İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAFİF, TİCARİ BİR HELİKOPTERİN GÜÇ İLETİM SİSTEMİNİN BURULMA TİTREŞİMLERİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Ufuk Uzundağ

Anabilim Dalı: **MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

Programı : **MAKİNA DİNAMİĞİ, TİTREŞİM VE AKUSTİĞİ**

EKİM 2008

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAFİF, TİCARİ BİR HELİKOPTERİN GÜÇ İLETİM SİSTEMİNİN BURULMA TİTREŞİMLERİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Ufuk Uzundağ
(503051405)

Tezin Enstitüye verildiği Tarih : **15 Eylül 2008**
Tezin savunulduğu tarih: **14 Ekim 2008**

Tez Danışmanı: **Prof. Dr. H. Temel Belek**
Diğer Jüri Üyeleri **Prof. Dr. Kenan Y. Şanlıtürk**
Prof. Dr Tuncer Toprak

EKİM 2008

ÖNSÖZ

Çalışmalarım esnasında bana karakteriyle örnek olan, anlayışı ve sakinliği ile motivasyonuma destek veren, her zaman daha iyisini yapma azmini ve imkanını yaratan İTÜ Makina Fakültesi öğretim üyesi sayın Prof. Dr. H. Temel Belek' e sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tez çalışmalarım esnasında çalışmalarımı keyifle yürütmemi sağlayan , başta Kenan Gürses olmak üzere bütün Rotam ailesine ve bana manevi destek veren Berna Arslan'a teşekkür ederim.

Eylül 2008 Ufuk Uzundağ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR vi

TABLO LİSTESİ vii

ŞEKİL LİSTESİ viii

SEMBOL LİSTESİ xii

ÖZET xiv

SUMMARY xv

1. GİRİŞ 1
- 1.1. Helikopterlerin Günümüzdeki Önemi 1
- 1.2. Helikopteri Meydana Getiren Alt Sistemler 5
- 1.3. Helikopter Kazaları 10
- 1.4. Güç Aktarma Sistemlerinde Burulma Titreşimlerinden Kaynaklanan Hasarlar 15
  - 1.4.1. Avian 2-180 gyroplane, Georgetown, Ontorio, Canada 1960 15
  - 1.4.2. Bede Aircraft BD-5, 6 Temmuz 1975 17
  - 1.4.3. RW 133 Helikopter Test Standı 17
- 1.5. Amaç ve Kapsam 18
- 1.6. Literatür Araştırması 20

2. HELİKOPTER GÜÇ AKTARMA SİSTEMLERİ 24
- 2.1. Esnek Sistemler 24
- 2.2. Sert Sistemler 26
- 2.3. Helikopterlerde Kullanılan Güç Aktarma Sistemlerini Meydana Getiren Elemanlar 28
- 2.4. Günümüzde Kullanılan Helikopterlerin Güç Aktarma Sistemlerinden Örnekler 30
  - 2.4.1. Batıda Kullanılan Güç Aktartma Sistemi Örnekleri 30
  - 2.4.2. Doğuda Kullanılan Güç Aktarma Sistemi Örnekleri 37

3. GENEL MAKSATLI HAFİF BİR HELİKOPTERDE KULLANILAN GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN GENEL ÖZELLİKLERİ 45

4. BURULMA TİTREŞİMLERİNDE KULLANILAN MODELLER 54
- 4.1. Toplu Parametre Yaklaşımı 54
  - 4.1.1. Toplu Parametre Modelinde Lagrange Denklemleri 55
- 4.2. Yayılı Parametre Modeli: Sonlu Elemanlar Yöntemi 62

5. GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN BASİT MODELİNİN KURULMASI 66
5.1. Basitleştirilmiş Matematik Modelin Açıklaması 66
5.1.1. Modelin Teorik Altyapısı 69

6. ARMD (Advanced Rotating Machinery Dynamics) PROGRAMI 77
6.1. ARMD Programında Modelleme 78
6.1.1. ARMD Programında Toplu Parametre Modeli Yaklaşımı 78
6.1.2. ARMD Programında Yayılı Yük Modeli Yaklaşımı 79
6.2. ARMD Programının Kapasitesi 81

7. BASİT MODELDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR 82
7.1. Modelde Kullanılan Girdiler 82
7.2. Modelden Elde Edilen Doğal Frekanslar 83
7.2.1. Ana Pala Yük Çıkışına Ait Dalın Mod Şekilleri 85
7.2.2. Kuyruk Palası Yük Çıkışına Ait Dalın Mod Şekilleri 88
7.3. Analitik Hesaplar İle Elde Edilen Sonuçların ARMD Programında Hazırlanan Model İle Karşılaştırılması 90
7.3.1. ARMD' de Hazırlanan Model 90
7.3.2. Sonuçların Karşılaştırılması 97

8. ARMD PROGRAMI İLE GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN AYRINTILI MODELLENMESİ 98
8.1. ARMD Programında Girilen Değerler 99
8.1.1. Malzeme 99
8.1.2. Kütlesel Atalet Momentleri 99
8.1.3. Şaftlar Arasındaki Bağlantı Tipleri 101
8.1.4. Ana Palalarda Havadan Kaynaklanan Sönüm 103
8.2. ARMD Programında Hazırlanan Modelde Dallanan Şaftların Birbirine Bağlanması 105
8.3. ARMD Programında Hazırlanan Modelden Elde Edilen Veriler 116
8.4. Çözülmüş Sistemin ARMD Modeli 119

9. MODELLER ARASINDA KARŞILAŞTIRMA 123
9.1. Basitleştirilmiş Model İle Yapılan Karşılaştırma 123
9.2. Dişliler Arasındaki Direngenliğin Katı Olduğu Model İle Yapılan Karşılaştırma 123

10. KRİTİK HIZLARIN İNCELENMESİ 125
10.1. Giriş: Campbell Diyagramı 125
10.2. Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Ve Kuyruk Şaftı Campbell Diyagramı 126
10.2.1. Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı 126
10.2.2. Kuyruk Şaftı Campbell Diyagramı 130
10.3. Çözülmüş Sistem Campbell Diyagramı 132
10.3.1. Güç Aktarma Sisteminin Kritik Hızlarından Geçerken Oluşabilecek Çözülme Koşulunun Campbell Diyagramında İncelenmesi 132
10.3.2. Motorun Durması Sonucu Oluşabilecek Güç Aktarma Sistemindeki Çözülme Koşulunun Campbell Diyagramında İncelenmesi (Otorotasyon Durumu) 135

11. TASARIM ÖNERİLERİ **140**
11.1. Ana Rotor Şaftı Tasarım Önerisi 142
11.2. Kuyruk Rotoru Şaftı Tasarım Önerisi 146

12. GENEL DEĞERLENDİRME **148**

REFERANSLAR **149**

EK 1 **152**

ÖZGEÇMİŞ **160**

KISALTMALAR

DİM	: **D**oğrudan **İ**şletme **M**aliyetleri (Direct Operational Costs "DOC")
NTSB	: **N**ational **T**ransportation **S**afety **B**oard (ABD Ulusal Ulaşım Güvenlik Kurulu)
HUM	: **H**ealth and **U**sage **M**onitoring (Hasar Tespit Sistemleri)
ARMD	: **A**dvanced **R**otating **M**achinery **D**ynamics (Dönen Makinaların İleri Dinamiği)
LOH	: **L**ight **O**bservation **H**elicopter (Hafif Keşif Helikopteri)

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Antalya Orman Bölge Müdürlüğü'nde Yangınlarla Mücadelenin 1990 - 1994 Yılları Arasındaki Mali Portresi (USD) 3
Tablo 1.2 Türkiye'de Motorlu Araç, Nüfus, Sürücü ve Trafik Kaza Sayıları 4
Tablo 2.1 Rus Helikopterlerinin Temel Parametreleri 38
Tablo 3.1 Uçuş Rejimleri, Uçuş Rejimlerinin Toplam Operasyondaki Oranı, Motordan Gelen Güç 45
Tablo 3.2 Uçuş Rejimleri, Uçuş Rejimlerinin Toplam Operasyondaki Oranı, Motordan Gelen Güç 46
Tablo 7.1 Basit Sistemde Kullanılan Millerin Boyutları 82
Tablo 7.2 MATLAB Kodunda Girilen Değerler (1) 82
Tablo 7.3 MATLAB Kodunda Girilen Değerler (2) 83
Tablo 7.4 MATLAB'ten Elde Edilen Değerler 83
Tablo 7.5 ARMD Programında Elde Edilen Sonuçlar 91
Tablo 7.6 ARMD'de Modal Analiz 94
Tablo 7.7 MatLab'te Modal Analiz 95
Tablo 7.8 MATLAB'te Hazırlanan Kodun ARMD Programında Hazırlanan Model İle Karşılaştırılması 97
Tablo 8.1 Malzeme Listesi 99
Tablo 8.2 ARMD Programına Girilen Kütlesel Kütlesel atalet Moment Değerleri 100
Tablo 8.3 Düz Dişliler İçin Parametre Tablosu 101
Tablo 8.4 Evolvent Konik Dişliler Parametre Tablosu 103
Tablo 8.5 Şaftlar Arasındaki Bağlantı Bilgilerini İçeren Tablo 103
Tablo 8.6 Efektif Sönüm Katsayıları Tablosu 104
Tablo 8.7 Sisteme Dışarıdan Etkiyen Sönüm (Disipasyon) Kuvvetleri Tablosu 104
Tablo 8.8 Doğal Frekanslar Tablosu (Bağlı Sistem) 116
Tablo 8.9 Doğal Frekanslar Tablosu (Çözülmüş Sistem) 120
Tablo 9.1 Ana Model İle Basit Model, Doğal Frekanslar Tablosu 123
Tablo 9.2 Ana Modelde Esnek Dişli ile Katı Dişli Bağlantı Tipleri, Doğal Frekanslar Tablosu 123
Tablo 10.1 Bağlı Sistem, Çözülmüş Sistem Kritik Hızlarının Karşılaştırılması 133
Tablo 11.1 Doğal frekanslardaki Değişme 145

