

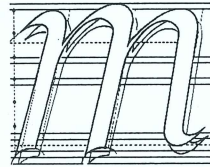
ISSN 1302-9487

MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt : 4

Sayı : 4

Kasım 2002



matim

Makina Mühendisliği Bölümü
ODTÜ - ANKARA

Sahibi

Makina Tasarım ve İmalat Derneği adına Yönetim Kurulu Başkanı

Bilgin KAFTANOĞLU

ODTÜ

Yayın Kurulu

Metin AKKÖK

ODTÜ

Can ÇOĞUN

Gazi Ü

Suat KADIOĞLU

ODTÜ

İlhan KONUKSEVEN (Sorumlu Yayın Yönetmeni)

ODTÜ

Orhan YILDIRIM

ODTÜ

Danışma Kurulu

M.A. Sahir ARIKAN

ODTÜ

Tuna BALKAN

ODTÜ

Erhan BUDAK

Sabancı Ü

Melik DÖLEN

ODTÜ

Hüseyin FİLİZ

Gaziantep Ü

Necdet GEREN

Çukurova Ü

Mustafa İ. GÖKLER

ODTÜ

Erk İNGER

Roketsan Gn. Md.

Haydar LİVATYALI

İTÜ

Ferruh ÖZTÜRK

Uludağ Ü.

Levend PARNAS

ODTÜ

Ömer SAATÇIOĞLU

ODTÜ

O. Selçuk YAHŞI

ENVY A.Ş.

Yazışma Adresi, Telefon ve Faks

Makina Tasarım ve İmalat Derneği

Makina Mühendisliği Bölümü, E Blok, No. 101

Orta Doğu Teknik Üniversitesi

06531 ANKARA

Tel : (312) 210 52 12, Faks : (312) 210 12 75

Web : <http://www.me.metu.edu.tr/matim>

e-mail : matim@metu.edu.tr

MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 4 Sayı: 4 Kasım 2002

JOURNAL OF
MECHANICAL DESIGN
AND PRODUCTION

Vol: 4 No: 4 Nov. 2002

ISSN 1302-9487

TELİF HAKKI

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde yayımlanan bütün yazıların telif hakkı MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERNEĞİ'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.

ABONE KOŞULLARI

Yıllık abone bedeli 2002 yılı içinde gerçek kişiler için 6.000.000 TL, firma ve kuruluşlar için 30.000.000 TL, öğrenciler için 3.000.000 TL'dir. Abone olmak için aşağıda verilen banka hesabına abone bedelinin yatırılması ve açık adresiniz ile banka makbuzunun adresimize gönderilmesi yeterlidir.

TANITIM KOŞULLARI

Kuruluş ve ürünlerini tanıtmak isteyenler hazırlayacakları tanıtım yazı ve resim taslaklarını Derneğimiz'e göndererek saptanacak bir katkı karşılığında Dergi'de yayımlanmasını sağlayabilirler.

BANKA HESAP NUMARASI

T. İş Bankası, ODTÜ Şubesi
Hesap No: 4229 30441 235339

DİZGİ

Hülya SEVER

BASKI

ODTÜ Basım İşliği

Yılda 2 sayı Mayıs ve Kasım aylarında yayımlanır.

İÇİNDEKİLER

ARAŞTIRMA, GELİŞTİRME VE UYGULAMA MAKALELERİ

Altın Kanatlar Projesi Kapsamında İki Adet
Hafif Uçağın Tasarımı ve Sertifikasyonu 201

Serkan ÖZGEN
Ali Behiç GÜVENTÜRK

Nokta Kaynaklı Birleştirmelerde Kaynak
Parametrelerinin Bağlantı Dayanımına Etkileri 213

Melih BAYRAMOĞLU
Uğur EŞME

Yay-Yürek Mekanizmalı Etkin Bir Temel Yalıtım
Sisteminin Deprem Şokları Karşısındaki Dinamik
Şokları Karşısındaki Dinamik Davranışının Deneysel
Olarak İncelenmesi 220

H. KAPLAN
K. ALSAİF
M. DÖLEN

Traktör Fren Sistemlerinin Fonksiyonel Analizi ve
Geliştirilmesi 236

Ata Hançer UYSAL
Bilgin KAFTANOĞLU

Mühendislik Tasarımında Olasılığa Dayalı Tasarım
Yöntemlerinin Kullanımı 248

İrfan KAYMAZ
Recep SADELER

DEĞERLENDİRME MAKALELERİ

Umtik 2002 ve MDM 2002 Kongreleri 257

Abdülkadir ERDEN

2nci Uluslararası Kalıp ve Model Tasarım ve İmalatı
Kongresi ve Sergisi 259

Bilgin KAFTANOĞLU

YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE
BİLİMSEL ETKİNLİKLER 261

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.

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

Serkan Özgen
Doç. Dr.

Ali Behiç Güventürk
Uçak Yüksek Mühendisi

Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531, Ankara

Altın Kanatlar Projesi Kapsamında İki Adet Hafif Uçağın Tasarımı ve Sertifikasyonu

Makalede iki adet tek motorlu, pervaneli hafif uçağın aerodinamik tasarımı ve sertifikasyonu anlatılmaktadır. Tasarım için dünyada yaygın olarak kullanılan yöntem ve kaynaklar benimsenmiştir. Sertifikasyon ise JAR-VLA (Joint Aviation Regulations - Very Light Aeroplanes) kriterleri baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan performans ve uçuş parametrelerinin daha sonra yapılan uçuş testlerinde elde edilen değerlerle büyük ölçüde uyduğu gözlenmiştir. Böyle bir tasarım, üretim ve sertifikasyon çalışmasının ülkemizde ilk kez yapıyor olması özellikle önem taşımaktadır.

Anahtar Kelimeler: Uçak tasarımı, uçak sertifikasyonu, uçuş performansı, uçuş parametreleri.

GİRİŞ

Osmanlı Devleti, Balkan Savaşı yenilgisini unutturmak ve hızla gelişen havacılık dünyasında Türk Milletinin de saygın bir yer almasını sağlamak amacıyla 1914 yılında İstanbul-İskenderiye hava yolculuğunu başlatma kararı almıştır. Bu zor görev için pilotlar Fethi ve Nuri Beyler, rasıtlar Sadık ve İsmail Hakkı Beyler görevlendirilmişlerdir. Uçuş rotası İstanbul – Eskişehir – Afyon – Konya – Ulukışla – Adana – Halep – Humus – Beyrut – Şam – Kudüs - El Arış - Port Said – Kahire – İskenderiye güzergahını izleyecek şekilde öngörülmüştü. Yolculuğun uzunluğu 2400 kilometreyi buluyordu.

8 Şubat 1914 günü Fethi ve Sadık Beyler Bleriot XI tipindeki Muavenet-i Milliye, Nuri ve İsmail Hakkı Beyler ise Deperdussin tipindeki Prens Celaeddin uçağıyla yolculuğa başladılar. Ne yazık ki Fethi ve Nuri Beylerin uçağı Taberiye gölü, Nuri ve İsmail Hakkı Beylerin uçağı ise Yafa yakınlarında düştü. Fethi, Sadık ve Nuri Beyler ilk hava şehitlerimiz olarak tarihe geçtiler. İstanbul - İskenderiye seferi Beyrut'a kadar gemi ile getirilen Bleriot XI-2 tipindeki Edremit uçağıyla Salim ve Kemal beyler tarafından tamamlandı [1].

2000 yılında TRT öncüğünde başlatılan Altın Kanatlar Projesi kapsamında, 1914'teki uçuşa kullanılan Bleriot uçağına mümkün olduğunca benzeyecek iki uçakla aynı uçuşun yapılmasına karar verilmiştir. Tasarımı, Hava Kuvvetleri Komutanlığı

2. Hava İkmal Bakım Merkezi (2. HİBM), ODTÜ Havacılık Mühendisliği Bölümü ve Teknotasarım şirketleri işbirliğiyle gerçekleştirilen uçaklar 2. HİBM'nde üretilmiştir. Uçakların sertifikasyonu için ise askeri ve sivil personelin katılımıyla bir Sertifikasyon Üst Kurulu oluşturulmuştur. Titiz ve uzun bir çalışma sonucunda, Sertifikasyon Üst Kurulu uçaklara JAR-VLA (Joint Aviation Regulations – Very Light Aeroplanes) [2] kriterlerini baz alarak, Özel Deneysel Askeri Uçak kategorisinde uçuşa elverişlilik sertifikası vermiştir. Uçakların AK-01X ve AK-02X adlarıyla anılmaları kararlaştırılmıştır. Kısaca anlatıldığı gibi uçuşa hazırlanan uçaklar yolculuklarına 15 Mayıs 2001 tarihinde İstanbul'da başlamışlar ve 18 Haziran 2001'de İskenderiye'ye ulaşarak görevlerini büyük bir başarıyla tamamlamışlardır.

Makalede yukarıda bahsedilen uçakların aerodinamik tasarım ve sertifikasyon çalışmaları kısaca anlatılacaktır. Tahmin edilebilir ki uçak tasarımı bir optimizasyon problemi olduğu için çok sayıda döngüden oluşmaktadır. Burada tüm tasarım aşamalarını gösteren sadece bir döngü sunulacaktır. Bir diğer nokta ise makaledeki verilerin ve hesaplamaların büyük ölçüde İngiliz birimlerine göre olmasıdır. Bunun nedeni, uçak tasarımı ile ilgili tüm yayın, tablo ve yöntemlerin hemen hepsinin Amerika ve İngiltere kökenli olmasıdır. Kaldı ki bu birimler havacılıkta halen çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Okuyucuya yardımcı olmak açısından İngiliz

sistemiyle metrik sistem arasında bazı dönüşüm faktörleri Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. İngiliz ölçü birimleriyle metrik sistem birimleri arasındaki bazı dönüşüm faktörleri.

Boyut	İngiliz	Metrik
Kütle	1 lb	0.454 kg
Uzunluk	1 ft (12 inch) 1 inch	0.3049 m 2.54 cm
Hız	1 knot (1.689 ft/s)	1.8532
Güç	1 hp (550 lb.ft/s)	745.7 W
Kuvvet (ağırlık)	1 lb	4.4482 N

ÖN TASARIM ÇALIŞMALARI

Bleriot uçağının özellikleri

Üretilecek uçakların 1914 yılında kullanılan Bleriot XI uçağına mümkün olduğunca benzemesi öngörüldüğünden, tasarım çalışmaları bu uçağın özelliklerinin araştırılmasıyla başlamıştır. Bleriot uçağına ait teknik veriler Tablo 2’de sunulmuştur [3].

Araştırma sonucunda Bleriot XI uçağında bugünün uçuş emniyeti şartlarına ters düşen özellikler saptanmıştır. Bunlar arasında en önemlileri aşağıda sıralanmıştır:

1. Uçağın maksimum hızı V_{max} ile askı hızı (perdövites hızı) V_s arasındaki farkın az olması,
2. Uçağın uçuş tavanının çok alçak olması,
3. Uçağın yatış kumandasının, günümüzde kullanılan kanatçıklar ile değil de kokpitte bulunan bir direksiyon kumandası ile kanadın kamburluğunun değiştirilerek verilmesi,
4. Uçakta parazit sürüklenme yaratacak unsurların çok olması,
5. Kanat kamburluk oranının çok düşük olması.

Yukarıda sayılan nedenlerden dolayı günümüz uçuş emniyet standartlarına uygun bir uçağın modern teknik ve yöntemler kullanılarak sıfırdan tasarlanıp üretilmesi zorunluluğu ortaya çıkmıştır.

Tasarım gerekleri

Çalışmalar, tasarım gereklerinin saptanmasıyla devam etmiştir. Bu gereklerin en önemlileri aşağıda sıralanmıştır:

1. Menzil: 250 mil (400 km),
2. Askı hızı: 45 knot (83 km/saat),
3. Asgari tırmanma oranı: 300 ft/dak (90 m/dak),
4. Uçuş tavanı: 13000 ft (4000 m),
5. Azami hız: 100 knot (185 km/saat).

Tablo 2. Bleriot XI-2 ve AK-01X uçaklarının teknik verilerinin karşılaştırılması.

	Bleriot XI-2	AK-01X
Yapım yılı	1911	2001
Motor	Gnôme 80 hp	Lycoming O-360 180 hp
Boş ağırlık	335 kg	610 kg
Azami ağırlık	600 kg	900 kg
Boy	8.20 m	8.43 m
Kanat açıklığı	10.36 m	10.7 m
Kanat alanı	14.9 m ²	16.8 m ²
Yükseklik	2.57 m	2.58 m
Azami hız (ds)	106 km/saat	176 km/saat
Seyir hızı	68 km/saat	143 km/saat
Askı hızı	43 km/saat	83 km/saat
Tırmanış oranı (ds)	?	310 m/dak
Uçuş tavanı	1500 m	3660 m
Menzil	370 km	400 km
Personel	2	2

Maksimum kalkış ağırlığının bulunması

Ön tasarımda uçağın azami kalkış ağırlığının tahmini aşağıdaki denkleme dayanarak yapılmıştır [4]:

$$W_0 = W_{crew} + W_{payload} + W_{fuel} + W_{empty} \quad (1)$$

W_{crew} pilotun ağırlığı olup 198 lb (90 kg) olarak seçilmiştir.

$W_{payload}$ rasit ağırlığıdır ve yine 198 lb (90 kg) olarak seçilmiştir.

W_{fuel} toplam yakıt ağırlığıdır ve kullanılabilir yakıt ile % 5’lik rezerv yakıtı içermektedir.

W_{empty} uçağın boş ağırlığıdır.

Kullanılan tablo ve denklemlere göre toplam yakıt ağırlığının, azami kalkış ağırlığının % 10.4’ü olacağı ortaya çıkmıştır [5]. Buna göre uçağın maksimum kalkış ağırlığının 1564 lb (710 kg) olacağı hesaplanmıştır.

Maksimum taşıma katsayısının bulunması

Bu aşamada, kanatlarda NACA 4412 profilinin kullanılmasına karar verilmiştir. Bu seçimdeki etkenler, bu profil ile ilgili aerodinamik verilerin bolluğu ve kanat sinirlerinin üretimindeki kolaylıktır. Profilin azami taşıma katsayısı $c_{l,max} = 1.55$ ’tir.

Kanat üzerindeki üç boyutlu etkilerden dolayı tüm uçağın taşıma katsayısı $C_{L,max} = 0.9c_{l,max}$ alınmalıdır [4]. Buna göre $C_{L,max} = 1.4$ olması gerektiği hesaplanmıştır.

Gereksinim duyulan motor gücünün hesaplanması

Gereksinim duyulan motor gücü SHP, aşağıdaki formülden hesaplanmıştır [6]:

$$\frac{SHP}{W_0} = AV_{max}^C \quad (2)$$

Formülde W_0 lb, V_{max} ise knot cinsindedir. Aynı kaynağa göre bu kategorideki bir uçak için $A=0.005$, $C=0.57$ olmalıdır. Formüldeki tüm parametreler yerine konduğunda $SHP=108$ hp bulunur. Bu hesaplamalar sonucunda 115 hp güç üreten Rotax 914-F4 motorunun kullanılmasına karar verilmiştir.

Kanat ve gövde boyutlarının hesaplanması

Kanat yüklemesi ($W_0/S = mg/S$ = toplam ağırlık/kanat alanı) hesabı için elimizde yeterince veri mevcuttur. Kanat yüklemesi hesabı dört ayrı kritere göre yapılmakta ve tasarımda bu kriterlere göre hesaplanan değerlerin en küçüğü kullanılmaktadır [5]. Hesaplar sonucunda bulunan kanat yüklemesi değerleri aşağıda sıralanmıştır:

1. Perdövites hızına (45 knot) göre ($W_0/S = 8.87$ lb/ft²),
2. Azami kalkış mesafesine (1000 ft) göre ($W_0/S = 11.9$ lb/ft²),
3. Asgari tırmanma oranına (300 ft/dak) göre ($W_0/S = 60$ lb/ft²),
4. Seyir hızı (80 knot) ve irtifasına (7500 ft) göre ($W_0/S = 12.8$ lb/ft²).

Buna göre birinci kritere göre yapılan hesap en düşük kanat yüklemesini vermektedir. Sonuçta dikdörtgen olarak tasarlanan kanadın alanının $S = 180.7$ ft² (16.8 m²), açıklığının $b = 35.1$ ft (10.7 m), veter boyunun ise $c = 5.15$ ft (1.57 m) olmasına karar verilmiştir.

Kanatlar, Bleriot XI-2 uçağına benzer şekilde gövdeye üstten tutturulmuştur. Kanatların gövdeye C_L/C_D oranının en yüksek olacağı hesaplanan 4°'lik bir hücum açısıyla tesbit edilmesine karar verilmiştir.

Gövde uzunluğu, $L_f = AW_0^C$ ($A=3.68$, $C=0.23$) eşitliğinden 20 ft (6.1 m) olarak hesaplanmıştır [6]. Formülde W_0 lb, L_f ise ft cinsindedir.

Dikey ve yatay kuyruk boyutlandırması

Dikey kuyruk boyutlandırması için aşağıdaki formül kullanılmıştır [6]:

$$C_{vt} = \frac{L_{vt}S_{vt}}{bS} \quad (3)$$

C_{vt} dikey kuyruk hacim katsayısıdır ve bu tip bir uçak için ortalama değeri 0.04 olarak verilmektedir [6].

L_{vt} dikey kuyruk ve kanat aerodinamik merkezleri arasındaki mesafedir ve Bleriot uçağı baz alınarak $0.74L_f = 14.8$ ft (4.51 m) olarak hesaplanmıştır. Formüldeki parametrelerden b ve S sırasıyla kanat açıklığı ve kanat alanıdır. Tüm değerler formülde

yerine konduğunda dikey kuyruk alanı 17 ft² (1.58 m²) olarak hesaplanmaktadır.

Yatay kuyruk boyutlandırması için de aynı yöntem kullanılmıştır. Buna göre:

$$C_{ht} = \frac{L_{ht}S_{ht}}{bS} \quad (4)$$

C_{ht} yatay kuyruk hacim katsayısıdır ve bu tip bir uçak için ortalama değeri 0.5 olarak alınmaktadır [6].

L_{vt} yatay kuyruk ve kanat aerodinamik merkezleri arasındaki mesafedir ve yine Bleriot uçağı baz alınarak $0.64L_f = 12.8$ ft (3.91 m) olarak hesaplanmıştır. Bu değerler yerine konduğunda yatay kuyruk alanı 36.2 ft² (3.36 m²) olarak bulunur.

Pervane seçimi ve konumu

Seçilen motorla kullanılması tavsiye edilen pervane 71 in (180 cm) çapındaki Ivoprop marka üç palli pervanedir. Pervanenin çapı $d = 22\sqrt[4]{SHP}$ formülüne [6] göre 2 in (5 cm) kısa olmasına rağmen bu farkın önemsiz olduğu değerlendirilmiştir. Başka bir hesaba göre ise pervane merkezinin yerden 45.3 in (115 cm) yüksekte olması gerektiği bulunmuştur.

Ana iniş takımı boyutlandırması

Raymer'e göre [6] ana iniş takımı tekerlek çapı $d_m = AW_0^B$ ($A=1.51$, $B=0.349$) formülünden hesaplanabilir. Formülde W_0 lb, d_m inch cinsindedir. Değerler yerine konduğunda ana iniş takımının tekerlek çapı 19 in (50 cm) olarak bulunmuştur.

Aynı kaynağa göre tekerlek genişliği yine yukarıdaki formülden ama $A=0.715$, $B=0.312$ kullanılarak bulunabilir. Buna göre ana iniş takımı genişliği $w_m=6.9$ in (17.5 cm) olarak hesaplanmıştır.

Tasarlanan uçakların Bleriot XI uçağına görünüm olarak mümkün olduğunca benzemesi öngörüldüğünden iniş takımlarında 70 cm çapındaki Honda kros motosiklet tekerlek ve lastikleri kullanılmıştır. Daha sonra yapılan hesap ve testlerde bu iniş takımlarının uçağı taşıyacak kapasitede olduğu saptanmıştır.

Ağırlık tahmininin iyileştirilmesi

Uçağın konfigürasyonunun ortaya çıkması daha hassas ağırlık tahminine ve performans değerlerinin hesaplanmasına imkan verir. Raymer'e göre [6] daha hassas ağırlık tahmini aşağıdaki gibi yapılmalıdır (alanlar ft², ağırlıklar lb cinsindedir):

Kanat ağırlığı = $2.5S_w$ (kanat alanı),
Yatay kuyruk ağırlığı = $2.0S_{ht}$ (yatay kuyruk alanı),
Dikey kuyruk ağırlığı = $2.0S_{vt}$ (dikey kuyruk alanı),
Gövde ağırlığı = $1.4S_{fus}$ (gövde yüzey alanı),
İniş takımı ağırlığı = $0.057W_0$ (toplam ağırlık),
Motor ve aksesuarlarının ağırlığı = $1.4W_{eng}$ (motor ağırlığı),
Diğer ağırlıklar (boş uçak) = $0.1W_0$.

Buna göre uçağın ağırlık dökümü Tablo 3'deki gibi ortaya çıkmıştır. Raymer'de verilen tahmini değerler metal kaplama konvansiyonel uçaklar içindir. AK-01X uçağının bez kaplama olması ağırlığı azaltacaktır. Yakıt ağırlığının 254 lb (115 kg), pilot + yolcu ağırlığının da 400 lb (180 kg) olacağı hesap edildiğinde uçağın maksimum ağırlığının 2000 lb (≈ 900 kg)'yi bulacağı ortaya çıkmaktadır. Performans hesapları çeşitli yük durumlarına göre yapılmışsa da burada sadece kabul edilen maksimum ağırlık olan 900 kg için yapılan hesaplar sunulacaktır.

Tablo 3. Altın kanatlar AK-01X uçağının ağırlık dökümü tahmini (boş uçak).

Eleman	Ağırlık (kg)
Kanat	205
Yatay kuyruk	33
Dikey kuyruk	16
Gövde	237
İniş takımı	41
Motor ve aksesuarlar	127
Diğer (boş uçak)	33
Toplam	692 (1524 lb)

PERFORMANS HESAPLARI

Perdövites (askı) hızı

Bu aşamada uçağın maksimum taşıma katsayısı daha hassas belirlenebilir [7]:

$$C_{L,max} = \frac{a_0}{1 + 57.3a_0 / \pi A e} (\alpha_{max} - \alpha_{L=0}). \quad (5)$$

a_0 : kanat profili taşıma katsayısı eğrisi eğimi. NACA 4412 için 0.1/derece,

A: kanat açıklık oranı ($=b^2/S$). AK-01X için $A=10.7^2/16.8=6.815$,

e: Oswald kanat etkinlik faktörü. Aşağıdaki formüle göre hesaplandığında [6]:

$$e = 1.78(1 - 0.045A^{0.68}) - 0.64, \quad (6)$$

AK-01X uçağı için $e=0.845$ bulunur.

α_{max} : Kanat profili için maksimum taşıma katsayısının oluştuğu hücum açısı. NACA 4412 için $\alpha_{max}=13^\circ$.

α_0 : Kanat profili için $c_l=0$ 'a denk gelen hücum açısı. NACA 4412 için $\alpha_0=-3.9^\circ$.

Tüm değerler denklem 5'e konulduğunda $C_{L,max}=1.28$ bulunur ki bu değer ön tasarımda tahmin edilen

değerden % 8.5 daha düşüktür. Yeni $C_{L,max}$ değerine göre uçağın perdövites hızı hesaplanabilir:

$$V_s = \sqrt{\frac{2(W/S)}{\rho C_{L,max}}} \quad (7)$$

(ρ : havanın yoğunluğu, kg/m^3 olarak)

Uçağın deniz seviyesindeki perdövites hızı 900 kg ağırlıkla 50 knot'a (93 km/saat) yükselmiştir. Yüksek hücum açılarında uçağın gövdesinin de bir miktar taşıma sağlayacağı düşünüldüğünde aradaki farkın çok önemli olmadığı düşünülmüştür. Diğer irtifa ve ağırlıklarda uçağın perdövites hızları denklem 7'den kolaylıkla bulunabilir. Akılda tutulması gereken şey, uçağın ağırlığı ve uçuş irtifası arttıkça perdövites hızının yükseleceğidir.

Kalkış mesafesi

Havacılıkta genelde iki farklı kalkış mesafesinden söz edilir. Bunların birincisi tekerlek kesme mesafesi, ikincisi ise 50 ft'lik (15 m) engelin üzerine çıkma mesafesidir (toplam pist uzunluğu). Her iki parametre de Roskam'ın önerdiği metotla hesaplanmıştır [5]. Hesaplamalar için bir kalkış parametresi (Take-Off Parameter) tanımlanmıştır:

$$TOP = (W/S)_{TO} (W/SHP)_{TO} C_{L,TO} / \sigma \quad (8)$$

$(W/S)_{TO}$ uçağın kalkış durumundaki kanat yüklemesidir (lb/ft^2).

$(W/SHP)_{TO}$ uçağın kalkış durumundaki ağırlığının motorun ürettiği beygir gücüne oranıdır (lb/hp).

$C_{L,TO}$ uçağın kalkış durumundaki taşıma katsayısıdır ve $C_{L,max}/1.21$ olarak alınır.

σ ise bulunan irtifadaki havanın yoğunluğunun deniz seviyesindeki havanın yoğunluğuna oranıdır ($\sigma = \rho/\rho_{sl}$).

Buna göre tekerlek kesme ve 50 ft'lik engelin üzerine çıkma mesafeleri ft cinsinden sırasıyla aşağıdaki formüllerden bulunmaktadır:

$$S_{TOG} = 4.9 / TOP + 0.009TOP^2, \quad (9)$$

$$S_{TO} = 8.134 * TOP + 0.0149TOP^2. \quad (10)$$

Yukarıdaki denklemler kullanılarak çeşitli irtifa ve yük durumlarında uçağın kalkış mesafeleri hesaplanabilir. Örnek olarak $W = 900$ kg için 0-5000 ft arası irtifalarda kalkış mesafeleri Tablo 4'te verilmiştir.

İniş Mesafesi

İniş mesafesi için de iki farklı tanım sözkonusudur. Bunlardan biri piste tekerlek konulan noktadan durma noktasına kadar olan iniş rulesi, diğeri 50 ft'lik bir engel üzerinden iniş için gerekli mesafeyi veren toplam pist uzunluğudur. Roskam'a

göre [5] son yaklaşma sürati perdövites süratinin 1.3 katı olarak alınmalıdır ($V_A=1.3V_S$). Buna göre iniş rulesi ve toplam pist uzunluğu sırasıyla aşağıdaki gibi verilmektedir:

$$S_{LG} = 0.157V_A^2, \quad (11)$$

$$S_L = 0.304V_A^2. \quad (12)$$

Yukarıdaki denklemlerde V_A knot, S_{LG} ve S_L ft cinsindedir. Denklem 7, 11 ve 12 kullanılarak uçağın herhangi bir yük durumu ve irtifası için iniş rulesi ve toplam pist uzunlukları hesaplanabilir. Örnek olarak $W=900$ kg için uçağın 0-5000 ft arası irtifalarda iniş mesafeleri Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 4. Kalkışta teker kesme ve pist mesafeleri.

İrtifa (ft)	TOP	S_{TOG} (ft)	S_{TO} (ft)
0	114.35	678	1125
1000	121.65	729	1211
2000	129.59	786	1305
3000	138.08	848	1408
4000	147.16	916	1520
5000	156.87	990	1644

Tablo 5. İniş rulesi ve toplam pist uzunlukları.

İrtifa (ft)	V_S (ft/s)	V_A (ft/s)	S_{LG} (ft)	S_L (ft)
0	84.1	109.3	657	1273
1000	85.3	110.9	676	1311
2000	86.6	112.6	697	1350
3000	87.8	114.3	718	1391
4000	89.2	116.0	740	1433
5000	90.5	117.8	762	1477

Sürüklenme polarının hesaplanması

Sürüklenme polarının tahmini, tasarım çalışmasının en önemli aşamalarından birini oluşturmaktadır. Bu çalışmada Stinton [8] tarafından verilen döküm ve hesaplama metodları uygulanmıştır. Uçağa etki eden toplam sürüklenme kuvveti, parazit sürüklenme ve taşımaya bağlı sürüklenme unsurlarından meydana gelir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$C_D = C_{D0} + KC_L^2. \quad (13)$$

Parazit sürüklenme, kanat, gövde, yatay kuyruk, dikey kuyruk, iniş takımı, kanopi, pervane ve diğer unsurların (kumanda telleri, antenler vb.) katkısıyla

sürtünmeye bağlı etkiler yüzünden oluşur. Hesaplanan toplam parazit sürüklenme, uçağın konfigürasyonuna bağlı bir etkileşim katsayısı ile çarpılır. Bu çalışmada etkileşim katsayısı için 2.3 değeri kullanılmıştır ki bu literatürde öngörülen en yüksek değer olan 1.7'den fazladır.

Taşımaya bağlı sürüklenme ise kanat üzerindeki üç boyutlu akım etkilerine (sağanak etkileri) bağlı olarak oluşur ve denklem 13'teki K katsayısının hesaplanmasıyla bulunur:

$$K = \frac{1}{\pi A e} \quad (14)$$

Denklemdaki parametreler denklem 5'tekilerin aynısıdır. Değerler yerine konduğunda $K = 0.0553$ değeri bulunur.

Parazit sürüklenmenin doğru olarak hesaplanmasında en kritik faktör, sürtünmeye maruz kalan yüzeyin doğru hesaplanmasıdır. Burada önemli olan uçağın bileşenlerinin yüzölçümleri değil, havayla temas eden toplam alanlarının bulunmasıdır. Örneğin uçağımızda kullanılan kanadın yüzölçümü 16.8 m^2 iken, havayla temas eden alan 34.3 m^2 olarak hesaplanmıştır. Diğer önemli bir konu doğru sürtünme katsayısının kullanılmasıdır. Bu katsayı temel olarak yüzeyin pürüzlülüğüne ve Reynolds sayısına bağlıdır. Reynolds sayısı, uçağın her bileşeni için uçuş hızı ve bileşenin karakteristik uzunluğu baz alınarak hesaplanır. Örneğin kanat için karakteristik uzunluk ortalama veter boyudur. Buna göre çeşitli bileşenler için sürtünme katsayısı 0.0029-0.0041 arasında bulunmuştur.

Hesaplamalar sonucunda sürüklenme poları aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$C_D = 0.08 + 0.0553C_L^2. \quad (15)$$

Uçağın parazit sürüklenme katsayısı dökümü Tablo 6'de verilmiştir.

Tablo 6. AK-01X uçağının parazit sürüklenme katsayısı dökümü.

Eleman	C_{D0}	% oranı
Kanat	0.01556	45.3
Gövde	0.00435	12.7
Yatay kuyruk	0.00275	8.0
Dikey kuyruk	0.00097	2.8
Pervane	0.00586	17.1
Kanopi	0.00213	6.2
İniş takımı	0.00200	5.8
Soğutma sis.	0.00060	1.7
Diğer	0.00010	0.3
Toplam	0.03432	100

Güç gereksinimleri ve maksimum hız

Sürüklenme polarının hesaplanmasıyla uçağın güç gereksinimleri ve azami hızı hesaplanabilir. Mevcut güç P_{inst} ve gereken güç P_{req} lb.ft/s cinsinden sırasıyla aşağıdaki gibi verilmektedir [9]:

$$P_{inst} = 550\eta_p SHP_{inst}, \quad (16)$$

$$P_{req} = 0.5\rho V^3 S(C_{D0} + KC_L^2). \quad (17)$$

Yukarıdaki formüllerde:

η_p : pervane verimi. Uçuş hızı V 'ye ve pervanedeki pal sayısına göre değişir. Roskam'ın önerdiği metod ve tablolar kullanılarak hesaplanmıştır.

SHP_{inst} : uçağa takılı motorun o irtifadaki maksimum gücü (hp). Motor üreticisinin sağladığı tablolardan bulunmuştur.

Uçuş hızı V ft/s, kanat alanı S ise ft^2 cinsindedir.

Mevcut güç ve gereken güç, daha önce bulunan performans parametrelerinin de yardımıyla 16 ve 17. denklemler kullanılarak çeşitli irtifalar için kolaylıkla hesaplanabilir. Tablo 7'de deniz seviyesinde iki ayrı motor için böyle bir hesabın özeti verilmiştir. Bu tablodaki veriler kullanılarak mevcut güç ve gereken güç eğrileri Şekil 1'deki gibi çizilebilmektedir. Bu iki eğrinin kesiştiği hız uçağın maksimum hızını, iki eğri arasındaki fark ise fazla gücü (excess power) gösterir. Uçağın tırmanma oranı ft/s cinsinden $RC = (P_{inst} - P_{req})/W_0$ formülünden bulunur. Formülde P_{inst} ve P_{req} lb.ft/s, W_0 ise lb cinsindedir.

İrtifa arttıkça motor gücünün düştüğü bilinmektedir. Havanın yoğunluğunun azalması nedeniyle aynı hızda uçabilmek için uçağın taşıma katsayısının artması gerekir. Taşıma katsayısı arttıkça sürüklenme katsayısı da artar, dolayısıyla irtifa arttıkça gereken güç artmış olur. Sonuçta, irtifa arttıkça, gereken güç ve mevcut güç arasındaki fark azalır. Bu

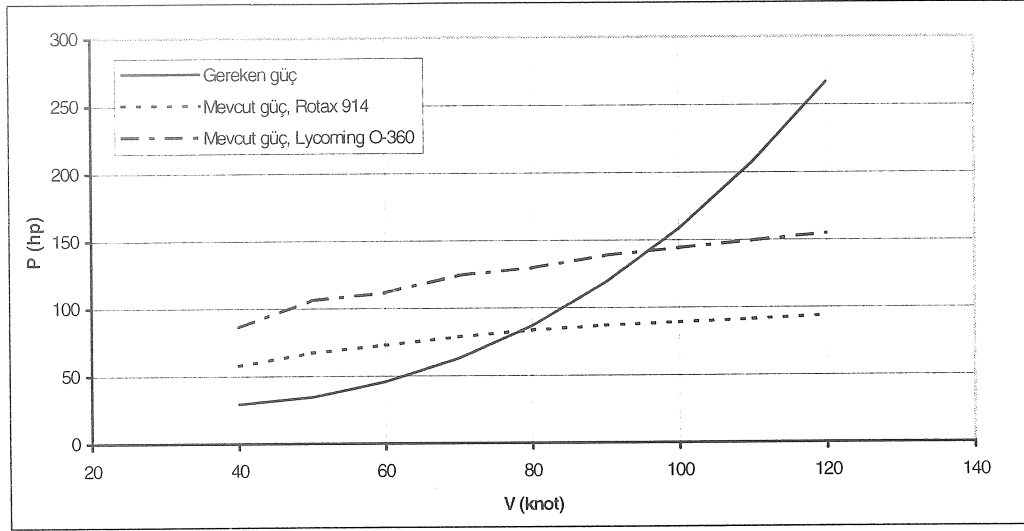
fark 100 ft/dakikadan az bir tırmanma oranı verdiği zaman uçağın servis tavanı belirlenmiş olur.

Şekil 1'den görüleceği gibi 115 hp'lik Rotax 914 motoru kullanıldığında uçağın maksimum hızı 78 knot (145 km/saat) olabilmektedir. Bu hem tasarım gereklerindeki azami hızın çok altında, hem de 50 knot olan askı hızına tehlikeli bir biçimde yakındır. Ayrıca azami tırmanma oranı da 451 ft/dak (138 m/dak) olarak bulunmuştur ki bu değer deniz seviyesi için çok düşüktür. Üstelik uçak 70 knot'un üzerindeki süratlerde tırmanış yapamamaktadır (bkz. Tablo 7). Bu nedenle, tasarımın bu aşamasında Rotax motorun bu uçak için uygun olmadığına karar verilmiş ve yerine 180 hp gücündeki Lycoming O-360 motorun kullanılması uygun görülmüştür. Ancak yeni motorun kendisi ve aksesuarlarının toplam ağırlığı 170 kg'dir ve Rotax 914 motoruna göre 60 kg'ye yakın bir artış söz konusudur. Performans hesapları uçağın toplam ağırlığı 900 kg kabul edilerek yapıldığından tasarımın bu aşamasında hesaplanan performans değerlerindeki hata payının çok fazla olmayacağı değerlendirilmiştir. Yeni motorun boyutlarının Rotax motora göre fazla olması motor bölmesinin biraz uzamasını ve yeni bir pervane abağı kullanımını gerektirmiştir. Sonuçta uçağın boyu 27.65 ft (8.43 m) olarak belirlenmiştir.

