



YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Sıkıştırılmış yağ damperleri

Yüksek Lisans Tezi

Durmus Karayel

YILDIZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

77

SIKIŞTIRILMIŞ YAĞ DAMPERLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAK. MÜH. DURMUŞ KARAYEL

İSTANBUL—1989

YILDIZ UNİVERSİTESİ
GENEL KİTAPLIĞI
R 361

Kot :90.....
Alındığı Yer :Fen Bilimleri Enst.
Tarih :12/12/1990.....
Fatura :
Fiatı :20.000 TL.....
Ayniyat No :1/28.....
Kayıt No :47413.....
UDC :54 378.242.....
Ek :

8

YILDIZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SIKIŞTIRILMIŞ YAĞ DAMPERLERİ

90

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAK. MÜH. DURMUŞ KARAYEL

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	
İNGİLİZCE ÖZET	
SEMBOLLER	
BÖLÜM I-GİRİŞ	
1.1. Titreşimler	1
1.1.1. Kararlı Titreşimler	2
1.1.2. Kararlılık Titreşimleri	3
1.2. Titreşim Kontrolü	5
1.2.1. Dengelene	6
1.2.2. Sistem Rijitliğini Arttırma	6
1.2.3. Dış Sönümleyicilerle Titreşim Kontrolü	6
1.2.3.1. Pasif Sönüm Karakterli Damperler	6
1.2.3.2. Aktif Sönüm Karakterli Damperler	7
BÖLÜM II-SİKİSTİRİLMİŞ YAG DAMPERLERİNİN TANITILMASI	
2.1. Konstrüksiyon Şekli ve Genel Özellikler	10
2. Gerek literatür temini gerekse bilimsel açıdan yardımlarını esirgemeyerek, bu çalışmayı yapabilmemi sağlayan hocam Doç.Dr. Faris KAYA'ya sonsuz teşekkürlerimi bir borç bilirim.	
Ayrıca devamlı teşviklerini gördüğüm, İ.T.Ü. Sak. Müh. Fak. Mes. Yük. Okulu Müdürü, Yrd.Doç.Dr. Gültekin YILDIZ'a, matematiksel ifadelerin çözümünde yardımlarından dolayı Öğr.Gör. Abdullah SARAÇ'a çok teşekkür ederim.	
2.2.1. Kuru Yatak, Tam Film Çözümü	24
2.2.2. Kuru Yatak Çözümü	24
2.2.3.1. Kuru Yatak, Tam Film Çözümü	25
2.2.3.2. Kuru Yatak, Yarı Film Çözümü	26
BÖLÜM IV-SİKİSTİRİLMİŞ YAG DAMPERİ KUVVETLERİNİN İNCELENMESİ	
4.1. Genel Bilgi	27
4.2. Hidrodinamik Basıncın Elde Edilmesi	28

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	
İNGİLİZCE ÖZET	
SEMBOLLER	
BÖLÜM I-GİRİŞ	
1.1. Titreşimler	1
1.1.1. Zorlanmış Titreşimler	2
1.1.2. Kararsızlık Titreşimleri	3
1.2. Titreşim Kontrolü	5
1.2.1. Dengeleme	6
1.2.2. Sistemin Rijitliğini Arttırma	6
1.2.3. Dış Sönümleyicilerle Titreşim Kontrolü	6
1.2.3.1. Pasif Sönüm Karakterli Damperler	6
1.2.3.2. Aktif Sönüm Karakterli Damperler	7
BÖLÜM II-SIKIŞTIRILMIŞ YAĞ DAMPERLERİNİN TANITILMASI	
2.1. Konstrüksiyon Şekli ve Genel Özellikler	10
2.2. Sönümleyici Filmin Dizayn Faktörleri	14
2.3. Modelleme	17
BÖLÜM III-KAYMALI YATAKLAR İÇİN REYNOLD DENKLEMİNİN TÜRETİLMESİ	
3.1. Genelleştirilmiş Reynold Denklemi	19
3.2. Kısa Yatak Çözümü	22
3.2.1. Kısa Yatak, Tam Film Çözümü	23
3.2.2. Kısa Yatak, Yarı Film Çözümü	24
3.3. Uzun Yatak Çözümü	24
3.3.1. Uzun Yatak, Tam Film Çözümü	25
3.3.2. Uzun Yatak, Yarı Film Çözümü	26
BÖLÜM IV-SIKIŞTIRILMIŞ YAĞ DAMPERİ KUVVETLERİNİN İNCELENMESİ	
4.1. Genel Bilgi	27
4.2. Hidrodinamik Basıncın Elde Edilmesi	28

	<u>Sayfa</u>
4.3. Uygulama Örnekleri	35
4.3.1. Merkezlenmiş ve Eksantrik Durumlar Arasındaki Başlıca Farklılıklar	39
4.3.2. Merkezlenmiş Dairesel Yörüngeler	40
4.3.3. Eksantrik Dairesel Yörüngeler	45
BÖLÜM V-HAREKET DENKLEMLERİNİN İNCELENMESİ	
5.1. Hareket Denkleminin Türetilmesi	52
5.2. Lineer Yağ Filmi Katsayılarının Belirlenmesi	54
5.3. Whirl Hareket Üzerinde Destekleyici Yayın Etkisi	59
5.4. Destekleyici Yaylı Sıkıştırılmış Yağ Damperleriyle Rijit Rotorun Mesnetlenmesi	60
5.4.1. Geçirgenlik	62
5.4.2. Yarı Film Modeli ve Kararlılık	63
BÖLÜM VI-SIKIŞTIRILMIŞ YAĞ DAMPERLERİ VE ROTOR TİTREŞİMLERİNİN KONTROLÜ	
6.1. Genel Esaslar	67
6.2. Uygulama Örnekleri	73
6.2.1. Sönüm ve Rijitliğin Genlik Üzerindeki Etkileri	73
6.2.2. Yağ Filminin Herhangi Bir Eleman Tarafından Desteklenmeme Durumu	76
6.3. Sıkıştırılmış Yağ Damperinin Mil Boyunca Uygulanması	80
6.3.1. Uygulama Örnekleri	81
6.3.2. Teori ve Uygulama Sonuçlarının Karşılaştırılması	84
BÖLÜM VII-SONUÇLAR	90

SEMBOLLER

$A_{rr}, A_{ss}, A_{rs}, A_{sr}$	: Rijitlik Katsayıları
$B, B_{rr}, B_{ss}, B_J^s, B_J^j$	: Sönüm Katsayıları
c	: Radyal Boşluk
C_{JD}	: Dinamik Muylu Merkezi
C_{JS}	: Statik Muylu Merkezi
D	: Muylu Çapı
e	: İzafi Eksantrisite
e'	: Damper Merkezinin Radyal Hızı
L	: Damper Veya Yatak Uzunluğu
F_{st}	: Statik Yük
F_c	: Santrüfuj Kuvvet
F_R	: Yay Kuvveti
F_r	: Radyal Kuvvet
F_s	: Teğetsel Kuvvet
f_1, f_2, f_3, f_4	: Normalize Edilmiş Kuvvet Katsayıları
F_x, F_y	: İletilen Kuvvetin Bileşenleri
F	: İletilen Kuvvet
h	: Yağ Filmi Kalınlığı
K	: Yay Sabiti
k	: Düzeltme Katsayısı
m	: Yatak Başına Rotor Kütlesi
n	: Devir Sayısı
n_A	: Titreşim Genliğinin Ölçüldüğü Yerin Kütle Numarası
n_D	: Damperin Uygulandığı Yerin Kütle Numarası
p	: Dinamik Basınç
p_H	: Hidrodinamik Basınç
p_{in}	: Giriş Basıncı
p_c	: Kavitasyon Basıncı
p_{st}	: Statik Basınç

R	: Muylu Yarıçapı
t	: Zaman
T	: Geçirgenlik
u	: Balanssız Eksantrisite
$\bar{u}$	: Teğetsel Hız
v	: Radyal Hız
ω	: Açısal Hız
ω_n	: Kritik Hız
θ	: Damperin Çevresel Pozisyonu
θ_1	: Kavitasyon Başlama Açısı
θ_2	: Kavitasyon Bitiş Açısı
ϕ	: Merkezler Doğrusunun Çevresel Pozisyonu
ϵ	: Dinamik Eksantrisite Oranı
ϵ_0	: Statik Eksantrisite Oranı
η	: Yağ Viskozitesi
α	: İki Merkezler Doğrusu Arasındaki Aç
ψ_0	: Merkezler Doğrusunun Dikey Eksenle Yaptığı Aç

ÖZET

Bu çalışmada, sıkıştırılmış yağ damperinin bir titreşim izolatörü olarak, esnek bir elemanla paralel veya tek başına kullanıldığında etkileri anlatıldı. Kavitasyonun performans üzerindeki etkileri açıklandı ve beklenmeyen ani olayların tehlikeleriyle kısmi harmonik rezonans tartışıldı.

Reynold denkleminin "Uzun yatak" ve "Kısa yatak" çözümü bu çalışmada sunulan teorinin temelini oluşturmakta ve giriş basıncı etkisinde dikkate alınmaktadır. Çalışma, uçları contalanmış sıkıştırılmış yağ damperlerinin dinamik karakteristikleri üzerine çalışılarak yürütüldü. Konu dinamik basıncın ölçülmesini, eksantrik ve merkezlenmiş dairesel yörüngeler tarafından üretilen damper kuvvetlerinin hesabında içine almaktadır.

Bu incelemenin önemli bölümlerini, 180° (tamamen kavitasyonlu) ve 360° (kavitasyonsuz) arasındaki damper basınç filmi bölgesi üzerine yapılan çalışmalar ihtiva etmektedir.

Son olarak, özellikle lineer çok serbestlik dereceli rotor-yatak sistemlerinin titreşim kontrolü için sıkıştırılmış yağ damperlerinin karakteristikleri ele alındı.

Teknik imkansızlıklar nedeniyle ve deney tertibatı kurulamadığından, bu çalışma teorik olarak ve literatür araştırması şeklinde gerçekleştirilmiştir.

SUMMARY

This study describes the roles of the squeeze film damper when used in parallel with a flexible element in a vibration isolator or when used alone.

The effects of cavitation on performance are elucidated and the dangers of Jump phenomena and subharmonic resonance are discussed.

The theory presented in this study is based on the "Long bearing" and "Short bearing" solution of the Reynolds equation and includes the effect of inlet pressure.

A research program was conducted to study the dynamic characteristics of end sealed squeeze film dampers. The program included the measurement of dynamic pressures, the calculation of damper forces which were induced by offset and centered circular orbits.

An important part of this investigation consisted of studying operating conditions for which the damper pressure film was between 180° (fully cavitating) and 360° (no cavitating).

Finally areas of inadequate knowledge are highlighted, together with possible means of reducing them, especially with a view to incorporating squeeze-film characteristics in programs for the solution of linear multi degree of freedom rotor-bearing systems.

Due to the technical impossibility and experimental installations has not been arranged, this study has been realized in theoretically and literature searching.

B Ö L Ü M I

1- GİRİŞ

1.1. Titreşimler

Tarihte titreşimler makinalar kadar eskidir. Nerde dönen ve hareket eden bir eleman varsa orada titreşim vardır. O günden bugüne hep Makina Mühendislerini meşgul edegelmişlerdir.

Asrımızda gelişen teknolojiye paralel olarak artan hız ve hafiflik şartı ve bunların yanı sıra makinaların ekonomikliği yani uzun ömürlü olması TİTREŞİM konusuna dikkatleri çekmiş bulunuyor. Zira titreşim demek yorulma demektir. Yorulma ise daha çabuk kırılma ve kısa ömür, makinaların devre dışı kalması, kısacası daha pahalı işletme şartları demek olmaktadır. Halbuki gelişen teknoloji, yüksek hız ve hafiflik demektir. Bu da super-kritik (kritik üstü) hızlarda çalışan makina demektir. Makinalarda titreşimler istenmemekle beraber, hızları itibariyle titreşimler kaçınılmazdır. Daha doğrusu makinaların titreşim doğurucu hız bölgesinde yani kritik üstü hızlarda çalışması bir zarurettir.

İşte bu noktada mühendislerin problemi titreşimlerin "KONTROLÜ" olarak karşımıza çıkıyor. Başka bir deyişle titreşimleri ÖLÇMEK, TANIMAK ve KONTROL etmek günümüz makina mühendisinin başta gelen problemidir.

Günümüzde basit bir imalathane köşesinde çalışan basit bir torna tezgahından uzaya gönderilen çok karmaşık bileşenlere sahip bir uzay mekağının titreşimleri artık belli standart yaklaşımlarla incelenmektedir. Muhakkakki

bütün mühendislik araştırmalarında olduğu gibi titreşim analizleri yapılırken de belirli ölçüde sınıflandırmalar, ihmaller ve varsayımlar yapılmaktadır. Her problemde olduğu gibi titreşimler başlangıçta çeşitleri ve nedenleri ile ele alınır. Bu bakımdan titreşimler:

- Zorlanmış Titreşimler,
- Kararsızlık Titreşimleri,
- Kendi Kendini Besleyen Titreşimler

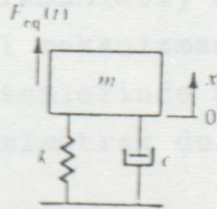
olmak üzere çok genel bir şekilde sınıflandırılabilir(1).

1.1.1. Zorlanmış Titreşimler

Eğer bir sistem herhangi bir kuvvetin etkisi ile titreşiyor ve kuvvet yok olduğunda titreşimlerde yok oluyorsa bu tür titreşimlere zorlanmış titreşimler diyoruz. Zorlanmış titreşimler etki eden kuvvetin cinsine bağlı olarak aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

a) Zorlayıcı Bir Dış Kuvvet Etkisi

Sisteme çevredeki herhangi bir makina ve cisimden tesir eden bir kuvvet etkisi ile sistemin titreşim durumu şekilde görüldüğü gibidir. Bu durumda kuvvet ($F = f_0 \cdot \cos(\omega t - \psi)$) olduğuna göre sistemin titreşimleri $x = X \cdot \cos(\omega t - \psi)$ olacaktır.



Şekil-1.1. Zorlayıcı dış kuvvet durumu

b) Dengelenmemiş Dönen Elemanlar

Bir fan, bir elektrik motoru, bir volan, bir çark ve bir türbinde olduğu gibi dengelenmemiş rotor durumu yüksek hızlarda oldukça tehlikeli titreşimler doğurmaktadır. Çok uzun ve büyük kütleli rotorların tam manasıyla dengelenmesi mümkün değildir. Mümkün olsa bile, işletme anında herhangi bir sebepten kaynaklanan bir dengesizlik kritik hız bölgelerinde oldukça büyük titreşimler doğurur.

c) Yoldan Gelen Tahrik

Çoğu zaman ne sisteme etki eden basit bir dış kuvvet vardır ne de sistemde dengelenmemiş bir dönen eleman vardır. Ancak sistem düz olmayan prüzlü bir yolda hareket etmektedir. Bir taşıt (kara veya demiryolu) veya havai hat taşımacılığında kullanılan bir teleferik sisteminde olduğu gibi sistemler yoldan gelen bir kuvvetle titreşime maruzdur.

1.1.2. Kararsızlık Titreşimleri

Belli hız değerlerinde kendisini gösteren, sistemin bir dış sönümleyici ile kontrol edilmemesi halinde sistemi tahrip edici etkiye sahip titreşimlerdir. Sisteme etki eden titreştirici kuvvetin genliğiyle ilgili olmayıp sadece kuvvetin frekansına bağlı olarak görülürler.

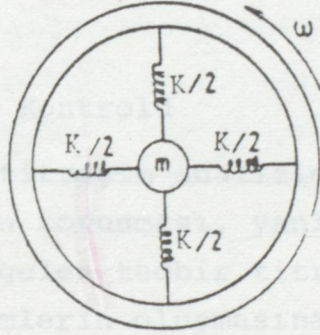
Dönen elemanlı (Gaz türbini gibi) makinalardaki asimetrik yay ve sönüm elemanları, hidrodinamik etkiler birer kararsızlık potansiyel mekanizması olarak davranır.

Rotor-yatak sistemlerinde kararsızlık durumları genel olarak iki ayrı asimetrik durumdan karşımıza çıkmaktadır.

a) İç Sönüm (malzeme içi sönüm) kararsızlığı

Şekilde görüldüğü gibi dönen bir rotor elemanı kütlesi ortasında toplanmış, dış kısmı kütsüz bir çemberle çevrili, içi malzemenin özelliğini temsil eden viskoz bir yapı ile dolu kabul edilsin ve "m" kütlesi dış çerçeveve "k" yayları ile bağılı olsun. Rotorun ω açısal hızı ile dönmesi halinde "m" kütlesi hem ω açısal hızı ile dönecek (zorlanmış titreşim) hem de $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$ kritik hızı ile titreşecektir.

Ayrıca bu hız değerinde çember içindeki viskoz özellik m kütlesini her titreşimde çekip bırakacak ve "m" kütlesinin yörüngesini daha da büyütecektir. Bu durum $\omega = \omega_n$ olduğunda bir kararsızlık titreşimi olarak kendini gösterir.

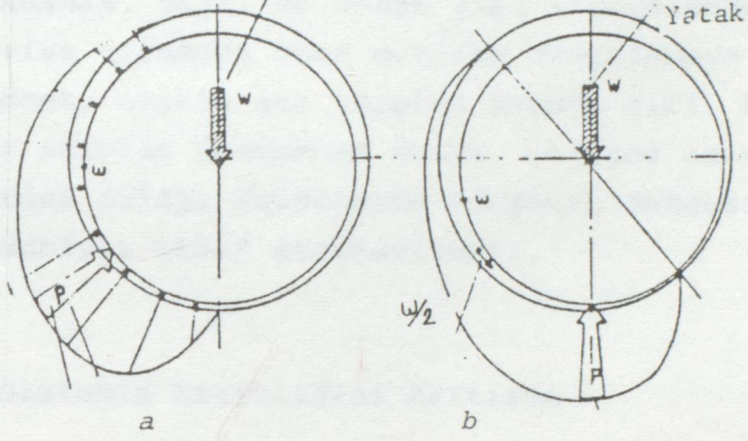


Şekil-1.2. Malzeme içi sönümün şematik gösterilişi

b) Kaymalı Yatak Kararsızlığı

Rotor henüz dönmüyorken "W" statik yükünün etkisiyle muylu yatağın en dip kısmına çökmüş durumdadır. Şaft dönmeye başlayınca P hidrodinamik kuvvetinin etkisiyle Şekil 1.3-a pozisyonunu alacaktır. Ancak zamanla muylu altına yağ alarak, "P" kuvvetinin "W" statik kuvvetini karşılamak üzere sağa doğru kayacak ve Şekil 1.3-b durumunu alacaktır. Bu durumda muylunun açısal hızı ω iken yağın ortalama hızı $\omega/2$ olacaktır. Muylunun hızı sistemin kritik hızının iki katına çıkması halinde yağın hızı $\omega_y = \omega_n$ olacaktır. Sistem dış kuvvete gerek duymaksızın kararsızlık için gerekli enerjiyi muylunun dönmesiyle sağlamış olacaktır.

Böylece yatak yük taşıma kapasitesini kaybetmiş ve sistem kararsız hale gelmiştir.



Şekil-1.3. Kaymalı yataklar ve kuvvet durumu

1.2. Titreşim Kontrolü

Hiç şüphesiz titreşim analizlerinden maksat sistemlerin titreşimlerden korunması, yani titreşim kontrolüdür. Bu sahada ilk akla gelen tedbir titreşimsiz sistem imal etmek, yani titreşimlerin oluşmasına engel olmaktır. Ancak çoğu zaman buna muvaffak olunamaz. Dolayısıyla en çok başvurulan çare yine titreşim kontrolüdür. Titreşim kontrol ve izolasyonu için uygulanan çalışmaları üç ayrı grupta toplamak mümkündür:

- Dengeleme,
- Sistemin rijitliğini artırarak kritik hızlarını yükseltmek, dolayısıyla sistemi rezonanstan korumak,
- Bir dış sönümleyici kullanarak gerek rezonans bölgelerinde zorlanmış titreşimler, gerekse kararsızlık titreşimlerinden sistemi korumak.

1.2.1. Dengeleme

Türbo-jeneratör grubu, gaz türbini, su ve buhar türbini, pompa, kasnak, dişli ve volan gibi sistemlerde dönen elemanlar servise girmeden önce mutlaka dengelemeye tabi tutulurlar. Ancak, mesela gaz türbini rotoru gibi, birçok ağır sistemler servise konduktan sonra, çalışma anında çeşitli sebeplerden dolayı rotorlarda oluşacak dengesizliklere karşı tedbirli olmak gerekmektedir.

1.2.2. Sistemin Rijitliğini Arttırma

Daha evvel belirtildiği gibi gerek zorlanmış titreşimler gerekse kararsızlık titreşimleri kritik üstü hızlarda kendilerini göstermekteydi. Bu açıdan, ilk bakışta sistemlerin kritik hızlarını arttırmak, mesela, mil kesitlerini daha kalın yapmak, ilk etapta çözüm gibi görünse bile rijitliğin daha ağır, daha kaba sistem demek olduğu realitesi daha başka çözümler aramaya yönlendirmektedir.

1.2.3. Dış Sönümleyicilerle Titreşim Kontrolü

Titreşim kontrol veya sönüm elemanı olarak bildiğimiz damperleri titreşime müdahale ve reaksiyonları açısından ikiye ayırabiliriz:

- Pasif Sönüm Elemanları,
(Pasif Kontrol)
- Aktif Sönüm Elemanları,
(Aktif Kontrol)

1.2.3.1. Pasif Sönüm Karakterli Damperler

Bu tür damperler sistemin titreşim hızına bağlı olarak sönüm kuvveti üretirler. Taşıt amortisörleri, kinetrol

damper ve sıkıştırılmış yağ (squeeze-film) damperleri bu tür damperlerdir. Bu damperlerin hepsi genelde viskoz sönüm özelliğine sahip lineer karakterli (en azından belirli hız bölgelerinde ve şartlarda) olarak kabul edilirler.

a) Kinetrol Damper

Bir kol ile düşey ve yatay olmak üzere, dönen ya da hareket eden cisme irtibatlanan, aslında üzerinde delikler bulunan bir levhanın viskoz bir akışkan içinde hareketinden ibaret bir sistemdir. Levhanın viskoz akışkan içinde hareket etmesiyle sönümleme işi gerçekleşmiş olmaktadır.

b) Sıkıştırılmış Yağ (Squeeze-Film) Damperi

Dönmeyen ancak düşey ve yatay yönde hareket eden bir yatak sisteminden ibarettir. Damperin iç bilezik elemanı rulmanlı ya da kaymalı yataklarla rotora bağlanıp sistemin titreşime maruz kalması halinde sıkışan yağ sönüm üretir ve sistemin titreşimlerini sönümler. Çok çeşitli kullanım alanları olmakla beraber bilhassa türbo makinaların titreşimlerini kontrolde ve transmisyon şaftlarının titreşim kontrolünde kullanılan pasif sönüm elemanıdır.

Asıl çalışma konumuz sıkıştırılmış yağ (Squeeze-Film) damperi olduğundan daha geniş ve detaylı bilgi ileriki bölümlerde verilmiştir.

1.2.3.2. Aktif Sönüm Karakterli Damperler

Bu tür damperlerle titreşmeyen sistemlere dahi aktif bir şekilde kontrol kuvveti uygulamak mümkündür. Dolayısıyla aktif bir titreşim kontrolü uygulanmasına müsaittir. Bu özelliklerinden dolayı aktif sönümlü damperler Bilgisayar Destekli Kontrol (Compüter Aided Control) tekniğinin gelişmesine imkan sağlamıştır. Günümüzde aktif titreşim kontrolünde pratik uygulaması olan damperler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Elektro-Manyetik Damper
- Elektro-Viskoz Damper
- Piezo-Elektrik Damper

a) Elektro-Manyetik Damper

Prensip olarak elektro-manyetik kuvvetin metallere olan etkisine dayanır. Bilindiği gibi elektro manyetik alan içinde hareket eden metaller bir kuvvete maruzdur. Bu elektro manyetik kuvvetin dönen rotorların etrafında oluşturulması halinde rotorun titreşimleri belli ölçüde sönümlenmiş olacaktır.

b) Elektro-Viskoz Damper

Rotor sistemlerinin titreşim kontrolü için çok yeni bir sistem olup, henüz pratik uygulamasına geçilmemiş laboratuvar denemelerinde kullanılan bir damperdir. Çalışma prensibi, viskozitesi elektrik voltajı ile değişen akışkan içinde bir metal levhanın hareketi ile oluşan bir sönümleme esasına dayanır. Bu açıdan Squeeze-Film dampere benzerse de üretilen sönüm özelliği ile tamamen farklı bir yapı arzeder.

c) Piezo-Elektrik Damper

Bilindiği gibi piezo-elektrik malzemeler herhangi bir kuvvete maruz kaldığında elektrik üretirler. Bu özelliklerinden dolayı son senelerde bilhassa TRANSDUCER (titreşim ölçme elemanı) olarak pek fazla kullanım sahası bulmuş durumdadır.

Piezo-elektrik malzemeler bir yandan baskıya veya çekiye maruz bırakılınca genişmekte, dolayısıyla kuvvet üretmektedir. İşte Piezo-Elektrik malzemeler bu özelliklerinden dolayı Elektro-Manyetik ve Elektro-Viskoz damperlere alternatif olarak aktif titreşim kontrol elemanı olarak kullanılmak üzere son zamanlarda ortaya çıkmıştır.

İster Elektro-Manyetik, ister Elektro-Viskoz, isterse Piezo-Elektrik damper olsun, bu aktif titreşim kontrolü elemanlarının her üçünde titreşim sistemi hakkında elde edilmiş olan bilgilerin değerlendirilip sistem titreşimlerinin otomatik bir şekilde kontrol edilmesine imkan vermektedir.

Öte yandan "ON-LINE" kontrol dediğimiz sistemden alınan verilerin anında değerlendirilip, mikro işlemcide formüle edilmiş bilgiler ışığında sistemin uygun sinyallerle kontrol edilmesi mümkün olmaktadır. Dolayısıyla, böyle bir kontrol işlemine "Bilgisayar Destekli Titreşim Kontrolü" adı verilebilir.

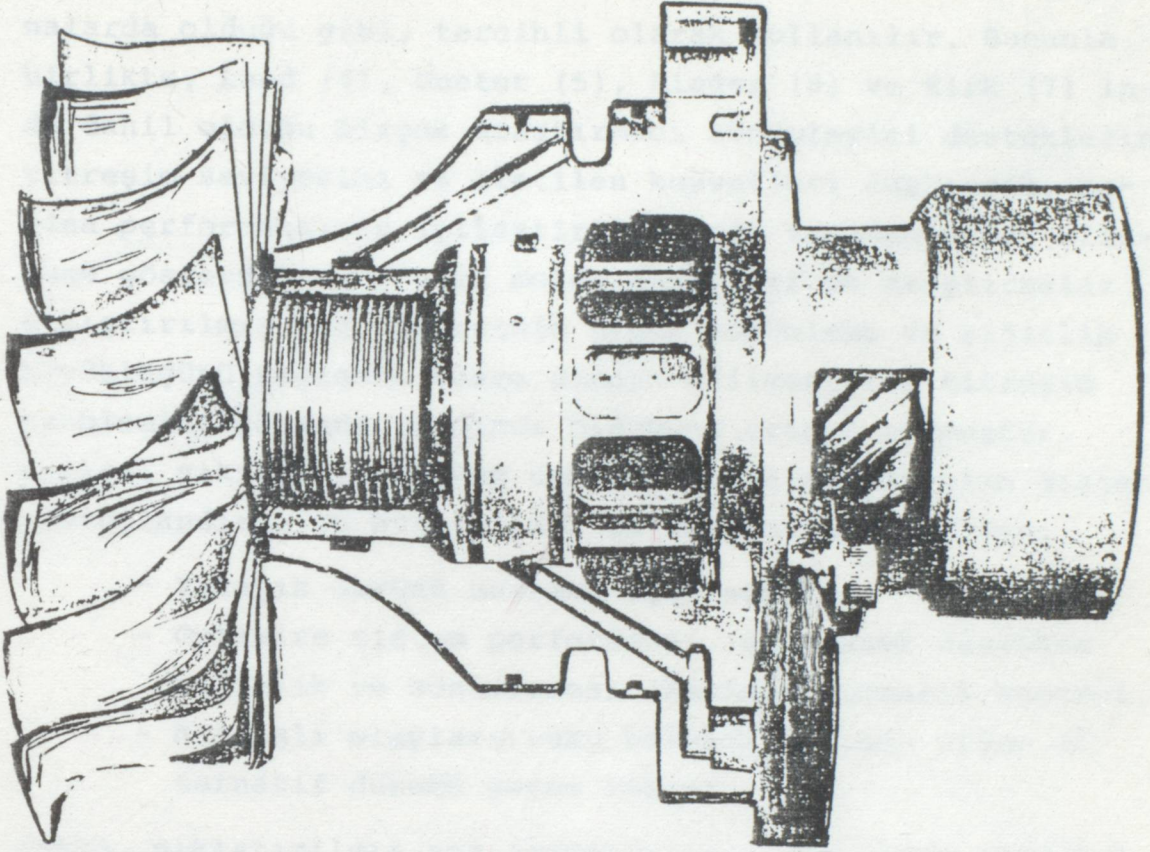
B Ö L Ü M II

2- SIKIŞTIRILMIŞ YAĞ DAMPERLERİNİN TANITILMASI

2.1. Konstrüksiyon Şekli ve Genel Özellikleri

Sıkıştırılmış yağ damperi, iç kısımda, dış bileziği dönmeyen bir yatak, dış kısımda yine dönmeyen ve damper bileziği adı verilen bir eleman ve bunların arasında sıkıştırılmış yağdan ibaret bir konstrüksiyondur. İçteki yatak kaymalı veya rulmanlı olabilir. Şayet rulmanlı yatak kullanılmışsa bu rulmanlı yatağın dış bileziğini çevreleyen yağla dolu halka şeklinde bir oyuk vardır. Daha önceki dizaynlarda rotoru destekleyen rulmanlı yatağın dış bileziği gövdeye rijit olarak bağlanırken, söz konusu dizaynlarda dış bileziğin hareketine mücadele edilmektedir. Yani sıkıştırılmış yağ damperleri muylunun dönmediği fakat whirl hareketine karşı serbest olduğu düz silindirik kaymalı yatağa benzerler. İleriki bölümlerde görüleceği gibi sıkıştırılmış yağa destek sağlayan esnek bir elemanla (yay, vb) beraber kullanılan konstrüksiyonlar mevcuttur.