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1: Helikopterlerin Şehir İçinde Yangın Söndürmede Kullanılması 4
Şekil 1.2: Ana Rotor 5
Şekil 1.3: Kuyruk Rotoru 6
Şekil 1.4: Rotor Göbeği (Hub) 6
Şekil 1.5: Yalpa Çemberi (Swashplate) 7
Şekil 1.6: Pal Kesiti 8
Şekil 1.7: İki Motorlu Güç Aktarma Organı 8
Şekil 1.8: 1963 ve 1997 Yılları Arasında Gerçekleşen Kazaların Motor Tiplerine Göre Dağılımları 10
Şekil 1.9: Tek Motorlu ve Pistonlu Helikopterlerin Kaza Nedenlerinin Dağılımı 11
Şekil 1.10: Tek motorlu ve türbinli helikopterlerin kaza nedenlerinin dağılımı 11
Şekil 1.11: İki Motorlu ve Türbinli Helikopterlerin Kaza Nedenlerinin Dağılımı 12
Şekil 1.12: Helikopter Alt Sistemlerinin Güç Aktarım Zincirinde Meydana Gelen Kazalardaki Paylarının Motor Tipine Göre Dağılımları 12
Şekil 1.13: Tek Motorlu ve Pistonlu Helikopter Alt Sistemlerinde Kaza Nedenlerinin Dağılımı. 13
Şekil 1.14: Tek Motorlu ve Türbinli Helikopter Alt Sistemlerinde Kaza Nedenlerinin Dağılımı 13
Şekil 1.15: Çift Motorlu ve Türbinli Helikopter Alt Sistemlerinde Kaza Nedenlerinin Dağılımı. 14
Şekil 1.16: Avian 2-180 Gyroplane 15
Şekil 1.17: Avian 2-180 Gyroplane Güç İletim Organı Parçaları 16
Şekil 1.18: BD-5 Hava Aracı 17
Şekil 1.19: Planet Taşıyıcıda Görülen Çatlak 22
Şekil 2.1: CH-47 Chinhook 31
Şekil 2.2: CH-47 Öndeki Transmisyon 31
Şekil 2.3: CH-47 Kıçtaki Transmisyon 31
Şekil 2.4: CH-47 Motor Çıkışı 32
Şekil 2.5: CH-54 Helikopteri 33
Şekil 2.6: CH-54 Ana Transmisyon Şeması 34
Şekil 2.7: OH-58 34
Şekil 2.8: OH-58 35
Şekil 2.9: OH-6 36
Şekil 2.10: OH-6 37
Şekil 2.11: Mi-24 Helikopteri 39
Şekil 2.12: Mi-24 Ana Dişli Kutusunun Şematik Gösterimi 40
Şekil 2.13: Mi-26 Helikopteri 41
Şekil 2.14: Mi-26 Helikopteri CH-47 Chinhook Helikopterini taşırken 41
Şekil 2.15: Mi-26 Ana Dişli Kutusunun Şematik Gösterimi 42
Şekil 2.16: Esnek Şaftların Yapısı 42
Şekil 2.17: Ka-32 helikopteri 43
Şekil 2.18: Ka-32 Ana Dişli Kutusunun Şematik Gösterimi 43
Şekil 3.1: Örnek Helikopterin Genel Görünümü 46

Şekil 3.2: Örnek Güç Aktarma Sisteminin Helikopterdeki Konumu 47
Şekil 3.3: Helikopterin Güç Aktarma Sistemi 47
Şekil 3.4: Helikopter Güç Aktarma Sisteminde Yük Çıkışları 48
Şekil 3.5: Güç Aktarma Sisteminde Kullanılan Fanın Teknik Resmi 49
Şekil 3.6: Güç Aktarma Sisteminin Kinematik Şeması 50
Şekil 3.7: Döngüsel Kumanda 50
Şekil 3.8: Kollektif Kumanda 50
Şekil 3.9: Yağlama Sistemi 51
Şekil 3.10: Güç Aktarma Sistemi Ana Dişli Kutusu Teknik Resmi 52
Şekil 3.11: Güç Aktarma Sistemi Kuyruk Dişli Kutusu Teknik Resmi 52
Şekil 3.12: Güç Aktarma Sistemi Uzun Kuyruk Şaftı 53
Şekil 4.1: Kütlesel Atalet Momentlerine Sahip Şaft Parçalarının Birbirlerine Burulma Yayları ile Bağlanması 54
Şekil 4.2: Toplu Parametre Yaklaşımı 55
Şekil 4.3: n. İstasyon 56
Şekil 4.4: Yük ÇıkışlarındakiDöndürme Momentinin Viskoz Sönüm Katsayısı 60
Şekil 4.5: Kök-Yer Eğrisi Diyagramı 61
Şekil 4.6: Iki Serbestlik Dereceli, Yayılı Parametre Sonlu Elemanlar Elemanı 62
Şekil 5.1: Helikopter Güç Aktarma Sisteminin Basitleştirilmiş Modeli 67
Şekil 5.2: Örnek Sistemin İndirgeme Yapılmadan Önceki Gerçek Hali 68
Şekil 5.3: Örnek Sistemin İndirgeme Yapıldıktan Sonraki Hali 68
Şekil 6.1: Direngenlik ve Sönüm Değerleri Girilmiş Boyutsuz Miller 79
Şekil 6.2: Dolu Millerin ARMD Programında Gösterimi 79
Şekil 6.3: İçi Boş Millerin ARMD Programında Gösterimi 79
Şekil 6.4: Konik Millerin ARMD Programında Gösterimi 80
Şekil 6.5: İçi Boş Konik Millerin ARMD Programında Gösterimi 80
Şekil 6.6: ARMD Programında Modellenmiş Örnek Şaft 80
Şekil 7.1: Ana Pala Şaftına Giden Dal, 1.Mod Şekli 85
Şekil 7.2: Ana Pala Şaftına Giden Dal, 2.Mod Şekli 86
Şekil 7.3: Ana Pala Şaftına Giden Dal, 3.Mod Şekli 86
Şekil 7.4: Ana Pala Şaftına Giden Dal, 4.Mod Şekli 87
Şekil 7.5: Kuyruk Palası Şaftına Giden Dal, 1.Mod Şekli 88
Şekil 7.6: Kuyruk Palası Şaftına Giden Dal, 2.Mod Şekli 89
Şekil 7.7: Kuyruk Palası Şaftına Giden Dal, 3.Mod Şekli 89
Şekil 7.8: Kuyruk Palası Şaftına Giden Dal, 4.Mod Şekli 90
Şekil 7.9: ARMD Programında Hazırlanan Model 90
Şekil 7.10: Çeşitli sönüm oranları için, dinamik büyütme katsayının frekans oranı ile değişimi 92
Şekil 7.11: ARMD Programı, 1. Mod Şekli 93
Şekil 7.12: ARMD Programı, 2. Mod Şekli 95
Şekil 7.13: ARMD Programı, 3. Mod Şekli 96
Şekil 7.14: ARMD Programı, 4. Mod Şekli 96
Şekil 8.1: Güç Aktarma Sistemi Modeli 99
Şekil 8.2: Kütlesel Atalet Momenti Değerlerinin Catia İle Hesaplanması 100
Şekil 8.3: Planet Dişlilerin Direngenliği 102
Şekil 8.4: 1. Kademenin Belirlenmesi 105
Şekil 8.5: ARMD Programında 1. Kademenin Oluşturulması (Matematik Model) 105
Şekil 8.6: :Kademe 2'nin Belirlenmesi 106
Şekil 8.7: Kademe 2'nin Matematik Modele Eklenmesi 106
Şekil 8.8: Kademe 3'ün Belirlenmesi 107

Şekil 8.9: Kademe 3'ün Matematik Modele Eklenmesi 107
Şekil 8.10: Kademe 4'ün Belirlenmesi 108
Şekil 8.11: Kademe 4'ün Matematik Modele Eklenmesi 108
Şekil 8.12: Kademe 5'in Belirlenmesi 109
Şekil 8.13: Kademe 5'in Matematik Modele Eklenmesi 109
Şekil 8.14: Kademe 6'nın Belirlenmesi 110
Şekil 8.15: 6. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi 110
Şekil 8.16: 7. Kademenin Belirlenmesi 111
Şekil 8.17: Kademenin Matematik Modele Eklenmesi 111
Şekil 8.18: 8. Kademenin Belirlenmesi 112
Şekil 8.19: 8. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi 112
Şekil 8.20: 9. Kademenin Belirlenmesi 113
Şekil 8.21: 9. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi 113
Şekil 8.22: 10. Kademenin Belirlenmesi 114
Şekil 8.23: 10. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi 114
Şekil 8.24: 11. Kademenin Belirlenmesi 115
Şekil 8.25: 11. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi 115
Şekil 8.26: Bağlı Sistem 1. Mod Şekli 117
Şekil 8.27: Bağlı Sistem 2. Mod Şekli 117
Şekil 8.28: Bağlı Sistem 3. Mod Şekli 118
Şekil 8.29: Bağlı Sistem 4. Mod Şekli 119
Şekil 8.30: Çözülmüş Sistem Matematik Modeli 120
Şekil 8.31: Çözülmüş Sistem 1. Mod Şekli 121
Şekil 8.32: Çözülmüş Sistem 2. Mod Şekli 121
Şekil 8.33: Çözülmüş Sistem 3. Mod Şekli 122
Şekil 8.34: Çözülmüş Sistem 4. Mod Şekli 122
Şekil 10.1: Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (1) 126
Şekil 10.2: Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (2) 127
Şekil 10.3: Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (3) 128
Şekil 10.4: Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (4) 129
Şekil 10.5: Bağlı Sistemin Kuyruk Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (1) 130
Şekil 10.6: Uzun Kuyruk Şaftı 9. Mod Şekli 130
Şekil 10.7: Bağlı Sistemin Uzun Kuyruk Şaftı Campbell Diyagramı 131
Şekil 10.8: Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (1) (Güç Aktarma Sisteminin Kritik Hızlardan Geçme Koşulu) 133
Şekil 10.9: Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (2) (Güç Aktarma Sisteminin Kritik Hızlardan Geçme Koşulu) 134
Şekil 10.10: Motor Hızının Güç Kaybına Bağlı Olarak Azalması 136
Şekil 10.11: Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı 137
Şekil 10.12: Otorotasyon Durumunda Palaların Eski Devrine Ulaşması 137
Şekil 10.13: Otorotasyonda Palanın Çalışma Yapısı 138
Şekil 10.14: Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (Otorotasyon Koşulu) 138
Şekil 10.15: Kuyruk Şaftı Campbell Diyagramı (Otorotasyon Koşulu) 139
Şekil 11.1: Örnek Güç Aktarma Sisteminde Kullanılan Tek Yönlü Kavrama 141
Şekil 11.2: Tek Yönlü Kavrama Tipleri 141
Şekil 11.3: Ana Rotor Şaftı Bağlı Sistem; Direngenliğe ve Kütlesel atalet momentine Hassas Olan Bölgeler 143
Şekil 11.4: Ana Rotor Şaftı Çözülmüş Sistem; Direngenliğe ve Kütlesel atalet momentine Hassas Olan Bölgeler 143
Şekil 11.5: Ana Rotor Şaftında Değişiklik Yapılan Elemanlar 144