Yeni motorla önerilen pervane 74.8 in (1.9 m) çapındaki iki palli McCauley marka pervanedir. Uçağın gövde boyunun uzaması yatay ve dikey kuyrukların etkinliklerinin artması yönünde pozitif bir etki yaratacağı için daha küçük yüzeylerle aynı etki yaratılabilir. Dolayısıyla yatay kuyruk alanı 32.3 ft^2 (3 m^2), dikey kuyruk alanı ise 12.9 ft^2 (1.2 m^2) olarak yeniden belirlenmiştir. Bu yüzeylerin küçülmesinden dolayı oluşacak hafifleme, daha uzun bir gövde seçiminden kaynaklanan ağırlık artışının bir kısmını da karşılayacak ve 900 kg'lik maksimum kalkış ağırlığı limitinde kalmamızı sağlayacaktır.

Tablo 7. AK-01X uçağının deniz seviyesindeki güç ve tırmanış değerleri.

V (knot)	η_p	C_L	C_D	P_{inst} (hp) (Rotax 914/O-360)	P_{req} (hp)	RC (ft/dak) (Rotax 914/O-360)
40	0.48	1.7308	0.2457	57.8 / 86.4	29.5	471 / 947
50	0.59	1.1077	0.1479	67.5 / 106.2	34.7	546 / 1190
60	0.62	0.7693	0.1127	72.9 / 111.6	45.8	451 / 1096
70	0.69	0.5652	0.0977	78.8 / 124.2	62.9	265 / 1021
80	0.72	0.4327	0.0904	83.7 / 129.6	86.9	-53 / 711
90	0.77	0.3419	0.0865	86.9 / 138.6	118.4	-524 / 336
100	0.80	0.2769	0.0842	89.0 / 144.0	158.3	-1154 / -238
110	0.83	0.2289	0.0829	91.2 / 149.4	207.3	-1933 / -964
120	0.86	0.1923	0.0820	94.0 / 154.8	266.4	-2870 / -1858



Şekil 1. AK-01X uçağının gereken ve mevcut güç eğrileri.

Yeni gövde uzunluğuyla L_{ht} (yatay kuyruk ve kanat aerodinamik merkezleri arasındaki mesafe) 15.06 ft (4.59 m) olarak belirlenmiştir. Ayrıca yatay kuyruk veter boyu 3.28 ft (1 m), kanat açıklığı ise 9.84 ft (3 m) olarak belirlenmiştir.

Yeni motorla sağlanan performans artışı Tablo 7 ve Şekil 1'de açıkça görülebilmektedir. Uçağın deniz seviyesindeki azami hızı 95 knot, tırmanma oranı da 60 knot süratte 334 m/dak olarak hesaplanmıştır. Bu değerler hem tasarım gerekleri hem de uçuş emniyeti açısından makuldür. Bu hesaplarla uçağın servis tavanı 4000 m olarak belirlenmiştir.

Menzil ve havada kalma süresi

Havada kalma süresinin hesaplanması için uçağın seyir esnasında % 75 güç rejiminde 7500 ft (2286 m) irtifada 80 knot süratle uçuğu varsayılmıştır. Motor üreticisi % 75 güç rejimi için yakıt tüketimini 10.5 US gallon/saat (65.72 lb/saat), motorun ürettiği gücü ise anılan irtifada 139 hp olarak vermektedir. Pervane verimi η_p ise yukarıda açıklanan yöntemle belirtilen uçuş süratinde 0.72 olarak hesaplanmıştır (bkz. Tablo 7). Özgül yakıt sarfiyatı (SFC, Specific Fuel Consumption) ise birim güç başına düşen yakıt sarfiyatıdır ve şöyle ifade edilebilir:

$$SFC = \frac{(lb/h)_{fuel}}{\eta_p SHP} = \frac{65.72}{0.72 * 139} = 0.657 \text{ lb/hp.h.} \quad (18)$$

Özgül yakıt sarfiyatını asal birimler cinsinden yazdığımızda:

$$c = 0.657 \frac{lb}{hp.h} \frac{1hp}{550 \text{ ft.lb/s}} \frac{1h}{3600s} = 3.32 * 10^{-7} \text{ ft}^{-1} \quad (19)$$

değerini buluruz. Menzilin bulunmasında Breguet menzil formülü kullanılır [7]:

$$R = \frac{\eta_p C_L}{c C_D} \ln \left(\frac{W_0}{W_0 - W_{fuel}} \right) \quad (20)$$

Seyir şartları için taşıma katsayısı C_L ve sürüklenme katsayısı C_D sırasıyla denklem 7 ve 15 kullanılarak 0.634 ve 0.102 olarak hesaplanmıştır. Tasarım gereği olan 400 km'lik menzil (1312000 ft) yukarıdaki denkleme konulduğunda uçağımızın 185 lb (84 kg) yakıtı ihtiyacı olduğu ortaya çıkar. Kullanılmayan yakıt ve yarım saatlik rezerv yakıt eklendiğinde uçağımızın yakıt kapasitesinin 113 kg (151 lt) olması gerektiği ortaya çıkmıştır.

Uçağın havada kalış süresi de saniye cinsinden Breguet denkleminden bulunabilir [7]:

$$E = \frac{\eta_p C_L^{3/2}}{c C_D} (2\rho S)^{1/2} [(W_0 - W_{fuel})^{-1/2} - W_0^{-1/2}] \quad (21)$$

Denklemdaki tüm parametreler yukarıda hesaplanmıştır. Buna göre uçağımızın havada kalış süresi 4.25 saat olarak bulunabilir.

Süzülüş uçuşu

Süzülüş uçuşu motor gücünün sıfır olması durumunu ifade eder. Motor gücü olmaksızın uçak irtifa kaybetmeye başlayacaktır. Bu durumda uçağın süzülerek ne kadar uzağa gidebileceğinin ve ne kadar süre havada kalabileceğinin bilinmesi çok önemlidir. Menzilin azami olması için taşıma kuvvetinin sürüklenme kuvvetine oranının maksimum olması gerekir. Bu oran aşağıdaki gibi verilmektedir [7]:

$$\left(\frac{L}{D} \right)_{max} = \frac{1}{2\sqrt{C_{D0}K}} \quad (22)$$

Denklemdaki tüm parametreler yukarıda hesaplanmıştır. Buna göre $(L/D)_{max}=7.52$ olarak bulunur. Buna göre süzülüş açısı

$\tan \theta = (L/D)_{\max}^{-1}$ formülünden 7.6 derece olarak hesaplanır. Böylece 7500 ft irtifada motoru duran bir uçak süzülerek 56200 ft (17.2 km) uzağa erişebilir. Süzülüş sürati ise aşağıdaki denkleme göre hesaplanabilir:

$$V_{\text{gliding}} = \sqrt{\frac{2W}{\rho S}} \sqrt{\frac{K}{C_{D0}}} \quad (23)$$

Tüm parametreler yerine konduğunda uçağın maksimum menzil için 57.5 knot süratle süzülmesi gerektiği ortaya çıkar.

STATİK KARARLILIK HESAPLARI

Uçak başlangıçta denge durumundayken, uçağa etki eden kuvvet ya da momentlerde meydana gelecek bozuntular, uçağı yeniden denge durumuna getiriyorsa uçak statik kararlılığa sahip demektir. Ters durumda ise uçağın statik olarak kararsız olduğundan söz edilir. Statik kararlılık hesabı, uçağın her üç ana eksen için de yapılmalıdır. Bunlar sırasıyla yunuslama eksen, sapma eksen ve yatış eksenleridir.

Yunuslama eksen için statik kararlılık hesabı

Yunuslama eksen kararlılığı diğerlerine göre daha önemlidir çünkü bir kararsızlık durumunda uçağın hücum açısı aniden perdövites açısının üzerine çıkıp uçağı anormal duruma sokabilir. Yunuslama eksen statik kararlılığı için gerekli şartlar:

1. Taşıma katsayısının sıfır olduğu durumda ($C_L=0$) moment katsayısının pozitif olması ($C_{M0}>0$).
2. Moment katsayısının hücum açısına göre değişiminin negatif olması ($\partial C_m / \partial \alpha < 0$).

Konvansiyonel konfigürasyona sahip uçaklarda (pozitif kamburluklu kanat ve dengeleyici kuyruk) bu iki şart uçağın ağırlık merkezinin uçağın nötr noktasının önünde olmasıyla sağlanmaktadır (Nötr nokta: Uçak üzerine etki eden momentlerin hücum açısından bağımsız olduğu nokta). Uçağın statik kararlılık hesaplarının yapılması için Etkin ve Reid'in önerdiği yöntem ve tablolar kullanılmıştır [10].

Sabit levye statik kararlılık hesabı: Burada kastedilen pilotun levveyi sıkıca tutarak dengeleyici kuyruk açısını sabitlediği durumdur. Bu durum için nötr noktasının pozisyonu aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır:

$$h_n = h_o + \bar{V}_T \frac{a_1}{a} \left(1 - \frac{\partial \epsilon}{\partial \alpha} \right) \quad (24)$$

h_o : kanat aerodinamik merkezinin konumu/veter boyu. Kanadımız dikdörtgen olduğundan profilin aerodinamik merkez konumu olan 0.246 alınmıştır.

$\bar{V}_T = \frac{S_{ht} L_{ht}}{S_c}$: yatay kuyruk hacim oranı. Gerekli parametreler yerine konduğunda 0.5223 olarak bulunur.

a_1 : yatay kuyruk taşıma katsayısı eğrisi eğimi.
 a : kanat taşıma katsayısı eğrisi eğimi. Bu iki parametre aşağıdaki formül kullanılarak sırasıyla 3.0/rad ve 4.52/rad olarak bulunmuştur :

$$a = \frac{a_0}{1 + 57.3 a_0 / \pi A e} \quad (25)$$

$\frac{\partial \epsilon}{\partial \alpha}$: sağanak etkisi (downwash). Etkin ve Reid

tarafından verilen metot ve tablolar kullanılarak 0.3403 olarak bulunmuştur.

Tüm değerler yerine konduğunda sabit levye nötr noktası kanat veterinin %47'si konumundadır.

Serbest levye statik kararlılık hesabı: Burada kastedilen ise düz uçuş konumundaki uçağın herhangi bir bozuntuda pilot müdahalesi olmaksızın önceki denge konumunda gelip gelemeyeceğidir. Bu durum için nötr noktasının konumu denklem 24'e çok benzer bir ifadeyle bulunabilir:

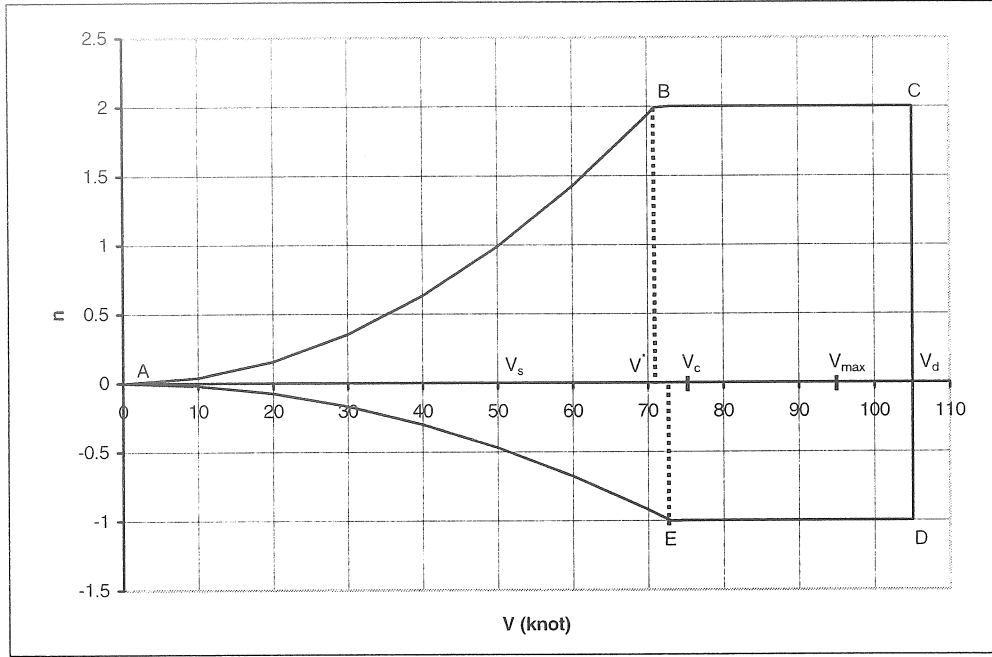
$$\bar{h}_n = h_o + \bar{V}_T \frac{\bar{a}_1}{a} \left(1 - \frac{\partial \epsilon}{\partial \alpha} \right) \quad (26)$$

Parametreler denklem 25'tekilerin aynısıdır ancak yatay kuyruk taşıma katsayısı ve kuyruk hacim oranları Etkin ve Reid'in önerdiği şekilde düzeltilmelidir. Gerekli hesaplar yapıldığında bu parametrelerin düzeltilmiş değerleri $\bar{a}_1 = 2.2562$ ve $\bar{V}_T = 0.4933$ olarak bulunmuştur. Böylece serbest levye nötr noktası kanadın %41'i pozisyonunda bulunur.

Nötr noktası ile ağırlık merkezi arasındaki uzaklığa statik marjin denir ve emniyet açısından veter boyunun en az %5'i kadar olması beklenir. Uçağın ağırlık merkezleri çeşitli yükleme şartları için hesaplanmıştır. Bunlar içinde statik kararlılık için en kritik olanı en gerideki ağırlık merkezidir ve uçağımız için maksimum ağırlık şartlarında oluşmaktadır. Maksimum ağırlıkta hesaplanan ağırlık merkezi veterinin %27'si konumundadır. Dolayısıyla sabit ve serbest levye statik marjinleri sırasıyla %20 ve %14 mertebesinde ki bu da statik kararlılık gereklerini emniyetli bir şekilde sağlamaktadır.

Sapma eksen yönündeki statik kararlılık hesabı

Uçağın sapma yönündeki kararlılığına etki eden bileşenler dikey kuyruk, gövde ve kanattır. Düşey yöndeki yüzeylerin fazla olması sapma yönündeki kararlılığa pozitif etki sağlar. Uçağın sapma eksen yönünde kararlı olması için sapma momenti katsayısının sapma açısına göre olan değişiminin



Şekil 2. AK-01X uçağının manevra zarfı.

pozitif olması gereklidir ($\partial C_n / \partial \beta > 0$). Kanat ve dikey kuyruğun etkisi hücum açısına (dolayısıyla taşıma katsayısına) bağlıdır ve çeşitli uçuş şartları için hesaplanmıştır. Yukarıda bahsedilen türev çeşitli hücum açıları için Roskam'ın önerdiği metod ve tablolar [11] kullanılarak hesaplanmış ve değeri 0.045 ve 0.06 aralığında bulunmuştur ki bu da statik kararlılık için yeterlidir

Yatış eksenindeki statik kararlılık hesabı

Uçağın yatış ekseninde kararlı olabilmesi için yatış eksenindeki momentin yatış açısına göre olan değişiminin negatif olması gereklidir ($\partial C_\ell / \partial \phi < 0$). Kanadın dihedral açısının yatış yönündeki kararlılığa katkısı büyüktür. Yatış yönündeki kararlılığın hesabı Etkin ve Reid'e dayanarak yapılmıştır [10]. Hesaplar sonucunda 3° gibi küçük bir dihedral açısının bile uçağın yatış yönündeki kararlılığını iki kat artırdığı ortaya çıkmış ve neticede kanatların uçağa 3° dihedral açısıyla tutturulmasına karar verilmiştir.

MANEVRA ZARFI

Bir uçağın yaptığı tüm manevralar manevra zarfı ya da V-n diyagramı dediğimiz grafikte özetlenebilir (Şekil 2). Burada V uçuş hızı, n ise yük faktörüdür (taşıma kuvvetinin uçağın ağırlığına oranı). Yük faktörü aşağıdaki denklemden bulunur [6]:

$$n = \frac{L}{W} = \frac{1/2 \rho V^2 S C_L}{mg} \quad (27)$$

Yapısal tasarımda uçağın $n = 4$ yük faktörüne rahatlıkla dayanabildiği ortaya çıkmışsa da emniyet açısından uçağın maksimum pozitif yük faktörü $n_{max} = 2$, maksimum negatif yük faktörü ise $n_{max,min} = -1$ olarak belirlenmiştir. Manevra zarfı uçağın yapabileceği manevraların sınırlarını belirler. Uçağın yapacağı tüm manevraların bu zarfın içerisinde kalması gereklidir. Aksi takdirde yapısal hasar oluşabilir ya da perdövites durumu meydana gelebilir. Manevra zarfında Şekil 2'den de görülebileceği gibi bazı kritik noktalar vardır. Bunlar aşağıda açıklanmaktadır:

V_s : düz uçuşta ($n=1$) perdövites sürati. Denklem 7'den bulunur.

V^* : manevra sürati. Yapısal hasar oluşma riski olmayan maksimum sürat. Bu süratin üzerine çıktığında maksimum yük faktörünü (n_{max}) aşma riski vardır. Denklem 27'de n yerine n_{max} , C_L yerine ise $C_{L,max}$ değerleri konularak bulunur.

V_c : seyir hızı (75 knot olarak belirlenmiştir).

V_{max} = uçağın düz uçuştaki maksimum hızı. Performans hesaplarında 95 knot olarak bulunmuştur (bkz. Şekil 1).

V_d : dalış sürati. Aşağıdaki eşitsizlikten bulunur [12]:

$$V_d \leq 1.4 \sqrt{\frac{n}{3.8}} V_c \quad (28)$$

Yukarıdaki ifadeye $n=4$, $V_c=75$ knot konulduğunda dalış sürati V_d 'nin 115 knottan az olması gerektiği bulunur. Emniyet açısından dalış sürati 105 knot ile sınırlanmıştır.

Manevra zarfındaki AB eğrisi perdövites sınırlandırır. Çeşitli hızlar için denklem 27'de C_L yerine $C_{L,max}$ konularak çizilir. Bu eğrinin üzerine çıkıldığında uçak perdövites olur.

Aynı şekilde AE eğrisi ise negatif yük faktörleri için perdövites sınırını belirler. Bunun için minimum taşıma katsayısının belirlenmesi gerekir. Kanat profili minimum taşıma katsayısını -12° 'de vermektedir. Bu değer denklem 5'te yerine konduğunda $C_{L,min} = -0.62$ bulunur. Denklem 27'ye $n = -1$ ve $C_L = -0.62$ konduğunda $V^* = 73$ knot olarak bulunur.

Manevra zarfındaki BC çizgisi ise maksimum yük faktörünü belirler. Bu çizginin üzerine çıkılması uçakta yapısal hasar riski oluşturur. Zarftaki CD çizgisi ise dalış süratini belirler. Bu süratten daha yüksek süratle uçulması yapısal hasar riski taşır. Aynı şekilde DE çizgisi de maksimum negatif yük faktörünü belirler.

SERTİFİKASYON

Uçaklar yukarıda kısaca anlatılan tasarıma uygun olarak Hava Kuvvetleri Komutanlığı 2. Hava İkmal Bakım Merkezi'nde üretilmişlerdir. Uçağın gövdesi çekme borudan imal edilmiş ve bağlantılar kaynak ile yapılmıştır. Kanat için NACA 4412 profili kullanılmış olup imalatında 2024-T3 alüminyum malzeme kullanılmıştır. Kanat kaplama malzemesi ise dakron bez ve emayittir. Uçağın bordo panelinde altimetre, suni ufuk, mayi pusula, varyometre, sürat saati, manifold saati, yakıt miktar göstergesi, dönüş-kayış göstergesi, ampermetre ve motor durum göstergeleri bulunmaktadır. Seyrüsefer sistemleri olarak ise, VHF/AM telsiz, transponder, Garmin 190 GPS ve intercom mevcuttur. Üretilen uçakların üç ayrı görünüşü Şekil 3'te sunulmaktadır.

Uçaklar, uçabilirlik sertifikası alabilmeleri için JAR-VLA kriterlerine göre test edilmişlerdir. Bu bölümde sertifikasyon çalışmaları kısaca anlatılacaktır.

JAR-VLA kriterleri yedi başlık altında toplanabilir. Bunlar sırasıyla şöyledir:

1. Genel tanımlar. Burada uçağın JAR-VLA kriterlerine göre sertifikaya edilmesi için gerekli genel koşullar sıralanır.
2. Uçuş ile ilgili kriterler. Burada da sekiz alt başlık bulunur. Bunlar sırasıyla Genel Tanımlar, Performans, Kumanda ve Manevralar, Ayarlar, Kararlılık, Perdövitesler, Viril Hareketi ve Yer Manevraları şeklindedir.
3. Yapısal kriterler. Bu kriterler de sekiz alt başlıkta toplanır. Bunlar sırasıyla Uçuş Yükleri, Kumanda Yüzeyleri ve Sistem Yükleri, Yatay Kuyruk Yüzeyleri, Dikey

Kuyruk Yüzeyleri, Aileronlar, Flaplar ve Özel Teçhizatlar, Yer Yükleri, Acil Durum İniş Şartları ve Yorulma Değerlendirmesi şeklindedir.

4. Tasarım ve imalat. Bu başlık altında yedi alt başlık mevcuttur. Bunlar Genel Tanımlar, Kanatlar, Kumanda Yüzeyleri, Kumanda Sistemleri, İniş Takımları, Personel ve Kargo Kompartımanı, Yangından Korunma şeklindedir.
5. Motor. Bu başlık altında on alt başlık incelenmiştir. Bunlar Genel Tanımlar, Yakıt Sistemi, Yakıt Sistemi Bileşenleri, Yağlama Sistemi, Soğutma Sistemi, İndükleme Sistemi, Egzoz Sistemi, Motor Kumadaları ve Aksesuarlar, Motor Yangınından Korunma şeklinde sıralanmaktadır.
6. Teçhizat. Burada kastedilen uçuş aletleri ve diğer yardımcı teçhizatlar ve şu alt başlıklardan oluşur: Genel Tanımlar, Aletlerin Yerlerine Takılması, Elektrik Sistemi, Aydınlatma, Güvenlik Teçhizatı, Diğer Teçhizat.
7. İşletme Sınırlamaları ve Bilgilendirme. Burada uçuş sınırlamaları kastedilmektedir ve Genel Tanımlar, İşaret ve Plakalar ve Uçuş El Kitabı alt başlıklarından oluşur.

Yukarıda sıralanan başlıklar altındaki kriterlerin sağlanması basit göz kontrolü, tasarım kitabına dahil etme, uçuş testi, yer testi, doküman hazırlanması gibi işlemleri gerektirmektedir. Sertifikasyon için hazırlanan dokümanların listesi şöyledir:

1. Tasarım kitabı,
2. Uçuş El Kitabı,
3. Uçak Bakım El Kitabı,
4. Parça Kataloğu,
5. Uçuş Test Usulleri.

Ayrıca çeşitli yer testleri yapılmıştır. Bunlar arasında en önemlileri Düşme Testi ve Kanat Testi'dir. Bu iki test bilindiği kadarıyla ülkemizde ilk kez yapılmıştır.

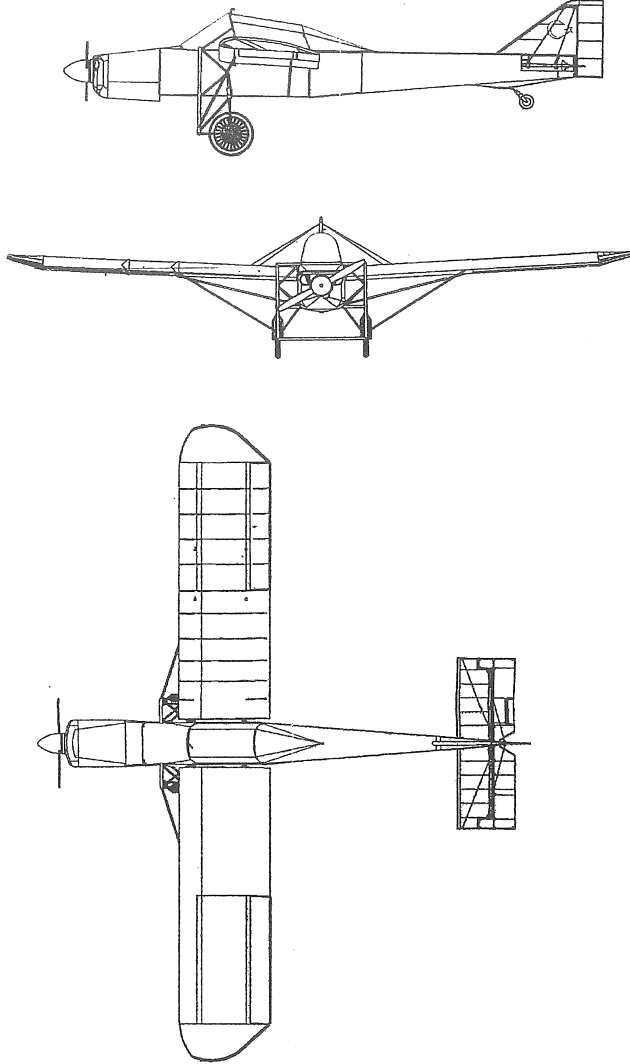
Düşme testi, uçak iniş sırasında herhangi bir nedenle yere yüksek süratle çarptığında, uçağın yapısının çarpmadan doğan yükleri soğurabilme kabiliyetini ölçmeye yarar. Bu testte uçak belli bir yükseklikten yere bırakılır, daha sonra çeşitli ölçüm ve tahribatsız muayene testleri ışığında kritik elemanlarda oluşan deformasyonlar ölçülür. Uçağın bırakılacağı yükseklik aşağıdaki formülden bulunur [2]:

$$h = 0.0132(W_0/S)^{1/2} \quad (29)$$

Yukarıdaki formülde W_0 Newton, S ise m^2 cinsindedir. Uçağımızın ağırlığının 900 kg, kanat alanının ise $16.8 m^2$ olduğu düşünüldüğünde uçağımız yukarıdaki formüle uygun olarak yaklaşık

30 cm yüksekten yere bırakılmıştır. Test sonucu yapılan ölçüm ve tahribatsız muayene sonucunda kritik elemanlarda limit dışı bir deformasyon ya da çatlağa rastlanmamıştır.

Kanat testi ise kanadın mukavemetini ölçmeye yarar. Burada kanat ters olarak sabit bir yapıya tutturulur. Uçağın maruz kalacağı maksimum yük faktörünün 1.5 katı kadar bir yüke maruz bırakılır.



Şekil 3. Ak-01 uçağının yandan, önden ve üstten görünüşü.

Uçağımızın izin verilen maksimum yük faktörü 2 olduğu için bu teste yüklemenin en az $n = 3$ 'e karşılık gelmesi öngörülmüştür. Yapısal analiz sonucunda uçağımızın dayanabileceği yük faktörü 6 olarak çıkınca kanadın $n = 4$ yük faktörüne göre yüklenmesine karar verilmiştir. Yükleme kademeli olarak kum torbalarının kanat boyunca yerleştirilmesiyle yapılmıştır. Test sonucunda yapılan ölçüm ve tahribatsız muayene sonuçları kanatta hiçbir

plastik deformasyon ya da çatlak oluşumu olmadığını göstermiştir.

Test uçuşları ise JAR-VLA dökümanının dikte ettiği usuller gözetilerek yapılmıştır. Test uçuşları toplam 45 saat sürmüştür ve her iki uçağa da uygulanmıştır. Uçuş testleri sonucunda elde edilen performans değerleri tasarım değerleriyle büyük bir uyum göstermiştir.

Sertifikasyon çalışmaları tamamlandığında Sertifikasyon Üst Kurulu uçakları belirtilen koşullar ve sınırlamalar dahilinde uçuşa elverişli bulmuş, uçağa uçuş ve bakım el kitaplarında ve teknik dökümanlarda belirlenen özellikler ve sınırlamalar kapsamında "Özel Askeri Deneysel Uçak Tip ve Uçuşa Elverişlilik Sertifikası" vermiştir. Uçağın sertifikada yer alan özellikleri şöyle sıralanmıştır:

1. Perdövites sürati, $V_s = 45$ knot,
2. En iyi tırmanma açısı sürati, $V_x = 55$ knot,
3. En iyi tırmanma oranı sürati, $V_y = 60$ knot,
4. Azami ağırlık, 900 kg,
5. Ağırlık merkezi limitleri, $CG_{ön} = \%19$, $CG_{arka} = \%27$ (veter boyuna göre).

SONUÇ

Tamamen Türk mühendisleri ve işçilerinin emeğiyle tasarlanan ve üretilen uçaklar görevlerini sorunsuz olarak büyük bir başarıyla tamamlamışlardır. Bu proje bir çok bakımdan ülkemizde ilklere imza atmıştır. Bu projenin başarısından alınan cesaretle ülkemizde daha gelişmiş uçakların tasarımının ve üretiminin gerçekleştirilmesinin mümkün olduğunu söylemek fazla hayalperestlik değildir. Türkiye'de bu altyapı, bilgi ve beceri birikiminin olduğu rahatlıkla söylenebilir.

TEŞEKKÜR

Yazarlar ODTÜ Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölüm Başkanı Prof. Dr. Nafiz Alemdaroğlu, başta Bnb. İbrahim Can, Müh. Ömer Sait Aksoy ve Müh. Ceyhan Civan olmak üzere projeye emeği geçen tüm Hava Kuvvetleri Komutanlığı 2. Hava İkmal Bakım Merkezi Komutanlığı personeline teşekkür ederler. Ayrıca değerli katkılarından dolayı tüm Sertifikasyon Üst Kurulu üyelerine teşekkürlerini sunarlar.

DESIGN AND CERTIFICATION OF TWO LIGHT AIRPLANES IN THE CONTEXT OF THE GOLDEN WINGS PROJECT

The design and certification of two light, propeller-driven aeroplanes is described in the paper. For the design, worldwide known methods and references have been used. Certification has been accomplished by taking JAR-VLA (Joint Aviation Regulations - Very Light Aeroplanes) criteria as a

basis. It has been observed that the calculated performance and flight parameters agree well with those measured during the flight tests. The novelty of the study is that design, production and certification studies as a whole is being done for the first time in Turkey.

Keywords: airplane design, airplane certification, flight performance, flight parameters.

KAYNAKÇA

1. Kansu, Y., Şensöz, S. ve Öztuna, Y., *Havacılık Tarihinde Türkler*, Hava Kuvvetleri Basım ve Neşriyat Müdürlüğü, Ankara, 1971.
2. *Joint Aviation Requirements - Very Light Aeroplanes (JAR-VLA)*, Joint Aviation Authorities, 1990.
3. *Türk Hava Kuvvetleri Uçak Albümü*, Hava Kuvvetleri Komutanlığı Genel Sekreterliği Tarihçe Şubesi Yayını, No:23, 1997.
4. Anderson, J. D., *Aircraft Performance and Design*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1999.
5. Roskam, J., *Airplane Design Part 1*, DarCorporation, Lawrence, Kansas, 1989.
6. Raymer, D. P., *Aircraft Design: A Conceptual Approach*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Washington, D.C. 1992.
7. Anderson, J. D., *Introduction to Flight - 3rd Ed.*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1989.
8. Stinton, D., *The Design of the Aeroplane*, Granada Publishing, London, 1983.
9. Roskam, J., *Aeroplane Aerodynamics and Performance*, DarCorporation, Lawrence, Kansas, 1997.
10. Etkin, B. ve Reid, L.D., *Dynamics of Flight - 3rd Ed.*, John Wiley & Sons, New York, 1996.
11. Roskam, J., *Methods for Estimating Stability and Control Derivatives of Conventional Subsonic Aircraft*, DarCorporation, Lawrence, Kansas, 1989.
12. Roskam, J., *Airplane Aerodynamics and Performance*, DarCorporation, Lawrence, Kansas, 2000.

Nokta Kaynaklı Birleştirmelerde Kaynak Parametrelerinin Bağlantı Dayanımına Etkileri

Melih Bayramoğlu
Doç.Dr.

Uğur Eşme
Arş. Gör.

Çukurova Üniversitesi
Makina Mühendisliği Bölümü
Balcalı / ADANA

Bu makalede, 1010 çeliğinin elektrik direnç kaynağı ile birleştirilmesi üzerine yapılan deneysel bir çalışma sunulmuştur. Kuvvet ve akım şiddeti gibi kaynak parametreleri ile parça kalınlığı arasındaki ilişkinin incelenmesi amacıyla değişik şartlarda deneyler yapılmıştır. Bu çalışmalar sonunda, maksimum çekme-makaslama mukavemetini veren optimum kaynak parametreleri belirlenmiş ve iş parçasında oluşan iç yapı değişiklikleri mikrosertlik ölçümleri ile analiz edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Direnç Nokta Kaynağı, Kuvvet, Akım, Mikrosertlik.

GİRİŞ

Elektrik direnç kaynağının en basit şekli olan nokta kaynağı hızlı ve otomasyana kolayca adapte olabilmesi açısından özellikle otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Üst üste konmuş parçalar uçları inceltmiş ve su soğutmalı elektrotlar arasına yerleştirilir. Elektrotlar arasında sıkıştırılmış iş parçaları arasından akım geçirilir. Kaynak için gerekli ısı birleştirilecek parçaların geçen akıma karşı gösterdiği direncin etkisi ile elde edilir. Üretilen ısı miktarı, akım şiddetine, akımın geçiş süresine ve birleştirilecek parçalar arasındaki dirence bağlıdır [1].

Direnç kaynağında maksimum sıcaklığın birleştirilecek parçalar arasında olması istenir. Ancak, açığa çıkan ısı, aynı zamanda elektrotlar ve iş parçasında da sıcaklık artışına neden olur. Neticede kaynak bölgesinde ve civarında malzeme iç yapısında dolayısıyla özelliklerinde değişiklikler meydana gelir. Genellikle, kaliteli bir kaynaktaki amaç ısıdan etkilenmiş bölgenin mümkün olduğunca dar olmasını sağlamaktır [2,3]. Diğer taraftan, elektrotlarda oluşan sıcaklık artışı da elektrotların özelliklerini ve ömrünü olumsuz yönde etkilemektedir. Bu nedenle, genellikle, elektrotlar iç kısımlarında açılmış kanallardan su geçirilmek yoluyla soğutulmaktadır. Yapılan çalışmalar su sıcaklığı ve debisinin elektrot ömrü ve kaynak kalitesine etki ettiğini göstermiştir [4].

Direnç kaynağında kaliteli bir bağlantının elde edilebilmesi için, parçalar arasında oluşan sıcaklığın çok kısa bir süre için maksimum seviyede ve diğer kısımlardaki sıcaklık artışının ise minimum seviyede tutulması gerekir. Bu amaca ulaşabilmek için, ısının üretilmesinde kullanılan enerjinin, enerjinin uygulama süresinin ve elektrotlar vasıtası ile

uygulanan basıncın optimum bir şekilde kontrol edilmesi gerekmektedir [5].

Uygulanan basınç, kaynak süresi boyunca değişim gösterir. Belirli orandaki basınç, başlangıçta iş parçalarını bir arada tutmak ve ara yüzeydeki elektrik direncini kontrol etmek amacıyla uygulanır. Uygun sıcaklığa erişildiği anda ise, bağlantıyı sağlamak amacıyla basınç artırılır. Bu konuda yapılan çalışmalar, uygulanan basıncın şiddetinin ve zamanlanmasının, kaynak kalitesi ve elektrot ömrü açısından oldukça önemli olduğunu göstermektedir [6,7].

Elektrot ve kaynak edilecek malzemelerin geometrisi, mekanik ve fiziksel özellikleri de kaynak parametrelerinin seçiminde oldukça önemlidir. Bu anlamda metaller, alüminyum, bakır gibi yüksek elektrik iletkenliğine ve çelik, nikel, titanyum gibi düşük elektrik iletkenliğine sahip metaller olmak üzere kabaca iki guruba ayrılabilir. Bu tip sınıflandırma hem iş parçası hem de elektrot malzemeleri için geçerlidir. Bilindiği gibi yüksek elektrik iletkenliğine sahip metallerin ısı iletkenliği de yüksektir. Farklı kalınlıkta ve farklı iletkenlikte iki malzeme kaynak edileceği zaman, kalın parçaya ve daha yüksek iletkenliğe sahip parçaya karşılık gelen elektrotun daha büyük boyutlu veya daha yüksek elektriksel iletkenliğe sahip olması gerekmektedir. Birleştirilecek parçaların yüksek elektrik direncine, dolayısıyla düşük ısı iletkenliğe sahip olması halinde ısının kaynak bölgesinde odaklanması sağlanarak daha iyi kaynak elde edilir [1,8,9].

Nokta kaynaklı bağlantılarda kaynak kalitesini belirlemek için daha çok tahribatlı muayene metotları uygulanır. Çekme-sıyırma, çekme-makaslama, burma, darbe, metal yorulması, sertlik gibi testler bu amaç için uygulanan tahribatlı muayene

yöntemleridir. Ancak pratikte daha çok, direnç kaynaklı bağlantıların mukavemetinin tespitinde çekme-sıyırma ve çekme-makaslama testleri kullanılır [3,10,11]. Bu çalışmada, kaynak akım şiddeti, basınç, malzeme kalınlığı, kaynak zamanı ve sıkıştırma zamanı gibi parametrelerin nokta kaynağı ile birleştirilmiş SAE 1010 çelik sac malzemelerinin çekme-makaslama mukavemetine etkileri araştırılmıştır.

