

CİLT 8 SAYI 2 ARALIK 1993 ISSN 1019-1011
VOL NO DECEMBER

İÇİNDEKİLER
(CONTENTS)

- Hidrolik Yön Kontrol Valflerinde Piston Tasarımı II-Radyal Kuvvet Analizi
Spool Design in Hydraulic Directional Control Valves II-Analysis of Lateral Forces
Erdem KOÇ, Alper YATÇI, Betül ÖZDEMİR.....1
- Beş Delikli Küresel Pitot Tüpü ile Laminar ve Türbülanslı
Akış Karakteristiklerinin Ölçülmesi
*Measurement of Laminar and Turbulent Flow Characteristics
by a Five-Hole Spherical Pitot Tube*
Beşir ŞAHİN, Erdem KOÇ.....13
- Ring İplikçiliğinde Verimliliği Etkileyen Parametreler
The Parameters That Affect Productivity in Ring Spinning Frames
Yaşar KARAKAYA.....27
- Ignition Delays of Fuels Used in Compression Ignition Engines
Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda Kullanılan Yakıtların Tutuşma Gecikmeleri
Zafer DÜLGER.....39
- Fırat Havzasında Bulunan Doğal Yapı Taşlarının Bazı Fiziksel
Özelliklerinin Araştırılması
*A Research on the Physical Features of the Natural Building Materials
Available in Fırat Basin*
Yaşar BİÇER, Vedat TANYILDIZI, Dursun PEHLİVAN, Şükrü YILDIRIM.....53
- Dişli Pompa ve Motorlarda Dişli Elastik Deformasyonları ve
Sistem Performansına Etkileri
*Gear Elastical Deformations in Gear Pumps and Motors and
Their Effects on System Performance*
Erdem KOÇ, Fazıl CANBULUT61
- Endüstriyel Otomasyonda Tek Nokta Mesnetli İtme Modeli
A Model for Pushing with Single Point of Support in Industrial Automation
İbrahim UZMAY, Şükrü ŞU79
- Denge Bacası Salınımının Bilgisayar ile Hesabı
Computer Aided Analysis of Surge Chamber Oscillation
Bülent SELEK, M.Salih KIRKGÖZ, Zeliha ÖZCAN.....87

ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK-MİMARLIK FAKÜLTESİ
DERGİSİ

Sahibi

Prof.Dr. Aziz ERTUNÇ
Çukurova Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dekanı

Editör

Mesut ANIL

YAYIN KURULU

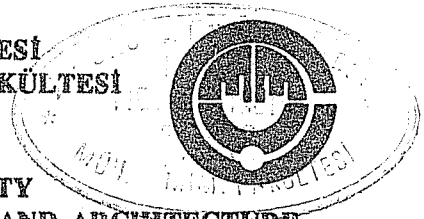
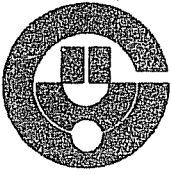
Mesut ANIL Cengiz DÜNDAR
Fikret İŞLER Beşir ŞAHİN
Yusuf GÜRÇİNAR

YAZI İNCELEME KURULU (Editorial Board)

Nur AKIN (İ.T.Ü.)	Orhan AKSOĞAN (Ç.Ü.)
Fazlı ARSLAN (K.T.Ü.)	Mustafa ARSLANER (K.T.Ü.)
Ahmet AYHAN (S.Ü.)	Teoman AYHAN (K.T.Ü.)
Fevzi BİNGÖL (F.Ü.)	Atila BOZACI (İ.T.Ü.)
Gürel ÇAM (G.Ü.)	Ataman DEMİR (M.S.Ü.)
Tuncay EGE (G.Ü.)	Ayhan ERLER (O.D.T.Ü.)
İlhan ERHAN (M.S.Ü.)	Veysel EROĞLU (İ.T.Ü.)
Okay EROSKAY (İ.Ü.)	Aziz ERTUNÇ (Ç.Ü.)
Mehmet ERBİL (Ç.Ü.)	Feyyaz ERPİ (D.A.Ü.)
Hünay EVLİYA (Ç.Ü.)	Ergun GEDİZLIOĞLU (İ.T.Ü.)
M.Yılmaz GÜRLEYİK (K.T.Ü.)	Cahit HELVACI (D.E.Ü.)
M.Baki KARAMIŞ (E.Ü.)	Erdal KEREY (F.Ü.)
Erhan KIRAL (Ç.Ü.)	Salih KIRKGÖZ (Ç.Ü.)
Muhammet KÖKSAL (G.Ü.)	Engin MERİÇ (İ.Ü.)
İ.Kutay ÖZAYDIN (Y.Ü.)	Işık ÖZPEKEL (İ.T.Ü.)
Kazım PIHTILI (F.Ü.)	Osman Kamil SAĞ İ.T.Ü.)
Yusuf TATAR (F.Ü.)	Selçuk TOKEL (K.T.Ü.)
Bedri TUNÇ (G.Ü.)	Gökhan UZGÖREN (İ.Ü.)
İbrahim UZMAY (E.Ü.)	Sami YILBAŞ (E.Ü.)
Yücel YILMAZ (İ.T.Ü.)	Hüseyin YURTSEVER (G.Ü.)

YAZIŞMA ADRESİ:

Ç.Ü.Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Dergi ve Yayın Kurulu Başkanlığı
011330 Balcalı/ADANA
Tel: 326357 Fax: 326126



CİLT 8
VOL

SAYI 2
NO

ARALIK 1993
DECEMBER

ISSN 1019-1011

İÇİNDEKİLER
(CONTENTS)

Hidrolik Yön Kontrol Valflerinde Piston Tasarımı II-Radyal Kuvvet Analizi
Spool Design in Hydraulic Directional Control Valves II-Analysis of Lateral Forces
Erdem KOÇ, Alper YATÇI, Betül ÖZDEMİR.....1

Beş Delikli Küresel Pitot Tüpü ile Laminar ve Türbülanslı
Akış Karakteristiklerinin Ölçülmesi
*Measurement of Laminar and Turbulent Flow Characteristics
by a Five-Hole Spherical Pitot Tube*
Beşir ŞAHİN, Erdem KOÇ.....13

Ring İplikçiliğinde Verimliliği Etkileyen Parametreler
The Parameters That Affect Productivity in Ring Spinning Frames
Yaşar KARAKAYA.....27

Ignition Delays of Fuels Used in Compression Ignition Engines
Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda Kullanılan Yakıtların Tutuşma Gecikmeleri
Zafer DÜLGER.....39

Fırat Havzasında Bulunan Doğal Yapı Taşlarının Bazı Fiziksel
Özelliklerinin Araştırılması
*A Research on the Physical Features of the Natural Building Materials
Available in Fırat Basin*
Yaşar BİÇER, Vedat TANYILDIZI, Dursun PEHLİVAN, Şükrü YILDIRIM.....53

Dişli Pompa ve Motorlarda Dişli Elastik Deformasyonları ve
Sistem Performansına Etkileri
*Gear Elastical Deformations in Gear Pumps and Motors and
Their Effects on System Performance*
Erdem KOÇ, Fazıl CANBULUT61

Endüstriyel Otomasyonda Tek Nokta Mesnetli İtme Modeli
A Model for Pushing with Single Point of Support in Industrial Automation
İbrahim UZMAY, Şükrü SU79

Denge Bacası Salınımının Bilgisayar ile Hesabı
Computer Aided Analysis of Surge Chamber Oscillation
Bülent SELEK, M.Salih KIRKGÖZ, Zeliha ÖZCAN.....87

Ecosystem and Architectural Design <i>Ekosistem ve Mimari Tasarım</i> Faruk Yalçın UĞURLU.....	97
Eş Zamanlı Frekans Çoğullamalı Uyarım ile Elektriksel Empedans Görüntülemesi <i>Electrical Impedance Imaging with Simultaneous Frequency Multiplexed Excitation</i> M.Kemal KIYMIK.....	107
The Nonlinear Analysis of Planar Frames Composed of Flexibly Connected Members <i>Elastik Bağlı Çubuklardan Oluşan Düzlemsel Çerçevelerin Nonlineer Analizi</i> Orhan AKSOĞAN, Halil GÖRGÜN	117
Bilgisayar Destekli İşlem Planlamasında Uzman Sistemler <i>Expert Systems in Computer Supported Process Planning</i> Ersan ASLAN.....	131
Dairesel Mikroşerit Antenlerin Analizi <i>Analysis of Circular Microstrip Antennas</i> Kerim GÜNEY.....	145
A Microcomputer Based Waveform Analyzer for the Measurement of Bovine Artery Blood Flow <i>Sığırlarda Rahim Atardamadındaki Kan Akışının Ölçülmesi İçin</i> <i>Geliştirilen Bir Mikrobilgisayar Tabanlı Dalga Analizörü</i> Nihal Fatma GÜLER.....	161
Soya Fasulyesi Tohumlarının Rutubetinin Depolamadaki Etkileri ve Yağ Veriminin İncelenmesi <i>The Effect of the Humidity of the Soybean Seeds on the Storage and</i> <i>Investigating the Oil Yield</i> Selahattin SERİN.....	177
Motorlu Taşıtlarda Uygun Yağ Seçimi ve Ömür Faktörü <i>Lubricating Oil Selection And Life Factor For Motor Vehicles</i> Ali Osman KURBAN	183
Fındıkpınarı-Şahna-Sinap (Mersin) Bölgesinin Jeolojisi ve Krom Yatakları <i>Chromite Deposits and Geology of Fındıkpınarı-Şahna-Sinap (Mersin) Area</i> Gani ABASIKELEŞ, Servet YAMAN.....	193

HİDROLİK YÖN KONTROL VALFLERİNDE PİSTON TASARIMI II - Radyal Kuvvet Analizi

Erdem KOÇ

Çukurova Üniversitesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, Adana / Türkiye

Alper YATÇI ve Betül ÖZDEMİR

Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana / Türkiye

ÖZET: *Hidrolik yön kontrol valflerinde piston tasarımı yapılırken pistona etki eden kuvvetlerin bilinmesi gerekmektedir. Radyal (lateral) kuvvetler, piston ile silindir arasındaki radyal açıklığı (yağ film kalınlığı) belirleyen önemli büyüklüklerdendir. Bu çalışmada, yüzeyleri mükemmel paralel olmayan, konik yüzeyli pistonun yuva içinde eksenini kaçık yerleştirilmesi halinde radyal kuvvet analizi yapılmıştır. Pistonu yuva içinde bir yöne iten kuvvetin metal - metal temasına neden olacak büyüklükte olması halinde ortaya çıkacak düzgünlükler araştırılmıştır.*

SPOOL DESIGN IN HYDRAULIC DIRECTIONAL CONTROL VALVES II - ANALYSIS OF LATERAL FORCES

ABSTRACT: *The forces acting on the spools should be known in designing the spool of hydraulic directional control valves. Lateral forces are the important parameters determining the radial clearances between spool (piston) and cylinder (valve body).*

In this study, an analysis of lateral forces being effective when the tapered piston having imperfect surfaces is running misaligned in the bore has been made. The irregularities created when the lateral forces, moving the piston towards the one side of the bore, are big enough to result in metal - metal contact have been investigated.

1. GİRİŞ

Endüstriyel hidrolik devre elemanlarının kaçınılmaz parçası olan yön denetim (kontrol) valfi akışkanın doğru yönlendirilmesi ve sistem basıncına dayanıklı olması için, pistonu etki eden çalışma kuvvetleri iyi analiz edilmelidir.

Valf kademeli mili (Pistonu) üzerine etki eden çeşitli karakterli ve kaynaklı çalışma kuvvetlerinin tam olarak bilinmesi ve hesap edilmesi zorunludur. Bu kuvvetler pistonun dengeli çalışması ve fonksiyonu yerine getirmesi bakımından da son derece önemlidir. Kontrol valf pistonlarına etki eden kuvvetler, hareket doğrultusu ve çalışma eksenine göre radyal ve eksenel olmak üzere iki ana gruba ayrılabilir. Radyal kuvvetler pistonu silindir iç yüzeyine bastıracaklarından sürtünmenin artmasına dolayısıyla eksenel çalışma kuvvetlerinin büyümesine neden olacaktırlar. Eksenel kuvvetler valf pistonunun çalıştırılması ve istenilen konuma getirilmesi durumunda, tahrik mekanizması tarafından yenilmesi gereken kuvvetlerdir. Bu kuvvetlerin sürtünme kuvvetleri, daimi ve daimi olmayan akış kuvvetleri ve kütleli atalet kuvvetleri gibi bileşenleri mevcuttur.

Piston dengesini önemli ölçüde etkileyen giriş ve geri besleme kuvvetlerine ilave olarak çok değişik kuvvetler pistonu etki etmektedir. Durgun haldeki reaksiyon kuvveti, geçiş reaksiyon kuvveti, sürtünme kuvveti ve kütleli atalet kuvvetleri birbirini dengelemelidir (1, 2, 3, 4).

Bu çalışmada, konik - eksantirik valf pistonuna etki eden radyal çalışma kuvvetlerinin teorik analizi yapılmıştır. Boyutsuz geometrik parametrelerin tarifi yapılarak, değişik çalışma şartlarında pistonu etki eden radyal kuvvetin değişimi teorik olarak incelenmiştir.

2. RADYAL KUVVET ANALİZİ

Yüzeyleri paralel işlenmiş, eksen kaçıklığı olmayan bir pistonu radyal basınçlar karşılıklı birbirini dengeleyecekleri için elemana etkileyen net radyal kuvvet sıfır olacaktır. Uygulamada yüzey düzgünlükleri ve eksen kaçıklığı kaçınılmaz olduğundan, radyal basınç dağılımı parabolik karakterde olup net radyal kuvvet sıfırdan farklı olacaktır (5). Şekil-1 tipik bir konik yüzeyli eksantirik yerleşmiş pistonu göstermektedir. Eksantiriklikten dolayı pistonun bir yöne hareket ettiği ve radyal kuvvetin pistonu gövde iç yüzeyine bastıracağı görülmektedir.

Seçilen koordinat sisteminde elemanter $dx dz$ alanına etkileyen kuvvet $P dx dz$ olacaktır. Elemanter radyal genişlik dz boyunca etkileyen toplam radyal kuvvet,

$$dF = \left[P_1 - \frac{(h+t)\Delta P}{2h+t} \right] L dz \quad (1)$$

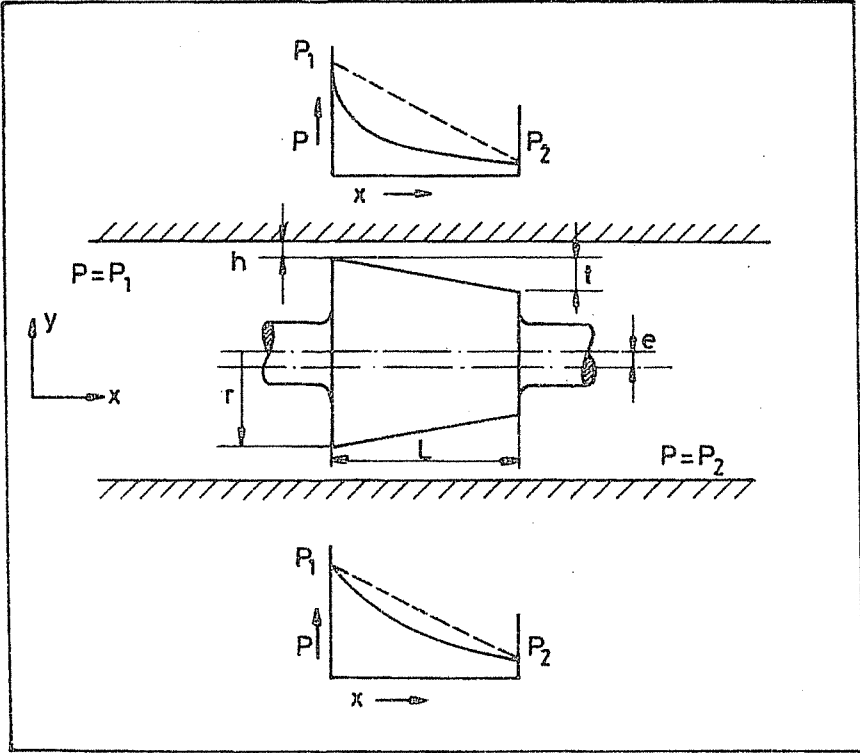
şeklinde olacaktır. Eksantiriklik yönündeki paralel kuvvet bileşeni esas olmak üzere dF 'in piston çevresi boyunca integrasyonu ile toplam radyal kuvvet,

$$dF = -L r \left[P_1 - \Delta P \frac{h+t+e \cos \theta}{2h+t+2e \cos \theta} \right] \cos \theta d\theta \quad (2)$$

olacaktır. Burada h , pistonun merkezi pozisyonda durması halinde geniş bölgedeki pistonla gövde arasındaki film kalınlığı (radyal açıklık) dır. 0 ile 2π arasında integre edilirse,

$$F = \frac{L \pi r t \Delta P}{2 e} \left[1 - \frac{2 h + t}{\sqrt{(2 h + t)^2 - 4 e^2}} \right] \quad (3)$$

elde edilir. Parantez içindeki ikinci terim 1.'den büyük olduğundan kuvvet negatif çıkacaktır. Seçilen koordinat sistemiyle kuvvet pozitif yapıp analiz boyutsuz büyüklüklerle değerlendirilmiştir.



Şekil 1. Eksantrik konik piston.

Piston yarıçapı esas alınarak (3) eşitliği boyutsuzlaştırıldığında

$$\bar{F}_1 = \frac{\bar{L} \pi \bar{t}}{2 \bar{e}} \left(1 - \frac{(2 \bar{h} + \bar{t})}{\sqrt{(2 \bar{h} + \bar{t})^2 - 4 \bar{e}^2}} \right) \quad (4)$$

şeklini alır. Burada $\bar{L} = L/r$, $\bar{t} = t/r$, $\bar{h} = h/r$, $\bar{e} = e/r$ ve $\bar{F}_1 = F / \Delta P r^2$ şeklinde boyutsuz parametrelerdir.

Piston ile cidar arasındaki minimum film kalınlığı sürtünme ve radyal kuvvetin belirlenmesinde önemli bir parametre olduğundan (3) eşitliği

$$F^* = \frac{\pi t^*}{2 e^*} \left(1 - \frac{(2 + t^*)}{\sqrt{(2 + t^*)^2 - 4 e^{*2}}} \right) \quad (5)$$

şeklinde boyutsuzlaştırılmıştır. Burada $t^* = t/h$, $e^* = e/h$ ve $F^* = F / \Delta P L r$ olarak tanımlanmıştır.

Piston ve silindir eksenleri arasındaki eksen kaçıklığı (eksantirisite) dikkate alınarak yeni boyutsuz kuvvet,

$$F^* = \frac{\pi t_1^*}{2} \left(1 - \frac{2 h^* + t_1^*}{\sqrt{(2 h^* + t_1^*)^2 - 4}} \right) \quad (6)$$

şeklinde belirlenmiştir. Burada $t_1^* = t/e$, $h^* = h/e$ ve $F^* = F / \Delta P L r$ şeklinde tarif edilen boyutsuz parametrelerdir.

Radyal izdüşüm alanı (2Lr) üzerinde etkili olan üniform basınç dağılımı P_c 'nin oluşturduğu kuvvet F_c değerlendirilerek de boyutsuz analiz genişletilmiştir. Burada pistonun geniş olan bölgesinin silindir iç yüzeyi ile temasta olduğu (metal - metal teması) andaki kuvvet F_c , basınç ise P_c olarak değerlendirildiğinde boyutsuz basınç veya kuvvet parametresi

$$F_c = \frac{\pi}{4} t^* \left(1 - \frac{2 + t^*}{\sqrt{4 t^* + t^{*2}}} \right) \quad (7)$$

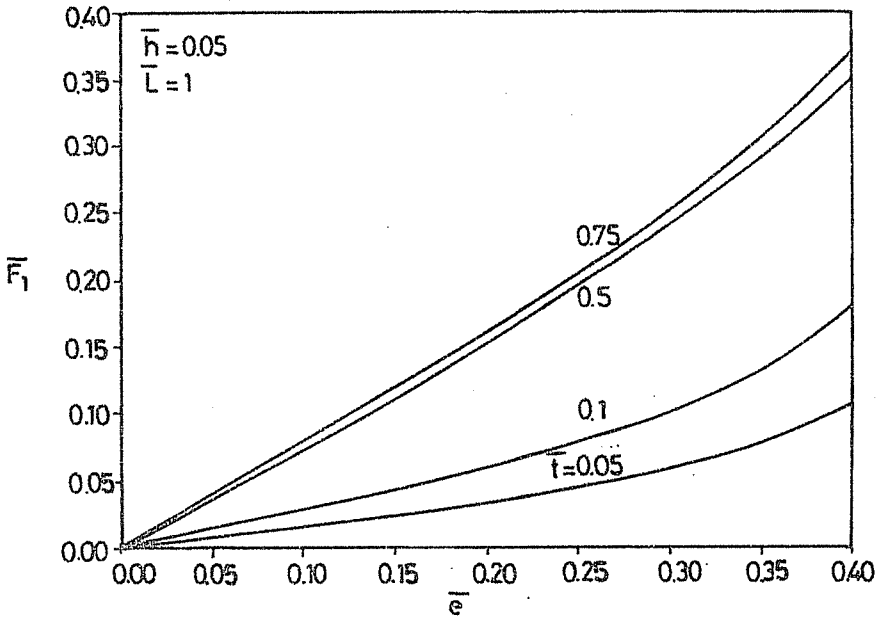
şeklinde tarif edilmiştir. Burada $e = h$ alınıp metal - metal teması anındaki koniklik $t^* = t/h$ ve boyutsuz basınç $\bar{P}_c = P_c / \Delta P$ veya kuvvet $\bar{F}_c = F_c / 2 L r \Delta P$ olarak alınmıştır. Burada $\bar{P}_c = \bar{F}_c$ olmaktadır.

3. TEORİK NETİCELER VEİRDELEME

Geliştirilen boyutsuz radyal yük ifadelerinde, boyutsuz geometrik büyüklükler ve çalışma parametreleri değiştirilerek pistonu etki eden radyal hidrolik kuvvetin değişimi araştırılmıştır.

Şekil-2, boyutsuz radyal kuvvetin değişik boyutsuz yüzey eğim (koniklik) değerlerinde boyutsuz eksen kaçıklığı ile değişimini vermektedir. Burada piston ile gövde iç yüzeyi arasındaki radyal aralık (yağ film kalınlığı) $\bar{h}=0.05$ ve boyutsuz piston uzunluğu $\bar{L}=1$ olarak alınmıştır. Boyutsuz koniklik 0.05'ten 0.75'e kadar değiştirilmiştir. Eksen

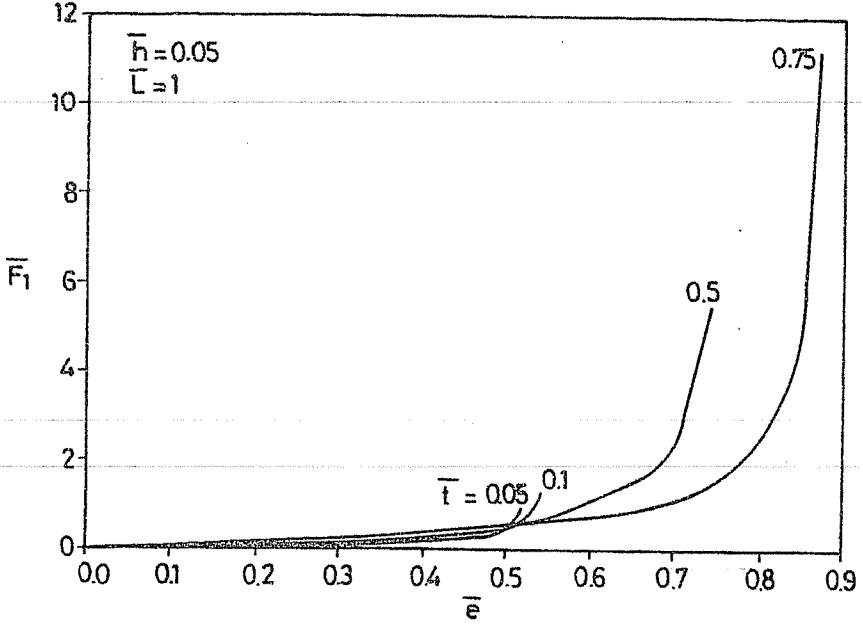
kaçıklığı 0 ile 0.4 arasında alınmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi seçilen parametreler etkisinde kuvvet lineer davranışa uygun artış göstermektedir. Boyutsuzlaştırmalar piston geniş bölgesi yarıçapına göre yapılmış olduğundan, seçilmiş bir yarıçapta \bar{e} ve \bar{t} 'nin artması boyutlu eksantrisite ve konikliği artırmaktadır. Büyük eksantrisitede piston silindir iç yüzeyine yaklaşmakta ve film kalınlığı azalmaktadır. Etki eden radyal kuvvet pistonu cidara yaklaşıtrıcı veya eksantrisiteyi artırıcı etki yapmaktadır. Büyük koniklikte büyük radyal kuvvetler oluşmaktadır.



Şekil 2. Radyal kuvvetin eksen kaçıklığı ile değişimi.

Eksantrisitenin olmaması durumunda, piston silindir boşluğu içinde eksenleri çakışık (konsantrik) çalışacağından toplam radyal yük sıfır olacaktır. $\bar{e}=0.3$ ve $\bar{t}=0.75$ boyutsuz geometrik büyüklüklerde boyutsuz radyal yük $\bar{F}_1 = 0.27$ olmaktadır. Bu yük, pistonun ön ve arka yüzündeki $\Delta P=100$ bar'lık basınç farkında $r=20$ mm yarıçapındaki bir pistonun 1080 N'luk bir radyal yüke tekabül etmektedir. Basınç farkı ve yarıçapın büyümesi radyal yükte, hidrolik kilitlenmeye de neden olabilecek büyüklükte artış doğuracaktır.

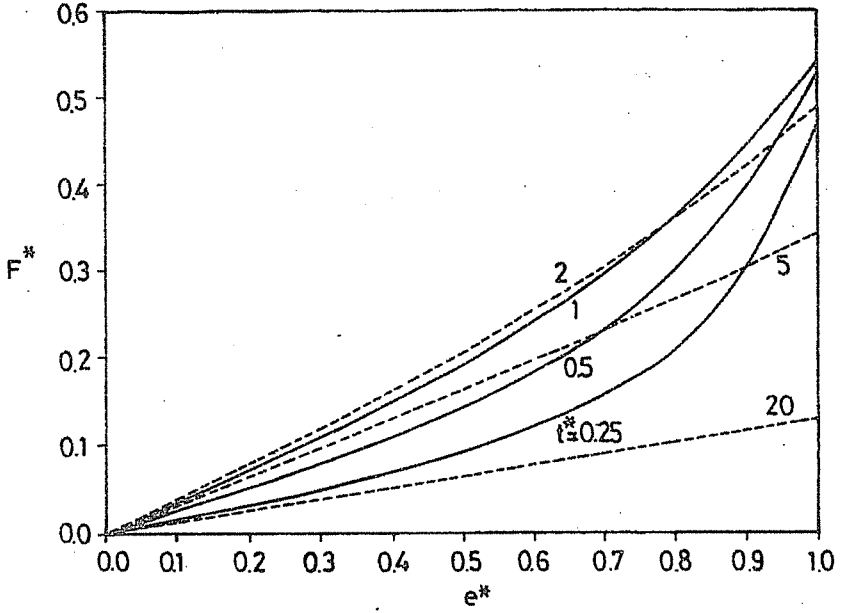
Eksantriklik ve yüzey eğimi geometrik olarak sınırlamalar doğurduğu için erişilebilecek sınır değerleri görebilmek amacıyla şekil-3'teki değişim elde edilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi küçük eğimlerde eksen kaçıklığı limiti küçük, büyük eğimlerde ise daha büyük olmaktadır. Belirlenen eksantriklikten sonra metal-metal teması kaçınılmaz olmaktadır. Büyük eksen kaçıklıklarında yükte, 10 hatta 20 katı artışlar gözlenmektedir. Tasarım açısından bu sınır değerlerin dikkatli seçilmesi zorunludur.



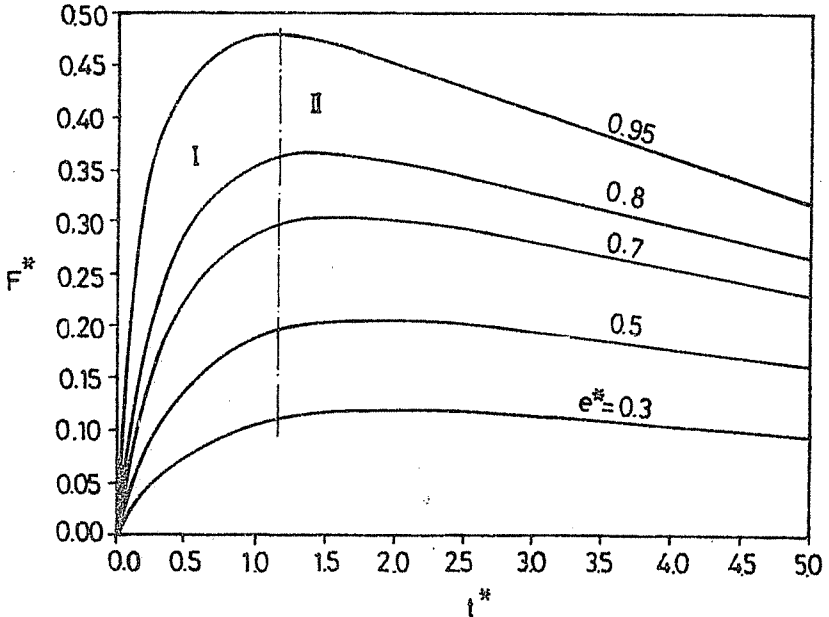
Şekil 3. Radyal kuvvetin eksen kaçıklığı ile değişimi.

Boyutsuzlaşturmaların film kalınlığına göre yapılması halindeki piston davranışı şekil - 4' de verilmiştir. Burada eksen kaçıklığı 0 - 1 arasında değiştirilmiş ve boyutsuz koniklik 0.25 ile 20 arasında alınıp yük değişimi araştırılmıştır. Konikliğin daha küçük değerlerinde eksen kaçıklığının belirli değerinden sonra yükte hızlı bir artış gözlenmiştir. Konikliğin artışı yükü artırmıştır. Konikliğin 1' den daha büyük değerlerinde yükte azalma görülmüştür. Boyutsuz eksen kaçıklığı yine yükte artırıcı etki yapmıştır. Boyutsuzlaşturmalarda h kullanıldığından seçilen bir film kalınlığında t^* 'in artışı boyutlu konikliği de artırmakta olduğundan yükte azalma gözlenmiştir. Çok büyük koniklik değerlerinde yük eksen kaçıklığı ile lineer değişim göstermiştir.

Radyal yükün koniklikle değişimini görebilmek için analiz genişletilmiş ve elde edilen sonuçlar şekil - 5' te verilmiştir. Burada boyutsuz eksen kaçıklığı 0.3 - 0.95 arasında alınmış, boyutsuz koniklik ise 0' dan 5' e kadar değiştirilmiştir. Bütün eksen kaçıklıklarında konikliğin belirli bir değerine kadar kuvvet koniklikle artmakta, bu değerden sonra ise küçük eksen kaçıklıklarında (0.5 ve daha küçük) hemen hemen sabit olmakta, büyük eksen kaçıklıklarında koniklikle azalmaktadır. Sınır bölgesi olarak yaklaşık $t^* = 1.5$ alındığında şekilde I bölgesi kuvvetin arttığı, II bölgesi ise azaldığı veya çok az değiştiği bölgeyi karakterize etmektedir. Esas olan kuvvetin çok yüksek değerlere çıkmamasıdır. Küçük eksen kaçıklığı ve küçük koniklik, hidrolik kilitlenme açısından tercih edilebilir.

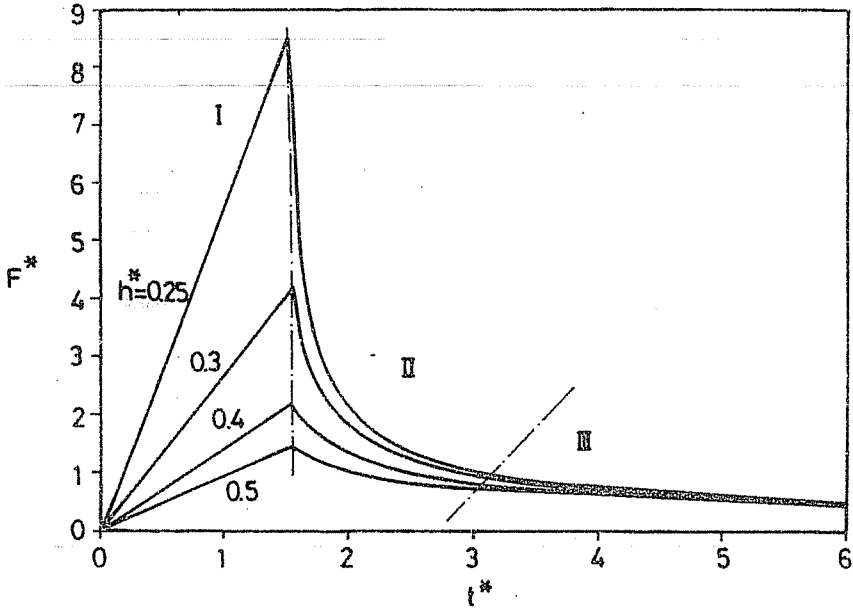


Şekil 4. Radyal kuvvetin eksen kaçıklığı ile değişimi.



Şekil 5. Radyal kuvvetin koniklikle değişimi.

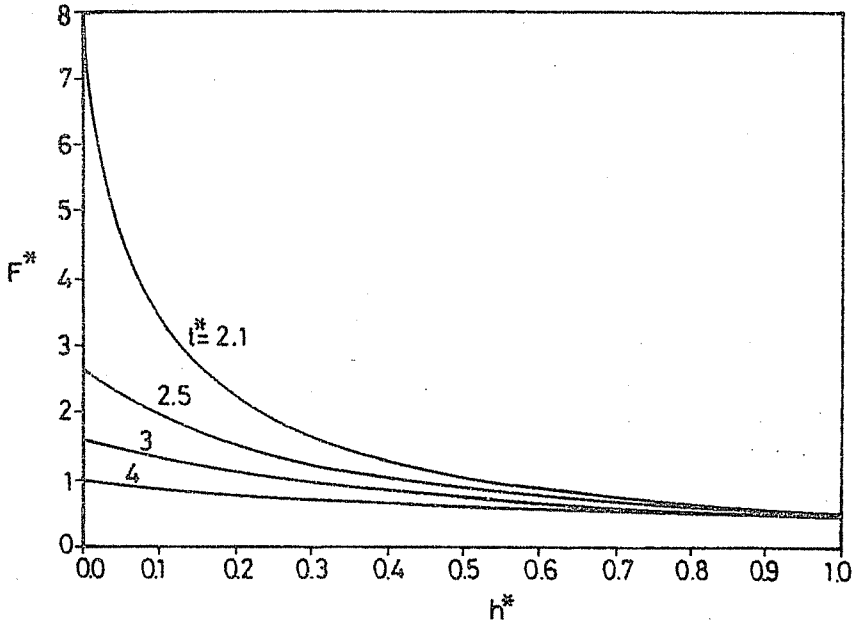
Eşitlik (6) esas alındığında piston davranışı yine teorik olarak analiz edilmiştir. Şekil - 6, boyutsuz yükün boyutsuz koniklikle değişimini vermektedir. Boyutsuz koniklik eksen kaçıklığı esas alınarak belirlendiği için çok büyük değerlere çıkabilirken burada 0 - 6 arası araştırılmıştır. Boyutsuz film kalınlığı arttıkça, konikliğin artması, yük taşıma kapasitesini düşürmektedir. Belirli bir konikliğe kadar bütün radyal açıklıklarda konikliğin artması, yükü artırmakta ve belirli bir maksimum değerden sonra azaltarak sabitleştirmektedir. Tasarım açısından şekilde gösterilen III. bölge tercih edilebilecek olan tasarım bölgesidir. Bilinen geometrik büyüklükler kullanılarak bu tasarım eğrilerinden radyal yükün tahmin edilmesi mümkün olabilmektedir.



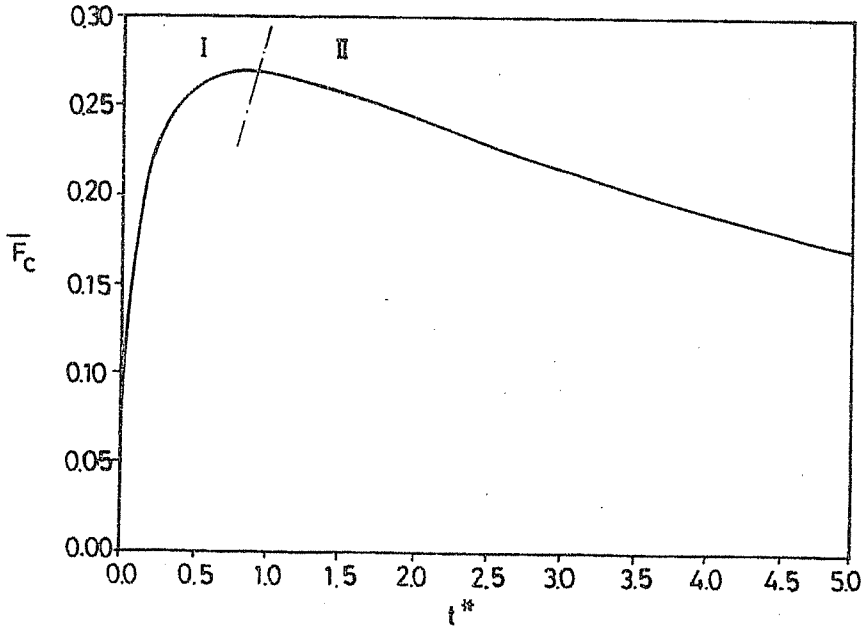
Şekil 6. Radyal kuvvetin koniklikle değişimi.

Aynı boyutsuz yük ifadesi esas alınarak yükün film kalınlığı ile değişimi şekil - 7' den daha açıkça görülebilmektedir. Konikliğin artması (2.1'den 4'e kadar) yükü azaltmaktadır. Boyutsuz koniklik çok büyük değer aldığı anda (burada $t^*=4$) film kalınlığının artması yükü fazla etkilememekte, koniklik azaldıkça da belirli bir film kalınlığına kadar yük hızla düşmekte sonra ise fazla değişim gözlenmemektedir. Yük değişim eğrilerinden değişik geometriye sahip pistonlar için radyal yük tahmini yapılabilmektedir.

Metal - metal teması durumu dikkate alınarak tarif edilen boyutsuz basınç veya yükün piston geometrik büyüklükleriyle değişimi şekil - 8' de verilmiştir. Burada film kalınlığı



Şekil 7. Radyal kuvvetin film kalınlığı ile değişimi.



Şekil 8. Kuvvet - koniklik değişimi.

h 'a göre boyutsuzlaştırılmış koniklikle, \bar{F}_c 'nin değişimi elde edilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi $t^* = 1$ değerine kadar boyutsuz basınç artmakta bu değerden sonra ise hızla düşmektedir. I bölgesi tasarım bölgesi olarak değerlendirilmektedir.

4. SONUÇ

Değişik boyutsuz parametrelerle radyal yükün değişimi çok hızlı bir şekilde analiz edilebilmektedir. Koniklik ve eksen kaçıklığı, hidrolik radyal yükün değişiminde çok etkili olmakta ve tasarım için hidrolik kilitlemeye neden olabilecek büyüklükte yük vermeyen film kalınlığı, koniklik, piston eksen kaçıklığı piston geometrik büyüklüklerine bağlı olarak elde edilebilmektedir. Radyal yükün artması sürtünmeyi arturacağından aşınma ve enerji kaybına neden olmaktadır. Piston çalışma kuvvetlerinden olan radyal kuvvetlerin piston tasarım ve imalatında dikkate alınması gerektiği görülmüştür.

5. SEMBOLLER

e	Eksen kaçıklığı (Eksantirisite)
\bar{e}	$= e / r$ boyutsuz eksen kaçıklığı
e^*	$= e / h$ boyutsuz eksen kaçıklığı
h	Radyal açıklık (Film kalınlığı)
\bar{h}	$= h / r$ boyutsuz film kalınlığı
h^*	$= h / e$ boyutsuz film kalınlığı
r	Piston yarıçapı
t	Koniklik
\bar{t}	$= t / r$ boyutsuz koniklik
t^*	$= t / h$ boyutsuz koniklik
t_1^*	$= t / e$ boyutsuz koniklik
F	Radyal kuvvet
\bar{F}_1	$= F / \Delta P r^2$ boyutsuz radyal kuvvet
F^*	$= F / \Delta P L r$ boyutsuz radyal kuvvet
F_c	Metal - metal temasındaki radyal kuvvet
\bar{F}_c	$= F_c / 2 L r \Delta P$ boyutsuz radyal kuvvet
L	Piston uzunluğu
\bar{L}	$= L / r$ boyutsuz piston uzunluğu
P	Basınç
P_c	Uniform basınç dağılımı
\bar{P}_c	$= P_c / \Delta P$ boyutsuz uniform basınç
θ	Açısal koordinat

6. KAYNAKLAR

1. Blackburn, J.F. , *Contributions to Hydraulic Control-5 Lateral Forces on Hydraulic Pistons*, Trans. ASME, 75, 1175 - 1180, 1953.
2. Dransfield, P. , Bruce, D. M. and Wadsworth, M. , *Hydraulic Lock*, Proc. Inst. Mech. Engrs. , 182, Pt 1, No 27, 595 - 602, 1967 - 1968.
3. Koç, E. ve Şahin, B. *Hidrolik Yön Denetim Valflerinin Dinamik Davranışı - Teorik Analiz*, Ç. Ü., Müh. Mim. Fak. Dergisi, 7, 1, 65 - 78, Haziran 1992.
4. Inal, M. ve Gediktaş, M., *Hidrolik Kontrol Valflerinde Çalışma Kuvvetleri, II. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, ODTÜ, Gaziantep, 22 - 24 Eylül 1986.*
5. Koç, E., Yatçı, A. ve Özdemir, B., *Hidrolik Yön Kontrol Valflerinde Piston Tasarımı I - Radyal aralıkta basınç dağılımı*, Ç.Ü., Müh. Mim. Fak. Dergisi, 8, 1, 25-38, Haziran 1993.



BEŞ-DELİKLİ KÜRESEL PİTOT TÜPÜ İLE LAMİNAR VE TÜRBÜLANSLI AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN ÖLÇÜLMESİ

Beşir ŞAHİN

Çukurova Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Adana / Türkiye

Erdem KOÇ

Çukurova Üniversitesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, Adana / Türkiye

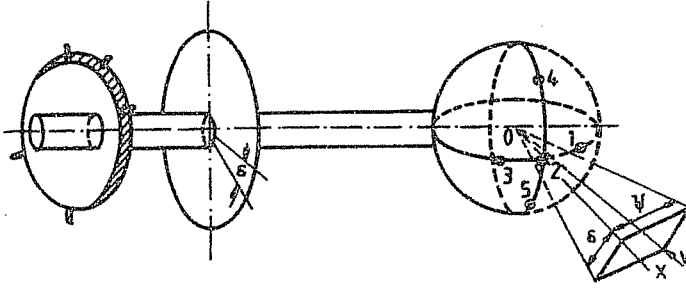
ÖZET : Bu araştırmada, akış yönünü tayin etmede kullanılan beş delikli küresel Pitot tüpünün, laminar ve türbülanslı akış ortamlarında hangi açı aralıklarında ölçme yapabilme özelliği üzerine çalışılmıştır. Probu küresi etrafında sıfır tabaka içinde akış tamamen laminar ise probun ölçme aralığı, probun pozisyonuna göre dikey düzlemde $\pm 0^\circ$ - $\pm 37^\circ$ yatay düzlemde ise $\pm 0^\circ$ - $\pm 360^\circ$ olarak tespit edilmiştir. Probu küresi etrafında oluşan sınır tabaka içinde akış laminar ortamdaki türbülanslı ortama geçişi esnasında sınır tabakada geçici ayrılma oluşmuyorsa, diğer bir deyişle, süperkritik Reynolds sayısı akış şartlarında probun ölçme aralığı dikey düzlemde $\pm 0^\circ$ - $\pm 70^\circ$ yatay düzlemde ise $\pm 0^\circ$ - $\pm 360^\circ$ olarak tespit edilmiştir.

MEASUREMENTS OF LAMINAR AND TURBULENT FLOW CHARACTERISTICS BY A FIVE-HOLE SPHERICAL PITOT TUBE

ABSTRACT : A five-hole spherical Pitot tube is used extensively for the measurement of the flow direction. The objective of the present work was to establish the measuring range of the probe both in laminar and turbulent flow. If the boundary layer separates lamınarly from the sphere an operating range of $\pm 0^\circ$ - $\pm 37^\circ$ in vertical plane and $\pm 0^\circ$ - $\pm 360^\circ$ in horizontal plane may be measured. If the boundary layer changes without occurrence of a separation bubble or without any intermediate state from the laminar to turbulent flow, i.e., if the supercritical state of flow is developed the measuring range of probe may be $\pm 0^\circ$ - $\pm 70^\circ$ in vertical plane and $\pm 0^\circ$ - $\pm 360^\circ$ in horizontal plane.

1. GİRİŞ

Gaz türbinleri endüstrisi, İkinci Dünya Savaşı'ndan sonra uçak sanayiindeki hızlı teknolojik gelişmelerden dolayı büyük önem kazanmıştır. Gaz türbinlerinin yanma odalarında gazların mekaniği ile ilgili temel bilgilerin gaz türbini tasarımcıları için çok gerekli olduğu ortaya çıkmıştır. Bilhassa yanma odalarının girişinde akışın takip ettiği yol yani referans eksenine göre oluşturdukları açı yanma odasının verimi üzerinde önemli bir parametre olmasından dolayı akım yönünün tayini zorunlu olmuştur, (Hiatt and Powel (1)). Bilindiği gibi beş-delikli küresel Pitot tüpü; aerodinamikte, termik turbo makinalarında, yanma odalarında, santrifüj pompalarında, fanlarda, uçak ve otomobil endüstrilerinde hava akımını karakterize etmekte kullanılmaktadır (Bryant ve Pankhurst (2), Şahin ve Ward-Smith (3)). Rotasyonel döner kanatlar arasında, üç boyutlu akışı karakterize etmek için statik basınç ve hız dağılımının ölçülmesi gerektiği gibi akım çizgilerinin yönünün de belirlenmesi gerekmektedir (Lee ve Ahs (4)).



Şekil 1. Beş-delikli küresel Pitot tüpünün şematik görünüşü.

Beş-delikli küresel Pitot tüpünün basınç ölçme prizleri küresel bir cisim üzerine yatay ve dikey düzlem içinde küre merkezinden geçen eksene 45° lik açılar yapacak şekilde ikisi yatay düzlemde diğer ikisinde dikey düzlemde biri de şekil 1'de görüldüğü gibi merkezde olmak üzere yerleştirilmiştir. Bu çoklu basınç ölçerle akım yönü tayini için genelde üç ana yöntem vardır; i) Sıfırlama veya eşitleme metodu ile yapılmaktadır. Yani beş-delikli küresel Pitot tüpünün dikey ve yatay düzlemlerdeki şekil 1'de görüldüğü gibi 1 ile 3 ve 4 ile 5 nolu basınç prizlerinin arasındaki basınç farkları hareketli bir mekanizma aracılığı ile eşitlenir. Bu eşitleme işlemi sırasında yatay ve dikey düzlemlerde probun enlem ve boylam açıları, mekanik açı göstergesi tarafından referans eksene göre belirlenir. Böylece akım yönü belirtilmiş olur. ii) İkincisi ise, probun sadece bir düzlemde iki simetrik prizlerin algıladığı değerler eşitlenir ve akışın o düzlemdeki referans eksene göre açısı mekanik açı göstergesi üzerinden okunur. Bu açı, akımın referans eksenine

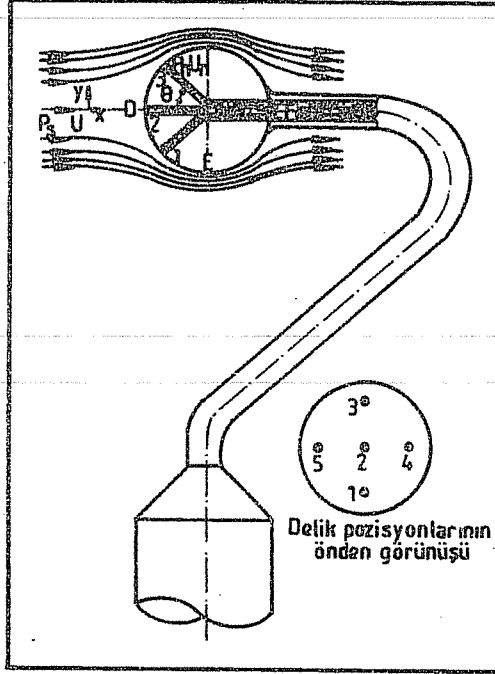
göre boylam açısı olduğu düşünülürse enlem açısı da, eşitliği sağlanmayan yatay düzlemdeki simetrik basınç prizlerinin algıladığı basınç verileri yardımıyla önceden hazırlanmış kalibrasyon diagramı aracılığı ile akımın referans eksenine göre enlem açısı, maksimum yerel hız ve statik basınç hesaplanır. iii) Üçüncü metod ise, ölçme esnasında prob akım içinde sabit tutularak beş-delikli küresel Pitot tüpünün basınç prizleri ile basınç değerleri tespit edilir. Daha önce üniform akım içinde hazırlanmış olan kalibrasyon eğrilerinden yararlanarak akış karakteristikleri belirlenir.

Şahin ve Ward-Smith (3) türbülanslı akış için yaptıkları bir araştırmada beş-delikli küresel Pitot tüpü ile açılal dönmenin sağlandığı yatay düzlemde, akış yönünün referans eksenine olan enlem açısı (prob dikey konumda iken) $\pm 0^\circ$ - $\pm 360^\circ$, probun sabit tutulduğu dikey düzlemde ölçülebilen maksimum boylam açısı ise $\pm 0^\circ$ - $\pm 65^\circ$ olmuştur.

Bu çalışmada ise, beş-delikli küresel Pitot tüpü ile laminar veya türbülanslı akış ortamlarında belirli açı aralıklarının üzerindeki değerlerde ölçmenin yapılamamasının nedenleri ve bu ölçme aralığının Reynolds sayısına göre değişimi üzerinde durulmaktadır.

2. KÜRE ETRAFINDA AKIŞ

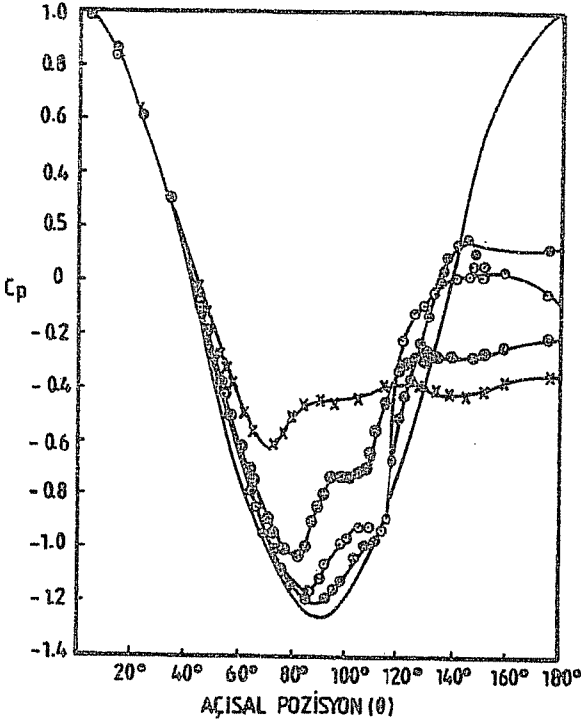
Probun geometrik yapısı gereği, küre etrafındaki akış karakteristiklerinin burada özetlenmesinde yarar görülmektedir. Sınır tabaka ayrılmasının akışkanlar mekaniğinde önemi büyüktür. Bu ayrılma olayını anlatmak için şekil 2'de gösterilen akış içinde bir küre düşünülün. Sürtünmesiz akışlarda akışkan partikülünün D noktasından E noktasına kadar hızında artma olur. E noktasından F noktasına kadar hızında azalma olur. Böylece basınç D noktasından E noktasına kadar azalır, E'den F'ye kadar artar (Schlichting (5)). Gerçek akışlarda Reynolds sayısının çok düşük değerlerinde $Re \leq 1$ akış tamamı ile laminardır ve atalet kuvvetleri çok düşük olduğu için silindir cidarında ayrılma yoktur. Bilindiği gibi D noktasından E noktasına kadar dp/dx , basınç gradyanı akış istikameti yönünde negatiftir. E noktasından sonra, dp/dx , basınç gradyanı akış istikameti yönünde pozitifdir. Her ne kadar basınç gradyanı, dp/dx , pratik olarak sınır tabakası kesit alanında aynı değere sahipse de, basınç kuvvetlerinin akış üzerinde en fazla etkidiği bölge, akışın küre cidarına en yakın bölgedir. Bunun nedeni cidara en yakın bölgedeki akış partiküllerinin sahip olduğu momentumun iç bölgeye kıyasla en düşük olmasıdır. E noktasından itibaren basınç gradyanı, dp/dx , artış göstermektedir ve böylece basınç kuvveti akış istikameti tersi yönünde etkisini göstermektedir. Bu basınç gradyanındaki artış belli bir değere ulaştıktan sonra küre cidarının belirli bir noktasında akışkan partikülleri durgunlaşmaktadır. Nihayetinde hız gradyanı, $du/dy=0$, sıfır olmaktadır. İşte bu noktadan itibaren sınır tabaka ayrılmaya başlamaktadır. Reynolds sayısının yükselmesi ile $1 \leq Re \leq 10$ sınır tabakası kürenin her iki tarafında simetrik olarak ayrılmaya başlamaktadır. Ayrılma noktaları Reynolds sayısına göre değişmektedir. Laminar akış ortamında, şekil 3 ve 4'te görüldüğü gibi yaklaşık 82° 'den itibaren başlamakta ve kritik akış değerlerine kadar ayrılma noktaları yerlerini muhafaza etmektedir. Fage (6) 15.24 cm



Şekil 2. Akış içinde beş-delikli pitot tüpünün şematik görünüşü.

çapında küre etrafındaki akışı $1.6 \times 10^5 \leq Re \leq 4.2 \times 10^5$ kritik Reynolds sayısı aralığında incelemiştir. Fage'ın (6) bu çalışmasına göre (şekil 3) kritik akış ortamında ise ayrılma noktası hızla yerini değiştirmektedir. En büyük kritik Reynolds sayısı için laminardan türbülanslı akışa geçiş bölgesi yaklaşık olarak $\theta = 110^\circ$ 'de oluşmaktadır. Türbülanslı akışa geçtikten sonra sınır tabaka cidardan $\theta = 140^\circ$ 'de ayrılmaktadır (şekil 3). Achenbach (7) 20 cm çapında küre etrafındaki akışı $5 \times 10^4 \leq Re \leq 6 \times 10^6$ Reynolds sayısı aralığında incelemiştir ve akışın küre etrafındaki sınır tabakası içinde tamamen laminar olduğu zaman ayrılma noktasının yaklaşık $\theta = 82^\circ$ 'de gerçekleştiğini görmüştür (şekil 4). Laminar akış için Fage de (6), şekil 3'te görüldüğü gibi benzer değerleri bulmuştur. Kritik değer altındaki Reynolds sayıları için sınır tabaka laminardır. Bu yüzden ayrılma küre yüzeyinden daha erken başlamaktadır. $1000 \leq Re \leq 1.6 \times 10^5$ aralığında direnç katsayısı, C_D , Reynolds sayısı, Re , karşısında sabittir. Bu da ayrılma noktasının belirtilen Reynolds sayıları aralığında sabit olduğunu göstermektedir. Laminar akış ortamından türbülanslı

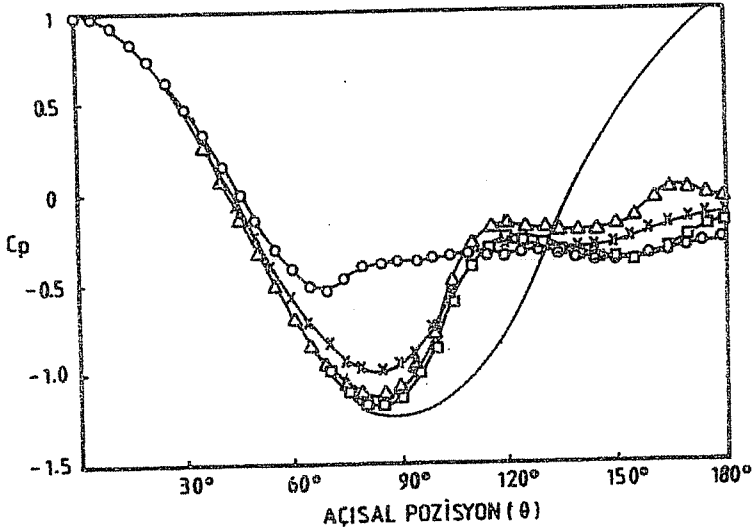
PİTOT İLE LAMİNAR VE TÜRBÜLANSLI AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN ÖLÇÜLMESİ



Şekil 3. Akış içindeki küre için değişik Reynolds sayılarında statik basınç dağılımı, —, Teori. Deney: —x—, $Re=1,6 \times 10^5$; —⊙—, $Re=2,5 \times 10^5$; —⊖—, $Re=3 \times 10^5$; —⊕—, $Re=4,2 \times 10^5$ (referans 6'dan alınmıştır).

akış ortamına geçişin sınır tabakada oluşması ile direnç katsayısı, C_d , Reynolds sayısı, Re , karşısında hızla düştüğü bilinmektedir. Küre yüzeyinde oluşan ayrılma hızla kürenin arka tarafına doğru kaymaktadır. Kritik Reynolds sayısı üzerinde sınır tabaka türbülanslı olma eğilimi göstermektedir. Türbülanslı sınır tabakası bilindiği gibi laminar sınır tabakasından daha fazla momentuma sahip olduğundan ayrılmanın daha fazla geç oluşmasına neden olmaktadır. Akışkan partiküllerinin türbülanslı akımda, sahip olduğu momentum daha fazla olduğundan sınır tabaka bölgesindeki taneciklerin enerji alışverişi çok daha belirgindir ve sınır tabakanın ayrılması Fage'nin (6) neticelerine göre kritik akış

ortamında yaklaşık 140° 'den itibaren başlamaktadır (şekil 3). Reynolds sayısının $1.6 \times 10^5 \leq Re \leq 4.2 \times 10^5$ aralığında küre etrafında akışın sınır tabakada laminardan türbülanslı duruma geçiş bölgesi, kritik Reynolds sayısının büyümesi ile kürenin arka tarafına doğru kaydığı bariz bir şekilde görülmektedir. Bu geçiş bölgesinde sınır tabaka laminar akış ortamında, cidardan ayrılmakta ve türbülanslı akış ortamının başlaması ile sınır tabaka tekrar cidar ile birleşmektedir. Kritik akım bölgesi son derece duyarlıdır. Küre yüzeyinin pürüzlülüğü ile akımın türbülanslılık derecesinin akış ortamına çok büyük etkisi vardır (Achenbach (7)). Türbülans şiddetinin artması ile kritik Reynolds sayısı küçülmektedir. Diğer bir deyimle kritik akım bölgesi daha küçük Reynolds sayısında oluşmaktadır. Achenbach (7), kritik Reynolds sayısı için silindir etrafındaki akışı incelediğinde deneysel olarak şunları gözlemiştir; i) Reynolds sayısı, kritik değerlerin üzerine çıktığı zaman sınır tabaka, belirgin geçiş bölgesine gerek duymadan laminardan türbülanslı akım ortamına geçmektedir (şekil 4). Yani bu iki akışın komşu sınırında, sınır tabaka silindir cidarında



Şekil 4. Akış içindeki küre için değişik Reynolds sayılarında statik basınç dağılımı.

—, Teori. Deneysel: \circ , $Re=1,62 \times 10^5$; \times , $Re=3,18 \times 10^5$; \triangle , $Re=1,14 \times 10^6$;
 \square , $Re=5 \times 10^6$ (referans 7'den alınmıştır).

ayrılmaya temayül göstermemektedir. ii) Türbülanslı akışın ayrılma noktası silindirin ön yüzeyine doğru kaymaktadır. Bu açıklamalar doğrultusunda silindir etrafında akışın ayrılma noktası kritik akış ortamına göre gerileyerek $\theta=115^\circ$ 'de oluşmaktadır. Achenbach (7) küre için yaptığı çalışmalarda da süperkritik Reynolds sayısı için ayrılma noktası $\theta=115^\circ$ 'de gerçekleştiği şekil 4'te açıkça görülmektedir.

3. GENEL TEORİ VE KALİBRASYON PARAMETRELERİNİN ELDESİ

Üniform, sıkıştırılmaz ve sürtünmesiz bir akışa maruz kalan bir kürenin etrafındaki akımın kutupsal koordinatlara göre radyal ve teğetsel hız bileşenleri potansiyel fonksiyona göre;

$$U_r = -\frac{\partial\phi}{\partial r} \quad U_\theta = -\frac{1}{r} \frac{\partial\phi}{\partial\theta} \quad (1)$$

şeklinde verilir. Şekil 2'de görüldüğü gibi U hızındaki üniform akımın x eksenine paralel olduğu düşünülerek potansiyel akım fonksiyonu (Vallentine (9));

$$\phi = \frac{C \cos \theta}{r^2} + U r \cos \theta \quad (2)$$

olarak yazılır. D durgunluk noktasında veya referans eksenine yaptığı açı 0° veya 180° iken U_r ve U_θ hız bileşenleri sıfıra ($U_r=0$, $U_\theta=0$) eşittir. Böylece denklem 1 ve 2'den;

$$U_r = 0 = \frac{\partial\phi}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{C \cos \theta}{r^2} + U r \cos \theta \right]$$

$$r = \sqrt{\frac{2c}{U}} \quad (3)$$

bulunur. Küre cidarında herhangi bir noktada, örneğin (şekil 2) n noktasında teğetsel hız bileşeni;

$$U_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial\phi}{\partial\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial\theta} \left[\frac{C \cos\theta}{r^2} + U r \cos\theta \right]$$

$$U_\theta = -\frac{C}{r^3} \sin\theta - U \sin\theta \quad (4)$$

bulunur. Denklem 3 ve 4'ten;

$$U_{\theta} = -\frac{3}{2} U \sin\theta \quad (5)$$

olarak bulunur. Kürenin cidarında hız, tamamen teğetsel hızdır. Böylece;

$$U_n = U_{\theta} = -\frac{3}{2} U \sin\theta$$

olur. Neticede;

$$U_n = -\frac{3}{2} U \sin\theta \quad (6)$$

şeklinde elde edilir. Şekil 2'de görüldüğü gibi kesit 1'in herhangi bir noktası ile küre üzerindeki herhangi bir nokta için mesela n noktası arasında enerji denklemi uygulanırsa;

$$P_n = P_s + \frac{1}{2} \rho U^2 - \frac{1}{2} \rho U_n^2 \quad (7)$$

denklemi elde edilir. 6 ve 7 denklemlerinden;

$$C_p = \frac{P_n - P_s}{\frac{1}{2} \rho U^2} = 1 - \frac{9}{4} \sin^2\theta \quad (8)$$

denklemi yazılır. Böylece küre etrafında daimi sıkıştırılmaz ve sürtünmesiz akım için basınç katsayısı bulunmuş olur.

Kalibrasyon eğrilerini elde etmek için denklem 7'den;

$$P_n = P_s + \left[1 - \left(\frac{U_n}{U} \right)^2 \right] \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (9)$$

elde edilir.

$$\frac{1}{2} \rho U^2 = q \quad 1 - \left[\frac{U_n}{U} \right]^2 = K_n$$

denilirse denklem 9;

$$P_n = P_s + K_n q \quad (10)$$

şeklinde yazılır.

Burada n=1,2,3,4,5 nolu basınç prizlerini temsil etmektedir. Kalibrasyon eğrilerini oluşturmak için 4 ve 5 nolu prizlerin basınç değerlerinin eşitliği sağlandıktan sonra 1 ve 3 (şekil 1) nolu prizlerin bulunduğu düzlemde prob dönderilir. Ölçme, istenilen aralıklarda

PİTOT İLE LAMİNAR VE TÜRBÜLANSLI AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN ÖLÇÜLMESİ

yapılır. Kalibrasyon boyunca, 4 ve 5 nolu prizlerin eksenleri ile akış yönü arasındaki açı her zaman eşit tutulur ve açı için parametre;

$$0.5K_{1234} = \left[\frac{K_1 - K_3}{K_2 - K_4} \right] \frac{1}{2} = \left[\frac{P_1 - P_3}{P_2 - P_4} \right] \frac{1}{2} = f(\text{açı}) \quad (11)$$

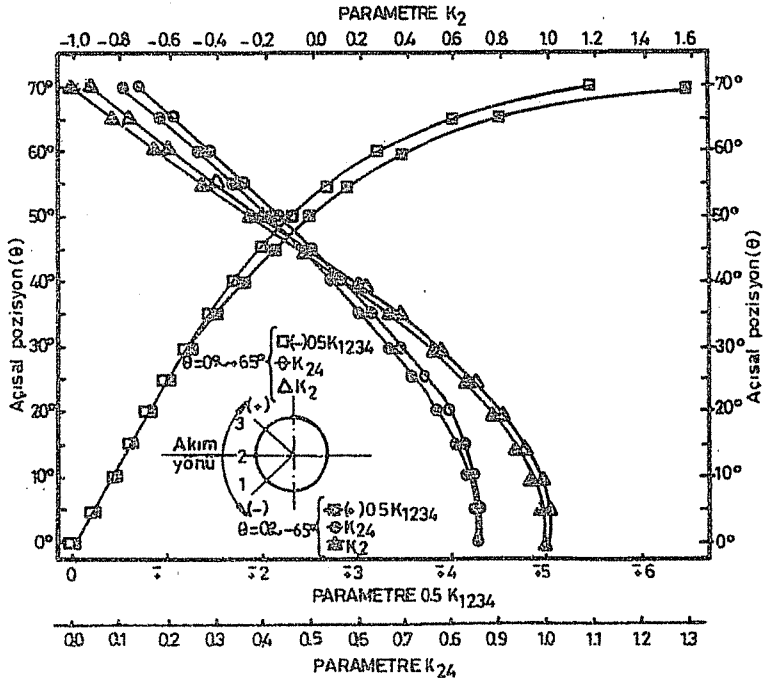
bulunur. $P_4 = P_5$ olduğundan P_4 yerine arzu edilirse P_5 'te kullanılır ve hız için parametre;

$$K_{24} = K_2 - K_4 = \frac{P_2 - P_4}{q} \quad (12)$$

şeklinde bulunur. Statik basınç için parametre ise;

$$K_2 = \frac{P_2 - P_s}{q} \quad (13)$$

olarak bulunur. Şekil 5'te görüldüğü gibi $0.5K_{1234}$, K_{24} ve K_2 parametreleri; akım yönü, hız ve statik basınç kalibrasyon eğrilerini oluşturmaktadır. Ölçme esnasında ise giriş bölümünde

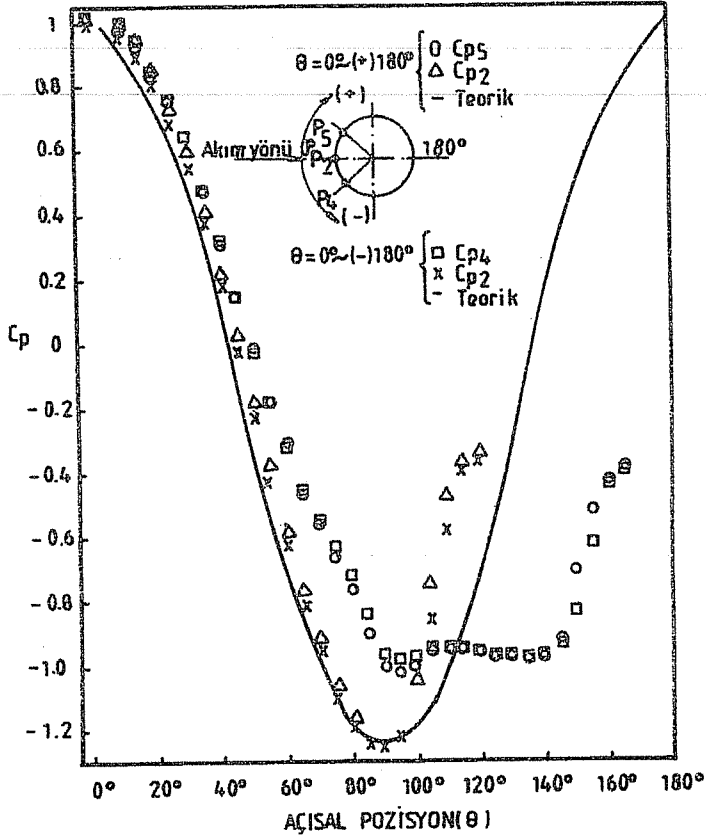


Şekil 5. Beş-delikli küresel Pitot tüpü için kalibrasyon eğrileri.

anlatılan ikinci metod uygulanır. Ölçülen basınç verilerinden, denklem 11 ile $0.5K_{1234}$ parametresi hesaplanarak kalibrasyon şemasından, probun test çemberindeki pozisyonuna göre, akımın enlem veya boylam açısı bulunur. Aynı açiya tekabül eden K_{24} ile K_2 de bulunur. Denklem 12 ve 13 yardımı ile de maksimum yerel hız ve statik basınç hesaplanır.