Şekil 11.6: Ana Rotor Şaftı Yeni Tasarımın Doğal Frekansları 145
Şekil 11.7: Kuyruk Rotor Şaftı Bağlı Sistem Direngenliğe ve Kütlesel atalet momentine Hassas Olan Bölgeler 146
Şekil 11.8: Kuyruk Rotor Şaftı Çözülmüş Sistem Direngenliğe ve Kütlesel atalet momentine Hassas Olan Bölgeler 147

SEMBOL LİSTESİ

$\overline{a}_n$	: Kompleks genlik
$a_{0,1,2...}$	: Polinom sabiti
B_n	: Dönen sistem ile sabit sistem arasındaki akışkanın sönümleme sabiti
B'_N	: Nonlineer yük sabiti
C_n	: Viskoz damperin sönüm sabiti
d_n	: Şaft elementinin çapı
D_{d_1}	: 1. elemanın dış mil çapı
D_{i_1}	: 1. elemanın iç mil çapı
D	: Sönüm (disipasyon) enerjisi
E	: Elastiklik modülü
$\dot{\epsilon}_n$	: Açısal pertürbasyon
G	: Kayma modülü
g	: Çevrim oranı
I_{P_n}	: Sistem üzerindeki n . diskin kütlesel atalet momenti
I'_p	: Kesit atalet momenti
J_{P_n}	: Sistem üzerindeki n. şaft elementinin kütlesel atalet momenti
$K_n, (1 \le n \le N-1)$	: n ile $n+1$ düğümleri arasındaki şaft direngenliği
K_{Planet}	: Planet dişlinin direngenliği
$K_{105/106}$	: 105 ve 106 numaralı dişli çiftinin burulma direngenliği
$K_{106/107}$	: 106 ve 107 numaralı dişli çiftinin burulma direngenliği
K_{Pompa}	: Pompanın direngenliği
$K_{114/115}$	: 114 ve 115 numaralı dişli çiftinin burulma direngenliği
$K_{111/114}$	: 111 ve 114 numaralı dişli çiftinin burulma direngenliği
k_1	: 1. şaft elemanının direngenliği
$\boldsymbol{K}$	: Direngenlik matrisi
l_n	: Şaft elementinin uzunluğu
L	: Lagrangian fonksiyonu
L	: Temas halindeki dişlilerin ortak alın genişliği
M_z	: Burulma momenti
$\boldsymbol{M}$	: Kütle matrisi
N	: Sistemdeki toplam düğüm noktalarının sayısı
n	: Sistemin n . düğüm sayısı

P_n : n. düğüm noktasında sistemin üzerine binen yükün güç ifadesi

Q_0 : Nominal moment

Q_n : n. koordinatta konservatif olmayan moment

q **:** Mod şekli

t_e : Eşdeğer zaman

T : Sistemin kinetik enerjisi

$T(t)$: Tahrik momenti

T^* : Sabit moment

u **:** Yer değiştirme vektörü

V : Sistemin potansiyel enerjisi

z : Şaft kesitinin uzunluğu

z : Şaft ekseni

β_{nj} : Sistemin n. düğüm noktasında j. moddaki faz gecikmesi

γ_{xy} : Kesme gerilmesi

δW : Virtuel iş

$\{\in\}$: Çeşitli tipteki elementlerin stres tensörü bilgilerini içeren sütun matrisi

ζ : Boyutsuz koordinat; $\zeta = z/l$

θ_n : n. koordinatta bulunan toplu parametrenin yaptığı açısal yer değiştirme

λ_j : Sistemin j. modundaki kararlılığı

ρ : Yoğunluk

φ : Helis açısı

ω_j : Sistemin j. burulma titreşimi frekansı

Ω_0 : Rotor ilk hızı

Ω : Şaftın devir hızı

HAFİF TİCARİ BİR HELİKOPTERİN GÜÇ İLETİM SİSTEMİNİN BURULMA TİTREŞİMLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada, İstanbul Teknik Üniversitesi tarafından yürütülen "Havacılık Araştırma ve Geliştirme Projesi" çalışmaları kapsamında, tasarımı Rotam (Rotorlu Araçlar Tasarım ve Mükemmeliyet Merkezi) bünyesinde yapılmış olan, hafif ticari bir helikopterin güç aktarma sisteminin burulma titreşimleri analizi yapılmıştır. Analizlere başlamadan önce güç aktarma sistemlerinden kaynaklanan kazaların istatiksel verilerinden yararlanılarak, 1963-1997 yılları arasında gerçekleşen bütün helikopter kazaları arasındaki yerleri ve görünme oranları incelenmiştir. Gerçekleşen bu kazalarla birlikte, tarihte burulma titreşimlerinin sebep olduğu helikopter güç aktarma sistemi arızalarından örnekler verilmiş, bu sistemlerde burulma titreşimlerinin varlığının tehlike olusturabileceği gösterilerek, analizlerin gerekliliği vurgulanmıştır.

Analizler için, ele alınan örnek güç aktarma sisteminin, burulma titreşimleri dikkate alınarak bir sınıflandırılması yapılmış ve bu tür sistemlerden nasıl bir davranış beklendiği açıklanmıştır. Bu konu ile bağlantılı olarak bir sonraki bölümde, örnek olarak alınan helikopterin ve güç aktarma sisteminin genel özelliklerinden bahsedilmiş ve güç aktarma sisteminin elemanları ile ilgili genel bilgiler verilmiştir.

Matematik model bölümünde analizlerde kullanılan modeller için teorik altyapıdan bahsedilerek, burulma titreşimleri analizleri için toplu parametre ve yayılı parametre yaklaşımları ile modellerin hazırlanması anlatılmıştır. Bu bölümü takiben bir sonraki bölümde, ilk model için güç aktarma sisteminin basitleştirilmiş modeli toplu parametre modeli kurularak hazırlanmış ve Lagrange denklemleri yardımıyla hareket denklemi elde edilmiştir. Bu denklemin özdeğerleri MatLab dili ile hazırlanan bir yazılım vasıtası ile bulunmuştur.

Daha gelişmiş ve ayrıntılı başka bir model, dönen sistemlerin dinamiği konularında özelleşmiş ve sayısal yöntemleri kullanan bir program yardımı ile yayılı model olarak hazırlanmış ve sistemin doğal frekansları bulunmuştur. Hazırlanan bu modelde, dişliler arasındaki direngenliğin katı kabul edilmesi ve esnek olması durumlarına göre sistemin doğal frekansları karşılaştırılmıştır. Diğer iki karşılaştırmadan birincisi; gelişmiş sistem ile basit sistemin doğal frekanslarının karşılaştırılması, ikincisi ise sistemin tek yönlü kavramanın bulunduğu kısımdan çözülmesi sonucu, çözülümüş sistem ile bağlı sistemin doğal frekanslarının karşılaştırılmasıdır.

Gelişmiş sistemin doğal frekansları, motorun devir alması, helikopterin uçuş anı, motorun soğuması ve “otorotasyon” durumlarına göre Campbell diyagramlarından yararlanılarak doğal frekanslardan kritik olanları tespiti yönünde çalışmalar yapılmıştır. Helikopterin test aşamasında ortaya çıkabilecek burulma titreşimleri sorunları için, yeni tasarım önerileri getirilmiştir.

TORSIONAL VIBRATIONS ANALYSIS OF THE POWER TRANSMISSION SYSTEM OF A LIGHT COMMERCIAL HELICOPTER

SUMMARY

In this study, torsional vibrations of the power transmission system of a light commercial helicopter are analyzed. The design of the helicopter was developed by a research group at Istanbul Technical University.

Prior to starting the analyses, occurrence ratios of the accidents originating from power transmission systems and their rank among all occurred helicopter accidents between 1963 and 1997 are examined. Examples of accidents in history due to defects caused by torsional vibrations of helicopter power transmission systems are given and the necessity of these analyses are emphasized pointing to the possible danger caused by the presence of torsional vibrations.

Taking torsional vibrations of the exemplary power transmission system into consideration, the system is classified and it is explained what kind of a behavior is expected from these types of systems. In relation to this topic, in the following chapter, general properties of the power transmission system are mentioned and general information about system elements are given.

In mathematical model chapter, by referring to the theoretical infrastructure for the models used in the analyses, the preparation of the models by using “lumped parameter” and “distributed parameter” approaches are explained.

In the subsequent chapter, by using “lumped parameter” model, the simplified model of the power transmission system is prepared and motion equation is obtained with the help of Lagrange equations. Eigenvalues of this equation are found with a software program written with MatLab.