DENEYSSEL ÇALIŞMALAR

Malzemeler

Deneylerde iş parçası malzemesi olarak, kimyasal bileşimi ve mekanik özellikleri Tablo 1 de verilen farklı kalınlıklarda sıcak haddelenmiş 1010 çelik sac malzemeler kullanılmıştır. İş parçası üzerindeki oksit tabakaları yüzey direncinin yüksek olmasına ve dolayısıyla ısının yüzeyde toplanmasına neden olmaktadır [12]. Bu nedenle, numuneler üzerindeki oksit tabakaları kaynak öncesi mekanik yöntemlerle temizlenmiştir.

Kaynak işlemi, Şekil 1'de görüldüğü gibi, üst üste binen sac çiftinin bindirme mesafesinin orta noktasına gelecek şekilde yapıldı. Kullanılan numune boyutları malzeme kalınlığına bağlı olarak Tablo 2'de verilen ölçülerde hazırlanmıştır.

Bu çalışmada, bakır elektrotlar kullanıldı. Çalışmalarda kullanılan elektrot geometrisi Şekil 2'de verilmiştir.

Kaynak Makinası

Deneylerde SPP 60 marka, 60 KVA gücünde, elektronik akım ve zaman kontrollü, pnömatik basma

sistemli elektrik direnç nokta kaynak makinası kullanılmıştır. Kaynak akım şiddeti 5.5 kA'den 18.8 kA'ya kadar elektronik olarak ayarlanabilmektedir. Basınç ayarı ise 1 ile 8 bar arasında basınç ayar valfi ile yapılabilmektedir. Kaynak zamanı, sıkıştırma ve tutma zamanları makinanın kendi elektronik donanımları aracılığı ile kademeli şekilde ayarlanabilmektedir. Deneyler öncesinde kaynak akımı, elektrot basıncı ve akımın geçiş süresi kaynak makinası kullanım kılavuzunda belirtildiği şekilde kalibre edildi [13].

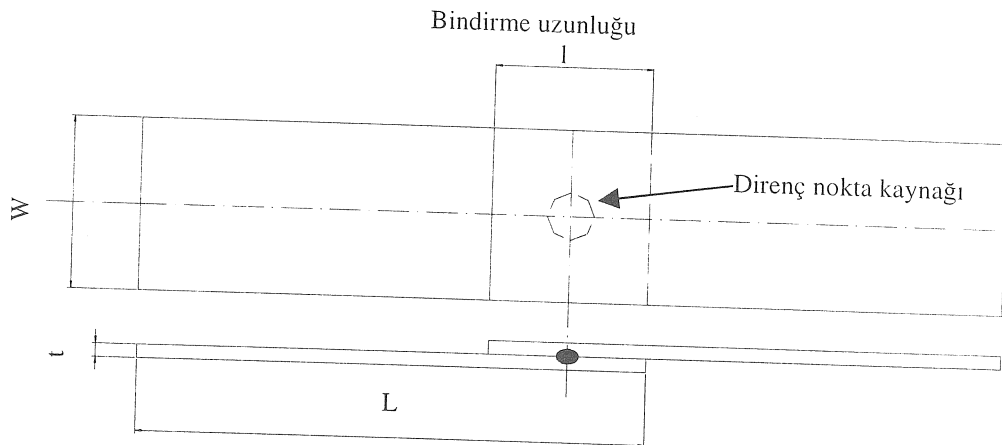
Kaynak Parametreleri

Deneyler esnasında, elektrot geometrisi, elektrot ve iş parçası malzemesi ve soğutma suyu debisi sabit tutulurken elektrot baskı kuvveti ve akım şiddeti gibi diğer kaynak parametreleri birleştirilecek parça kalınlığına göre değiştirildi. Noktasal kaynak işlemi, Tablo 3'de gösterildiği gibi, her kalınlık için üç farklı kuvvet ve farklı akım değerleri kullanılarak yapıldı. Ayrıca, sıkıştırma, kaynak ve bekleme zamanlarının etkilerini görebilmek için diğer parametreler sabit kalmak şartı ile bu parametrelerin her biri ayrı ayrı değiştirilerek 2 mm kalınlığındaki numuneler değişik periyotlarda kaynak edildi.

Değişik şartlar altında kaynak edilmiş numuneler laboratuvar koşullarında maksimum 60 ton kapasiteli ALŞA marka çekme cihazında, Şekil 3'de gösterildiği gibi, çekme-makaslama deneylerine tabi tutulmuştur. Deneyler esnasında çekme hızı sabit tutulmuştur.

Tablo 1. Deney numunelerinin kimyasal bileşimi ve mekanik özellikleri

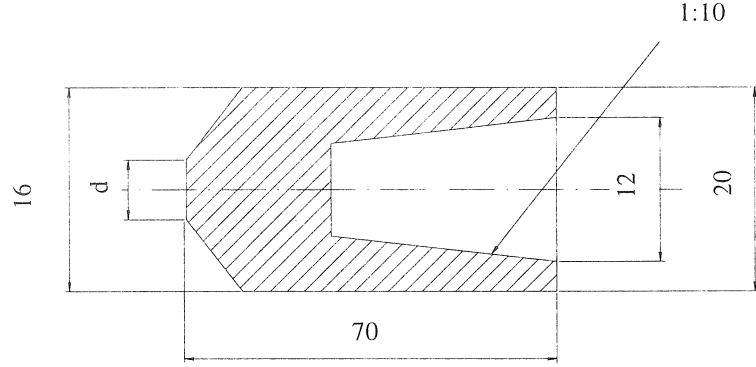
Bileşim (% Ağırlık)	C	Mn	Si	P	S
	0.0823	0.621	0.181	0.0129	0.0162
Mekanik Özellikler	Akma (Mpa)	Çekme (MPa)	% Uzama	% Kesit Daralması	Sertlik (HRB)
	327	418	33.5	63	68



Şekil 1. Deneysel çalışmalarda kullanılan malzeme boyutları ve kaynak konumu

Tablo 2. Deneysel çalışmalarda kullanılan numune boyutları

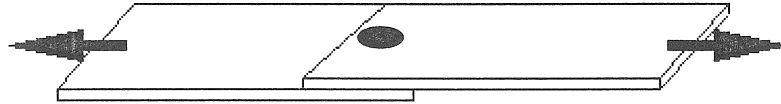
t (mm)	W (mm)	L (mm)	l (mm)
1	19	76	19
1.5	25	101	25
2	25	101	25
3	25	127	25



Şekil 2. Elektrot geometrisi

Tablo 3. Deneysel çalışmalarda kullanılan kaynak parametreleri ve değerleri

Kalınlık (mm)	Akım şiddeti (kA)	Elektrot Baskı Kuvveti (kg)	Sıkma Süresi (periyod)	Kaynak Süresi (periyod)	Bekleme Süresi (periyod)
1.0	6.2 - 8.2 - 10.8 - 12.6	153 - 295 - 330	10	14	8
1.5	9 - 11 - 12.6 - 14.4	295 - 360 - 384	20	16	10
2.0	11 - 13.5 - 14.4 - 16.2	360 - 460 - 500	10-20-...50	8-12-16-...36	10-20-.....100
3.0	14.4 - 16.2 - 17 - 17.5	500 - 800 - 900	40	30	18



Şekil 3. Çekme-makaslama deneyinde uygulanan malzeme yükleme durumu

Mikrosertlik Deneyi

Mikrosertlik ölçümlerinde Vickers (HV_{30}) sertlik ölçme cihazı kullanılmıştır. Ölçümler, Tablo 4'de verilen koşullar altında birleştirilen parçalardan hazırlanan numunelerde yapılmıştır.

Mikrosertlik ölçümleri ısıdan etkilenen bölgeden başlayarak kaynak metalini de içine alacak şekilde esas malzemeye doğru 1mm'lik aralıklarla yapılmıştır.

DENEYSEL SONUÇLAR VE İRDELEME

Kaynak Akım Şiddeti

Akım şiddetinin çekme-makaslama dayanımına etkilerini incelemek amacıyla 1.5 ve 3 mm kalınlıklardaki parçalar değişik değerler altında kaynak edildikten sonra çekme testine tabi tutulmuş ve test sonuçları Şekil 4'de grafikler halinde verilmiştir.

Tablo 4. Mikrosertlik ölçümünde kullanılan numunelerin kaynak parametreleri

Kalınlık (mm)	Kuvvet (kg)	Akım (A)	Kaynak Zamanı (periyod)
1.0	295	8200	10
2.0	360	11000	18

Grafiklerde de görüldüğü gibi, belli bir değere kadar akımdaki artış çekme-makaslama mukavemetinin artmasına daha sonra ise mukavemette düşüşe neden olmaktadır. Bunun sebebi, üst üste binen yüzeyler arasından metal fişkırması ve metalin yüzeyindeki derin elektrot izleridir. Aşırı yüksek akımlarda kaynak edilmiş numunelerde kopma tipi metalden yırtılma olarak gözlenmiştir.

Düşük akım şiddetinde, kaynak mukavemeti kaynak bölgesine verilen ısının yetersiz ve dolayısıyla kaynak çekirdek çapının küçük olmasından dolayı çok düşük akım seviyelerinde bağlantı dayanımı da düşük olmaktadır. Düşük akım şiddetinde birleştirilen numunelerde kopma tipi direkt olarak kaynak çekirdeğinden bırakma olarak gözlenmiştir.

Elektrot Baskı Kuvveti

Kaynak için gereken baskı kuvveti, iş parçası üzerinde elektrotların dinamik kuvveti olarak düşünülür ve kaynak boyunca uygulanıp, üst üste binen yüzeyler ve malzemenin cinsine, kalınlığına göre kontrol edilir [7].

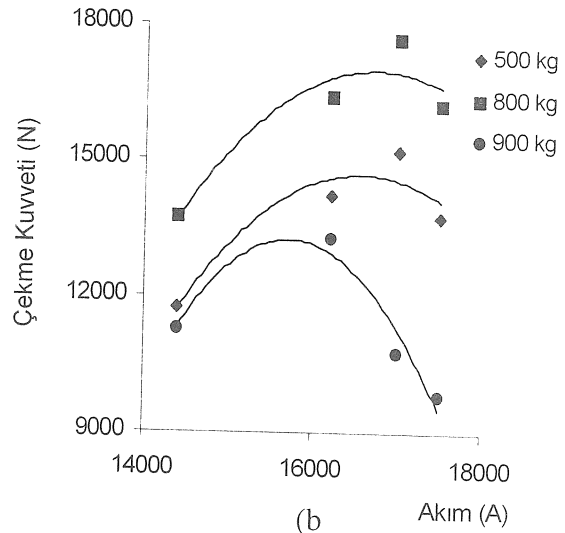
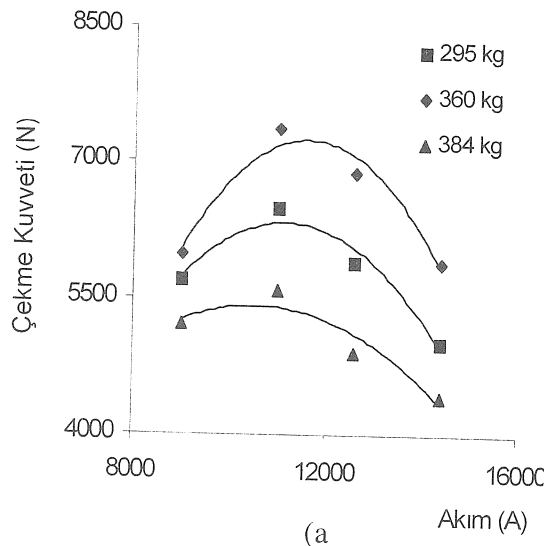
Kuvvetin en önemli etkisi parça yüzeyleri ve iş parçasıyla elektrot arasındaki dirençlere olan etkisidir. Düşük elektrot baskı kuvveti uygulanarak yapılan kaynaklı birleştirmelerde iş parçası ile elektrot arasında oluşan yüksek direnç ve yüksek

ısıdan dolayı parça yüzeyinde yanma ve elektrot yüzeylerinde de hasar gözlenmiştir. Isının istenilen bölgede konsantre olamamasından dolayı, elde edilen grafiklerde de görüldüğü gibi, düşük elektrot baskı kuvveti, çekme-makaslama mukavemetinde düşüşe sebep olmuştur.

Baskı kuvvetindeki artış ile, uygun akım şiddetlerinin kullanılması halinde, belli bir değere kadar çekme-makaslama dayanımında artış gözlenmiştir. Kuvvetin, optimum değer üzerinde olması metal miktarını azaltarak, kesit alanını küçültüp buna bağlı olarak yumuşak metalin kaynak bölgesi dışına fişkırmasına ve parça yüzeyinde derin elektrot izinin oluşmasına neden olmaktadır. Bu gibi nedenlerden dolayı da kaynaklı bağlantının dayanımında düşüş olmaktadır (Şekil 4 (a) ve (b)).

İş Parçası Geometrisi

İş parçasının kalınlığı direnç kaynağında önemli bir parametredir. Aynı şartlar altında yapılan kaynak işlemlerinde, kalınlığın artması ısının yayılması ve azalmasına neden olduğundan kaynak mukavemeti zayıf olmaktadır. Kalınlığın az olması halinde ise yüksek ısıdan dolayı kaynak bölgesinde iş parçası malzemesinde yığılmalar gözlenmiştir. Bu gibi nedenlerden dolayı, kaynak akım şiddetinin parça kalınlığına göre ayarlanması gerekmektedir. Elde edilen sonuçlar parça kalınlığı ile akım şiddeti arasında lineer bir ilişkinin olmadığını

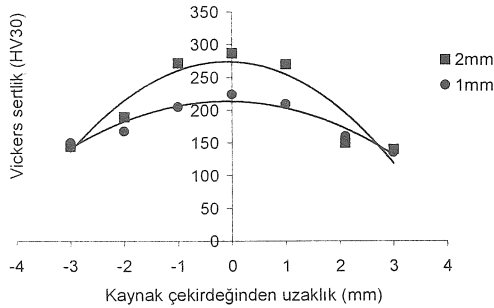


Şekil 4: (a) 1.5 mm'lik ve (b) 3mm'lik saclarda akım şiddetinin değişik baskı kuvvetlerinde çekme-makaslama mukavemetine etkileri

göstermektedir. Bunun nedeni, malzemelerin ısı özelliklerinde kimyasal bileşimin yanı sıra iş parçası kütlesinin ısı miktarında etkili olmasıdır [1]. Özellikle kalın parçaların nokta kaynağında, akımın ve ısının istenilen bölgede odaklanmasını sağlamak amacıyla projeksiyon direnç kaynağı kullanılabilir [9].

Mikrosertlik

Tablo 4 de verilen değerler altında birleştirilen 1 ve 2mm kalınlığındaki numuneler üzerinde yapılan mikrosertlik ölçümleri Şekil 5’de verilmiştir. Sertlik değeri artan kalınlık, ile beraber artış göstermektedir. Bunun nedeni, kalın parçaların birleştirilmesinde kullanılan baskı kuvvetinin yüksek olmasıdır. Kaynak esnasında ve sonrasında artırılan baskı kuvveti parça yüzeyinde dövme etkisi yaparak deformasyon sertleşmesine sebep olmaktadır. Bunun neticesinde, özellikle nokta kaynak ile birleştirilmiş düşük karbonlu çelik sac malzemelerin, kaynak çekirdeğindeki sertlik değerleri daha yüksek



olmaktadır.

Şekil 5: Farklı kalınlıklarda ölçülen mikrosertlik değerleri

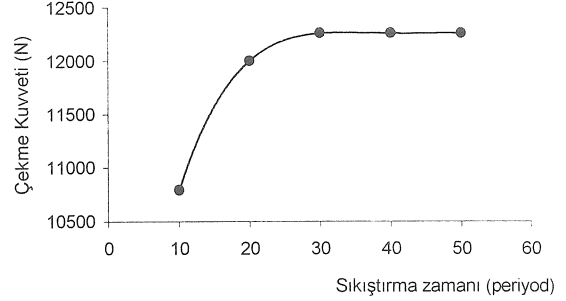
Sıkıştırma Zamanı

Sıkıştırma zamanı, akımın uygulanmaya başlamasından önce elektrotun malzemeyi sıkıştırarak iki malzeme arasındaki direnci düşürmeye başladığı süredir. Kontak direnci ve etkili bir sıkıştırma bakımından bu sürenin uygun seçilmesi gerekmektedir. Nokta kaynaklı bağlantılarda maksimum mukavemetin elde edilebilmesi için parçaların belirli bir süre baskı altında tutularak kaynak bölgesinde yeterli sıcaklığa ulaşılması gerekmektedir. Bu nedenle, Şekil 6 da da görüldüğü gibi bağlantı mukavemeti kaynak için yeterli sıcaklığın elde edildiği 30 periyoda kadar artmakta ve daha sonra sabit kalmaktadır.

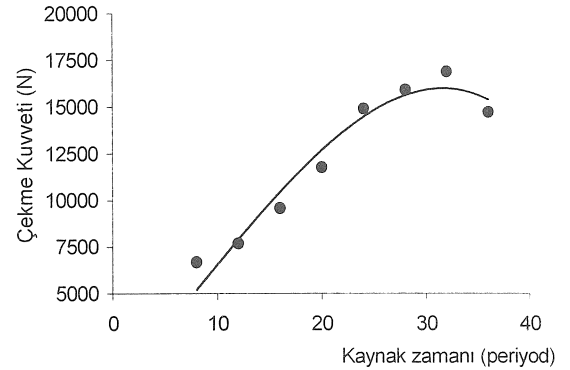
Kaynak Zamanı

Kaynak zamanı akımın kaynak süresince devrede olduğu zamandır. Kaynak zamanı tamamen oluşan toplam ısı miktarını ($Q = I^2 R t$) etkilediği için çekme mukavemeti üzerinde, Şekil 7’de

görüldüğü gibi, büyük etkileri vardır. Yüksek kaynak zamanlarında çekme kuvvetindeki düşme (32 periyoddan sonra), kaynak külçesinin malzemenin erime sıcaklığını aşması ve yüksek ısı konsantrasyonunun asimetrik olarak kaynak külçesi etrafında dağılması şeklinde düşünülebilir.



Şekil 6: Sıkıştırma zamanının çekme dayanımına etkisi (Akım:13500 A, Baskı kuvveti: 460 kg)

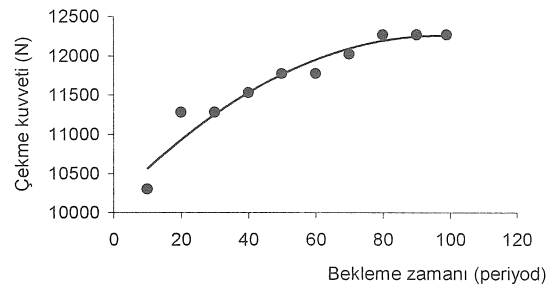


Şekil 7: Kaynak zamanının çekme dayanımına etkisi (Akım:13500 A, Baskı kuvveti: 460 kg)

Bekleme Zamanı

Bekleme zamanı kaynak akımı kesildikten sonra elektrotun kaynak üzerinde baskı yapmış şekilde beklediği süredir. Bekleme süresi boyunca uygulanan basıncın etkisi ile parçalar arasındaki birleşme tamamlanır ve elektrot kaynak metali üzerinde dövme etkisi yaparak ince taneli yapının oluşmasını sağlar.

Şekil 8. Bekleme zamanının çekme dayanımına etkisi (Akım:13500 A, Baskı kuvveti: 460 kg)



Şekil 8: Bekleme zamanının çekme dayanımına etkisi (Akım:13500 A, Baskı kuvveti: 460 kg)

Soğuma hızı bakımından düşünülürse bu sürenin uzun tutulması soğuma hızını artıracığından belli bir değere kadar mikrosertlik ve mukavemet etkilenecektir. Bu nedenle bu sürenin uygun seçilmesi gereklidir. Şekil 8'de görüldüğü gibi parçalar arasında yeterli birleşme sağlandıktan sonra (80 periyod) mukavemet sabit kalmaktadır.

SONUÇLAR

İmalat işlemlerinden sonra yapılan kalite kontrol testleri, hurda miktarının dolayısıyla üretim maliyetinin artmasına neden olur. Bu nedenle, diğer imalat yöntemlerinde olduğu gibi, kaynaklı birleştirmelerde de istenilen özelliklerin üretim aşamasında sağlanabilmesi oldukça önemlidir.

Nokta kaynaklı bağlantılarda yeterli dayanımı elde edebilmek için parçalar birden fazla noktalardan kaynak edilirler. İşlemi hızlandırmak ve daha

ekonomik hale getirebilmek için nokta kaynak sayısının azaltılması gerekir. Bu ise ancak uygun kaynak parametrelerinin seçimi ile her bir noktada maksimum dayanımın elde edilmesi sonucu sağlanabilir.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar sadece kullanılan malzeme ve kalınlıklar için geçerli olup, deneyler sonucunda 1010 çelik sac malzemelerde maksimum çekme-makaslama dayanımları Tablo 5'de verilen değerlerde elde edilmiştir. Bu değerlerin kullanıldığı birleştirmelerde kopmanın kaynak bölgesi civarındaki ısıdan etkilenmiş bölgede olduğu ve kaynak metalinin iş parçası yüzeyinden ayrılmadığı gözlenmiştir. Kaynak parametrelerinin optimum seçilmemesi halinde ise elektrotta ve iş parçasında hasarlar meydana gelmiş ve elektrot ömrü olumsuz yönde etkilenmiştir.

Tablo 5. Farklı kalınlıklar için maksimum dayanımları veren kaynak parametreleri.

Kalınlık (mm)	Akım(A)	Baskı Kuvveti (Kg)	Mukavemet (N)	Kaynak Çapı (mm)
1	8200	295	4050	5.5
1.5	11000	360	7350	6.7
2	13500	460	11250	7.8
3	17000	800	17650	10.2

EFFECTS OF WELDING PARAMETERS ON THE STRENGTH OF RESISTANCE SPOT WELDED JOINTS

The present paper reports experimental investigations on the spot welding of 1010 steel sheets. Experiments were carried out to study the relationship between spot welding parameters (welding current and electrode force) and sheet thickness. The experimental results have been used in selecting optimum processes parameters for obtaining maximum tensile-shear strength on the joints and to study the influence of welding parameters on the microhardness.

Keywords: Resistance Spot Welding, Electrode Force, Current, Microhardness.

KAYNAKÇA

1. Degarmo, E.P., Black, J.T., Kohser, R.A., Materials and Processes in Manufacturing, Macmillian Publishing Company, New York, 1988.
2. Lantz, J., Principles of Resistance Welding, *Welding Design and Fabrication*, pp. 26-29, February 2000.

3. Tandoğan, A.B., Determination of Spot Welding Parameters Thick, Heat Treated SAE 4140 Steel Parts, MSc Thesis, METU, September 1998.
4. Hirsch, R.B., *Influence of Water Temperature and Flow on Electrodes*, Ronald Leibovitz V.P. Manufacturing Unitrol Electronics Inc, December 1997.
5. Miyachi Group, *Electrode Force Control for Foot and Air Actuated Weld Heads*, Technical Application Brief, Vol 2, No 1, May 1999.
6. Hirsch, R.B., *The Effect of Tip Force on Weld Quality and Electrode Life*, Leibovitz V.P. Manufacturing Unitrol Electronics Inc, May 1998.
7. James, P.S., Chandler, H.W., Evans, J.T., Wen, J., Browne, D.J., Newton, C.J., The Effect of Mechanical Loading on the Contact Resistance of Coated Aluminium, *Material science and Engineering*, pp. 194-201, November 1996.
8. Lantz, J., Principles of Resistance Welding, *Welding Design and Fabrication*, pp. 46-49, April 2000.
9. Miyachi Group, *Welding Material Control*, Technical Application Brief, Vol 2, No 3, September 1999.
10. Giroux, D., Resistance Welding Manual, MacGraw Hill Book Company, New York, 1989.

11. Aslanlar, S., Karabaş, V., İlhan, E., Farklı Et Kalınlığındaki Kaporta Saclarının Elektrik Direnç Nokta Kaynağında Kaynak Parametrelerinin Bağlantının Mekanik Özelliklerine Etkisi, *II. Makine Malzemesi ve İmalat Teknolojisi Sempozyumu*, Celal Bayar Üniversitesi, Kasım 2001.
12. Crinon, E., Evans, J.T., The Effect of Surface Roughness, Oxide Film Thickness and Interfacial Sliding on the Electrical Contact Resistance of Aluminium, *Materials Science and Engineering*, pp.121-128, April 1997.
13. Baykal SPP 60, Kaynak Makinası kullanma Kılavuzu, Bursa, 1996.

H. Kaplan
Dr. Mak. Yük. Müh.

Atılım Üniversitesi
Kızılcaşar Koyu, 06836 Incek,
Ankara, TÜRKİYE

K. Alsaif
Dr. Mak. Yük. Müh.

King Saud Üniversitesi
Makina Mühendisliği Bölümü
Riyad, SUUDİ ARABİSTAN

M. Dölen
Y. Doç. Dr. Mak. Yük. Müh.

Orta Doğu Teknik Üniversitesi
Makina Mühendisliği Bölümü
06531 Ankara, TÜRKİYE

Yay-Yürek Mekanizmalı Etkin Bir Temel Yalıtım Sisteminin Deprem Şokları Karşısındaki Dinamik Davranışının Deneysel Olarak İncelenmesi

Bu makale yeni bir etkin (aktif) temel yalıtım sisteminin dinamik davranışını deneysel olarak inceler. Bu çalışmada önerilen sistemde; tek katlı bir yapı, iç bükey yataklarla üzerinde hareket eden bilyalarla taşınmaktadır. Özel olarak tasarlanmış yay mekanizması, binanın hareketine normal koşullarda izin vermez. Deprem sırasında, mekanizma devre dışı kalarak yapının belli bir alan içinde serbestçe hareketine imkan tanır. Sistemin temeline yerleştirilen ve doğrusal olmayan karakteristiğe sahip olması düşünülen yaylarsa, sistemin hareketine deprem sırasında belirli sınırlamalar getirir. Gerek bilgisayar benzetimi gerekse deneysel çalışmalar sonucunda tabanı yalıtılmış böyle bir yapıya iletilen sismik kuvvetlerin %95 oranında azaltıldığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sismik korunma, mekanik sistem tasarımı, etkin temel yalıtma, deprem şok dalgaları, dinamik gerilmeler, ivme ölçümü, iç bükey taban yatakları, içi boş bilyalar.

GİRİŞ

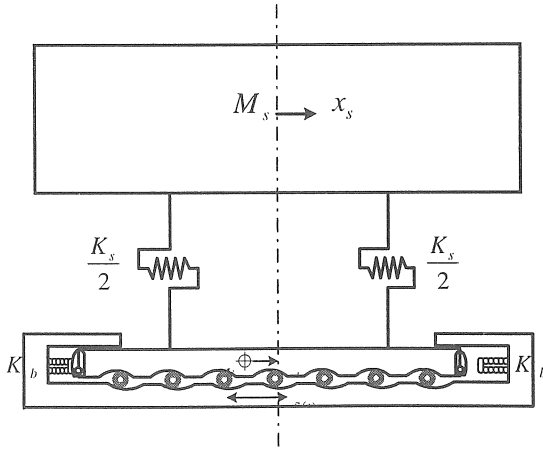
Tabanı yalıtılmış yapıların depremlerin yarattığı yıkıcı etkilere karşı çok dayanıklı olduğu bilinen bir gerçektir. Konunun önemi nedeniyle; gerek etkin-gerekse edilgen temel yalıtım sistemleri birçok araştırmaya son yıllarda konu olmuştur [1].

Palazzo ve Petti [2] binanın altına veya üstüne yerleştirilen etkin titreşim yutucularını ("absorber") incelemiştir; benzer olarak Kareem'de [3] kolon tipi titreşim sönümleyicilerini araştırmıştır. Wang ve Liu [4] kuru (Coluomb) sürtünmeye sahip düz bir yüzey üzerine oturtulmuş temel yalıtım sistemini incelemiştir; bu sistem için geliştirilen hibrid denetimin işe yarayacağı bilgisayar benzetimi yoluyla gösterilmiştir. Kayıcı taban yalıtım sistemlerinde etkin sürtünme denetimi Wang ve Reinhorn [5] tarafından ele alınmıştır. Bu tip sistemlerin arayüzeylerinde sürtünme düşük olduğundan; yer ve temel (taban) arasında bağıl hareketi sınırlamak (denetlemek) için bir ilave bir mekanizma yine bu araştırmada önerilmiştir. Edilgen olarak yalıtılmış binalarda, eyleyici ("actuator") kullanan etkin denetim mekanizmaları Jahilal ve Utku [6] tarafından incelenmiştir. Önerilen sistem yardımıyla binanın yatay- ve dönüş hareketleri en aza indirdiği gösterilmiştir. Teknik kayanıklarda, sürtünmeli veya ince tabakalardan oluşan lastik elemanlar üzerine oturtulmuş temel yalıtım sistemleri üzerine oldukça fazla sayıda araştırma bulunmaktadır. Mostaghel ve Davis [7] kayıcı temel üzerinde kuru sürtünmenin

etkisini araştırmıştır. Bu çalışmalarında rijit (katı) kabul edilen yapı; viskoz sönüm, kuru sürtünme ve geri getirici kuvvet içeren bir temel yalıtım sistemiyle desteklenmektedir. Mokha ve Amin [8] büyük tarihi bir binanın tipik bir deprem sırasındaki dinamik cevabını incelemiştir. Bu çalışmaya göre, normal bir bina ile karşılaştırıldığında; deprem sırasında temeli yalıtılmış bir yapıya gelen en büyük ivmenin (ve dolayısıyla iletilen kesme kuvvetinin) 1 ila 5 kat azaltılabileceği sonucuna varılmıştır. Almazan ve La Llera [9] kuru sürtünmeli bir sarkacın edilgen taban yalıtım sisteminde kullanıldığı zaman, sistemde ortaya çıkan yatay ve dikey etkileri analiz etmiştir. Bu çalışmada, küresel paslanmaz çelik bir yüzey üzerine oturtulmuş mercimek şeklindeki yuvarlanmalı elemanlar yapıyı desteklemektedir. Benzer olarak, Zhou ve Lu [10], iç bükey bir yüzeye oturan bilyalarla yardımıyla temeli yalıtılmış bir binanın (bilgisayar) modelini oluşturmuştur. Maria and Mauricio [11] lastik sönümleyici elemanlar üzerine oturan dört katlı bir bina üzerinde çeşitli deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında; depremin karakteristiğine bağlı olarak, böyle bir sistemde ortaya çıkan ivmenin 1 ila 3.5 kat azaltıldığı gösterilmiştir. Kuroda ve Saruta [12] lastikli taban yalıtım sistemlerinin etkinliğini, gerçek depremler sırasında tam-ölçekli binalar üzerinde yaptıkları deneylerle göstermişlerdir. İki ayrı tip yalıtım sistemi araştırmalarında denenmiştir. Bunlardan ilki ince tabakalardan oluşan lastikler ve yağlı sönümleyici içeren bir yalıtım sistemidir. Diğeri ise yüksek

sönümlü lastik yataktır. Deneysel çalışmaların ışığı altında ilk sözü edilen yalıtım sisteminin diğerine göre çok daha etkin olduğu (yüksek ivme azaltma oranı) görülmüştür. [1] ve [17] bilyalı yatak üzerine oturmuş bir binayı gözönüne almaktadır. Bu makalede de incelenecek olan bu sistemde, bir yürek mekanizması binanın yanal hareketini kısıtlayarak, normal koşullar altında binayı katı bir destek sağlar. Yürek mekanizması deprem sırasında açılarak, (belli bir alan içinde) binanın bilyalar üzerinde hareketine izin verir. Tasarım gereği, bina bu sözü edilen alan dışına çıkarsa, taban çevresine yerleştirilmiş yaylarla temasa geçmektedir. Depremiň şok dalgaları sona erdiğinde, yürek mekanizması tekrar devreye girerek yayaları sıkıştırıp, binayı eski konumuna getirir. Kontrol bilgisayarı yeni bir şok sinyali aldığı sürece, bu işleme sürekli olarak devam eder. Tabanın geometrik tasarımı binanın kütle dağılımı dolayısıyla ortaya çıkan dönme etkilerinin asgariye indirmektedir. Bunu sağlamak için, tabanın ağırlık noktalarıyla yapının diğer eş merkezli olarak yerleştirilmiştir.

Bu makalenin amacı, [1] ve [17]'de sözü edilen ve detaylı bir bilgisayar benzetimi yoluyla dinamik davranışı incelenen bu etkin taban yalıtım sisteminin tekrar ele alınarak, çalışmanın deneysel olarak doğrulamasını yapmaktır. Makalenin kendi içinde bütünlüğünü sağlamak amacıyla, üçüncü bölümde söz konusu sistemin matematiksel modeli verilip, onu takip eden bölümde, sistemin dinamik davranışı bilgisayar benzetimi yoluyla incelenecektir. Beşinci bölümde, öncelikle dinamik ölçümlerin yapılabilmesi amacıyla deneysel bir model geliştirilecektir. Bütün deneylerde, yapıya iletilen ivme ve modelde ortaya çıkan azami dinamik gerilmeler göz önüne alınacaktır. En son bölümdeyse, elde edilen teorik, sayısal, ve deneysel bulguların irdelemesi yapılarak, makaledeki önemli noktaların kısa bir özeti sunulacaktır.



Şekil 1 Taban yalıtım sisteminin yandan ve üstten şematik olarak görünüşü.

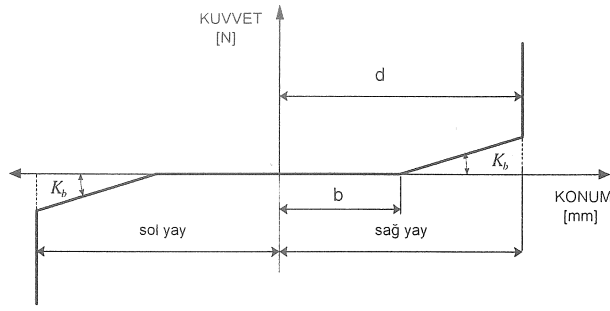
ETKİN TEMEL YALITIM SİSTEMİ

Şekil 1 etkin bir temel yalıtım sistemini şematik olarak göstermektedir. Burada yapı, bir kütle (M_s) ve sistemin yanal rijitliğini gösteren bir yay (K_s) ile temsil edilmektedir. Çok serbestlik derecesine sahip bir yapı için, M_s birinci titreşim biçimi için modal kütleyle ifade edilmektedir. Benzer olarak, $K_s = M_s \omega_n^2$ olup, ω_n sistemin (ilk) doğal frekansını belirtmektedir.

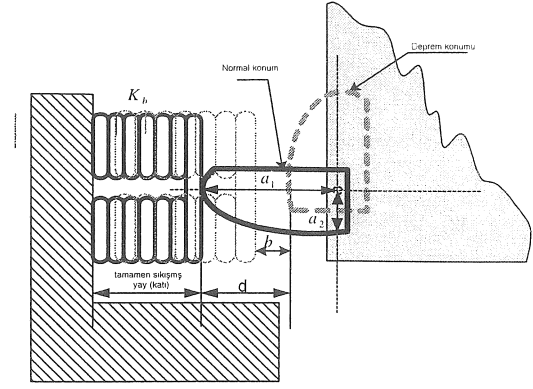
Döndürmeye ve devirmeye yol açan yükleri asgariye indirebilmek için, burada tabanın geometrik merkeziyle, yapının kütle merkezi aynı (etki) çizgisi üzerindedir. Sistemde yer alan her bir bilya iç bükey yüzeyler arasında oturtulmuştur. Böylece, sistemin hareketi sırasında belli bir dönme etkisi de görülse, taban (ağırlığın etkisiyle) otomatik olarak ilk haline dönmeye çalışacaktır. Tabanın yanal hareketini sınırlamak için kullanılan yayların kuvvet konum karakteristiği Şekil 2'de gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi, taban yere göre (b) kadar hareket ettiği zaman (yanal) yay devreye girmeye başlayacaktır. Bu durumda yay rijitlik değeri olan K_b tabana etkiyen geri getirici kuvvetin radyal konuma (Şekil 1) göre değişimi ifade etmektedir. Şekil 1'deki yay dizilişi açısından, şok dalgasının geliş yönünün bir önemi yoktur; dolayısıyla K_b (yay rijitlik) fonksiyonu dalğanın ilerleme doğrultusuna bağımlı değildir. Bu durumda

$$K_b = \sum_{i=1}^5 K(l_i)^2 \quad (1)$$

yazılabilir. Burada K her bir yayın rijitliği olup l_i tabanın ilerleme doğrultusuna göre her bir yayın yön kosinüsünü belirtmektedir. Simetriden ötürü $K_b = 2K$ olacağı açıktır. İstenen geri getirici kuvvet karakteristiğini elde etmek için, geliştirilen yay-yürek mekanizması Şekil 3'te şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2 Yayın kuvvet – konum karakteristiği.



