali Oral  
Haydar Livatyalı

ODTÜ  
Çankaya Üniversitesi  
İTÜ  
Atılım Üniversitesi  
Sabancı Üniversitesi  
TOFAŞ  
ODTÜ Kuzey Kıbrıs  
Sakarya Üniversitesi  
Gaziantep Üniversitesi  
Çukurova Üniversitesi  
ODTÜ  
Bilkent Üniversitesi  
Koç Üniversitesi  
İYTE  
Rutgers Üniversitesi  
Uludağ Üniversitesi  
Eskişehir  
EGE Üniversitesi  
FNSS  
Marmara Üniversitesi  
Balıkesir Üniversitesi  
YTÜ

## Danışma Kurulu

Tuna BALKAN  
Melik DÖLEN  
O. Selçuk YAŞI  
Yiğit YAZICIOĞLU  
Orhan YILDIRIM

ODTÜ  
ODTÜ  
ENVY A.Ş.  
ODTÜ  
ODTÜ

## Yazışma Adresi, Telefon ve Faks

Makina Tasarım ve İmalat Derneği  
Metal Şekillendirme Mükemmeliyet Merkezi  
ATILIM Üniversitesi  
İncek, ANKARA  
Tel : (312) 586 8860, 586 8368, Faks : (312) 586 8091  
Web : <http://www.matim.org.tr>  
e-mail : [iletisim@matim.org.tr](mailto:iletisim@matim.org.tr)

# MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 18 Sayı: 2

JOURNAL OF  
MECHANICAL DESIGN  
AND PRODUCTION

Vol: 18 No: 2

ISSN 2667-4297

## TELİF HAKKI

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde yayımlanan bütün yazıların telif hakkı MAKİNA TASARIM VE İMALAT Derneği'nindir. Yayımlanmış yazıların başka bir yerde tekrar yayımlanması, çoğaltılması ve dağıtılması, Yayın Kurulundan yazılı izin almak koşulu ile mümkündür. Makalelerdeki görüşlerden doğacak sorumluluk makale yazarına aittir.

## DİZGİ

Hülya SEVER

## BASKI

DERGİPARK-Elektronik Yayın

Yılda 2 sayı Mayıs ve Kasım aylarında yayımlanır.

## İÇİNDEKİLER

### ARAŞTIRMA, GELİŞTİRME VE UYGULAMA MAKALELERİ

İşleme Merkezlerinin Yapısal Bileşenlerini Kullanan Bir Seçim Modelinin Geliştirilmesi 53

**Yusuf Tansel İç  
Mustafa Yurdakul**

Güvenirlilik Temelli Mekanik Tasarım ve Tasarımın Güvenirliğinin Öngörülmesi 63

**Levent Sözen  
Mustafa Yurdakul  
Yusuf Tansel İç**

Farklı Sertlik Değerlerindeki W360 Sıcak İş Takım Çeliğinin Yüksek Sıcaklıkta Aşınma Davranışı ve Çentik Darbe Dayanımının incelenmesi 75

**Emre Taşcıoğlu  
Yusuf Kaynak**

Ar-Ge'yi Doğru Yorumlamak: Bütüncül Ar-Ge, İnovasyon ve Teknoloji Yönetimi 82

**Zafer Gemici  
Fahrettin Öztürk**

Çok Fonksiyonlu Paralel Geçit Merdiveni Tasarımı, Analizi ve Üretimi 92

**Yavuz Sümer  
Bekir Bediz**

Sayın Okurlarımız,

Makina Tasarım ve İmalat Dergisi 1986 yılından bu yana özgün araştırmaları yayımlayan hakemli bir dergi olarak süreklilik kazanmıştır. 2001 yılında dergimize ISBN (ISBN1302-9487) numarası verilmiş, TÜBİTAK tarafından ulusal veri tabanına alınmış ve dergi basım adedi artırılarak Türkiye’de daha yaygın dağıtımı sağlanmıştır.

Yayın kurulumuz dergiye özgün çalışma ürünü, derleme veya bir bilgi ve tecrübe aktarımını sağlayacak makaleler bulmak konusunda katılımlarınızı beklemektedir. Ayrıca kitap tanıtımı, konu taraması ve sanayi kuruluşlarının etkinliklerini içeren yazılara da geçmişte olduğu gibi yer verilmektedir.

Dergimiz, 2017 yılından beri TÜBİTAK DERGİPARK ortamında yayınlanmaktadır. (<http://dergipark.org.tr/tr/pub/matim>) 2019 yılından beri elektronik yayına dönmemiz nedeni ile dergi ISSN-No 2667-4297 olmuştur. Dergimizin eski sayılarına da bu ortamda (<http://dergipark.org.tr/tr/pub/matim/archive>) ulaşılabilir. Ayrıca yeni web sayfamızda (<http://matim.org.tr/>) Dergimiz ve Derneđimiz ile ilgili bilgiler bulunmaktadır. Ayrıca, dergimiz 2020 yılında TR Dizin tarafından önceki yıllarda olduğu gibi tekrar incelemeye alınmıştır. (<https://app.trdizin.gov.tr>)

Dergimizi, endüstri ve akademik kuruluşlarımızın karşılıklı bilgi alışverişinde bulunduğu, teknik sorunları tartıştığı ortak bir forum haline getirmek için siz meslektaşlarımızın katkı ve önerilerini bekleriz.

Saygılarımızla,

Yayın Kurulu

Yusuf Tansel İç\* Başkent Üniversitesi Endüstri  
Mühendisliği Bölümü, Etimesgut, AnkaraMustafa Yurdakul Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği  
Bölümü, Maltepe, Ankara**Makale Bilgisi:**

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 07-07-2020

Kabul: 29-08-2020

\*Sorumlu Yazar: Yusuf Tansel İç

Email: yustanic@baskent.edu.tr

# İşleme Merkezlerinin Yapısal Bileşenlerini Kullanan Bir Seçim Modelinin Geliştirilmesi

*İşleme merkezlerine ait kataloglarda verilen kriterler değerlerinin doğru olup olmadığının belirsizliği, belirlenmelerinin hangi koşullarda gerçekleştiği ve birbirine yakın olması işlem merkezlerinin seçimine yönelik yeni yaklaşımların geliştirilmesini gerekli kalmaktadır. Bu makalede, işleme merkezlerine yönelik detaylı bir literatür ve katalog taramasının ardından işleme merkezlerinde kullanılan parçalar ve tipleri ve talaşlı işleme performansına etkileri belirlenmiştir. Belirlenen etkilerin seviyesini derecelendiren hiyerarşik bir yapıya oturtulması ile işleme merkezleri arasında bir seçim modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen model literatürde mevcut direkt performansa dayalı seçim modellerine göre daha yoğun bir çalışma gerektirmesine rağmen sonuçları performansı ortaya çıkan yapıyı ve bileşenlerini esas aldığı için daha doğru seçim kararları verilmesini sağlayacaktır.*

*Anahtar Kelimeler: İşleme merkezi, işleme merkezi iç yapısı, işleme merkezi seçimi, MOORA.*

## 1. GİRİŞ

İşleme merkezleri kataloglarında iş mili hızı, tabla boyutları ve yük kapasitesi, toleranslar, eksen hareketleri gibi kriterler bulunmaktadır. İşleme merkezi üreticisi firmaların rakip ürünleri çok iyi takip etmesi ve rakip ürünlerde olan özellikleri kendi ürünlerine uygulamaları gibi nedenlerden dolayı müşterilerine sundukları kriter değerleri birbirlerine benzer çok sayıda işleme merkezi bulunmaktadır. Dolayısıyla, işleme merkezleri arasında birbirlerine çok yakın katalog değerlerini kullanarak ayırım yapabilmek gittikçe zorlaşmaktadır. Bu durumda literatürdeki katalog değerlerini kullanan seçim yapan modelleri kullanmak yerine işleme merkezi alıcıları seçim işleminde teknik yeterlilikten ziyade fiyat, teslim koşulları, teslim sonrası servis ve eğitim şartları gibi kriterler ile karşılaştırma yapmaya başlamaktadır. Ancak bu yeni kriterleri kullanmak işleme merkezinin performansını önceleyen bir seçim yaklaşımının yerini alması mümkün değildir. Dolayısıyla, işleme merkezlerinin seçiminde hangi koşullar altında elde edildiği ve doğrulukları konularında açıklayıcı bilgilerin kataloglarda yer almadığı performans değerlerini kullanan güvenilirliği düşük performansa dayalı seçim modelleri yerine yeni modeller geliştirmek gerekir.

Literatürde birçok işleme merkezi seçim çalışmasına rastlanabilmektedir. İç ve Yurdakul [2], Lin ve Yang [3], Çimren v.d. [4], Oeltjenbruns vd. [5], Tabuconon vd. [6], Yurdakul [7], Sun [8], Wang vd. [9], Yurdakul ve İç [10,11], Arslan v.d. [12], İç ve Yurdakul [13], Atmani ve Lashkari [14], Gerrard [15], Haddock [16] işleme merkezi veya takım tezgâhi seçimi için çalışmalar sunmuşlardır. Bu çalışmalardan [2-16] nolu kaynaklardaki çalışmalar Çok Kriterli Karar Verme (ÇKKV) yöntemleriyle işleme merkezi seçimi gerçekleştirilen çalışmalardır. Yeni bir model geliştirmede, kataloglarda yer alan performans değerleri yerine performansı belirleyen işleme merkezlerinde kullanılan yapıları ve bileşenleri karşılaştırarak bir seçim yapmak daha doğru olacaktır. Ancak, literatürde incelenen işleme merkezleri seçim çalışmalarında, yapıları ve bileşenleri inceleyen çalışmalar İç vd'nin [1] çalışması ile kısıtlıdır. Bu çalışmada, işleme merkezi seçim probleminde kataloglarda yer alan birbirine çok yakın performans değerleri yerine performansı belirleyen işleme merkezlerinin iç yapısını oluşturan makine elemanlarını karşılaştıran bir seçim yaklaşımı önerilmiştir.

## 2 KARAR VERMEDE KULLANILABİLECEK DEĞERLENDİRME KRİTERLERİ

İşleme merkezlerinin yapısal elemanları bazında bir seçim işlemi gerçekleştirebilmek için öncelikle yapısal elemanların değerlendirmesinde kullanılacak kriterleri belirlemek gereklidir. Bu amaçla yapışan kapsamlı literatür taramasının ardından işleme merkezlerinin yapı elemanlarına yönelik değerlendirme kriterler ve bu kriterlerin dayanaklarına ilişkin detaylar bu bölümde sunulmuştur [17-20].

### 2.1. İş mili ile ilgili değerlendirme kriterleri

İşleme merkezlerinin temel yapı elemanlarından olan iş mili için en kritik durum kararlılıktır. İş mili, gerek ısıl açıdan, gerekse dayanım açısından belirli bir kararlılığa sahip olması gerekir.

#### a) Tezgahın maksimum kararlılığı açısından uygulanabilecek talaş genişliği limiti, malzeme kaldırma hızı (MRR) ve tezgah güç limiti ( $P_{lim}$ ) değeri

Tezgahın kararlılığı açısından bir değerlendirme yapabilmek için aşağıdaki eşitlikleri kullanarak bir hesaplama yapılması gerekir. Eşitliklerde  $\sigma$ , düz keşiçi kenar açısını,  $\beta$ , kesme kuvveti açısını,  $K_s$ , özgül kuvveti (N/mm),  $\zeta$ , sönüm oranını,  $k$ , rijitliği, temsil etmektedir. Tırlama oluşmaksızın işlenecek maksimum talaş genişliği ( $b_{lim}$ ) aşağıdaki Eş.(1) kullanılarak hesaplanır [19]:

$$b_{lim} = \frac{4k\zeta}{2K_s \sin^2 \sigma \cos \beta} \quad (1)$$

Tırlama oluşmaksızın kaldırılabilir talaş miktarı ( $MRR_{lim}$ ) ve gerekli güç ise kesici diş sayısı,  $m$ ; diş başına ilerleme,  $c$  (mm); kesme hızı,  $V$  (m/dk); radyal kesme derinliği,  $a = d$ ; dönme hızı,  $n = v/\pi d$  (dev/dk); ilerleme oranı,  $f = n.m.c$  (mm/dk) gösterilerek

$$MRR_{lim} = f \times b_{lim} \times d \quad (cm^3/dk) \quad (2)$$

$$P_{lim} = K_s \times MRR_{lim} / 60 \quad (3)$$

eşitlikleriyle hesaplanır [19]. İşleme merkezlerinde tırlama en önemli tasarım faktörlerinden bir tanesidir. Tırlama oluşumu ise büyük ölçüde işleme merkezinde yapılabilecek kesme genişliği limiti " $b_{lim}$ " ile bağlantılıdır. Çok değişken kesme şartları " $b_{lim}$ " sınırının aşılması sonucunda tırlama oluşumuna sebep olabilir.

#### b) İşleme merkezinde yapılacak kesme operasyonunda ağırlıklı olarak oluşacak talaş tipi

Talaş tipi tırlama oluşumunu etkileyen önemli bir kriterdir. Sürekli talaş gerektiren işlemler ağırlıklı olarak gerçekleştirilmekteyse bu durumda tırlama oluşumu

ihtimali çok düşüktür. Fakat işleme merkezinde ağırlıklı olarak kesikli ve yığma talaştan oluşan kesme operasyonları uygulanacaksa tırlama oluşma ihtimali yüksek olacaktır. Bu durumda seçilecek tezgahın daha dayanıklı ve daha yüksek kalitede yapı elemanları ile donatılması beklenmelidir. Tezgah yapısının dengesi rijitlik ve sönümlenme etkenleri ile artırılabilir. Eğer bir tezgahta tırlama oluşumu test edilirse, genellikle yapının kararlı modunun sadece doğal frekansın tırlama frekansını kapsadığı durumda sağlandığı görülür. Bu durum ise tezgah yapısının hem rijitliğinin, hem de sönümlenme kabiliyetinin yüksek olması gerekliliğini açığa çıkaracaktır. Rijitlik, yaylanma etkisi gösterebilen makine parçalarının atalet momentinin artırılması ile artırılabilir. Sönümlenme ise yapının uygun bir noktasına sönümleyici bir eleman (örneğin yay) konularak sağlanabilir [19].

#### c) İşleme merkezinin R oranı

R oranı bir işleme merkezinin kesme yelpazesinin bir ölçüsüdür. R oranı işleme merkezinde işlenecek iş parçasının çap oranı ( $R_d = d_{max}/d_{min}$ ) ile işleme merkezinde yapılacak kesme işleminin hız aralığı oranının ( $R_v = V_{max}/V_{min}$ ) çarpılması sonucu bulunmaktadır. İşleme merkezlerinde bu oran için 200 seviyesine ulaşmak genellikle güçtür. R oranının işleme merkezleri için mümkün olduğunca yüksek olması beklenir. Bunun diğer bir anlamı, bir işleme merkezi alüminyum alaşımlarından titanyum alaşımlarına kadar çok geniş bir yelpazede talaş kaldırma operasyonu yapabilmeye kabiliyetinde bulunmalıdır [19].

#### d) İşleme merkezinin iş mili tasarımında kullanılan rulman türü ve rulmanın DN numarası

Çok gelişmiş tezgahlarda ve çok yüksek hız istenen durumlarda hibrit rulmanlar en yüksek değerleri verebilmektedir. Bunun dışında yüksek hız gerektiren diğer uygulamalarda silindirik rulmanlardan ziyade bilyeli rulmanlar daha az temas ve dolayısıyla daha az sürtünmeden dolayı tercih edilmektedir. Bunun tersine, silindirik rulmanların daha fazla temas alanı dolayısıyla rijitlik özellikleri daha yüksektir. Rulman seçimi için bu özellikleri içinde barındıran bir DN numarası belirlenmektedir. Bu numara, rulmanın dayanımının bir ölçüsü olarak "mm" cinsinden rulman çapı  $D$  ile "dev/dk" cinsinden dönüş hızını temsil eden  $N$  değerlerinin çarpımından oluşur. Rulmandan beklenen maksimum çap ve maksimum hızdır. Bu oranın genelde BN değerinin 1 milyondan büyük olması istenir. Bu değeri 2 milyon civarında bir değerle hibrit rulmanlar maksimum olarak sağlayabilmektedir [19].

#### e) İş mili tasarımında kullanılan rulmanların diğer özellikleri

Sıkı boyutsal toleranslar ve küçük sayıda daha fazla yuvarlanma elemanına sahip olma özellikleri

işleme merkezlerine avantajlar sağlayabilmektedir. Çok yırtılı olmakla birlikte; tezgah kabiliyeti açısından önemli bir göstergedir. Bu özellikler bakımından daha avantajlı olan rulmanlar, en büyük dayanıklılık, yüksek güvenilirlik, yüksek hızlara çıkabilme kabiliyetine sahiptir.

#### f) İş milinin çok yüksek aksel yüklenme rijitliği için rulmanın temas açısı

İş mili rulmanları için bilye temas açısının 15-25 derece arasında olması ve iç ve dış bilezik temas açısı oranının (1,2-1,5:1) mertebesinde olması istenir. Çünkü rulman hızı artınca 15 derecelik iç ve dış temas açısı iç bilezikte 20,3 dereceye artar, dış bilezikte ise 9,7 dereceye düşer. Bu iç-dış bilezik temas açılarının oranı (2:1) seviyesini aşmamalıdır. Bu oran (3:1) mertebesine çıkarsa rulmanda ısınma ve dolayısıyla bozulma meydana gelir ki bu da işleme hassasiyetini olumsuz etkiler [19].

#### g) Tezgahın frezeleme operasyonundaki tamlık derecesi

Tezgahın tamlık derecesini hesaplamak için parmak frezeleme operasyonu için iki kesici ağızlı düz dişli kesici takım kullanılmakta ve statik sapma mertebesi hesaplanmaktadır.

#### Örnek Hesaplama-1: Rezonans Halinde

Bir düz dişli, iki kesici ağızlı takım ile Şekil 1'de gösterildiği gibi yapılan bir kanal açma operasyonunda işlenmiş yüzeyler kesici ağızların A ve B noktalarından her geçişinde oluşturulmakta ve  $S_A$  ve  $S_B$  ile gösterilmektedir. Bu örnekte ilk olarak hesaplanması gereken, kesici takımın y doğrultusundaki yer değiştirmesini etkileyen kesme kuvveti  $F_y$ 'dir. Örnek bir kesme işlemi ile ilgili çok özel parametreler ise aşağıda tanımlanmıştır [20]:

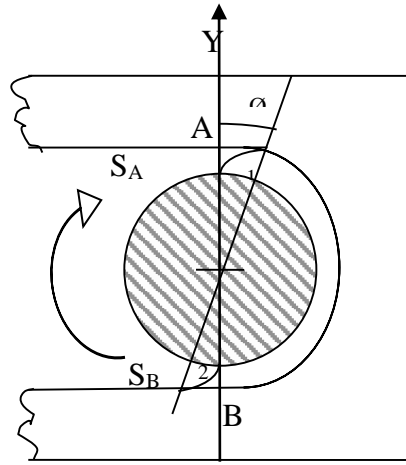
Özgül kuvvet,  $K_s=1000 \text{ N/mm}^2$ ;  $F_t=K_s \cdot b \cdot h$ ;  $F_N=0,3 F_t$ ; eksenel kesme derinliği,  $b=10\text{mm}$ ; dış ilerlemesi başına talaş yükü,  $c=0,1 \text{ mm}$ ; mil dönüş hızı,  $n=7200 \text{ dev/dk}$

Veriler doğrultusunda aşağıdaki gibi bir hesaplama gerçekleştirilebilir:

$$F_y = \frac{K_s \cdot b \cdot c}{2} \sum_{i=1}^m (1 - \cos 2\phi_i - 0,3 \sin 2\phi_i) \quad (4)$$

$$F_y = 500 \cdot (1 - \cos 2\phi - 0,3 \sin 2\phi) \quad (5)$$

Formüllerde,  $F_1=-500 \cdot \cos 2\phi$ ;  $F_2=-150 \cdot \sin 2\phi$ ;  $DC=500$ 'dür.  $k=1000 \text{ N/mm}$ ,  $\zeta=0,04$  olarak alındığında;



Şekil 1. İki ağızlı kesici takım ile yapılan kanal açma operasyonu [19]

$$y_1 = \frac{F_1}{2k\zeta} = 6,25 \text{ mm}; \quad y_2 = \frac{F_2}{2k\zeta} = 1,875 \text{ mm} \quad (6)$$

Olarak bulunur.  $\phi=0$  için;

$$y_1 = -Y_1 \sin(2\phi); \quad y_2 = Y_2 \cos(2\phi) \quad (7)$$

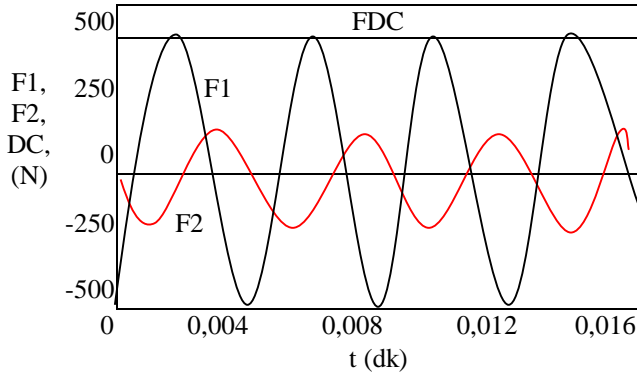
DC bileşenlerinin değeri ise  $DC=500/1000=0,5 \text{ mm}$  ve sonuç olarak,  $y_{1,0}=0$ ;  $y_{2,0}=1,875 \text{ mm}$  olarak hesaplanır.

Şekil 2.(b) incelendiğinde sapma miktarının zamana göre değişimi gözlenebilir. Buna göre şekilde başlangıç noktaları değerleri  $y_1$  için sıfır,  $y_2$  için ise;  $\delta=0,5+0+1,875=2,375$  değerleri gösterilmiştir. Kesici kenar A noktasından  $\phi=0$  ve B noktasından  $\phi=180^\circ$  konumunda geçmektedir ve bu geçişlerin zaman karşılığı ise  $t=0$  ve  $t=0,00425 \text{ dk}$  olup, her yarım turda bu değerler katlanarak devam etmektedir. Üç sapma bileşeninin işlenmiş yüzeyde oluşturduğu hata alanı  $t=0$  için Şekil 2. (b)'de gösterilmiştir. Yapılan hesaplama sonucuna göre,  $S_A$  yüzeyi kesme yüzeyinden 2,375 mm yukarıda oluşmaktadır [19,20].

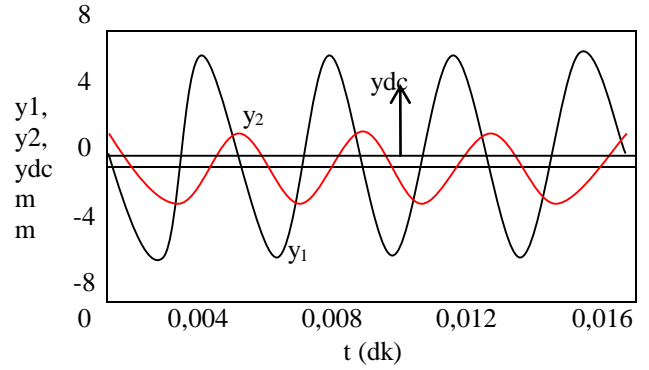
#### Örnek Hesaplama-2: Rezonansız Durum

Bu örnekte, doğal frekansı  $f_n=310 \text{ Hz}$ , ve mil dönüş hızı  $n=8400 \text{ dev/dk}$ , takım frekansı  $f_t=280 \text{ Hz}$  olan ve periyodik kuvvetlerin mevcut olduğu, rezonansın altında bir sistem farz edildiğinde, aşağıdaki kesme parametreleri doğrultusunda, kesme kuvveti  $F_y$ 'nin bileşenlerinin hesaplanmasına yönelik bir uygulama gerçekleştirilmiştir. Sistemin kesme parametreleri aşağıda verilmiştir:

Kesmenin eksenel derinliği	$b=10 \text{ mm}$ ,
Özgül kuvvet	$K_s=1000 \text{ N/mm}$ ,
Talaş yükü	$c=0,1 \text{ mm}$ ,
Takımın rijitliği	$k=1000 \text{ N/mm}$ .



(a)



(b)

Şekil 2. İki ağızlı kesici takımın kullanıldığı frezelemede, kuvvet, titreşim ve yüzey hatası[20]

Bu veriler doğrultusunda gerekli hesaplamalar aşağıdaki şekilde gerçekleştirilebilir:

$$F_{y1} = -500 \cos(2\pi 280) N \quad (8)$$

$$F_{y2} = -150 \sin(2\pi 280) N \quad (9)$$

ve DC= 500 N ise,

$$\phi = a \tan 2 \left( \frac{-2\zeta p}{1-p^2} \right) \Rightarrow p = ft/fn = 280/310 = 0,9032 \Rightarrow \phi = -38,11^\circ \quad (10)$$

Buradan hareketli tek serbestlik dereceli bir titreşim sistemi için, titreşim genliğinin kuvvet genliğine oranından elde edilen Transfer Fonksiyonu ifadesi kullanılarak sistemin genliği hesaplanır. Buna göre;

$$\frac{A}{F} = \frac{1/k}{\sqrt{(1-p^2)^2 + 4\zeta^2 p^2}} = 0,00427 \Rightarrow A_1 = 2,135mm; \quad (11)$$

$$A_2 = 0,64mm$$

olarak hesaplanır. Buradan hareketle sapma miktarı değerleri;

$$y_1 = -2,135 \cos 38,11^\circ = -1,68 ; y_2 = 0,64 \sin 38,11^\circ = 0,395$$

olarak bulunur. Sonuç olarak toplam hata miktarı ise;

$$\delta = 0,5 - 1,68 + 0,395 = -0,785 \text{ mm}$$

olarak hesaplanır. Bunun anlamı kesme düzleminde -0,785 mm aşağıya sapma olarak nitelendirilir [19,20].

Yukarıdaki hesaplamalarda işleme merkezi tasarımıyla bağlantılı en önemli parametre sönüm katsayısıdır. Eğer işleme merkezlerinin sönümleme kabiliyetleri geliştirilebilirse yukarıda hesaplanan sapma miktarları önemli ölçüde azalacaktır. Örneğin rezonanslı durum örneği için, işleme merkezinin

sönüm oranı genel veya ortalama olarak  $\zeta=0,05$  olarak alındığında  $y_1$  ve  $y_2$  sapma miktarları aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$y_1 = \frac{F_1}{2k\zeta} = 5mm ; y_2 = \frac{F_2}{2k\zeta} = 1,5mm \quad (12)$$

Görüldüğü gibi işleme merkezinin sönüm oranında 0,01 birim bir iyileşme sapma miktarında önemli düzeyde gelişmeye sebep olabilmektedir. Dolayısıyla işleme merkezlerinin hem iş mili tasarımlarının, hem de bilyeli mil ve kızak sistemlerinin sönümleme kabiliyetinin iyi düzeyde olması işlenen malzeme kalitesi açısından en önemli kriterlerden biri olarak görülmektedir.

## 2.2 İşleme Merkezinin Kızaklarına Yönelik Değerlendirme Kriterleri

### a) Bilyeli mil karakteristikleri

Bu aşamada tezgahın kullanım şartları etkilidir. Bu doğrultuda aşağıdaki tablo 1'de verilen bilyeli mil karakteristiklerinin bilyeli mil çalışma parametrelerine etkileri işletmenin çalışma şartları doğrultusunda değerlendirilebilir [17].

### b) Bilyeli mil ön yükleme şartları

Burada aşağıda verilen Tablo 2'de ön yükleme koşullarının birbirlerine göre üstünlükleri değerlendirilerek farklı işleme merkezlerinin bilyeli mil ön yüklemesi açısından birbirlerine üstünlükleri işletmenin kesme şartları ve üretim yöntemi doğrultusunda değerlendirilebilir [17].

### c) Bilyeli mil bağlantı şekli

i) *Yalnızca bir ucundan sabitlenmiş rulman:* Bu uygulamada bilyeli mil sabitlenmiş rulmandan itibaren sıcaklık profiline uygun olarak genişleme serbestisine sahiptir. Teorik olarak bu durumda eğer bilye-cıvata sistemi sabitlenmiş rulmanda konuşlandırılırsa herhangi bir termal değişim olmaması beklenir. Bilyeli milin diğer tüm pozisyonları termal genişlemeden etkilenebilecektir.



ii) İki ucundan sabitlenmiş rulman: yalnızca bir ucundan sabitlenmiş bilyeli mile göre toplam mil uzama miktarı %50 daha azdır.

iii) Sabitlenmiş- ön yüklenmiş rulman: En sağlam yapı bu durumda gerçekleşmektedir.

Tablo 1. Bilyeli mil karakteristiklerine parametre değişikliklerinin etkileri [21]

Artış	Parametre	Nasıl etkilediği
Mil Uzunluğu	Kritik Hız Kolon Yükü	- -
Yürütme/Gereksinim	Tork Yük kapasitesi Pozisyonlama tamlığı Açısal hız Bilye çapı	+ + - - +
Açısal hız Yük Bilye sayısı	Kritik hız Ömür Sistem sağlamlığı	- - +
Ön yükleme	Pozisyon tamlığı Sistem sağlamlığı Sürüklenme-tork	+ + +
Vida çapı	Kritik hız Eylemsizlik Rijitlik Yaylanma oranı Yük kapasitesi Kolon yükü	+ + + + + +
Yataklama rijitliği	Kritik hız Sistem sağlamlığı	+ +
Somun Uzunluğu (7.5 dönüş max)	Yük kapasitesi Rijitlik	+ +
Bilye çapı	Ömür Rijitlik Yük kapasitesi	+ + +

#### d) İşleme merkezinde kullanılan servo motor türü

Aşağıdaki Tablo 3 yardımıyla işletmenin kesme şartları önceliklerine göre bir değerlendirme yapılabilir [17].

#### e) İşleme merkezinin eksenel tamlık derecesi

İşleme merkezlerinde herhangi bir eksendeki iki nokta arasındaki hareketin sapma miktarı farkının mutlak değerinin sabit değeri "A" yüksek kalitede tezgahlarda maksimum 10µm, tolerans sınırı "K" ise maksimum 10µm/m seviyesindedir.

### 2.3. İşleme Merkezinin Gövde Yapısına Yönelik Değerlendirme Kriterleri

#### a) İşleme merkezinde kullanılan bağlantıların türü ve sayısı

İşleme merkezinin elemanlarının ve özellikle kızakların birleştirilmelerinde kullanılan bağlantı şekli, tezgahın sağlamlığı ve sönümlenme kabiliyeti ile yakından ilgilidir. Bağlantı sayısı arttıkça tezgahın dayanımı düşmekle birlikte sönüm kabiliyeti artmaktadır. Ancak burada istenen özellik hem sağlamlığı sağlayacak, hem de en iyi sönümü gerçekleştirecek bağlantı türlerinin gerçekleştirilmesidir. Son yıllarda bu konuda özellikle kızak bağlantılarında reçine ile yapıştırma veya tümleşik bağlantı sistemleri önemli avantajlar sağlayabilmektedir. Örneğin reçine ile dökme demir bir kızığın yüzeyine çelik yüzey yapıştırılarak kızak dayanımı yükseltilebilmektedir [18].

Tablo 2. Bilyeli miller için üç farklı ön yükleme sisteminin karşılaştırılması [17]

Tip:	Çift somunlu bağlantılı	Adım Kaydırmalı	Bilyelerin çapı vida yivinden biraz daha büyük
Kapasite	+	- -	+
Boyutsal	- -	+	+
Maliyet	-	+	+
Bakım	-	+	+
Rijitlik	++	- -	+

Tablo 3. Üç farklı servo motor tipinin karşılaştırılması

Karakteristikler	DC Tahrik	Eşzamanlı AC Tahrik	Eş zamansız AC Tahrik
Genel boyut/Güç yoğunluğu	+	++	-
İvmelenme	+	++	-
Mil hız limiti	-	+	++
Isıl yükleme	--	+	+
Hizmet ömrü	--	+	++
Aşınma	-	+	+
Rijitlik	-	+	++
Atalet momenti	+	+	-
Kontrol karmaşıklığı	++	+	-

**b) İşleme merkezinde iş parçasının desteklenmesine yönelik olarak ilave tertibatlar**

İş parçasının bağlanması kullanılan ekstra destekleme elemanları tırlama ihtimalini azaltmaktadır.

**c) İşleme merkezinin iskeletinin bağlantı tipi**

Portal tipte çift kolonlu olarak oluşturulmuş iskelet yapı, dirsekli bağlantı şeklinde tek kolonlu yapıya göre daha dayanıklı ve sağlamdır.

**3. KRİTER DEĞERLENDİRMEDE KULLANILACAK KLAVUZUN OLUŞTURULMASI**

Yukarıdaki bölümlerde detaylı olarak açıklanan bilgiler doğrultusunda işleme merkezlerinin yapı elemanlarının değerlendirilmesinde kullanılacak genel kriterler oluşturulmuştur (Şekil 3). Bu yapı rijitlik, sönümlenme, ısıl kararlılık, tamlık-doğruluk, hız kapasitesi, maliyet ve bakım-onarım kolaylığı gibi teknolojik ve ekonomik kriterlerin kızaklar, ilerleme tahrik sistemi, iş mili /rulman ve tezgah gövdesi şeklinde tanımlanan işleme merkezi iç yapı elemanlarının farklı tasarımlarında kesme işlemi sonuçlarına (performansa) etkilerini değerlendirmektedir. Yazarlar tarafından yapılan literatür taraması sonucu toparlanan girdiler (yapı ve bileşenler) ile performans çıktıları arasındaki bağlantıları derecelendirerek Tablo 4 oluşturulmuştur.

**4. ÖRNEK UYGULAMA**

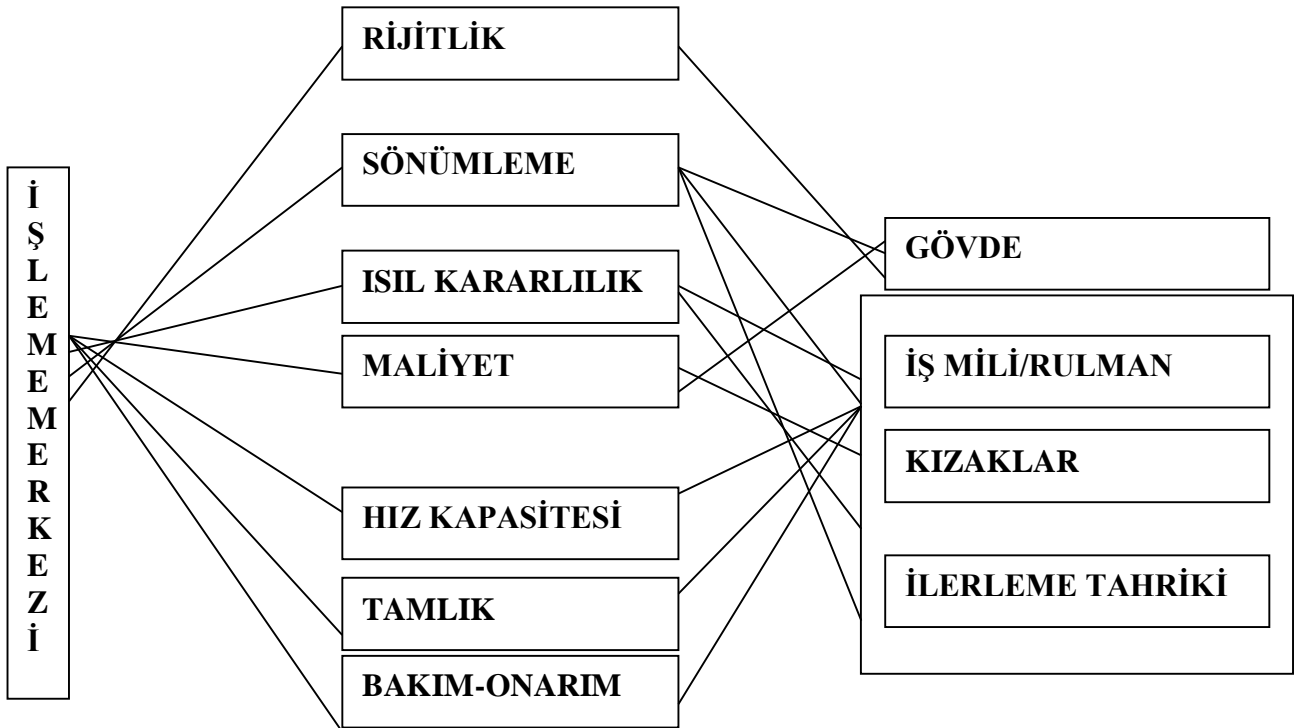
Bu bölümde işleme merkezlerini yapısal özelliklerine göre seçmek üzere öncelikle Tablo 4 kullanılarak işleme merkezleri Tablo 5'teki gibi değerlendirilmiştir. Ardından MOORA yöntemi kullanılarak işleme merkezleri arasında bir seçim yapılmıştır.