Benzer izolatörler 1889 yılında ilk defa C.A Parsons tarafından turborotor yataklarına uygulandı. 1939 da ise İsviçre Brown Boveri, sıkıştırılmış yağ damperlerini turbo şarjlarda kullandı. Yaklaşık 30 yıl önce gaz türbini motorlarında standart bir uygulama haline geldi. Şekil.2.1 de tipik bir konstrüksiyon görülmektedir. Bu konstrüksiyonda yağ deliklerini açıkça görebiliriz. Çünkü, damper bileziği ve bilyalı yatak dış bileziği arasındaki metal-metal kontaklarından kaçınmak için çoğu zaman gerekli basıncın dıştan sağlanmasına ihtiyaç duyulur. Benzer başka bir damperin,



Şekil-2.1. Sıkıştırılmış yağ damperi konstrüksiyonu

santrüfjüj kompresörler için tipik bir uygulaması Şekil.2.2 de gösterildi. Ayrıca Şekil.2.3 de daha detaylı olarak, hidrodinamik film, oynak lokmalı bir yatak bileziği ve damper (sıkıştırılmış yağ) ayrıca gösterildi (2). Bu şekildeki, her iki yağ filmide muylu yarıçapının (0,001-0,003)'ü kadar olup, hemen hemen eşit kalınlıklardadır. Burada muylu, yatak bileziği ve stator merkezleri çok önemlidir. Çünkü onların arasındaki relativ hareket, farklı yörüngeler, rotor-yatak sisteminin kontrolü için önemli bilgiler verir.

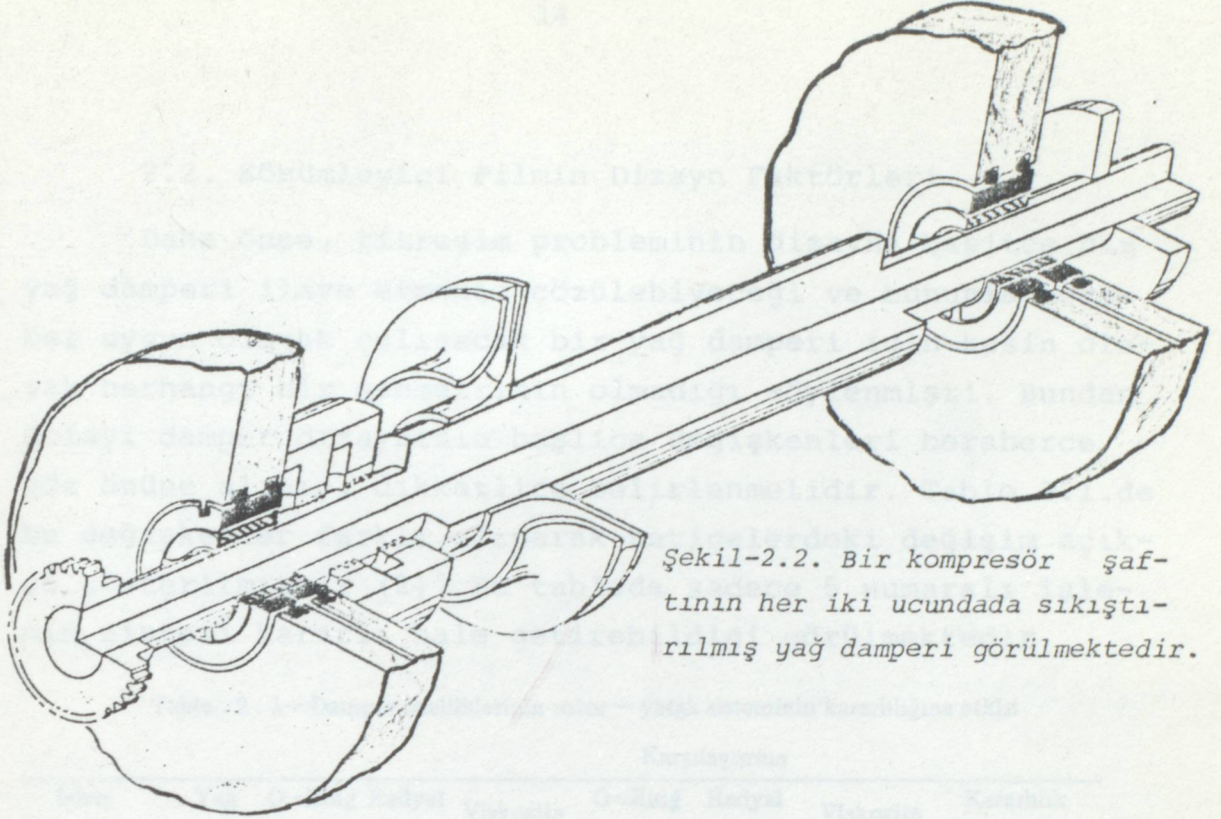
Sıkıştırılmış yağ damperlerinin geniş pratik uygulama alanı bulabilmiş olmasının birtakım ana sebepleri vardır. Sıkıştırılmış yağ damperleri yataklarla aynı düşey düzlem üzerinde yerleştirilebildiğinden, milin bütün uzunluğunun zaten disklerle, sızdırmazlık elemanlarıyla, yataklarla, vs. ile aküple olduğu yerlerde, örneğin turbomaki-

nalarda olduğu gibi, tercihli olarak kullanılır. Bununla birlikte, Lund (4), Gunter (5), Rießer (9) ve Kirk (7) inde dahil olduğu birçok araştırmacı sönümleyici desteklerin titreşim seviyesini ve iletilen kuvvetleri düşürerek, makina performansının iyileştirilmesinde tamamen etkin olduğunu gösterdiler. Pratik motor deneyleri ve araştırmalar sıkıştırılmış yağ damperinin uygun sönümleme ve rijitlik büyüklüğünü sağlamak üzere dizayn edilmesiyle, titreşim problemini çözmede yardımcı olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca, sıkıştırılmış yağ damperlerinde mevcut olan dıştan basınçlandırma şu avantajları da beraberinde getirir:

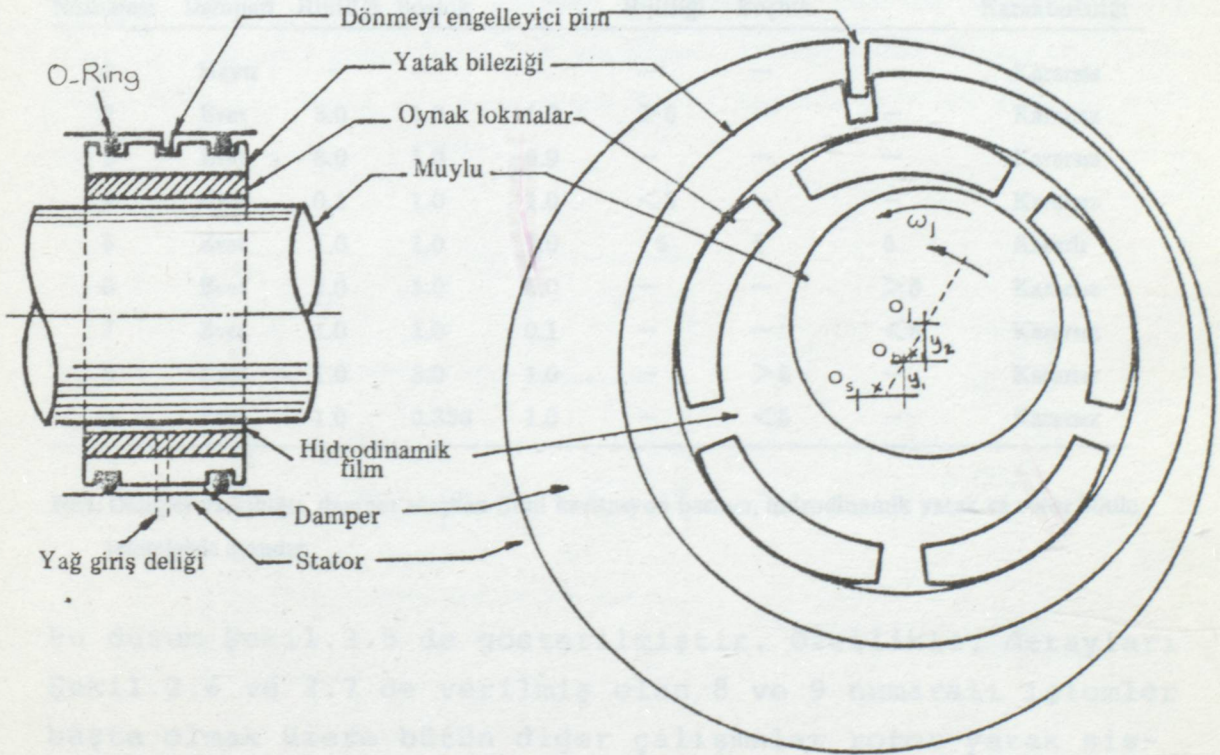
- Yatağın ömrünü uzatmak için soğutma,
- Optimize sistem performansı için esnek desteğin rijitlik ve sönümlemesi üzerinde otomatik kontrol,
- Atlamalı olayların vuku bulması halinde uygun alternatif duruma geçme imkanı,

Hatta, sıkıştırılmış yağ damperlerinin çok hafif rotorlar ve 100.000 d/d'lik çalışma hızında, çok ağır rotor ağırlıklarına kadar her boyuttaki makina için pratik olarak kullanılabilceği bildirilmiştir (2).

Ancak, bütün bunlarla beraber sıkıştırılmış yağ damperleri tam bir optimize dizaynı gerektirir. Optimum dizayn aralıkları dışında kalan değerler rijit olarak desteklenen rotorlardan daha kötü bir performans ortaya koyabilir. Yalnız dizayn edilmiş damperlerin dinamik yükleri bülteceğine birçok araştırmacı tarafından dikkat çekilmiştir (7). Bundan dolayı, rotor responsunun düşürülmesinde bu damperlerin etkinliği değişik geometriler ve çalışma şartları için belirlenmiş rijitlik ve sönüm değerinin doğru olmasına bağlıdır. Yani, dizaynları komplekstir ve rotor sisteminin kararlılığı için dizayn parametrelerinin doğru belirlenmesi çok önemlidir.



Şekil-2.2. Bir kompresör şaftının her iki ucunda sıkıştırılmış yağ damperi görülmektedir.



Şekil.2.3. Kaymalı yatakla beraber, sıkıştırılmış yağ damperi açıkça görülmektedir. Burada, filmin minimum kalınlığa ulaşmasıyla maksimum film kuvveti oluşur.

2.2. Sönümleyici Filmin Dizayn Faktörleri

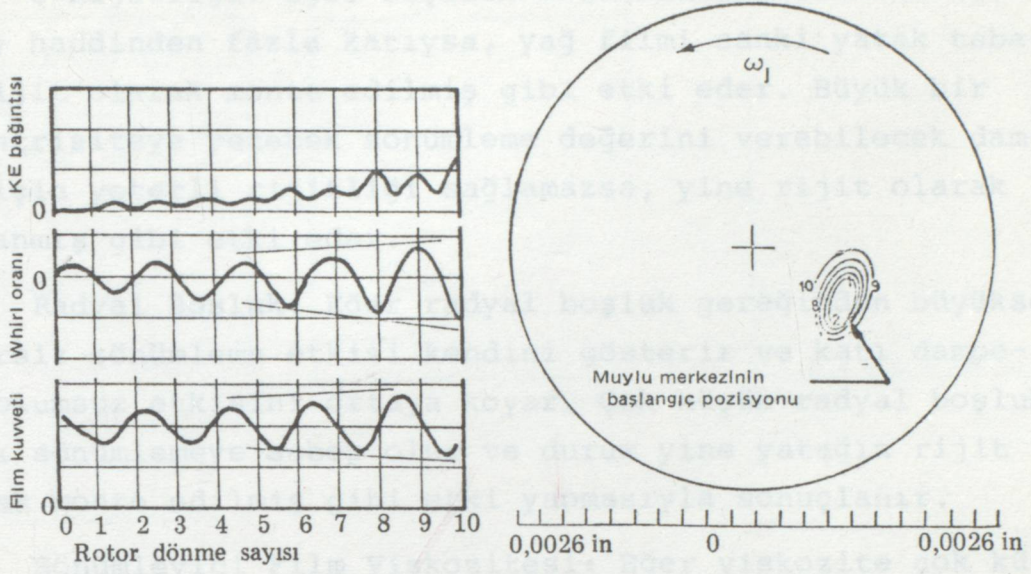
Daha önce, titreşim probleminin dizayna basitçe bir yağ damperi ilave etmekle çözülebiyeceği ve bununla beraber uygun olarak çalışacak bir yağ damperi için kesin olarak herhangi bir geometrinin olmadığı söylenmişti. Bundan dolayı damper dizaynının başlıca değişkenleri beraberce göz önüne alınıp, dikkatlice belirlenmelidir. Tablo.2.1.de bu değişkenler farklı alınarak neticelerdeki değişim açıkça gösterilmiştir (2). Bu tabloda sadece 5 numaralı işlemin, sistemi kararlı hale getirebildiği görülmektedir.

Tablo . 2 . 1— Damper özelliklerinin rotor — yatak sisteminin kararlılığına etkisi

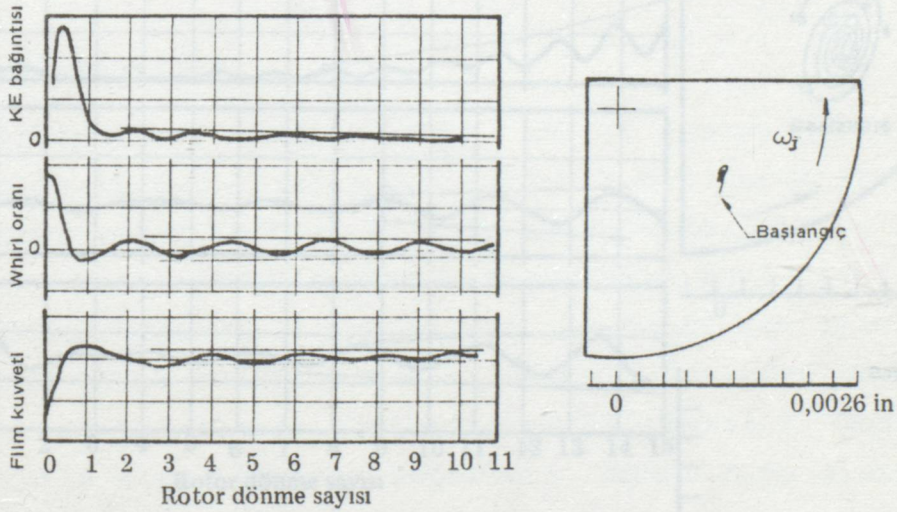
İşlem Numarası	Yağ Damperi	Karşılaştırma						Kararlılık Karakteristiği
		O—Ring Rijitliği	Radyal Boşluk	Viskozite	O—Ring Rijitliği	Radyal Boşluk	Viskozite	
1	Hayır	—	—	—	—	—	—	Kararsız
2	Evet	3.0	1.0	1.0	>5	—	—	Kararsız
3	Evet	3.0	1.0	5.0	—	—	—	Kararsız
4	Evet	0.1	1.0	1.0	<5	—	—	Kararsız
5	Evet	1.0	1.0	1.0	5	5	5	Kararlı
6	Evet	1.0	1.0	5.0	—	—	>5	Kararsız
7	Evet	1.0	1.0	0.1	—	—	<5	Kararsız
8	Evet	1.0	3.0	1.0	—	>5	—	Kararsız
9	Evet	1.0	0.333	1.0	—	<5	—	Kararsız

Not: Damper uzunluğu, damper akışkan filmi kaviteasyon basıncı, hidrodinamik yatak ve rotor bütün işlemlerde aynıdır.

Bu durum Şekil.2.5 de gösterilmiştir. Özellikle, detayları Şekil.2.6 ve 2.7 de verilmiş olan 8 ve 9 numaralı işlemler başta olmak üzere bütün diğer çalışmalar rotor-yatak sisteminin kararlı hale gelmesini sağlayamamaktadır. Optimum çözüm için, sönümleyici filmin dizayn faktörleri olan aşağıdaki üç değişkenin her birinde değişiklik yaparak kararlı durumunun sağlanmasına çalışılır.



Şekil-2.4. Sıkıştırılmış yağ damperinin kullanılmadığı (Tablo-2.1.de işlem 1) tipik rotor-yatak sistemi kararsızlığı tedrici olarak büyütür. Muylu merkezinin genişleyen bir yörüngesi olması rotor kararsızlığının göstergesidir. Muylu merkezinin yörüngesi boyunca görülen sayılar muylunun devir sayısını gösterir.



Şekil-2.5. Uygun damperin kararlılığı sağlaması.

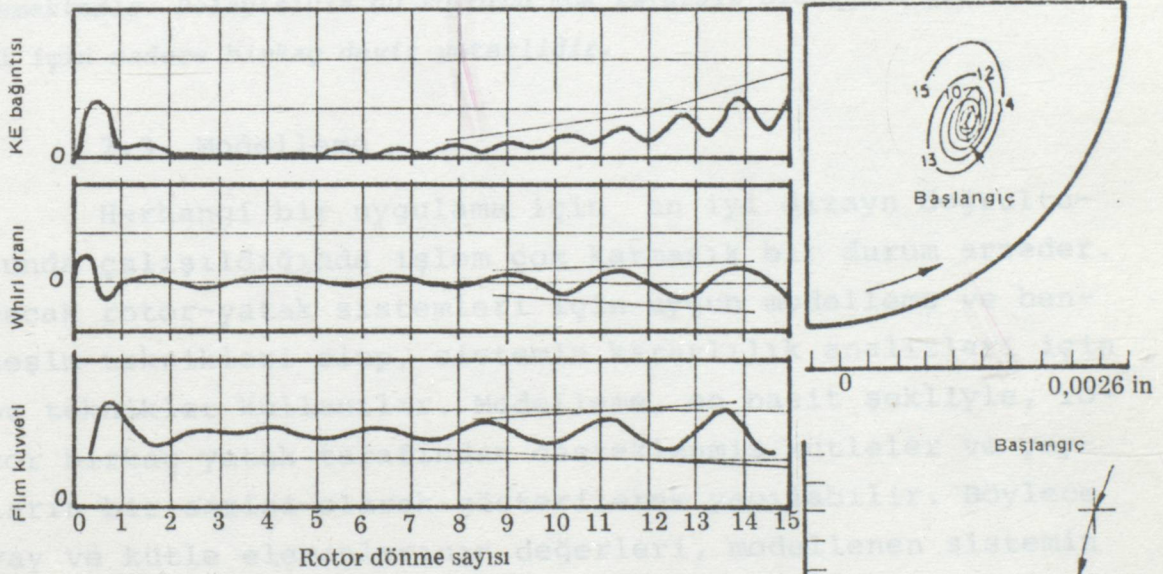
Sıkıştırılmış yağ damperinin üç ana faktörünün uygun olarak seçilmesiyle kararlılık sağlanır (Tablo-2.1. işlem 5).

Bu durum, cevap eğrilerindeki genliklerin azalmasıyla ve muylu merkez yörüngesinin yaklaşık olarak bir noktada toplanmasıyla kendini göstermektedir.

O-Rijitliği: Eğer seçilen sızdırmazlık elemanı (O-Ring) haddinden fazla katıysa, yağ filmi sanki yatak tabana rijit olarak monte edilmiş gibi etki eder. Büyük bir eksantrisiteye yetecek sönümleme değerini verebilecek damper için yeterli rijitliği sağlamazsa, yine rijit olarak bağlanmış gibi etki eder.

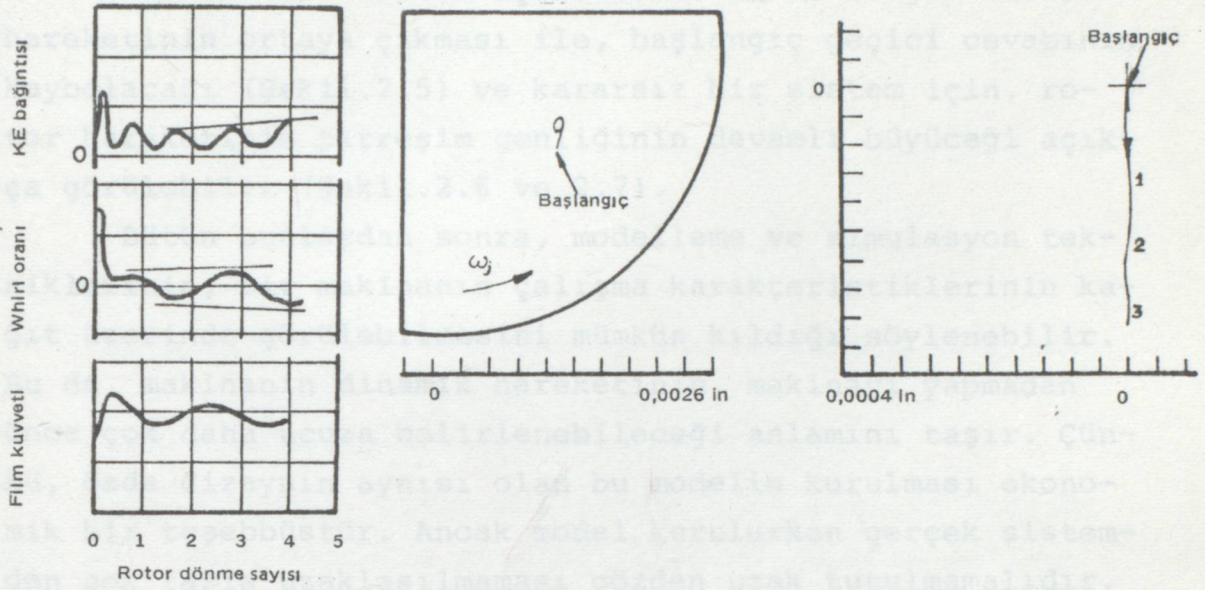
Radyal Boşluk: Eğer radyal boşluk gereğinden büyükse, yetersiz sönümleme etkisi kendini gösterir ve katı damperin olumsuz etkisini ortaya koyar. Çok küçük radyal boşluk aşırı sönümlmeye sebep olur ve durum yine yatağın rijit olarak monte edilmiş gibi etki yapmasıyla sonuçlanır.

Sönümleyici Film Viskozitesi: Eğer viskozite çok küçük olursa, yetersiz sönümleme etkisinden dolayı sönümleyici film tesirsiz kalır. Buna karşılık, viskozite haddinden çok büyük olursa, yatak yine rijit olarak bağlanmış gibi etki eder.



Şekil-2.6. Zayıf dizaynın istenmiyen sonuçları.

O-Ring rijitliği, radyal boşluk veya akışkan viskozitesi olması gerekenden daha düşükse, rotor-yatak sistemi dampersiz bir sistemden daha kararsız bir duruma gelebilir. Genlikler büyüdüğünden ve yörünge genişlediğinden bu dizaynın kararsızlığı açıkça görülmektedir.



Şekil-2.7. Uygunsuz değişkenlerin diğer bir durumu.

Radyal boşluğun gereğinden fazla olması iyi değildir. Normalden üç misli büyük bir radyal boşlukla yapılan testin olumsuz sonuçları şekilde görülmektedir. Genlikler çok çabuk büyümekte, yörüngeler hızla genişlemektedir. Dolayısıyla bu rotorun çok kararsız olduğunun görülebilmesi için sadece birkaç devir yeterlidir.

2.3. Modelleme

Herhangi bir uygulama için en iyi dizayn doğrultusunda çalışıldığında işlem çok karmaşık bir durum arzeder. Ancak rotor-yatak sistemleri için uygun modelleme ve benzeşim teknikleri olup, sistemin kararlılık analizleri için bu teknikler kullanılır. Modelleme, en basit şekliyle, rotor birkaç yatak tarafından desteklenmiş kütleler ve yayların bir serisi olarak gösterilerek yapılabilir. Böylece yay ve kütle elemanlarının değerleri, modellenen sistemin analiziyle belirlenebilir.

Tablo.2.1 de gösterilen 1 den 9'a kadarki işlemlerin film modelleri, mümkün olan en büyük doğruluğu vermek için tamamen Non Lineer kuvvet-yerdeğiştirme ve kuvvet-hız bağıntılarını kullanır. Rotor kütlelerinin hareket denklemleri zamana göre integre edilir ve sistemin modeli çözümlenirse:

Kararlı bir sistem için, sabit durum (rejim hali) hareketinin ortaya çıkması ile, başlangıç geçici cevabının kaybolacağı (Şekil.2.5) ve kararsız bir sistem için, rotor hareketinin titreşim genliğinin devamlı büyüceği açıkça görülebilir (Şekil.2.6 ve 2.7).

Bütün bunlardan sonra, modelleme ve simulasyon tekniklerinin, bir makinanın çalışma karakteristiklerinin kâğıt üzerinde görülebilmesini mümkün kıldığı söylenebilir. Bu da, makinanın dinamik hareketinin, makinayı yapmadan önce çok daha ucuza belirlenebileceği anlamını taşır. Çünkü, özde dizaynın aynısı olan bu modelin kurulması ekonomik bir teşebbüstür. Ancak model kurulurken gerçek sistemden çok fazla uzaklaşılması gözden uzak tutulmamalıdır. Zira model gerçek sistemden ne derece uzaksa, sonuçlarda gerçek değerlerden o derece uzaktır.

B Ö L Ü M III

3- KAYMALI YATAKLAR İÇİN REYNOLD DENKLEMİNİN TÜRETİLMESİ

3.1. Genelleştirilmiş Reynold Denklemi

Hidrodinamik yatak analizleri için yağlama teorisinin ve viskoz damperin esasları 1886 da formüle edilen Reynold denklemidir(8). Bu denklem, aşağıdaki varsayımların düzenlenmesiyle Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiştir.

- Akış laminardır.
- Film kalınlığı, uzunluğuna ve genişliğine göre küçüktür.
- Viskoz kuvvetlere göre akışkanın atalet kuvvetleri küçüktür.
- Akışkan ağırlık kuvveti ihmal edilebilir.
- Filmin karşılıklı yüzeylerinde basınç değişimi yoktur.
- Akışkan ile yatak yüzeyleri arasında kayma vardır.
- Bu akışkanlar Newtoniyen yağlayıcılardır.

Kaymalı yataklarda çevresel ve aksenal yöndeki basınç dağılımı için genelleştirilmiş Reynold denklemi şu şekilde verilir (8):

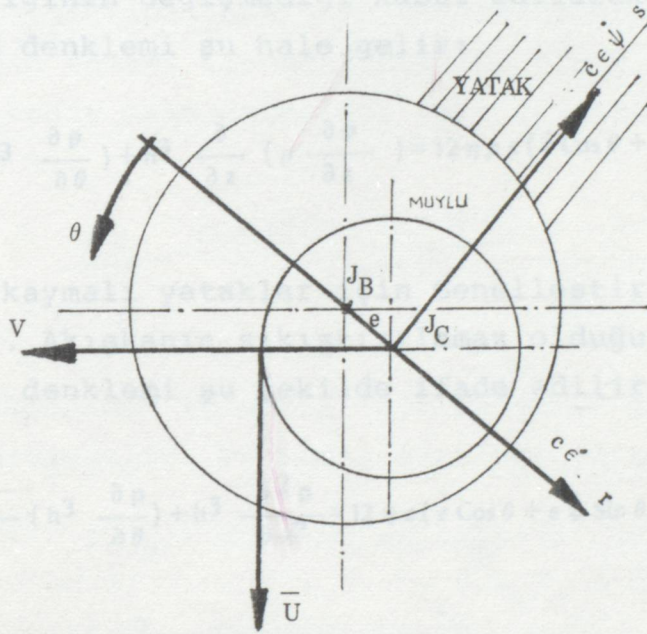
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \bar{U} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12 \rho V \dots (3.1.1)$$

Burada η akışkanın dinamik viskozitesi, h film kalınlığı, ρ film basıncı ve ρ yoğunluktur. Muylunun radyal hızı

film kalınlığındaki değişim oranını ifade eder. $\dot{\theta}$ muylunun teğetsel hızıdır. Film kalınlığı şu şekilde verilir:

$$h = c + e \cos \theta \quad \text{veya} \quad h = c \left(1 + \frac{e}{c} \cos \theta \right), \quad h = c (1 + e \cos \theta)$$

Burada e muylu eksantrisitesi, c dinamik eksantrisite ve θ ise çevresel açıdır.



Şekil-3.1.

Şekil 3.1. göz önüne alınarak $\bar{U}$ ve V hızları için aşağıdaki ifadeler yazılabilir:

$$\bar{U} = c \dot{e} \sin \theta - c e \dot{\psi} \cos \theta \quad ; \quad V = c \dot{e} \cos \theta + c e \dot{\psi} \sin \theta$$

Burada $c \dot{e}$ muylu merkezinin radyal hızı ve $c e \dot{\psi}$ ise teğetsel hızıdır.

Hız ifadeleri (3.1.1) denkleminde yerine konularak ve $x = R.\theta$ yazılarak;

$$-\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \frac{c}{R} (\dot{\epsilon} \sin \theta - \epsilon \dot{\psi} \cos \theta) \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} +$$

$$12 \rho c (\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon \dot{\psi} \sin \theta)$$

Yukarıdaki denklemin sağ tarafındaki ilk terim $\frac{c}{R}$ nin çok küçük olduğu göz önüne alınarak ihmal edilir. Ayrıca burada yağ filmi viskozitesinin sabit olduğu ve "Z, yönünde film kalınlığının değişmediği kabul edilecek olursa, o zaman Reynold denklemi şu hale gelir:

$$-\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + h^3 \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12 \eta \rho c (\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon \dot{\psi} \sin \theta) \quad (3.1.2)$$

Bu denklem kaymalı yataklar için Genelleştirilmiş Reynold Denklemidir. Akışkanın sıkıştırılamaz olduğu kabul edilerek (3.1.2) denklemi şu şekilde ifade edilir:

$$-\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 12 \eta c (\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon \dot{\psi} \sin \theta) \quad (3.1.3)$$

Kaymalı yataklar için çıkarılan bu denklemler, sıkıştırılmış yağ damperleri için de geçerlidir. Çünkü aynı prensiple sönümleme kuvveti üretilir. Fakat üretilen sönüm ve rijitlik farklılık arzeder. İleriki bölümlerde hem kaymalı yatak hem de sıkıştırılmış yağ damperi için bu değerler ayrı ayrı çıkarılıp, karşılaştırmalı olarak verilecektir. Bu bakımdan aşağıda verilen denklem çözümlerinin sıkıştırılmış yağ damperine ait olduğu göz önüne alınmalıdır. Genelleştirilmiş Reynold denklemi homojen olmayan kısmi diferansiyel denklemdir ve doğrudan çözülemez. Ancak belirli özel durumlar için bazı analitik çözümler aşağıdaki bölümlerde verilmektedir.