4. DENEYSEL NETİCELER VE İRDELEME

Beş-delikli küresel probun dikey düzlemdeki P_2, P_4, P_5 basınç ölçme prizlerinin deney neticeleri şekil 6'da gösterilmiştir. Referans eksenini olarak x eksenini kabul edilmiştir.



Şekil 6. Akış içindeki beş-delikli küresel Pitot tüpü için değişik açısız pozisyonlarda statik basınç dağılımı.

P_2, P_4, P_5 basınç prizleri referans ekseninden başlayarak 5° lik aralıklarla dikey düzlemde açısız yer değiştirmeye tabi tutularak basınç ölçümü sağlanmıştır.

Deney seti ve ölçme donanımı hakkında geniş bilgi şahin ve Ward-Smith (3) tarafından verilmiştir. Rüzgar tünelinin boyutları esas alındığında ölçüm yapılan akış ortamının Reynolds sayısı aralığı $3.2 \times 10^5 \leq Re \leq 7.4 \times 10^5$ dir. 8 mm olan prob çapı dikkate alındığında ise Reynolds sayısı aralığı $5 \times 10^3 \leq Re \leq 1.3 \times 10^4$ olmaktadır.

Mevcut deney sonuçlarında da sınır tabaka ayrılma noktası tam anlamı ile yaklaşık $\theta = 115^\circ$ de olduğu açıkça gözlenmektedir. şekil 3, 4, ve 6'da görüldüğü gibi $\theta = 115^\circ$ den sonra basınç dağılımı küre etrafında sabitleşmektedir. Açının büyümesine rağmen basınç dağılımının sabite yakın değer alması $\theta = 115^\circ$ den hemen sonra ayrılmanın başlamasını ve ölü akış bölgesinin oluşmasını göstermektedir. Beş-delikli küresel Pitot tüpünün P_4 ve P_5 basınç prizlerinin deney neticeleri hassas bir şekilde birbirleriyle uyum içindedir. Fakat potansiyel akım teorisi neticeleri ile 50° den sonra aradaki fark artmaktadır. Probon açısız dönümü esnasında P_4 ve P_5 basınç prizlerinin aynı boylam üzerinde yer değiştirdikleri gözlenmektedir. şekil 1'de de görüldüğü gibi referans ekseninin geçtiği noktada bulunan P_2 basınç prizinin deney sonuçları potansiyel akım teorisi neticeleri ile uyumu 95° den sonra bozulmaktadır. P_5, P_4 ve P_2 'nin basınç değerleri ise farklılıklar göstermektedir. Bunun nedenleri; i) Konstrüksyon hatalarından dolayı açısız yer değiştirme esnasında P_2, P_4 ve P_5 nolu prizlerin aynı boylam üzerinde yer değiştirmemeleridir. ii) Probon küresel elemanın bir destekle sabitlendiği şekilde görülmektedir. Bu desteğin eksenini P_1, P_3, P_4 ve P_5 basınç prizleri ile 135° açısı yapmaktadır. Öyle anlaşılıyor ki ölçüm esnasında akımın yapısına, bu destek tarafından etkiler söz konusudur.

Kalibrasyon eğrisinin oluşturulmasında deneysel veriler kullanıldığından küre üzerindeki basınç prizlerinin ölü akım bölgesine girmemeleri gerekmektedir. Küre yüzeyinde ayrılmanın olmadığı bölgelerde yapılan ölçümlerle oluşturulan kalibrasyon eğrileri akım yönünü, maksimum yerel hız ve statik basıncın ölçülmesinde kullanılmasının hiç bir sakıncası görülmemektedir. Küre üzerinde oluşan sınır tabaka, Reynolds sayısının arttırılması ile türbülanslı akım oluşturulduğunda küre yüzeyinde (süperkritik Reynolds sayısında) ayrılma yaklaşık (şekil 3,4,6) $\theta = 115^\circ$ de meydana gelmektedir. Beş-delikli küresel Pitot tüpü ile türbülanslı ortamda akım yönü belirlemede P_1, P_3, P_4 ve P_5 basınç prizleri (şekil 1) merkezi eksenden veya P_2 'den 45° lik enlem ve boylam düzlemlerinde açılarla yerleştirilmiş olmaları sebebi ile ölçme aralığı yaklaşık $(115^\circ - 45^\circ) \pm 0^\circ$ $\pm 70^\circ$ ye kadar çıkmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında $1000 \leq Re \leq Re_k$ ayrılma küre yüzeyinde yaklaşık 82° de (şekil 3,4) başladığından $(82^\circ - 45^\circ) \pm 0^\circ$ $\pm 37^\circ$ arasında yön belirlemek mümkündür. Her iki akış ortamında yön ölçme aralığını yükseltmek için P_4, P_5, P_1 ve P_3 basınç ölçme prizlerinin merkezi eksene veya P_2 'ye 45° den daha küçük pozisyonlarda olması gerekir. Ölçme, bilindiği gibi her zaman hassasiyet isteyen bir

işlemdir. Bu prizlerin P_2 'ye olan açılarını 30° veya 35° 'ye düşürdükten sonra geniş kapsamlı deneyler yapmak suretiyle ölçmenin hangi aralığa kadar yapılabileceği tespit edilebilir. Ancak 8 mm proba beş tane basınç prizi yerleştirmek zor bir konstrüktif işlemi gerektirmektedir. Şekil 5'te görüldüğü gibi kalibrasyon eğrilerinin oluşturulmasında probun açısal pozisyonu referans ekseninden yani 0° 'den uzaklaştıkça iki yarı düzlemdeki parametrelerin deney verileri birbirlerinden uzaklaşmaktadır. Açısal pozisyon büyüdükçe uyumsuzluk da artmaktadır. Bu durum konstrüksiyon hatalarından kaynaklanmaktadır. Bundan dolayı kalibrasyon eğrilerinin oluşturulmasında açısal yer değiştirme hangi düzlemde yapılmışsa, parametreler de o düzlemdeki basınç prizlerinin deneysel verilerinden hesaplanmalıdır. Akım yönü belirleme esnasında ise şekil 5'te görüldüğü gibi açısal pozisyon ((-) veya (+)) hangi yönde sağlanmışsa o bölgedeki kalibrasyon verilerinden oluşan eğri, hesaplamalarda dikkate alınması gerekmektedir. Ölçmenin yapılacağı akım ortamının minimum ve maksimum değerleri arasında küresel başlıklı probun geometrisi etrafında basınç dağılımının gözlenmesinde yarar vardır. $\pm 0^\circ \sim \pm 70^\circ$ açı aralığı için kalibrasyon şeması meydana getirilmişse, bu kalibrasyon eğrileri ile tamamen laminar ortamda 70° 'ye kadar mevcut proba ölçme yapmak mümkün değildir. Bu yüzden test yapılacak ortamın maksimum ve minimum değerleri için küre etrafındaki basınç gözlemine yaptıktan sonra kalibrasyon eğrilerinin oluşturulmasında yarar vardır.

5. SONUÇ

Ölçme işlemine başlamadan önce akış karakteristiklerinin maksimum ve minimum değerleri için probun küresi etrafında oluşan sınır tabaka içindeki akışın yapısı deneysel olarak gözlenmelidir. Kalibrasyon eğrileri bir başka ortamda oluşturuluyorsa, ölçmenin yapılacağı akış ortamının karakteristikleri dikkate alınmalıdır. Her iki akış ortamında da ölçme aralığını yükseltmek için P_1 , P_3 , P_4 ve P_5 basınç ölçme prizlerinin kürenin merkezi eksenine veya P_2 'ye olan açılarını 45° 'den daha küçük değerlere düşürmekle mümkün olabilir. Küre etrafında sınır tabaka bölgesinde akışın tamamen laminar olması halinde maksimum ölçme aralığı dikey düzlemde $\pm 0^\circ \sim \pm 37^\circ$, yatay düzlemde ise $\pm 0^\circ \sim \pm 360^\circ$ 'dir. Küre etrafında sınır tabaka bölgesinde süperkritik akım ortamının oluşmasında ise probun maksimum ölçme aralığı dikey düzlemde $\pm 0^\circ \sim \pm 70^\circ$, yatay düzlemde ise $\pm 0^\circ \sim \pm 360^\circ$ 'dir.

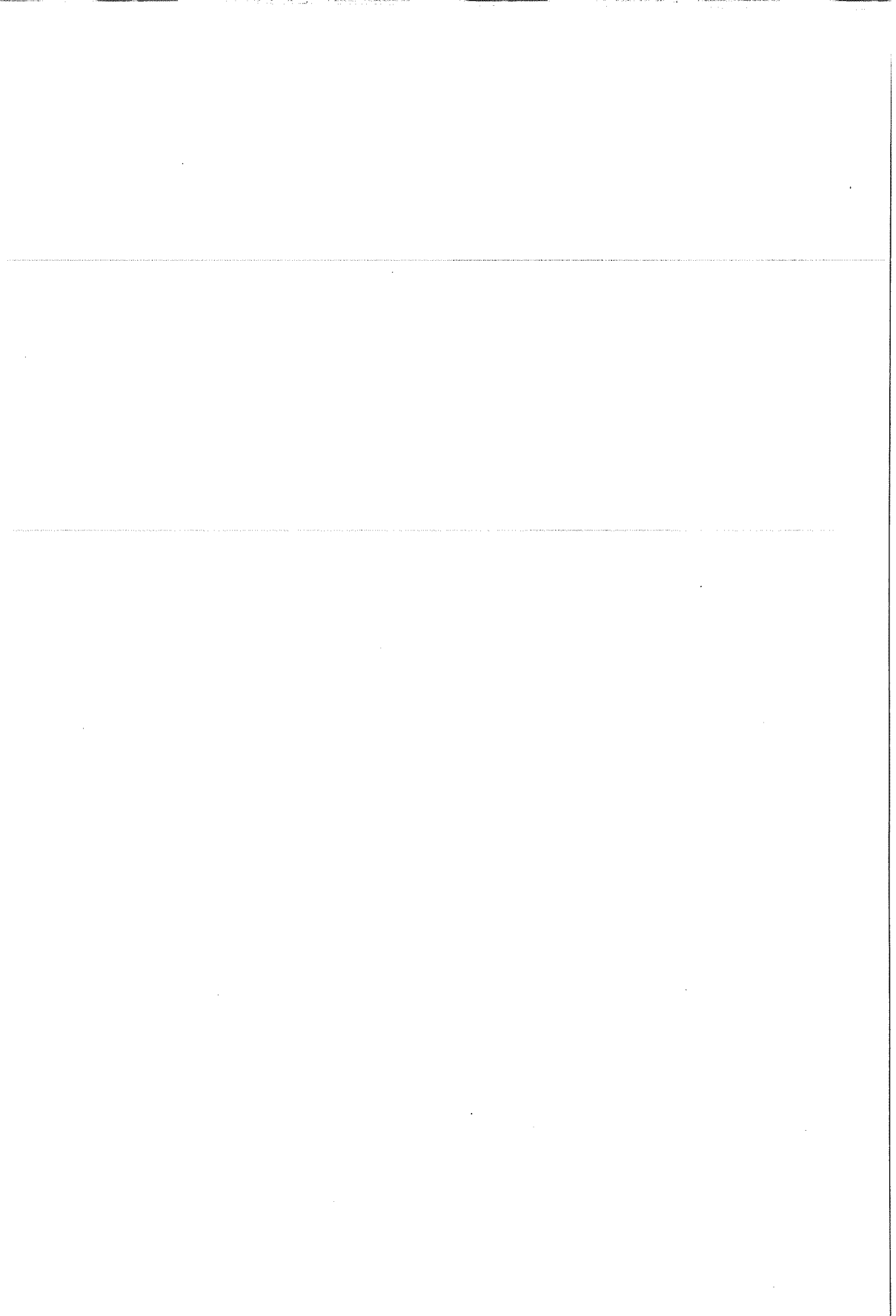
Probu geometrik yapısının kalibrasyon eğrileri üzerinde büyük oranda etkisi vardır. Konstrüksiyon farklılığını dikkate alarak her prob için ayrı kalibrasyon şeması oluşturulmalıdır.

6. SEMBOL LİSTESİ

C	: Sabit sayı
$0.5K_{1234}$: Açı için boyutsuz parametre
K_{24}	: Hız için boyutsuz parametre
K_2	: Statik basınç için boyutsuz parametre
P_n	: Küresel probun yüzeyinde statik basınç
P_s	: Serbest akım bölgesinde statik basınç
q	: Dinamik basınç
d	: Küresel probun çapı
U	: Serbest akım bölgesinde hız
U_n	: Küresel probun yüzeyinde hız
U_θ	: Teğetsel hız bileşeni
U_r	: Radyal hız bileşeni
ρ	: Yoğunluk
δ	: Boylam açısı (prob yatay konumdayken)
ψ	: Enlem açısı (prob yatay konumdayken)

7. KAYNAKLAR

1. Hiatt, G.F. and Powel, E.G., *Three-Dimensional Probe for Investigation of Flow Patterns. Engineer, London*, 213 (5531), pp.165-170.
2. Bryant, D.W. and Pankhurst, R.C., *Pressure Probe Methods for Determining Wind Speed and Flow Direction, NPL Monograph, HMSO, London, U.K., 1971.*
3. Şahin, B. and Ward-Smith, A.J., *The Measurement of Air - Flow Characteristics Using a Five-Hole Pitot Probe in Conjunction with a Microcomputer, Trans. Inst. M-C. Vol.7, No:3, 1985.*
4. Lee, J.C. and Ash, J.E., *A Three-Dimensional Spherical Pitot Probe, Trans. ASME 55-SA-56 , 1956.*
5. Schlichting, H., *Boundary Layer Theory, 7th Edition, McGraw - Hill NewYork, U.S.A., 1979.*
6. Fage, A., *Experiments on a Sphere at Critical Reynolds Number, Aeronautical Research Council, Reports and Memoranda, No:1766, U.K., 1937.*
7. Achenbach, E., *Experiments on the Flow Past Spheres at Very High Reynolds Numbers, J.Fluid Mech. Vol.54, No:3, pp.565-575, 1972.*
8. Achenbach, E., *Distribution of Local Pressure and Skin Friction Around a Circular Cylinder in Cross-Flow up to $Re=5 \times 10^6$, J.Fluid Mech. Vol.37, No:4, pp.625-639, 1968.*
9. Vallentine, H.R., *Applied Hydrodynamics, Second Edition, Butterworths and Co. Ltd., London, U.K., 1969.*



RİNG İPLİKÇİLİĞİNDE VERİMLİLİĞİ ETKİLEYEN PARAMETRELER

Yaşar KARAKAYA

Çukurova Üniversitesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, Adana / Türkiye

ÖZET : *Bu çalışmada, ring iplik makinalarında üretim sırasında ortaya çıkan değişik problemler araştırılarak verimliliği etkileyen parametreler tespit edilmiştir. Bu parametrelerden, Kopça Hızı, Kopça Kullanma Süresi, Kopça ağırlığı, İplik Hasarı ve Gerilimi ayrıntılı olarak incelenerek, bunların kontrolü, iyileştirilmesi ve optimum verim sağlaması yönünde uygulanabilir pratik çözümler geliştirilmiştir.*

THE PARAMETERS THAT AFFECT PRODUCTIVITY IN RING SPINNING FRAMES

ABSTRACT : *In this work, the various problems which arise during the production in ring spinning frames, have been examined minutely, and via these, the parameters affecting the productivity in ring spinning frames have been established. Some of these established parameters like Traveller's Speed, Traveller's Use-Time, Traveller's Weight, Yarn Damage and Tension have been studied in detail, and the applicable practical solutions, to control, to improve, and to provide optimum production, have been developed for these parameters.*

1. GİRİŞ

Tekstil Endüstrisi ve Teknolojisi içinde eskiden beri önemli bir yere sahip olan ring iplikçiliğinde son yıllarda çok hızlı gelişmeler olmaktadır. Emek yoğun bir sektör olan ring iplikçiliği, diğer iplikçilik sistemleri ile maliyet ve verimlilik açısından rekabet edebilmek için teknolojisini sürekli yenilemek ve geliştirmek durumunda olmuştur (3). Rekabet koşullarında, iplik üreten bir makina sisteminden istenen; en az işçi ile en yüksek verimi elde edebilmesi, genel bakım ve işletme giderlerinin minimum olması, makina üretim hızlarının yüksek olması, takım değiştirme zamanının kısa olması, kalite değerlerinin en iyi olması gibi temel konulardır (8).

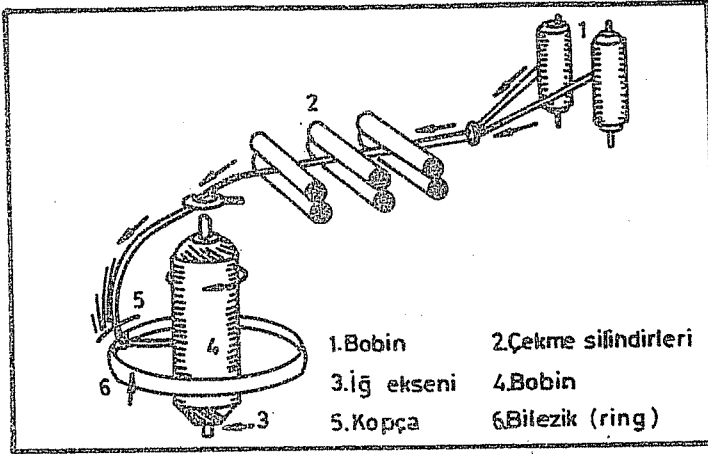
Bu isteklerin büyük ölçüde gerçekleştirilmesi; verimliliği etkileyen parametrelerin doğru tespit edilmesi ve bu parametrelerin kontrol altına alınarak iyileştirilmesine bağlıdır. Bu çalışmada; ring iplikçilik teorisi ve özellikle işletmelerdeki fiili uygulamalar titizlikle incelenerek, verimliliği etkileyen, Kopça Hızı, Kopça Kullanma süresi, Kopça Ağırlığı, İplik hasarı ve Gerilimi gibi önemli parametreler tespit edilerek, bunların işleyişi, kontrolü, birbirlerine ve başka faktörlere göre fonksiyonları anlatılmaktadır.

2. İPLİK EĞİRME SİSTEMLERİ

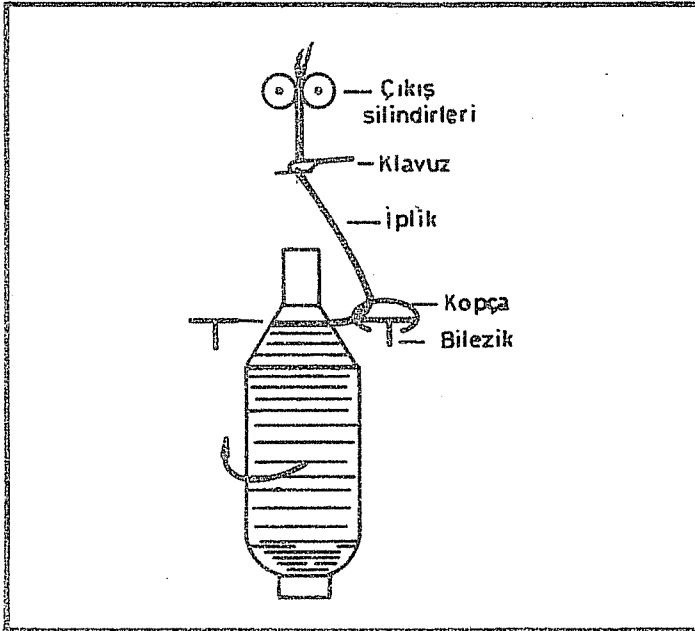
Günümüz sanayiinde en çok kullanılan ve genel kabul görmüş iki ana teknoloji bulunmaktadır. Bunlardan ilki konvansiyonel ring eğirme sistemi diğeri de open-end rotor eğirme sistemidir (9).

2.1 Konvansiyonel Ring Eğirme Sistemi

Bu sistem üzerinde ilk çalışmalar 1883 yılında başlamış ancak kullanılmaya 1900 yıllarında başlanabilmiştir. Günümüze kadar da sürekli olarak geliştirilmiş ve çok yönlü bir sistem olarak her çeşit elyafın eğrilmesinde kullanılmaktadır. İğ, bilezik ve kopça ana bölümleri ile eğirme yapan sürekli bir sistemdir. Şekil-1'de ring iplik eğirme sisteminin genel akım şeması görülmektedir (8). Şekil-2'de ise ring iplikçiliğinde iplik oluşumu görülmektedir (7). Ring makinalarında, bobinden gelen fitil formundaki materyal, hızları farklı silindirler arasından geçirilerek inceltir. İplik inceliğine gelmiş olan elyaf demeti sevk kancasından geçerek sabit bir bilezik (ring) üzerinde dönen kopça içerisinden bobine sarılır. Bilezik üzerinde dönen kopça, ipliğe istenen bükümü verir. Bobinin sarılma şekline göre, bilezik belli hızda aşağı-yukarı hareket eder. Sonuç olarak, konvansiyonel ring eğirme sistemi fitil formundaki materyale çekim vasıtasıyla istenen iplik numarasını ve bükümü vererek saran kontinu bir sistemdir. Bu görevleri yerine getiren ana bölümleri ise Cer kısmı (Çekim Tertibatı), İğler, Bilezik ve Kopça'dır.



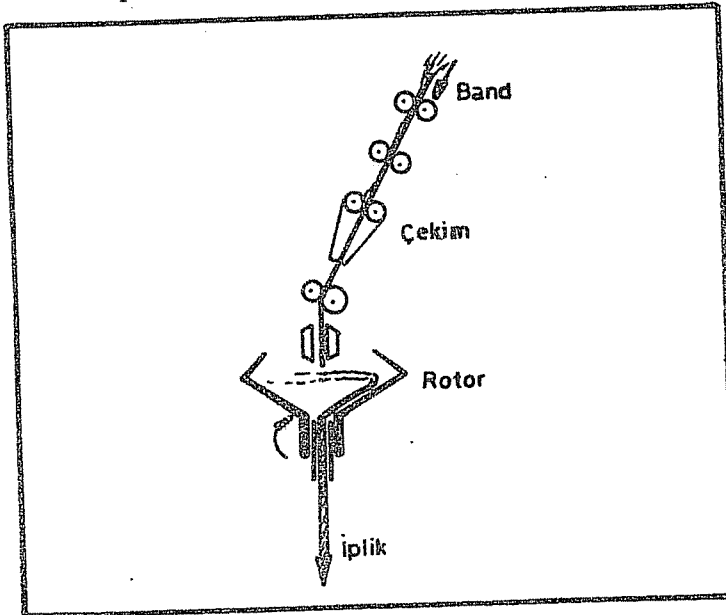
Şekil 1. Ring İplik Eğirme Sistemi (8).



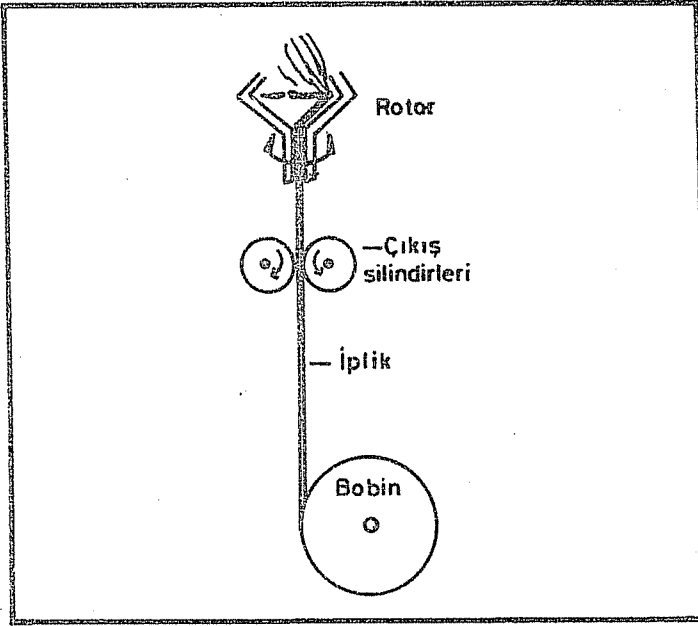
Şekil 2. Ring İplikçiliğinde İplik Oluşumu (7).

2.2 Open-End Rotor Eğirme Sistemi

Ring eğirme sisteminin bazı dezavantajlarından dolayı, bileziksiz ve kopçasız iplik eğirme makinaları geliştirilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmalar sonucu; Çan İplik Makinası, Dose İplik Makinası, Santrifüj İplik Makinası ve nihayet Open-End iplik makinaları geliştirilmiştir. 1872 yılından beri yapılan bu çalışmalar ancak 1960 yıllarında kesin ve başarılı sonuca ulaşabilmiştir. İlk Open-End iplik eğirme makinası Çekoslovakların INVESTA firması tarafından 1967 yılında, "Open-End İplik Makinası BD-200" adı ile piyasaya sürülmüştür. 1967 yılından sonra bu konuda yapılan çalışmalar yoğunlaşmış ve çeşitli firmalar tarafından çok gelişmiş OE-rotor iplik makinaları piyasaya çıkarılmıştır. Open-End sistemi, üretim sürecini kısaltıp, yüksek verim sağlayan ancak kullanım yeri kısıtlı, sermaye yoğun bir teknolojidir [9]. Open-End sistemi de kendi içinde dört gruba ayrılır. Elektro Open-End, Hava Akımlı Open-End, Sıvı Akımlı Open-End ve Mekaniksel Open-End sistemleridir. İlk üçü üzerindeki çalışmalar devam etmekte olup, henüz seri üretime geçilememiş, deneme ve geliştirme safhasındadır. Şu anda kullanılmakta olan sistem Mekaniksel Open-End İplik Eğirme Sistemidir. Şekil-3'de Open-End Rotor İplik Eğirme Sisteminin genel akım şeması görülmektedir (7). Şekil-4'de ise OE-Rotor iplikçiliğinde iplik oluşumu görülmektedir (7). Bu sistemin temeli, fitil formundaki elyaf demetinin hava akımı ile çok hızlı dönen huni şeklindeki bir rotor içerisine verilmesidir. Merkezkaç kuvveti yardımıyla elyaf demeti dönen rotorun iç yüzeyi etrafında toplanır. Huninin oluğundan elyaf demeti sıyrılırken inceler, aynı zamanda rotorun dönmesi ile büküm verilerek iplik elde edilmiş olur (7).



Şekil 3. Open-End Rotor İplik Eğirme Sistemi (7).



Şekil 4. O. E. Rotor İplikçiliğinde İplik Oluşumu (7).

3. RING İPLİKÇİLİĞİNDE VERİMLİLİĞİ ETKİLEYEN PARAMETRELER

3.1 Kopça Hızı

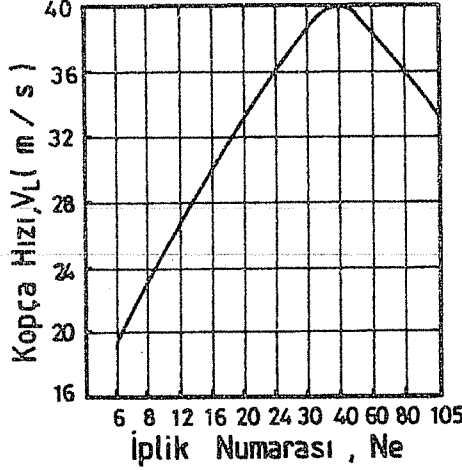
Ring iplik makinalarında kopça hızı, verimliliği etkileyen en önemli parametrelerden biridir (1). Bu sistem içinde kopçanın görevi, iğ vasıtasıyla bükülmüş ipliği sarılmak üzere masuraya vermektir. Aşağı-yukarı hareket etmekte olan bilezik sehpa ve dolayısıyla bilezik ve kopça tarafından ipliğin yönü 90° kadar değiştirilir ve iplik yatay olarak masuraya verilir. Bu esnada kopça, bilezik üzerinde iplik tarafından sürüklenir ve kopçanın bilezik üzerinde yaptığı hız, iğ hızından yaklaşık %1-2 kadar daha düşük olur.

Bu önemli görevi yapan kopçanın; sistem içinde birlikte çalıştığı bilezikten birkaç derece daha yumuşak bir malzemeden, çok düzgün yüzeyli olarak, bilezik formuna uygun bir formda (şekilde) imal edilmesi gerekir (1). Bu özellikleri taşıyan kopça çeşitleri ise; C-Kopça, N-Kopça, Elips-Kopça ve Oval-Kopçadır. Kopça hızını etkileyen faktörlerden birisi olan bilezik ise, kopçanın iğ etrafındaki yolunu belirleyen ve iplik sürtünmelerinden dolayı çok çabuk aşınan, yuvarlak şekilli, sistemin önemli bir parçasıdır (1). Kopça ile uyumlu çalışacak bir bileziğin; kalitesi ve sertliği iyi seçilmiş, pürüzsüz, genişliği iğ aralığına bağlı olacak şekilde tam yuvarlak olarak yapılması gerekir.

Kopça hızı:

$$V_{\text{kopça}} = \frac{n_{iğ} d_R \pi}{60} \quad (1)$$

şeklinde ifade edilir. Burada $n_{iğ}$ iğ hızı, d_R bilezik çapıdır.



Şekil 5. %100 Pamuk İpliği İçin Muhtemel Kopça Hızları (1).

Kopça hızındaki artış, kopça ve bilezik arasındaki sürtünmede düzensiz bir yükselmeye sebep olur. Sürtünme kuvvetindeki bu düzensiz ve yüksek artış kopça ve bilezik sıcaklığında da düzensiz ve yüksek bir artışa neden olur. Kopça ve bilezikteki bu ısıl dayanım sınırı 300 °C civarındadır. Bu sınır aşılmadığı müddetçe bilezik ve kopça sistemi yeterli performansı gösterir ve verimliliği olumsuz yönde etkilemez. Eğer kopça hızı çok yüksek ise, kopça ısıl hasara uğrara ve düşer (1). Her türlü ince iplikler ve özellikle sentetik iplikler eğildiği zaman, ısıl limit aşılabildiğinden, kopça hızı azaltılmalıdır. Maksimum verim elde etmek için kopça hızı ve ısı sınırından başka, aşınmış olan kopça ve bileziklerin yerine yeni kopça ve bilezik kullanılmalıdır. Ancak ilk bir veya iki saat düşük hızlarda çalıştırılmalı sonra normal hızlara çıkılmalıdır. Çünkü ilk birkaç saat süresinde kopça daha sonraki zamanlardan çok daha fazla aşınır. Bu aşınmanın sebebi, yeni kopçalarda kopça ve bilezik arasında temas yüzeyi çok küçüktür, bunun sonucu olarak da birim alandaki basınç çok yüksektir ve bu sebeple başlangıçta çok daha yüksek aşınma olur.

Şekil-5'de görüldüğü gibi 40 m/s değerindeki en yüksek kopça hızına orta incelikteki 40 Ne Pamuk ipliği ile çıkıldığı görülmektedir. İnce iplikler de kopça yüzeyine yapılan basınç

düşük olduğundan kopça hızı yüksek, kalın ipliklerde ise birim alana düşen basınç yüksek olduğundan kopça hızı düşüktür.

3.2 Kopça Kullanma Süresi

Kopçalar çok uzun süreler, değiştirilmeden kullanılırsa kopçanın aşınması geniş bir alana yayılacak, bu da ısıya dayanıklılık yeteneğini azaltacaktır. Bu sebeble bilezikler zarar görmeden ve kopça kayıpları başlamadan kopçalar değiştirilmelidir (1).

3.3 Kopça Ağırlığı

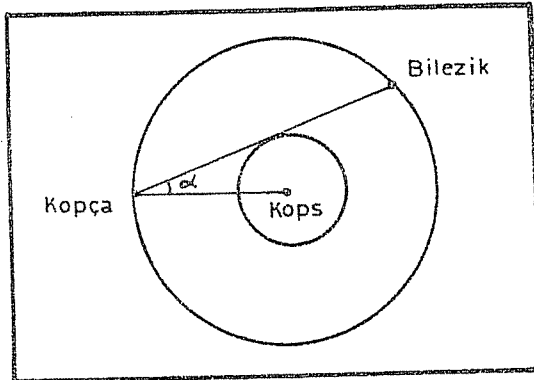
Maksimum verimi elde edebilmek için yüksek ancak optimal kopça hızlarına erişmek gerekir. Bunun için hafif kopçalar kullanmak gerekir. Kopça hafifledikçe, bilezik ve kopça sisteminin hız potansiyeli yükselir. Bu sebeble kopça ağırlığı mümkün olduğu kadar hafifletilmelidir (1).

3.4 İplik Gerilimi

İplik gerilimi (iplik germe kuvveti), ring iplikçiliğinde verimliliği etkileyen en önemli parametrelerden biridir. İplik gerilimi;

$$S = \frac{0.1 \mu^2 M_L V^2}{\sin \alpha d_R} \quad (2)$$

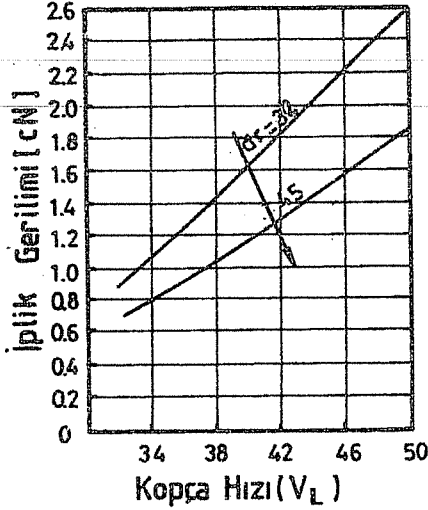
şeklinde ifade edilir (2). Burada; S iplik gerilimi (iplik germe kuvveti), m bilezik ve kopça arasındaki boyutsuz sürtünme katsayısı, M_L kopça ağırlığı, V kopça hızı, d_R bilezik çapı, α kops ve kopça arasındaki iplik parçası ile kopça-ığ ekseni arasındaki birleşim çizgisi ve kops arasındaki açıdır. Şekil-6'da α açısı görülmektedir (1).



Şekil 6. İplik Gerilimi Hesabında α Açısının Gösterilişi (1).

Uygulamada bilezik ve kopça arasındaki sürtünme katsayısı (μ) ile alfa açısı (α) verilir. Sonuç olarak iplik gerilimi, bilezik kopça arasındaki sürtünme katsayısı, kopça kütlesi ve kopça hızının karesi ile doğru orantılı, bilezik çapı ve $\sin\alpha$ açısı ile ters orantılıdır (1).

Şekil-7'de görüldüğü gibi, kopça hızındaki artış iplik geriliminde yükselmelere sebep olmaktadır. Özellikle, kopça hızı 38m/sn'den 50 m/sn'ye çıktığında ve bilezik çapı da 45 mm'den 32 mm'ye düşürülürse, iplik geriliminin iki kata yakın arttığı gözlenir (1) Bunlardan başka, iplik gerilimi arttıkça uzama ve tüylülük azalır. Yine, iplik gerilimi arttıkça, iplik kopuş oranı da kademeli olarak artar. Şekil-8'de bu durum görülmektedir.

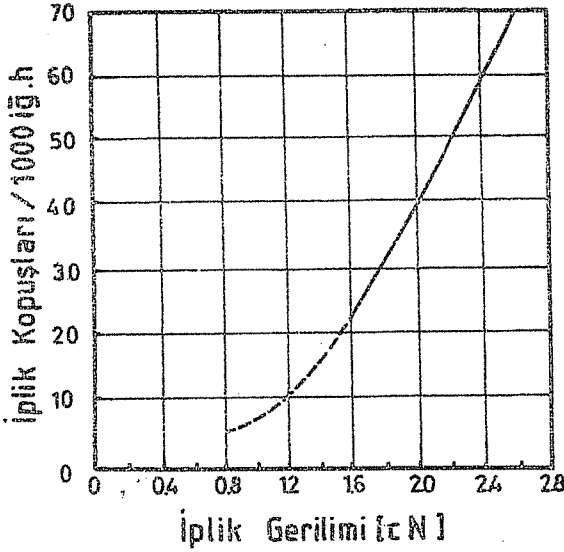


Şekil 7. Kopça Hızının Fonksiyonu Olarak Relatif İplik Gerilimi (1).

İplik geriliminin kopça ağırlığı ile doğru orantılı olmasından dolayı, ring iplikçiliğinde yüksek verim alabilmek için hafif kopçalar tercih edilir. Sonuç olarak, iplik gerilimini azaltmak ve kontrol altında tutabilmek için kopça ağırlığı azaltılmalıdır.

3.5 İplik Hasarı

İğ ve kopça hızı arttıkça, iplik ve kılavuz elemanları arasındaki sürtünme de artar. Eğer bu sürtünme kuvveti aşırı olursa, ısı meydana gelmesine neden olur ve bunun sonucu olarak da iplik ısı nedeniyle hasar görür. Bu durum özellikle ısıya hassas olan sentetik ipliklerde çok önemlidir ve verimliliği olumsuz yönde etkiler (1).



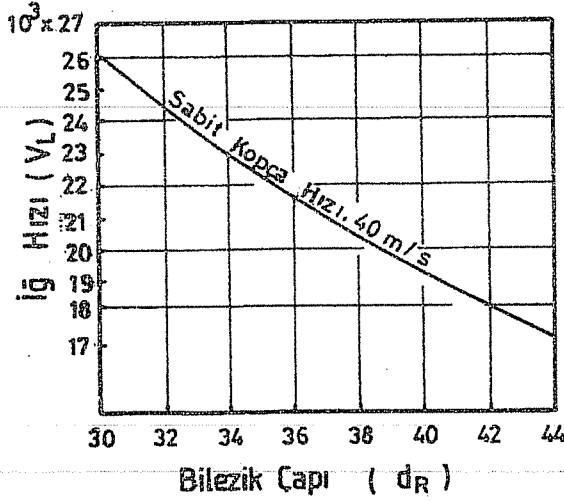
Şekil 8. İplik Geriliminin Fonksiyonu Olarak Çalışma Davranışı (15 Tex Pamuk) (1).

4. SONUÇ

Ring iplikçiliğinde verimliliği etkileyen parametreler tek tek analiz edildikten sonra, ring iplik makinasında verimliliği artırmak için öncelikle masura uzunluğu kısaltılmalı ve bilezik çapı küçültülmelidir (1). Daima iğ hızı, bilezik çapı ile ters orantılı olmalıdır. Daha açıkça bu oran V_L / d_R şeklinde ifade edilebilir. Burada V_L iğ hızı, d_R bilezik çapıdır. Şekil-9'da sabit kopça kullanılması halinde, iğ hızının artması ile bilezik çapının azalmasının (küçülmesinin) ilişkisi görülmektedir.

Daha küçük bilezik ve masura kullanıldığında daha küçük iplik balonları oluşur (1). Bu oluşum, iplik balonlarının kararlılığı ve kontrolü açısından tercih edilen bir durumdur. Gereğinden daha küçük bilezik kullanıldığında bu avantajların yanında, küçük kops boyutları nedeniyle ekleme sayısı ve zamanının artması sebebiyle daha çabuk ve sık takım değiştirme gibi dezavantajları da beraberinde getirir (6).

Bu dezavantajlara rağmen, tekstil bilimlerindeki ve teknolojisindeki gelişmeler neticesinde daha küçük bileziklerin kullanılması yönünde eğilim vardır. Günümüzde en optimum bilezik çapları, 36-40 mm ve masura uzunlukları 180-200 mm civarındadır. Kaliteli ve verimli iplik elde etmek için, daha hafif ve yüksek hızda kopçalar kullanılmalıdır. Tablo 1'de yüksek hızlarda kullanılan kopçaların ISO Numaraları verilmiştir.



Şekil 9. Kopça Hızının Fonksiyonu Olarak İğ Hızı ve Bilezik Çapı (4).

Tablo 1. Önerilen Kopça Standartları (1).

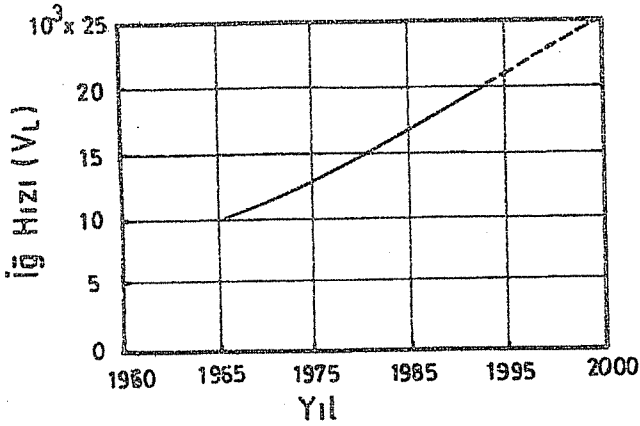
Kopça hızı (m/sn)	Kopça Numarası (ISO)
40	35.5
42	31.5
44	28
46	28

Sonuç olarak, ring iplikçiliğinde verimliliği etkileyen parametreler bir hayli çok ve karmaşıktır. Ancak, şekil-10'de görüldüğü gibi çok kısa bir zaman periyodu içinde bu parametreler kontrol altına alınarak ve geliştirilerek 10.000 devir/dakika iğ hızından 21.500 devir/dakika iğ hızına ulaşılmıştır (5). Bu, üniversitelerdeki tekstil mühendisliği bölümlerinin, iplik makina üreticisi firmaların ve iplik sanayicilerinin ortak ve yoğun çalışmaları sonucu elde edilebilmiştir (6).

5. SEMBOLLER

- d_R : Bilezik Çapı, birimi (mm).
- M_L : Kopça Ağırlığı, birimi (mg).
- $n_{iğ}$: İğ Hızı, birimi (devir / dak.).
- S : İplik Gerilimi (İplik Germe Kuvveti), birimi (cN).

- V : Kopça Hızı, birimi (m / s).
 m : Bilezik ve Kopça arasındaki Sürtünme Katsayısı, Boyutsuz.
 α : Kops ve kopça arasındaki iplik parçası ile kopça-ığ ekseni arasındaki birleşim çizgisi ve kops arasındaki açıdır. ($\sin\alpha$) (1).



Şekil 10. Yıllara Göre İğ Hızı İle Verimliliğin Artması (4).

6. KAYNAKLAR

1. Stalder,H. , Yüksek Performanslı Ring İplikçiliğinin Kapasiteleri, 4. Tekstil Sempozyumu, Rieter Spinning Systems and Machine Co. , Bursa, Tercüme Erbel A.Ş., 1988.
2. Stalder,H. , Ring İplik Makinalarında üretimi daha fazla arttırmak için yeni bir kopça,bilezik sistemi, 4. Tekstil Sempozyumu, Rieter Spinning Systems and Machine Co. , Bursa, Tercüme Erbel A.Ş., 1988.
3. Klein,W. , Ring İplik Makinalarında Gelişmeler, 4. Tekstil Sempozyumu, Rieter Spinning Systems and Machine Co. , Bursa, Tercüme İsmail ENGİN, 1988.
4. Krug,H., Morger,F., Yüksek Performanslı Ring İplik Üretiminde Pratik Tecrübeler, Rieter Sempozyumu, Antalya, Tercüme Erbel A.Ş., 1993.
5. Stalder,H., Ring İplikçiliği, Yüksek verimli iplik eğirmede günümüzdeki gelişmeler, Melliland, August, Tercüme Erbel A.Ş., 1991.
6. Stalder,H., Ring iplik makinalarında üretim artışı için anahtar olan yeni bilezik-kopça sistemi, Melliland, September, Tercüme Erbel A.Ş., 1991.

7. Ercan,N., *Open-End Rotor İplikçiliği, Ege Üniversitesi, Müh. Mim. Fakültesi No.2, İzmir, 1983.*

8. Karakaya,Y., *İplik İşletme Notları, Paktaş A.Ş. , Adana, 1986.*

9. İKTİSAT BANKASI, *Türk Tekstil Sanayi, Özel Projeler Bölümü, Haziran, 1986.*

IGNITION DELAYS OF FUELS USED IN COMPRESSION IGNITION ENGINES

Zafer DÜLGER

Kocaeli University, Engineering Faculty, Kocaeli/Türkiye

ABSTRACT : *Compression ignition engine combustion has a very important phenomenon, the ignition delay. The ignition delay affects thermal efficiency, smoothness of operation, misfiring, smoking, and knocking of the engine. Although having a determinant effect on the engine performance, the ignition delay in engines is difficult to model and calculate due to its inherent complexity. To overcome this obstacle, one common method is to make use of empirical or semi-empirical correlations that relate the ignition delay to engine operating parameters. In this study, ignition delay correlations classified according to the experimental procedure used are examined.*

SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ MOTORLARDA KULLANILAN YAKITLARIN TUTUŞMA GECİKMELERİ

ÖZET : *Sıkıştırma ateşlemeli motorlardaki yanma olayı, tutuşma gecikmesi olarak adlandırılan çok önemli bir özelliği içerir. Tutuşma gecikmesi motorlarda ısıyı verimi, düzgün çalışmayı, eksik yanma, is ve vuruntu olayını etkilemektedir. Motor performans üzerinde bu kadar etkili olmasına rağmen, tutuşma gecikmesinin hesabı ve modellenmesi çok zordur. Bu zorluğu aşmanın çok kullanılan bir metodu, tutuşma gecikmesini motor parametrelerine bağlayan ampirik veya yarı-ampirik formüller kullanılmaktadır. Bu çalışmada, kullanılan deneysel yöntemlere göre sınırlanan tutuşma gecikmesi formülasyonları incelenmektedir.*

1. INTRODUCTION

One distinctive feature of diesel engine combustion is its complexity. The combustion process involves injection, atomization, and vaporization of liquid fuel, mixing of the fuel vapor with air, autoignition, and unsteady turbulent diffusion flame development (1). The resulting heat release, a typical of which as a function of crank angle is shown in Figure 1, increases the cylinder charge pressure (2). Such a diagram exhibits four distinguishable stages of combustion: Ignition delay, premixed combustion, mixing controlled combustion, and late combustion phases. The ignition delay in a diesel engine is defined as the period between the start of fuel injection into the combustion chamber and the start of combustion. The start of combustion has been defined by several methods such as the start of pressure rise, the start of optical combustion, or the start of measured heat release (3-6). In engineering terms, ignition delays defined by the start of pressure rise have more significance, and therefore, are mostly chosen.

The ignition delay of a given fuel is very important in determining the engine performance in areas such as thermal efficiency, smoothness of operation, misfiring, smoking and knocking of the engine. For low cetan fuels with too long an ignition delay, most of the fuel is injected before ignition occurs and this results in very rapid rate of pressure rise, due to higher combustion rate, and high peak pressure after ignition. In the most severe case, the rate of combustion is so rapid that detonation of the whole fuel-air mixture occurs and results in knocking. For very low cetane fuels with an exceptionally long ignition delay, ignition may occur very late, after the top dead centre, when the piston is already in the downward stroke. The associated cooling of the fuel-air mixture results in incomplete combustion and reduces the power output and thermal efficiency of the engine. In more severe cases, the pressure and temperature of the fuel-air mixture are lowered to the extent that ignition does not occur at all, resulting in misfiring (1).

For higher cetan fuels with a shorter ignition delay, ignition starts before most of the fuel is injected. Therefore, the rate of combustion and subsequently the rate of pressure rise is controlled by the rate of fuel injection and results in smooth operation. However, fuels with too high a cetane number can also impose poor performance due to inadequate fuel-air mixing, resulting in high smoke production.

Due to the extreme complexity of the ignition delay process, a theoretical calculation is almost impossible with the current capabilities at hand. Thus, prediction of the ignition delay is mostly applied method through correlations proposed. Correlations for ignition delay as a function of engine operating variables are based on experiments in combustion bombs, flow reactors, rapid compression machines, and reciprocating engines. These formulae are of great value in calculation of ignition delays, especially when modelling diesel spray combustion. Also, when doing performance prediction through heat release calculations or matching engine design with fuel ignition quality, ignition delay data are an inevitable necessity.

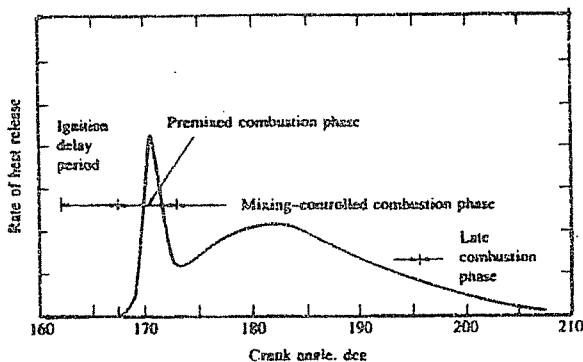


Figure 1. Typical Diesel Engine Heat-Release-Rate Diagram.

2. IGNITION DELAY CORRELATIONS

During the ignition delay period, both physical and chemical preparation must take place. The physical preparation involves the time required for atomization of the liquid fuel, vaporization of the fuel droplets, and mixing of the fuel vapor with air. The chemical preparation is the precombustion reactions of the fuel which results in decomposition of high molecular weight hydrocarbon species and formation of critical concentration of free-radical species, called ignition precursors (7). A complete model of autoignition process must include all these physical and chemical processes although it is a common procedure to concentrate on the effects of individual engine operating parameters, such as pressure, temperature, equivalence ratio etc. on the ignition delay without worrying about the actual processes occurring within the engine. Two types of models of ignition delay process have been developed: 1) Empirical or semi-empirical correlations 2) Chemical mechanisms which embody all features of the hydrocarbon oxidation process during the ignition delay (2). Ignition delay correlations are derived by matching a function to measured data on autoignition times for given fuel-air mixtures, over the relevant mixture pressure and temperature ranges.

In this prospect, there are numerous formulations proposed. Wolfer, being among the first to study on the subject, derived a semi-empirical equation by applying chain-branching reaction theory on a homogeneous fuel-air gas mixture (8). Although this equation neglects both the multicomponent nature of real fuels, the exact nature of the oxidation process, and the influence of physical processes (atomization, vaporization, mixing with air) on ignition, it has found widespread use. The main reason for this is that although its theoretical background may be shaky, in practice it works reasonably well. Wolfer represented ignition delay as a function of pressure and temperature in the following form which is referred as Arrhenius type representation.

$$\tau = A p^{-n} \frac{E}{eRT} \quad (1)$$

The constants of this widely used equation were then evaluated using data obtained in constant volume bombs: $A=0.44$ $n=1.19$ and $E/R=4650$ for pressure and temperature expressed in kg/cm^2 and K, respectively.

The values of constants A , n , and E , on which extensive research has been made worldwide, show wide variations due to the method used to measure ignition delay and different conditions at which the data are taken. Ignition delays are generally measured by one of three procedures: Constant volume combustion bombs, continuous flow apparatus, or reciprocating engines.

2.1 CORRELATIONS USING DATA OBTAINED IN CONSTANT VOLUME BOMBS

In a constant volume bomb, liquid fuel is injected into a closed vessel which can withstand high pressure and temperatures similar to those occurring in diesel engines. The vessel is heated to raise the charge temperature so that the conditions in real diesel engines are realized. Constant volume bombs have been used widely due to their relative simplicity compared with other procedures.

The effects of gas temperature and pressure and the air/fuel ratio on ignition delay of fuel sprays of 40.5 CN primary reference fuel (70% Hexadecane and 30% Heptamethylnonane) were determined by Ryan and Callahan (9). The ignition delay data are represented by Equation 2.

$$\tau = 0.0221 (\text{O}_2)^{-0.5324} (\text{Fuel})^{0.0511} \rho^{0.1346} \frac{5914}{e^T} \quad (2)$$

where O_2 and Fuel are oxygen and fuel concentrations in (moles/m^3) , respectively, and ρ gas density (kg/m^3) .

This formulation relates the ignition delay of the fuel-air mixture to its physical properties such as density and temperature and to its chemical composition. Figure 2 shows the variation of ignition delay with oxygen concentration in the fuel-air mixture at different temperatures.

Ignition delays for preheated n -dodecane injected into air in a constant volume enclosure over a pressure level of 4.4 to 28.0 atm and a temperature range of 600 to 875 K were obtained by Parker et al (10) and the results displays an Arrhenius type behavior with the omission of pressure term,

$$\tau = A \frac{E}{eRT} \quad (3)$$

where $A=2.69 \cdot 10^{-8}$ sec and $E/R = 9032$ K.

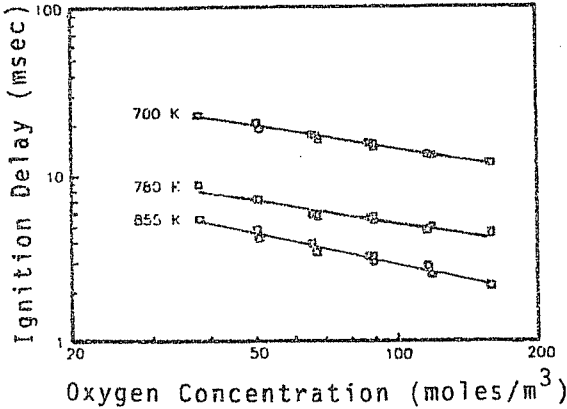


Figure 2. Effect of Oxygen Concentration on the Ignition Delay at Three Temperatures.

The ignition delay period under such conditions was found relatively insensitive to pressure in the combustion chamber.

Ignition delay of No.2 Diesel fuel for pressure and temperature of the air in the combustion chamber before injection varying between 30 to 70 bar and 730 to 905 K respectively were determined by Baert (11). Baert first correlated the ignition delay with pressure and temperature according to Arrhenius equation (Eq. 1)

$$\tau = 0.0379 e^{\left(\frac{4832}{T}\right)} p^{-0.516} \quad (4)$$

where P is in bar.

This equation has a correlation coefficient of 0.98012. Baert observed the curved shape of the experimental ignition delay data which is due to the fact that the Arrhenius type representation is not well suited for a wide temperature range and then decided to determine the best-fitting parameters of a modified ignition delay formula:

$$\tau = \tau_0 + A e^{\left(\frac{B}{T}\right)} p^{-n_1} + C p^{-n_2} \quad (5)$$

where τ_0 , A, B, C, n_1 and n_2 are empirical constants.

The equation he ended up with is

$$\tau = 0.74 + \frac{2100}{p^{2.45}} + \frac{7.16 \cdot 10^{-5} e^{\left(\frac{9437}{T}\right)}}{p^{0.55}} \quad (6)$$

This equation has a correlation coefficient of 0.9933 which is an exceptionally high value. Figure 3 shows correlation of ignition delay with pressure and temperature using Eq. 6.

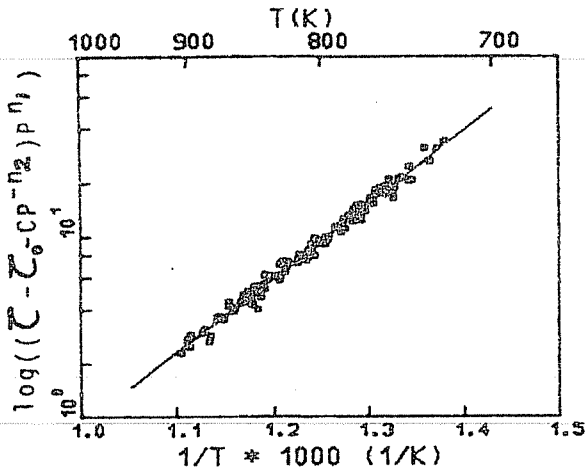


Figure 3. Correlation of Pressure Rise Delay with Pressure and Temperature.

2.2 CORRELATIONS USING DATA OBTAINED IN CONTINUOUS FLOW APPARATUS

In continuous (steady) flow apparatus, conditions of air pressure, temperature, etc. are established at steady flow conditions for a sufficient length of time for them to be measured accurately prior to controlled fuel injection. The liquid fuel is injected into steady flow of air and the start of ignition is detected by any means mentioned in Introduction section. Using a continuous flow apparatus, Stringer et al determined the values of E , A and n for 21 fuels over a range of pressure (30-60 atm) and temperature (770-980K) (12). These values are shown in Table 1. The fourth column in Table 1 indicates the maximum deviations from the measured values that are incurred if the above values are used to forecast ignition delays.

Table 1. Constants of the Arrhenius Equation, Eq. 1 (12)

Fuel	n	E	A	Maximum Deviation, %
Diesel Fuel CN 45 to 50	0.757	10869	0.0405	-16
Cetane (n-hexadecane)	0.685	12303	0.0685	-44
α -Methylnapthalene	1.048	28665	0.00005	+14
20% cetane+80% α -Methylnapthalene	1.641	19330	0.019	-64
50% cetane+50% α -Methylnapthalene	1.167	13375	0.046	-56
80% cetane+20% α -Methylnapthalene	0.069	15045	0.002	-48

IGNITION DELAYS OF FUELS USED IN COMPRESSION IGNITION ENGINES

Avtur	0.991	15507	0.009	-54
Avtag	0.751	14166	0.008	-64
Iso-octane	1.294	16090	0.094	-30
n-Heptane	0.113	14189	0.0006	-76
20% iso-octane+80%n-heptane	1.036	11028	0.170	-59
50% iso-octane+50%n-heptane	1.508	18737	0.017	-44
80% iso-octane+20%n-heptane	1.249	20238	0.006	-71
n-Pentane	1.601	18032	0.041	-59
Cyclohexane	1.054	13656	0.071	-31
Avgas 80 octane	1.339	16840	0.049	-20
Reference gasoline (80 octane)	1.269	15635	0.046	-35
Shell premium grade	1.565	22879	0.004	+38
85-Octane fuel, 4.5% aromatics	1.071	18909	0.004	-38
85-Octane fuel, 22.5% aromatics	1.076	10709	0.606	-21
85-Octane fuel, 46% aromatics	1.261	17847	0.021	-50

Spadaccini and TeVelde (7) measured ignition delays for fuels of Jet-A, JP-4, No.2, cetane, and an experimental referee broad specification (ERBS) fuel and the tests covered pressures of 10, 15, 20, 25, and 30 atm, inlet air temperatures of 650 to 900 K and fuel/air equivalence ratios of 0.3, 0.5, 0.7, and 1.0. The measured ignition delay times were correlated with ambient pressure and inlet air temperature according to Arrhenius equation. The empirical constants n and A and activation energy E are given in Table 2.

Table 2. Constants of Arrhenius Equation, Eq. 1 (7).

Fuel	n	A	E (kcal/mole)
Jet-A	2.0	$1.68 \cdot 10^{-8}$	37.78
	1.0	$6.89 \cdot 10^{-9}$	35.09
JP-4	2.0	$1.17 \cdot 10^{-9}$	43.06
	1.0	$4.87 \cdot 10^{-9}$	36.76
No.2 Diesel	2.0	$2.43 \cdot 10^{-9}$	41.56
	1.0	$4.00 \cdot 10^{-10}$	39.88
ERBS	2.0	$1.11 \cdot 10^{-9}$	42.98
	1.0	$5.15 \cdot 10^{-10}$	39.64
Cetane	2.0	$4.04 \cdot 10^{-13}$	50.44
	1.0	$2.65 \cdot 10^{-12}$	43.84

Figure 4 shows the variation of ignition delay with inlet temperature for No.2 Diesel fuel and Figure 5 shows autoignition correlations for fuels investigated.

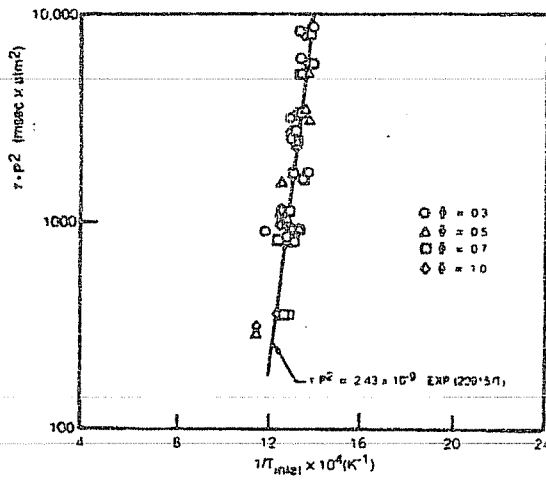


Figure 4. Autoignition Characteristics of No.2 Diesel Fuel.

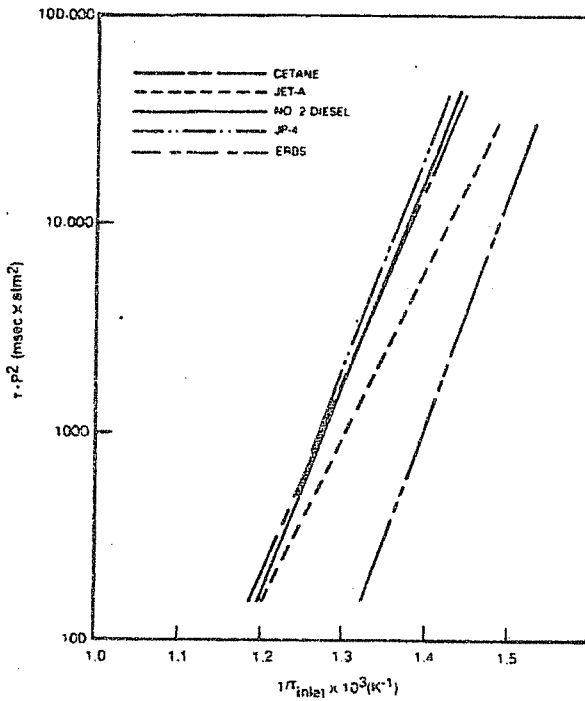


Figure 5. Autoignition Correlations for Several Fuels.

2.3 CORRELATIONS USING DATA OBTAINED IN RECIPROCATING ENGINES

Ignition delay measurements obtained from tests in diesel engines (including CFR engines) and rapid compression machines provide the complete physical and chemical processes occurring during the diesel engine combustion to be taken into account. However, the effects of continuously varying pressure, temperature, velocity, and turbulence within the combustion chamber and of injector spray characteristics prevent an unambiguous determination of the influence of any of these variables on ignition delay.

There are many studies conducted in reciprocating engines. The effects of cetane number on ignition delay for a cetane number range of 35 to 55 using a swirl-chamber production engine were investigated by Olree and Lenane (5). Blends of a commercial premium diesel fuel of 50 CN and a commercial light cycle oil of 28 CN were used to obtain fuels of 45, 40, and 35 CN along with a low-cetane commercial 2-D fuel of 38 CN and a Philips control fuel of 47 CN. A diesel ignition improver was also used to obtain chemically derived cetane numbers from 39 to 54 CN. The tests were conducted at two different inlet air temperatures, 264 and 297 K.

The effects of natural and chemically derived cetane numbers on ignition delay are shown in Figure 6. These individual data points are subjected to a least-squares analysis for each speed load combination, and the lines shown in Figure 6 are graphical representation of this data. Actual results with correlation coefficients are shown in Table 3.

The straight lines obtained from least-squares analysis were found to best represent trends. However, data points show some scatter as a consequence of the variability in engine response to cetane number as shown in Figure 7.

Table 3. Correlation Between Ignition Delay and Cetane Number (5)

Engine Speed, rpm	Engine Load	Slope, °CA/CN		Correlation Coefficient	
		297 K	264 K	297 K	264 K
3600	Full	0.078	-	0.919	-
2000	Full	0.104	0.156	0.942	0.909
2000	1/2	0.139	0.182	0.941	0.935
1000	1/4	0.111	0.106	0.975	0.906
600	Idle	0.096	-	0.962	-

A modified CFR engine was used by Ahmadi et al to analyze combustion characteristics of minimally processed coal liquids, Diesel No. 2 (DF2), U-12 (21 cetane number), and α -methyl naphthalene (0 cetane number) (6). The coal liquids were byproducts of coal

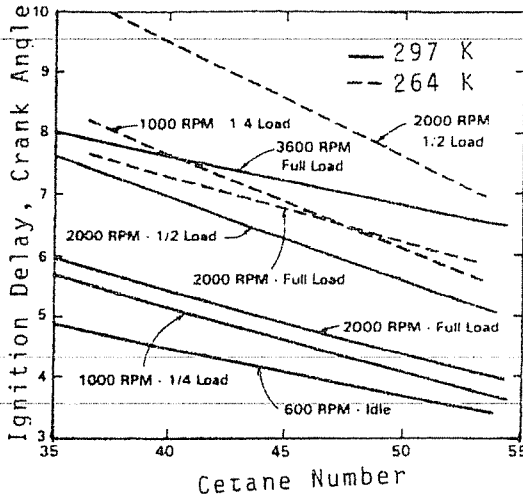


Figure 6. Effects of Natural and Chemically Derived Cetane Numbers on Ignition Delay.

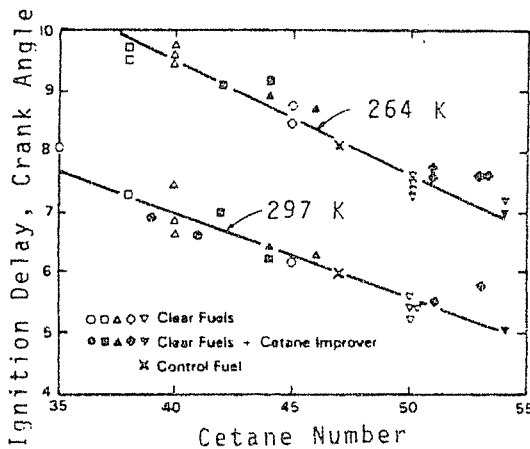


Figure 7. Correlation of Ignition delay and Cetane Number.

gasification of Elkhorn bituminous (ElkB) and North Dakota lignite (NDL). The overall equivalence ratio was held at 0.6. A three dimensional nonlinear simplex method was used to fit the parameters of an Arrhenius type equation to the engine's ignition performance. Mean temperature and pressure during delay are used in the Arrhenius expression. These parameters are given in Table 4.

IGNITION DELAYS OF FUELS USED IN COMPRESSION IGNITION ENGINES

Table 4. Constants of Arrhenius Equation Eq. 1 (6)

Fuels	E (MJ/kg-mol)	n	A (ms-atm ⁿ)	Average error
DF2	19.2	2.09	77.3	0.0088
U12	30.5	2.58	146.	0.0163
αMN	24.6	2.64	461.	0.0110
NDL	29.5	1.64	5.8	0.0364
ElkB	28.5	1.92	20.2	0.0100

The Arrhenius plots of log of ignition delay multiplied by pressure to the n power versus reciprocal temperature are shown in Figure 8.

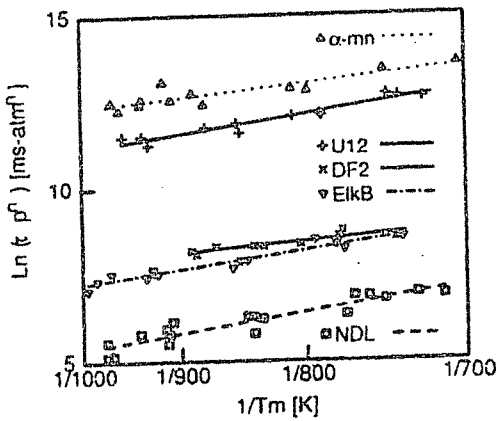


Figure 8. Ignition Delay Times Pressure to the Power n versus Reciprocal Temperature

The ignition delay of a commercial fuel burned in two different engines with running conditions varying between 600 to 4500 rpm is represented by (13):

$$\tau = 7.29 \cdot 10^{-6} p^{-1.685} e^{\frac{4341}{T}} \quad (7)$$

where P is in kgf/cm²

The standard deviation of this equation is 0.06.

The ignition delay of Primary Reference Fuels (Iso-octane n-heptane mixture) was represented by

$$\tau = 0.01869 \left(\frac{OCTN}{100}\right)^{3.4017} p^{-1.7} e^{\frac{3800}{T}} \quad (8)$$

where OCTN is the volume percentage of iso-octane in the PRF mixture. The range covered was $80 < \text{OCTN} < 100$.

Hardenberg and Hase (14) gave the following formula after evaluating test results from the development of a large number of direct-injection diesel engines of different design and great variety of cylinder dimensions, which allows the effect of the fuel, the engine parameters and the ambient conditions on the ignition delay to be assessed.

$$\tau = \frac{(0.36 + 0.22MPS)}{0.006RPM} * e^{E[(\frac{1}{RTCR^{c-1}} - \frac{1}{17190}) + (\frac{21.2}{PCR^c - 12.4})^{0.63}]} \quad (9)$$

where T and P are absolute air temperature and pressure in the intake manifold, respectively, MPS mean piston speed (m/sec), RPM engine speed (rpm), CR compression ratio, and c polytropic exponent of compression.

The following expression is given for the activation energy.

$$E = \frac{618840}{CN + 25} \quad (10)$$

Jie and Hongzhong (15) obtained a formula from the test on a turbo-charged diesel engine.

$$\tau = 0.14 + 1.446 e^{\frac{2213}{T}} p^{-0.82} \quad (11)$$

where P and T are the cylinder pressure and temperature at the start of combustion.

The following formula is used by Hiroyasu et al (16)

$$\tau = 4 * 10^{-3} p^{-2.5} \phi^{-1.04} e^{\frac{4000}{T}} \quad (12)$$

where P is in MPa.

A relationship between the pressure rise delay and the mean pressure during the ignition delay after the measurements on a single-cylinder, open chamber, supercharged research diesel engine running on CITE (Compression Ignition Turbine Engine) referee grade fuel was found by Bolt and Henein (17).

$$\tau = \frac{A}{P^n} \quad (13)$$

where P is in lb/in².

The values of A and n expressed separately for low and high pressure ranges are given in Table 5.

Table 5. Constants in Equation 12 (17).