Şekil 3 Yay-yürek mekanizması.

SİSTEMİN MATEMATİKSEL MODELİ

Şekil 4 ele alınan sistemde tabanın hareketini göstermektedir. Burada bilyaların kaymadan yuvarlandığı varsayılabilir. Yapının kütlesi yanında bilyaların kütleleri ihmal edilirse, sistemin hareketini belirleyen diferansiyel denklemler şu şekilde yazılır:

- $\max|x_b - \delta(t)| \geq b$ [m] olduğunda

$$M_b \ddot{x}_b + K_s(x_b - x_s) + C_s(\dot{x}_b - \dot{x}_s) + \mu_e((M_s + M_b)(\ddot{y}_b + g)) + K_b(x_b - x_s) = 0 \quad (2)$$

- $\max|x_b - \delta(t)| < b$ [m] olduğunda

$$M_b \ddot{x}_b + K_s(x_b - x_s) + C_s(\dot{x}_b - \dot{x}_s) + \mu_e((M_s + M_b)(\ddot{y}_b + g)) = 0 \quad (3)$$

$$M_s \ddot{x}_s + C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_b) + K_s(x_s - x_b) = 0 \quad (4)$$

Sönüm etkisi ($C_s = 0$) ihmal edilirse, şu ifadeler elde edilir:

$$M_b = 0.05M_s \quad (5)$$

$$\ddot{y}_b = 2(R - r)[(\ddot{\phi}) \sin(\phi) + (\dot{\phi})^2 \cos(\phi)] \quad (6)$$

Tabandaki toplam yatay kuvvet

$$H = \mu_e(M_s + M_b)(g + \ddot{y}_b) \quad (7)$$

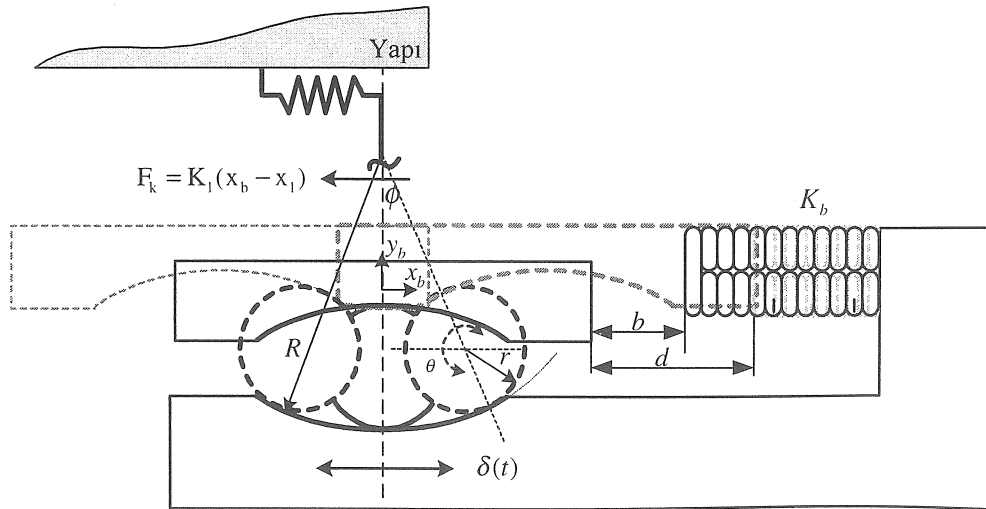
olur ve toplam dikey kuvvet

$$V = (M_s + M_b)(g + \ddot{y}_b) \quad (8)$$

şeklini alır. Yukarıdaki denklemlerde

$$\mu_e = \left\{ \begin{array}{l} \sin[\phi] + \mu_0 \operatorname{sgn}(\dot{x}_b - \dot{\delta}(t)) \cos[\phi] \\ \cos[\phi] - \mu_0 \operatorname{sgn}(\dot{x}_b - \dot{\delta}(t)) \sin[\phi] \end{array} \right\} \quad (9)$$

tabandaki eşdeğer sürtünme katsayısını belirtmektedir. Makalenin bütünlüğü açısından, yukarıdaki verilen sonuçlar ekte detaylı olarak ele alınmıştır.



Şekil 4 Tabaanın hareket modeli.

BİLGİSAYAR BENZETİMİ

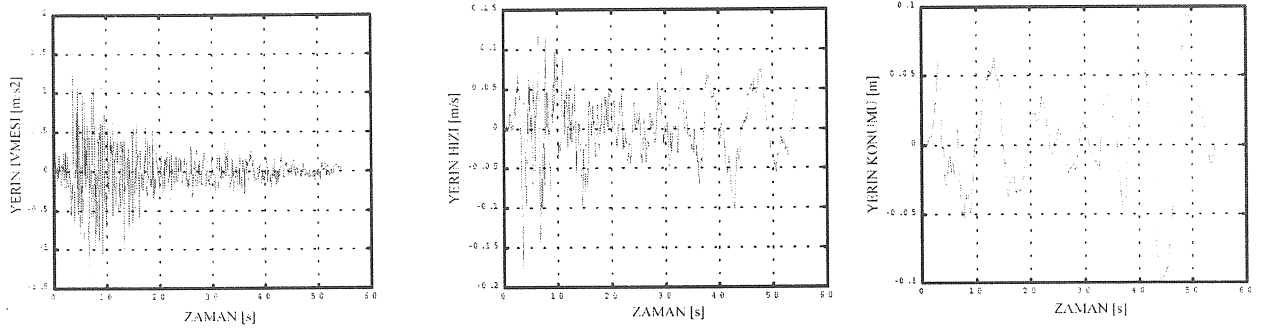
Bir önceki bölümlerde etkin bir temel yalıtım sistemi tanıtılıp, sistemin matematiksel modeli oluşturulmuştu. Verilen diferensiyel denklemler doğrusal olmayıp, bunların kapalı analitik çözümünü adı fonksiyonlar cinsinden elde etmek mümkün değildir. Bu nedenle sistemin dinamik davranışını gerçekçi olarak inceleyebilmek için bilgisayar benzetiminden yararlanılmıştır. Şekil 5 gösterildiği üzere, Taft depreminde toplanan sismik veriler (yerin ivmesi, hızı ve konumu) kullanılarak [1], sistemin bu şekildeki bir etkiye (zorlayıcı fonksiyona) verdiği cevap, 4. mertebeden (değişken zaman adımlı) Runge-Kutta yöntemiyle sayısal olarak değerlendirilmiştir.

Sunulan temel yalıtım sisteminin performansını değerlendirmek amacıyla, dört değişik sistem (durum) göz önüne alınmıştır:

- **Sistem 1:** Tabanı yalıtılmamış ve rijit olarak yere oturtulmuş yapı.
- **Sistem 2:** Bilyalar üzerine oturtulmuş fakat yaylarla hareketi sınırlanmamış yapı ($b = \infty$).
- **Sistem 3:** Bilyalar üzerine oturtulmuş ve sürekli olarak yaylarla hareketi ($b = 0$) sınırlanan yapı.

- **Sistem 4:** Bilyalar üzerine oturtulmuş ve kısmî olarak ($b = 0.13$ m) yaylarla sınırlanmış yapı.

Bilgisayar benzetimi sırasında kullanılan sistem parametreleri Tablo 1'de sunulmuştur. Benzer olarak, sayısal sonuçlar Şekil 6 – 12'da gösterilerek, bunlardan derlenen önemli bilgiler Tablo 2'de kısaca özetlenmiştir. Elde edilen sonuçlardan da görüldüğü üzere, bilyalı temel yalıtım sistemiyle yapıya iletilen kuvvetler 20 kat (%95) azalmış durumdadır. Ancak sistemin yatay hareketi yaylarla sınırlanmadığı zaman, yapının yere göre önemli ölçüde hareket edebileceği görülmektedir (~12 cm). Diğer taraftan, sistemin hareketini sürekli olarak yaylarla sınırlamak yapıya iletilen kuvvetlerin artmasına yol açmaktadır. Dolayısıyla gerçek sistemin tasarımında göz önüne alınması gereken noktalar: sistemin ne kadarlık bir sismik kuvvete dayanabileceği ve yapının en çok ne kadar hareket etmesine izin verileceğidir. Dikkat edilirse iç bükey yüzey üzerinde hareket eden bilyaların dikey yönde ilettiği bir kuvvet mevcuttur. Ancak Şekil 10(I), 11(I) ve 12(I)'dan da (boyutsuz dikey kuvvet) görüleceği gibi; bu bileşen yapının ağırlığına göre çok küçük olduğundan, ihmal edilebilir.



Şekil 5 Taft depreminde elde edilen sismik veriler.

Tablo 1 Bilgisayar benzetiminde kullanılan sisteme ait parametreler.

Sembol	Açıklama	Değer	Birim
b	Tabanla yayalar arasındaki boşluk	0.13	m
d	Tabanla tamamen şıkışmış yaylara arasındaki uzaklık	0.20	m
K_b	Tabanı sınırlayan yayların esdeğer rijitliği	6×10^4	N/m
K_s	Yapının rijitliği	1.2×10^6	N/m
M_b	Tabanın kütlesi	1925	kg
M_s	Yapının kütlesi	38,500	kg
R	İç bükey yüzeyin (yatağın) yarıçapı	2.5	m
r	İçi boş bilyaların yarıçapı	0.5	m
μ_0	Yuvarlanma sürtünmesi katsayısı [18]	0.01	–

Tablo 2 Sayısal sonuçların özeti.

Sistem (i)	1	2	3	4
Tanım	Rijit temel	Sınırlanmamış bilyalı taban	Yayla sınırlı bilyalı taban	Kısmî olarak sınırlı taban
İlgili şekil numarası	6	7	8	9
Yapıya iletilen azami kuvvet F_i [N]	166,290	8,128	10,940	8,128
Kuvvet azaltma oranı (F_1/F_i)	1	20.46	15.2	20.46
Yapının azami yer değiştirmesi [m]	0.2269	0.1131	0.1216	0.1184
Yapının tabana göre azami yer değiştirmesi ($x_s - x_b$) [m]	0.1386	0.0068	0.0091	0.0068
Tabanın azami yer değiştirmesi [m]	0.0977	0.1123	0.1198	0.1159
Tabanın yere göre azami yer değiştirmesi ($x_b - \delta$) [m]	0	0.0605	0.0619	0.0605

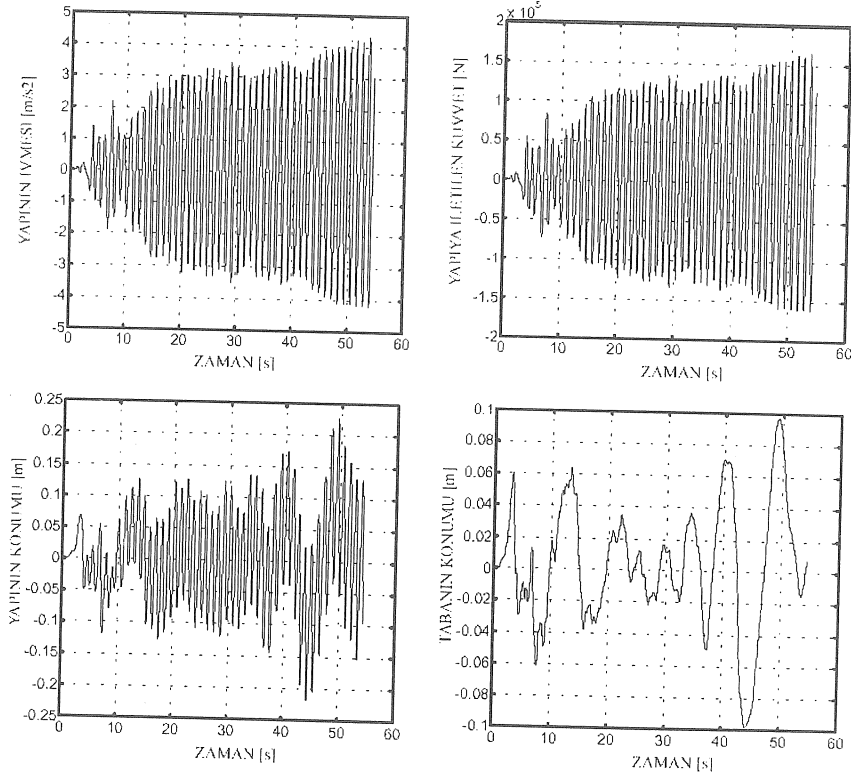
TEK KATLI BİR SİSTEMİN DENEYSEL ANALİZİ

Bu bölümde, bilgisayar benzetimi yoluyla elde edilen bilgilerin doğrulanması amacıyla deneysel bir çalışma yürütülmüştür. Deneylerin ilk kısmında yapıya iletilen ivmeler ölçülmüş, ikinci kısımda ise dinamik genleme ("strain") analizi yapılmıştır.

A. İletilen İvmelerin Ölçümü

Şekil 13 deneyin bu kısmında kullanılan sistemin bir şemasını göstermektedir. Bu sistemde temele (düşük bantlı) rastgele bir hareket uygulanarak; yapıya iletilen ivme, piezo-elektrik ivme ölçerler yardımıyla saptanmaktadır. Burada 4

adet çelik kolon üzerine oturtulmuş kütle, tek katlı bir binayı temsil etmektedir. Deneysel düzenekteki bilyalı tabanın hareketi yaylarla kısıtlanmamıştır. Elektromekanik tahrik elemanı, arzu edilen kuvveti temele uygulayarak istenen ivme profilini oluşturabilmektedir. Uygulanan kuvvetin ("depremin") şiddeti ayarlamak, tahrik elemanını besleyen güçlendiricinin kazancını değiştirerek mümkün olmaktadır. Sistemdeki ivme ölçerlerden gelen işaretler (elektriksel yük), güçlendirilerek filtre edilmektedir. Sonuçta elde edilen elektriksel işaretler (gerilimler) örneklenerek, bilgisayar tabanlı bir veri toplama sistemi yardımıyla kaydedilmektedir.



Şekil 6 Rijit olarak desteklenen yapının (Sistem 1) dinamik cevabı.

Şekil 14, belirli bir tahrik şekli için sistemin yanıtını göstermektedir. Bu şekilden de görüleceği üzere, temeli yalıtılmış binanın ivmesi, yerin ivmesine göre çok düşüktür. Benzer olarak, Şekil 15 temeli yalıtılmamış bir binada ortaya çıkan ivme ile yer ivmesinin frekans spektrumunu (tayfını) ifade etmektedir. Burada 6 Hz civarında belirli bir tepe değeri gözükmemektedir. Aslında, bu harmonik bileşen yapının birinci titreşim biçimini temsil etmektedir. Yer ivmesi ile karşılaştırıldığında, bu frekansta yapıda ortaya çıkan ivme çok belirgin olmasına rağmen; yer ivmesinin yüksek frekanslı harmonik bileşenlerinin sistem üzerindeki etkisi ihmal edilebilecek düzeydedir.

Durumu kantitatif olarak değerlendirmek amacıyla, yapının ivmesinin yer (giriş) ivmesine oranı, iletim (veya “geçirgenlik”) oranı olarak tanımlanmıştır. Şekil 16 bu oranı temeli yalıtılmış ve yalıtılmamış sistemler için göstermektedir. Burada “kazanç” yer ivmesinin şiddetini ifade etmektedir. Sözü edilen “yalıtılmamış” sistemse bilyaları çıkartılarak tabana rijit olarak bağlanmış yapıyı vurgulamaktadır. Bu şekilden de anlaşılacağı üzere, tabanı yalıtılmış sistemde iletilen kuvvetin (ivmenin) yaklaşık olarak 20 kat (%95) azaldığı görülmektedir. Rijit temelli yapı için, yer ivmesinin %65’inin yapıya iletildiği anlaşılmaktadır. Buradaki %35’lik azalma sistemde kullanılan çelik kolonların düşük eğilme rijitliğinden kaynaklanmaktadır.

B. Dinamik Genleme Ölçümü

Deneylerin bu kısmında kullanılan deneysel sistem Şekil 17’de gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere, en büyük eğilme gerilmesinin her bir kolonun en alt kısmında ortaya çıkacağı tahmin edilmiştir. Bu durumda, yapının temeli yatay rastgele bir hareketle tahrik edilmiştir. Deneyler sırasında üç değişik tahrik şiddeti ve onlara karşılık gelen üç değişik güçlendirici kazancı (g_1 , g_2 , g_3) kullanılmış olup, kolonlarda ortaya çıkan en büyük genlemeler, genleme ölçerler (“strain-gage”) yardımıyla saptanmaktadır. Burada gösterilen genleme ölçüm sistemi, sıcaklık farkı giderimli bir Wheatstone köprüsü ve ilgili güçlendirici devre sistemlerinden oluşan bir ekipmandır. Böylece, genleme ölçerle oluşan küçük direnç değişimleri, bu cihaz aracılığıyla (genlemeyle orantılı) gerilim değişimlerine dönüştürülmüş olur. Ardından, bu gerilimler programlanabilir bir güçlendirici yardımıyla yükseltip, 12 bitlik bir analog/dijital (A/D) çevirici yoluyla sayısal hale getirilir. Son olarak, kişisel bilgisayar tabanlı veri toplama sistemiyle bu işaretler kaydedilerek saklanır. Eğilme genlemesi ölçüldükten sonra, ona karşı gelen gerilme (S_y) Hooke kanunu aracılığıyla elde edilebilir.

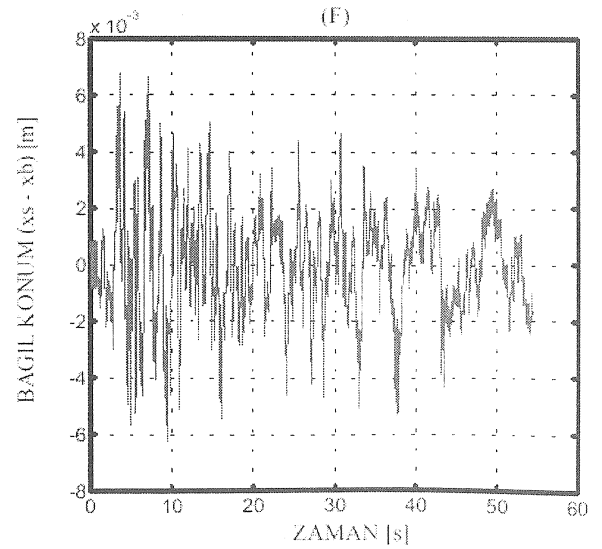
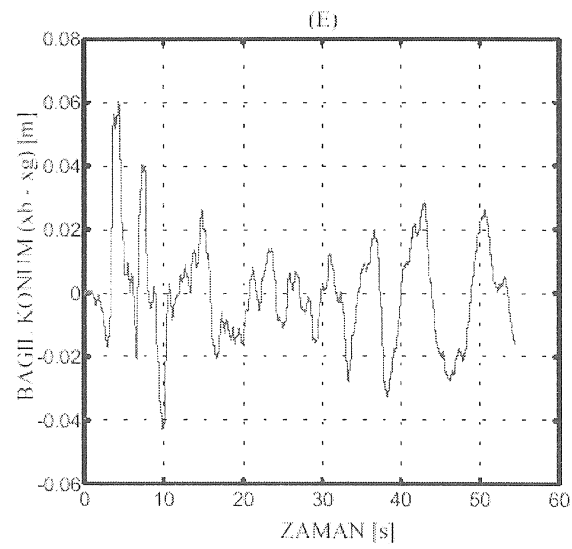
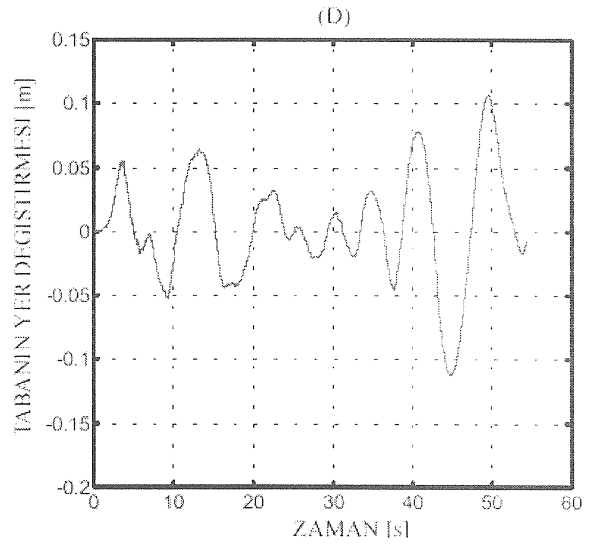
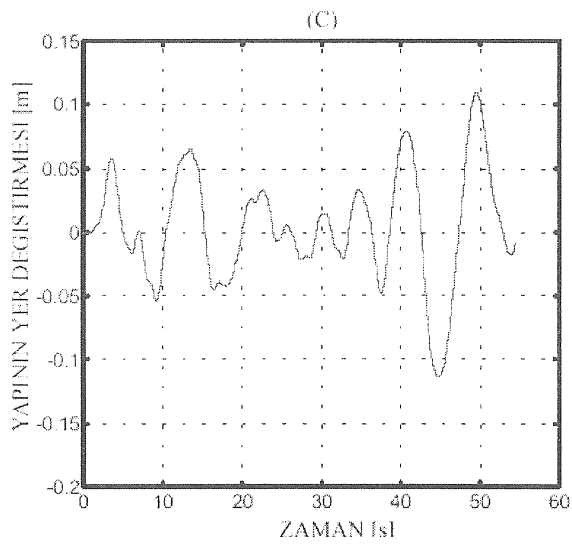
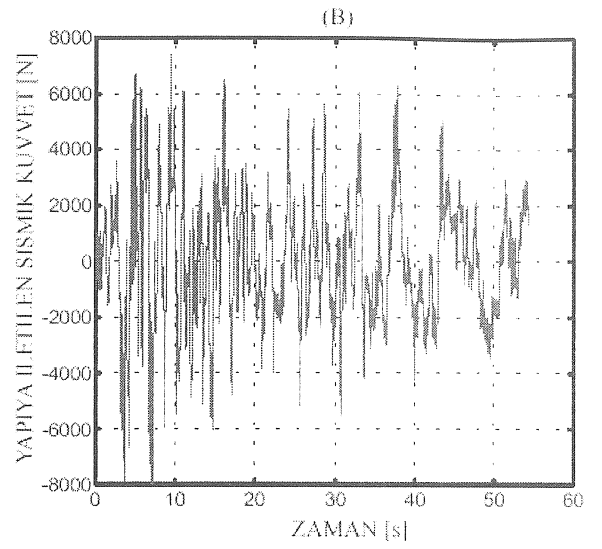
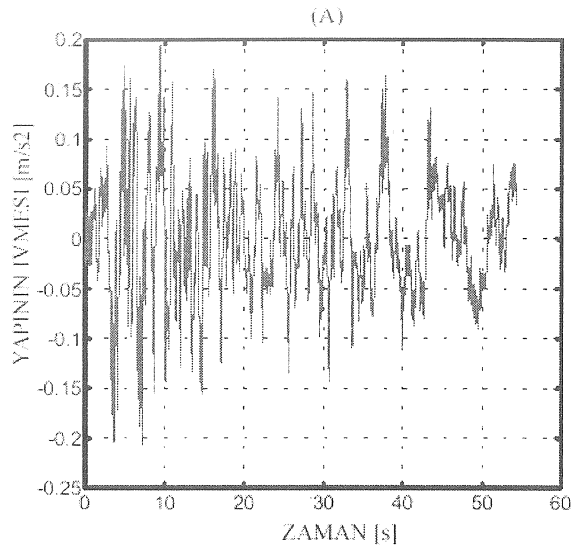
Gerilmeler S_o gerilmesi kullanılarak normalleştirilmiştir:

$$S_o = \frac{F_o}{A} = \frac{m_s a_b}{b_c t_c} \quad (10)$$

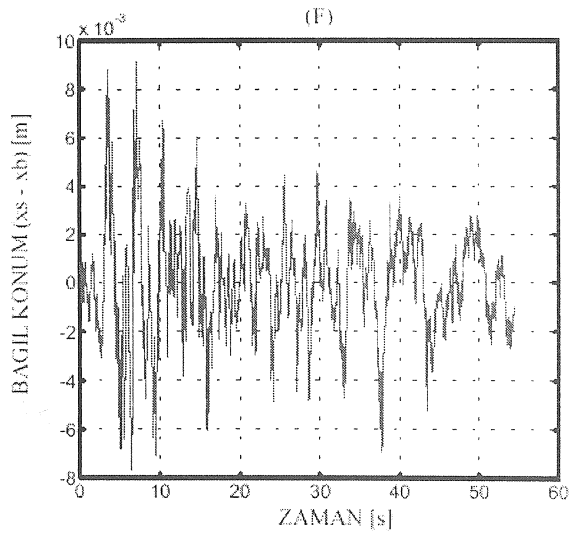
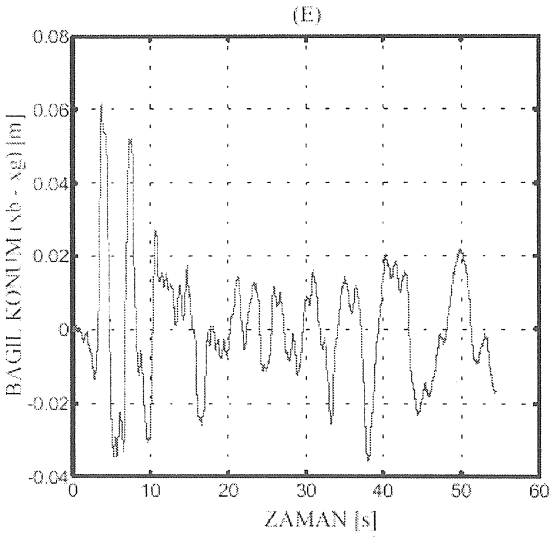
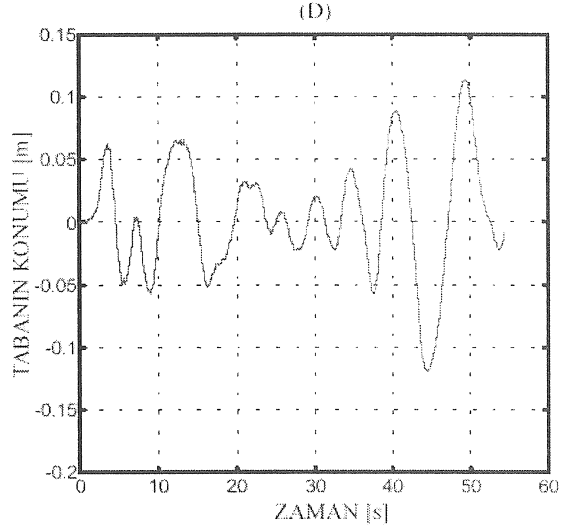
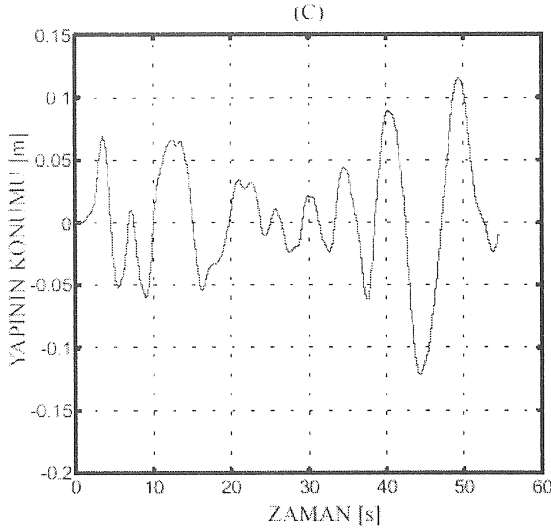
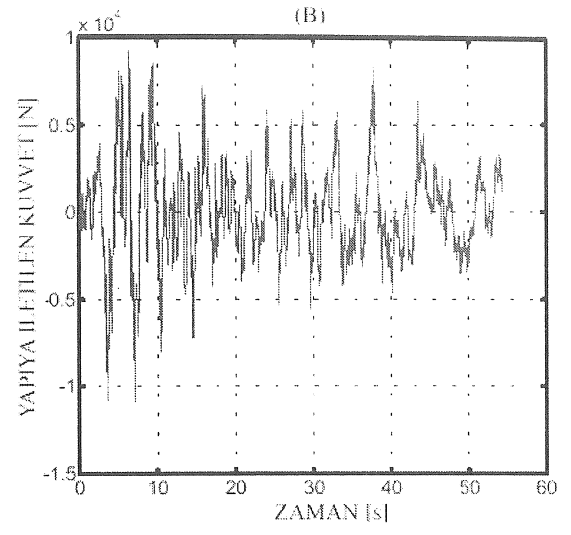
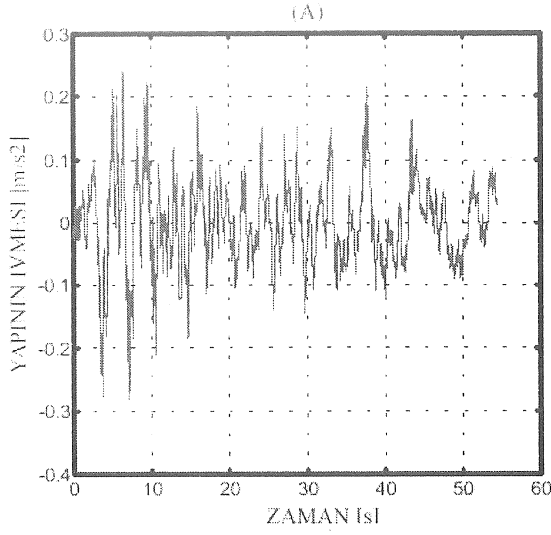
Burada a_b temel ivmesinin *rms* (karelerin ortalamasının karekökü) değerini; b_c kolonun en-kesit genişliğini; t_c kolonun en-kesit kalınlığını belirtmektedir. Deneyler hem rijit sistem hem de temeli yalıtılmış yapı için gerçekleştirilmiştir. Şekil 18 g_3 kazancı kullanılarak oluşturulan temel ivme profilini göstermektedir. Temeli yalıtılmış yapıda meydana gelen (normalleştirilmiş) dinamik eğilme gerilmeleri Şekil 19’da verilmiştir. Benzer olarak, Şekil 20’de rijit temelli yapıdaki en büyük dinamik eğilme gerilmelerini zamanın fonksiyonu olarak göstermektedir. Bu deneylerde Şekil 18’deki yer ivme profili kullanılmıştır. Şekilden de anlaşılacağı üzere, verilmiş zaman diliminde ortaya çıkan en büyük dinamik gerilme oranı (S/S_o) 900 civarındadır. Bu durum temeli yalıtılmış sistemde gözlemlenen en büyük gerilmenin 6 katı kadardır. Böylece, temeli yalıtılmış binaların kolonlarında ortaya çıkan en büyük gerilmeler önemli ölçüde azaltılarak; deprem sırasında hasar oluşma ihtimali en aza indirgenmiş olur [1].

SONUÇ

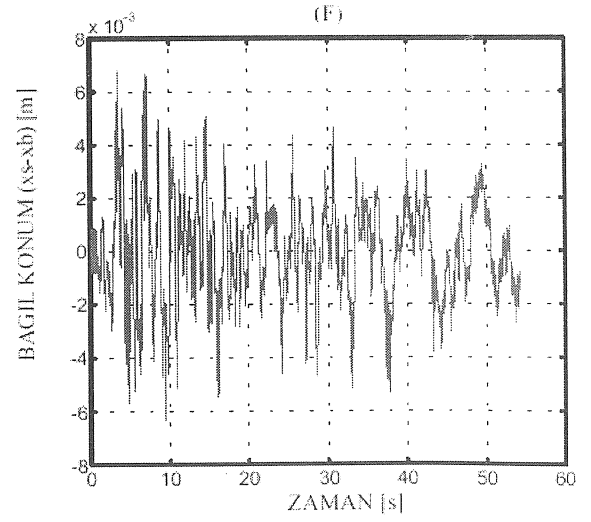
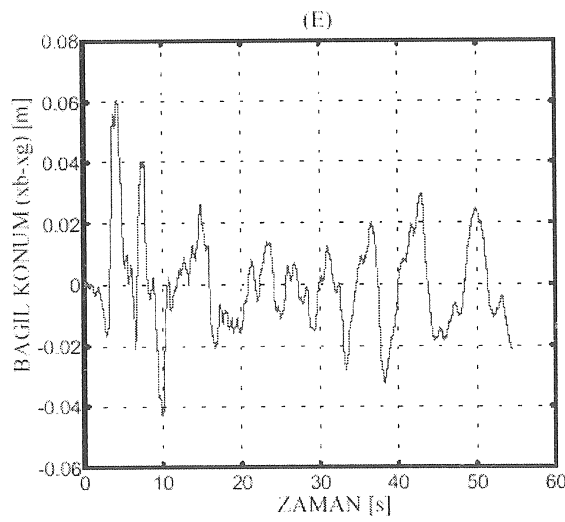
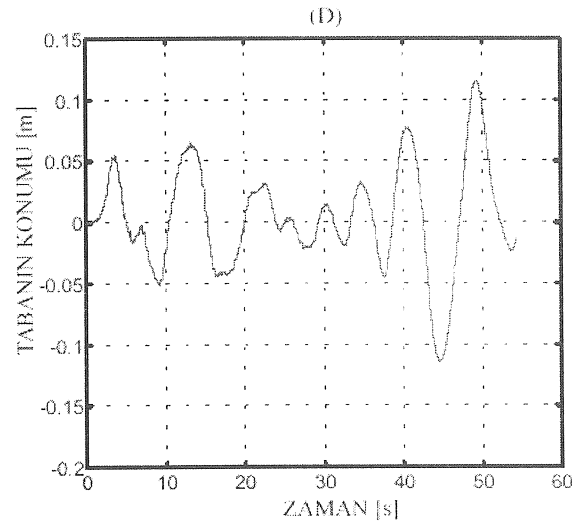
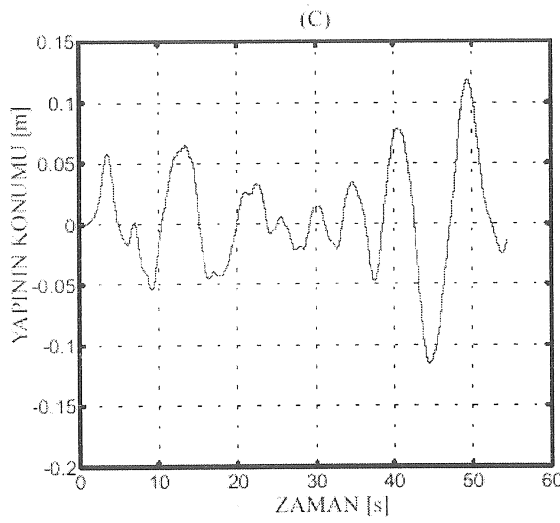
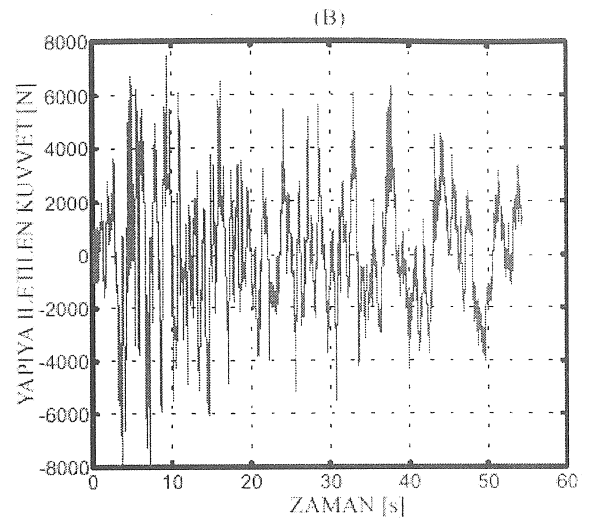
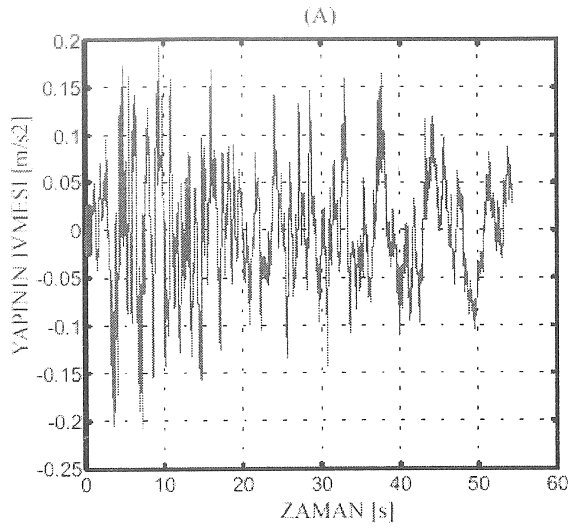
Bu makalede tabanı yalıtılmış tek katlı bir binanın olası bir deprem sırasındaki dinamik davranışı deneysel olarak incelenmiştir. Söz konusu araştırmanın deneysel bulguları, [1]’de sunulan teorik sonuçları doğrular niteliktedir. Tabanı yalıtılmış ve etkin olarak temeli denetlenen binaların büyük ölçekli depremlerin yıkımından korunmasının mümkün olduğu görülmektedir. Bilgisayar denetimli yürek mekanizmaları aracılığıyla, binaya normal koşullarda rijit bir destek sağlanabilir. Böylece rüzgar kuvvetlerinin bina üzerinde sürekli olarak oluşturduğu yatay kuvvetlere ve çeşitli momentlere karşı etkin biçimde karşı konmuş olur. Deprem sırasında yürek mekanizması açılarak, binanın bilyalı yataklar üzerinde (belirli bir zaman çerçevesinde) serbestçe hareketine izin verilebilir. Bu esnada, binaya tabandan iletilen sismik kuvvetlerin %95 oranında azaltılması mümkün olur. Sistemde öngörülen yaylar (depremin özellikle sonuna doğru) binanın temelle temâs etmesini sağlar. Ayrıca, yine bu çalışmada tabanı yalıtılmış bina kolonların kritik noktalarında ortaya çıkan en büyük eğilme gerilmelerinin önemli ölçüde azaltıldığı da gözlemlenmiştir.