Brauers tarafından 2004 yılında geliştirilen MOORA yöntemi ise bir çok amaçlı eniyileme yöntemidir. TOPSIS, VIKOR ve GRA yöntemine göre çok daha yeni bir yöntem olan ve uygulama adımları çok daha basit ve kolay anlaşılır MOORA yönteminin uygulama adımları aşağıda verilmektedir [22,23]:

*Adım 1:* Karar matrisi oluşturulur.

$$X = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{m1} & x_{m2} & \dots & x_{mn} \end{bmatrix} \quad (13)$$

Matriste  $x_{ij}$   $i$ . İşleme merkezinin  $j$ . kriter değerini,  $m$  işleme merkezi sayısını,  $n$  ise kriter an sayısını ifade eder.



Şekil 3. İşleme merkezi yapı elemanlarının sınıflandırılması.

Tablo 4. İşleme merkezi yapı elemanlarının girdiler ve performans çıktıları arasındaki derecelendirilmiş bağlantılar

ELEMEN	KIZAKLAR				İŞ MİLİ/RULMAN			İLERLEME TAHRİKİ	
	Doğrusal (Y uvarlanmalı) (Bilyeli)	Doğrusal (Y uvarlanmalı) (Masuralı)	Hidrostatik	Bilyeli	Silindirik	Hibrit	Bilyeli mil	Doğrusal Motor	
Rijitlik	İ (>)	İ ++(>)	M	O (+) (~)	İ (+) (~)	M	O (+#)(>+)	K++ (>+)	
Sönümlenme	İ (>)	İ ++(>)	İ+	O (+)	İ (+)	İ+	İ (+) (>)	İ+ (>)	
Isıl Genleşme	İ (*)	O (*)	İ (*)	İ (*)	O (*)	M (x)	O (*)	İ+ (*)	
Tamlık-Doğruluk	İ (>)	İ ++(>)	O (*)	O (*)	İ (*)	M (x)	O (#+ *) (>++)	M	
Hız Kapasitesi	M	İ + (*)	İ (*)	İ + (*)	O (*)	M (x)	O (*)	M	
Maliyet	İ (-^)	K	K	O (-^)	O (-^)	K	O (-^)	K	
Bakım-onarım kolaylığı	M	İ+	K	İ	O+	O	O	M	

\*Özel Soğutma sisteminin kullanılması durumu

+Yapılan özel işlem ve tasarımlarla özellikleri iyileştirilmiş. Örneğin çift veya özel tasarımlı rulman kullanımı (açısal temaslı 3 noktadan destekli rulman)

~Konik rulman kullanırsa veya soğutma ünitesi varsa bir üst kademeye ötelenir. Ör: O+=0.5, O+~=0.6

# Ön yüklemeli vidalı mil kullanımı. Örneğin çift civatalı tasarımda bir üst kademeye ötelenir. Örneğin O-O+=0.5

> Ağırlık merkezinden tahrikle yapılandırılmış bir üst seviyeye ötelenir (Ör: I-M)

(x) Eğer soğutma ünitesi yoksa İ+’ya indirilir

( ) Uygulanması durumunda geçerlidir

X^>=En azından bir üst puana ötelenmek kaydıyla, duruma göre en üst seviyeye kadar artırılabilir

X^->=En azından bir alt puana ötelenmek kaydıyla, duruma göre en alt seviyeye kadar puan düşürülebilir

İ: İyi, O: Orta, K: Kötü, M: Mükemmel.

Tablo 4. Devamı

Gövde Malzemesi	Dökme Demir	Öz. Tasarım (FEM, Isıl Denge Tasarımı vb)	Öz. Malzema
Rijitlik	O	O <sup>^</sup>	O <sup>^</sup>
Sönümlenme	İ	İ <sup>^</sup>	İ <sup>^</sup>
Isıl Genleşme	K	K <sup>^</sup>	K <sup>^</sup>
Maliyet	İ	İ <sup>-^</sup>	İ <sup>-^</sup>

M:Mükemmel=1	İ:İyi=0.7	O:Orta=0.4	K:Kötü=0
	İ=0.7	O=0.4	K=0
	İ+=0.8	O+=0.5	K+=0.2
	İ*=0.8	O*=0.5	K*=0.2
	İ+*=0.9	O+*=0.6	K++=0.3
	İ+++0.9	O+*~0.7	K+++>0.6
	İ+*~1	O#=0.5	K>=0.4
	İ+>=1	O#*=0.6	
	İ++>=1	O#+=0.6	
	İ>=1	O#+*=0.7	
		O>=0.7	
		O#>+=0.8	
		O#+>+=0.9	
		O#*>+=0.9	
		O#+*>+=1	

Adım 2: Normalize karar matrisi Eş.(14)'deki gibi oluşturulur:

$$x_{ij}^* = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2}} \quad (j = 1, 2, \dots, n) \quad (14)$$

Burada  $x_{ij}^*$  [0,1] arasında ifade edilen  $i$ . İşleme merkezinin  $j$ . kriter değerinin birimden bağımsız normalize değerini gösterir.

Adım 3: Normalize değerler en büyükleme durumunda toplanır (getiri türü kriter), enküçükleme durumunda (maliyet türü kriter için) çıkarılarak işleme merkezlerinin tüm kriterler bazında sıralama puanını temsil eden MOORA indeksi ( $Y_i$ ) hesaplanır (Eş. 15).

$$Y_i = \sum_{j=1}^g x_{ij}^* - \sum_{j=g+1}^n x_{ij}^* \quad (15)$$

Burada  $g$  en büyükleme istenen finansal oran sayısını,  $(n-g)$  en küçükleme istenen finansal oran sayısını ifade eder. Burada işleme merkezleri puanları en büyük değer daha iyi olacak şekilde verildiğinden  $(n-g)$  ile tanımlanan kısım kullanılmamıştır. Tablo 6'da görüldüğü gibi işleme merkezleri değerlendirilmiş ve MAZAK FJV120 birinci sırayı, MAZAK FH 6000 ise ikinci sırayı alan işleme merkezleri olmuştur.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada işleme merkezlerinin seçiminde bir kılavuz oluşturacak şekilde katalog bilgileri dışında işleme merkezlerinin yapısal özellikleri ve makine elemanlarının detaylı değerlendirmesine yönelik kriterler literatürden derlenmiş ve toplu bir şekilde bir araya getirilmiştir. Firmalar katalog bilgilerine göre öne eleme yaptıktan sonra bu makalede sunulan kılavuz kapsamındaki kriterleri kullanarak daha detaylı ve profesyonel değerlendirmeler gerçekleştirerek işleme merkezi seçimi için son kararı verebilirler.

İleriki dönemlerdeki çalışmalarda işleme merkezi üretim teknolojileri ve işleme merkezi üretiminde kullanılan alt bileşenlerin teknolojilerindeki gelişmelere göre bu kılavuz güncellenebilir ve hatta bir bilgisayar uygulamasına dönüştürülerek kullanımı yaygınlaştırılabilir.

## DEVELOPMENT OF A SELECTION MODEL FOR MACHINING CENTERS BASED ON THEIR STRUCTURES AND COMPONENTS

The uncertainty regarding the accuracy of the values at the performance criteria, the values' closeness to each other and unavailability of the information related with the conditions under which the criteria values are collected require development of new selection approaches for machining centers. In this paper, after a thorough research of the machining center literature and catalogues, the structures and components used in the machining centers and their impacts on the machining performance are determined. A hierarchical structure that grades the impacts is formed to obtain a selection model for machining centers. The proposed machining centers' structures and components based selection model makes more accurate results compared with the selection models that use only the performance criteria values in spite of requiring a more intensive model preparation time.

**Keywords:** Machining center, machining center structure, machining center selection, MOORA.

Tablo 5. İşleme merkezlerinin değerlendirme puanları

Kriter	RİHİTLİK			SÖNÜMLEME			ISIL GENLEŞME			TAMLIK			HIZ KAPASİTESİ			MALİYET			BAKIM-ONARIM				
	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Gövde	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	
Özellik																							
MAZAK FH 6000	0.80	0.50	0.50	0.80	0.50	0.70	0.80	0.70	0.90	0.60	0.60	0.80	0.70	0.60	0.50	0.40	0.40	0.80	0.80	0.40	0.40	0.30	0.40
MAZAK FJV120	0.80	0.50	0.50	0.80	0.50	0.70	1.00	0.70	0.90	0.60	0.60	0.80	0.70	0.60	0.50	0.40	1.00	0.80	0.40	0.40	0.20	0.40	
MAZAK VTC400	0.70	0.40	0.50	0.70	0.40	0.70	0.80	0.70	0.70	0.40	0.40	0.80	0.70	0.40	0.40	0.40	1.00	0.70	0.40	0.40	0.30	0.40	
OKUMA MA40HA	0.70	0.40	0.40	0.70	0.40	1.00	0.80	0.70	1.00	0.50	0.50	1.00	0.70	0.50	0.40	0.40	1.00	0.90	0.40	0.40	0.20	0.40	
EXCEL H-360	0.70	1.00	0.40	0.70	0.80	0.70	0.60	0.70	0.80	0.40	0.40	0.40	0.70	0.80	0.40	1.00	0.80	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	
MILLITRONICS VM15	0.70	1.00	0.40	0.70	0.80	0.70	0.40	0.40	0.80	0.40	0.40	0.40	0.70	0.80	0.40	1.00	0.80	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	
KAFO HMC 360	0.90	0.50	0.60	0.50	0.50	0.40	0.40	0.00	0.70	0.40	0.40	0.40	0.50	0.50	0.60	0.00	0.70	0.50	0.70	0.30	0.70	0.40	
FEELER FV1300	0.70	0.50	0.40	0.70	0.50	0.40	0.40	0.70	0.80	0.40	0.40	0.30	1.00	0.50	0.30	1.00	0.80	0.40	0.40	0.30	0.40	0.40	
EAGLE VMCI300	0.70	0.60	0.50	0.70	0.50	0.80	0.40	0.70	0.70	0.40	0.40	0.30	1.00	0.50	0.40	1.00	0.70	0.40	0.40	0.40	0.20	0.40	

Tablo 6. MOORA yöntemi ile işleme merkezlerinin sıralanması

Normalize Matris	İşleme Merkezi			İşleme Tahriki			İş mili/ Rulman			İlerleme Tahriki			İş mili/ Rulman			İlerleme Tahriki			İş mili/ Rulman			İlerleme Tahriki			Saur Toplamı	Sıra		
	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Gövde	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Gövde	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Gövde	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Gövde	Kızaklar	İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki	Gövde	Kızaklar			İş mili/ Rulman	İlerleme Tahriki
MAZAK FH 6000	0.36	0.26	0.35	0.38	0.30	0.33	0.40	0.37	0.37	0.43	0.42	0.31	0.34	0.38	0.35	0.34	0.32	0.34	0.38	0.35	0.34	0.32	0.19	0.35	0.35	0.33	8.24	2
MAZAK FJV120	0.36	0.26	0.35	0.38	0.30	0.33	0.51	0.37	0.37	0.43	0.42	0.31	0.34	0.38	0.35	0.34	0.32	0.34	0.38	0.35	0.34	0.32	0.13	0.35	0.35	0.33	8.28	1
MAZAK VTC400	0.31	0.21	0.35	0.33	0.24	0.33	0.40	0.37	0.29	0.29	0.42	0.31	0.23	0.30	0.35	0.30	0.32	0.30	0.38	0.35	0.30	0.32	0.19	0.35	0.35	0.33	7.67	6
OKUMA MA40HA	0.31	0.21	0.28	0.33	0.24	0.48	0.40	0.37	0.41	0.36	0.53	0.31	0.28	0.30	0.35	0.38	0.32	0.38	0.38	0.35	0.38	0.13	0.35	0.35	0.33	8.12	3	
EXCEL H-360	0.31	0.52	0.28	0.33	0.47	0.33	0.30	0.37	0.33	0.29	0.21	0.31	0.45	0.30	0.35	0.34	0.32	0.34	0.38	0.35	0.34	0.26	0.35	0.35	0.25	0.33	7.71	4
MILLITRONICS VM15	0.31	0.52	0.28	0.33	0.47	0.33	0.20	0.21	0.33	0.29	0.21	0.31	0.45	0.30	0.35	0.34	0.32	0.34	0.38	0.35	0.34	0.45	0.35	0.35	0.25	0.33	7.64	7
KAFO HMC 360	0.40	0.26	0.42	0.24	0.30	0.19	0.20	0.00	0.29	0.29	0.21	0.22	0.28	0.45	0.00	0.30	0.40	0.30	0.28	0.53	0.30	0.45	0.45	0.00	0.35	0.33	6.71	9
FEELER FV1300	0.31	0.26	0.28	0.33	0.30	0.19	0.20	0.37	0.33	0.29	0.16	0.44	0.28	0.23	0.35	0.34	0.32	0.34	0.38	0.35	0.34	0.45	0.45	0.35	0.35	0.33	7.46	8
EAGLE VMCI300	0.31	0.31	0.35	0.33	0.30	0.38	0.20	0.37	0.29	0.29	0.16	0.44	0.28	0.30	0.35	0.30	0.32	0.30	0.19	0.30	0.30	0.45	0.45	0.35	0.35	0.33	7.68	5

## KAYNAKÇA

1. İç, Y.T., Yurdakul, M., Eraslan, E. Development of a Component Based Machining Center Selection Model using AHP. **International Journal of Production Research**. 50(22),(2012), 6489–6498.
2. İç, Y.T., Yurdakul, M. A Decision Support System for Selection of Machining Centers. **Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University**, 23(1),(2008), 85-95.
3. Lin, Z-C., Yang C-B. Evaluation of machine selection by the AHP method. **J Mater Proc Technol** 57(1996)253–258.
4. Çimren E, Budak E, Çatay B. Development of a machine tool selection system using analytic hierarchy process. In: Teti R (ed.), Proc of the **4th CIRP International Seminar on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering**, Sorrento, Italy, pp 193–198 (2004).
5. Oeltjenbruns H., Kolarik W.J., Schnadt-Kirschner R. Strategic planning in manufacturing systems-AHP application to an equipment replacement decision. **Int J Prod Econ** 38(1995)189–197.
6. Tabucanon M.T., Batanov D.N., Verma D.K. Intelligent Decision Support System (DSS) for the selection process of alternative machines for flexible manufacturing systems (FMS). **Comput Ind** 25(1994)131–143.
7. Yurdakul M. AHP as a strategic decision-making tool to justify machine tool selection. **J Mater Proc Tech** 146 (2004) 365–376
8. Sun S. Assessing computer numerical control machines using data envelopment analysis. **Int J Prod Res** 40(9), (2002) 2011–2039
9. Wang T.Y., Shaw C-F., Chen Y-L. Machine selection in flexible manufacturing cell: a fuzzy multiple attribute decision making approach. **Int J Prod Res** 38(9),(2000)2079–2097.
10. Yurdakul, M., İç, Y.T. Analysis of the benefit generated by using fuzzy numbers in a TOPSIS model developed for machine tool selection problems. **Journal of Materials Processing Technology**, 209(1), (2009) 310–317.
11. Yurdakul, M., İç, Y.T. Application of correlation test to criteria selection for multi criteria decision making (MCDM) models. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, 40(3-4), (2009), 403–412.
12. İç, Y.T., Yurdakul, M. Development of a decision support system for machining center selection”, **Expert Systems With Applications**, 36(2), (2009) 3505–3513.
13. Arslan M.C., Catay B., Budak E. Decision support system for machine tool selection. In: Baykasoglu A, Dereli T (eds.) Proc ICRM–2002, **2nd International Conference on Responsive Manufacturing**, University of Gaziantep, Turkey, pp 752–757,(2002).
14. Atmani, A. Lashkari, R.S., A model of machine-tool selection and operation allocation in Flexible Manufacturing System. **International Journal of Production Research**, 36(5), (1998)1339-1349.
15. Gerrard, W. Selection Procedures Adopted by Industry for Introducing New Machine Tools. Advances in Manufacturing Technology III, **Proc. Fourth Natl. Conf. on Production Research**, Kogan Page, London, (1988), 525- 536.
16. Haddock, J. and Hartshorn, T. A., “A Decision Support System for Specific Machine Selection”, **Computers and Industrial Engineering** 16(2), (1989), 277-286.
17. Scott, P., Ball-screw basics:Debunking the myths. **Machine Design**, July 8 (2004), 1-4.
18. Kalpakjian, S., and Schmid, S.R., Manufacturing Engineering and Technology, **Prentice-Hall, Inc.**, Fourth Edition., Upper Saddle River, NJ (2001).
19. Tlusty, G., Manufacturing Processes and Equipment, Chapter 7-10, **Printice Hall**, USA(2000).
20. Altıntaş, Y., Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, **Cambridge University Press**, Cambridge, UK (2000).
21. Internet: Complete Ball-screw assemblies, Comptrol Inc., USA. <https://www.comptrolinc.com/images/documents/info-center/literature/Complete-BallScrew-Assembly-Catalog.pdf> (25.08.2020)
22. Brauers, W.K.M., “Multi-Objective Seaport Planning by MOORA decision Making”, **Ann Oper Res**, Cilt 206, (2013) 39–58.
23. İç, Y.T., Yıldırım, S., “MOORA-Based Taguchi Optimisation for Improving Product or Process Quality”, **International Journal of Production Research**, Cilt 51, No. 11, (2013) 3321-3341.

Levent Sözen 

Mustafa Yurdakul 

Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği  
Bölümü, Maltepe, Ankara

Yusuf Tansel İç\* 

Başkent Üniversitesi Endüstri Mühendisliği  
Bölümü, Etimesgut, Ankara

#### Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 10-07-2020

Kabul: 05-09-2020

\*Sorumlu Yazar: Yusuf Tansel İç

Email: yustanic@baskent.edu.tr

# Güvenirlilik Temelli Mekanik Tasarım ve Tasarımın Güvenirliliğinin Öngörülmesi

*Güvenirlilik, bir ürünün gelecekteki performansı veya davranışları ile ilişkili bir kavramdır. Mekanik ekipmanların güvenirliliği ile ilgili en somut veriler çoğunlukla belirli bir kullanım süresi sonrasında meydana gelen hataları veya hasarları üzerinden ölçülmektedir. Oysaki bu durum, ekipmandan beklenen performansı düşürmekte ve kullanım maliyetlerini arttırmaktadır. Bu çalışma, ekipmanın güvenirliliğini etkilemesi muhtemel olan dahili ve harici faktörlerin belirlenmesi ile söz konusu faktörlerin ekipmanın güvenirliliğine olan etkisinin tasarım aşamasında öngörülmesini esas almaktadır. Yapılan bu çalışmada; hasar olasılıklarının hesaplanmasında Monte Carlo Benzetimi yönteminden yararlanılmıştır.*

*Anahtar Kelimeler: Olasılıklı tasarım, Monte Carlo benzetimi, Yorulma, Sonlu Elemanlar Analizi*

## 1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında herhangi bir endüstriyel ürün piyasaya arz edildiğinde gerek kalite gerekse de üretim maliyeti anlamında çok ciddi rekabet koşullarıyla karşı karşıya kalmaktadır. Bununla birlikte daha bilinçli olan son kullanıcının üründen beklediği kalite ve faydalı kullanım ömrü de giderek artmaktadır. Dolayısıyla piyasada kaliteyi ve uzun ömürlülüğü görece daha düşük maliyet ile sunabilen ürünler avantajlı konuma geçmektedir. Bu koşulları sağlamanın en etkin yolu da daha güvenilir tasarımları oluşturmaktan geçmektedir.

Stracener [1] güvenirliliği; bir ürüne veya sisteme ait performansın belirlenmiş bir süre boyunca müşterinin beklentilerini karşılama kapasitesi olarak tanımlamıştır. Güvenirlilik analizi üzerine teoriler Pierre-Simon Laplace'in, Laplace Dönüşümü'nü geliştirmesinden ve "Theorie Analytique Des Probabilities" çalışmasını 1812'de yayınlamasından itibaren başlamıştır. Ayrıca, Andrei Andreevich Markov 1880'de Markov Zincirlerini geliştirmiştir. Ancak modern teknolojinin gelişmesi ve hem ticari, hem de askeri sektörlerde güvenilir ürünlere ihtiyaç duyulmasıyla güvenirlilik araştırmaları 1950'lerin sonlarına doğru hız kazanmıştır. Güvenirlilik analizleri; otomotiv, havacılık ve uzay başta olmak üzere birçok alanda kullanılmaya başlamıştır [2]. Bir ürününün

güvenirliliği; farklı kullanım süreleri ve test sonuçları neticesinde elde edilen veriler kullanılarak ölçülebileceği gibi, mühendislik tasarımı aşamasında bazı olasılıklı metotlar kullanılarak da hesaplanabilir. Mühendislik tasarımı kavramı, Amerikan Ulusal Araştırma Konseyi tarafından 1991'de "ürün ortaya çıkarma süreçlerinde kritik bir teknik bileşen" olarak tanımlanmıştır. Mühendislik tasarımı, müşterilerin performans ve kalite hedeflerini karşılanması için ürünlerin nasıl oluşturulacağını ayrıntılı olarak belirlenmesi yükümlülüğü anlamına gelmektedir. Tasarımı yapılacak olan ürün, kullanıcılarının talep etmiş olduğu performans kriterlerini sağlamakla birlikte güvenirlilik, güvenlik, kalite ve düşük maliyet gibi unsurları da bünyesinde barındırmalıdır.

Ahmed [3] güvenirlilik geliştirme tekniklerini süreç içi ve süreç dışı teknikler olarak ikiye ayırmıştır. Süreç içi teknikler; ürün güvenirliliğinin iyileştirilmesi sürecinin izlenmesi, değerlendirilmesi ve iyileştirmeye esas ürün güvenirlilik parametrelerinin tanımlanması amacıyla kullanılmaktadır. Öte yandan, ürün geliştirmede güvenirliliği sağlamak için süreç dışı teknikler de kullanılmaktadır. Bu teknikler; yeni ürün geliştirme ve ürün geliştirme sırasında kullanılan tasarım

faaliyeti teknikleri veya önerilen tasarım değişikliklerinin ürün güvenilirliği üzerindeki etkilerini analiz etmek için kullanılan teknikler olarak sınıflandırılabilir.

Yang ve Kapur [4]; tasarım geliştirildikten sonra güvenilirlik tespiti üzerine odaklanan mevcut güvenilirlik mühendisliği uygulamasının, son kullanıcının ilgili güvenilirlik taleplerinin tatminkâr bir şekilde karşılanması için yetersiz olduğu görüşünü savunmuşlardır. Mevcut güvenilirlik tanımı ve önlemleri çoğu müşteri tarafından algılanandan oldukça farklı olabilmektedir. Son yıllarda, mevcut güvenilirlik teknolojisini güncellemek ve ürün tasarımı ve imalatı için yeterli güvenilirlik desteği sağlamak için birçok güçlü farklı görüş oluşmaktadır.

Tasarım aşamasında güvenilirliği belirlemenin veya güvenilirlik için tasarımın bir yolu, tasarım için olasılıklı yaklaşımdır. Tasarım değişkenleri rastgele değişkenlerdir ve dolayısıyla uygulanan tasarım metodolojisi onları rastgele değişken olarak ele almalıdır. Olasılıklı tasarım metodolojisi ile güvenilirlik analizindeki temel ilke; belirli bir bileşenin sahip olduğu dayanım değerinin aşılmasıyla bileşenin arızalanmasıdır. Bileşenin dayanımını belirleyen faktörler rastgele değişkenlerdir ve bileşen üzerinde etki eden stresi veya yükü de belirleyen faktörlerdir. Burada stres kavramı başarısızlığa neden olan herhangi bir etken için kullanılırken, dayanım başarısızlığa karşı direniş gösteren herhangi bir aracı belirtir. Hasar veya hata, amaçlandığı gibi çalışmamak anlamına gelir ve gerçek stres değeri gerçek dayanım değerini aştığında meydana gelmektedir [4-7].

Gerçekleştirilen bu çalışmada ise; literatürden farklı olarak, tasarım ve imalat sürecinin doğasında bulunan geometrik toleranslar, üretimin yapıldığı malzemelerin mekanik özelliklerindeki farklılıklar, tasarım yükünün üzerine çıkan yüklemeler ve değişken yükleme koşulları sebebiyle meydana gelen çatlak oluşumları güvenilirliği etkileyen değişkenler olarak olasılık hesaplamalarında değerlendirmeye alınmıştır. Sıralanan bu değişkenlerin etkisi altında bulunan ekipmanların hasar olasılığı zamana bağlı olarak Monte Carlo Benzetimi yöntemi ile hesaplanmıştır. Elde edilen hasar olasılığı fonksiyonu kullanılarak, değişkenlerin farklı değerleri için zamana bağlı hasar olasılığı elde edilebilmektedir. Çalışmada modern tasarım süreçlerinde sıklıkla kullanılan sonlu elemanlar yönteminden de yararlanılmış olup elde edilen sonuçlar analitik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

## 2. YÖNTEM

### 2. 1. Olasılıklı Tasarım

Bu yöntemde güvenilirlik “R(t)”, dayanım değerinin gerilme değerini aşma olasılığı olarak

tanımlanır. Gerilmenin dayanımı aştığı koşulda ise hasar meydana gelmektedir.

Y: Dayanım rastgele değişkeni

X: Gerilme rastgele değişkeni olmak üzere,

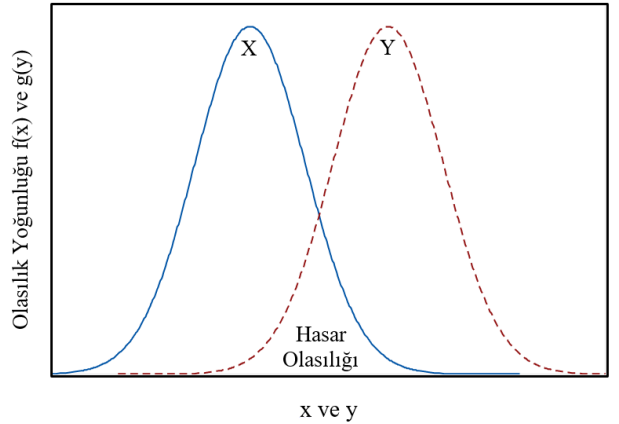
$$R(t) = P[\text{Dayanım} > \text{Gerilme}] \quad (1)$$

$$R(t) = P[Y > X]$$

olarak ifade edilebilir. Emniyet katsayısı, “n” ile temsil edilir ve dayanımın gerilmeye oranıdır. Hem “Y” hem de “X” rastgele değişken olduğu için emniyet katsayısı dağılımların ortalama değerlerinin oranıdır.

$$n = \frac{\mu_Y}{\mu_X} \quad (2)$$

Şekil 1’de normal dağılımlara ait olasılık yoğunluk fonksiyonlarının grafikleri sunulmuştur.



Şekil 1. Gerilme ve Dayanım İçin Olasılık Yoğunluğu Fonksiyonları

Burada dikkat edilmesi gereken X ve Y’nin bağımsız değişkenler olduğudur. F(x) ve G(y) gerilme ve dayanım için olasılık yoğunluk fonksiyonları olmak kaydıyla güvenilirlik aşağıda ifade edildiği şekilde elde edilir [8]:

$$R = P[Y > X]$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} g(y) \left[ \int_{-\infty}^y f(x) dx \right] dy$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} g(y) F(y) dy$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} f(x) \left[ \int_x^{\infty} g(y) dy \right] dx$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} f(x) (1 - G(x)) dx \quad (3)$$



## 2.2. Monte Carlo Benzetimi

Monte Carlo Benzetimi yöntemi, matematiksel fonksiyonları tahmin etmek ve karmaşık sistemlerin işlemlerini taklit etmek için rastgele örnekleme ve istatistiksel modelleme yaklaşımlarını kullanır.

Örneğin “R” ve “S” gerçek sayılar ve  $R < S$  olmak üzere; “R” ve “S” değerleri arasında olasılık yoğunluk fonksiyonunun düzgün dağıldığını varsayarsak, bu aralıktaki olasılıkların hepsi birbirine eşittir ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$p(x) = \frac{1}{S - R}, \quad R \leq x \leq S$$

(4)

$$P(x) = \int_R^x p(x) dx = \frac{x - R}{S - R}, \quad R \leq x \leq S \quad (5)$$

Benzetimde temel alınan olasılık yoğunluk fonksiyonlarındaki değişkenlerin rastgele olması önem arz etmektedir. Doğadaki birçok değişken rastgele ortaya çıkmasına rağmen bunu bilgisayarın kendi kendine yapabilmesi olası değildir. Bununla birlikte; elektronik ortamında sahte rastgele sayılar üretebilecek rastgele sayı üreteçleri olarak anılan algoritmalar mevcuttur. En eski ve bilinenlerinden birisi doğrusal eşlenik üreteçtir. “n<sup>th</sup>” rastgele sayı “z<sub>n</sub>” olmak şartıyla, bir sonraki rastgele sayı olan “z<sub>n+1</sub>” Denklem 6’daki gibi elde edilebilir [9]. Burada “m”, “c” ve “a” sabitlerdir.

$$z_{n+1} = (az_n + c) \bmod m \quad (6)$$

## 3. OLASILIKLI TASARIM YÖNTEMİ VE MONTE CARLO BENZETİMİ İLE GÜVENİRLİĞİN TAHMİNİ

Olasılıklı tasarım ve Monte Carlo Benzetimi yöntemleri bir önceki bölümde kısaca açıklanmıştır. Bu aşamada, bu iki yaklaşım bir araya getirilmiş ve bileşik yük altında bir kiriş problemi üzerinde güvenilirlik tahmini yapabilmek amacıyla uygulanmıştır. Problemdaki kiriş kesiti Şekil 2’de sunulmuştur.

Problemdaki kiriş, bir mekanik sistemi oluşturan elemanlardan kritik bir tanesi olarak değerlendirilmiştir. Kiriş problemindeki değişkenler aşağıda tanımlanmıştır:

$$t = \text{Et kalınlığı}$$

$$h = \text{Kiriş yüksekliği}$$

$$b = \text{Kiriş genişliği}$$

$$z = \text{Delik çapı}$$

$$F = \text{Çekme kuvveti}$$

$$M = \text{Eğilme momenti}$$

Probleme ait değişkenlerin ortalama değerleri ve tolerans aralıkları Tablo 1’de sunulmuştur. Kiriş uzunluğu sabit kabul edilmiş olup hesaplamalarda değerlendirmeye alınmamıştır.

Tablo 1. Problemdaki Değişkenlerin Değerleri

Değişkenler	Ortalama	Tolerans
t (mm)	5	± 0,25
h (mm)	120	± 6
b (mm)	60	± 3
z (mm)	40	± 2
F (kN)	75	± 7,5
M (kNm)	12	± 1,2
Akma Dayanımı S <sub>ak</sub> (MPa)	340	± 10,2
Çekme Dayanımı S <sub>ut</sub> (MPa)	425	± 12,75

Kiriş problemine kuvvetler Şekil 3’de gösterilen şekilde uygulanmaktadır. Eğilme momentinin kirişe şekildedeki gibi bir kuvvet çifti uygulamak suretiyle meydana geldiği varsayılmıştır. Kiriş problemindeki kritik kesitin atalet momenti Denklem 7’deki gibi hesaplanır.

$$I = 2 \left[ \frac{1}{12} bt^3 + bt \left( \frac{h-t}{2} \right)^2 \right] + 2 \left[ \frac{1}{12} t(h-2t)^3 \right] - 2 \left[ \frac{1}{12} tz^3 \right] \quad (7)$$

Kesitin alanı ise Denklem 8’de sunulmuştur.

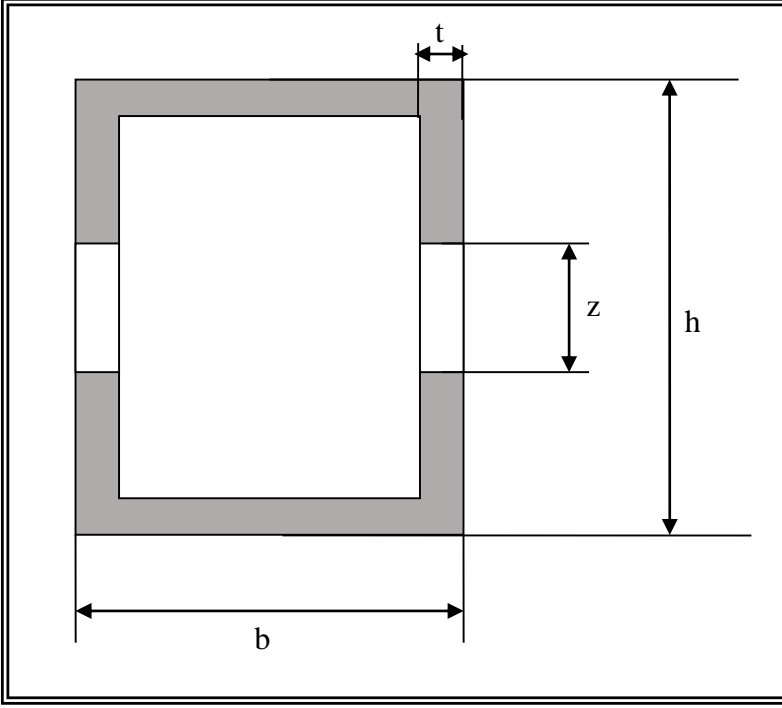
$$A = (2bt) + [2t(h-2t)] - (2tz) \quad (8)$$

Kiriş kesitinde meydana gelen en büyük normal gerilme aşağıdaki gibidir.