3.2.2. Kısa Yatak, Yarı Film Çözümü

$$F_r = R \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{z_1}^{z_2} p(\theta, z) \cos \theta \, dz \, d\theta \quad (3.2.4)$$

$$F_s = R \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{z_1}^{z_2} p(\theta, z) \sin \theta \, dz \, d\theta$$

Burada θ_1 ve θ_2 yağ filminin çevresel sınırlarıdır. "Kısa yataklar" için (3.2.4) denkleminde basınç yerine (3.2.3) denklemi yazılarak F_r ve F_s film kuvvetleri bulunur.

$$F_r = - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \Lambda \cos \theta \, d\theta + \frac{p_s \cdot L \cdot R}{2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \cos \theta \, d\theta$$

$$F_s = - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \Lambda \sin \theta \, d\theta + \frac{p_s \cdot L \cdot R}{2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \, d\theta$$

$$\Lambda = \frac{\eta R L^3}{c^2} \frac{\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon \dot{\psi} \sin \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3}$$

3.2.1. Kısa Yatak, Tam Film Çözümü

Çevresel olarak herhangi bir yerde yağ filminin ke-sintiye uğramadığı varsayılır. Bu durum, atmosferik sevi-yeden daha düşük basınç olan negatif basınç dışında, sağ-lanan basıncın denge için yeteri kadar yüksek olduğu yer-lerde uygulanabilir. Tam film için integrasyon limitleri $\theta_1=0$ ve $\theta_2=2\pi$ dir. (3.2.4) denklemlerinde bu limitlerin kul-lanılmasıyla radyal ve teğetsel film kuvvetleri sırasıyla şu şekilde belirlenir (8):

$$F_r = -\pi \frac{\eta R L^3}{c^2} \frac{1 + 2\epsilon^2}{(1-\epsilon^2)^{5/2}} \dot{\epsilon} \quad (3.2.5)$$

$$F_s = -\pi \frac{\eta R L^3}{c^2} \frac{\epsilon \dot{\psi}}{(1-\epsilon^2)^{3/2}}$$

3.2.2. Kısa Yatak, Yarı Film Çözümü

Sıkıştırılmış yağlı yataklara uygulanan dinamik kuvvetleri karşılamak üzere sağlanan basıncın yeteri kadar yüksek olmadığı durumlarda kavitasyon meydana gelir. Çevredeki kavitasyon alanının limitleri, sağlanan basınç etkilerinin de içine alır. (3.2.5) denklemlerinde θ_1 ve θ_2 limitleri basınç ($p=0$) konularak (3.2.3) denkleminde bulunabilir.

$$\begin{aligned}\theta_1 &= \tan^{-1} (\dot{\epsilon}/-\epsilon \dot{\psi}) \\ \theta_2 &= \theta_1 + \pi\end{aligned}\quad (3.2.6)$$

Film kırılmasının başlangıcını belirler. Böylece;

$$\begin{aligned}F_r &= -\frac{\eta R L^3}{c^2} \left[\frac{\pi(1+2\epsilon^2)\dot{\epsilon}}{2(1-\epsilon^2)^{5/2}} + \frac{2\epsilon^2\dot{\psi}}{(1-\epsilon^2)^2} \right] \\ F_s &= -\frac{\eta R L^3}{c^2} \left[\frac{2\dot{\epsilon}\epsilon}{(1-\epsilon^2)^2} + \frac{\pi\epsilon\dot{\psi}}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}} \right] + R L p_s\end{aligned}\quad (3.2.7)$$

Yukarıdaki ifadeler, sadece film uzunluğu $\theta_1=\pi$ den $\theta_2=2\pi$ ye kadar olan durumlar için uygulanır.

3.3. Uzun Yatak Çözümü

Sıkıştırılmış yağlı yataklarda uçlardaki contaların etkisi üzerine fazla çalışma yapılmamakla beraber minimize uç sızıntısı için contaların kullanılması genel bir kullanım alanı bulmuştur. Küçük uç sızıntısının var olduğu yerde ve yatak uzunluğunun çapına oranla daha uzun olduğu yerdeki durumlar için çevresel yöndeki basınç gradyanının ek senel yöndekinden daha yüksek bir etkiye sahip olduğu bilinir böylece (3.1.3) denklemindeki ikinci terim ihmal edilebilir. Film kuvvetlerinin türetilmesi aşağıdaki bölümlerde bu gibi durumlar için verilmektedir. Sıkıştırılamayan bir akışkan için (3.1.3) denklemi şu hale gelir:

$$\frac{d}{R^2 d\theta} \left(h^3 \frac{dp}{d\theta} \right) = 12 \eta c \left(\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon \dot{\psi} \sin \theta \right) \quad (3.3.1)$$

Verilen sınır şartlarına göre (3.3.1) denklemini θ 'ya göre iki kere integre edilerek aşağıdaki denklem elde edilir. Sommerfeld sınır şartları:

$$\begin{aligned} \theta = 0 & \longrightarrow p = p_s \\ \theta = 2\pi & \longrightarrow p = p_s \end{aligned}$$

Basınç dağılımı için ifadeler şu şekildedir (8):

$$p - p_s = \frac{6 \eta R^2}{c^2} \left[-2 \dot{\psi} \left(\frac{\epsilon}{2 + \epsilon^2} \right) \frac{\sin \theta (2 + \epsilon \cos \theta)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^2} \left[\frac{1}{(1 + \epsilon \cos \theta)^2} \frac{1}{(1 + \epsilon)^2} \right] \frac{\dot{\epsilon}}{\epsilon} \right] \quad (3.3.2)$$

Film kuvvetlerinin belirlenmesi için basınç dağılışı θ ya göre integre edilir. Böylece;

$$\begin{aligned} F_r &= -L R \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cos \theta \, d\theta \\ F_s &= -L R \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \sin \theta \, d\theta \end{aligned} \quad (3.3.3)$$

3.3.1. Uzun Yatak, Tam Film Çözümü

Eğer film sınırları, filmin kesintiye uğramadığı yerde $\theta_1 = 0$ ve $\theta_2 = 2\pi$ ile verildiği varsayılırsa o zaman radyal ve teğetsel film kuvvetleri için ifadeler şu şekli alır:

$$\begin{aligned} F_r &= -12 \pi \eta L \frac{R^3}{c^2} \frac{\dot{\epsilon}}{(1 - \epsilon^2)^{3/2}} \\ F_s &= -24 \pi \eta L \frac{R^3}{c^2} \frac{\dot{\psi} \epsilon}{(2 + \epsilon^2)(1 - \epsilon^2)^{1/2}} \end{aligned} \quad (3.3.4)$$

3.3.2. Uzun Yatak, Yarı Film Çözümü

Bazen hidrodinamik olarak üretilen negatif basınç çok düşüktür. Böyle durumlarda kavitasyona uğramış, uzun sıkıştırılmış yağ filmi modeli çoğunlukla basitleştirme için yarı film varsayılır. Böylelikle film limitleri $\theta_1 = \pi$ ve $\theta_2 = 2\pi$ dir. Bu limitlerin kullanılması film kuvvet bileşenlerini aşağıdaki şekilde verir:

$$F_r = -6\eta L \frac{R^3}{c^2} \left[\frac{\dot{\epsilon}\pi}{(1-\epsilon^2)^{3/2}} + \frac{4\dot{\psi}\epsilon^2}{(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)} \right] \quad (3.3.5)$$

$$F_s = -12\eta L \frac{R^3}{c^2} \left[\frac{2\dot{\epsilon}}{(1+\epsilon)(1-\epsilon^2)} + \frac{\dot{\psi}\pi\epsilon}{(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)^{1/2}} \right] + 2RLp_s$$

B Ö L Ü M IV

4- SIKIŞTIRILMIŞ YAĞ DAMPERİ KUVVETLERİNİN İNCELENMESİ

4.1. Genel Bilgi

Bir önceki bölümde Reynold denklemi türetilerek sıkıştırılmış yağ damperleri için genelleştirilmiş Reynold denklemi elde edildi. Ayrıca belirli özel durumlar için bu denklemin çözümü verilerek, buradan radyal ve teğetsel film kuvvetleri belirlendi. Bu bölümde ise uzun yataklar için Reynold denkleminin özel hali önceki bölümden doğrudan alındı ve belirlenen sınır şartlarına göre hidrodinamik basınç denklemi elde edildi. Bu basınç giriş ve kavitasyon basınçları da göz önüne alınarak incelendi. Merkezlenmiş ve eksantrik yörüngeler vasıtasıyla üretilen damper kuvvetleri ele alındı. Her iki durum için uçak motorlarında kullanılan damper tipleri örnek alınarak, basınç dağılımının doğrudan ölçülebilmesi için yapılması gerekli işlemler anlatıldı. Ayrıca konuyla ilgili benzer uygulamalara yer verildi.

Yapılan deneylerle teori arasında önemli farklılıkların olduğu gözlemlendi (9), (10). Bu farklılığın yağ besleme mekanizmaları ve uçlardaki yağ sızıntısından dolayı sınır şartlarının değişmesi gibi, deney tertibatına bağlı nedenlerden ortaya çıktığı ileri sürülmektedir. Ayrıca sıkıştırılmış yağ damperli rotor-yatak sistemi dinamiğinin birbirine tesir etmesi hususuna dikkat çekildi. Bu bakımdan, daha tutarlı test sonuçlarının elde edilmesi için kontrol edilmiş yörüngeli test tertibatına ihtiyaç olduğu vurgulandı.

Vance mekanik olarak meydana getirilen yörüngeler üzerine yaptığı deney sonuçlarını anlattı. Ayrıca sıkıştırılmış yağ içindeki basınç dağılımını ölçtü (9). Ancak Vance'ın damper boşluğu, giriş basıncı ve çalışma şartları her halükarda kavitasyonu önlemek üzere seçildi. Yani sadece 360° lik basınç profili göz önüne alındı. Fakat uçak motoru damperleri genellikle kavitasyona maruz bir şekilde çalıştıklarından damper kuvvetleri üzerindeki kavitasyon etkisinin araştırılması çok önemlidir. Bu bakımdan, burada 180° (tamamen kavitasyonlu) ve 360° (kavitasyonsuz) arasındaki bölgede dinamik basınç dağılımı özellikle incelendi. Damper yağ boşluğundaki çevresel basınç dağılımının hesaplanması için üçüncü bölümde yer alan (3.3.1) denklemden yararlanıldı.

4.2. Hidrodinamik Basıncın Elde Edilmesi

$$\frac{d}{d\theta} \left(h^3 \frac{dp_H}{d\theta} \right) = 12 \eta R^2 V \quad (4.2.1)$$

$$h = c(1 - \epsilon \cos \theta) \quad (4.2.2)$$

Damper merkezinin mutlak hızı (V);

$$V = \frac{dh}{dt} = c(\epsilon \dot{\theta} \sin \theta - \dot{\epsilon} \cos \theta) \quad (4.2.3)$$

V ve h yerlerine konulup işlemler yapılırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$(1 - \epsilon \cos \theta)^3 \frac{d^2 p_H}{d\theta^2} + 3 \epsilon \sin \theta (1 - \epsilon \cos \theta)^2 \frac{dp_H}{d\theta} = - \frac{12 \eta R^2}{c^2} (\epsilon \dot{\theta} \sin \theta + \dot{\epsilon} \cos \theta) \quad (4.2.4)$$

$$-\frac{dp_H}{d\theta} = \eta \left(\frac{R}{c} \right)^2 \left[\frac{A_1 \cos \theta - A_2 \sin \theta + 2 A_3 \cos 2\theta - 2 A_4 \sin 2\theta}{(1 - \epsilon \cos \theta)^2} - 2 \epsilon \sin \theta \right. \\ \left. \frac{A_1 \sin \theta + A_2 \cos \theta + A_3 \sin 2\theta + A_4 \cos 2\theta}{(1 - \epsilon \cos \theta)^3} \right] \quad (4.2.7)$$

$$\frac{d^2 p_H}{d\theta^2} = \eta \left(\frac{R}{c} \right)^2 \left[\frac{-(A_1 \sin \theta + A_2 \cos \theta + 4 A_3 \sin 2\theta + 4 A_4 \cos 2\theta)}{(1 - \epsilon \cos \theta)^2} - \frac{2 \epsilon \sin \theta}{(1 - \epsilon \cos \theta)^3} \right. \\ \left. \begin{aligned} & [3 A_1 \cos \theta - 2 A_2 \sin \theta + 4 A_3 \cos 2\theta - 4 A_4 \sin 2\theta + (A_2 \cos \theta + A_3 \sin 2\theta + A_4 \cos 2\theta) \cos \theta] \\ & + \frac{6 \epsilon^2 \sin^2 \theta}{(1 - \epsilon \cos \theta)^4} (A_1 \sin \theta + A_2 \cos \theta + A_3 \sin 2\theta + A_4 \cos 2\theta) \end{aligned} \right] \quad (4.2.8)$$

$$\eta \left(\frac{R}{c} \right)^2 [(-A_1 + 2 \epsilon A_3) \sin \theta + (2 \epsilon A_4 - A_2) \cos \theta - (\epsilon A_1 + 4 A_3) \sin 2\theta - (\epsilon A_2 + 4 A_4) \cos 2\theta] \\ = - \frac{12 \eta R^2}{c^2} (\epsilon \dot{\theta} \sin \theta + \dot{\epsilon} \cos \theta) \quad (4.2.9)$$

(4.2.9) denklemini yeniden düzenleyerek aşağıdaki denklem elde edilir:

$$[(-A_1 + 2 \epsilon A_3 + 12 \epsilon \dot{\theta}) \sin \theta + (2 \epsilon A_4 - A_2 + 12 \dot{\epsilon}) \cos \theta - (\epsilon A_1 + 4 A_3) \sin 2\theta \\ - (\epsilon A_2 + 4 A_4) \cos 2\theta] \equiv 0$$

Bu denklemin sağlanabilmesi için her parantezin içi sıfıra eşit olmalıdır.

$$\begin{aligned} -A_1 + 2 \epsilon A_3 + 12 \epsilon \dot{\theta} &= 0 \\ 2 \epsilon A_4 - A_2 + 12 \dot{\epsilon} &= 0 \\ \epsilon A_1 + 4 A_3 &= 0 \\ \epsilon A_2 + 4 A_4 &= 0 \end{aligned} \quad (4.2.10)$$

Bu dört bilinmeyenli dört denklem çözüldüğünde katsayılar şu şekilde bulunur.

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{24 \epsilon \dot{\theta}}{(\epsilon^2 + 2)} & A_3 &= -\frac{6 \epsilon^2 \dot{\theta}}{(\epsilon^2 + 2)} \\ A_2 &= \frac{24 \dot{\epsilon}}{(\epsilon^2 + 2)} & A_4 &= -\frac{6 \epsilon \dot{\epsilon}}{(\epsilon^2 + 2)} \end{aligned} \quad (4.2.11)$$

Belirlenen bu katsayılar (4.1.6) denkleminde yerlerine yazılırsa hidrodinamik basınç denklemi elde edilmiş olur.

$$p_H = \frac{6\eta \left(\frac{R}{c}\right)^2}{(1 - \cos \theta)^2 (\epsilon^2 + 2)} (4 \epsilon \dot{\theta} \sin \theta - \epsilon^2 \dot{\theta} \sin 2\theta + 4 \dot{\epsilon} \cos \theta - \epsilon \dot{\epsilon} \cos 2\theta) \quad (4.2.12)$$

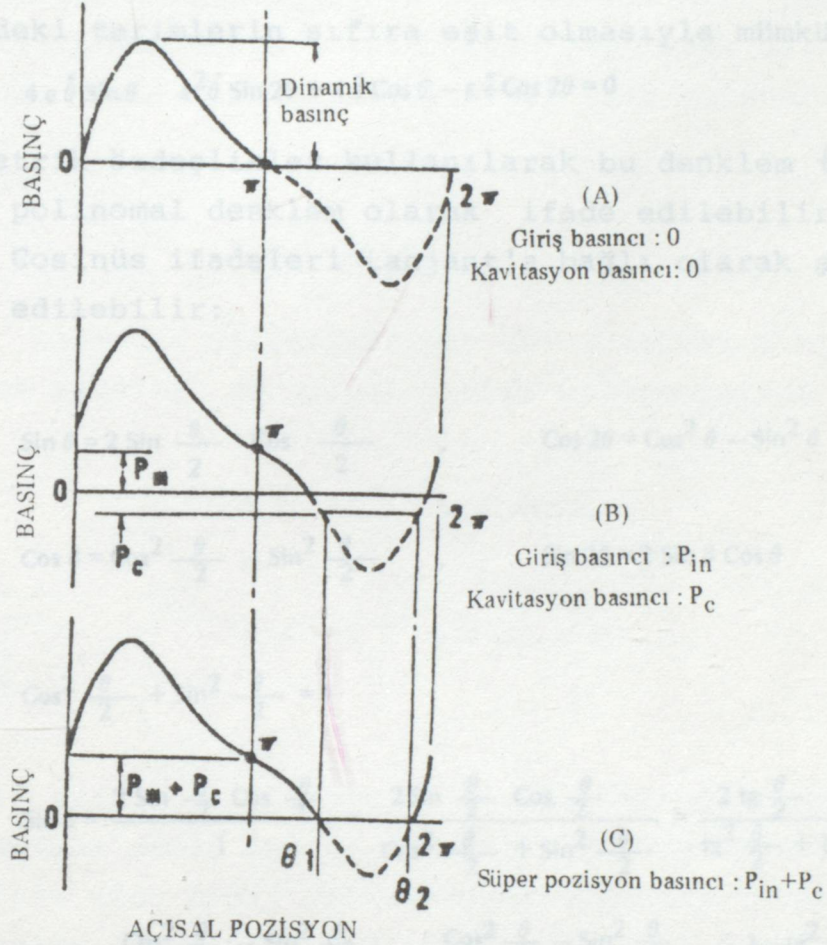
4.3. Kavitasyon Sınır Açılarının Belirlenmesi

Herhangi bir (θ) çevresel açısında damper yağ boşluğu içindeki dinamik basınç (P) , (4.1.12) hidrodinamik basınç ve giriş basıncının toplamına eşittir.

$$p(\theta) = p_H(\theta) + p_{in} \quad (4.2.13)$$

Bu basınç $\theta = \theta_1$, $\theta = \theta_2$ açıları için negatif olabilir. Eğer ortaya çıkan negatif basınç yağın kavitasyon basıncının altında ise, bu bölge içinde filmin kavitasyonlu olduğu söylenir. Giriş basıncının artırılması yağ filmi basıncını yükseltir. Böylece giriş basıncı yeteri kadar artırılarak kavitasyonlu filminden kavitasyonsuz filme tamamen geçiş meydana gelir. Yani kavitasyon basıncının etkisi giriş basıncı etkisine bağlı olduğundan, dinamik basınç dağılımı 180° den 360° ye kadar değişebilir. Şekil 4.2 (A)'da görüldüğü gibi, 180° film giriş ve kavitasyon basınçları sıfır olduğu zaman oluşacaktır. 360° lik film ise, giriş basıncı ve kavitasyon basıncının toplamı dinamik basınç pikine eşit veya daha büyük olduğu zaman oluşacaktır. Şekil 4.2(B) ve (C) deki basınç dağılımları aynı damper kuvvetini ürete-

ceklerdir. Basıncın sıfır olduğu durum göz önüne alındığında, (B) deki giriş basıncı ve kavitasyon basıncının süper pozisyon durumu (C) deki şekli ortaya çıkarır.



Şekil-4.2. Damper basınç dağılışı

Dolayısıyla, kavitasyon basıncı (P_c) hesap içine katılarak kavitasyonun başlaması için sınır basıncı sıfır olduğu an alınabilir. O halde yeni eşitlik şu şekildedir:

$$p(\theta) = p_H(\theta) + p_{in} + p_c \quad (4.2.14)$$

Filmin 180° ve 360° arasında olduğu, geçiş bölgesinde rijitlik ve sönümlleme kuvvetleri giriş basıncının değişimine karşı çok hassastır. Bundan dolayı θ_1 ve θ_2 açıları tarafından sınırlanmış basınç bölgesinin giriş ve kavitasyon basıncının bir fonksiyonu olarak belirlenmesi gereklidir.

Sağlanan basıncın sıfır olduğu kavitasyon sınır açıları aşağıdaki denklemin çözülmesi ile bulunur.

$$p(\theta) = p_H(\theta) + p_{in} + p_c = 0$$

(4.1.12) Numaralı denklemin sıfıra eşit olması ancak parantez içindeki terimlerin sıfıra eşit olmasıyla mümkündür.

$$4\epsilon \dot{\theta} \sin \theta - \epsilon^2 \dot{\theta} \sin 2\theta + 4\dot{\epsilon} \cos \theta - \epsilon \dot{\epsilon} \cos 2\theta = 0 \quad (4.2.15)$$

Trigonometrik özdeşlikler kullanılarak bu denklem $\tan \frac{\theta}{2}$ ye bağlı polinomal denklem olarak ifade edilebilir. Sinüs ve Cosinüs ifadeleri tanjant'a bağlı olarak şu şekilde ifade edilebilir:

$$\sin \theta = 2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} ; \quad \cos 2\theta = \cos^2 \theta - \sin^2 \theta$$

$$\cos \theta = \cos^2 \frac{\theta}{2} - \sin^2 \frac{\theta}{2} , \quad \sin 2\theta = 2 \sin \theta \cos \theta$$

$$\cos^2 \frac{\theta}{2} + \sin^2 \frac{\theta}{2} = 1$$

$$\sin \theta = \frac{2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2}}{1} = \frac{2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2}}{\cos^2 \frac{\theta}{2} + \sin^2 \frac{\theta}{2}} = \frac{2 \tan \frac{\theta}{2}}{\tan^2 \frac{\theta}{2} + 1}$$

$$\cos \theta = \frac{\cos^2 \frac{\theta}{2} - \sin^2 \frac{\theta}{2}}{1} = \frac{\cos^2 \frac{\theta}{2} - \sin^2 \frac{\theta}{2}}{\cos^2 \frac{\theta}{2} + \sin^2 \frac{\theta}{2}} = \frac{1 - \tan^2 \frac{\theta}{2}}{1 + \tan^2 \frac{\theta}{2}}$$

(4.1.15) Denkleminde bu değerler yerlerine yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\left[\left(-\frac{\epsilon}{2} + 2 \right) \underbrace{\tan^4 \frac{\theta}{2}}_{z^4} - \frac{2\epsilon \dot{\theta}}{\epsilon} (\epsilon + 2) \underbrace{\tan^3 \frac{\theta}{2}}_{z^3} - 3\epsilon \underbrace{\tan^2 \frac{\theta}{2}}_{z^2} - 4 \frac{\epsilon \dot{\theta}}{\epsilon} \right]$$

$$\underbrace{(2 - \epsilon) \tan \frac{\theta}{2}}_z + \left(-\frac{\epsilon}{2} - 2 \right) = 0$$

Ayrıca $\operatorname{tg} \frac{\theta}{2} = z$ olduğuna göre,

$$az^4 - bz^3 - cz^2 - bz + e = 0$$

Bu denklem çözüldüğünde, z_1 ve z_2 gibi iki ayrı reel kök elde edilir. Daha sonra ters dönüşüm yapılarak basıncın sıfır olduğu noktaları belirleyen değerler bulunur.

$$\theta_1 = 2 \operatorname{tg}^{-1} z_1$$

$$\theta_2 = 2 \operatorname{tg}^{-1} z_2 \quad (4.2.16)$$

$P(\theta) > 0$ basıncın bileşenlerinin integralleri Şekil 4.1. de görülen teğetsel ve radyal kuvvet bileşenlerini verir. Bunlar;

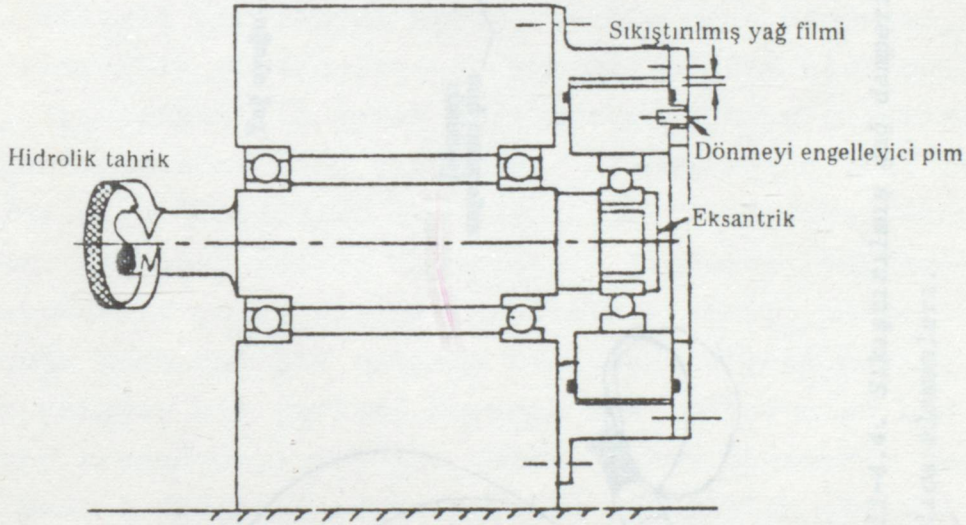
$$F_s = -RL \int_{\theta_1}^{\theta_2} p(\theta) \sin \theta d\theta \quad (4.2.17)$$

$$F_r = -RL \int_{\theta_1}^{\theta_2} p(\theta) \cos \theta d\theta$$

Burada ele alınan denklemler ve varılan sonuçlar damperlerin hem merkezlenmiş hem de eksantrik yörüngeleri için uygulanabilir. Eğer teori yalnızca merkezlenmiş yörüngelere uygulanacaksa, (4.2.3), (4.2.12) ve (4.2.15) denklemlerinde ϵ sıfır konur. Yani bu terimleri ihtiva eden ifadeler devre dışı bırakılır. Merkezlenmiş ve eksantrik yörüngeler arasındaki farklılıklar daha geniş olarak ayrı bir başlık altında ele alınacaktır. Dairesel merkezlenmiş yörüngeler üzerinde giriş basıncının etkisi referans (3) de genişçe ele alınmıştır. Burada kavitasyona uğramış yağ filmi için giriş basıncı etkisinin çok önemli olduğuna dikkat çekilmiş ve giriş basıncı artırılarak, radyal kuvvet bileşeninin düşürülebileceği, teğetsel kuvvet bileşeninin artırılabilceği gösterilmiştir.

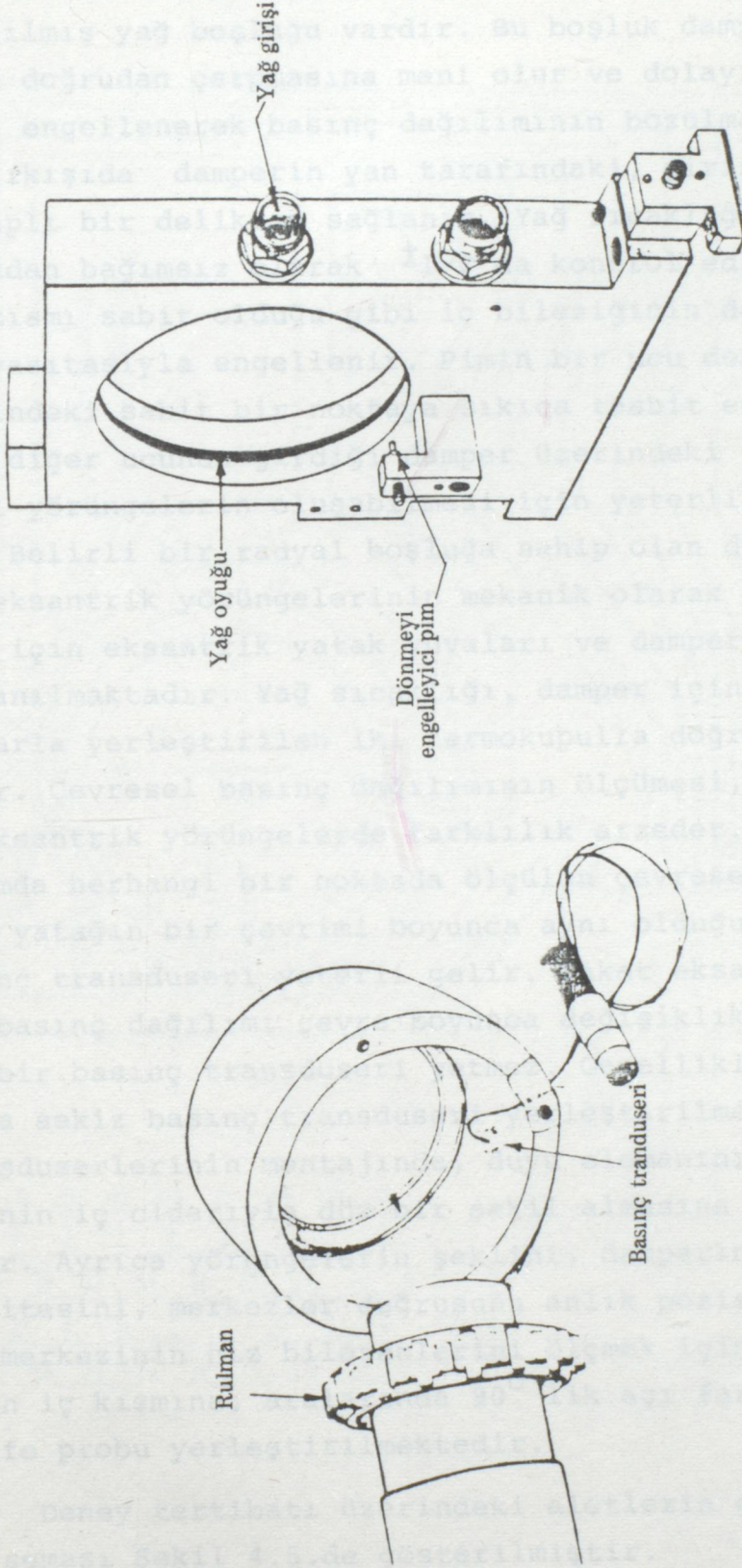
4.3. Uygulama Örnekleri

Kontrol edilmiş yörüngeler üzerine yapılan uygulamaların çoğu, uçak motorlarında kullanılan sıkıştırılmış yağ damperleri esas alınarak dizayn edilen damperlerle yapılmıştır. Bansal (11), Feder, Blanco (12) başta olmak üzere, araştırmacıların hemen hemen hepsi yaptıkları uygulamalarda benzer modelleri kullanmışlardır. Yapılan deneylerin hepsindeki temel düşünce mekanik olarak kontrol edilmiş yörüngeleri üretebilecek bir deney tertibatının kurulması olmuştur. Bu özellik Şekil 4.3.de açıkça görülmektedir.