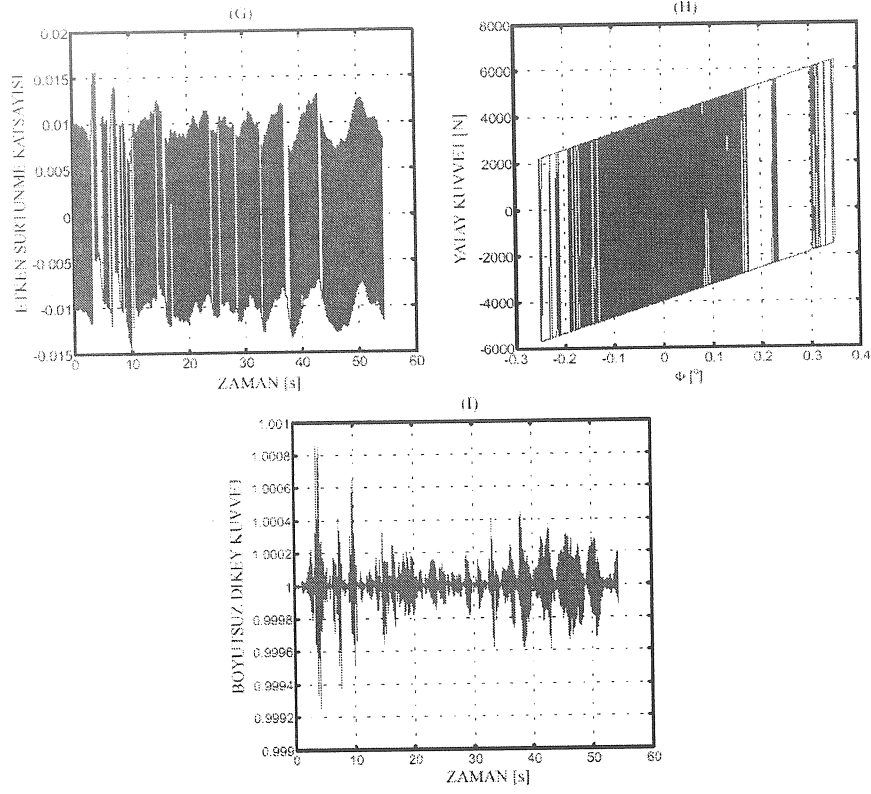
Şekil 7 Yayırla sınırlanmamış bilyalı tabanın (Sistem 2) dinamik cevabı.



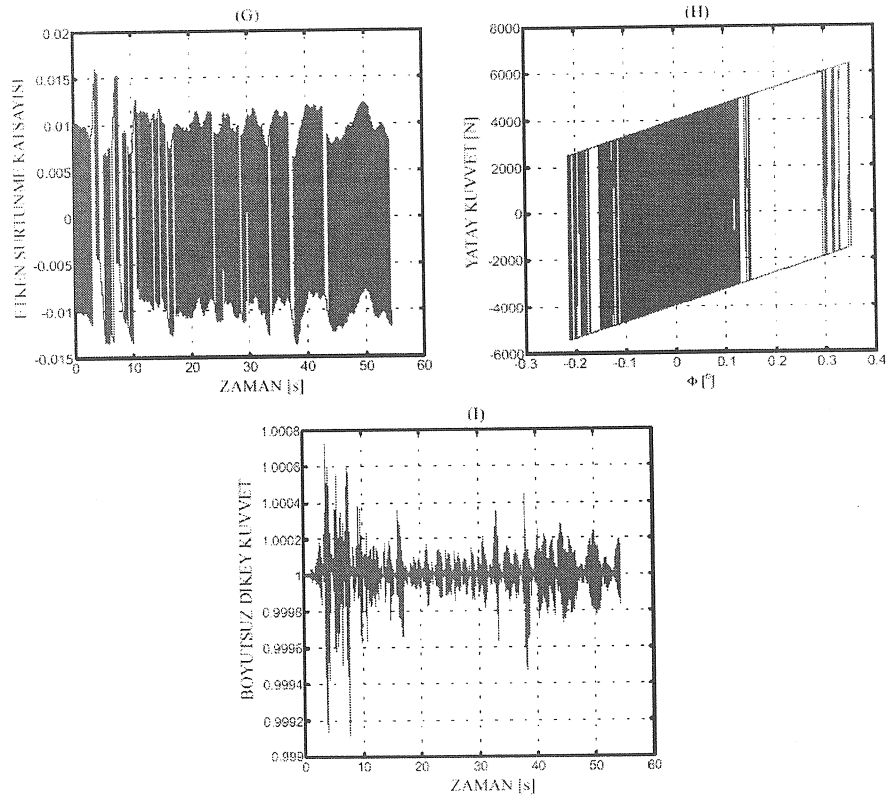
Şekil 8 Sürekli olarak yaylarla sınırlanmamış bilyalı tabanının (Sistem 3) dinamik cevabı.



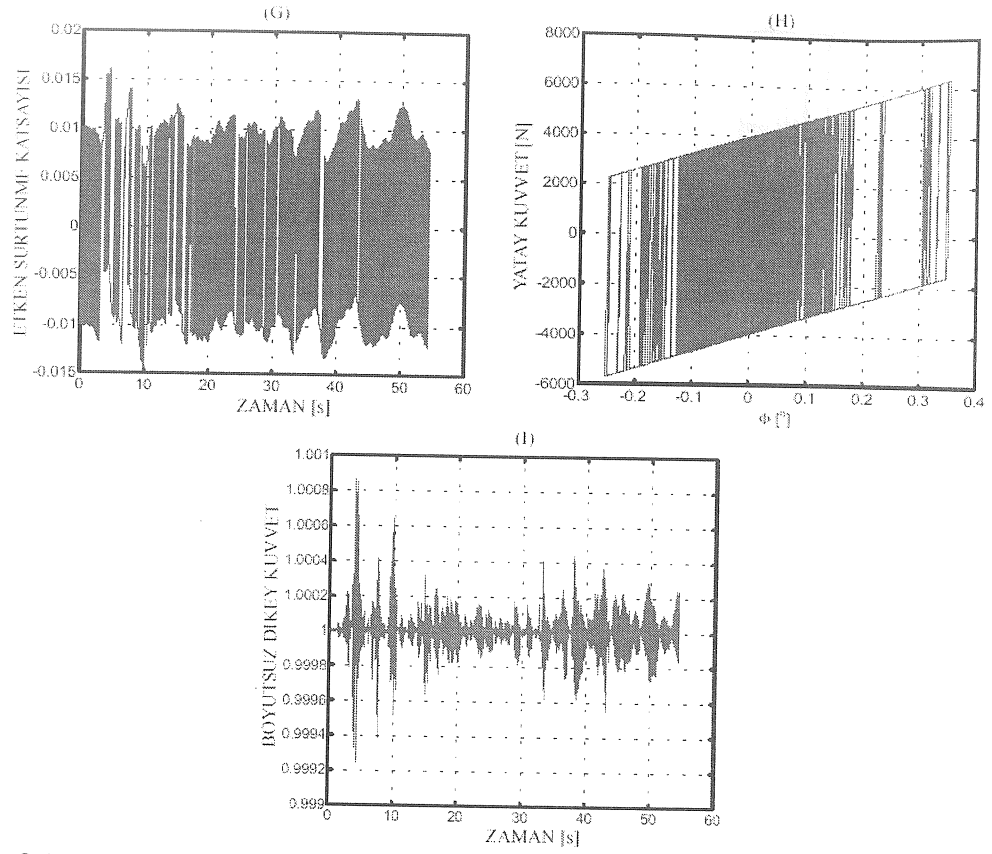
Şekil 9 Kısmî olarak yaylarla sınırlanmamış bilyalı tabanının (Sistem 4) dinamik cevabı.



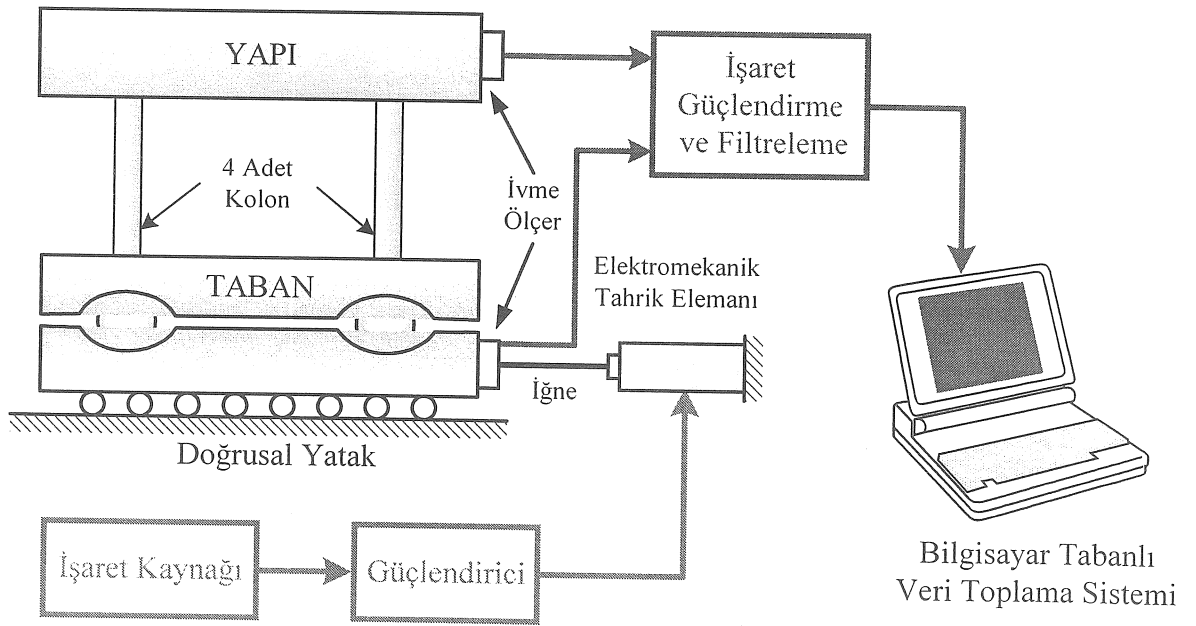
Şekil 10 Sistem 2'deki eşdeğer sürtünme katsayısı ve yapıya iletilen yatay/dikey kuvvetler.



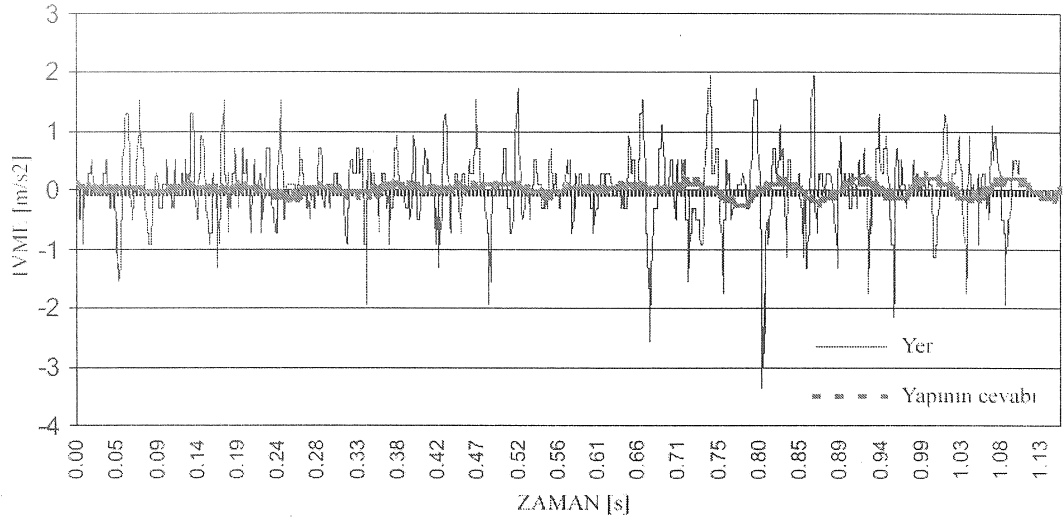
Şekil 11 Sistem 3'teki eşdeğer sürtünme katsayısı ve yapıya iletilen yatay/dikey kuvvetler.



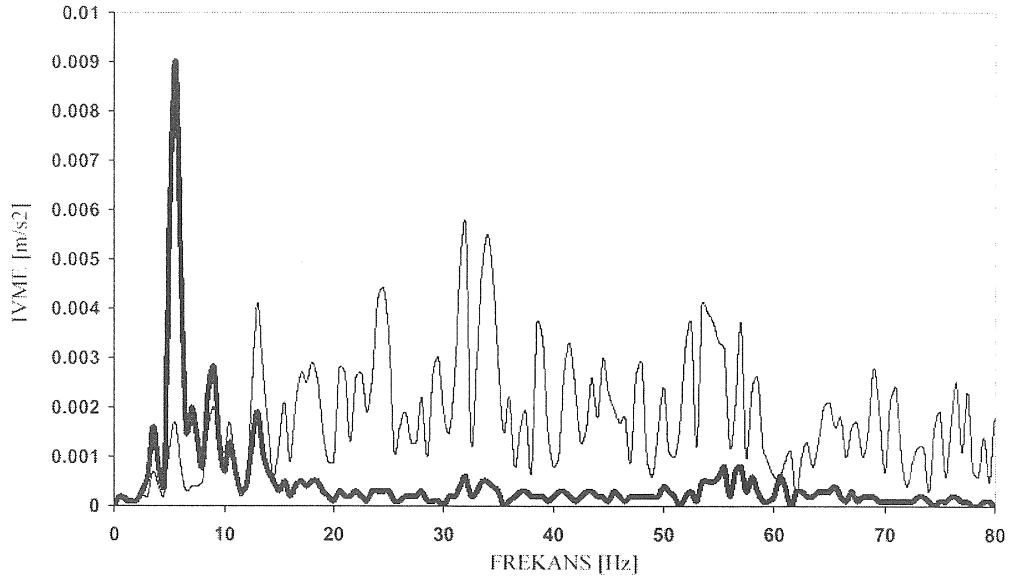
Şekil 12 Sistem 4'teki eşdeğer sürtünme katsayısı ve yapıya iletilen yatay/dikey kuvvetler.



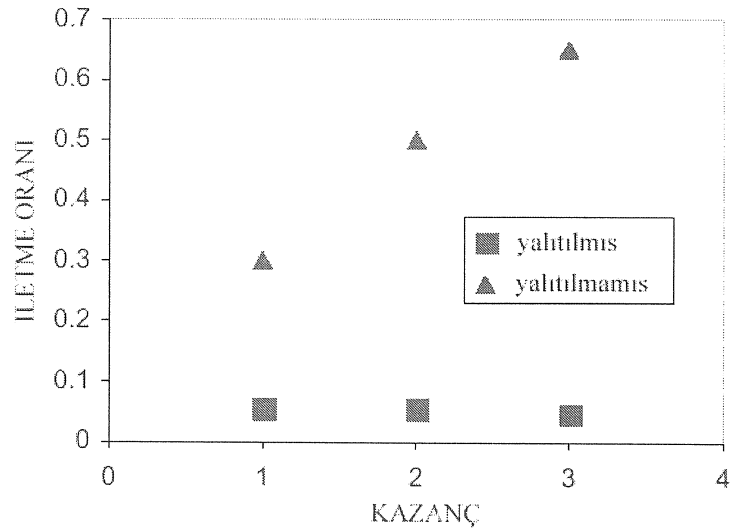
Şekil 13 Yapıya iletilen ivmenin ölçüldüğü deneysel düzenek.



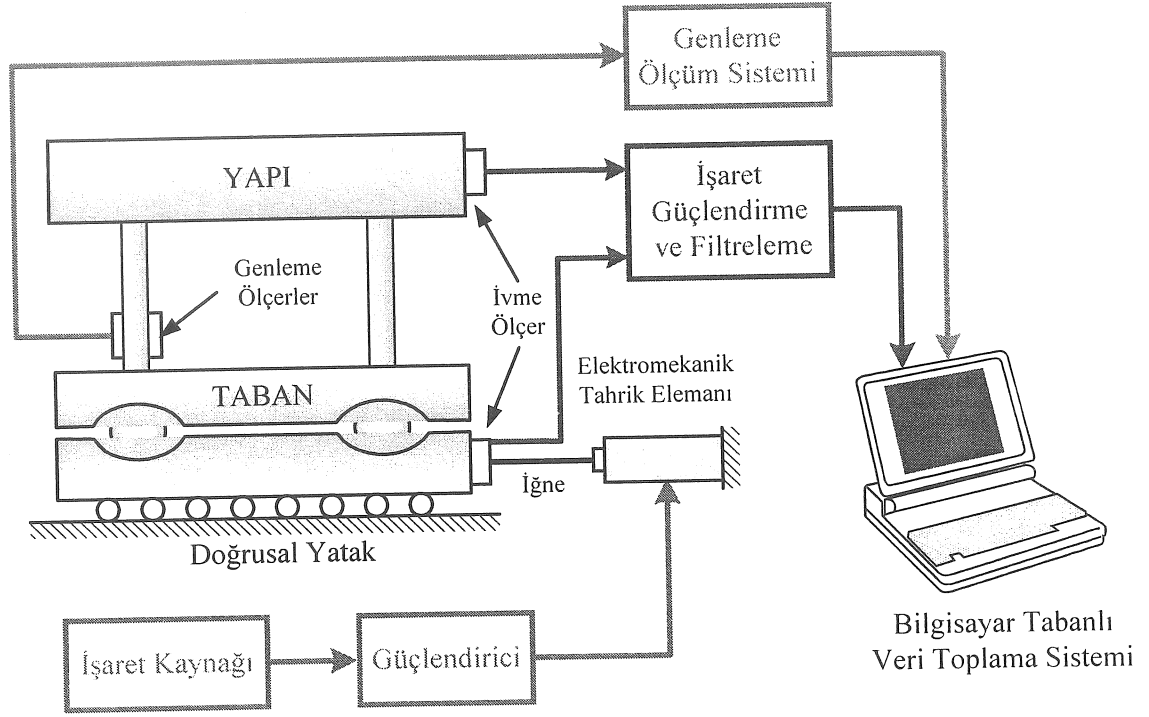
Şekil 14 Tabanı yalıtılmış yapıda ortaya çıkan ivme.



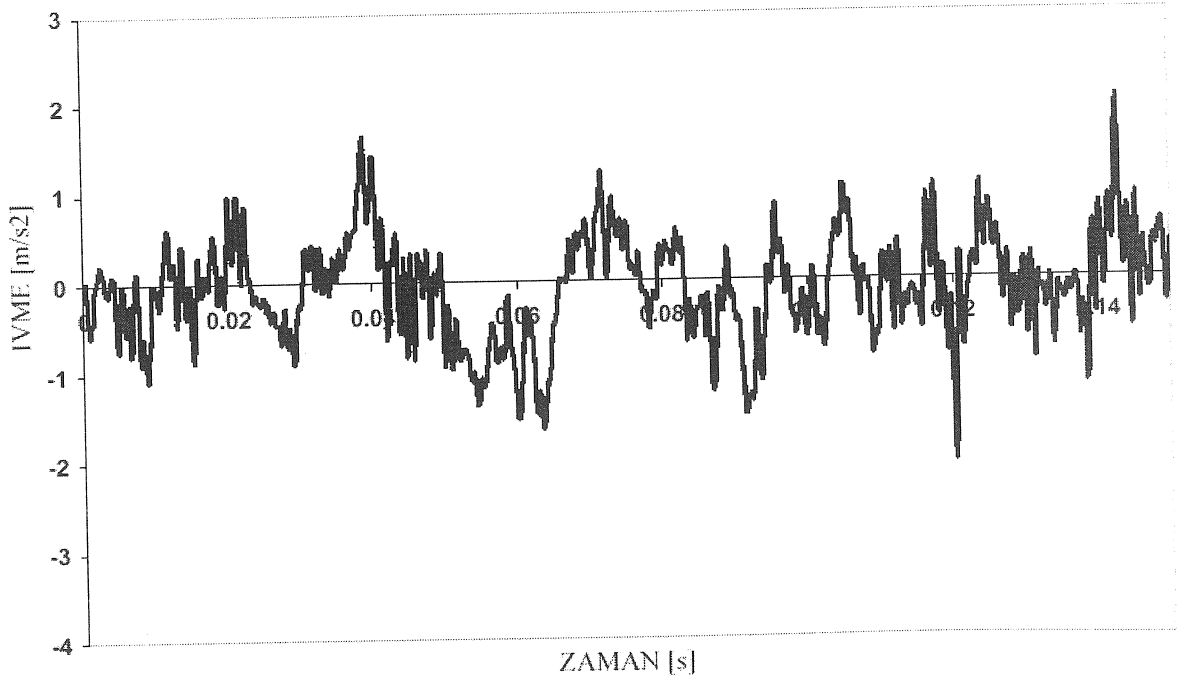
Şekil 15 Rijit tabanlı sistemde ortaya çıkan ivme ile (koyu çizgi) uygulanan yer ivmesinin (ince çizgi) frekans tayfları.



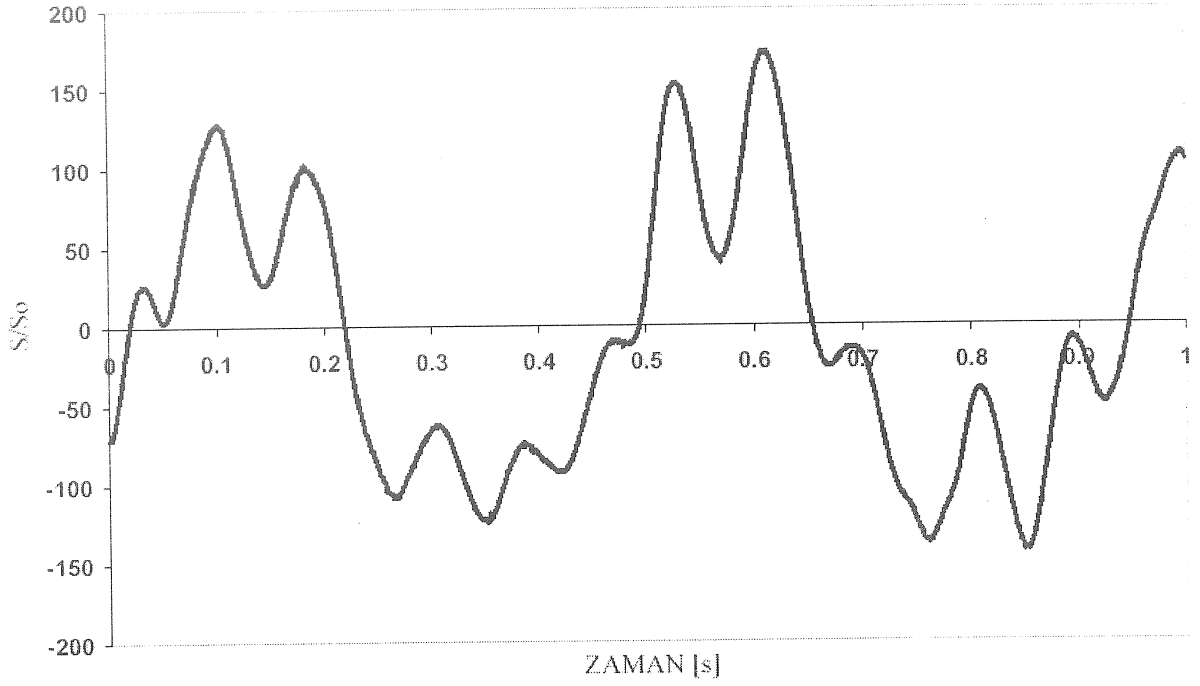
Şekil 16 Çeşitli kazanç değerleri için, deney sistemlerinde gözlenen ivme iletim oranları.



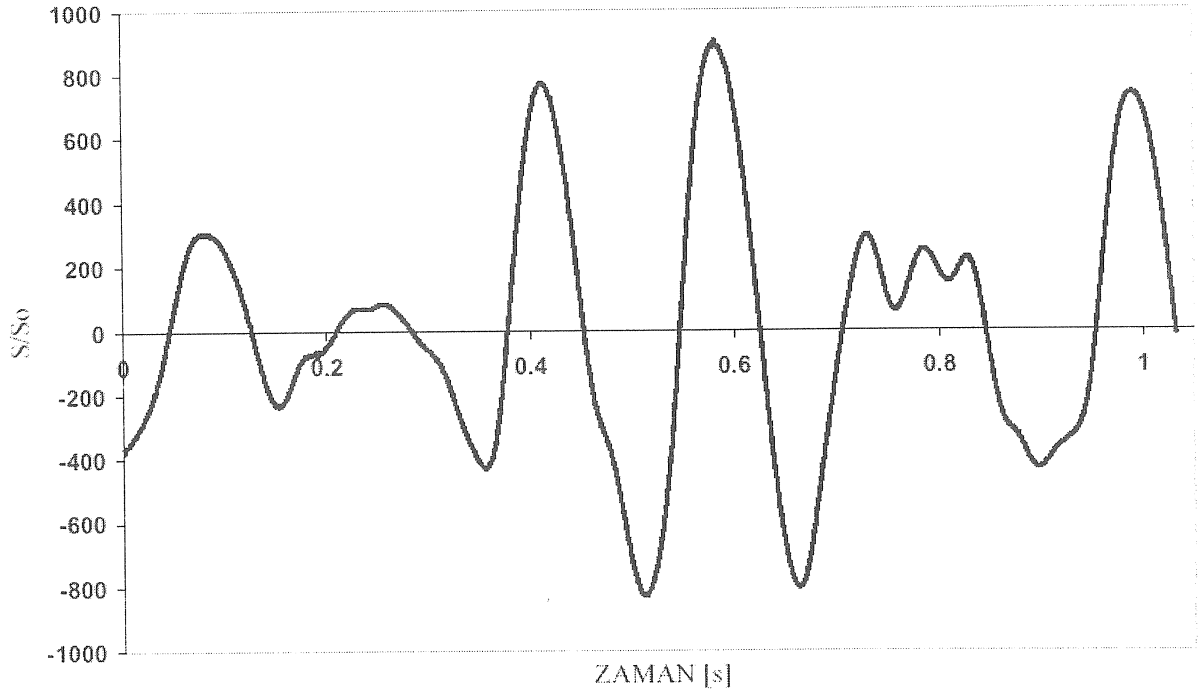
Şekil 17 Kolonlardaki dinamik genlemeyi ölçmek için kullanılan deneysel düzenek.



Şekil 18 Dinamik genleme ölçümü yapılırken kullanılan yer ivme profili (Kazanç: g_3).



Şekil 19 Tabanı yalıtılmış sistemin kolonlarında ortaya çıkan en büyük eğilme gerilmesi.



Şekil 20 Rijit sistemin kolonlarında ortaya çıkan en büyük eğilme gerilmesi.

TEŞEKKÜR

Bu makalede sözü edilen deneysel çalışmalar, Riyad Üniversitesi, Makina Mühendisliği bölümünün mekanik titreşimler laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Yazarlar, çalışmaya verdikleri teknik destekten ötürü ilgili bölüme içtenlikle teşekkür ederler.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A BASE-ISOLATED STRUCTURE AGAINST EARTHQUAKE SHOCK DISTURBANCES USING A MECHANICAL CONCAVE-BALL SUPPORT WITH ACTIVE CAM-SPRING SYSTEM

This paper experimentally investigates the dynamic behaviour of a novel base isolation system for the earthquake protection of structures. A single-story experimental model is constructed to investigate the feasibility of the concept. The active base isolation system considered in this paper incorporates concave-ball supports for the base and a specially designed spring-cam system to keep the base rigidly supported under normal condition while allowing it to move for the duration of the earthquake under the constraint of a spring with optimized nonlinear characteristics. Numerical- and experimental results show that the transmitted force to such structures reduces by 95%.

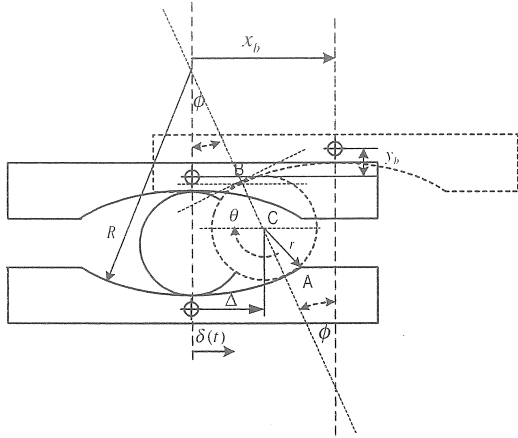
Keywords: Seismic protection, mechanical system design, active base isolation, earthquake shock disturbances, dynamic stresses, acceleration measurements, concave base supports, hollow balls.

KAYNAKÇA

- [1] H. Kaplan ve A. Seireg, "A Computer Controlled System for Earthquake Protection of Structures," *Int. Journal of Computer Applications in Technology*, Cilt.13, No.1/2, 2000.
- [2] B. Palazzo ve L. Petti "Seismic Response Control in Base Isolation Systems Using Tuned Mass Dampers," *First World Conference on Structural Control*, Los Angeles, California, Ağustos 1994.
- [3] A. Kareem, "The Next Generation of Tuned Liquid Dampers," *First World Conference on Structural Control*, Los Angeles, California, Ağustos 1994.
- [4] Y. P. Wang, and C. J. Liu "Active Control of Sliding Structures under Strong Earthquakes," FP1-23, *First World Conference on Structural Control*, Los Angeles, California, Ağustos 1994.
- [5] Y. P. Wang ve A. M. Reinhorn, "Motion Control of sliding Isolated Structures." *Seismic, Shock and Vibration Isolation* (editörler: H. Chung ve T. Fujita), cilt 181, ASME Press, 1989.
- [6] P. Jahilal ve S. Utku, "Active Control In Passively Base Isolated Buildings Subjected to Lower Power Excitations." *Computer & Structures*, Cilt 66.
- [7] N. Mostaghel ve T. Davis, "Representations of Coloumb Friction for Dynamic Analysis." *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, cilt 26, 541-548, 1997.
- [8] A. S. Mokha, N. Amin, M. C. Constantinou ve V. Zayas "Seismic Isolation Retrofit of Large Historic Building", *Journal of Structural Engineering*, 298-308, Mart 1996.
- [9] J. L. Almazan ve J. C. De la llera, "Modelling Aspects of Structures Isolated With the Frictional Pendulum System." *Earthquake Engineering And Structural Dynamics*, Cilt 27, 845- 867, 1998.
- [10] Q. Zhou ve X. Lu, "Dynamic Analysis on Structures Base Isolated by A Ball System with restoring property." *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Cilt 27, 773- 791, 1998.
- [11] O. Moroni Maria, Sarrazin-Mauricio, ve Boroschek-Ruben, "Experimentalon a Base Isolated Building in Santiago-Chile," *Engineering-Structures*, cilt 20:8, 720-725, Ağustos 1998.
- [12] T. Kuroda ve M. Saruta, "Verification Studies on Base Isolation Systems by Full scale Buildings," *Seismic, Shock and Vibration Isolation*, (editörler: H. Chung ve T. Fujita), cilt 181, ASME Press, 1989.
- [13] P. K. Malhotra, "Method for Seismic Base Isolation of Liquid Storage Tanks," *Journal of Structural Engineering*, 113-116, Ocak 1997.
- [14] H. W. Shenton ve F. P. Hampton, "Seismic Response of Elevated Water Tanks," *Journal of Structural Engineering*, 965-975, Eylül 1999.
- [15] N. Youssef, B.Nuttall, A Rahman ve O. Hata, "Passive control of The Los Angeles City Hall," FP2-54, *First World Conference on Structural Control*, Los Angeles, California, Ağustos 1994.
- [16] A. Bakhshi, Araki ve Suzuki, "Suspension Isolation System," *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Cilt 26, 215-231, 1997.
- [17] H. Kaplan ve A. Seireg, "Optimal Design of a Base Isolated System for a High Rise Steel Structure," *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, cilt 30, 287- 302, 2001.
- [18] A. Seireg. *Friction and Lubrication in Mechanical Design*, Mercel Dekker, N.Y, 1998.

EK

Bu bölümde yapının tabanının hareketine dair önemli geometrik ve kinematik bağıntılar çıkartılacaktır. Şekil E.1 basitleştirilmiş olarak tabanın hareketi ve önemli geometrik parametreleri göstermektedir.



Şekil E.1 Tabanın hareketi ve bazı önemli geometrik bağıntılar.

Euclid geometrisini kullanarak, sistemle ilgili şu bağıntılar kolaylıkla bulunabilir:

$$x_b = \delta(t) + 2(R - r) \sin \phi \quad (E.1)$$

$$\Delta = \left[\frac{(x_b - \delta(t))}{2} \right] \quad (E.2)$$

$$\phi \cong \left[\frac{(x_b - \delta(t))}{2(R - r)} \right] \quad (E.3)$$

$$\theta \cong \left[\frac{(x_b - \delta(t))R}{2(R - r)r} \right] \quad (E.4)$$

Burada x_b : Tabanın yer değiştirmesi

$\delta(t)$: Yerin konumu

ϕ : Sarkaç açısını

belirtmektedir. Sistemin dikey ivmesi

$$\ddot{y}_b = 2(R - r) \left\{ \ddot{\phi} \sin(\phi) + (\dot{\phi})^2 \cos(\phi) \right\} \quad (E.5)$$

olarak verilebilir. Şekil E.2 temel elemanlara etkileyen kuvvetleri göstermektedir. Tabandaki ortaya çıkan toplam yatay kuvvet

$$H = \{nF_{N1} \sin \phi\}_p + \{nF_{\mu 1} \operatorname{sgn}(\dot{x}_b - \dot{\delta}(t)) \cos \phi\}_f \quad (E.6)$$

şeklinde ifade edilir. Benzer olarak, tabandaki toplam dikey kuvvet

$$V = nF_{N1} \cos \phi - nF_{\mu 1} \operatorname{sgn}(\dot{x}_b - \dot{\delta}(t)) \sin \phi \quad (E.7)$$

olarak yazılabilir. Burada n bilya sayısını belirtmektedir. Ayrıca

$$F_{\mu 1} = \mu_0 \operatorname{sgn}(\dot{x}_b - \dot{\delta}(t)) F_{N1} \quad (E.8)$$

$$F_{N1} = \left\{ \frac{(M_s + M_b)(g + \ddot{y}_b)}{\cos \phi - \mu_0 \operatorname{sgn}(\dot{x}_b - \dot{\delta}(t)) \sin \phi} \right\} \quad (E.9)$$

Bu denklem (E.5) de yerine konursa

$$H = (M_s + M_b)(g + \ddot{y}_b) \left\{ \frac{\sin[\phi] + \mu_0 \operatorname{sgn}(\dot{x}_b - \dot{\delta}(t)) \cos[\phi]}{\cos[\phi] - \mu_0 \operatorname{sgn}(\dot{x}_b - \dot{\delta}(t)) \sin[\phi]} \right\} \quad (E.10)$$

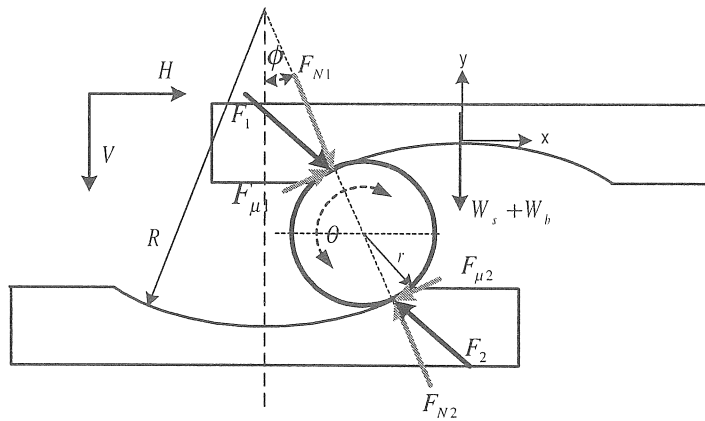
elde edilir. (E.10) yaklaşık olarak

$$H \cong (M_s + M_b)(g + \ddot{y}_b) \left\{ (\sin[\phi])_p + (\mu_0 \operatorname{sgn}(\dot{x}_b - \dot{\delta}(t)) \cos[\phi])_f \right\} \quad (E.11)$$

yazılabilir. Burada ilk terim (p) geri getirici sarkaç kuvvetini diğeriyse (f) sürtünme kuvvetini belirtmektedir. Sistemin doğal frekansı olarak

$$w_n = \sqrt{\frac{g}{2(R - r)}} \quad (E.12)$$

verilebilir.