	Based on pressure at start of injection	Based on mean pressure during ignition delay
Low pressure range (500-990 lb/in ²)		
A	82.59	229.61
n	0.684	0.81
max. deviation	2.16%	2.5%
High pressure range (990-1470 lb/in ²)		
A	5.44	6.79
n	0.269	0.2918
max. deviation	1.28%	1.55%

Kobayashi et al (18) reported the following formula obtained from the tests on a diesel engine running on a No. 3 special diesel fuel of 50 CN.

$$\tau = 1.8977 \left(\frac{12.8 - P}{0.22 (T - 273) - 71} \right) \sqrt{RPM} \quad (14)$$

where τ is in Crank Angles and P is in MPa.

3. CONCLUDING REMARKS

It is observed that correlations for ignition delays for fuels used in compression ignition engines show wide variations. The variations in the different ignition delay correlations could be attributed to several factors:

-the methods of detecting start of combustion, hence, the definition of ignition delay time, are sometimes different.

-the methods of fuel-air preparation and experimental apparatus are different. Since the spontaneous ignition temperature is not a unique property of a substance but rather depends on the relative rates of heat generation and heat loss as well as the history of fuel-air mixture preparation, ignition delay data are generally dependent upon the particular experimental test configuration. For example, the ignition delay periods for constant-volume bombs and engines differ somewhat mainly due to dissimilar rates of heat generation and heat loss between these experiments. Fuel preparation, mixture inhomogeneity, heat loss, and nonuniform flow patters can also affect ignition delay.

Different types of fuel injection systems may have been used. Also, as ignition delay data are correlated with pressure and temperature, possibly errors, especially in measuring temperature, will also influence the values of the constants. Finally, the values of these parameters also vary with the pressure and temperature range that are examined.

NOMANCLATURE

A, n	Constants of Arrhenius equation (Eq. 1)
CN	Cetane number
E	Activation energy, (kcal/mole, kJ/mole)
R	Gas constant, (kcal/mole K, kJ/mole K)
RPM	Engine speed, (rpm)
OCTN	Octane number
T	Temperature, (K)
P	Pressure, (Pa, atm, kg/cm ²)
τ	Ignition delay, (msec)

REFERENCES

1. Wong, C.L. and Steere, D.E., *SAE Technical Paper Series, No. 821231, 1982.*
2. Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, New York, 1988.*
3. Needham, J.R. and Doyle, D.M., *SAE Technical Paper Series, No. 852101, 1985.*
4. Henein, H.A. and Bolt, J.A., *SAE Technical Paper Series, No. 670007, 1967.*
5. Otree, R.M. and Lenane, D.L., *SAE Technical Paper Series, No. 840108, 1984.*
6. Ahmadi, M.R., Kittelson, D.B., and Brehob, D.D., *SAE Technical Paper Series, No. 900399, 1990.*
7. Spadaccini, L.J. and TeVelde, J.A., *Combustion and Flame, Vol.46, pp. 283-300, 1982.*
8. Wolfer, H.H., *VDI-Forschungsheft 392, pp. 15-24, 1938.*
9. Ryan, T.W. and Callahan, T.J., *SAE Technical Paper Series, No. 881626, 1988.*
10. Parker, T.E., Forssha, M.D., Steward, H.E., Hom, K., Sawyer, R.F., and Oppenheim, A.K., *SAE Technical Paper Series, No. 850087, 1985.*
11. Baert, R.S.G., *SAE Technical Paper Series, No. 890417, 1989.*
12. Stinger, F.W., Clarke, A.E., and Clarke, J.S., *Proc. Inst. Mech. Eng. 1969-70, Vol. 184, Part 3J, pp. 212-225, 1970.*
13. Douaud, A.M. and Eyzat, P., *SAE Technical Paper Series, No. 780080, 1978.*
14. Hardenberg, H.O. and Hase, F.W., *SAE Technical Paper Series, No. 790493, 1979.*
15. Jie, M. and Hongzhong, G., *SAE Technical Paper Series, No. 901671, 1990.*
16. Hiroyasu, H., Kadota, T., and Arai, M., *Bull. JSME, Vol.26, No. 214, pp. 569-575, 1983.*
17. Bolt, J.A. and Henein, N.A., *Proc. Inst. Mech. Eng. 1969-70, Vol. 184, Part 3J, pp. 130-136, 1970.*
18. Kobayashi, A., Kurashima, A., and Endo, S., *SAE Technical Paper Series, No. 840106, 1984.*

FIRAT HAVZASINDA BULUNAN DOĞAL YAPI TAŞLARININ BAZI FİZİKSEL ÖZELLİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Yaşar BİÇER ve Vedat TANYILDIZI

Fırat Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Elazığ / Türkiye

Dursun PEHLİVAN

Fırat Üniversitesi, Kimya Mühendisliği Bölümü, Elazığ / Türkiye

Şükrü YILDIRIM

Fırat Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Elazığ / Türkiye

ÖZET : *Bu çalışmada, Fırat havzasındaki altı yörede bulunan doğal taşların bazı fiziksel özellikleri araştırılmaktadır.*

Ülkemizin her yöresinde, değişik özelliklere sahip doğal taşlar bina yapı malzemesi olarak uzun yıllardan beri kullanılmaktadır. Aslında kullanımları mutlak zorunlu olmayan bu taşların mevsim konfor şartları ile bağlantılı olarak ısı ve mekanik özellikleri henüz araştırılmamıştır. Bu çalışmanın amacı, söz konusu taşların bina yapı malzemesi olarak ne kadar uygun olduklarını belirlemektir. Bu amaçla, Fırat Havzası'nda çeşitli yörelerden seçilen taşların her bir türü için iki farklı kaynaktan örnekler alınmıştır. Bu örnekler kimyasal analizden sonra ısı iletkenlik, özgül ısı kapasitesi, su emme, teneffüs kabiliyeti ve mekanik dayanımlarının tayini için deneylere tabi tutulmuştur.

Sonuçlar özellikle enerji tasarrufu mukavemet ve tabii konfor şartları açısından diğer yapı malzemeleri ile karşılaştırılmıştır.

A RESEARCH ON THE PHYSICAL FEATURES OF THE NATURAL BUILDING MATERIALS AVAILABLE IN FIRAT BASIN

ABSTRACT : *In this work, some of the physical properties of natural rocks existing in six towns in Fırat Basin is investigated.*

The natural rocks having different features have been used as building materials in every places all over the country for ages. Their usage is not absolutely a matter of necessity. In fact, heat and mechanical features of these rocks in relation to the seasonal comfort conditions have not been searched yet. The aim of this work is to find out how suitable these rocks are as structural materials. For this aim, two specimens from different sources for each stone chosen from various places in Fırat Basin, have been taken. After chemical analysis, the experiments for determining the heat conductivity and heat capacity, water absorption, respiration and mechanical strength were carried out.

The results are compared with the other building materials especially in the aspects of energy saving, strength and natural comfort conditions.

1. GİRİŞ

Gerek enerji ve yapı malzemelerindeki maliyetlerin yükselmesi, gerekse ülke genelinde konut talebinin artması, doğal yapı taşlarının inşaat malzemesi olarak kullanılmasını gündeme getirebilir. Çoğunlukla taşıyıcı, nadiren dolgu elemanı olarak kullanılan bu taşlara, Antalya'nın volkanik tüfü, Diyarbakır karacataşı, Şanlıurfa'nın karga sabunu örnek olarak verilebilir.

Bu çalışmada, bütün yörelerdeki yapı elemanlarına uygulanabilecek bir analize basamak oluşturmak üzere, Karakoçan (Elazığ), Hozat (Tunceli), Yeşilyurt (Malatya) ilçelerinde bulunan taşlarla, Adıyaman Nemrut Dağı, Diyarbakır Karacadağ taşı ve Şanlıurfa'nın karga sabunu taşları incelenmiştir. Bu taşlar yörede, uzun yıllardan beri bir çok eski binada taşıyıcı yapı elemanı ve dolgu malzemesi olarak kullanılmakta olup, halk arasında muteber bir yapı elemanı olarak kabul görmektedir. Ancak bu itibarın, gerçekten iyi bir malzeme olmasından mı, yoksa teminindeki kolaylıktan mı kaynaklandığı belirgin değildir. Konuya açıklık getirmek amacıyla yapılan bu araştırmanın sonuçları ve varsa ekonomiye katkısı göz önüne alındığında çalışma konusu olan taşlar, hem taşıyıcı yapı elemanı ve hem de betonarme karkas binalarda dolgu elemanı olarak kullanılmak üzere tavsiye edilebilecektir.

2. YÖRE TAŞLARININ ÖZELLİKLERİ

Yapı malzemesi olarak kullanılabilirliği araştırılan doğal yapı taşlarından;

Karacadağ taşı, magmatik dış püskürük taşlar sınıfından olup bazalt türünde ve siyah renklidir. Diyarbakır ilinin merkez ve ilçelerinde bina yapımı ile özellikle ilin surlarının yapımında kullanılmıştır. 6-7 mohs sertlik derecesine sahip bu taşın işlenmesi oldukça güçtür.

Yeşilyurt taşı, fiziksel tortul taş sınıfından olup kum taşı türündendir. Ateş karşısında sertleşme özelliği göstermektedir. Yörede fırın inşaatları ve ocaklarının yapımında yoğun olarak kullanılmakta olup kahverengimsidir.

Şanlıurfa taşı, Nemrut dağı taşı, Hozat taşı, Karakoçan taşları organik tortul taş sınıfından olup renkleri açık sarımsı ve beyazımsıdır. Bu yörelerde bilhassa yağma kargir yapıların inşasında uzun yıllardan beri yaygın şekilde kullanılmaktadırlar. Yörelerinde oldukça fazla miktarda bulunan taşların sertliği 3-4 mohs sertlik derecesinde olup, işlenebilme özellikleri olumludur. Ocaktan çıkarıldıktan sonra, içerdiği nemi kaybetmediği ve dış ortamın kimyasal tesirlerine uzun süre maruz kalmadığı sürece, diğer yapı taşlarına göre rahatca şekillendirilip işlenebilmektedirler. Bu durumuyla taşlar, ahşap gibi testere ile kesilebilmekte, matkapla delinebilmekte, sert kesiciler ile yontulabilmekte ve hatta çivi çakılabilmektedir. Taşların sahip olduğu bu cazip özellik, yörelerinde inşa edilen binalarda yapı malzemesi olarak çok itibar görmesini sağlayan önemli nedenler arasında yer almaktadır.

Malzemelerin yapılan kimyasal analizleri sonucunda Tablo 1 'deki değerler elde edilmiştir.

Tablo 1. Fırat Havzasında bulunan bazı doğal taşların kimyasal bileşenleri.

Bileşen(%)	SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	Kızdırma kaybı	Tayin edilemeyen
Hozat Taşı	0.33	-	-	54.75	1.07	42.11	1.74
Karacadağ Taşı	47.24	15.30	4.70	13.04	3.74	13.58	2.40
Karakoçan Taşı	69.46	12.77	2.1	6.10	1.33	5.66	2.58
Şanlıurfa Taşı	1.0	0.15	0.1	53.48	1.02	43.63	1.52
Nemrut Taşı	47.20	19.15	15.30	11.17	5.35	-	1.83
Yeşilyurt Taşı	71.42	13.5	6.0	-	-	5.13	2.46

3. DENEYSEL ÇALIŞMA VE SONUÇLARI

Her yörenin ocaklarından alınan taş bloklardan ısıl iletkenlik ölçme aletinin probuna uygun olarak (150 mm x 60 mm x 20 mm) ölçülerinde numuneler hazırlanmıştır. Bu numunelerin ısı iletim katsayıları, özgül ısı kapasiteleri, yoğunluk ve su emme özellikleri belirlenmiştir. Ayrıca basınç ve aşınma deneyleri için (71 mm x 71mm x 71 mm) boyutlarında küp numuneler hazırlanmıştır.

3.1 Isıl İletkenlik

Malzemelerin ısı iletim katsayıları, DIN 51046 'ya uygun olarak "sıcak tel" yöntemine göre ölçme yapan cihaz (Shoterm-QTM) ile ölçülmüştür. Bu yöntemde, ısıtıcı tel (krom-nikel) ve bu tele orta noktasında dokunacak şekilde lehimlenmiş termo eleman (nikel krom-nikel) iki malzeme arasına yerleştirilir. Üstteki malzeme yalıtılmış ve iletkenliği bilinen plaka (Prob), alttaki malzeme ise ısıl iletkenliği bilinmeyen ölçülecek olan numunedir (1, 2). Cihaz, 0.02-10 W/mK aralığında %5+1 basamak duyarlılıkla ölçme yapabilmektedir. Bu bakımdan ölçmeler, çalışmada aranabilecek duyarlığa ve amaca uygun ölçüde sağlıklıdır.

Her yöre taşı için iki ocaktan alınan taş numuneleri, cihazın ölçme probuna uygun ebatlarda hazırlandıktan sonra, her numunenin üç noktadan ısıl iletkenlik katsayıları 23 °C-33 °C aralığında ölçülmüş ve aritmetik ortalamaları alınarak sonuçları Tablo 2. de topluca gösterilmiştir.

3.2. Özgül Isı Kapasitesi

Bu deneyde yakıtların ısıl değerlerinin tespitinde kullanılan kalorimetre kabı kullanılmıştır. Kalorimetre kabının dış ortama ısı kaybı, kabın etrafına konan ikinci bir su

gömleği ile önlenmektedir. Fark sıcaklık ölçen termoelemanın bir ucu kalorimetre kabını, diğer ucu ise dış gömleği okumaktadır. Termoeleman uçları arasında gerilimi sıfırlamak için kalorimetre kabının sıcaklığındaki artışa paralel ve otomatik olarak dış gömlek sıcaklığı da artırılmaktadır. Sıcaklık potansiyelindeki fark sıfırlandığı için, kalorimetre kabından dış gömleğe ısı akışı olmamaktadır. Sıcaklığı genişleme tipi bir termometreyle de kontrol edilen bir etüvde, 84 °C sıcaklıkta yeteri kadar uzun süre bekletildikten sonra, her bir numune, kalorimetre kabına belirli miktarda ve sıcaklıktaki saf suya daldırılmıştır. Suyun başlangıçtaki sıcaklığı ile denge sıcaklığı arasındaki fark, Beckmann termometresiyle ölçülmüştür. Yapılan kalibrasyon deneyinde, bir çelik blokun (%0.5 C) özgül ısı kapasitesi tablo değerlerine uygun şekilde 0.456 kJ/kg K olarak bulunmuştur. Böylelikle ölçme duyarlılığı yeterli bulunduktan sonra, taşların özgül ısı kapasiteleri hesaplanarak Tablo 2. de gösterilmiştir.

3.3. Su Emme ve Kuruma

Bu deneyin amacı, su ile direkt temasta kalan yapı malzemelerin de donma sürecinde, bünyesinde teşekkül eden buz kristallerinin genişleme imkanı bulabileceği bir kuru hacmin varlığının araştırılmasıdır. Bu özellik malzemeye dona karşı güvence sağlamaktadır. Numuneler üzerinde yapılan su emme deneylerinde, az da olsa birbirinden farklı su emme oranları elde edilmiştir. Bununla birlikte sonuçlar % 20 değerinin oldukça aşağısındadır (3-5). Yörenin iklim şartları da dikkate alındığında, donma sonucu malzemede çatlama, yüzeyde tozlanma ve kabuk halinde dökülme veya toplam kütlelenin dağılması söz konusu değildir.

Deney numuneleri 105 °C sıcaklığa ayarlanmış etüve konularak, ağırlığın sabit olduğu görülünceye kadar kurutulmuş, her numunenin kuru ağırlığı (W_k) tesbit edilmiştir. Daha sonra su seviyesi kademeli olarak yükseltilmiş 24 saat sonra numunelerin tamamı su içinde kalacak şekilde kaba su ilave edilmiş, 48 saat su içinde bekletildikten sonra sudan çıkarılıp silinerek, su emdirilmiş W_d ağırlıkları bulunmuş,

$$S.E. = \frac{W_d - W_k}{W_k} 100$$

bağıntısı ile su emme yüzdesi hesaplanmıştır. Sonuçlar Tablo 3. de topluca gösterilmiştir.

Kuruma hızı deneyinde amaç, taşın teneffüs kabiliyetinin araştırılmasıdır. 24 saat su kabı içerisinde bekletilen numuneler sudan çıkarılıp ıslak bir bezle silindikten sonra 20 °C oda sıcaklığında doğal kurutmaya bırakılmıştır. Kuruma malzeme yüzeyinden buharlaşma yolu ile olduğundan, burada malzeme derinliğinden yüzeye kılcal kanallar vasıtasıyla suyun hareketi söz konusudur. Şekil 2 'nin incelenmesinde, malzemenin azda olsa teneffüs kabiliyetine sahip olduğu görülmektedir.

FIRAT HAVZASI DOĞAL YAPI TAŞLARININ BAZI FİZİKSEL ÖZELLİKLERİ

3.4. Mekanik Dayanım

Numuneler üzerinde laboratuvarında TS 699 standardına uygun basınç ve eğilmeden çekme dayanım deneyleri yapılmıştır. Yine, yapılan sürtünmeden aşınma deneylerinde (Böhme) 110 devir için aşınma kayıpları her taş için tespit edilerek Tablo 3. de topluca gösterilmiştir.

Tablo 2. Taş numuneleri ile bazı yapı malzemelerinin fiziksel özellikleri (6,7).

Malzemenin Adı	Isıl İletkenlik W/mK	Özgül Isı Kapasitesi Cp (J/kg°C)	Isıl Yayılma katsayısı ax10 ⁻⁷ (m ² /s)	Özgül kütle p(kg/m ³)
Beton	0.814	879	4.9	1906
Granit	1.73-3.98	816	8-18.3	2643
Kalker	1.26	908	5.68	2483
Kum taşı	1.63-2.08	712	10.6-12.7	2163-2307
Mermer	2.77	808	3.94	2499-2707
Tuğla adi	0.692	837	5.16	1602
Hozat Taşı	1.800	884	9.187	2200
Karacadağ Taşı	1.630	1128	4.988	2900
Karakoçan Taşı	0.440	1027	3.360	1280
Şanlıurfa Taşı	1.4	927.12	7.16-7.63	2200
Nemrut Taşı	0.800	943	6.100	1400
Yeşilyurt Taşı	1.18	1088	5.727	1900

Tablo 3. Numunelerin dayanım özellikleri

Malzemenin Adı	Basınç dayanımı N/mm ²	Çekme dayanımı N/mm ²	Su emme oranı (%)	Aşınma (%)
Hozat Taşı	21.0	1.6	5.54	6.9
Karacadağ taşı	110	9.1	0.31	1.8
Karakoçan taşı	8.2	0.9	17.5	4.9
Şanlıurfa taşı	26	3.2	12.5	12
Nemrut taşı	10.2	1.	17	5.1
Yeşilyurt taşı	11.1	1.15	8.6	13.1

4. SONUÇ VE TARTIŞMA

Fırat Havzasında yer alan Elazığ, Malatya, Diyarbakır, Adıyaman, Şanlıurfa ve Tunceli illerinin merkez ve ilçelerinde, uzun yıllardan beri kullanılan ve geniş rezervlere sahip bazı taşların fiziksel özelliklerini araştırmak amacıyla yapılan bu çalışmada aşağıdaki sonuçlar saptanmıştır.

1- Gerek sürekli ve gerekse zamana bağlı rejimde 0.440 W/mK ısı iletim katsayısı ve $3.36 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ ısı yayılma değeri ile Elazığ Karakoçan taşı, diğer benzeri taş, beton, granit, kalker, mermer ve adi tuğla ya göre daha iyi görünmektedir. Bu değerlerle y tong özelliklerine yakındır. Bu taşın yapılar da bölme elemanı olarak tuğla veya briket yerine daha yaygın olarak kullanılması, enerji tasarrufu ve bina maliyeti yönünden kazanç sağlayacaktır.

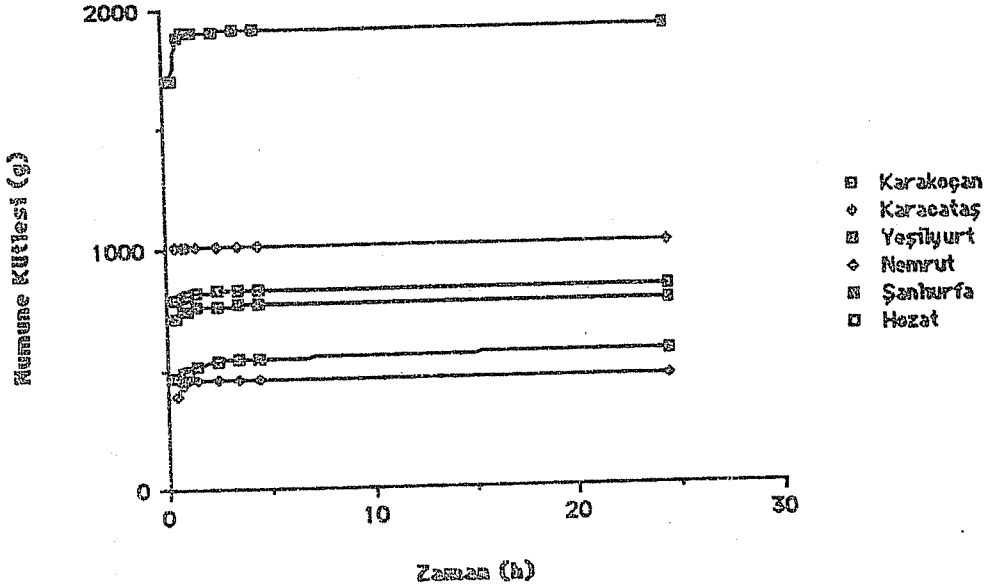
Adıyaman ili Nemrut dağı taşı ise 0.800 W/mK ısı iletkenlik ve $6.1 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ ısı yayılma değeri ile granit, mermer, kumtaşı ve incelenen diğer taşlara göre daha iyi durumdadır.

İncelenen Hozat taşı, Karacataş, Şanlıurfa ve Yeşilyurt taşları enerji tasarrufu yönünden benzeri yapı malzemelerine göre önemli sayılacak üstün yönleri saptanamamıştır.

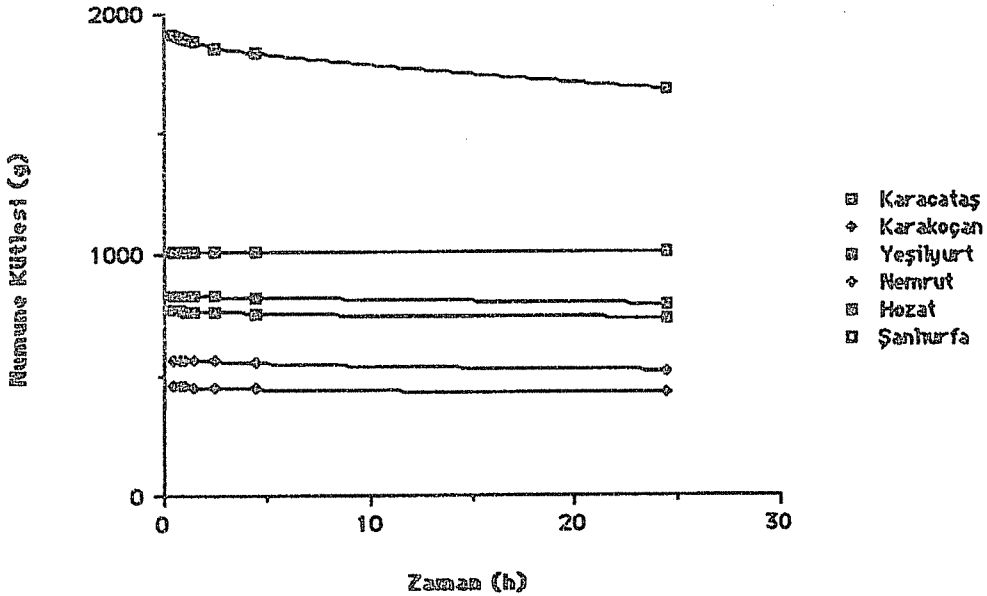
2- Su emme ve kuruma deneylerinde, Karacataş için su emme oranı % 0.3 gibi çok küçük değer olarak saptanmıştır. Diğer taşların ise %5-17.5 arasında olup donma yönünden hiç biri tehlike arz etmemektedir (Şekil 1). Kuruma deneyinde ise (Şekil 2.) Karacadağ taşı dışında incelenen diğer taşların iyi teneffüs kabiliyetine sahip oldukları görülmektedir.

3- Basınç dayanımı 110.0 N/mm^2 , çekme dayanımı 9.1 N/mm^2 , aşınma kaybı % 1.8 olan Karacadağ taşının bu özellikleri standart değerlerin üzerindedir. Çalışmada yer alan diğer doğal taşlara ait dayanım değerleri yüksek dayanımlı doğal yapı taşlarına göre nisbeten düşük olmasına karşılık, briket, tuğla ve gazbeton gibi yapay malzemelerle yaklaşık eşdeğer dayanımlara sahiptirler. Ancak aşınma dayanımı yönünden Hozat, Yeşilyurt ve Şanlıurfa taşları uygun dayanıma sahip değildirler. Bu nedenle merdiven, parke gibi fazla aşınmaya maruz yapı elemanı olarak kullanılmasını engellemektedir. Ancak birçok yapı elemanına kıyasla kolayca işlenebilmesi, elektrik ve su tesisat kanallarının açılabilmesi, delinebilmesi, kesilebilmesi, yontulabilmesi, çivi ve vida kullanılmasına izin vermesi, yörelerinde çok miktarda bulunması ve ucuz elde edilmesi büyük avantajdır. Ayrıca doğal taşların bulunduğu yörelerimizde çoğunlukla beton agregası kaynakları yeterli düzeyde olmadığından kırma taş olarak bu yörelerde beton agregası olarak da yararlanma olanağı ve bina yapı elemanı olarak maliyetinin ucuz olması göz ardı edilmemelidir.

FIRAT HAVZASI DOĞAL YAPI TAŞLARININ BAZI FİZİKSEL ÖZELLİKLERİ



Şekil 1. Su emme deneyinde Fırat havzası doğal yapı taşlarının zamana karşı kütle değişimi.



Şekil 2. Kurutma deneyinde Fırat havzası doğal yapı taşlarının zamana karşı kütle değişimi.

KAYNAKLAR

1. Ünsal, M., *Unsteady State Method For The Measurement of Thermal Conductivity and Thermal Diffusivity, Heat Transfer Laboratory, Experiment Number 1, METU Gaziantep Campus, 1987.*
2. Denko, *Showa Shotherm Operation Manual No 125-2. K.K. Instrument Products Department, 13-9, Shiba Daimon, Tokyo, 105, Japan.*
3. Okuyan, C., Biçer, Y., Tanyıldızı, V., Yıldırım, Ş., "Bina Yapı Elemanı Olarak Urfa Taşının Bazı Fiziksel Özellikleri" 2. Soğ. ve İklimlendirme Kongresi, Sayfa 271-278, Adana, 1992.
4. Biçer, Y., Ayhan, T., Pıhlı, K., Termik Santral Uçucu Külleri İçeren Yalıtım Sıvası Üzerine Bir Araştırma, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt 15, Sayı 3/4, Sayfa 24-29, 1992.*
5. TS 699 "Doğal Yapı Taşlarının Muayene ve Deney Yöntemleri", T.S.E., Ankara, 1978.
6. Özışık, M.N., *Heat Transfer-A Basic Approach, Mc Graw Hill, Singapore, 1985.*
7. Yapı Malzeme ve Elemanları, Özellikleri-Kullanma Yöntemleri, Ytong, İstanbul, 1985.
8. Toksoy, M. "Endüstriyel Malzemelerin Isıl İletkenlik Katsayıları" T.M.M.O.B. Mühendis ve Makina Dergisi, Sayı 347, S. 12-15, 1988.

DIŞLI POMPA VE MOTORLARDA DIŞLI ELASTİK DEFORMASYONLARI VE SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİ

Erdem KOÇ

Çukurova Üniversitesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, Adana / Türkiye

Fazıl CANBULUT

Erciyes Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Kayseri / Türkiye

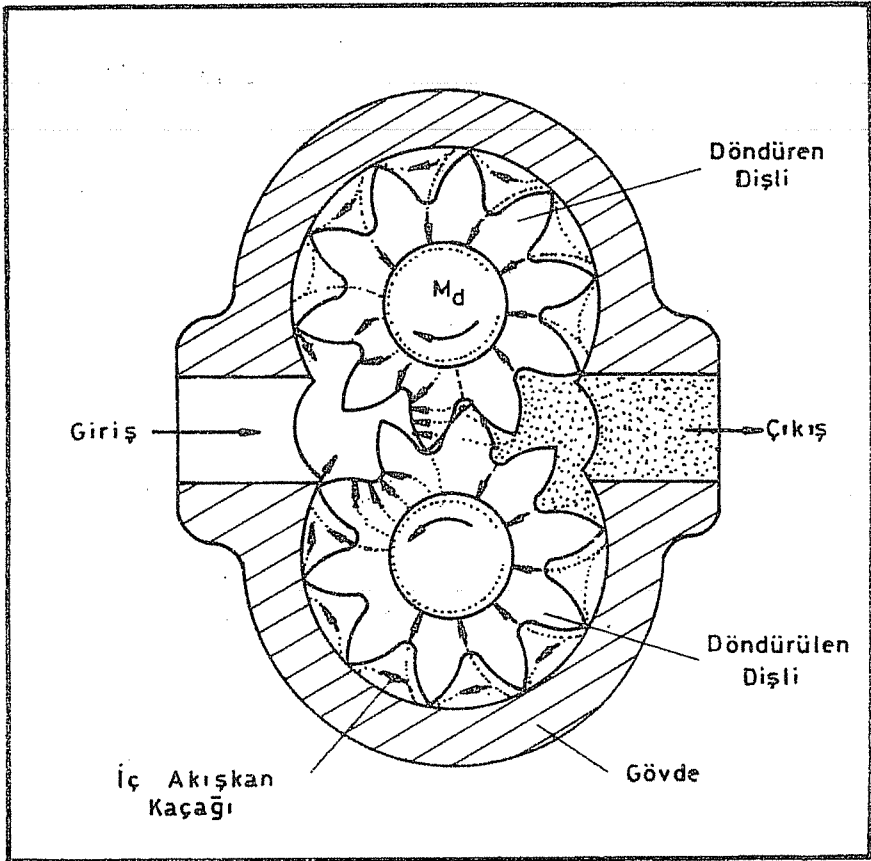
ÖZET : *Bu çalışmada yüksek basınçlı pozitif iletimli dişli pompa ve motorlarda dişlilerin elastik deformasyona uğrama şartları ve deformasyon büyüklükleri teorik olarak araştırılmıştır. Bu amaçla, döndüren ve döndürülen dişlilere etki eden (dişlileri ayıran) ayırma kuvveti ve bu kuvvetle basınç dağılımının iki dişlide oluşturduğu elastik deformasyonlar teorik olarak bulunmuştur. Bu deformasyonların özellikle sistem iç akışkan kaçağına etkileri araştırılmıştır.*

GEAR ELASTICAL DEFORMATIONS IN GEAR PUMPS AND MOTORS AND THEIR EFFECTS ON SYSTEM PERFORMANCE

ABSTRACT : *In this study, the conditions for gear elastical deformations in high pressure positive displacement gear pumps and motors and the deformation parameters have been investigated theoretically. For this purpose, the separating force acting on the driving and driven gears and the elastical deformations originated from this force and pressure distribution have been obtained again theoretically. The effects of these deformations, particularly on the internal leakage, have been examined.*

1. GİRİŞ

Hidrolik güç kontrol ve üretim sistemlerinde birçok avantajlı yönlerinden dolayı yüksek basınçlı dıştan dişli pompalar en çok kullanılan basınç üreten ünitelerdir. Şekil-1 basit bir dişli pompayı göstermektedir. Şekilden de görüleceği gibi dişliler hidrostatik olarak dengesiz çalışmaktadırlar. Özellikle çıkış hatındaki yüksek basınç bölgesinin etkisinde dişliler giriş kısmına doğru zorlanmaktadırlar. Dişli yan yüzeyleri başta olmak üzere diş kavrama bölgesi ve dişli tepeleri ile gövde iç yüzeyi arasındaki küçük aralıklardan akışkan yüksek basınçlı bölgeden alçak basınçlı bölgeye kaçmaktadır.



Şekil 1. Yüksek basınçlı dıştan dişli pompa.

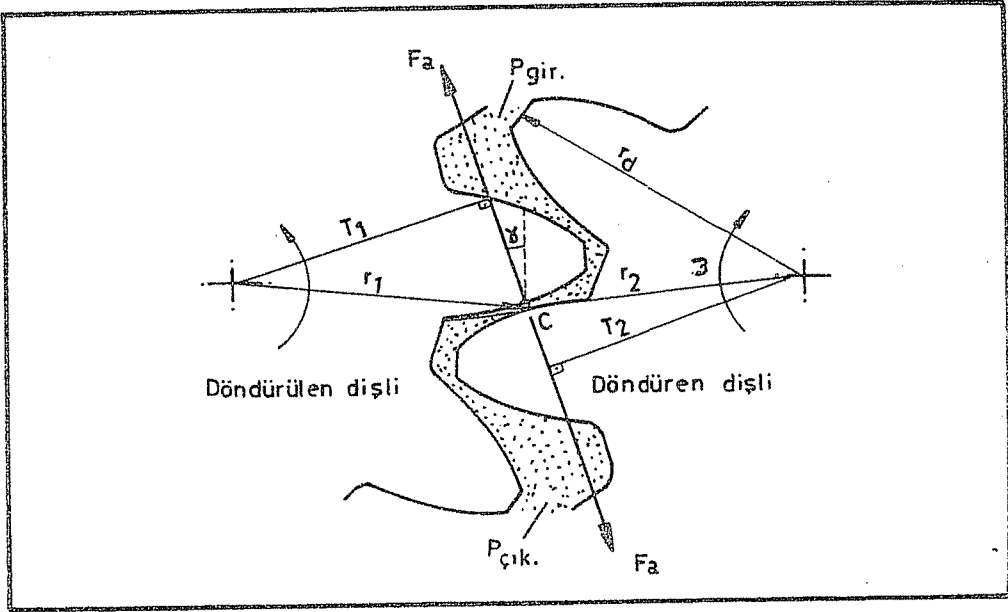
Pompa karakteristikleri, iç akışkan kaçağı ve sistem performansı üzerinde değişik çalışmalar yürütülmüştür (1, 2, 3, 4). Bu çalışmada dişli ayrılma bölgesindeki kuvvetler ve moment ile sistem geometrisi ve çalışma parametreleri arasında teorik bir ilişkinin

varlığı düşünülüp, gerekli ifadeler boyutsuz olarak elde edilmiştir. Ayrıca dişli çevresindeki lineer basınç artışı kabulünden hareketle dişli tepe bölgelerindeki radyal açıklıkları etkileyen hidrostatik basıncın doğurduğu iki boyutlu elastik deformasyonlar da incelenmiştir. Tarif edilen pompa çalışma parametresi yardımıyla her diş için radyal ve aksel deformasyonlar hesaplanıp radyal film kalınlıkları teorik olarak tahmin edilebilmektedir.

2. DIŞLİ AYIRMA KUVVETİ VE TAHRİK MOMENTİ

2.1 Teorik Yaklaşım

Döndüren ve döndürülen dişlilerde oluşan ayırma kuvveti şekil-2'den de görüldüğü gibi giriş ve çıkış basınçları arasındaki farktan ortaya çıkmaktadır. Şekilde temasın herhangi bir anında, C noktasında, F_a ayırma kuvveti döndüren ve döndürülen dişlide ters yönde etmektedir. Dişlilerin geometrik büyüklükleri şekil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 2. Dişlilerde ayırma kuvveti.

Ayırma kuvvetinin her iki dişliye olan etkisi ve pozisyonları daha açık olarak şekil-3'de görülmektedir. Burada döndüren dişlinin döndürülen dişliyi hareket ettirebilmesi için öncelikle döndürülen dişlide hidrolik basıncın etkisi ile oluşan momentin yenilmesi gerekmektedir. Döndürülen dişlinin geometrik büyüklükleri ve ayırma kuvveti dikkate alınarak moment dengesi,

$$F_a T_1 = b (r_d - r_1) \frac{r_d + r_1}{2} (P_{\text{çık.}} - P_{\text{gir.}}) \quad (1)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada $P_s = P_{\text{çık.}} - P_{\text{gir.}}$ sistem basıncı, b diş genişliği ve $T_1 = r_1 \cos \alpha$ ile ayırma kuvveti,

$$F_a = \frac{b (r_d^2 - r_1^2) P_s}{2 r_1 \cos \alpha} \quad (2)$$

şeklinde elde edilir. Boyutsuz parametrelerle çalışmanın tartışılmaz yararlarından dolayı bu eşitlik boyutsuzlaştırılmıştır. Bu amaçla,

$$\bar{b} = \frac{b}{r_d}$$

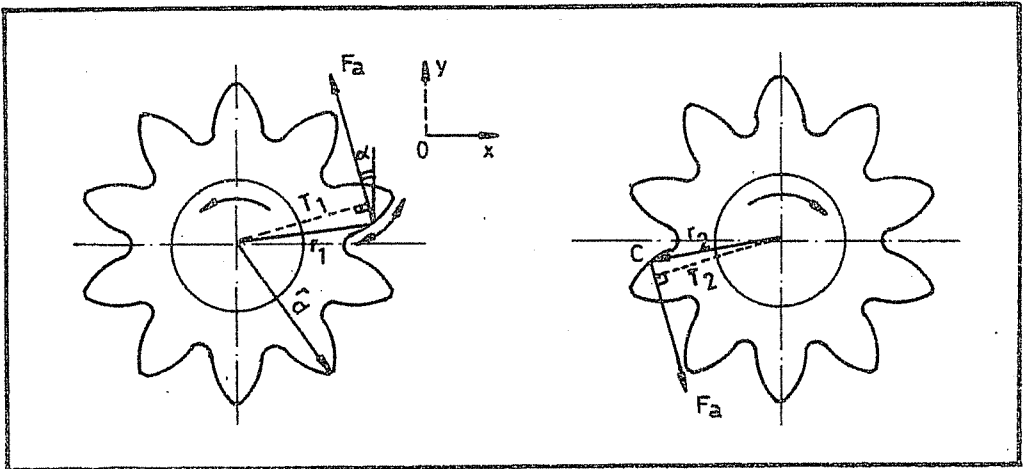
$$\bar{r}_1 = \frac{r_1}{r_d} \quad (3)$$

$$\bar{P}_s = \frac{P_s h_o^2}{\eta \omega r_d^2}$$

boyutsuz parametrelerle (2) eşitliği,

$$\bar{F}_a = \frac{\bar{b} (1 - \bar{r}_1^2) \bar{P}_s}{2 \bar{r}_1 \cos \alpha} \quad (4)$$

şeklini almıştır. Burada ayırma kuvveti $\bar{F}_a = F_a h_o^2 / \eta \omega r_d^4$ şeklinde tarif edilmiştir.



Şekil 3. Döndüren ve döndürülen dişlerde ayırma kuvveti.

Döndüren dişli için de moment dengesi yazıldığında,

$$M_d = F_a T_2 + P_s b (r_d - r_2) \frac{r_d + r_2}{2} \quad (5)$$

elde edilir. Burada da $T_2 = r_2 \cos \alpha$ dikkate alınır ve (2) eşitliği ile birlikte değerlendirildiğinde, tahrik momentini,

$$M_d = \frac{P_s b}{2} \left[\frac{r_2}{r_1} (r_d^2 - r_1^2) + (r_d^2 - r_2^2) \right] \quad (6)$$

sistem basıncı ve geometrik büyüklükler cinsinden elde edilmiş olur. Benzer boyutsuz parametrelerle (6) eşitliği,

$$\bar{M}_d = \frac{\bar{P}_s \bar{b}}{2} \left[\frac{\bar{r}_2}{\bar{r}_1} (1 - \bar{r}_1^2) + (1 - \bar{r}_2^2) \right] \quad (7)$$

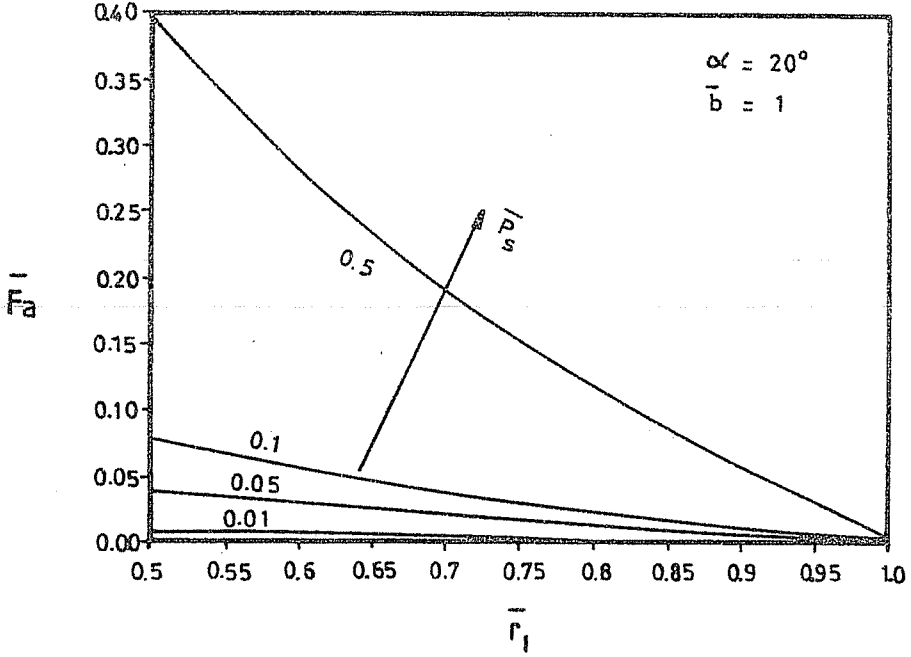
şeklini alır. Burada boyutsuz moment $\bar{M}_d = M_d h_o^2 / \eta \omega r_d^5$ şeklinde tarif edilmekte olup boyutsuz parametrelerde yer alan h_o , diş tepesi ile gövde iç yüzeyi arasındaki radyal açıklığı (film kalınlığı) göstermektedir.

2.2 Teorik Neticeler

Döndüren ve döndürülen dişlilerde ortak temas noktası C'nin yer değiştirmesi (r_1 ve r_2 'nin değişmesi) ayırma kuvveti ve tahrik momentini etkilemektedir. Bu çalışmada temas noktasının değişimi ile değişik geometriye sahip dişli pompa veya motorda değişik çalışma parametreleri etkisinde ayırma kuvveti ve moment değişimi teorik olarak analiz edilmiştir.

Şekil-4 değişik boyutsuz sistem basıncında boyutsuz ayırma kuvvetinin boyutsuz radyal uzaklıkla (\bar{r}_1) değişimini vermektedir. Burada boyutsuz diş genişliği $\bar{b} = 1$ ve ayırma kuvveti açısı $\alpha = 20^\circ$ 'de sabit kabul edilmiştir. Radyal uzaklık \bar{r}_1 boyutsuz olduğundan 0.5'ten 1'e kadar değiştirilmiştir. Boyutsuz 0.5 değeri kavramanın başladığı, 1 değeri ise diş tepesinin karşı dişli yan yüzünden ayrılmaya başladığı andaki radyal uzaklığa tekabül etmektedir. Temas noktasının dişli uç kısmına doğru kayması (artan \bar{r}_1 değerleri) bütün boyutsuz sistem basınçlarında ayırma kuvvetini azaltmaktadır. Basıncın artışı beklendiği gibi seçilen bir temas anında ayırma kuvvetini artırmaktadır. Temas noktası sürekli değiştiğinden bir dişli çiftinde her iki dişliye etki eden kuvvet sürekli değişiklik göstermektedir. Bu da dişlilerin değişken bir kuvvetle zorlanması anlamını taşımaktadır. Düşük basınçlarda \bar{r}_1 'in artışı kuvvette fazla bir değişiklik ortaya çıkarmazken, $\bar{P}_s = 0.05$ ve daha büyük basınç değerlerinde kuvvette hızlı bir düşüş gözlenmektedir. $\bar{r}_1 = 0.75$ pozisyonunda, $h_o = 5 \mu\text{m}$ radyal film kalınlığında 1000 d/dk hızla dönen bir dişli pompa $\eta = 0.02$ Pas'lik viskoziteye sahip bir yağ basarken $\bar{P}_s = 0.1$ boyutsuz basınçta

$\bar{F}_a = 0.03$ boyutsuz ayırma kuvveti $r_d = 5$ cm dış yarıçapa sahip bir dişlide yaklaşık 15 kN'luk bir kuvvete tekabül etmektedir. Değişik çalışma şartlarında ayırma kuvvetinin büyüklüğü teorik olarak tahmin edilebilmektedir.

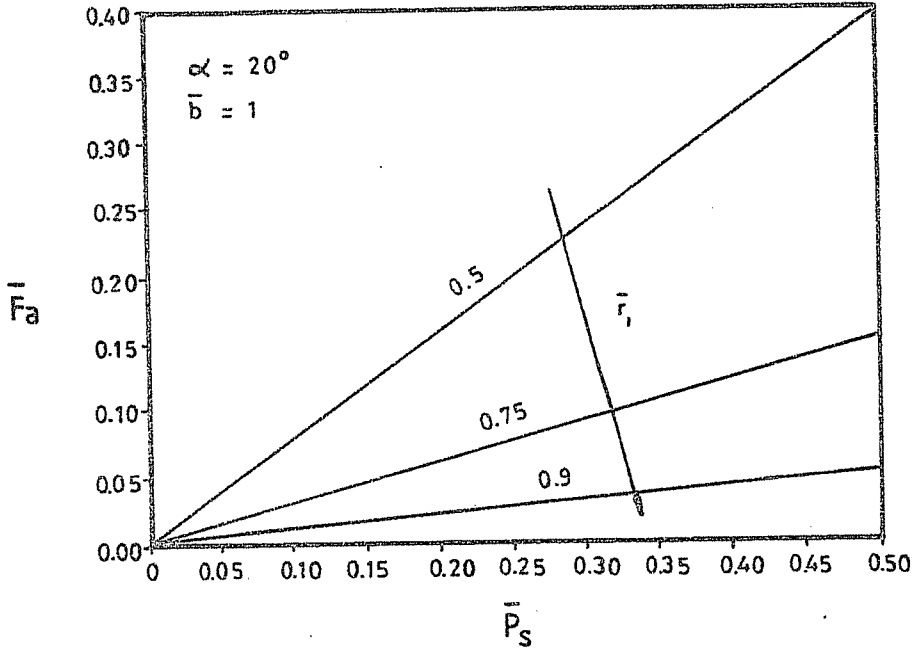


Şekil 4. Ayırma kuvvetinin temas noktası pozisyonuyla değişimi.

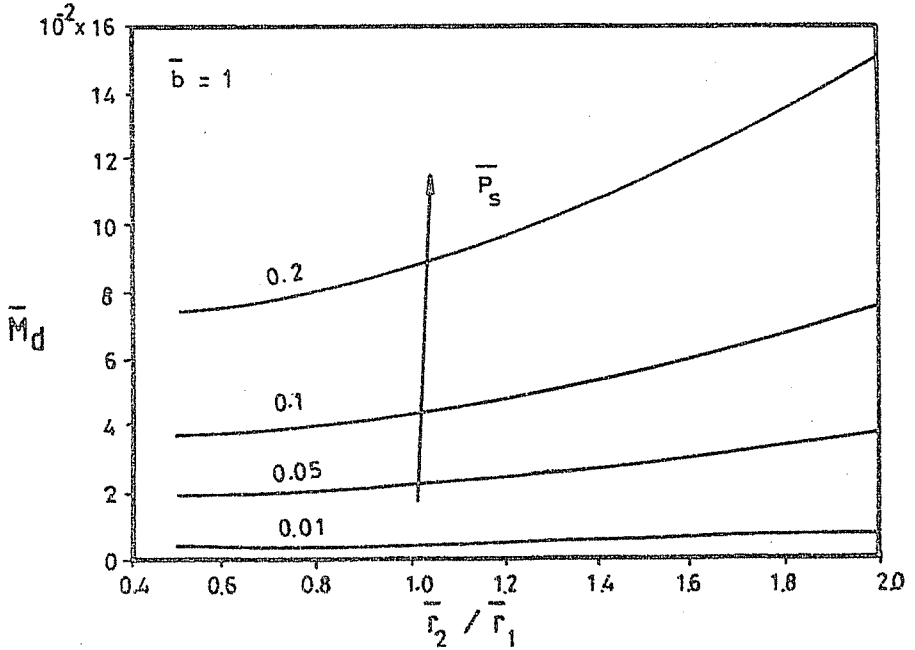
Şekil-5 değişik radyal pozisyonda sistem basıncıyla boyutsuz ayırma kuvvetinin değişimini vermektedir. Basıncın artışı, beklendiği gibi, kuvvette lineer artışa neden olmaktadır.

Her iki dişlideki radyal uzaklık esas alındığında değişik çalışma basıncında dişli tahrik momentindeki değişim incelenmiş ve şekil-6'da verilen sonuçlar elde edilmiştir. Burada \bar{r}_2 / \bar{r}_1 oranı 0.5'ten 2'ye değiştirilmiş basınç da 0.01'den 0.2'ye kadar artırılmıştır. Temas noktasının kayması büyük basınç değerlerinde daha büyük döndürme momentine ihtiyaç göstermektedir. Aynı sistem basıncında \bar{r}_2 / \bar{r}_1 'in artışı momenti de artırmaktadır. Bu tür davranış, dişli pompaların en büyük mahsuru olan dengesiz ve titreşimli çalışmanın veya gürültülü çalışmanın ana nedenini izah etmektedir. Seçilen sabit bir tahrik momentinde \bar{r}_2 / \bar{r}_1 'in artışı yine sistem basıncının azalmasına neden olmaktadır (şekil-7). Daha küçük moment değerlerindeki davranış ise şekil-8'de verildiği gibi olmaktadır.

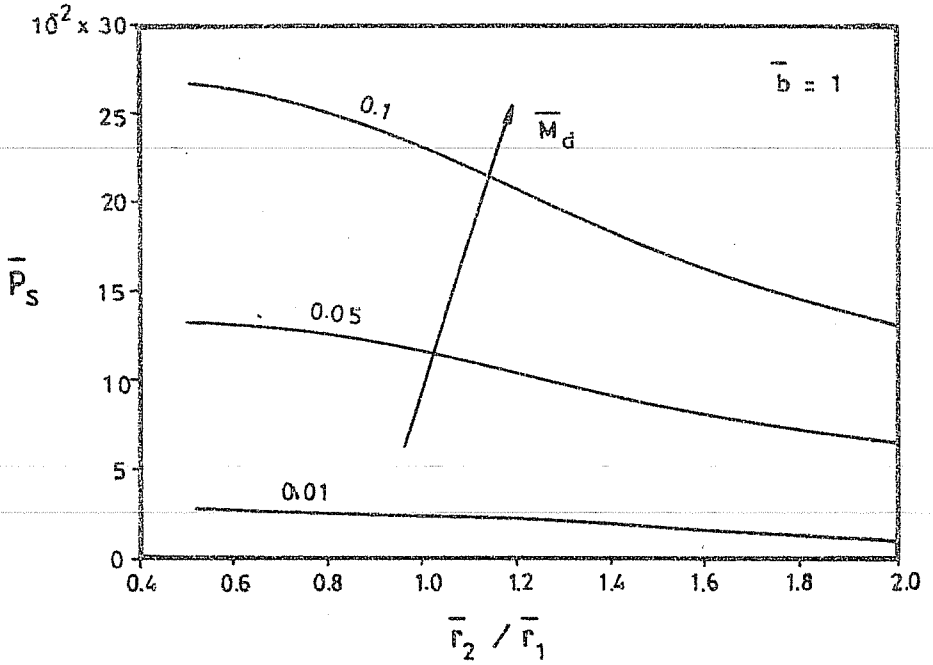
DIŞLI POMPA VE MOTORLARDA DIŞLI ELASTİK DEFORMASYONLARI VE ETKİLERİ



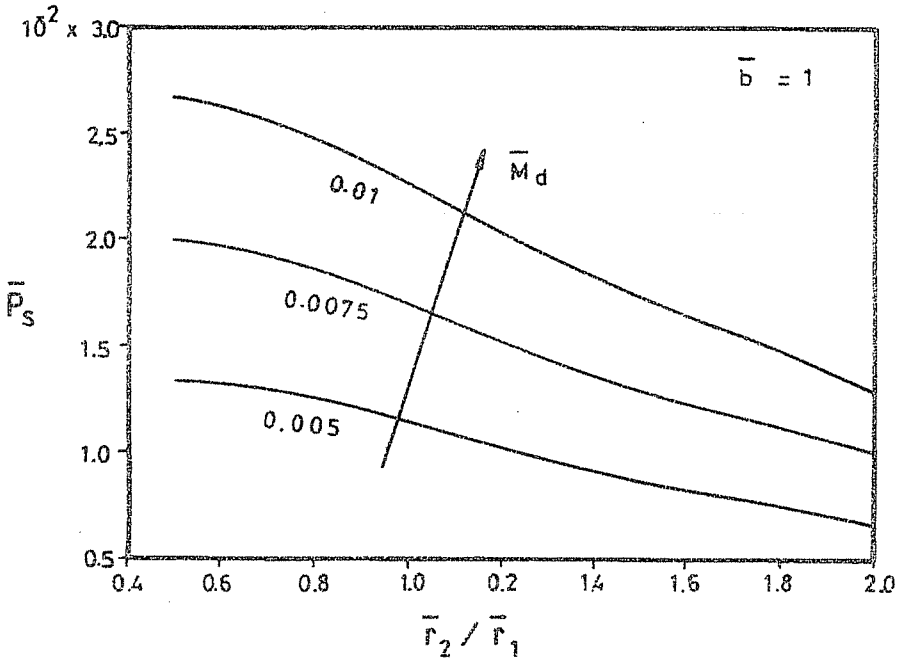
Şekil 5. Ayırma kuvvetinin sistem basıncıyla değişimi.



Şekil 6. Döndürme momentinin temas noktası pozisyonuyla değişimi.



Şekil 7. Sistem basıncının temas noktası pozisyonuyla değişimi.



Şekil 8. Sistem basıncının temas noktası pozisyonuyla değişimi.

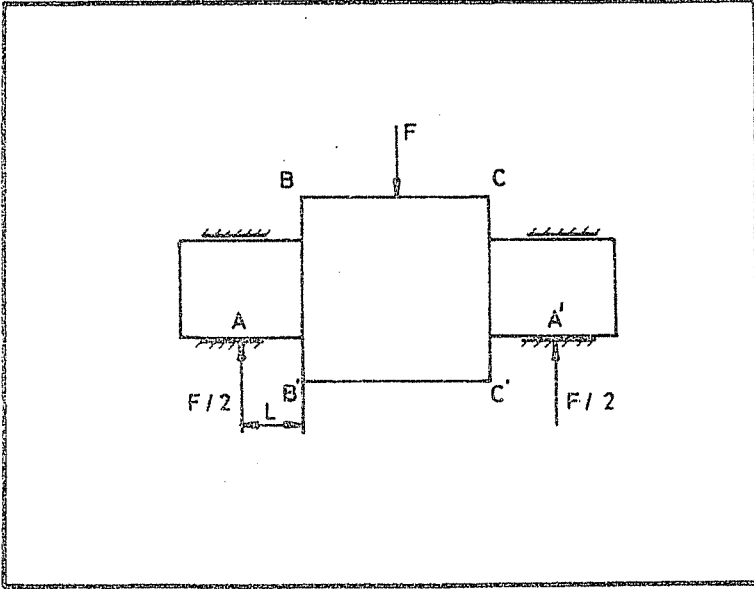
3. DİŞLİLERDE ELASTİK DEFORMASYON

3.1 Döndürülen Dişlinin Eğilme Deformasyonu

Şekil- 9 'da görüldüğü gibi uniform olarak diş genişliği üzerine yayılan F kuvvetinin etkisi ile eğilmeye maruz kalan bölge AA' yatakları arasındadır. Buradaki kritik bölge ise AB' = L boyundaki BB' kesitidir. B' noktasındaki çökmeyi elastik eğri denkleminde hareketle

$$\delta = \frac{FL^3}{6EI} \quad (8)$$

şeklinde bulmak mümkündür (5). Bir dişli pompada döndürülen dişliye etki eden basınç dağılımı şekil-10'da görüldüğü gibi kabul edilebilir. Basınç girişten çıkışa doğru lineer olarak arttığından her dişli boşluğuna etki eden basınç değeri de farklıdır. Bu nedenle döndürülen dişliyi dört basınç bölgesine ayırarak, çökme değerlerini (elastik deformasyon) bulmak daha iyi bir yaklaşımdır. Burada AB düşük basınç, BC yüksek basınç, CD diş temas bölgesi, DA ise yağ girişinin yer aldığı bölgelerdir.



Şekil 9. Dişlide eğilme deformasyonunun oluşumu.

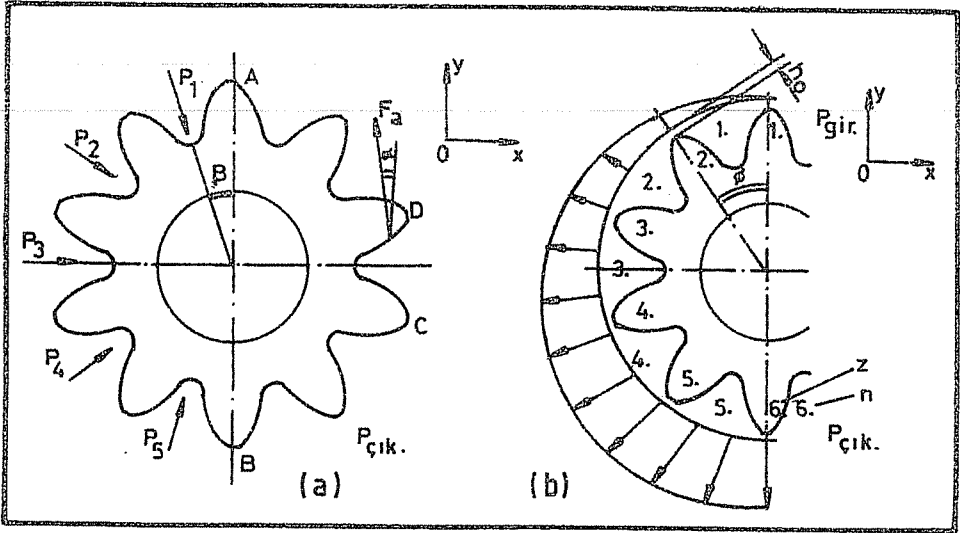
Şekil-10b'de görüldüğü gibi x ve y doğrultularında basınç kuvvetlerinin oluşturacağı δ_x ve δ_y çökmeleri farklı bölgeler için aşağıdaki gibi tespit edilebilir,

A-B Bölgesi:

$$\delta x = \sum_{i=1}^5 \frac{P_i t L^3 b \sin(2i - 1) \beta}{6 EI} \quad (9)$$

$$\delta y = \sum_{i=1}^5 \frac{P_i t L^3 b \cos(2i - 1) \beta}{6 EI} \quad (10)$$

şeklinde bulunabilir. Burada t taksimat dairesi üzerindeki diş boşluğudur.



Şekil 10. Döndürülen dişlide basınç dağılımı ve ayırma kuvveti.

B-C Bölgesi:

Bu bölge pompanın çıkış bölgesi olduğundan basınç $P = P_6$ alınmıştır. Bölgede aynı basıncın etkisinde iki diş boşluğu bulunduğundan δx ve δy değerlerinin iki katı alınmış olup çökme değerleri,

$$\delta x = -2 \frac{P_6 t L^3 b \sin 2\beta}{6 EI} \quad (11)$$

$$\delta y = 2 \frac{P_6 t L^3 b \cos 2\beta}{6 EI} \quad (12)$$

şeklini almıştır.

C-D Bölgesi:

Bu bölgede hem P_6 basıncı hem de ayırma kuvveti çökme etkisi yapmaktadır. Basınç etkisindeki çökmeler,

$$\delta x = -P_6 \left(\frac{\pi r_0}{5} - \frac{w}{2} \right) \frac{b L^3}{6 E I} \quad (13)$$

$$\delta y = -P_6 (r_d - r_0) \frac{b L^3}{6 E I} \quad (14)$$

olarak elde edilebilir. Burada r_0 taksimat dairesi yarı çapı, $w = 0.3 r_0$ 'dir.

Ayırma kuvvetinin oluşturduğu deformasyonlar,

$$\delta x = -F_a \sin \alpha \frac{L^3}{6 E I} \quad (15)$$

$$\delta y = F_a \cos \alpha \frac{L^3}{6 E I} \quad (16)$$

olmaktadır.

D-A Bölgesi:

Bu bölgede basınç sıfır kabul edildiğinden eğilmeye bir katkısı yoktur (kavitasyon etkisi ihmal edilmiştir).

Bütün bölgelerdeki deformasyonlar değerlendirildiğinde şekil- 10'da görülen diş tepesi radyal açıklığı (film kalınlığı) boyutsuz olarak,

$$\bar{h}_z = 1 - \bar{\delta}y \cos \frac{(z-1)\pi}{5} + \bar{\delta}x \sin \frac{(z-1)\pi}{5} \quad (17)$$

elde edilir. Burada $\bar{h}_z = h_z / h_0$, $\bar{\delta}x = \delta x / h_0$ ve $\bar{\delta}y = \delta y / h_0$ olarak tarif edilmekte olup,

$$\bar{\delta}x = \bar{K}_p \left(\sum_{i=1}^5 C_i \bar{P}_i + C_6 \bar{P}_6 \right) \quad (18)$$

$$\bar{\delta}y = \bar{K}_p \left(\sum_{i=1}^5 A_i \bar{P}_i + A_6 \bar{P}_6 \right) \quad (19)$$

şeklindeki toplam x ve y yönündeki elastik deformasyonları vermektedir. Bu eşitliklerde,

$$C_i = \sin(2i - 1) \frac{\pi}{10}$$

$$A_i = -\cos(2i - 1) \frac{\pi}{10}$$

$$C_6 = -CC - R_t \operatorname{tg} \alpha - BB$$

$$A_6 = D + G + R_t$$

$$CC = 2 \sin \frac{\pi}{5} \quad (20)$$

$$BB = \frac{1}{t} \left(\frac{\pi r_0}{5} - \frac{w}{2} \right)$$

$$D = 2 \cos \frac{\pi}{5}$$

$$R_t = \frac{r_0 ((r_d/r_0)^2 - 1)}{2t}$$

$$G = - \frac{r_d - r_0}{t}$$

olarak tarif edilmişlerdir. Pompa karakteristik parametresi,

$$\bar{K}_p = \frac{t L b P_s}{6 E I h_o} \quad (21)$$

şeklinde tarif edilmiş olup deformasyonda etkili olan önemli bir büyüklüktür.

3.2 Döndüren Dişlinin Eğilme Deformasyonu

Bu dişlide de döndürülen dişlide meydana gelen deformasyonlar söz konusudur. Ancak burada ayırma kuvveti ters yönde etkili olmaktadır. Döndüren dişlide basınç dağılımı ve ayırma kuvvetinin durumu şekil-11' de gösterilmiştir. Benzer yol izlenerek döndüren dişli için radyal boşluğun her diş için değişimi,

$$\bar{h}_z = 1 - \bar{\delta}y \cos \frac{(z-1)\pi}{5} - \bar{\delta}x \sin \frac{(z-1)\pi}{5} \quad (22)$$

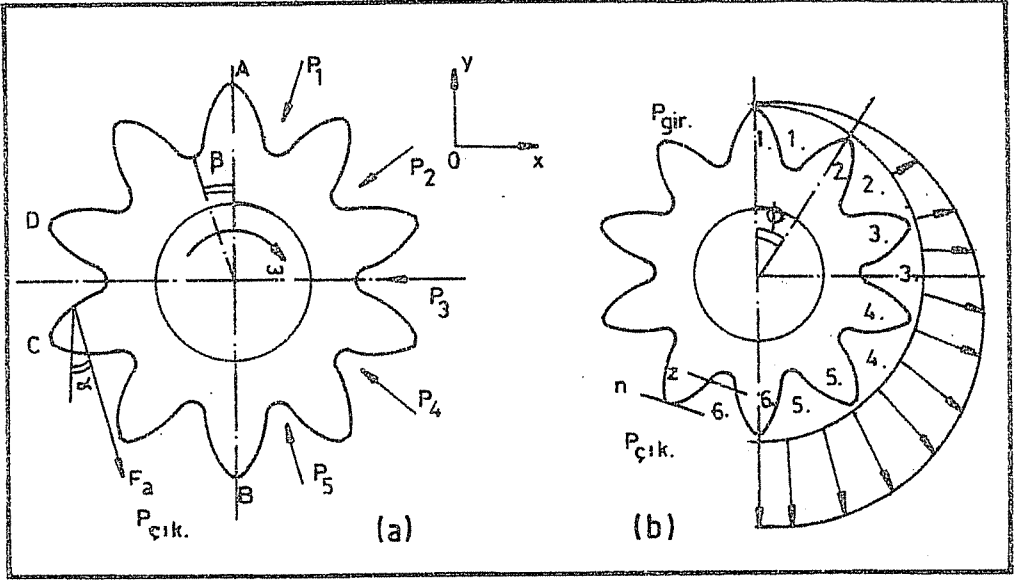
şeklinde boyutsuz olarak bulunur. $\bar{\delta}x$ ve $\bar{\delta}y$ ifadeleri ayner. döndürülen dişlideki gibi olup ifadelerde yer alan değişkenlerden farklı olanlar,

$$C_i = - \sin(2i - 1) \frac{\pi}{10}$$

$$C_6 = R_t \operatorname{tg} \alpha + CC + BB \quad (23)$$

$$A_6 = - R_t + D + G$$

şeklinde tarif edilmiştir.

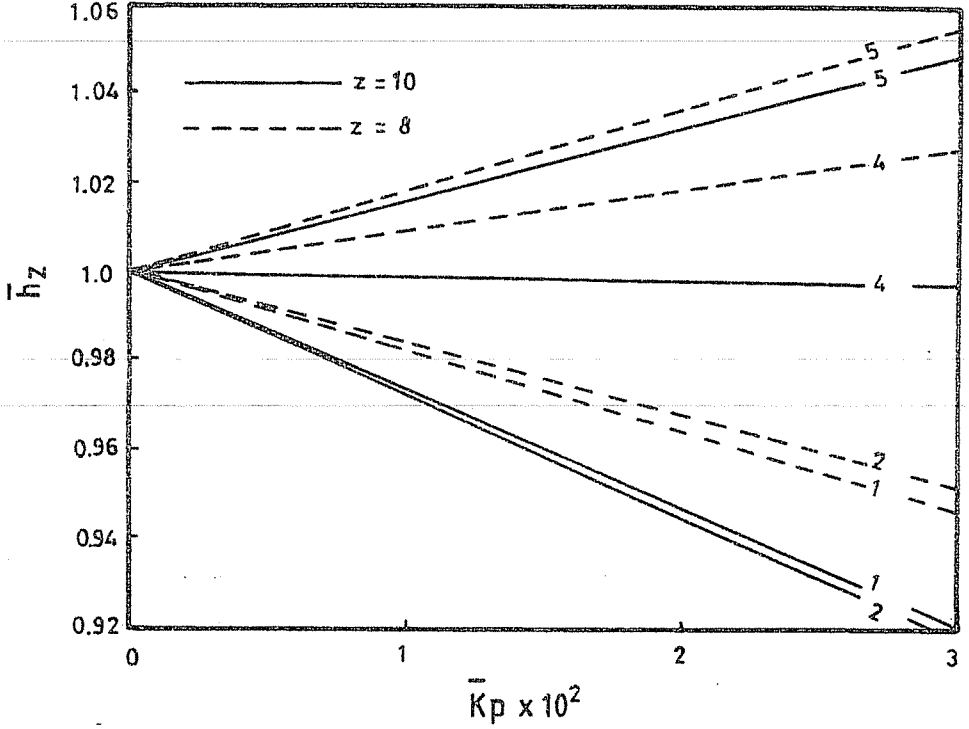


Şekil 11. Döndüren dişlide basınç dağılımı ve ayırma kuvveti.

3.3 Teorik Deformasyon Neticeleri

Döndüren ve döndürülen dişlide x ve y yönündeki deformasyonlar değişik çalışma koşullarında ve değişik geometrik büyüklüklerle analiz edilmiştir. Sistem karakteristik parametresi \bar{K}_p esas olmak üzere değişik pozisyondaki dişlerde diş tepesi radyal açıklığının deformasyon dolayısıyla aldığı yeni değerler hesaplanabilmektedir.