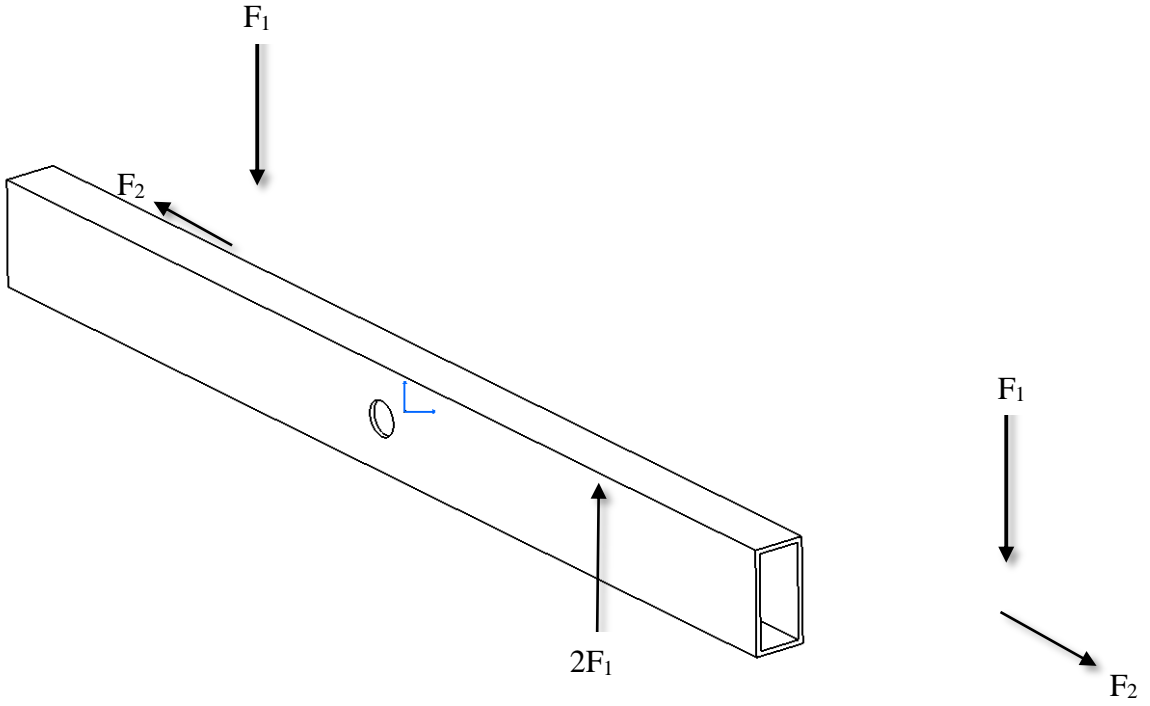
$$\sigma = \frac{Mc}{I} + \frac{F}{A} \quad (9)$$

Söz konusu problem için probleme ait değişkenlerin (t, h, b, z, F, M) her birinin, belirli bir tolerans aralığında değişen ve normal dağılım gösteren farklı değerleri olduğu varsayılmıştır. Denklem 9 için Excel yazılımı ile Monte Carlo Benzetimi yapılmış, söz konusu denklem her bir değişkeninin 2000 ayrı değeri için çözülmüş ve bir gerilme normal dağılımı elde edilmiştir. Söz konusu dağılım, yine belirli bir tolerans aralığında değişen ve normal dağılım gösteren 2000 akma dayanımı değeri ile karşılaştırılmış ve sonuçlar Şekil 4’te sunulmuştur. Benzetim sonucunda ortaya çıkan ve Şekil 4’te sunulan olasılık yoğunluk fonksiyonlarının kesiştiği alan hasar olasılığını vermektedir. Bu alanın fonksiyon eğrileri altında kalan alandan çıkarılması ise güvenilirlik değerine ulaştırır. Güvenirlik Denklem 10 kullanılarak elde edilebilir [8].

$$R = P[S_{ak} > \sigma] \quad (10)$$



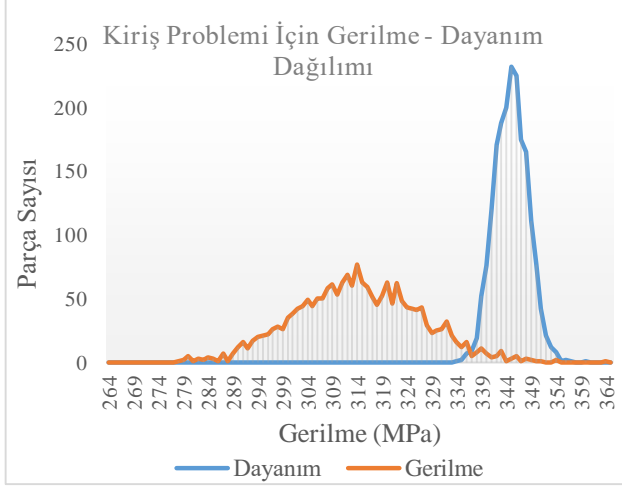
Şekil 2. Kiriş Problemi Kesiti



Şekil 3. Kiriş Problemine Uygulanan Kuvvetler

### 3.1 Değişken Zorlanma Durumunda Monte Carlo Benzetimi Kullanılarak Güvenirliğin Tahmini

Değişken zorlanmaya maruz kalan elemanlar için yorulma hasarları mutlaka değerlendirmeye alınmalıdır [10].



Şekil 4. Kiriş Problemi İçin Gerilme – Dayanım Dağılımı

Bu bölümde yapılacak olan uygulamada; bir önceki bölümde ele alınan kiriş problemi için maruz kalınan normal kuvvetin “ $F$ ” ve eğilme momentinin “ $M$ ” [ $0-F$ ]  $kN$  ve [ $0-M$ ]  $kNm$  aralıklarında değişiklik gösterdiği varsayılmıştır. Söz konusu yüklem koşullarının kiriş üzerindeki çatlak oluşumunu ve gelişimini hızlandıracağı, dolayısıyla yorulma hasarlarını meydana getirebileceği değerlendirilmiştir.  $S-N$  eğrisindeki sonlu ömür bölgesi için herhangi bir çevrim sayısına karşılık gelen yorulma dayanımı Denklem 11 kullanılarak elde edilebilir [11].

$$S_f = aN^b \quad (11)$$

Burada “ $S_f$ ” yorulma dayanımı, “ $S_e$ ” sonsuz ömür limiti ve “ $N$ ” çevrim sayısına karşılık gelmektedir. “ $a$ ” ve “ $b$ ” değişkenleri de aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesap edilir. Bağıntılardaki “ $S_{ut}$ ” malzemenin çekme dayanımıdır.

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (12)$$

Tablo 2. Değişken Yükleme Altındaki Kirişin Yıllara Göre Güvenirlik Değişimi

Kullanım Süresi	1. Yıl	2. Yıl	3. Yıl	4. Yıl	5. Yıl	6. Yıl	7. Yıl	8. Yıl	9. Yıl	10. Yıl
Güvenirlik	1	1	0,9995	0,9965	0,992	0,9885	0,976	0,963	0,951	0,9395
Hasar Olasılığı	0	0	0,0005	0,0035	0,008	0,0115	0,024	0,037	0,049	0,0605

$$b = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad (13)$$

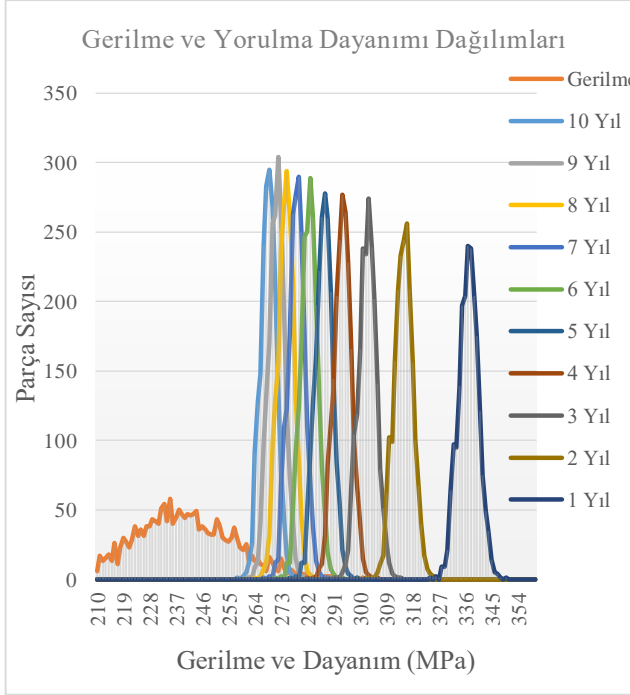
Çalışmada ele alınan kiriş problemi için 10 yıllık bir faydalı ömür öngörülmüş olduğunu varsayılmıştır. Günde 3 kez tam değişken yüklemeye maruz kaldığı varsayılırsa, 10 yılda yaklaşık 11.000 çevrim söz konusu olmaktadır. Dolayısıyla kirişe uygulanan normal kuvvet ve eğilme momenti değerleri 10 yıl içerisinde 11.000 kez sıfırdan maksimum değere ulaşmıştır. Bu kullanım koşullarının hızlandırılmış şekilde öngörülebilmesi için zamana bağlı bir Monte Carlo Benzetimi yapılması gerekmektedir. Zamana bağlı benzetim çalışmasının gerçekleştirileceği kirişe ait değişkenler Tablo 1’de sunulmuştur.

Literatürde malzemelerin yorulma davranışlarını açıklayan ve kabul gören yorulma hasarı teorileri mevcuttur. Bunlardan en sık kullanılan birisi Soderberg kriteridir ve bağıntısı Denklem 14’de sunulmuştur. Denklemdeki “ $\sigma_a$ ” gerilme genliği, “ $\sigma_m$ ” ortalama genlik ve “ $S_{ak}$ ” akma dayanımıdır. Soderberg kriteri; hem malzemeye ait akma hasarlarını, hem de yorulma hasarlarını değerlendirmeye aldığından daha muhafazakâr bir yöntemdir ve daha güvenilir sonuçlar vermektedir.

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ak}} = 1 \quad (14)$$

Denklem 9 ve Denklem 14 kullanılarak gerçekleştirilen Monte Carlo Benzetimi sonucunda gerilmeye ait normal dağılım ve Denklem 11 kullanılarak gerçekleştirilen Monte Carlo Benzetimi sonucunda yorulma dayanımına ait normal dağılım Excel yazılımında elde edilmiştir. Denklem 11’de ihtiyaç duyulan çevrim sayıları ( $N$ ); kirişin 10 yıllık süre boyunca her gün üç kez sıfırdan maksimum yüke ulaştığı varsayımı üzerinden yıllık olarak hesaplanmış ve denklemde yerine yazılmıştır. Denklem 12 ve Denklem 13 malzemenin mekanik özelliklerine bağlıdır ve kullanılan malzemeye ait mekanik özelliklerin de belirli bir tolerans aralığında normal dağılım gösterdiği varsayılmıştır (Tablo 1). Sonuç olarak bir önceki bölümde detayları anlatılan yöntemle, 2000 farklı varyasyondan oluşan bir küme için, her yıl hasar alan kiriş sayısı Excel programında hesaplanmış ve yıllık hasar olasılığı ve güvenirlilik değerleri Tablo 2’de sunulmuştur.

Tavsiye edilen bu yöntem kullanılarak, değişken yüklemeye altında bulunan makine elemanının hasar olasılığı zamana bağlı olarak hesap edilebilmektedir. Beklendiği gibi değişken zorlanma altında görev alan makine elemanının güvenilirliği zamana bağlı olarak düşmektedir.



Şekil 5. Değişken Zorlanma Durumu İçin Gerilme ve 10 Yıllık Yorulma Dayanımı Dağılımları

Monte Carlo Benzetimi çalışması sonucunda elde edilmiş olan dağılım sonuçları Şekil 5’de grafiğe dökülmüştür. Gerilme dağılımı birden fazla değişkene ( $t, h, b, z, F, M$ ) bağlı olduğundan en büyük standart sapma gerilme dağılımına aittir. Grafikten de görüleceği üzere gerilme değerlerine ait eğri, yorulma dayanımı değerlerine nazaran daha yayılı bir görünüm arz etmektedir. Yorulma dayanımı için dağılımlar birer yıl arayla olmak üzere on yıllık kullanım süresi üzerinden hesap edilmiştir. Mekanik elemanın kullanım süresi arttıkça dayanım eğrisinin gerilme eğrisine yaklaşıyor olduğu grafiklerden görülmektedir. Önceki bölümde açıklanan olasılıklı tasarım metoduna göre, iki ayrı dağılımın kesişim kümesi arttıkça hasar olasılığı da büyümektedir. Fiziksel olarak yorumlamak gerekirse; kullanım süresi arttıkça parçalarda yorulma meydana gelmekte, meydana gelen yorulma parçanın üretildiği malzemenin dayanımını düşürmekte ve bu sebepten yıllara bağlı olarak hasar olasılığı da artmaktadır. Güvenirlik analizi, uygulanan tasarım yönteminin bir parçası olduğundan malzemenin sonsuz ömür limiti “ $S_e$ ” hesap edilirken güvenirlilik faktörü “1” olarak ele alınmıştır.

### 3.2 Güvenirlik Tahmininde Sonlu Elemanlar Yönteminden Yararlanılması

Önceki bölümlerde bir makine elemanı için güvenirlilik tahminlerinin Monte Carlo Benzetimi yöntemi kullanılarak nasıl yapılacağı, güvenirliliği etkileyen farklı değişkenlerdeki varyasyonlar için güvenirliliğin, dolayısıyla da hasar olasılığının ne şekilde elde edilebileceği gösterilmiştir. Düzgün geometrili tasarımların güvenirliliklerinin hesaplanmasında analitik olarak elde edilen gerilme bağıntılarının kullanılması mümkün olmakta, Monte Carlo Benzetimleri söz konusu analitik bağıntılar üzerinden sonuçlandırılabilir. Fakat gerçek hayatta karşımıza çıkacak mekanik tasarımlarda daha karmaşık geometriler söz konusudur bu sebeple gerilme büyüklüğünün hesaplanabilmesi için analitik bağıntıları kullanmak mümkün olmamaktadır. Dolayısıyla söz konusu karmaşık geometriler için gerilme analizlerinin bilgisayar ortamında yapılması tasarım süreçlerini hızlandırmaktadır. Gerilme analizinde sonlu elemanlar yönteminin kullanılması bu ihtiyaçtan kaynaklı olarak ortaya çıkmış olup kullanımı oldukça yaygındır. Son yıllarda güvenirliliğin öngörülmesi için yapılan çalışmalarda da sonlu elemanlar yönteminin kullanımı yaygınlaşmaktadır.

Bu bölümde güvenirlilik hesaplamaları için sonlu elemanlar yönteminden yararlanılmış, güvenirliliği etkileyen parametrelerin farklı değerleri için hasar olasılıkları sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilmeye çalışılmıştır.

Güvenirlilik analizinde sonlu elemanlar yönteminden yararlanabilmek amacıyla güvenirliliği etkileyen parametrelerin farklı değerleri için yeterli sayıda tasarımın bilgisayar ortamında gerçekleştirilmesi ve elde edilen katı modellerin sonlu elemanlar yöntemini kullanan analiz programlarında gerilme analizlerinin yapılması gerekmektedir. Bu süreç oldukça uzun zaman alacağından verimsiz ve maliyetli bir hal alacaktır. Bunun yerine; söz konusu değişkenlerin tolerans aralığı dahilindeki belirli değerlerini kapsayacak şekilde sistematik bir deney tasarımı oluşturulmuş, ilgili deney tasarımı dahilindeki vekil modellerin katı modelleme programlarında katı modelleri hazırlanmış ve sadece bu vekil modeller için sonlu elemanlar analizi koşturmaları gerçekleştirilerek daha uygulanabilir bir yaklaşım sağlanmıştır.

Daha sonra regresyon yönteminden yararlanılarak, vekil modeller için elde edilen sonuçlar ile bu sonuçları etkileyen değişkenler arasında matematiksel bir ilişki kurulmuştur. Uygun regresyon yönteminin seçilmesiyle; elde edilen her bir analiz sonucuna en yakın ve makul doğrulukta bir yanıt doğru elde edilmiş, söz konusu doğruyu tanımlayan denklem de tasarımın güvenirliliğini etkileyen parametreler ile tasarımın emniyet katsayısı arasındaki ilişkiyi kurmuştur. Sonrasında, elde edilen denklem üzerinden Monte Carlo Benzetimi makul sayıda tekrarlanarak,

tasarımın güvenilirliği tahmin edilmiştir. Uygulanan yöntemin çerçevesi Şekil 6'daki akış şemasında mevcuttur.

Yöntemin örnek uygulaması yine çalışma dahilinde değerlendirmeye alınan kiriş problemi üzerinde gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen güvenilirlik sonuçları ile analitik olarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılabilecektir. Şekil 2'deki kiriş kesiti üzerinde gösterilen 4 adet geometrik değişken ( $b, h, t, z$ ), çekme kuvveti ve eğilme momenti ( $F, M$ ) ve malzemenin akma

dayanımı ( $S_{ak}$ ) olmak üzere güvenilirliği etkileyecek 7 farklı değişken öngörülmüştür.

Bu 7 değişkenin farklı varyasyonları için deney tasarımı hazırlanmasında Taguchi Deney Tasarımı Yöntemine başvurulmuştur [12]. 7 değişkenden oluşan, 32 koşutmalı, değişkenlerden biri 2 seviyeli, diğer 6'sı ise 4 seviyeli olacak şekilde bir deney tasarımı hazırlanmıştır. Deney tasarımının oluşturulmasında MINITAB yazılımı kullanılmıştır. Tablo 3'de hazırlanmış olan deney tasarımı dizilimi mevcuttur.

Tablo 3. Taguchi Deney Tasarımı Dizilimi L 32 ( $2^1, 4^6$ )

Deney	Faktörler						
	t (mm)	h (mm)	b (mm)	z (mm)	F (kN)	M (kNm)	$S_{ak}$ (MPa)
1	5,25	114	57	38	90	10,8	329,8
2	5,25	114	59	39,33	96,66	11,6	336,6
3	5,25	114	61	40,66	103,32	12,4	343,4
4	5,25	114	63	42	110	13,2	350,2
5	5,25	118	57	38	96,66	11,6	343,4
6	5,25	118	59	39,33	90	10,8	350,2
7	5,25	118	61	40,66	110	13,2	329,8
8	5,25	118	63	42	103,32	12,4	336,6
9	5,25	122	57	39,33	103,32	13,2	329,8
10	5,25	122	59	38	110	12,4	336,6
11	5,25	122	61	42	90	11,6	343,4
12	5,25	122	63	40,66	96,66	10,8	350,2
13	5,25	126	57	39,33	110	12,4	343,4
14	5,25	126	59	38	103,32	13,2	350,2
15	5,25	126	61	42	96,66	10,8	329,8
16	5,25	126	63	40,66	90	11,6	336,6
17	4,75	114	57	42	90	13,2	336,6
18	4,75	114	59	40,66	96,66	12,4	329,8
19	4,75	114	61	39,33	103,32	11,6	350,2
20	4,75	114	63	38	110	10,8	343,4
21	4,75	118	57	42	96,66	12,4	350,2
22	4,75	118	59	40,66	90	13,2	343,4
23	4,75	118	61	39,33	110	10,8	336,6
24	4,75	118	63	38	103,32	11,6	329,8
25	4,75	122	57	40,66	103,32	10,8	336,6
26	4,75	122	59	42	110	11,6	329,8
27	4,75	122	61	38	90	12,4	350,2
28	4,75	122	63	39,33	96,66	13,2	343,4
29	4,75	126	57	40,66	110	11,6	350,2
30	4,75	126	59	42	103,32	10,8	343,4
31	4,75	126	61	38	96,66	13,2	336,6
32	4,75	126	63	39,33	90	12,4	329,8

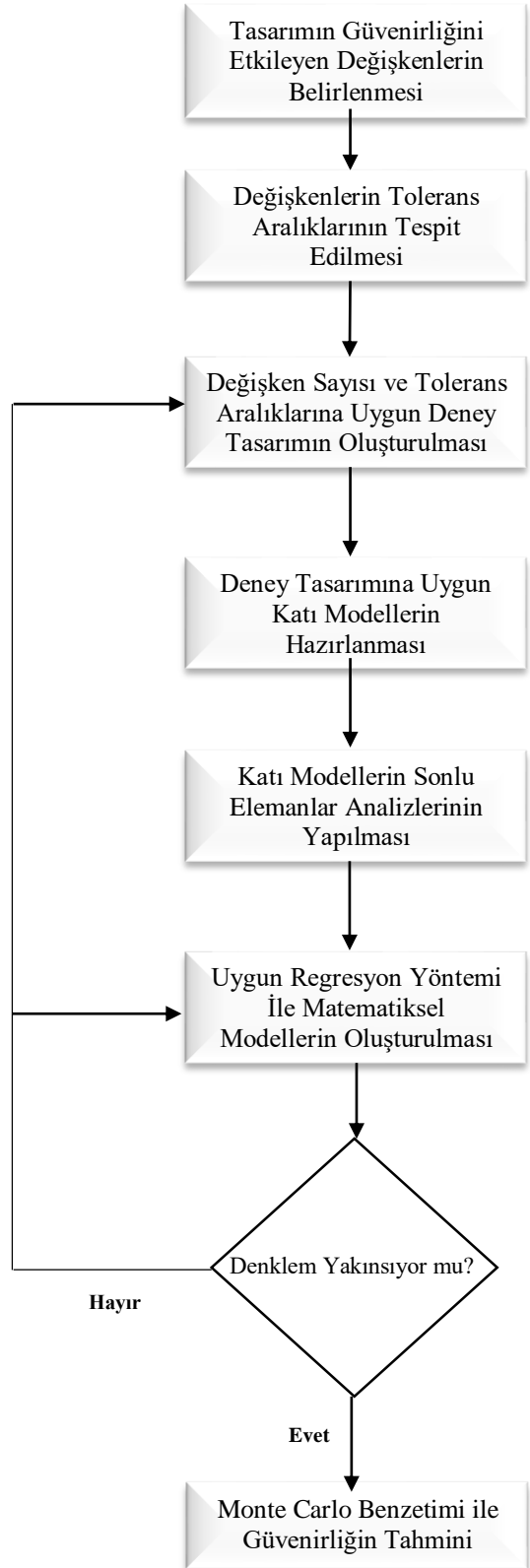
Tablo 3’de sunulmuş olan deney tasarımıyla uyumlu şekilde, geometrik değişkenlerin farklı değerleri için toplam 32 adet katı model CATIA yazılımında oluşturulmuştur.

Sonrasında katı modellerin gerilme analizleri yine deney tasarımının ilgili satırında belirtilen çekme kuvveti, eğilme momenti ve akma dayanımı değerleri kullanılarak ANSYS yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. ANSYS yazılımından; deney tasarımındaki her bir koşturma için maksimum asal gerilme (Şekil 8), maksimum şekil değiştirme ve minimum emniyet katsayısı değerleri elde edilmiştir. Elde edilen değerler MINITAB yazılımı vasıtasıyla işlenerek, her bir değişkenin tasarımın emniyet katsayısını ne derece etkilediği tespit edilmiştir. (Şekil 7) Yapılan çalışmada MINITAB yazılımının doğrusal regresyon ve ANOVA fonksiyonları kullanılmıştır.

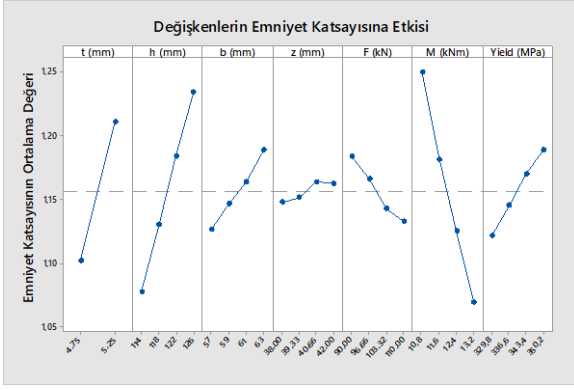
Sonlu elemanlar modeli üzerinden gerçekleştirilen regresyon sonucunda bağımsız değişkenler ile gerilme ve emniyet katsayısı arasında kurulmuş olan bağıntılar aşağıda sunulmuştur.

$$\sigma = 862,3 - 50,70 t \text{ (mm)} - 3,579 h \text{ (mm)} - 1,951 b \text{ (mm)} - 1,323 z \text{ (mm)} + 0,445 F \text{ (kN)} + 20,13 M \text{ (kNm)} \quad (15)$$

$$n = -2,478 + 0,1988 t \text{ (mm)} + 0,01447 h \text{ (mm)} + 0,00931 b \text{ (mm)} + 0,00854 z \text{ (mm)} - 0,002382 F \text{ (kN)} - 0,08203 M \text{ (kNm)} + 0,003621 S_{ak} \text{ (MPa)} \quad (16)$$



Şekil 6. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Güvenirlik Tahmini Akış Şeması



Şekil 7. Değişkenlerin Tasarımın Emniyet Katsayısına Olan Etkisi

Bu aşamada güvenilirlik, değişkenlerin farklı değerlerine bağlı olarak türetilen emniyet katsayısı denkleminin sıfırdan büyük olma olasılığının hesaplanması suretiyle elde edilecektir.

$$R = P \begin{bmatrix} -2,478 + 0,1988t + 0,01447h \\ +0,00931b + 0,00854z \\ -0,002382F - 0,08203M \\ +0,003621S_{ak} > 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

(17)

Denklem 17; bileşik yük altındaki kiriş probleminin sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilmiş olan güvenilirlik fonksiyonudur. Tablo 4’de gerçekleştirilen regresyon modelinin özeti sunulmuştur.  $R^2$  değeri ne

kadar büyükse, model gerçeğe o kadar yakınsamaktadır.

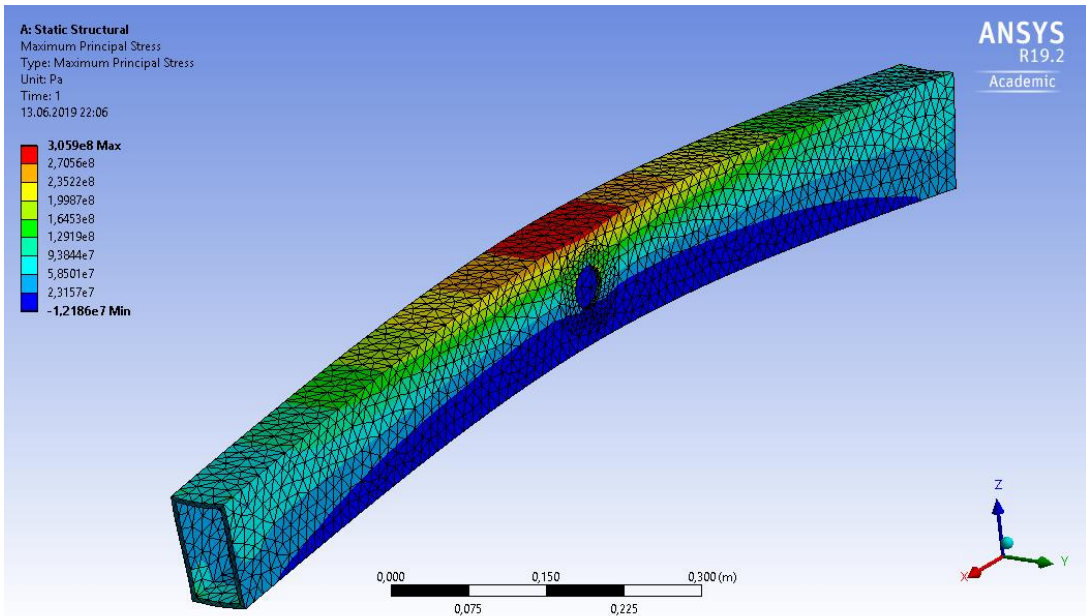
Tablo 4. Model Özeti

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,0278591	95,93%	94,74%	92,72%

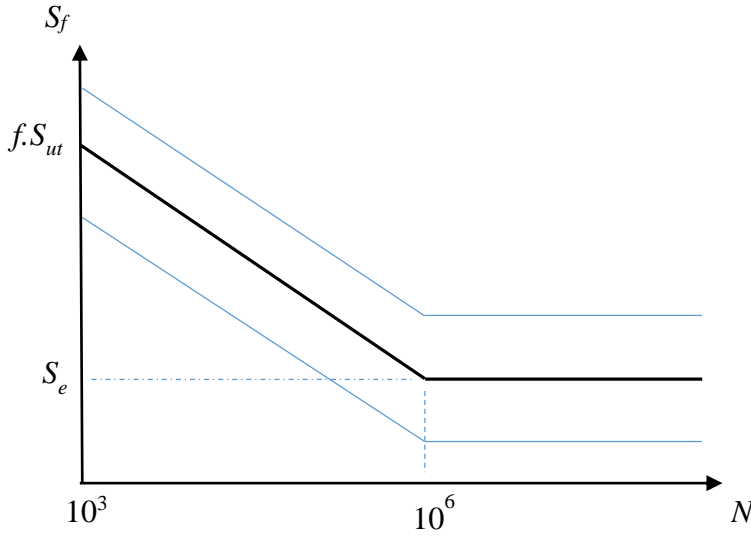
### 3.3 Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Güvenirlik Tahmininin Değişken Yükleme Altındaki Kiriş Problemi Üzerine Uygulanması

Bir önceki bölümde statik yük altındaki kiriş problemi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak güvenilirlik tahmininin ne şekilde gerçekleştirileceği açıklanmıştır. Bu bölümde aynı kiriş problemi değişken yükleme koşulu altında ele alınacaktır. Yöntemin ne şekilde gerçekleştirilmiş olduğu bir önceki bölümde detaylarıyla aktarılmış olduğundan bu başlık altında ilgili sonuçlara yer verilecektir. Tablo 3’de sunulmuş olan deney tasarımına uygun şekilde, geometrik değişkenlerin farklı değerleri için toplam 32 adet katı model CATIA yazılımında oluşturulmuştur. Sonrasında katı modellerin gerilme analizleri yine deney tasarımının ilgili satırında belirtilen çekme kuvveti, eğilme momenti ve akma dayanımı değerleri kullanılarak ANSYS yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

Değişken yükleme koşulunda, statik yükleme koşulundan farklı olarak malzemenin mekanik özelliklerinde bulunan muhtemel varyasyonlar dikkate alınarak her bir koşurma için farklı S-N eğrileri tanımlanmıştır (Şekil 9).



Şekil 8. Simülasyon Sonucu Elde Edilen Maksimum Asal Gerilme Dağılımı



Şekil 9. Mekanik Özelliklerdeki Çeşitliliğe Bağlı Olarak Temsili S-N Eğrileri Tolerans Aralığı

ANSYS yazılımında gerçekleştirilen her bir koşuturma için, çekme dayanımı ve sonsuz ömür limitinin farklı değerlerine karşılık gelen S-N eğrileri tanımlanmıştır. Analizlerde kullanılan S-N eğrileri Denklem 11, 12 ve 13 kullanılarak elde edilmiştir. Yazılımda yapılan her bir koşuturma sonucunda, Tablo 3'deki değişkenlerin etkilerine bağlı olarak değişen maksimum eşdeğer gerilme değerleri elde edilmiştir. Sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilirken yorulma hasarı teorisi olarak yine Soderberg kriteri kullanılmıştır.

Sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen gerilme değerleri kullanılarak gerçekleştirilen regresyon sonucunda, bağımsız değişkenler ile maksimum eşdeğer gerilme arasında kurulmuş olan fonksiyon Denklem 18'de sunulmuştur.

$$\sigma_a^{eq} = 1148,7 - 70,39 t \text{ (mm)} - 4,692 h \text{ (mm)} - 3,796 b \text{ (mm)} + 1,501 z \text{ (mm)} + 0,317 F \text{ (kN)} + 28,53 M \text{ (kNm)} - 0,558 S_{ak} \text{ (MPa)} \quad (18)$$

Tablo 5'de ise yine gerçekleştirilen regresyona ait model özeti sunulmuştur.

Tablo 5. Model Özeti

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
5,37173	98,58%	98,16%	97,20%

Tasarımın emniyet katsayısı; söz konusu yapısal eleman için ilgili çevrim sayısına karşılık gelen

yorulma dayanımının, maksimum eşdeğer gerilme değerine bölünmesi ile bulunabilir ve elde edilen değer güvenli bir tasarım için birden büyük olmalıdır.

$$n = \frac{\sigma_a^{eq}}{S_f} \quad (19)$$

Bu aşamadan sonra güvenirliliğin hesaplanabilmesi için yine Monte Carlo Benzetimi yöntemine başvurulmuştur. Her bir bağımsız değişkene bağlı olarak elde edilen eşdeğer gerilme dağılımı, malzemenin mekanik özelliklerine bağlı olan yorulma dayanımı dağılımı ile karşılaştırılmak suretiyle güvenirlilik elde edilebilir. Bu koşullarda çevrim sayısına bağlı olarak güvenirlilik;

$$R(N) = P \left[ \frac{\sigma_a^{eq}}{S_f(N)} > 1 \right] \quad (20)$$

olarak hesaplanır.

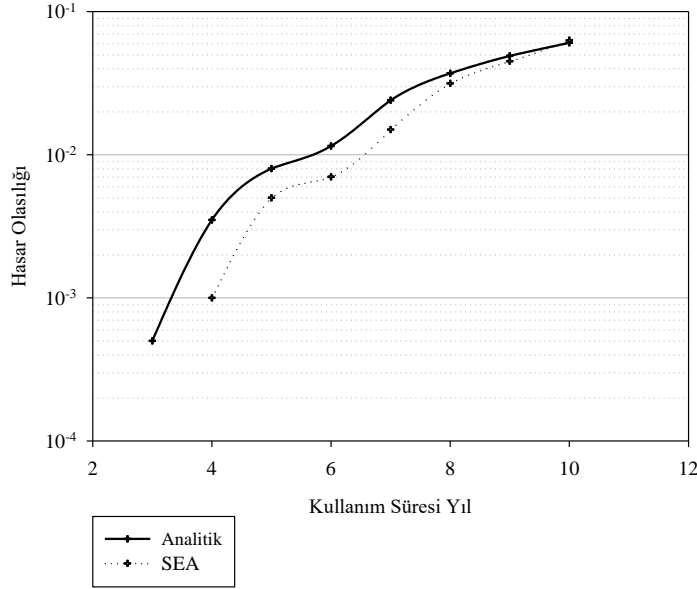
Denklemdaki bağımsız değişkenlerin ( $b, h, t, z, F, M, S_{ak}$ ) her birinin 2000 veriden oluşan normal dağılımları için Denklem 20 çözülmüş olup sonuçlar analitik çözümlerle karşılaştırılmalı olarak Tablo 6'te sunulmuştur. Analitik sonuçlar ile benzetimden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında birbirleriyle tutarlı olduğu değerlendirilebilir. Sonuçların karşılaştırması grafik olarak da Şekil 10'da sunulmuştur. Hasar olasılığının yıllara göre artış gösterdiği görülmekte olup simülasyon sonuçları ile analitik sonuçların eğilimlerinin uyumlu olduğu değerlendirilebilir.



Tablo 6. Analitik ve Sonlu Elemanlar Yaklaşımı Kullanılarak Elde Edilen Güvenirlik Değerlerinin Karşılaştırılması

Kullanım Süresi	1. Yıl	2. Yıl	3. Yıl	4. Yıl	5. Yıl	6. Yıl	7. Yıl	8. Yıl	9. Yıl	10. Yıl
Güvenirlik- Analitik	1	1	0,9995	0,9965	0,992	0,9885	0,976	0,963	0,951	0,9395
Güvenirlik-SEA	1	1	1	0,999	0,995	0,993	0,985	0,9685	0,955	0,937

Hasar Olasılığının Zamana Bağlı Değişimi



Şekil 10. Analitik Sonuçlar ile Sonlu Elemanlar Yöntemi Sonuçlarının Karşılaştırılması

#### 4. SONUÇLAR

Mekanik elemanların güvenirlüğünün tasarım aşamasında öngörülebilmesi; nihai tasarımın kaliteli, güvenli ve uzun ömürlü olması açısından önemlidir. Gerçekleştirilen bu çalışmada; güvenirlük analizi tasarım sürecinin parçası haline getirilmiş, nihai ürün ortaya çıkmadan zamana bağlı olarak güvenirlüğünün ne şekilde değişeceği öngörülme çalışılmıştır. Çalışmada geometrik toleranslar, mekanik özelliklerdeki çeşitlilikler, yük faktörü ve yorulma etkisi güvenirlüğü etkileyen bağımsız değişkenler olarak ele alınmıştır. Modern tasarım süreçlerinin en önemli yöntemlerinden biri olan sonlu elemanlar analizi yöntemi çalışmada güvenirlük fonksiyonunun elde edilmesi için kullanılmış, sonuçlar analitik denklemlerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Şekil 10'da sunulan grafik incelendiğinde; sonlu elemanlar analizi ile yapılan güvenirlük tespitinin alternatif bir yöntem olarak kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

#### RELIABILITY-BASED MECHANICAL DESIGN AND FORECASTING OF THE DESIGN RELIABILITY

Reliability is a concept associated with the future performance or behaviour of a product. The most concrete data on the reliability of mechanical equipment is often measured by errors or damages that occur after a certain period of use. However, this situation reduces the performance expected from the equipment and increases the costs of use. This study is based on determining the internal and external factors that are likely to affect the reliability of the equipment and predicting the effect of these factors on the reliability of the equipment during the design phase. In this study, a Monte Carlo Simulation Model is used to calculate the probability of damage.