Şekil E.2 Bilya ve iç bükey yatak üzerine etkileyen sarkaç- ve sürtünme kuvvetleri.

Traktör Fren Sistemlerinin Fonksiyonel Analizi ve Geliştirilmesi

Ata Hançer Uysal
Makine Yüksek Mühendisi

MAN Kamyon ve Otobüs San.
A.Ş. Ankara, Türkiye

Bilgin Kaftanoğlu
Profesör Doktor

Makine Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
Ankara, Türkiye

Bu çalışmada, Türk-Fiat traktörlerinin fren sistemleri fonksiyonel olarak incelenmiş ve Türkiye'deki çalışma tecrübeleri sonucunda oluşan problemlerin çözümlenmesine çalışılmıştır. Frenlerin oldukça fazla kullanımından sonra mekanik faktörler nedeniyle oluşan balata aşınması, bozulması ve ısı faktörleri yüzünden oluşan yanma, deformasyon problemlerine çözümler aranmıştır. Bu çalışmada, birçok deney yapılmış, yardımcı aparatlar hazırlanmış, hesaplamalar, sonuç analizleri, tablo ve grafiklerin hazırlanmasında bilgisayarlardan yararlanılmıştır. Daha önce bilinmeyen fren balatasının sürtünme katsayısı belirlenmiştir. Aracın ve ilgili fren parçalarının frenleme verimi ve yetenekleri hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Fren, Traktör, Balata

GİRİŞ

Bir motorlu taşıtın frenleme kapasitesi sadece aracın yavaşlamasını ve durmasını sağlayarak araç performansını etkilemez aynı zamanda aracın kendisi ve içindeki tüm canlılar için hayati bir önem taşır. ISO 9000 Standartlarında da dolayısıyla fren parçalarının tümü güvenlik parçası olarak gruplandırılmıştır. İyi bir frenleme performansı aynı zamanda otomotiv endüstrisi için de çok iyi bir reklam faktörüdür.

Bir aracın yavaşlaması veya durması söz konusu olduğunda sadece aracın frenini ve ilgili fren parçalarını göz önünde bulundurmamak doğru olmaz, çünkü hareket halindeki bir araca etkiyen birçok fren kuvvetleri bulunmaktadır. Bu direnç kuvvetlerini şöyle sıralayabiliriz [1]:

- 1) Yuvarlanma direnci
- 2) Aerodinamik direnç
- 3) Atalet direnci
- 4) Aktarma organları ve motor direnci
- 5) Eğim direnci

Yuvarlanma direnci lastik-yol temasından dolayı ortaya çıkan bir durumdur. Aerodinamik direnç, otomotiv endüstrisinde herkesin yakından bildiği ve bu direnci en aza indirmeye çalışarak kaliteli arabalar yapmaya çalıştığı bir özelliktir. 112 km/saat hızla giden bir arabanın çekiş kuvvetinin %80'i hava sürtünmesini yenmek için harcanmaktadır. Bununla birlikte 56 km/saat

değerinin altındaki hızlarda ise bu direnç önemsizmeyecek derecede azdır. Dolayısıyla yüksek hızlarda bu direnç çok önemli olmakta ve otomotiv endüstrisi de bu yüzden aerodinamik olarak süper arabalar yapmaya çalışmaktadırlar. Atalet direnci ise araç hızı değişikliklerinden doğan durumlarda ortaya çıkar. Aktarma organları ve motor direnci ise diğerlerinden ayrı olup ilgili organlardaki sürtünme kuvvetlerinden dolayı oluşan güç kaybıdır. Çoğu tecrübeli sürücüler bunu motor freni olarak bilir ve ihtiyaç duydukları anlarda kullanırlar. Eğim direnci ise adından da anlaşılacağı gibi aracı eğimli yerlerde kullanırken yerçekimi kuvvetinden ortaya çıkar ve eğim açısıyla doğru orantılı olarak değişir.

İşte bütün bu yukarıda adı geçen direnç kuvvetleri -motor freni hariç- sürücünün kontrolü dışındadır ve acil durumlarda ve yüksek hızlarda da bu motor freni kullanılamaz. Bunun için hayati durumlarda güvenilir ve kuvvetli bir yavaşlama ve durma sistemine ihtiyaç vardır. İşte bu da fren sistemi sayesinde gerçekleştirilir.

Bu çalışmada Türk-Fiat marka 56 ve 66 serisi traktörlerinin fren sistemleri incelenmiştir. Her iki serideki traktörlerin fren sistemleri detaylarda farklılıklar göstermekteyse de hepsi ana çalışma prensibi göz önünde bulundurulduğunda aynıdır. Bu nedenle bir sistem için yapılan analiz yeterli olup küçük değişikliklerle diğerlerine kolaylıkla uygulanabilir.

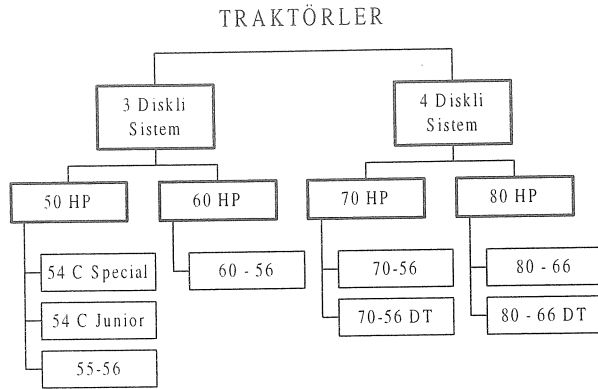
TRAKTÖR FREN SİSTEMLERİNİN GENEL YAPISI

Traktörlerde kullanılan fren sistemi disk tipi olup yağ içinde çalışmakta ve hepsi de mekanik olarak harekete geçirilmektedir.

Türk-Fiat traktörlerinin fren sistemleri kısaca ikiye ayrılır:

- 1) 3 diskli fren sistemi
- 2) 4 diskli fren sistemi

Traktörlerin tipleri, güçleri ve hangi fren sistemlerine sahip oldukları Şekil 1'de verilmiştir.



Şekil 1. Traktörlerin fren diski sayılarına ve güçlerine göre tipleri

Disklerde kullanılan sürtünme malzemesi HDT 303 adında ısıya dayanıklı ametalik bir malzeme olup disklere özel bir üretim yöntemiyle sıkıca yapıştırılmıştır. Diskler henüz ülkemizde üretilmemekte ve yurt dışından ithal edilmektedir.

Sık Karşılaşılan Sorunlar

Kullanım tecrübelerinden çıkarılan bilgilerin ışığı altında fren sisteminde görülen ana problemler şu başlıklar altında özetlenebilir [2]:

- 1) Frenlerin sık kullanımından sonra meydana gelen çabuk aşınma ve bozulma
- 2) Yine aynı şekilde frenlerin sık kullanımından sonra ısıl faktörler yüzünden meydana gelen deformasyonlar
- 3) Arkada römork bağlı ve yokuş aşağı seyahet halindeyken aşırı yük nedeniyle fren sisteminde oluşan arızalar

Bu sorunların ışığı altında, Türkiye'de ve yurt dışında traktör kullanımındaki farklılıkları irdelemek yerinde olacaktır.

- 1) Türkiye'de traktörler sadece tarlalarda kullanılmamakta, arkaya römorklar bağlanarak asfalt yollarda yüksek hızlarda ağır yükler taşınmaktadır. Ayrıca römork kullanımını durumlarında römorklar için özel olarak tasarlanmış ek fren sistemleri vardır ancak Türkiye'de bu ek römork fren sistemlerini sürücüler bilmemekte veya pahalı diye kullanmamaktadırlar.
- 2) Yurt dışında ise çiftçiler, traktörlerini tarlaları dışında kullanmamakta, hasat zamanı dışındaki zamanlarda traktörlerini garajlarında park etmektedirler. Römorklarla taşıma işlemlerinde ise ek römork fren sistemlerinden yararlanmaktadırlar.

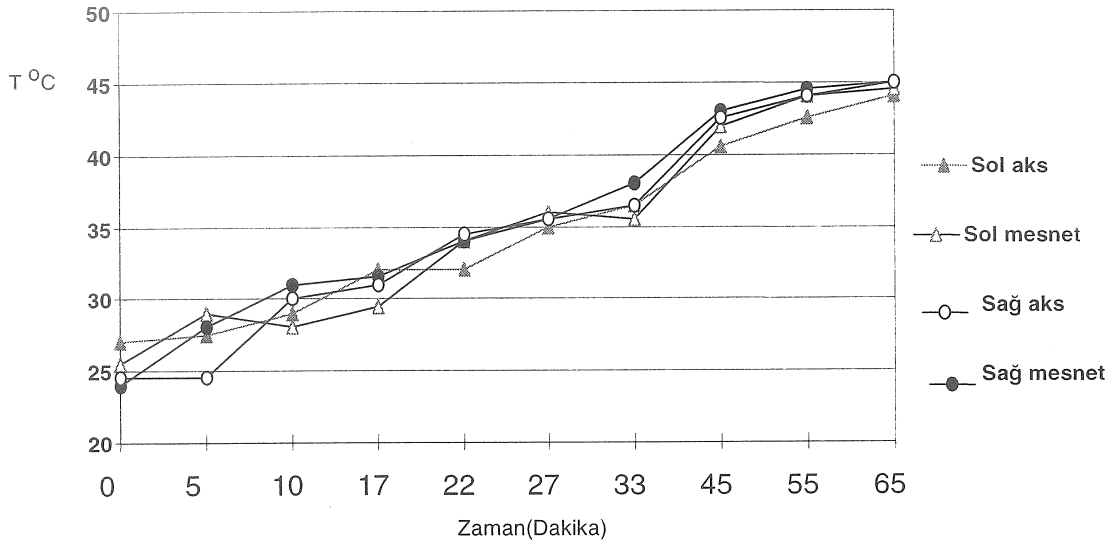
Bu bilgilerin ışığı altında traktörlerin Türkiye'de ilk tasarım amaçları dışında kullanıldığı görülmektedir. Bu nedenle fren tasarımının daha da geliştirilmesi ve ülkemiz koşulları için daha güvenli sistemlerin uygulanması gerekir.

DENEYLER

Deney 1 - Sık Frenleme Sonrası Sıcaklık Artışının İncelenmesi :

Bu deneyin amacı frenlerin çok sık kullanımından sonra ani sıcaklık artışlarının olup olmadığı, oluyorsa ne kadar olduğunu bulmaktır. Bunun için en güçlü ve en ağır traktör olan 80-66 model traktör denek olarak alınmıştır. İlgili araç 2.yüksek viteste 1 saatten fazla olarak asfaltta kullanılmış ve bu süre içinde ilk başlarda 15 saniyede bir daha sonraları ise 5 saniyede bir fren yapılmak suretiyle frenler zorlanmıştır. Frenlere, traktör duruncaya kadar basılmıştır. Frenlerin basılı tutulma süresi ise ortalama 5 sn.'dir. Toplam bu süre zarfında frenlere 350 den daha fazla kez basılmış ve sıcaklıklar 8 ayrı noktadan belirli zaman aralıklarında alınmış ve Sıcaklık-Zaman grafiği Şekil 2'de verilmiştir. Deneyden sonra ilgili fren parçaları sökülmüş ve incelenmiştir.

Sonuç: Şekil 2'den de görülebileceği gibi sıcaklık artışları çok aşırı olmayıp anormal bir durum görülmemektedir. Bu alınan değerler fren sisteminin dışından olduğu için iç sıcaklık değerlerini göstermemektedir ancak iç sıcaklıklar bu sıcaklıklara 40-45 °C ekleyerek tahmin edilebilir. Dolayısıyla iç sıcaklıkların 85-90 °C civarlarında olduğu tahmini yapılabilir.



Şekil 2. Çok sık frenleme sonucu oluşan sıcaklık ölçümleri

Bu da yağın normal çalışma sıcaklığı olan 90 °C'yle karşılaştırıldığında uygun olduğu ve anormal bir durum olmadığı sonucu çıkartılabilir. Ayrıca sökülen fren parçaları da tecrübeli gözlerce incelenmiş ve normal olduğuna karar verilmiştir. Sonuç olarak sıcaklık ilk başlarda hızlı bir artış göstermiş ve daha sonra artış hızı yavaşlamış ve eğri deney sonuna doğru normal çalışma sıcaklığına yaklaştıkça kısmen düzleşmiştir.

Deney 2- Disk Sürtünme Katsayısının Bulunması:

Bu deneyin amacı fren diskinin gerçek sürtünme katsayısını bulmaktır. Fren sistemi özel bir makinayla sıkıştırılmış ve bu durumdayken torkmetreyle döndürülmüştür. Dolayısıyla eksenel yüklere karşılık gelen tork değerleri bulunarak sürtünme katsayısı hesaplanmıştır. Deney hem kuru hem de yağlı ortamda yapılmış ve her iki duruma karşılık gelen sürtünme katsayıları bulunmuştur. Sürtünme katsayısı kuru ortam ve yağlı ortam için sırasıyla 0.14 ve 0.16 olarak hesaplanmıştır. Daha sonra yurt dışı üreticilerle temasa geçilerek onlardan da ilgili değerler alınmıştır.

Sonuç: Yurt dışı üreticilerinden alınan değerler, dinamik ortamda yapılan deneylerden çıkan sonuçlardır. Tarafımızca yapılan deneyler ise statik konumda yapıldığından, bu deneylerden alınan sürtünme katsayısı değerleri daha yüksektir. Ancak yurtdışı değerlerine de oldukça yakındır. Bu gerekçeyle, hesaplarımızda yurtdışı araştırmalarda saptanan 0.13 değeri dinamik sürtünme katsayısının değeri olarak kullanılmıştır.

Deney 3 – Fren Kuvvetinin Hesaplanması:

Bu deneyin amacı frenlere basıldığında ortaya çıkan frenleme kuvvetinin pratik olarak belirlenmesidir. Bunun için montaj hattındaki traktörlerin fren mekanizmalarının kalınlıkları ve yapmış oldukları sıkıştırma oranları, frenler hem serbest haldeyken hem de tam olarak basılı durumdayken ölçülmüş ve disklerin ne kadar sıkıştırma yaptığı bulunmuştur. Daha sonra bu değerler ışığı altında bilgisayar kontrollü Dartec çekme makinasında aynı sıkıştırma değerlerine karşılık gelen eksenel kuvvetler bulunmuştur. 3 diskli ve 4 diskli fren sisteminin sıkıştırma değerlerine karşılık gelen eksenel kuvvetler Tablo 1'de taralı olarak gösterilmiştir. Bu bilgilerin yardımıyla ilgili basınç ve tork değerleri iki ayrı yöntem kullanılarak hesaplanmıştır [3]:

- 1) Homojen basınç yöntemi
- 2) Homojen aşınma yöntemi

Bununla birlikte bu iki yöntemle hesaplanan değerler Tablo 1'den de görüleceği gibi birbirlerine oldukça yakındır. Ancak traktörler için homojen basınç kriteri daha uygundur. Çünkü sıkıştırma kuvveti diskler ve plakalar üzerine homojen olarak fren pedalları vasıtasıyla aktarılmaktadır. Bu yüzden hesaplamalarda homojen basınç yöntemi esas alınmıştır.

Homojen aşınma yöntemine göre maksimum basınç ve tork değerleri:

$$P_w = \frac{2F}{\pi d(D-d)} \quad (1)$$

$$T_w = \frac{\pi f P_w d}{8} (D^2 - d^2) \quad (2)$$

Homojen basınç yöntemine göre basınç ve tork değerleri:

$$P_p = \frac{4F}{\pi (D^2 - d^2)} \quad (3)$$

$$T_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot P_p}{24} (D^3 - d^3) \quad (4)$$

- P_p : Homojen basınç kriterine göre disk basıncı, kg_f/cm^2
 P_w : Homojen aşınma kriterine göre maksimum disk basıncı, kg_f/cm^2
 T_w : Homojen aşınma kriterine göre tork, N.m, $kg_f.m$
 T_p : Homojen basınç kriterine göre tork, N.m, $kg_f.m$
 D : Diskin dış çapı, (165.25 mm)
 d : Diskin iç çapı, (110 mm)
 μ : Sürtünme katsayısı, (0.13)

FRENLEME DİNAMIĞI VE TRAKTÖRLERİN FRENLEME KAPASİTE LİMİTLERİ

Bir aracın frenleme kapasitesi sadece o aracın dinamik aks ağırlığı ve lastik-yol temasındaki sürtünme katsayısıyla ilgilidir.

$$B_{max} = W_b \cdot \mu \quad (5)$$

- B_{max} : Maksimum frenleme kuvveti
 W_b : Fren aksının dinamik ağırlığı
 μ : Lastik-yol temasının sürtünme katsayısı

Dolayısıyla aracın bu frenleme kapasitesinin fren mekanizması tarafından aşılması durumunda tekerlekler dönmeyi bırakarak kilitlenir ve kaymaya başlar. Bu durumda artık frenlemeden bahsedilemez. Frenleme işte ancak bu B_{max} değerine kadar etkilidir. Fren sisteminin bu değerden daha fazla frenleme kapasitesine sahip olması bir anlam ifade etmez. Problem ise bu fren aksının dinamik ağırlığının bulunmasıdır.

Bir aracı frenleme için en kötü durum araç yokuş aşağı boşa giderken gerçekleşir. Bu durumda yardımcı motor ve aktarma organlarının frenleme gücünden de yararlanılamayacağından tüm yük fren mekanizması üstüne biner. Ayrıca eğim yüzünden de ($W \cdot \sin \theta$) yavaşlamaya ya da durmaya karşı ek bir kuvvet ortaya çıkar. Sonuç olarak traktörlerin frenleme kapasitelerini hesaplamak için bu en kötü durum göz önünde bulundurulacaktır. Traktörlerde sadece arka akslarda fren sistemi bulunmaktadır. Bu bilgilerin ışığı altında traktörlerin frenleme kapasiteleri şu eşitlikle hesaplanabilir [4]:

Tablo 1. 3 ve 4 diskli fren sistemlerinin homojen basınç ve aşınma kriterlerine göre basınç değerleri ve frenleme kapasiteleri.

F	Basınç (Homojen Aşınma)	Basınç (Homojen Basınç)	TORK (Homojen Basınç) (3 diskli)	TORK (Homojen Basınç) (4 diskli)
Eksenel Kuvvet (kN)	(kg_f/cm^2)	(kg_f/cm^2)	($kg_f.m$)	($kg_f.m$)
25	26.69	21.34	138.62	184.83
26	27.76	22.19	144.17	192.22
27	28.83	23.04	149.71	199.61
28	29.90	23.90	155.25	207.01
29	30.97	24.75	160.80	214.40
29.9	31.93	25.52	165.79	221.05
30	32.03	25.60	166.34	221.79
31	33.10	26.46	171.89	229.19
32	34.17	27.31	177.43	236.58
33	35.24	28.16	182.98	243.97
33.3	35.56	28.42	184.64	246.19
34	36.30	29.02	188.52	251.36
35	37.37	29.87	194.07	258.76

$$W_{br} = \frac{W(L_f - f H)}{L + \mu H} \quad (6)$$

$$B_{max} = \mu W_{br} \quad (7)$$

$$B_{max} = \frac{\mu W (L_f - f H)}{L + \mu H} \quad (8)$$

- W : Traktörün toplam ağırlığı, kg
W_{br} : Arka aks dinamik ağırlığı, kg
L_f : Ağırlık merkeziyle ön aks arasındaki uzaklık, mm
L : Akslar arasındaki uzaklık, mm
μ : Lastik-yol teması sürtünme katsayısı
f : Yuvarlanma direnci katsayısı
H : Ağırlık merkezinin yüksekliği

Traktörlerin Ağırlık Merkezleri : Traktörlerin frenleme kapasitelerini (8) numaralı formülden bulmak için eşitlikte yer alan tüm değişkenlerin bilinmesi gerekmektedir. Öncelikle traktörlerin ağırlık merkezlerini belirlemek için ön ve arka akslarının ve ayrıca ön aksları yükseltilerek ön akslarının ağırlıkları kantarlarda tartılmış ve ilgili formüllerin yardımıyla ağırlık merkezleri her model için belirlenmiştir.

Lastik Yuvarlanma Direnci : Lastik yuvarlanma direnci birimsiz bir katsayı olup oldukça kompleks fiziksel özellikler içermekte ve lastik-yol temasının çok değişik biçimler göstermesinden dolayı hesaplanmasında birçok parametre yer almaktadır. Bu parametreler arasında yol durumu, lastik-yol temas elastisitesi, lastik hava basıncı, lastik yarıçapı, aracın hızı, akslardaki çekiş kuvveti, lastik radyal yükü, lastik sıcaklığı, lastik malzemesi ve tasarımı gibi birçok değişken yer almakta ve bu katsayının hesaplanmasını zorlaştırmaktadır.

Traktörlerin kullanım koşulları tam olarak bilinmediğinden dolayı bu parametrelerin kesin

olarak kullanılması mümkün olamamaktadır. Bu nedenle daha pratik değerlere ihtiyaç vardır. Tablo 2'de bu pratik değerlerin bir özeti verilmektedir. Tablo 2'den de görülebileceği gibi traktörler için 0.02 değeri rahatlıkla alınabilir. Eşitlik (8)'den de görülebileceği gibi f ne kadar küçük olursa frenleme kapasitesi o kadar büyümektedir. Dolayısıyla her ne kadar traktörler beton ortamlarda kullanılmıyorsa da frenleri iyileştirmek için en kötü durumu göz önünde bulundurmakta yarar vardır.

Lastik-Yol Teması Sürtünme Katsayısı : Bu katsayı da aynen yuvarlanma direnci gibi birçok fiziksel değişkenlere bağlı olup kullanım durumlarına göre büyük değişiklikler göstermektedir. Örnek vermek gerekirse bu katsayı yolun; asfalt, toprak ya da beton olmasına, ıslak, kuru veya yağlı olmasına, lastiğin tasarımına, aracın hızına göre değişiklik göstermektedir. Eşitlik (8)'den de görülebileceği gibi μ ne kadar büyük olursa frenleme kapasitesi o kadar büyümektedir. Dolayısıyla her ne kadar traktörler beton ve asfalt ortamlarda çok fazla kullanılmıyorsa da frenleri iyileştirmek için en kötü durumu göz önünde bulundurmakta yarar vardır. Bu yüzden Tablo 3'den de görüleceği gibi μ için 0.85 değeri baz alınarak ilerdeki tüm hesaplamalarda kullanılmıştır.

Tablo 4'ün son sütununda Tork aks başlığı altında görülen traktörlerin frenleme kapasite değerleri traktörlerde bulunan fren sisteminin frenleme kapasitelerinden oldukça küçük görünmektedir. Tablo 1'de görüleceği üzere 3 diskli sistemin kapasitesi 165.8 kgf.m., 4 diskli sistemin kapasitesi ise 246.2 kgf.m. olarak bulunmuştur. Bu değerlerin, Tablo 4'ün en son sütunundaki aks tork değerleriyle karşılaştırıldığında daha büyük olduğu görülmektedir. Dolayısıyla en kötü şartlar düşünüldüğünde dahi frenlerin oldukça yeterli olduğu sonucuna varılmaktadır. Bütün bu sonuçlara karşın fren sistemi için birçok iyileştirici tasarım değişiklikleri düşünülmüş ve bunlar alternatif olarak sunulmuştur.

Tablo 2. Değişik araç ve yol durumlarına göre yuvarlanma direnci katsayıları [5]

ARAÇ TİPİ	YOL DURUMU		
	BETON	ORTA SERT	KUM
Yolcu Arabası	0.015	0.08	0.30
Ağır Kamyonlar	0.012	0.06	0.25
Traktörler	0.02	0.04	0.20

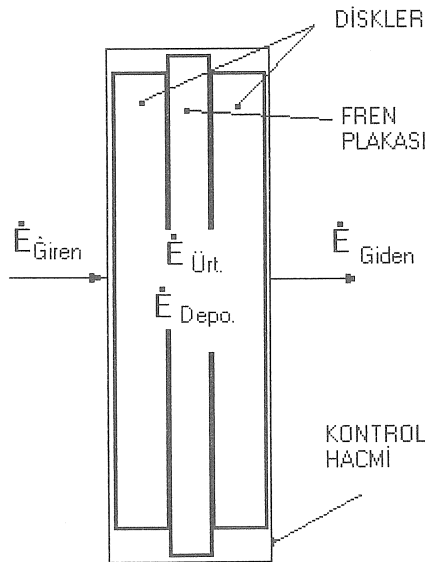
Tablo 3. Değişik yol durumlarına göre lastik-yol teması statik ve kayma sürtünme katsayıları [6]

Yüzey	Durum	μ_0 (Statik)	μ_s (Kayma)
Asfalt yada Beton	Kuru	0.8-0.9	0.75
Beton	Islak	0.8	0.7
Asfalt	Islak	0.5-0.7	0.45-0.60
Gravel		0.6	0.55
Toprak yol	Kuru	0.68	0.65
Toprak yol	Islak	0.55	0.4-0.5
Kar	Sıkışmış	0.2	0.15
Buzlu veya kaygan		0.1	0.07

ISIL ANALİZ

Fren sisteminin ısı kapasitesinin hesaplanması frenleme işleminin en önemli faktörlerinden biridir. Fren sistemi basit olarak kinetik enerjiyi sürtünme sonucunda ısı enerjisine çevirir. Sistemde oluşan ısı enerji sıcaklığı artırarak frenleme işleminin sınır çalışma sıcaklık değerlerini belirler. Yüksek sıcaklıklar sürtünme katsayısını büyük oranda düşürür ve aynı zamanda ilgili parçaların ömürlerini de kısaltır. Bu yüzden sistemin ısı analizi oldukça önemli bir yer kaplamaktadır.

Fren sisteminin ısı analizinde Şekil 3'teki 1 fren sacı ve 2 fren diskinden oluşan bir kontrol hacmi alınmış ve enerjinin korunma teoremi uygulanmıştır.



Şekil 3. Kontrol hacmi

Bu kontrol hacmi için enerjinin korunumu kanununu yazarsak [7]:

$$\dot{E}_{giren} + \dot{E}_{ürt.} - \dot{E}_{giden} = \frac{dE_{depo.}}{dt} \quad (9)$$

- E_{giren} : Kontrol hacmine giren enerji
 $E_{ürt.}$: Kontrol hacminde üretilen enerji
 E_{giden} : Kontrol hacminden çıkan enerji
 E_{depo} : Kontrol hacminde depolanan enerji

Ancak traktörlerin fren sistemi için dışarıdan giren enerji ($E_{giren}=0$) sıfır olduğu için yukardaki eşitlik şu duruma kısalır:

$$\frac{dE_{depo}}{dt} = \dot{E}_{ürt.} - \dot{E}_{giden} \quad (10)$$

Bu eşitlikteki ifadeleri tek tek belirlersek, depolanan enerji:

$$\frac{dE_{depo}}{dt} = mc_p \frac{dT}{dt} \quad (11)$$

eşitliğiyle ifade edilebilir.

Eşitlik (11) deki m değeri kontrol hacminin kütlesi olup 2 fren balatası ve 1 fren sacından oluşmaktadır. Ayrıca ısı eşitliklerdeki gerekli olan parametrelerin (k, c_p, h) hesaplanması için gerekli olan sıcaklık traktör fren yağının normal çalışma sıcaklığı olan 37 °C (310 °K) ana sıcaklık değeri olarak alınmıştır.

- M : Kütle, kg
 c_p : 310 °K'deki özısı, 487 J/kg.K
 T : Sıcaklık, °C

Tablo 4. 30 km/saat standart hız, $\mu=0.85$ ve $f=0.02$ için traktörlerin maksimum aks yükleri ve bunlara karşılık gelen akslardaki ve lastiklerdeki maksimum frenleme tork kapasiteleri

Traktör Tipi	Lastikler		Mak. lastik yükü		Aks yükü		Toplam Ağırlık (kg)	L (mm)	Lf (mm)	Rdın. (mm)	H (mm)	W _{br} (kg)	Tork (Teker) (kg.m)	Son Dişli Oranı	Tork (Arka Aks) (kg.m)
	Ön	Arka	Ön (kg)	Arka (kg)	Ön (kg)	Arka (kg)									
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	525	1275	1050	2550	3600	1864	1174	602	740	1674	428.28	5.64	75.94
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	615	1430	1230	2860	4090	1932	1208	624	753	1897	503.08	5.64	89.20
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	615	1610	1230	3220	4450	1932	1208	649	768	2053	566.34	5.64	100.41
55-56	6.50-16	14.9/13-28	615	1610	1230	3220	4450	2052	1278	649	752	2089	576.22	5.64	102.17
60-56	7.50-16	13.6/11-36	745	1615	1490	3230	4720	2052	1279	729	819	2169	671.89	5.64	119.13
60-56	7.50-16	16.9/13-30	745	1900	1490	3800	5290	2052	1279	702	802	2444	729.26	5.64	129.30
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	1045	1615	2090	3230	5320	2203	1371	729	829	2479	767.93	6.18	124.26
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	1045	1900	2090	3800	5890	2203	1371	702	812	2759	823.13	6.18	133.19
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	1200	1615	2400	3230	5630	2305	1417	729	822	2625	813.41	6.09	133.56
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	1200	2120	2400	4240	6640	2305	1417	730	823	3096	960.43	6.09	157.71

Bu eşitlikteki ifadeleri tek tek belirlersek, depolanan enerji:

$$\frac{dE_{depo}}{dt} = mc_p \frac{dT}{dt} \quad (11)$$

eşitliğiyle ifade edilebilir.

Eşitlik (11) deki m değeri kontrol hacminin kütlesi olup 2 fren balatası ve 1 fren sacından oluşmaktadır. Ayrıca ısı eşitliklerdeki gerekli olan parametrelerin (k, c_p, h) hesaplanması için gerekli olan sıcaklık traktör fren yağının normal çalışma sıcaklığı olan 37 °C (310 °K) ana sıcaklık değeri olarak alınmıştır.

m : Kütle, kg

c_p : 310 °K'deki özısı, 487 J/kg.K

T : Sıcaklık, °C

ve ilgili değerler yerine konduğunda:

$$\frac{dE_{depo}}{dt} = (2 * 0.444 + 0.356) * 487 \frac{dT}{dt} \quad (12)$$

$$\frac{dE_{depo}}{dt} = 609 \frac{dT}{dt} \quad (13)$$

bulunur.

Üretilen enerji ise birim zamanda yapılan fren kuvvetinin yaptığı işe eşitlendiğinde:

$$\dot{E}_{ürt} = F.V \quad (14)$$

$$F = m.g.(Sin\alpha - f.Cos\alpha) \quad (15)$$

$$E_{ürt} = m.g.(Sin\alpha - f.Cos\alpha).V \quad (16)$$

İlgili değerler yerine konduğunda:

$$E_{ürt} = m.(9.81 m/s^2)(Sin30 - 0.02 * Cos30)(8.33 m/s) \quad (17)$$

$$E_{ürt} = m.39.45 J/kg.s \text{ bulunur.} \quad (18)$$

F : Fren kuvveti, N

α : Maksimum eğim açısı, 30°

f : Sürtünme katsayısı

V : Traktör hızı, m/s

Eşitlik 13'ten görülmektedir ki, üretilen enerji sabit bir değer olmayıp traktörün ağırlığına göre değişmektedir.

Kontrol hacminden çıkan enerji ise [8]:

$$\dot{E}_{giden} = Q_{iletim} + Q_{taş} \quad (19)$$

$$Q_{iletim} = k.A.(T - T_m) / L \quad (20)$$

k : Isı iletim katsayısı, W/m.K

A : Alan, m²

L : Fren plakası kalınlığı, m

T_m : Fren yağı normal çalışma sıcaklığı 310 °K, 37 °C

İlgili değerler yerine konduğunda:

$$Q_{iletim} = (79 W/m.K)(0.01033 m^2)(T - T_m) / (0.01 m) \quad (21)$$

$$Q_{iletim} = 81.6 (T - T_m) W/m.K \quad (22)$$

olarak bulunur.

Taşınım yoluyla harcanan enerji ise oldukça karışık ve hesaplanması zor olup gerçek değerler ancak deneysel olarak bulunabilir. Bu yüzden taşınım yoluyla harcanan ısı sadece bir teorik yaklaşımdır. Bu teorik yaklaşımda fren yağının disklerin arasındaki kılcal kanallardan geçtiği varsayılmış ve ısı transferinin "İç Akış" teoremi formülleri uygulanmıştır [9].

Buna göre taşınım yoluyla harcanan ısı:

$$Q_{taşım} = 69 (T - T_m) W/m.K. \quad (23)$$

olarak bulunmuştur.

Dolayısıyla kontrol hacmini terkeden toplam enerji:

$$\dot{E}_{giden} = Q_{iletim} + Q_{taş} \quad (24)$$

$$\dot{E}_{giden} = 81.6(T - T_m) + 69(T - T_m) \quad (25)$$

$$\dot{E}_{giden} = 150.6(T - T_m) \quad (26)$$

Bütün bu değerler Eşitlik (10)'da yerine konduğunda aşağıdaki diferansiyel eşitlik elde edilir [10]:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{39.45m}{609} - \frac{150.6}{609}(T - T_m) \quad (27)$$

X = T - T_m ve dT/dt = dX/dt yapırsa;

$$X = \frac{a}{b} - c_1 e^{-bt} \quad (28)$$

Bu diferansiyel eşitlik ise lineer ayrılabilir katsayılı bir diferansiyel eşitliktir. Diferansiyel eşitlikte geçen c₁ başlangıç durumuna göre çözülüp bulunması gerekir. 54 °C Junior tip traktörün

maksimum yüklü ağırlığı 3600 kg. dir. Örnek bir çözüm, bu tip traktör için şöyle yapılır:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{39.45(3600/3) - 150.6}{609} (T - T_m)$$

burda üretilen enerji 3'e bölünmüştür çünkü bu traktörde toplam 6 adet fren balatası vardır ama kontrol hacmi ise sadece 2 adetini kapsamaktadır.

$$\frac{dT}{dt} = 77.73 - 0.25(T - T_m)$$

ve $X=T-T_m$ yapıldığında

$$dX/dt=77.73-0.25X$$

bulunur. Bu diferansiyel eşitliğin çözüm kümesi:

$$X=314-c_1.e^{-0.25t}$$

Başlangıç koşulu olarak, $t=0$ iken X yani $T-T_m$ de 0 dir. Buradan da c_1 sabiti 314 olarak bulunur. Sonuç olarak zamana göre sıcaklık eşitliğimiz şu formülle açıklanır:

$$X=314-314.e^{-0.25t}$$

İyi bir yaklaşımla $e^{-0.25t}=0.01$ olduğu zaman sabit sıcaklığa ulaşıldığı varsayılırsa, bunun için gerekli zaman:

$$e^{-0.25t}=0.01$$

$$t=18.4 \text{ s}$$

bulunur. Aynı şekilde sabit sıcaklık değeri de t sonsuza giderken $c_1.e^{-0.25t}$ ifadesi 0'a gider ve;

$$X=314$$

bulunur. Dolayısıyla T sıcaklığı;

$$X= T-T_m = 314$$

$$T=314+37$$

$$T=351 \text{ }^\circ\text{C}$$

olarak bulunur. Aynı şekilde diğer traktörler içinde hesaplamalar yapıldığında Tablo 5'deki sonuçlar ortaya çıkar.

Tablo 5. 1.25 kg_f'luk kontrol hacmi için sıcaklığın zamana göre fonksiyonu ve sabit sıcaklık değerleri.