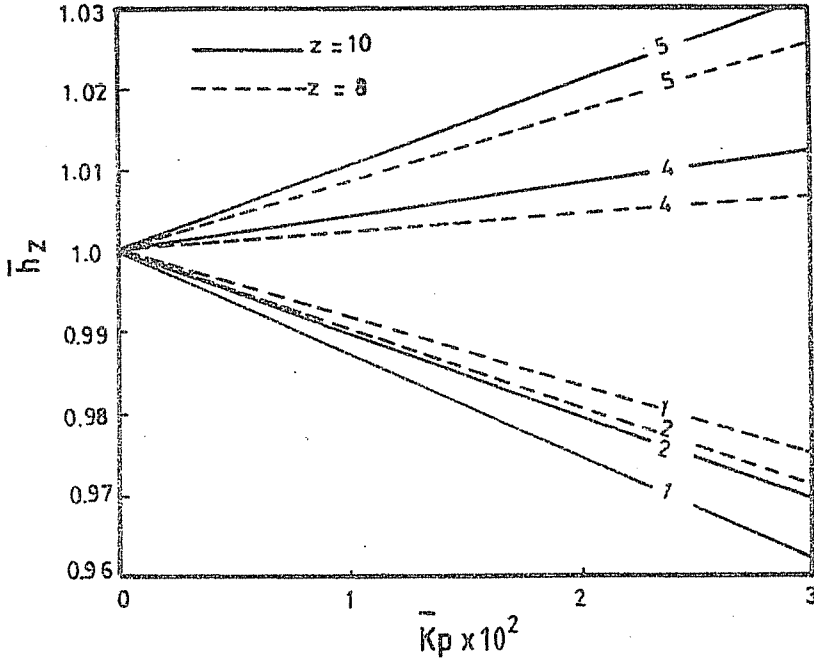
Şekil-12 döndürülen dişlide alçak basınç ve yüksek basınç bölgelerinde bulunan seçilmiş dişlerdeki deformasyonları ve bunun sonucu olarak ortaya çıkan çalışma radyal aralığı \bar{h}_z 'yi vermektedir. Değişik pompa karakteristiğinde iki değişik pompada ($z = 10$ ve $z = 8$) teorik deformasyonlar belirlenmiştir. Görüldüğü gibi dişlerin bazılarında gövde ile aralarındaki radyal boşluk, ilk halinden daha küçük bir pozisyona geldiği halde (1. ve 2. dişler) bazılarında da ilk halden daha büyük radyal açıklığa sahip olmaktadır. 2 nolu diş, çıkışın simetrik karşısında (giriş kısmında) olduğundan radyal boşluk değeri ilk değerinden daha küçük bir değere geldiği halde 5 nolu dişde, dişin, girişin karşısında olması, çıkış basıncına eşit bir basıncın dişliyi ters yönde itmesi, radyal boşluğun artmasına neden olmaktadır. Dördüncü diş hidrostatik dengesizlik ayırma çizgisi üzerine denk geldiği için radyal açıklıkta bir değişim gözlenmemektedir. \bar{K}_p 'nin artışı dişli deformasyonunda lineer artışa neden olmaktadır.



Şekil 12. Döndürülen dişlide elastik deformasyonlar.

Diş sayısının artışı, yüksek ve alçak basınç bölgesine denk gelen dişlerde farklı deformasyonlar doğurmaktadır. Şekil-13 döndüren dişlide ortaya çıkan deformasyonların pompa karakteristiği ile değişimini vermektedir. Burada diş sayısının artması yüksek basınç bölgesine yakın dişlerde daha büyük deformasyon doğurmakta ve diş tepesi ile gövde iç yüzeyi arasındaki radyal açıklık (film kalınlığı) artmaktadır. Bu, dişlinin alçak basınç bölgesine doğru hareket ettirildiği anlamını taşımaktadır. Değişik çalışma koşullarında (sistem basıncı ve geometrik büyüklüklerde) dişlerin radyal pozisyonlarının belirlenmesi mümkün olabilmektedir.

Dişilerde radyal aralık kaçağı yan yüz kaçağından sonra ikinci öneime sahip kaçak olduğundan sistemin volumetrik veriminde son derece etkilidir (6, 7). Bu nedenle pompa ve motorda radyal çalışma aralığının her diş tepesinde elastik deformasyonlar nedeniyle değişimi teorik olarak analiz edilebilmektedir.



Şekil 13. Döndüren dişlide elastik deformasyonlar.

4. SONUÇ

Dişli pompa ve motor dişleri elastik deformasyonları ve ayırma kuvveti ile tahrik momenti üzerinde yapılan teorik analizden aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

1. Ayırma kuvveti, temas noktasının radyal pozisyonu ve dişli geometrik büyüklükleriyle sistem çalışma basıncına bağlıdır. Basıncın artması ayırma kuvvetini de artırmaktadır. Temas noktasının diş tepesine doğru kayması ayırma kuvvetini azaltmaktadır.
2. Her iki dişlideki ayırma kuvveti etki noktasının yer değiştirmesi, döndürme momentini değiştirmektedir. Bu tür pompa ve motorların titreşimli ve gürültülü çalışmasının en önemli nedenlerinden biri de budur.
3. Dişli ve milindeki eğilme deformasyonlarının hesabı ile, diş tepesi-gövde ve dişli mili - yataklar arasındaki toleransların optimum değerlerinin belirlenebileceği görülmüştür.
4. Boyutsuz çalışma parametresi \bar{K}_p elastik deformasyonun çok önemli değişkenlerinden biridir. Yüksek basınçlı dişli pompa ve motorlarda hem viskoz moment kaybı hem de akışkan kaybı bakımından \bar{K}_p 'nin 0.02-0.03 aralığında seçilmesi tavsiye edilir.

5. Sistem basıncının artması deformasyonu artırmaktadır. Dişli malzemesinin kaliteli olması halinde deformasyon azalabilecektir.
6. Başlangıçtaki radyal açıklıklar deformasyon neticesi değişikliğe uğramaktadır. Giriş bölgesindeki diş üstü-gövde arasındaki film kalınlığı küçülürken, çıkış bölgesinde büyümektedir.

5. SEMBOLLER

b	Diş genişliği
h_o	Radyal film kalınlığı
h_z	Herhangi bir diş için radyal film kalınlığı
\bar{h}_z	$= h_z / h_o$ boyutsuz film kalınlığı
r_d	Dişli dış yarıçapı
r_o	Taksimat dairesi yarıçapı
t	Dişli taksimatı
E	Elastisite modülü
F	Dişli radyal eğilme kuvveti
F_a	Dişli ayırma kuvveti
\bar{F}_a	$= F_a h_o^2 / \eta \omega r_d^2$ boyutsuz ayırma kuvveti
I	Atalet momenti
\bar{K}_p	$= t L b P_s / 6 E I h_o$ boyutsuz pompa karakteristiği
L	Dişli yatağı ile diş yan yüzeyi arasındaki uzaklık
M_d	Döndürme momenti
\bar{M}_d	$= M_d h_o^2 / \eta \omega r_d^5$ boyutsuz döndürme momenti
P	Basınç
P_s	Sistem basıncı
\bar{P}	$= P / P_s$ boyutsuz basınç
η	Dinamik viskozite
ω	Açısal hız
α	Ayırma kuvveti etki açısı
δ	Deformasyon
$\bar{\delta}_x$	$= \delta x / h_o$ boyutsuz deformasyon
$\bar{\delta}_y$	$= \delta y / h_o$ boyutsuz deformasyon

KAYNAKLAR

1. Koç, E. ve Canbulut, F., Pozitif Deplasmanlı Pompa ve Motorlarda İç Akışkan Kaçağı, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Dergisi, Cilt 1, 243-256, 1985.
2. Koç, E. ve Canbulut, F., Yüksek Basıncılı Pompa ve Motorlarda Dişli Elastik Deformasyonunun Teorik Analizi, 2. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, 301-308, ODTÜ, 17-19 Eylül 1986.

3. Koç,E. ve Canbulut,F., *Hidrolik Dişli Pompa ve Motor İmalatında Hassas Toleranslar ve Bunların Sistem Performansına Etkileri*, *Mühendis ve Makina*, 29, 338, 32-34, Mart 1988.

4. Canbulut,F. ve Koç,E., *Yüksek Basınçlı Pozitif İletimli Dişli Pompalarda İdeal Moment ve Viskoz Moment Kayıpları*, *Doğ a T. Müh. ve Çevre Dergisi*, 13, 2, 298-308, 1989.

5. Greenway,P.A., *Theoretical Analysis of Shaft Deflections*, *Bsc Thesis*, *Birmingham University, Mech. Eng. Dept.*, 1981.

6. Canbulut,F., *Yüksek Basınçlı Dişli Pompalarda İÇ Akışkan Kaçağı, Tahrik Momenti ve Elastik Deformasyonların Teorik Analizi*, *E. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, Şubat 1986.

7. Koç,E., *An Investigation into the Performance of Hydrostatic Loaded End Plates in High Pressure Pumps and Motors-Movable Plate Design*, *Wear*, 141, 249-265, 1991.



ENDÜSTRİYEL OTOMASYONDA TEK NOKTA MESNETLİ İTME MODELİ

İbrahim UZMAY ve Şükrü SU

Erciyes Üniv., Makina Mühendisliği Bölümü, Kayseri / Türkiye

ÖZET : *Endüstriyel otomasyonda hızlı malzeme taşınmasını sağlayan itme olayında, itilen cisimle alt düzlem arasında genellikle bilinmeyen basınç dağılımı için tek nokta mesnedini esas alan bir itme modeli geliştirilerek, cisim ataletini ihmal etmek suretiyle özellikle itme hızı ve cisim boyutları gibi faktörlerin harekete etkileri araştırılmıştır.*

A MODEL FOR PUSHING WITH SINGLE POINT OF SUPPORT IN INDUSTRIAL AUTOMATION

ABSTRACT : *In industrial automation, pushing any object with a definite velocity may be used for handling various materials among different production machines or machine tools. In such a pushing operation, pressure distribution between the pushed object and the bottom surface can not generally be known. Assuming a single point of support for this pressure distribution, a model of a quasi-static pushing operation has been developed neglecting the object's inertia. Effects of the pushing speed and the object's dimensions on pushing mechanics have been investigated.*

1. GİRİŞ

Endüstriyel üretim sistemlerinde robot manipulatörlerin kullanılması, otomasyonun bir gereği olarak kaçınılmaz hale gelmektedir. Robotik manipulasyonla çeşitli malzeme veya iş parçalarının taşınması, kavrama, taşıma ve bırakma gibi temel hareketlerden oluşur. Genel anlamda, kavrama ve bırakmayı gerektirmeyen bir taşıma hareketi olan itme ise, yapılan işe ve amaca uygun olarak endüstriyel otomasyonda önemli bir rol oynar. Otomasyonda etken parametrelerden biri de zaman olduğuna göre, uygun ortamlarda ve şartlarda hızlı bir malzeme transferi sağlamak amacıyla, itme işlemini kullanmak, kavrama ve bırakma zamanını ortadan kaldırdığı için, hareket süresi de kısalmaktadır. Diğer bir yaklaşımla, endüstriyel otomasyonun doğal bir sonucu olarak, artan üretim hızıyla orantılı bir şekilde mamül, yarı-mamül iş parçalarının veya malzemelerin taşınması veya transferinin hızlandırılması sağlanmaktadır. Bu amaçla, gerçekleştirilmesi gereken hareketlerden biri de iş parçasının belirli bir hızla üretim makinası veya sisteminin çıkışından itmek suretiyle taşınmasıdır. Bu ise üretim sistemlerinde etkili bir taşıma mekanizması haline gelmektedir. Böyle bir itme işleminde itici-cisim ve cisim-alt düzlem arasındaki temas şartları, itme kuvveti ve hızı, cismin kütlesi veya boyutları gibi faktörler hareketin mekaniğini belirgin şekilde etkilerler. İtilen cisim ile alt düzlem arasındaki temas bölgesi basınç dağılımı genellikle bilinmez. Basınç dağılımı, ortak temas yüzeyindeki mikroskopik değişimlere bağlı olarak değişir. Bunun sonucu olarak, temas yüzeyinde cismin hareketine zıt yönde etkiyen sürtünme kuvvetleri ve bu kuvvetlerin bileşkesinin uygulama noktası olarak kabul edilen sürtünme merkezi de belirli olmayacaktır. Ancak, bu basınç dağılımı bilinmeksizin, itilen cismin dönme karakteri veya ani dönme merkezinin yeri hakkında çeşitli araştırmalar yapılmış ve uygulanabilir sonuçlar elde edilmiştir (1,2). Ayrıca basınç dağılımı için yukarıda açıklanan esaslar dahilinde, rijit cisimlerin düzlemsel itilmesinde sürtünme etkisini belirleyen (3) ve itme hızının yüksek değerleri için çarpma dinamiğini ele alan çalışmalar yapılmıştır (4). Düzgün bir basınç dağılımının olduğu kabul edilerek, bir çubuğun belirli bir hızla çekilmesinde (itme olarak da kullanılabilen), sürtünme kuvvetleri uygulama noktaları bilinen kuvvetler olarak ele alınmış ve cismin hareketinin tanımlanmasında esas olan ani dönme merkezinin konumu araştırılmıştır (5). Bunun yanısıra, en fazla üç temas noktası için basınç dağılımı lineer bir denklemle karakterize edilmektedir (1).

2. TEK NOKTA MESNETLİ İTMENİN MODELLENMESİ

2.1 Tek Nokta Mesnetli Basınç Dağılımı

Konu ile ilgili çalışmalarda genel olarak cisimle alt düzlem arasında temasın tek bir noktada gerçekleştiği kabul edilir. Bu ise, kütle merkezinde tek bir kuvvet olarak indirgenebilen ağırlığın, yatay düzlemde cisme etkiyen yegane düşey kuvvet olması halinde, kütle merkezi ile sürtünme merkezinin çakışması ilkesinin bir sonucu olarak

açıklanabilir. Bu tür bir basınç dağılımının, cismin ağırlığına ve boyutlarına bağlı olarak, bir trigonometrik ifadeye uygun değişimi aşağıdaki denklemle tanımlanmıştır (6, 7, 8).

$$P(x,y) = \frac{P_0}{2} \left[\sin\left(\frac{\pi}{a} x\right) + \sin\left(\frac{\pi}{b} y\right) \right] \quad (1)$$

Burada, $P_0=mg/ab$ cismin ağırlığıyla oluşan üniform basınç, (a) ve (b) itilen cismin boyutları, (x), (y) ise düzlemsel cismin boyut değişkenleridir. Bu basınç dağılımı karakterine uygun normal kuvvet ise aşağıda verilen denklemlerle tanımlanır.

$$f_n = \iint P(x,y) dx dy \quad (2)$$

2.2. Düzlemsel İtme Modeli

Verilen basınç dağılımı karakteri esas alınan tek nokta mesnetli yarı-statik itme halinde, itici ile cisim arasında bağıl hareketin oluşmadığı sabit temas hal için anılan temas noktasının itme düzlemine çok yakın olduğu kabul edilerek, düzlemsel itme karakteri incelenmiştir. İtilen cismin köşe noktalarından birini, itici ile cisim arasındaki sabit temas noktası kabul eden tek nokta mesnetli itme modeli Şekil 1 'de verilmiştir (6). Şekilden görüleceği gibi cismin boyutları (a) ve (b)'dir. Basitlik amacıyla, koordinat merkezi itici ile cismin ortak temas noktası, x ve y eksenleri ise teğet ve normal doğrultuları olarak seçilmiştir. Ayrıca, θ cismin açılmal yerdışırtme miktarı ve r_{GC} ağırlık merkezinin temas noktasına göre yer vektörüdür.

Cismin sabit bir V_p hızıyla ve f_p kuvvetiyle itildiği ve itici ile cisim arasındaki sürtünme katsayısının sıfır olduğu $\mu=0$ kabul edilirse, sabit temas noktası kuvveti sadece normal bileşenden oluşacak ve bu noktanın hızı da tamamen belirli hale gelecektir (1). Dolayısıyla temas kuvveti;

$$\underline{f}_c = f_p \underline{j} \quad (3)$$

Temas noktası hızı ise;

$$\underline{V}_c = \underline{V}_p \underline{j} \quad (4)$$

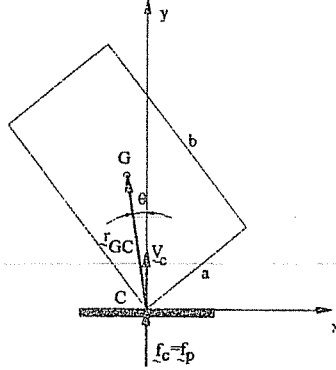
İtilen cisim ile alt düzlem arasındaki ortak temas yüzeyinin tamamında sürtünme katsayısının (μ) sabit kaldığı ve ağırlıktan başka dişey kuvvetin etkilediği durumda kütle merkezi ile sürtünme merkezinin çakıştığı kabul edilmektedir. Böylelikle sürtünme kuvveti;

$$\underline{f}_f = -\mu \frac{\underline{V}_G}{|\underline{V}_G|} f_n \quad (5)$$

(2) denklemini, sürtünme kuvveti ifadesinde yerine yazılırsa;

$$\underline{f}_f = -\mu \frac{\underline{V}_G}{|\underline{V}_G|} \iint P(x,y) dx dy \quad (6)$$

bulunur. Burada, V_G sürtünme merkezi ile çakışık olan ağırlık merkezinin hızıdır.



Şekil 1. Tek nokta mesnetli itme modeli (6).

Statik itme karakterinden dolayı atalet kuvveti etkisi ihmal edilmekte olup, itici ile cismin temas noktasına göre moment alındığında;

$$\Sigma \underline{M}_c = 0 \quad (7)$$

ve sadece sürtünme kuvvetlerinin moment etkisi statik denge şartını belirleyecektir.

$$\underline{r}_{GC} \otimes \underline{f}_f = 0 \quad (8)$$

Yukarıdaki denklemin sonucu olarak cismin açılal konumunu tanımlayan ifade aşağıdaki gibi belirlenir.

$$\theta(t) = 2 \arctan \left[\tan\left(\frac{\theta_0}{2}\right) e^{\frac{V_c}{r_{GC}} t} \right] \quad (9)$$

Burada, θ_0 cismin başlangıç konum parametresi olup, değerinin sıfır olması halinde cisim dönme yerine öteleme yapacaktır. Bu nedenle, sıfırdan farklı başlangıç konum parametreleri, dönme karakterini belirlemek amacıyla kullanılır.

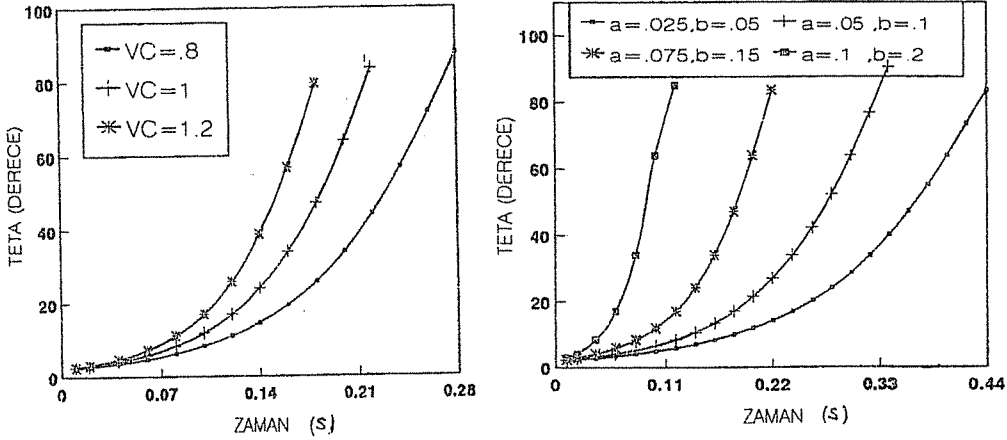
3. İRDELEME VE SONUÇ

İtilen cismin ataleti ihmal edilen yarı-statik düzlemsel itmede, itici ile cisim arasında sürekli sabit temasın gerçekleştiği kabul edilerek, itilen cismin hareket karakterini

belirleyen açısal konum, açısal hız ve açısal ivme parametreleri değişik itme hızları ve farklı cisim boyutları için incelenmiştir.

3.1 Açısal Konum

İtilen cismin açısal konum karakterinin farklı itme hızları ve cisim boyutları için değişimi incelenmiştir. Bu amaçla ilk olarak, hareket süresince sabit kalan farklı itme hızlarında cismin açısal konumundaki değişim karakteri araştırılmış ve sonuçlar Şekil 2a 'da gösterilmiştir. Nisbeten büyüyen itme hızlarında orantılı olarak cismin açısal konumunda artış gözlenmekle birlikte genel karakterinde belirgin bir farklılık ortaya çıkmamaktadır. Çok kısa bir süre olan başlangıç anını dikkate alınmazsa, açısal konumda ortak karakter olarak doğrusal bir artış görülmektedir ve bu artış, büyüyen hızla orantılı olarak daha kısa sürede başlamaktadır.



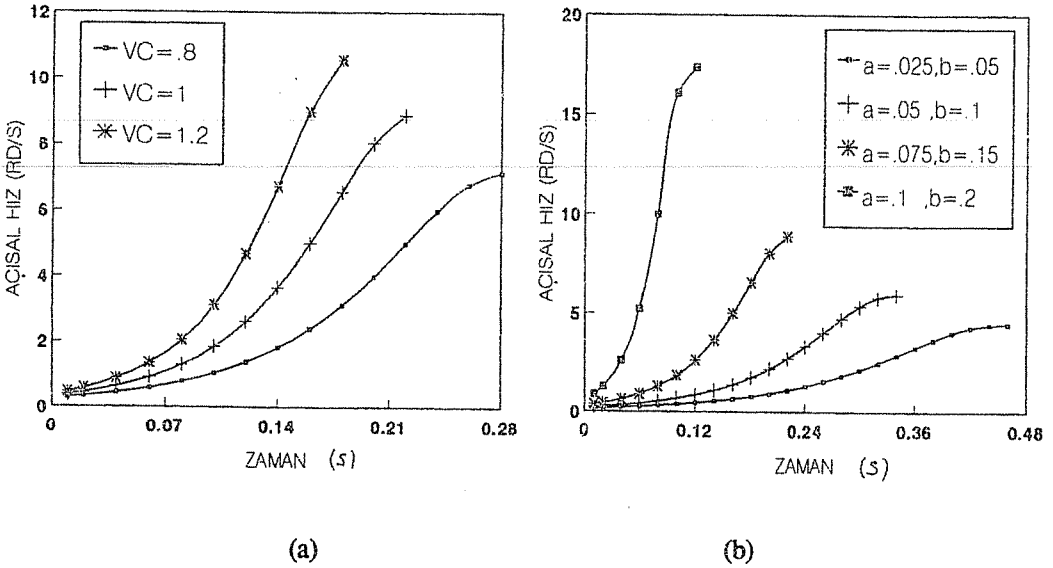
Şekil 2. Tek nokta mesnetli itmede; (a) Farklı itme hızları için açısal konum, (b) Değişik cisim boyutlarına göre açısal konum.

Farklı cisim boyutları için itilen cismin açısal konumundaki değişim karakteri ise Şekil 2b'de özetlenmiştir. Sabit orantılı cisim boyutlarının artışıyla, yani ağırlığın artışıyla orantılı bir şekilde cismin dönme karakterinin daha hızlı geliştiği tesbit edilmiştir.

3.2 Açısal Hız

İtilen cismin açısal konumunu tanımlayan (9) denkleminin birinci mertebeden türevi alınarak, cismin açısal hızının farklı faktörlere göre değişimi incelenmiştir. Yine ilk

olarak, hareket süresince sabit kalan farklı itme hızları için açısal hız karakteri Şekil 3a 'da görüleceği gibi irdelenmiştir. Açısal hızların farklı itme hızlarına göre ulaştığı hız değerleri ve bu hız değerlerini alması için geçen süreler dikkate alındığında, hepsinde ortak bir artış karakteri olmakla birlikte söz konusu sınır değerler itme hızındaki artışla orantılı olarak gerçekleşmektedir. Buradan, büyüyen itici hızı cismin ulaşacağı açısal hızı orantılı olarak büyütmektedir. Ayrıca, bu açısal hızı ulaşma süresini de aynı oranda kısalttığı, yani cisim daha hızlı döndüğü sonucu çıkarılır.



Şekil 3. Tek nokta mesnetli itmede; (a) Farklı itme hızları için açısal hız, (b) Değişik cisim boyutlarına göre açısal hız.

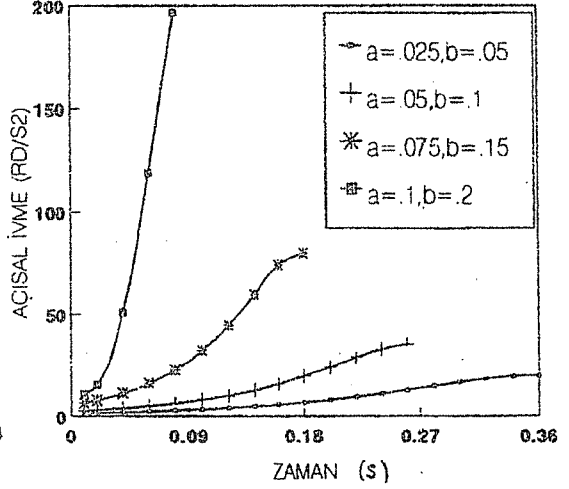
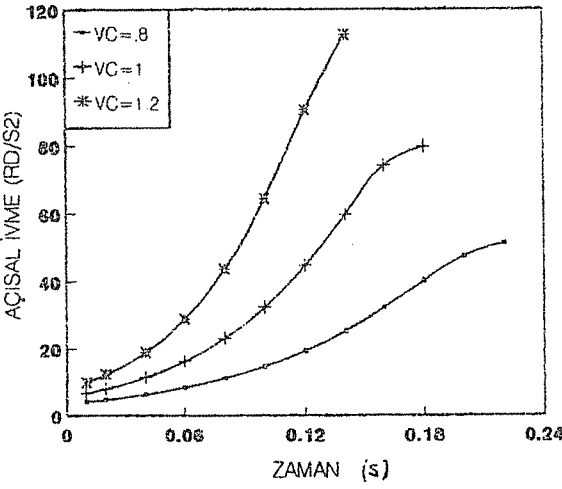
Açısal hızın sabit orantılı farklı cisim boyutları için değişimi ise Şekil 3b 'de verilmiştir. Burada özellikle büyüyen cisim boyutunun dolayısıyla ağırlığının açısal hız değerini belirgin şekilde etkilediği ve oldukça yüksek bağlı hız değerlerini sağladığı görülmektedir.

3.3 Açısal İvme

Açısal konumu tanımlayan (9) denkleminin ikinci mertebeden türevi alınarak elde edilen açısal ivme ifadesinde diğer şartlar sabit tutularak farklı itme hızları ve cisim boyutlarının, cismin hareketinin ivmesine etkileri araştırılmış ve ilgili sonuçlar sırasıyla Şekil 4 'de verilmiştir.

Açısal ivmenin de hem farklı itme hızları hem de cisim boyutları için açısal hız değişiminde belirlenen karaktere uygun olarak değiştiği gözlenmektedir. Dolayısıyla,

büyüyen itme hızı ve boyutunun cismin ulaşacağı açısal ivme değerini orantılı olarak büyütürken, bu değere ulaşma süresini de belirgin şekilde kısaltmaktadır.



(a) Farklı itme hızları için açısal ivme,
(b) Değişik cisim boyutlarına göre açısal ivme.

3.4 Sonuç

İtilen cisim ataletinin ihmal edildiği yarı-statik itme olayında, cisimle alt düzlem arasındaki temas noktasında oluşan sürtünme kuvvetlerinin etkisiyle cismin farklı itme hızları ve cisim boyutları dolayısıyla ağırlığı nedeniyle değişik dönme karakterine sahip olduğu görülmektedir. Anılan mesnet noktası etrafında dönme hareketi yapan cismin, bağıl olarak artan itme hızları ve cisim boyutları (ağırlığı) için beklenen bir sonuç olarak daha kolay ve daha hızlı döndüğü sonucuna ulaşılmaktadır.

Ayrıca, açısal konumu tanımlayan (9) denkleminin analitik bir sonucu olarak, sürtünme merkezi veya ağırlık merkezinin itme doğrultusu üzerinde bulunması halinde, yani seçilen modelde başlangıç açısal konum parametresinin sıfır olması durumunda cisim itme doğrultusunda öteleme hareketi yapacaktır.

KAYNAKLAR

1. Mason, M.T. and Salisbury, J.K., *Robot Hands and the Mechanics of Manipulation*, The MIT Press, p.5-212, 1985.
2. Peshkin, M.A., *Planning Robotic Manipulation Strategies for Sliding Objects*, Ph.

D. Thesis, Dept. of Physis, Carnegie-Mellon Univ., Pennsylvania, p.9-36, 1986.

3. Mason, M.T. and Wang, Y., *On the Inconsistency of Rigid-Body Frictional Planar Mechanics*, Carnegie-Mellon Univ., CMU-CS-87-130, p.3-6, 1987.

4. Wang, Y., *On Impact Dynamics of Robotic Operations*, Carnegie-Mellon Univ., CMU-RI-TR-86-14, p.2-8, 1986.

5. Pham, D., Cheung, K.C. and Yeo, S.H., *Determination of the Initial Center of Rotation of a Bar Being Pushed During Handling*, *Mech. and Mach. Theory*, V. 27, No.6, p.729-739, 1992.

6. Su, Ş., *Sabit Temaslı İtmede Tek ve Çok Nokta Mesnetli İtme Mekaniği*, Doktora Tezi, Erciyes Üniv., Fen Bil. Enst., s.21-30, Aralık 1992.

7. Uzmay, İ. ve Su, Ş., *Dayanma Yüzeyi Basınç Dağılımının İtme Mekaniğine Etkileri*, 1. Ulusal Hesaplamalı Mekanik Konferansı, İST., s.273-282, 8-11 Haziran 1993.

8. Uzmay, İ. ve Su, Ş., *Çok Nokta Mesnetli İtme Mekaniğinin Dinamik Karakteri*, 6. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Trabzon, 15-17 Eylül 1993.

DENGE BACASI SALINIMININ BİLGİSAYAR İLE HESABI**Bülent SELEK***D.S.I. 16. Bölge Müdürlüğü, Atatürk Barajı , Şanlıurfa/Türkiye***M.Salih KIRKGÖZ ve Zeliha ÖZCAN***Çukurova Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Adana/Türkiye*

ÖZET : *Denge bacaları hidroelektrik tesislerde basınç değişimlerini düzenleyen yapılardır. Denge bacasında olabilecek salınımların incelenmesi yapının ekonomik ve fonksiyonel olarak tasarımı bakımından önemlidir. Salınımı idare eden diferansiyel denklemler çoğu kez integre edilememekte, bu yüzden sayısal yöntemlere başvurulmaktadır. Bu çalışmada, salınım denklemlerinin sonlu farklar yöntemi ile çözümü için bir bilgisayar programı geliştirilmiş ve değişik durumlar altında elde edilen salınım değerlerinin zamana göre değişimi grafik olarak sunulmuştur.*

COMPUTER AIDED ANALYSIS OF SURGE CHAMBER OSCILLATION

ABSTRACT : *Surge chambers are the pressure regulating structures in hydroelectric power plants. The analysis of surge chamber oscillation is important for the economic and functional design of surge chambers. The governing equations of the surge chamber oscillation can not be integrated in most cases and the numerical methods are used for solution. In this study, a computer program is developed using the finite difference method to solve the basic equations. The computational results of oscillation for various conditions are presented graphically.*

1. GİRİŞ

Denge bacaları, hidroelektrik tesislerde akım tüneli ile basınçlı boru arasına ve türbine yakın olarak inşa edilen yardımcı hazne niteliğindeki yapılardır. Bu yapıların başlıca amaçları : (a) Basınçlı borunun boyunu kısaltarak su darbesinin etkisini azaltmak, (b) Basınçlı boruda oluşabilecek yüksek basınç dalgalarının beton kaplamalı tünele geçişini önlemek suretiyle inşaat maliyetini düşürmek, ve (c) Yüklemenin başlangıcındaki düzenli su ihtiyacı için geçici olarak hazne görevine katkıda bulunmak. Denge bacaları, arazi şartlarına da bağlı olarak sabit kesitli, değişken kesitli, orifisli ve diferansiyel olmak üzere değişik türlerde yapılabilir (Şekil 1). Bu türlerin herbirinin savaklı veya atmosfere kapalı olarak inşası mümkündür.

İşletmedeki bir hidroelektrik tesiste türbin vanasının kapatılması ile tüneldeki su akımı denge bacasına yönelir ve bacadaki su seviyesi hazne seviyesinin üzerinde bir yere kadar yükselir. Müteakiben tüneldeki akımın yön değiştirmesi ile hazne ve baca arasındaki akım değişken periodik bir akıma dönüşür. Sonuçta Şekil 2a'da görüldüğü gibi bacadaki su seviyesi sürtünmelerin etkisi ile sönmümlü bir salınım hareketi yapar. Türbin vanasının açılması ile ortaya çıkan benzer hareket türü Şekil 2b'de görülmektedir. Denge bacası salınımı ve su darbesi konusunda geniş bilgi ilgili literatürden temin edilebilir (1, 2).

Vana kapanma veya açılmalarında ortaya çıkan salınım hareketlerinin denge bacası içinde kalması tasarım açısından önem arz etmektedir. Özellikle bacadan savaklanma istenmemesi durumunda vana kapanmasındaki maksimum salınım genliği baca yüksekliğinin tesbiti bakımından önemlidir. Bu çalışmada, türbin operasyonundan doğan hazne-denge bacası arasındaki değişken akımı idare eden denklemler sonlu farklar yöntemine göre çözülmekte ve bacadaki su seviyesinin değişik şartlar altındaki zamana göre salınımı incelenmektedir.

2. SALINIMI İDARE EDEN DENKLEMLER

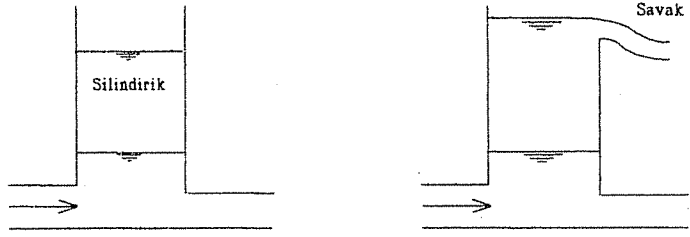
Momentum Denklemi

Vana kapanması durumunda hazne ile denge bacası arasında oluşan değişken akım için akım çizgisi koordinatlarında momentum (Euler hareket) denklemi (3):

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{V^2}{2} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + g \frac{\partial z}{\partial s} = 0$$

şeklindedir. Bu ifadeye enerji kaybını temsil eden terimin ilave edilmesi ile hareket denklemi

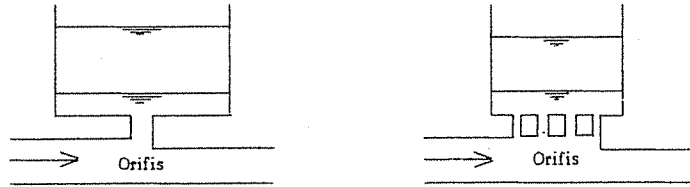
$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{V^2}{2} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + g \frac{\partial z}{\partial s} + g \frac{\partial h_k}{\partial s} = 0 \quad (1)$$



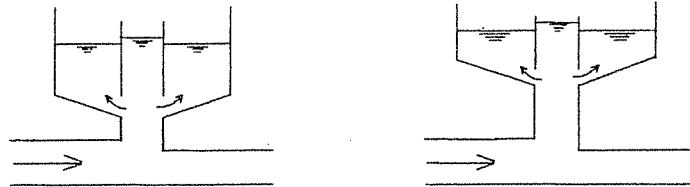
(a) Sabit Kesitli



(b) Degisken Kesitli

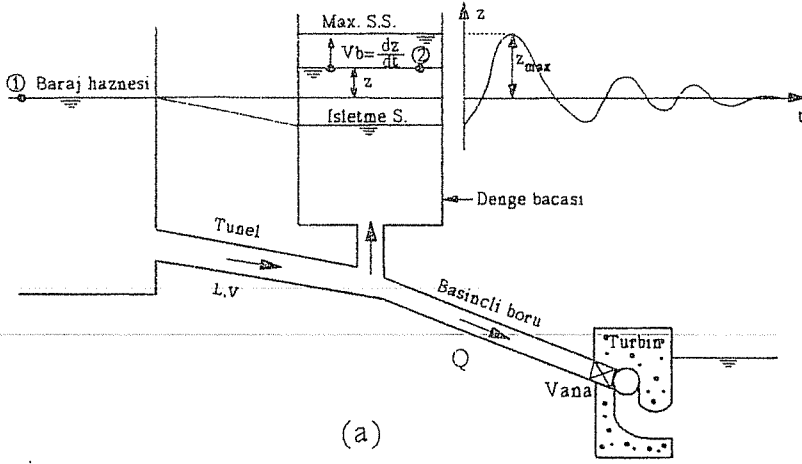


(c) Orifisli

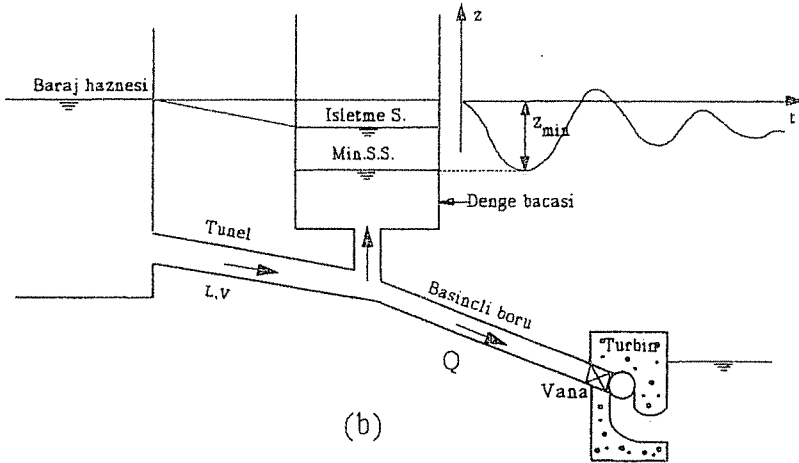


(d) Diferansiyel

Şekil 1. Denge bacası türleri.



(a)



(b)

Şekil 2. (a) Vana kapanması, (b) Vana açılması durumlarında denge bacası salınımı.

olur. (1) denklemi hazne ve bacadaki su seviyeleri arasında ρ =sabit için integre edilirse

$$\frac{\partial V}{\partial t} \int_1^2 ds + \int_1^2 d\left(\frac{V^2}{2}\right) + \frac{1}{\rho} \int_1^2 dp + g \int_1^2 dz + g \int_1^2 dh_k = 0 \quad (2)$$

elde edilir. Burada $s_2 - s_1 \cong L$ (tünel uzunluğu), $V_1 = V_2 \cong 0$, $p_1 = p_2 = 0$, $z_2 - z_1 = z$ ve $h_{k2} - h_{k1} = h_k$ değerlerinin kullanılması ile (2) denklemi aşağıdaki şekli alır:

$$\frac{L}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + z + h_k = 0 \quad (3)$$

(3) denklemi, 1 ve 2 noktaları, yani hazne ve baca su yüzeyleri arasında yazılmış Bernoulli denklemi olup $V=V(t)$ tüneldeki akım hızını temsil etmektedir. Bu iki nokta arasındaki toplam enerji kaybı sürtünme ve yerel kayıplar toplamı olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$h_k = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K \frac{V^2}{2g} = \xi V^2 \quad (4)$$

Burada λ Darcy-Weisbach sürtünme katsayısı ve K 'da yerel kayıp katsayısıdır. (4) denkleminin (3) de kullanılması ile

$$\frac{L}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + z + \xi V^2 = 0 \quad (5)$$

elde edilir. (5) ifadesi ile bulunan hareket denklemi akımın bacadan hazneye dönme (-V) durumunu da kapsamak üzere aşağıdaki gibi genelleştirilebilir:

$$\frac{L}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + z + \xi V|V| = 0 \quad (6)$$

Süreklilik Denklemi

Tüneldeki akım hızı V ile z arasındaki ilişkiyi belirleyen diğer bir ifade tünel, baca ve basınçlı boru birleşim noktasındaki süreklilik denklemdir:

$$VA_t = V_b A_b + Q \quad (7)$$

Burada, A_t ve A_b tünel ve bacanın kesit alanları, V_b bacadaki akım hızı ve Q kısmi vana kapanması durumunda türbinlere giden debiyi göstermektedir.

(7) denkleminde bacadaki akım hızı için $V_b = dz/dt$ yazılırsa süreklilik denklemini

$$VA_t = A_b \frac{dz}{dt} + Q \quad (8)$$

şeklinde elde edilir.

3. SONLU FARKLAR YÖNTEMİ İLE ÇÖZÜM

Denge bacası salınımını idare eden (6) ve (8) diferansiyel denklemleri kısıtlı durumlarda analitik olarak integre edilebilir. Buna karşılık sayısal yöntemler ile bu denklemlerin değişik baca türleri ve işletme şartları için çözümleri mümkündür (4). Bu çalışmada, (6) ve (8) denklemlerinin sayısal çözümünü için Sonlu Farklar Yöntemi uygulanmaktadır.

Değişken kesitli bir denge bacası durumunda sonlu bir Δt zaman aralığındaki hız ve seviye değişimleri ΔV ve Δz ise (6) ve (8) denklemleri sonlu farklar yaklaşımı ile aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{L}{g} \frac{\Delta V}{\Delta t} + z_m + \xi V_m |V_m| = 0 \quad (9)$$

$$V_m A_t = A_{bm} \frac{\Delta z}{\Delta t} + Q_m \quad (10)$$

Burada m indisli büyüklükler Δt zaman aralığındaki ortalama değerleri temsil etmektedir. Hız ve seviye için başlangıç değerleri V_i ve z_i olarak biliniyor ise bu değerlerin bir Δt aralığındaki ortalama değerleri:

$$V_m = V_i + \frac{\Delta V}{2} \quad (11)$$

$$z_m = z_i + \frac{\Delta z}{2} \quad (12)$$

şeklinde bulunabilir. (9) ve (10) denklemlerindeki V ve z bilinmeyenleri, seçilen Δt zaman aralıklarında ardışık tahminler yöntemi ile hesaplanabilir. Bunun için herbir Δt zaman aralığında:

(a) ΔV tahmin edilir.

(b) (11) denklemini ile V_m hesaplanır.

(c) (9) denkleminden z_m ve (12) denkleminde Δz bulunur.

(d) Bulunan Δz değeri ile (10) denkleminde V_m hesaplanır.

(e) b ve d adımlarındaki V_m ler yeterli ölçüde birbirine yakın ise tahmin edilen ΔV doğrudur ve hesap için bir sonraki zaman aralığına geçilir, aksi halde ΔV için yeni bir tahmin yapılarak işlem (a) adımımdan itibaren tekrarlanır.

Burada $\Delta t=10s$ lik zaman aralığı hesap hassasiyeti bakımından yeterli olmaktadır. (10) denkleminde yer alan Q_m türbin debisinin vana kumanda sisteminin karakteristiklerine bağlı olarak tesbit edilmesi gerekmektedir.

4. BULGULAR

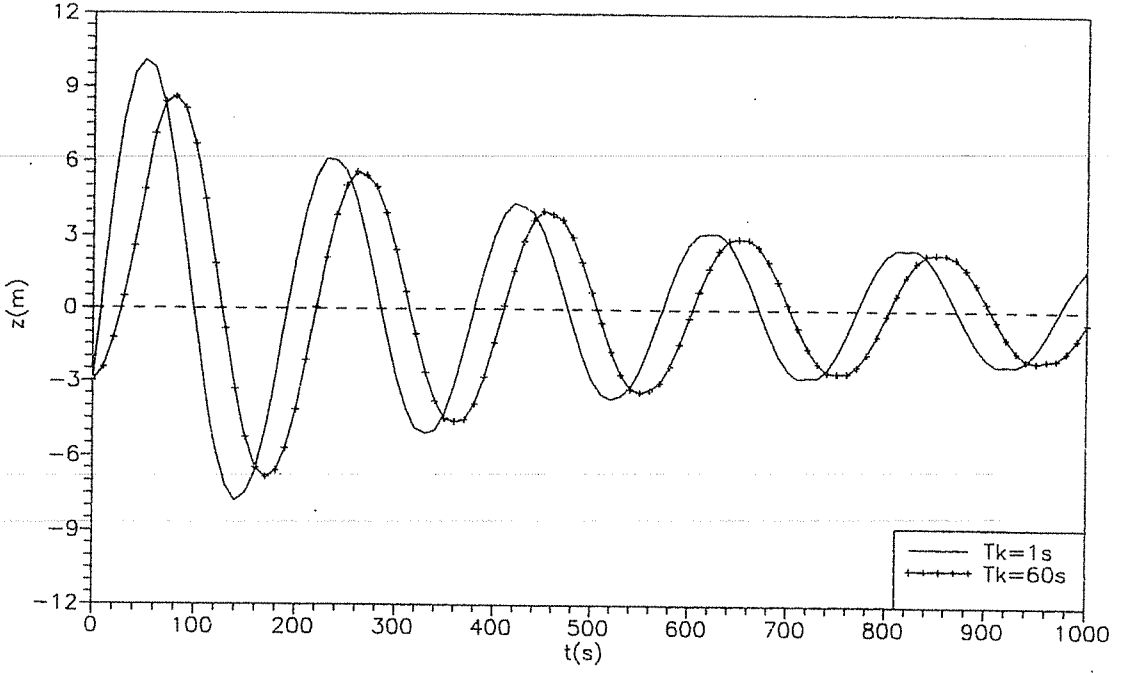
Denge bacası salınımını idare eden (6) ve (8) denklemlerinin sonlu farklar yöntemi ile çözümü için bir bilgisayar programı hazırlanmış ve elde edilen bazı bulgular Şekil 3-6'da sunulmuştur. Uygulamalar 1500 m boyunda, 5 m çapında ve düzenli halde 45 m³/s lik debi ileten bir beton kaplamalı tünel için yapılmıştır. Bulgular ile ilgili daha geniş bilgi Kaynak (5) de verilmiştir.

Şekil 3'de $T_k=1s$ ve 60s'lik kapanma durumlarında sabit kesitli bir denge bacası için elde edilen salınım hareketinin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 4'de ise aynı süreli tam açılmalar için salınımın değişimi verilmiştir. Bu şekillerde kapanma veya açılma süresinin uzaması ile salınım genliğinin küçülmesi bakımından ortaya çıkan olumlu durum açık olarak görülmektedir.

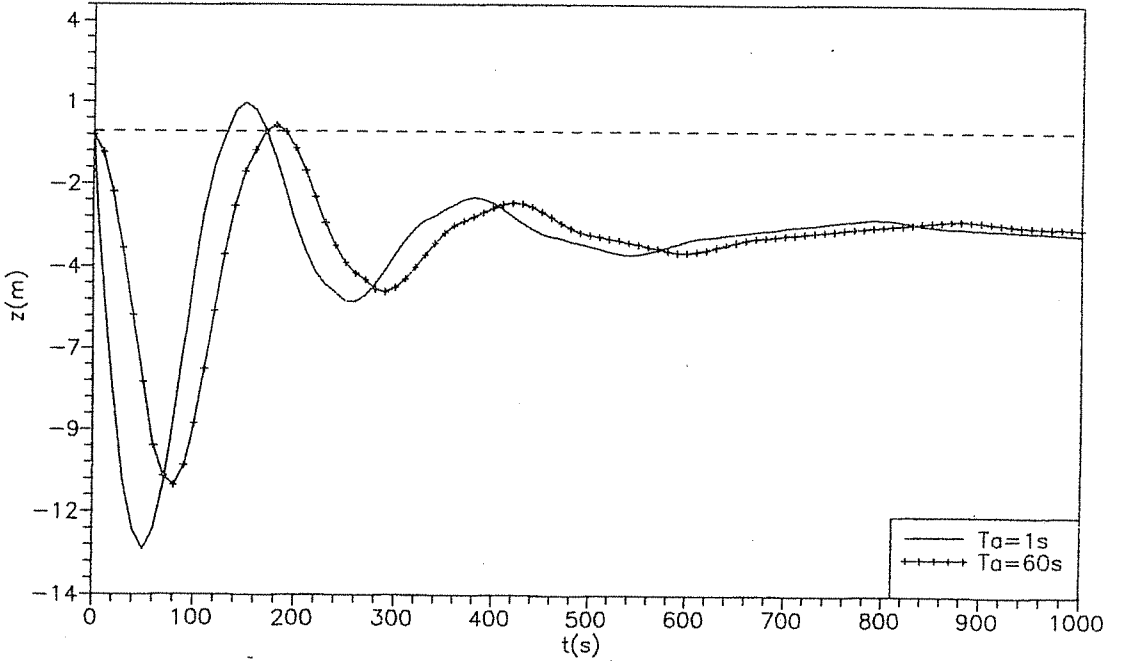
Şekil 5'de $T_k=1s$ süreli tam kapanma için ve Şekil 6'da $T_a=1s$ süreli tam açılma için değişik tür denge bacalarında hesaplanan salınımın zamana göre değişimleri verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi sabit kesitli silindirik denge bacasına yapılabilecek kesit değişikliği müdahaleleri ile orifisli durum salınım genliğini düşürmek suretiyle önemli avantajlar sağlamaktadır.

5. SONUÇ

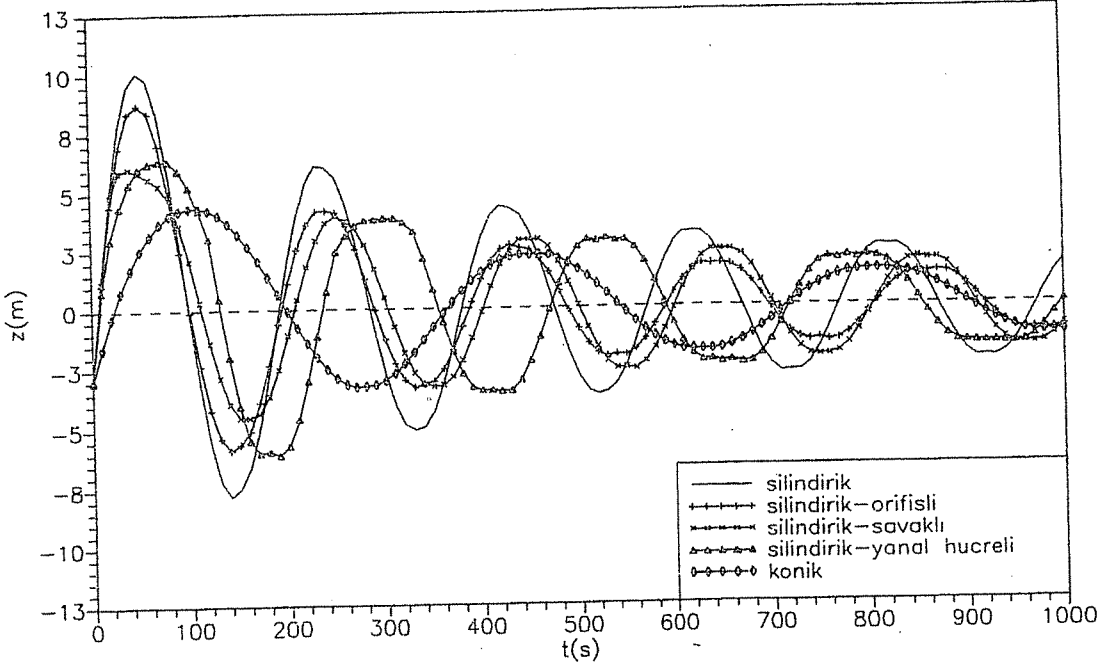
Denge bacası salınımını idare eden denklemlerin sonlu farklar yöntemini esas alan sayısal çözümü için hazırlanan bilgisayar programı ile değişik baca türü ve işletme şartları altında pratik uygulamalar için faydalı bulguların elde edilebileceği görülmüştür. Sayısal çözüm ile vana kapanması veya açılması durumları için denge bacasındaki su seviyesinin zamana bağlı değişimleri elde edilmiş ve farklı durumlar için karşılaştırılmıştır. Elde edilen bulgulardan sabit kesitli silindirik denge bacasının salınım genliği bakımından en gayrimüsaıt durumu temsil ettiği görülmüştür.



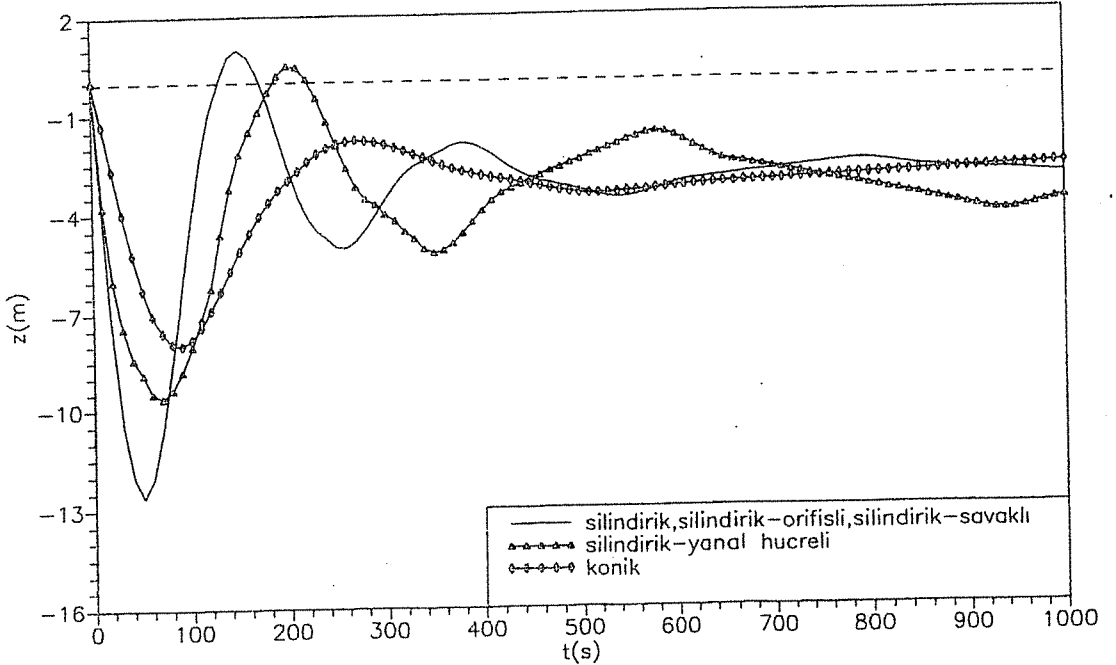
Şekil 3. Süresi $T_k=1$ s ve 60 s olan tam kapanma durumlarında denge bacası salınımı.



Şekil 4. Süresi $T_a=1$ s ve 60 s olan tam açılma durumlarında denge bacası salınımı.



Şekil 5. Değişik tür denge bacalarında $T_k=1$ s için salınımların zamana göre değişimi.



Şekil 6. Değişik tür denge bacalarında $T_a=1$ s için salınımların zamana göre değişimi.

6. KAYNAKLAR

1. *Pickford, J., Analysis of Surge, Macmillan, 1969.*
2. *Sharp, B.B., Water Hammer, Edward Arnold, 1981.*
3. *Streeter, V.L. and Wylie, E.B., Fluid Mechanics, Mc Graw-Hill, 1985.*
4. *Featherstone, R.E. and Nalluri, C., Civil Engineering Hydraulics, Granada, 1982.*
5. *Selek, B., Hidroelektrik Tesislerde Denge Bacası Sahnımı ve Su Darbesinin Bilgisayar ile Hesabı, Y.Lisans Tezi, Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana, 1993.*

ECOSYSTEM AND ARCHITECTURAL DESIGN

Faruk Yalçın UĞURLU

Çukurova Üniversitesi, Mimarlık Bölümü, Adana/Türkiye

ABSTRACT : *Ecological Environment is composed of four parts which are not strictly seperated but interdependent to each other and forms a system. This ecosystem with its' parts, the atmosphere, the hydrosphere, the geosphere, and the biosphere has its dynamism and ecological balance. On the other hand man, with developing tools interferes with this system. Architecture creates one of the impacts of man on the system.*

Architecture, in view of ecology, has two important roles: First, it provides a controlled environment to the human being, so it has to balance the needs of the humanbeing with the environmental forces. Second, with the existance of architectural artifact there will be an impact on the natural environment which may change or affect the ecological balance.

Thus, in design process, these two factors should be recognized. Environmental factors related to architectural design which are used to be considered during design process will be compared with the factors of ecosystem and its sensitiviry towards impact of a new building.

EKOSİSTEM VE MİMARİ TASARIM

ÖZET : *Ekolojik çevre, birbirinden tamamen ayrılmamış, fakat bağımsız bir sistem oluşturan dört parçadan meydana gelmiştir. Ekosistem, parçalarıyla : Atmosfer, Hidrosfer, Jeosfer ve Biosfer den oluşur, kendi dinamizmi ve ekolojik dengesi bulunmaktadır. Diğer taraftan, gelişen araç-gereçleri ile insan da sisteme dahil olur. Mimarlık insanın sistem üzerindeki etkilerinden biridir.*

Mimarlığın ekolojik açıdan iki önemli rolü vardır. Birincisi, insana kontrollu bir çevre kazandırdığı için, insanın gereksinimleri ile çevresel kavveitler arasında denge kurmalıdır. İkincisi olarak, mimari yapının oluşması sonucu, tabii çevreyi etkileyen ve çevredeki ekolojik dengeyi bozan bir etki meydana gelmektedir.

Bu nedenle, tasarım sürecinde bu iki faktörün farkına varılması gerekir. Tasarım sürecinde kullanılagelen, mimari tasarıma bağlı çevresel faktörler, ekosistemin elemanları ile karşılaştırılınca, yeni yapılarda etkisinin görüleceği açıktır.

1. INTRODUCTION

A large part of national resources are usually used in the construction and maintenance of buildings, and buildings play an important role both in production and providing services to the community. Especially developing countries, which have limited resources, devote a large proportion of their national product to construction without any sacrifice of their capacities, since generally more resources will be required for producing food and other commodities.

Using methodological approaches and planning techniques, the same amount of material and work would be consumed in such a way that the higher efficiency could be managed.

The cheapest building is not necessarily the most economical, but is the one that provides the best value for money, that is the one that is of good appearance and convenience in relation of construction, running and operating in it.

This subject is concerned with a complex system which includes ecosystem and its relation to architectural design. In this study, nearly all of the sides of the problem put altogether, so that one can observe or perceive different relations and use them as tools in creating new techniques for designing according to the criteria studied in this subject.

In each part, it is tried to make clear that only in design process, this and these kinds of intricate relations can be studied, and all parts of the whole complex can be examined in detail.

At the end of this study, it is hoped that the people, who are responsible in studying the subjects which have inputs from the environment, and impacts on organisms (including the man) living in this environment, will be conscious of the fact that ecological awareness and rational design decisions are the most important sides of the subject studied.

After presentation of this study, I noticed that I have to add a new part, showing that in a seminar or in any field of study, relation of the seminar subject to the special field, can be constructed carefully and an example should be given to show that this relation is studied in detail.

The above statement is also true for any student or researcher in faculty of architecture too; because, only by using this system one can have a study which is leading to an accumulation in that field. In university education, this can be clearer by having a specific study subject and many other supporting subjects oriented around this specific subject. According to our accumulation, in an architectural education, the main subject is architectural design and ecology, structure, construction, etc., are the supporting study subjects.

2. MAN AND HIS VALUES

" An individual at any stage of his development is the product of organic and environmental factors working hand in hand. What he is, what he does, what he

becomes, in short, how he reacts and behaves in all life situations, can be explained in terms of these two interacting forces" (1).

The individual alters the environment and the environment in turn produces profound changes in the individual and his behaviour. No organism, regardless of its potentialities and basic qualities, can survive in the absence of a favorable environment.

In order to understand the man and his environmental relationship, we must know that man has biological, psychological, social structure, and lives in the two different environments, which are natural and cultural. Because of uniqueness, culture may have been man's tool for surviving in his natural environment. For this, he needs education which is defined as a process in which an individual acquires knowledge and skills that improve his adaptation to his natural and cultural environment.

2.1 Nature of Man

Man is an animal, with developed cerebrum, so gained the intelligence, insight, memory, and learning, which created the culture. Culture led to evolution of social institutions that were established to fulfill man's needs.

Man is unique among the creatures of the earth. Because he has exceptionally large brain, and has developed the faculty of abstract thought and reasoning, he can adapt himself to the environment and at the same time, he can adapt the environment to himself. So, man has begun to think of the environment as his environment, and use it for his own advantage, and upset environmental balance. But in fact, there are laws of natural world that are certain, inflexible and applicable to all creatures including man.

According to Mete Turan: " Human involvement in the life process is active and his products are concrete embodiments of his activity " (2).

The products of man, on the one hand are the expression of his labor-power, and on the other hand are not a true expression of his potentialities, create alienation.

" In order to understand full range of man's cognitive activities, developing through his relation with environment, it is necessary to consider productive dimensions of human activity" (3).

Man has many kinds of needs such as physical, biological, psychological etc. The totality and interactions among all of these needs, result as a demand for shelter.

2.2 Man and Environment

All civilisations so far have been built on an orderly system of relationships linking man to nature, but these relations are being disrupted all over the world by technological forces and high population densities.

Man has undoubtedly made amazing technological advances at an ever accelerating rate. Communication systems have become incredibly accurate and complex. Computers have helped the solution of problems previously never even remotely within our grasp. But the

important fact is that we have aimed at solutions of specific problems and have not had the capacity to analyse the indirect effects of these solutions. This shortcomings become increasingly important as technology improves and thereby gains added capacity for increased impact. The standart of living around the world is rising. Projections of present trends show that man will require 10 times as much energy in the year 2000 than as he is able to generate today. This of course, will lead to greater pollution and greater concentration of poeple causing greater administrative difficulties in government and to a deterioration of the quality of life which as an extreme point, may cause the elimination of man. All of these arguments are true for developed countries but for developing countries like Turkey, the problem is totally different because in Turkey there are people who are living in 18 th. century instead of living in 20 th. century. This situation can be considered as an advantage for the designers in Turkey, and they can use the advantages of not going through all of the wrong decisions, they can skip many stages and find proper ways fitting to their conditions.

2.3 The Nature Of Ecosystem

Ecology, is the study of relationships between organisms and their environments, and ecosystem is the interaction of biotic and abiotic factors.

There are seven important laws of ecology which are Laws of INOPTIMUM, APHASY, TOLERANCE, PERSISTANCE, FACTORIAL CONTROL, IRREVERSIBILITY, and DOMESTICATION. Also there are two important laws of ecosystem ; first is that everything in the environment is related to everything else, and the second is that man's activities tend to reduce the complexity of ecosystem.

Here it needs to emphasize the importance of the relationships between the laws of ecology and charecteris-tics of design process, e.g. Law Of Tolerance or Law Of Irreversibility can very well fit to the conditions in a design process. In a design process, there may be certain decisions that you can not reverse, or there may be certain optimizations (i.e. tolerance) in a design stage.

Ecological relationships are manifested not in a vacuum, but in physico-chemical settings, sets of nonliving or abiotic environmental substances and gradients. They also include such physical factors and gradients as moisture, wind, currents, and solar radiation with its concomitants of light and heat.

Ecosystems are like a pond, or a field, a forest, an ocean or even an aquarium ; they are also abstract in the sense of being conceptual schemes developed from a knowledge of real systems. Ecosystem is also unidirectional and noncyclic.

Although the process of energy flow and mineral cycling are indeed fundamental, they are not the whole of ecology. No organism is self-sufficient. So is an ecosystem. Ecosystems are not decretiventities delimitated sharply from other ecosystems. One of the most important fact about ecosystem is that in any ecosystem, there is continual

demand for energy and no ecosystem is static. (Functioning of an ecosystem is measured by the rates of energy flow and nutrient cycling.)

Some Basic Principles Of Ecology :

" Pradation : defined as the behaviour of capturing and feeding another organism with the latter being consumed wholly or in part. Man was a direct predator during almost all of his tenancy on earth.

Symbiosis : refers to a long-term interspecific relationship in which two species live together in more or less intimate association. This is not a social system but an ecological association involving some transfer of energy or adaptive benefit. Are of three types generally, commensalism, mutualism, and parasitism.

Competition : In an ecological sense, is a struggle between organisms for food, space, mates or any other limited resources. The basis for this struggle has been expressed as Gause's Principle, which states that two species that occupy the same niche (way of life) come together in space and time, as a general rule there are three possible results ; extinction, competitive exclusion, character displacement" (4).

Ecosystems are never closed systems. An ecosystem is highly integrated series of interactions between the nonliving earth and living organisms. They are complex dynamic entities, which must be seen as such before they can be understood. Inputs from and outputs to other ecosystems are normal characteristics of all natural ecosystems.

3. PROCESSES

Man have two ways of mental process. One is the knowledge acquired (cognition), and the other is the knowledge not acquired. As a result of each process, there is a material production. But first one has certain advantages in understanding complex systems, e.g. as it happens. Because cognition may have analysis and synthesis in its system and also design process is a cognitive activity. Of course - whether it is sufficient to create complexity and try to solve it or not having simple but incomplete results - is a question. In this question, it is wrong to take the design process as a simple process, because it includes decision making stages needing valuable data collection in any field, but it is a very complex system.

" One of the ways in which a person perceives the organization of a housing environment is through the psychological functional relationship of inner and outer spaces. This is processed through the individual's cognitive facilities which depend upon factors within the personality system -- past experiences, immediate needs, present psychological condition etc. Therefore, only a design goal that takes into consideration all aspects of the individual's existence can achieve the requirements of an environment that will ... guide the inevitable interaction of structured space and man in meaningful and beneficial patterns, "and" permit an interaction which will

contribute to mental health. Rather than to tension and frustration (5).

Architecture is a profession which includes many activities, stages e.g. pre-planning, planning, design, application etc.

Each stage has input and outcome relation with each other, and if an input is not sufficient, then following stage may be influenced adversely ; e.g. if the cognition in design stage does not create required input, then in application stage desired result can not be achieved.

4. DESIGN PROCESS

In order not to have a design process which is repeating all of the wrong, misleading points in each case, it is necessary to analyse all the points influencing the wrong applied conditions in building process. For this study, it is necessary to visualize that, architectural design, its parts and relations to the other fields must be examined altogether. As an example, we can have a look into relation between design and ecosystem.

In design process, we have certain stages that include ecological factors in creating the rational product which will satisfy the needs of the humanbeing.

In a decision-making sequence, in designing a building, first of all, designer prepares a program which includes all the stages and relations among them, feed-back mechanism and dates that he goes from one stage to other. After program-ing stage, he must begin collecting data about the needs of the client, and about the site, the available material, workers quality, and other relevant factors.

In choosing site, he must consider topography, orientation, climate, landscape, possibilities of having vehicular and pedestrian access to the site, and possible infrastructure as sewage system, water, electricity, coal-gas or other heating and cooling systems, etc. But all of these subjects influence design in a very positive way if the designer considers ecosystem as an important system in utilising all of the natural resources and balances energy system in the environment. The condition of surrounding environment is also important, eg. forest, water, pool, open areas, schools, hospitals, or shopping centers, administrative buildings, all having different settlement charecteristics so indirectly affect design and ecologic balance in that environment.

When the designer collects the data, he begins to analyse, ie. makes groups, or arranges the data according to his needs and importance of the items, so that they become useful for other stages.

By using the inputs from the first stage, he can easily decide upon the form, dimensions and structure of the building and make spatial organization (ie. open, semi-open, or closed spaces and functional relationships among them) and can specify the material and detailing to be used in construction stage.

During this process, he must consider that the energy balance of the environment will be

changed and the impact of the environment to this product (building) and the impact of building to the environment, can be very critical, if the designer does not pay attention to this type problems. For instance, use of any material for covering the roofs will differentiate the solar heat gain and loss of the buildings, because of heat absorption or reflection coefficients of the covering material, or the texture of material and the area or form, or the angle of the roof will directly affect the interior living conditions of the building.

In deciding upon the façades of the buildings, the study of ecology is also needed, because each opening (window or door) each solid and void facade elements and the use of cantilivers or balconies, terraces etc. may change ecological inputs. So the quality, comfort conditions of inner spaces may increase or decrease accordingly. Because of the influence of diffused light, especially in interior spaces, designing forms and sizes of openings, deciding upon the dimensions of spaces and painting, textures of the walls or furniture, have important role in having sufficient spaces for living. In fact, having interior gardens, pools, shady corners, or use of trees having large leaves may introduce a sufficient micro climate which can be preferred in hot and dry climatic conditions.

In considering ecological impacts in an environment, area covered with different roofs create a textural surface for solar radiation and absorption. That's why if we want to control the ecological effects, it is a better way to have larger settlements, and design according to the ecological principles.

In a city, the open spaces, streets and other areas covering large surfaces on earth, have very critical ecological effects in the organization of forms and deciding about the heights of buildings. For instance, streets' width may affect the speed and direction of wind so indirectly affects heat gain and loss in building.

Multiple dwellings decisively increase the density of population, aggravating problems with solid waste disposal, transportation, air and water pollution. Yet they displace less natural environment than the sprawled city.

Landscape designers are also responsible in considering ecological principles, because they can arrange green areas as filters for air and water pollutions. Visual comfort of the humanbeing is also affected by the form and arrangement of the buildings and the intricate use of landscape elements. So in order to have positive effects we must be very careful in planning and designing to achieve desired environmental quality, because expected results, sometimes can not be achieved in due time, if correct projections on the subject are not properly set, and all of the known facts must be considered as much as possible. These are a few examples showing that how much important is the design and ecosystem relation, if it is studied in detail. Architecture is a tool of gaining back all the lost values by the impact of man on the environment. So we must learn and have researches about how to use this tool.

5. BUILDING PROCESS

In previous part of the study, it is tried to present importance of ecosystem in the design process. In this part, another arguement in building process will be pursued, and the dynamic nature of human activity, his demand system, capacity of changing the speed of adaptibility to the environmental conditions, limitations in environmental flexibility will be discussed.

" Environment, particularly the housing environment, where man is supposed to have shelter, rest, leisure, solitude, and comfort must only be in congruance (agreement) with man's praxis but must also provide a supportive system for his actions and movements. Therefore, any design process that provides for the exigencies (urgent requirements) of actual life activity must have its own consciousness. The uncontrollability of encvironmental loads appears to be a major factor in the unsuccessful coping process" (6).