Another model, which is more developed and detailed, is prepared as “distributed parameter to model with a program, that is specialized about dynamics of rotating systems and that uses numerical methods. Hence the natural frequencies of the system are found. In this model, natural frequencies of the system are compared between the rigid and flexible,gear tooth assumptions.

Finally, natural frequencies of advanced and simple systems and natural frequencies of coupled and uncoupled systems are compared. Critical natural frequencies are identified using Campbell diagrams. Autorotation, engine run-up and coast down and different flight regimes of the helicopter are considered.

Based on the present analysis, design modifications which may effect the torsional response of the system are identified.

1. GİRİŞ

1.1. Helikopterlerin Günümüzdeki Önemi

Ulaşım, günümüzde dünyanın artan nüfusu ve ticaretinde giderek artan bir rol üstlenmiştir. Karasal taşımacılığın, artan ulaşım ihtiyacını tek başına karşılaması için oldukça yüksek maliyetler ortaya çıkmaktadır. Örneğin Türkiye Cumhuriyeti Karayollarından alınan verilere göre, 1 km otoyolun maliyeti düz arazide 6 milyon Dolar, engebeli arazide 12 milyon Dolardır [1]. Karayollarında trenler, deniz yollarındanda gemilerle taşımacılık yapmak maliyet bakımından ucuz olduğu halde, hava yolu taşımacılığı giderek artan verimliliği ile tren taşımacılığının maliyetlerine yaklaşmaktadır, Yük taşımacılığında demiryolunda bir tonluk bir yükü taşımak için tüketilen enerji 1 birim kabul edilirse, bu tüketilen enerji kara yolunda 3 birim, hava yolunda ise 1,3 birim olmaktadır [2]. Taşıma süreleri göz önüne alındığında ise hava yolu alternatifsiz kalmaktadır.

Gelişen hava yolu taşımacılığı ile düşen maaliyetlerin yanında, hava yolu taşımacılığında, helikopterler göz önüne alındığında, uçuş maliyetleri yüzünden, helikopterler, genel yük taşımacılığı ve yolcu taşımacılığı dışında daha çok hedefe yönelik uygulamalarda kullanılmaktadır.

Helikopterlerin bir saat süren uçuş esnasındaki toplam mali yükü, **D**oğrudan **İ**şletme **M**aliyetlerine (DİM) girer.

Doğrudan işletme maliyetleri iki alt gruba ayrılmıştır:

- Nakit DİM
- Sahiplik DİM

Nakit DİM, bakım, uçuş mürettebatı, yakıt ve yağ kaynaklı maliyetler iken; sahiplik DİM, değer kaybı, gövde sigortası ve finans kaynaklı maliyetlerdir. Nakit DİM, Tihcenko yöntemiyle hesaplanabilir [3].

$$D\dot{I}M_{nakit} = 3 \times \frac{P_r}{10000} + P_{fuel} \times Q + N_{crew} \times M_{crew} \quad \textbf{(1.1)}$$

Burada;

P_r = Satış Fiyatı

P_{fuel} = Yakıt Fiyatı

Q = Yakıt sarfiyatı (gal/hr)

N_{crew} = Mürettebat sayısı

M_{crew} = Mürettebat saat ücreti

Maliyet hesabı için helikopterin servis ömrü 10,000 saat olarak alınmıştır.
Sahiplik DOC ise yaklaşık olarak toplam DOC' un %74 olarak kabul edilir [3].
Aşağıdaki denklem Sahiplik DOC'u bulmak için kullanılabilir.

$$D\dot{I}M_{sahiplik} = \frac{D\dot{I}M_{nakit}}{26} \times 74 \quad \textbf{(1.2)}$$

Yakıtın galon (4,54 lt) maliyeti 2005 ve 2006 yılları verilerine göre ortalama $3 olarak alındığında ve mürettebat maaşları, bakım masrafları, yedek parça masrafları, yıpranma payı da toplam maaliyetlere eklendiğinde, ortalama bir helikopterin bir saatlik uçuş masrafı $366,68 olmaktadır, [4]. Helikopterin uçuşu ve bakımı için ihtiyaç duyulan elemanlara ise saat başına ortalama $20 ücret ödenmektedir, [5]. Bu maliyetler göz önünde alındığında, helikopterlerin kullanımının uçağa göre daha masraflı olduğu görülmektedir. Helikopterler ticari amaçlı yük ve yolcu taşıma için ekonomik olarak elverişsiz olsa da, amaca yönelik özel kullanımlarda rakipsizdirler.
Dikey iniş ve kalkış yetenekleri sayesinde, inmek için özel bir piste ihtiyaç duymayan helikoterler, askeri alanda, çatışma alanına asker ve mühimmat taşımada, cepheden yaralı askerleri toplamada, dağlık ve ormanlık arazilerde düşmanı takip etme ve tespit etmede oldukça faydalı olmuşlardır. Helikopterlerin bu şekilde askeri amaçlar için yoğun olarak kullanılması ilk defa Amerika-Vietnam savaşında, dağlık ve ormanlık arazinin çetin koşulları karşısında ortaya çıkmıştır.

Günümüzde helikopterler, sivil amaçlı olarak afet sonrası bölgelere yiyecek, ilk yardım malzemesi taşımada, anında ilk yardım uygulamalarında, arama kurtarma amaçlı kullanımda tercih edilmektedir. Özellikle kurtarma çalışmalarında, havada askıda kalabilme yetenekleri sayesinde, yere inmeye ihtiyaç duymadan kazazedeleri kurtarabilmektedirler. Ülkemizde 17 Ağustos 1999'daki büyük Marmara Depremi'nde de afet bölgesine ilk ulaşabilen ulaşım araçları helikopterler olmuştur.

Arama kurtarma çalışmalarında ilk 72 saat büyük önem taşımaktadır. Bu sebeple özellikle İstanbul gibi deprem riski taşıyan bir mega kent için, olası bir depremde 20 milyona yakın insanın etkileneceği düşünüldüğünde, helikopterlerin ulusal boyutta stratejik önemleri artmaktadır. Valiliğin elinde yeterli sayıda helikopter bulunmadığı için, olası bir deprem sonucunda, il afet yönetim planı dahilinde, kentteki kişilere veya kurumlara ait helikopterlerin, valilik tarafından kullanılması planlanmıştır. Fakat 2008 verilerine göz atıldığında Türkiye'de kullanımda olan sivil helikopter sayısı sadece 30'dur. [6]

Helikopter kullanımının giderek önem kazandığı başka bir ulusal stratejik uygulama ise, helikopterlerin özellikle Türkiye'nin batısındaki ormanlık alanlarda, yazın sıklıkla meydana gelen orman yangınlarını söndürmede kullanılmasıdır. Artan kuraklıkla beraber yangınları söndürmek günden güne zorlaşmaktadır. Tablo 1.1'deki veriler bu ihtiyacı açıkça ortaya koymaktadır.

Tablo 1.1'de görüldüğü üzere 1990-1994 yılları arasında çıkan orman yangınlarının sadece Antalya bölgesindeki maliyeti 5 milyon Doları geçmektedir. Bunun yanısıra bir ağacın büyüyüp yetişmesi ve yitirilen bu servetin geri kazanımı için gereken zaman ise uzun yılları bulmaktadır.

Helikopterler yukarıda bahsedilen kritik durumlar dışında da giderek günlük hayatın bir parçası olmaktadırlar. Hızlı gelişen ülkelerin mega şehirlerinde görülen trafik yoğunluğu, altyapı çalışmalarının zaman alması ve yüksek maliyetler nedeni ile, trafiğe giren araç sayısı ile baş edilememektedir.

Tablo 1.1: Antalya Orman Bölge Müdürlüğü'nde Yangınlarla Mücadelenin 1990 - 1994 Yılları Arasındaki Mali Portresi (USD) [7]

Yıl	Ağaç servet kaybı	Toplam ağaçlandırma masrafı	Ekonomik kayıp	Yangın sayısı (adet)	Toplam yanan alan (Ha)	Yangın başına düşen alan (Ha)
1990	1 427 238	468 031	1 895 269	255	1285,8	5,04
1991	1 030 746	338 010	1 368 756	223	928,6	4,16
1992	2 545 785	834 834	3 380 619	244	2293,5	9,40
1993	1 253 301	410 992	1 664 293	188	1129,1	6,01
1994	3 925.404	1.287 250	5 212 654	123	3536,4	28,75

Tablo 1.2'deki sayılardan da görüleceği gibi motorlu araç sayısı yıldan yıla artmaktadır. Büyük şehirlerde yaşanan ulaşım zorlukları dışında, ambulans, itfaiye, suçluların takibi gibi kamusal ve adli görevler kara ulaşım araçları ile sağlıklı bir şekilde yerine getirilememektedir. Suçlu takibi için polis helikopterleri, hastalar için hava ambulansına dönüştürülmüş helikopterler, yangın söndürmek için kullanılan helikopterler, günümüzde büyük şehirlerin vazgeçilmez destek araçları olmuşlardır, Şekil 1.1.