**Keywords:** Probabilistic design, Monte Carlo simulation, Fatigue, Finite element analysis

## KAYNAKÇA

1. Stracener, J. T., Mathematical basis of reliability, *Mechanical Engineering-New York And Basel-Marcel Dekker-*, (1997) 91-122.
2. Mekki, K. S., *Reliability function deployment in conceptual product development phases*, University of Illinois at Chicago, 2010.
3. Ahmed, J. U., Modern approaches to product reliability improvement, *International Journal of Quality & Reliability Management*, 13 (1996) 3, 27-41.
4. Yang, K., & Kapur, K. C., Customer driven reliability: integration of QFD and robust design, *In Reliability and Maintainability Symposium Proceedings*, Annual, 339-345, 1997.
5. Haugen, E. B., *Probabilistic Approaches to Design*, John Wiley and Sons. Inc., New York, 1968.
6. Kececioglu, D., *Reliability engineering handbook (vol. 1)*, Prentice-Hall, Inc., 1991.
7. Kececioglu, D., & Cormier, D., Designing a Specified Reliability Directly into a Component, *Proceedings of Third Aerospace Reliability and Maintainability Conference*, 1968.
8. Kapur, K. C., & Pecht, M., *Reliability Engineering*, John Wiley & Sons, Inc, New Jersey, 2014.
9. Harrison, Robert L., Introduction to Monte Carlo simulation, *AIP conference proceedings. Eds. Carlos Granja, and Claude Leroy*, Vol. 1204, No. 1, AIP, 2010.
10. DNV GL AS, DNV GL-RP-C203, *Fatigue design of offshore steel structures*, Oslo, 2016.
11. Shigley, J. E., *Shigley's mechanical engineering design*, Tata McGraw-Hill Education, 2011.
12. İ, Y.T., Yıldırım, S., Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleriyle Birlikte TAGUCHI Yöntemini Kullanarak Bir Ürünün Tasarımının Geliştirilmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 27, (2012) 2, 447-458.

Emre Taşcıoğlu\* 

Torun Bakır Alaşımları Metal San.  
Ve Tic. A.Ş.  
Kocaeli/Türkiye

Yusuf Kaynak 

Marmara Üniversitesi  
Makine Mühendisliği Bölümü  
İstanbul/Türkiye

#### Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 16-07-2020

Kabul: 05-09-2020

\*Sorumlu Yazar: Emre Taşcıoğlu  
Email:emre.tascioglu@torunmetal.com

# Farklı Sertlik Değerlerindeki W360 Sıcak İş Takım Çeliğinin Yüksek Sıcaklıkta Aşınma Davranışı ve Çentik Darbe Dayanımının İncelenmesi

*Kısa kalıp ömürleri dövme imalat sektörü için kabul edilemez problemlerden biridir. Kalıp çeliklerinde çalışma ömrü iyileştirmeleri için ilk akla gelen tokluk dayanımıdır. Ancak, aşınma direnci de üretim ve imalat için büyük önem taşımaktadır. Çünkü iyi bir aşınma direnci sadece maliyeti düşürmekle kalmaz, aynı zamanda ürünlerin kalitesinin tutarlı olmasını sağlar. Sıcak iş takım çeliği malzemelerine uygulanan ısıl işlemlerin darbe dayanımı ve aşınma davranışı üzerinde önemli etkileri olduğu bilinmektedir. Bu çalışmada, farklı temperleme sıcaklıkları ile elde edilen farklı sertlik değerlerinin, oda sıcaklığında ve yüksek sıcaklıklarda W360 sıcak iş takım çeliğinin darbe dayanımına ve aşınma davranışına etkisi incelenmiştir.*

*Anahtar Kelimeler: Aşınma davranışı, Darbe dayanımı, Isıl işlem, Sıcak iş çeliği, XRD analizi*

## GİRİŞ

Sıcak iş takım çelikleri seri üretimde yaygın olarak kullanılan ve uygulama sırasında yüksek sıcaklıklara ve mekanik yüklere maruz kalan operasyonlarda sıklıkla tercih edilen malzemelerdir[1-4]. İmalat sanayinde de önemli bir rol oynayan sıcak iş takım çeliklerinin çalışma ömrü genellikle iyi tokluğa ve yüksek aşınma direncine bağlıdır[5, 6]. Sıcak iş takım çelikleri yüksek sıcaklıklarda çalıştığından, malzeme temperleme etkisine maruz kalır. Bu durumda, malzemenin sertliğindeki azalma nedeniyle dövme gibi işlemlerde plastik deformasyon ve aşınma meydana gelir[1].

Sıcak iş takım çeliklerine uygulanan bazı ısıl işlemler malzemelerin özelliklerini geliştirebilir. Isıl işlemle malzemelerin sertlik değerlerinin, mikroyapısal özelliklerinin ve faz dağılımlarının kontrol edilmesi seri üretimde kullanılan bir yöntemdir[7, 8].

Isıl işlemler, malzemelerin darbe dayanımı ve aşınma direnci üzerinde oldukça etkilidir. Ayrıca, bir ısıl işlem parametresi olan temperleme sıcaklıkları, malzeme özelliklerinin değiştirilmesinde kullanılan önemli bir değişkendir. Temperleme sıcaklıklarının sıcak iş takım çeliklerinde kalıntı östenit oranlarını

değiştirdiği gösterilmiştir ve malzeme özelliklerini değiştirmek için kullanılan bir yöntemdir[9]. Kalıntı östenit oranları, malzemelerin aşınma direncini ve tokluk değerlerini doğrudan etkiler. Bu nedenle, temperleme sıcaklıklarını kontrol ederek yeterli sertlik ve yüksek mukavemet elde etmek mümkündür.

Temperleme sıcaklığının aşınma direnci üzerindeki etkisini araştıran bazı çalışmalar literatürde mevcuttur.

Wang ve arkadaşları[10] H13 çeliğine farklı temperleme sıcaklıkları uygulamışlar ve malzemedeki sertlik ve darbe tokluğu değerlerini incelemiştir. Ayrıca temperleme sıcaklığının aşınma davranışı üzerindeki etkisini de ortaya koymuşlardır. Aşınma testleri farklı sıcaklıklar altında gerçekleştirilmiş ve ortam sıcaklığındaki değişimle birlikte aşınma davranışındaki farklılıklar gözlemlenmiştir. Zambrano ve arkadaşları[11] dökme demirin temperleme sıcaklığı üzerindeki etkisini incelemişler ve yüksek sıcaklıklarda aşınma dirençlerini test etmişlerdir. 200, 400 ve 600 derece sıcaklıkta yapılan aşınma testlerine bakıldığında, kütle kaybı sıcaklığın etkisiyle değişmiştir. Ayrıca temperleme sıcaklığının aşınma direnci üzerindeki etkisi bu çalışmada ortaya

konulmuştur. Leskovsek ve arkadaşları[12] çalışmalarında H11 takım çeliğini incelemişler. Çalışmada, temperleme sıcaklığı artığında sertlik değerleri azalmış, kırılma tokluğu değerleri ise buna bağlı olarak artış göstermiştir.

Görüldüğü gibi, literatürde temperleme sıcaklığının aşınma direnci ve tokluk üzerindeki etkisini inceleyen bazı çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalarda aşınma dirençleri farklı ortam sıcaklıklarında test edilmiştir. Ancak, tokluk değerlerinin yüksek sıcaklıklarda test edildiği sistematik bir çalışma yoktur. Sıcak iş takım çelik malzemelerinin yüksek sıcaklıklardaki darbe dayanımı ciddi anlamda önem arz etmektedir. Bu nedenle çalışmanın literatürdeki boşluğu kapatacağı ve katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Bu çalışmada, W360 sıcak iş takım çeliğine farklı temperleme sıcaklıkları ve süreleri uygulanmıştır. Farklı temperleme sıcaklıklarından sonra oluşan farklı sertlik değerlerinde, malzemelerin yüksek sıcaklıklarda aşınma davranışı ve darbe dayanımı değerleri kapsamlı olarak incelenmiş ve oda sıcaklığında gerçekleştirilen deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

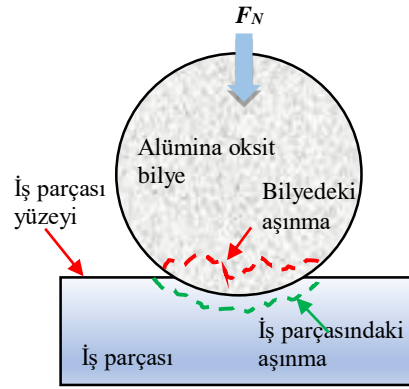
## DENEYSSEL TASARIM

Çalışma kapsamında W360 sıcak iş takım çeliği malzemesi kullanılmıştır. Kullanılan malzemenin kimyasal bileşimleri Tablo 1' de sunulmuştur.

Tablo 1. W360 malzemesinin kimyasal bileşimi.

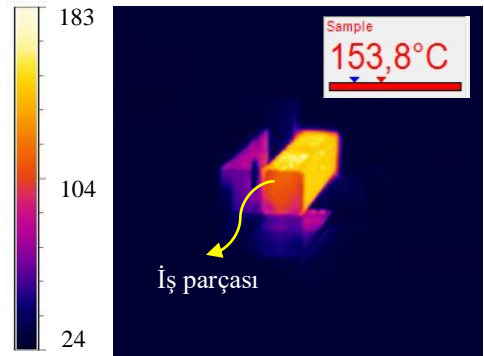
C	Si	Mn	Cr	Mo	V
0.5	0.2	0.25	4.5	3	0.55

Aşınma deneyleri için W360 malzemesinden 20x20x20 mm boyutlarında numuneler hazırlanmış olup ASTM G99 standardına uygun olacak şekilde pin on disk yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Aşınma deneyleri Turkyus marka ısı modüllü pin on disk aşınma cihazında yapılmıştır. Deneyler oda sıcaklığı koşuluna ilaveten 150 ve 300 derecede olmak üzere yüksek sıcaklıklarda da yapılmış ve oda sıcaklığı koşulundaki sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Bu deneyler için aşınma direnci yüksek olan 3 mm çapındaki alümina oksit bilyeler kullanılmıştır. Yüksek sıcaklıklara dayanıklı olan alümina oksit bilyenin yumuşama noktası 1725 °C iken, erime noktası 2050 °C' dir. Pin on disk aşınma deneyleri 20 N yük altında ve 0,03 m/s hız uygulanarak yapılmıştır. Her bir aşınma deneyi 14 mm iz çapında ve 90 dakika süre boyunca gerçekleştirilmiştir. Aşınma deneyinin şematik gösterimi Şekil 1' de sunulmuştur.



Şekil 1. Aşınma deneyi şematik gösterimi Çentik darbe testleri için numunelerin boyutları

ASTM E23 standardına uygun olarak üretilmiştir.(merkezde 45° V' lik bir çentik ile 10x10x55 mm). Çentik darbe testleri Hardway darbe test cihazında gerçekleştirilmiştir. Yüksek sıcaklıklardaki darbe testleri esnasında Optris marka termal kamera kullanılmış ve sıcaklık değerleri kontrol edilmiştir. Şekil 2' de termal kamera ile yapılan sıcaklık ölçümü esnasında alınan bir örnek görüntü sunulmuştur.



Şekil 2. 150 °C sıcaklıkta yapılan çentik darbe deneyi esnasında alınan termal kamera görüntüsü.

Çalışmada kullanılan W360 sıcak iş takım çeliğine farklı ısıl işlem parametreleri uygulanmıştır. Farklı temperleme sıcaklıkları uygulanan numunelerin ısıl işlem yöntemleri Tablo 2' de sunulmuştur. Aşınma deneyleri sonrasında bilye aşınma alanları ve malzeme aşınma yüzeyleri Keyence dijital mikroskop yardımı ile ölçülmüştür.

Tablo 2. W360 malzemesine uygulanan ısıt işlemler parametreleri

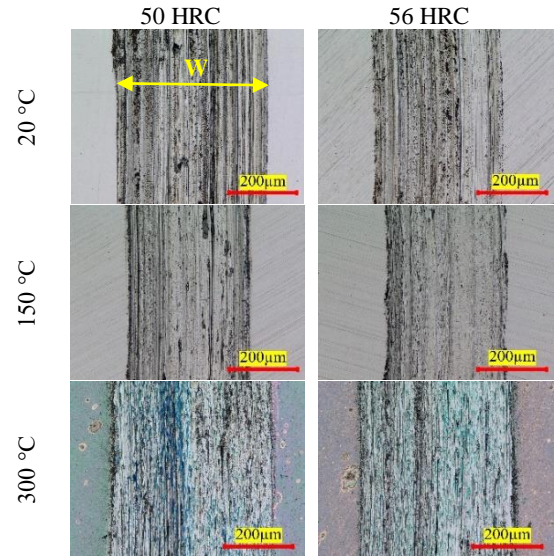
Isıl işlemler numarası	Sertleştirme	1.Temperleme	2.Temperleme	3.Temperleme	HRC ±1
HT-1	1050 °C, 3 bar, 2 fan	570 °C, 3 saat	590 °C, 4 saat	-	56
HT-2	1050 °C, 3 bar, 2 fan	570 °C, 3 saat	600 °C, 4,5 saat	590 °C, 4 saat	53
HT-3	1050 °C, 3 bar, 2 fan	570 °C, 3 saat	600 °C, 4,5 saat	595 °C, 4,5 saat	50

## BULGULAR VE TARTIŞMA

Sıcak iş takım çeliklerinin kullanım alanları düşünüldüğünde, aşınma davranışı önemli bir özellik olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu bölümde, farklı ısıt işlemler parametreleri ve ortam sıcaklıklarının malzemenin aşınma davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

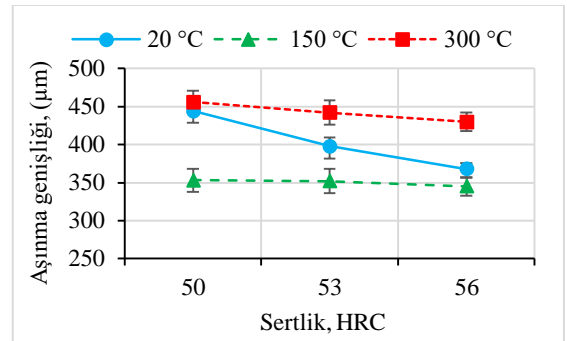
Çalışma kapsamında yapılan aşınma deneylerinden sonra aşınma izi genişlikleri dijital mikroskop yardımıyla ölçülmüştür. Aşınma izi genişlikleri her bir numuneden alınan üç adet ölçümün ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Şekil 3' de farklı sertliklerdeki W360 malzemesinin farklı ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilen aşınma deneyleri sonrasında oluşan aşınma izi görüntüleri sunulmuştur. Görüntülerden de anlaşıldığı üzere sertlik değerlerinin ve ortam sıcaklıklarının aşınma izi genişliklerinde etkili olduğu görülmüştür.

W360 malzemesinde oluşan aşınma izlerinin genişlik değerleri Şekil 4' de sunulmuştur. Aşınma değerleri sertlik ve ortam sıcaklığına bağlı olarak oluşturulmuştur. Grafik incelendiğinde sertliğin artması ile aşınma genişliklerinde beklendiği gibi azalma meydana gelmiştir[13]. Sertliğin ve temperleme sıcaklığının aşınma davranışına etkisi kalıntı östenit oranının kontrolü ve çökelen karbürlerdeki oransal ve yapısal değişim ile ilgili olduğu bilinmektedir[11, 14].



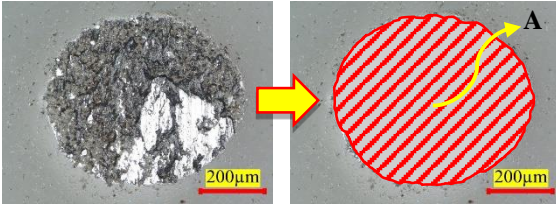
Şekil 3. Farklı sıcaklıklarda ve farklı sertlik değerlerinde oluşan aşınma izi görüntüleri

50 HRC sertlikte oda sıcaklığında yapılan aşınma deneyi sonucunda yaklaşık 444 µm aşınma genişliği oluşmuştur. 150 °C sıcaklıkta yapılan deneyde ise bu değer 353 µm olarak ölçülmüştür. Sıcaklığın artması ile aşınmada meydana gelen yaklaşık %20 oranındaki azalma sürtünme kuvvetlerindeki azalma ile ilişkili olduğu düşünülmektedir[15]. 300 °C sıcaklıkta meydana gelen aşınma ise 456 µm olmuştur. Bu sıcaklıktaki artış malzemenin yumuşama eğiliminde olması ve bilyenin malzeme içine daha iyi nüfus ederek aşınma izini artırması ile ilgilidir. 56 HRC sertlikteki numune incelendiğinde oda sıcaklığındaki numunede 368 µm aşınma izi oluşmuştur. 150 °C sıcaklıkta 345 µm, 300 °C sıcaklıkta ise 430 µm aşınma olmuştur. Görüldüğü gibi bu sertlik değerinde de 150 derece sıcaklık aşınmayı azaltma eğiliminde iken 300 derecede durum artan aşınma ile karşımıza çıkmaktadır.



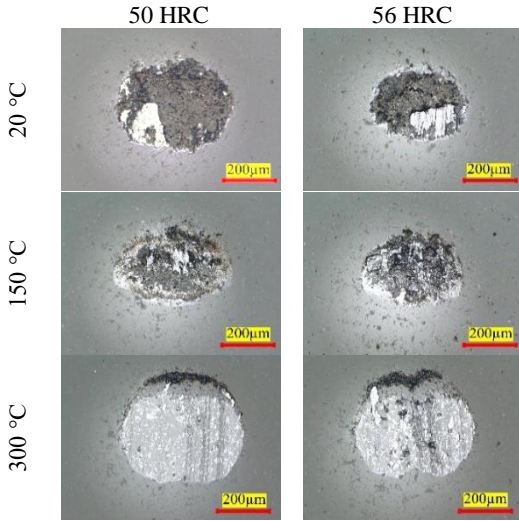
Şekil 4. Farklı sıcaklıklarda ve farklı sertlik değerlerinde oluşan aşınma izi değerleri

Aşınma deneyleri sonrasında aşındırıcı bilye dijital optik mikroskop altında incelenmiş ve bilyedeki aşınma izlerinin alanı ölçülmüştür. Şekil 5’ de bilye aşınma alanı ölçümünün örnek görüntüsü sunulmuştur.



Şekil 5. Bilye aşınma alanı ölçümünün örnek görüntüsü

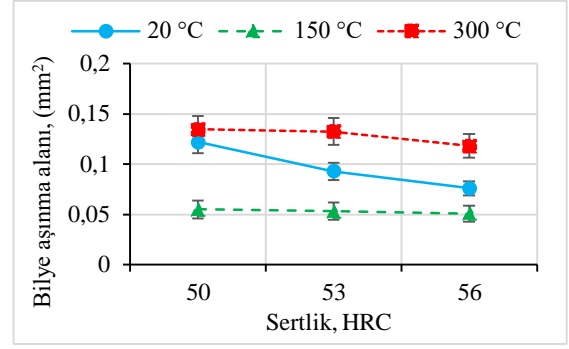
Şekil 6’ da W360 malzemesinin aşınma deneyleri sonrasında aşındırıcı bilyelerde meydana gelen izlerin görüntüsü sunulmuştur. Görüldüğü üzere malzeme sertliğinin ve ortam sıcaklığının bilye aşınma izine etkisi gözle görülür düzeyde olmuştur.



Şekil 6. Farklı sıcaklıklarda ve farklı sertlik değerlerinde oluşan bilye aşınma izi görüntüleri

Aşınma deneyleri sonrası bilyelerde meydana gelen aşınmaların alanları Şekil 7’ de sıcaklığa ve sertliğe bağlı olarak sunulmuştur. Grafik genel olarak incelendiğinde malzeme yüzeyinde meydana gelen aşınma miktarı ile benzer eğilim göstermiştir. 50 HRC sertliğe sahip numunenin oda sıcaklığı koşullarında aşınmasından sonra bilyede 0.122 mm<sup>2</sup> aşınma alanı ölçülmüştür. Aynı sertlik değerinde sıcaklığın 150 dereceye çıkarılması ile sürtünme kuvvetlerindeki azalmanın etkisiyle aşınma alanı %59 azalarak 0.05 mm<sup>2</sup> olmuştur. 300 °C sıcaklıkta ise bilye aşınma alanı %2 artarak 0.134 mm<sup>2</sup> olmuştur. 56 HRC sertlik değerlerindeki numunelerin oluşturduğu bilye aşınma alanları incelendiğinde oda sıcaklığı koşullarında 0.07

mm<sup>2</sup>, 150 °C sıcaklıkta 0,05 mm<sup>2</sup> ve 300 °C sıcaklıkta ise 0,118 mm<sup>2</sup> olarak ölçülmüştür.



Şekil 7. Farklı sıcaklıklarda ve farklı sertlik değerlerinde oluşan bilye aşınma alanları

Çalışma kapsamında tüm numunelere çentik darbe testi uygulanmıştır. Her bir numuneden 3 adet üretilmiş olup deneyler üç kez tekrar edilip ortalaması alınmıştır. V-çentikli darbe deneyleri sonrasında elde edilen darbe enerjileri kesit alanına bölünerek darbe dayanımı değerleri hesaplanmıştır. Darbe dayanımı formülü denklem (1)’ de sunulmuştur[16].

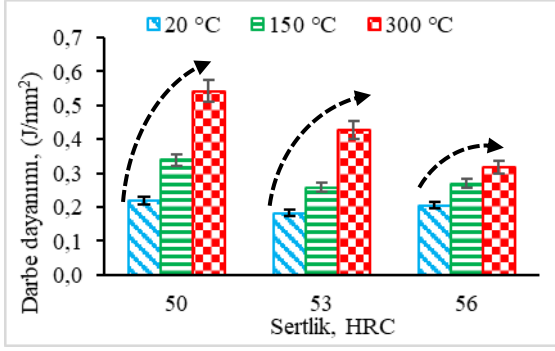
Darbe dayanımı (J/mm<sup>2</sup>) = Darbe enerjisi (J) / Kesit alanı (mm<sup>2</sup>) (1)

Şekil 8’ de hesaplanan darbe dayanımı değerleri sertliğe ve sıcaklığa bağlı olarak sunulmuştur. Şekilde de görüldüğü üzere sertlik değerleri ve ortam sıcaklığı malzemenin darbe dayanımı üzerinde etkili olmuştur. Malzemenin kullanım alanına göre değişken ve dinamik yüklerle maruz kalan parçalarda darbe dayanımının yüksek olmasına önem verilir. Grafik incelendiğinde 50 HRC sertliğe sahip ve oda sıcaklığı koşullarında test edilen çentik numunelerindeki darbe dayanımı ortalama 0.219 J/mm<sup>2</sup> olarak ölçülmüştür. Aynı sertlikte ortam sıcaklığının 150 derece olması ile birlikte darbe dayanımı %55 artarak 0.34 J/mm<sup>2</sup> olmuştur. Sıcaklığın 300 °C olması durumunda ise darbe dayanımı değeri 0.543 J/mm<sup>2</sup> olmuştur. Bu değer oda sıcaklığı koşulundan yaklaşık %148 oranında daha fazladır. En yüksek sertlik değeri olan 56 HRC değerindeki numunelerin sonuçları kıyaslanacak olursa, oda sıcaklığı koşullarında ortalama 0.205 J/mm<sup>2</sup> darbe dayanımı değeri ölçülürken, 150 derece sıcaklıkta 0.269 J/mm<sup>2</sup> ve 300 derece sıcaklıkta ise 0.317 J/mm<sup>2</sup> olarak ölçülmüştür.

Ayrıca sertliğin artması ile darbe enerji değerlerinde azalma meydana gelmiştir. Sertliğin 50 HRC’ den 56 HRC’ ye artması ile oda sıcaklığı koşullarında yapılan deneylerdeki darbe dayanımı değerlerinde yaklaşık %6 oranında azalma olmuştur. 150 °C sıcaklıkta ise sertliğin artması ile meydana



gelen azalma %21 iken, 300 °C sıcaklıkta bu azalma oranı %42 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 8. V-çentikli darbe deneyleri sonucunda farklı sıcaklıklarda ve farklı sertlik değerlerinde oluşan darbe dayanımı değerleri

Çentik darbe deneylerinin sonrasında kırılan numunelerin kırılma yüzeyleri de incelenmiştir. Kırılma yüzeylerindeki sünek kırılma bölgesi ölçülmüş ve yüzde kayma kırılması değerleri hesaplanmıştır. Çentik numunelerinde parlak ve düz yüzeyler gevrek kırılma bölgesini, yan kısımlarında oluşan mat bölgeler ise sünek kırılmayı ifade etmektedir. Şekil 9’ da örnek kırılma yüzeyi gösterilmiş olup, sünek ve gevrek kırılma bölgeleri işaretlenmiştir.



Şekil 9. Çentik darbe testi sonrası oluşan kırılma yüzeyi

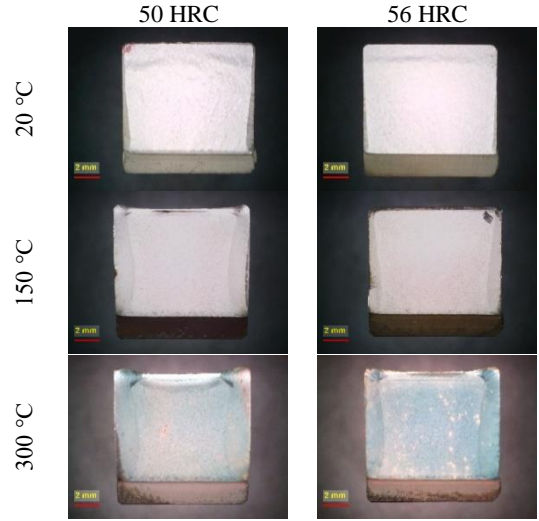
Farklı sertlik ve farklı ortam sıcaklıklarında yapılan çentik darbe deneyleri sonrasında oluşan kırılma yüzeyi görüntüleri Şekil 10’ da sunulmuştur. Şekilde görüldüğü gibi sertliğin artması ile sünek kırılma bölgesinin alanı azalmış olup, ortam sıcaklığının artması ile artmıştır.

Deneyler sonrasında hesaplanan kayma kırılması değerleri denklem (2) deki formül ile elde edilmiştir.

$$\text{Kayma kırılması (\%)} = \frac{A_D}{8 \times 10} \times 100 \quad (2)$$

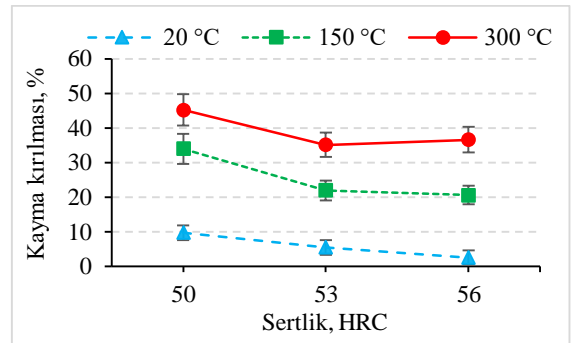
Sertliğe ve sıcaklığa bağlı olarak yapılan çentik darbe deneyleri sonrasında elde edilen yüzde kayma kırılması değerleri Şekil 11’ de sunulmuştur. Grafik

genel olarak incelendiğinde sertlikteki artışa bağlı olarak yüzde kayma kırılma değerlerinin azaldığı ancak sıcaklığın artması ile birlikte değerlerin arttığı görülmüştür. 50 HRC sertlikte ve oda sıcaklığı koşullarında oluşan yüzde kayma kırılma değeri 9,79 iken 150 derece sıcaklıkta bu değer 33,97 olmuştur. Sıcaklığın 300 derece olduğu durumda bu değer 45,21 olarak karşımıza çıkmıştır.



Şekil 10. Sertlik ve sıcaklığa bağlı olarak yapılan çentik darbe testi sonrası oluşan kırılma yüzeyleri

Sertlik değerinin 56 HRC olduğu durumda ise oda sıcaklığı koşullarında oluşan yüzde kayma kırılma değeri 2,61 olarak hesaplanmıştır. Sıcaklığın 150 °C olması ile bu değer yaklaşık 20,65 olmuş ve 7 kat artış görülürken, 300 derece sıcaklıkta 36,61 değer ile yaklaşık 13 kat artış görülmüştür.



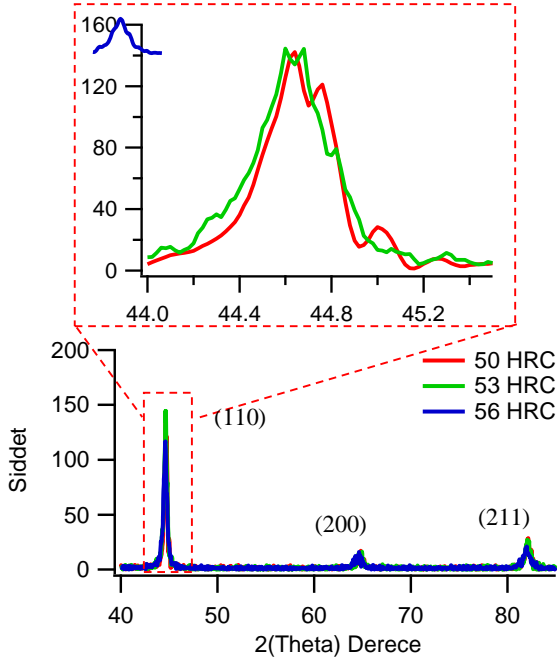
Şekil 11. Kayma kırılması değerleri

Malzemeye uygulanan farklı ısıl işlemler sonrasında malzemenin kristal yapısında meydana gelen değişimi incelemek için XRD analizleri yapılmıştır. W360 malzemesinin XRD düzlemlerine denk gelen 2-Theta değerleri Tablo 3’ de sunulmuştur. Şekil 12’ de W360 malzemesinin farklı sertliklerde oluşan XRD pikleri sunulmuştur. Grafikte görüldüğü üzere ana pik olan (110) düzleminde sertlik değişimi ile XRD piklerinin genişliklerinde değişim olmuştur.

Genişlik değerleri FWHM(Full width at half maximum) yöntemine göre ölçülmüştür[17].

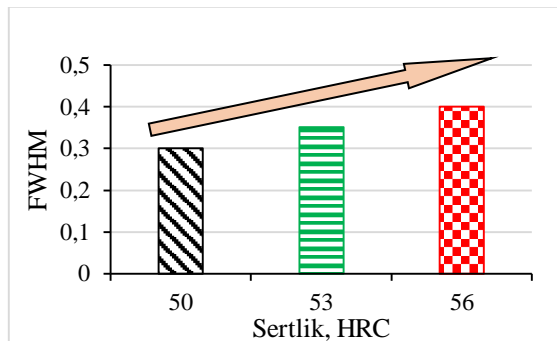
Tablo 3. W360 malzemesinin XRD düzlemlerine denk gelen 2-Theta değerleri.

2-Theta	Düzlem	Faz yapısı
44.674	(110)	Martenzit
65.022	(200)	Martenzit
82.334	(211)	Martenzit



Şekil 12. W360 malzemesinin farklı sertlik değerlerinde elde edilen XRD grafiği

FWHM değerleri Şekil 13' de sertlik değerine bağlı olarak sunulmuştur. Sertlik değerinin artması ile FWHM değerlerindeki artış net olarak görülmektedir. 44.6 derecedeki ana pik değerlerindeki FWHM sonuçları kıyaslandığında 50 HRC sertlik değerindeki malzemede bu değer 0.301 olmuştur. Sertlik değeri 53 HRC olduğunda ise bu genişlik %16,9 oranında artarak sertlik değerindeki artışı destekler nitelikte olmuştur. Aynı şekilde 56 HRC sertlik değerindeki malzeme 50 HRC sertliğe sahip malzeme ile kıyaslandığında 0.4 genişlik ile yaklaşık %32,89 oranında daha fazla pik genişliğine neden olmuştur.



Şekil 13. Farklı sertlik değerlerindeki FWHM değerleri

## SONUÇ

Bu çalışmada W360 malzemesinin farklı ısıl işlemler sonucunda elde edilen sertlik değerlerinin, malzemenin farklı sıcaklıklardaki aşınma davranışına, darbe dayanımına ve XRD pik değerlerine olan etkisi kapsamlı olarak incelenmiştir.

- Sertliğin artması ile tüm ortam sıcaklıklarında malzemenin aşınma değerleri azalma eğiliminde olmuştur.
- Bilye aşınma alanları malzemedeki sertlik artışına bağlı olarak azalmıştır.
- Ortam sıcaklığına bağlı olarak malzemenin aşınma ve darbe dayanımları net olarak ortaya konmuş olup, 150 derece sıcaklıkta aşınma değerleri azalmakta ancak 300 derece sıcaklıkta tekrar artışa geçmiştir. Darbe dayanımı değerleri ise ortam sıcaklığının artması tüm sertlik değerleri için artış göstermiştir.
- Sertlik değerlerindeki artışla birlikte malzemenin darbe dayanımları genel olarak azalma eğiliminde olmuştur.
- Çentik darbe deneyleri sonrasında incelenen kırılma yüzeylerindeki sünek bölge, sertliğin artması ile azalırken sıcaklığın artması ile artmıştır.
- XRD analizleri sonrasında malzemenin ana pikinde gözlemlenen pik genişlemesi sertlikle doğru orantılı olmuş ve sertliğin artması ile artış göstermiştir.
- W360 sıcak iş takım çeliğinin darbeleri çalışmaya maruz kaldığı durumlarda sertliğin düşük tutularak(50 HRC) tokluğun artışı sağlanmalıdır. Ancak aşınmanın dominant olduğu çalışma koşullarında ise yüksek sertliğin(56 HRC) elde edilmesi için ısıl işlem parametrelerinin dikkate alınması gerekmektedir.

## INVESTIGATION THE EFFECT OF VARIOUS HARDNESS VALUES ON ON WEAR AND CHARPY IMPACT RESISTANCE OF W360 HOT WORKING STEEL AT ELEVATED TEMPERATURE

Short dies life is one of the problems that cannot be acceptable for forging industries. Although toughness is the first parameter that can be considered by engineers to control for improving performance of dies in forging industries, but wear resistance is also significant parameter as it directly affects the quality of forged products and thus determine sustainable and repeatable quality. For these reasons, both high toughness and wear resistance are parameters should be considered to minimize these aforementioned problems in forging processes. In this study, the effects of different hardness values obtained with different tempering temperatures on impact resistance and wear



behavior of W360 hot work tool steel at room temperature and high temperatures were investigated.