Sometimes it is tried to prove that because a man's dynamic nature in his activities, he needs environmental flexibility. But there is a conflict between the cognitive activity of the individual and static nature of building and adaptability in environment. That is, increase in environmental flexibility causes no technological inputs in building process. But at the same time, in order to answer to the needs of humanbeing, technology brings certain necessary inputs to the environment. Which have constant and variable design requirements in housing, and changing variables and reorganizing static side in time. So the optimum solution of the problem is to balance the needs of man and the flexibility in environment.

" Structural elements -- window openings, furniture, shutters, etc. -- are of relatively a static charecter. Flexibility gives a dynamic charecter to the environmental elements. Therefore, the flexibility provided in design process is the predominant charecteristics of an environment" (7).

It is designer's responsibility, to find out how much flexibility in each stage in building process will be required in order to set conditions fitting to the rules of ecosystem. He can organizes his knowledge about ecosystem and architectural design in order to cope with the dynamics of social, psychological demands made upon people which will not contradict with the static nature of the built environment.

Architecture is in fairly critical state, because new buildings will be really pleased the users and the architectural profession as a whole is viewed with considerable suspicion by the society it is supposed to be serving. In a building process, self-expression, efficiency, productivity and cost control follow each other continuously. At the same time, rational building must have five conditions ; e.i. commoditie, firmness, delight, at the right time and at the right price. In order to fit all of the above conditions, architect must control the environment very carefully and he must know ecosystem and its impact on design. For example, heat loss and gain by solar energy bring a new cost control for

building. But to utilize solar energy in heating and cooling there are special factors in designing to control radiation or absorption or reflection of solar rays.

6. CONCLUSION

In this study, the aim was to bring an awareness to the important relationship between ecosystem and architectural design. It must be understood that in a short period to have a complete research and prepare a perfect study is difficult and sometimes not possible. That's why, I do not intend to argue that this study is a complete study about design and ecosystem. But, to be able to cope with many interrelated subjects and to try to prepare an introduction to this subject, many sides of the problem are presented altogether, so that it is hoped that a consciousness about the importance of ecosystem in building process can be realized through this study.

In the real life, men constantly change their ways of life and living places. The most man can do, on the one hand, is to make sure that the environmental changes he brings about do not outstrip his adaptive potentialities, and furthermore to govern his adaptive responses in such a manner that he does not decrease the qualities of his life.

"Biological (genetic evolution is far too slow to permit affective adaptation to the rapid changes that commonly occur in the physical environment at the present time" (8).

It is important to recognize that no solutions to environmental problems are "all right" or "all wrong". All alternatives must be considered with the recognition that there are benefits and liabilities resulting from each action for reaching decisions that bring the most beneficial solutions with the least liability. The process must include not only traditional economic considerations but also consideration of natural economic principals as well. Environmental decisions have been repeatedly based on limited informations and projections. We are infact threatening our own survival by this process. It is imperative that environmental decision making be based on planning that to the highest degree possible, takes into account the intricacies of ecosystems and the impact of our decisions on these systems.

"The only hope for man appears to lie in a concentrated effort to change the cultural environment in a way that supports the natural environment" (9).

7. REFERENCES

1. Blair, G.M., Jones, R.S. and Simps, R.H., *Educational Psychology*, New York : Collier- McMillan, Third Edition, p.25, 1968.
2. Turan, M.H., *Environmental Stress*, Ph.D. Thesis, Colombia University, p.184, 1974.
3. *Ibid*, p.185.
4. Emmel, T.C., *An Introduction To Ecology*, New York : WW Norton, pp. 38-39, 1973.

5. Turan, M.H., *Environmental Stress*, p.189.
6. *Ibid*, p.193.
7. *Ibid*, p.195.
8. McGobe, R.H., and Mines, R.F. (Editors), *Man And Environment*, New Jersey : Prentice-Hall Inc., p.39, 1972.
9. Clapman, W.B. Jr., *Natural Ecosystems*, New York: The MacMillan Co., p.43, 1972.

EŞ ZAMANLI FREKANS ÇOĞULLAMALI UYARIM İLE
ELEKTRİKSEL EMPEDANS GÖRÜNTÜLEMESİ

M.Kemal KIYMIK

K.Maraş Sütçü İmam Üniv., Fen Bilimleri Enstitüsü, Kahramanmaraş / Türkiye

ÖZET : *Elektriksel empedans görüntüleme tekniği verilen bir denek kesitinin elektriksel empedans dağılımını görüntülemek için gerçekleştirilen tahrihsiz bir yöntemdir. Çok fazlı akışların empedans görüntülemesinde diğer uygulamalardan farklı olarak, genlik ve fazın tam bir devir için ölçümlerinin empedans kesitinde oluşan önemli bir değişimden önce alınabilmesidir. Hızlı akışların görüntülenmesi, bilinen yöntemlerle oldukça zordur. Bu çalışmada, hızlı kesit empedans değişim oranları aynı oranda veri toplama hızı ile aynı oranda tutularak, tek ardışıl uyarım yöntemi yerine frekans çoğullamalı ve eş zamanlı uyarımlı empedans görüntüleme yöntemi önerilmektedir.*

ELECTRICAL IMPEDANCE IMAGING WITH SIMULTANEOUS
FREQUENCY MULTIPLEXED EXCITATION

ABSTRACT : *Electrical Impedance Imaging Tomography (EIIT) is a nondestructive technique to image the electrical impedance cross-section of a given phantom. Work described herein represents the progress towards the development of frequency multiplexing for fast excitation and acquisition of signals in electrical impedance imaging (EII), sometimes called electrical impedance computed tomography (EICT) which may ultimately be utilized for noninvasive determination of interfacial structure and evolution in multi-phase flows. The multiple simultaneous excitation method is described for rapid data collection period which improves by almost a factor of square of the speed of previous methods.*

1. GİRİŞ

Elektriksel empedans görüntüleme tekniği, verilen bir denek kesitinin elektriksel empedans dağılımını görüntülemek için gerçekleştirilen tahrihsiz bir tekniktir. Uygulama alanı biyomedikal görüntülemeden çok fazlı akış yoğunluğunun görüntülenmesine kadar uzanmaktadır. Empedans görüntülemeye bilinen yöntemlerle kesit düzleminin hesabı, kesit görüntüsü elde edilecek denek etrafına eşit açılarla dairesel olarak yerleştirilmiş elektrodla elektriksel işaretin (genellikle sinusoidal) ardışıl olarak uygulanması neticesinde yapılmaktadır. Her bir elektrod uyarımı için tepki işaretinin genliği ve gazı diğer elektrodla üzerinden ölçülür. Daha sonra bu ölçümlerden denek kesitinin empedans haritasını elde etmek için geri-izdüşüm veya sonlu elemanlar yöntemleri kullanılarak hesaplama yapılır. Bu alışıla gelmiş ölüm tekniği devamlı değişim halinde bulunan empedans kesitleri için yeterince hızlı değildir. Çünkü bütün elektrodla her biri sırası ile ardışıl olarak uyarılırken aynı zamanda tepki genlik ve faz ölçümlerinin de diğer elektrodla her biri üzerinden ayrı ayrı yapılması gerekir (1,2).

Bu çalışmanın diğer empedans tomografi çalışmalarından farklı tarafı çok fazlı akışların empedans görüntülenmesinde genlik ve fazın tam bir devir için ölçümlerinin empedans kesitinde oluşan önemli bir değişimden önce alınmasıdır. Bu problemin çözümü hızlı akışlar ve değişimler için bilinen yöntemlerle imkansızdır, ancak hızlı kesit empedans değişim oranları aynı oranda veri toplama hızı ile mümkün olabilir.

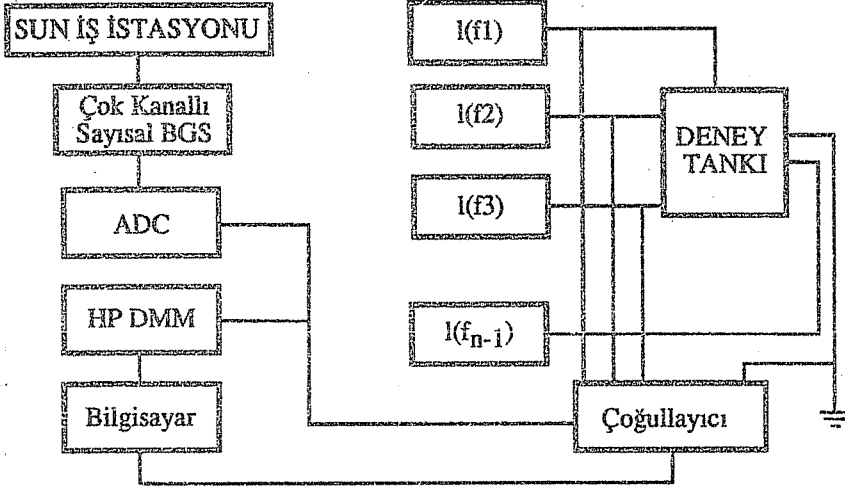
Bu problemin üstesinden gelmek için bu çalışmada tek ardışıl uyarım yerine frekans çoğullamalı ve eş zamanlı uyarım önerilmektedir. Bu konu üzerinde şimdiye kadar yapılan çalışmalar eş zamanlı çoklu uyarım tekniğinin tekli uyarım tekniğinde elde edilen ölçümler kadar ayırt edilebilir olduğunu göstermiştir (2). Ayrıca eş zamanlı ölçüm tekniğinde veri toplama zamanı yaklaşık olarak elektrod sayısının karesi kadar azaltılarak yapılabilmektedir.

2. EŞ ZAMANLI VERİ TOPLAMA TEKNİĞİ

Sunulan model denek etrafına yerleştirilen elektrodla eşzamanlı olarak farklı frekanslarla uyarılmasına dayanmaktadır. Şekil-1'de görüldüğü gibi N tane eşit aralıkta yerleştirilmiş farklı frekanslı elektrod akımı eşzamanlı olarak (N-1) tane elektrodla akmakta ve geriye kalan topraklanmış N'inci elektrod vasıtasıyla toplanmaktadır.

Referans elektroda göre birinci elektrodla (N-1)'inci elektroda kadar gerilim ölçülür. Bu işleme referans elektrod değiştirilerek devam edilir. Her bir ölçülen gerilim (N-1) tane denek kesitinin empedans dağılımıyla ilgili bilgi taşıyan karmaşık frekansları kapsamaktadır. N elektrodla sistem için (N-1)² tane veri noktası elde edilir. Şekil-1'de görüldüğü gibi denekten elde edilen veriler, matris anahtarlama görevi gören bilgisayar kontrollü bir çoğullayıcı ile HP sayısal çoklu ölçüm birimi (HP-DMM) üzerinden bilgisayara aktarılır. Aynı zamanda elde edilen veri, Analog-Sayısal Dönüştürücü ve

Çok Kanallı Sayısal Band Geçiren Süzgeç ve SUN İş İstasyonu ihtiva eden sayısal işaret ve görüntü işleme ünitesine gönderilir.



Şekil 1. Veri toplama blok şeması.

2.1 Matematik Model

Anlatılan uyarım düzeneği hesaplama hızında önemli avantajlar sağlamaktadır. İki boyutlu rezistif alanda iletkenlerin görüntülenmesi için toplanan yeni verilere çeşitli görüntü işleme algoritmaları uygulanmaktadır. N elektrodlu simetrik karesel denekte hem homojen hem de homojen olmayan ortamda gerilimle akım arasındaki ilişkiyi veren empedans matrisi

$$V(\theta) = Z(\sigma) I(\theta) \quad (1)$$

trigonometrik fonksiyonlardır. Bu özvektörler $N/2$ uzaysal kosinüs $\cos(n\theta)$ ve $(N/2)-1$ uzaysal sinüs $\sin(n\theta)$ fonksiyonlarıdır. Bu özdeğer akımları doğrudan deneye uygulanarak karşılık gelen ve karakteristik empedans olarak adlandırılan özvektörler deneysel olarak elde edilebilmektedir. Neticede elde edilen gerilim örüntüsü V , Z matrisini I akım örüntüsüne uygulayarak elde edilebilir (3). Böylece

$$V = \sum_{k=1}^{N-1} (I, T^k) Z T^k \quad (2)$$

elde edilir. Burada T^k , k 'nci özdeğer akımıdır. Z matrisi kendine bitişik olduğundan karakteristik empedans iki misli bozulur. Bundan dolayı (2) denklemi

$$V = ZI = \sum_{k=1}^{N/2} (I, T_c^k) Z_k T_c^k + \sum_{k=1}^{N/2} (I, T_s^k) Z_k T_s^k \quad (3)$$

şeklinde yazılır. Burada I, T_c ve I, T_s katsayıları I akımı için kosinüs ve sinüs terimlerinin Fourier katsayılarıdır. Böylece herhangi bir gerilim modeli karakteristik empedans ve özdeğer akımlarıyla tekrar oluşturulabilir. Farklı frekanslı akımların elektrodalara uygulanmasıyla oluşturulup ölçülen gerilim vektörleri, Fourier analiz yöntemi kullanılarak trigonometrik akım özdeğerleri için karakteristik empedans elde etmek üzere dönüştürülebilir. Gerilim ve akım vektörleri ayrı Fourier dönüşüm elemanları cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$V(\theta_i) = \sum_{k=1}^{N/2} (V_{n1}^c \cos \theta_i + V_{n2}^s \sin \theta_i) \quad i=1, \dots, N \quad (4)$$

ve

$$I(\theta_i) = \sum_{k=1}^{N/2} (I_{n1}^c \cos n\theta_i + I_{n2}^s \sin n\theta_i) \quad i=1, \dots, N \quad (5)$$

burada $1 < i < N/2$ için $\theta_i = (2\pi i/N) + 1$ dir. V_{n1}^c ve V_{n2}^s de kosinüs ve sinüslerin Fourier gerilim katsayılarıdır. Benzer şekilde I_{n1}^c ve I_{n2}^s de Fourier akım katsayılarıdır. (4) nolu denklem karakteristik empedans cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$V(\theta_i) = \sum_{k=1}^{N/2} (Z_{rn1}^c \cos n\theta_i + Z_{rn2}^s \sin n\theta_i) \quad (6)$$

Eğer $\{\sin(N/2)\theta\}$ noktası referans olarak kullanılırsa (6) nolu denklem toplamının her bir kısmı için karakteristik empedanslar

$$\begin{aligned} Z_{n1} &= V_{n1}^c / I_{n1}^c & n=1, \dots, \dots, N/2 \\ Z_{n2} &= V_{n2}^s / I_{n2}^s & n=1, \dots, \dots, N/2-1 \end{aligned} \quad (7)$$

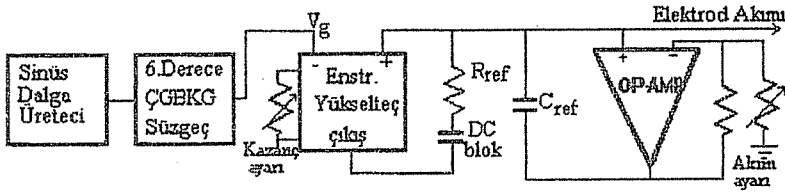
şeklinde bulunabilir.

3. UYARIM KAYNAKLARININ OLUŞTURULMASI

Bu yöntemin doğrulanması için farklı frekanslarda bağımsız akımlar (I_1, \dots, I_{n-1}) denek'e uygulanmakta ve tepki gerilimi ölçülerek n-iletkenlik dağılımıyla ilgili veriden Fourier spektrumu doğrudan elde edilmektedir (Şekil 1). Buradaki önemli problem,

sürekli ve kararlı sinusoidal akım üretmek, daha sonra ölçmek ve veriyi hassas olarak işlemektir. Bu deney için sekiz işaret kaynağı XR-2206 yongası kullanılarak yaklaşık 100 Hz-5 KHz bölgesinde çalışacak şekilde tasarlanarak gerçekleştirilmiştir.

Düzen ve doğru veri elde etmek için Şekil 2'de verilen blok şemada görülen ve devrenin en önemli kısmı olan çoklu geri beslemeli band geçiren (ÇGBG) süzgeç devresi gerçekleştirilmiştir. Bu devre dar band genişliğine sahip olduğundan işaret kaynağının gürültülerini önlemekte ve işaretler arasında düşük çaprazilinti sağlamaktadır. Süzgeç devresinin özelliği minimum sayıda eleman kullanarak eleman toleranslarına karşı az duyarlık göstermesidir (4). Bu uygulamada 6. derece ÇGBG süzgeç gerçekleştirilmiş olup arzu edilen band genişliğine bağlı olarak Q'nun değeri 17'den 22'ye kadar değişebilmektedir. Herbir işaret kaynağı 80 Hz aralıkla 100 Hz'den 640 Hz'e kadar değişmektedir. Frekans değerleri ve frekans aralıkları suyun iyonizasyonunu ve frekansa bağlı gerilim değişimini önlemek için düşük seçilmiştir (3,6). Elde edilen işaretler Şekil 2'deki blok diyagramda görüldüğü gibi bir enstrumantasyon kuvvetlendiriciden geçirildikten sonra, gerçek ve reaktif empedansı 60 Megaohm'dan daha büyük akım kaynaklarına dönüştürülerek elektrodalara etkin olarak uygulanır (5).



Şekil 2. Uyarım kaynağının blok şeması.

4. GÖRÜNTÜ OLUŞTURMA ALGORİTMASI

Elektriksel Empedans Tomografisi için matematiksel algoritma iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde verilen kompleks iletkenlik dağılımı vasıtasıyla bir gerilim dağılımı elde etmek için kullanılan ileri problem. İkincisi ise hesaplanan sınır gerilim değerlerinin, ölçülen gerilim değerleri ile karşılaştırılarak iletkenlik dağılımının tekrar oluşturulmasıdır. Modelin teorik temelleri Maxwell denklem takımından

$$\nabla(\sigma \nabla V) = 0 \quad (8)$$

alan denkleminde dayanır. Burada, V gerilim alanı $\sigma = (c + j\omega\epsilon)$ c iletkenlik, ϵ permittive, ω frekansıdır. Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY), empedans dağılımını hesaplama amacı için, denek kesitinin Şekil 3'de görülen reaktif devredeki gibi

düğümlemlerle belirlenmiş dörtgen elemanların karelere dönüştürüldüğü yerlerde kullanılır. Sonlu Elemanlar Yöntemi reaktif devre için $C=YV$ olarak tanımlanır, şöyleki gerilim alanı

$$V_{N \times P} = Y_{N \times N}^{-1} C_{N \times P} \quad (9)$$

$$\sigma_{1 \times M} = [\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_M] \quad (10)$$

şeklinde dir. Burada Y , $N \times N$ tanımsız admitans matrisi, N parametresi düğüm sayısı, P uyarım, M eleman, E dışardan ölçüm elektrod sayısı, ve C düğümlemlerdeki akım matrisidir. P -akım uyarımı ile E tane elektrodan ölçülen gerilim, toplanarak $V_{0,EP \times 1}$ vektörünü oluşturur. Hesaplanan gerilimler $F_{0,EP \times 1}$ ve ölçülen gerilimler V_0 arasında skaler hata fonksiyonu

$$\phi = 1/2 [F - V_0]^T [F - V_0] \quad (11)$$

şeklinde tanımlanır. Minimum hata için ϕ nin σ ya göre türevi sıfır olmalıdır.

$$\phi' = \frac{d\phi}{d\sigma} [F']^T [F' - V_0] = 0 \quad (12)$$

Burada $F'' = F'/d\sigma$ dir. f' niceliği, Taylor açılımından tanımlanabilir.

$$\phi' = \phi'(\sigma^K) + \phi''(\sigma^K) \nabla(\sigma^K) = 0 \quad (13)$$

Böylece, iletkenlik gradyanı

$$\nabla(\sigma^K) = -[\phi''(\sigma^K)]^{-1} \phi'(\sigma^K) \quad (14)$$

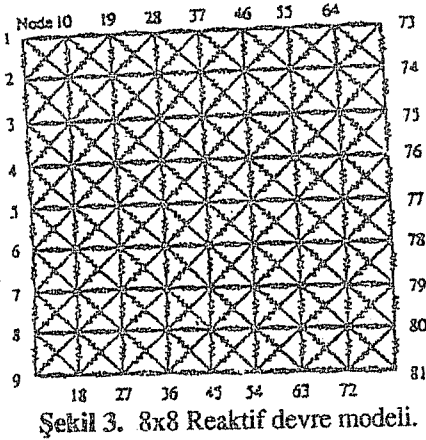
şeklinde verilir. Burada

$$\phi' = [F'(\sigma^K)]^T [F(\sigma^K) - V_0] \quad \text{ve} \quad \phi''(\sigma^K) = [F''(\sigma^K)]^T [F(\sigma^K)] \quad (15)$$

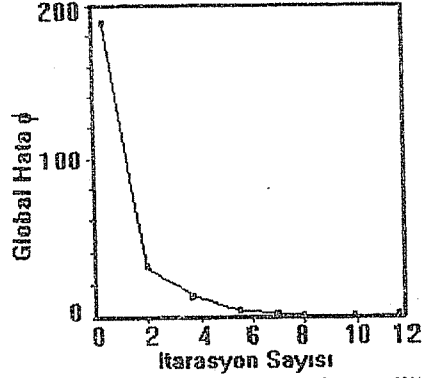
yakınsaklık kriterine yaklaşıncaya kadar, her bir iterasyondan σ^K nin doğruluğu elde edilebilir.

Yeterli seviyede görüntü seçiciliği için çok sayıda akım uyarımına ihtiyaç duyulur, ve böylece terslendirme için gereken matrisler çok büyük olabilir. Verilen bir kompleks empedans deseni için alan potansiyelinin ileri hesabı bir dağınık matrisin tersini kapsadığından Jacobi eşlenik gradient yöntemleri gerçek domen terslendirilmeleri için kullanışlı olmaktadır. Birkaç iterasyon için Jacobian sabit tutularak hesaplama

zamanında tasarruf sağlanmaktadır. Referans 3 ve 5 de geniş şekilde verildiği gibi karesel sıralı Sonlu Elemanlar Yöntemi ile ilgili 8x8 göz için gerçek iletgenliğe yakınsak hata eğrisi Şekil 4'de verilmiştir.



Şekil 3. 8x8 Reaktif devre modeli.



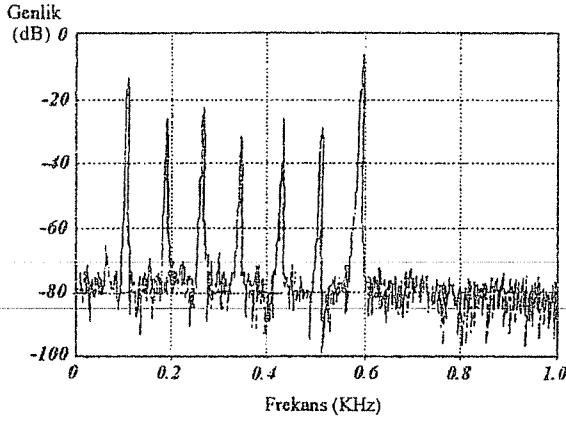
Şekil 4. SEY ilgili gerçek iletgenliğe yakınsama eğrisi.

5. DENEYSEL SONUÇ VE İRDELEME

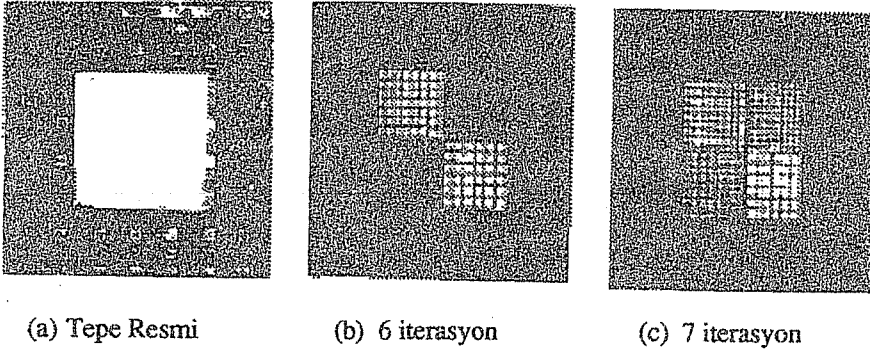
Sistem modeli herbir veri toplama periyodunda çoklu giriş ve tek çıkışlı olarak kabul edilmekte tek bir elektrod işaretinin tepkisini tespit etmek için hızlı Fourier dönüşüm (HFD) teknikleri kullanılarak kayıt edilen karışık (üst üste bindirilmiş) sinüsoidal verinin spektral güç yoğunluğu hesaplanmaktadır. Şekil 5 sekiz elektrodlu denekin bir elektrod üzerindeki üst üste bindirilmiş gürültülü sinüsoidal işaretin HFD spektrumunu göstermektedir. Deneysel olarak 16 elektrodlu yeniden görüntü oluşturma denek sistemi için gerçekleştirilen dikdörtgen tank su doldurularak içine yalıtkan malzeme konulmuştur. Gerçekleştirilen sekiz farklı akım kaynağı ile önce tek elektrodla sonra çift numaralı elektrodla akım uygulanarak Şekil 1'de görüldüğü gibi matris anahtarlar ile akım ve gerilim bilgileri HP-DMM düzeneği ve bu cihazla arabağlaşım halindeki HP bilgisayara gönderilerek depolanmaktadır. Bu bilgi işlenerek HFD elde edilmektedir. Bulunan HFD katsayıları genlik bilgisi olarak kullanılıp elektriksel empedans görüntülemesi için veri oluşturulmaktadır. Elde edilen bu bilgiler Sun bilgisayar sistemi için gerçekleştirilen sonlu elemanlar yöntemine dayanan yeniden görüntü oluşturma programı ile görüntüye dönüştürülmektedir. Bu verilerle elde edilen Şekil 6a,b ve c'de değişik iterasyonlar için görülmektedir. İşlemin dinamik durumda daha hızlı olarak gerçekleştirilmesi için Şekil 1'de görülen hızlı ADC ve sayısal işleyiciler kullanılarak gerçekleştirilecek çok kanallı sayısal band geçiren süzgeç kullanılması gerekmektedir.

Sonuç olarak uyarım işaretinin dikkatli bir şekilde üretilmesi sayesinde zaman kayması ile ilgili olarak herhangi iki işaretin çok düşük çapraz iletme ve bütün

işaretlerin düşük özilintiye sahip olması halinde ölçüm esnasında diğer eş zamanlı uyarımların sebep olacağı kaçak bağlaşık enerji -5 dB veya daha düşük yapılabilmekte ve görüntü seçiciliği yükseltilebilmektedir.



Şekil 5. 7.ci elektrotan ölçülen sinyalin HFD spektrumu.

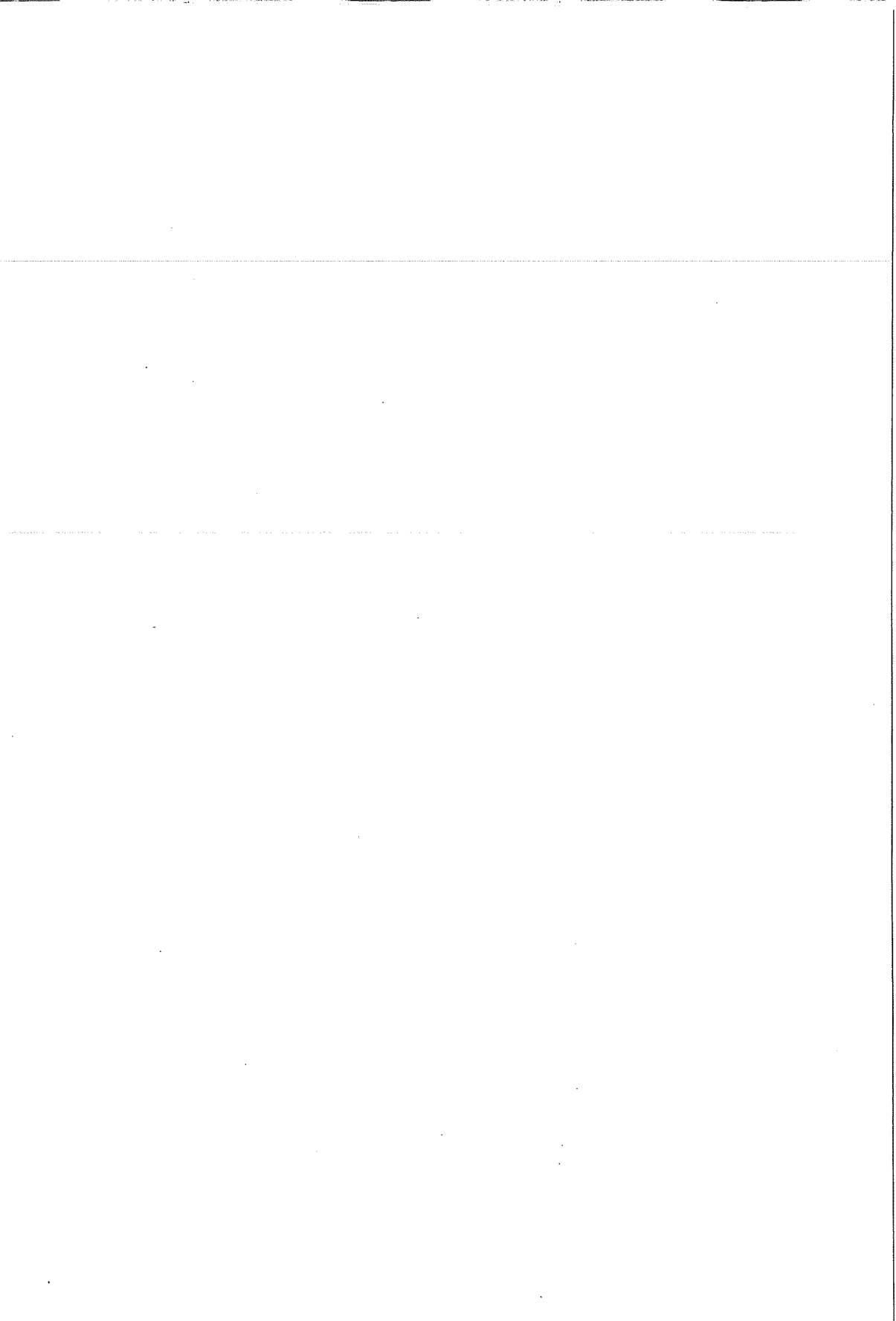


Şekil 6. Karesel denekden elde edilen rezistiviti dağılımı.

6. KAYNAKLAR

1. Hua,P., Woo,E.J., Webster,J.G., *Iterative Reconstruction Methods Using Regularization and Optimum Current Patterns in EIT*, *EEE Trans. Medical Imaging* 10, s.621-628, 1991.
2. Cheng,K.S., Isaacson,D., Newell,J.C. and Gisser,D.G., *Error comparison for different current patterns in EIT*, *Proc. of IEEE 10th Ann.Conf.of the Eng. in Med. and Biol. Soc.* 279-289, 1988.

3. Jones,O.C., *Cooperative Research for the Development of EICT in Two-Phase Flows, Progress Report for Period Ending March RPI, NY, USA, 1992.*
4. Arthur,B.W., Fred,J.T., *Electronic Filter Design Handbook, Mc Graw Hill NY 1988.*
5. Gisser,D.G., Newell,J.C., Goble,J.C., *Current Sources for Impedance Imaging Systems, Int. Conf. IEEE, EMBS Vol.12, No.1, s.112-3, 1990.*
6. Kıymık,M.K., Jones,O.C., Lin,J.T., *Frequency Multiplexed Excitation in EIT for Two Phase Flow Imaging, Proc. of CCECE-92, Vol.2 TMO..-TMO..4, Canada, 1992.*



THE NONLINEAR ANALYSIS OF PLANAR FRAMES COMPOSED OF FLEXIBLY CONNECTED MEMBERS

Orhan AKSOĞAN and Halil GÖRGÜN
Ç.Ü. İnşaat Mühendisliği Bölümü, Adana / Türkiye

ABSTRACT : *In this study, the nonlinear analysis of frames composed of members flexibly connected to the nodes has been carried out and a pertinent computer program has been prepared. First, using second order theory, the member stiffness matrix for a bar with rotational springs at the ends was obtained. Then, using pertinent differential equations, the fixed end forces were found for a uniformly distributed load, a concentrated load, a linearly distributed load, a symmetrical trapezoidal distributed load and a nonsymmetrical triangular distributed load. The validity of the implemented computer program was proved by solving some example problems in different ways and showing the match between the results. Problems in the literature, which are special cases of the problems treated in this study, were solved by the present computer program and the match of the results was observed. Using the implemented computer program and solving some examples, the variations of some elastostatic quantities with the spring constants were examined and presented graphically.*

ELASTİK BAĞLI ÇUBUKLARDAN OLUŞAN DÜZLEMSEL ÇERÇEVELERİN NONLINEER ANALİZİ

ÖZET : *Bu çalışmada, düğüm noktalarına dönel yaylarla bağlı çubuklardan oluşan çerçevelerin nonlinear analizi yapılmış ve bu konuda bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Önce, ikinci mertebeye teorisi kullanılarak uçlarında dönel yaylar bulunan çubuklara ait eleman rijitlik matrisi elde edilmiştir. Daha sonra, diferansiyel denklemler yardımıyla üniform yaylı yük, tekil yük, doğrusal yaylı yük, simetrik yamuk şeklinde yaylı yük ve simetrik olmayan üçgen şeklinde yaylı yük için ankastrelik uç kuvvetleri bulunmuştur. Hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla incelenen örneklerde yay katsayılarının değişimine bağlı olarak bazı elastostatik büyüklüklerin değişimi incelenerek grafiklerle sunulmuştur.*

1. INTRODUCTION

In the analysis of structural systems the members forming the planar frames are generally assumed to be rigidly connected among each other. However, more often than not the assumption of pin connections is also employed in such cases where the rigidity of the connection cannot be provided to a dependable degree. In fact, both of the foregoing assumptions are unrealistic when one is treating steel frames and especially, nowadays, widely used precast reinforced concrete structures. In such structures beams and columns behave as if they are semi-rigidly, or flexibly, connected among themselves, as far as rotations of the ends are concerned. Hence, experimentally determined effective rotational spring constants for those connections should be used in the analyses of such structures. The present study is an attempt to prepare a computer program that treats the aforementioned type of structures elegantly, taking into consideration the actual behaviour of the flexible connections along with the effect of geometric nonlinearity due to the axial forces in the members. The nonlinear, or second order, analysis is not relevant only for its own sake, although it does contribute considerably to the precision of the solution, but also for the stability analysis of the same kind of structures. As is well known, the upper limit of the load in any structure is the critical value of the load, the buckling load, which is found by taking geometric nonlinearity into consideration. Hence, the result of the present study will constitute the foundation of a stability analysis for the same type of structures.

The method used in the present study is the well-known stiffness method of structural analysis. First, the stiffness matrix of a bar elastically supported against rotation at both ends is obtained using the second order analysis. Then, the fixed end forces are found for a bar elastically supported at the two ends by rotational springs for a uniformly distributed load, a concentrated load, a linearly distributed load, a symmetrical trapezoidal distributed load and a nonsymmetrical triangular distributed load. For the latter analysis, the second order theory was employed once again, along with the use of differential equations which yielded trigonometric functions for the case of compressive axial force and hyperbolic functions for the case of tensile axial force.

The computer program that was prepared can be used to solve static problems of planar frames composed of members that are flexibly connected at the nodes.

2. PREVIOUS STUDIES

Monforton and Wu (1) have carried out the linear analysis of flexibly connected frames employing the matrix method. They have set up the relation between the forces and the displacements and have consequently obtained the stiffness matrix. They have found the fixed end moments for a few of the simplest types of loads.

Livesley (2) has studied the stiffness matrix of a member with rotational springs at the ends. However, in this research the fixed end forces have not been studied in detail.

Romstad and Subramanian (3) have carried out the analysis of flexibly connected frames. They have given the moment-relative rotation relation for pin, rigid and semi-rigid (flexible) connections, graphically. Carrying out some experiments concerning the subject, the authors have presented the moment-relative rotation relation obtained, in the form of graphs. They have also dealt with the stability of very simple frames with flexible connections.

Ackroyd and Gerstle (4) have considered the stability problem of a portal frame under vertical loads, examining the change in the critical load with the constants of the rotational springs connecting the horizontal members with the vertical ones. They concluded that as the spring constants increased, the critical value of the vertical load increased, too. They gave some curves relating the abovementioned entities.

Steelmack, Marley and Gerstle (5) carried out some experiments to prove the applicability of the previous results in the literature to steel frames. They reported a satisfactory match between their experimental results and the analytical results in the literature.

Yu and Shanmugam (6) have studied the stability of flexibly connected frames in which they have taken into consideration the effect of flexure on axial stiffness. A two-storey one-bay frame has been used for some experiments which have been carried out to check the validity of the analytical work. It was reported that the mismatch between the analytical and the experimental results have never been greater than 19 percent.

Cunningham (7) has carried out some experiments on flexibly connected steel frames. From this study graphical presentation of moment-relative rotation relations have been obtained for different kinds of connections among steel members.

In a similar study, Azizinamini and Radzinski (8) have studied the static and cyclic behaviour of semi-rigid steel beam-to-column connections. They have determined the geometric parameters that most significantly affect the moment-rotation behaviour.

Aksoğan and Akkaya (9) studied the linear analysis of planar frames composed of flexibly connected members and implemented their analysis by a computer program. The authors found the stiffness matrix for a single bar with rotational springs at the ends, using the pertinent differential equations. Then, making use of the computer program REDUCE, they found the fixed end forces for a concentrated load, a uniformly distributed load, a linearly distributed load, a symmetrical trapezoidal distributed load and a nonsymmetrical triangular distributed load.

A different kind of study, though relevant for the present one, was carried out by Aksoğan and Dinçer (10), in which the authors considered planar frames with members having rigid end sections (which resemble parts of lintel beams that extend from the face of a shear wall to its axis) taking into consideration the geometric nonlinearity in the case of combined flexural and shear deformations.

Although the last study mentioned above does not involve flexible connections, it has given inspiration to the present study by the methods applied, namely the techniques of applying differential equations to the elastic parts of the members, separately for compressive and tensile axial forces, and the iterative treatment of the nonlinearity in the computer program.

3. METHOD OF APPROACH

The present study is composed of two parts. The first part is comprised of the analytical study that employs the matrix method which is commonly used in structural analysis. In this part, the stiffness matrix of the structure of concern is obtained, the contributions of different types of loads to the loading vector are found and the formulation of the equilibrium equations for the determination of the unknown displacements is explained. In this part of the study the axial forces in the members causing the nonlinearity do increase the difficulty of the computations a great deal. Actually, besides the more complicated type of functions compared to linear analysis, there is also a need for separate analyses for compressive and tensile axial forces which doubles the analytical work. In the second part of the study the pertinent computer program was prepared. In this part, a micro-computer was employed for the computer work and the program was written in BASIC language.

4. RESEARCH FINDINGS, DISCUSSION AND RESULTS

4.1 Analysis

In the present study, the method used being the stiffness method, the main concern is to set up the relation between the loading and the displacement vectors of a given

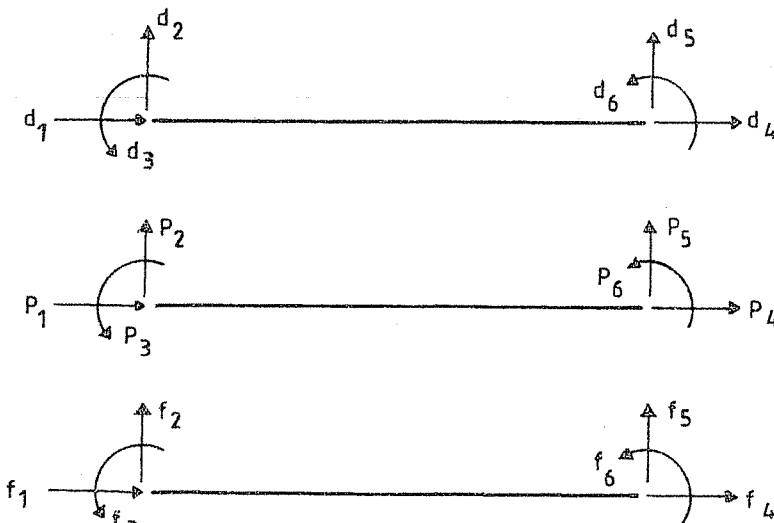


Fig.1. Geometry, notation and sign convention.

structure. To accomplish this the first thing to be done is to find the relation between the end forces and the end displacements for a member. Towards this end we must first define the sign convention and notation which is done in Fig.1 where positive senses of the entities at the two ends in the axial, transverse and rotational directions are shown with the arrows numbered from one to six. The left and the right ends of the member are also shown along with the corresponding spring constants, which express the ratio of the moment to the rotation in radians. The lengths of the springs are supposed to be zero.

As is well known, the end forces p of a straight member (see Fig.1) in terms of the end displacements d and fixed end forces f , due to intermediate loads, is given by the well known formula,

$$p = k d + f \tag{1}$$

where k is a six by six matrix whereas p , d and f are six by one vectors. Letting y show the downwards displacements and x show the distance from the left end of the member, one can find the different elements of the stiffness matrix by taking each and every end displacement to be unity at a time, when the others are zero and solving the differential equation

$$y'' = -\frac{M}{EI} \tag{2}$$

where a prime shows a derivative with respect to x and EI is the flexural rigidity of the member.

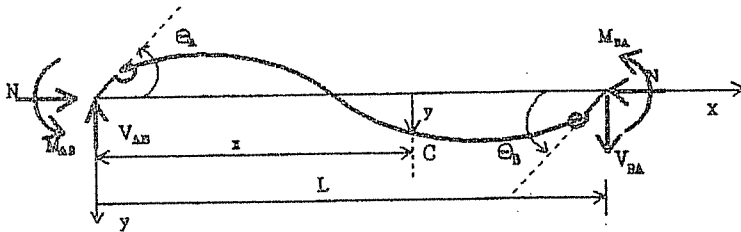


Fig.2. Notation for a member with axial force.

When there is axial force, the expression for bending moment for any cross-section along the member, like the one at point C, is (see Fig.2)

$$M = -M_{AB} + V_{AB} x \pm N y \tag{3}$$

where N is the absolute value of the axial force and the sign in front of it in (3) is positive for compression and negative for tension. Defining

$$\alpha^2 = \frac{N}{EI} \quad (4)$$

the general solution of (2) is

$$y = A \sin(\alpha x) + B \cos(\alpha x) + \frac{M_{AB}}{\alpha EI} - \frac{V_{AB}}{\alpha EI} x \quad (5)$$

when the axial force is compressive.

When the axial force is tensile and the last term in the bending moment expression (3) changes sign, then the general solution of (2) is again given by (5) only changing the signs of the last two terms and the trigonometric functions to their corresponding hyperbolic ones. Assigning the unit end displacements to the outer ends of the springs, each at a time, and using the equilibrium equations for the free body diagrams of the members along with (5) and the suitable boundary conditions for the displacements and slopes at the inner ends of the springs, the stiffness matrices are found in the same form for the two cases. Partitioning the stiffness matrix as follows:

$$k = \begin{bmatrix} k_{ii} & k_{ij} \\ k_{ji} & k_{jj} \end{bmatrix} \quad (6)$$

and defining

$$\begin{aligned} H_1 &= (k_A k_B - NEI) \sin(\alpha L) + \alpha EI (k_A + k_B) \cos(\alpha L) \\ H_2 &= \alpha EI k_A \sin(\alpha L) + k_A k_B (1 - \cos(\alpha L)) \\ H_3 &= (NL k_A + k_A k_B) \sin(\alpha L) - (\alpha L) k_A k_B \cos(\alpha L) \\ H_4 &= \alpha EI k_B \sin(\alpha L) + k_A k_B (1 - \cos(\alpha L)) \\ H_5 &= (\alpha L) k_A k_B - k_A k_B \sin(\alpha L) \\ H_6 &= (NL k_B + k_A k_B) \sin(\alpha L) - (\alpha L) k_A k_B \cos(\alpha L) \\ H &= [\alpha EI (NL + k_A + k_B) - (\alpha L) k_A k_B] \sin(\alpha L) \\ &\quad - [NL (k_A + k_B) + 2k_A k_B] \cos(\alpha L) + 2k_A k_B \end{aligned} \quad (7)$$

for the case of compressive axial force and

$$\begin{aligned}
 H_1 &= (k_A k_B + NEI) \sinh(\alpha L) + \alpha EI (k_A + k_B) \cosh(\alpha L) \\
 H_2 &= \alpha EI k_A \sinh(\alpha L) - k_A k_B (1 - \cosh(\alpha L)) \\
 H_3 &= (NL k_A - k_A k_B) \sinh(\alpha L) + (\alpha L) k_A k_B \cosh(\alpha L) \\
 H_4 &= \alpha EI k_B \sinh(\alpha L) - k_A k_B (1 - \cosh(\alpha L)) \\
 H_5 &= -(\alpha L) k_A k_B + k_A k_B \sinh(\alpha L) \\
 H_6 &= (NL k_B - k_A k_B) \sinh(\alpha L) + (\alpha L) k_A k_B \cosh(\alpha L) \\
 H &= [\alpha EI (NL - k_A - k_B) + (\alpha L) k_A k_B] \sinh(\alpha L) \\
 &\quad + [NL (k_A + k_B) - 2k_A k_B] \cosh(\alpha L) + 2k_A k_B
 \end{aligned} \tag{8}$$

for the case of tensile axial force, due to its symmetry the submatrices of the stiffness matrix are given as

$$k_{ii} = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{EI u^3 H_1}{L^3 H} & \frac{EI u^2 H_2}{L^2 H} \\ 0 & \frac{EI u^2 H_2}{L^2 H} & \frac{EI u H_3}{L H} \end{bmatrix} \tag{9}$$

$$k_{ij} = \begin{bmatrix} -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{EI u^3 H_1}{L^3 H} & \frac{EI u^2 H_4}{L^2 H} \\ 0 & -\frac{EI u^2 H_2}{L^2 H} & \frac{EI u H_5}{L H} \end{bmatrix} \tag{10}$$

$$k_{jj} = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{EI u^3 H_1}{L^3 H} & -\frac{EI u^2 H_4}{L^2 H} \\ 0 & -\frac{EI u^2 H_4}{L^2 H} & \frac{EI u H_6}{L H} \end{bmatrix} \tag{11}$$

where A is the cross-sectional area, k_A and k_B are the constants of the rotational springs at the left and the right ends, respectively, and $u = \alpha L$.

Concerning fixed end forces for numerous types of span loadings, although the computations involved are rather tedious, the method of approach is straightforward and simple. What needs to be done in each case is to employ the method used for finding the stiffness matrix, namely apply equation (2) where bending moment M , given by (3), is expressed with an additional term or terms due to the span loading and the force V_{AB} at the left end is found by using the moment equilibrium equation relative to the right end. The respective boundary conditions for all cases are zero vertical displacements and rotations which are proportional to the end moments, having the correct sign, at both ends. For cases necessitating two regions with different differential equations the additional conditions at their common point are the equivalence of their deflections and slopes. Moreover, for the case of symmetrical trapezoidal distributed load, in making use of symmetry, the midspan slope was taken to be zero. The fixed end moments, can be found in the M.S. thesis of the second author. The corresponding transverse forces can be found by making use of the two equations of equilibrium for the member.

4.2 Programming

The analytical expressions having been prepared for all the quantities of relevance for the problem, it remained only to write down a computer program for numerical applications. That was done in BASIC language which necessitated only a microcomputer of rather limited capacity. The resulting program contains special differences compared to a linear analysis. The main difference is that there is an iteration which can be stopped when a desired accuracy is reached. The geometric stiffness matrix, as it is called, due to axial force is a relevant feature of this analysis, which actually is the cause of the necessity for the iterative procedure. The analysis starts with zero axial forces in all members, giving the linear solution at this first step. Then, at each new step the axial forces found in the previous step are used in the computations, of both the stiffness matrix and the fixed end forces. When a predetermined precision is attained, the final node displacements, member end forces, and variations of bending moment along relevant members are determined. The maximum value of the bending moment in each member being given, along with the maximum value and its position on the member. The source program is available from either of the authors. It cannot be presented here due to its excessive length.

4.3 Numerical Results and Discussion

For the purpose of direct comparison no example could be found in the literature. Hence, a comprehensive example problem with different kinds of span loadings and direct loads is solved and the results are presented in tabular form. The structure is a steel frame with standard I-sections for all members. The geometry and the loading of the system being given in Fig.3, the coding of the system is seen in Fig.4.

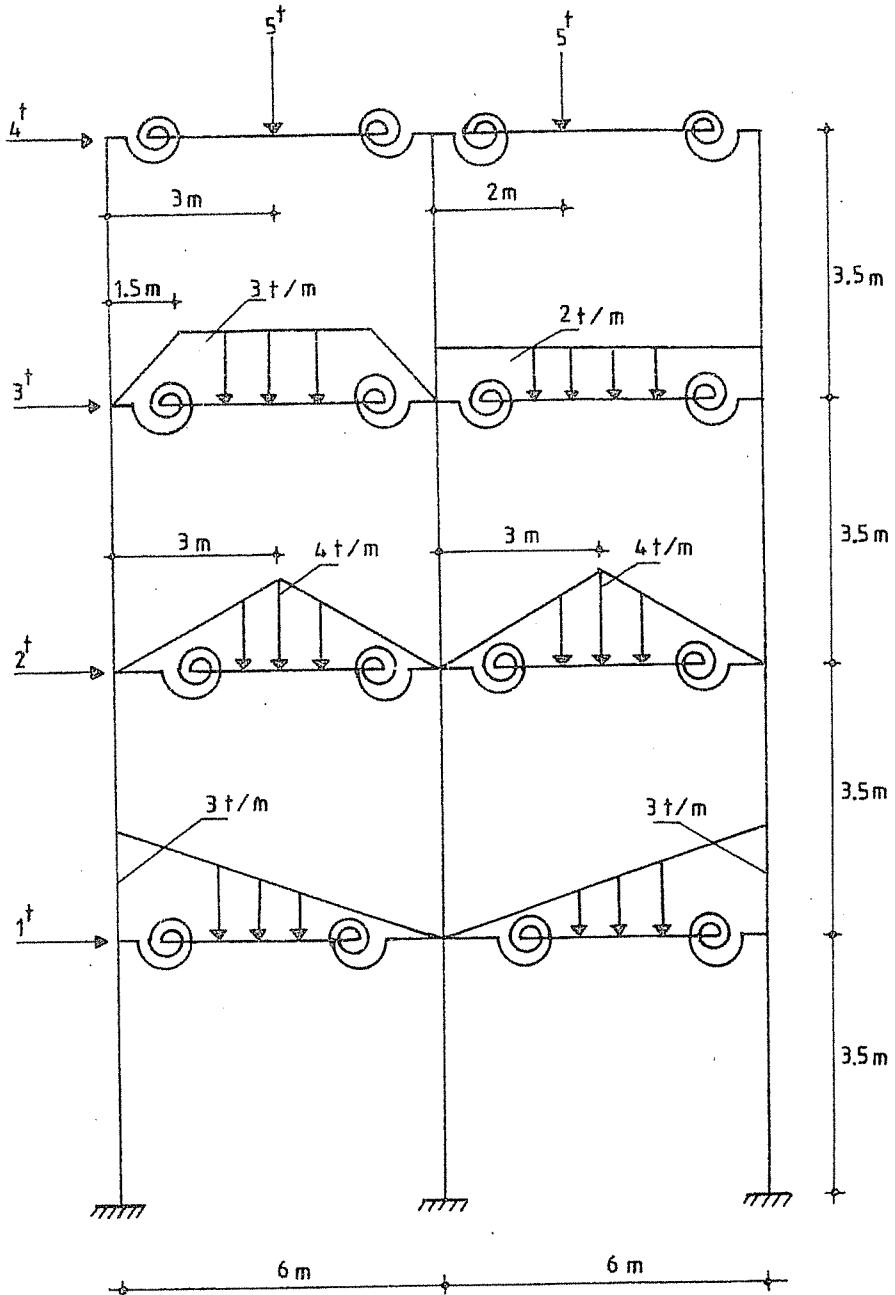


Fig.3. Geometry and loading of the example problem.

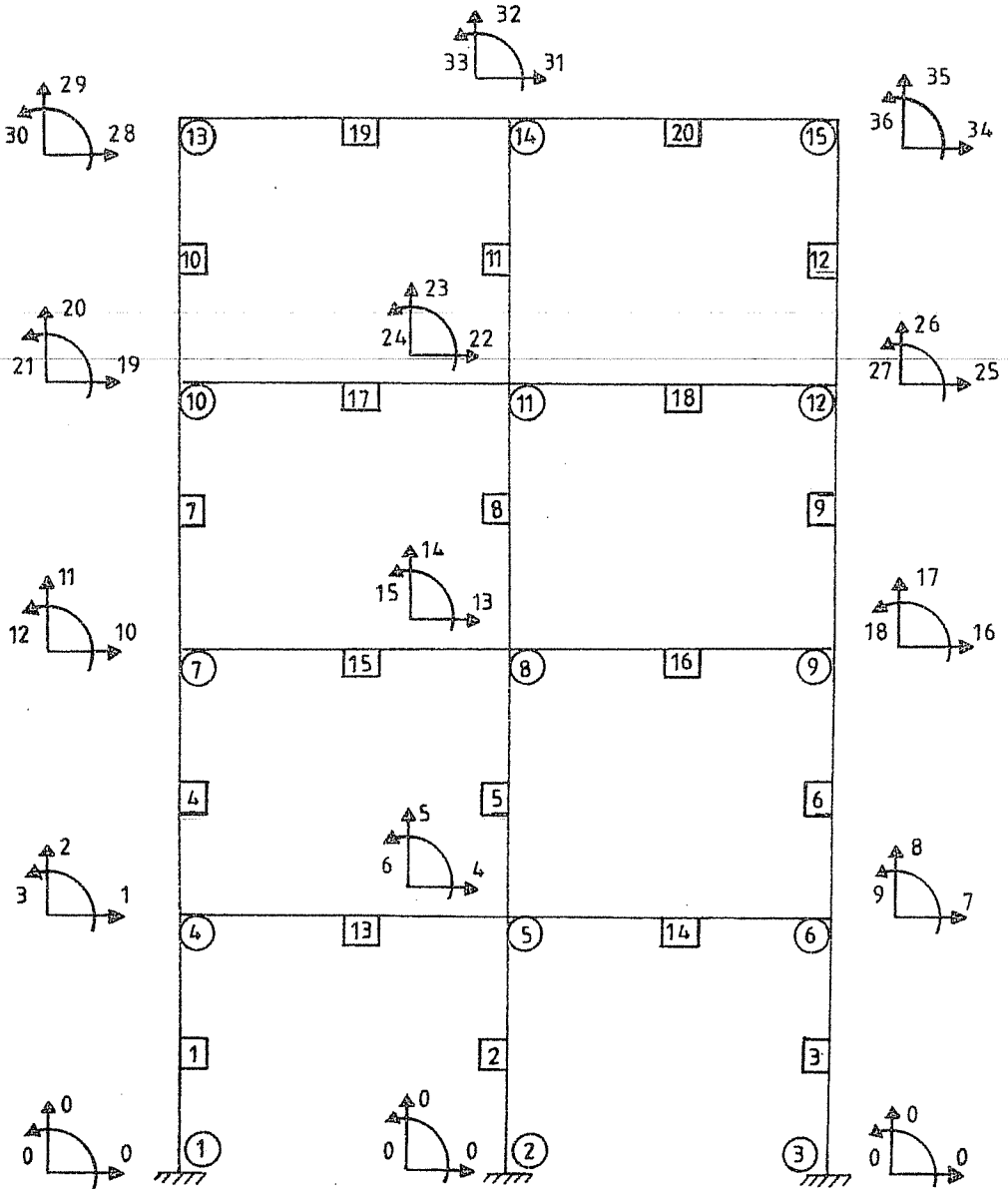


Fig.4. Coding and numbering of the example problem.

It is not an easy task to convey to the reader the data structure. Hence, the data information, like the source program, can be obtained from either of the authors. For all members the cross-sectional area is 0.0444 m^2 and the moment of inertia is 0.00722 m^4 . The spring constants are given in terms of $\beta=4EI/L$ value for the respective beams being 0.5β for the outer ends and 0.6β for the inner ends. The number of iterations for improving the axial forces is chosen to be 5.

The resulting end forces for the members are presented in Table 1. The nonlinear effect has changed the end forces at most by five percent. Other results like nodal displacements and span moments cannot be given due to restriction on the number of pages.

Table 1. Member end forces.

no	M _{ij}	M _{ji}	T _{ij}	T _{ji}	N _j
1	-1.3697	10.4595	2.5835	-2.5835	-15.8757
2	1.8184	12.0700	3.9377	-3.9377	-35.3747
3	0.7359	11.5190	3.4789	-3.4789	-26.2496
4	1.5756	3.6424	1.4728	-1.4728	-11.4029
5	6.4275	8.1139	4.1084	-4.1084	-29.5945
6	5.3598	6.7068	3.4188	-3.4188	-18.5026
7	2.2723	-0.0846	0.6142	-0.6142	-7.1834
8	6.9771	4.9706	3.3871	-3.3871	-17.7783
9	6.3322	4.2181	2.9987	-2.9987	-10.5383
10	0.7009	-1.9366	-0.3550	0.3550	-1.6980
11	5.9371	2.5184	2.4098	-2.4098	-5.4852
12	5.0681	1.7510	1.9452	-1.9452	-2.8168
13	-2.2728	-6.8903	4.4728	4.5272	0.1107
14	-3.0421	-7.4428	1.2530	7.7470	-0.0601
15	-1.4910	-9.1902	4.2195	7.7805	-1.1414
16	-2.2079	-9.5779	4.0357	7.9643	-0.4201
17	-0.3357	-7.2484	5.4854	8.0146	-2.0308
18	-2.2472	-8.0832	4.2785	7.7215	-1.0535
19	-0.7009	-4.1024	1.6980	3.3020	-4.3550
20	-1.8348	-5.0681	2.1832	2.8168	-1.9452

To give an idea about the effect of spring constants, on the displacements, the variations of the lateral displacements of three nodes of the structure with varying spring constants for all springs in the structure have been presented in Fig.5. Similar variations of bending moments at the three supports are seen in Fig.6.

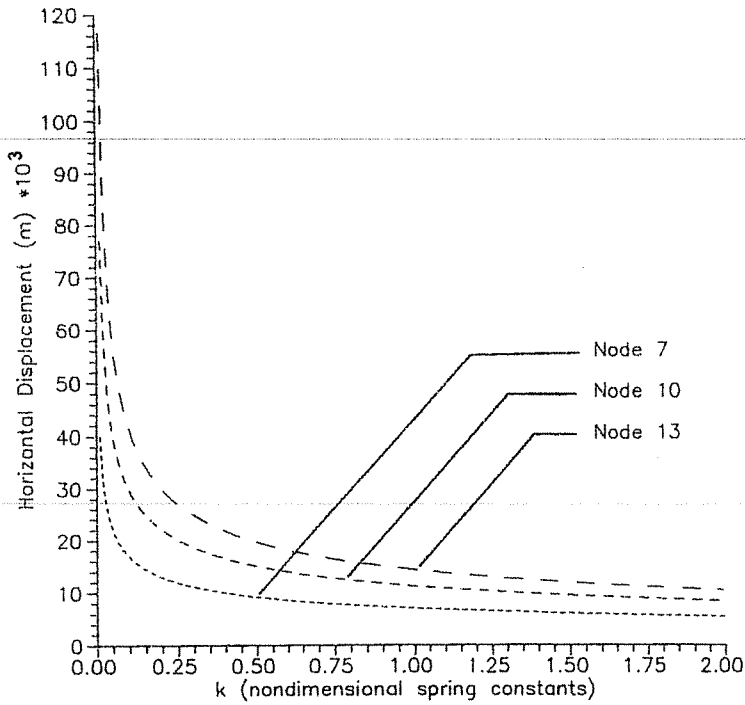


Fig. 5. Variation of horizontal displacements in the example problem with spring constants.

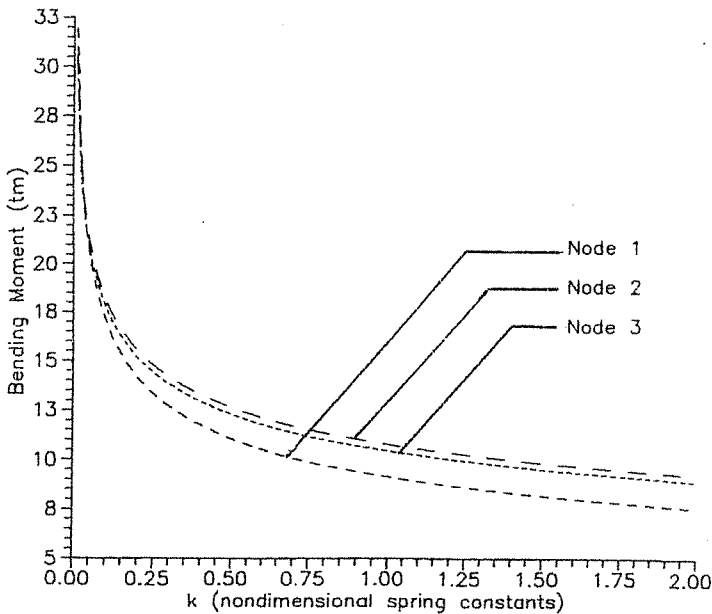


Fig. 6. Variation of bending moments in the the example problem with spring constants.

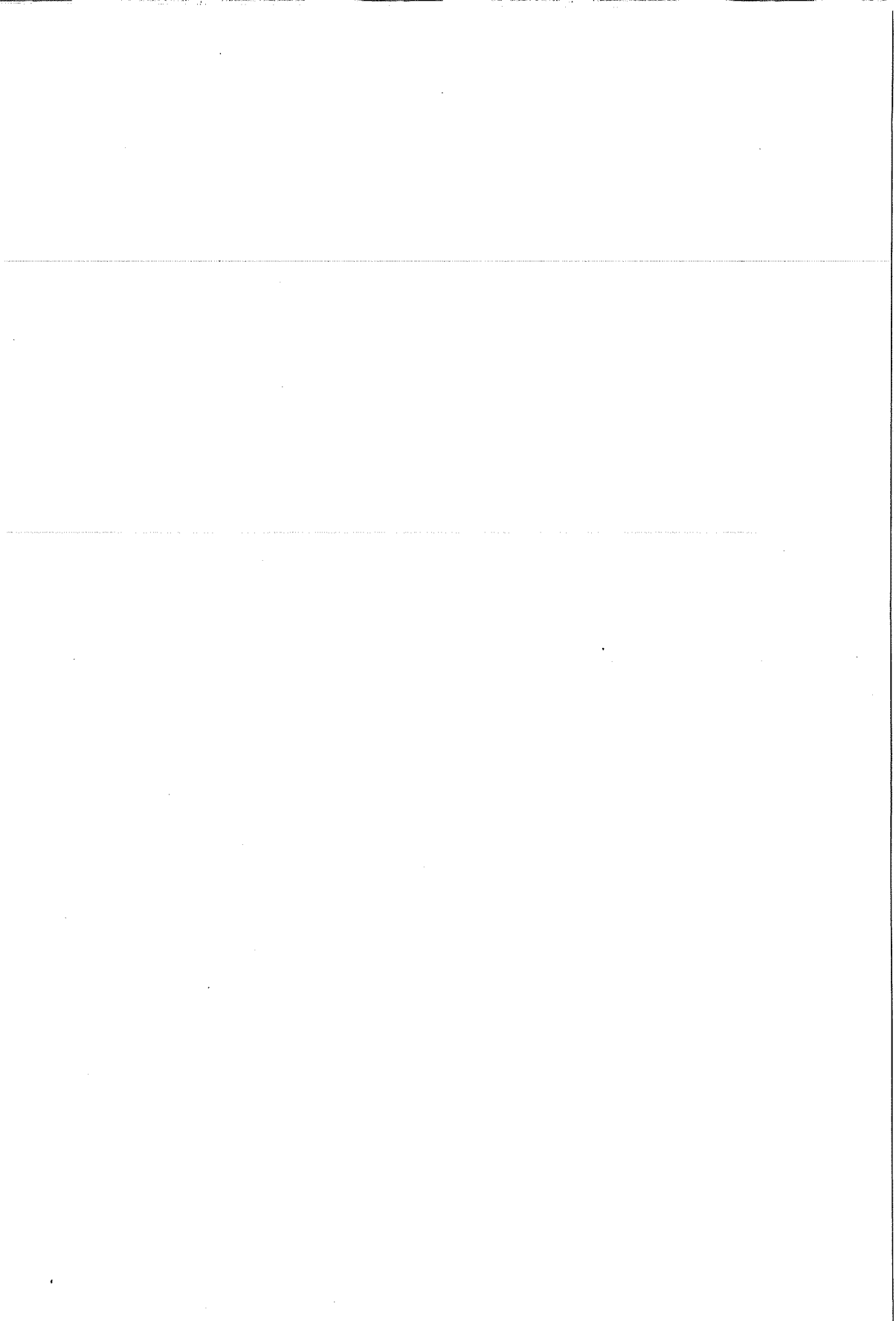
4.4 Conclusion

In this study the second order analysis of planar frames made up of flexibly connected prismatic members is considered and a computer program is prepared for the numerical computations. Different types of span loadings are considered and most of the span loadings not being found in the literature, the results are checked among themselves as special cases of others. Moreover, special problems being mirror images of others are used for checking purposes, as well.

It has been observed that displacements and critical extremum values of bending moment for the same structure become larger when the spring constants of flexible connections become less. The variation is between the values pertaining to pin and rigid connections.

5. REFERENCES

1. Monforton, A.R. and Wu, T.S., "Matrix Analysis of Semi-Rigidly Connected Frames", *Journal of Structural Division, ASCE, Vol.89, pp.13-42, December, 1963.*
2. Livesley, R.K., *Matrix Methods of Structural Analysis, Pergamon Press, Inc., New York, N.Y., 1964.*
3. Romstad, K.M. and Subramanian, C.V., "Analysis of Frames with Partial Connection Rigidity", *Journal of Structural Division, ASCE, Vol.96, pp.2283-2300, November, 1970.*
4. Ackroyd, M.H. and Gerstle, K.H. "Elastic Stability of Flexibly Connected Frames", *Journal of Structural Engineering, ASCE, Vol.109, No.1, pp.241-245, January, 1983.*
5. Stelmack, T.W., Marley, M.J. and Gerstle, K.H., "Analysis and Tests of Flexibly Connected Steel Frames", *Journal of Structural Engineering, ASCE, Vol.112, No.7, pp.1573-1588, July, 1986.*
6. Yu, C.H. and Shanmugam, N.E., "Stability of Frames with Semi-Rigid Joints", *Comput. Struct., Vol.23, No.5, pp.639-648, 1986.*
7. Cunningham, R., "Some Aspects of Semi-Rigid Connections in Structural Steelwork", *The Structural Engineer, Vol.68, No.5, pp.85-92, March, 1990.*
8. Azizinamini, A. and Radzinski, J.B., "Static and Cyclic Performance of Semi-Rigid Steel Beam-To-Column Connections", *Journal of Structural Engineering, ASCE, Vol. 115, No.12, pp.2979-2999, December, 1989.*
9. Aksoğan, O. and Akkaya, F., "A Computer Program for the Analysis of Flexibly Connected Frames", *Ç.Ü.J.Fac.Eng.Arch., Vol.6, No.2, pp.25-41, December, 1991.*
10. Aksoğan, O. and Dinçer, R., "Nonlinear Analysis of Planar Frames with Linear Prismatic Members Having Rigid End Sections Taking Shear Deformation into Consideration", *Ç.Ü.J.Fac.Eng.Arch., Vol.6, No.1, pp.125-137, June, 1991.*



BİLGİSAYAR DESTEKLİ İŞLEM PLANLAMASINDA UZMAN SİSTEMLER

Ersan ASLAN

Kırıkkale Üniversitesi, Meslek Yüksekokulu, Makina Programı, Kırıkkale / Türkiye

ÖZET : *Son yirmi yılda Bilgisayar Destekli Tasarım (BDT) ve Bilgisayar Destekli Üretim (BDÜ) alanında verimliliği artırmak için önemli sayılabilecek gelişmeler gözlenmiştir. Son araştırmalar, BDT teknikleri ile tanışan kuruluşların tasarım verimliliğinde ortalama % 110'a varan artışlar olduğunu ortaya koymaktadır. Bununla birlikte daha etkili sistemler BDT / BDÜ kombinasyonunun Bilgisayar Bütünlüklü Üretim (BBÜ) çatısı altında oluşmasıyla gerçekleştirilmekte, böylece tasarım ve imalat süreçleri arasındaki doğal hatlarda büyük bir avantaj sağlamaktadır. Daha da yakın günlere gelindiğinde uzman sistemler BDT, BDÜ ve BBÜ sistemlerindeki gelişmeler için çok kapsamlı bir potansiyel oluşturmaktadır (1).*

ABSTRACT : *Process planning covers many applications which describe how to produce and assembly machine parts by aiding from Computer Aided Design (CAD) model, technique and technological data given by planner. These applications consist of fairly complex and time consuming processes and requires good background in the area together with very skilled experience and production during the period of design and consumer use stage.*

In this paper, the approaches used in preparing process planning programmes are compared and Expert Systems, which is one of the fields in which Artificial Intelligence (AI) methods are used, usage is described. It is discussed that Expert System approach has been used instead of the traditional programming techniques during the last decade. The paper concludes with describing a process planning programme to be computed by using an Expert System which is intended to extract data from a CAD model, evaluate the conditions, offer alternatives to the planner and output a Numerical Control (NC) part programme for producing the part on a Computer Numerical Control (CNC) lathe.