Traktör tipi	Lastikler		Maksimum Ağırlık Kg _f	Sabit Sıcaklık(T) °C	Sabit sıcaklığa Ulaşım süresi s.	Sıcaklığın zamana göre Fonksiyonu
	Ön	Arkar				
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	3600	351	18.6	$X=314-314.e^{-0.25t}$
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	4090	394	18.6	$X=357-357.e^{-0.25t}$
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	18.6	$X=389-389.e^{-0.25t}$
55-56	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	18.6	$X=389-389.e^{-0.25t}$
60-56	7.50-16	13.6/11-36	4720	449	18.6	$X=412-412.e^{-0.25t}$
60-56	7.50-16	16.9/13-30	5290	499	18.6	$X=462-462.e^{-0.25t}$
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	5320	385	18.6	$X=348-348.e^{-0.25t}$
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	5890	423	18.6	$X=386-386.e^{-0.25t}$
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	5630	406	18.6	$X=369-369.e^{-0.25t}$
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	6640	472	18.6	$X=435-435.e^{-0.25t}$

Isı Depolama Kapasitesinin Artırılması :
Tasarım iyileştirilmesi olarak en pratik ve basitçe yapılabilecek değişikliklerden biri fren sisteminin ısı depolama kapasitesini artırmaktır. Fren plakasının kalınlığı artırılınca kontrol hacminin kütlesi artar ve bu da sabit sıcaklık

değerine ulaşma süresini uzatır. Eğer fren plakasının kalınlığını 1.33 mm ve 2.66 mm artırırsak bunlara karşılık gelen kütle değerleri de sırasıyla 1.422 kg ve 1.6 kg olur. Bu değerlere göre hesaplamalar yapıldığında ise Tablo 6 ve Tablo 7'deki sonuçlara ulaşılır.

Tablo 6. Fren plakasının kalınlığı 1.33 mm. artırıldığında sıcaklığın zamana göre fonksiyonu ve sabit sıcaklık değerleri (kontrol hacmi ağırlığı:1.422 kgf)

Traktör Tipi	Lastikler		Maksimum Ağırlık (kgf)	Sabit Sıcaklık (°C)	Sabit Sıcaklığa Ulaşım Süresi (s)	Sıcaklığın Zamana Göre Fonksiyonu
	Ön	Arka				
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	3600	351	21.2	$X=314-314.e^{-0.22t}$
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	4090	394	21.2	$X=357-357.e^{-0.22t}$
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	21.2	$X=389-389.e^{-0.22t}$
55-56	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	21.2	$X=389-389.e^{-0.22t}$
60-56	7.50-16	13.6/11-36	4720	449	21.2	$X=412-412.e^{-0.22t}$
60-56	7.50-16	16.9/13-30	5290	499	21.2	$X=462-462.e^{-0.22t}$
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	5320	385	21.2	$X=348-348.e^{-0.22t}$
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	5890	423	21.2	$X=386-386.e^{-0.22t}$
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	5630	406	21.2	$X=369-369.e^{-0.22t}$
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	6640	472	21.1	$X=435-435.e^{-0.22t}$

Tablo 7. Fren plakasının kalınlığı 2.65 mm. artırıldığında sıcaklığın zamana göre fonksiyonu ve sabit sıcaklık değerleri (kontrol hacmi ağırlığı:1.6 kgf).

Traktör Tipi	Lastikler		Maksimum Ağırlık (kgf)	Sabit Sıcaklık (°C)	Sabit Sıcaklığa Ulaşım Süresi (s)	Sıcaklığın Zamana Göre Fonksiyonu
	Ön	Arka				
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	3600	351	23.8	$X=314-314.e^{-0.19t}$
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	4090	394	23.8	$X=357-357.e^{-0.19t}$
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	23.8	$X=389-389.e^{-0.19t}$
55-56	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	23.8	$X=389-389.e^{-0.19t}$
60-56	7.50-16	13.6/11-36	4720	449	23.8	$X=412-412.e^{-0.19t}$
60-56	7.50-16	16.9/13-30	5290	499	23.8	$X=462-462.e^{-0.19t}$
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	5320	385	23.8	$X=348-348.e^{-0.19t}$
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	5890	423	23.8	$X=386-386.e^{-0.19t}$
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	5630	406	23.8	$X=369-369.e^{-0.19t}$
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	6640	472	23.8	$X=435-435.e^{-0.19t}$

Isı Kaybının Artırılması : Bir önceki tasarım iyileştirilmesinde ısı depolama kapasitesi artırılmış ve bu sabit sıcaklık değerlerini değiştirmemiş ama sabit sıcaklığa ulaşım süresini çoğaltarak iyileştirme sağlamıştır. Bununla birlikte bu tasarım iyileştirmesinde ise sabit sıcaklık değeri azaltılacaktır. Bu da fren sistemindeki ısı kaybını artırmakla mümkün olacaktır. Bunun için fren plakasının yüzey alanı artırılmış ve bu da ısının daha fazla yağa aktarılmasını sağlamıştır. Sonuç değerler Tablo 8'de verilmiştir.

Tablo 5, 6, 7 ve 8'de görülen sıcaklık değerleri traktörlerin maksimum dingil ağırlıklarında ve maksimum meyilde elde edilen en olumsuz ve teorik olarak hesap edilmiş değerlerdir. Bu koşullarda deneylerin yapılması mümkün olmamıştır. Deneyler sadece sürtünme katsayısını bulmak ve düz zeminde normal ağırlıklar altında ısınmayı görmek için yapılmıştır. Tablo 5-8'deki sıcaklıklara erişilmemesi gerekmektedir. Bu sıcaklıklara fren malzemesi HDT 303 dayanmakla birlikte yağ dayanmamakta ve ömrü azalmaktadır.

TASARIM İYİLEŞTİRMELERİ

Traktörlerin frenleme kapasitesini bir şekilde iyileştirmek için iki yöntem vardır:

- 1) Fren sisteminin üzerindeki eksenel kuvveti artırmak.
- 2) Disklerin sürtünme alanını artırmak.

Birinci yöntem her ne kadar fren kuvvetini artırsada, bütün parçalar üzerindeki basınçlar

artacağından fren parçalarının ömrü kısılacak, zaten şikayet nedeni olan çabuk aşınma, yanma, deformasyon gibi nedenlerde azalma değil artma olacaktır. Öyleyse bu yöntem fren kuvvetinde bir iyileştirme olmakla beraber sorunları çözmüş olamayacaktır. Sonuç olarak ikinci yöntem seçilmelidir.

İkinci yöntem göz önünde tutulduğunda ise karşımıza yeniden iki method daha çıkmaktadır.

- 1) Eksenel alan artırımı
- 2) Radyal alan artırımı

Eksenel alan artırımı basitçe fren sistemlerine ekstra bir fren diski eklemekle yapılır. Dolayısıyla 3 diskli fren sistemi, 4 diskli fren sistemine ve 4 diskli fren sistemi de, 5 diskli fren sistemine dönüşür. Böylelikle frenleme tork kapasiteleri artar ve aynı zamanda fren sistemi daha önce yapmış olduğu frenleme kuvvetinin aynısını daha az basınçla yapabileceği için tüm fren parçalarının ömrü uzar.

Radyal alan artırımında ise her zaman tork artırımı olmamakta veya az olmakta ancak avantaj olarak fren parçalarının ömürleri uzamaktadır. Sonuç olarak en iyi seçenek disk alan artırımıyla hem sistemin frenleme kapasitesi artmakta hem de parça dayanım ömürleri uzamaktadır. Fren sistemini 3 diskli den 4 diskliye ve 4 diskli den 5 diskliye çevrildiğinde Tablo 9'daki değerlere ulaşılmaktadır.

Tablo 9'daki taralı alanlar, 3 diskli ve 4 diskli fren sistemlerinin tork değerlerini ve disk sayıları artırıldığında onlara karşılık gelen fren torku artış değerlerini belirtmektedir.

Tablo 8. Fren plakasının yüzey alanı artırıldığında sıcaklığın zamana göre fonksiyonu ve sabit sıcaklık değerleri (kontrol hacmi ağırlığı: 1.33 kgf)

Traktör Tipi	Lastikler		Maksimum Ağırlık (kgf)	Sabit Sıcaklık (°C)	Sabit Sıcaklığa Ulaşım Süresi (s)	Sıcaklığın Zamana Göre Fonksiyonu
	Ön	Arka				
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	3600	311	17.2	$X=273-273.e^{-0.27t}$
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	4090	348	17.2	$X=311-311.e^{-0.27t}$
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	4450	375	17.2	$X=338-338.e^{-0.27t}$
55-56	6.50-16	14.9/13-28	4450	375	17.2	$X=338-338.e^{-0.27t}$
60-56	7.50-16	13.6/11-36	4720	396	17.2	$X=359-359.e^{-0.27t}$
60-56	7.50-16	16.9/13-30	5290	439	17.2	$X=402-402.e^{-0.27t}$
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	5320	340	17.2	$X=303-303.e^{-0.27t}$
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	5890	373	17.2	$X=336-336.e^{-0.27t}$
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	5630	358	17.2	$X=321-321.e^{-0.27t}$
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	6640	415	17.2	$X=378-378.e^{-0.27t}$

Tablo 9. Eksenel alan artırımıyla elde edilen frenleme tork artışları ve sırasıyla 3 ve 4 diskli fren sistemlerinin 4 ve 5 diskli fren sistemlerine çevrilmesi ($D=165.25$ mm, $d=110$ mm., $\mu=0.13$).

Eksenel Kuvvet (kN)	Basınç (Hmj. Aşınma) (kg_f/cm^2)	Basınç Pressure (Hmj. Basınç) (kg_f/cm^2)	TORK (3 Diskli) (Hmj. Basınç) ($\text{Kg}_f.\text{m}$)	TORK (4 Diskli) (Hmj. Basınç) ($\text{Kg}_f.\text{m}$)	TORK (5 Diskli) (Hmj. Basınç) ($\text{Kg}_f.\text{m}$)
25	26.69	21.34	138.62	184.83	231.03
26	27.76	22.19	144.17	192.22	240.28
27	28.83	23.04	149.71	199.61	249.52
28	29.90	23.90	155.25	207.01	258.76
29	30.97	24.75	160.80	214.40	268.00
29.9	31.93	25.52	165.79	221.05	276.32
30	32.03	25.60		221.79	277.24
31	33.10	26.46		229.19	286.48
32	34.17	27.31		236.58	295.72
33	35.24	28.16		243.97	304.96
33.3	35.56	28.42	184.64	246.19	307.74

TEŞEKKÜR

Bu araştırma Türk Traktör ve Ziraat Makinaları A.Ş.'nin isteği ve desteği ile yapılmıştır. Bu konudaki katkılarından ve üniversite sanayi işbirliğini destekledikleri için fabrika yöneticilerine ve çalışanlarına teşekkürlerimizi sunarız.

FUNCTIONAL ANALYSIS AND DEVELOPMENT OF TRACTOR BRAKE SYSTEM

This research investigates the design of the braking system of Turk-Fiat tractors with the view of improvement. The wear, overheating, deformation and mechanical problem due to frequent use of brakes are to be reduced by design improvement. To achieve this end, experiments have been conducted using specially developed apparatus and computer modelling was used for analysing and design. Data, such as friction coefficient has been determined. Braking performance of the tractor has been evaluated.

Keywords: Brake, Tractor, Brekelining.

KAYNAKÇA

- 1 Taborek, J., Mechanics of Vehicles, Resistance Forces, pp 37-41, August 22, 1957.
- 2 The inquiry results of tractors customers satisfaction, Traktör A.Ş., In the period of December 1995 - June 1996, pp 4.2.29.
- 3 Shigley, J. E., Mechanical Engineering Design, pp 601-604, 1986.
- 4 Taborek, J., Mechanics of Vehicles, Dynamics of Braking, pp 64-70, November 14, 1957.
- 5 Wong, Y., Ph.D., Theory of Ground Vehicles, Chapter 1, Mechanics of Pneumatic Tires, pp. 13, Ottawa, CANADA, 1978
- 6 Wong, Y., Ph.D., Theory of Ground Vehicles, Chapter 1, Mechanics of Pneumatic Tires, pp. 26, Ottawa, CANADA, 1978
- 7 Incropera, Frank P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Chapter 1, 1990.
- 8 Incropera, Frank P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Appendix A, Table A.1, Iron, 1990.
- 9 Incropera, Frank P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Chapter 8, 1990
- 10 Shepley, L. Ross, Differential Equations, University of New Hampshire, 1994.

İrfan Kaymaz
Yardımcı Doçent

Recep Sadeler
Araştırma Görevlisi

Makine Mühendisliği Bölümü
Atatürk Üniversitesi
25240 Erzurum

Mühendislik Tasarımında Olasılığa Dayalı Tasarım Yöntemlerinin Kullanımı

Bu çalışmada mühendislik tasarımında kullanılan klasik yöntem ile son zamanlarda yaygın bir kullanım alanı bulmaya başlayan olasılığa dayalı tasarım metodu karşılaştırılmı olarak verilmiştir. İlk olarak gerilme-dayanım yaklaşımı verilmiş ve buna bağlı olarak geliştirilen FOSM (birinci-derece ikinci moment) yaklaşımı detaylı olarak anlatılmış ve bu yöntemin eksikliklerini gidermek amacıyla geliştirilen FORM (birinci-dereceden güvenilirlik yöntemi) ve SORM (ikinci-dereceden güvenilirlik yöntemi) yöntemleri verilmiştir. Bu yöntemlerden farklı olarak simülasyona dayanan Monte Carlo Simülasyonu anlatılmıştır. Verilen bu yöntemlerin uygulanışı bir örnek vasıtasıyla gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Mühendislik tasarımı, Olasılığa dayalı tasarım, Güvenirlik yöntemleri

DETERMİNİSTİK VE OLASILIĞA BAĞLI TASARIMIN KARŞILAŞTIRILMASI

Mühendislik tasarımı, bir sistemin veya makine elemanın boyutlarını, malzemesini ve çalışmasını, istenilen ihtiyaçlara cevap verecek şekilde belirleme işlemidir [1]. Tasarım, karar verme faaliyetidir (çoğunlukla tekrarlı) ve temel bilimler, matematik ve mühendislik bilimleri, belirlenen hedefe ulaşmak için en optimum şekilde uygulanmalıdır. Bu amacı gerçekleştirmek için çeşitli yöntemler kullanılabilir [2]. Bunlardan biri, pek çok parça tasarımı yapılan deneysel yoldur ve bu yöntemde her bir tasarım test edilir. Tasarımdaki sınırlamaları sağlayan en ekonomik tasarım son tasarım olarak seçilir. Bu etkili bir yöntem olmasına rağmen pahalı ve zaman alıcıdır. Test aşaması tasarımın son aşamasında yapıldığından hatalı tasarımları değiştirme imkanı yoktur. Bu nedenle zamanla ikinci bir yöntem geliştirilmiş ve bu yöntemde tasarım faaliyeti analitik olarak tanımlanmış ve matematiksel yöntemler kullanarak en iyi çözüm elde edilmiştir. Bu ilk yaklaşıma göre daha etkin bir yöntem olmasına rağmen, pratik uygulamalarda, tasarım ve analiz problemlerinin karmaşıklığı nedeniyle bir tasarım problemine ait doğrudan analitik çözüm bulmak oldukça zordur. Bu nedenle, pek çok yaklaşım metodu geliştirilmiştir. Bunlara örnek olarak sonlu elemanlar metodu, sonlu farklar metodu ve simülasyon yöntemleri verilebilir. Bu tip analizlerde, uygulanan yükte, malzeme özelliklerinde ve davranıştaki belirsizlikleri dikkate almak için bir emniyet katsayısı kullanılır. Bu tür tasarımlar çoğunlukla aşırı tasarım (overdesign) içermektedir çünkü tasarıma ait parametreler en kötü durum dikkate alınarak değerlendirilir. Örneğin

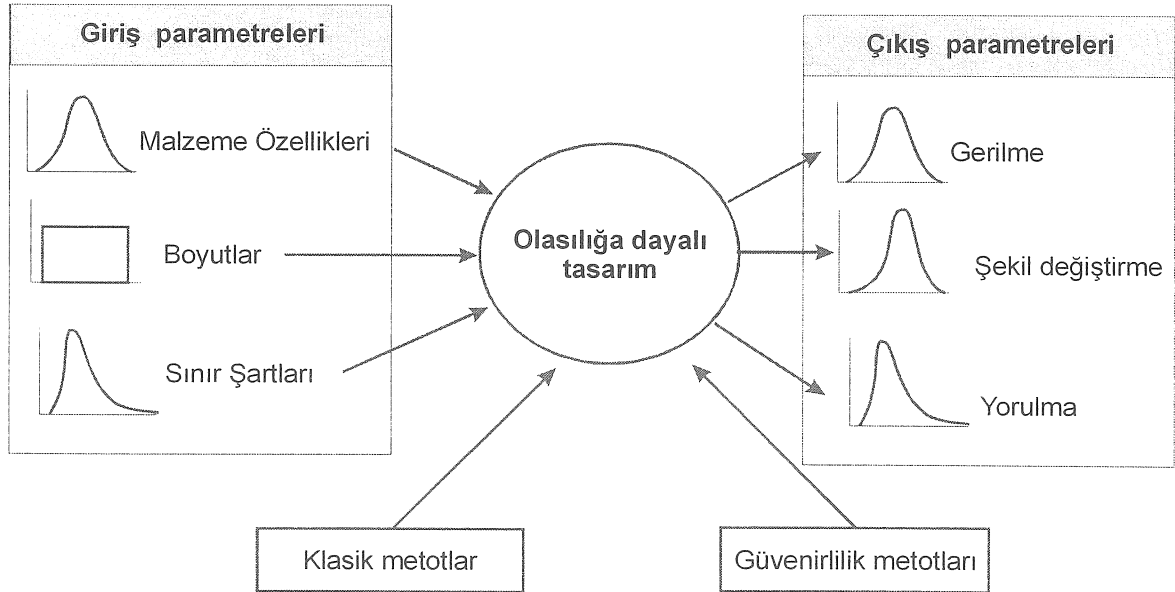
uygulanan yükün maksimum değerinin kabul edilmesi fakat malzeme dayanımına ait değerlerin minimumu dikkate alınmasıyla, karşılaşılabilecek en kritik durum tasarım prosesine dahil edilir. Tasarım parametrelerinin daha gerçekçi bir şekilde tasarım faaliyetine ilave edilmesi için son zamanlarda iki tekniğin önem kazandığı görülmektedir: olasılığa dayalı tasarım ve optimizasyon. Olasılığa dayalı tasarım, ileriki bölümlerde daha ayrıntılı olarak verileceği gibi, tasarımcıya belirli bir güvenilirlik sınırında bir tasarım yapma imkanı sağlar. Böylece emniyet, kalite ve ekonomi eniyilenmiş olur. Olasılığa dayalı tasarım, tasarım parametrelerinin belirsizlik veya dağılım içerdiği durumlarda çok önemlidir. Boeing firmasının baş aerodinamikçisinin belirttiği gibi, belirsizlik yönetimi, uzay mekiği tasarımı gibi pratik uygulamalarda dominant konu olmaktadır [3]. Bu nedenle, olasılığa dayalı tasarım yöntemlerinin mühendislik tasarımında kullanımı gittikçe artmaktadır. Amerika Birleşik Devletlerinde South West Araştırma merkezinde, olasılığa dayalı tasarım yöntemleri uzay mekiğinin motor parçalarının, gaz türbinlerinin kanatlarının tasarımında, yüksek basınç boru sistemlerinin tasarımlarında kullanılmaktadır [4]. Klasik tasarım yaklaşımları ile olasılığa dayalı tasarım yaklaşımı arasındaki farkı daha iyi anlatabilmek için, her iki yaklaşımın karşılaştırılması Tablo 1'de verilmiştir.

OLASILIK ANALİZİNİN GENEL ADIMLARI

Mühendislik tasarımında, genel bir şeması Şekil 1'de verilen olasılığa dayalı tasarımı kullanmak için takip edilecek başlıca adımlar aşağıdaki gibi verilebilir.

Tablo 1: Deterministik tasarım ile ihtimale dayalı tasarımın karşılaştırılması

Deterministik (Klasik) Tasarım	Olasılığa dayalı Tasarım
Analiz edilen makine elemanın sadece verilen boyutlarda ve sınır şartlarında maruz kaldığı yüklemeyi taşıyıp taşıyamadığını belirtir.	Elde edilen çözümün ne kadar güvenilir ve verilen boyutlarda makine elemanın fonksiyonunu yerine getirme olasılığını da verir.
Tasarımdaki belirsizlikler veya tasarım parametrelerinin değerlerindeki dağılımdan dolayı analizde meydana gelecek olan belirsizliği gidermek için emniyet katsayıları kullanılır ki bunlar genelde malzemenin en düşük dayanım değerini ve uygulanan yükün en yüksek değerini alarak emniyetli bir tasarım gerçekleştirilmeye çalışılır. Bu da pahalıya mal olacak boyutlarda fazla tasarıma yol açar.	Tasarım parametrelerindeki dağılım veya belirsizlikler, istatistiksel dağılım fonksiyonları yardımıyla doğal olarak analizlere ilave edildiğinden, parametrelerinin tasarıma etkisi gerçekçi bir şekilde değerlendirilir. Dolayısıyla daha fazla masrafa yol açacak aşırı tasarımdan kaçınılmış olur.
Sadece belirtilen boyutlarda ve sınır şartlarındaki tasarım değerlendirir, dolayısıyla tasarım parametrelerinde yapılacak değişimin tasarıma nasıl bir etki yapacağı kestirilemez.	Tasarım parametreleri belirli bir istatistiksel dağılıma sahip olduğundan, belli bir değerden ziyade istatistiksel dağılımın belirlediği aralıktaki değerleri dikkate alır. Dolayısıyla analizden elde edilen sonuçlar, parametre değerlerinde olan değişikliklerinin aralığa etkisini de içermektedir.
Klasik yöntemlerdeki hassasiyet hesaplamalarında giriş parametreleri arasındaki ilişkiyi dikkate almaz.	Eğer giriş parametreleri bir korelasyona sahip ve bağımsız değil iseler bunların birleşik olasılık dağılım fonksiyonları doğal olarak bu etkiyi içerecektir.



Şekil 1: Olasılığa dayalı tasarım metodunun genel şeması

ADIM 1. Olası hata modellerinin tespit edilmesi:
Mühendisler, incelenen makine elemanının veya yapının genel davranışlarını, emniyetli bir tasarım elde etmek için çok iyi anlamak zorundadırlar ve tasarımları en kritik durum dikkate alarak geliştirmelidirler. Bu durum olasılığa dayalı tasarımda hata modeli veya performans

fonksiyonunun tanımlanması ile belirtilir. Örneğin uç bir kuvvete maruz bir ankastre kiriş için, fonksiyonunu yerine getirememesi, kuvvetten doğacak gerilmelerin ankastre kiriş için belirlenen taşıyabileceği maksimum gerilmeyi aşması durumu olarak belirlenebilir. Bu durum için hata modeli veya performans fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

limit durum, Şekil 3'de gösterildiği gibi, tasarım uzayını emniyetli ve emniyetsiz bölge olarak ikiye böler [7]. Gerilme-dayanım metodunun hata modelleri için bu durumun daha açık bir ifadesi aşağıda verilmiştir:

$$g(X) = R - S = 0 \quad (2)$$

Burada R ve S sırasıyla dayanım parametreleri vektörünü ve gerilme vektörünü göstermektedir ve istatistiksel olarak bağımsız normal dağılıma sahip rasgele değişkenler olduklarını varsayalım. Bu limit durum fonksiyonunu ortalaması ve varyansı aşağıdaki gibi verilebilir:

$$\mu_G = \mu_R - \mu_S \text{ ve } \sigma_G^2 = \sigma_R^2 + \sigma_S^2 \quad (3)$$

Performans fonksiyonunun sıfırdan küçük değerler aldığı durum hata durumu olarak belirlenir ve bu durumun olasılığı aşağıdaki gibi verilebilir:

$$P_f = P[g(X) < 0] = \Phi\left(-\frac{\mu_G}{\sigma_G}\right) \quad (4)$$

Burada Φ normal dağılıma sahip bir rasgele değişkenin kümülatif dağılım fonksiyonudur. Denklem 4'den hata olasılığı $g(X)$ 'in ortalama değerinin standart dağılımına oranı olarak ifade edilebilir, ve bu oran emniyet indeksi veya güvenilirlik indeksi olarak adlandırılır ve β ile gösterilir:

$$\beta = \frac{\mu_{g(X)}}{\sigma_{g(X)}} \quad (5)$$

$$P_f = \Phi(-\beta)$$

Hata olasılığının birden fazla rasgele değişkenlere bağlı olarak genel matematiksel gösterimi aşağıda verilmiştir:

$$P_f = \int \dots \int_{g(X) \leq 0} f_X(x_1, x_2, \dots, x_n) dx_1 dx_2 \dots dx_n \quad (6)$$

Gerilme-dayanım metodu güvenilirlik analizlerinde kullanılmasına rağmen, dikkat edilmesi gereken bazı eksiklikleri mevcuttur. İlk olarak, pratik uygulamalarda birleşik olasılık dağılım fonksiyonu genellikle mevcut değildir. Hatta mevcut olduğu durumlarda, limit durum fonksiyonu Denklem 2'de verildiği gibi, bütün güvenilirlik problemleri için lineer olarak temsil edilemeyebilir. Bu tür eksiklikleri gidermek için pek çok yöntem geliştirilmiş ve bu yöntemlerden olan Birinci-derece İkinci-moment (FOSM) aşağıda ayrıntılı olarak verilmiştir.

BİRİNCİ-DERECEDEDEN İKİNCİ-MOMENT FORMÜLASYONU (FOSM)

Birinci-dereceden İkinci-moment metodu, genel forma sahip limit durum fonksiyonun birinci dereceden Taylor serisine açılmasına dayanmaktadır ve sadece rasgele değişkenlerin ikinci-moment istatistik değerleri (ortalama ve varyansı) kullanılmaktadır.

İkiden fazla rasgele değişken içeren ve genel bir forma sahip performans fonksiyonu aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$Z = g(X_1, X_2, \dots, X_n) = 0 \quad (7)$$

Denklem 7'de verilen performans fonksiyonu değişkenlerin ortalama değerlerinde Taylor serisine açarsak aşağıdaki bağıntıyı elde ederiz:

$$Z = g(\bar{X}) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial g}{\partial X_i} (X_i - \bar{X}_i) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{\partial^2 g}{\partial X_i \partial X_j} (X_i - \bar{X}_i)(X_j - \bar{X}_j) + \dots$$

Sadece lineer terimler alındığında Z 'in ortalama değeri ve varyansı aşağıdaki gibi verilebilir:

$$\bar{Z} \approx g(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_n)$$

$$\sigma_Z^2 \approx \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial X_i} \right)^2 \text{Var}(X_i)$$

ve güvenilirlik indeksi ve hata olasılığı, Denklem 5'da verildiği aşağıdaki bağıntılardan hesaplanır:

$$\beta = \frac{\mu_Z}{\sigma_Z}$$

$$P_f = \Phi(-\beta)$$

Bu yöntem kompleks olasılık problemlerini, terimlerin lineer olarak temsil edildiği basit problemlere çevirmesine rağmen, FOSM metodunun sadece, bütün rasgele değişkenlerin istatistiksel olarak bağımsız olduğu veya bu hale çevrilebilen değişkenler içeren problemler için kullanılabilir. Ayrıca bu yöntem, limit durum fonksiyonu, rasgele değişkenlerin basit çıkartma veya ekleme biçiminde ifade edildiği problemlerde kullanılabilir. Bu yaklaşımın en önemli eksikliği, aynı problem için farklı tanımlanabilecek bu performans fonksiyonu için farklı sonuç verecek olmasıdır. Bu eksiklikler Hasofer ve Lind tarafından aşağıda verilen basit yaklaşımla çözülmüştür.

Hasofer-Lind Yöntemi

Hasofer ve Lind [8]'in yaklaşımında, ilk olarak aşağıda verilen bağıntı yardımıyla rasgele değişkenler standart (standart sapmalarına göre normalleştirilmiş) değişkenlere dönüştürülür:

$$X'_i = \frac{X_i - \mu_{X_i}}{\sigma_{X_i}} \quad (8)$$

burada X'_i ortalama değeri 0 ve standart dağılımı 1 olan bir rasgele değişkendir. Orijinal limit durum ($g(X)=0$) standartlaştırılmış limit duruma ($g(X')=0$) X_i yerine X'_i yerleştirilerek elde edilmiştir. Gerilme-dayanım yaklaşımından farklı olarak güvenilirlik indeksi β , bu dönüştürülmüş koordinat sisteminin orijini ile limit durum fonksiyonu arasındaki minimum mesafeye işaret etmektedir ki bu noktaya aynı zamanda tasarım noktası da denir (Şekil 3). Bu transformasyon yapıldıktan sonra, performans fonksiyonunun tipine bağlı olarak, yani performans fonksiyonunun lineer veya nonlineer olmasına bağlı olarak, aşağıda verilen yöntemler uygulanır.

Lineer performans fonksiyonu

Limit durum fonksiyonunun aşağıda verildiği gibi lineer bir polinom olduğuna varsayalım:

$$g(X) = a_0 + \sum_i a_i X_i \quad (9)$$

a_0 ve a_i tespit edilecek fonksiyonun katsayılarıdır. Hata durumu ile emniyet durumu arasındaki sınırdaki performans fonksiyonu $g(X)=0$

değerini aldığından, limit durum fonksiyonu aşağıdaki gibi olacaktır:

$$g(X) = a_0 + \sum_i a_i X_i = 0$$

bu denklem standartlaştırılmış değişkenler cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$a_0 + \sum_i a_i (\sigma_{X_i} X'_i + \mu_{X_i}) = 0$$

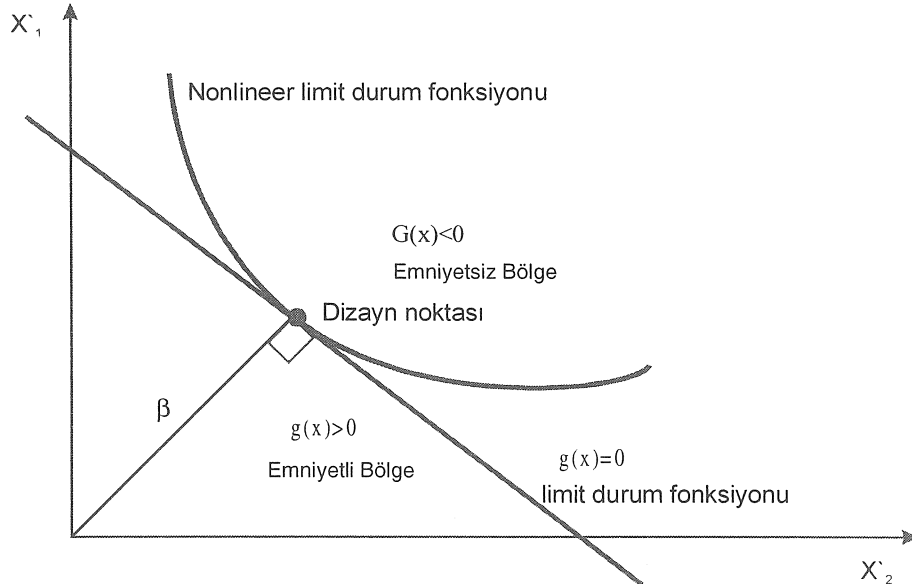
Limit durum fonksiyonu ile standartlaştırılmış değişkenlerin orijini arasındaki mesafe, yani β , şöyle verilir:

$$\beta = \frac{a_0 + \sum_i a_i \mu_{X_i}}{\sqrt{\sum_i (a_i \sigma_{X_i})^2}} \quad (10)$$

Güvenirlilik indeksini elde ettikten sonra, hata olasılığı Denklem 5'den kolaylıkla elde edilebilir. Grafik olarak bu metodun uygulanışı Şekil 3'de verilmiştir. Bu yöntem ancak, performans fonksiyonunun açık bir şekilde lineer olarak ifade edildiği problemler için geçerlidir. Bununla birlikte, yapısal güvenilirlik problemleri çoğunlukla açık olarak ifade edilemez veya çoğunlukla lineer olmayan formdadır.

Lineer Olmayan Performans Fonksiyonu

Lineer olmayan performans fonksiyonlarına sahip güvenilirlik problemlerinin çözümü için iki ana yaklaşım geliştirilmiştir: Birinci-dereceden güvenilirlik metodu (First Order Reliability Method), kısaca FORM, ve ikinci-dereceden güvenilirlik metodu (Second-Order Reliability Method), kısaca



Şekil 3 : Limit durum, dizayn noktası ve güvenilirlik indeksinin gösterimi

SORM olarak adlandırılır. FORM metodunda, performans fonksiyonu tasarım noktasında birinci dereceden Taylor serisine açılmaktadır. SORM'da ise performans fonksiyonu ikinci dereceden Taylor serisine açılmaktadır. Genellikle SORM FORM'a göre daha iyi bir güvenilirlik indeksi sonucu vermesine rağmen, teorisi ve uygulaması daha zordur. Bu nedenle SORM metodu pek yaygın bir kullanım alanı bulamamıştır [9], [10], [11], [12].

BİRİNCİ-DERECE GÜVENİRLİLİK METODU (FORM)

Bu yöntemde, dizayn noktası, limit durum fonksiyonuna teğet düzleminin yaklaştığı noktadır, ve istenilen güvenilirlik indeksi, Denklem 5'de verildiği gibi lineer limit durum fonksiyonunda olduğu gibi hesaplanır. Minimum noktayı bulmak için aşağıda verilen bir optimizasyon problemi tanımlanabilir:

$$\begin{aligned} \text{minimum } \beta &= \sqrt{X'^T X'} \\ \text{şartı } g(X) &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

burada $(X'^T X')$, limit durum ile transform edilmiş koordinat sisteminin orijini arasındaki uzaklıktır. Denklem 11'deki performans fonksiyonu normal koordinatlarda verilmiştir.

İKİNCİ-DERECE GÜVENİRLİLİK METODU (SORM)

Performans fonksiyonuna lineer yaklaşımdan doğan FORM'un sahip olduğu eksiklikleri gidermek için, ikinci-derece güvenilirlik metodu olarak adlandırılan SORM kullanılabilir. SORM metodu aşağıda verildiği gibi, standartlaştırılmış koordinat sisteminde, $g(U)$, performans fonksiyonunun tasarım noktasındaki, U^* , ikinci dereceden Taylor serisi açılımını kullanır:

$$g(U) = \beta_F - \alpha^T U + \frac{1}{2}(U - U^*)^T B(U - U^*)$$

burada

$$\alpha = \frac{\nabla g(U^*)}{|\nabla g(U^*)|}, B = \frac{\nabla^2 g(U^*)}{|\nabla g(U^*)|}, \beta_F = \alpha^T U^*$$

β_F FORM'dan hesaplanan güvenilirlik indeksini göstermektedir.

Literatürde, limit durum fonksiyonuna ikinci dereceden yaklaşım yöntemlerini kullanarak hata olasılığını hesaplayan yöntemler geliştirilmiştir [11], [9], [14], [15] ve daha genel bir değerlendirme Zhao ve Ono [16] tarafından verilmektedir.

Şu ana kadar verilen yöntemlerde, rasgele değişkenlerin birbiriyle ilişkileri olmayan normal dağılıma sahip değişkenler olduğu varsayılmıştır. Bununla birlikte, mühendislik uygulamalarında

çoğunlukla birbiriyle korelasyonlu ve farklı olasılık dağılımına sahip daha komplike rasgele değişkenler içermektedir. Bundan dolayı bu tür problemlere FORM/SORM'u uygulayabilmek için rasgele değişkenler korelasyonsuz standartlaştırılmış değişkenlere dönüştürülmelidir. Bu yöntemlerden en yaygını Rosenblatt transformasyonudur. Bu yöntem ile ilgili geniş açıklama ilgili referansta bulunabilir [17].

Bu analitik yöntemleri kullanmak yerine, dizayn noktası, hata olasılığı gibi değerler simülasyona bağlı güvenilirlik yöntemleri kullanarak elde edilebilir. Bu simülasyon yöntemlerinden en fazla kullanılanlardan biri olan Monte Carlo simülasyonu aşağıdaki bölümde açıklanmıştır.

MONTE CARLO SİMÜLASYONU (MCS)

Geçmiş bölümlerde de belirtildiği gibi, FORM/SORM gibi pek çok analitik yöntem, yapısal güvenilirlik problemlerine çözüm bulmak için geliştirilmiştir. Bununla birlikte bu analitik yöntemler Denklem 6'de verilen integrali dikkate almak zorundadırlar. Daha önce de belirtildiği gibi, bu integralin çözümü zordur veya pek çok problem için bu tür bir integrali kurmak güçtür. Alternatif olarak bu integralin çözümü için Monte Carlo simülasyonu kullanılabilir. Bu yaklaşımda, simülasyon doğrudan sisteme, probleme, sistemin davranışlarını belirleyen denklemler kurmadan uygulanabilir. Tek gerekli olan şey sisteme etki eden parametrelerin olasılık dağılım fonksiyonuna sahip olmasıdır. Olasılık dağılım fonksiyonları bilindiği durumda, MCS sisteme etki eden değişkenlerin olasılık dağılım fonksiyonlarından rasgele örnekleme vasıtasıyla model sürekli olarak değerlendirilir. Sonuca yaklaşım istatistiksel olarak örnekleme sonuçları değerlendirilerek hata olasılığı veya ortalama değeri elde edilir. Örnekleme sayısı arttıkça örnekleme varyansı kademeli olarak azalır. Eğer örnekleme varyansı kabul edilebilir seviyede değilse, örnekleme sayısı artırılır.