Tablo 1.2: Türkiye'de Motorlu Araç, Nüfus, Sürücü ve Trafik Kaza Sayıları [8]

Yıllar	Mot. Araç	Nüfus	Sürücü Say.	Kaza say.
1990	4091	56212	6235	111295
1994	5606	60637	8794	233803
1998	7371	65215	12277	440149
2002	8855	69302	15285	439958
2006	12150	74450	17858	601851



Şekil 1.1: Helikopterlerin Şehir İçinde Yangın Söndürmede Kullanılması [9]

Bütün bu uygulama alanlarının yanısıra, helikopterlerin kullanımı özellikle zamandan kazanmak için, şehir içi ve şehirler arası ulaşımda giderek artmaktadır. Helikopterlerin artan önemi ve çeşitli uygulama alanlarının ortaya çıkması sonucu günümüzde Türkiye'de helikopterler duyulan talep artmaktadır. Bu nedenle ülkemiz öz kaynaklarına olabildiğince bağlı kalarak, genel maksatlı yerli bir helikopterin

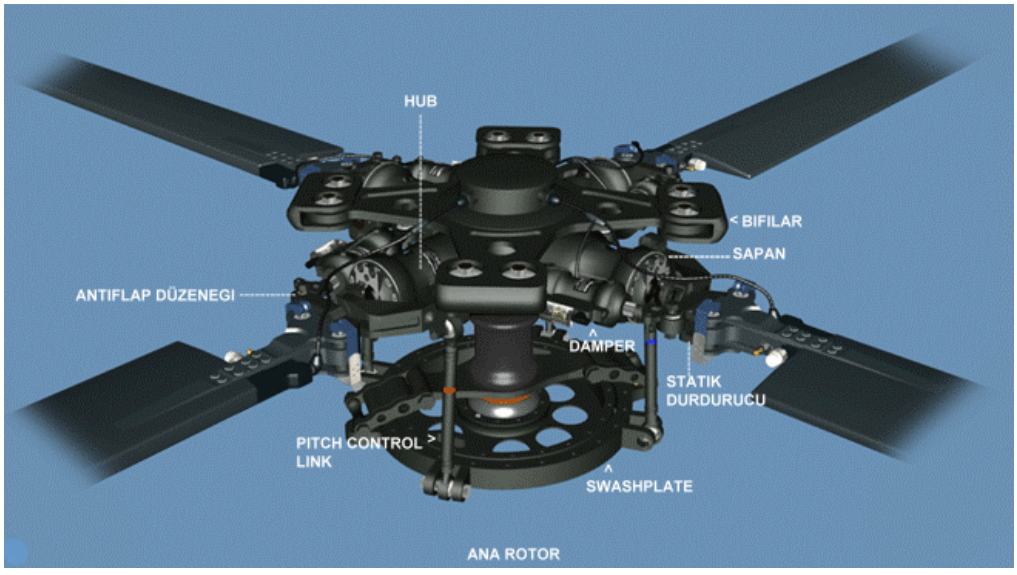
geliştirilmesine gerek duyulmaktadır. Ancak helikopterler, döner kanat yapısının getirdiği tasarım zorlukları ile, uçaklara kıyasla oldukça karışık bir yapıya sahip sistemlerdir. Bir helikopteri oluşturan alt sistemler aşağıda kısaca tanıtılmaktadır.

1.2. Helikopteri Meydana Getiren Alt Sistemler

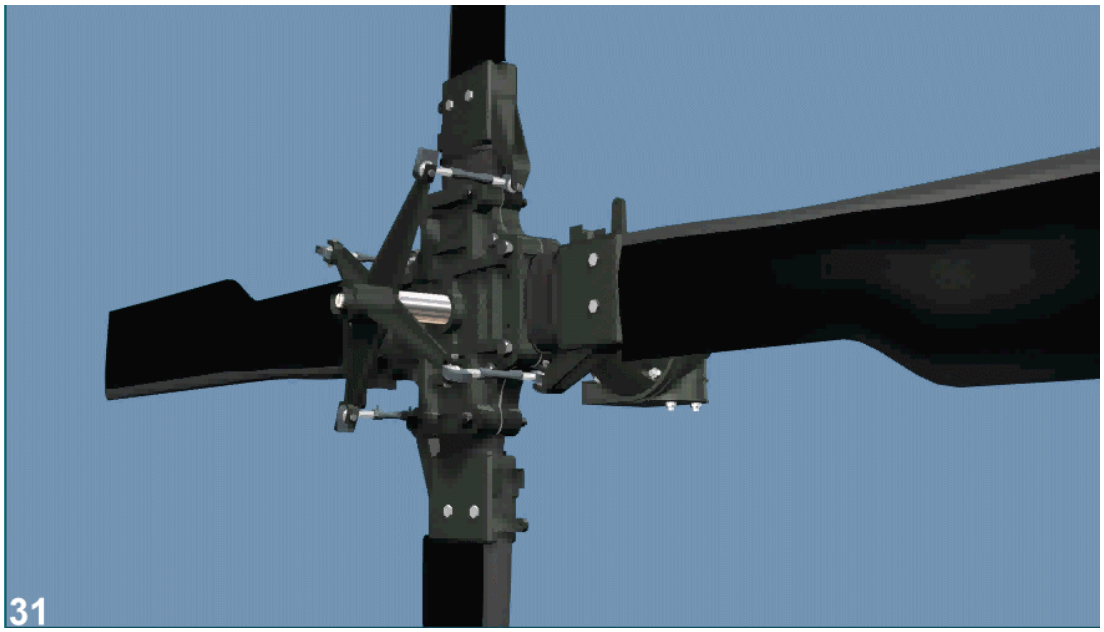
Helikopterler döner elemanlarının fazlalılığı ve çok cisimli mekanik yapıları ile, tasarımında dikkat edilmesi gerekilen pek çok alt sisteme sahip uçuş platformlarıdır. Bu alt sistemler, günümüze kadar yapılan sayısız deney ve analizler ile bugünkü modern görünüşlerine ulaşmışlardır.

Bir helikopterin temel alt sistemleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Rotor sistemleri : Helikopterin havada tutunabilmesini ve kontrolünü sağlayan sistemlerdir. Rotor sistemleri, tek ana rotora sahip helikopterlerde ana rotor ve kuyruk rotorundan oluşur.
  - Ana rotor : Şekil 1.2'de görülen ana rotorun görevi, helikopterin havada tutunabilmesini sağlamak ve uçuş kumandalarının hareketlerini üzerine bağlı olan rotor pallerine iletmektir.
  - Kuyruk rotoru : Ana rotor tarafından sabit bir oranla döndürülen kuyruk rotoru, ana rotorun ürettiği döndürme momenti etkisine karşı yönde bir moment üretir. Kuyruk rotoru Şekil 1.3'te görülmektedir.



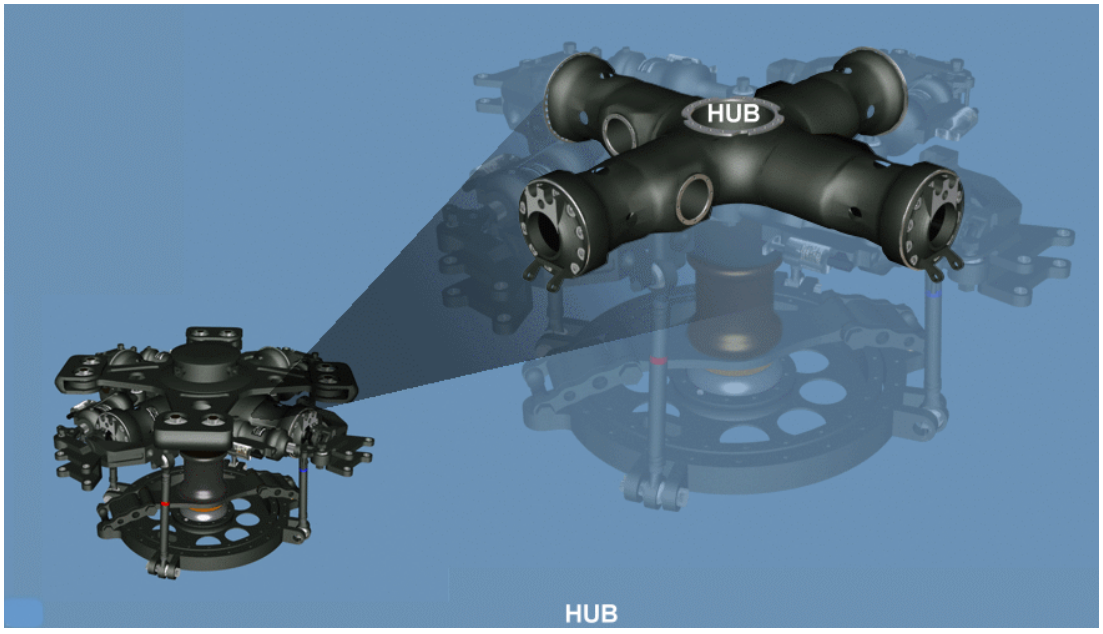
Şekil 1.2: Ana Rotor [10]



Şekil 1.3: Kuyruk Rotoru [10]

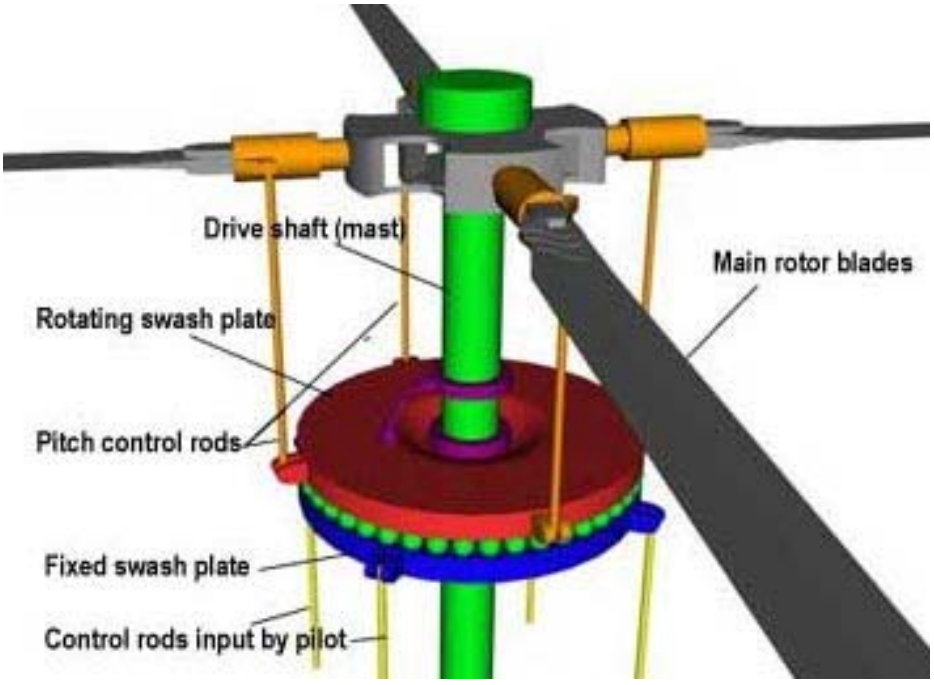
Ana Rotor ve kuyruk rotorunu oluşturan parçalar aşağıdaki gibidir ;

– Rotor göbeği (hub) : palaların, ana rotor şaftına bağlanmasını sağlayan sistemdir. Yalpa çemberinin kontrolüne izin veren bir sistemdir. Tahrik kuvvetleri uçuş esnasında sorunsuz bir şekilde yalpa çemberi üzerinden palalara iletilir, Şekil 1.4.