1. BİLGİSAYAR DESTEKLİ İŞLEM PLANLAMASI

İşlem planlaması, tasarım bilgilerinden faydalanarak makina elemanlarının nasıl üretilceklerini veya birleştirileceklerini tanımlayan bir dizi uygulamaları içermektedir. Bu uygulamalara işlem sıralamalarını, tezgahların, kesicilerin, malzemelerin, toleransların, kesme parametrelerin, işlemlerin, kesme ve bağlama kalıplarının seçimini, zaman etüdlerini, kalite sağlama kriterlerini, mastarlama işlemlerini ve parçanın herhangi bir safhadaki grafik tanımlamalarını örnek verebiliriz. Verilmiş olan uygulamalar herbir makina elemanına, tasarımından kullanıma sunuluncaya kadar geçen aşamaların ne derece karmaşık ve zaman alıcı iş olduğunu göstermektedir.

Bilgisayar yardımıyla yapılan işlem planlamalarında kullanıcıların bazı bilgileri girmeleri gerekmektedir. Geometrik özellikler, ölçüler, toleranslar, malzeme ve yüzey pürüzlülük değerleri vb. gibi bilgilerin girilmesinden sonra işlem planlama programı bunları belirli tezgah veya tezgah gruplarına göre analiz ederek uygun işlem sırasını çıkarmakta ve ürünün üretimi için gerekli çıktıları vermektedir.

Bir çok bilginin değerlendirilmesinin gerektiği işlem planlaması programlarının hazırlanmasında "elle, değişken ve üretken" olmak üzere üç farklı yaklaşımdan faydalanılmaktadır. Başlangıçta tamamen elle yapılan işlem planlamaları daha sonra yerlerini bilgisayar yardımıyla oluşturulan değişken ve üretken yaklaşımlı olanlara terk etmişlerdir.

Değişken yaklaşımla hazırlanan programlarda, parça aile grubu için oluşturulmuş standart bir plan vardır. Bu tip işlem planlamasında genellikle, parça ailelerinin hazırlanmasında grup teknolojisinden faydalanılmaktadır. Çizimi hazırlanmış herhangi bir parçanın önce hangi parça ailesine ait olduğu tesbit edilmekte ve o grup için hazırlanan standart plan çalıştırılmaktadır. Belirli bir parça için standart plan üzerinde yapılacak değişikliklerle işlem planı elde edilmektedir. Değişken sistemlerin avantajlarından bazıları şöylece sıralanabilir (1).

- Aynı özellikleri taşıyan bir çok parçanın işlem planlamalarının hazırlanmasında en iyi olanıdır.

- Benzer parçaların üretiminde planlama verimini artırmaktadır.

- Birçok farklı parçanın işlem planlaması standart planlar ile kolayca hazırlanıp kullanıma sunulabilir.

- Değişken sistemin hazırlanmasında karmaşık programlama tekniklerine gerek yoktur.

- Üretken yaklaşıma göre çok daha basittir

- Kullanıcı etkileşimli olduğu için bilgisayar bilgisi az olan bir kişi bile işlem planlamasını oluşturabilir.

Sayılan avantajlarının yanında bazı dezavantajlarını da beraberinde taşımaktadır. Bunlardan bazıları şunlardır:

- Sistemin hazırlanması, bakımı, değiştirilmesi ve belirli bir parça için standart planın değiştirilmesi için deneyimli ve yetmişmiş uzmanlara ihtiyaç vardır.

- Otomatik üretim sistemlerinde kullanılamaz.
- Kullanıcı müdahalesi gerekmektedir.

Üretken işlem planlamalarında, herbir yeni parça için program çalıştırılır. Standart planların kullanımı yerine, verilerin ve eldeki bilgilerin değerlendirilmesi ile parçanın üretimi için gerekli işlem bilgileri elde edilir. Avantajlarından bazıları şöylece sıralanabilir (1):

- Daha önce hazırlanmış ve saklanmış olan programların çalıştırılması kolaydır.
- Yeni parçaların planlaması kolayca yapılabilir.
- Otomatik üretim sistemleri için yaygın olarak kullanılmaktadır.
- Bitmiş parçanın özelliklerini tanımlayan yazı veya grafik bilgilerinden işlem planlaması otomatik olarak oluşturulabilir.

Değişken ve üretken yaklaşımlı birçok işlem planlaması programı geliştirmiştir. Bu sistemlere örnekler Tablo 1 ve 2' de özellikleri ile birlikte verilmiştir. Kısaca söylemek gerekirse, BDİP (Bilgisayar Destekli İşlem Planlaması) BDT ve BDÜ arasında bir köprü görevi yapmaktadır. Son yıllarda YZ yöntemlerinin üretimin bu alanına da uygulanması sonucu alınan mükemmel sonuçlar hem sanayicileri hem de akademisyenleri daha fazla çalışma yönünde cesaretlendirmiştir.

Tablo 1. Bazı ticari değişken işlem planlama sistemleri (5).

Sistem İsmi	Firma	Parça bilgi. giriş formu	Karar mantığı	Planlama fonksiyon.
CUTPLAN	Metcut	Kod	Standart plan ve karar ağacı	İşlem sıralaması, Malzemeler, Tezgahlar, Kesiciler, Bağlama kalıpları, İlerleme ve devir sayıları
CAPP	CAM-I	Kod	Standart plan.	İşlem sıralaması
COMCAPP V	MDSI	Kod	Standart plan.	İşlem sıralaması
DCLASS	CAM Lab. BYU	Etkileşimli parça tanımlaması	Karar ağacı	İşlem sıralaması, Malzemeler, Tezgahlar, Kesiciler
INTELLICAPP	Cim Tellige.	Etkileşimli parça tanımlaması	Karar ağacı	İşlem sıralaması, Malzemeler, Tezgahlar, Kesiciler
MAYCAPP	Maynard	Etkileşimli parça tanımlaması	Karar ağacı	İşlem sıralaması, Malzemeler, Tezgahlar, Kesiciler, Stand. zaman, İlerleme ve devir sayı.

Tablo 2. Bazı üretken işlem planlama sistemleri (5).

YAZAR	SİSTEM İSMİ	PARÇA BİLGİ GİRİŞİ	KARAR MANTIĞI	PLANLAMA FONKSI.	PARÇA BİÇİMİ	TİCARİ DENEY.
Wysk	APPAS	G	Karar ağacı	1,4	H	D
Evershiem	AUTAP	P	Karar tablosu	1,4	R	T
Fuchs,Zons						
BYU	BYUPLAN	G	Karar ağacı	1,4	B	D
Chang	CADAM	P	Karar tablosu	1,4	H	D
Sack	CMPP	P	Karar modeli	1,2,3,4	R	T
Kung	GAPPS	P	Karar modeli	1,4	R	D
Kung	FREXPP	P	AI	1,4	N	D
Descotte	GARI	P	AI	1,4	N	D
Latombe						
Tulkoff	GENPLAN	G	Karar modeli	1,2,3,4	B	T
Darbyshire	EXCAP	P	AI	1,4	R	D
Davies						
Logan	LOCAM	P	Karar modeli	1,2,3,4	B	T
MGS	OPTA-PLAN	P	Karar modeli	1,2,3,4	R	T
Philips	PROPLAN	P	AI	1,4	R	D
Choi	STOPP	P	Karar modeli	1,4	H	D
Chang	TIPPS	P	AI	1,4	N	D
Sack	XPS-1	P	Karar modeli	1,4	R	D

G = Grup teknolojisi	H = Delik
1 = İşlem sıralaması	N = Silindirik olmayan
2 = Tolerans kontrol işlemleri	B = Silindir.silin.olmayan
3 = Referans yüzey seçimi	P = Parça tanımlama yaklaş.
4 = İşlem planı çıktısı	T = Ticari
R = Silindirik	D = Deneysel

2. İŞLEM PLANLAMALARINDA UZMAN SİSTEMLER

Uzman kişilerin yerini, uzman programların aldığı bilgisayar dünyasındaki hızlı donanım ve yazılım gelişmeleri, önceleri tıp ve psikoloji dallarında doğan ve diğer bilim dallarına yayılan "Yapay Zeka (YZ-AI) - Uzman Sistemler" alanında son derece etkili olmuştur. Tasarımın ve imalatın birçok aşaması uzman kişi veya programların yardımını gerektirmektedir. Özellikle imalatta, işlem planlaması, üretim planlaması, tanı yöntemleri, kalite kontrol ve montaj planlaması, günümüzde uzman kişiler tarafından geleneksel programlama metodları ile oluşturulmakta ve

yönlendirilmektedir. Literatür çalışmaları incelendiğinde ise, mühendisliğin bu alanlarını kapsayan uzman programların geliştirildiği ve ticari olarak kullanıma sunulduğu gözlenmektedir. Yapay zeka ve geleneksel programlama yöntemlerinin bir karşılaştırılması Tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 3. Geleneksel ile yapay zeka programlamanın karşılaştırılması (2).

Yapay Zeka	Geleneksel Bilgisayar Prog.
Öncelikle sembolik işleme	Öncelikle sayısal işleme
Heuristik araştırma	Algoritmik araştırma
Genelde alan bilgisinden ayrı kontrol ünitesi	Bilgi ve kontrol birlikte iç içe
Düzeltilme ve güncelleştirme ve genişletme kolay	Düzeltilmeler oldukça zor
Bazı doğru olmayan çözümler ile sıkça karşılaşılabilir	Doğru çözümlere ulaşmak gereklidir
Kabul edilebilir, tatminkar çözümler genellikle kabul edilir	Genellikle en iyi çözüm arzu edilir

Geleceğin otomatik üretim hatlarında, azaltılmış ekip boyutuyla yüksek seviyede ekipman kullanılması söz konusudur. Bu yüksek seviyedeki ekipmanı kullanabilecek teknik elemanın yetiştirilmesi ve üretim tezgahlarındaki rutin programların gerçekleştirilmesinde uzman sistemlerin rolü büyük olacaktır. İmalatın herhangi bir aşamasının diğerine göre önemini tayin etmek oldukça zordur. Bu nedenle, imalatın her aşamasında uzman sistem yaklaşımı araştırma konusudur (3).

Uzman programlar, alanındaki imalat ile ilgili kaynak bilgileri toplama, derleme ve yorumlama görevlerini üstlenmekle birlikte, yetiştirilecek uzmanların bilgi ve deneyimlerini artırıcı ve yol gösterici özelliklere de sahiptir. İmalat ortamını yönlendirici ve sürükleyici modern teknolojilere sahip uzman kişilerin deneyimlerinin diğerlerine adaptasyonunun bu programlar yardımı ile sağlanması, uzman programların eğitici fonksiyonunu da ortaya koymaktadır.

Geleneksel BDİP uygulamalarında çalışanları YZ yöntemlerini kullanmaya iten sebep

neydi? Aşağıdaki üç sebepten dolayı,uzman sistem teknikleri geleneksel üretken BDİP metodlarının yerinialmıştır (4);

1. İşlem seçimini ve sıralamasını önemli ölçüde etkileyen, fakat başlangıçta bilinmeyen bir çok neden vardır. BDİP sisteminin geliştirilmesi sırasında büyük ölçüde değiştirilmesi gereken standart bilgiler ve karar mantığı önem taşımaktadır. Geleneksel bilgisayar sistemlerinde bir program içinde bilgi ve mantık kararlarının karıştırılması, değişikliklerin çok zorlaşmasına neden olur. Bu zorluklar uzman sistemlerin bilgiyi üç düzeyde organize etmesi ile aşılmaktadır. Bunlar; (1) standart bilgiler 2) kurallar, (3) kullanıcıya değişikliklerin kolayca yapılmasına imkan veren kontrol stratejisidir.

2. Geleneksel BDİP sistemlerinde kullanılan karar ağacı ve karar tabloları sadece basit kararlar gerektiren işlemlerde etkili olmaktadır. Bilindiği üzere işlem planlaması bu tabloların izin verdiğinden daha da karmaşık bir yapıya sahiptir. BDİP işlevinin tümüyle otomatikleştirilebilmesi için sistemin belirli bir düzeyde zeki muhakeme yapabilme yeteneğinde olması gerekmektedir. Bu nedenle uzman sistemler bilgiyi zeki muhakeme yöntemlerinin uygulanmasına imkan verecek bir tarzda organize etmektedirler.

3. İşlem planlaması oldukça fazla bilgi ve deneyim gerektiren karmaşık bir uygulamadır. Uygulamadaki geleneksel değişken ve üretken işlem planlaması programları bilgiyi birleştirme özelliğinden mahrumdur. Bu yüzden uzman işlem planlamacıların müdahalesi söz konusudur. Uzman sistem budevavantajı ortadan kaldıracabilecek şekilde tasarlanabilir.

Uzman planlama sistemleri, işlem seçimi ve planlama problemlerinde karşılaşılan güçlüklerin çözümlenmesi amacıyla hızla geliştirilmektedir. Bu sistemlerin büyük çoğunluğu silindirik veya prizmatik parçalar için oluşturulmuş aile grupları içi otomatik işlem planlaması içermektedir. Sistemlerin kullanımı ile, otomatik özellik tanımlaması, kesici seçimi ve kesici yolu oluşumu sağlanırken, tasarımdan üretime kadar olan safhada herhangi bir kullanıcı müdahalesi söz konusu değildir.

Yapay zeka (YZ) tekniklerinin işlem planlamasına uygulanması ile memnun edici sonuçlar alınmıştır. Özellikle işlem bilgileri ve işlem mantığının sentez edilmesi ile oluşturulan üretken sistemlerle mükemmel sonuçlara varılmıştır.

3. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

B.Arezoo ve K.Ridgway'in "Tezgah İşlemleri için Şartlar ve Kesici Seçimine Uygulanan Uzman Sistemler" isimli çalışmalarında, kesme şartları ve kesici seçimi için bir bilgi tabanlı sisteminin geliştirilmesi tanımlanmıştır. Sistemde Prolog dili ve hibrid bilgi tanımlama yöntemi (mantık ve kural tabanlı) kullanılmıştır (6). Bilgi tabanı (BT) olarak, farklı malzeme özellikleri, kesici katerleri, kesiciler, katerlerin, heuristik ve algoritmik bilgileri, kesici seçme kriterleri standart bilgiler veya kurallar şeklinde

oluşturulmuştur. İş parçası tanımlaması, kater ve tezgah tanımlamaları yapıldıktan ve kesme şartları belirlendikten sonra, kaba ve ince talaş işlemleri için kesici seçimi gerçekleştiril-mektedir.

G.Smith'in Salford PROLOG dilinde yaptığı çalışmada, üç eksenli bilgisayar denetimli freze tezgahlarında işlenen karmaşık yüzeyli plastik kalıplar ve kesme kalıplarında karşılaşılan problemler için bir uzman sistem üzerinde durulmuştur. Sistemde parçanın tanımlaması Fortran77'de yazılan bir program ile yapılmaktadır. Çizimdeki bilgiler PROLOG dilinde yazılmış çıkarım modülünde değerlendirilip sonuçlara göre, tezgah, kesici, malzeme ve kesme parametreleri belirlenmekte, sonuçta ise, kesici yolu ve parça programı çıktı olarak verilmektedir (7).

Joshi ve diğerleri (8) prizmatik özellikli ve silindirik parçaların katı modellerine uygulanan bir uzman planlama sistemi geliştirmiştir.

Alting, Zhan ve Lenan, XPLAN (9) adını verdikleri ve silindirik parçalar için kullanıcı etkileşimli bir işlem planlaması geliştirmişlerdir.

H.Muthsam ve C.Mayer (10), prizmatik parçaların işlem planlaması için bir uzman sistem çalışması yapmışlardır. Çalışma çeşitli modüllere dağıtılmış bilgi tabanı ve BDT sistemine bağlı kullanıcı etkileşimi ile bilgi tabanı çıkarım işlemlerinden meydana gelmektedir. EXPLAN ismini verdikleri çalışmalarında frezeleme ve delik büyütme işlemleri için işlem planlaması gerçekleştirmişlerdir.

D.C.Anderson ve T.C.Chang (11) "İşlem Planlaması ve Özellik-Tabanlı Tasarımda Geometrik Nedenleme" isimli çalışmalarında biçim özelliklerine dayanan tasarım ve otomatik işlem planlama- sını bir bütün olarak ele alan yeni bir metodoloji tanımlamışlardır. Bağlama kalıpları için işlem planlaması yapan sistemde, özellik tasarım bilgileri otomatik olarak geometrik nedenleme kısımlarına aktarılır, değerlendirilir, sınıflandırılır, işlem sıraları tesbit edilir ve işlenebilirlik açısından iyileştirilir.

S.Joshi, T.C.Chang ve C. Richard Liu (12) tarafından yapılan çalışmada, YZ çerçevesinde bir işlem planlama formalizasyonu üzerinde durulmuştur. Çalışmada, problemlerin detaylandırılarak ve herbir detayın tek tek alınarak çözümlenmesi gereği üzerinde durulmuş, işlem planlamasının hiyerarşik bir yapıda hazırlanması gereğini savunmuşlardır. Parçaların tanımlamasında Yapısal Katı Modelleme (CSG) ve Sınır Tanımlamalarından (BRep) faydalanmışlardır.

PROLOG dilinde ve UCLA CADLOG çizim sistemi kullanılarak Alan H. Bond ve Syed Z. Ahmed (13) tarafından yapılan çalışmada, iki ve üç boyutlu çizimlerin ölçülendirilmesinin otomatik olarak yapılmasına imkan veren bilgi tabanlı bir sistem geliştirilmiştir.

Yukarıdaki incelenen çalışmalardan tesbit edildiği üzere, işlem planlaması genel hatlarıyla dört temel aşamada değerlendirilebilir:

- Bağlarna elemanları ve kesicilerin standard tabloları gibi veri tabanlarını kullanan "Bilgi Çıkarım Aşaması".

- İşleme zamanlarının ve maliyetin hesaplanması gibi "Hesaplama Aşaması".

- Son işlemeden (ince işleme) önce, kaba işlemenin gerekliliği gibi "Mantıksal İşlemler Aşaması".

- Özellik tanıma, hangi tezgah ve işlemlerin hangi sıra ile kullanılabilceği gibi uzmanlık gerektiren konulardaki "Uzmanlık Aşaması".

Bazı işlem planlama sistemleri genel amaçlı işlemci olarak kullanılabilceği gibi bazı sistemler belirli tezgahların özel teknolojilerine göre hazırlanmıştır. İşlem planlamada otomatik oluşuma varabilmek için; parçaların ilkel ve bitmiş özellikleri, tezgah tipleri,bağlama yöntemleri, kesici malzemeleri ve üretimle ilgili diğer bilgiler tanımlanır. İkel ve üretimi tamamlanmış parça kısım olarak tanımlanabilecek basit elemanlardan meydana gelmiştir. Her iş için bu tanımlamaların yanında ölçüler, toleranslar ve yüzey pürüzlülüğü de sisteme girdi olarak verilmelidir. İşlem seviyesi, bağlama, işlem sayısı, kesme alanı, kesme yönü, işlem basamakları, kesiciler, kesme şartları ve kesici yolunun oluşturulması ilk safhada değerlendirilir ve otomatik olarak tanımlanabilir. Sonuçta alınacak çıktıda işlemle ilgili yukarıdaki bilgiler, iş resmi ve parça programı olmalıdır (14).

4. SİLİNDİRİK PARÇALAR İÇİN UZMAN İŞLEM PLANLAMASI

Yapılan literatür çalışmalarında belirli bir üretim ortamı için bütünlüklü işlem planlamalarının son derece önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. Silindirik parçaların iki eksenli sayısal denetimli torna tezgahlarında işlenebilmesi için gerekli olan işlem planlamasının yapılip elde edilen değerlendirmeler ışığında parçanın üretimi için gerekli parça programının çıkmasını almak üzere "ÜRETKEN YAKLAŞIMLA YAPAY ZEKA YÖNTEMLERİ KULLANARAK BİR İŞLEM PLANLAMASI"nın gerçekleştirilmesi planlanmaktadır. Hedeflenen sistemin bir parçası Şekil 1'de verilmiştir.

İşlem planının şu safhalardan meydana gelmesi hedeflenmektedir.

A- Bilgi çıkarım aşaması:

1) Parçaların çizimi herhangi bir BDT sistemi ile gerçekleştirilir. BDT programı bilgileri DXF formatında saklama özelliği olan bir yazılım olmalıdır.Bu amaçla AutoCAD Release 10'den faydalanılmıştır.

2) Çizimin sonunda, parçanın profilini belirleyen bilgiler BDT programının DXF formatında saklanır.

3) Sisteme işle ilgili bilgiler parça tanımlama yaklaşımıyla verilir. Parçanın tanımlanması, soldan sağa doğru basit geometrik elemanlara ayrılarak yapılmaktadır. AutoLISP programlama dili kullanılarak türetilmiş komutlar AutoCAD'de ekran menüsü olarak saklanmış ve parçaların parametreleri verilmek suretiyle iş resmi

otomatik olarak çizilmektedir. Sistemde kullanılacak profiller Şekil 2'de verilmiştir (14).

4) Kesiciler ile ilgili bilgiler kodlanmış olarak bilgi tabanında saklanır. Kullanılacak kesicilerin kateriere bağlanmış olarak hazırlanacak çizimleri DXF formatında saklanır. Uç profili, uç açısı, yan ve ön boşluk açıları ve uç bağlama metoduna göre her bir kesiciye bir sembol verilip seçimde kolaylık sağlanır. Üretimde kullanılan kesicilerin sayısının bir hayli fazla olduğu düşünülürse, çalışmada kullanılacak kesiciler temel işlemlerin yapılabilmesine ve uzmanlık aşamasında karşılaştırma yapabilmeye imkan verecek sayıda olmalıdır.

5) Malzeme olarak MKE Kurumunun ürettiği silindirik mamüller dikkate alınarak, çıkarım modüllerinin kullanabilmesi için özellikleri kodlanmış olarak korunacaktır. Malzemelerin bu özelliklerinin belirlediği (kullanılan kesiciye bağlı olarak) kesme hızları, ilerleme değerleri hesaplama aşamasında kullanılmaktadır.

6) Son işlemcide kullanılmak üzere, ilgili tezgah özellikleri tezgah modülünde saklanır. Tezgah kapasiteleri (puntalar arası-punta yüksekliği-bağlayabileceği en büyük çap) ve parça programında kullanılan format tezgah isimlerinde veya belirli sembollerle saklanmaktadır. Tezgah sınırlamaları üretilecek parçalara göre tezgah seçimini belirlemektedir.

B- Hesaplama aşaması:

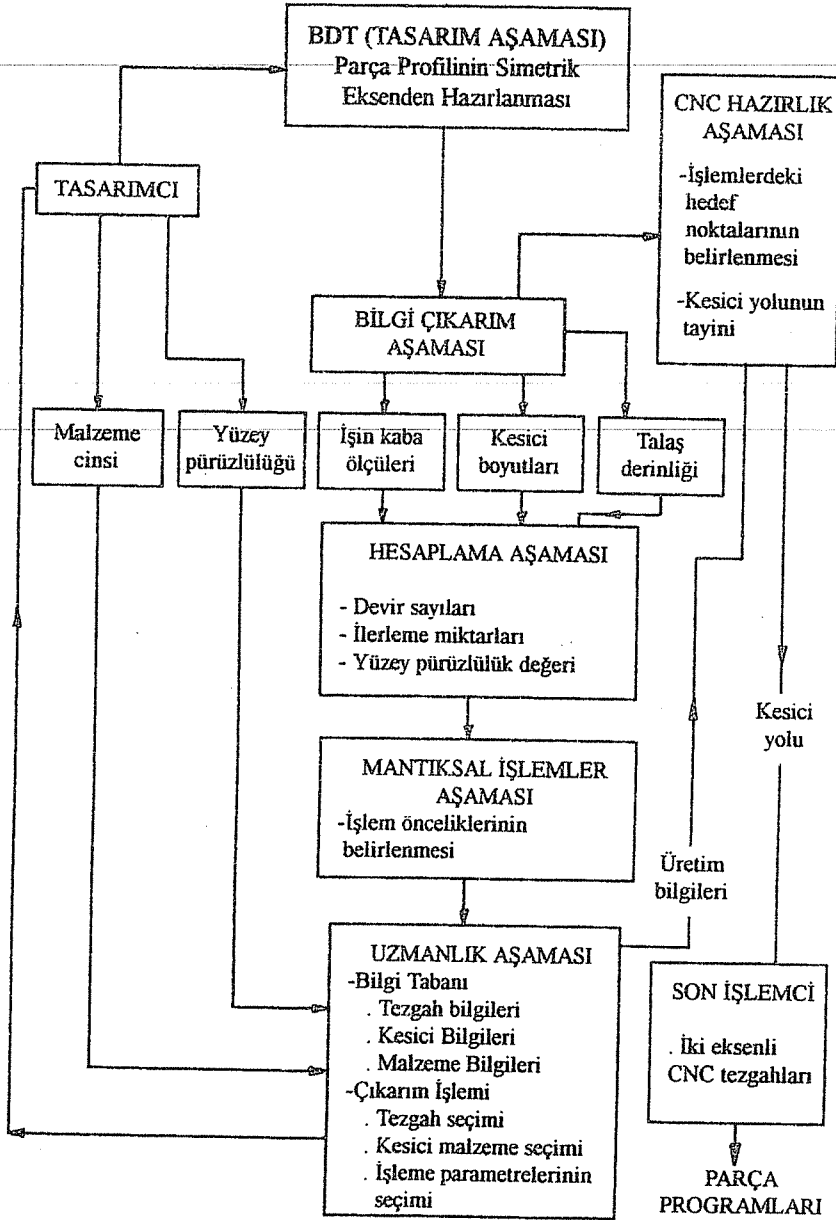
İşleme değişkenlerinin hesapları;

- Devir sayıları: Her bir işlemin özelliğine (silindirik, alın, konik, vida, kanal), kullanılan malzeme çiftine göre devir sayıları hesaplanmalıdır. Aynı boyda fakat çok büyük çap farklarında yapılan talaş kaldırmalarda, konik işlemlerde ve vida açma işlemlerinde her çap için ayrı işleme devri kullanılmalıdır. BDT aşamasında oluşturulan veri tabanında belirlenen çap değerlerine göre devir sayısı hesabı her çap için ayrı ayrı yapılmaktadır.

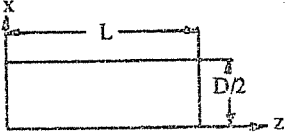
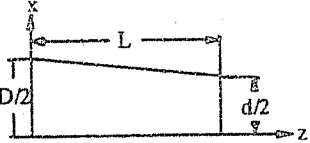
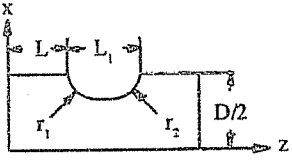
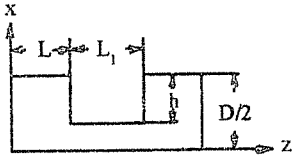
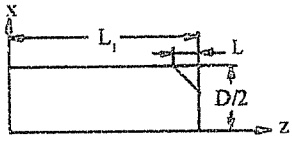
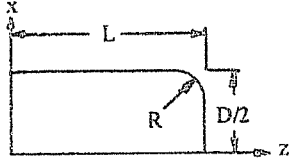
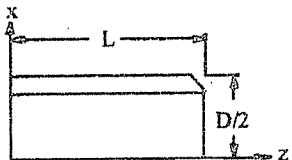
- İlerleme miktarları: Malzeme çiftine göre tablolaştırılmış "mm/devir" cinsinden ilerleme miktarları bilgi çıkarım aşamasında kütüklere işlenmektedir. İşlem planlama aşamasında kullanıcının vermiş olduğu kararlar ilerleme değerinin hangi cinsten olduğu belirlenmelidir. "mm/devir" cinsinden yapılan bir değerlendirme, planlamanın ilerleme miktarını tablodaki değer olarak alınmasını sağlar. Eğer ilerleme birimi "mm/dak" ise bu durumda değer devir sayısına bağlı olarak hesaplanmasını gerektirir.

- Soğutma sınırları: Kullanılan malzeme çiftine, istenen yüzey kalitesine ve işlem çeşidine göre soğutma sınırlarının seçimi önemlidir. Adı geçen parametrelerin ışığı altında tavsiye edilen soğutma sınırları veri tabanında saklı tutulmaktadır.

- Yüzey pürüzlülük değeri: Teorik olarak ilerleme miktarı ve kesici uç yarıçapına bağlı olan yüzey pürüzlülük değeri, bilgi çıkarım aşamasındaki kesici veri tabanındaki bilgilere ve hesaplanan ilerleme miktarlarına göre kullanıcıya referans olması ve resim üzerinde verilen değerlerin kontrolü açısından hesaplatılmaktadır.



Şekil 1. İki eksenli sayısal denetimli torna tezgahlarında işlem planlaması için kullanılabilir uzman sistem parçası.

	<u>PROFİL ADI</u>	<u>DEĞİŞKENLER</u>
	SİLİNDİR	L, D
	KONİK	D, α , L
	KAVİSLİ KANAL	D, L, L ₁ , r ₁ , r ₂
	KANAL	D, L, L ₁ , h
	PAH	L ₁ , D, L
	KAVİS	L, D, R
	VİDA (h: Adım)	L, D, h

Şekil 2. Parçanın tanımlanmasında kullanılan profiller (14).

C- Mantıksal işlemler aşaması:

1) İşlem önceliklerinin belirlenmesi: Herhangi bir makina elamanının üretiminde takip edilmesi gereken işlem sırası işlem önceliklerini belirlemektedir. Üretim prensibine göre oluşturulacak kurallar yardımıyla (IF-THEN yapısı) işlemlere öncelik sırasına göre karar verilmektedir.

2) İş için gerekli kesicilerin değerlendirilmesi: Kesicilerin gruplanması işlemin önceliğine bağlı olarak yapılacaktır. İşlem için en uygun kesicinin belirlenmesi kesmenin optimum şartlarda yapılmasını temin etmektedir. İşin üzerindeki işlemlerin gerektirdiği kesiciler parçanın değerlendirilmesi ile, oluşturulan kurallar yardımıyla seçilecektir.

3) İş bağlama metodunun belirlenmesi için "Kuralların" oluşturulması: İşin boyutlarına bağlı olarak yapılacak bağlamada, karşılık puntasının kullanıp kullanılmaması önemli olmaktadır. İşin boyu ve çapına göre oluşturulacak kurallar yardımıyla puntaya ihtiyaç olup olmadığı değerlendirilecektir. İş bağlamada karşılık puntasının kullanılması önemli olmakla beraber işi destekleyici başka elemanlarda mevcuttur. Ayrıca iş bağlama aparatları olarak kullanılan ayna çeşitleri de bir hayli fazladır. Bunların seçimi de önemlidir.

D- Uzmanlık aşaması:

1) Son işlemcinin tanımlanması: İşlem planlamalarında en büyük zorlukların başında, tasarımın üretim ortamına aktarılmasında ilk basamaklardan biri olan tezgahın belirlenmesidir. Farklı tezgahların bulunduğu bir üretim ortamında her tezgah için ayrı BDT/BDÜ programı kullanılmak yerine tek bir program kullanıp tezgah özelliklerinin belirlendiği bir son işlemcinin türetilmesi önemli olmaktadır. Özellikle parça programlarının hazırlanmasına yönelik olarak oluşturulan işlemlerde, çalışmaya esas alınan her tezgahın formatına ait düzenlemeler olmakta, veri tabanındaki işe ait koordinatların bu formatlara uygun şekilde yerleştirilmesi sağlanmaktadır. Bütün sayısal denetimli tezgahlarda kesicinin hareketi için hedef noktası tanımlandığına göre, bilgi çıkarım aşamasında oluşturulan DXF dosya yardımıyla tezgah formatları için değerlendirmeler yapmak mümkün olacaktır. Yalnız bu noktadaki zorluklardan biri, veri tabanının bütün farklı formattaki tezgahların aynısını kullanabilmesi için esnek bir veri tabanı oluşturulmadır. Çizimden oluşturulacak veri tabanı imalat için bütün bilgilere sahip olurken aynı zamanda her tezgahın formatında kullanılabilecek esnek yapıda olmalıdır. Çalışmadaki en önemli ve zor aşamalardan biri son işlemcinin oluşturulması olacaktır.

2) Kesici ve tezgahların belirlenmesi için "Kuralların hazırlanması: Bilgi çıkarım aşamasında tanımlanan tezgahların ve mantıksal işlemler aşamasındaki kesici tanımlamalarının değerlendirilmesi ile, kullanılacak en uygun tezgah ve kesicilere karar verilecektir. En basit işlemler için bile onlarla ifade edilen kuralların hazırlanması gerekirken sınırlı da olsa tezgah ve kesici seçimi için binlerce kural

türetilmesi için boyutunu ortaya çıkarmaktadır.

Yukarıdaki aşamalarda yapılacak çalışmada aşağıdakilerin çıktı olarak alınması planlanmaktadır:

1- İşlem yaprağı: İşlem yaprağında kullanılacak malzeme, kesiciler, tezgahlar, ilerleme ve devir sayıları, parçanın işleme çapları ve boyları, yüzey pürüzlülük değerleri bulunacaktır.

2- İşin ayna-punta veya sadece aynaya bağlanmış olarak üçboyutlu şekli.

3- İşin üretilebilmesi için kullanılacak sayısal denetimli tezgahın seçimi son islemcide yapılmaktadır. Her tezgahın formatına göre parça programının çıktısı düşünülmektedir.

5. SONUÇ

Yapılan çalışmalardan gözlenen, ürünün kullanıcının eline geçinceye kadar bir hayli karmaşık işlem den ve aşamadan geçtiğidir. Ürün maliyetinin çekilebilen en düşük seviyeye indirilebilmesi için işlem planlamalarının son derece önemli olduğu tesbit edilmektedir. Bunun yanında, işin veya iş resimlerinin, teknik ve teknolojik bilgilerin değerlendirilmesi tasarımcıların o anki durumlarına bağlı olduğu ve bilgi birikimlerini tam verimle bir şekilde kullanamadıkları için, onları yönlendirecek programların olması vazgeçilmez bir ihtiyaç olarak ortaya çıkmaktadır. İşlem planlaması programının ilk aşaması olan Bilgi Çıkarım Aşamasında, parça resimlerinin çizimlerinde ve veri tabanlarının hazırlanmasında zaman kaybı en aza indirilmiş ve parçanın simetrik eksenden hazırlanması sağlanmıştır. Diğer üç aşama, Hesaplama, Mantıksal İşlemler ve Uzmanlık aşamaları gelecek bir kaç yıl içinde tamamlanması planlanmaktadır.

6. KAYNAKLAR

1. Hartley, P., Sturgess, C.E.N., Rowe, G.W. "Expert System for Design and Manufacture", 12th AIMTDR Conf., pp.21-27, New Delhi, 1986.
2. Özdemir, A., Şeker, U., Aslan, E., "Yapay Zeka ve Uzman Sistemler", Gazi Üniversitesi Tek. Eğt. Fak. Dergisi, 3, 3-4 s.91-97, Ankara, 1992.
3. Şeker, U., Özdemir, A., Aslan, E., "İmalatta Uzman Sistemler", Mekatronik Tasarım ve Modelleme Çalışma Toplantısı, ODTU, Ankara, 1993.
4. Wang, B., Wysk, R.A., "Intelligent Reasoning for Process Planning", Computers in Industry 8, pp.293-309, 1987.
5. Bedworth, D.D., Henderson, M.R., Wolfe, P.M., Computer Integrated Design and Manufacturing, International Edition McGraw-Hill Book Co., Singapore, 1991.
6. Arezoo, B., Ridgway, K., "The Application of ES to Selection of Cutting Tools and Condition for Mach. Operation", Proc. 1st Conf. AI and ESs in Manufactur. pp.113-126, March, 1990.

7. Smith, G., "An Expert Planning System for Complex Surface Manufact.", *Proc. 1st Conf. AI and ESS in Manufacturing*, pp.201-210, March, 1990.
8. Joshi, Vissa, Chang, "Expert PPS with Solid Model Interface" *International Journal of Production Research*, 1988.
9. Alting, Zhang, Lenan, "XPLAN, An Expert Process Planning System and its urther evelopment", *Proc. of 27th Matador Conference*, 1988.
10. Muthsam,H., Mayer,C., "An Expert System for Process Planning of Prismatic Workpieces", *Proc. 1st Conf. AI and Expert System in Manufacturing*, pp.211-220, March, 1990.
11. Anderson,D.C., Chang,T.C., "Geometric Reasoning in Feature Based Design and Process Planing", *Proc. 1st Conf. AI and Expert System in Manufacturing*, pp.225-235, March, 1990.
12. Joshi,S., Chang,T.C., Richard Liu, C. "Process Planning Form. in Frame work", *AI, Vol 1, No.1* pp.45-53, 1986.
13. Alan,H., Bond, Syed,Z. Ahmet, "Knowledge Based Automatic Dimensioning", *AI, Vol 1, No.1*, pp.32-40, 1986.
14. Aslan,E., "İki Eksenli CNC Torna Tezgahları İçin İşlem Planlaması", *Yüksek Lisans Tezi, G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi, Ankara, 1992.*

DAİRESEL MİKROŞERİT ANTENLERİN ANALİZİ

Kerim GÜNEY

Erciyes Üniversitesi, Elektronik Mühendisliği Bölümü, Kayseri / Türkiye

ÖZET : *Koaksiyel-besleme dairesel mikroşerit antenin karakteristik parametreleri için, basit bir model sunuldu. Bu modelin temeli, rezonatör modeline, dinamik permitivite sabitine ve endüktif reaktansla birlikte paralel R-C-L rezonans devresine dayanmaktadır. Bu çalışmada elde edilen teorik sonuçların, literatürdeki mevcut deneysel ve teorik sonuçlarla iyi bir uyumluluk içinde olduğu görülmüştür. Bu model, dairesel mikroşerit antenlerin bilgisayar yardımıyla tasarımı (CAD) için çok uygun bir modeldir.*

ANALYSIS OF CIRCULAR MICROSTRIP ANTENNAS

ABSTRACT : *A simple model is presented for the characteristic parameters of a coax-fed circular microstrip antenna. It is based on the cavity model, the dynamic permittivity constant and the resonant parallel R-L-C circuit with an inductive reactance. The theoretical results obtained in this study have been found to be in good agreement with the experimental and theoretical results available in the literature. This model is well suited for the computer-aided design (CAD) of circular microstrip antennas.*

1. GİRİŞ

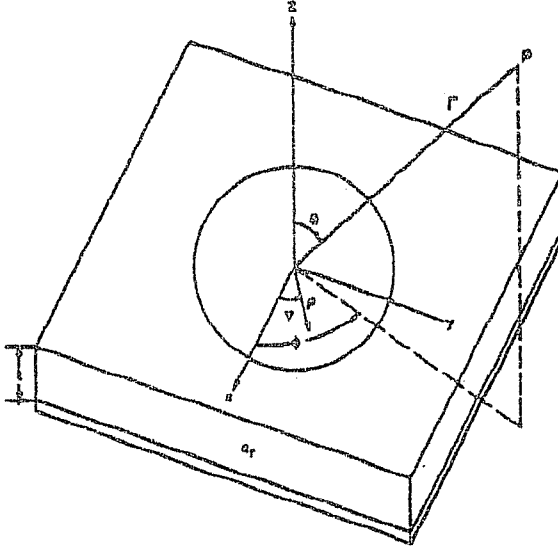
Son yıllarda mikroşerit antenler uzay araçlarında, uçaklarda, radarlarda, uydu haberleşmesinde, güdümlü mermi gibi bir çok askeri alanda, adaptif anten dizilerinde ve biomedikal uygulamalarda geniş bir şekilde kullanılmaktadır (1-3).

Yaklaşık olarak 100 MHz'den 60 GHz'e kadar geniş bir frekans aralığında kullanılan mikroşerit antenlerin bilinen mikrodalga antenlerine göre bazı üstünlükleri şu şekilde sıralanabilir: Hafifliği, küçük hacimli olması, düşük üretim maliyeti, düzlemsel biçimliliği nedeniyle kullanışlı olması, çok ince biçimli yapılabilmelerinden dolayı uzay araçlarının aerodinamik yapısını bozmaymaları, güdümlü mermiler, roketler ve uydular üzerinde önemli değişikliklere sebep olmaksızın yerleştirilebilmeleri, düşük saçılma arakesitine sahip olmaları, besleme konumundaki ufak değişikliklerle doğrusal ve dairesel kutuplanmış ışınım yapabilmeleri, osilatörler, yükselteçler, anahtarlar, modülatörler, karıştırıcılar v.s. gibi katı hal araçlarının mikroşerit antenlerin tabanına ilave edilerek bileşik sistemlerin geliştirilebilmesi, besleyici hatları ve uyumlandırma devrelerinin antenle birlikte aynı zamanda üretilebilir biçimde olmasıdır. Mikroşerit antenlerin yukarıdaki üstünlüklerinin yanısıra, bazı dezavantajları da şöyle sıralanabilir: Dar band genişliği, çeşitli kayıplar sonucu düşük kazançlı olmaları, mikroşerit antenlerin çoğunun yarı düzlem içinde ışınması, yaklaşık 20 dB olan en üst kazancın elde edilmesinde pratik güçlükler olması, besleyici ve ışınım elemanı arasındaki zayıf yalıtım, yüzey dalgalarının uyarımının mümkün olması ve düşük güç kapasitesidir. Bu dezavantajlardan bazıları, optimum bir tasarımda ve üretimde en düşük düzeye indirgenebilir.

Pratikte en çok kullanılan mikroşerit anten tiplerinden biri, anten dizilerinde diğer mikroşerit anten tiplerine göre daha fazla avantajlara sahip olan dairesel mikroşerit antendir. Dairesel mikroşerit anten geometrisi, Şekil-1'de gösterilmiştir. Dairesel mikroşerit antenin analizi, birçok araştırmacı tarafından yapılmıştır (1-17). Bu araştırmalar sonucunda elde edilen denklemler, oldukça karmaşıktır. Elde edilen denklemlerdeki integral ifadelerinin çoğu, analitik olarak değerlendirilememektedir. Nümerik olarak bu ifadelerin bilgisayar yardımıyla değerlendirilmesi, zaman kaybına ve nümerik yaklaşım hatalarına sebep olur. Bu sebeplerden dolayı bu çalışmada, rezonatör modelinden hareket edilerek koaksiyel-besleme dairesel mikroşerit antenin karakteristik parametreleri için çok basit ifadeler elde edilmiştir. Bu basit ifadelerin, dairesel mikroşerit antenlerinin ve dizilerinin bilgisayar yardımıyla tasarımında kullanılabileceği elde edilen nümerik sonuçlardan görülmüştür.

2. TEORİK ANALİZ

TM_{nm} modu için, elektriksel olarak ince dairesel mikroşerit antenlerin ($h/\lambda \leq 0.02$, burada λ dielektrik tabandaki dalga boyu, h dielektrik taban kalınlığıdır) rezonans frekansı,



Şekil 1. Dairesel mikroşerit anten geometrisi.

$$f_{nm} = \frac{\alpha_{nm} c}{2\pi a_{e1} \sqrt{\epsilon_r}} \quad (1)$$

ile verilir. Burada, c boşlukta elektromagnetik dalgaların hızı, ϵ_r dielektrik tabanın bağıl dielektrik sabiti, α_{nm} n . dereceden Bessel fonksiyonunun türevinin m . sıfırı ve a fiziksel yarıçap a 'dan biraz daha büyük olan efektif yarıçaptır. Baskın mod, TM_{11} modudur ($m=n=1$). Bu mod için, $\alpha_{11} = 1.84118$ 'dir. Effektif yarıçap a_{e1} ile, kenar alanlarının etkisi hesaba dahil edilir. Effektif yarıçap,

$$a_{e1} = a \left[1 + \frac{2h}{\pi a \epsilon_r} \left(\ln \frac{\pi a}{2h} + 1.7726 \right) \right]^{1/2} \quad (2)$$

şeklinde verilir (18).

Bu antenlerin en büyük dezavantajlarından biri, dar band genişliğine sahip olmalarıdır. Dar band genişliğini artırmak için kullanılacak tekniklerden biri, dielektrik taban kalınlığını artırmaktır. Denklem (2)'de verilen efektif yarıçap ifadesi denklem (1)'de elektriksel olarak kalın dairesel mikroşerit antenlerin rezonans frekansını hesaplamak için kullanılırsa, ölçülen rezonans frekans değerleri ile teorik rezonans frekansı değerleri arasında büyük farklılıklar ortaya çıkar (19). Bu sebepten dolayı elektriksel olarak kalın dairesel mikroşerit antenler için, deney sonuçları ile çok

iyi bir uyumluluk içinde teorik sonuçlar veren aşağıdaki rezonans frekansı ifadesi kullanılmalıdır.

$$f_{nm} = \frac{\alpha_{nm} c}{2\pi a_{e2} \sqrt{\epsilon_{dyn}}} \quad (3)$$

Burada a_{e2} efektif yarıçap ve ϵ_{dyn} dinamik permitivitedir (20).

Dinamik permitivite ϵ_{dyn} , aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\epsilon_{dyn} = \frac{C_{dyn}(\epsilon)}{C_{dyn}(\epsilon_0)} \quad (4)$$

Burada $C_{dyn}(\epsilon)$, permitivitesi ϵ ($\epsilon_0 \epsilon_r$) ile verilen bir dielektrik ile ayrılan iletken yama ve toprak düzlemi tarafından oluşturulan kondansatörün toplam dinamik kapasitansıdır. $C_{dyn}(\epsilon)$, dairesel mikroserit antenin kenarındaki kenar alanının etkisini hesaba dahil eder. $C_{dyn}(\epsilon_0)$ ise, $\epsilon = \epsilon_0$ olduğundaki toplam dinamik kapasitansdır.

$C_{dyn}(\epsilon)$, aşağıda verilen denklemlerden hesaplanabilir.

$$C_{dyn}(\epsilon) = C_{0,dyn}(\epsilon) + C_{e,dyn}(\epsilon) \quad (5)$$

Burada $C_{0,dyn}(\epsilon)$, kenar alanını hesaba katmaksızın yamanın statik esas (main) kapasitansı $C_{0,stat}(\epsilon)$ ile bağıntılı baskın TM_{11} modunun dinamik esas kapasitansıdır ve

$$C_{0,dyn}(\epsilon) = 0.3525 C_{0,stat}(\epsilon) \quad (6)$$

$$C_{0,stat}(\epsilon) = \epsilon_0 \epsilon_r \pi a^2 / h \quad (7)$$

ile verilir. $C_{e,dyn}(\epsilon)$ ise, baskın modun dinamik kenar kapasitansıdır. Bu kapasitans, aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$C_{e,dyn}(\epsilon) = \frac{1}{2} C_{e,stat}(\epsilon) \quad (8)$$

Burada $C_{e,stat}(\epsilon)$, kenarda kenar alanından dolayı baskın modun statik kenar kapasitansıdır. Wolff ve Knoppik (20) tarafından sunulan statik kenar kapasitans ifadesi yerine, Chew ve Konf (21) tarafından sunulan ve daha iyi sonuçlar veren aşağıdaki statik kenar kapasitansı ifadesi kullanılmıştır.

$$C_{e,stat}(\epsilon) = \frac{\epsilon_0 \epsilon_r \pi a^2}{h} \left\{ 1 + \frac{2h}{\pi \epsilon_r a} \left[\ln \left(\frac{a}{2h} \right) + (1.41 \epsilon_r + 1.77) + \frac{h}{a} (0.268 \epsilon_r + 1.65) \right] \right\} \quad (9)$$

Chew ve Kong yukarıdaki ifadenin, (18)'de sunulan ifadeden de daha iyi sonuçlar verdiğini göstermiştir.

$C_{dyn}(\epsilon_0)$, yukarıda $C_{dyn}(\epsilon)$ için verilen bütün denklemlerde ϵ yerine ϵ_0 konularak, $C_{dyn}(\epsilon)$ 'nin elde edilmesine benzer şekilde elde edilir.

Kenar alanının etkisi denklem (7)'de hesaba dahil edilmemiş, denklem (9)'da ise bu etki hesaba dahil edilmiştir. Dolayısıyla denklem (9),

$$C_{e,stat}(\epsilon) = \frac{\epsilon_0 \epsilon_r \pi a_{e2}^2}{h} \quad (10)$$

olarak da ifade edilebilir. Burada a_{e2} , kenar alanlarının etkisini hesaba dahil eden efektif yarıçaptır. Elektriksel olarak kalın dairesel mikroşerit antenler için, denklem (9) ve denklem (10) eşitlenerek, aşağıdaki şekilde yeni bir efektif yarıçap tanımlanabilir.

$$a_{e2} = a \left\{ 1 + \frac{2h}{\pi \epsilon_r a} \left[\ln \left(\frac{a}{2h} \right) + (1.41 \epsilon_r + 1.77) + \frac{h}{a} (0.268 \epsilon_r + 1.65) \right] \right\}^{1/2} \quad (11)$$

Elektriksel olarak ince dairesel mikroşerit antenlerin yama yarıçapı için, denklem (2)'den elde edilen aşağıdaki ifade kullanılabilir (1).

$$a = \frac{T}{\left[1 + \frac{2h}{\pi \epsilon_r T} \left\{ \ln \left(\frac{\pi T}{2h} \right) + 1.7726 \right\} \right]^{1/2}} \quad (12)$$

Burada,

$$T = \frac{8.794}{f_r \sqrt{\epsilon_r}} \quad (13)$$

dır. Denklem (13)'de rezonans frekansı f_r , GHz cinsindedir.

Besleme noktası ve ışına elemanı arasında iyi bir uyum sağlamak için, mikroşerit antenin giriş empedansının kesine yakın bir şekilde hesaplanması gerekir. Dairesel mikroşerit anten, paralel RLC rezonans devresi ile modellenen bir rezonatör olarak düşünülebilir. O zaman giriş empedansı aşağıdaki gibi verilir (1).

$$Z(f) = \frac{R(\rho)}{1 + Q_T^2 \left[\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f} \right]^2} + j \left\{ Z_{koax} \frac{R(\rho) Q_T \left[\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f} \right]}{1 + Q_T^2 \left[\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f} \right]^2} \right\} \quad (14)$$

Burada Q_T , ışınma kayıplarını (Q_r), dielektrik kayıplarını (Q_d) ve iletken kayıplarını (Q_c) içeren toplam kalite faktörüdür. $R(\rho)$, rezonansdaki giriş direncidir (RLC devresinin R direnci).

Deshpande ve Bailey (22) tarafından aşağıdaki şekilde ifade edilen endüktif bir terim ile, koaksiyel besleme probunun etkisi hesaba dahil edilir.

$$Z_{\text{koak}} = \frac{377fh}{c} \ln \left(\frac{c}{\pi f r_0 \sqrt{\epsilon_r}} \right) \quad (15)$$

Burada, r_0 besleme probunun çapıdır.

Denklem (14)'deki toplam kalite faktörü,

$$Q_T = \left[\frac{1}{Q_r} + \frac{1}{Q_c} + \frac{1}{Q_d} \right]^{-1} \quad (16)$$

ile verilir. Işınma kalite faktörü Q_r , rezonatör modelinden (1) faydalanarak elde edilen aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$Q_r = \frac{4a^2 (\alpha_{11} - 1) \epsilon_r^{3/2}}{h \alpha_{11}^3 F(\alpha_{11} / \sqrt{\epsilon_r})} \quad (17)$$

Burada,

$$F(X) = \frac{4}{X^3} \left\{ 2 X J_0(2X) + (X^2 - 1) \int_0^{2X} J_0(t) dt \right\} \quad (18)$$

$$F(X) = 2.666667378 - 1.066662519X^2 + 0.209534311X^4 - 0.019411347X^6 + 0.001044121X^8 - 0.000049747X^{10} \quad (19)$$

dir. Denklem (18)'de $J_0(x)$, sıfırcı dereceden birinci tür Bessel fonksiyonudur.

Dielektrik kayıp kalite faktörü,

$$Q_d = \frac{1}{\tan \delta} \quad (20)$$

ile verilir. Burada $\tan \delta$, dielektrik kayıp tanjantıdır.

İletkendeki kayıplarla ilgili kalite faktörü,

$$Q_c = \frac{h}{(\pi f \mu_0 \sigma)^{-1/2}} \quad (21)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada σ iletkenin iletkenliği ve μ_0 boşluğun permeabilitesidir. Paralel rezonans RLC devresinin rezonans direnci,

$$R_{(\rho)} = \frac{1}{G_T} \frac{J_1^2(K\rho)}{J_1^2(Ka)} \quad (22)$$

ile verilir (8). Burada $J_1(x)$, birinci dereceden birinci tür Bessel fonksiyonudur. ρ , a yarıçaplı diskin merkezine göre besleme noktasının yeridir. K , yayılma sabitidir. Baskın mod için, $Ka=1.84118$ 'dir. G_T omik, dielektrik ve ışımaya kayıplarını içeren toplam kondüktansdır. Toplam kondüktans,

$$G_T = G_r + G_d + G_c \quad (23)$$

ile verilir. Işıma kayıpları yüzünden olan kondüktans, aşağıdaki ifadeden belirlenebilir (17).

$$G_r = \frac{2.39}{4\mu_0 h f_r Q_r} \quad (24)$$

Denklem (17), denklem (24)'de yerine konulduğunda,

$$G_r = \frac{2.39 \alpha_{11}^3 F(\alpha_{11} / \sqrt{\epsilon_r})}{16\mu_0 f_r a (\alpha_{11}^2 - 1) \epsilon_r^{3/2}} \quad (25)$$

elde edilir.

Dielektrik ve ohmik kayıplardan dolayı olan kondüktanslar ise,

$$G_d = \frac{2.39 \tan \delta}{4\mu_0 f h} \quad (26)$$

$$G_c = \frac{2.39 \pi (\pi f \mu_0)^{-3/2}}{4h^2 \sqrt{\sigma}} \quad (27)$$

olarak elde edilebilir (8).

$-3 < x < 3$ için, birinci dereceden birinci tür Bessel fonksiyonu aşağıdaki gibi ifade edilebilir (23).

$$J_1(x) = x[0.5 - 0.56249985(x/3)^2 + 0.21093573(x/3)^4 - 0.03954289(x/3)^6 + 0.00443319(x/3)^8 - 0.0031761(x/3)^{10}] \quad (28)$$

Bu çalışmada ışınma direnci rezonatör modelinden (1) faydalanarak,

$$R_c = \frac{16\mu_0^2 f^2 \epsilon_r^{3/2}}{\alpha_{11}^3 F(\alpha_{11}/\sqrt{\epsilon_r})} \quad (29)$$

şeklinde elde edilmiştir.

Anten verimi aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$\eta = \frac{G_r}{G_T} \quad (30)$$

Band genişliği,

$$BW = \frac{s-1}{Q_T \sqrt{s}} \quad (31)$$

ifadesinden belirlenebilir. Burada s, VSWR değeridir.

Bu çalışmada yöneltilik için aşağıda verilen basit bir ifade, rezonatör modelinden (1) faydalanarak elde edilmiştir.

$$D = \frac{\mu_0^2 k_0^2 \epsilon_r^{3/2}}{7.5\alpha_{11}^3 F(\alpha_{11}/\sqrt{\epsilon_r})} \quad (32)$$

Anten kazancı ise,

$$G = \eta D \quad (33)$$

denklemden hesaplanabilir.

3. SAYISAL SONUÇLAR VE İRDELEME

Tablo 1'de, denklem (3)'den TM_{11} modu için elde edilen teorik rezonans frekansı değerleri, (8, 20, 24, 25) referanslarında elde edilen teorik ve ölçülen rezonans frekansı değerleri ile karşılaştırılmıştır. Tablo 1'den görüldüğü gibi; ölçülen değerlerle en iyi uyumluluk içinde olan teorik değerler, denklem (3)'den bulunan değerlerdir. Denklem (3)'de dinamik permitivite sabiti ϵ_{dyn} kullanılmak suretiyle mod alan dağılımı ve ışınma kenarları boyunca kenar kapasitansı, efektif yarıçap a_{e2} kullanılmak suretiyle de

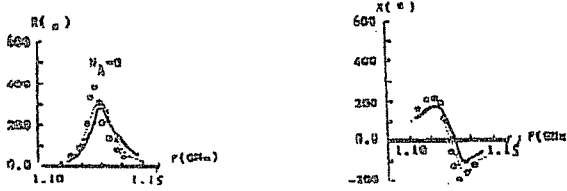
dielektrik homojensizliği ve kenarlardaki kenar alanlarının etkisi denklem (1)'e göre daha etkin bir şekilde analize dahil edilmiştir.

Tablo 1. Hakim TM_{11} modu için, rezonans frekansının GHz cinsinden hesaplanan ve ölçülen değerleri.

a(mm)	Itoh	Howell	Wolff	Derneryd	Bu model
	Ölçülen				
	(24)	(25)	(20)	(8)	
11.5	4.425	4.695	4.538	4.341	4.413
10.7	4.723	5.046	4.866	4.646	4.723
9.6	5.224	5.625	5.404	5.143	5.226
8.2	6.074	6.585	6.289	5.956	6.047
7.4	6.634	7.297	6.939	6.549	6.644

$$\epsilon_r=2.65, h=1.5875 \text{ mm}$$

Şekil-2 baskın mod için denklem (14)'den elde edilen giriş empedansı sonuçları ile, referans (26)'da elde edilen teorik ve ölçülen sonuçları göstermektedir. Şekil-2'den görüldüğü gibi, denklem (14)'den elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla iyi bir uyumluluk içindedir.



●●●● ölçülen (26)

..... hesaplanan (26)

—— Bu model

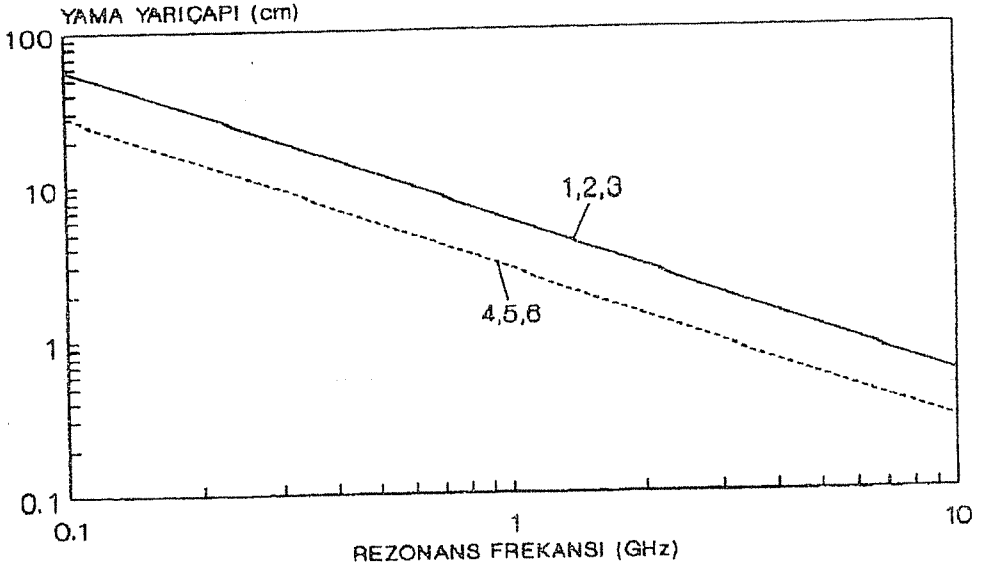
Şekil 2. $\epsilon_r=2.32$, $\tan\delta=0.001$, $h=1.59$ mm, $r_0=1.27$ mm, $a=50$ mm, $\rho=47.50$ mm ve karakteristik empedansı $Z_0=50$ Ohm olan koaksiyel - besleme dairesel mikroşerit antenin TM_{11} modu için giriş empedansı.

Şekil-3 farklı dielektrik tabanlar için frekansa bağlı olarak, yama yarıçapının değişimini gösterir. Yama yarıçapı için denklem (12) kullanılmıştır. Dielektrik taban kalınlığı h , yama yarıçapını ihmal edilebilecek şekilde etkiler. Rezonans frekansı f_r ve bağıl dielektrik sabiti ϵ_r artarken, yama yarıçapının değeri düşer.

Tablo 2. Şekil 3-Şekil 9'da kullanılan bağıl dielektrik sabiti ϵ_r ve dielektrik taban kalınlığı h değerleri.

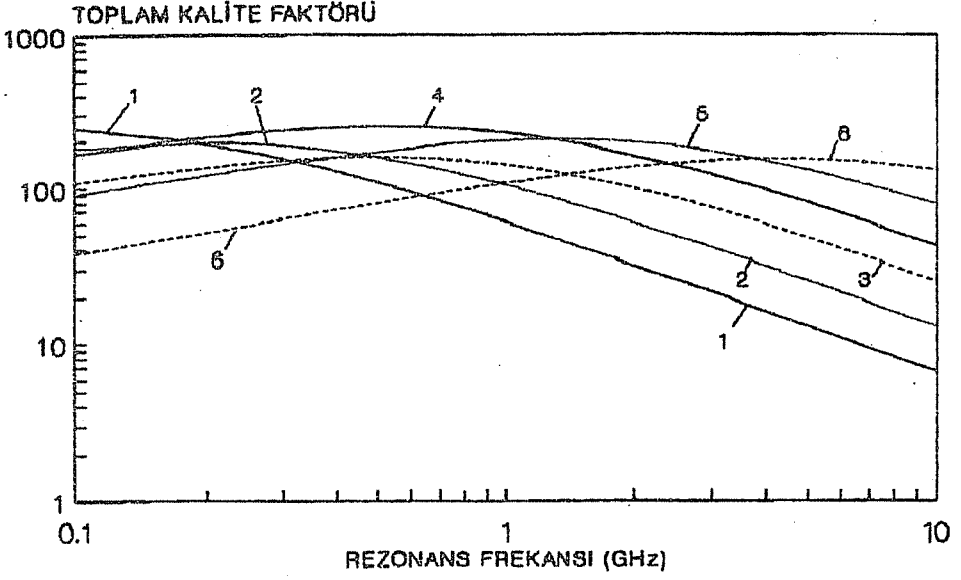
Eğri numarası	ϵ_r	$h(\text{cm})$	Eğri numarası	ϵ_r	$h(\text{cm})$
1 eğrisi	2.32	0.318	4 eğrisi	9.8	0.127
2 eğrisi	2.32	0.159	5 eğrisi	9.8	0.0635
3 eğrisi	2.32	0.0795	6 eğrisi	9.8	0.0254

Şekil-3 ve Şekil-3'den sonraki bütün şekillerde kullanılan dielektrik taban kalınlığı h değerleri ile bağıl dielektrik sabiti ϵ_r değerleri, Tablo 2'de verilmiştir. Bu şekillerde, $\tan\delta = 0.0005$ ve $VSWR \leq 2$ olarak alınmıştır. Yama iletkeni olarak da, bakır kullanılmıştır.

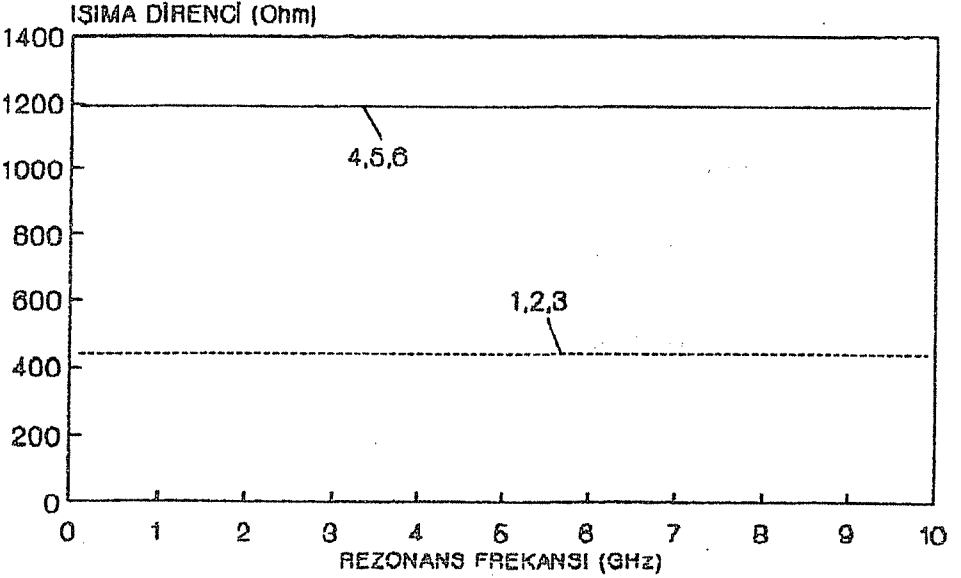


Şekil 3. Farklı dielektrik tabanlar için, frekansın bir fonksiyonu olarak yama yarıçapının değişmesi.

Şekil-4 toplam kalite faktörünün, frekansın bir fonksiyonu olarak değişimini gösterir. Şekil-5 farklı dielektrik tabanlar için frekansa bağlı olarak, ışıma direncinin değişimini gösterir. Bağıl dielektrik sabiti ϵ_r artarken ışıma direncinin arttığı ve ışıma direncinin dielektrik taban kalınlığından etkilenmediği Şekil-5'den açıkça görülmektedir.

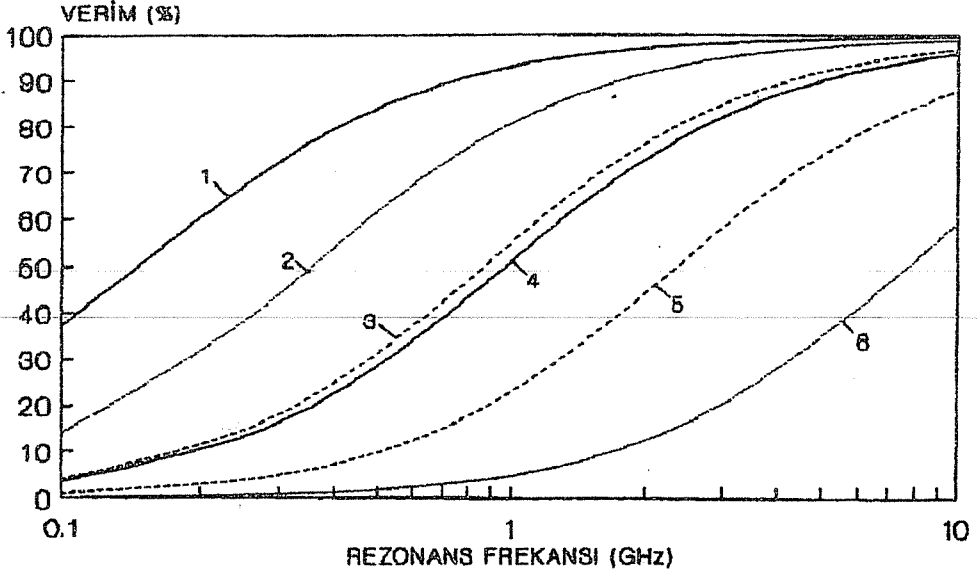


Şekil 4. Farklı dielektrik tabanlar için, frekansa göre toplam kalite faktörünün değişimi.



Şekil 5. Farklı dielektrik tabanlar için, frekansın bir fonksiyonu olarak ışımaya direncinin değişimi.

Şekil-6 frekansın bir fonksiyonu olarak verimin değişimini, farklı dielektrik tabanlar için gösterir. Anten verimi, taban kalınlığı h 'ın artmasıyla ve bağlı dielektrik sabiti ϵ_r 'nin düşmesiyle artar.

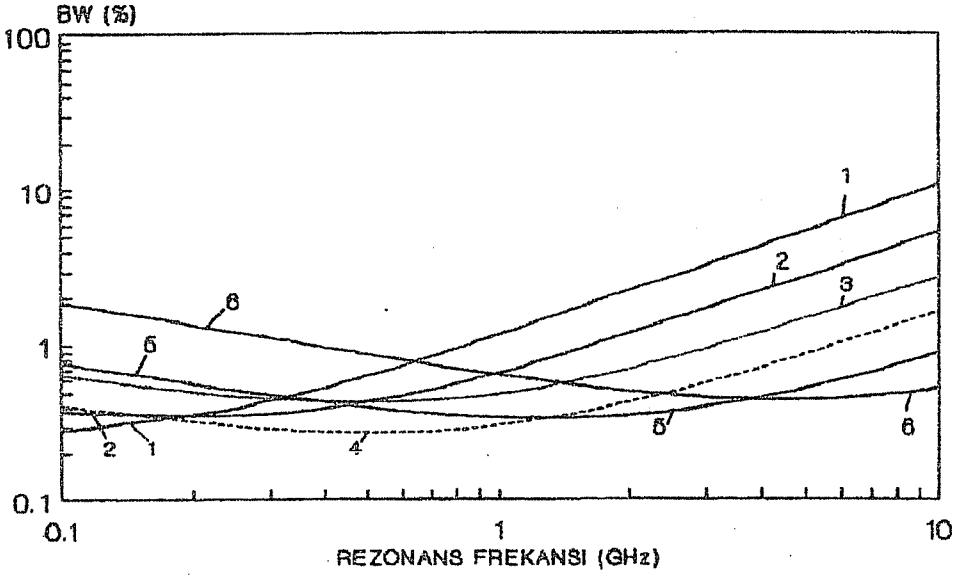


Şekil 6. Farklı dielektrik tabanlar için frekansa bağlı olarak verimin değişimi.