Şekil-4.3. Sıkıştırılmış yağ damperi tertibatı

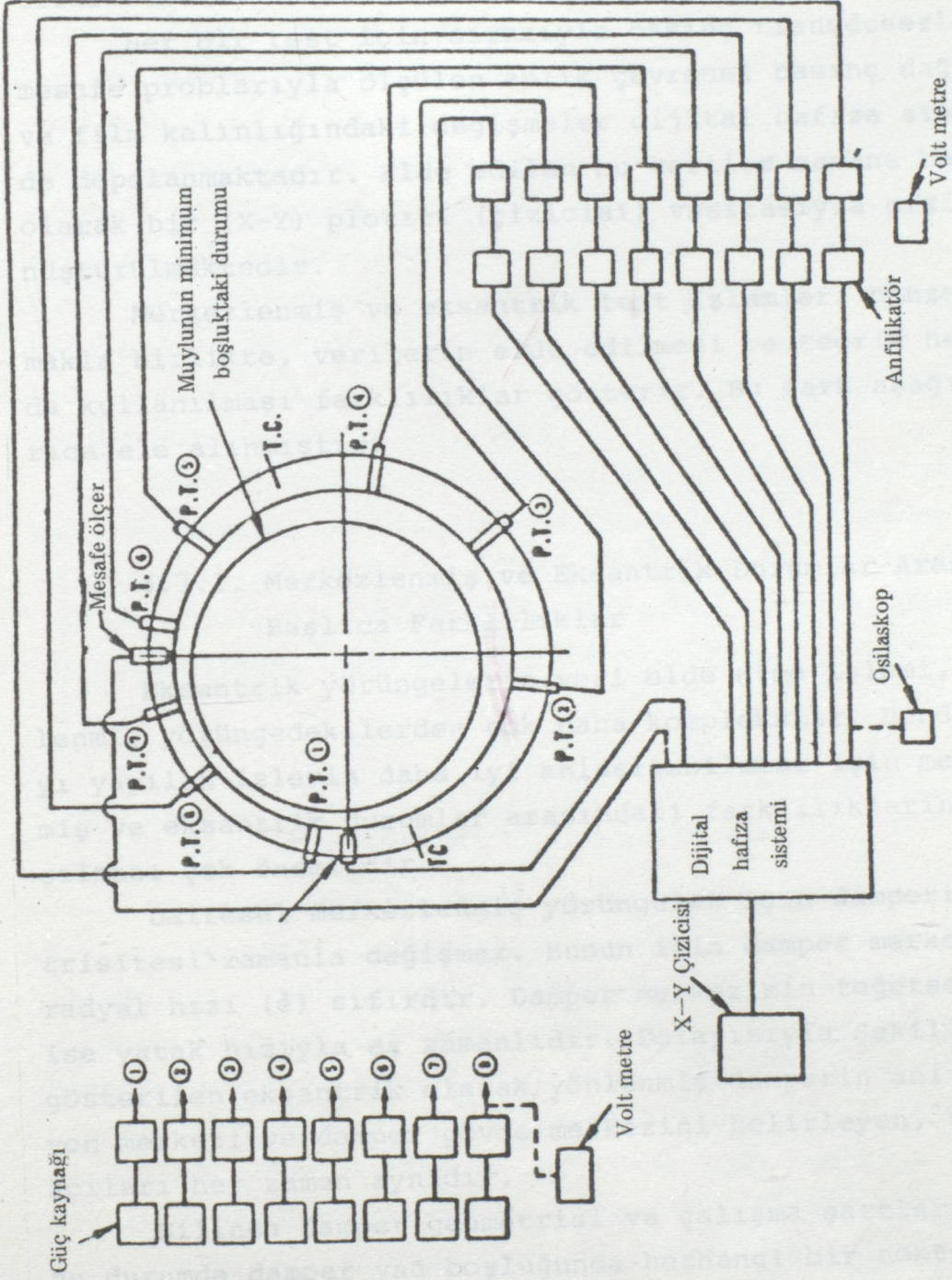
Deney tertibatının yapısal olarak rijit olmasında bu yöndeki düşünceyi destekleyen bir unsurdur. Şekil 4.3.de görüldüğü gibi tahrik şaftı bilyalı yataklarla desteklenmiştir. Gerekli güç, elastik kaplin vasıtasıyla hızı değiştirilebilen motor tarafından sağlanmaktadır. Kullanılan damperin çapı ve uzunluğunun "Uzun Yatak Teorisi" ne uygun olarak seçilmesi çok önemlidir. Ayrıca aksenal yöndeki basınç gradyanlarının ihmal edilebilmesi uç sızıntısının minimum olmasını sağlayan sızdırmazlık elemanına bağlıdır.



Şekil-4.4. Sıkıştırılmış yağ damperinin başlıca elemanları.

Dampere yağ girişi genellikle iki eşit farklı delik vasıtasıyla olur. Damperin iç yüzeyinde bulunan çevresel şekilde açılmış yağ boşluğu vardır. Bu boşluk damper üzerine yağın doğrudan çarpmasına mani olur ve dolayısıyla lokal whirl engellenerek basınç dağılımının bozulması önlenir. Yağ çıkışında damperin yan tarafındaki, giriş çapı ile aynı çaplı bir delikten sağlanır. Yağ sıcaklığı çalışma şartlarından bağımsız olarak 110°F da kontrol edilir. Damperin dış kısmı sabit olduğu gibi iç bileziğinin de dönüşü bir pim vasıtasıyla engellenir. Pimin bir ucu deney tertibatı üzerindeki sabit bir noktaya sıkıca tesbit edilmesine karşın, diğer ucunun girdiği damper üzerindeki delik sınırsız whirl yörüngelerin oluşabilmesi için yeterli boşluğa sahiptir. Belirli bir radyal boşluğa sahip olan damperin, dairesel eksantrik yörüngelerinin mekanik olarak elde edilebilmesi için eksantrik yatak yuvaları ve damper bilezikleri kullanılmaktadır. Yağ sıcaklığı, damper içine 180° 'lik aralıklarla yerleştirilen iki termokupulla doğrudan ölçülmektedir. Çevresel basınç dağılımının ölçülmesi, merkezlenmiş ve eksantrik yörüngelerde farklılık arzeder. Merkezlenmiş durumda herhangi bir noktada ölçülen çevresel basınç dağılımı yatağın bir çevrimi boyunca aynı olduğundan bir adet basınç transduseri yeterli gelir. Fakat eksantrik durumlarda, basınç dağılımı çevre boyunca değişiklik gösterdiğinden bir basınç transduseri yetmez. Genellikle eşit aralıklarla sekiz basınç transduseri yerleştirilmektedir. Basınç transduserlerinin montajında, duyu elemanının damper gövdesinin iç cidarıyla düz bir şekil almasına dikkat edilmelidir. Ayrıca yörüngelerin şeklini, damperin dinamik eksantrisitesini, merkezler doğrusunu anlık pozisyonunu ve damper merkezinin hız bileşenlerini ölçmek için damper gövdesinin iç kısmına, aralarında 90° lik açı farkı bulunan iki mesafe probu yerleştirilmektedir.

Deney tertibatı üzerindeki aletlerin genel bir yerleşim şeması Şekil 4.5.de gösterilmiştir.



Şekil-4.5. Bağlantı şeması

Bu konuda yapılan testlerin gayesi; giriş basıncı, yağ viskozitesi, yatak hızı ve damper eksantrisine oranı değişiminin damper kuvvetleri üzerindeki etkilerinin araştırılmasıdır.

Her bir test için sırasıyla basınç transduserleri ve mesafe problemleriyle ölçülen anlık çevresel basınç dağılımı ve film kalınlığındaki değişimler dijital hafıza sisteminde depolanmaktadır. Elde edilen bu veriler zamana bağlı olarak bir (X-Y) plotırı (çizicisi) vasıtasıyla çizime dönüştürülmektedir.

Merkezlenmiş ve eksantrik test işlemleri benzer olmakla birlikte, verilerin elde edilmesi ve teorik hesaplar da kullanılması farklılıklar gösterir. Bu fark aşağıda ayrıca ele alınmıştır.

4.3.1. Merkezlenmiş ve Eksantrik Durumlar Arasındaki Başlıca Farklılıklar

Eksantrik yörüngelerin veri elde etme işlemi, merkezlenmiş yörüngedekilerden çok daha komplekstir. Bundan dolayı yapılan işlemin daha iyi anlaşılabilmesi için merkezlenmiş ve eksantrik durumlar arasındaki farklılıkların anlaşılması çok önemlidir.

Dairesel merkezlenmiş yörüngeler için damperin eksantrisitesi zamanla değişmez. Bunun için damper merkezinin radyal hızı ($\dot{e}$) sıfırdır. Damper merkezinin teğetsel hızı ise yatak hızıyla eş zamanlıdır. Dolayısıyla Şekil.4.6.da gösterilen eksantrik olarak yönelmiş damperin ani pozisyon merkezi ve damper gövde merkezini belirleyen, θ ve ϕ açıları her zaman aynıdır.

Bilinen damper geometrisi ve çalışma şartları için bu durumda damper yağ boşluğunda herhangi bir noktada ölçülen basınç dağılımının yatağın bir çevrimi boyunca aynı oldu ğu daha önce söylenmişti. Bundan dolayı merkezlenmiş yörüngeler için basınç dağılımı sadece bir transduser ile

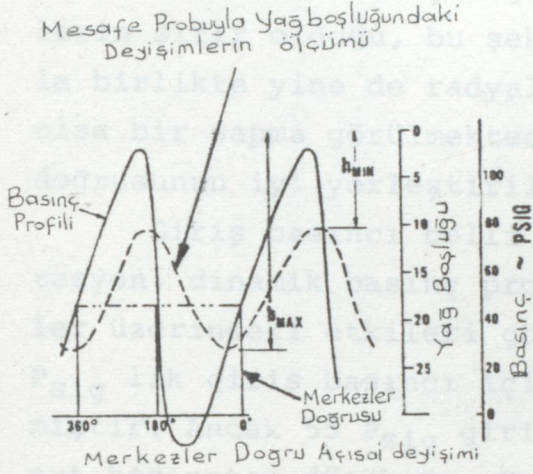
ölçülebilir. Ayrıca yörüngeler merkezlendiği için dinamik eksantrisite oranının belirlenmesinde sadece bir mesafe probu gereklidir. Eksantrik yörüngeler durumunda damper bileziği merkezinin radyal eksantrisitesi zamanla değişir. Bundan dolayı merkezin radyal bir hız bileşeni vardır ($\dot{e} \neq 0$). Ayrıca merkezler doğrusunun teğetsel hızı muylu hızı ile eş zamanlı değildir ($\dot{\phi} \neq \dot{\theta}$). Bundan dolayı Merkezlenmiş yörünge durumlarında farklı olarak θ ve ϕ açıları eşit değildir. Dolayısıyla eksantrik yörüngeler için ortaya çıkan dinamik basınç, damper merkezinin hız bileşenleri ($\dot{e}, \dot{\phi}$) kadar ani pozisyonun bir fonksiyonudur ve dolayısıyla zamana bağlıdır. Damper çevresindeki anlık basınç dağılımını belirlemek için çok sayıda basınç transduserine ihtiyaç duyulmasına sebep bu durumdur.

Merkezlenmiş testlerin sonucunda verilerin elde edilmesi ve hesaplara uygulanması eksantrik testlerden çok daha basittir. Bu bakımdan (X-Y) çizicisinden sonraki işlemler önemli farklılıklar göstermektedir. Konunun daha iyi anlaşılabilmesi için her iki durum ayrı ayrı ele alınacaktır.

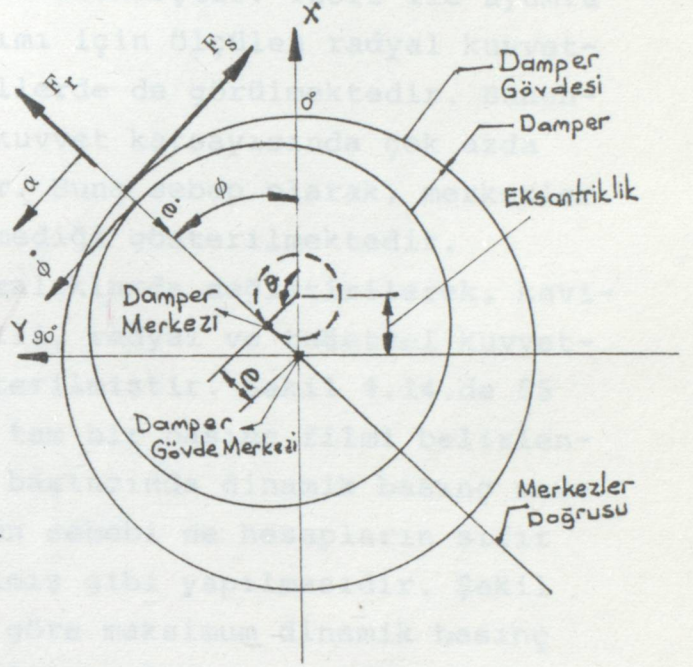
4.3.2. Merkezlenmiş Dairesel Yörüngeler

Merkezlenmiş dairesel yörüngeler için basınç profili hız ile eş zamanlı olduğundan ve dönen muyluya göre sabit olduğu için, basınç-zaman ilişkisi çizimde basınç-açı pozisyonuna kolaylıkla dönüştürülebilir. Benzer bir deney Feder, Bansal ve Blanco (12) tarafından yapılmış olup (X-Y) çizicisinden basınç-açı ilişkisi alınmıştır. Şekil 4.7. teğetsel ve radyal kuvvet bileşenleri için referans doğrusu olarak kullanılan merkezler doğrusunun 0° lik pozisyonuna karşılık olarak minimum boşluğun olduğu yer alındı. Dinamik basınç minimum ve maksimum boşluklarda eşit olduğundan bu koordinatlar merkezler doğrusunu belirlemek için kullanılmaktadır. Damper bileziğinin bir çevrimi için merkezler

doğrusuna göre basınç değerlerinin açısal pozisyonunu belirlemek için basınç eğrisi sayısal hale dönüştürülebilir.



Şekil-4.7. Dinamik basınç ve boşluğun açısal değişimi



Şekil-4.6. Sıkıştırılmış yağ damperinin eksantrik dairesel yörüngesi.

Dinamik eksantrisite oranı gerekli ölçümlerden istifade ederek aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$\epsilon = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{2c} \quad (4.3.2.1)$$

Teğetsel ve radyal yöndeki damper kuvvetlerinin (4.2.17) denklemlerinden bulunabileceği daha önce belirtilmişti. Bunlara karşılık gelen normalize edilmiş kuvvet katsayıları ise aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir (12).

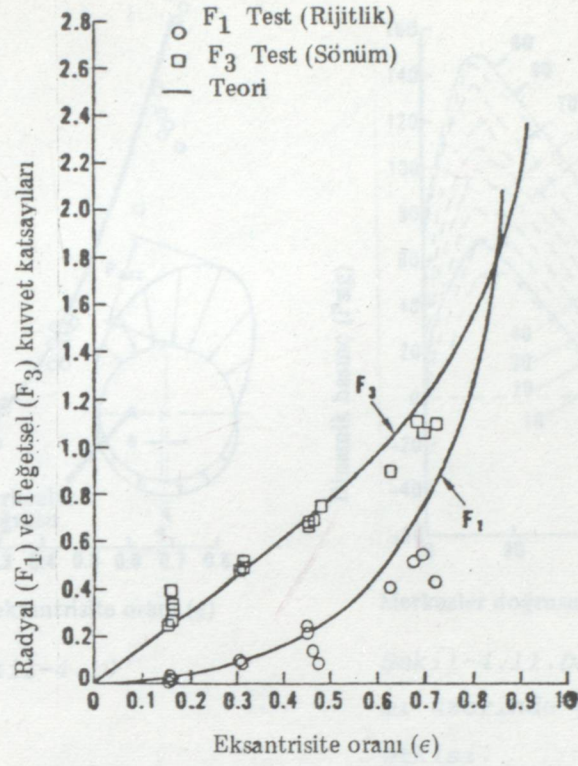
$$f_1 = \frac{c^2 F_r}{12 \eta \omega L R^3} \quad , \quad f_2 = \frac{c^2 F_s}{12 \eta \omega L R^3} \quad (4.3.2.2)$$

Merkezlenmiş yörüngeler için referans (12) de anlatılan test sonuçları ve "Uzun Yatak" teorisi ile karşılaştırma

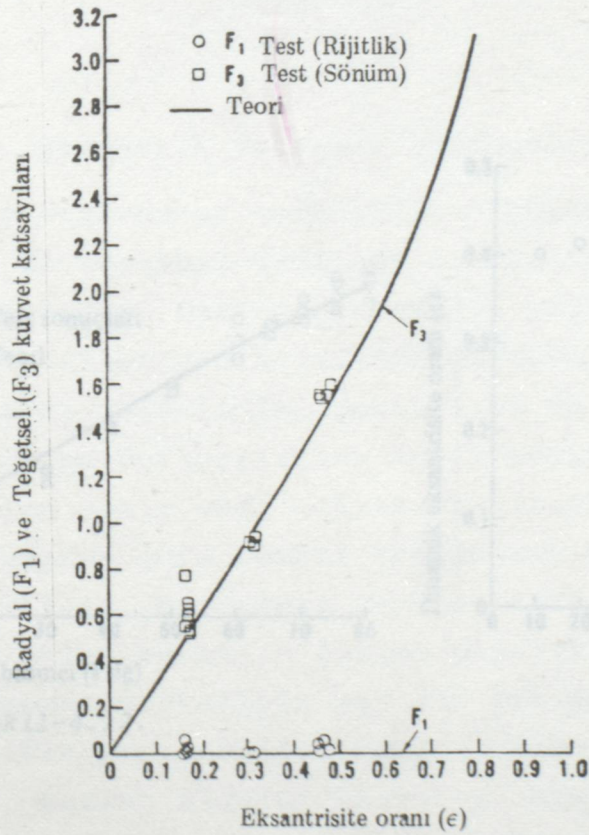
durumu Şekil 4.8...14 de gösterildi. Teori ve test arasında mükemmel bir uyumun olduğu gözlemlendi. Dolayısıyla, buradan teorik sonuçlar için kullanılan analizlerin doğru olduğu sonucu çıkarılabilir. Aynı referansta hem 180° ve hem de 360° lik film ayrı ayrı ele alınmıştır. Teori ile uyumlu olarak 360° lik basınç dağılımı için ölçülen radyal kuvvetlerin sıfır olduğu, bu şekillerde de görülmektedir. Bununla birlikte yine de radyal kuvvet katsayısında çok azda olsa bir sapma görülmektedir. Buna sebep olarak, merkezler doğrusunun iyi yerleştirilemediği gösterilmektedir.

Giriş basıncı belli aralıklarda değiştirilerek, kavitasyon, dinamik basınç profili, radyal ve teğetsel kuvvetler üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Şekil 4.14.de 55 P_{sig} lik giriş basıncı için tam bir basınç filmi belirlenmiştir. Ancak 55 P_{sig} giriş basıncında dinamik basınç mevcut basınçtan düşüktür. Bunun sebebi de hesapların sıfır derecede kavitasyon oluşacakmış gibi yapılmasıdır. Şekil 4.12.de ise giriş basıncına göre maksimum dinamik basınç değerinin değişimi verilmiştir. Düşük basınç bölgesinde, giriş basıncının 10 P_{sig} lik bir artışına karşılık pik basınçta 13 P_{sig} lik bir artışın görülmesi enteresandır. Bunun sebebi ise, giriş basıncının azalmasıyla radyal kuvvetin düşmesi ve dinamik eksantrisite oranının az da olsa artmasıdır. Dinamik eksantrisite oranındaki bu değişim Şekil 4.13.de ayrıca gösterildi. Bu şekilde 55 P_{sig} lik giriş basıncından sonra dinamik eksantrisite oranında daha fazla değişiklik yapılamadığı görülmektedir. Bunun sebebi ise artık bu değerde 360° lik tam basınç filminin oluşmuş olmasıdır.

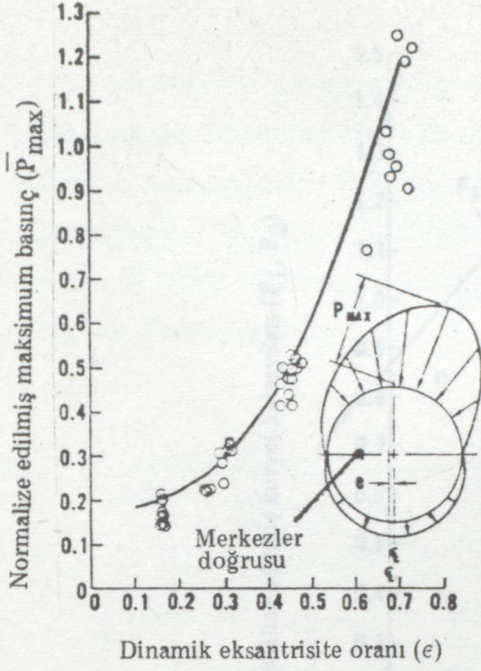
Son olarak viskoz damper kuvvetleri üzerinde giriş basıncının etkisi Şekil 4.14.de gösterilmiştir. Bu şekilde teorik olarak -14,7 P_{sig} lik giriş basıncında teğetsel kuvvetin, 55 P_{sig} lik giriş basıncındakinin yarısına eşit olduğu ve 55 P_{sig} de radyal kuvvetin sıfır olduğu açıkça görülebilir.



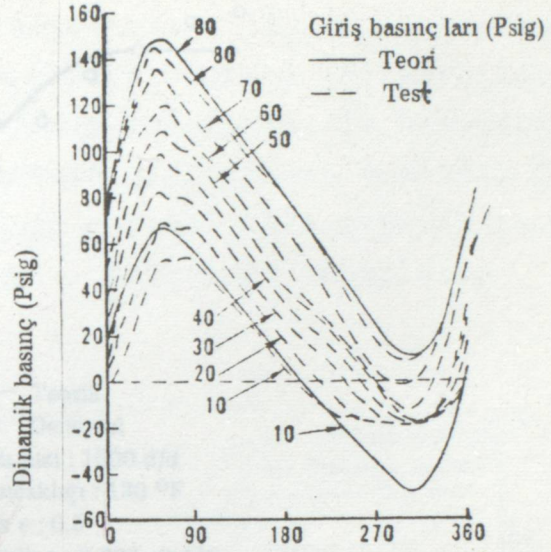
Şekil-4.8



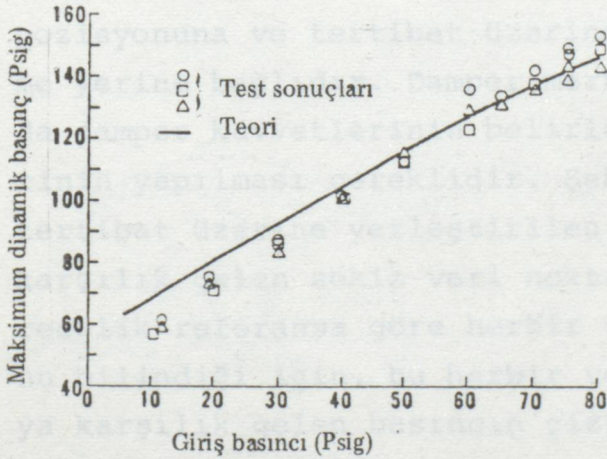
Şekil-4.9



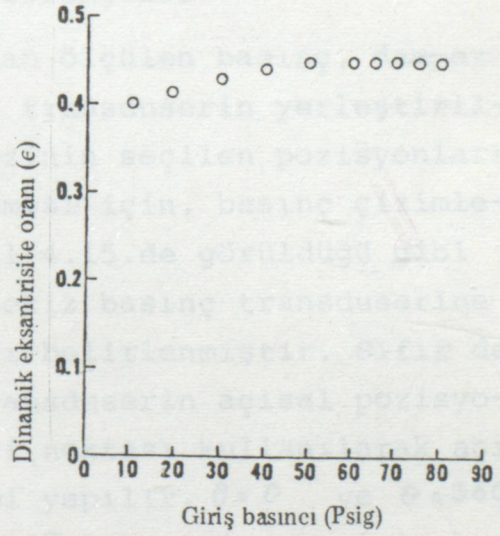
Şekil-4.10



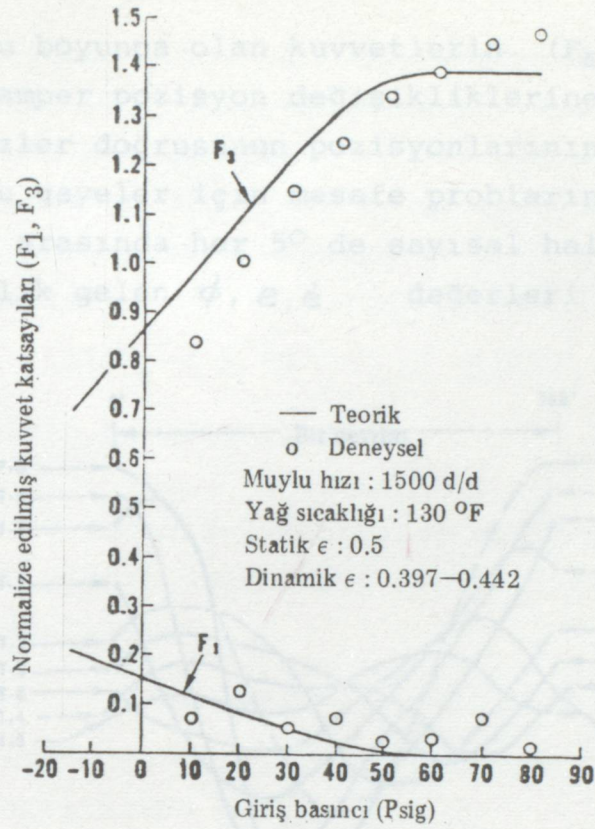
Şekil-4.11. Damper basınç dağılımı üzerinde giriş basıncının etkisi.



Şekil-4.12.



Şekil-4.13

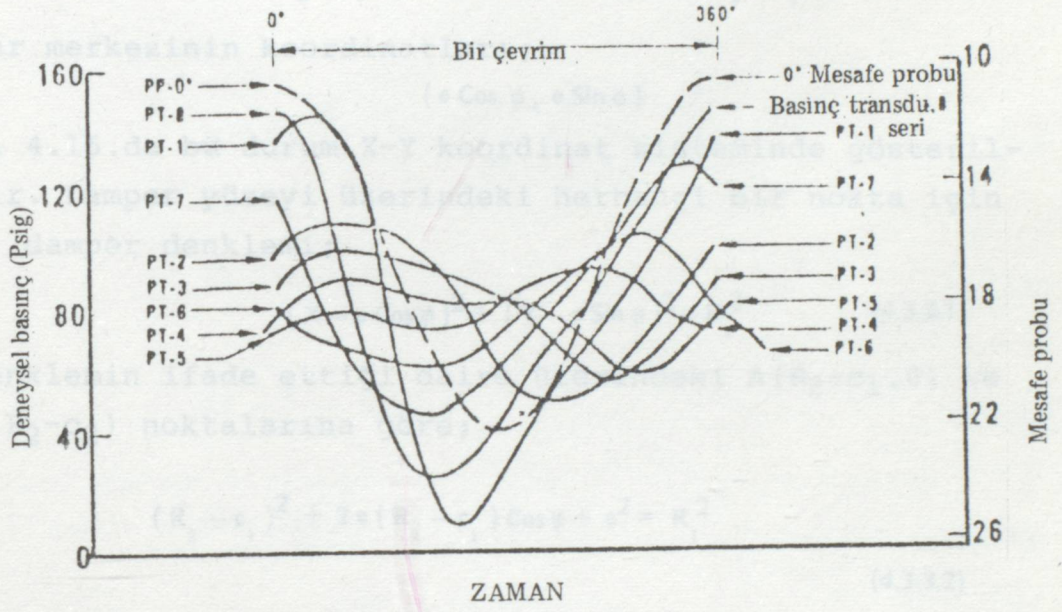


Şekil-4.14

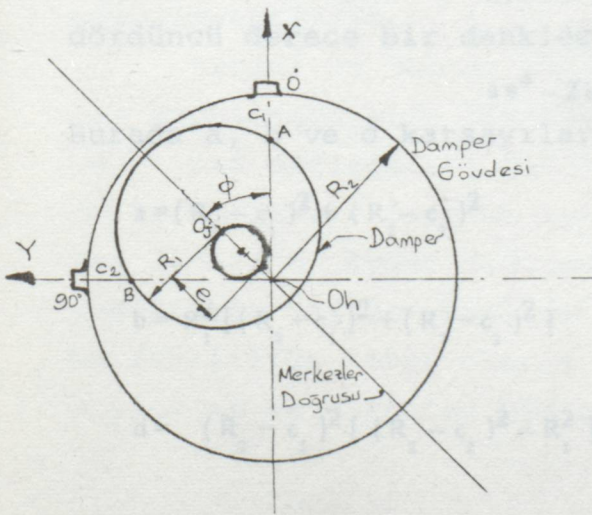
4.3.3. Eksantrik Dairesel Yörüngeler

Herbir transduser tarafından ölçülen basınç, damper pozisyonuna ve tertibat üzerinde transduserin yerleştirilme yerine bağlıdır. Damper merkezinin seçilen pozisyonlarında damper kuvvetlerinin belirlenmesi için, basınç çizimlerinin yapılması gereklidir. Şekil 4.15.de görüldüğü gibi tertibat üzerine yerleştirilen sekiz basınç transduserine karşılık gelen sekiz veri noktası belirlenmiştir. Sıfır derecelik referansa göre herbir transduserin açısal pozisyonu bilindiği için, bu herbir veri noktası kullanılarak açığa karşılık gelen basıncın çizimi yapılır. $\theta = 0$ ve $\theta = 360$ arasında, damper merkezinin her 30° lik pozisyonu için benzer oniki çizim yapılabilir. Bu çizimler damperin bir tam çevrimi için basınç alanını belirler. Eksantrik yörüngeler için θ ve ϕ açıları damper merkezinin her pozisyonu için farklıdır. Bu sebeple, merkezler doğrusuna dikey ve merkez-

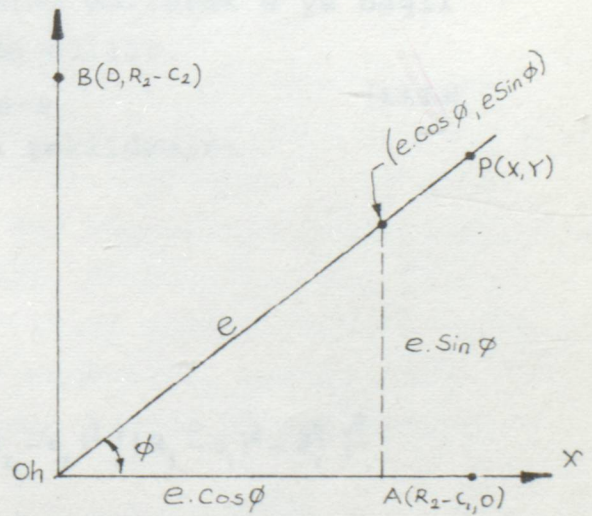
ler doğrusu boyunca olan kuvvetlerin (F_s , F_r) belirlenmesi için damper pozisyon değişikliklerine (θ) karşılık gelen, merkezler doğrusunun pozisyonlarının (ϕ) hesaplanması esastır. Bu gayeler için mesafe problemlerinin verileri $\theta = 0$ ve $\theta = 360$ arasında her 5° de sayısal hale getirilir. ve ϕ için karşılık gelen ϕ , e , $\dot{e}$ değerleri hesaplanır.