MCS'dan hata olasılığını hesaplamak için, hata fonksiyonu, bir işaret fonksiyonu yardımıyla aşağıdaki şekilde yeniden tanımlanır [18]:

$$P_f = \int_{\text{tüm } X} \dots \int I[g_i(X)] f_X(x) dx \quad (12)$$

Burada işaret fonksiyonu $I[g_i(X) \leq 0, i=1, \dots, m]$, eğer X hata bölgesinde, D, ise $I[\] = 1$, değilse $I[\] = 0$ değerini alır. Tahmini hata olasılığı aşağıdaki denklemdeki gibi verilebilir:

$$P_f \approx \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N I[g_i(x_j) \leq 0, i=1, \dots, m] \quad (13)$$

Bu denklemden hata olasılığını elde etmek için gerekli adımları aşağıdaki gibi verilebilir:

1. Sistemin tanımlanması
2. Üniform dağılmış rasgele sayıların üretilmesi
3. Bu sayılara dayanarak rasgele değişkenlerin alacağı değerlerin hesaplanması
4. Tasarım modelinin üretilen rasgele değişkenlere bağlı olarak değerlendirilmesi
5. Elde edilen sonucun istatistiksel olarak kabul edilir olup olmadığının değerlendirilmesi.
6. Kabul edilir değerde değilse adım ikiden tekrar aynı döngünün tekrarı. Kabul edilebilir değerde ise sonuç bize hata olasılığını verir.

Yukarıda verilen direkt Monte Carlo simülasyonu, tasarım uzayının rasgele değişkenlerin ortalaması ve standart sapması ile tanımlanmış bölgesinden elde edilen örneklemeleri kullanmaktadır. Halbuki hata olasılığının hesaplanmasında en büyük katkı dizayn noktasındaki örneklemelerden elde edildiğinden, rasgele değişkenlerden örneklemelerin dizayn noktasında elde etmek için birçok yöntem geliştirilmiştir ki bunlardan bazıları Importance Sampling [19], Adaptive Sampling yöntemi [20] ve Latin Hypercube Sampling yöntemi [21] olarak verilebilir

Şu ana kadar açıklanan yöntemlerin mühendislik tasarımındaki uygulamalarına ait bir örnek takip eden bölümde verilmiştir.

ÖRNEK

Örnek olarak belli bir hızda dönen bir diskin olasılığa dayalı tasarım yöntemlerini uygulayarak verilen boyutlardaki hata olasılığı hesaplanacaktır.

Adım 1: Hata modelinin (performans fonksiyonun) belirlenmesi:

Dönen bir diskin maksimum radyal gerilmesi aşağıda verilen formülle hesaplanabilir [22]:

$$(\sigma_r)_{\max} = \frac{3+\nu}{8} \frac{\rho}{(9.81)(39.37)} \left[\omega \frac{2\pi}{60} \right]^2 (r_0^2 - r_i^2)$$

Bu denklemden $(\sigma_r)_{\max}$ maksimum radyal gerilmeyi, ω rotor hızını, r_0 diskin dış çapı, r_i diskin iç çapı, ρ disk malzemesinin yoğunluğu ve ν Poisson oranını göstermektedir. Kritik durum (performans fonksiyonu), diskte oluşan maksimum gerilme ile müsaade edilen gerilme arasında aşağıdaki bağıntı şeklinde verilebilir:

$$g(X) = (\sigma_r)_{\max} - \sigma$$

Adım 2: Rasgele değişkenlerin olasılık dağılım fonksiyonlarının belirlenmesi:

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi bu tür istatistiksel bilgilerin derlenmesi geçmiş tecrübe ve deneylerden toplanan verilere uygun olasılık dağılım fonksiyonlarının hesaplanması ile olur. Bu örnekte ise bu rasgele değişkenlerin istatistiksel değerleri Tablo 2'de verilmiştir.

Adım 3: Olasılığa dayalı tasarım yöntemlerini kullanarak hata olasılığının belirlenmesi:

Önceki bölümlerde anlatılan yöntemlerde FORM, SORM ve Monte Carlo simülasyonu kullanılarak güvenilirlik analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Tablo 3 ve Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 2: Rasgele değişkenlerin olasılık dağılım fonksiyonları ve değerleri

Rasgele değişkenler	Olasılık dağılım fonksiyon tipi	Aritmetik ortalama	Standart sapma
Poisson Oranı(ν)	Normal	0.30	0.005
Yoğunluk (ρ)	Normal	0.284	0.002
Dış Çap (r_0)	Normal	8	0.02
İç Çap (r_i)	Normal	2	0.01
Müsaade edilen gerilme (σ)	Normal	19600	1000
Disk hızı (ω)	Uniform	Üst Değer =11000 Alt değer =10000	

Tablo 3: Çeşitli güvenilirlik yöntemlerinden elde edilen sonuçlar

Uygulanan yöntem	β	Hata olasılığı
FORM	1.394	8.16×10^{-2}
SORM	1.532	6.27×10^{-2}
Monte Carlo (1×10^5 örnekleme)	1.522	6.402×10^{-2}

Tablo 4 : FORM ve SORM'dan elde edilen dizayn noktası değerleri

Güvenirlilik metodu	v	ρ	ω	r_0	r_i	σ
FORM	0.2998	0.2837	10164	7.9978	2.0001	20576.6
SORM	0.2933	0.2836	10141.1	7.9976	2.0001	20673.4

SONUÇ

Olasılığa dayalı tasarım yöntemleri, tasarım mühendisinin problemi daha kapsamlı bir şekilde anlamasına yardımcı yaklaşımlardır. Olasılık değerlendirmesi, mühendislere tasarımdaki riskler hakkında bir fikir vermesinin yanı sıra bunun kadar önemli olan tasarım parametrelerinin hassasiyetlerinin değerlendirilmesini de içermektedir. Genel olarak, olasılığa dayalı tasarım yöntemleri daha detaylı analizleri gerekli kıldığından daha gelişmiş ve etkili tasarımlara yol açar. Bunun yanı sıra bu metodu uygularken aşağıda belirtilen hususlar dikkate alınmalıdır:

1. Mühendislik ve istatistik teorisi bilgisi gerekmektedir: olasılığa dayalı tasarım yöntemlerini kullanabilmek için tasarım mühendisinin, olasılık teorisi ve istatistik temellerini bilmesi gerekmektedir. Olasılığa dayalı tasarım yöntemleri karmaşık olduğundan, ileri istatistik bilgileri sahip olmak avantajlı bir durumdur.

2. Yeterli istatistiksel verinin eksiklikleri: istatistiksel dağılımları tespit edebilmek için çok sayıda veriye ihtiyaç vardır.

3. İlave zaman ve kaynağa ihtiyaç vardır: olasılık modellerini oluşturması ve bu yöntemlerin kullanımını zaman alıcı prosesleri içermektedir. Özellikle zaman alan yapısal analizlerle birleştirildiğinde hesaplama zamanı önemli bir ölçüde artar.

4. Tasarım problemi çok iyi anlaşılmalıdır: olasılığa dayalı tasarım yöntemlerinde emniyet faktörü kullanılmadığından, tasarım mühendisi, hata modellerinin hepsini, ve bütün değişkenleri dikkate aldığından emin olmalıdır.

5. Farklı yaklaşımların mevcudiyeti: önceki bölümlerde verildiği gibi, pek çok farklı olasılığa dayalı tasarım yöntemleri geliştirilmiştir ve bunların aynı probleme uygulamalarında farklı sonuçlar alınabilmektedir.

Bütün bu zorluklara rağmen giriş bölümlerinde de belirtildiği gibi mühendislik tasarımında var olan belirsizlikleri tasarım prosesine ilave ettiğinden, daha güvenilir ve daha ekonomik ürünler elde etmek için olasılığa dayalı tasarım metodu gittikçe artan bir şekilde kullanılmaktadır. Verilen örnekte de görüleceği gibi, tasarım hakkında yalnızca verilen boyutlarda diskin üzerine gelen gerilmeyi taşıyıp taşımadığı değil aynı zamanda kritik boyut değerleri ve hata olasılığı da elde edilebilir. ANSYS gibi kullanım alanı yaygın olan bir paket programa bu metodun ilave edilmesi, olasılığa dayalı analizin

önümüzdeki yıllarda daha sıklıkla kullanılacağına bir işaret olabilir.

THE USE OF PROBABILISTIC DESIGN METHODS AND ITS APPLICATIONS IN ENGINEERING DESIGN

In this study, probabilistic design approach, which has recently been started to use in engineering design process, was applied to an engineering design problem. Firstly, the comparison of deterministic design and probabilistic design were given. Secondly, stress-strength approach was summarized, and FOSM method was explored in detail. FORM and SORM approaches developed to overcome the deficiencies of FOSM were given. Then, a different approach based on Monte Carlo Simulation was explained. Finally an example was chosen to show the application of probabilistic design to an engineering problem.

Keywords: Engineering design, probabilistic design, reliability methods

KAYNAKÇA

1. Taylor, D. L., *Computer-Aided Design*, Addison – Wesley, New York 1992.
2. ABET, The Accreditation Board for Engineering and Technology, <http://www.abet.org>, 2000.
3. Caltech, "Uncertainty Management In Commercial Aircraft Design",
4. <http://www.cds.caltech.edu/conferences/1997/vec/s/tutorial/Examples/Cases/777.htm>, 1997.
5. SWRI, *South West Research Institute*,
6. <http://www.swri.org/3pubs/papers/d06/probmech.htm>, 2000.
7. Stark, H., *Probability, Random Processes, and Estimation Theory for Engineers*, Prentice-Hall, London, 1986.
8. Mendenhall, W., Scheaffer, R. L. ve Wackerly, D. D., *Mathematical Statistics with Applications*, Duxbury Press, USA, 1981.
9. Ditlevsen, O. ve Madsen, H. O., *Structural Reliability Methods*, John Wiley & Sons, Chichester, 1996.
10. Hasofer, M. ve Lind, N.C., Exact and Invariant Second-Moment Code Format. *Journal of Engineering Mechanics Divisions*, ASCE, 100 (1974) EM1, 111-121.
11. Breitung, K., Asymptotic Approximations for Multi-normal Integrals, *Journal of Engineering Mechanics*, 110 (1983) 3, 357-366.

12. Der Kiureghian, A., Lin, H. Z. ve Hwang, S. J., Second-Order Reliability Approximations, *Journal of Engineering Mechanics*, 113 (1987) 8, 1208-1225.
13. Fiessler, B., H., Neumann, ve Rackwitz, R., Quadratic Limit States in Structural Reliability, *Journal of the Engineering Mechanics Division*, ASCE, 105 (1979) EM4, 661-676.
14. Zhao, Y.G. ve Ono, T., An Empirical Reliability Index Based on SORM, *Proceedings of the 7th International Conference on Structural Reliability Analysis*, Kyoto, Japan, 1997.
15. Sundararajan, C., *Probabilistic Structural Mechanics Handbook*, Chapman & Hall, London, 1994.
16. Tvedt, L., Second-Order Reliability by an Exact Integral, *Proceedings of 2nd IFIP Working Conference on Reliability and Optimisation on Structural Systems*, P. Thoft- Chistensen (ed.), New York: Springer-Verlag, 337-384, 1988.
17. Koyluoglu, H., ve Nielsen, S. R. K., New Approximations for SORM Integrals, *Structural Safety*, 13 (1994), 235-246.
18. Zhao, Y.G. ve Ono, T., New Approximation for SORM: Part 1, *Journal of Engineering Mechanics*, 125 (1999) 1, 79-85.
19. Rosenblatt, M., Remarks on Multivariate Transformation, *Annals of Mathematical Statistics*, 23 (1969) 3, 470-472.
20. Ang, A. H. S ve Tang, W. H., *Probability Concepts in Engineering Planning and Design II*, John Wiley & Sons, New York, 1984.
21. Melcher, R. E. , Structural Reliability Analysis and Prediction, Ellis Horwood, London, 1987.
22. Bucher, C. G., Adaptive Sampling-an Iterative Fast Monte Carlo Procedure, *Structural Safety*, 5 (1988) 2, 119-126.
23. Ayyub, B M. ve Lai, K.L. Selective Sampling in Simulation-Based Reliability Assessment. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 46 (1991) 2, 229-249.
24. Ugral, A.C. ve Fenster, S.K., Advanced Strength and Applied Elasticity, The SI Version, Edward Arnold, London, 1981.

UMTİK 2002 ve MDM 2002 KONGRELERİ

Abdülkadir Erden

Prof.Dr. Makina Mühendisliği Bölümü ODTÜ

Onuncu Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi (UMTİK 2002) ve Altıncı Mekatronik Tasarım ve Modelleme Kongresi (MDM 2002) 4-6 Eylül 2002 tarihinde Ürgüp'te Hotel Perissia'da toplanmıştır. Her iki kongrenin tarihinde ilk olarak kongreler ortaklaşa düzenlenmiş, UMTİK ilk kez, MDM ise ikinci kez ODTÜ dışında toplanmıştır. Kapadokya bölgesinin zengin kültürel ve tarihi özellikleri nedeni ile kongrelere katılanlar renkli günler geçirmişlerdir. Ortak kongre yemeğinden sonra gidilen, ve kaya içine oyulmuş bir restoranda yapılan sema ve folklor gösterileri büyük ilgi görmüştür.

UMTİK (Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongreleri) ilk olarak Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Makina Tasarım ve İmalat araştırma Merkezi (MATİMAREN) tarafından başlatılmıştır. İlk kongre 1984 yılında yapılmış ve bunu iki yılda bir yapılan diğerleri izlemiştir. Başlangıçta, kongreler ulusal düzeyde ve Türkçe düzenlenmesine rağmen, Türkiye dışındaki ülkelerden katılım giderek artmıştır. UMTİK'92'den sonra, UMTİK kongrelerinin uluslararası düzeyde ve iki dilde (Türkçe ve İngilizce) düzenlenmesine karar verilmiştir.

MDM (Mekatronik Tasarım ve Modelleme kongreleri) ilk olarak TÜBİTAK MODİSA araştırma merkezi tarafından, uluslararası düzeyde, Türkçe ve İngilizce lisanlarında 1993 yılında çalıştay olarak başlatılmıştır. Mekatronik ve ilgili alanlarda Avrupa'daki öncü kongrelerden birisidir. MDM, MODİSA araştırma merkezinin kapanmasından sonra ilgili ODTÜ öğretim üyelerince sürdürülmüş, son yıllarda Atılım ve Bilkent Üniversitelerinden ilgili öğretim üyeleri de düzenlemeye katılmışlardır.

UMTİK ve MDM düzenleme kurulları, her iki konferanstaki konuların önemli derecede örtüşmesi nedeni ile, 2002 yılında yapılması gereken UMTİK ile beraber 2003 yılında yapılması planlanan MDM kongresini de aynı mekanda paralel toplantılar olarak düzenlemeye karar vermişlerdir. Böylece her iki kongre katılımcılarının bir çok ortak konuyu paylaşım tartışabileceği düşünülmüştür.

Kongrelerin duyurularına çoğunluğu yurtdışından olmak üzere 100'ü aşkın bildiri önerisi gelmiştir. Gelen bildirilerin tümü hakemler ve editörler

tarafından değerlendirilmiştir. Gerek içerik gerekse format açısından yüksek bir nitelik sağlanmasına çalışılmıştır. Bazı bildiri önerileri çeşitli nedenlerle kabul edilmemiş, kongre programına alınan 79 bildirinin 73'ü bildiri kitabında basılmıştır. Daha sonra bazı bildiriler kabul edilmelerine rağmen, yazarlarının kongreye kayıt yaptırmamaları nedeni ile kongre programından çıkarılmış, kongre programına toplam 68 bildiri alınmıştır. Bu bildirilerden 5 adeti çeşitli nedenlerle sunulamamış, 63 bildiri yazarları tarafından sunulmuştur. Kongrelere toplam 82 kişi kaydolmuştur. Bunlardan 32 adedi MDM'ye, 50 adedi ise UMTİK'e kaydolmuşlardır. İlk yazarlarına göre bildirilerin ülkelere göre dağılımı çizelgede verilmiştir. Bu çizelgedeki değerler önceki yıllarda gözlemlenen dağılım ile karşılaştırıldığında, Türkiye'den katılımın giderek azaldığı ve her iki kongrenin de uluslararası niteliklerinin daha ön plana çıktığı anlaşılmaktadır. Türkçe bildiri sayısının çok azalması da, Türkiye'deki araştırmacıların Türkiye dışına açılma çabalarının bir yansıması olarak yorumlanabilir. UMTİK ve MDM kongreleri kendi gelirleri ile varlıklarını sürdürebilen kongrelerdir. Bu yıl da kongeler sınırdan bir bütçe ile tamamlanmıştır. Bütçeye Tübitak katkısı ise UMTİK için %11.8, MDM için % 10.5 olmuştur.

UMTİK ve MDM kongrelerinin bu ilk ortak toplantısında, Makina Tasarım ve İmalat konuları ile Mekatronik Tasarım ve Modelleme konularında bir sunuş ve tartışma ortamı kurulmuş, kongrelerin konu yelpazeleri içinde zaten varolan geniş örtüşme alanı nedeni ile toplantılar sırasında konu ve katılım bazında ayrışma yaşanmamıştır. Bu ortam değişik disiplinlerin çağdaş disiplinlerarası yaklaşım ölçütü içinde çok olumlu karşılanmıştır.

UMTİK kapsamında sunulan 39 İngilizce bildiriden 24 adeti yurtdışından gelmiştir. Bu bildiriler konu bazında gruplandırıldığında; CAD, Üretim sistemleri, Gerilme analizi, Tasarım uygulamaları ve Makina elemanları hesaplamaları önde gelmektedir. 6 adet Türkçe bildiri de daha çok Makina elemanları hesaplama yöntemleri, bir bildiri Tasarım, bir bildiri de Üretim mühendisliği konularındadır. MDM kapsamında ise Sistem modellemesi, Robot (özellikle gezer robot) tasarımı ve modellemeleri ile ilgili bildiriler öne çıkmaktadır.

Çağdaş makinaların teknolojik özellikleri irdelendiğinde giderek daha akıllı ve robotik nitelikler içeren tasarımların yaygınlaştığı gözlemlenmektedir. Bu teknolojik eğilim ve gelişme süreci, alışılmış mühendislik tasarım ve üretim teknikleri ile beraber yeni yaklaşımların da daha çok kullanımını gerektirmektedir. Mekatronik teknoloji bu çağdaş sürecin sorunlarına yanıt vermek üzere gelişen ve mühendislik dünyasında yer bulan bir yaklaşımdır. UMTİK ve MDM kongrelerinin birlikte yapılması ile, ilgi alanları aynı, yaklaşımları benzer olan, makina mühendisliği tasarım ve üretim konuları ile, mekatronik tasarım ve modelleme konularının aynı ortama taşınarak güncel gelişmelerin

tartışılmasının, önemli bir gelişme olacağı düşünülmüştür. Toplantıların sonunda edinilen izlenim bu düşüncenin tamamen doğru, ve sürdürülmesi gereken bir yaklaşım olduğu yönündedir.

Kongrelerin düzenleme kurullarının genel izlenimi olarak; kongrelerin ODTÜ dışında bir mekanda düzenlenmiş olması çok olumlu olmuştur. Bu durum katılım sayısına ve sunulan bildiri oranına olumlu bir şekilde yansımıştır.

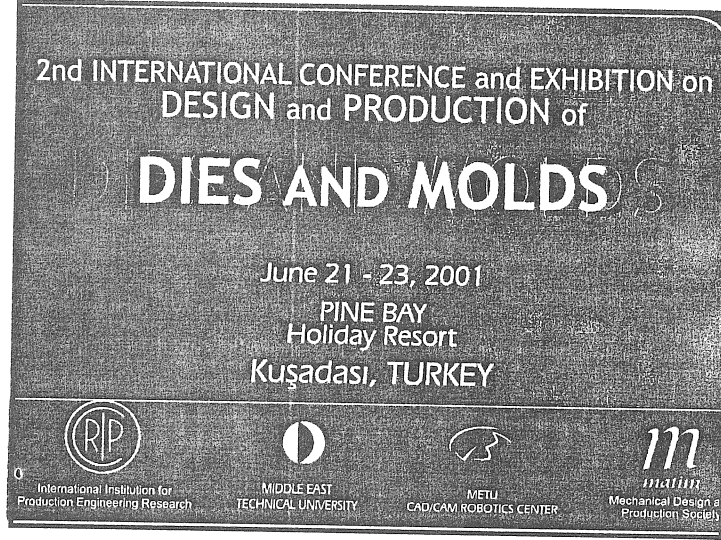
İlk Yazarlara Göre Bildirilerin Dağılımı

Ülke	Türkçe		İngilizce		Toplam	
	UMTIK	MDM	UMTIK	MDM	UMTIK+	MDM
Azerbaycan				1	1	
Bulgaristan				2	2	
Hırvatistan			2		2	
Mısır			2		2	
Almanya			1		1	
Macaristan			3		3	
İtalya			2		2	
Japonya			3	1	4	
Kazakistan			1		1	
Hollanda			2		2	
Portekiz			1	2	3	
Romanya			3		3	
Slovakya			1		1	
KKTC				1	1	
Türkiye	7	6	16	14	43	
ABD			1		1	
TOPLAM	7	6	39	21	46	27
	13		60		73	

2nci Uluslararası Kalıp ve Model Tasarım ve İmalatı Kongresi ve Sergisi

Bilgin Kaftanoğlu

Prof.Dr. Makina Mühendisliği Bölümü ODTÜ



ODTÜ BİLTİR Merkezi, MATİM ve CIRP ortak organizasyonu ile düzenlenen 2. Uluslararası Kalıp ve Model Tasarım Kongresinde ve Sergisinde konu ile ilgili Son gelişmeler ve teknolojiler tartışıldı. Uluslararası uzmanların yanı sıra sanayimizin temsilcilerinin de katıldığı kongre canlı geçti ve bu sektörümüze uluslararası bir boyut kattı.

Bu kongrenin ilkinin hazırlık çalışmaları 1995 li yıllara gider. ODTÜ Makina Mühendisliği ve Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat, Robotik (BİLTİR) Merkezi Öğretim Üyeleri ile Türkiye Makina Tasarım ve İmalat (MATİM) Derneği yöneticileri bir araya gelerek ülkemizde yeterli bilimsel ve teknolojik düzeye kavuşmamış olan kalıp ve model tasarım ve imalat konusunda destek vermek üzere bir uluslararası kongre düzenlemeyi kararlaştırdılar. Bu düşüncelerini uluslararası imalat araştırmaları konusunda bir lider örgüt olan CIRP ile paylaştıklarında böyle bir kongre düzenlenmesi halinde CIRP tarafından da destekleneceği bilgisini aldılar. Bu destek ve teşvikler doğrultusunda ilk kongrenin sanayimizin en yoğun olduğu İstanbulda, Haziran 1997 yılında yapılması kararlaştırıldı. Perşembe akşamı bir resepsiyonla başlayan kongre takip eden iki gün boyunca dört paralel oturumla

davam etti ve 65 bildiri sunuldu. Bu kongre için Princess Hotel salonları ve tesisleri kullanıldı. 17 gelişmiş ülkeden Üniversite ve Sanayi sektörlerinden

en seçkin uzmanlar da dahil 200 kişi kongreye katıldı. Ayrıca 11 firma da sergide yer aldı. Firmalar arasında Bilgisayar Destekli Tasarım ve İmalat Yazılım, Hızlı prototipleme gibi ileri teknoloji alanlarını temsil edenlerin yanısıra kalıp ve model üreticileri de bulunuyordu. Bildiriler yayınlanan kongre kitabında yer aldı. Katılımcılar arasında yapılan bir anket kongrenin başarılı olduğunu ve üç dört yılda bir tekrarlanmasının yararlı olacağını gösterdi. Bunun üzerine organizasyon komitesinin de bu yönde görüşlerini alarak 21-23 Haziran, 2001 tarihinde ikinci kongrenin düzenlenmesini kararlaştırdı. Bu defa kongre yerinin gene yoğun bir sanayi bölgesi olan İzmir-Manisa eksenine yakın ve uluslararası ulaşım elveren ve uygun olanaklar sağlayan Kuşadası Pine-bay oteli olarak seçilmesi benimsendi. İkinci kongreyi de ODTÜ-BİLTİR, MATİM ve CIRP destekleme kararı aldı. Ayrıca sanayi çevrelerinden de katkı sağlandı.

21 Haziran 2002'de Efes antik şehri kütüphanesinde bir resepsiyon yemeği ile başlayan kongreye 16 ülkeden 140 kişi katıldı. Ülkemizde yaşanan ekonomik kriz yüzünden yerli katılımcıların sayısı biraz düşük olmasına rağmen uluslararası katılım iyi düzeydeydi. Kongre üç paralel oturum ile iki gün devam etti ve 50 bildiri sunuldu. Bildiriler katılımcılara dağıtılan CD lerde yer aldı. Bu kongreye ayrıca 17 adet sergi katılımı oldu. Uluslararası ve ulusal firmalar daha çok Bilgisayar Destekli Tasarım, İmalat, CNC, hızlı prototipleme,

yazılım v.b. ileri teknoloji alanlarını kapsıyordu. Ayrıca isteyen firmalar kendi ürünleri ile ilgili seminerler verebildi. İkinci kongremizini de başarılı geçmesi nedeni ile katılımcıların arzusu paralelinde bu kongrenin sürekli olması benimsendi. Ayrıca Japon katılımcılardan gelen ilginç bir teklifle de bir sonra yapılacak kongremizde onların ilgili bir kongresinin de Türkiye’de birlikte yapmaya karar verdik. Üçüncü kongremiz Haziran 2004’de Bursa’da yapılacaktır.

Kongrenin Katkıları ne Olabilir?

Birincisi ve ikincisi yapılmış olan kalıp ve Model Tasarım ve İmalat Kongrelerini aşağıdaki yararları getirdiği inancındayız:

- Bu alanda çalışan araştırmacıları ve uygulamacıları bir araya getirmek.
- Uluslararası düzeyde uzmanların bilgilerini ülkemiz sanayisine aktarmak.
- Yerli sanayi ve araştırma olanaklarımızı yurt dışına tanıtmak.

- Yurt içi üniversite-sanayi işbirliği’ne katkıda bulunmak
- Mühendislik öğrencilerine konuyu tanıma fırsatı vermek.
- Yerli ve yabancı katılımcılar arasında ortak projeler ve girişimler başlatılmasına yardımcı olmak.

Kongremizin katkıları yukarıda değindiğimiz yararların ötesine de gittiği açıktır. Bu konuda bilgi almak ve önerilerini iletmek isteyenlerin aşağıda elektronik iletişim olanaklarını kullanabilirler.

Web-sitesi: www.me.metu.edu.tr/diemold

E-mail: bilgink@metu.edu.tr

YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE BİLİMSEL ETKİNLİKLER

KONGRE ADI

TARİH

YAZIŞMA ADRESİ

6th International Tribology
Conference, AUSTRIB 2002

2 – 5 Aralık, 2002
Perth, Western Australia

Conference Manager AUSTRIB'02, Tribology
Laboratory, Dept. of Mechanical & Materials
Engineering, University of Western Australia, 35
Stirling Highway, Crawley, Western Australia 6009.
Tel: +6189380 1858; Fax: +6189380 1024;
E-mail: austrib@mech.uwa.edu.au;
Website: www.mech.uwa.edu.au/AUSTRIB2002

2002 7th International
Conference on Control
Automation Robotics & Vision
(ICARCV 2002)

03 - 06 Aralık, 2002
TBC, Singapore

Ms. Merlin Toh
ICARCV 2002 Secretariat
Conference Mgmt Centre/CCE
Nanyang Technological Univ.
Admin. Annex Bldg. #04 06
42 Nanyang Ave., 639815, SINAGPORE
(+65 790 4723,
+65 793 0997 (Fax)
icarcv2002@ntu.edu.sg
<http://www.ntu.edu.sg/eee/icarcv/>

EUCHEM Conference on
Molecular Tribology

7-11 Aralık 2002
Marsta, Sweden

"Molecular Tribology", The Swedish National
Committee for Chemistry, Wallingatan 24 3 tr, SE-
111 24 Stockholm, Sweden.
Tel: +46(0)8 411 52 60/80
Fax: +46(0)8 10 66 78;
e-mail: anna@chemsoc.se.

2002 41st IEEE Conference on
Decision and Control

10 - 13 Aralık, 2002
Rio Suite Hotel
Las Vegas, NV

Prof. Umit Ozguner
Ohio State University
2015 Neil Ave.,
Columbus, OH 43210
(+1 614 292 5940,
+1 614 292 7695 (Fax)
ozguner.1@osu.edu

All for Papers Abstract Deadline: 15 Ocak 2003

Mail : İstanbul 2003
Boğaziçi University 80815 Bebek-İstanbul-Turkey
Email: istanbul2003@boun.edu.tr
Phone: 90 (212) 257 50 37
Fax: 90 (212) 265 18 00
URL: www.istanbul2003.org

4th International Conference on
Metal Cutting and
High Speed Machining

19 – 21 Mart 2003
Hotel Maritim
Darmstadt

Dipl.-Ing. C.v. Gyldenfeldt
Phone: +49 (0) 6151 16 6620
Ellen Schulz
Phone: +49 (0)6151 16 3356
Fax: +49 (0)6151 16 3356
www.ptw.maschinenbau.tu-darmstadt.de/ICMC
Mail: ICMC@ptw.tu-darmstadt.de

KONGRE ADI**TARİH****YAZIŞMA ADRESİ**

14th International Conference on
WEAR OF MATERIALS

30 Mart – 3 Nisan 2003
Renaissance Hotel Washington DC
USA

Sue Stewart WOM 2003 Editorial office 4 Manor
Farm Barns, Church Lane, Charlton-on-Otmoor,
Kidlington, Oxon OX5 2UA, UK.
E-mail: sue.stewart2@btopenworld.com
Web: <http://www.elsevier.com/locate/wom>
Tel: +44(0)1865 331839

10th International Conference on
Sheet Metal

14-16 Nisan 2003
University of Ulster

Mrs Sharon Adams
Conference and Professional Development Unit
University of Ulster, Jordanstown Campus
NEWTOWNABBEY
Con Antrim BT37 0QB
Northern Ireland, UK
Tel : +44 (0) 28 9036 6680
Fax : +44 (0) 28 936 6060
E-mail : cpdu@ulster.ac.uk
Web: <http://www.engj.ulst.ac.uk/shmet2003/>

ICRA03
IEEE International Conference on
Robotics and Automation

12 – 17 Mayıs, 2003
Taipei, Taiwan

Website: <http://icra2003.org>

ICM9, Ninth International
Conference on the
Mechanical Behaviour
of Materials

18-22 Mayıs 2003
Haifa, Israel

ICM9 Secretariat, PO BOX 50006,
Tel Aviv 61500, Israel.
E-mail: icm9kenes.com
Web: www.kenes.com/icm9

The 36th Cirp International
Seminar on Manufacturing
Systems
Progress in Virtual
Manufacturing Systems

03-05 Haziran 2003,
Saarland University, Saarbrücken,
Germany

Universität des Saarlandes
CIRP Program Committee
Prof. Dr.-Ing. H. Bley
Lehrstuhl für Fertigungstechnik/CAM
Postfach 15 11 50
66041 Saarbrücken, Germany
e-mail: cirp-isms2003@cam.uni-saarland.de
Phone: +49-681 / 302-3210
Fax: +49-681 / 302-4372

Third International Conference on
Acoustics 2003

16-18 Haziran 2003
Cadiz, Spain

Conference Secretariat, Acoustics 2003, Wessex
Institute of Technology, Ashurst Lodge, Ashurst,
Southampton SO407AA, UK
Tel: +44(0) 238 029 3223
E-mail: wit@wessex.ac.uk
Internet: www.wessex.ac.uk

2nd MIT Conference on
Computational Fluid and Solid
Mechanics

17-20 Haziran 2003
Massachusetts, USA

Professor K. J. Bathe, Massachusetts Institute of
Technology, Room 3-356, 77 Massachusetts
Avenue, Cambridge MA 01239, USA.
Tel.: (617) 253 6645
E-mail: kjb@mit.edu
Web: www.secondmitconference.org

10th International Conference on
Pressure Vessel Technology

7 – 10 Temmuz, 2003
Vienna, Austria

Institute for Pressure Vessel & Plant Technology,
Gusshausstr. 30/329, A-1040 Vienna, Austria.
Fax: +43 15041588;
E-mail: sekretariat+e329@tuwien.ac.at;
Website: <http://info.tuwien.ac.at/IAA/>

KONGRE ADI

TARİH

YAZIŞMA ADRESİ

Tenth International Conference
on Pressure Vessel Technology

7-10 Temmuz 2003
Vienna, Austria

Institute for Pressure Vessel & Plant Technology,
Gusshausstr. 30/329, A-1040 Vienna, Austria
Fax +43 1 504 1588
E-mail : sekretariatre329@tuwien.ac.at

Ti-2003
10th World Conference on
Titanium

13-18 Temmuz 2003
CCH-Congress Center Hamburg,
Germany

Dr. P.P. Schepp Ms. P. Von der Bey Ti-2003
Conference Secretariat c/o Deutsche Gesellschaft für
Materialkunde Hamburger Allee 26 60486 Frankfurt,
Germany
Tel : (+49)69 7917 747
E-mail : ti-2003@dgm.de
Website: www.ti-2003.dgm.de

7th International Conference on
Mechanical and Physical
Behaviour of Materials Under
Dynamic Loading

8-12 Eylül 2003
Portugal

DYMAT 2003 Departamento de Engenharia
Mecanica POLO 2- Pinhal de Marrocos 3030
COIMBRA PORTUGL
e-mail : dymant2003@dem.eu.pt

World Tribology Congress 2005

15-16 Ekim 2005
Washington, DC, USA

Mr. Edward Selek, 840 Busse Highway Park Ridge,
IL 60068-2376, USA.
Tel. : +1 847 825 5536 ;
e-mail : esalk@stle.org ;
URL: <http://www.stle.org>

International
Conference on Erosive
And Abrasive Wear II
ICEAW II (incorporating
ELSI X)

22-25 Eylül 2003
Churchill College, Cambridge, UK

Nina Woods
ICEAW II Conference Secretariat
Elsevier Science
The Baulevard
Langford Lane Kidlington
Oxford, OX5 1 GB, UK
Tel : +44 (0) 1865 843297
Fax : +44 (0) 1865 843958
E-mail : n.wods@elsevier.com
Or use the website
www.iceaw.com

Fourth International Conference
on Tribology of Information
Storage Devices

1-3 Aralık 2003
Monterey, USA

E-mail : sm.wilkinson@elsevier.com
Web: <http://www.elsevier.com>

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. Yayımlanan 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 geçirecek 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, METU, 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 değerlendirmesini 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.

Hakem değerlendirmesi için makaleler, biri orijinal olmak üzere dört basılmış kopya ile birlikte bir de elektronik kopyası Makina Tasarım ve İmalat Derneği Yayın Kurulu'na bir başvuru formu ile gönderilmelidir. Bu başvuru formu <http://www.me.metu.edu.tr/matim> sayfasından bulunabilir.

Yazarlar, yayımlanma kabulünü takiben makalenin en son halini elektronik ve bir basılmış kopya olarak göndermelidir. Elektronik kopya makalenin basılmış halinin aynısı olmalıdır. Kelime-işlemci olarak Windows işletim sisteminde çalışan MS Word program paketi kullanılmalıdır. Makalenin kaydedildiği disket/CD veya e-mail kullanılan kelime-işlemci paket programı ve sürümü belirtilerek gönderilmelidir.

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 mutlaka yazılmalıdır. Bu konuda istenirse dergi Yayın Kurulu yardımcı olabilir.

Makalenin ana kısmında makalenin amacından söz edildikten sonra bir mantık zinciri içinde sorun tanımlanmalı, 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 satırda devam edilmelidir.

Matematiksel Bağıntılar

Matematiksel bağıntılar, daktilo ile veya elle 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 daktilo 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 siyah mürekkep ile, düzgün ve yeterli çizgi kalınlığında aydın ve beyaz bir kağıda çizilmelidir. Her şekil A4 boyutunda ayrı bir sayfada olmalıdır. 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 parlak sert (yüksek kontrastlı) fotoğraf kağıdına basılmalıdır. Ayrıca şekiller için verilen kurallara uyulmalıdır. Özel koşullarda renkli resim baskısı yapılabilecektir.

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 daktilo ile A4 kağıdının tek yüzüne, iki aralıklı olarak yazılmalı ve sayfa kenarlarına yeterli kadar boşluk bırakılmalıdır. Şekillerin orijinaleri de dahil olmak üzere makale üç kopya gönderilmelidir.

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, çeviriden doğacak sorumluluk ise çevirene aittir.

YAZIŞMALAR

Belirtilmemesi durumunda konuyla ilgili yazışmalar birinci yazarın adresine gönderilir.