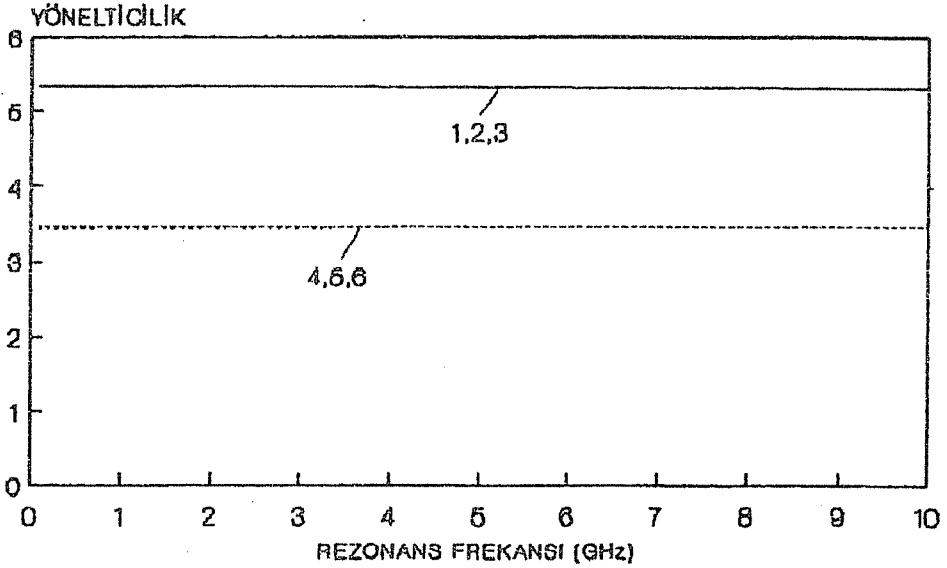
Şekil-7 frekansa bağlı olarak band genişliğinin değişimini, değişik dielektrik tabanlar için gösterir. Belirli bir frekansta daha geniş band genişliğinin, düşük dielektrik sabitli kalın tabanlar seçilerek elde edilebileceği Şekil-7'den görülmektedir.

Şekil-8 rezonans frekansına karşı, yöneltiliğin değişimini gösterir. Yöneltilik, dielektrik taban kalınlığı h 'dan etkilenmez. Belirli bir frekansta daha düşük bağlı dielektrik sabiti ϵ_r 'ye sahip dielektrik taban seçmek suretiyle, yöneltilik artırılabilir. Şekil-9 kazancın rezonans frekansına göre değişimini, farklı dielektrik tabanlar için gösterir. Dielektrik taban kalınlığı ve rezonans frekansı artarken kazancın arttığı ve bağlı dielektrik sabiti artarken de kazancın düştüğü Şekil-9'daki grafiklerden görülmektedir.

Bu çalışmada rezonatör modelinden faydalanarak antenin karakteristik parametreleri için elde edilen ifadeler, (1,3,9) referanslarında elde edilen ifadelerle karşılaştırılacak olursa, bu çalışmada elde edilen ifadelerin oldukça basit olduğu görülür. Çünkü (1,3,9) referanslarında ışın kalite faktörü, ışın direnci, band genişliği, verim, yöneltilik ve kazanç gibi anten parametreleri için elde edilen denklemler, nümerik olarak değerlendirilmesi gereken çok karmaşık bir integral ifadesini içerirler. Şekil-4' den

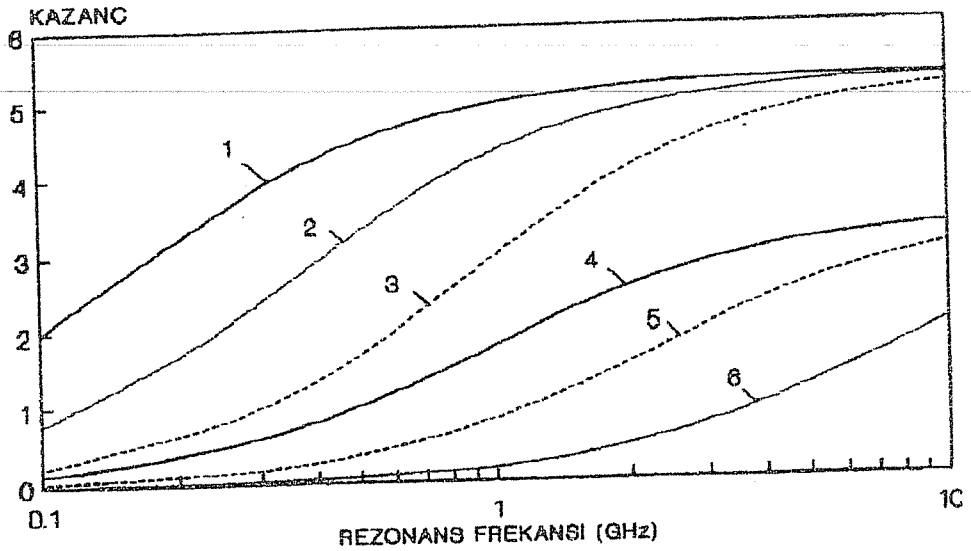


Şekil 7. Farklı dielektrik tabanlar için frekans ile band genişliğinin değişimi.



Şekil 8. Farklı dielektrik tabanlar için frekansın bir fonksiyonu olarak yöneltiliğinin değişimi.

Şekil-9'a kadar olan şekillerde, toplam kalite faktörü, ışınma direnci, verim, band genişliği, yönlülük ve kazanç için elde edilen grafikler, literatürde en son bu anten parametreleri için referans (3)'de elde edilen grafiklerle tamamen aynıdır. Dolayısıyla (1,3,9) referanslarında verilen çok karmaşık ifadeler yerine, bu çalışmada elde edilen ifadeler kullanılmak suretiyle çok daha kısa sürede antenin karakteristik parametreleri için (1,3,9) referanslarında elde edilen sonuçlarla tamamen aynı sonuçlar elde edilebilir. Kısa sürede karmaşık metodların sonuçları ile aynı sonuçları veren bu çalışmada elde edilen bu basit yeni ifadeler, dairesel mikroşerit antenlerin ve dizilerinin bilgisayar yardımıyla tasarımı için kullanılabilir.



Şekil 9. Farklı dielektrik tabanlar için kazancın frekansa göre değişimi.

4. SONUÇLAR

Koaksiyel-besleme dairesel mikroşerit antenlerin karakteristik parametrelerini hesaplamak için, rezonatör modeline, dinamik permitivite sabitine ve endüktif reaktansla birlikte paralel RLC rezonans devresine dayanan çok basit bir model sunulmuştur. Bu basit model kullanılarak elde edilen tüm teorik sonuçların, literatürdeki deneysel ve teorik sonuçlarla çok iyi bir uyumluluk içinde olduğu görülmüştür. Bu basit modelin, dairesel mikroşerit antenlerin ve dizilerinin bilgisayar yardımıyla tasarımı için çok uygun bir model olduğu tespit edilmiştir.

5. KAYNAKLAR

1. Bahl, I.J. and Bhartia, P., *Microstrip antenna*, Dedham MA, Artech House, 1980.
2. James, J.R., Hall, P.S. and Wood, C., *Microstrip antennas-theory and design*, Stevenage, UK, Peregrinus Ltd., 1982.
3. James, J.R. and Hall, P.S., *Handbook of microstrip antennas, Volume 1 and Volume 2*, Peter Peregrinus Ltd., London, United Kingdom, 1989.
4. Watkins, J., *Circular resonant structures in Microstrip*, *Electron. Lett.*, Vol.5, pp.524-525, 1969.
5. Agrawal, P.K. and Bailey, M.C., *An analysis technique for microstrip antennas*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol.AP-25, pp.756-759, 1977.
6. Long, S.A., Shen, L.C. and Morel, P.B., *Theory of the circular-disc printed-circuit antenna*, *Ins. Elec. Eng. Proc.*, Vol.125, pt. H, no. 10, pp.925-928, 1978.
7. Lo, Y.T., Solomon, D. and Richards, W.F., *Theory and experiment on microstrip antennas*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol.AP-27, pp.137-145, 1979.
8. Derneryd, A.G., *Analysis of the microstrip disk antenna element*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol.AP-27, pp.660-664, 1979.
9. Carver, K.R., *Practical analytical techniques for the microstrip antenna*, *Proc. Workshop on Printed Circuit Antennas*, New Mexico State University, pp.7.1-7.20, Oct. 1979.
10. Yano, S. and Ishimaru, A., *Theoretical study of the input impedance of a circular microstrip disk antenna*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol.AP-29, pp.77-83, 1981.
11. Wood, C., *Analysis of microstrip circular patch antennas*, *IEE proc.*, Vol.128, Pt. H, No.2, pp.69-128, 1981.
12. Davidovitz, M. and Lo, Y.T., *Input impedance of a probe-fed circular microstrip antenna with thick substrate*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol.AP-34, pp.905-911, 1986.
13. Kishk, A.A. and Lotfollah, S., *The effect of various parameters of circular microstrip antennas on their radiation efficiency and the mode excitation*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol.AP-34, pp.969-976, 1986.
14. Abboud, F., Damiano, J.P. and Papiernik, A., *A new model for calculating the input impedance of coax-fed circular microstrip antennas with and without air gaps*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol.AP-38, pp.1882-1885, 1990.
15. Chew, W.C., Nie, Z., Liu, Q.H. and Lo, Y.T., *Analysis of a probe-fed microstrip disk antenna*, *IEEE Proceedings-H*, Vol.138, pp.185-191, 1991.
16. Bhattacharyya, A.K., *Characteristics of circular patch on thick substrate and superstrate*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol.AP-39, pp.1038-1041, 1991.

17. Derneryd, A.G., *Microstrip disc antenna covers multiple frequencies*, *Microwave J.*, pp.77-79, 1978.
18. Shen, L.C., Long, S.A., Allarding, M.R. and Walton, M.D., *Resonant frequency of a circular disc, printed-circuit antenna*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol. AP-25, pp.595-596, 1977.
19. Abboud, F., Damiano, J.P. and Papiernik, A., *A new determination of the resonant frequency of a circular disc microstrip antenna: Application to thick substrate*, *Electron Lett.*, Vol.24, pp.1104-1106, 1988.
20. Wolff, I. and Knoppik, N., *Rectangular and circular microstrip disk capacitors and resonators*, *IEEE Trans. Microwave Theory Tech.*, Vol. MTT-22, pp.857-864, 1974.
21. Chew, W.C. and Kong, J.A., *Effects of fringing field on the capacitance of circular microstrip disk*, *IEEE Trans. Microwave Theory Tech.*, Vol. MTT-28, pp.98-104, 1980.
22. Deshpande, M.D. and Bailey, M.C., *Input impedance of microstrip antennas*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol. AP-30, pp.645-650, 1982.
23. Abramowitz, M. and Stegun, I.A., *Handbook of mathematical functions*, Nat. Bur. Stand. Appl. Math. Ser. 55, Washington, 1964.
24. Itoh, T. and Mittra, R., *Analysis of a microstrip disk resonator*, *AEU*, Vol.27, pp.456-458, 1973.
25. Howell, J.Q., *Microstrip antenna*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol. AP-23, pp.90-93, 1975.
26. Lee, K.F., Ho, K.Y. and Dahele, J.S., *Circular-disk microstrip antenna with an airgap*, *IEEE Trans. Antennas and Propagation*, Vol. AP-32, pp.880-884, 1984.

A MICROCOMPUTER BASED WAVEFORM ANALYZER FOR THE MEASUREMENT OF BOVINE ARTERY BLOOD FLOW IN CATTLE

Nihal Fatma GÜLER

Sütçü İmam Univ., Institute of Science and Technology, Kahramanmaraş / Türkiye

ABSTRACT : *In the cattle breeding industry, one important component of efficient management is the maximization of conception rates. To obtain this goal, it is important to diagnose pregnancy in cattle as early as possible, and to rebreed the non-pregnant cows at the next heat period. Using current techniques there is no practical test which reliably detects pregnancy at less 30 days after conception. The research described in this work is to investigate the feasibility of using Doppler ultrasound signal processing for easily pregnancy diagnosis. Therefore, a special purpose ultrasonic probe was designed, and constructed for the measurement of blood flow of bovine uterine artery in cattle. The microcomputer based waveform analyzer was also designed, constructed and tested for the assessment of blood flow in cattle urine artery.*

SİĞIRLARDA RAHİM ATARDAMARINDAKİ KAN AKIŞININ ÖLÇÜLMESİ İÇİN GELİŞTİRİLEN BİR MİKROBİLGİSAYAR TABANLI DALGA ANALİZÖRÜ

ÖZET : *Sığır besleme endüstrisindeki en önemli unsurlardan bir tanesi üretim oranını arttırmaktır. Bu sebeple yapılması gereken işlem, ineklerde gebeliğin mümkün mertebe erken teşhis edilmesi ve gebe kalmayan en yakını kızışma döneminde yeniden döllenmesini sağlamaktır. Mevcut teknikleri kullanarak bu teşhisi 30 günden daha az bir zaman sürecinde başarmanın pratik bir yolu yoktur. Bu çalışmada, ultrasonik Doppler işaret işleme teknikleri kullanılarak erken gebelik teşhisinin yapılabileceği konusunda bir araştırma yapılmıştır. Bu yüzden, sığırların rahim atardamarındaki kan akışının ölçülebilmesi için özel amaçlı bir ultrasonik dönüştürücü tasarlanmış ve yapılmıştır. Ayrıca mikrobilgisayar tabanlı bir dalga analizörü geliştirilerek kan akış işaretlerinin değerlendirilmesinde kullanılmıştır.*

1. INTRODUCTION

In the cattle breeding industry, one important component of efficient management is the maximization of conception rates. To obtain this goal it is important to diagnose pregnancy in cattle as early as possible, and to rebreed the non-pregnant cows at the next heat period. Using current techniques there is no practical test which reliably detects pregnancy at less 30 days after conception.

The research described in this work was initiated several years ago with a general objective to investigate the feasibility of using Doppler ultrasound for early pregnancy diagnosing in cattle. The proposed technique was based on four main concept (1).

- . Blood flow through the middle uterine artery supplying the uterine horn of a cow in which the fetus is developing is significantly different than the flow through the opposite (contra lateral) uterine artery at approximately 16 days post-breeding.

- . Blood velocity waveforms in the uterine arteries can be measured using ultrasonic crystals placed against the arteries during rectal palpation.

- . The difference in blood flow patterns between pregnant and non-pregnant cows can be quantified through an analysis of the velocity waveform.

- . The ultrasonic device can be designed and constructed into a simple, inexpensive unit that would suitable, for use by farm personnel on the farm.

The study of blood velocity waveform has an important role in the field of hemodynamics, and these waveforms are currently used to investigate blood flow in a variety of applications. These applications include prenatal assessment of uterine, ovarian, and umbilical artery blood flow; relating blood flow waveforms to age induced changes in the brachial and carotid arteries; the study of abnormal neonatal cerebral hemodynamics; evaluation of arterial stenosis; and others.

This paper is concerned with the development of microcomputer based waveform analyzer with the dedicated ultrasonic probe to couple a well-known ultrasonic blood flowmeter. The whole apparatus was used for uterine blood flow in cattle and the reasonable results were obtained.

2. MATERIALS AND PROCEDURES

This section provides a description of a materials and procedures used to collect data for this work. The first section continuous wave Doppler data collection includes a section on the design of the fingertip transducer which was used as well as a section on the data collection procedure used to collect Doppler blood velocity waveforms in pregnant and non-pregnant dairy cows. Continuous wave Doppler blood velocity waveforms were collected from the uterine arteries of 76 pregnant and non-pregnant cows, between 14 and 36 days after breeding, over a period of six months. Some previous continuous wave Doppler experiments involving 21 cows had been performed to gain experience with the procedure (2).

Data were obtained from four unbreed cows, over the course of an estrous cycle, with chronically implanted pulse Doppler flowmeters and from one unbreed cow implanted with an electromagnetic flowmeter, in order to obtain blood velocity waveforms over an estrous cycle in unbreed cows. The purpose of collecting these data was to characterize bovine uterine artery velocity waveforms and to relate waveshapes to mean flow. Another purpose was to provide information concerning variations of the flow waveform over the estrous cycle in unbreed cattle.

2.1 Continuous Wave Doppler Data

The method of collecting continuous wave Doppler blood velocity waveforms involved rectal palpation. The operator wearing a fingertip probe palpated the left or right uterine artery.

2.1.1 Probe Design

The following criteria were used in specifying requirements for an ultrasound probe to be used in collecting data from the uterine artery of cattle.

Size and shape : The probe must be designed to fit on a finger underneath a rubber glove, and to be small enough to be used in rectal palpation of cows without causing damage to the animal.

Reliability : The probe design must be such that it could be reliably used for periods of at least several weeks of data taking without failure. The probe needed to be designed for use in a high humidity, unclean environment with varying temperatures and the possibility of rough handling.

Signal Strength : The output should be sufficiently large to be processed by the continuous wave Doppler flowmeter with the chosen design.

The probe design uses two, 2 millimeter by 5 millimeter, 10 MHz, piezoelectric crystals. One crystal acts as a transmitter and the other as a receiver. The two crystals lay side by side in a plastic crystal holder as shown in Figure 1. Each crystal is connected by two 36 gauge (0.23 mm/diameter) stainless steel cooner wires. The crystal holders were machined on a milling machine from acrylic blocks, and the holder and crystals are mounted on a rubber finger cup which slips over the index finger of the operator.

2.1.2 Data Collection Procedure

The probe was connected to a Parks Model 1010-LA continuous wave Doppler, dual frequency, bidirectional flowmeter with a built in strip chart recorder. This flowmeter has a strip chart output, and a third output identical to the strip input which is connected

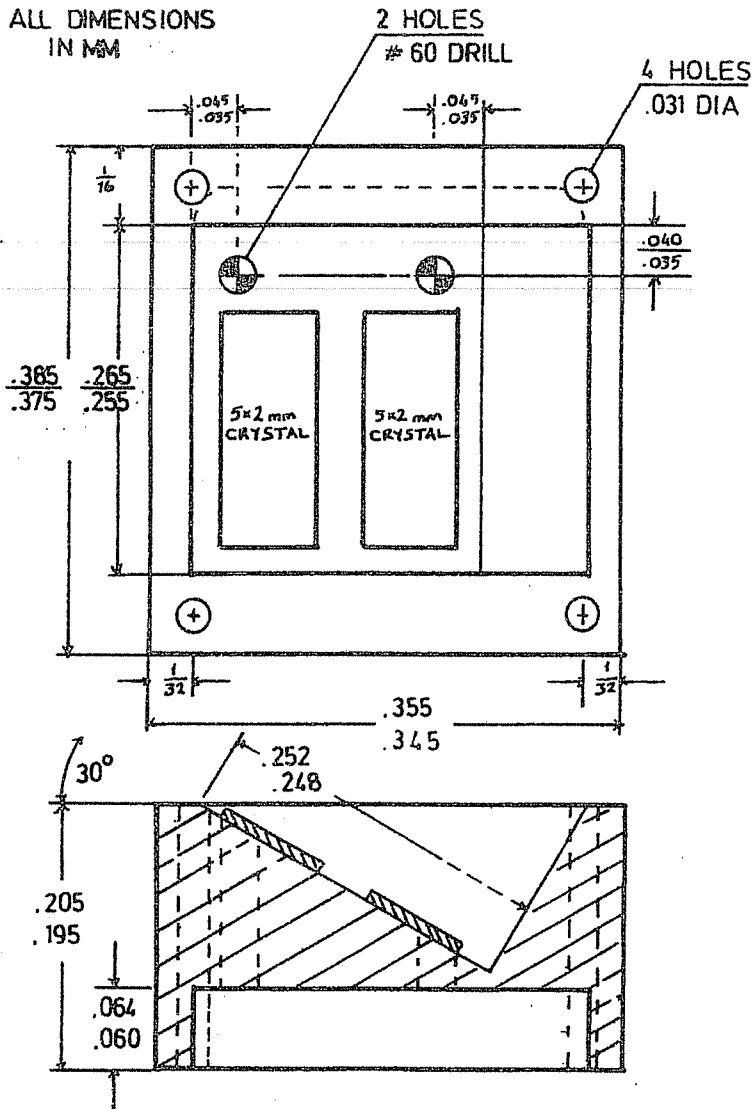


Figure 1. Transducer crystal mounting drawing.

to a series 115 Tanberg instrumentation tape recorder and/or the microcomputer based velocity waveform analyzer described below.

While the first operator searched for the uterine artery and listened to the audio output, a second operator watched the strip chart recorder and waveform analyzer. The operators attempted to record twenty seconds of repeatable pulses for each data set. Each time, they palpated both the left and right uterine artery. Magnetic tape recordings for each set of data were saved. For each data set, the output of the waveform analyzer was the mean pulsatility index and standard deviation for that of data.

3. MICROCOMPUTER BASED WAVEFORM ANALYZER

The purpose of the waveform analyzer was to provide a method obtaining blood velocity waveform indices quickly and conveniently in the field. The velocity waveform analyzer was designed and constructed using a Micromint BCC52 BASIC microcomputer/controller. The BCC52 is based on the Intel 8052AH microprocessor. The software for the analyzer is written partially in BASIC and partially is assembly language.

The computer runs a controlling program in a 16 KB read-only memory (ROM) chip. The computer controls the analog-digital (A/D) converter, reads the input signal every 10 ms, and stores the data in dynamic random access memory (RAM). After 10-20 seconds of data are collected, the program analyses the data and calculates the pulsatility index and standard deviation.

As the data are collected and stores they are also simultaneously converted to an analog signal and send to a strip chart recorder for output. When the analyzer has calculated the average pulsatility index, it displays the value using an alphanumeric light emitting diode (LED) device.

3.1 Hardware

A block diagram of the velocity waveform analyzer (VWA) is shown in Figure 2. The output of the Doppler flowmeter is input to the VWA at the amplifier/adder. The input to this section is approximately -0.3 to 1.0 volts. The amplifier/adder amplifies the signal and adds a dc voltage to give an output range of 0-2.5 volts. The amplifier/adder circuit uses an LM324 quad operational amplifier chip. The circuit is shown in Figure 3. The output of the amplifier/adder stage goes into the simple and hold circuit. The purpose of sample and hold is to sample the 0-2.5 volt signal and to keep it constant during the 10 ms period in which the A/D converter is reading the signal. The sample and hold circuit is controlled by the A/D status line. The simple and hold uses a CD4066 CMOS switch and the circuit is shown Figure 4.

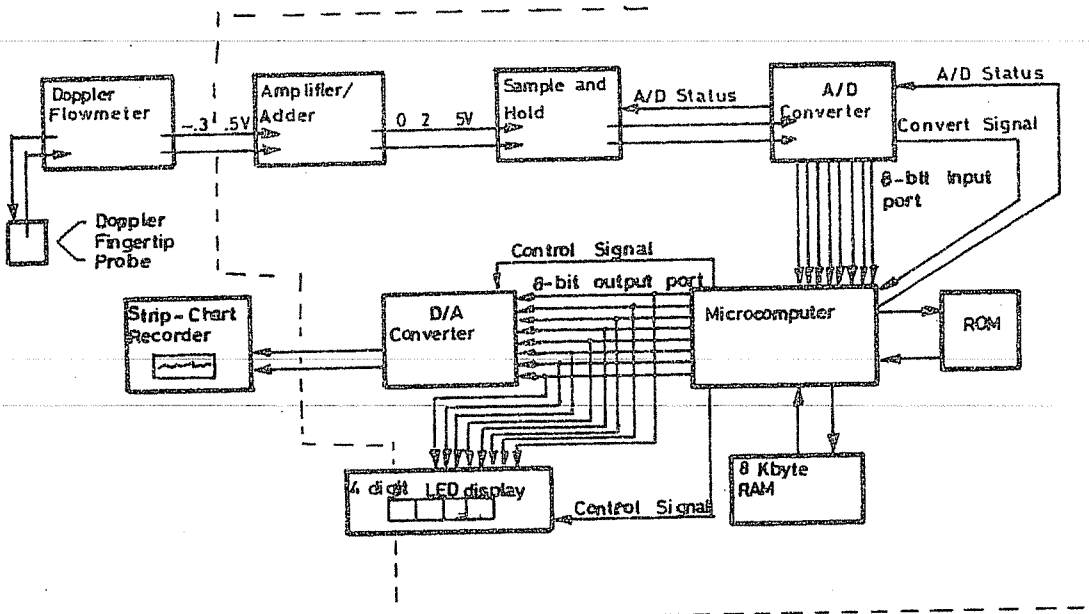


Figure 2. Block diagram of velocity waveform analyser.

The output of the sample and hold circuit is the input to the analog to digital converter. This device reads an analog input voltage between 0 and 2.5 volts and outputs an 8-bit binary number between 0000 0000 and 1111 1111 (i.e. between 0 and 255). The sample rate of the A/D converter is controlled by the microcomputer. The A/D converter chip in this device is an Analog Devices AD670 8-bit A/D converter. The A/D converter circuit is shown Figure 4.

The 8-bit output of the A/D converter is the input to the parallel port A of the microcomputer. The computer continuously runs a controlling program which is stored in a 16 KB ROM. This program controls the A/D converter, reads the data at port A and stores the data in the RAM. After 10-20 seconds of data are collected, the program analyses the data and calculates the pulsatility index (PI). Once the PI has been displayed the program is manually reset by a switch and the program automatically restarts.

At the same time the data are stored in RAM, they are also sent to the digital to analog (D/A) converter. The purpose of the D/A converter is to change the digital signal being stored into an analog signal suitable for a strip chart recorder input. The strip chart provides a valuable visual check on the data being stored. The D/A circuit uses an Analog Devices AD 558 DACPORT. The circuit is shown in Figure 5.

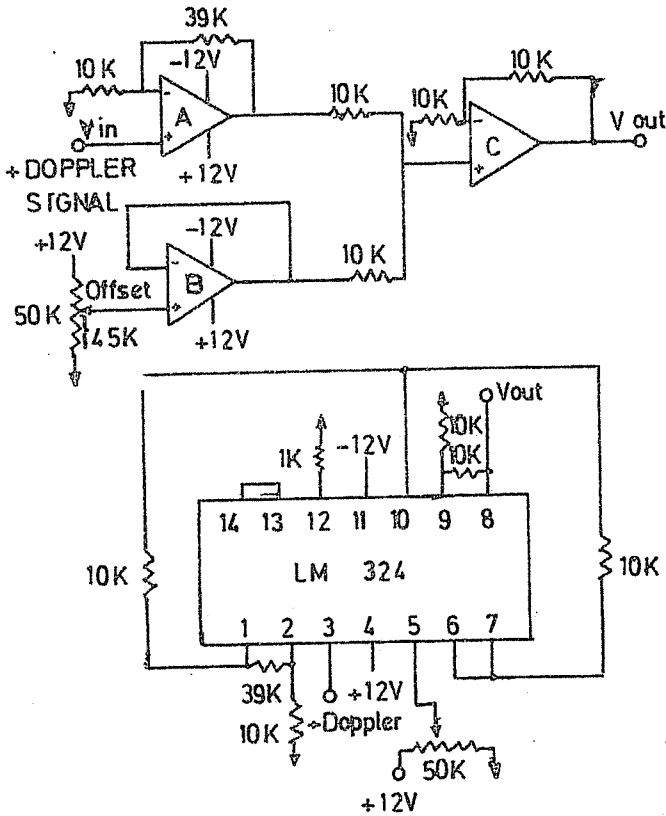


Figure 3. Amplifier / adder circuit diagram.

After the analysis program has run, the values for pulsatility index and standard deviation are output to a Litronix DL-1416, 4 digit 16 segment, alphanumeric light emitting diode display with built in memory, decoder, and driver. This device displays the value of PI and standard deviation. The LED circuit is shown in Figure 5.

3.2 Software

The software for the velocity waveform analyzer consist of two parts. There is an assembly language subroutine which controls the data collection and storage, and a BASIC program which analyses the stored data. The flowchart in Figure 6 illustrates how the subroutine works. When VWA is switched on it goes directly to the assembly language subroutine. The subroutine begins by polling the start/stop switch. The switch is connected to bit 1 of port C of the microcomputers. See Figure 7 for a diagram of port configurations.

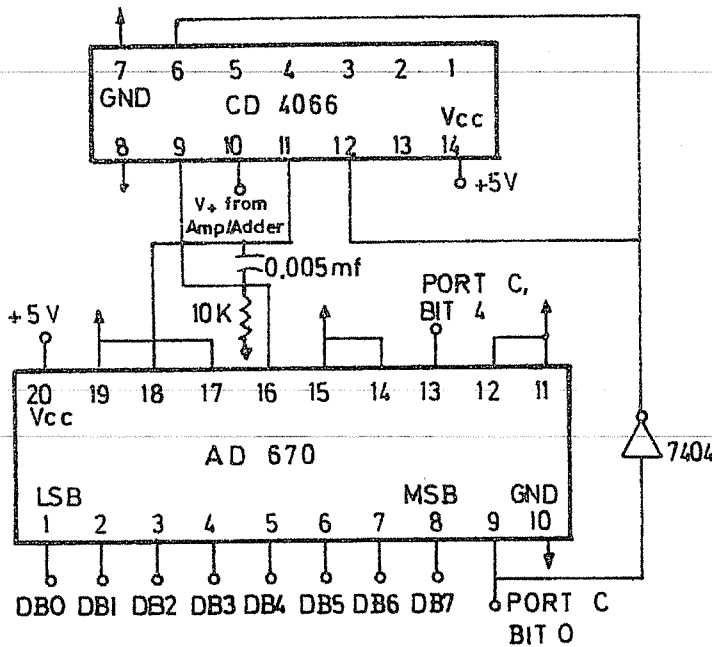


Figure 4. A/D converter circuit with sample and hold.

When the start/stop switch input goes low, the program goes on to a switch debouncing routine. Next, the clock is started and a data address counter is initialize to RAM address 4000 H. The clock is then polled and after 10 ms a 0 is sent to bit 4 of port C which is connected to the R/W pin of the A/D converter and a data conversion begins.

Next the microcomputer polls the A/D status at bit 0 of port C and when the status bit equals 0 then the conversion is complete. Data are now stored in external RAM at the address pointed to by the address counter. At the same time, the data are output at port B to the D/A converter. Bit 5 of port C is the output line which signals that the data are intended for the D/A converter and not to the LED. The computer polls the start/stop switch for an interrupt, increments the address counter, and repeats the process.

As earlier stated, the program begins by calling the data collection subroutine immediately after initialization. When the start/stop switch signals the end of data collection, the assembly subroutine returns control to the BASIC program.

The analysis begins by finding minimum and maximum values for the data set. Next the program searches for a systolic upslope to signal the beginning of the first pulse. The program then searches for more pulses by looking for systolic upslopes. After the data are divided into a group of pulses. The program calculates the average period and compares each pulse to the average. Pulses which are much longer or shorter than normal are discarded. This process is repeated iteratively until only representative pulses remain.

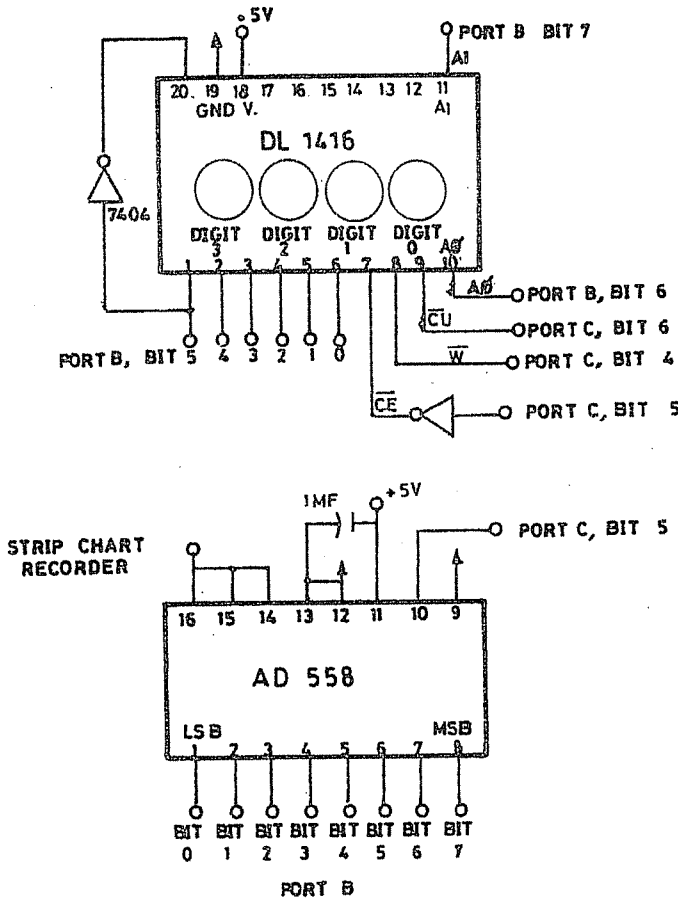


Figure 5. LED and D/A circuit diagrams.

Once a group of good pulses is obtained, the PI is calculated for each pulse. The average value of PI for the group (PI) is calculated along with the standard deviation of the PI. Once the number of pulses, average PI, and standard deviation have been calculated, the program displays the value of PI on the LED device. When the operator pushes the start/stop switch, the standard deviation is displayed. After one more click of the switch, the number of pulses is displayed. The program continues to display the lost value until the program restarted by the reset switch.

3.3 Pattern Recognition

The BASIC program, which is run by the microcomputer in the velocity waveform analyzer, performs the task of recognizing and separating individually pulses. The pattern recognition program combines both syntactic and discriminant pattern

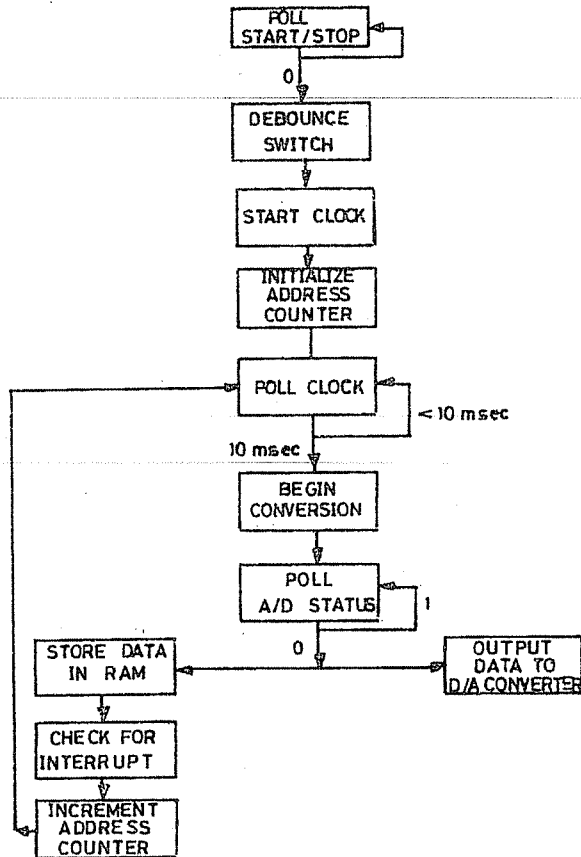


Figure 6. Assembly language flowchart for the waveform analyser.

recognition methods. Primitives which are extracted are systolic upslopes (acceleration), peaks, and diastolic downslopes (declarations). A feature which is extracted is the pulse period.

A systolic upslope is defined by a line with a positive slope which crosses a horizontal line drawn at 75 % of the peak value for the data set. A peak occurs when systolic upslope is followed by a line with a negative slope which crosses the same horizontal line. The diastolic downslope is the portion of the wave following a peak and preceding a systolic upslope.

The pattern recognition portion of the program begins by extracting the primitives. The grammar of this pattern recognition program specifies that the parsing of the primitives is done in a left to right template matching fashion (3). After the data are divided into pulses, the pulse period feature is the extracted. The period of each pulse is then compared to the average pulse period. Acceptable pulses are defined as those

whose period is between 70 % and 140 % of the average period for the data set. When unacceptable pulses are discarded, the average is recalculated and the test is performed again. This procedure is performed iteratively until the remaining pulses are acceptable.

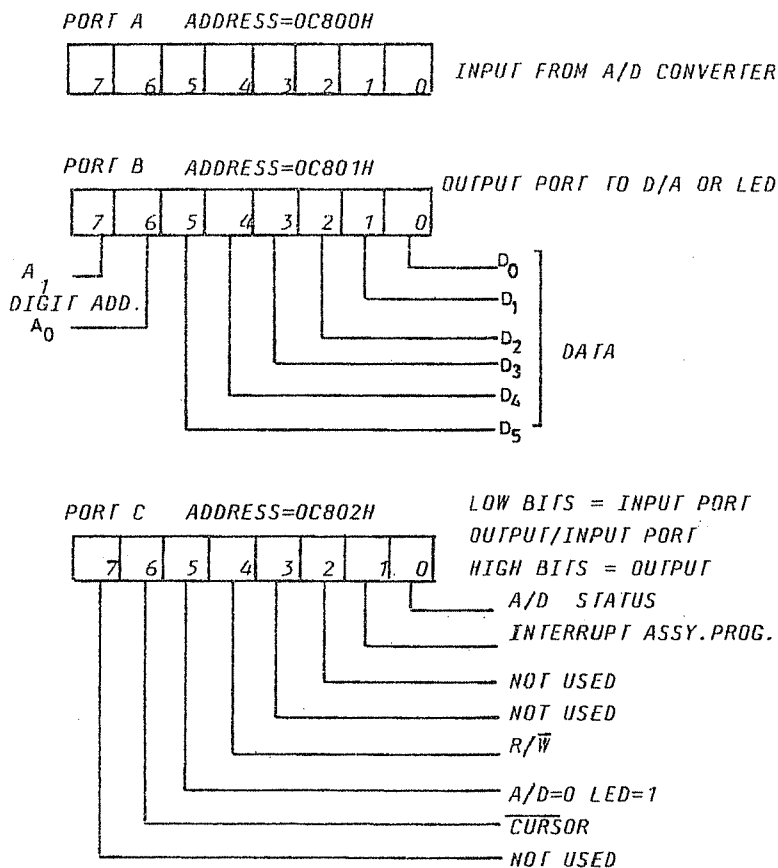


Figure 7. Port configuration for the waveform analyser.

4. RESULTS AND DISCUSSION

4.1 Pulsatility Index Versus Day of the Estrous Cycle

Figure 8 shows pulsatility index (peak-to-peak amplitude / mean amplitude) versus the day of the estrous cycle. Values for pulsatility index are averages calculated from five cows using both left and right uterine artery data, where both are available. The dashed line in Figure 8 shows a filtered PI (PIF) curve where PIF is a 3 day average value of PI. That is

$$PIF_d = (PI_{d-1} + PI_d + PI_{d+1}) / 3 \quad (1)$$

where d is the day of the estrous cycle.

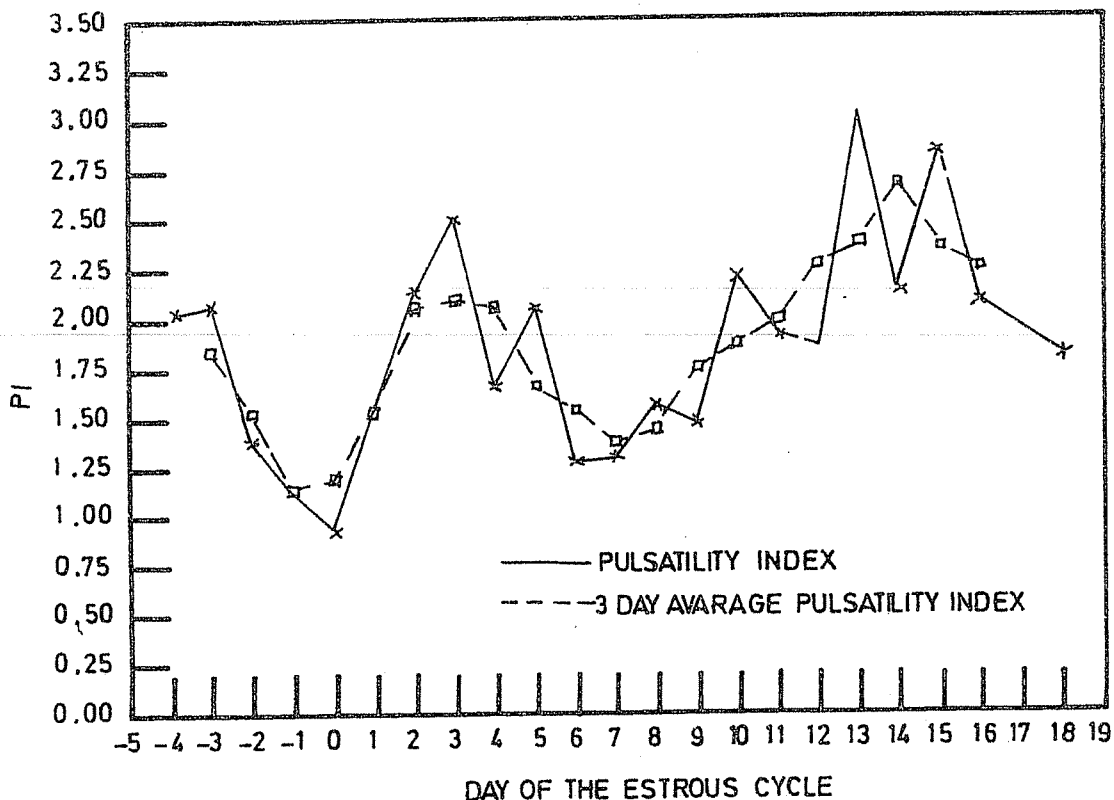
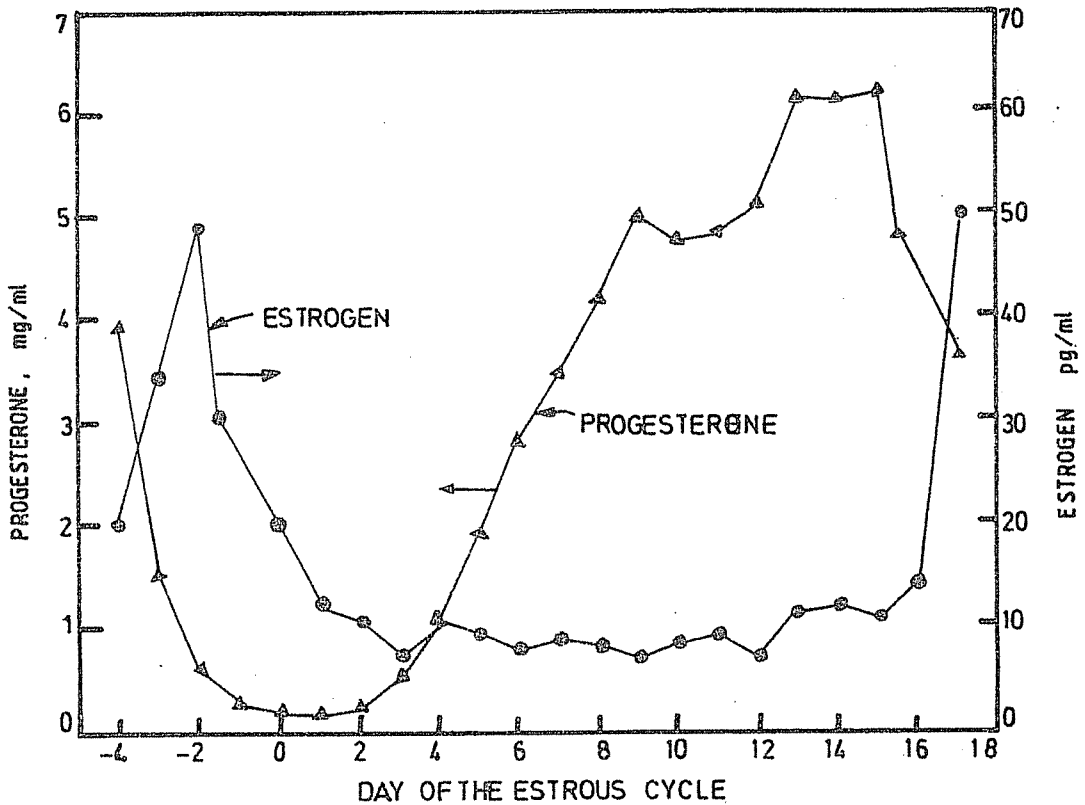


Figure 8. PI versus day of the estrous cycle.

4.2 PI Versus Estrogen and Progesterone Levels

Concentrations of estrogen and progesterone in systemic blood are important in regulating uterine blood flow (4). A plot of estrogen and progesterone day of the estrous cycle can be seen in Figure 9. The values of estrogen and progesterone are average values for five cows.

Figure 10 shows natural log of the filtered pulsatility index (PIF) plotted versus the estrogen progesterone ratio (E/P) for all 5 cows during the period of day -4 to +4. During this time period estrogen is the predominant hormone and the E/P ratio is the relatively high ($E/P > 0.01$, approximately). There is a significant correlation between PI and E/P. The empirical equation describing this relationship is:



Şekil 9. Estrogen and progesterone versus day of the estrous cycle.

$$PI = 2.34 e^{-5.04(E/P)} \tag{2}$$

The correlation coefficient for the linear regression is $r=-0.95$. There is no significant correlation between pulsatility index and E/P ratio when taken over the entire estrous cycle, or over the period of day +5 to day 14(-5). Figure 11 shows natural log of filtered pulsatility index versus the progesterone level for all 5 cows during the period of day 7 through day 14(-5). During this time period the estrogen level is low and E/P ratios are generally less than 0,003. A significant positive correlation between in (PI) and progesterone level can be shown by linear regression. The correlation coefficient is $r=+0.94$.

There is no significant correlation between ln (PI) and progesterone level when calculated over the entire estrous cycle or over the period of -4 to +4 days.

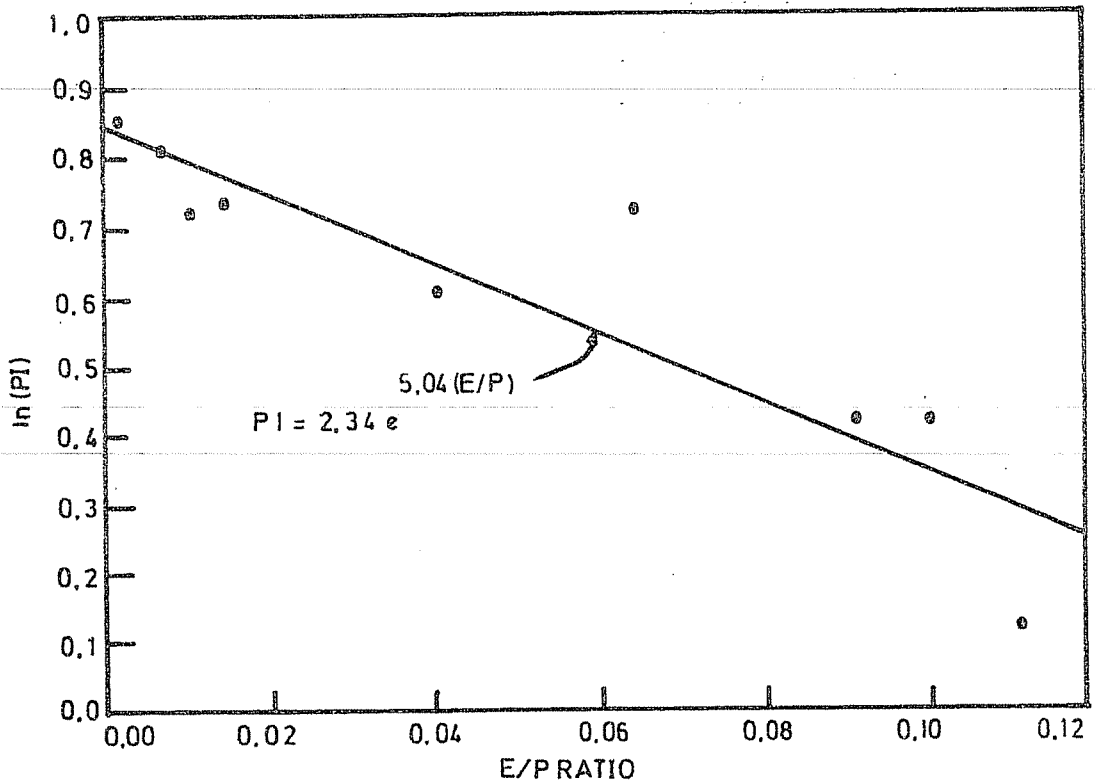


Figure 10. Ln (PI) versus estrogen / progesterone ratio.

4.3 Pulsatility Index Versus Flow

Figure 12 shows a plot of the natural logarithm of pulsatility index versus natural logarithm of flow, Q , in the uterine artery of a cow between day -4 to +4 of the estrous cycle. During this period of the estrous cycle there is a significant negative correlation between $\ln(\text{PI})$ and $\ln(Q)$. The correlation coefficient for the linear regression is -0.92 . The equation describing the logarithmic relationship is

$$\text{PI} = 36.8 Q^{-0.71} \quad (3)$$

The relationship between $\ln(\text{PI})$ and $\ln(Q)$ for days 7 through 14 is not so strongly correlated. The correlation coefficient is $r=-0.75$. The null hypothesis rejected at the 95% confidence level. It should be noted that in this time period the mean flow is nearly constant and relatively low ($Q=30.7$ ml/min).

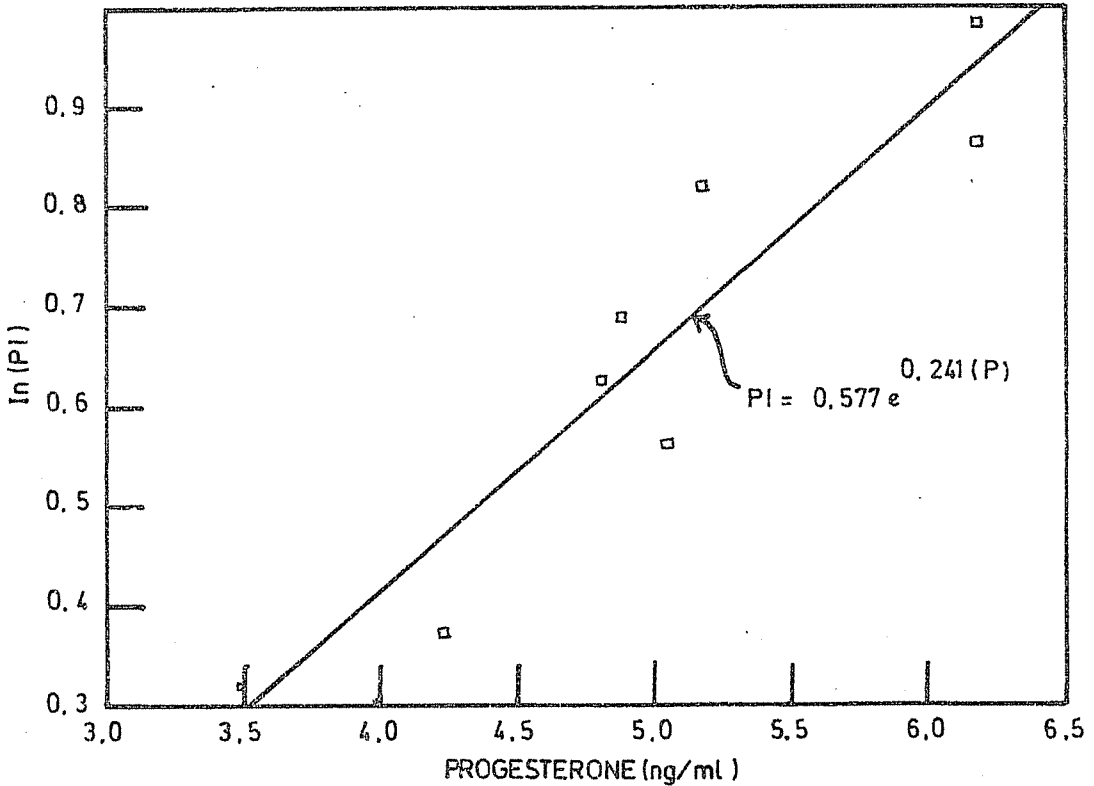


Figure 11. Ln (PI) versus progesterone level.

5. CONCLUSIONS

The first stated objective of this study was the design, development and testing of the suitable ultrasonic probe. This objective was achieved and several probes were constructed which were used to collect continuous wave Doppler blood velocity waveforms for this study.

The second and third stated objectives of this study were to design develop and test a portable microcomputer based device which could be used to collect and analyze Doppler blood velocity waveforms in the field, and to collect continuous wave Doppler data in both pregnant and non-pregnant cows, with a subsequent analysis of these data to characterize uterine artery blood velocity waveforms. This device was designed, constructed and used to collect continuous wave Doppler blood velocity waveforms in bovine uterine arteries. The pulsatility index was obtained for each of these waveforms.

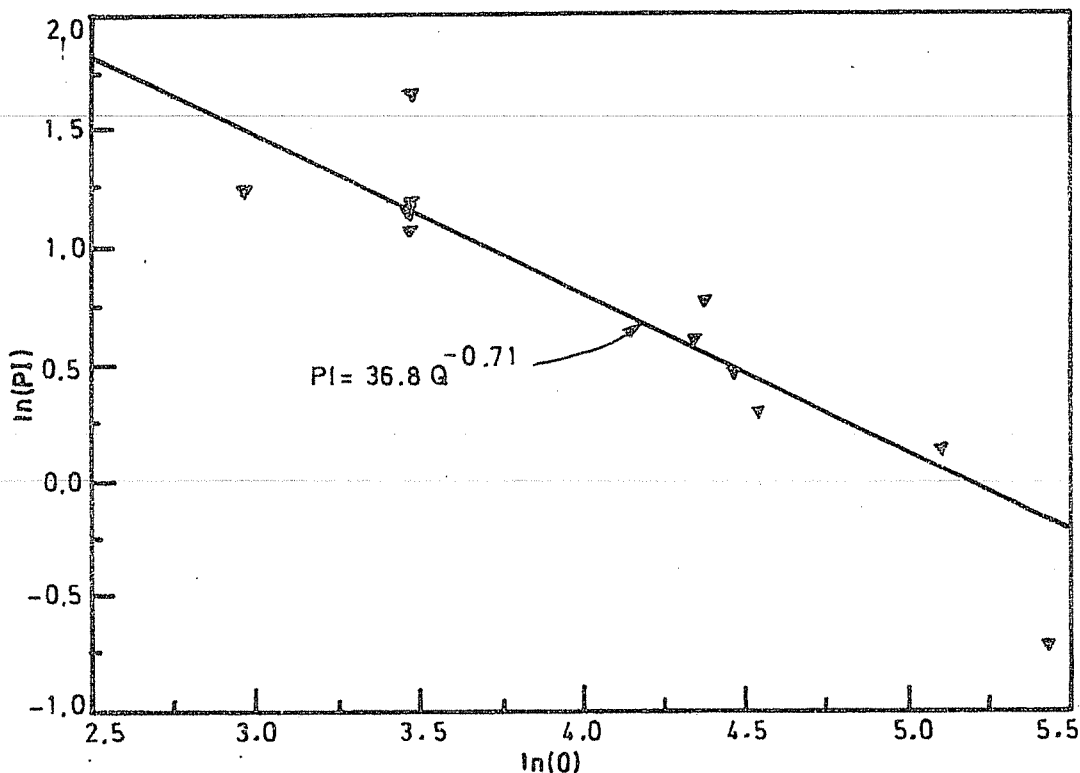


Figure 12. Ln (PI) versus Ln (mean flow).

By comparing PI to estrogen / progesterone ratios and to progesterone level at various stages of the estrous cycle in non-pregnant cows, it appeared that the estrous cycle could be divided into two periods for the purpose of relating PI to steroid hormone level. Between day -4 and +4 of the estrous cycle the estrogen / progesterone ratio is negatively correlated ($r=-0.95$) with the natural log of the PI. For this same period, mean flow data in one cow were related to the PI.

6. REFERENCES

1. Young, D.F. Ford, S.P., *Use of ultrasonic technology for early pregnancy diagnosis in cattle*, Report, Iowa State University, 1986.
2. Waite, L.R., *Use of ultrasonic Doppler waveforms in the assessment of uterine artery blood flow*, M.S. thesis, Iowa State University, 1985.
3. Birman, K.P., *Using SEEK for multichannel pattern recognition*, *Computers and Biomedical Research*, 16, 311-333, 1983.
4. Ford, S.P., *Control of uterine and ovarian blood flow throughout the estrous cycle and pregnancy of ewes sows and cows*, *J. Animal Sci.* 55, Supplement 2, 32-42, 1982.

SOYA FASÜLYESİ TOHUMLARININ RUTUBETİNİN DEPOLAMADAKİ ETKİLERİ VE YAĞ VERİMİNİN İNCELENMESİ

Selahattin SERİN

Ç.Ü. Fen-Edebiyat Fakültesi, Kimya Bölümü, Balcalı-Adana/Türkiye

ÖZET : Soya fasulyesi tohumları önemli bitkisel yağ kaynaklarımızdan biridir. Toplanmaları sırasında ve yağ fabrikalarına ulaşma anına kadar geçen süredeki şartlarda rutubet ve empürte açısından değişik özelliklere sahip olabilmektedirler. Bu çalışmamızda soyanın rutubetlerinin % 12'den fazla olma durumunda, depolama sırasında bozunmalara sebep olduğu ve elde edilen hem yağın FFA değerini yükselttiği (% 5, hatta % 20'lere vardığı) tespit edilmiştir. FFA'sı yüksek olan ham yağın rafinasyon zayıflığı fazla olacağından soya yağ verimi olması gerekenden % 3-4 daha düşük olmaktadır.

THE EFFECT OF THE HUMUDITY OF THE SOYBEAN SEEDS ON THE STORAGE AND INVESTIGATING THE OIL YIELD

ABSTRACT : Soybean seeds are an important source of vegetable oil. The humidity and the impurity of the seeds can vary during the time between harvesting and processing. In this work, it has been shown that the humidity over 12 % causes decomposition during storage and consequently the free fat acids (FFA) value of crude oil is increased up to 20 % since the yield of the refined oil is dependent on the FFA value, the crude oil with high FFA value shows 3-4% less yield than expected during the refining.

1. GİRİŞ

Soya fasulyesi tohumları yağ fabrikaları tarafından işlenen önemli yağlı tohumlardandır (1) Bunların renk, büyüklük ve şekil bakımından değişen birçok çeşidi vardır. Başlıca bileşenleri protein (kuru maddede % 35-40), yağ (%19-24), karbonhidrat (% 14-27), su (% 5-17), fosfatidler (% 2-4), sterinler, tokoferoller ve anorganik elementlerdir (2,3).

Yağ fabrikaları tarafından alınan yağlı tohumların analizleri yapıp, özellikleri belirlenir. Bu analizlerden faydalanarak ham yağ verimlerini hesaplamak mümkündür. Genel olarak temiz soyadaki yağın % 1 eksiği ham yağ verimi olarak kabul edilir. İşletmelerde elde edilen hamyağda FFA %1 den küçük olmaktadır. Bu değerlendirme normal şartlarda geçerlidir.

Yağlı tohumlar bir süre depolandıktan sonra işlenecekse, yağlı tohumun rutubeti ve depolama şartları son derece önemli olmaktadır. Soya fasulyesi tohumun, depolanabilmesi için rutubetinin % 13 den küçük olması gereklidir. Rutubeti % 12 den az olanlar 3 yıl süre ile bozulmaya uğramadan depolanabilmektedir (4). Rutubeti yüksek olan soyalar kurutulmadan depolanmamalıdır. Depolama yapılırsa, bozunmalar olup, özellikle hamyağdaki FFA değerlerinde artışlar olmaktadır. Normal soya tohumlarından elde edilen hamyağlarda; fosfatidler % 1,5-2,5, sabunlaşmayan maddeler % 1,6, FFA % 0,3-0,8 değerlerinde olmaktadır (5). Rutubeti % 13'den büyük olan soyalar depolandıktan sonra işlenilirse; depolanma şartlarına ve süreye bağlı olarak bozunmalar olmakta, bu nedenle ham yağ özellikleri normal değerlerden sapmaktadır.

Bu çalışmamızda, bölgemizdeki yağ fabrikalarında işlenen soya tohumlarının özellikleri, depolamada rutubetin etkisi, işletmelerde gerçekleştirilen yağ verimleri belirlenmeye çalışılmıştır.

2. MATERYAL VE METOT

2.1. Materyal

Soya fasulyesi tohumları: Adana Bölgesindeki Yağ Fabrikalarından temin edilmiştir.

2.2. Metot

Soya fasulyesi tohumlarının analizleri yapılmış ve analiz sonuçları Tablolarda verilmiştir. Analizler literatürlerden (2,6,7) faydalanılarak yapılmıştır.

3. SONUÇ VE TARTIŞMA

Soya fasulyesi tohumlarının bünyesindeki yağ miktarları değişken olup, bizim incelediğimiz örneklerde bölgelere göre değişiklik arzettiği görülmüştür (Tablo 1). Bu değerler literatürlerde (3) rastlanan değerlerle (% 17-21) uyumludur.

Analizleri yapılarak özellikleri belirlenen soyaların belirlenen özelliklerinden

faydalanarak depolanıp depolanamayacağı ve yağ veriminin ne olacağına karar vermek olanaklıdır. Genelde temiz ve kuru soyadaki yağın % 1 eksiği yağ verimi olarak hesaplanır. Ancak Tablo-2 incelendiğinde görüleceği gibi, normal özellikteki soyalar usulüne uygun depolanma yapıp işlendiğinde yağ verimi; temiz ve kuru soyadaki yağdan % 1,32 eksiği şeklinde, orijinal soyadaki yağa göre % 1,19 eksiği ile gerçekleşmiştir.

İşletmelere her zaman rutubeti ve empürtesi standarda uygun soyalar gelmemektedir. "TS 308 Soya Fasulyesi Standardı" (8) Nisan 1974 tarihli olup, ancak 2.7.1981 de Madde 1.1.1 sınıflandırma değiştirilmiş ve daha önce iki sınıf var iken bu üç sınıfa çıkarılmıştır.

Yeni şekilde

1. sınıf nem oranları olarak % 14 den az
2. sınıf % 16 dan az
3. sınıf % 18 den az

ve 3. sınıfta empürte (yabancı madde) % 15 den az olmalıdır.

Değişiklikle rutubetler yükseltilmiş, fakat bu kadar fazla rutubete sahip soyaların depolanması sağlıklı değildir. Tablo-3 incelendiğinde; yağ fabrikasının deposundaki soyanın, rutubetten dolayı, depolama sırasında bünyesindeki yağın FFA'sında artış olduğu görülmektedir. Özel olarak rutubetiendirdiğimiz örneklerde, bekletme süresine bağlı olarak FFA değerleri artmakta, hatta belirli süre sonunda işlenemez hale gelmektedir (Tablo -4).

Standartların dışına çıkan özelliklere sahip soyalar işletmelere gelebilmekte ve bunlarda şu veya bu nedenle depolanıp işlenebilmektedir. Bu tarzda olan soyaların durumları Tablo-5 ve Tablo-6 da verilmeye çalışılmıştır. Bunların depolanması doğru olmayıp, depolama zorunlu ise kurutulma işlemi yapıldıktan sonra depolanmalıdır. Yüksek rutubete sahip soyalar depolanma sırasında bozunmaya uğrayacak ve bunlardan elde edilen küspeler bozuk, yağlar ise daha koyu renkte, içerisinde yabancı maddeler fazla ve FFA hayli yüksek olacaktır. Tablo 5-6 de verilen soyalar depolanıp işlenmiştir. Bunlardan elde edilen küspelerin önemli miktarı bozuk olduğu için imha edilmiştir. Elde edilen hamyağlar, başlangıçta normal verimde gözükmemesine rağmen, sulu, tortulu ve FFA % 5 den % 20 lere varan değerlerde tespit edilmiştir. Bu durumdaki yağı temiz ve FFA'sı % 1 den küçük hale getirmek için büyük zaiyatlar verilecektir. Bu nedenlerden, işletmelerde yaptığım incelemelerde, teorikte hesaplanan yağ verimine nazan % 3-4 eksik yağ verimi elde edilebildiği tespit edilmiştir (Tablo-6).

Bu konularda daha titiz davranıp, gerekenlerin anında yapılması sağlanmalıdır. Rutubeti % 12 den küçük olanlar depolanabilir ancak, depolama kurallarına uymak gereklidir. Rutubeti % 12-18 olanlar çok kalın olmayan tabakalar halinde ve 10°C ve altındaki sıcaklıklarda ve uzun süreli olmadan depolanmalıdır. Rutubeti % 18'den fazla olanlar, aslında bu kadar rutubetli olması çok olağan dışı olup, kurutma işlemine tabi tutulmalı veya çok kontrollü olarak kuru soyalarla karıştırılarak derhal işlenmelidir.

Tablo-1 Yağ Fabrikasının Bir Kampanya Döneminde Aldığı Soya Fasulyesi Tohumlarının Bölgelere Göre Ortalama Analiz Sonuçları

	Adana	Ceyhan	Kadirli	K.Maraş	Kozan	Tarsus
Empürte %	3,70	2,00	1,91	1,10	2,90	6,60
Rutubet %	15,50	12,08	12,26	9,32	13,25	14,84
Bozuk tane %	1,60	10,66	1,52	3,96	1,00	2,10
Kırık-ezik %	20,00	6,22	5,10	3,24	3,50	8,34
Yağ %	19,90	18,11	17,96	19,28	20,52	17,10
Yağda % (Temiz, kuru)	24,63	21,08	20,93	21,52	24,47	21,77
Yağda FFA %	0,66	0,52	0,50	0,62	0,69	0,60

Tablo-2 Yağ Fabrikasının Aldığı ve İşlediği Soyaların Miktarı, Analizleri ve Hamyağ Verimi

Partiler	Miktarı Ton	Empürte %	Rutubet %	Yağ %	FFA %
I	1 000	4,96	11,99	18,90	0,71
II	400	2,92	14,48	19,10	0,73
III	9 000	2,90	13,42	19,12	0,72
IV	8 000	4,24	13,86	18,85	0,72
V	400	1,50	15,01	19,07	0,73
Genel	18 800	3,55	13,59	18,99	0,72

Temiz ve Kuru Soyadaki Yağ %: 22,92

İşletmede Elde Edilen Yağ %: 21,60

Orijinal Soyadan Elde Edilen Yağ %: 17,90

Tablo-3 Yağ Fabrikasının Depolarında, Değişik Rutubetteki 3-4 ay Bekletilmiş, Soya Fasulyesi Tohumlarının Analizleri

Depo	% Rutubet	% Yağ	% FFA
1	12,90	19,21	1,61
2	13,40	18,32	1,22
3	15,20	19,14	1,33
4	16,90	17,34	2,31
5	17,90	18,24	5,26

Not: Rutubetten dolayı depolardaki soyalarda sıcaklık artışı olmuştur. Sıcaklıklar 38-48°C olarak ölçülmüştür.

Tablo-4 Adana'da Bir Yağ Fabrikasından Temin Edilen Soya Fasulyesi Tohumu ve Rutubetlendirilerek Bekletilen Örneklerin Analizleri

Analiz Edilen Örnek	Örnek No								
	1	2				3			
	%	I	II	II	IV	I	II	III	IV
Rutubet	11,80	20,53	20,00	19,60	19,78	29,55	30,20	30,00	29,80
Yağ	18,83	16,83	16,96	17,06	17,04	14,84	14,70	14,73	14,80
Yağ (K.M)	21,35	21,18	21,10	21,21	21,24	21,06	21,06	21,04	21,08
FFA (Yağ)	0,60	0,91	1,55	2,01	2,60	1,43	2,76	3,26	3,80

Tablo-4 ile ilgili açıklamalar: orijinal örneğimiz 1 no'lu örnek olarak tanımlanmıştır. 1 no'lu örnekten birer kilogram alınarak su ile özel olarak rutubetleri artırılmıştır. Bunlardan daha az rutubetli olanı 2, daha fazla rutubetli olanı 3 no'lu örnek olarak tanımlanmıştır. Bunlar belirli süre laboratuvar şartlarında bekletilmiş ve bazı sürelerde örneklerin analizleri yapılmıştır.

Başlangıçtan itibaren I.15 gün, II. 27 gün, III 33 gün, IV.40 gün sonra analizler yapılmıştır. II. dönem analizi süresinde örneklerin önemli derecede bozulmalar başladığı, 45. günden sonra ise analiz yapılamayacak derecede kokuşma ve bozulmaların olduğu görülmüştür. Bu nedenle analizlere devam edilememiştir. Orijinal örnekte ise en ufak bir bozulma ve değişme olmamıştır.

Tablo-5 Yağ Fabrikasında 3 Farklı Kampanya Döneminde İşlenen Soyaların Genel Rutubet Durumu

Dönemi	Soya Miktarı Ton	Rutubet		
		≤ % 13	% 13-18	≥ % 18
1.	≥ 14 000	% 86	% 14	yok
2.	≥ 15 000	% 21	% 28	% 51
3.	≥11 000	% 10	% 58	% 32

Tablo-6 Tablo 5'de verilen Soyaların Analizleri ve Teorik Yağ Verimi

Özellikler	1.	2.	3.
Empürte %	6,90	16,81	9,02
Rutubet %	11,09	20,10	17,10
Yağ Miktarı(Analiz)			
(Net soyada) %	20,95	19,82	20,21
(Kuru soyada) %	23,56	24,80	24,38
Ham yağ (Teorik)			
(Net soyada) %	19,95	18,82	19,21
(Kuru soyada) %	22,44	23,55	23,18

Not: İşletmede yapılan incelemelerden elde edilen sonuçlara göre bu soyalardan elde edilen ham yağların FFA'ları yüksek olduğu görülmüştür. FFA'sı % 1 den düşük olan ham yağ şekline dönüştürmek için zayıflar olmuş ve bu nedenlerle yağ verimi % 3-4 oranında daha az olmuştur.