**Keywords:** Wear behavior, Impact resistance, Heat treatment, Hot work tool steel, XRD analysis

#### KAYNAKÇA

1. Barrau, O., et al., Analysis of the friction and wear behaviour of hot work tool steel for forging. *Wear*, 2003. 255(7-12): p. 1444-1454.
2. Boher, C., et al., Experimental investigation of the tribological behavior and wear mechanisms of tool steel grades in hot stamping of a high-strength boron steel. *Wear*, 2012. 294: p. 286-295.
3. Wei, M., et al., Comparative research on the elevated-temperature wear resistance of a cast hot-working die steel. *Materials & Design*, 2009. 30(9): p. 3608-3614.
4. Fontalvo, G. and C. Mitterer, The effect of oxide-forming alloying elements on the high temperature wear of a hot work steel. *Wear*, 2005. 258(10): p. 1491-1499.
5. Zhang, C., et al., Effect of tempering temperature on impact wear behavior of 30Cr3Mo2WNi hot working die steel. *Frontiers in Materials*, 2019. 6: p. 149.
6. Zhu, Z., Property data collection of common hot working die steels used in China. *Mechanical Engineering Materials*, 2001. 24: p. 38-42.
7. Wen, E., R. Song, and W. Xiong, Effect of tempering temperature on microstructures and wear behavior of a 500 hb grade wear-resistant steel. *Metals*, 2019. 9(1): p. 45.
8. Speich, G. and W. Leslie, Tempering of steel. *Metallurgical Transactions*, 1972. 3(5): p. 1043-1054.
9. Cao, Y., et al., Effects of tempering temperature and Mo/Ni on microstructures and properties of lath martensitic wear-resistant steels. *Journal of Iron and Steel Research International*, 2013. 20(4): p. 70-75.
10. Wei, M., et al., Effect of tempering conditions on wear resistance in various wear mechanisms of H13 steel. *Tribology International*, 2011. 44(7-8): p. 898-905.
11. Zambrano, O., J. Coronado, and S. Rodríguez, Tempering temperature effect on sliding wear at high temperatures in mottled cast iron. *Tribology Letters*, 2015. 57(2): p. 19.
12. Leskovšek, V., B. Šuštaršič, and G. Jutriša, The influence of austenitizing and tempering temperature on the hardness and fracture toughness of hot-worked H11 tool steel. *Journal of Materials Processing Technology*, 2006. 178(1-3): p. 328-334.
13. Lee, J.H., et al., Effects of tempering temperature on wear resistance and surface roughness of a high speed steel roll. *ISIJ international*, 2001. 41(8): p. 859-865.
14. Singh, K., R.K. Khatirkar, and S.G. Sapate, Microstructure evolution and abrasive wear behavior of D2 steel. *Wear*, 2015. 328: p. 206-216.
15. Jozwik, J., Evaluation of Tribological Properties and condition of Ti6Al4V titanium alloy surface. *Tehnički vjesnik*, 2018. 25(Supplement 1): p. 170-175.
16. Mohan, R.R., et al., Experimental Investigation on Characteristic Study of the Carbon Steel C45 in Different Working Conditions Using Toughness Test.
17. Yilmazer, H., et al., Effect of high-pressure torsion processing on microstructure and mechanical properties of a novel biomedical  $\beta$ -type Ti-29Nb-13Ta-4.6 Zr after cold rolling. *International Journal of Microstructure and Materials Properties*, 2012. 7(2-3): p. 168-186.

Zafer Gemici 

Yıldız Teknik Üniversitesi Beşiktaş,  
İstanbul

Fahrettin Öztürk\* 

Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi,  
Etilik, Ankara

Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş.,  
Kahramankazan, Ankara

#### Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 21-07-2020

Kabul: 09-09-2020

\*Sorumlu Yazar: Fahrettin Öztürk

Email: fahrettin71@gmail.com

# Ar-Ge'yi Doğru Yorumlamak: Bütüncül Ar-Ge, İnovasyon ve Teknoloji Yönetimi

*Bu çalışma kapsamında Araştırma ve Geliştirme (Ar-Ge) faaliyetleri, bu faaliyetlerin yürütülmesindeki engeller, çıktılarının neden ürüne ve katma değere dönüştürülemediği hakkındaki hususlar değerlendirilmiştir. Ar-Ge faaliyetlerinde en iyi sonucu almak için neler yapılması gerektiği konusunda tavsiyelerde bulunulmuştur. Ar-Ge'nin bir yatırım olduğu gerçeği göz önünde bulundurularak kalkınmanın itici gücü olduğu belirtilmiştir. Tüm Ar-Ge desteklerinin, yalnızca ürünün prototip aşamasına kadar değil, ticari ürün haline getirilene kadar devam ettirilmesinin önemi vurgulanmıştır.*

*Anahtar Kelimeler: Araştırma ve Geliştirme; Ar-Ge; İnovasyon; Teknoloji; Teknoloji Yönetimi*

## 1. GİRİŞ

Araştırma ve Geliştirme (Ar-Ge) faaliyetleri tarihi insanlık tarihi kadar eskidir. İnsanlığın varoluşundan günümüze kadar, tüm toplumlar hayatlarını kolaylaştırmak, ihtiyaçlarını karşılamak ve daha iyi bir yaşam sürmek için sürekli olarak yenilik yapmışlar ve bu sayede mütemadi gelişim gerçekleştirmişlerdir. Her toplumda hayatın doğal süreci içerisinde kimi yenilikler ortaya çıkmaktadır. Ancak söz konusu yenilik faaliyetlerinin sistematik olarak yapılması, toplumun buna göre şekillenmesi ve bu faaliyetleri yürüten müesseselerin mevcudiyeti toplumun refahını diğer toplumlardan daha fazla artırmış ve bu toplumlara diğer toplumlara üstün kılmıştır. İnovasyon gücü yüksek, yeniliklere açık toplumlar her alanda baş döndürücü gelişim göstermişlerdir.

Tarihte ilk defa 1930'larda ünlü Avusturyalı iktisatçı ve siyaset bilimci Joseph Alois Schumpeter inovasyonu ekonomi ve kalkınmanın arkasındaki itici güç olarak tanımlamış ve ekonomilerin yenilikçi faaliyetlerle yeniden şekilleneceğini öngörmüştür [1]. Schumpeter yeni bir ekonomik model kurmaya çalışmış ve bu çalışmasında yeni kombinasyonların

yapılmasına "girişim", onun fonksiyonunu yapacak bireye ise "girişimci" adını vermiştir [2]. Hızla değişen müşteri tercihleri ve ihtiyaçları, teknolojik gelişmeler, iş dinamiklerinin baş döndürücü hızı ve artan rekabet günümüzde inovasyonu hiç olmadığı kadar zorunlu bir hale getirmiştir. Öte yandan, değişim hızı giderek artarken, teknolojinin, değişimin en önemli motoru olduğu herkes tarafından kabul edilmektedir [3], [4]. Dolayısıyla günümüzde teknoloji, ekonomik ve sosyal hedeflere ulaşmada önemli bir değişken olarak kabul edilmekte ve hem firmalar hem de ülkeler teknolojinin yönünü ve hızını tahmin ederek hedeflerine ulaşmaya çalışmaktadır. Bu noktada, teknolojik yeniliğin ne olduğunu tanımlamak gerekir. Teknolojik yenilik, ürün ve süreçlerde önemli teknolojik değişiklikleri içeren ve / veya yeni ürün ve süreçleri ortaya çıkaran yeni teknolojiler olarak tanımlanabilir. Bu sayede, teknolojik yenilikler, endüstri için önemli fırsatlar yaratmaktadır [5], [6]. Teknolojik yenilik, bilimsel ve teknolojik bilgiden elde edilen yeni bir çözümü gerçek veya algılanan bir ihtiyaçla eşleştirerek ve çözümü uygulanabilir ve üretken hale getirerek ortaya çıkar. Teknolojik yenilik, temel çıktı süreçlerini doğrudan etkileyen bir fikrin benimsenmesini içerir [7]. Teknolojik yenilikler, tarih boyunca endüstriyel kalkınma, verimlilik ve yaşam standartlarını artırmada

kilit itici güçlerden biri olarak kabul edilmiştir [8]. Günümüzde de teknolojik yenilik yapma kabiliyetine sahip olan ve bunu katma değere dönüştürebilen ülkelerin her yönüyle çok daha güçlü oldukları bilinen bir gerçektir.

Teknolojik ilerlemeyi dışsal bir faktör olarak gören ve dolayısıyla ekonomik büyümeyi tam olarak açıklayamayan neo-klasik büyüme modelleri yerine, 1980'lerden sonra endojen büyüme modelleri geliştirilmiştir. Öncelikle, Romer (1990) Ar-Ge ve beşeri sermayeye dayalı bir ekonomik büyüme modeli önermiş ve bu model Grossman ve Helpman (1991) ve Aghion ve Howitt (1992) tarafından geliştirilmiştir. Bu modellere göre, Ar-Ge çalışmalarına ayrılan her ek kaynak, yeni ürünlerin ve üretim yöntemlerinin geliştirilmesine ve verimliliğin artırılmasına hizmet edecek ve sonuç olarak yabancı yatırımcıların ilgisini çekerek ülkenin rekabet gücünün artırılmasına katkıda bulunacaktır [9].

Buna göre, bugün teknolojik yeniliklerin getirdiği ekonomik büyümeden faydalanmak için hem firmaların hem de toplumların Ar-Ge faaliyetleri yürütmesi tartışılmaz derecede önemlidir. Ar-Ge süreci, teknolojik yeniliğin ortaya çıkarılmasında hayati bir öneme sahiptir [10]. Ancak Ar-Ge'nin rolü çeşitli bakış açılarına göre farklılık göstermektedir. Bazıları için Ar-Ge, yeni ürün veya süreçlerin geliştirilmesi iken, bazıları Ar-Ge'yi sadece bilimsel çalışmalar yürütmek olarak görmektedir [11]. Genel olarak kabul edilen bir tanım gereği, Ar-Ge, insan, kültür ve toplum bilgisi ve bu bilginin yeni uygulamalar geliştirmek için kullanılması da dâhil olmak üzere bilgi birikimini arttırmak için gerçekleştirilen herhangi bir yaratıcı sistematik faaliyettir [12]. Ar-Ge, başlangıçta bir araştırmayı, daha sonra henüz keşfedilmemişleri keşfetmeyi ve bu bilgiyi bir ürünü geliştirmek veya iyileştirmek için kullanmayı içermektedir [13], [14].

Ar-Ge yaklaşımları zamanla değişim göstermiştir. Başlangıçta iş stratejisi ve firmanın diğer bölümleri ile etkileşime girmeyen Ar-Ge, daha sonra firma ve iş stratejisine entegre edilir hale gelmiş, dahası, bilginin çeşitli taraflar arasında aktığı ve öğrenmenin işletme sınırlarının ötesine geçtiği bir tür Ar-Ge kurumu (R&D Enterprise) oluşturulmuştur. Bu yaklaşımda Ar-Ge, işbirliğine dayalı olup, doğası gereği rekabetçi değildir. Bu nedenle firmanın sınırları dışında faaliyet gösterir, doğrudan üçüncü taraflarla etkileşime girer ve kendi ağını kurar [13].

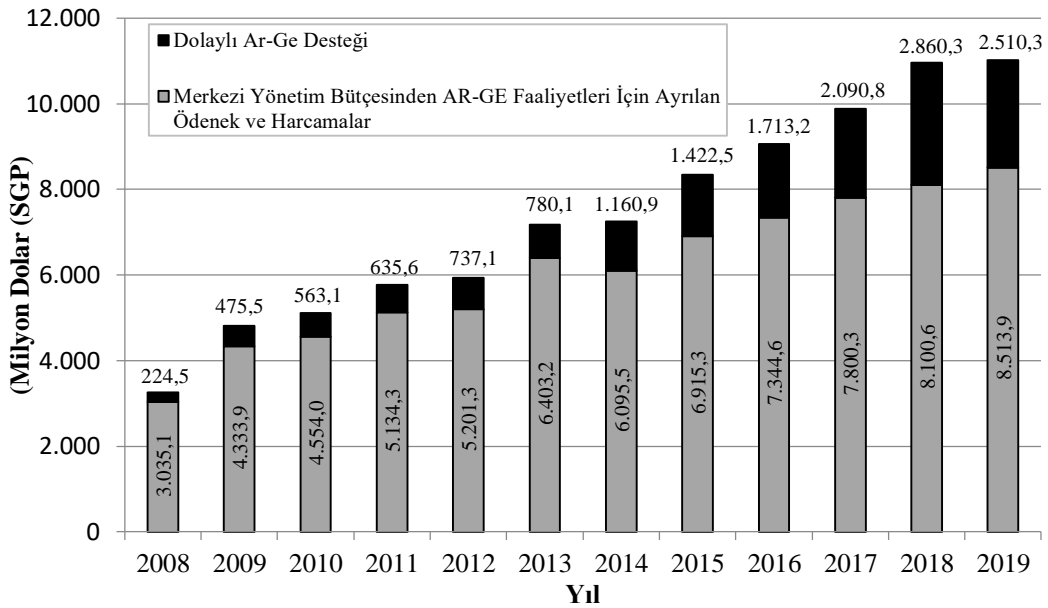
Günümüzde büyük ölçekli firmalar kendi imkânları ile Ar-Ge'ye dayalı büyüme modellerini

hayata geçirebilmektedirler. Ancak ekonominin çok büyük bir kısmını oluşturan KOBİ'lerin Ar-Ge kapasitelerinin artırılmasında devletlerin katkısı ve düzenleyici rolüne daha fazla ihtiyaç vardır. Yakın geçmişte hızlı büyüme gösteren Güney Kore ve Çin gibi ülkelerde Ar-Ge'ye dayalı söz konusu büyüme modellerinin KOBİ'ler için hassaten planlandığı görülmektedir [15], [16].

Ar-Ge'ye dayalı büyüme modellerinin uygulanmasında önemli bir diğer yaklaşım da ülkenin dinamiklerine göre teknoloji geliştirme faaliyetlerinde önceliklendirmelerin yapılmasıdır. Zira gelişmekte olan bir ülkenin, sonradan yola çıkarak Ar-Ge'ye çok büyük kaynaklar ayıran gelişmiş ülkelerin seviyesine çıkması kolay değildir [17].

2000'li yılların başından bu yana yapılan ekonomik reformlarla Türkiye, kişi başına düşen GSYİH'sını alt-orta gelir grubundan üst-orta gelir düzeyine yükseltmeyi başarmıştır. Bununla birlikte, düşük-orta gelirden üst-orta gelire geçilirken kullanılan ucuz emek ve emek-yoğun endüstrilere sahip olmanın avantajları giderek ortadan kaybolmaktadır. Son yıllarda nispeten düşük büyüme oranları bunu açıkça göstermektedir. Türkiye ağırlıklı olarak yüksek teknoloji ürünler ithal etmekte, buna mukabil orta derece ucuz teknoloji gerektiren işler yapmakta ve ürünler ihraç etmektedir. Maalesef Türkiye orta teknolojik düzeyin üzerine çıkamamaktadır. Bu yüzden mevcut durumda cari açığı kapatması çok güç olmaktadır. Dolayısıyla, gelişmiş ülkeler ligine dâhil olmak için Türkiye, teknoloji geliştirmek ve yenilikçi ve rekabetçi ürünler üretmek konusunda ciddi bir ihtiyaç duymaktadır. Bir ülke ancak politikalarını ve stratejilerini, stratejik hedefleri doğrultusunda geliştirirse, ülkenin içinde bulunduğu sosyal, kültürel ve ekonomik koşulların iyileştirilmesine yönelik bir adım atmış olacaktır. Bu nedenle Ar-Ge faaliyetleri, gelişmiş ülkelerle rekabet edebilmek ve ekonomik olarak güçlü bir ülke olmak açısından çok önemlidir. Üretici bir toplum haline gelmek için Ar-Ge'ye dayalı ekonomi politikaları uygulanmalı ve Ar-Ge yönetim stratejisinin bir parçası değil, stratejinin kendisi olmalıdır.

Dünyanın en büyük 20 ekonomisi içinde yer alan ve Avrupa'nın 6. büyük ekonomisi olan Türkiye, yakın gelecekte dünyanın ilk 10 ekonomisinden biri olmayı ve ihracat değerini 500 milyar dolara çıkarmayı hedeflemektedir. Bu nedenle, içsel büyüme modellerinde belirtildiği gibi, Ar-Ge ve inovasyonda stratejik adımlar atmak, bu alanlara daha fazla kaynak ayırmak ve kendini orta gelir tuzağından korumak için etkin bir şekilde büyümek zorundadır.



Şekil 1. Merkezi Yönetim Bütçesinden Ar-Ge Faaliyetleri İçin Ayrılan Ödenek ve Harcamalar (Not: 2019 yılında dolaylı Ar-Ge giderleri bir önceki yılla aynı TL olarak alınmıştır).

Türkiye 2003 yılından bu yana Ar-Ge desteklerini sürekli olarak arttırmakta ve firmaların Ar-Ge'ye yatırım yapmalarını teşvik etmektedir. Merkezi yönetim bütçesinden Ar-Ge faaliyetleri için ayrılan ödenek ve harcamalar 2008 yılında toplam 3.259,6 milyon \$ (SGP<sup>1</sup>) iken 2019 yılında bu rakam 11.024,3 milyon \$ (SGP) olmuştur (Şekil 1). Bu dönemde devletin Ar-Ge harcamaları neredeyse 3,5 kat artmıştır [18].

Ancak, bu teşviklerin ülke için daha faydalı hale gelmesi için daha etkin Ar-Ge yönetim modellerine ihtiyaç duyulmaktadır.

## 2. BÜTÜNCÜL AR-GE, İNOVASYON VE TEKNOLOJİ YÖNETİMİ

Hayatımızın her aşamasında yer alan Ar-Ge çalışmaları doğrudan insan yaşamıyla ilişkili olup, ülke ve toplumların yaşam kalitesini arttırmak için en önemli yöntemlerden biridir. Japonya, Güney Kore ve İsrail gibi ülkeler, Ar-Ge'ye verdikleri önem sayesinde başarılı Ar-Ge politikaları geliştirmiş ve toplumlarının refah düzeyini arttırmayı başarmıştır [19]. Birçok alanda yapılan yenilikler aynı zamanda toplumların yaşam kalitesini yükseltmiştir.

Burada bir tespit yapmak faydalı olacaktır. Dünyada yaşanan krizlerin incelenmesi ilginç bir sonucu ortaya çıkarmaktadır. Ar-Ge'nin krizlerden etkilenmeyen bir faaliyet alanı olduğu görülmektedir; aksine, kriz zamanlarında Ar-Ge daha fazla getiri

sağlamaktadır [20]. Bu nedenle Ar-Ge'nin verimsiz bir yatırım olduğu ve kaynakların boşa gideceği zihniyeti terk edilmeli, "Ekonomik istikrarı bekleyelim, daha sonra Ar-Ge yapalım" yaklaşımı bırakılmalıdır. Çünkü Ar-Ge yatırımlarına harcanan paranın kısa vadede olmasa bile orta ve uzun vadede yeterli getiri sağladığı kanıtlanmış bir gerçektir [21]. Bu gerçek hem gelişmekte olan ülkeler hem de Türkiye için son derece önemlidir zira bu ülkelerin daha fazla beklemeye tahammülü yoktur.

Bu durumda "İyi bir Ar-Ge için ne yapılmalı?" sorusu gündeme gelmektedir. Son zamanlarda, teknoloji yönetimi kavramı Ar-Ge yönetimini de içeren şemsiye bir terim olarak kullanılmaktadır [22]. Dolayısıyla Ar-Ge'nin nasıl yapılması gerektiğini tanımlamak yerine, öncelikle teknoloji yönetimini ayrıntılı olarak anlamak gerekmektedir.

Teknoloji yönetiminin açık bir tanımı National Research Council tarafından şu şekilde yapılmaktadır [23];

*"Teknoloji yönetimi, bir kuruluşun stratejik ve operasyonel hedeflerini şekillendirmek ve gerçekleştirmek için teknolojik yetenekleri planlamak, geliştirmek ve uygulamak amacıyla mühendislik, bilim ve yönetim disiplinlerini birbirine bağlar."*

Dolayısıyla sadece araştırma ve geliştirme (Ar-Ge) faaliyetlerini yürütmek, günümüzün hızla değişen dünyasına ve yenilikçi ürünlerine rekabetçi bir yanıt vermek açısından yeterli değildir. Amaç daha yenilikçi

<sup>1</sup> SGP: Satın alma Gücü Paritesi (Purchasing Power Parity - PPP)

ürünleri pazara daha hızlı bir şekilde sunmak olmalıdır. Bu nedenle Ar-Ge departmanlarının ürünlerini geliştirme çabaları hem zaman hem de finansal araçlar açısından istenilen düzeyde çıktı sağlayamamaktadır. Dolayısıyla, firmaların teknoloji yönetimi kapsamında Tablo 'de özetlenen alanlarda da yetkin olmaları hayati önem taşımaktadır [24], [25]. Bir işletme Ar-Ge ve teknoloji yönetimi konusunda bütüncül bir yaklaşım benimsemelidir. Etkin bir teknoloji yönetimi için hem listelenen hem de diğer ilgili disiplinlerin / işlevlerin tümü birlikte düşünülmelidir. Teknoloji yönetimi inovasyon faaliyetlerini hızlandırmalı, inovasyon faaliyetlerinin önündeki engelleri kaldırmalıdır.

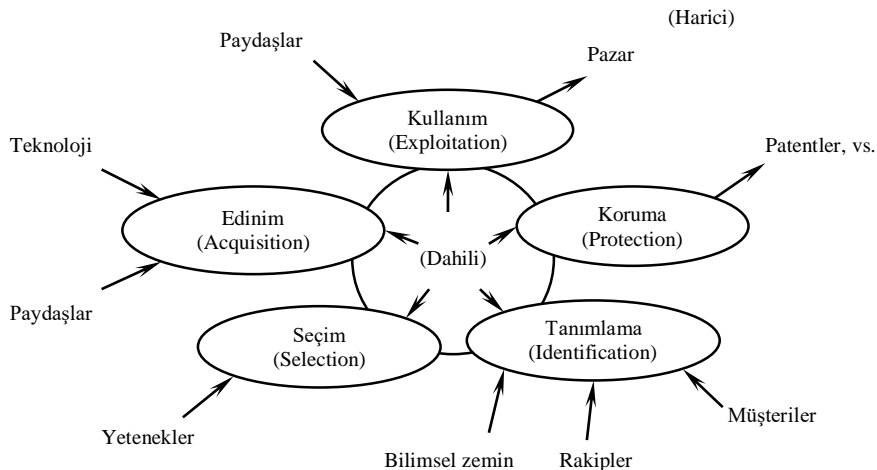
Burada “bütüncül” terimini açıklamakta fayda vardır. Bütüncül terim olarak ilk kez 1920'lerin başında Jan Christiaan Smuts tarafından kullanılmıştır [26]. Kelimenin kökü “holism” olarak geçmekte ve Oxford İngilizce Sözlük tarafından “*Doğada parçaların toplamından daha büyük olan bütünleri oluşturma eğilimi*” olarak tanımlanmaktadır. Bütüncül terimi Ar-Ge ve teknoloji yönetimini farklı parçalar olarak almak yerine “*bütün*” olarak ele almak için kullanılmaktadır. Bu aynı zamanda ünlü filozof

Aristo'nun belirttiği “*bütünün parçalarının toplamından daha fazlası*” olduğu gerçeği ile paralellik göstermektedir [27].

Yukarıda bahsedilen tüm faaliyetler, Şekil 2’de gösterilen Tanımlama (I - Identification), Seçim (S - Selection), Edinim (A - Acquisition), Kullanım (E - Exploitation) ve Koruma (P - Protection), olmak üzere beş teknoloji yönetim sürecine dâhil edilebilir [28]. Phaal ve diğ. (2001) bu çerçeveyi “teknoloji-itmeli (technology-push)” ve “pazar-çekmeli (market-pull)” yaklaşımını içerecek şekilde geliştirmiştir. Bahsedilen tüm bu süreçler bir organizasyonun ticarileştirme ve teknoloji perspektifleri arasında yer almaktadır. Buna ek olarak, organizasyonlar Kullanım, Koruma, Tanımlama, Seçim ve Edinim (ISAEP) gibi destekleyici süreçleri içeren “teknoloji yönetimi” ile strateji, yenilik ve operasyon süreçlerini gerçekleştirebilirler. Böylece, “teknolojinin itmesi” ve “pazarın çekmesi” arasında bir denge sağlanabilir [29]. Bu işlemler, şemada “dâhili” olarak gösterilen “teknoloji tabanı” üzerinde gerçekleştirilir (Şekil 2 ve Şekil 3). “Teknoloji Tabanı” bir kuruluşun temel kaynakları ve yetenekleridir [30], [31].

Tablo 1 Teknoloji yönetimi faaliyet alanları

<ul style="list-style-type: none"> <li>- Teknoloji Planlama</li> <li>- Teknoloji Tahmini</li> <li>- Teknoloji İzleme ve Değerlendirme</li> <li>- Ar-Ge Yönetimi</li> <li>- Proje Yönetimi</li> <li>- Teknoloji Pazarlama</li> <li>- Ürün Geliştirme ve Yönetimi</li> <li>- Teknoloji Stratejileri</li> <li>- Teknoloji Satın Alma</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Teknoloji Transferi</li> <li>- Teknoloji Entegrasyonu</li> <li>- Teknoloji ve Örgütsel Değişim Yönetimi</li> <li>- Bilgi Yönetimi</li> <li>- Fikri Mülkiyet Hakları</li> <li>- İnovasyon ve Teknoloji Sistemleri</li> <li>- Risk Sermayesi</li> <li>- Üniversite ve Araştırma Kurumları ile İş birlikleri</li> </ul>
--	---



Şekil 2. Gregory Çerçevesi (Gregory 1995)

Beş temel süreç, kısaca aşağıdaki şekilde açıklanmaktadır;

- (I) İşletmeler için potansiyel olarak önemli teknolojilerin tanımlanması. Bu süreçte, işletmenin ilgisini çekebilecek iç ve dış teknolojiler incelenir. Pazar araştırmaları, müşterilerin verileri, rakiplerin verileri, dış kaynaklar ve özel forumlar vb. kullanılır.
- (S) Kuruluşun desteklemesi ve tanıtması gereken teknolojilerin seçimi. Bu safhada firma stratejisi ve teknolojik yetenekler dikkate alınmalıdır.
- (A) Teknoloji edinimi ve asimilasyon. İşletmenin kullanacağı temel teknolojileri elde etmek ve / veya geliştirmekle ilgilidir. Birleşme ve devralmalar, lisanslama, ortak girişimler vb. yoluyla Ar-Ge faaliyetleri gerçekleştirilerek yapılabilir.
- (E) Teknolojilerin kullanımı. Sonunda finansal fayda elde etmek için teknolojileri pazarlanabilir ürünlere ve / veya hizmetlere dönüştürme sürecidir.
- (P) Bilginin korunması. Bu süreç fikri haklar yönetimi (IP) yönetimi, bilgi yönetimi vb. faaliyetleri içerir.

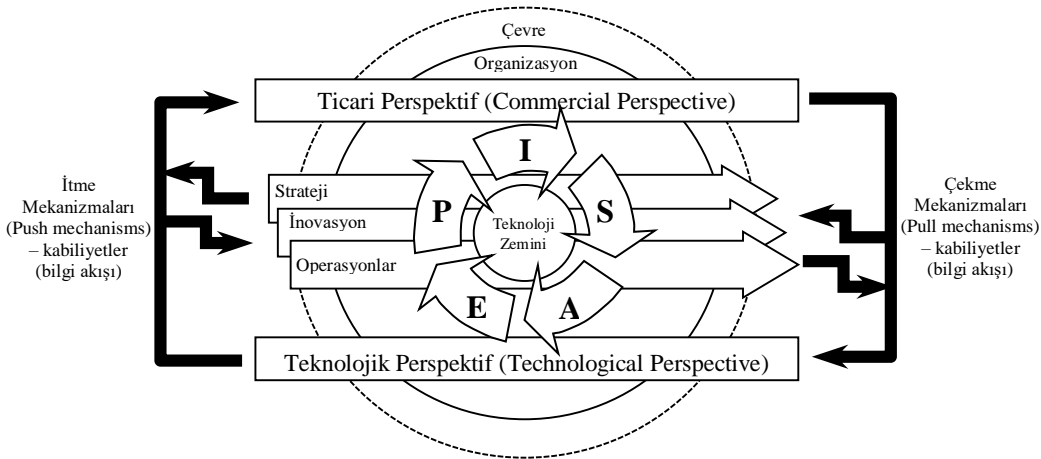
Gelişmekte olan ülkelerin, planlanan Ar-Ge kapasitesine ulaşmaları için bu beş süreci ve diğer entegre faaliyetleri bir bütün olarak yönetebilen Ar-Ge firmalarına ihtiyaçları vardır.

Teknoloji yönetimini destekleyen beş süreç olarak bilinen bu faaliyetler ve teknoloji ve ticarileştirme perspektifleri arasında kalan firmaların

temel stratejisi, inovasyon ve operasyon süreçleri ile bahsedilen entegrasyonlar bütüncül Ar-Ge olarak adlandırılabilir. Herhangi bir eksik adım bugünün ileri teknoloji arenasında rekabeti imkânsız kılacaktır. Zira gelişmiş ülkeler bu enstrümanları oldukça etkili bir şekilde kullanmaktadır.

### 3. TÜRKİYE'DE AR-GE FİNANSMANINDAKİ ARTIŞ VE VERİMLİLİĞİ İÇİN ÖNERİLER

Son yıllarda Türkiye'de Ar-Ge harcamaları giderek artmaktadır. Artış eğilimi, geçmişle kıyaslandığında net olarak görülmektedir. Türkiye'nin toplam Ar-Ge harcaması 2003 yılında 1,6 milyar \$ (SGP)'dan 2018 yılında yaklaşık 62 milyar \$ (SGP)'a yükselmiştir. 2003 yılında mali ve mali olmayan şirketlerin Ar-Ge harcamaları yaklaşık 377 milyon \$ (SGP)'dan 2018 yılında 37 milyar \$ (SGP)'a yükselmiştir. Kamunun Ar-Ge harcamaları ise üniversiteler dâhil 2003'te 1,25 milyar \$ (SGP)'dan 2018 yılında 24,5 milyar \$ (SGP)'a yükselmiştir. Özellikle kamu harici şirketlerin bu dönemdeki Ar-Ge harcamalarındaki artışın belirgin bir şekilde yüksek olduğu görülmektedir. Bu şirketlerin toplam Ar-Ge harcamaları yaklaşık 100 kat artmıştır [32]. Bu rakamlar oldukça heyecan verici ve gelecek için de cesaret vericidir. Aynı zamanda bilgi üreten bir ekonomiye sahip Türkiye hakkında önemli noktalara işaret etmektedir. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığının Ar-Ge faaliyetlerini desteklemek için inisiyatif alması da bu konudaki önemli adımlardan birisidir.



Şekil 3. Phaal Çerçevesi [29]

Diğer yandan her ne kadar geçmişe göre oldukça iyi olsa da Türkiye bugün gayrisafi milli hasılasının ancak %1'ini Ar-Ge için ayırabilmektedir. Oysa gelişmiş ülkelerde bu oran %3'ler mertebesindedir. Bu orana ulaşmak için ilgili makamlar tarafından hedefler konulmuştur. Buna göre, yakın gelecekte Ar-Ge harcamalarının gayri safi milli hasılasının % 3'ünü oluşturacağı belirtilmektedir [33]. Ayrıca, bu harcamanın en az üçte ikisinin özel sektör tarafından yapılması planlanmaktadır. Ancak bu nasıl mümkün olacaktır? Özel sektör bu hedefi gerçekleştirebilir mi? Altyapısı ve daha da önemlisi yeterli insan kaynakları bulunmakta mıdır? Bu hedefe ulaşmak için özel sektöre yönelik bir yol haritası mevcut mudur?

İnsan kaynaklarına yatırım yapmak, Ar-Ge bilinci ve yenilikçi çıktılar oluşturmak için öncelikli hedeflerden biri olmalıdır. Beşeri sermayenin ve etkin yönetiminin; verimli, yenilikçi bir işletmenin önemli unsurları olduğu açıktır [34], [35]. Literatürde, bir işletmenin günümüzün hızla değişen bilgi ekonomisinde rekabetçi olması için inovasyon ve Ar-Ge faaliyetleri gerçekleştirebilecek yetenekli ve çok yönlü insan kaynaklarına sahip olması için iki farklı yaklaşım bulunmaktadır. Bir yaklaşım sadece insan kaynakları yönetiminin yeni işe alım tarafına konsantre olurken, diğer yaklaşım mevcut insan kaynağına yatırım yapıp, motive etmeye konsantre olmaktadır. [34]. Her iki yaklaşım da doğrudur ve günümüzün bilgi tabanlı şirketlerinde bunların hibrit bir versiyonu uygulanmalıdır. Eğitim, bir işletmedeki bilgiyi etkileyen en önemli faktördür. Bu bağlamda teknoloji yönetimi konusunda eğitim teşvik edilmeli, firmaların Ar-Ge üst düzey yöneticileri teknoloji yönetimi konusunda çeşitli lisansüstü ve / veya sertifika programlarına yönlendirilmelidir. Öncelikli olarak bu eğitim programları desteklenmelidir. Teknoloji yönetimini bilen insan kaynakları ile yürütülen Ar-Ge projeleri çok daha başarılı olacak ve böylece devletin verdiği / vereceği teşvikler daha etkin kullanılacaktır. Ar-Ge yapmayı bilen personel sağlanacak olan Ar-Ge teşviklerini daha doğru kullanacak, çıktılarını katma değere dönüştüreceklerdir. Bugün verilen desteklerin ne kadarının katma değerli çıktıya dönüştüğü tartışılan önemli konulardan biridir. Bir diğer önemli husus da doktoralı Ar-Ge personelinin mevcudiyetidir. İşletmelerde çalışan doktoralı Ar-Ge personel sayıları artırılmalıdır. Bu konuda atılan adımlar maalesef yeterli değildir. Elbette ki sayı artırmanın temel felsefesi nitelik olmalıdır.

**Öneri 1:** Ar-Ge yönetim ekipleri, devletin koyduğu Ar-Ge hedeflerine ulaşmak için teknoloji yönetimi konusunda eğitime tabi tutulmalıdır. Önce

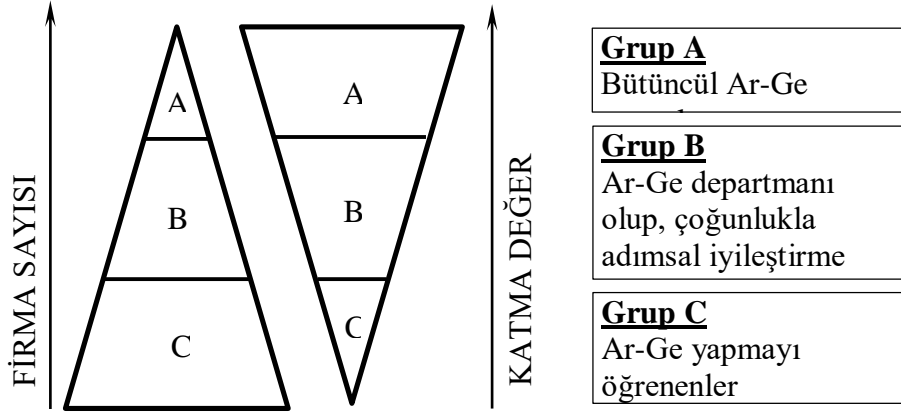
eğitime destek verilmeli, sonra bu eğitimi alan ekiplere Ar-Ge desteği sağlanmalıdır.

Bir diğer önemli faktör, Ar-Ge faaliyetleri yürüten firmaları Ar-Ge yaklaşımları açısından sınıflandırmaktır. Aşağıdaki çizimde görüldüğü gibi, bütüncül Ar-Ge faaliyetleri gerçekleştirebilen az sayıda firma çok daha büyük bir katma değer yaratmaktadır (Şekil 4) A Grubu firmaların bulunması zor ve değerlidir. Grup B ve C, Grup A ile aynı değerlendirilmemelidir.

Bu nedenle, Ar-Ge için finansman sağlamada önemli olan nokta, teşvik verirken şirketlerin önceliklendirilmesi gerekliliğidir. Belirlenen kriterlere göre seçilen her firma veya projeye, küçük kaynaklar vererek teşvik etmek, büyük hedefler gerçekleştirmek için yeterli değildir. Bu tür destekler sadece piramidin altındaki şirketleri Ar-Ge yapmaya teşvik etmek için sağlanabilecek destekler olabilir veya adımsal iyileştirmeler yapan ve ürünlerini bir adım daha ileriye götüren şirketleri motive edebilir. Tabii ki, bu tarz teşviklere de ihtiyaç vardır. Ancak katma değer maalesef beklendiği kadar çok olmayacaktır. Bu yöntemle, yıkıcı yeniliklerle hareket edecek, alışkanlıkları değiştirecek ve yeni bir Facebook, yeni bir Google veya yeni bir Apple olacak firmaları ortaya çıkarmak imkânsızdır. Ayrıca, amaçlanan Ar-Ge kapasitesine ve dolayısıyla hedeflenen üretim ve ihracat rakamlarına ulaşmak asla mümkün olmayacaktır. Tüm bunlar piramidin üst kısmında yer alan, bütüncül Ar-Ge yapan firmaları seçerek ve bunları tutarlı bir şekilde destekleyerek mümkün olabilir. Türkiye'deki her bireyin oldukça hızlı koşucuların bulunduğu bir maratona katılması imkânsızdır. Maraton katılımcıları, iyiler arasından seçilmeli, hazırlanmalı ve sürekli desteklenmelidir.