Şekil-4.15



Şekil-4.16



Şekil 4.16.da görüldüğü gibi eksantrik durumlar için iki mesafe probu yağ filmi kalınlığındaki varyasyonları ölçmek üzere tesisat üzerine 0° ve 90° lik aralıklarla yerleştirildi. Bunların ölçümleri c_1 ve c_2 olarak gösterildi. Damper bileziğinin yüzeyi üzerindeki A ve B gibi iki noktanın koordinatları;

$$A[(R_2 - c_1), 0] \quad , \quad B[0, (R_2 - c_2)]$$

Damper merkezinin koordinatları;

$$(e \cos \phi, e \sin \phi)$$

Şekil 4.16.da bu durum X-Y koordinat sisteminde gösterilmiştir. Damper yüzeyi üzerindeki herhangi bir nokta için (X-Y) damper denklemi;

$$(X - e \cos \phi)^2 + (Y - e \sin \phi)^2 = R_1^2 \quad (4.3.3.1)$$

Bu denklemin ifade ettiği daire üzerindeki $A(R_2 - c_1, 0)$ ve $B(0, R_2 - c_2)$ noktalarına göre;

$$(R_2 - c_1)^2 + 2e(R_2 - c_1) \cos \phi + e^2 = R_1^2 \quad (4.3.3.2)$$

$$e^2 + (R_2 - c_2)^2 - 2e(R_2 - c_2) \sin \phi = R_1^2$$

Bu iki denklemden ϕ açısı elimine edilerek e' ye bağlı dördüncü derece bir denklem elde edilir.

$$ae^4 - 2be^2 + d = 0 \quad (4.3.3.3)$$

Burada a, b ve d katsayıları şu şekildedir:

$$a = (R_2 - c_1)^2 + (R_2 - c_2)^2$$

$$b = R_1^2 [(R_2 - c_1)^2 + (R_2 - c_2)^2]$$

$$d = (R_2 - c_1)^2 [(R_2 - c_2)^2 - R_1^2] + (R_2 - c_2)^2 [(R_2 - c_1)^2 - R_1^2]$$

Burada R_1 ve R_2 değerleri bilinir. Dolayısıyla mesafe probunun (c_1 ve c_2) gibi her bir serisine karşılık gelen a, b

ve d katsayıları yukarıdaki denklemlerden bulunabilir. Böylece, damper bileziği yüzeyinde herhangi bir noktaya karşılık gelen damper merkezinin anlık eksantrisitesi (e) (4.3.3.3) denklemi çözülerek bulunabilir. Merkezler doğrusuna karşılık gelen açı (ϕ), damper merkezinin radyal hızı ($\dot{e}$) ve whirl hızı ($\dot{\phi}$) sırasıyla aşağıdaki denklemlerden bulunabilir.

$$\operatorname{tg} \phi = \left(\frac{R_2 - c_1}{R_2 - c_2} \right) \frac{(R_2 - c_2)^2 + e^2 - R_1^2}{(R_2 - c_1)^2 + e^2 - R_1^2} \quad (4.3.3.4)$$

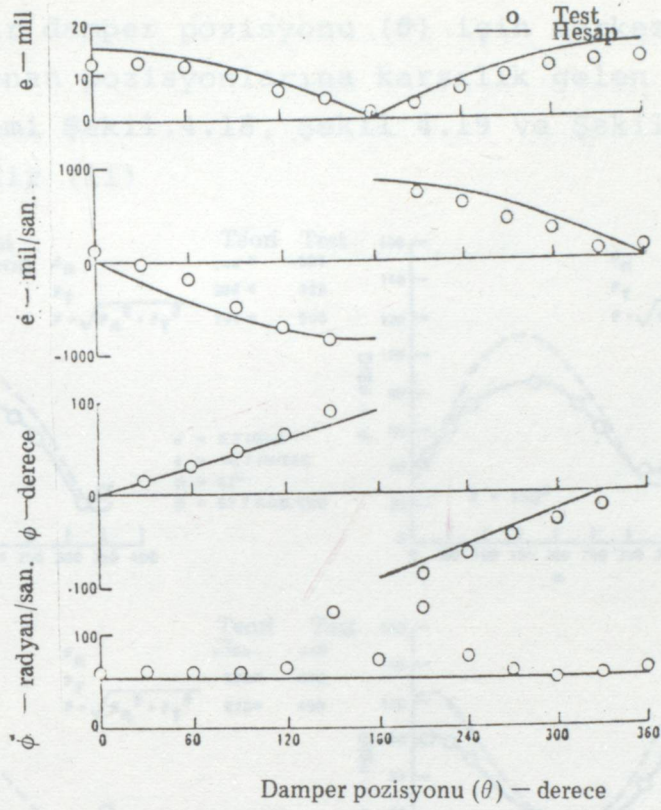
$$\dot{e} = \frac{e_2 - e_1}{\Delta t} \quad (4.3.3.5)$$

$$\dot{\phi} = \frac{\pi}{180 \Delta t} (\phi_2 - \phi_1) \quad (4.3.3.6)$$

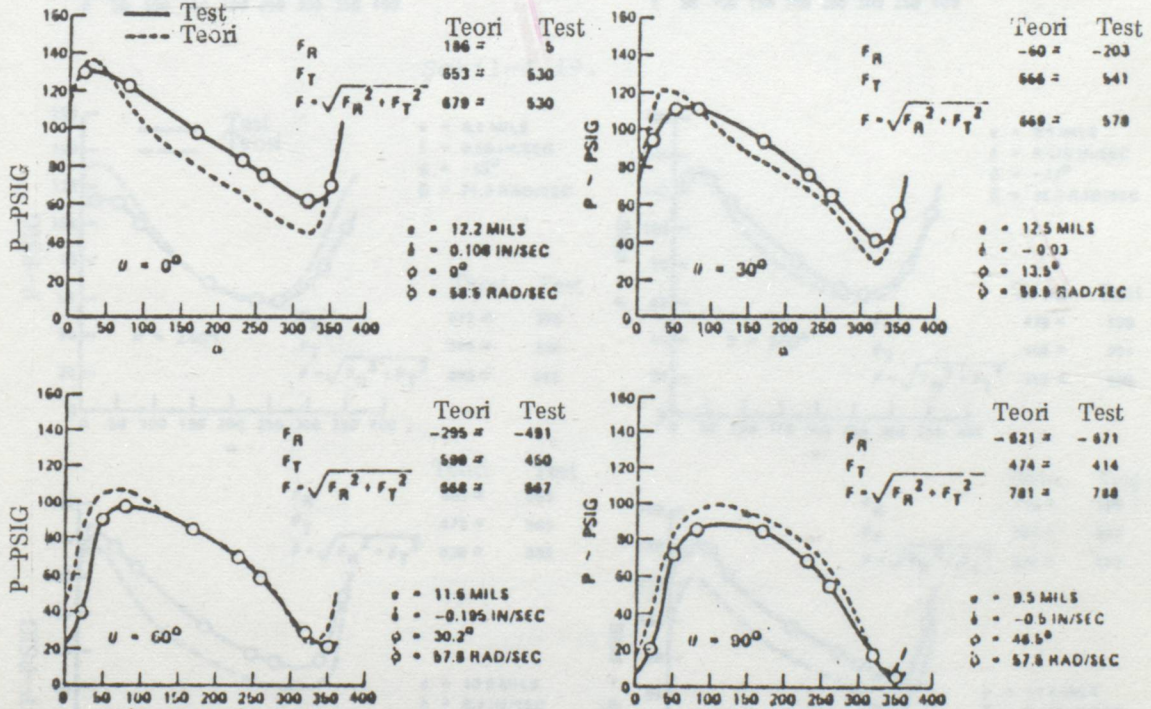
$$\Delta t = \frac{\theta_2 - \theta_1}{6 n} \quad , \quad n [d/d] \quad (4.3.3.7)$$

Yukarıdaki denklemler yardımıyla, damper kuvveti değerlerinin hesaplanması için gerek duyulan değişkenleri ($e, \phi, \dot{e}, \dot{\phi}$) belirleyebiliriz.

Bansal ve Hübner (11)in beraberce yaptıkları benzer bir uygulamada elde ettikleri damper pozisyonuna göre $e, \phi, \dot{e}$ ve $\dot{\phi}$ nin değişimleri Şekil 4.17.de verilmiştir. Bu şekilde, damperin bir çevrimi için e nin hesaplanan değerleri 0 dan 16 mil'e kadar değişmektedir. Buna karşılık ölçülen değerlerin değişim aralığı (1,2-12,2) mildir. Ortaya çıkan bu farklılığa sebep olarak shaft esnekliği, yataklardaki boşluklar ve yükselen hidrodinamik basınç gösterilmiştir.

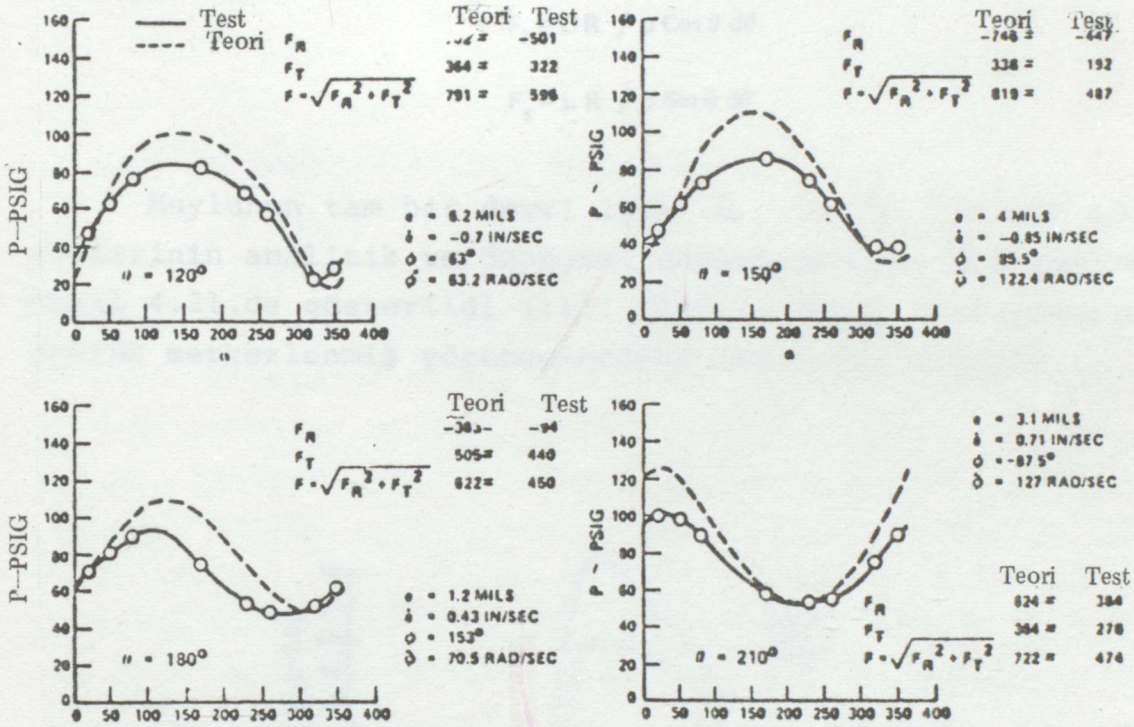


Şekil-4.17. Değişik damper pozisyonu için hesaplanan ve ölçülen yörünge parametreleri.

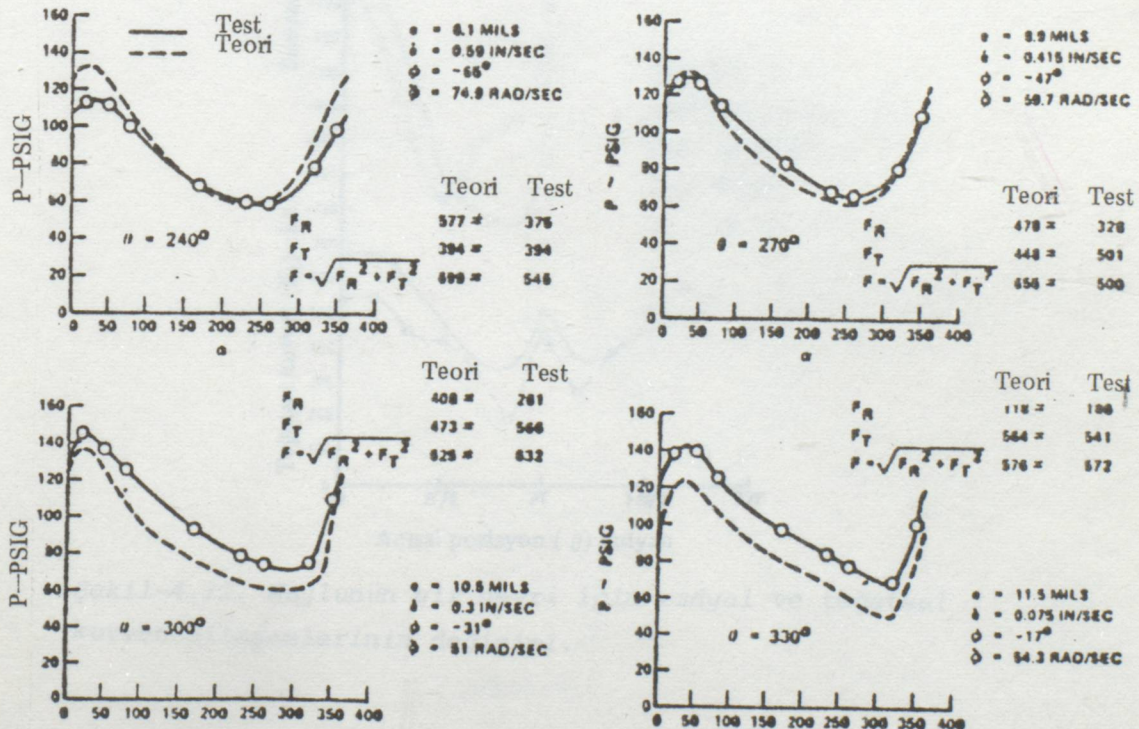


Şekil-4.18

Herbir damper pozisyonu (θ) için merkezler doğrusunun hesaplanan pozisyonlarına karşılık gelen oniki farklı basınç çizimi Şekil.4.18, Şekil 4.19 ve Şekil 4.20.de gösterilmektedir (11)



Şekil-4.19.



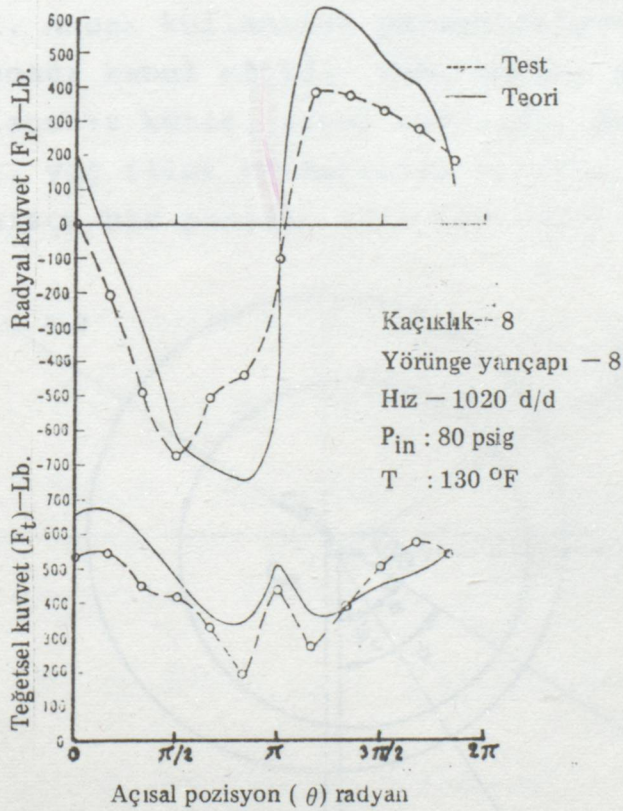
Şekil-4.20.

Bu basınç çizimleri 5° lik aralıklarla sayıya dönüştürüldü. Sırasıyla merkezler doğrusuna dik ve bu doğru boyunca damper kuvvetlerinin deneysel değerleri aşağıdaki denklemlerden belirlendi.

$$F_r = L R \int p \cos \theta d\theta$$

$$F_s = L R \int p \sin \theta d\theta$$

Muylunun tam bir devri için F_r ve F_s damper kuvvetlerinin analitik ve deneysel değerlerindeki değişimler Şekil 4.21.de gösterildi (11). Test ve teori arasındaki uygunluk merkezlenmiş yörüngelerdeki kadar iyi değildir.



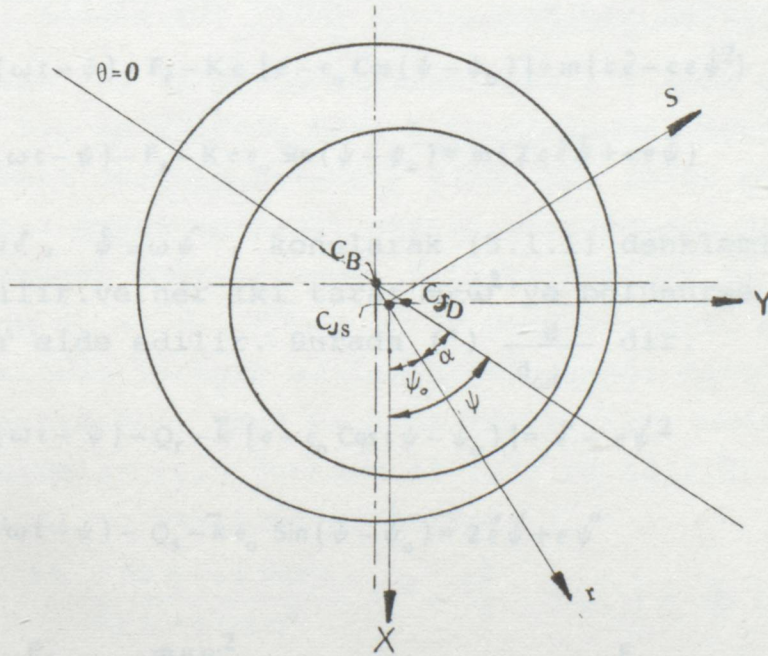
Şekil-4.21. Muylunun bir devri için radyal ve teğetsel kuvvet bileşenlerinin değişimi.

B Ö L Ü M V

5- HAREKET DENKLEMLERİNİN İNCELENMESİ

5.1. Hareket Denkleminin Türetilmesi

Teorik sistem için, rotor rijit olarak, kütle dağılımı uzunluk boyunca simetrik olarak, balanssız kütle veya dinamik kuvvetin merkezi olarak yerleştirildiği göz önüne alındı. Sıkıştırılmış yağ damperinin yağ sağlayıcı merkezi çevresel boşluk tarafından iki eşit parçaya ayrıldığı göz önüne alındı. Ancak kullanılan parametrelere göre sistemin simetrik olacağı kabul edildi. Yani kütle, uygulanan kuvvet veya balanssız kütle, yatak uzunluğu, destekleyici yayın sertliği, yağ filmi katsayıları sıkıştırılmış yağ damperinin yalnızca bir parçası için yazılabilir.



Şekil-5.1.

Şekil 5.1.de, destekleyici yayın sertliğinden dolayı bir kuvvetin etkisinde (Kc) olan yağla çevrelenmiş bilyalı yatağın dış bileziği görülüyor. C_{js} muylunun statik eş değer pozisyonunu, C_{jd} dinamik pozisyonunu C_{jb} ise yatak merkezini ifade eder. Şekil 5.1.de balanssız kütle m_u , R_u yarıçapıyla etki ediyor. Etkin kütle olarak rotor kütlelerinin göz önüne alınması daha uygundur. Eğer balanssız kütle (m) büyüklüğüne sahipse ve etkin balanssız yarıçap (u) ise o zaman;

$$u = \frac{m_u R_u}{m}$$

Balanssızlıktan dolayı santrüfuj kuvvet şu şekildedir:

$$F_c = m u \omega^2$$

Yörüngesel hareketin genliği F_c , F_r , F_s ve $Kc\epsilon$ 'ye bağlıdır. Burada F_r ve F_s kuvvetleri üçüncü bölümde ifade edilen modellerden biri kullanılarak, analitik olarak veya Reynold denklemi basınç dağılımı için nümerik olarak çözülerek ve film üzerindeki basınç integre edilerek hidrodinamik şekilde elde edilir. Herhangi bir ağırlık yükünün destekleyici yayla nötralize edildiği farzedilir. Şaft merkezinin hareket denklemleri şu şekildedir:

$$F_c \cos(\omega t - \psi) - F_r - Kc [\epsilon - \epsilon_0 \cos(\psi - \psi_0)] = m(c\ddot{\epsilon} - c\epsilon\dot{\psi}^2) \quad (5.1.1)$$

$$F_c \sin(\omega t - \psi) - F_s - Kc\epsilon_0 \sin(\psi - \psi_0) = m(2c\dot{\epsilon}\dot{\psi} + c\epsilon\ddot{\psi})$$

$\dot{\epsilon} = \omega \epsilon'$, $\dot{\psi} = \omega \psi'$ konularak (5.1.1) denklemleri boyutsuzlaştırılır. ve her iki taraf $mc\omega^2$ 'ye bölünürse aşağıdaki denklemler elde edilir. Burada ($'$) $\frac{d}{d\omega t}$ dir.

$$Q_c \cos(\omega t - \psi) - Q_r - \bar{k} [\epsilon - \epsilon_0 \cos(\psi - \psi_0)] = \epsilon'' - \epsilon\psi'^2 \quad (5.1.2)$$

$$Q_c \sin(\omega t - \psi) - Q_s - \bar{k} \epsilon_0 \sin(\psi - \psi_0) = 2\epsilon'\psi' + \epsilon\psi''$$

Burada;

$$Q_c = \frac{F_c}{mc\omega^2} = \frac{mu\omega^2}{mc\omega^2} = \frac{u}{c}, \quad Q_r = \frac{F_r}{mc\omega^2}, \quad Q_s = \frac{F_s}{mc\omega^2}$$

$$\bar{k} = \frac{k}{m \omega^2} = \frac{1}{(\omega/\omega_n)^2}$$

Destekleyici yayın olmadığı durumlar için rotor ağırlığı etki eden kuvvet haline dönüşür ve (5.1.2) denklemleri şu şekli alır:

$$\begin{aligned} Q_c \cos(\omega t - \psi) + Q_w \cos \psi - Q_r &= \epsilon'' - \epsilon \dot{\psi}^2 \\ Q_c \sin(\omega t - \psi) - Q_w \sin \psi - Q_s &= 2 \epsilon \dot{\psi} + \epsilon \ddot{\psi} \end{aligned} \quad (5.1.3)$$

Burada Q_w boyutsuz ağırlık katsayısı olup şu şekilde ifade edilir:

$$Q_w = \frac{F_w}{m c \omega^2}$$

Balanssız kütlenin olmadığı fakat muylu merkezine harici olarak uygulanan kuvvetin olduğu durumlar olabilir. Eğer bu harmonik bir kuvvetse; $F = F_c \cos \omega t$ şeklindedir.

5.2. Lineer Yağ Filmi Katsayılarının Belirlenmesi

Lineer yağ filmi katsayıları Şekil 5.2.de görüldüğü gibi, ani bir an'ı ifade eden " C_{JD} " noktasında, kendi merkeziyle serbest salınım hareketi yapan bir rotor göz önüne alınır. Yani muylu merkezi, statik pozisyondan dinamik pozisyona hareket eder. O zaman film kuvvetleri de değişecektir. Burada F_r ve F_s , F_r^* ve F_s^* 'e dönüşecektir. Bu kuvvetlerin, basıncın integre edilerek bulunacağı daha önceki bölümde anlatılmıştı. Uzun ve kısa yatak filmi modellerinin ekstrem durumlar için denklem (3.2.3) ve (3.3.2) de yağ filmi basıncı şu şekilde verilmişti:

$$p(\theta, z) = \frac{6\eta (\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon \dot{\psi} \sin \theta)}{c^2 (1 + \epsilon \cos \theta)^3} \left(z^2 - \frac{L^2}{4} \right) + p_s \left(\frac{1}{2} - \frac{z}{4} \right)$$

$$p = \xi [\dot{\epsilon} g_1(\epsilon, \theta) + \dot{\psi} g_2(\epsilon, \theta)] f(z) \quad (5.2.1)$$

Burada ξ bir sabittir ve yatak parametrelerine bağlıdır. Yağ filmi kuvvetleri şu şekildedir:

$$\begin{Bmatrix} F_r \\ F_s \end{Bmatrix} = -R \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \begin{Bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta dz$$

Böylece, buradan;

$$F_r = -\dot{\epsilon} f_1(\epsilon) - \dot{\psi} h_1(\epsilon) \quad (5.2.2)$$

$$F_s = -\dot{\epsilon} f_2(\epsilon) - \dot{\psi} h_2(\epsilon)$$

$$F_r^* = -\dot{\epsilon} f_1(\epsilon) - (\dot{\psi} + \dot{\alpha}) h_1(\epsilon) \quad (5.2.3)$$

$$F_s^* = -\dot{\epsilon} f_2(\epsilon) - (\dot{\psi} + \dot{\alpha}) h_2(\epsilon)$$

Burada α iki merkezler doğrusu arasındaki küçük açıdır (Şekil 5.2). Yukarıdaki (5.2.3) denklemleri eşdeğer yörüngeden (r, s) nin hareketi sonunda lokal film kuvvetlerini verir.

Sabit yörüngeler için $\dot{\psi} = \omega$

$$F_r^* = -\dot{\epsilon} f_1(\epsilon) - (\omega + \dot{\alpha}) h_1(\epsilon) \quad (5.2.4)$$

$$F_s^* = -\dot{\epsilon} f_2(\epsilon) - (\omega + \dot{\alpha}) h_2(\epsilon)$$

Ayrıca r ve s eksenlerindeki kuvvetler şu şekilde elde edilir (Şekil 5.3).

$$F_r = F_r^* \cos \alpha - F_s^* \sin \alpha$$

$$F_s = F_r^* \sin \alpha + F_s^* \cos \alpha$$

Burada α küçük olduğu için ;

$$\cos \alpha \cong 1, \quad \sin \alpha \cong \alpha$$

Dolayısıyla:

$$\begin{aligned} dF_r &= dF_r^* - F_s^* d\alpha \\ dF_s &= F_r^* d\alpha + dF_s^* \end{aligned} \quad (5.2.5)$$

(5.2.2) denklemleri (5.2.5) denklemlerinde yerlerine yazılırsa ve ikinci derece terimler ihmal edilirse, dairesel yörüngeler için aşağıdaki denklemleri elde ederiz:

$$F_r^* = -\dot{\epsilon} f_1(\epsilon) - \omega h_1(\epsilon) - \dot{\alpha} h_1(\epsilon)$$

$$F_s^* = -\dot{\epsilon} f_2(\epsilon) - \omega h_2(\epsilon) - \dot{\alpha} h_2(\epsilon)$$

$$dF_r^* = -f_1(\epsilon) d\dot{\epsilon} - h_1(\epsilon) d\dot{\alpha} - \omega \frac{\partial h_1(\epsilon)}{\partial \epsilon} d\epsilon - \dot{\alpha} \underbrace{\frac{\partial h_1(\epsilon)}{\partial \epsilon} d\epsilon}_{\text{ihmal}}$$

$$dF_s^* = -f_2(\epsilon) d\dot{\epsilon} - h_2(\epsilon) d\dot{\alpha} - \omega \frac{\partial h_2(\epsilon)}{\partial \epsilon} d\epsilon - \dot{\alpha} \underbrace{\frac{\partial h_2(\epsilon)}{\partial \epsilon} d\epsilon}_{\text{ihmal}}$$

(5.2.5) Denklemlerinde yerlerine yazarsak;

$$dF_r = -\omega \frac{\partial h_1(\epsilon)}{\partial \epsilon} d\epsilon - f_1(\epsilon) d\dot{\epsilon} - h_1(\epsilon) d\dot{\alpha} + \underbrace{\dot{\epsilon} f_2(\epsilon) d\alpha}_{\text{ihmal}} + \omega h_2(\epsilon) d\alpha - \underbrace{\dot{\alpha} h_2(\epsilon) d\alpha}_{\text{ihmal}}$$

$$dF_s = -\underbrace{f_1(\epsilon) d\dot{\epsilon} d\alpha}_{\text{ihmal}} - \omega h_1(\epsilon) d\alpha - \underbrace{\dot{\alpha} h_1(\epsilon) d\alpha}_{\text{ihmal}} - f_2(\epsilon) d\dot{\epsilon} - h_2(\epsilon) d\dot{\alpha} - \omega \frac{\partial h_2(\epsilon)}{\partial \epsilon} d\epsilon$$

$$dF_r = -\omega \frac{\partial h_1(\epsilon)}{\partial \epsilon} d\epsilon - f_1(\epsilon) d\dot{\epsilon} + \omega h_2(\epsilon) d\alpha - h_1(\epsilon) d\dot{\alpha}$$

(5.2.6)

$$dF_s = -\omega \frac{\partial h_1(\epsilon)}{\partial \epsilon} d\epsilon - f_2(\epsilon) d\dot{\epsilon} - \omega h_1(\epsilon) d\alpha - h_2(\epsilon) d\dot{\alpha}$$

Küçük bir salınım için;

$$d\epsilon = \frac{r}{c}, \quad d\dot{\epsilon} = \frac{\dot{r}}{c}, \quad d\alpha = \frac{s}{c\epsilon}, \quad d\dot{\alpha} = \frac{\dot{s}}{c\epsilon}$$

Böylece;

$$dF_r = -\omega \frac{\partial h_1(\epsilon)}{\partial \epsilon} \frac{r}{c} - f_1(\epsilon) \frac{\dot{r}}{c} + \omega h_2(\epsilon) \frac{s}{c\epsilon} - h_1(\epsilon) \frac{\dot{s}}{c\epsilon} \quad (5.2.7)$$

$$dF_s = -\omega \frac{\partial h_2(\epsilon)}{\partial \epsilon} \frac{r}{c} - f_2(\epsilon) \frac{\dot{r}}{c} - \omega h_1(\epsilon) \frac{s}{c\epsilon} - h_2(\epsilon) \frac{\dot{s}}{c\epsilon} \quad (5.2.8)$$

(5.2.7) Denklemiyle incelenen sıkıştırılmış yağ damperidir. Ancak bu yağ damperinin, merkezlenmiş yörüngeli ve tam sıkıştırılmış yağlı bir damper olmadığı yani genel olarak ele alındığı göz önüne alınmalıdır. Çünkü özel haller için damper parametrelerinin değişeceği önceki bölümlerde belirtilmiştir.

Eğer yine aynı sistem için, dönmeyen bir yatak bileziği yerine ω_j hızıyla dönen bir muylu göz önüne alınırsa, sistem bir kaymalı yatağa benziyecektir. Elde edilen böyle bir sistem için yukarıdaki işlemler benzer olarak uygulanırsa aşağıdaki kuvvet bileşenleri elde edilir.

Kaymalı yatakta yağ filmi basıncı şu şekilde verilmektedir (8).

$$p = \xi \left[\dot{\epsilon} g_1^l(\epsilon, \theta) - \left(\frac{\omega_j}{2} - \dot{\alpha} \right) g_1^l(\epsilon, \theta) \right] f(z) \quad (5.2.8)$$

Burada $g_1(\epsilon, \theta)$ ve $g_2(\epsilon, \theta)$ fonksiyonları (5.2.1) denklemindekiyle aynıdır. Eğer hız ifadesinin ve fonksiyonların üstüne yazılan (j) yok sayılır ve daha önce yapıldığı gibi basınç θ ve z ye göre integre edilirse;

$$F_r^* = -\dot{\epsilon} f_1(\epsilon) + \left(\frac{\omega_j}{2} - \dot{\alpha} \right) h_1(\epsilon) \quad (5.2.9)$$

$$F_s^* = -\dot{\epsilon} f_2(\epsilon) - \left(\frac{\omega_j}{2} - \dot{\alpha} \right) h_2(\epsilon)$$

Sıkıştırılmış yağ damperleriyle karşılaştırıldığında göze çarpan işaret farkı, kaymalı yatakta kuvvetlerin merkezler doğrusunun önünde olmasına karşılık, sıkıştırılmış yağ damperlerinde kuvvetlerin merkezler doğrusunun gerisinde kal-

masından dolayı ortaya çıkar.