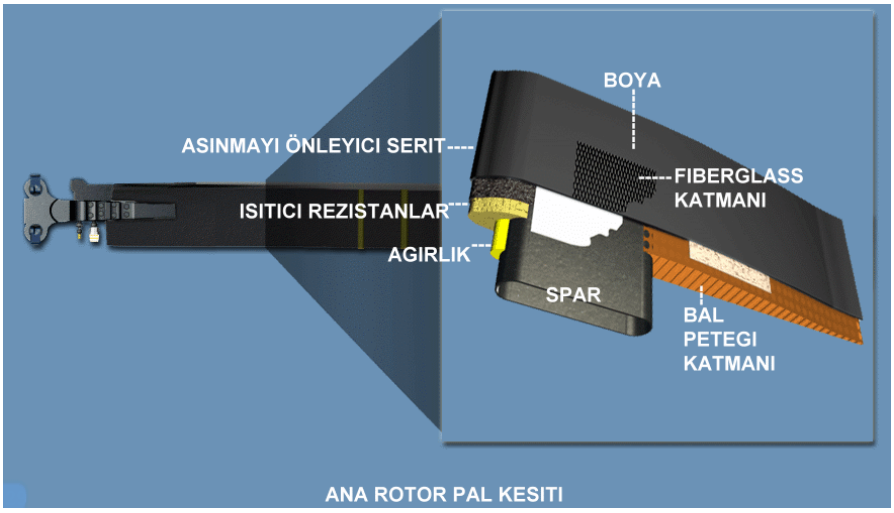
Şekil 1.4: Rotor Göbeği (Hub) [10]

– Yalpa çemberi (Swashplate) : Ana rotor sistemi ile uçuş kumandaları arasındaki bağlantıyı oluşturan ve ana rotor şaftını çevreleyen parça, ***yalpa çemberi*** olarak adlandırılır. Yalpa çemberinin esas görevi, sabit bir sistemdeki kumanda hareketlerini dönen bir sisteme aktarmaktır. Yalpa çemberi birbirlerine yataklandırılmış sabit ve dönen iki diskten oluşur, Şekil 1.5. Sabit diskin sadece düşey doğrultudaki hareketine kollektif (collective) kumanda hareketi denir. Bu hareket tüm palalarda eş zamanlı olarak hücum açısının değişmesini sağlar. Sabit diskin normal ekseninin eğilmesi ile yatay düzlemden sapma hareketine döngüsel (cyclic) kumanda hareketi denir. Yalpa çemberi kolektif ve döngüsel kumanda hareketlerini dönmeyen diskten hareketli diske aktaran sistemdir. Her iki disk, "döngüsel" ve "kolektif" kumandalardan gelen hareketler doğrultusunda ve kontrol çubukları vasıtası ile yükseltilebilir, alçaltılabilir veya istenen yöne doğru eğilebilir. Böylece, dönen disk üzerinde paller ile bağlantıyı tesis eden kontrol çubukları, pallerin dönme düzlemini istenen yöne eğerek taşıma kuvveti vektörünün yönünü değiştirir, bu sayede helikopter ileri-geri ve/veya sağa-sola doğru hareket edebilir.



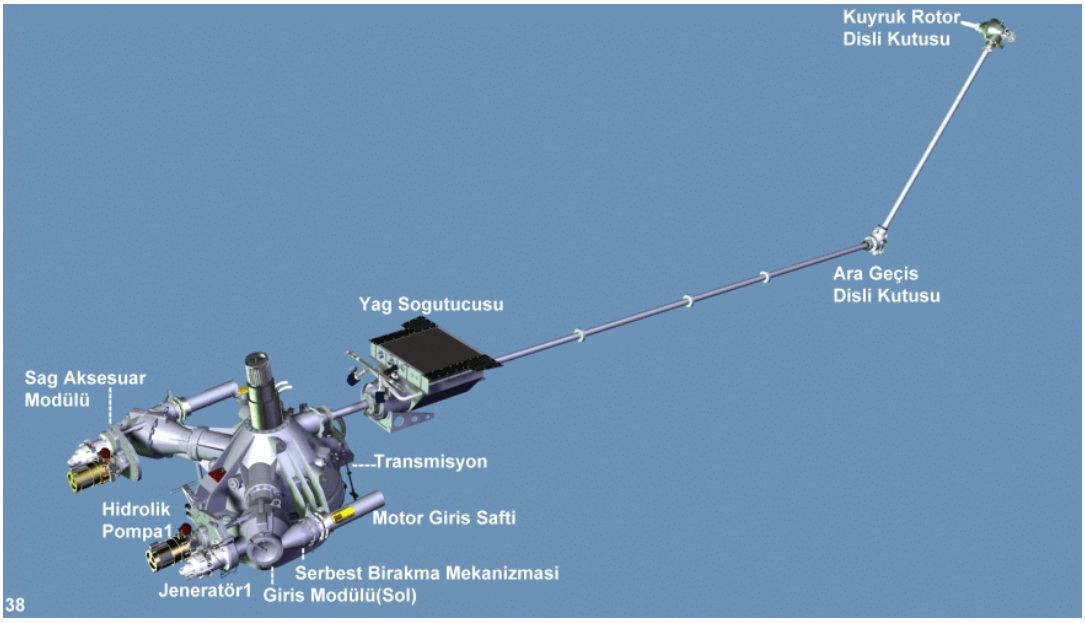
Şekil 1.5: Yalpa Çemberi (Swashplate) [11]

– Paller : Paller, mümkün olduğunca hafif ve direngen malzelemeler kullanılarak yapılır. Günümüzde helikopter palalarınında sıklıkla kompozit malzeme kullanılmaktadır, Şekil 1.6. Paller belli bir devir hızında dönerek gerekli olan kaldırma kuvvetini üretirler.



Şekil 1.6: Pal Kesiti [10]

- Aktarma Organları : Motorlarda üretilen döndürme momenti, güç aktarma organları vasıtası ile ana rotora, kuyruk rotoruna ve güç gereksinimi olan tüm diğer alt sistemlere iletilir. Şekil 1.7'de iki motorlu bir helikopterin güç aktarma sistemi görülmektedir.



Şekil 1.7: İki Motorlu Güç Aktarma Organı [10]

Tek rotorlu bir güç aktarma sistemi motor çıkış şaftı ana dişli kutusu, ana rotor şaftı, kuyruk şaftı ve kuyruk dişi kutusundan oluşur.

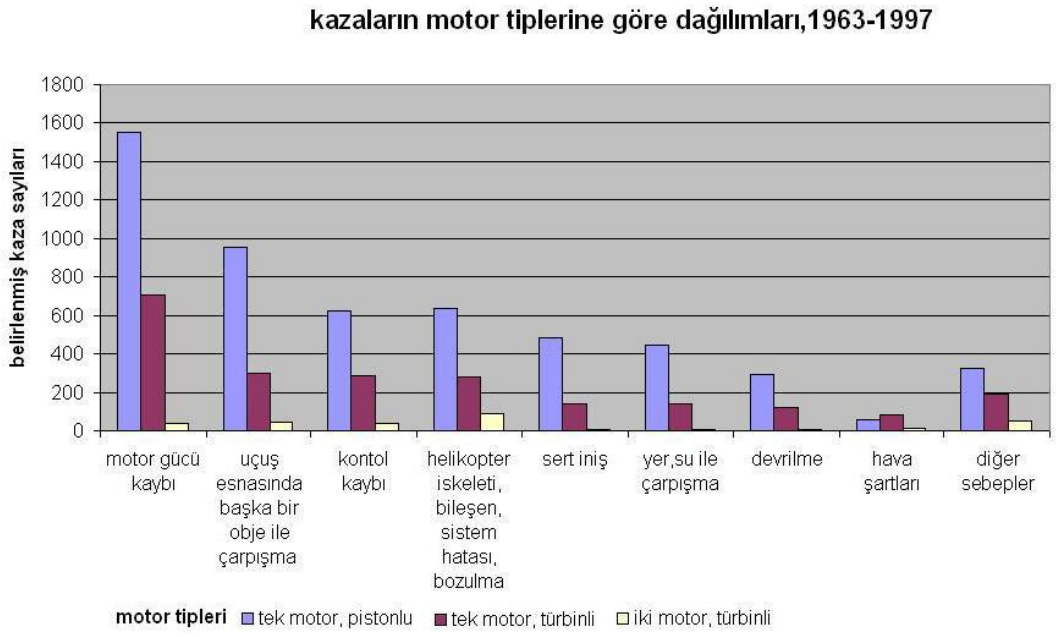
- Uçuş kumanda sistemi : Pilot kumanda girişlerini rotor sistemine aktarır
- Otomatik kontrol sistemi : Uçuş kumanda sistemi ile beraber çalışır, uçuş kararlılığını artırır ve pilot yükünü azaltır
- Elektrik sistemi : Helikopter alt sistemleri için ihtiyaç duyulan gerekli elektrik gücünü sağlar
- Motor ve kontrol sistemleri : Ana rotor ve kuyruk rotoru palalarını döndürmek için gerekli gücü sağlar ve devir hızını kontrol eder
- Hidrolik sistemi : Helikopter alt sistemlerinin ihtiyaç duyduğu hidrolik basıncı sağlar ve kontrol eder
- Aviyonik sistemi : Haberleşme, seyrüsefer ve ilgili görsel sistemleri kapsar
- Yakıt sistemi : Motor için gerekli olan yakıt akışını sağlar.