**Öneri 2:** Devlet desteklerinin hedefe ulaşmasını sağlamak için piramidin tepesinde yer alan, seçilecek firmalara öncelik verilmeli ve bütüncül Ar-Ge yapanlar sürekli olarak desteklenmelidir.

Ar-Ge yolculuğuna uzun zaman önce başlayan ve Ar-Ge'ye büyük miktarlarda kaynak tahsis eden gelişmiş ve büyük firmalarla rekabet edebilecek firmalara ihtiyaç vardır. Destek mekanizmaları bu yarışmaya katılabilecek firmaları öncelikli olarak hedeflemelidir. Güney Kore örneğinde görüldüğü gibi, bu firmalar güdümlü teşvik mekanizmalarıyla desteklenmeli ve küresel devlerin en üst ligine liderlik edebilecek firmalara dönüştürülmelidir [36]. Samsung, LG, Hyundai gibi markalar bugün hepimizin bildiği uluslararası arenada görünen Güney Koreli firmalardır.



Şekil 4. Bütüncül Ar-Ge ve katma değeri (Holistic R&D and its added value)

Ar-Ge teşvikleri verilirken firmanın büyüklüğünden ziyade firmanın ürettiği katma değere bakılmalı buna göre oranlar belirlenmelidir. Ayrıca firmanın ihracat potansiyeli de teşvik belirlenirken dikkate alınmalıdır. Bu yaklaşım firmanın global dünyada da var olmasına ve daha dayanıklı bir yapıya sahip olmasına katkı sağlayacaktır. Firmaların uluslararası rakipleriyle rekabet edebilmeleri için teknolojik üstünlüğe sahip olması gerekir. Teknolojik üstünlük ancak iyi ve uygulanabilir bir Ar-Ge stratejisiyle mümkün olabilir.

Öte yandan diğer önemli bir konu da, prototipe ulaşıldığında Ar-Ge sürecinin tamamlanmamış olduğu gerçeğidir. Dolayısıyla süreçler, Ar-Ge çıktısı ile ticari bir ürün ve / veya hizmet elde etmek için gereken diğer tüm adımları da kapsamalıdır. Ticarileştirmeden sorumlu ekip, araştırma ve geliştirmeden sorumlu teknik ekiple birlikte çalışmalıdır. Ticarileştirme faaliyetleri ile teknoloji geliştirme faaliyetlerinin olabildiğince birlikte yürütülebildiği mekanizmalar oluşturulmalıdır. İşin başında ticarileştirme süreçleri de planlanmalı, finansman modelleri geliştirilmelidir. Böyle bir yaklaşımın yokluğunda, geliştirilmiş olan teknolojilerin ölüm vadisinin ötesine geçmesi oldukça zordur. Nitekim dünyada geliştirilen her yüz teknolojiden sadece onu sanayi ile buluşabilmektedir. Bu on ürünün de sadece biri ticari başarı göstermektedir. Bu oran oldukça düşüktür ve Türkiye'nin bunu karşılayabilecek zaman ve kaynağı yoktur. Türkiye daha fazla ürününü ticari başarıya dönüştürmek zorundadır. Ölüm vadisinin ötesine geçmek için yeni modellere ve destek mekanizmalarına ihtiyaç vardır. Ayrıca teknoloji geliştirme ve ticarileştirme süreçlerinin şekillendirilmesinde üniversitelerin rolü de artırılmalıdır.

Halihazırda KOSGEB ve TÜBİTAK aracılığıyla kullanılan desteklerin büyük bir kısmı prototip aşamasına kadar olan, fikrin bir deneme

ürününe dönüşmesi süreci için maddi kaynak sağlamaktadır. Oysa ticari başarıya ulaştırmak için bu prototiplerin demonstrasyonlarının hayata geçirilmesi, standardizasyon süreçlerinin tamamlanması, ilk ticari örneklerinin ortaya konması, ilk müşterilerinin oluşması ve kritik pazar payına ulaşması gibi aşamalar vardır. Bunların tamamı maddi kaynak gerektirmekte olup, bir başlangıç firmasının (start-up) bu süreçleri kendi imkanları ile finanse edebilmesi mümkün değildir. Büyük şirketlerin bile yeni gelişmekte olan, riskin yüksek olduğu, henüz pazarın olmadığı ileri teknolojilere (cutting-edge) ilgi göstermesi maddi kaygılar nedeniyle maalesef mümkün olamamaktadır. İşte bu bariyerlerin aşılması için desteklerin ya da destek sağlayacak mekanizmaların oluşturulması gerekmektedir. Ancak bu sayede teknolojik hazırlık seviyesi (TRL – Technology Readiness Level) 1'den 9'a tüm süreci destekleyebilen bir yenilik ekosistemi oluşturulabilir.

Covid 19 Pandemi döneminde bir başlangıç firması (start-up) olan Biosys firmasının başarısı tüm süreçlerin desteklenmesinin olumlu sonucuna önemli bir örnektir. Biosys aslında TÜBİTAK desteği ve Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı desteklerini daha önceden almış, ancak dikkat çeken ticari bir performans maalesef gösterememiştir. Ne zaman ki bizzat devlet eliyle nihai ürüne müşteri olmuş, seri üretimi için destek sağlanmış ve ticarileşmesine katkı sağlanmış, işte o zaman ürün ihraç edilerek tüm dünya pazarlarında boy göstermeye başlamıştır. Bunun gibi başka örnekler de vermek mümkündür. Örneğin savunma alanında geliştirilen teknolojilerin bizzat müşterisi olunarak bunların ticarileştirilmesi sürecine önemli katkı sağlanmaktadır. TUSAŞ, ASELSAN, Baykar ve Mir ArGe şirketlerinin yaptığı kimi çalışmalar örnek olarak gösterilebilir. Örneğin bugün TUSAŞ'ın ihtiyaç duyduğu bir teknoloji veya ürün geliştirildiğinde bu ürüne TUSAŞ tarafından alım desteği verilmekte, belli miktarda sipariş garanti edilmektedir.



**Öneri 3:** Tüm Ar-Ge destekleri, yalnızca ürünün prototip aşamasına kadar değil, ticari hale getirilene kadar devam ettirilmelidir.

Sonuç olarak, Ar-Ge tabanlı tedarik, teknoloji tedariki, teknoloji yönetimi ve bütüncül Ar-Ge yönetimi hakkında bilgi sahibi Ar-Ge liderlerini eğitmek öncelikli hedeflerden biri olmalıdır. Buradaki en önemli nokta, elbette, nitelikli insan gücüdür. Ar-Ge faaliyetlerinin, Ar-Ge literatürünü kavrayan, teknolojik değişiklikleri takip eden, araştırma ve geliştirme sistematiğini bilen ve lisansüstü eğitime ve hatta doktora derecesine sahip güçlü bir akademik tarafı olan kişiler tarafından gerçekleştirilmesi önemlidir. Akademik dilinden anlayan, sanayide çalışan Ar-Ge çalışanları Üniversite Sanayii İşbirliğinin gelişmesine de katkı sağlayacaktır. Üniversite ve sanayi işbirliğinde yürütülecek Ar-Ge projeleri ile uluslararası akademik dünyada da söz sahibi olmak mümkün olacaktır. Akademi işe dönüşen, rafta kalmayan projeler yapacak, önce ülke sanayisine katkı sağlayacak sonra da akademik çıktılarla kendi kariyerini ilerletebilecektir. Tam bir kazan-kazan modeli söz konusu olacaktır. Özetle, eğitilmiş, yetkin insan kaynağı ile sorunları derinlemesine inceleyebilir ve keşfedilmiş olanı keşfetmek için zaman ve para harcamak yerine fark oluşturabilecek ayrıntıları yakalayabiliriz.

Ayrıca, bütüncül Ar-Ge yapabilecek firma sayısını artırmak için yeni politikalar geliştirilmelidir; doğru firmalar seçilmeli, ticari başarı elde edilene kadar desteklenmeli ve küresel pazarlarda yer almaları sağlanmalıdır.

Özel sektör şirketleri yapmış oldukları yatırımı çok kısa süre içerisinde katma değere dönüştürmek istemektedirler. Öte yandan bu şirketler %100 kazanmayacakları, kendilerince yüksek riskli görünen projelere yatırım yapmaktan imtina etmektedirler. Oysa ileri-yüksek teknolojiler doğası gereği risk içeren teknolojilerdir. Ancak, bu alanlarda kayda değer Ar-Ge faaliyeti yürütüldüğünde çok büyük gelir üretmek, ekonomiyi sıçratmak mümkün olmaktadır. Maalesef özel sektörün bahsedilen bu “garantici” yaklaşımı firmaların ve dolayısıyla da ülkelerin yüksek teknoloji alanında gelişmesine engel teşkil etmektedir. Özel sektörü daha riskli alanlarda Ar-Ge yapmaya teşvik edecek mekanizmaların devlet tarafından oluşturulması gerekliliği de bir gerçektir. Ar-Ge çalışmalarının başarısızlığa uğramasının en önemli sebeplerinden birisi de yeterli sabrın gösterilememesidir. Yöneticiler hızlı sonuç almak ve Ar-Ge'nin sonuçlarını en kısa zamanda görmek istemektedirler. Yapılan Ar-Ge yatırımının yaygın etkisi hemen görülemezince uygulanan programın verimsiz olduğu düşüncesi ve bir şey çıkmayacağı kanaatiyle belki de ileride çok faydalı olacak bir yatırım ya da başlatılan bir destek mekanizması,

programı sonlandırılmaktadır. Başlanan bir Ar-Ge çalışması sonuca ulaşılmadan veya yeterli olgunluğa ulaşmadan kısa sürede kapatılmamalıdır. Ar-Ge çalışmalarının en önemli amaçlarından birinin de birikim oluşturmak olduğu asla unutulmamalı ve bu yolda sabırla, üzerine ekleye ekleye hedefe ulaşılabilmesi hatırlanmalıdır.

#### 4. SONUÇ

Bu çalışmada teknoloji yönetiminin bir bütün olarak ele alınması gerektiği vurgulanmış ve ülkemizin hem ekonomik ve hem de politik gücünün artması ve dünyada çok daha etkin olabilmesi için güçlü bir teknoloji ekosistemine sahip olması gerektiği belirtilmiştir. Bu ekosistemin oluşturulabilmesi için sistematik, hedefi iyi belirlenmiş, kaynakların çok etkin kullanıldığı bir yapının gerekliliği tespit edilmiştir. Bu doğrultuda ülkemizin nasıl hareket etmesi gerektiğine dair öneriler yapılmıştır. Buna göre; 1) Ar-Ge yöneticileri, devletin koyduğu Ar-Ge hedeflerine ulaşmak için teknoloji yönetimi konusunda eğitime tabi tutulmalıdır. Önce eğitime destek verilmeli, sonra bu eğitimi alan ekiplere Ar-Ge desteği sağlanmalıdır. 2) Devlet desteklerinin hedefe ulaşmasını sağlamak için piramidin tepesinde yer alan, seçilecek firmalara öncelik verilmeli ve bütüncül Ar-Ge yapanlar sürekli olarak desteklenmelidir. 3) Tüm Ar-Ge destekleri, yalnızca ürünün prototip aşamasına kadar değil, ürün ticari hale getirilene kadar devam ettirilmelidir.

Ar-Ge çalışmalarının en önemli amaçlarından birinin de birikim oluşturmak olduğu asla unutulmamalı ve bu yolda sabırla, üzerine ekleye ekleye hedefe ulaşılabilmesi gerçeği her zaman göz önünde bulundurulmalıdır.

#### TRUE INTERPRETATION OF R&D: HOLISTIC R&D, INNOVATION AND TECHNOLOGY MANAGEMENT

In this study, research and development (R&D) activities are evaluated in terms of the difficulties in performing R&D itself by focusing on converting the output into the products, namely, adding value. Several recommendations are made in order to achieve the best results in R&D activities. Considering as an investment, it is stated that R&D is the driver of economic development of any countries. The importance of funding R&D activities not only until it reaches the prototype stage, but its output commercialize is also emphasized strongly.

**Keywords:** Research and Development; R&D; Innovation; Technology; Technology Management

## KAYNAKÇA

- [1] J. A. Schumpeter, *The Theory of Economic Development: An Inquiry Into Profits, Capital, Credit, Interest, and the Business Cycle*. Transaction Publishers, 1934.
- [2] P. H. Er, "Giriřimcilik ve Yenilikçilik Kavramlarının İktisadi Düşüncedeki Yeri," *Selçuk Üniversitesi Sos. Bilim. Enstitüsü Derg.*, vol. 29, pp. 75–85, 2013.
- [3] S. Krogh, "Anticipation of organizational change," *J. Organ. Chang. Manag.*, vol. 31, no. 6, pp. 1271–1282, 2018.
- [4] P. Král and V. Králová, "Approaches to changing organizational structure : The effect of drivers and communication ☆," *J. Bus. Res.*, vol. 69, no. 11, pp. 5169–5174, 2016.
- [5] E. G. Carayannis, E. T. Samara, and Y. L. Bakouros, *Innovation and Entrepreneurship: Theory, Policy and Practice*. Cham: Springer International Publishing, 2015.
- [6] M. A. Schilling and R. Shankar, *Strategic Management of Technological Innovation*, 6th ed. New York: McGraw-Hill, 2020.
- [7] J. R. Cooper, "A multidimensional approach to the adoption of innovation," *Manag. Decis.*, vol. 36, no. 8, pp. 493–502, Oct. 1998.
- [8] L. Freeman, C., Clark, J., Soete, *Unemployment and technical innovation: a study of long waves and economic development*. Frances Pinter, 1982.
- [9] U. Akcigit and T. Nicholas, "History, Microdata, and Endogenous Growth," *Annu. Rev. Econom.*, vol. 11, pp. 615–633, 2019.
- [10] C. Greenhalg and M. Rogers, *Innovation, Intellectual Property, and Economic Growth*. Princeton, New Jersey: Princeton University Press, 2010.
- [11] N. Forbes and D. Wield, "What is R&D? Why does it matter?," *Sci. Public Policy*, vol. 31, no. 4, pp. 267–277, Aug. 2004.
- [12] OECD, *Frascati Manual 2015*. Paris: OECD Publishing, 2015.
- [13] V. Chiesa, *R&D Strategy and Organisation - Managing Technical Change in Dynamic Contexts*, vol. 5, no. 2007. 2001.
- [14] P. Khoshnevis and P. Teirlinck, "Performance evaluation of R&D active firms," *Socioecon. Plann. Sci.*, vol. 61, pp. 16–28, 2018.
- [15] J. H. Seo and D. Cho, "Analysis of the Effect of R&D Planning Support for SMEs Using Latent Growth Modeling," *Sustainability*, vol. 12, no. 1018, pp. 1–16, 2020.
- [16] C. Petti, L. Rubini, and S. Podetti, "Government Support and R & D Investment Effectiveness in Chinese SMEs : A Complex Relationship," *Asian Econ. Pap.*, vol. 16, no. 1, pp. 201–226, 2017.
- [17] S. M. S. Krammer, "Science, technology, and innovation for economic competitiveness : The role of smart specialization in less-developed countries," *Technol. Forecast. Soc. Chang.*, vol. 123, no. June, pp. 95–107, 2017.
- [18] TurkStat, "Central Government Budget Appropriations and Outlays on R&D, 2008–2016," 2019. [Online]. Available: [http://www.turkstat.gov.tr/PreTablo.do?alt\\_id=1082](http://www.turkstat.gov.tr/PreTablo.do?alt_id=1082). [Accessed: 22-May-2020].
- [19] IRI, "2016 Global R&D Funding Forecast," *Industrial Research Institution*, Arlington, 2016.
- [20] M. Cincera, C. Cozza, A. Tübke, and P. Voigt, "Doing R&D or not (in a crisis), that is the question...," *Eur. Plan. Stud.*, vol. 20, no. 9, pp. 1525–1547, 2012.
- [21] G. K. Morvey and S. S. Dugal, "Corporate R & D Spending During a Recession," *Res. Technol. Manag.*, vol. 35, no. 4, pp. 42–45, 1992.
- [22] T. Talonen and K. Hakkarainen, "STRATEGIES FOR DRIVING R & D AND Three related strategies are," *Ind. Res.*, pp. 54–61, 2008.
- [23] National Research Council, *Management of Technology: The Hidden Competitive Advantage*. Washington, DC: The National Academies Press, 1987.
- [24] D. Çetindamar, R. Phaal, and D. Probert, *Technology Management*, Second. Newyor, NY: Palgrave, 2016.
- [25] W. Wu, Y. Liu, and T. Chin, "The effect of technology management capability on new product development in China's service-oriented manufacturing firms: a social capital perspective," *Asia Pacific Bus. Rev.*, vol. 2381, pp. 1–21, 2018.
- [26] J. C. Smuts, *Holism and Evolution*. Macmillan, 1926.
- [27] A. L. H. Mary Jo and Cunliffe, *Organization Theory. Modern, Symbolic, and Postmodern Perspectives*, 3th ed. Oxford University Press, 2013.
- [28] M. Gregory, "Technology management - a process approach," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part B J. Eng. Manuf.*, vol. Vol 209, no. 14, pp. 347–356, 1995.
- [29] R. Phaal, C. J. P. Farrukh, and D. R. Probert, "A framework for supporting the management of technological innovation," *Eng. Dep. Univ. Cambridge*, pp. 1–14, 2001.

- [30] B. Zhu, T. X. Yu, H. Zhang, and X. M. Tao, "Experimental investigation of formability of commingled woven composite preform in stamping operation," *Compos. Part B Eng.*, vol. 42, no. 2, pp. 289–295, 2011.
- [31] Y. Zhang and M. Gregory, *Value Creation through Engineering Excellence*. Cham: Pgrave Macmillan, 2018.
- [32] TurkStat, "Gross domestic expenditure on R&D by sector and source of funds," 2019. [Online]. Available: [http://www.turkstat.gov.tr/PreTablo.do?alt\\_id=1082](http://www.turkstat.gov.tr/PreTablo.do?alt_id=1082). [Accessed: 22-May-2020].
- [33] TÜBİTAK, "Science, Technology, and Innovation in Turkey 2012," 2012. [Online]. Available: [https://www.tubitak.gov.tr/sites/default/files/s ti\\_in\\_turkey\\_2012.pdf](https://www.tubitak.gov.tr/sites/default/files/s ti_in_turkey_2012.pdf). [Accessed: 22-Nov-2016].
- [34] M. W. Staniewski, "Management of Human Resources in the Aspect of Innovativeness," *Contemp. Econ.*, vol. 5, no. 1, pp. 84–91, 2011.
- [35] H. Santos-Rodrigues, P. F. Dorrego, and C. F. Jardon, "The Influence Of Human Capital On The Innovatiness Of Firms," *Int. Bus. Econ. Res. J.*, vol. 9, no. 9, pp. 53–63, 2010.
- [36] OECD, *Industry and Technology Policies in Korea*. 2014.

# Çok Fonksiyonlu Paralel Geçit Merdiveni Tasarımı, Analizi ve Üretimi

Yavuz Sümer\* 

SABANCI Üniversitesi  
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi  
Mekatronik Mühendisliği Programı  
İstanbul

Bekir Bediz 

SABANCI Üniversitesi  
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi  
Mekatronik Mühendisliği Programı  
İstanbul

## Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 28-08-2020

Kabul: 03-10-2020

\*Sorumlu Yazar: Yavuz Sümer

Email: yavuzsumer@sabanciuniv.edu

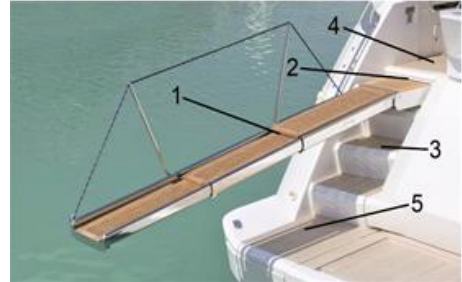
Deniz ve hava araçlarında yolcuların transferini sağlamak için geçici köprü sistemi olan geçit merdivenleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada fonksiyonel paralel geçit merdiveni tasarımı, analizi ve üretimi yapılarak deniz aracına monte edilmiştir. Bu tasarım sayesinde, geleneksel geçit merdivenlerinin fonksiyonelliğinin ve istiflenmiş verimliliğinin artırılması sağlanarak nispeten daha uzun geçit merdivenleri elde edilmiş ve yer kısıntısı olan yatlara uygulanması kolaylaştırılmıştır. Tasarım aşamasında, öncelikle sistemin çubuk mekanizmaları ile kavramsal tasarımı tamamlanmıştır. Ardından 3B modellemenin gerçekleşmesi adına tasarım parametrelerini kolaylıkla elde edebilmek için analitik olarak kinematik analizi yapılmış ve hareket denklemleri MATLAB yardımı ile çözülmüştür. Elde edilen verilere göre sistemin 3B tasarımı bilgisayar destekli tasarım (CAD) programı SolidWorks ile ilgili kurallar (DNVGL-ST-0358) ve uygulanan yatın tasarım limitleri dikkate alınarak modellenmiştir. Modelin statik analizi sonlu elemanlar analizi ANSYS Workbench programı kullanılarak sağlanmıştır. Kompleks tasarımlarda sistemi hareket ettiren eyleyiciler için gerekli kuvvetin hassas bir şekilde hesaplanmasındaki zorluklar nedeni ile ANSYS Katı Cisimler Dinamiği modülü kullanılmış, kuvvet ve kinematik analiz sonuçlarına göre uygun hidrolik pistonlar seçilmiştir. Aynı zamanda analitik olarak elde edilen kinematik analiz sonuçları ANSYS ile doğrulanmıştır. Tasarım isterlerine göre nihai tasarımı yapılan geçit merdiveni üretilmiş ve yata uygulanmıştır.

*Anahtar Kelimeler: geçit merdiveni, paralel mekanizma, sonlu elemanlar analizi, kinematik ve kuvvet analizleri*

## GİRİŞ

Geçit merdiveni deniz ve hava araçlarında yolcuların araç ile kara arasında güvenli bir şekilde transferini sağlayan genellikle hareketli geçici köprü sistemleridir. Çeşitleri kullanım alanlarına (yat, kargo, tanker vb.), işlevselliğine (katlanır, teleskopik, döner ve sabit), malzemesine (ahşap, alüminyum, çelik, kompozit vb.) ve montaj tipine (iç ve dış) göre değişmekle beraber bu çalışmanın uygulama alanı olan yatlarda genellikle estetik görünümün sağlanabilmesi adına dahili olarak monte edilen ve teleskopik açılabilen kompakt geçit merdivenleri tercih edilmektedir (Şekil 5). Şekilde gösterildiği üzere teleskopik kasetlerden (1 numaralı) oluşan sistem üst güverte (4) ile yüzme platformu (5) arasında geçişi sağlayan sabit merdivenin (3) üst basamaktaki (2) boşluktan teknenin gövdesine doğru açılan boşluğa kasalı kutu halinde monte edilerek ve sistemi ileri-geri hareketini sağlayan mekanizma ile birlikte monte edilmektedir. Teknenin karakteristiğine bağlı nispeten daha uzun geçit merdivenleri gerektiğinde teleskopik

kademelerin sayısının ve uzunluğunun artırılması ve sistemi açıp-kapanan eyleyicilerin bu boşlukta yer alması bu tipteki geçit merdivenlerinin yer kısıntısı olan teknelerde kullanımını zorlaştırmaktadır.



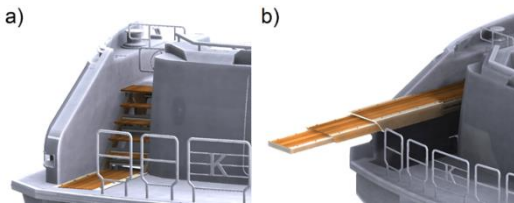
Şekil 1. Geleneksel geçit merdiveni [1]

Literatürde Grimaldi [2] manuel taşınabilir tipte, Besenzoni [3] teleskopik açılan ve harici monte edilen tipte, Franceschi ve arkadaşları [4] teleskopik dahili monte edilen ve gizlenebilen tipte, Sacco [5]

teleskopik açılan döner ve gizlenebilir tipte geçit merdiveni geliştirmiştir. Ancak bu tasarımlar estetik açıdan [2,3] ve montaj koşullarından [4,5] dolayı yeterli saklama kapasitesine sahip olmayan yatlar için uygun değildir.

Literatürde geliştirilen geçit merdiveni tasarımlarında sıklıkla kinematik, kuvvet ve statik analiz yöntemleri uygulanmıştır. Salzmann [6] hareket dengelemeli paralel geçit merdiveni sisteminde ve Yu [7] çalışmasında geçit merdivenin ucu ile iskele arasındaki teması dengelemek için kinematik, kuvvet ve statik analiz uygulamıştır. Stüberg ve Amundsen [8] geçit merdivenin bağıl hareketini azaltıcı kontrol sisteminde, Li ve arkadaşları [9] hareketli iki deniz yapısını bağlayan geçit merdiveni sistemi için kinematik analiz uygulamıştır. Son olarak, Genç [10] dört kademeli teleskopik geçit merdiveni için, Yunus [11] taşınabilir geçit merdiveni için ve Kumar [12] iskele geçit merdiveni için statik analiz uygulamıştır.

Bu çalışmada yatlarda kullanılan kasalı (dahili monte edilen) tipteki geçit merdivenlerinin istiflenmiş verimliliğinin ve fonksiyonelliğinin artırılarak, tekne gövdesinde depolama için yer problemi olan yatlara uygulanması üzerine yattaki estetik tasarımı koruyan fonksiyonel paralel geçit merdiveni mekanizması geliştirilmiştir (Şekil ). Geçit merdiveni, Şekil .a'da gösterildiği üzere, tekne seyir halinde iken yani yolcuların kara ile transferini sağlamak için kullanılmadığı durumda güverteler arası geçişi sağlayan merdiven görevi de görmektedir. Teleskopik kasetler merdivenin uç noktasına eklenmiştir. Bu pozisyonda kasetler teknenin yüzme platformunda açılan boşlukta güverte ile üst yüzeyleri çakışık olacak şekilde geçit merdivenini gizlemek için konumlandırılmıştır. Paralel 4-çubuk mekanizması sayesinde geçit merdiveni, Şekil .b'de tamamen açılmış pozisyonda gösterildiği üzere, yolcuların karaya güvenli bir şekilde transferini sağlamak adına geçici köprü sistemi oluşturmaktadır.



Şekil 6. Fonksiyonel paralel geçit merdiveni

Geliştirilen mekanizma sayesinde geçit merdiveni kara ile transfer amaçlı kullanılmadığı durumlarda güverteler arası geçişi üstlenerek fonksiyonellik kazanmıştır. Ayrıca eski tipteki sistemlerde olduğu gibi kutu halinde teknenin gövdesi içerisinde sınırlanmadığından dolayı yer problemi olan teknelere uygulanmasını kolaylaştırmıştır.

Üstelik teleskopik kasetler merdivenin uç noktasından uzamaya başladığı için (geleneksel tipte daha geride, sabit merdivenin üst basamak noktasında) ve sistemi açıp/kapatan eyleyicilerin de yüzme platformunda konumlanan teleskopik kasetler içinde yer almasından dolayı (geleneksel tipte gövde içerisinde açılan kutu şeklindeki boşlukta yer olarak ek hacim kaplamakta) nispeten daha uzun geçit merdivenleri elde edilmektedir.

## TASARIM GEREKSİNİMLERİ

Geçit merdivenin tasarım süreci boyunca ilgili kurallar ve standartlar (DNVGL-ST-0358) [13] ile teknenin karakteristik özellikleri [14] dikkate alınmıştır. İlgili kurallar ve standartlara göre:

- Deniz korozyonu, deniz ekipmanlarının malzeme seçiminde önemli bir faktördür ve tasarım korozyona karşı dayanıklı olmak zorundadır.
- Teknenin pozisyonuna göre iskele (kara) ile arasında yükselti farkı olabilmektedir. Güvenli bir şekilde transferin gerçekleşmesi adına bir dönme özelliği olmalıdır ve operasyonel dönme açısı en fazla 15 derece ile sınırlandırılmıştır.
- Yolcuların güvenli bir şekilde yürüme yolunu kullanabilmesi için geçit merdivenin geçiş yolunun eni ve bu yoldaki tirabzanların (merdiven korkuluğu) yüksekliği sırasıyla en az 0.6 ve 1 metre olmalıdır.
- Normal ve acil durum koşullarında, bir kişi (120 kg) ve 3 kişi (350 kg/bir kişinin sedyede taşınma durumu) yük kapasitesinde iken, sistemin emniyet katsayısı akma dayanımı kriterine göre sırasıyla en az 1.5 ve 1.1 olmalıdır.
- Tirabzanların ayakları arasındaki mesafe 1.5 metreden fazla olmamalı ve merdivenin basamakları arasındaki mesafe en fazla 0.24 metre olmalıdır.
- Geçit merdivenin emniyet uzunluğu yani teknenin uç noktasından iskele ile olan mesafesi 1.5 metreden az olmamalıdır.

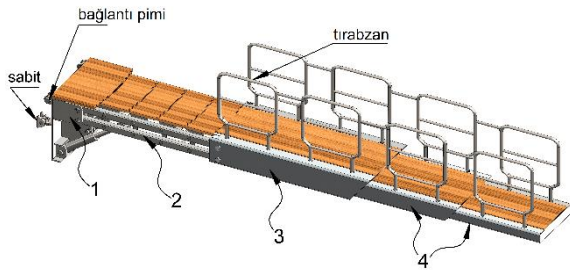
Teknenin tasarım sınırlarına ve karakteristik özelliklerine göre:

- Geçit merdivenin maksimum çalışma uzunluğu 5.6–6 metre arasında olmalıdır. (Emniyet uzunluğu dikkate alındığında geçit merdivenin başlangıç noktasının teknenin uç noktası ile olan mesafesi 4.1 metre olduğundan dolayı tam boyda minimum uzunluk 5.6 metre olarak belirlenmiştir.)
- Geminin dengesinin sağlanması adına denge hesaplarına göre geçit merdivenin ağırlığı 1 tonu geçmemelidir.

- Sistemin tamamen açılma süresi bir dakikadan fazla olmamalıdır.
- Teknedeki güverteler arası mesafe 1.2 metre ve alt güvertede açılabilir en fazla derinlik 0.6 metre olduğundan dolayı, geçit merdiveninin yüksekliği 1.8 metreden fazla olmamalıdır.
- Teknedeki sabit olan merdivenin yerine geliştirilen paralel 4-çubuk merdiven konumlandırılacağı için, geçit merdiveninin genişliği 0.9 metreyi yani geleneksel merdiven genişliğini geçmemelidir.

## TASARIM

Tasarım aşamasında, bilgisayar destekli tasarım programı olan SolidWorks tercih edilmiştir. 3B tasarımın yanında, parçalar arası montaj tipleri belirlenerek mekanizmaların çalışması da kontrol edilmiştir. İlk tasarımdan son tasarıma ulaşma sürecinde imalat yöntemleri, statik ve kinematik analiz sonuçları temel alınmıştır. Şekil 7’te geliştirilen tasarımın ana parçaları gösterilmektedir. Geçit merdiveni tekneye ana parça (1) yardımıyla destek noktalarından bağlıdır. Paralel merdiven (2), sabit merdiven görevini görmekte ve ana gövde ile platformu (3) bağlamaktadır. Platform, içerisinde kasetleri (4) yataklayarak, doğrusal eyleyici ve kablo tahrik mekanizması ile teleskopik olarak açılıp kapanmasını sağlamaktadır. Son olarak, yolcuların güvenliği adına taşınabilir tirabzanlar eklenmiştir. Geçit merdiveninin mekanizmalarının ve çalışma prensibinin daha kolay anlaşılması adına öncelikle 3B tasarımı ve parçaları anlatılacaktır.

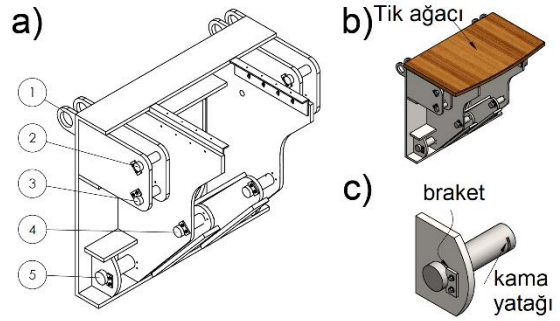


Şekil 7. Geliştirilen fonksiyonel paralel geçit merdiveni

### Ana Gövde

Ana gövde geçit merdiveninin tekne ile bağlantısını sağlamakta ve güverte altında kalan boşluğa monte edilmektedir. Paralel çubuklar, bu parçaya eklenir ve ana gövde paralel merdivenin düzgün çalışmasını sağlar. Ayrıca hidrolik silindriler geçit merdiveninin aşağı ve yukarı yönde dönmesini sağlar.

Şekil 4’te gösterildiği üzere, (1) numaralı pim deliğine burç eklenerek teknedeki sabit mil ile ana gövdenin dönme bağlantılı montajı sağlanır. (2) ve (3) numaralı pimler sırasıyla paralel çubuklardan üst kolun ve alt kolun bağlantı pimleridir. Bu pimler arasındaki mesafe paralel merdiven çubuklarının diğer uçlarının bağlandığı platformdaki pimlerde de aynı şekilde korunur; böylelikle, paralel 4-çubuk mekanizması oluşturulmuş olur. (4) numaralı pim, başlangıç noktası teknede olan hidrolik eyleyicinin baş mafsalı ile bağlantı halindedir. Ana gövde (1) numaralı dönme noktasından hidrolik pistonun itme ve çekme hareketi yardımıyla dönmektedir. (5) numaralı pim ise bir diğer hidrolik eyleyicinin başlangıç noktası ile bağlantı halinde olup, bu eyleyici paralel merdiven çubuklarının (2,3) numaralı pimler etrafında dönmesini sağlamaktadır.



Şekil 8. Ana gövde ve parçaları

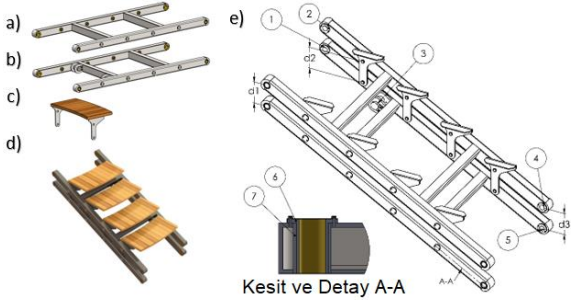
Ana gövdenin yapısı, yapısal çelik kullanılarak ve lazer kesimle elde edilen sac levhaların kaynak yolu ile birleşmesinden oluşmaktadır. Görsel açıdan yapıyı gizlemek için Şekil .b’de gösterildiği üzere tik ağacı kullanılmıştır. Paslanmaz çelik malzemeli olan pimleri sabitlemek için dikdörtgen braketler kullanılmıştır (Şekil .c). Bu bağlantının gerçekleşmesi için, millere kama yatağı açılmış ve braketler (dirsekler) bu boşluklara yerleştirilmiştir. Bu sayede, ana gövdeye vidalanarak sabitlenen braketler millerin dönmesini ve delikteki doğrusal hareketini kısıtlamıştır.