Eğer (5.2.9) denklemleri de (5.2.5) denklemlerinde yerlerine yazılırsa şu ifadeler elde edilir:

$$dF_r = \frac{\omega}{2} \frac{\partial h_1(\epsilon)}{\partial \epsilon} \frac{r}{c} - f_1(\epsilon) \frac{\dot{r}}{c} + \frac{\omega}{2} h_2(\epsilon) \frac{s}{c\epsilon} - h_1(\epsilon) \frac{\dot{s}}{c\epsilon} \quad (5.2.10)$$

$$dF_s = \frac{\omega}{2} \frac{\partial h_2(\epsilon)}{\partial \epsilon} \frac{r}{c} + f_2(\epsilon) \frac{\dot{r}}{c} + \frac{\omega}{2} h_1(\epsilon) \frac{s}{c\epsilon} + h_2(\epsilon) \frac{\dot{s}}{c\epsilon}$$

Buradaki hem sıkıştırılmış yağ damperi ve hemde kaymalı yatak kuvvet bileşenleri; salınım, radyal boşluk ile karşılaştırıldığında küçük olduğu için "Taylor Serisi" nin ilk terimi ile ifade edilebilir.

$$f\left(\epsilon + \frac{r}{c}\right) = f(\epsilon) + \frac{r}{c} f'(\omega)$$

Bu ifadeye uygun olarak, sıkıştırılmış yağ damperi ve kaymalı yatak için denklemler şu şekilde yazılır

Sıkıştırılmış yağ damperi için;

$$dF_r = c(-A_{rr}^s r - A_{rs}^s s - B_{rr}^s r - B_{rs}^s s) \quad (5.2.11)$$

$$dF_s = c(-A_{sr}^s r - A_{ss}^s s - B_{sr}^s r - B_{ss}^s s)$$

Kaymalı yatak için;

$$dF_r = c(-A_{rr}^j r - A_{rs}^j s - B_{rr}^j r - B_{rs}^j s) \quad (5.2.12)$$

$$dF_s = c(A_{sr}^j r + A_{ss}^j s + B_{sr}^j r + B_{ss}^j s)$$

Burada A filmin lokal, lineer rijitlik katsayısıdır. B ise lokal, lineer sönümlleme katsayısıdır. İfadelerin altına yazılan harflerden birincisi, rijitlik veya sönümlleme etkisinin yönünü, ikincisi ise üretilen kuvvetin yer değiştirme bileşenini gösterir. Ayrıca A ve B nin üstüne yazılan j ve s sırasıyla kaymalı yatak (Journal = j) ve sıkıştırılmış

$$dF_r(\text{Ekstra}) = k c d\epsilon \quad (5.3.1)$$

$$dF_s(\text{Ekstra}) = k c \epsilon d\alpha$$

Yukarıdaki terimlerden her birini (5.2.5) denklemlerinde uygun haneye ilave edersek, aşağıdaki denklemleri elde ederiz.

$$dF_r = -\left(\omega \frac{\partial h_1(\epsilon)}{\partial \epsilon} - k c \right) d\epsilon - f_1(\epsilon) d\dot{\epsilon} + \omega h_2(\epsilon) d\alpha - h_1(\epsilon) d\dot{\alpha}$$

$$dF_s = -\omega \frac{\partial h_2(\epsilon)}{\partial \epsilon} d\epsilon - f_2(\epsilon) d\dot{\epsilon} - (\omega h_1(\epsilon) - k c \epsilon) d\alpha - h_2(\epsilon) d\dot{\alpha}$$

180° lik sıkıştırılmış yağ filmi modeli için $h_1(\epsilon)$ daha önce şu şekilde verilmişti.

$$h_1(\epsilon) = -\frac{\eta R L^3}{c^2} \frac{2\epsilon^2}{(1-\epsilon^2)^2}$$

Buradan hareketle;

$$\left(\omega \frac{d h_1(\epsilon)}{d \epsilon} + k c \right) d\epsilon = (k + A_{rr}) r$$

(5.3.2)

$$(\omega h_1(\epsilon) + k c \epsilon) d\alpha = (k + A_{ss}) s$$

Böylece r ve s yönlerinde, A_{rr} ve A_{ss} rijitlik katsayılarına ekstra yay rijitliğinin de doğrudan ilave edebiliriz.

5.4. Destekleyici Yaylı Sıkıştırılmış Yağ

Damperleriyle Rijit Rotorun Mesnetlenmesi

Herbiri yağ filmi ile paralel olarak etki eden destekleyici yaylı iki sıkıştırılmış yağ damperi üzerine monte edilmiş bir rijit rotoru göz önüne alalım. Bu düzenek, çalışma hızı aralıklarının çok altındaki bir değere kadar sistemin en düşük tabi frekansından daha düşük bir frekans amaç edinildiğinde, makinaların çoğu dizaynlarında uygulanabilir. Oldukça hafif sönümleme şartları altında atla-

malı olayların ve kısmi harmonik rezonansın görülebileceği White gibi bazı yazarlar tarafından ifade edilmiştir. (13). Dizayndan dizayna değişen yağ filmi boşlukları sağlanan basınca bağlı olarak tamamen dolu veya noksan şekilde olabilir. Yayların kullanılmasıyla, içteki yatak bileziğinin sıkıştırılmış yağ damperi içinde konsantrik bir pozisyon alması sağlanmış olur. Böylece, çalışmalar titreşim hareketinin konsantrik yörüngeler ürettiği varsayılarak yürütülür. Dolayısıyla, Şekil 5.4 göz önüne alınarak bu sistem için aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$\ddot{\psi}=0, \quad \dot{\psi}=\omega, \quad \epsilon_0=0, \quad \dot{\epsilon}=0 \quad (\psi_0=0)$$

Bu ifadeler (5.1.1) denkleminde yerlerine konulursa ve hareket denkleminin statik yükü aynı olarak, aşağı doğru olduğu farzedilirse yeni denklemler şu hali alır.

$$F_c \cos(\omega t - \psi) - F_r - k c \epsilon = -m c \epsilon \omega^2 \quad (5.4.1)$$

$$F_c \sin(\omega t - \psi) - F_s = 0$$

(5.4.1) Denklemlerindeki sıkıştırılmış yağ filmi kuvvetleri F_r ve F_s konsantrik hareket için üçüncü bölümde verilmişti. Oradan hareketle;

$$F_r = 0 \quad (5.4.2)$$

$$F_s = \frac{\pi \eta R L^3}{c^2} \frac{\epsilon \omega}{(1-\epsilon^2)^{3/2}}$$

Bu ifadeler (5.4.1) denklemlerinde yerlerine yazılır ve boyutsuzlaştırma işlemi yapılırsa;

$$Q_c \cos(\omega t - \psi) = -\epsilon(1 - \bar{k}) \quad (5.4.3)$$

$$Q_c \sin(\omega t - \psi) = \frac{\pi \eta R}{m \omega} \left(\frac{L}{c}\right)^3 \frac{\epsilon}{(1-\epsilon^2)^{3/2}}$$

$$\beta = \frac{\eta R \left(\frac{L}{c}\right)^3}{m \omega} \quad \text{konulup tekrar düzenlenirse;}$$

$$\begin{aligned} \frac{u}{c} \cos(\omega t - \psi) &= (\bar{k} - 1) \epsilon \\ \frac{u}{c} \sin(\omega t - \psi) &= \pi \beta \frac{\epsilon}{(1-\epsilon^2)^{3/2}} \end{aligned} \quad (5.4.4)$$

Burada; $\frac{\pi \eta R}{\sqrt{k m}} \left(\frac{L}{c} \right)^3 = A, \quad \sqrt{\frac{k}{m}} = \omega_n, \quad \beta$

Yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\left(\frac{u}{c} \right)^2 \frac{(1-\epsilon^2)^3}{\epsilon^2} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^4 = A^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 + \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 (1-\epsilon^2)^3 \quad (5.4.5)$$

(5.4.5) Hareket denklemi $\frac{2\pi}{\omega_n}$ lik periyoda sahip bir geçirgenliği verebilir. Özellikle zorlayıcı frekans $n \cdot \omega_n$ değerini aldığı zaman, $n = 1, 2, 3, \dots$, $\frac{\omega}{\omega_n} = 1, 2, 3$ ve 4 değerleri için benzer kısmi harmonik cevaplar ortaya çıkar.

5.4.1. Geçirgenlik

Gövdeye geçen dinamik kuvvetle geçirgenliğin önemi ortaya çıkar. Bu kuvvet şu şekildedir:

$$F = [F_s^2 + (k c \epsilon)^2]^{1/2} \quad (5.4.6)$$

Geçirgenlik, dinamik kuvvetin balanssız kuvvete (F_c) oranı olarak ifade edilir.

$$T = \frac{F}{F_c} = \frac{F/m c \omega^2}{F_c/m c \omega^2} = \frac{F/m c \omega^2}{u/c} \quad (5.4.7)$$

(5.4.2), (5.4.6) ve (5.4.7) denklemlerinden aşağıdaki denklemi elde ederiz.

$$T^2 = \left[\frac{\pi^2 \beta^2 \epsilon^2}{(1-\epsilon^2)^3} + \bar{k}^2 \epsilon^2 \right] / \left(\frac{u}{c} \right)^2$$

(5.4.4) Denkleminden;

$$\frac{\pi^2 \beta^2 \epsilon^2}{(1-\epsilon^2)^3} = \left(\frac{u}{c} \right)^2 - (\bar{k} - 1)^2 \epsilon^2 \quad \text{elde edilir.}$$

Son olarak bu denklem geçirgenlikte yerine yazılırsa;

$$T^2 = 1 + \left(\frac{\epsilon}{u/c} \right)^2 \left[\frac{1}{(\omega/\omega_n)^2} - 1 \right]$$

Bu ifade, hem $\frac{\epsilon}{u/c}$ nin, hem de geçirgenliğin (T) u/c 'ye bağlı olduğunu gösterir. Burada ayrıca dikkati çeken $\frac{\omega}{\omega_n}$ nin $\sqrt{2}$ nin üstündeki değerler için geçirgenliğin birden az olmasıdır. Motorun normal çalışma aralıkları içinde kalmak için bu durum gözden uzak tutulmamalıdır.

5.4.2. Yarı Film Modeli ve Kararlılık

Sağlanan basıncın, sıkıştırılmış yağ filminin içindeki pozitif basıncı elde etmek için yeterli olmadığını kabul edelim. Buna bağlı olarak sıkıştırılmış yağ filminin yarı kavitasyonlu hale geldiğini varsayabiliriz. Daha önceki bölümlerde böyle bir durum için F_r şu şekilde verilmişti.

$$F_r = \frac{2 \eta R L^3}{c^2} \frac{\epsilon^2 \omega}{(1-\epsilon^2)^2}$$

(5.4.4) Denkleminde F_r yerine yazılırsa;

$$\frac{u}{c} \cos(\omega t - \psi) = (\bar{k} - 1) \epsilon + \frac{2 \beta \epsilon^2}{(1-\epsilon^2)^2} \quad (5.4.8)$$

$$\frac{u}{c} \sin(\omega t - \psi) = \frac{\pi \beta}{2} \frac{\epsilon}{(1-\epsilon^2)^{3/2}}$$

Bu denklemlerde;

$$\beta = A \frac{\sqrt{\bar{k}}}{\pi} = A \frac{1}{\pi \frac{\omega}{\omega_n}} \quad \text{yazılıp,}$$

her iki tarafın kareleri alınır toplanırsa ve tekrar düzenlenirse şu denklem elde edilir:

$$\left(\frac{u}{c}\right)^2 = A^2 \bar{k} \left[\frac{\epsilon^2}{4(1-\epsilon^2)^3} + \frac{4 \epsilon^4}{\pi^2 (1-\epsilon^2)^4} \right] + \epsilon^2 (\bar{k} - 1)^2 + \frac{4 A \epsilon^2}{\pi (1-\epsilon^2)^2} \bar{k}^{1/2} (\bar{k} - 1) \quad (5.4.9)$$

$(\frac{u}{c})^2$ Geçirgenlik ifadesinde yerine yazılırsa;

$$\tau^2 = \frac{\epsilon^2}{(u/c)^2} \left[\frac{A\bar{k}}{4(1-\epsilon^2)^3} + \frac{4\epsilon^2 A^2 \bar{k}}{\pi^2 (1-\epsilon^2)^4} + \frac{4\epsilon A\bar{k}^{3/2}}{\pi(1-\epsilon^2)^2} + \bar{k}^2 \right] \quad (5.4.10)$$

Bu ifadede $(\frac{u}{c})$ oranının büyüklüğü önem taşır. Geçirgenlik üzerinde istenmeyen kavitasyon etkisi karşımıza çıkabilir. Bu bakımdan $(\frac{u}{c})$ oranı tipik birçok uygulamada 0,3 den fazla alınmaz (8). Eğer sıkıştırılmış yağ damperlerinde kavitasyonun ortaya çıkma ihtimali varsa rotor balansında ekstra tedbirlere gerek duyulur.

Kararlılık:

(5.2.7) ve (5.3.2) Denklemlerinden görüleceği gibi film kuvvetleri kavitasyonlu sıkıştırılmış yağ filmi için şöyledir:

$$dF_r = B_{rr}^s r + (A_{rr}^s + k)r + B_{rs}^s s - A_{rs}^s s \quad (5.4.11)$$

$$dF_s = B_{sr}^s r + A_{sr}^s r + B_{ss}^s s + (A_{ss}^s + k)s$$

Şaft merkezinin pozisyonu bir vektör olarak belirtilebilir.

$$V = (r + js) e^{j\psi} \quad (5.4.12)$$

Dairesel eşdeğer yörüngeden lokal hareket şu şekilde elde edilir:

$$m c V = -(dF_r + j dF_s) e^{j\psi} \quad (5.4.13)$$

dF_r , dF_s ve V nin ikinci türevini (5.4.13) denkleminde yerlerine koyarsak aşağıdaki denklemi elde ederiz:

$$m [r - 2s\omega - r\omega^2 + j(s + 2r\omega - s\omega^2)] e^{j\omega} = [B_{rr}^s r + (A_{rr}^s + k)r + B_{rs}^s s - A_{rs}^s s + j[B_{sr}^s r + A_{sr}^s r + B_{ss}^s s + (A_{ss}^s + k)s]] e^{j\psi} \quad (5.4.14)$$

(5.4.14) Denkleminin her iki tarafının reel ve imajiner kısımları eşitlenerek hareket denklemi matris formunda ifade

edilebilir. Ayrıca $\beta = \eta R L^3 / m \omega c^3$ yazılarak katsayılar boyutsuzlaştırılabilir. (Yani $b_{rr}^s = B_{rr}^s / \beta$).

Reel ve imajiner kısımlar eşitlenirse;

$$m(r - 2s\omega - r\omega^2) = B_{rr}^s r + (A_{rr}^s + k)r + B_{rs}^s s - A_{rs}^s s$$

$$m(s + 2r\omega - s\omega^2) = B_{sr}^s r + A_{sr}^s r + B_{ss}^s s + (A_{ss}^s + k)s$$

$$m(r - 2s\omega - r\omega^2) - B_{rr}^s r - (A_{rr}^s + k)r - B_{rs}^s s + A_{rs}^s s = 0$$

(5.4.15)

$$m(s + 2r\omega - s\omega^2) - B_{sr}^s r - A_{sr}^s r - B_{ss}^s s - (A_{ss}^s + k)s = 0$$

Burada; $\frac{d}{dt} = D$ yazılırsa, o zaman;

$$\ddot{r} = \frac{d^2 r}{dt^2} = D^2 r, \quad \frac{dr}{dt} = D r, \quad \frac{d^2 s}{dt^2} = D^2 s, \quad \frac{ds}{dt} = D s \text{ yazılabilir.}$$

Bu değerler yerine yazılıp, denklem r ve s'e göre tekrar düzenlenirse;

$$[mD^2 - B_{rr}^s D - (\omega^2 + A_{rr}^s + k)]r + [-(2m\omega + B_{rs}^s)D + A_{rs}^s]s = 0$$

(5.4.16)

$$[(2m\omega - B_{sr}^s)D - A_{sr}^s]r + [mD^2 - B_{ss}^s D - (m\omega^2 + A_{ss}^s + k)]s = 0$$

Bu denklemler matris formunda yazılırsa;

$$\begin{bmatrix} mD^2 - B_{rr}^s D - (\omega^2 + A_{rr}^s + k) & -(2m\omega + B_{rs}^s)D + A_{rs}^s \\ (2m\omega - B_{sr}^s)D - A_{sr}^s & mD^2 - B_{ss}^s D - (m\omega^2 + A_{ss}^s + k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \\ s \end{bmatrix} = 0$$

$$\begin{vmatrix} mD^2 - B_{rr}^s D - (\omega^2 + A_{rr}^s + k) & -(2m\omega + B_{rs}^s)D + A_{rs}^s \\ (2m\omega - B_{sr}^s)D - A_{sr}^s & mD^2 - B_{ss}^s D - (m\omega^2 + A_{ss}^s + k) \end{vmatrix} = 0$$

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{vmatrix} = 0 \quad a_{11} a_{22} - a_{21} a_{12} = 0$$

Eğer determinant yukarıdaki gibi açılırsa şu denklem elde edilir:

$$(G_4 D^4 + G_3 D^3 + G_2 D^2 + G_1 D + G_0) s = 0 \quad (5.4.17)$$

Burada $D = \frac{d}{dt}$ dir. (G) ise sabittir. Parantez içindeki denklemin kökleri kararlılık veya kararsızlık derecesini gösterir. Bu kökler iki kısma sahiptir. Eğer reel kısım pozitifse (s) zamanla artar ve yörünge kararsız olur. Şayet köklerin bütün reel kısımları negatifse yörünge kararlıdır. $\frac{u}{c}$, $\frac{\omega}{\omega_n}$ ve $\frac{\epsilon}{(u/c)}$ nin çeşitli değerleri için kararlılık aynı yolla incelenebilir. (5.4.17) Denklemi göz önüne alınarak, başka kararlılık kriterlerinin kullanılmasıyla da kararlılık analizi yapılabilir (14)

B Ö L Ü M VI

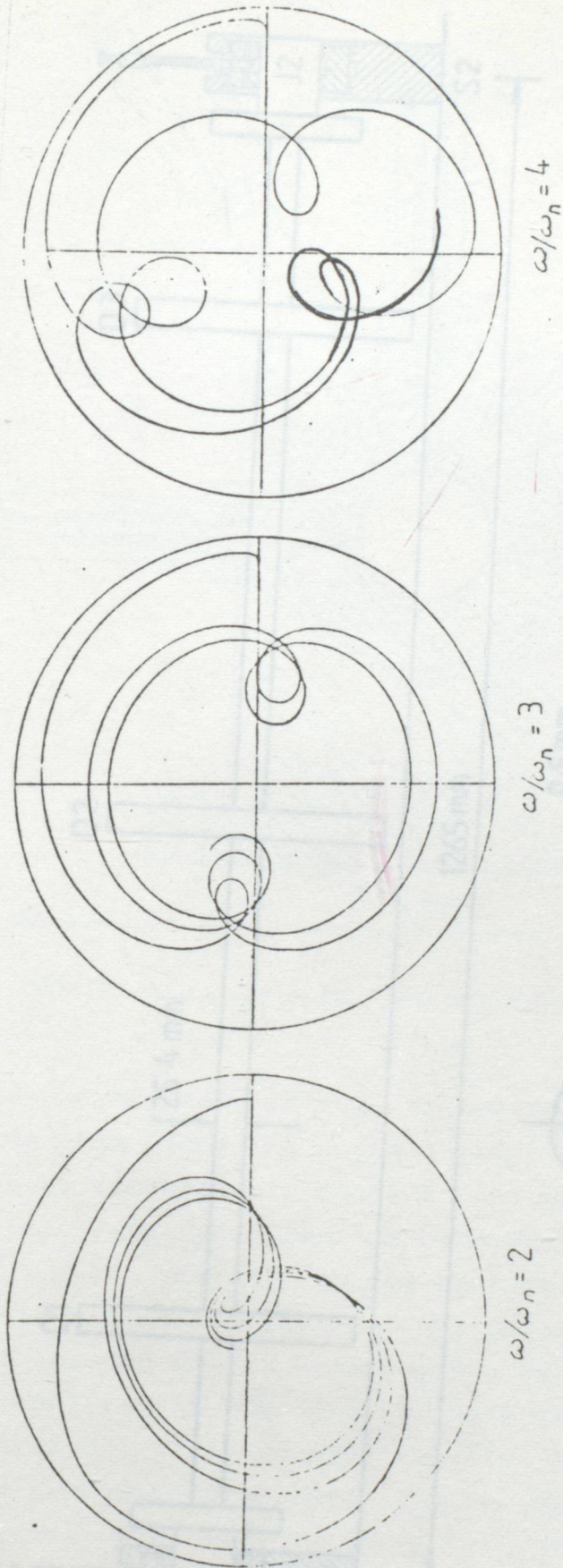
6-SIKIŞTIRILMIŞ YAĞ DAMPERLERİ VE ROTOR TİTREŞİMLERİNİN KONTROLÜ

6.1. Genel Esaslar

Bu bölümde kavitasyonun performans üzerindeki etkileri, beklenmeyen ani hareketler ve kısmi harmonik rezonans ele alındı. Sıkıştırılmış yağ damperlerinin bu olaylar üzerindeki rolü genel olarak incelendi. Ayrıca lineer, çok serbestlik dereceli rotor-yatak sistemlerindeki sıkıştırılmış yağ damperi karakteristikleri incelenerek uygulamalarda örnekler verildi.

Kısmi harmonik rezonans, sıkıştırılmış yağ içinde kavitasyon olup olmadığı farzedilerek, her iki durum için de belirlenebilir. Şekil 6.1. kavitasyonsuz sıkıştırılmış izolatörler içindeki rijit bir rotorun nümerik olarak bulunmuş yörüngelerini göstermektedir (15). Bu izolatörler ön yüklenmiş olup, sönümleme oldukça hafiftir. Şekil üzerinde görülen "A" harfi bir önceki bölümde verilmiş olup sistemdeki sönümlemenin bir ölçüsüdür.

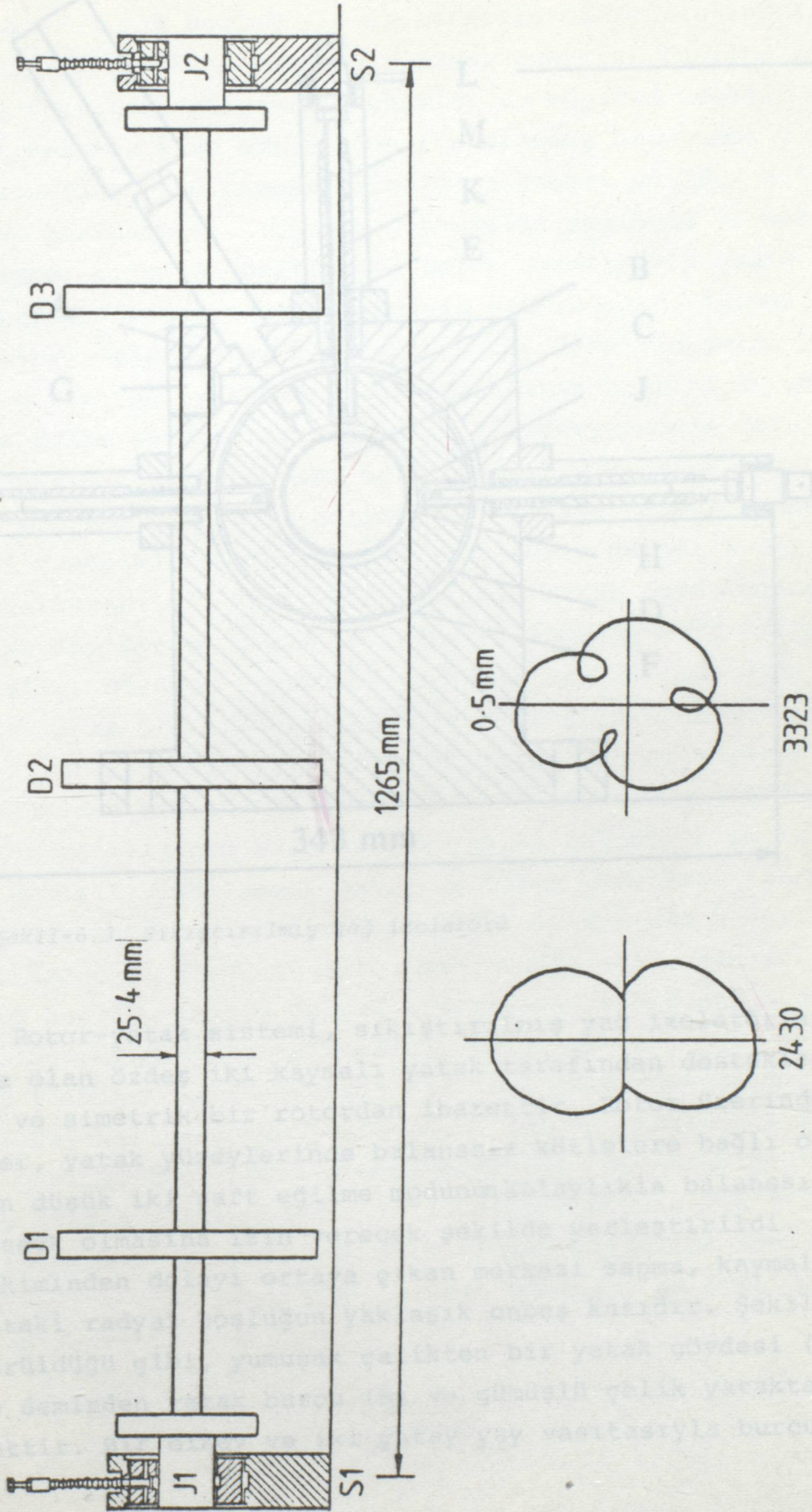
Burada, Sussex Üniversitesinde benzer bir kaç deneyde kullanılan sıkıştırılmış yağ damperinin dizaynı ve varılan sonuçlardan örnekler alınarak konu genişletilecektir. Rotor-Yatak sistemi Şekil 6.2.de, sözkonusu damperin enine kesiti de Şekil 6.3.de verildi.



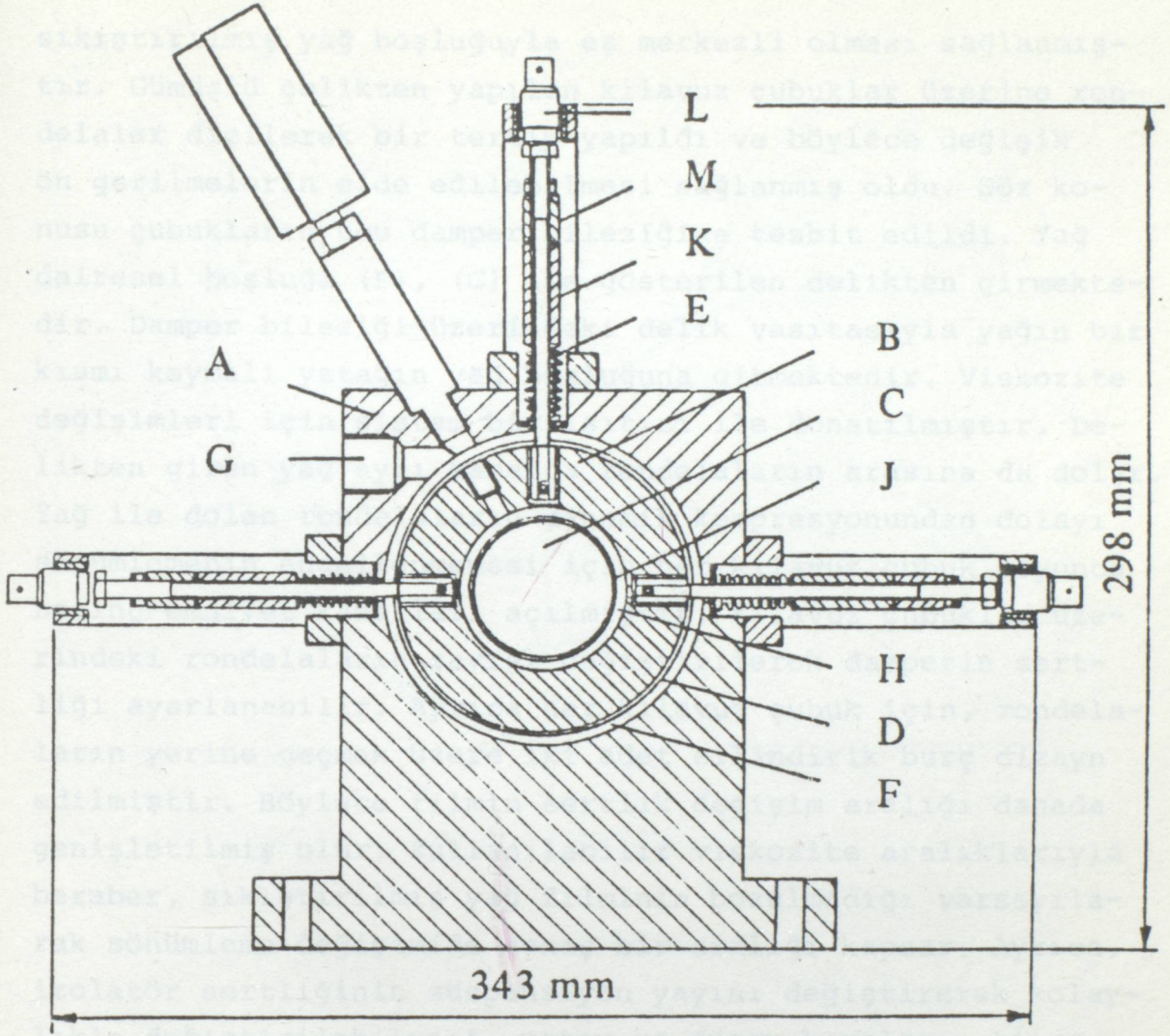
Şekil-6.1. Kısmi harmonik rezonans-kısa film