Görüldüğü gibi bir helikopterin en kritik alt sistemini güç aktarma organları oluşturmaktadır, Diğer pek çok sistem güç aktarma sisteminin üzerinde bulunmaktadır. Bu nedenle güç aktarma sisteminin uçuş esnasında kaybı, tüm diğer alt sistemleri de doğrudan etkilemektedir. Güç iletim sistemleri helikopterin en ağır koşullarda çalışan sistemlerinden biridir. Motorun ürettiği tahrik gücü, güç iletim sistemi hattı üzerinden palalara ulaşmaktadır. Ve güç iletim sistemi, palalara etkiyen aerodinamik kuvvetlerden doğrudan etkilenmektedir, güç iletim sistemini etkileyen bir diğer konu ise titreşimlerdir. Titreşimlerin varlığı, helikopterin yapısından dolayı tümüyle engellenemeyeceği için, tasarlanan güç iletim sisteminin titreşim analizleri de yapılmalıdır. Helikopterin bütün yükünü taşıyan, güç iletim sistemi arızaları nedeni ile meydana gelen kazalar, 1960'tan bu yana kaydedilmiş helikopter kazaları arasında önemli bir paya sahiptirler. Aşağıda genel olarak helikopter kazalarına kısaca değinilecek ve güç aktarma sistemlerinden kaynaklanan bazı kaza örnekleri verilecektir.

1.3. Helikopter Kazaları

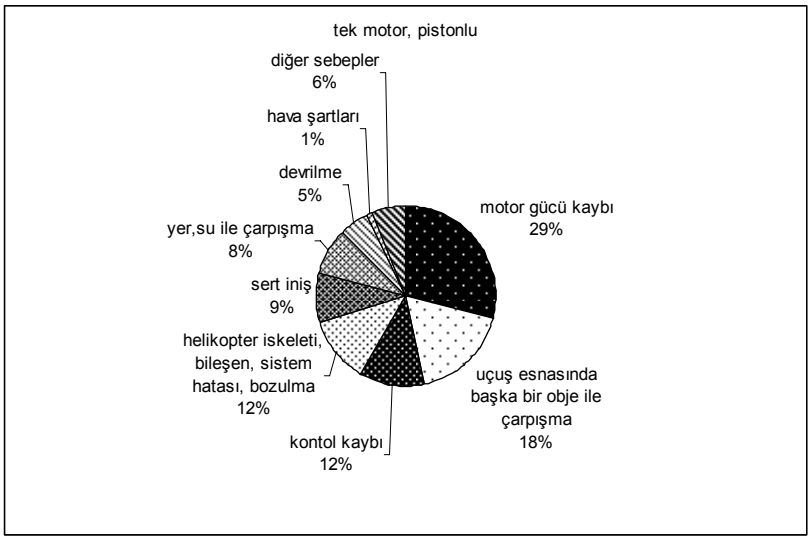
Helikopter üretimindeki artış ile birlikte, geçen yıllar içerisinde uçuş güvenliği artmakla birlikte, doğal olarak gerçekleşen kazaların sayısında da artış olmuştur. Alt sistemlerindeki arızalar nedeni ile düşen helikopterlerin istatistiksel analizine bakıldığında, güç iletim organlarında görülen arızalardan kaynaklanan kazaların önemli bir yer tutmakta olduğu görülmektedir.

National Transportation Safety Board (NTSB) sivil havacılıkta 1963 yılının ortalarından 1997 yılına kadar 8436 helikopter kazasını kayıt ederek bir geniş bir veritabanı oluşturmuştur, [12]. Şekil 1.8'de helikopter motoru tiplerine göre gerçekleşen kaza sayıları görülmektedir. Şekil 1.8 incelendiğinde, tek pistonlu motor kullanan helikopterlerde kaza oranlarının daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Şekil 1.8'de verilen rakamlara göre iki motorlu ve gaz türbinli motorlu helikopterler en güvenli uçuş seyrini sunmaktadırlar.



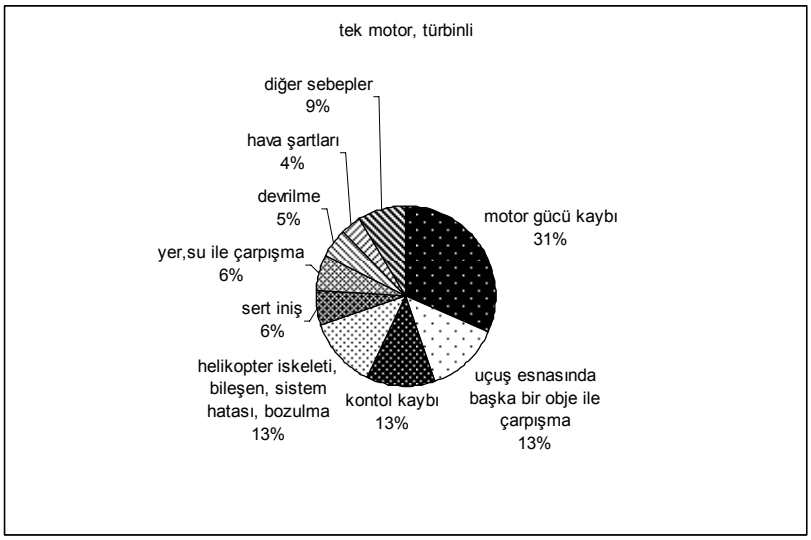
Şekil 1.8: 1963 ve 1997 Yılları Arasında Gerçekleşen Kazaların Motor Tiplerine Göre Dağılımları [12]

Şekil 1.9'da ise pistonlu motor kullanan helikopterlerde gerçekleşen kaza nedenlerinin yüzde olarak dağılımı görülmektedir. Buna göre motor gücü kaybı birinci kaza nedeni olarak ortaya çıkmaktadır. Helikopter alt sistemlerinden kaynaklanan kaza nedenleri ise % 12 ile üçüncü sırada yer almaktadır.



Şekil 1.9: Tek Motorlu ve Pistonlu Helikopterlerin Kaza Nedenlerinin Dağılımı

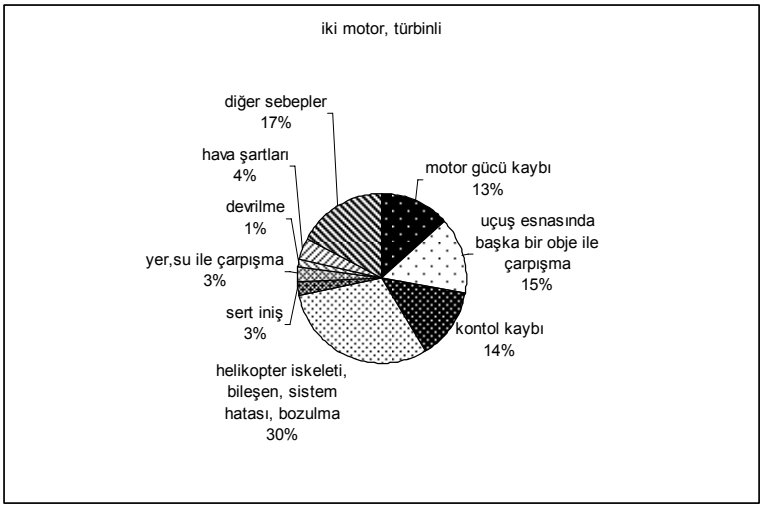
Şekil 1.10'da ise tek türbinli motor kullanan helikopterlerde gerçekleşen kazaların oranları görülmektedir. Türbinli motorlarda da motor gücü kaybı birinci kaza nedeni olarak yerini korumaktadır. Helikopter alt sistemlerinden arızalardan kaynaklanan kaza nedenleri ise %13 ile ikinci sıradadır.



Şekil 1.10: Tek motorlu ve türbinli helikopterlerin kaza nedenlerinin dağılımı

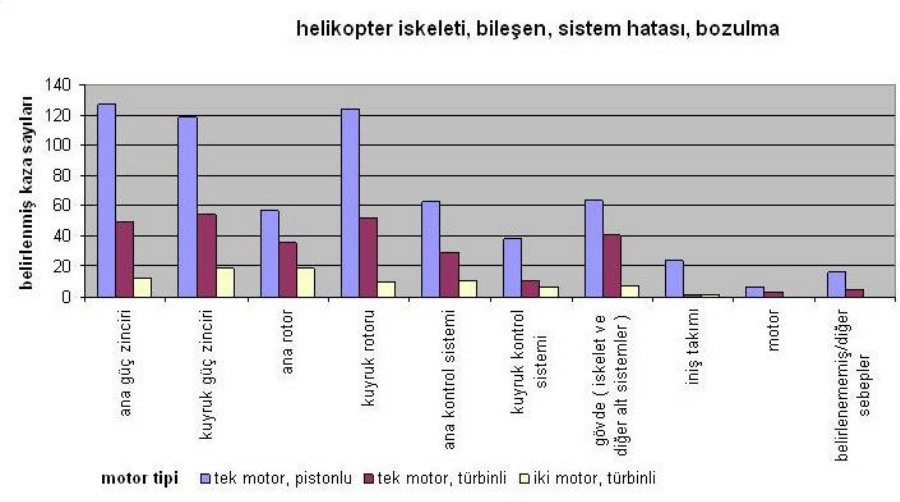
Şekil 1.11'de ise çift türbinli motor kullanan helikopterlerde gerçekleşen kazaların dağılım oranları görülmektedir. Bu helikopterlerde çift motor kullanımı nedeni ile motor gücü kaybı sonucu oluşan kazaların payında önemli bir düşüş gözlenmektedir. Motor gücü kaybı %13 gibi bir payla dördüncü sırayı alırken, helikopter alt sistemlerindeki arızalardan kaynaklanan kazalar %30 gibi bir payla birinci sıraya

yükselmiştir. Şekil 1.9-11, helikopter alt sistemlerinden kaynaklanan arızalar sonucu oluşan kazaların azımsanamayacak kadar önemli bir pay oluşturduğunu göstermektedir.