### Paralel merdiven

Geçit merdiveninin ikinci parçası paralel merdiven kısmıdır. Şekil 7’te gösterildiği üzere üç ana parçadan meydana gelmektedir: (a) üst kol, (b) alt kol ve (c) basamaklar. Kolların yapısında paslanmaz çelik dikdörtgen kesitli profiller kullanılmış ve bu profillerdeki deliklere pirinç burçlar eklenmiştir. Üst ve alt kollar, ana gövdenin (2,3) millerine bağlanmaktadır ve her biri dört adet profilin kaynak ile birleştirilmesinden oluşmuştur. Bu kollarındaki delikler freze makinesinde hassas bir şekilde belirli aralıklarla delinmiş ve ilgili platform ve basamakların millerine bağlanmıştır. Bükülmüş sac levhadan oluşan basamaklar tik ağacı plakaları ile karşılıklı olarak birleştirilmiştir (bakınız Şekil .d).



Ana gövde kısmında da değinildiği üzere, paralel 4-çubuk mekanizmasının sağlanması adına, alt ve üst kollardaki tüm pimler veya burçlar arasındaki mesafeler sabit kalmıştır. Örneğin Şekil .e’de gösterildiği üzere, (1) ve (2) numaralı burçlar arasındaki  $d_1$  mesafesi ile (4) ve (5) numaralı burçlar arasındaki  $d_3$  mesafesi eşittir. (3) numaralı pim ise hidrolik silindirin baş noktasını bağlamak için eklenmiştir. Bu hidrolik silindir ileri ve geri yönde hareket ettiğinde merdiven güverte ile yatayda açı yaparak dönmektedir. Basamaktaki delikler arasındaki mesafe ( $d_2$ ) de yine aynı şekilde  $d_1$  ve  $d_3$  mesafelerine eşittir. Sonuç olarak, merdiven açısından bağımsız bir şekilde basamaklar daima yere paralel kalmaktadır. (7) numaralı boru profiller, kollardaki deliklerin içine kaynak yolu ile eklenmiştir. Silindirik burçlar (6) bu borunun içine yerleştirilmiştir. Bu sayede, dikdörtgen kesitli profil çubukların deliklerinin mukavemeti artırılmıştır. Ayrıca, pim ve burç bağlantılarında H7-j6 mil-delik geçme toleransı uygulanmıştır. Son olarak, pimlerin uçlarına tespit halkaları eklenerek basamakların pimden çıkması önlenmiştir

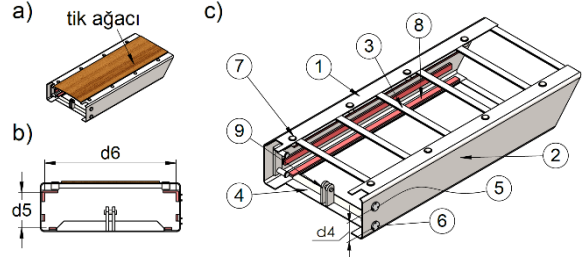


Şekil 9. Paralel merdiven ve parçaları

## Platform

Platform paralel merdivenin ucuna bağlanarak geçit merdivenin çalışması esnasında daima yere paralel kalarak teleskopik kasetlerin açılmasını ve kapanmasını sağlayan bölümdür. Platformun yapısında paslanmaz çelik saclar kullanılmış ve teleskopik kasetlerin yataklanması için de kestamid malzeme tercih edilmiştir. Şekil 'da platformun parçaları gösterilmektedir. Geçit merdiveni kullanılmadığı durumda platform teknedeki boşlukta tik ağacı yardımı ile gizlenmektedir (Şekil .a). Dış iskeleti, Şekil .c’de gösterildiği üzere, U kesitli bükülmüş sac levhalar (1,2) ile üstten T kesitli profil (3) ve alttan L kesitli profillerle (4) kaynak yardımı ile birleştirilerek kutu halini almıştır. (5) ve (6) numaralı pimler paralel merdiven çubuklarındaki (4) ve (5) numaralı burçlara bağlanmaktadır. Paralel mekanizmanın sağlanması adına pimler arasındaki  $d_4$  mesafesi yine bu burçlar arasındaki mesafe ile eşit durumdadır. Tirabzanların ayaklarının manuel şekilde takılarak yürüme yolunda korkulukların olması için (7) numaralı silindirik yuvalar açılmıştır. (8) numaralı kırmızı renkli plakalar, temas eden kasetin liner

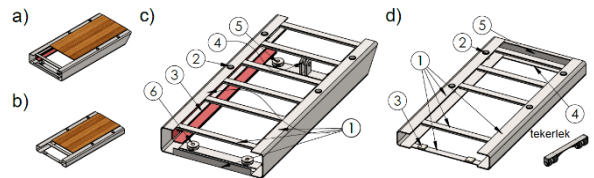
yataklanması için eklenmiştir. Bu plakalarda düşük sürtünme katsayısına ( $\mu = 0.08$ ) ve korozyon direncine sahip olan kestamid malzemesi tercih edilmiştir. Son olarak (9) numaralı pim, teleskopik kasetleri açan/kapanan hidrolik silindirin başlangıç mafsalına bağlanmaktadır.



Şekil 10. Platform

## Teleskopik Kasetler

Teleskopik kasetler platformdaki piston sayesinde kablo tahriki ile teleskobik olarak açılan ve geçit merdivenin uzamasını sağlayan iki adet kasetten oluşmaktadır: ilk kaset (Şekil .a) ve son kaset (Şekil .b). Kasetlerin içyapısı tik ağacı ile gizlenmiştir. Şekil .c’de gösterildiği üzere, ilk kasetin iskeleti platform ile benzer şekilde oluşturulmuştur. Dış ölçüleri ise bir önceki şekilde (Şekil .b) belirtilen  $d_5$  ve  $d_6$  mesafelerine göre ayarlanmıştır. Ancak (2) numaralı yuva, geçit merdiveni tam boyuna ulaştığındaki ilk kasetin platformdaki konumuna göre, platformdaki yuvalar arası mesafeyi koruyarak ayarlanmıştır. Böylelikle tirabzanlar arasındaki boşluk en aza indirilmiştir. (3) numaralı yataklama sistemi benzer şekilde son kasetin yataklanması için de eklenmiştir. (4) numaralı pim ise, piston başındaki mafsalın bağlantısı için eklenmiştir. (5) ve (6) numaralı makaralar ise kasetlerin tek bir hidrolik silindir hareketi ile beraber hareketini sağlayan kablo tahrik mekanizması için eklenmiştir. Bu mekanizma ileriki bölümlerde detaylı olarak açıklanacaktır. Son kasetin (1,2) numaralı parçaları benzer şekilde olup, (3) numara hareket aktaran parçayı, (4) numara uç noktasına eklenen tekerleği ve (5) numara içyapısını gizlemek için kullanılan kapak parçasıdır (Şekil 7.d).



Şekil 11. Teleskopik kasetler

## MALZEME SEÇİMİ

Malzeme seçimi yapılırken deniz suyu korozyonu direnci, aşınma, dayanıklılık, işlenebilirlik, kaynak tutma özellikleri, parlatılabilme gibi etmenler göz önünde bulundurulmuştur. Bunların arasında deniz ekipmanları için en önemlisi tuzlu suya olan korozyon direncidir. Çünkü korozyonun kimyasal etkileri çelik malzemenin mukavemetinin azalmasına ve pas etkisi de geçit merdiveninin görünüşü olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle, DIN 1.4404 numaralı krom paslanmaz çelik, geçit merdiveninin merdiven, platform, kasetlerinde ve yüksek akma dayanımına sahip olması nedeniyle de pimlerde de kullanılmıştır. DIN 1.0044 numaralı yapısal çelik ise ana gövdede kolay kaynaklama özelliği bakımında tercih edilmiştir. RG-7 bronz malzemesi ise deniz suyuna ve aşınmaya karşı dirençli olduğundan dolayı burçlarda tercih edilmiştir. Son olarak, Kestlub® markalı kestamid malzeme lineer yataklama plakalarında ve pullarda (sürtünmeyi önlemesi bakımından eş merkezli çelik parçalar arasında kullanılan parçalar) düşük sürtünme katsayısına ( $\mu = 0.08$ ) sahip olması nedeni ile tercih edilmiştir. Ayrıca bu malzeme korozyona ve aşınmaya karşı da oldukça dayanıklıdır. Seçilen malzemelerin özellikleri Tablo 1’de verilmiştir:

Tablo 2. Malzeme özellikleri

Malzeme	1.0044 yapısı I çelik	1.4404 paslanmaz çelik	kestamid	RG-7 pirinç
Elastisite modülü (GPa)	200	200	4	115
Poisson oranı	0.3	0.3	0.24	0.3
Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	7850	7750	1150	8800
Kopma dayanımı (MPa)	460	600	80	300
Akma dayanımı (MPa)	250	400	80	150

## MEKANİZMA

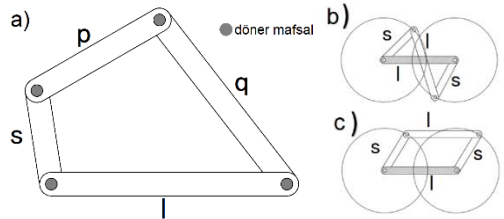
Bu bölümde geçit merdiveninin detaylı çalışma prensibi açıklanmıştır. Mekanizmalar üç ana başlıkta incelenecektir: açılış mekanizmaları I-II ve döndürme mekanizması. Başlıca, açılış mekanizması I başlangıçta merdiven formunda bulunan sistemin geçit merdivenine dönüşmesini sağlamaktadır. Açılış mekanizması II ise, bir diğer adıyla kablo tahrik mekanizması, geçit merdiveninin teleskopik olarak yalnız bir eyleyici ile açılmasını sağlamaktadır. Son

olarak, döndürme mekanizması geçit merdiveninin kara ile arasındaki yükselti farkını önlemek için geçit merdivenini kaldırarak veya indirerek açısını ayarlayan mekanizmadır. Öncelikle, mekanizmalara geçmeden önce 4-çubuk mekanizması ve paralel mekanizma açıklanacaktır:

### 4-çubuk mekanizması

4-çubuk mekanizması adından da anlaşıldığı üzere birbirlerine döner bağlantılarla bağlanmış dört adet uzuvdan oluşmaktadır (Şekil .a). Bir tanesi sabit olan bu mekanizmada, sabit uzva komşu olan uzuvlar tam tur dönmekte (krank) veya salınım (sarkaç) hareketi yapmaktadır. Sabit olan uzva bağlantısı olmayan son uzuv ise biyel uzvu olarak adlandırılmaktadır.

4-çubuk mekanizmasının hareket tipleri, Grashof teoremine göre uzuvların boyutları arasındaki ilişkiye bağlıdır. Şekil .a’da gösterildiği üzere: (s) en kısa uzvu, (l) en uzun uzvu ve diğerleri (p,q) ara uzunluktaki uzuvları temsil etmektedir. Kısa ve uzun kenarların toplamının diğerlerinin toplamının olan eşitliliğine ve sabit olan uzva göre ( $s+l > p+q$  ve  $s+l < p+q$ ) çift-sarkaç, çift-krank ve krank-sarkaç mekanizma tipleri oluşmaktadır. Bu eşitliğin bir özel durumu ise denklemin eşit olmasıdır ( $s+l=p+q$ ). Bu durumda karşılıklı kenarlar eşit ise çapraz ve paralel olmak üzere (Şekil .b,c) iki çeşit çift-krank mekanizması oluşmaktadır. Ancak bu mekanizmalarda tüm çubukların aynı hizaya geldiği kritik konumlar oluşmaktadır ve bu durumda krankların dönüş yönleri belirsizdir.

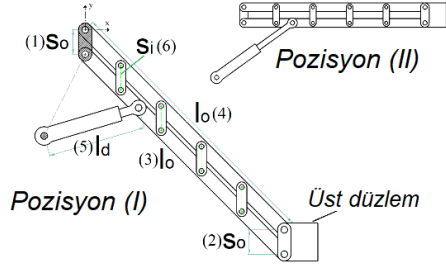


Şekil 12. 4-çubuk mekanizması

Geçit merdiveni merdiveninde paralel 4-çubuk mekanizması tercih edilmiştir (Şekil ). Böylece, krankın açısından bağımsız olarak merdivende paralel ve düz bir yürüyüş yolu elde edilebilecektir. Bu mekanizma başlıca iki adet eş kısa çubuk (1 ve 2 numaralı) ve iki adet eş uzun çubuktan (3,4) meydana gelmektedir. Kısa çubuk (1) sabittir ve krankların (3,4) eyleyici bağlantısı (5) ile dönmelerini sağlar. Bu hareket boyunca biyel uzuv (2) daima dikey konumda ve buna karşılık gelen parçanın (platform ve kasetler) yatay üst düzlemi daima yere paralel konumda kalır. Benzer şekilde, merdiven basamaklarını temsil eden ara çubuklar (6) da daima paralel konumda kalır.



Üstelik bu mekanizmada kritik konum eyleyicilerin dönüş açısını sınırlandırmasından dolayı gözlemlenmez. Kranklar yatay eksene paralel olduğu durumda (Pozisyon 2), sistem kilitlenir ve diğer mekanizmaların çalışma safhasına geçilir. Ayrıca, tam tur dönüş olsa dahi ara çubuklar kritik konumda krankların ters yöne dönmesini de önleyebilmektedir. 4-çubuk mekanizmasının açıklanmasından sonra geçit merdiveninin çalışma aşamalarına ve mekanizmalarına geçilmiştir.



Şekil 13. Paralel 4-çubuk mekanizmalı merdiven

### Açılış Mekanizması I

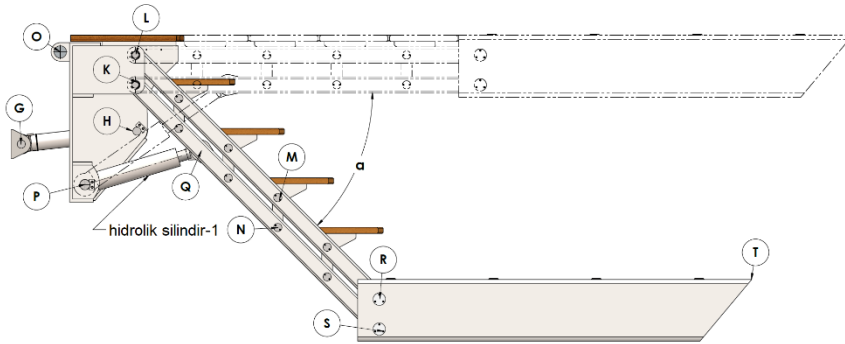
Geçit merdiveni kullanılmadığı durumlarda, örneğin tekne seyir halindeyken, güverteler arası geçişi sağlayan sabit merdiven görevi görmektedir. Böylelikle, fazladan merdiven kullanımı giderilerek ağırlık ve maliyet avantajı kazandırmıştır.

Şekil 'da geçit merdiveninin başlangıç pozisyonundaki düzlemsel mekanizması verilmiştir. Şekildeki tüm noktalar, T noktası hariç, pim bağlantılarını ve dönme noktalarını belirtmektedir. T noktası platformun uç noktasını temsil etmektedir ve bu nokta bu pozisyonda teknedeki güverte ile aynı

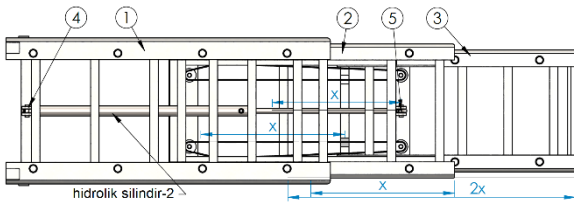
düzlemedir. G, H ve O noktalarından bağlantıları olan ve sabitlenmiş ana gövde, paralel merdiven kollarının K ve L noktaları etrafında hidrolik silindir-1 yardımıyla dönmesine izin vermektedir. Hidrolik silindirin taban ve baş mafsal noktaları sırasıyla P ve Q noktalarından bağlıdır. Bu eyleyici, paralel kolların yatayda yaptığı  $\alpha$  açısını kontrol etmektedir. Platformun pimleri ise bu kolların uçlarına R ve S noktalarından bağlıdır. K ve L noktaları arasındaki mesafe ile R ve S noktaları arasındaki mesafe aynı olduğundan paralel 4-çubuk mekanizması oluşmaktadır. Hidrolik silindir-1 tamamen uzadığında ana gövdenin, basamakların (örneğin, M ve N noktalarından bağlı basamak) ve platformun üst düzlemleri aynı seviyeye gelmekte ve merdiven geçit merdiveni fonksiyonuna dönüşerek yolculara düz bir geçit yolu oluşturmaktadır.

### Açılış Mekanizması II

Geçit merdiveninin uzaması için lineer açılma mekanizması gereklidir. Tasarımda iki adet kaset bulunmakta ve bunları açmak için iki adet ayrı hidrolik silindir kullanmak yerine, kablo tahrikli açılış silindir kullanılarak kasetlerin tek bir hidrolik silindir ile teleskopik olarak açılması sağlanmıştır. Şekil 'de kablo tahrik mekanizmasının platform ve teleskopik kasetlerdeki uygulanması gösterilmektedir. (1) numaralı parça geçici olarak sabitlenen platformu, (2) ve (3) ise ilk ve son kasetleri temsil etmektedir. (4) ve (5) ise hidrolik silindirin taban ve baş mafsal (sırasıyla platform ve ilk kasetteki) bağlantı noktalarını göstermektedir. Örneğin, piston x birim kadar mesafe ileri ittiğinde son kaset 2x birim mesafe ilerleyecektir. Böylece, kasetlerin birbirlerine göre eşit mesafede hareketi sağlanmıştır.



Şekil 14. Açılış mekanizması I



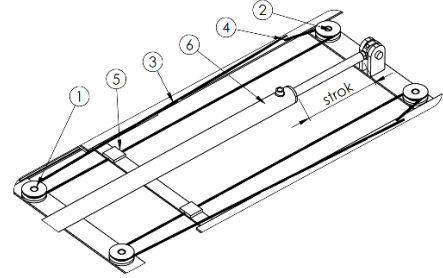
Şekil 15. Açılış mekanizması II

Kablo tahrik mekanizması Şekil 'de gösterildiği üzere, iki adet makara (1,2), bir adet çelik halat (3), bir tane sabitleme noktası (4) ve son olarak hareketi son kasete aktaran aparatı (5) oluşturmuştur. Makaralar ilk kasette boyuna istikamette aralarındaki mesafe pistonun maksimum strok mesafesinden (6) uzun olacak şekilde monte edilir. Makaraların çevresini dolanan çelik halatın uçları platforma sabitlenir. Son olarak, son kaset çelik halata aparatı vasıtasıyla vidalanarak sabitlenir. Piston ilk kaseti hareket ettirdiğine, (5) aparat da aynı mesafede hareket ederek hareketi son kasete aktarmış olur. Bu mekanizma platformun iki yanında ve piston ortada iken uygulanarak dengeli ve düz bir doğrusal hareket sağlanmıştır.

### Açılış Mekanizması III

Geçit merdiveni tamamen açıldığı durumda, geçit merdiveninin ucu ile iskele arasında yükselti farkı olabilir. Bunu önlemek için döndürme mekanizması geliştirilmiştir. Ayrıca bu mekanizma sayesinde, tekne limanda bağlı iken geçit merdiveni sürekli olarak da tam uzamış pozisyonda durabilir. Çünkü gelgit etkisiyle denizin seviyesi değişebilir ve bu durumda geçit merdiveni karaya çarparak zarar görebilir. Bu yüzden, bu çarpma problemini önlemek için geçit merdiveni kullanmadığı duruma iskeleden bir miktar yüksekte durması da sağlanır. Şekil 'de gösterildiği üzere, O noktasından dönme kabiliyetine sahip olan geçit merdiveni, tabanı G ve ucu H noktaları

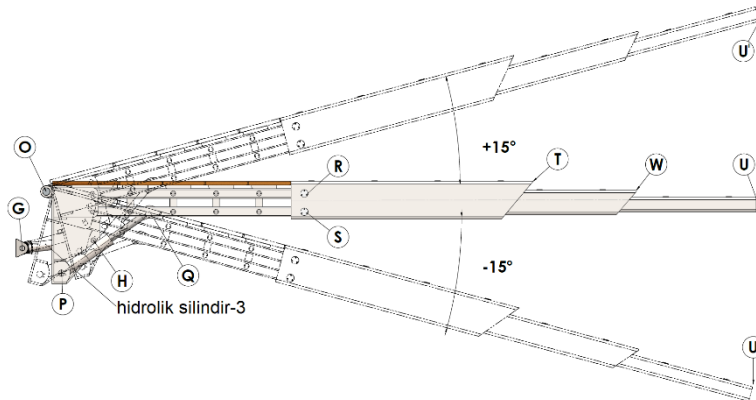
ile sırasıyla tekneye ve ana gövdeye bağlanmış hidrolik silindir-3 yardımı ile salıncak hareketi yapacak şekilde dönmektedir. Burada U noktası son kasetin uç noktasını yani geçit merdiveninin en uç noktasını temsil etmektedir. Hidrolik silindirin strok uzunluğu ile sistemin kaldırılma ve indirilme hareketi yatayla en fazla 15 derece açı ile de sınırlanmıştır.



Şekil 16. Kablo tahrik mekanizması

### KİNEMATİK VE KUVVET ANALİZİ

Bu bölümde, kinematik ve kuvvet analizleri uygulanarak sistemin hareketinin analiz edilmesi ve uygun kapasitede piston seçiminin yapılması amaçlanmıştır. Kinematik analizde, analitik ve sonlu elemanlar yaklaşımı olarak iki adet metod yürütülmüştür. Öncelikle, analitik yaklaşım kullanılarak geçit merdiveninin boyutlarının belirlenmesi sağlanmıştır. Bu aşamada, çubuk uzunları, mesafeleri ve açıları değişken olarak seçilmiş ve hareket denklemleri elde edilmiştir. Buradan yola çıkarak tasarım gerekliliklerini karşılayacak şekilde sistemin 3B tasarımı yapılmıştır. Daha sonra, çok parça barındıran karmaşık sistemlerde, eyleyiciler için gerekli kuvvetlerin hassas bir şekilde bulma zorluğu nedeni ile sonlu elemanlar analizi programı olan ANSYS Workbench kullanılmıştır. Üstelik analitik olarak elde edilen sonuçlar da bu metotla doğrulanmıştır.

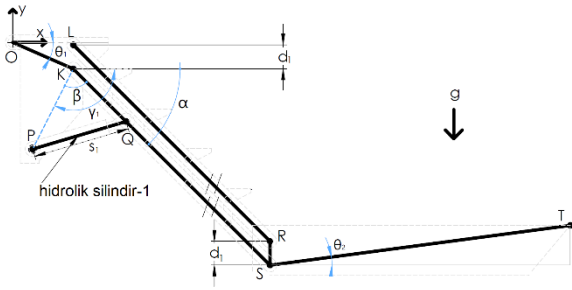


Şekil 17. Döndürme mekanizması

## Analitik Metot

Bu analizde her bir mekanizma için parçalar düzlemsel olarak çizilmiş ve uzunların uzunlukları, aralarındaki mesafeler ve açıları değişken olarak ifade edilmiştir. Öncelikle, uzunların uzunlukları tercihen seçilmiş ve hareket denklemleri MATLAB yardımı ile çözülmüştür. Tasarım gerekliliklerine göre yineleme yöntemi kullanılarak 3B tasarım için gerekli tasarım parametreleri bu değişkenler yardımı ile elde edilmiştir. Her bir mekanizma için analitik yaklaşım aşağıda uygulanmıştır: Açılma hareketi I-II ve döndürme hareketi.

**Açılma Hareketi I:** Geçit merdiveni kullanılmadığı durumda, ilk aşamada merdiven olarak kullanılmaktaydı ve bu mekanizma için paralel 4-çubuk mekanizması geliştirilmiştir (Şekil ). LR, RS ve KS çubukları paralel 4-çubuk dörtgenini (LRSK) oluşturmaktadır ve K ve L noktalarından sabit uzva (yere) eklenmiştir. Hidrolik silindir-1 (PQ) uzvu KS krankına Q noktasından bağlanmıştır noktası da bu mekanizma için geçit merdivenin uç noktasını temsil etmekte ve uzunluğunu O noktasına göre vermektedir.



Şekil 18. Açılma hareketi I

PQ uzvu başlangıç uzunluğu  $l_1$  ve  $v_1$  sabit hızıyla hareket edeceği varsayıldığında hareket denklemi  $s_1$  cinsinden şu şekilde ifade edilir:

$$s_1 = l_1 + v_1 t_1 \quad (1)$$

KP, KQ ve PQ çubukları KPQ üçgeninin kenarlarıdır ve PQ çubuğunun karşısındaki açı  $\beta$  ile tanımlanmıştır. Kranklardaki açılma değişimi eyleyici strok değişimi ile bağlantılıdır. P ve K noktaları sabit olduğundan  $\gamma_1$  açısı sabittir, ve  $\beta$  ve  $\alpha$  açıların toplamına eşittir. Bu durumda  $\alpha$  açısını elde etmek amacı ile kosinüs teoremi uygulanır. Çubuklar ( $OK = r_1, KP = r_2, KQ = r_3, KS = r_4$  ve  $ST = r_5$ ) şeklinde ve  $\alpha$  açısı  $\beta$  cinsinden ( $\alpha = \gamma_1 - \beta$ ) şeklinde ifade edilerek şu şekilde bulunur:

$$\alpha = \gamma_1 - \arccos\left(\frac{r_2^2 + r_3^2 - (l_1 + v_1 t_1)^2}{2r_2 r_3}\right) \quad (2)$$

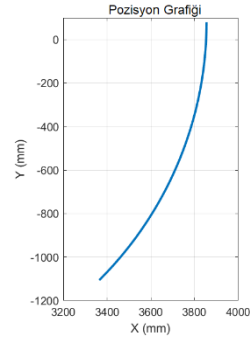
Ardından K noktasının O noktasına göre yatay ve dikey mesafeleri sırasıyla  $l_2$  ve  $l_3$  şeklinde ifade edilir. S noktası da bu noktaya göre KS çubuğu uzunluğu ( $r_4$ ) ve  $\alpha$  açısı cinsinden şu şekilde bulunur:

$$S(x, y) = (r_4 \cos(\alpha) + l_2, -\{r_4 \sin(\alpha) + l_3\}) \quad (3)$$

Bu keyfi olarak seçilen S noktası diğer hareketler için referans noktası olacaktır. Son olarak T noktasının konumu ST uzunluğu ( $r_5$ ) ve  $\theta_2$  açısı cinsinden şu şekilde bulunur:

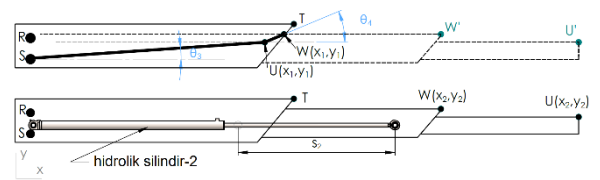
$$T(x, y) = \left( r_5 \cos(\theta_2) + l_2, -\{r_5 \sin(\theta_2) + l_3\} \right) \quad (4)$$

T noktasının konum grafiği Şekil 19'te verilmiştir. Bu eğrisel yol, 3B tasarımda kullanılmak üzere 3B tasarım programına aktarılır. Bu geometriye göre de platformun oturacağı güverte hassas bir şekilde estetik görünüm için en az boşluk kalacak şekilde kesilir.



Şekil 19. T noktasının pozisyonu

**Açılma hareketi II:** Geçit merdiveni tamamen paralel konuma geldiğine ( $\alpha=0$ ), uzamaya başladığı ikinci aşamaya geçilmektedir. Bu hareketin düzlemsel mekanizması Şekil'da gösterilmiştir. U ve W noktaları ilk ve son kasetin uç noktalarını temsil etmektedir. U' noktası ise maksimum uzama sağlandığı durumdaki geçit merdivenin uzunluğunu temsil etmektedir.



Şekil 20. Açılma hareketi II

U noktası S noktasına göre  $\vec{SU}$  vektörü ile ifade edilir ve U1 noktasının, açılma hareketi I durumundaki pozisyonu SU uzunluğu ( $r_6$ ) ve  $\theta_3$  ile ifade edilir:

$$U(x_1, y_1) = \begin{pmatrix} r_6 \cos(\theta_3) + r_4 \cos(\alpha) + l_2 \\ r_6 \sin(\theta_3) - \{r_4 \sin(\alpha) + l_3\} \end{pmatrix} \quad (5)$$

Bu hareket başlangıcında U noktasının ilk konumu ise ( $\alpha=0$ ) şu şekilde bulunur:

$$U(x_1, y_1)_{\alpha=0} = (r_6 \cos(\theta_3) + r_4 + l_2, r_6 \sin(\theta_3) - l_3) \quad (6)$$

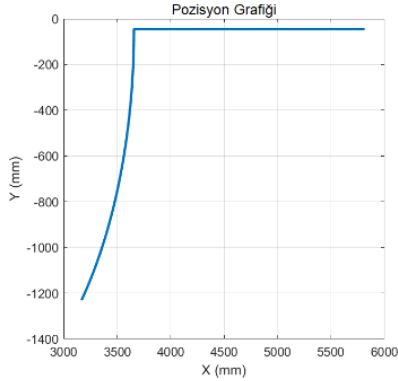
Bu konumda U noktasının O noktasına olan yatay ve dikey uzaklıkları sırasıyla  $l_4$  ve  $l_5$  ile tanımlanmıştır. Hidrolik silindirin x yönünde  $v_2$  sabit hızıyla hareket ettiği varsayıldığından dolayı strok uzunluğu  $s_2$ ,  $t_2$  süresi boyunca şu şekilde ifade edilir:

$$s_2 = v_2 t_2 \quad (7)$$

Kablo tahrik mekanizması sayesinde U noktası strok mesafesinin 2 katı yol alacaktır. U noktasının bu hareket boyunca denklemleri ilk konumuna göre şu şekilde ifade edilerek bulunur:

$$U(x_2, y_2) = (l_4 + 2v_2 t_2, l_5) \quad (8)$$

Bu denkleme göre U noktasının pozisyonu Şekil 17'de gösterilmiştir. Bu hareket ile birlikte geçit merdiveninin açılması toplam 44 saniye sürmüştür ( $t_1 = 26 s, t_2 = 18 s$ ). Böylece bir dakikanın altında açılması gerekliliği sağlanmış olur.

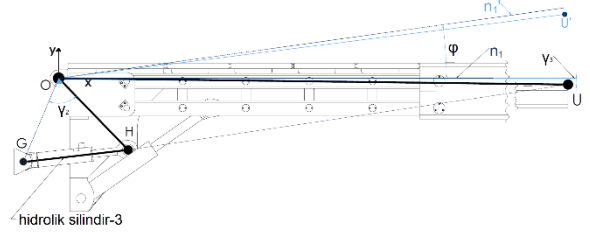


Şekil 21 U noktasının pozisyonu

Bu hareket tamamlandığında, geçit merdiveninin maksimum uzunluğu 5.81 metre olarak elde edilmektedir. Ancak bu uzunluk değerine, tasarım isterlerine göre (tüm hareket boyunca geçit merdiveninin tam boyda minimum uzunluğu en az 5.6 metre olmalıdır) bir sonraki dönme hareketinde geçit merdiveninin tam boy uzunluğu maksimum dönüş açılarında yatayda minimum değerini elde edeceğinden dolayı sıradaki hareket sonucundan yola çıkılarak ulaşılır.

**Döndürme hareketi:** Geçit merdiveni kaldırılarak ve indirilerek iskele ile arasındaki yükselti farkı giderilmekte ve limanda iken kullanılmadığı

durumda gelgitlerden etkilenmemek için bir miktar yukarıda bırakılmaktadır. Şekil'de döndürme hareketinin düzlemsel mekanizması gösterilmektedir. OHU üçgeni O noktasından dönme serbestliğine sahip, uç noktası U olan tüm geçit merdivenini temsil etmektedir. Sistem hidrolik silindir-3 yardımı ile H noktasından hareketle O noktası etrafında dönmektedir.



Şekil 22. Döndürme hareketi

GH değişken uzunluğu  $s_3$ , ilk uzunluk  $l_6$  ve  $v_3$  sabit hızıyla aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$s_3 = l_6 + v_3 t_3 \quad (9)$$

OG, OH ve GH kenarları OGH üçgenini oluşturmaktadır ve GH çubuğunun karşısındaki açı  $\gamma_2$ 'dir. Bu açı aynı zamanda başlangıçtaki açısı ve dönme açısının toplamı ile de ifade edilebilir ( $\gamma_2 = \theta_4 + \varphi$ ). Bu durumda üçgene kosinüs teoremi uygulanarak  $\varphi$  açısı şu şekilde bulunur ( $OG = r_7, OH = r_8$ ):

$$\varphi = \arccos\left(\frac{r_7^2 + r_8^2 - (l_6 + v_3 t_3)^2}{2r_7 r_8}\right) - \theta_4 \quad (10)$$

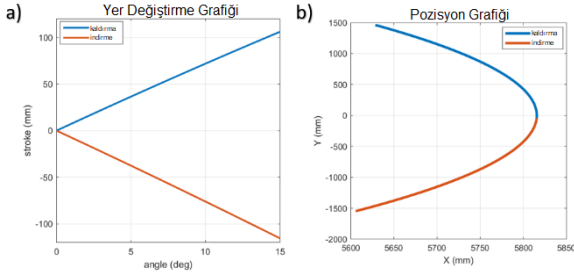
Bu denklem sayesinde geçit merdiveninin hidrolik silindirindeki strok uzunlukları belirlenir. Ayrıca geçit merdiveninin açı kontrolü strok uzunluğu değişiminden de kontrol edilebilir. U noktasının O noktasına göre konumu, OU çubuğu ( $r_9$ ) ve yatayda yaptığı  $\gamma_3$  açısı ( $\gamma_3 = \theta_5 + \varphi$ ) ve paralel durumdaki başlangıç açısı ( $\theta_5$ ) ile ifade edilir.

$$U(x, y) = (r_9 \cos(\gamma_3), r_9 \sin(\gamma_3)) \quad (11)$$

Geçit merdiveninin açısal değişimi ve strok yer değiştirmesi arasındaki ilişkiyi ve U noktasının tüm dönme hareketi boyunca olan pozisyonunu gösteren grafik Şekil 23'da gösterilmiştir.

Geçit merdiveninin tam uzamış halde yataydaki minimum uzunluğu indirilme pozisyonunda 5.6 metre olarak bulunmuştur. Tasarım kriteri de bu sayede karşılanmış olup, geçit merdiveninin eğimi -15° açısında olduğunda iskele ile arasında oluşabilecek boşluk da önlemiş olmaktadır. Bir önceki harekette

elde edilen, geçit merdiveninin maksimum uzunluğu bu denklemdeki minimum 5.6 metre uzunluk kriteri sağlandıktan sonra elde edilmiştir.



Şekil 2. (a) Pistondaki yer değişim ile geçit merdiveni açısal değişimi, (b) U noktasının pozisyonu

### Sonlu Elemanlar Metodu

Bu bölümde, analitik sonuçlardan elde edilmiş tüm değişkenlere göre 3B modeli elde edilen geçit merdiveninin pozisyon ve kuvvet analizleri ANSYS (Katı Cisimler Dinamiği modülü) programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. 3B modeli SolidWorks'de elde edilen geçit merdiveni ANSYS'e aktarılmış ve mekanizmanın hareketi için parçalar arasında montaj ilişkileri tanımlanmıştır. Gerekli analiz hazırlıkları (malzeme atama, sınır koşulları atama vb.) programda tamamlandıktan sonra sonuçlar elde edilmiştir.

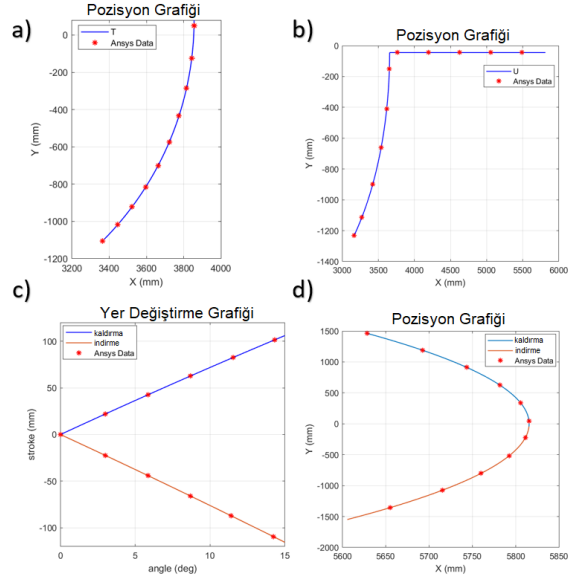
Şekil 24'de analitik metot ile elde edilen grafikler gösterilmektedir. Analitik sonuçlar çizgilerle ve ANSYS sonuçları ise kırmızı dairesel işaretlerle belirtilmektedir. Görüldüğü üzere, analitik sonuçlar ANSYS sonuçları ile uyum halindedir.