$$A = \pi \eta R \left(\frac{L}{c} \right)^3 \sqrt{k m} = 0,0284$$

$$u/c = 0,25$$



Şekil-6.2. Esnek rotor-yatak sistemi

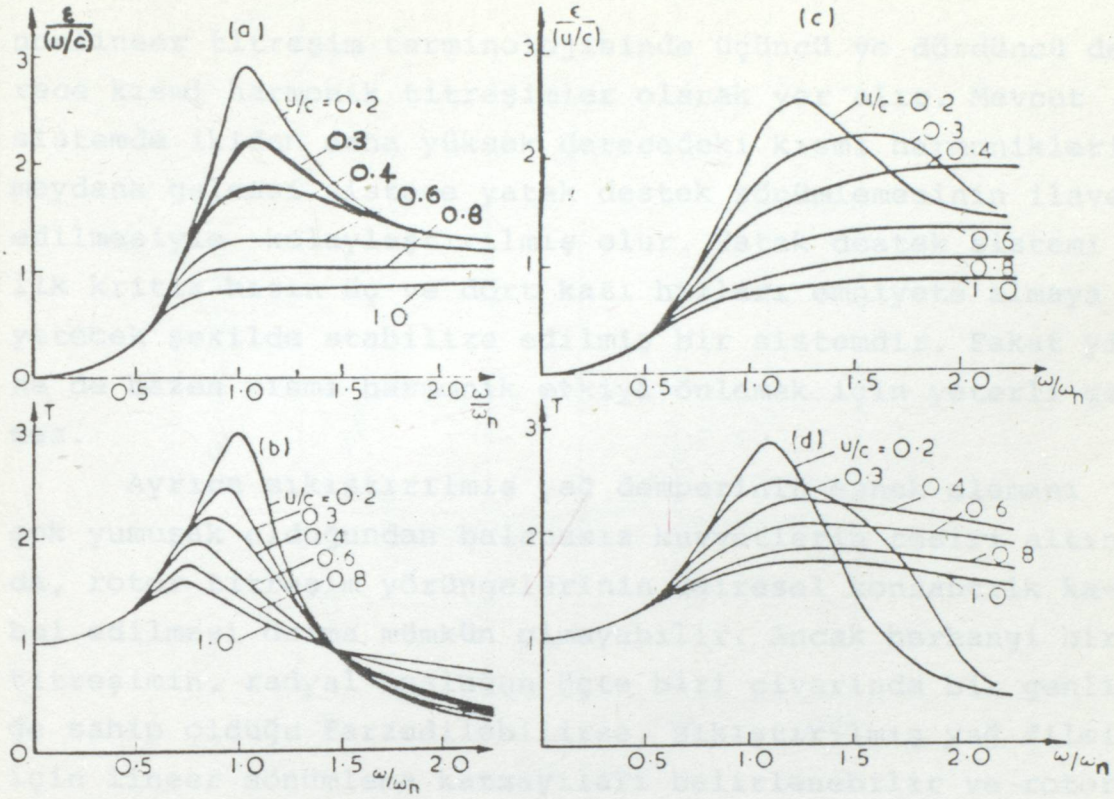


Şekil-6.3. Sıkıştırılmış yağ izolatörü

Rotor-yatak sistemi, sıkıştırılmış yağ izolatörler içinde olan özdeş iki kaymalı yatak tarafından desteklenen esnek ve simetrik bir rotordan ibarettir. Rotor üzerindeki diskler, yatak yüzeylerinde balanssız kütlelere bağlı olarak en düşük iki şaft eğilme modunun kolaylıkla balanssızlığa sevk olmasına izin verecek şekilde yerleştirildi. Yerçekiminden dolayı ortaya çıkan merkezi sapma, kaymalı yataktaki radyal boşluğun yaklaşık onbeş katıdır. Şekil 6.3 de görüldüğü gibi, yumuşak çelikten bir yatak gövdesi (A), dökme demirden yatak burcu (B) ve gümüşlü çelik yataktan ibarettir. Bir dikey ve iki yatay yay vasıtasıyla burcun

sıkıştırılmış yağ boşluğuyla eş merkezli olması sağlanmıştır. Gümüşlü çelikten yapılan kılavuz çubuklar üzerine rondelalar dizilerek bir tertip yapıldı ve böylece değişik ön gerilmelerin elde edilebilmesi sağlanmış oldu. Söz konusu çubukların ucu damper bileziğine tesbit edildi. Yağ dairesel boşluğa (F), (G) ile gösterilen delikten girmektedir. Damper bileziği üzerindeki delik vasıtasıyla yağın bir kısmı kaymalı yatağın yağ boşluğuna gitmektedir. Viskozite değişimleri için sistem bir ısıtıcı ile donatılmıştır. Delikten giren yağ aynı zamanda rondelaların arasına da dolar. Yağ ile dolan rondelaların dinamik kompresyonundan dolayı sönümlemenin engellenmemesi için her kılavuz çubuk boyunca basınç emniyet kanalları açılmıştır. Kılavuz çubuklar üzerindeki rondelaların sayısı değiştirilerek damperin sertliği ayarlanabilir. Ayrıca her kılavuz çubuk için, rondelaların yerine geçmek üzere iki adet silindirik burç dizayn edilmiştir. Böylece filmin sertlik değişim aralığı dahada genişletilmiş olur. Kullanılabilir viskozite aralıklarıyla beraber, sıkıştırılmış yağ filminin bozulmadığı varsayılarak sönümleme değişimide geniş bir aralığı kapsar. Ayrıca, izolatör sertliğinin süspansiyon yayını değiştirerek kolaylıkla değiştirilebilmesi, yatay ve düşey burçların titreşimlerinin pozisyon transduserleriyle kolaylıkla kontrol edilebilmesi bu dizaynın diğer bir avantajıdır. Sıkıştırılmış yağ boşluğu içinde damper bileziğinin sabit durum denge pozisyonunda konsantrik olduğu kabul edilir. Aynı zamanda yağ filminin kavitasyonsuz olmasına özen gösterilmektedir. Zira, kavitasyonun geçirgenlik (D) ve konsantrik titreşim genliği üzerindeki etkisi büyüktür. Bu durum Şekil 6.4.de açıkça görülmektedir (15). Sıkıştırılmış yağ filminin kavitasyonsuz, yani tam film olması durumunda sönümleme katsayısı kısa yatak teorisinden doğrudan şu şekilde yazılabilecektir (16).

$$B = \pi \eta R \left(\frac{L}{c} \right)^3 \quad (6.1.1)$$



Şekil-6.4. $\epsilon/(u/c)$ ve geçirgenlik

a ve b Tam film

c ve d Yarı kavitasyonlu film

Statik yatak yükü ve dizilen rondelaların rijitliği arasında ilişki vardır (16). Yine aynı referansta bu ilişkinin 150-200 N aralığında, $2,83 \times 10^6$ N/m de hemen hemen lineer olduğu gözlemlendi. Ancak rondelalar arasındaki sönümlemenin nonlineer olduğu ve çubuk başına 100-200 Ns/m lik viskoz sönümlemeye karşılık geldiği aynı referansta anlatılmaktadır. Burada gözden uzak tutulmaması gereken bir hususta, sayısal işlemleri basitleştirmek için oldukça sabit eksantrisite oranının sağlanmasına gayret edilerek, deneyin her yerinde sağlanan basıncın ayarlanmasıdır.

Bütün bunlarla birlikte göz önüne alınan modelin, esas sönümleyici akışkan filmine ve yatağa dayanan rotor-yatak sisteminin tabii nonlineeritesini göstermeside muhtemeldir. Bu durumda gözlenecek nonsenkron titreşimler,

nonlineer titreşim terminolojisinde üçüncü ve dördüncü derece kısmi harmonik titreşimler olarak yer alır. Mevcut sistemde ikiden daha yüksek derecedeki kısmi harmoniklerin meydana gelmesi sisteme yatak destek sönümlemesinin ilave edilmesiyle kolaylaştırılmış olur. Yatak destek sistemi ilk kritik hızın üç ve dört katı hızları emniyete almaya yetecek şekilde stabilize edilmiş bir sistemdir. Fakat yine de bazen kısmi harmonik etkiyi önlemek için yeterli gelmez.

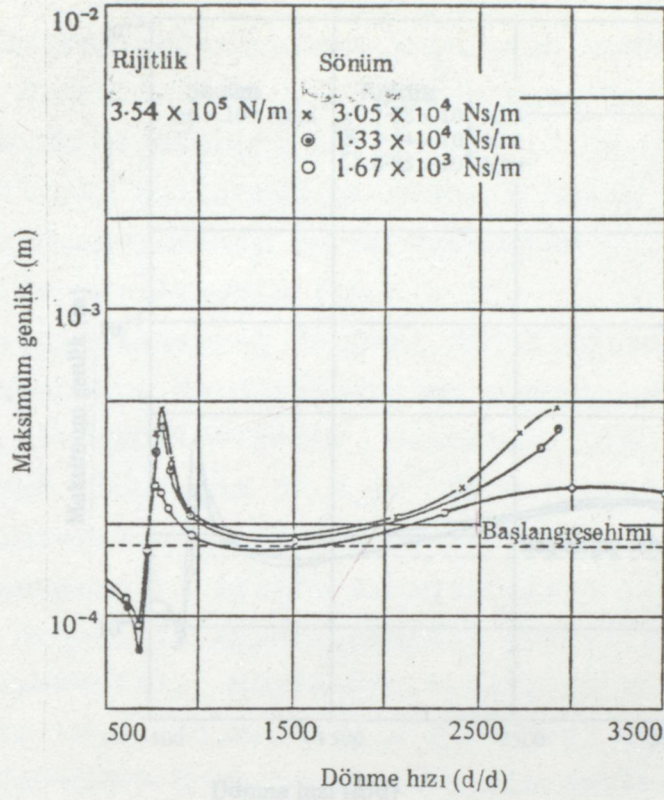
Ayrıca sıkıştırılmış yağ demperinin esnek elemanı çok yumuşak olduğundan balanssız kuvvetlerin tesiri altında, rotor titreşim yörüngelerinin dairesel konsantrik kabul edilmesi daima mümkün olmayabilir. Ancak herhangi bir titreşimin, radyal boşluğun üçte biri civarında bir genliğe sahip olduğu farzedilebilirse, sıkıştırılmış yağ filmi için lineer sönümleme katsayıları belirlenebilir ve rotor-yatak sisteminin lineer analizlerinde kullanılabilir.

6.2. Uygulama Örnekleri

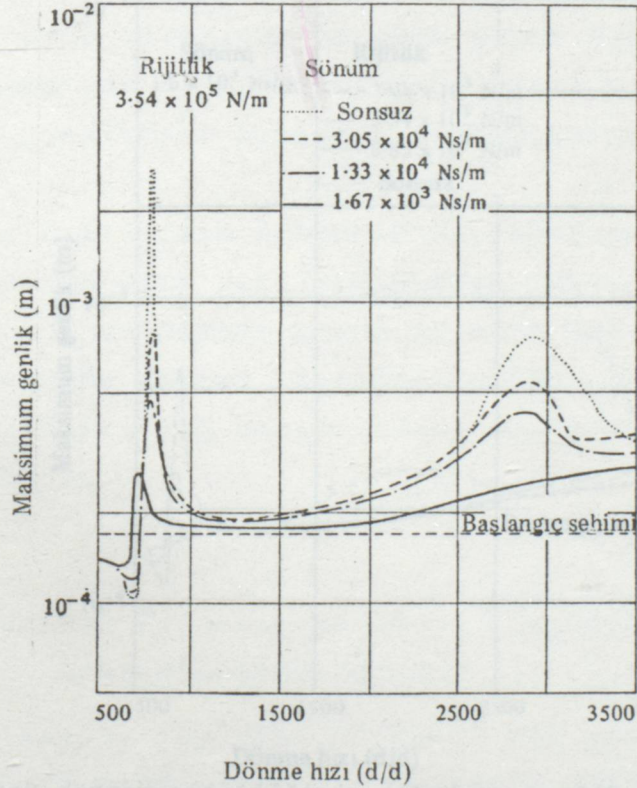
6.2.1. Sönüm ve Rijitliğin Genlik Üzerindeki Etkileri

J.L Nikolajsen ve R. Holmes (16) tarafından konu ile ilgili benzer bir uygulama gerçekleştirilmiştir. İzolatör rijitliği sabit tutularak, sıkıştırılmış yağ damperlerinin maksimum shaft deplasman genliği üzerindeki etkileri Şekil 6.5.de deneysel olarak gösterildi. Ayrıca aynı değerler kullanılarak yapılan hesap sonuçları, rijit olarak desteklenmiş yataklardaki durumda göz önüne alınarak Şekil 6.6. da verildi. $3,05 \times 10^4$ Ns/m ve $1,33 \times 10^4$ Ns/m lik destek sönümlemesi için deneysel ölçümler kararsızlığın başlangıcı olan 2900 d/d da bitirildi.

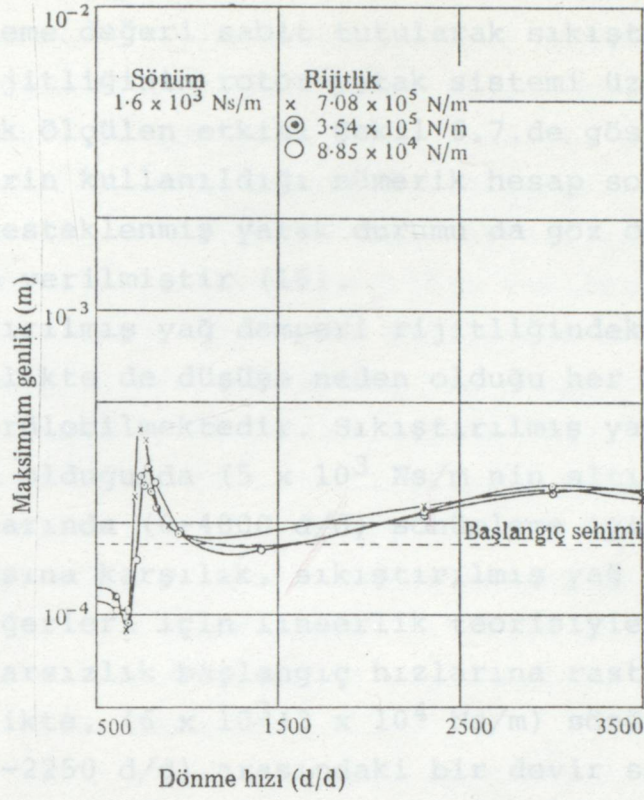
Sönümleme değerinde azalma olduğunda hem ilk kritik hızda, hemde ikinci kritik hızda maksimum shaft deplasman genliğinin sürekli düştüğü her iki şekilde de açıkça görülmektedir.



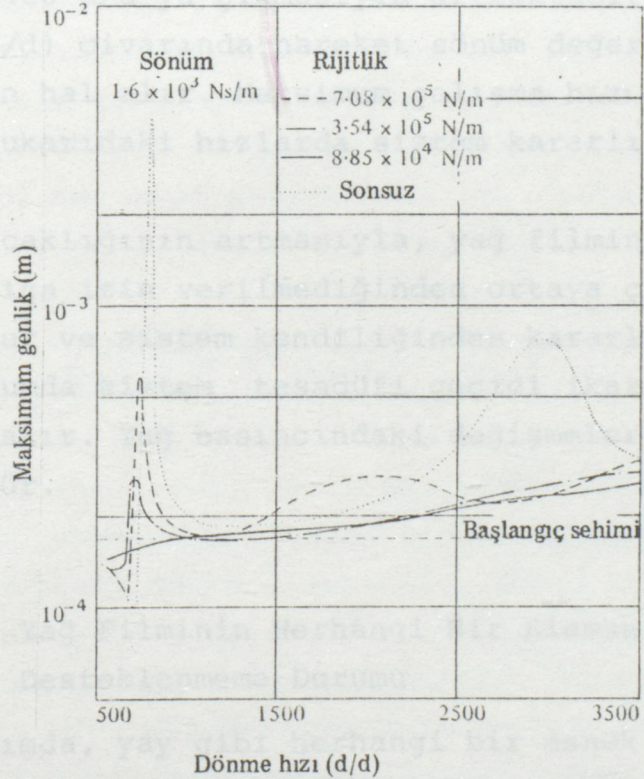
Şekil-6.5. Yatak destek sönümlemesinin maksimum genlik üzerindeki etkisi (deneysel)



Şekil-6.6. Yatak destek sönümlemesinin maksimum genlik üzerinde etkisi (teorik)



Şekil-6.7. Yatak destek rijitliğinin maksimum genlik üzerinde etkisi (deneysel)



Şekil-6.8. Yatak destek rijitliğinin maksimum genlik üzerinde etkisi (teorik)

Sönümlleme değeri sabit tutularak sıkıştırılmış yağ izolatörü rijitliğinin rotor-yatak sistemi üzerindeki deneysel olarak ölçülen etkisi Şekil 6.7.de gösterilmiştir. Aynı değerlerin kullanıldığı nümerik hesap sonucu ise rijit olarak desteklenmiş yatak durumu da göz önüne alınarak Şekil 6.8.de verilmiştir (16).

Sıkıştırılmış yağ damperi rijitliğindeki azalmanın maksimum genlikte de düşüşe neden olduğu her iki şekilden de açıkça görülebilmektedir. Sıkıştırılmış yağ sönümlleme değeri düşük olduğunda (5×10^3 Ns/m nin altında) bütün işletme hızlarında (0-4000 d/d) sönümlleme iyi ve sistem kararlı olmasına karşılık, sıkıştırılmış yağ sönümllemesinin büyük değerleri için lineerlik teorisiyle yapılan hesaplarda kararsızlık başlangıç hızlarına rastlanılmaktadır. Bununla birlikte, ($6 \times 10^3 + 3 \times 10^4$ Ns/m) sönümlleme aralığında, (1740-2250 d/d) arasındaki bir devir sayısında nonsenkron whirl baş gösterir. Nonsenkron whirl hareketin genliği hızın 2400 d/d ya çıkmasıyla artmaktadır. Daha sonra (2870-3230 d/d) civarında hareket sönüm değerine bağlı olarak senkron hal alır. Maksimum çalışma hızı olan 4000 d/d da ve daha yukarıdaki hızlarda sistem kararlı hale gelmektedir.

Yağ sıcaklığının artmasıyla, yağ filminin tüm tesirini kullanmasına izin verilmediğinden ortaya çıkan whirl bölge kaybolur ve sistem kendiliğinden kararlı hale gelir. Ancak bu durumda sistem tesadüfi geçici ikazlar karşısında çok hassastır. Yağ basıncındaki değişmelerin etkisi nisbeten küçüktür.

6.2.2. Yağ Filminin Herhangi Bir Eleman Tarafından Desteklenmeme Durumu

Bu kısımda, yay gibi herhangi bir esnek eleman tarafından yağ filmine ilave bir desteğin sağlanmadığı durumlarda, filmin dinamik karakteristikleri ele alınmıştır.

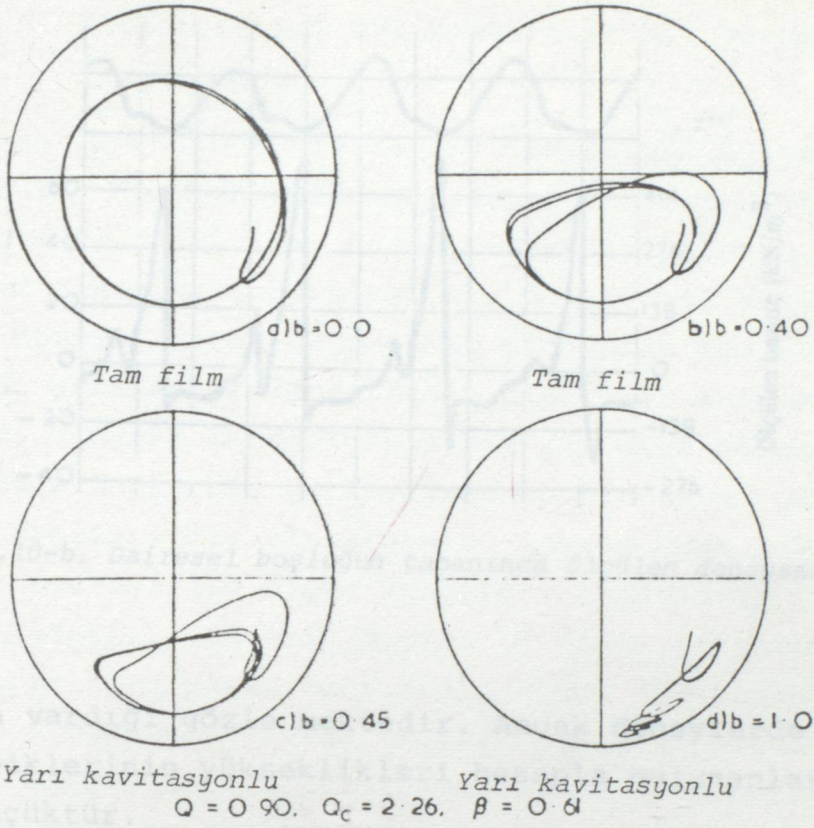
Sıkıştırılmış yağın amacı, sadece sistemdeki sönümlemeyi başlatmaktır. Öyleki, rotor atlama modlarını emniyetle geçibilsin ve çok az bir hız farkıyla çalışmasına düzgün bir şekilde devam etsin. Desteklenmemiş yağ damperi gerçekte, iç cidarın dönmediği bir kaymalı yatak olduğundan, buna lineer rijitlik katsayıları verilemez. Oluşan herhangi bir kaldırma nonlineer etkilerden dolayı ortaya çıkar. Dolayısıyla desteklenmemiş yağ damperinin analizini zorlaştırır. Statik yükün dinamik yüke göre küçük olduğu, kritik hızlar bölgesi gibi belli çalışma şartlarında yörüngelerin konsantrik olduğu varsayılabilir. Bunun sonucu olarakta, genliğe bağımlı sözde lineer katsayılar yine kullanılabilir. Böylece lineer analiz titreşim yörüngelerini iterasyonla elde edecek şekilde yapılabilir. Daha sonra da iletilen kuvvetler hesaplanabilir.

Statik yükün küçük olmadığı durumlarda nonlineer analiz gereklidir. Böyle bir analiz hem dinamik hemde statik yük taşıma kapasitesi üzerinde etkili olan kavitasyon büyüklüğünün belirlenmesinde ihtiyaç duyulur.

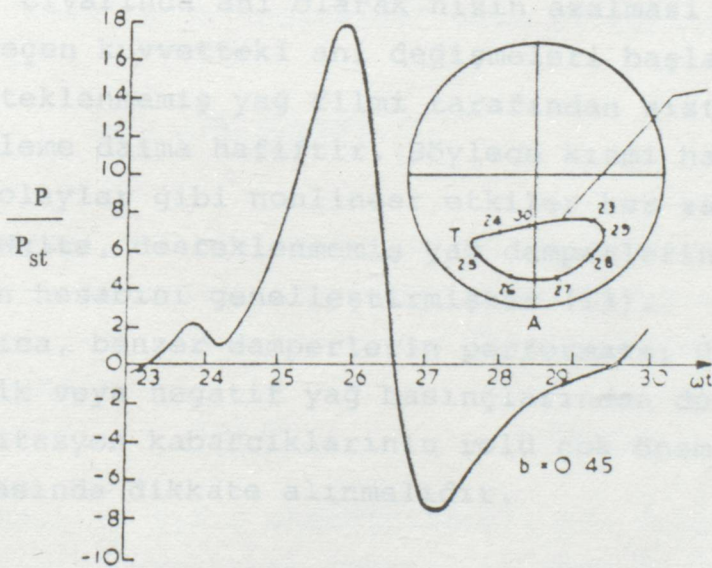
Benzer bir uygulama için yapılan hesap sonuçları Şekil 6.9.da kavitasyon etkisi de dikkate alınarak verildi(15). Bu şekilde (Q) boyutsuz statik yük, (Q_c) balanssızlıktan ortaya çıkan boyutsuz dinamik yük ve (b) ise negatif basınç faktörüdür.

Deneyisel uygulamalar herbiri bir merkezden beslenen sıkıştırılmış yağ damperleriyle desteklenmiş rijit rotor üzerinde yapıldı (15). Şekil 6.10-a.da, ($b=0,45$) için boyutsuz zaman sabitinin (ωt) bir fonksiyonu olarak dairesel yağ boşluğunun tabanında oluşan hidrodinamik basıncın teorik hesap sonuçları gösterilmektedir. Şekil 6.10-b.de ise basınç transduseri ile dairesel boşluğun tabanında ölçülen benzer bir basınç modeli gösterilmiştir. Şekillerde görülen iki nci basınç piki rotor merkezinin yörüngelerinin "T" kuyruğu etrafındaki hareketinden dolayı ortaya çıkar.

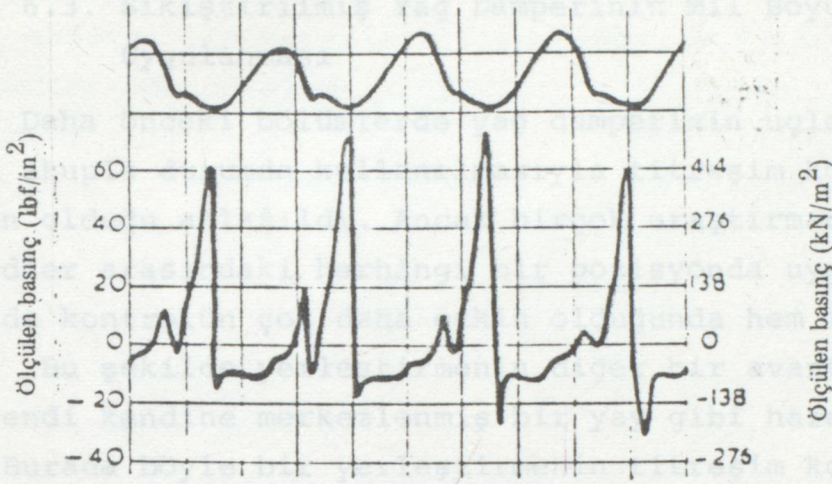
Şekil 6.10-b.de negatif basınç bölgesinin (-276 kN/m^2)



Şekil.6.9. b faktörünün dört değişik değeri için teorik titreşim yörüngeleri.



Şekil-6.10-a. Dairesel boşluğun tabanındaki dinamik basınç



Şekil-6.10-b. Dairesel boşluğun tabanında ölçülen deneysel basınç

civarına vardığı gözlenmektedir. Ancak deneylerde ölçülen basınç piklerinin yükseklikleri hesapla bulunanlardan oldukça küçüktür.

İletilen kuvvet film kuvvetlerinin bir sonucudur ve kolaylıkla bulunabilir. Pratikte geniş ve kuyruk şeklindeki yörüngelerden kaçınılır. Geniş titreşim yörüngesinde iletilen kuvvet sezilebilir seviyededir. Oysa ikinci durumda kuyruk civarında ani olarak hızın azalması ve artması gövdeye geçen kuvvetteki ani değişimleri başlatır.

Desteklenmemiş yağ filmi tarafından sisteme sağlanan sönümleme daima hafiftir. Böylece kısmi harmonik ve atlamalı olaylar gibi nonlineer etkiler her zaman beklenilmelidir. White, desteklenmemiş yağ damperlerinin ani hareketlerinin hesabını genelleştirmiştir (13).

Ayrıca, benzer damperlerin performansı üzerinde kısmi harmonik veya negatif yağ basınçlarından dolayı ortaya çıkan kavitasyon kabarcıklarının rolü çok önemlidir ve dizayn safhasında dikkate alınmalıdır.

6.3. Sıkıştırılmış Yağ Damperinin Mil Boyunca Uygulanması

Daha önceki bölümlerde yağ damperinin uçlarda yataklarla akuple durumda kullanılmasıyla titreşim kontrolünün mümkün olduğu anlatıldı. Ancak birçok araştırmacı damperin mesnedler arasındaki herhangi bir pozisyonda uygulanması halinde kontrolün çok daha etkin olduğunda hem fikirdirler (17). Bu şekilde yerleştirmenin diğer bir avantajıda milin kendi kendine merkezlenmiş bir yay gibi hareket etmesidir. Burada böyle bir yerleştirmenin titreşim kontrolü üzerindeki etkileri ele alınacaktır. Ayrıca uzun yatak ve kısa yatak teorisi ile ölçüm sonuçları arasındaki ilişki araştırılacaktır. Nitekim Mormal ve Vance contalanmış damperler için kısa yatak teorisinin uygun olabileceğini (18), Vance ve Kirton uzun yatak teorisi ile deneysel sonuçlar arasında önemli farklılıkların olduğunu göstermişlerdir (9).

Damperin bu çeşit yerleştirilmesi durumunda incelememize temel teşkil edecek teorik esaslar önceki bölümlerden veya referanslardan doğrudan alınacaktır.

Kavitasyonsuz (360° lik yağ filmi) ve sıfırstatik eksantrisite için, kısa bir damperin ($L/D \ll 1$) sönüm katsayıları "Kısa Yatak Teorisine" göre şu şekilde verilmektedir (17).

$$B_T^S = \eta \pi R \left(\frac{L}{c} \right)^3 \quad (6.3.1)$$

Ancak deneysel çalışmalar gerçek sönüm katsayısının (6.3.1) denkleminde hesaplanandan biraz daha yüksek olduğunu göstermektedir (17). Bu sebeple bir "k" düzeltme katsayısı kullanılacaktır.

$$B = k B_T^S \quad k > 1 \quad (6.3.2)$$

Kavitasyonsuz ve sıfır eksantrisiteli bir damper için sönüm katsayısı "Uzun Yatak Teorisine" göre şu şekilde verilmektedir (17).

$$B_T^L = 12 \eta \pi L \left(\frac{R}{c} \right)^3 \quad (6.3.3)$$

Uzun yatak teorisi ile bulunan sönüm katsayısı kısa yatak teorisi ile karşılaştırıldığında (6.3.1) ve (6.3.3) denklemlerinde düzeltme katsayısı "k" için şu ifade elde edilir.

$$B_T^L = k B_T^S$$

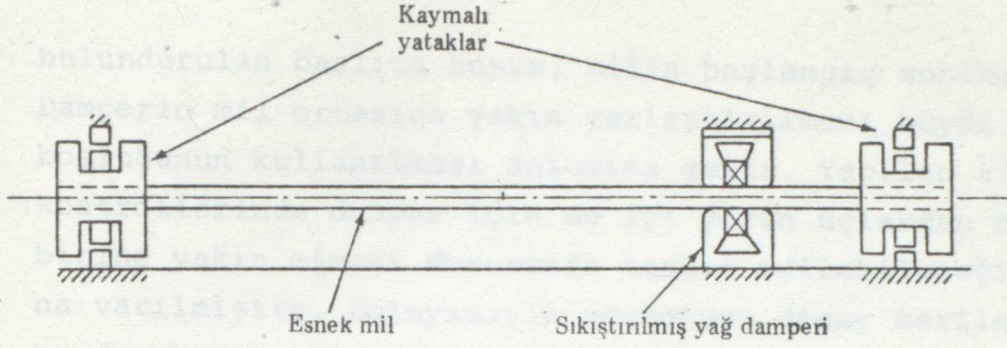
$$k = \frac{B_T^L}{B_T^S} = \frac{12 \eta L \left(\frac{R}{c}\right)^3}{\eta \pi R \left(\frac{L}{c}\right)^3}$$

$$k = 12 \left(\frac{R}{L}\right)^2$$

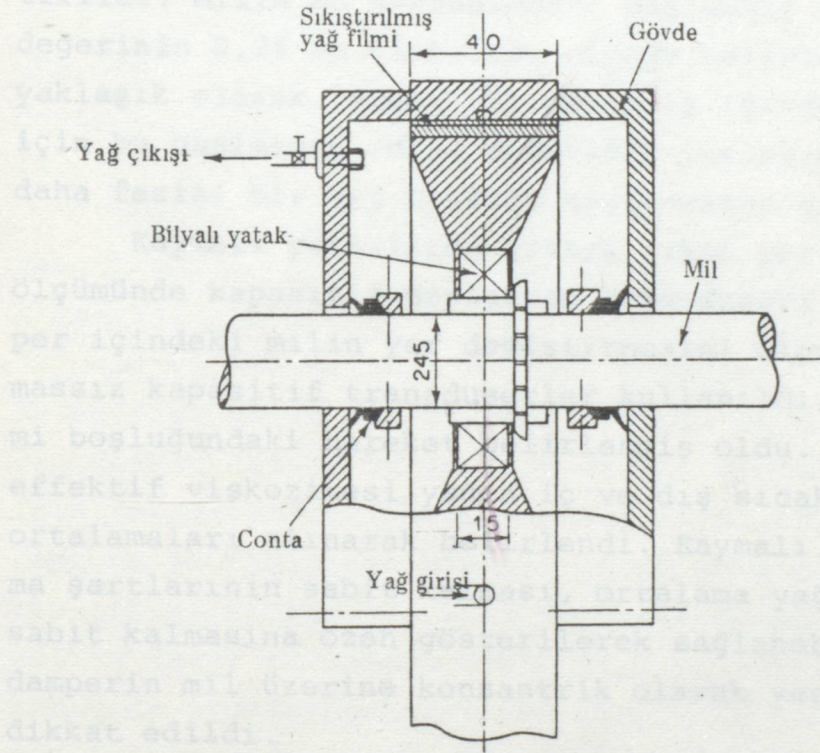
Damperin yataklardan ayrı bir düzlemde, mil boyunca herhangi bir noktaya yerleştirildiği bu gibi durumlarda modelleme önceki dizaynlardakinden farklıdır. Rotor-yatak sisteminin performansını belirlemek için rotor çok sayıda eşit kütlelere ayrılmış olarak göz önüne alınır (17). Yataklarla ilgili dinamik katsayıların hesaplanmasında konvansiyonel kaymalı yatak teorisi kullanılabilir. Ayrıca sistemin doğal frekansı bilinen metodların herhangi biriyle hesaplanabilir (19).