4. KAYNAKLAR

1. Serrato,A.G., *Extraction of Oil from Soybeans, World Conference on Soya Processing and Utilization. 157-159, March 1981.*
2. Keskin,H., *Gıda Kimyası İstanbul Üniversitesi Yayını, Sayı: 1980, Kimya Fakültesi No:21 İstanbul, 1975.*
3. Smith,A.K., Cicle,S.J., *Chemical Composition of Seed. Soybeans Chemistry and Technology. Vol.1, 64-67, 1978.*
4. Barger,W.M., *Handling, Transport and Preparation of Soybeans. World Conference on Soya Processing and Utilization 154-156, March 1981.*
5. Wiedermann,L.H., *Degumming, Refining and Bleaching Soybean Oil. World Conference on Soya Processing and Utilization, 159-165, March 1981.*
6. Alpar,S.R., Hakdiyen,M.I., Bigat,T., *Sinai Kimya Analiz Metodları. Birsen Kitabevi Yayınları, Baskı 6 İstanbul, 1982.*
7. TS 4707, *Soya Fasulyesi, Şubat 1986 .*
8. TS 308, *Soya Fasulyesi Standardı, Nisan 1974.*

MOTORLU TAŞITLARDA UYGUN YAĞ SEÇİMİ VE ÖMÜR FAKTÖRÜ

Ali Osman KURBAN

E.Ü., Makina Mühendisliği Bölümü, Kayseri / Türkiye

ÖZET : *Süratle geliştirilen motorlu taşıtlar, yüksek kapasiteli makineler ve uzay araçları, kullanılan çeşitli özelliklerdeki yağlama yağlarının çalışma şartlarını zorlamaktadır. Buna bağlı olarak, daha kaliteli yağ seçimi kullanılan aracın ömrü üzerinde etkili olmaktadır.*

Madeni yağ içerisine süspansiyon olarak katılan; grafit, poler yağ asitleri, fosfor ve MoS₂ (Molikot) gibi maddeler, yağa poler (yapışabilme) özelliği kazandırmaktadır. Böylece sürtünme yolu ile oluşabilecek güç kaybı % 7-8 oranında azaltılabilmektedir. Uzay araçları ve atom reaktörlerinde kullanılan grafit esaslı katı yağlar 1600 °C'a kadar iyi sonuçlar vermektedir.

Bu çalışmada; katı yağların kullanılması ile taşıtlarda meydana gelen aşınma, ısı ve güç kaybına neden olan sürtünme katsayısı azaltılmaktadır.

Kullanılan yağlama yağlarının değiştirme süreleri ve buna bağlı ömürleri, nötralizasyon sayısı ve elektrik geçirgenlikleri test edilebilmektedir.

SELECTION OF LUBRICATING OIL AND LIFE FACTOR FOR MOTOR VEHICLES

ABSTRACT : *Fast improvement of vehicles with engines, high capacity machines, and space tools are making the working conditions of various used kind of lubricate oils difficult. Depending on this, choosing the best quality oil plays an important role on the life of vehicles used.*

Addition of graft, polar oil acids, phosphor as a suspension into the mineral oil gets this mixture of oil gained polar property. Hence, the power loss due to friction is reduced by 7 to 8 %. Graft solid oils that are being used in space vehicles and atomic reactors give good results up to 1600 °C.

In this work, the wear occuring on the motor vehicles and friction resulting in heat and power loss are aimed to reduce.

The changing time and the related life of lubricating oils used, the neutralization number and dielectric coefficient are tested.

1. GİRİŞ

Yağlamada amaç: Eş çalışan parçalar arasında sürünmeyi azaltmak ve buna bağlı olarak;

- Yüzeyler üzerinde ince bir film tabakası oluşturup korozyonu önleyerek, güç kaybı, ısınma ve aşınmaya engel olmak,
- Ani darbeleri yutarak parçalar arasında bir amortisör görevi yapmak (Biyel yatakları ve kompresyon segmanlarında olduğu gibi),
- Motorda yanmayan karbon zerrecelerini bünyesine almak ve çalışan parçaların temizlenmesini sağlamaktır (1,2).

Bu çalışmada; özellikle yaz şartlarında, yağın viskozitesinin sıcaklıkla belirgin ölçüde düşmemesi için katkı yağların kullanılması, yağa belirtilen özellikleri kazandığı gibi kullanım ömrünü de uzatmaktadır.

Kullanılan yağlama yağlarının değiştirilme süreleri ile ömürleri; nötralizasyon sayısı ve elektrik geçirgenliğine (Dielektrik katsayısı) bağlı olarak test edilebilmektedir (3).

Teknikte kullanılan başlıca yağlar; katı, sıvı, gaz ve plastik yağlayıcılar olarak sınıflara ayrılabilir. En çok kullanılan katı yağ; gresler, plastikler, grafit ve teflondur. Sıvı yağ; organik yağlar (bitki ve hayvani esaslı) ve madeni yağ olarak da bilinen petrol esaslı mineral yağlardır. Gaz yağlayıcılar ise, hava, CO₂ ve CnH_{2n+2} esaslı yağlardır. Plastik yağlayıcılar; sentetik kökenli silikon gibi yağlardır (4).

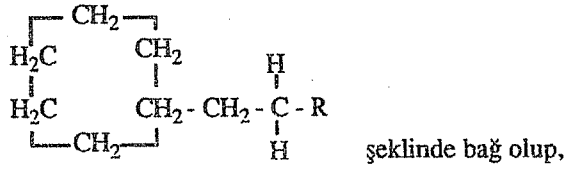
2. MAKİNA YAĞLARININ YAPISI

En çok kullanılan petrol esaslı madeni yağlar, ham petrolden kimyasal yollarla elde edilmektedir. Ham petrol yoğunlaştırma yoluyla hafif ve ağır kısımlara ayrılmaktadır. Birinci kısımda; benzin - gaz yağı - mazot, ikinci kısımda ise, mineral esaslı madeni yağ ve asfalt elde edilir. Bu şekilde elde edilen yağlar "destile yağlar" sınıfında olup, ucuz ve önemsiz işlerde kullanılır. Farklı bölgelerden elde edilen ham petrol vasfı, görünüşü değişik olmakla beraber, yapısındaki eleman yüzdelerinde pek fark yoktur. Karbon miktarı % 83-87, hidrojen miktarı ise % 11-14'dür (5).

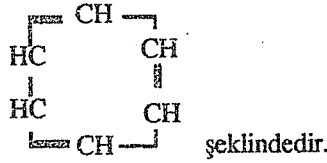
Madeni yağlar; alifatik, aromatik ve karışık yapıdadır. Alifatik esaslı yağlar; parafinik ve naftaniktir.

Parafinik olanlar; -CH₂-CH₂-CH₂-

Naftanik olanlar ise;

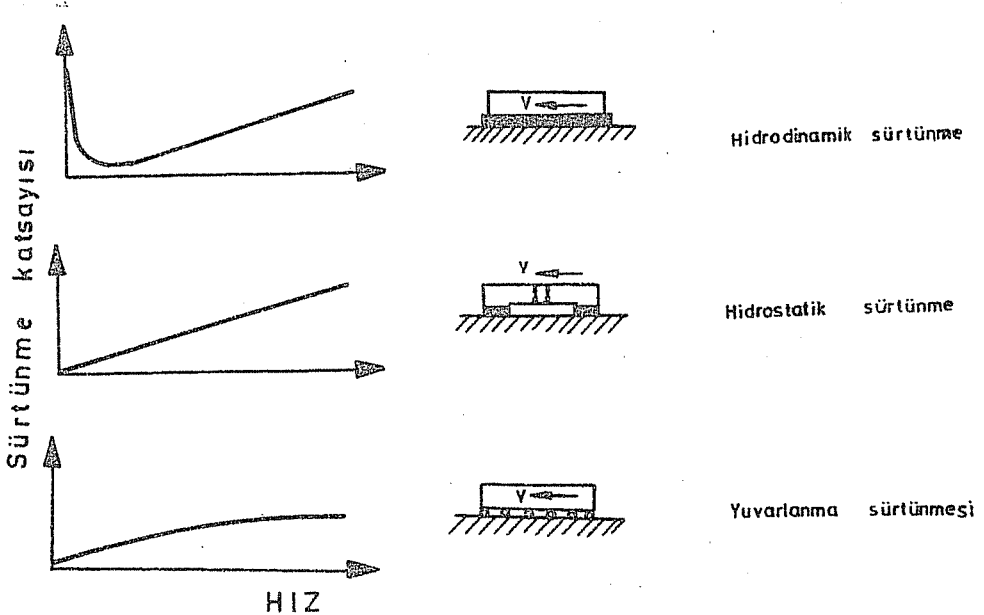


aromatik yapı ise;



3. YAĞ SEÇİMİNİ ETKİLEYEN FAKTÖRLER

Aracın ömrü, tüm sistemde kullanılan uygun bir yağ seçimi ile doğrudan ilişkilidir. Yağ seçimini etkileyen faktörlerden en önemlileri; nötralizasyon, oksitlenme direnci ve viskozite özellikleridir. Isı tutumu ve buna bağlı akma noktası, sistemde seçilecek yağlara türüne göre sürtünme katsayısı önem kazanır. Sürtünme katsayısı ile hızın değişimi Şekil 1'de verilmiştir (6).



Şekil 1. Sürtünme katsayısının-hızla değişimi (3).

Sürtünme katsayısı yağlanacak mekanizmaya göre değişmektedir. Kayma hızı arttıkça, dinamik sürtünme katsayısı belirli hıza kadar azalmaktadır. Normal kayma hızlarında μ katsayısı sabit alınabilir. Bu katsayı; yağın özellikleri ile içerisindeki S, Cl, MoS₂, grafit ve tungsten disülfid (WS₂), fosfor vb. gibi katkı maddelerine de bağlıdır. Elastohidrodinamik yağlama geçiş bölgesinde ve adhesiv (katı-katı) aşınmanın önemli olduğu sistemlerde sürtünme katsayısı;

$$\mu = F_s / F_N \quad (1)$$

Sürtünme kuvveti; $F_s = A \sigma_{k0} + F_h$ ve normal kuvvet,

$$F_N = A P_m$$

(1) nolu denklemde yazılırsa,

$$\mu = A \sigma_{k0} + F_h / A P_m \quad (2)$$

olarak yazılır. σ_{k0} yağdaki kopma gerilmesi, A basınç alanıdır. (2) bağıntısı, gerekli sadeleştirme işlemiyle,

$$\mu = \sigma_{cr} / P_m \quad (3)$$

şeklinde verilebilir. Burada, σ_{cr} yağdaki kritik kopma gerilmesi ve P_m 'de ortalama basınçtır.

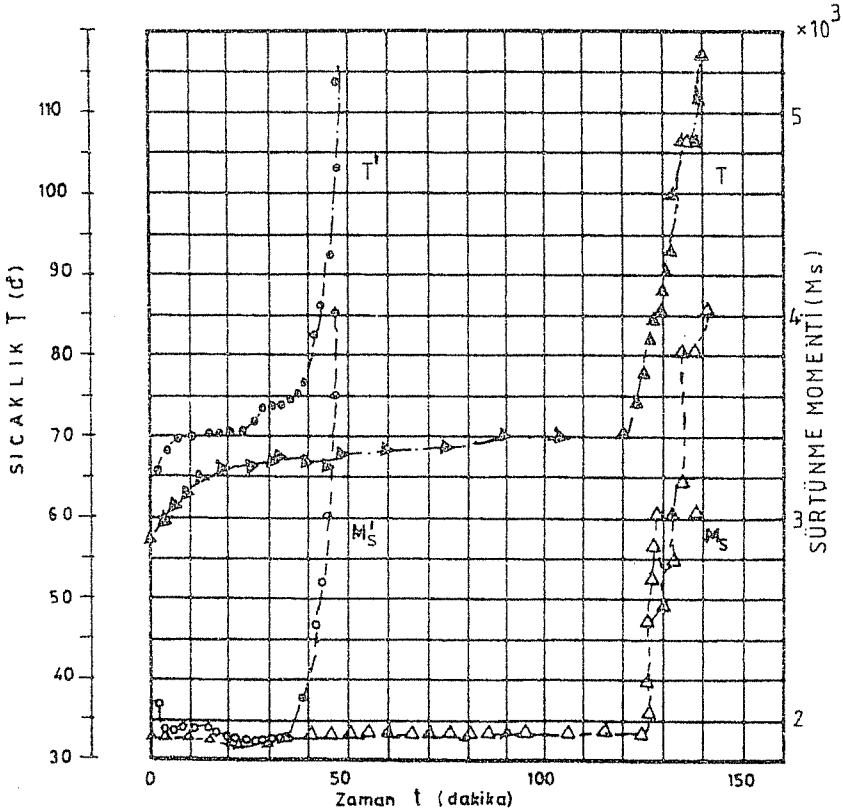
3.1 Güç Kaybını Önleyici Katkı Maddeleri

Bunlardan en önemlileri; grafit, molibden, teflon ve demirli yağlardır. 20 mm tane iriliğine kadar düşürülebilen grafit, süspansiyon olarak yağ karıştırıldığı zaman, motorlu taşıtta sürtünme yolu ile oluşan güç kaybı önemli ölçüde azalmaktadır. Grafit kristalleri kolayca kayma özelliğine sahiptir. Grafitin poler özelliği "adhezyon kuvveti" katıksız yağlara göre % 10 oranında daha fazladır. Böylece, metal-metal teması önlenmekte, sürtünme yolu ile oluşabilecek güç kaybı da % 7-8 oranında azalmaktadır (3).

Yapılan bilimsel bir çalışmada 500 °C'den yukarı sıcaklıklardaki kayma yüzeylerinde, grafit doğrudan kuru yağlayıcı olarak kullanılabilceği gibi CO₂ soğutmalı atom reaktörlerinde ve uzay araçlarında da grafit esaslı katı yağlar 1600 °C'ye kadar olumlu sonuç vermektedir (7). Grafitle yağlanmış motorlu taşıtlardaki sürtünme yüzeylerinin aşınma ve paslanmaya karşı mukavemetleri artmaktadır. Son zamanlarda roket sıvı pompalarının yataklarında, grafit esaslı laklar kullanılmaktadır.

Diğer bir uygulama Şekil-2'de radyal kaymalı bir yatakta, zamana bağlı olarak

sıcaklık ve sürtünme moment değerleri görülmektedir (5). Şekil-2'de sürtünme moment değerleri M_s' ve M_s olarak, sıcaklık değerleri de T' ve T olarak gösterilmiştir. M_s' değeri; yağ içerisine grafit ilave edilmemiş haldeki sürtünme momentini, M_s grafiği ise içerisine % 10 grafit ilaveli yağdaki sürtünme momentini göstermektedir. Grafit ilave edilmemiş durumdaki sıcaklık artışı T' ve grafit ilaveli sıcaklık artış değerleri de T grafiği ile verilmektedir. Grafit ilaveli yağda, 130 dakikaya kadar varan zaman aralığında, sürtünme momentinin değişmediği gibi sıcaklık artışında, belirgin olarak ilk 120 dakikadan sonra başlamaktadır. Buna karşılık, grafit ilave edilmemiş haldeki sürtünme momenti ve sıcaklık artış değerleri ilk 30 dakikadan sonra olmaktadır (M_s' ve T').



Şekil 2. Grafit ilaveli yağda sıcaklık ve sürtünme momentin zamana bağlı olarak değişimi (5).

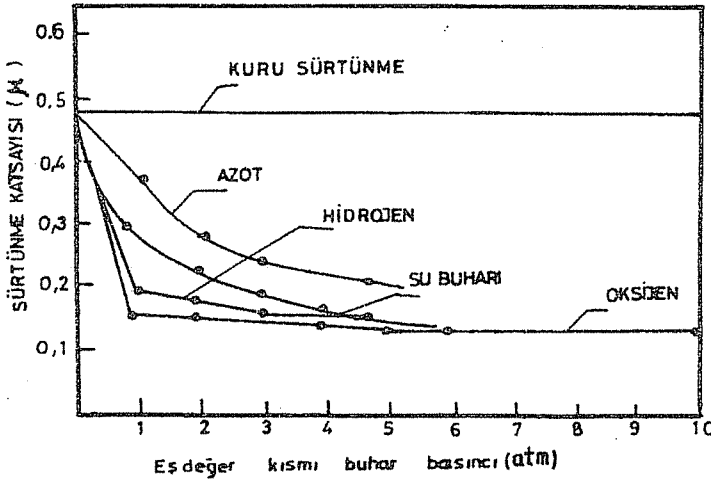
Yağa karıştırılan diğer bir katkı maddesi ise molibden disülfid'dir (MoS_2). Molicote olarak bilinen molibden disülfiddeki MoS_2 kristali, kükürt-molibden-kükürt düzlemlerini ihtiva etmektedir. Kükürt düzlemleri arasındaki mesafe, kükürt-molibden

düzlemleri arasındaki mesafeden daha büyüktür. Böylece, kükürt-molibden-kükürt lamelleri birbirine nazaran kolaylıkla kayabilmektedir. Ayrıca, içerisindeki kükürt madensel yüzeylere kuvvetle bağlanabilmektedir. Bu ise MoS_2 karıştırılmış yağlara poler (yapışabilme) özelliği kazandırarak yağlamayı iyileştirmektedir. Molibden ile yağlanan taşıtlar ve bilhassa iş makinelerinde aşınma, ısı ve güç kaybına neden olan sürtünme katsayısı düşmektedir. Sürtünmeden dolayı yağda oluşan ısı miktarı (Q); taşınan yük (F), kayma hızı (V) ve sürtünme katsayısı (μ) olmak üzere;

$$Q = 8,45 F V \mu \quad (4)$$

bağıntısı ile verilebilir. Sürtünme katsayısı ise çalışma ortamındaki atmosfere bağlıdır. Şekil-3'de molibden disülfid ile yağlanmış yüzeylerdeki sürtünme katsayısı çevredeki atmosfere bağlı olarak değişmektedir (5).

Değişik çalışma ortamlarındaki sürtünme katsayıları da dikkate alınarak, kükürt - molibden-kükürt lamellerinin belirtilen özelliklerinden dolayı, yüksek devirli motorlu taşıtlarda ve dinamolarda, molicote veya tungsten disülfid karışımli yağlar tercih edilmelidir.



Şekil 3. Farklı çalışma ortamlarındaki sürtünme katsayısı değişimi (5).

3.2 Viskozite Özelliği

Motorlu taşıtlarda kullanılan yağlarda aranan önemli özelliklerden biriside viskozite değeridir. Viskozite özelliğini kaybeden yağlarda; penetrasyon sayıları, gravite büyüklüğü ve dielektrik katsayıları olumsuz yönde etkilenmektedir.

Motorlu taşıtlarda; rot başları, vites kolu taşıyıcıları, ön makas burçları, mafsal

istavrozları ile krank-biyel mekanizmalarının da yağlanması sıvı veya yarı sıvı yağlama metodu ile yapılmaktadır. Motorlu taşıtlardaki sıcaklık artışları, yağlama yağının seçiminde olduğu gibi yağın viskozitesi, özgül ağırlığı ve sürtünme katsayısı üzerinde etkili olmaktadır. Hidrodinamik yağlamada, sürtünme katsayısı viskozitenin bir fonksiyonu olarak

$$\mu = f(\eta V_i / P) \quad (5)$$

şeklinde verilebilir. Burada, η dinamik viskozitesi, V_i sürtünen parçaların bağıl hızı, P basınçtır.

Motorlu taşıtlarda ve diğer makina elemanlarında kullanılan yağ, yağ filminin kopmayacağı minimum bir viskozitede olmalıdır. Şekil-4'de Shell yağları için viskozite - sıcaklık diyagramı verilmiştir.

Grafikte, sıcaklıkla-viskozitenin değişim aralıkları görülmektedir. Burada; Engler derecesi, dinamik ve kinematik (cStoke) viskozite değerleri sıcaklıkla düşmektedir. Belirli bir sıcaklıkta ve yoğunlukta (γ) bulunan yağın, hesaplamaya esas olan viskozite değerleri bu diyagramdan bulunabilmektedir. Diyagramdaki eğrilerin üzerinde gösterilen 1 den 17'ye kadarki rakamlar, farklı vasıflardaki Shell yağları olup, belirli bir sıcaklıkta, bunların her birine karşılık gelen viskozite değerleri sırasıyla; Engler, kinematik (cStoke) ve dinamik viskoziteleri, ordinat ekseninden belirlenebilir. Diyagramdaki dolu çizgilere karşılık gelen yağlar daha çok kullanılanlar olup, viskozite değeri 120 °C'a kadar verilmiştir.

Motorlu taşıtlarda kullanılan katı yağlara, ağırlıkça % 3 oranında kurşun, çinko ve fosfor ilavesi, yağın ömrünü arttırdığı gibi elektrik geçirgenlik katsayısı (dielektrik değeri) düşük seviyede kalmakta ve viskozite değişimi de daha yüksek sıcaklık değerlerinde olmaktadır. Normalde seçilen motor yağlarının 20 °C aralığı için uygun viskozite değeri;

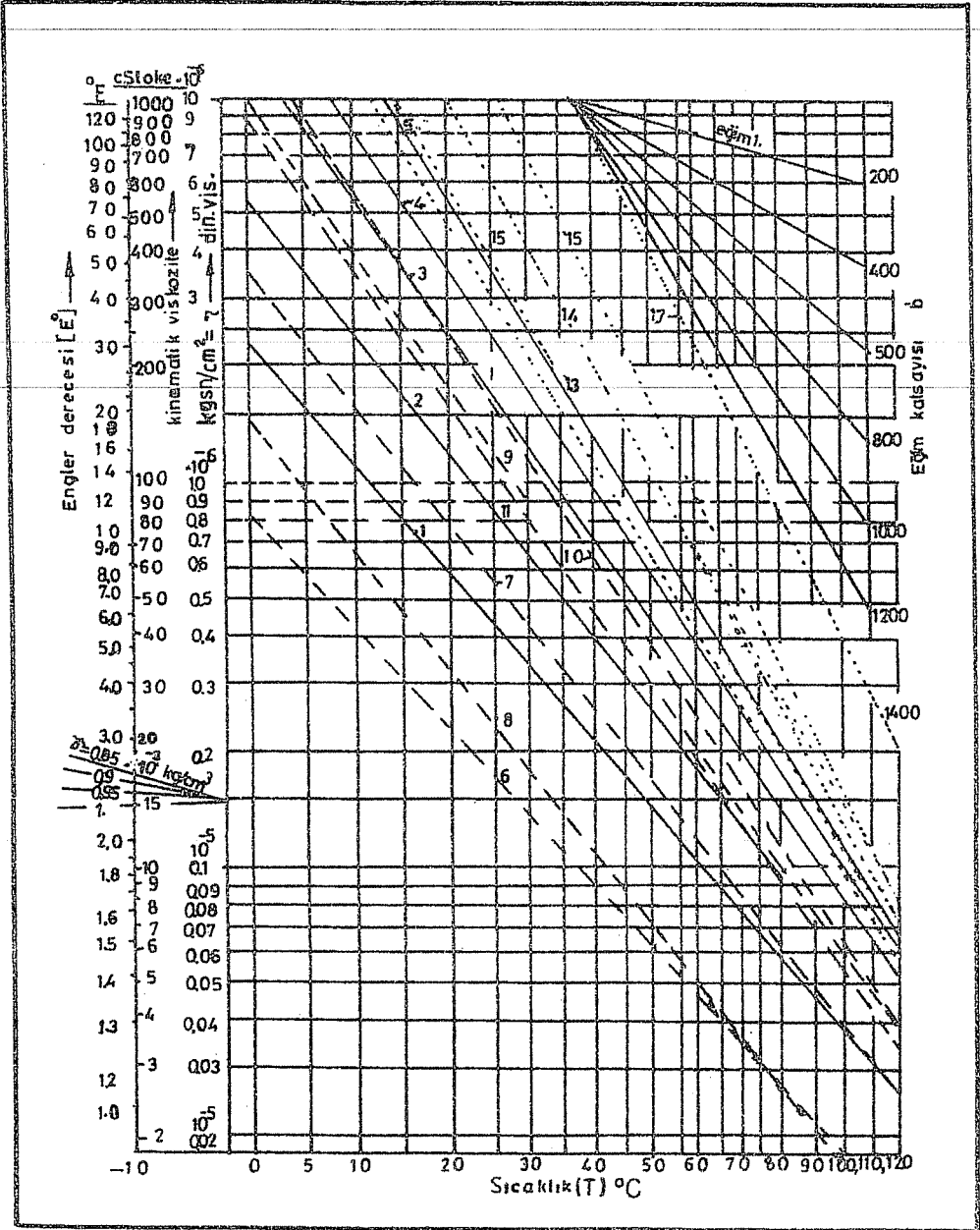
$$\eta = 0.035 \text{ (Pa.sn) dir (7).}$$

4. YAĞ DEĞİŞTİRME SÜRESİ VE ÖMÜR FAKTÖRÜ

Çeşitli nedenlerle kirlenmiş ve özelliğini kaybetmiş olan dizel motor yağları, kurum nedeni ile kalınlaşır. Benzin motorlarında ise benzin buharlarının yoğunlaşması sonucu incelmektedir. Bu ise yağlama özelliğini olumsuz yönde etkilemektedir. Su ve diğer artıklar ile karterde tortu teşkil ederek kirlenir ve ömrü kısa olur. Motorlu taşıtlarda kullanılan yağlarda;

- Elektrik geçirgenlik değeri (dielektrik katsayısı),
- Gravite (API) derecesi ve
- Katı yağlarda kullanılan penetrasyon sayıları,

yağların ömrünü belirlemede uygulanabilecek faktörlerdir. Bunlardan dielektrik



Şekil 4. Shell yağları için viskozite - sıcaklık diyagramı (6).

geçirgenlik katsayısı ve gravite daha çok sıvı yağlarda, penetrasyon sayıları da katı yağların ömürleri ve kullanılabilirlik sınırlarının belirlenmesinde uygulanmaktadır. Her araca göre yağ değiştirme süreleri farklıdır. Bu durum; aracın kullanımına, iklim şartlarına ve yapısına göre değişmektedir. Örneğin Skoda otomobilin motor karter yağının değiştirilmesi 3000 km. iken, Plymouth otomobilde ise 10000 km. dir. Ancak motorlu taşıtlarda öngörülen yağ değiştirme sürelerine bakılmaksızın yağlara; yabancı madde birikmesi, yakıt karışması, yanma veya okside olması, beklenen süreden önce kirlenebilmesine neden olmaktadır. Bunun için araçlarda kullanılmakta olan yağların elektrik geçirgenlik değerlerinin (dielektrik katsayıları) testleri, günümüzde geliştirilmiş olan ölçüm cihazları ile yapılmalıdır. Gerekli test sonuçları aşağıda Tablo-1'de verilmiştir.

Tablo-1. Elektrik geçirgenlik değerleri.

Test cihazında okunan değer	Elektrik geçirgenlik katsayısı
-10	2.162
-7	2.201
-4	2.240
-1	2.280
0 Temiz yağ sınırı	2.293
1	2.306
5	2.359
10 Yağ emniyet sınırı	2.424
11	2.437
17	2.516
30	2.667

Tablo değerlerine göre; karter yağları için elektrik geçirgenlik değeri 2.293'e kadar temiz yağ sınırı, 2.424'e kadar emniyetli kullanılabilirlik sınırındır. Bu değer üzerinde ise kullanılması tavsiye edilmeyen, elektrik geçirgenlik katsayısına karşılık gelen kirlili yağlardır.

5. SONUÇ

Motorlu taşıtlarda kullanılan yağların seçiminde; yüksek devirli araçların motor ve dişlilerinde, klorin, kurşun, çinko ve fosfor ilave edilmiş katkı yağlar, düşük devirli ağır araçlarda ise poler özellik gösteren yağlar tercih edilmelidir.

Taşıtların bilinçli bakımı, kullanılan sıvı ve katı yağların uygun seçimi ve değiştirme sürelerinin elektrik geçirgenlik katsayılarına göre yapılması motorlu taşıtların ömrünü

arttırdığı gibi ekonomikliği de sağlayacaktır.

Bununla birlikte, hidrokarbonlar, organik esterler, fosfor asidi, silikon gibi sentetik yağlayıcılar jet motorlarında ve motor vakum pompalarında, silikon yağlayıcılar -40 ila 300 °C'a kadar titreşim söndürücü olarak tercih edilmelidir.

Yağ sanayiindeki araştırmalar; çok hızlı bir şekilde devam etmektedir. Günümüzde organik esash yağların yerine, mineral esash yağlar kullanılmakta olup, gelecekte de bunlar yerlerini sentetik esash yağlara bırakabilecektir.

6. KAYNAKLAR

1. Bilyay,H., "Motorlarda Yağlama ve Yağlar", Gazi Üniv. Müh. Mim. Fakültesi, Ankara, 1983.
2. Kavuncu,I., "Metal İşlemede Kesme Yağları", M.M.O. Yayın No:96, Ankara, 1985.
3. Kurban,A.O., "Yağlama ve Yağlama Araçları", Gazi Üniv. Müh. Mim. Fakültesi, Bitirme Projesi, Ankara, 1977.
4. Deveci,K., "Mühendis ve Makina Dergisi Sayı 233", Haziran, 1976.
5. Ulukan,L., "Yağlama Tekniği", İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Sayı 30, İstanbul, 1970.
6. Kurban,A.O., "Eksenel Kaymalı Yataklarda Elastohidrodinamik Yağlama ve Elastik Deformasyona Uğrayabilen Kaymalı Yatak Dizaynı", Doktora Tezi, E.Ü. Fen Bil. Enst., Kayseri, 1990.
7. Bağcı,C., Sing,A.P., "Hydrodynamic Lubrication of Finite Slider Bearings : Effect of One Dimensional Film Shape, and Their Computer Aided Optimum Designs", Transactions of the ASME, Vol.105, 48-66, January, 1983.

FINDIKPINARI-ŞAHNA-SINAP (MERSİN) CİVARININ JEOLOJİSİ VE KROM YATAKLARI

Gani ABASİKELEŞ

MTA Doğu Akdeniz Bölge Müdürlüğü, Adana / Türkiye

Servet YAMAN

Çukurova Üniversitesi, Jeoloji Mühendisliği Bölümü, Adana / Türkiye

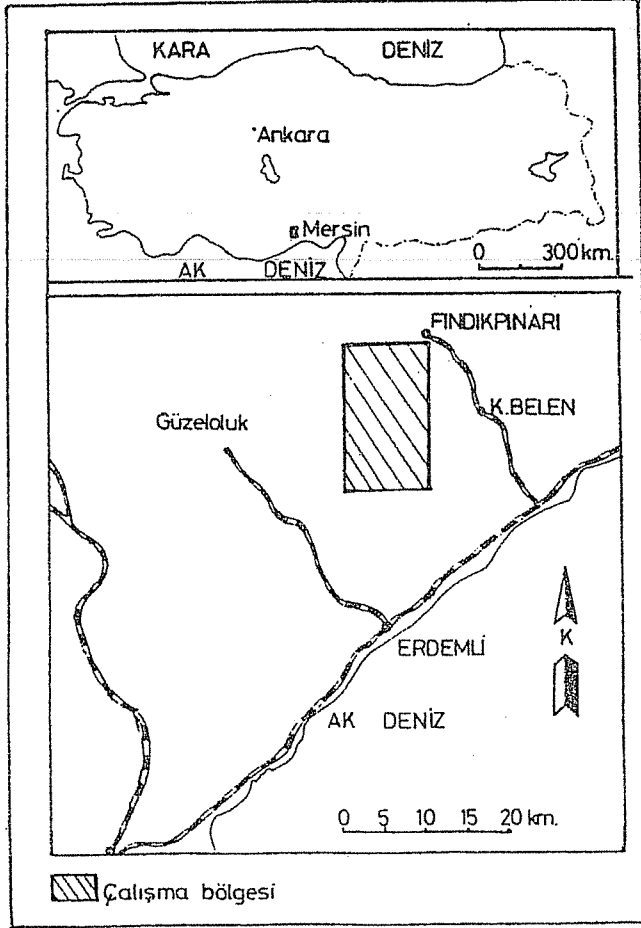
ÖZET : Çalışma bölgesinde yerleşme yaşı Üst Kretase olan Fındık Karmaşığı ve Mersin Ofiyoliti ile Alt-Orta Miyosen yaşlı birimler yüzeylenir. Fındık Karmaşığı içerisinde ofiyolite ait serpantinit, amfibolit, yastık lavlar, radyolarit ve kumtaşı ile çeşitli yaşlarda kireçtaşı blok ve parçaları karmaşık olarak bulunurlar. İstif güneyde serpantinleşmiş peridotit ve bunları kesen diyabaz, diyorit ve gabro dayklarını içeren Mersin Ofiyoliti ile tektonik dokonak oluşturur. Alt-Orta Miyosen yaşlı makro ve mikro fosil içeren, yer yer erime boşluklu olan resifal kireçtaşları bir taban konglomerası ile alttaki ofiyolitik seriyi açısız uyumsuzlukla örter. Harzburjitler içerisinde dunitik cepler şeklinde yerleşen kromit yatakları Mersin Ofiyoliti içerisinde düzensiz damar ve merccek şeklinde olup masif, nodüllü, saçınımlı ve bantlı yapı gösterirler.

CHROMITE DEPOSITS AND GEOLOGY OF FINDIKPINARI-ŞAHNA-SINAP (MERSİN) AREA

ABSTRACT : Fındık Melange and Mersin Opilitic series which replaced in Upper Cretaceous and Lower-Middle Miocene aged units have been located on the studied area. Fındık Melange includes serpentinite, amphibolite, pillowlaves, radiolarite and sandstone belonging to ophiolite and various limestones which have different ages are found as melange. It has a tectonic boundary with Mersin Ophiolite which includes serpentinized peridotite which is cut by diabase, diorite and gabro dikes. Lower-Middle Miocene aged macro and micro fossils and having solution have formed resifals limestone overlies a basal conglomerate which is overlies the ophiolitic series with angular unconformity. Chromite ares are found in harzburgites surrounded by dunites. It was observed as disordered wein, lens and shows massif, nodular, disseminated and banded structure.

1. GİRİŞ

İnceleme alanı Toros Kuşağının güney kesiminde Mersin'in 35km. kuzeybatısında Kocayer, Şahna, Sinap ve Sıraç yerleşim yerlerini içine alır ve 175 km²'lik bir alanı kapsar (Şekil 1).

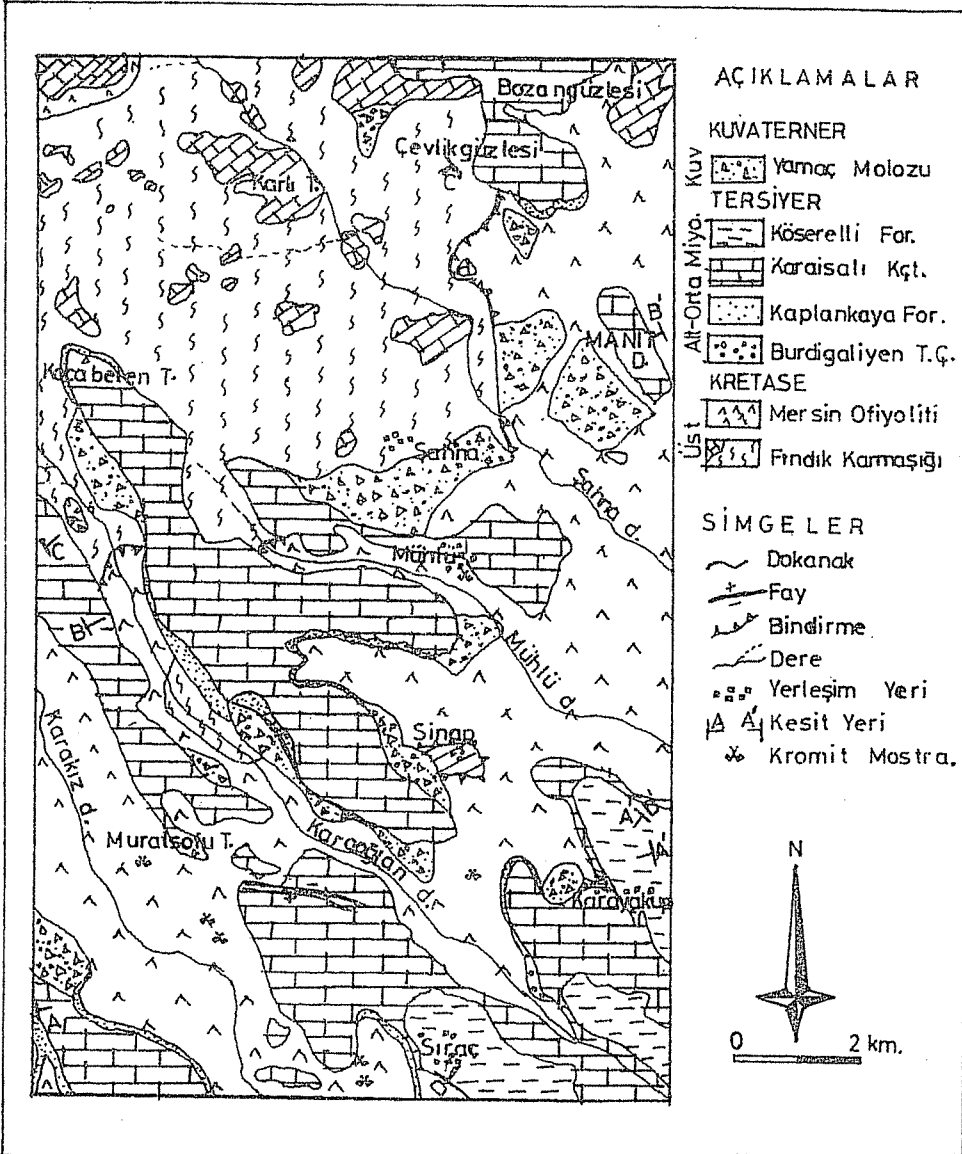


Şekil 1. Yer bulduru haritası.

Çalışma sahası ve çevresi, çeşitli araştırmacılar tarafından genel jeoloji, maden ve petrol amaçlı olarak incelenmiştir (1-10).

Pampal (4), Tepeköy Türülsü birimi içerisinde ofiyolitlere değinmiştir. Şahinoğlu ve

FINDIKPINARI-ŞAHNA-SINAP CİVARININ JEOLJİSİ VE KROM YATAKLARI



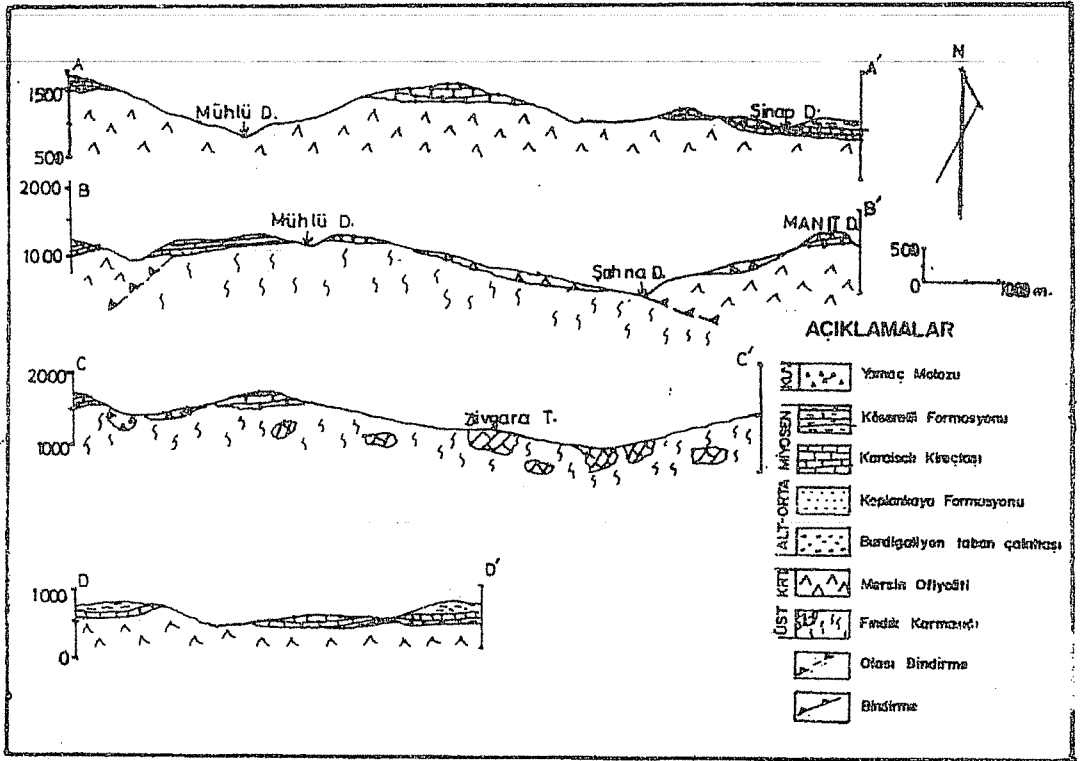
Şekil 2. Çalışma bölgesinin jeoloji haritası.

İşler (6), Fındıkpinarı Ofiyoliti'nin Jeoloji ve Petrografisi isimli çalışmalarında Mersin Ofiyolitini incelemişlerdir. Yaman (9), Mersin Ofiyolitinin Jeolojisi ve Petrografisi isimli çalışmasında bölgenin jeolojisini, kromitlerin petrografisini ve mineral kimyasını incelemiştir.

Bu çalışmada Silifke O32-b4 paftasının tamamı ile Silifke O32-b1 paftasının bir kısmının 1/25.000 ölçekli jeolojisi haritası (Şekil 2) ile jeolojik enine kesitleri (Şekil 3) yapılmış, bölgede yüzeylenen Fındık Karmaşığı ve Mersin Ofiyoliti petrografik yönden detaylı bir şekilde incelenmiş, birimlerin birbiri ile tektonik konumları ile Miyosen yaşlı resifal kireçtaşları arasındaki ilişkiler ortaya konmuş ve Mersin Ofiyolitinde harzburjitler içerisinde bulunan kromit yataklarına değinilmiştir.

2. STRATİGRAFİ VE PETROGRAFI

Etüd yapılan sahada Üst Kretase yaşlı Fındık Karmaşığı ile tektonik dokanaklı Mersin Ofiyoliti, bunları örten Alt-Orta Miyosen yaşlı resifal kireçtaşları ve kuvaterneri temsil eden güncel yamaç molozlarından oluşan bir istif gözlenir (Şekil 4).



Şekil 3. Jeolojik enine kesit.

2.1 Fındık Karmaşığı

Çalışma alanının kuzey ve kuzeybatı kesiminde geniş bir alanda yüzeylenirler. Pampal (4), Tepeköy Türüsü, İşler (7), Ofiyolitik Melanj ve Yaman (8), Fındık Karmaşığı adı altında incelemişlerdir.

FINDIKPINARI-ŞAHNA-SINAP CİVARININ JEOLojİSİ VE KROM YATAKLARI

Milyon Yıl	Üst Sistem	Sistem	Seri	Kat	Birim	Simge	LİTOLOJİ	AÇIKLAMALAR	
18	S E N O Z O Y İ K	T e r s i y e r	N e o j e n	M i y a s e n	Langiyen - Serravalien	Yamaş M.	Qym		Kireçtaşı bloku, yamaç malozu.
						Kgs. For.	İsş		Gri-mavi renkli, bol fosilli marn.
						Kaplanke-	Tka		Beyaz-krem renkli, bol fosilli resifal kireçtaşı.
						Kaplanke-	Tkp		Çakıtaşı, silttaşı arakatıklı bol fosilli kumtaşı.
65	M E S O Z O Y İ K	K r e t a s e	M e s t r i ş t i y e n	Burdigaliyen	Bur. T.Ç.	Tkş		Kırmızı renkli, gevşek çimentolu konglomera.	
					DISKORDANS				
					Mersin Ofiyoliti	Km		Harzburjüt, dünit, piroksenit ve bunları kesen diyabaz, dolerit, piroksen bantlarından oluşur.	
					Fındık Karması	Kf		TEKTONİK DOKANAK Serpantin, kumtaşı, bazalt, anfibolit, radyolarit ve değişik yaşta kireçtaşı blokları içeren karmaşık seri.	
236								ÖLÇESİZ	

Şekil 4. Genelleştirilmiş dikme kesit.

Karmaşığın çoğunluğu ofiyolitik blok ve parçalarından oluşur. Bunların büyük kısmı serpantinleşmiştir. Ofiyolitik matriks içerisinde çeşitli boylarda ve değişik yaşlarda kireçtaşı, kumtaşı ve konglomera ile amfibolit, yastık lavlar ve radyolarit içerir. Bu parça ve bloklar kırıklı, çatlaklı ve oldukça karışık olmaları ile dikkati çekerler.

Fındık Karmaşığına ait parça ve blokların durumu şu şekilde özetlenebilir:

Olistolitler : Karmaşık içerisinde irili ufaklı bloklar şeklinde masif ve tabakalı olarak yüzeylenirler. Pampal (4)'de yaptığı çalışmasında; Samlar mahallesinin doğusunda yüzeylenen gri renkli, masif görünüşlü ve kristalize kireçtaşlarından alınan örneklerde Engin Meriç tarafından yapılan paleontolojik determinasyonu sonucu Neoschwagerin sp. mikrofosili tesbit ederek kayaca Permiyen yaşı vermiştir. İt dağı tepe, Elmalı tepe ve Kapaklı tepeden alınan örneklerde içerdiği fosile istinaden Triyas, Yardım (11), Körmenlik tepeden alınan örneklerde Jura-Kretase yaşlı veren fosillere raslamıştır.

Serpantinit : Karmaşık içerisinde irili ufaklı bloklar şeklinde siyah, gri, yeşil renkli masif ve şisti olarak geniş bir alanda yüzeylenirler. Masif serpantinitler ince çatlaklı, sarı- kahverengi, koyu yeşil renkli olup ince bir demiroksit tabakası ile kaplıdır. Şisti serpantinitler ise kaygan, soluk yeşil-gri renkli görünüşlü şisti bir yapı gösterirler. Mikroskopik inceleme sonucu kayacın elek (mech) strüktürü gösterir. Kayacın tamamına yakını serpantinleşmiş olup olivinler adacıklar şeklinde kalıntı olarak gözlenir.

Amfibolit : Fındıkpanarı -Tepeköy yolu üzerinde metamorfik ekaylar şeklinde dar bir alanda yüzeylenirler. Kahve-yeşilimsi renkte olup bariz şistozite gösterir. Kayaç lepidoplastik ve granoklastik dokudur. Amfibol, plajioklas, kalsit, epidot ve sfen içerir.

Amfibol, kayaçta hakim minerali oluşturur (%70-80). İrili ufaklı subtomorf taneler şeklinde görülür, daha az kısmı da fenokristaller meydana getirir. Fenokristallerde kırılmalar, parçalanmalar ve bükülmeler yaygın şekilde gözlenir.

Plajioklas, çok küçük taneler şeklinde olup amfiboller arasında kümeler şeklinde görünürler. Plajioklaslar genellikle ayrılmış olup serizitleşme ve kaolinleşme gösterirler.

Kalsit, kayaçta bol miktarda iri kristaller şeklinde olup baklava dilinimli polisentetik ikizler şeklinde görünürler. Bazen amfibollerin çatlaklarında ve amfibollerin ayrışması şeklinde izlenir.

Epidot, küçük taneler şeklinde yaygın olarak izlenirler.

Sfen, genellikle küçük taneli olup kümeler şeklinde izlenirler.

Yastık Lavlar : Çevlik Güzlesi, Dipçiktepe mev. ve Nohutharmanı mev. yüzeylenirler. Mor renkli bol miktarda bademsi boşluklu olup albitleşme izleri taşıyan mikrolitik çubuklar sipilitleşme özelliğini yansıtır. Porfirik ve mikrolitik dokulu olup plajioklas (albit), serizit, klorit, kalsit, zeolit ve epidot içerir.

Plajioklas, hakim minerali oluşturur. Mikrolitler şeklinde bol miktarda izlenirler. Tamamı ayrılmış olup, ayrışma ürünü olarak kalsitleşme ve kloritleşme yaygın olup çok az bir kısmı da albitleşmiştir.

Klorit, plajioklaslar arası boşlukları doldurur. Bazen de plajioklasların aleyhine gelişmişlerdir.

Kalsit, normalde pişirilmemişlerin aleyhine gelişmişlerdir. Ayrıca bademsi boşlukların tamamı kalsit tarafından doldurulmuştur.

İmenit, siyah ince çizgiler şeklinde ve iğnemsiz görünüşlü olup kayada yaygın olarak gözlenirler. Bazen de düzensiz taneler şeklinde olup hafif ayrılarak lökoksene dönüşmüşlerdir.

Epidot, çok küçük taneler şeklinde seyrek olarak gözlenir.

Radyolarit : Kırmızı renkli, ince tabakalı, kırılmalı, kendi içerisinde mikrokırılmalı ve faylı olup çoğunlukla parçalanmış durumda sert birimler olarak yüzeylenirler. Mikroskopik incelemesi sonucu radyolaryalar irili ufaklı yuvarlak şeklinde olup Dipçik tepeden alınan örnekte basınçtan dolayı şisti yapı kazanarak oval şeklinde görünürler. Birbirine paralel kırıklar ve bunlara dik doğrultuda gelişen kırıklar kayanın birden çok tektonizmadan etkilendiğini gösterir.

Kumtaşları : Erenler tepe mev. de küçük çapta mostra verirler. Gri renkte ve ince tanelidirler. İçerisinde % 95 oranında kuvars az miktarda da feldispat, kayalık parçaları ve opak mineral içerirler. Yer yer gelişen kırıklar kalsit ile doldurulmuştur.

2.2 Mersin Ofiyoliti

Çalışma bölgesinde Karakız deresi, Karaoğlan deresi, Şahna deresi ve Mühlü deresi vadisinde geniş çapta mostra verirler. Genellikle koyu renkli, çok kırıklı ve çatlaklıdır. Birim daha çok harzburjit dilinimleri ile bunları kesen diyabaz, diyorit ve mikrogabro dayakları ile piroksenit bantları içerir. Genellikle Miyosen yaşlı birimler tarafından örtülü olup bazı yerlerde Fındık Karmaşığı ile tektonik dokanıklı olarak görünürler.

Mersin Ofiyoliti içerisindeki birimlerin tanımı ve mikroskoptaki görünüşleri:

Harzburjit : Birimin yaklaşık tamamını oluşturur. Büyük bir kısmı serpantinize olmasına karşılık bazı kısımları tazeliğini muhafaza etmiştir. Ayrılmadan dolayı içten dışa doğru zonlaşma gösterir. Bol çatlaklı, koyu gri, koyu yeşil ve siyah renklidirler. Olivin, piroksen ve kromit içerir.

Olivin, kayada % 60-70 oranında olup düzensiz kırıklı, iri taneler şeklinde ve sivri köşeli olarak görünürler. Bazen de serpantinleşmeden dolayı adacıklar şeklinde izlenirler.

Piroksen, çok büyük fenokristaller şeklinde % 25-30 oranında izlenir. Birbirine paralel ince dilinimli ve düzensiz çatlaklıdır. Serpantinleşmeden dolayı bastit lamelleri içerirler. Sönme açılarından ortopiroksen oldukları tesbit edilmiştir.

Kromit, yer yer düzensiz köşeli, düzensiz kırıklı, özşekilli ve yarı özşekilli olarak görünürler.

Dümit : Aşırı deformasyonların ve serpantinleşmenin izlendiği peridotitlerde düzensiz şekiller ve cepler halinde harzburjitler içerisinde kromitlerle beraber bulunurlar. Karakız deresi, Ayrangediği ve Mühlü civarında mostra verirler. Elek (mech) strüktürü gösterirler. Olivin, ortopiroksen ve kromit içerirler.

Olivin, kayacın tamamını oluşturur (% 90-95). Kırıklı ve çatlaklıdır. Kırıklar boyunca serpantinleşme görünür. Olivinler kalıntı şeklinde bol miktarda izlenirler.

Ortopiroksen, kayada % 5-8 oranında orta büyüklükte taneler şeklinde izlenirler.

Kromit, seyrek olarak gözlenir (% 2-5). Düzgün köşeli ve irili ufaklı taneler şeklinde izlenir. Bir kısmında düzensiz çatlaklar gelişmiştir.

Diyabaz : Takanlı Güzlesi, Karakız deresi ve Mühlü civarında değişik kalınlıkta, KD-GB doğrultusunda, dik ve dike yakın konumda yüzeylenirler. İri taneli, koyu yeşil, koyu gri ve siyah renkte olup düzensiz çatlak yapısı ile dikkati çekerler. Sübofitik strüktürlü olup plajioklas, piroksen, klorit, kalsit, ilmenit ve opak mineral içerir.

Plajioklas, ince uzun latalar şeklinde bol miktarda izlenir. Ayrışmış olup yer yer kloritleşme gösterir. Büyük bir kısmı albitleşmiştir. Seyrek olarak fenokristaller şeklinde görünürler. Fenokristallerin tamamı serizitleşmiştir. Yer yer dalgalı sönmeli olup tektonizma sonucu kırılma ve bükülmeler izlenir.

Piroksen, irili ufaklı taneler şeklinde bol miktarda izlenirler.

Klorit, taneler arası boşlukları doldurur. Bazı plajioklasların alehine ikincil olarak gelişmişlerdir. Bazen de bademsi boşluk dolgusu olarak gözlenirler.

Kalsit, hamur içerisinde boşluk dolgusu olarak gelişmiştir.

İlmenit, bol miktarda iğnemsî görünümlü olarak izlenirler.

Opak mineraller, irili ufaklı taneler şeklinde ve düzgün kenarlı olarak yaygın şekilde izlenirler.

Diyorit : Birim içerisinde irili ufaklı parçalar bazen de dayklar şeklinde yüzeylenirler. Çok sert ve bol çatlaklı olup koyu renkli ve ince tanelidirler. Kataklastik strüktürlü olup plajioklas, amfibol ve ilmenit içerirler.

Plajioklas, hakim minerali oluşturur. Büyük çoğunluğunda kırılma ve yer yer bükülmeler izlenir. Serizitleşme kısmen de kaolinleşme gösterirler.

Amfibol, plajioklardan sonra ikinci sırayı oluştururlar. Bunlar fazlaca kırılmış ve bükülmüş bir şekilde görünürler.

İlmenit, ince iğnemsî çubuklar şeklinde yer yer izlenirler.

Burdigaliyen Taban Çakıltası : Çalışma alanında Kışla mah. civarında mostra verirler. Litoloji çakıltası ve kumtaşından oluşur (çakıllar serpantin, gabro, kuvars, radyolarit ve kireçtaşına aittir). Çakıllar gevşek çimentolu, yarı yuvarlak ve kötü boylanmalıdır. Birim kırmızı ve yeşil renkli olup yer yer kil bantları içerirler. Ternek (12), Burdigaliyen Taban Çakıltası, Schmidt (13), Gildirli Formasyonu ve Sezer (14), Mut yöresinde Ortaköy Formasyonu adı altında incelemişlerdir. Birim üstte Kaplankaya Formasyonu ile yanall ve düşey geçişli, altta Mersin Ofiyoliti üzerine aşınmalı bir taban ile aşısall uyumsuzlukla gelir.

Kaplankaya Formasyonu : Karaisalı Kireçtaşları altında değişik kalınlıkta olup litoloji çakıllı, çakıllı kumtaşı, kumtaşı, çakıllı kumlu kireçtaşı ve silttaşından oluşur. Çakıllar boz yeşilimsi renkli, oldukça yuvarlak, kuvars, çört ve karbonat kökenlidirler. Çakıl

boyları değişken olup kötü boylanmalıdır. Bol miktarda makro ve mikro fosil içerirler. Birim, Kaplankaya Formasyonu olarak adlandırılmıştır (15). Birim altta Burdigaliyen Taban Çakıtaşına doğru çakıllı seviyelerin arttığı üstte Karaisalı Kireçtaşları ile geçişli olduğu seviyelerde kumlu kireçtaşına geçildiği gözlenir. Yetiş ve Demirkol (15), yaptığı çalışmalarında aldıkları nokta ve stratigrafik kesitlerdeki fosillere istinaden Alt-Orta Miyosen yaşı vermişlerdir.

Karaisalı Kireçtaşı : Çalışma bölgesinin orta ve güney kesimlerinde geniş bir alanda yatay olarak yüzeylenirler. Litoloji resifal kireçtaşı olup beyaz, gri, bazen hafif pembemsi olup erime boşlucludur. Bol miktarda mikro ve makro fosil ve kavkıları içerir. Birim; Sezer (14), Mut Kireçtaşı Formasyonu, Gökten (16), Silifke Formasyonu, Schmidt (13), Karaisalı Kireçtaşları, Yalçın-Görür (17), Karaisalı Formasyonu ve Yetiş-Demirkol (18), Karaisalı Kireçtaşı adı altında incelemişlerdir. Birim çalışma alanında paleocoğrafyaya bağlı olarak değişik kalınlık gösterir. Güneye doğru kalınlık artar. Sağkoyak ve Hacısüleymanlı Ekinliğinde çapraz tabakalı olup alt kısımları açma-sıkma yapısı gösterir. İnoluk mah. ve Küllükünimev. resif kamalanması ve marn ardalanmalı olarak yüzeylenir. İşler (7) da yaptığı çalışmasında Keklikpınarı t., Gemrik t. ve Sala dağından derlediği örnekleri Engin Meriç tarafından yapılan paleontolojik incelemesi sonucu:

Heterostegina sp.

Amphistegina sp.

Asterigerina sp.

Borelis sp.

Operculina sp.

Bryozoer

Fosillerini tesbit ederek birime Alt-Orta Miyosen yaşı vermiştir.

Köserelli Formasyonu : Birim çalışma alanında Sıraç köyü ile Karayakup köyü civarında yüzeylenir. Litoloji marn olup yer yer kireçtaşı ve kil bantları içerir. Makro ve mikro fosillidirler. Sezer (14), Mut Marn Formasyonu, Gökten (16), Mut Formasyonu, Gedik ve diğ. (19), Köserelli Formasyonu, Ternek (12), Burdigaliyen - Helvesiyen Marnları ve Schmidt (13), Güvenç Şeyli adı altında incelemişlerdir. Birim altta Karaisalı Kireçtaşları ile yanal ve düşey geçişlidir. Birimi oluşturan marnlar Miyosen çökmesinde havza kenarlarında Karaisalı birimine ait resifal kireçtaşlarının çökmesine karşılık havza ortasında Köserelli Formasyonunu oluşturan marnlar çökmüştür. Bu formasyona içerdiği fosillere göre Langiyen - Serrevaliyen yaşı verilmiştir (19).

3. KROM YATAKLARI

Çalışma bölgesinde Mersin Ofiyoliti içerisinde işletilmekte olan Muratsofu, Ayrangediği, Karaoğlan Koyağı, Alıçgediği, Melikini ve Kocain krom cevherleşmesi yer alır. Mühlü civarında da işletilmeyen krom cevherleşmesi görülür.

Bölgedeki tüm kromit cevherleşmeleri tektonik harzburjitler içerisinde yer alır. Morfolojik olarak cevherleşmeler dünitik bir kılıf içerisinde olup mercek sel yapı gösterirler. Genelde dümit- kromit geçişleri tedricidir. Saçınımlı cevherler yer yer daha zengin masif cevherleşmeye geçer. Harzburjitler içinde stratigrafik belirtiler çok kısıtlıdır. Bu nedenle kromitlerin manto-kümülat sınırına göre hangi seviyede bulunduğunu tesbit etmek zordur. Bölgede gözlenen kromit cevherleşmeleri (Tablo 1) düzensiz geometrik yapıları ile dikkati çekerler.

Tablo 1. Çalışma alanında gözlenen kromit ocakları ve geometrik özellikleri.

Yeri	Geometri	Cevher		Tenör	Rezerv Ton
		Tipi	Kalınlık(m)	Cr2 O3(%)	
Muratsofu I	mercek	masif-benekli	0.2-1	40-50	250.000
Karaoğlan Koyağı	mercek	masif	0.4	40-45	75.000
Alıçgediğı	mercek	benekli/nodüllü	0.3-2	30-55	150.000
Mühlü	bantlı	saçınımlı	0.1-0.3	16-18	500
Ayrıncediğı	bantlı	saçınımlı	0.3	35-40	750
Kocaa	bantlı	benekli	0.2-1	40-45	1.500
Melikini	cep	benekli/masif	0.2-1	45-48	1.000

İncelenen tüm kromit örnekleri oluşum şekillerine göre petrografik farklılıklar göstermezler.

Kromitler mercek ve cepler şeklinde yataklanmış olup yer yer faylarla atılmışlardır. Benekli, bantlı, nodüllü ve masif tipte cevherleşmeler görünür. Bantlı ve benekli cevherlerin yantaş dokanağı ilksel olmasına karşılık nodüllü ve masif cevherlerin yantaş dokanağı çoğunlukla faylıdır. Ayrıca bantlı ve benekli tipteki kromitler düşük tenörlü (%15-35), masif ve nodüllü tipteki kromitler ise yüksek tenörlüdür (48-50).

Masif kromitler yarı özsekili, kompakt kromit minerallerinden oluşmuştur. Mineraller arası ince silikat ürünleri ile doludur. Kırmızı-kahverenkli ve 1.5-3 mm arasındaki boylarda gözlenen mineraller adkümülatik ve heteradkümülatik doku gösterirler (8).

Saçınımlı kromitler, ortokümülat dokusu gösterirler. Burada kromit kristalleri kümülüs fazla oluşmuştur. Kırmızıkahve renkli 1-2 mm boyundaki kromit kristalleri yarı özsekili taneler halinde serpantinleşmiş olivinli gang içinde bulunurlar. Masif kromitlere

göre daha az deformasyon izleri taşırlar.

Bölgede krom yataklarının geometrisi Alpin tip yataklarla büyük benzerlik gösterir. Cevherin yantaşı her zaman dünit olarak görülür. Bu durum kromit kristalizasyonunun olivine bağlı olarak ve onunla birlikte oluştuğunu gösterir. Bazı mostralarda dünit-harzburgit ardalanmasından oluşan bantlaşmaya eş olarak görünen kromit bantlarının alt ve üst sınırlarının dünit ile sınırlanması cevherin dünit ile birlikte kristallendiğini gösterir. Kromitler tektonik hareketlerin etkin olmadığı yerlerde kromit lineasyonuna koşut olarak bulunurlar. Bu kısımlarda dünit bantları ile kromit bantlarının beraber oluşu bunların aralarındaki ilişkinin ilksel olduğunu gösterir. Bölgedeki krom yatakları rezerv ve tenör bakımından ekonomik potansiyele sahiptir.

4. SONUÇLAR

Silifke O32-b1 paftasının tamamı ile Silifke O32-b4 paftasının bir kısmının 1/ 25.000 ölçekli jeolojik haritası yapılmıştır. Senozoyik'e ait Alt-Orta Miyosen yaşlı Burdigaliyen Taban Çakıltaşları, Kaplankaya Formasyonunu temsil eden çakıltaşı, kumtaşı, kilitaşı, Karaisalı Formasyonunu temsil eden resifal kireçtaşları, Köserelli Formasyonunu temsil eden marınlar ile Kuvaterneri temsil eden yamaç molozları ayrılanmıştır.

Üst Kretase'de yerleşen Fındık Karmaşığı değişik yaşta kireçtaşları ile amfibolit, yaşlı k lavlar, serpantinitler, radyolaritler ile Mersin Ofiyolitini temsil eden serpantinit, harzburgit, dünit ve bunları kesen diyabaz, diyorit ve gabro daykları tesbit edilmiştir.

Alt-Orta Miyosen yaşlı birimler altta bulunan Üst Kretase yaşlı birimler üzerini bir taban konglomerası ile aşıl uyumsuzlukla örtmektedir.

Kromit yatakları harzburgitler içerisinde dünit kılıfı ile sarılı olarak düzensiz mercerler şeklinde saçınımlı, nodüllü, kompakt, bantlı ve karışık cevher olarak bulunurlar. Geometrik veriler bunların Alpin tipi yataklar olduklarını göstermektedir.

5. KAYNAKLAR

1. Özgül,N., *Torosların Bazı Temel Jeoloji Özellikleri. T.J.K. Bülteni c. 19/1, s. 65-78, 1976.*
2. Cansız,A., *İçel Civarının Krom Prospeksiyon Raporu. M.T.A. raporu no: 1128, Ankara, 1979.*
3. Tekeli,O., Aksoy,A., Ertan,I.E., Ürgün,B.M., *Toros Ofiyolit Projeleri, Aladağ Projesi. M.T.A. Rap., No:6976, 113 s., 1981.*
4. Pampal,S., *Aslanköy-Tepeköy (Mersin) Yöresinin Jeolojisi; S.Ü. Fen - Edebiyat Fak. Fen Der. Sayı 3. 85 Konya, 1984.*
5. Billor,Z., Anıl,M., *Karagöl ve Zillik Tepe (Gözne-Mersin) Ofiyolitinin Petrografisi ve Krom Cevherleşmesinin Metalojenik Jeokimyasal İncelemesi, Yerbilimcinin Sesi - Geosound, c.17, s.35-56, 1988.*

6. Şahinoğlu,C. ve İşler,F., Kocayer ve Şahna (Mersin) Yöresinin Jeolojisi ve Petroğrafisi. *Geosound Yer Bilimcinin Sesi*, Sayı 17, S 85-95, 1988.
7. İşler,F., Fındıkpınarı ve Yöresi (Mersin) Ofiyolitinin Jeolojisi ve Petroğrafisi. *Ç.Ü. Müh. Fak. Der. Seri, A Yerbilimleri c. 6-7, s.1-2*, 1989.
8. Yaman,S., Mersin Ofiyolit Masifinin Güneyinin Jeolojik-Metalojenik İncelemesi. *Ç.Ü. Araştırma Fonu FBE 87.3*, 1989.
9. Yaman,S., Mersin Ofiyolitinin Jeolojisi ve Metalojenezi, *Ç.Ü. Ahmet Acar Sempozyumu*, 1991.
10. Eren,R.H. ve diğ., Egemetal Madencilik, Mersin - Akarca - Erdemli, Kütahya, Harmancık, Eskişehir, Kireç - Sepetçi Sahaları Kromit Zuhur ve Ocaklarının Jeolojik Değerlendirilmesi Projesi. *İ.T.Ü. YBYK UYG-AR.*, 1988.
11. Yardım,I., Dedekavak-Karapınar Kaynakları Hidrojeolojisi D.S.İ. VI.Bölge Müdürlüğü yayını, Ankara, 1978.
12. Ternek,Z., Adana Havzasının Alt Miyosen (Burdigaliyen) Formasyonları ve Bunların Diğer Formasyonlarla Münasebetleri ve Petrol İmkanları. *M.T.A. Der. c. 49, s.69-78*, Ankara, 1957.
13. Schmidt, G.C., Yedinci Adana Petrol Bölgesinin Stratigrafik Nomenklatürü. *Petrol dairesi Yay. No:6,47-63 s.*, 1961.
14. Sezer,S., Miocene Stratigraphy of Mut Region Southern Turkey. *Doktora Tezi, Birbeck Collage London University*, 1970.
15. Yetiş,C., Demirkol,C., Adana Baseninin Batı Kesiminin Jeolojisi Detay Jeoloji Etüdü. *M.T.A. Rap. No: 8037, 187 s.*, Ankara, 1986.
16. Gökten,E., Silifke Yöresinin Temel Kaya Birimleri ve Miyosen Stratigrafisi. *T.J.K. Bülteni 19/2, s. 117-12*, 1976.
17. Görür,N., Karaisalı Kireçtaşının Sedimantolojisi. *T.J.K. Bülteni 22.2, s.227-234*, 1979.
18. Yetiş,C. ve Demirkol,C., Adana Baseninin Kuzey-Kuzeybatı Kesiminin Temel Stratigrafisine İlişkin Bazı Gözlemler. *T.J.K. 38.Bilimsel ve Teknik Kurultayı Bildiri Özetleri. s. 59-61*, Ankara, 1984.
19. Gedik,A., Mut - Silifke - Ermenek Yöresi Jeolojisi ve Petrol olanakları. *T.J.K. Bülteni c.22/1, s.7-27*, 1979.

Ecosystem and Architectural Design <i>Ekosistem ve Mimari Tasarım</i> Faruk Yalçın UĞURLU.....	97
Eş Zamanlı Frekans Çoğullamalı Uyarım ile Elektriksel Empedans Görüntülemesi <i>Electrical Impedance Imaging with Simultaneous Frequency Multiplexed Excitation</i> M.Kemal KIYMIK.....	107
The Nonlinear Analysis of Planar Frames Composed of Flexibly Connected Members <i>Elastik Bağlı Çubuklardan Oluşan Düzlemsel Çerçevelerin Nonlineer Analizi</i> Orhan AKSOĞAN, Halil GÖRGÜN	117
Bilgisayar Destekli İşlem Planlamasında Uzman Sistemler <i>Expert Systems in Computer Supported Process Planning</i> Ersan ASLAN.....	131
Dairesel Mikroşerit Antenlerin Analizi <i>Analysis of Circular Microstrip Antennas</i> Kerim GÜNEY.....	145
A Microcomputer Based Waveform Analyzer for the Measurement of Bovine Artery Blood Flow <i>Sığırlarda Rahim Atardamardaki Kan Akışının Ölçülmesi İçin Geliştirilen Bir Mikrobilgisayar Tabanlı Dalga Analizörü</i> Nihal Fatma GÜLER.....	161
Soya Fasülyesi Tohumlarının Rutubetinin Depolamadaki Etkileri ve Yağ Veriminin İncelenmesi <i>The Effect of the Humidity of the Soybean Seeds on the Storage and Investigating the Oil Yield</i> Selahattin SERİN.....	177
Motorlu Taşıtlarda Uygun Yağ Seçimi ve Ömür Faktörü <i>Lubricating Oil Selection And Life Factor For Motor Vehicles</i> Ali Osman KURBAN	183
Fındıkpınarı-Şahna-Sinap (Mersin) Bölgesinin Jeolojisi ve Krom Yatakları <i>Chromite Deposits and Geology of Fındıkpınarı-Şahna-Sinap (Mersin) Area</i> Gani ABASIKELEŞ, Servet YAMAN.....	193