Son olarak da, eyleyicilerin seçimi için kuvvet analizleri yapılarak zamana bağlı kuvvet profilleri ortaya çıkarılmıştır. Şekil 24'de açılış I mekanizmasındaki hidrolik silindirin kuvvet grafiği verilmektedir. Hareket eden parçaların momentleri ve hidrolik silindirin açısı sürekli olarak değiştiğinden kuvvet sabit değildir. Sonuç olarak hidrolik silindir için hesaplanan kuvvet gereksinimi 24.25 kN'dur.

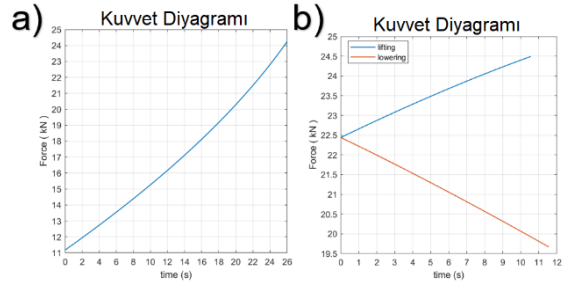
Açılış mekanizması II'deki kasetleri iten hidrolik silindir için gerekli kuvvet sabit 1.49 kN olarak bulunmuştur ve bu kuvvet hareket boyunca kasetlerin ağırlığına ve kestamid yataklar ile arasındaki sürtünme katsayısına bağlıdır.

Son olarak, döndürme mekanizmasındaki kaldırma/indirme hareketini yapan hidrolik silindirin kuvvet gereksinimi Şekil 25'de gösterilmiştir. Birincisine benzer şekilde, hareketli parçaların moment değişiminden ve piston açısının değişmesinden dolayı uygulanması gereken kuvvet

sabit değildir ve uygulanması gereken en fazla kuvvet 24.56 kN olarak bulunmuştur.



Şekil 24. (a) açılış I hareketinde T noktasının konumu; (b) açılma hareketi I ve II'deki U noktasının konumu; (c) geçit merdiveninin açısal yer değiştirmesi ve eyleyicilerin yer değiştirmesi, ve (d) geçit merdiveni kaldırma / indirme hareketinde U noktasının konumu



Şekil 25. Hidrolik silindirlerin (I ve III) kuvvet gereksinimi grafikleri

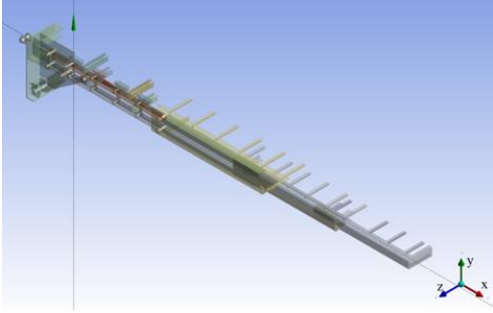
Pozisyon ve kuvvet analizlerine bağlı kalarak, hidrolik silindirlerin kuvvet grafikleri, strok genişlikleri ve maksimum/minimum uzunlukları elde edilerek uygun piston seçimleri yapılmıştır (Bosch Rexroth-Mill tipi).

### STATİK ANALİZ

Statik analiz, parçanın ne kadar yüke dayanabildiğini, yük altında ne kadar sehim yaptığını ve tasarım gereksinimlerinde belirtilen emniyet kat sayısını karşılayıp karşılamadığını öğrenmek için uygulanmıştır. Geçit merdiveninin statik analizi ANSYS (Statik Yapısal Modülü) kullanılarak yapılmıştır. Geçit merdivenindeki maksimum gerilme tam uzadığı pozisyonda ve yük en uç noktada iken oluşacağı için bu modele göre analizler



gerçekleştirilmiştir. Hatırlatmak gerekirse, geçit merdiveni modeli simetrik şekilde tasarlanmıştır. Bu yüzden, programa aktarılan 3B model XY orta düzlemi simetri düzlemi seçilerek yarı modele dönüştürülmüştür (Şekil ). Bu sınır koşulu sayesinde modelin eleman sayısı azalmaktadır; böylece, program analizi daha hızlı çözmektedir.



Şekil 26. Geçit merdiveninin yarı modeli

Daha sonra modele, seçilen malzemeler ve parçalar arası temas özellikleri atanmıştır. Devamındaki adım ise ağ modelinin oluşturulmasıdır. Son olarak, modele sınır koşulları atanmıştır. Bu durumda, iki tipte geçit merdiveni sınır koşulu vardır: ankastre ve basit mesnetli kiriş. Ancak, sınır koşulları ve yükler tasarım gereksinimlerini karşılamak adına en kötü senaryoya göre uygulanmalıdır.

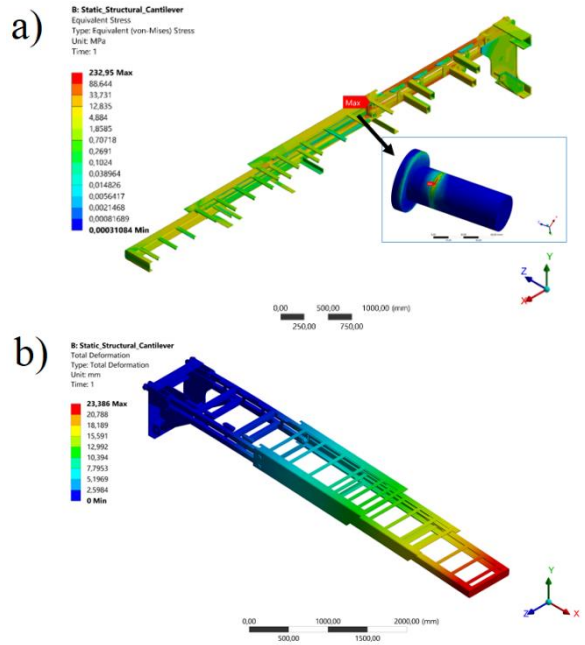
Tasarım gereksinimlerine göre, bir kişilik (120 kg) yük altında yapının emniyet katsayısı 1.5'ten büyük olmalıdır. Acil durumda kullanıldığında ise, üç kişilik (350 kg, bir kişi sedyede taşınma durumu) yük altında iken emniyet katsayısı 1.1'den büyük değildir. Maksimum gerilme konsol tipi koşulunda ve yük geçit merdiveninin uç noktasında iken oluşur. Bu yüzden, yapı bu duruma göre tasarlanmıştır. Yine de analiz basit mesnet destekli koşulu için de yinelenmiş ve bu koşulda geçit merdiveninin yük kapasitesi de hesaplanmıştır. Çünkü geçit merdiveni ucundaki tekerler vasıtasıyla iskele ile temas halinde de kullanılabilir. Her iki durumda da geçit merdiveninin kaynaklı yüzeylerine sabit destek atanmış ve simetri sınır koşulu nedeniyle yükün yarısı büyüklüğünde kuvvet (588.6 N) uygulanmıştır. Konsol tipi kullanımda geçit merdiveninin gerilme ve deformasyon sonuçları Şekil 23'te gösterildiği üzere elde edilmiştir.

Şekil 27.a'da logaritmik ölçekte geçit merdiveninin gerilme sonuçlarının dağılımı verilmiştir ve maksimum von-Mises gerilimi 232.95 MPa olarak platformda oluşmuştur. Akma dayanımına göre (von-Mises kriteri) emniyet katsayısı, paslanmaz çelik malzemenin akma dayanımı 400 MPa olduğundan, von-Mises gerilim değeri bu akma dayanımına bölünerek 1.717 olarak hesaplanır (tasarım

gereksinimi olan en az 1.5 emniyet katsayısı gereksinimini karşılamaktadır).

Şekil 27.b'de gösterildiği üzere maksimum eğilme 23.4 mm olarak bulunmuştur. Üstelik, acil durumlardaki yük altında da analizi gerçekleştirilmiş ve emniyet katsayısı 1.138 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, geçit merdiveni acil durumlarda kullanıldığında en az 1.1 emniyet katsayısı gereksinimini de karşılamaktadır.

Geçit merdiveninin basit mesnetli modeli için de statik analiz yapılmıştır. Bu analizde, modelin en uç kenarını seçilerek dikey yöndeki hareketi kısıtlanmıştır. Maksimum gerilim, geometri homojen olmadığından dolayı tam orta noktada iken oluşmayacaktır. Bunun için, uygulanacak kuvvetin konumu tayin edilmelidir. Yapılan yinelemeli çözümler sonucu, maksimum gerilme yük merkezden 149 mm geride iken oluştuğu elde edilmiştir. Öncelikle bir kişilik yük uygulandığında maksimum gerilme 144.38 MPa ve maksimum eğilme 1.78 mm olarak bulunmuştur. Bu durumda, emniyet kat sayısı 2.77 olarak hesaplanır. Aynı zamanda, emniyet katsayısı 1.5 iken (tasarım gereksiniminde belirtildiği üzere) taşıyabileceği yük 450 kg'dır. Son olarak, acil durumda kullanılmak üzere emniyet katsayısı 1.1 iken maksimum 710 kg yük de taşıyabilmektedir.



Şekil 27. (a) Gerilme ve (b) sehim sonuçları

Bu analiz sonucunda, geçit merdiveninin emniyet katsayısının tasarım gereksinimlerine karşılandığı görüldükten sonra, geçit merdiveninin nihai tasarımı elde edilir; kuvvet ve kinematik analizleri ANSYS yardımı ile tamamlanarak piston seçimleri yapılır.

## Ağ Yapısı

Sonlu elemanlar analizinde yapı ANSYS SOLID 186/187 eleman tipi kullanılarak oluşturulmuştur. Analizlerden doğru sonuçların elde edilebilmesi için de ilk aşamada ağ yakınsaması analizleri gerçekleştirilmiştir. Ağ yapısının eleman sayısı arttıkça analiz sonuçlarının doğruluğu artmaktadır. Bu nedenle, ANSYS otomatik mesh kontrolü seçeneği ile ağ yapısının çözünürlük değerleri sırasıyla (0-6) arttırılarak (yani eleman sayısı otomatik olarak artırılarak) sonuçlar arasındaki değişim %1'in altına düşene kadar analizler yinelenmiştir:

Tablo 1. Ağ yapısı yakınsama analizleri

Deneme	Düğüm sayısı	Eleman sayısı	Von-Mises gerilimi (MPa)
1	296550	118427	196.53
2	443973	178032	213.46
3	547993	227473	227.02
4	720244	303895	222.09
5	1008737	437449	229.57
6	1370268	599196	231.73
7	1602153	709767	232.95

Tablo 2'de de görüldüğü gibi eleman sayısı artırdıkça yapılan simülasyonlarda artırılarak sonuçlardaki yakınsama davranışı incelenmiştir. Bu analiz sonucunda yüksek doğruluğa sahip sonuçların elde edilmesi için analizlerde 7 numaralı denemedeki eleman sayısı kullanılmıştır.

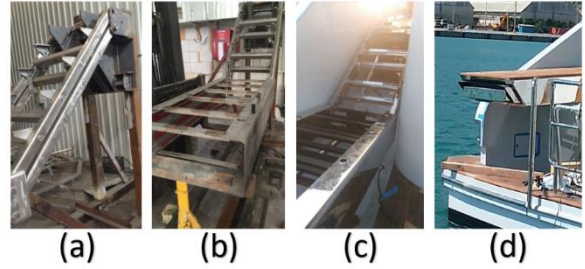
## ÜRETİM

Bu bölümde, geçit merdiveninin imalat süreci ve tekneye uygulaması gösterilecektir. Geçit merdiveninin tasarım sürecinde imalat yöntemleri de göz önünde bulundurularak tasarım yapıldığı ve yöntemlere değinildiği için üretimi kısaca anlatılacaktır.

Tasarımdaki tüm sac levha parçaları çelik plakalardan lazer kesim makinesi ile elde edilmiştir. Ana gövdenin yapısı, bu çelik parçaların kaynak yolu ile birleştirilmesinden oluşmuştur. Paralel merdivenin kollarında dikdörtgen kesitli profiller kullanılmış ve üzerindeki delikleri frezede delinmiştir. Pimler ve burçlar tornada işlenmiştir. Bu parçalardaki delik ve kama yatakları da yine freze ile açılmıştır. Sonra bu parçalar, deliklere yerleştirilerek ve merdiven basamakları da eklenerek Şekil .a'daki formunu almıştır.

Teleskopik parçaların ve platformun lazer kesimden elde edilen sacları büküm makinesinde U şeklini almıştır. Daha sonra, profillerle kaynak yolu ile

birleştirilerek kutu haline getirilmiştir (Şekil .b). Kestamid uzun ince plaklar bu kutuların içine vidalanarak eklenmiş ve kızak sistemi oluşturulmuştur. Çelik makaralar tornada işlenmiş ve ilk kasetin içine sabitlenmiştir. Arıdan çelik halat eklenerek kablo tahrik mekanizması oluşturulmuştur. Geçit merdivenini tekneye monte etmeden önce, tüm montajı tamamlanmış ve hidrolik silindirleri eklenerek çalışması test edilmiştir. Ardından estetik görünümün sağlanması için dış yüzeyi parlatılmış ve diğer parçaları da boyanarak Şekil .c'de gösterildiği üzere tekneye monte edilmiştir. Son olarak teknede de son kontrolleri yapıldıktan sonra tik ağaç plakalar eklenerek (Şekil .d), geliştirilen çok fonksiyonlu paralel geçit merdiveni tasarımının ilk uygulaması tamamlanmıştır.



Şekil 28. Geçit merdiveninin üretim aşamaları

## SONUÇ

Bu çalışmanın amacı, çok fonksiyonlu paralel geçit merdiveni mekanizması geliştirilerek yatarda kullanılan kasalı tipteki geçit merdiveninin istiflenme verimliliğinin ve fonksiyonelliğinin artırılmasıdır. Geçit merdiveni kullanılmadığı durumlarda güverteler arası merdiven görevi görerek fonksiyonellik kazanmış ve kullanıldığı durumda ise paralel 4-çubuk mekanizması sayesinde kolaylıkla düz bir yürüme yolu elde edilmiştir.

Tasarım süreci boyunca ilgili emniyet kuralları ve geçit merdiveninin uygulandığı yatın tasarım limitleri dikkate alınmıştır. Öncelikle, sistemin kavramsal ön tasarımı düzlemsel olarak çubuk mekanizmaları ile çizilmiştir. Ardından tasarım parametrelerinin elde edilmesi adına kinematik analiz analitik metotla MATLAB yardımı ile çözülmüştür. Boyutsal olarak tasarım gereksinimleri sağlandıktan sonra ilk 3B tasarım SolidWorks yardımı ile gerçekleştirilmiştir.

Üstelik her bir mekanizmanın çalışma prensipleri açıklanmıştır. Açılış mekanizması I, geçit merdiveninin merdiven konumundan düz geçit yoluna geçişini sağlamaktadır. Bu sayede geçit merdiveni fonksiyonellik kazanmış, fazladan merdiven kullanımını önlenmiştir. Açılış mekanizması II ise kasetlerin teleskopik olarak kablo tahrik mekanizması sayesinde tek bir eyleyici ile açılmasını sağlar. Böylelikle, her bir

kaset için ayrı eyleyici kullanımını önlenerek maliyet ve ağırlıktan tasarruf edilmiştir. Son olarak döndürme mekanizması ise, geçit merdiveninin yanaştığı iskele ile aynı hizada olması için geçit merdivenini döndürmektedir. Ayrıca, gelgit durumlarında geçit merdiveninin yaşanabilecek deniz seviyesi değişiminden dolayı iskeleye çarparak zarar görmesi önlenmiştir.

Ardından 3B tasarımı yapılmış olan modelin SolidWorks programında hareket simülasyonları da yapılarak çalışması test edilmiştir. Ayrıca tasarım gereksinimlerine olan uygunluğu da kontrol edilmiştir. 3B model elde edildikten sonra statik analizi sonlu elemanlar analiz programı olan ANSYS ile yapılmıştır. Geçit merdiveni konsol tipi modelinde normal kullanımda bir ve acil durumda üç kişi taşıyabilmektedir. Basit mesnet destekli modelinde ise normal kullanımda 450 kg ve acil durumda 710 kg yüke dayanabilmektedir.

Sistemin hareket sağlayıcıları hidrolik silindirlerdir. Analitik olarak yürütülen kinematik analiz sonuçlarından ölçüleri elde edilmiş, ANSYS ile yürütülen kuvvet analizinde ise gerekli kuvvet diyagramları elde edilmiştir. Bu sonuçlar yardımıyla hidrolik silindirler üreticilerden temin edilmiştir. Üstelik analitik sonuçlar ANSYS sonuçları ile doğrulanmıştır. Geçit merdiveni tam uzamış pozisyonunda ve 15 derece döndüğünde (aşağı) yataydaki mesafesi 5.6 metre olacak şekilde ölçülendirilerek tasarlanmıştır. Böylelikle, geçit merdiveninin maksimum uzunluğu 5.81 metre ve dönme açısı 15 derecedir.

Deniz suyu korozyonu malzeme seçiminde önemli bir etken olmuştur, ve krom paslanmaz çelik malzeme hem yüksek mekanik dayanımı ve parlatılabildiği için hem de yüksek korozyon dayanımına sahip olduğu için tercih edilmiştir. Öte yandan, kompozit malzemeler hafifliği, yüksek mekanik özellikleri, korozyon dayanımı ve karmaşık şekillerde kalıp yolu ile kolay üretimin olması gibi özelliklerle ön plana çıkmış, çelik malzemeye alternatif olarak kullanılabilen revaçta bir malzememdir. Unutulmamalıdır ki, bu çalışmanın ana amacı teknelerdeki kullanılan geçit merdivenlerinin istiflenme sorununa çözüm olan fonksiyonel paralel mekanizma geliştirmek ve tasarlamaktır. Gelecekteki çalışmalarda, özellikle karbon fiber takviyeli malzemeden geliştirilecek geçit merdiveni deniz ekipmanı uygulamaları için hem estetik açıdan hem de hafifliği ile ön plana çıkacak bir tasarım olacaktır.

Sonuç olarak, çelik geçit merdiveni üretilmiş ve tekneye test edilerek uygulanmıştır. Özetçe birincisi, geliştirilen paralel 4-çubuk mekanizması geçit merdiveninin kullanılmadığı durumda merdiven olarak kullanılmasını sağlayarak fonksiyonellik

kazandırmıştır. İkinci olarak, istiflenme verimliliği nispeten daha uzun geçit merdivenleri elde edilerek artırılmıştır. Çünkü sistemi açıp/kapayan mekanizma ve teleskopik kasetler teknedeki platformda bulundurulacak teknenin gövdesinden bağımsız olarak monte edilebilmektedir. Üçüncüsü, teleskopik uzayan elemanlar ve platform, merdiven ucuna monte edildiğinden dolayı nispeten daha uzun geçit merdivenleri elde edilmektedir. Son olarak, bu geçit merdiveni uygulaması, yer kısıntısı olan teknelerde dahili olarak monte edilen gizlenebilir tipteki geçit merdivenlerinin de kullanılmasını sağlamıştır.

## DESIGN, ANALYSIS, AND MANUFACTURING OF A MULTIFUNCTIONAL PARALLELOGRAM GANGWAY MECHANISM

Gangways are temporary access bridge systems used in sea and air vehicles, that allows passengers to transfer safely between a vehicle and land. To provide an aesthetic appearance on yachts, internally mounted and telescopic openable types of gangways are preferred. For this purpose, a gangway is mounted inside a space opened into the hull, particularly at the top of the ladder connecting the decks of the boat. Depending on the distance between the boat and pier in boarding position, the size of the gangway and its mechanism differs. In the case of long gangways, the number of telescopic stages and/or the size of parts and occupation of extra volume of retracting mechanism (for hiding the gangway) are the limiting factors in realizing feasible gangway use on space-limited yachts. This study focuses on improving stacking efficiency and adding functionality to the box type (internally mounted) of gangway prevalent in superyachts.

**Keywords:** gangway, parallelogram mechanism, finite element analysis (FEA), kinematic and force analyses

## KAYNAKÇA

- [1] Besenzoni SpA, «Yacht Gangway.» Available: <https://www.nauticexpo.com/prod/besenzoni-spa/product-21536-285492.html>. [Erişildi: 20 09 2020].
- [2] M. Grimaldi, «Manual gangway for a boat». United States Patent: 0,050,045 A1, 26 February 2009.
- [3] G. Besenzoni, «Telescopic gangway for boats with a simplified construction». United States Patent: 6,748,895 B2, 15 June 2014.
- [4] G. Franceschi, A. Borzoni, M. Maracci, G. Besenzoni and G. Besenzoni, "Access gangway for boats made of titanium". European Patent 1,902,940 A3, 21 May 2014.



- [5] P. Sacco, «A movable gangway for a boat, having a rotating actuator». WIPO (PCT) Patent: WO2010013271A1, 4 February 2010.
- [6] D. J. C. Salzmann, "Development of the Access System for Offshore Wind Turbines (PhD Thesis)," Delft University of Technology, 2010.
- [7] F. Yu, *Modeling, Simulation and Control of Motion Compensated Gangway in Offshore Operations (Master's degree)*, Norwegian university of science and technology, 2017.
- [8] P. Stuberg and C. J. Amundsen, "Optimized Offshore Gangway Operations on Monohull," in *MTS Dynamic Positioning Conference*, Houston, 2015.
- [9] W. Huang, B. Li, X. Chen and R. Araujo, "Numerical and experimental studies on dynamic gangway response between monohull flotel and FPSO in non-parallel side-by-side configuration," *Ocean Engineering*, vol. 149, pp. 341-357, 2018.
- [10] İ. Genç, "Designing and Analysis Phases of Four Elements (M.S. Thesis)," Atatürk University, 2007.
- [11] D. E. Yunus, "Design and Manufacturing of Carbon-Fiber-Reinforced Polymer Composite Gangway (M.S. Thesis)," Ege University, 2011.
- [12] P. D. K. A. P. Kumar, «Study on Telescopic Walkway Design of Jetty Gangway (B.S Thesis),» Universiti Teknologi PETRONAS, TRONOH, 2009.
- [13] DNV GL, «Certification of offshore gangways for personnel transfer,» DNV GL AS 2020, 2015.
- [14] *Kando 110*. [Art]. Ava Yachts Co. Ltd., 2019.

## YAYIN İLKELERİ

### Amaç

1. Makina tasarım ve imalatı alanında yerli teknoloji üretimine yönelik kuramsal ve uygulamalı çalışmaları duyurmak.
2. Bu alanda çalışan kişi ve kuruluşlar arasında bilgi alışverişini sağlamak.
3. Yayınlanan çalışmalar üzerinde teknik tartışma ortamı yaratmak.
4. Üniversite – endüstri arasındaki yakınlaşma ve işbirliğinin geliştirilmesine katkıda bulunmak.
5. Türkçe teknik bilgi birikimini arttırmak.

### Kapsam

- (a) Dergi amaçları doğrultusunda aşağıda belirtilen konularda veya bunlara yakın konulardaki yazıları yayımlar;

Makina Tasarımı, Mekanik Sistemlerin Tasarımı ve Analizi, Makina Teorisi ve Mekanizma Tekniği, Makina Elemanları, İmalat Yöntemleri, Bilgisayar Yardımı ile tasarım ve İmalat, Robotik ve Esnek İmalat Yöntemleri, Akışkanlar Mekaniği, Malzeme Seçimi ve Malzeme Sorunları, Kalite Kontrolü, Fabrika Organizasyonu ve Üretim Planlaması, Bakım ve Onarım, Derginin amacına uygun diğer konular.

- (b) Dergide yayımlanacak makaleler, bir yeniliği, ilerlemeyi, gelişmeyi, araştırma ya da uygulama sonuçlarını içermek üzere araştırma makaleleri, uygulama makaleleri, derleme makaleleri, çeviri makaleleri ve kısa makaleler olabilir.

- (c) Dergide üyelerimize faydalı olabilecek imalat ve teknoloji ile ilgili araştırma ve çalışmaların sunulduğu veya firma ve kuruluşların tanıtıldığı yazılar yayımlanabilir

- (d) Derginin kapsamına giren konularda düzenlenen yurtiçi ve yurtdışı konferans, seminer, vb. etkinliklere ve ayrıca bu konulardaki kitap, dergi vb. yayınlara ait duyurular yer alır.

### Makalelerin Değerlendirilmesi

Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, yayın kalitesi olarak belirli bir düzeyin üstünde kalmayı amaçlamıştır. Türkiye koşullarını da gözönüne alarak, bu kalite düzeyinin sürdürülmesi için gerekli tüm çaba ve titizlik gösterilecektir. Dergi'ye gelen her makale kesinlikle incelemeden geçirilecek ve bu amaçla mümkün olduğu kadar Türkiye çapında ya da yurtdışında konunun uzmanı hakemler tarafından değerlendirilmesine özen gösterilecektir. İnceleme ve değerlendirme sonuçları hakkında makale yazarlarına bilgi verilecektir.

### YAYIN HAKKI

Dergide yayımlanan makalelerin her türlü yayın hakkı Makina Tasarım ve İmalat Derneği'ne aittir. Dergideki yazılar, yazılı izin almadan başka yerde yayımlanamaz ve çoğaltılamaz.

### ÇALIŞMA İLKELERİ

Derginin yasal sahibi, MAKİNA TASARIM VE İMALAT (MATİM) DERNEĞİ'dir.

"Dergi Yayın Kurulu" dergi yönetimi ile ilgili organdır. Dergi Yayın Kurulu, MATİM Derneği Yönetim Kurulu tarafından bir yıl süre ile seçilir. Yayın Kurulu derginin yayın ilkelerine uygun yayımı ile yükümlüdür. Yayın Kurulu faaliyetleri konusunda MATİM Derneği Yönetim Kuruluna bilgi verir ve onayını alır.

Journal of  
MECHANICAL  
DESIGN  
AND  
PRODUCTION

Journal of Mechanical Design and Production is a periodical, published by the Turkish Mechanical Design and Production Society, Ankara, Turkey. It is one of the society's aims, to publish qualified research and review papers in Turkish. The published papers are strictly refereed to maintain a high scientific and engineering level at international standard.

### MAKALE GÖNDERME KOŞULLARI

Makina Tasarım ve İmalat Dergisi'ne yurt içinden ya da yurt dışından isteyen herkes yayımlanmak üzere makale gönderebilir. Gönderilen makalelerin dergi temel amaçlarına uygun ve dergi kapsamı içinde olması ve aşağıdaki makale kabul ilkelerini sağlaması gerekmektedir. Dergi Yayın Kuruluna gelen her makale en az iki hakem

tarafından değerlendirilir ve sonuç olumlu ya da olumsuz olsa da, yazarına bildirilir.

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde aşağıdaki makaleler yayımlanabilir.

- Araştırma Makaleleri.
- Uygulama Makaleleri.
- Derleme Makaleleri: Belirli bir konu üzerinde bilimsel ve teknolojik son gelişmeleri zengin bir kaynakçaya dayanarak aktaran ve bunların değerlendirilmesini yapacak nitelikte olmalıdır.
- Çeviri Makaleler: Yerli teknoloji ve bilgi birikimine önemli bir katkıda bulunacak nitelikte olmalıdır.
- Kısa Makaleler: Yapılan bir çalışmayı zaman geçirmeden duyuran veya bu dergide yayımlanan bir makaleyi tartışan yazılardır.
- Diğer: Yukarıda tanımlanan içerikte olmayan, ancak üyelerimize faydalı olabilecek, imalat ve teknoloji ile ilgili çalışma ve araştırmaların sunulduğu, firma ve kuruluşların teknik özelliklerinin tanıtıldığı yazılardır.

Örnek makale <http://www.matim.org.tr> sitesinde verilmiştir. Yazarlar, makalelerini TÜBİTAK ULAKBİM tarafından yürütülen <http://dergipark.org.tr/tr/pub/matim> sitesine yüklemelidirler. Bir sorun ile karşılaşılırsa İlhan Konukseven (konuk@metu.edu.tr) veya Bilgin Kaftanoğlu (bilgin.kaftanoğlu@atilim.edu.tr) ile iletişim kurabilirler. Yazarlar, yayınlanma kabulünü takiben makalenin en son halini elektronik olarak aynı şekilde yüklemelilerdir.. Kelime-işlemci olarak Windows işletim sisteminde çalışan MS Word program paketi kullanılmalıdır.

#### MAKALE KABUL İLKELERİ

Makaleler içerik ve şekil olarak aşağıda belirtilen biçimde hazırlanmalıdır.

#### Yazım Dili

Kullanılan dilin olabildiğince basit, anlaşılır ve kesin olmasına özen gösterilmelidir. İleri düzeyde teknik ya da alışılmamış kavramlar kullanmak gerektiğinde, bunlar uygun bir şekilde tanımlanmalı ve yeterince açıklanmalıdır.

#### Makalenin Yapısı

Makaleler, aşağıda verilen yapıda olacak şekilde hazırlanmalıdır.

- Makalenin adı
  - Yazar(lar) ad(lar)ı, ünvanları, bağlı olduğu kuruluş ve kuruluşun bulunduğu il.
  - Özet ve anahtar kelimeler
  - Makalenin ana kısmı
  - Teşekkür (gerekli ise)
  - İngilizce başlık, özet ve anahtar kelimeler
  - Kaynakça
  - Ek(ler) varsa
- Makalenin adı, olabildiğince kısa, gereksiz ayrıntıdan arınmış olmalı, ancak gerekli anahtar sözcükleri içermelidir.

Yazarların ad ve soyadları, ünvanları, bağlı olduğu kuruluş ve bulunduğu il verilmelidir. Ayrıntılı görev ve adres ise ayrı bir kağıtta ve yazarların kısa özgeçmişleri ile birlikte belirtilmelidir.

Özette sadece sonuçlar değil makalenin tümü çok kısa ve öz şekilde açıklanmalıdır. Özet, makalenin konusu, kapsamı ve sonuçları hakkında fikir verebilmeli, ilgili anahtar sözcük ve deyimleri içermelidir. 100 kelimeyi geçmeyen Türkçe özetin ve anahtar sözcüklerin İngilizcesi de konulmalı ve makale başlığının İngilizcesi de muttaka yazılmalıdır. Bu konuda istenirse dergi Yayın Kurulu yardımcı olabilir.

Makalenin ana kısmında makalenin amacından söz edildikten sonra bir mantık zinciri içinde sorun tanıtılmalı, çözüm yolları ve diğer bilgiler verilerek sonuçlar ve bunların değerlendirilmesi sunulmalıdır.

Teşekkür kısmında gerekiyorsa kişi, kuruluş ya da firmalara teşekkür edilebilir. Özellikle firma adlarının bu bölümünün dışında başka bir yerde verilmemesine özen gösterilmelidir.

#### Başlıklar

Gerek makalenin yapısını belirlemek, gerekse uzun bölümlerde düzenli bir bilgi aktarımı sağlamak için üç tür başlık kullanılabilir:

- Ana Başlıklar,
- Ara Başlıklar,
- Alt Başlıklar.

Ana Başlıklar: Bunlar, sıra ile, özet, makalenin ana kısmının bölümleri, teşekkür (varsa), kaynakça, ekler (varsa)'den oluşmaktadır. Ana başlıklar büyük harflerle yazılmalıdır.

Ara Başlıklar: Yalnız birinci harfleri büyük harfle yazılmalıdır.

Alt Başlıklar: Yalnız birinci harfleri büyük harflerle yazılmalı ve hemen başlık sonunda iki nokta üstüste konularak yazıya aynı satırdan devam edilmelidir.

#### Matematiksel Bağıntılar

Matematiksel bağıntılar, bilgisayar ile anlaşılır şekilde açık ve seçik olarak yazılmalı, Türkçe alfabenin dışındaki karakterleri sayfanın sol tarafındaki boşlukta ayrıca ne oldukları yazı ile belirtilmelidir. Üst ve alt harf veya rakamlar belirgin bir şekilde yazılmalıdır. Özellikle bilgisayar kullanımında "l" (le) harfi ile "1" (bir) sayısının, "O" harfi ile "0" (sıfır) sayısının karıştırılmamasına özen gösterilmelidir. Metin içindeki bağıntılar 1 (bir)'den başlayarak sıra ile numaralandırılmalı ve bu numaralar eşitliğin bulunduğu satırın sağ kenarına parantez "( )" içinde verilmelidir.

#### Şekiller, Çizelgeler ve Resimler

Şekiller, küçültme ve basımda sorun yaratmamak için bilgisayar ile, düzgün ve yeterli çizgi kalınlığında çizilmelidir. Şekiller 1 (bir)'den başlayarak ayrıca numaralandırılmalı ve her şeklin altına alt yazılarıyla birlikte yazılmalıdır. Çizelgeler de şekiller gibi, 1 (bir)'den başlayarak ayrıca numaralandırılmalı ve her çizelgenin üstüne başlığıyla birlikte yazılmalıdır.

Resimler yeterli çözünürlükte sağlanmalıdır. Ayrıca şekiller için verilen kurallara uyulmalıdır. Derginin elektronik ortamda renkli olarak yayınlanacağı dikkate alınmalıdır.

Çizelge başlıklarının sadece ilk kelimesinin baş harfi büyük harfle, diğer harfleri ve kelimeler küçük harfle yazılmalıdır. Çizelge başlıkları, ayrıca bir sayfada da sıra ile verilmelidir.

#### Dip Notu

Dip notu gereken yerlerde bu bir üs numarası 1 ile belirtilmelidir. Buna karşılık gelen dip notu aynı sayfanın altında ara metinle bir çizgi ile ayrılmış olarak verilmelidir.

#### Kaynakça

Makale içinde gönderme yapılan (atıfta bulunulan) her türlü basılı yayın makalede söz edildiği sırada ve köşeli parantez [ ] içinde verilmelidir. Dergilerde yayımlanan makaleler, kitaplar, raporlar, tezler, kongre ve sempozyumlarda sunulan makaleler aşağıdaki örneklerde verilen şekilde yazılmalıdır.

- Dergi Makalesi
1. Richie, G.S., Nonlinear Dynamic Characteristics of Finite Journal Bearings, *ASME, J. of Lub. Technology*, 105 (1983) 3, 375-376. Kitap
  2. Shigley, J.E. ve Mitchell, L.P., *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1983. Rapor
  3. Arslan, A.V. ve Novoseletsky, L.A., *Mathematical Model to Predict the Dynamic Vertical Wheel/Rail Forces Associated with Low Rail Joint*, AAR Technical Center, Technical Report, No.R-462, October 1980. Kongre Makalesi
  4. Adalı, E. ve Tunalı, F., Bilgisayar Denetimli Tezgaha Geçiş, *1. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi Bildiri Kitabı*, 287-293, ODTÜ, 1984.

#### Makalenin Uzunluğu ve Yazımı

Dergide yayımlanacak makaleler 13 makale sayfasını geçmemelidir. Makaleler bilgisayar ile A4 formatında, iki aralıklı olarak yazılmalı ve sayfa kenarlarında yeteri kadar boşluk bırakılmalıdır.

Kabul edilen makaleler dergi için yapılan dizgi ve şekilsel düzenlemeden sonra kontrol için basımdan önce yazarına gönderilir.

Yayımlansın veya yayımlanmasın gönderilen makaleler yazarına geri gönderilmez. Yazılardaki fikir ve görüşler yazarına, çevirden doğacak sorumluluk ise çevirene aittir.

#### YAZIŞMALAR

Belirtilmemesi durumunda konuyla ilgili yazışmalar birinci yazarın adresine gönderilir.

- 
1. Örnek dip not