6.3.1. Uygulama Örnekleri

Damperin mil boyunca yerleştirilmesiyle yapılmış bir uygulama ve elde edilen sonuçlar (17) referansta etraflıca anlatılmaktadır. Bu uygulamada kullanılan deney tertibatı şematik olarak Şekil 6.11-a.da gösterilmiştir. Bu tertibat her iki ucundan özdeş iki kaymalı yatakla desteklenmiş esnek bir mil ve kavitasyon önlemek üzere, yataklara yeterli statik yükün gelmesi için mil üzerine çok dikkatli balans edilerek yerleştirilmiş ağır disklerden ibarettir. Deney-sel çalışma için özellikle seçilen bu mil ortasına göre simetrik olan bir başlangıç sehimine sahiptir.



Şekil 6.11-a. Esnek rotor-yatak sisteminin şematik resmi



Şekil.6.11-b. Sıkıştırılmış yağ damperi montajı

Ayrıca, balanssız kütlelerin belirli bir eksenel pozisyon-
da ve istenilen açısal yönde uygulanmasına izin verecek
şekilde, mil üzerine hareket edebilir özel bir bilezik yer-
leştirilmiştir.

Bu uygulamada kullanılan sıkıştırılmış yağ damperin-
de (L/D) oranı kısa yatak teorisine uygun olarak küçük
seçilmiştir. Söz konusu damperin montajı Şekil 6.11-b.de
gösterildi. Damper yağ boşluğunun seçiminde göz önünde

bulundurulan başlıca husus, milin başlangıç sehimidir. Damperin mil ortasına yakın yerleştirilmesi büyük bir yağ boşluğunun kullanılması anlamına gelir. Yapılan titreşim kontrollerinde damper için en iyi yerin uçlardan herhangi birine yakın olması durumunda tesbit edilebileceği sonucuna varılmıştır. Dolayısıyla sözkonusu deney serileri boyunca damper teorik modelde 20 parçaya ayrılmış şekilde düşünülen milin 14. ve 15. kütlelerinin bulunduğu yere yerleştirildi. Milin bu noktasındaki başlangıç sehimini ortalama değerinin 0,24 mm civarında olduğu belirlendi. Damperin yaklaşık olarak lineer bir davranış içinde çalışabilmesi için bu başlangıç sehim değerinin yaklaşık üç katı (veya daha fazla) bir yağ boşluğu seçilmesine karar verilmiştir.

Kaymalı yataklarda ortaya çıkan yer değiştirmenin ölçümünde kapasitif deplasman transduseri kullanıldı. Damper içindeki milin yer değiştirmesini ölçmek için ise temassız kapasitif transduserler kullanıldı. Böylece yağ filmi boşluğundaki hareket belirlenmiş oldu. Kullanılan yağın efektif viskozitesi yağın iç ve dış sıcaklıkları ölçülüp ortalamaları alınarak belirlendi. Kaymalı yatakların çalışma şartlarının sabit kalması, ortalama yağ sıcaklığının sabit kalmasına özen gösterilerek sağlanabildi. Ayrıca, damperin mil üzerine konsantrik olarak yerleştirilmesine dikkat edildi.

Deney boyunca üç ayrı çeşit balanssız kuvvet denendi.

- 1- Başlangıç sehim ve bunun karşı düzlemindeki balanssız kütle,
- 2- Sadece başlangıç sehim,
- 3- Başlangıç sehim ve aynı düzlem üzerinde aynı yönde etki eden balanssız kütle.

Balanssız kütle (m) teorik modelde 10. kütle olarak göz önüne alınan kütleinin bulunduğu yere ilave edildi. Kütle ve milin geometrik eksenleri arasında (r) gibi bir radyal mesafe vardır. Anlatılan uygulamada (m.r) 0.69×10^{-3} kg m olarak seçildi.

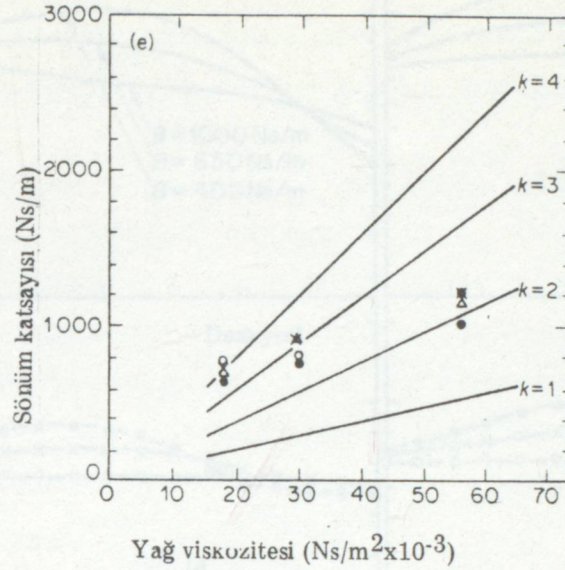
Eksenel pozisyonadaki başlangıç sehimini değişimi, kapasitif problemler kullanılarak ölçüldü ve sonuçlar teorik model için veri olarak kullanıldı.

6.3.2. Teori ve Uygulama Sonuçlarının Karşılaştırılması

Uygulama sonuçlarının teoriyle karşılaştırılmasında (6.3.2) denklemde ifade edilen düzeltme faktöründen büyük oranda yararlanılır. Elde edilen deneysel ölçümlerle, hesap sonuçlarının karşılaştırılmasından "k" belirlenebilir.

Damper yağının viskozitesi sıcaklığa bağlı olarak tesbit edilebilir. Ölçüm değerlerine bağlı olarakta sönüm katsayısı (B) belirlenebilir. Böylece (B- η) düzleminde " η " nün ve mil hızının değişik değerleri için noktalar elde edilir. Bütün bu işlemler değişik balanssızlık dereceleri, farklı damper yerleri ve farklı damper yağ boşlukları için tekrarlanarak değişik noktalar bulunur. Dolayısıyla test ve teorinin değişik şartlarda karşılaştırılmasına imkan sağlamış olur. (6.3.1) de bahsedilen uygulamada elde edilen (B- η) çizimleri Şekil 6.12.de görülmektedir. Bu çizimlerde, yukarıda anlatılan usullerle çizilmiş olup damper teorik modelde 14. kütlenin bulunduğu yere yerleştirilmiştir. Şekillerde görülen düz çizgiler teorik sonuçlar olup "k" nın beş ayrı değeri için (6.3.2) denklemden elde edilmişlerdir. Deneysel sonuçlar, (500-800 d/d) arasındaki dört değişik dönme hızı ve üç farklı viskozite değeri için elde edilerek karşılaştırma yapılmıştır. Şekil 6.12-a da damper 14. kütlenin bulunduğu yerde olup cevap 5. kütlenin bulunduğu yerden alınmaktadır. Şekil 6.12-b.de damper 15. kütlenin bulunduğu yerde olup diğer parametreler Şekil 6.12-a ile aynıdır. Her iki şekilde de benzer sonuçlar elde edilmiştir. Noktaların $k=4$ doğrusuyla oldukça uyumlu oldukları görülmektedir.

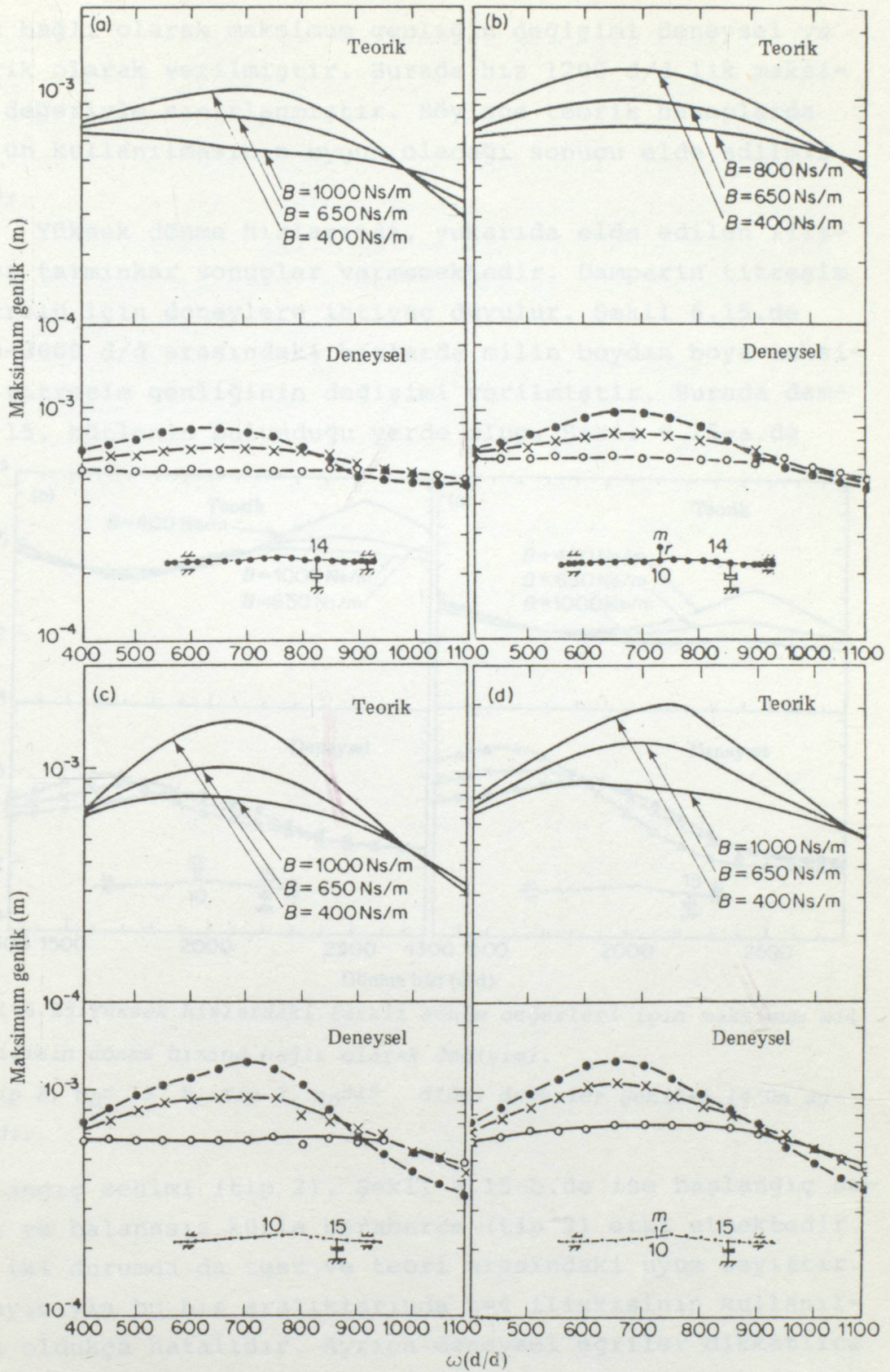
Şekil-6.12.Sıkıştırılmış yağ filmi sönüm katsayısının viskoziteyle değişimi. a) $n_D=14$, $n_A=5$, $c=0.8$ mm b) $n_D=15$, $n_A=5$, $c=0.8$ mm c) $n_D=15$, maksimum genlik, $c=0.8$ d) $n_D=15$, maksimum genlik, $c=0.8$ e) $n_D=15$, $n_A=7$, $c=0.6$, $\bullet$ -500 d/d, $\circ$ -600 d/d, $\times$ -700 d/d, Δ -800 d/d



Şekil-6.13

Buradan, düşük frekanslarda ($\omega < 900$ d/d) "k" nın (ω) ya bağılı olmama kabulünün doğru olacağı anlamı çıkarılabilir. Damper Şekil 6.12-c.de 14. kütle, Şekil 6.12-d.de 15. kütlenin bulunduğu yere yerleştirilip, her ikisi içinde cevap maksimum genliğin olduğu yerden alınıp ve diğer parametreler Şekil 6.12-a ile aynı alınarak benzer çizimler elde edilmiştir. Şekil 6.12-a, d arasındaki bütün sonuçlar yağ boşluğu $c=0,8$ mm olan damper için belirlenmiştir. Şekil 6.12-e.de ise radyal boşluk $c=0,6$ mm alınarak çizim gerçekleştirilmiştir. Bu durumda damper 15. kütlenin bulunduğu yerde ve cevap 7. kütlenin bulunduğu yerden alınmıştır. Ayrıca bu son çizim için yalnızca tip 2 (yani sadece başlangıç sehim) uygulaması kullanılmıştır. Bu şekilde görüldüğü gibi noktalar düşük viskozite değerlerinde $k=3$ 'e yaklaşmasına karşılık, yüksek viskozite değerlerinde $k=2$ 'ye daha yakındır. Buradan "k" nın değişiminin radyal boşluğa bağlı olduğu sonucu çıkarılabilir. Ayrıca yukarıdaki ilişkilerin düşük dönme hızları ($\omega < 900$) için geçerli olduğu gözden uzak tutulmamalıdır.

Şekil 6.14.de damper yağ boşluğu $c=0,8$ mm alınarak,

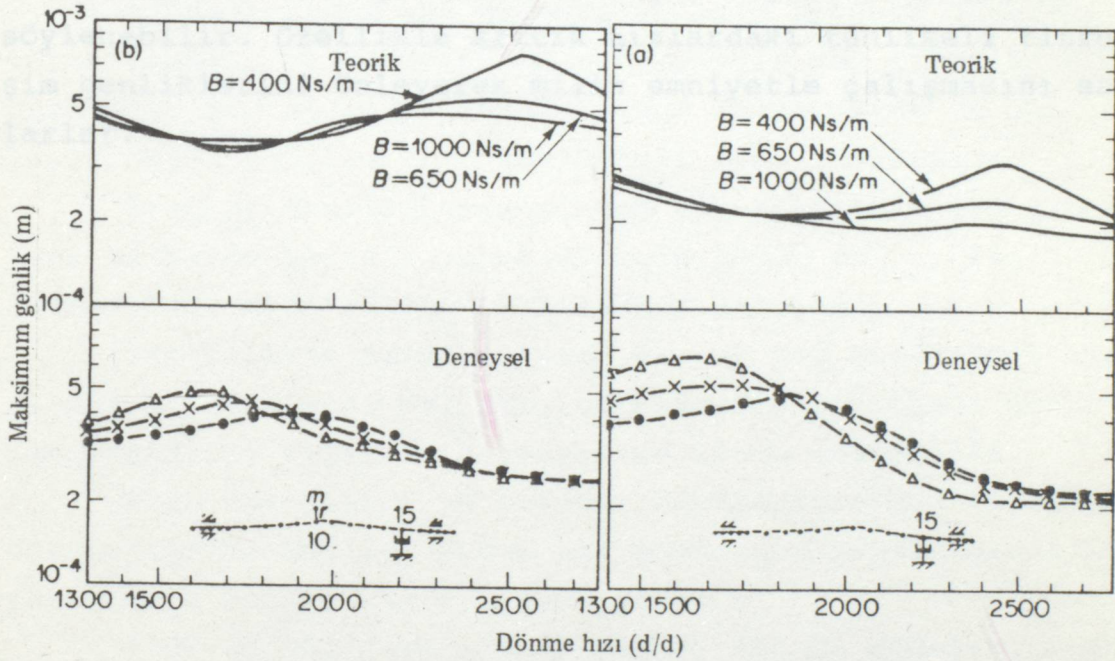


Şekil-6.14. Düşük hızlardaki farklı sönüm değerleri için maksimum mil genliğinin dönme hızına bağlı olarak değişimi.

•, $B=400 \text{ Ns/m}$, x, $B=650 \text{ Ns/m}$, o, $B=1000 \text{ Ns/m}$

hıza bağılı olarak maksimum genliğin değişimi deneysel ve teorik olarak verilmiştir. Burada hız 1200 d/d lik maksimum değeriyle sınırlanmıştır. Böylece teorik hesaplarda $k=4$ ün kullanılması uygun olacağı sonucu elde edilmiş oldu.

Yüksek dönme hızlarında, yukarıda elde edilen ilişkiler tatminkar sonuçlar vermemektedir. Damperin titreşim kontrolü için deneylere ihtiyaç duyulur. Şekil 6.15.de 1300-3000 d/d arasındaki hızlarda milin boydan boya maksimum titreşim genliğinin değişimi verilmiştir. Burada damper 15. kütlenin bulunduğu yerde olup, Şekil 6.15-a.da



Şekil-6.15.Yüksek hızlardaki farklı sönüm değerleri için maksimum mil genliğinin dönme hızına bağılı olarak değişimi.

a) Tip 2, $n_D=15$ b) Tip 3, $n_D=15$ diğer değerler Şekil-6.14'ün aynısıdır.

başlangıç sehim (tip 2), Şekil 6.15-b.de ise başlangıç sehim ve balanssız kütle beraberce (tip 3) etki etmektedir. her iki durumda da test ve teori arasındaki uyum zayıftır. dolayısıyla bu hız aralıklarında $k=4$ ilişkisinin kullanılması oldukça hatalıdır. Ayrıca deneysel eğriler dikkatlice incelendiğinde, damperin zayıf kaldığı yani teoride kabul

edilen sönüm katsayılarının bu hız aralıklarında düşük olduğu sonucu çıkmaktadır. Demek ki düzeltme faktörü "k" 4 den daha büyük olmalıdır.

Bütün bunlara ilave olarak, deneysel çalışmalarda gerçek yörünge şekillerinin bazı hız aralıklarında karmaşık durum arzettiği gözlemlendi. Literatürde buna sebep olarak nonsenkron hareket gösterilmektedir. Bu konuda (17) de geniş bilgi verilmektedir.

Sonuç olarak, sıkıştırılmış yağ damperlerinin yataklar arasında kullanılması durumunda, geniş çalışma hızı aralıklarında titreşim kontrolü için başarılı oldukları söylenebilir. Özellikle kritik hızlardaki tehlikeli titreşim genliklerini önleyerek milin emniyetle çalışmasını sağlarlar.

B Ö L Ü M VII

7- SONUÇLAR

Sıkıştırılmış yağ damperinin genel olarak incelenmesinden çıkarılabilecek sonuçlar şu şekildedir.

Sıkıştırılmış yağ damperleri için Reynold denklemi türetilebilir ve bu denklemden hareketle yağ filminin özel durumları göz önüne alınarak, uygun varsayımlar ve basitleştirmeler yapılarak film kuvvetleri elde edilebilir.

Hareket denklemlerinde, hem sıkıştırılmış yağ damperleri ve hemde kaymalı yataklar için sönüm ve rijitlik katsayıları elde edilip karşılaştırılabilir.

Yağ filmine destek olarak yay ve yay gibi esnek bir eleman kullanılması halinde, bu elemanın rijitliği doğrudan yağ filmi rijitlik katsayısına ilave edilebilir.

Film kuvvetleri ve hareket denklemlerinden kararlılık durumu incelenebilir. Uygun bir sönümleme yapıldığında kararlılıkta önemli bir iyileşme görülür.

180° ve 360° arasındaki damper basınç dağılımı için giriş veya kavitasyon basıncının artışı, çevresel basınç dağılımını ve sönüm kuvvetini artırır, katılık kuvvetini düşürür. Dolayısıyla giriş ve kavitasyon basınçlarının damper kuvvetleri üzerindeki etkileri çok önemlidir. 360° lik basınç dağılımına ulaşıldığında giriş ve kavitasyon basıncının artırılması damper kuvvetleri üzerinde etkili olmaz. Giriş ve kavitasyon basıncı, dinamik basınca lineer olarak ilave edilebilir.

Damperin yataklar arasında mil boyunca uygulanması halinde düşük hızlarda kısa yatak teorisi ile bulunan sonuçların gerçek değerlerle tatminkar bir uyum gösterdiği

söylenilebilir. Ayrıca, test ve teori arasındaki ilişkiyi gösteren düzeltme katsayısı "k" nın düşük hızlarda kullanılması halinde, bütün uygulamalar için gerçeğe yakın sonuçların elde edilebileceğide söylenilebilir. Ancak ilk kritik hızdan çok daha yüksek hızlarda, hızın artmasıyla sönüm katsayısının arttığı, test ve teori arasındaki uyumun bozulduğu gözlemlendi. Fakat yine de sıkıştırılmış yağ damperinin kritik hız civarındaki tehlikeli titreşimleri önlemek için etkin rol oynadığı görüldü.

Çeşitli sönüm değerleri için dönme hızına göre maksimum genlik değişimi çizimlerinin bazısında yüksek sönüm değeri için düşük genlik, düşük sönüm değeri için yüksek genlik görülmesine karşın, bazı çizimlerde ise tam tersi bir durumun gözlenmesi çelişki gibi görülebilir. Ancak, ikinci bölümde anlatıldığı gibi, bunun sebebi sönüm değerinin gereğinden çok daha yüksek olmasındandır.

Bu çalışmada verilen titreşim genliği ve dizaynla ilgili bilgiler, optimum dizayn taslaklarının hazırlanması için pratik çalışmalarda kullanılabilir. Genel olarak ele alınan damperin teorik esasları, benzer özel uygulamalar içinde kullanılabilir.

REFERANSLAR

- 1- KAYA, FARİS, "Titreşimler ve Kontrolü" Konferans Zonguldak Mühendislik Fakültesi, 1989
- 2- GIBERSON, M.F., "Taming Rotor Whirl With Film-Damper Bearing" Machine Design, 22 Mart, sh. 176-181, 1973.
- 3- HAHN, E.J. ve SIMANDIRI, S., "Squeeze Film Mounts For Vibration Attenuation in Rigid Rotors" Proceedings of the Nois, Shock and Vibration Conference, Monash University, Melbourne, Australia, sh. 435-444, 1974.
- 4- LUND, J.W., "The Stability of an Elastik Rotor in Journal Bearing With Flexible, Damped Supports" Journal of Applied Mechanics, Cilt 32, sh. 911-920, 1965.
- 5- GUNTER, E.J., "Influence of Flexible Mounted Rolling Element Bearings on Rotor Response-Par 1-linear Analysis" Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Ocak 1970, sh. 59-75.
- 6- REİGER, N.F., "Unbalance Response of an Elastic Rotor in Damped Flexible Bearing at Supercritical Speeds" Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, A Serisi, Cilt 93, sh. 265-278, 1971.
- 7- Jones, M.G. ve GUNTER, E.J., "Steady-State and Transient Analysis of a Squeeze Film Damper Bearing for Rotor Stability" NASA CR-2548, Mayıs 1975.
- 8- DEDE, M., "Squeeze-Film Dampers" Ph.D.Thesis, University of Sussex, 1984.
- 9- VANCE, J.M. ve KIRTON, A.J., "Experimental Measurement of the Dynamic Force Response of a Squeeze-Film Bearing Damper" Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, Cilt 97, sh.1282-1290.
- 10- THOMSEN, K.K. ve ANDERSON, H., "Experimental Investigation of a Simple Squeeze Film Damper" Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, sh.427-430, Mayıs, 1974.
- 11- BANSAL, P.N. ve HIBNER, D.H., "Experimantal and Analytical Investigation of squeeze Film Bearing Damper Forces Induced by offset Circular Whirl Orbits" Journal of Mechanical Design, Cilt 100, sh. 549-557, 1979.
- 12- FEDER, E., BANSAL, P.N. ve BLANCO, A., "Investigation of Squeeze Film Damper Forces Produced by Circular Centered Orbits" Philadelphia Gaz Turbini Konferansında sunuldu, Mart 1977, paper No. 77-GT-30.
- 13- WHITE, D.C., "The Dynamics of a Rigid Rotor Supported on Squeeze Film Bearings" Conference on Vibrations in Rotating Systems, London, Institution of Mechanical Engineers, Şubat 14-15, sh. 213-229, 1972.

- 14- KAYA, FARİS, "Mühendislikte Lineer Sistemler" Ders Notları, Yıldız Üniversitesi, 1988.
- 15- HOLMES, R., "The Control of Rotor Vibration Using Squeeze-Film Dampers" University of Sussex.
- 16- NİKOLAJEN, J.D. ve HOLMES, R., "Investigation of Squeeze Film Isolators for the Vibration Control of a Flexible Rotors" J. Mech. Eng. Sci., Cilt 21, sh.247-252, 1979.
- 17- ROBERTS, J.B. ve KAYA, F., "Vibration Control of a Flexible Transmission Shaft by Mean of a Squeeze-Film Damper: An Experimental Investigation" Journal of Sound and Vibration, 1987, 113, sh.329-345.
- 18- MARMOL, R.A. ve VANCE, J.M., "Squeeze Film Damper Characteristics for Gas Turbine Engines" ASME, Paper No. 77-DET-18.
- 19- KAYA, FARİS, "Titreşim Analiz Metodları" Ders Notları, Yıldız Üniversitesi, 1988.
- 20- EDİS, K., "Viskoz Flow" İ.T.Ü Ders Notları, 1988.
- 21- AKKURT, M., "Makina Elemanları" Cilt II, Birsen Yayın evi.
- 22- WILLIAMS, R.J. ve HOLMES, R., "Determination of the linear characteristics of squeeze film" Instn.Mech. Engrs, C 81/71, sh. 135-140, 1973.
- 23- KIRK, R.G. ve GUNTER, E.J., "Effect of Support Flexibility and Damping on the Dynamic Response of a Single Mass Flexible Rotor in Elastic Bearings, Nasa CR-2083, Temmuz, 1972.
- 24- MOHAN, S., ve HAHN, E.J., "Design of Squeeze Film Damper Supports for Rigid Rotors" Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, Cilt 96, sh.976-982, Ağustos 1974.
- 25- CUNNINGHAM, R.E., FLEMING, D.P. ve GUNTER, E.J., "Design of Squeeze Film Damper for a Multimass Flexible Rotor" Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, Cilt 97, sh. 1383-1389, Kasım, 1975.
- 26- SADD, M.H. ve STIFFLER, A.K., "Squeeze Film Dampers; Amplitude Effects at Low Squeeze Numbers" Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, Cilt 97, sh.1366-1370, Kasım, 1975.
- 27- GUNTER, E.J., BARRETT, L.E. ve ALLAIRE, P.E., "Design of Non Linear Squeeze Film Dampers for Aircraft Engines" ASME paper No 76-Lub-25.
- 28- COOPER, S., "Preliminary Investigation of Oil-Film for the Control of Vibration" Proceedings of the Lubrication and Wear Conference, Institution of Mechanical Engineering, 1972.

- 29- WHITE, D.C., "Squeeze Film Journal Bearings" PhD dissertation, Cambridge University, England, 1970.
- 30- TRUMPLER, P.R., "Design of Film Bearing, Macmillan, New York, sh.103-136, 1966.
- 31- BOTMAN, M., "Experiments on Oil-Film Dampers for Turbo-machinery" Presented at the Winter Annual Meeting for Gas Turbine Conference, Houston, Kasım 30, Paper No. 75-WA/GT-19., 1975.
- 32- JONES, M.G., "An Experimental Investigation of Squeeze Film Hydrodynamics" Report No.R.320, National Gas Turbine Establishment, Ministry of Defense (England)
- 33- HOLMES, R., "The Damping Characteristics of Vibration Isolators Used in Gas Turbines" J.Mech. Eng. Sci. 1977, 19, sh. 271-277.
- 34- WOODCOCK, J.S. ve HOLMES, R., "Determination and Application of the Dynamic Properties of a Turbo-Rotor Bearing Oil Film" Proc. Instn. Mech. Eng., 1969-70, 184.
- 35- DOSTAL, M., ROBERTS, J.B. ve HOLMES, R., "Stability Control of Flexible Rotors Supported in Oil-Film Bearing" J. Sound Vibration 35, sh.361-379.
- 36- STIFFLER, A.KENT, "Pressurized Oil Squeeze Film Dampers" Journal of Lubrication Technology-Ocak 1980, Cilt 102, sh. 41-47.
- 37- WHITE, D.C., "Dynamics of a Rigid Rotor Supported on Squeeze Film Bearings" Conference on Vibrations in Rotating Systems, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, 1972, sh.213-229.
- 38- KAYA, F. ve ROBERTS, J.B., "Optimum Vibration Control of Flexible Transmission Shafts" Proceedings of the 3 rd International Conference On Vibration in Rotating Machinery, University of York, England, 11-13 Eylül, 1984.
- 39- ÇAVUŞOĞLU, A.YÜKSEL, "Radyal Kaymalı Dar Yataklarda Rijit Mil Titreşimleri" Doktora Tezi, İ.T.Ü. Sak.Müh.Fak., 1983.
- 40- YÜCENUR, M.SAİT, "Salınım Hareketli Radyal Kaymalı Yataкта Sürtünme ve Film Durumu" Doktora Tezi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 1979.
- 41- TAHRALI, NECATİ, "Titreşim İzolasyonu" Ders Notları, Yıldız Üniversitesi, 1988.

ÖZGEÇMİŞ

1959 yılında Karabük'te doğdum. 1979 yılında Karabük Endüstri Meslek Lisesi, 1983 yılında İ.T.Ü. Sakarya Müh. Fak. Makina Bölümünden mezun oldum. 1.1.1984-30.11.1984 tarihleri arasında Elektro Makina Sanayi isimli özel bir firmada çalıştım. Askerlik hizmetimi, 500. Ana Dp. ve Fb. K.lığı/AFYON da tamamlayarak 1986 yılında terhis oldum. Askerlik sonrası D.Ç. İşletmelerinde görev aldım. 1.1.1987 tarihinde İ.T.Ü. Sak.Müh.Fak. Meslek Yüksek Okulu'na Öğretim Görevlisi olarak girdim ve halen aynı göreve devam etmekteyim. Evli ve bir çocuk babasıyım.