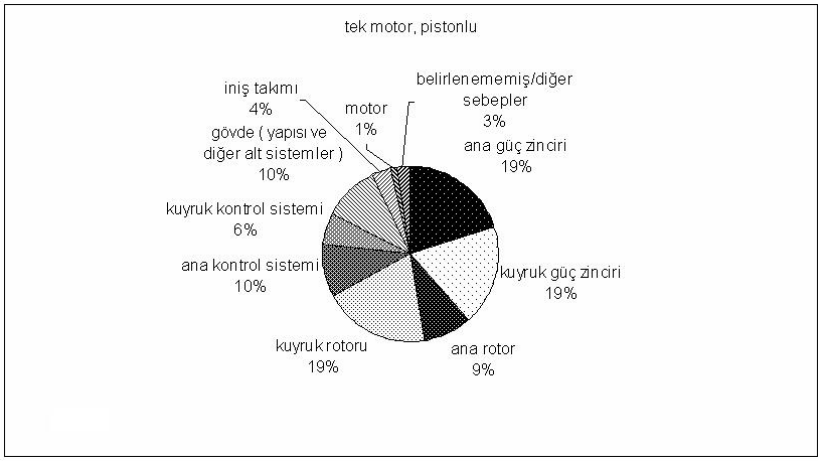
Şekil 1.11: İki Motorlu ve Türbinli Helikopterlerin Kaza Nedenlerinin Dağılımı

Helikopter güç iletim sistemi, helikopterlerde en önemli alt sistemlerinden biri olduğu için, bu alt sistemdeki arızalar sonucu oluşan kazaların ne oranda olduğuna bakmak gerekir. Şekil 1.12'de helikopter gövde yapısı, alt sistem, sistem hatası, bozulma kısmında, güç iletim sistemlerinde gerçekleşen sorunlar dolayısı ile gerçekleşen kazaların, helikopterlerde kullanılan motor tiplerine göre dağılımı verilmiştir.



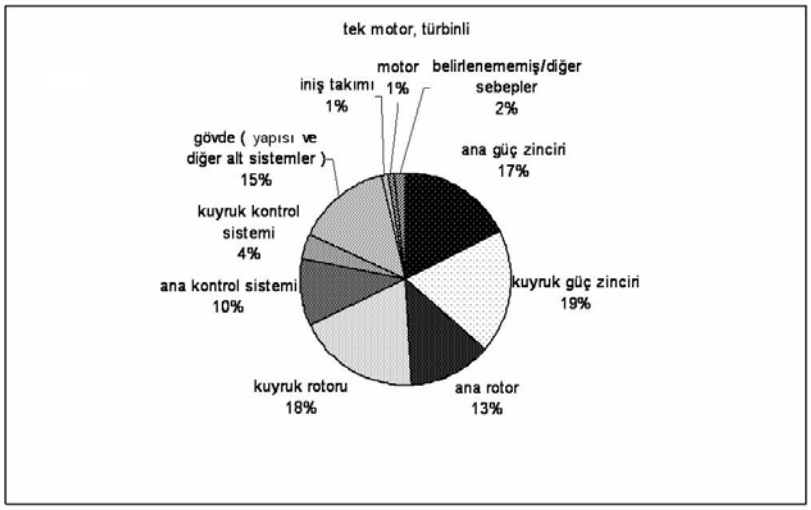
Şekil 1.12: Helikopter Alt Sistemlerinin Güç Aktarım Zincirinde Meydana Gelen Kazalardaki Paylarının Motor Tipine Göre Dağılımları.[12]

Şekil 1.13'te tek motorlu ve pistonlu helikopterlerin, helikopter alt sistemlerinde gerçekleşen arızalar sonucu meydana gelen kazaların dağılımları görülmektedir. Buna göre, ana ve kuyruk güç aktarma sistemlerinden kaynaklanan kazalar % 38 pay ile birinci sırada yer almaktadır.



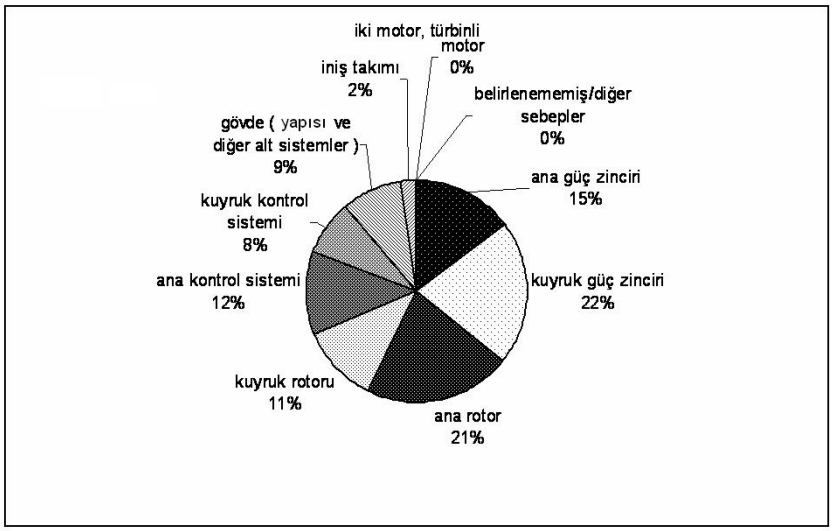
Şekil 1.13: Tek Motorlu ve Pistonlu Helikopter Alt Sistemlerinde Kaza Nedenlerinin Dağılımı.

Şekil 1.14'te tek motorlu ve türbinli helikopterlerde helikopter alt sistemlerinde gerçekleşen arızalar sonucu meydana gelen kazaların dağılımları görülmektedir. Tek motorlu ve türbinli helikopterlerde ana ve kuyruk güç aktarma sistemlerinde gerçekleşen arızalar sonucu meydana gelen kazaların toplamı %36 dır, ve bu oran ile güç aktarma sistemleri oluşan kazalarda ilk sırayı almaktadır.



Şekil 1.14: Tek Motorlu ve Türbinli Helikopter Alt Sistemlerinde Kaza Nedenlerinin Dağılımı

Şekil 1.15'te, çift motorlu ve türbinli helikopterlerin alt sistemlerinde gerçekleşen arızalar sonucu, meydana gelen kazaların dağılımları görülmektedir. Ana ve kuyruk güç aktarma sistemlerinde meydana gelen arızaların toplamı %37 ile ilk sırada yer almaktadır.



Şekil 1.15: Çift Motorlu ve Türbinli Helikopter Alt Sistemlerinde Kaza Nedenlerinin Dağılımı.

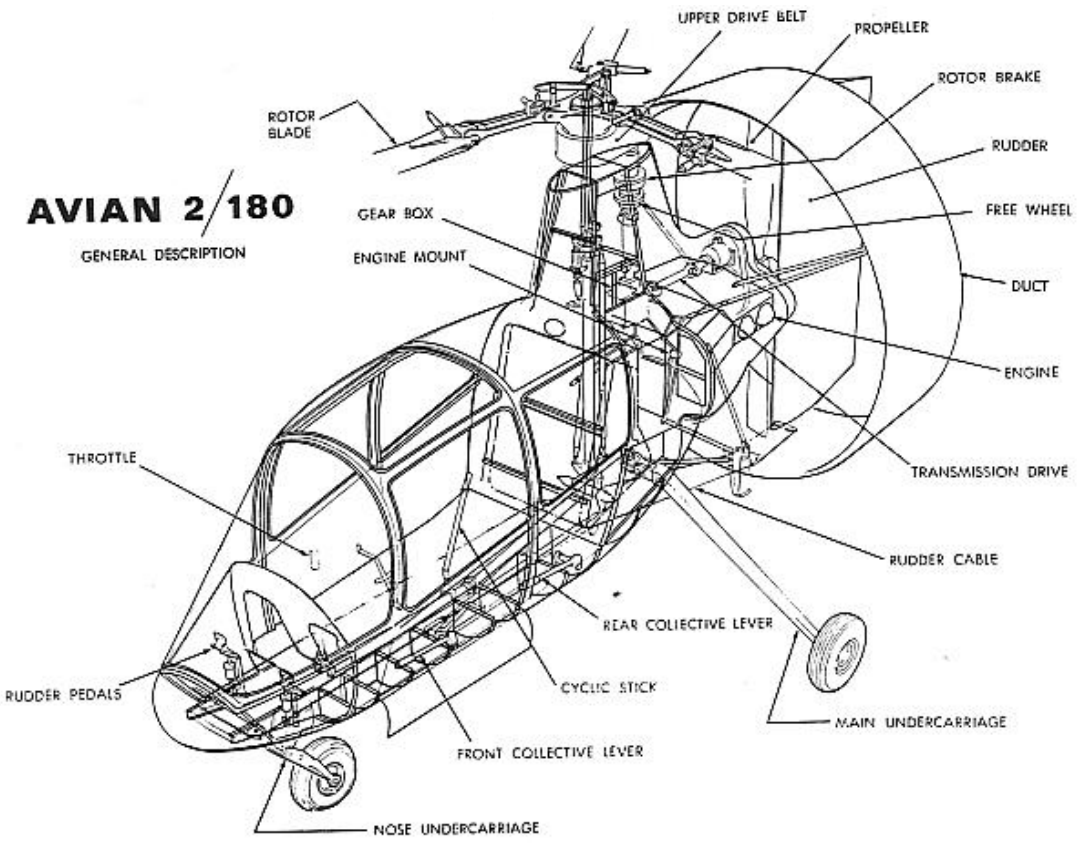
Görüldüğü gibi güç aktarma sistemlerinde meydana gelen arızalar sonucu gerçekleşen kazalar tüm helikopter kazaları arasında önemli bir yer tutmaktadır. Salt helikopter parçaları düşünüldüğünde, güç iletim sistemlerinde oluşan arızalar diğer alt sistemlerde meydana gelen arızalardan çok daha fazladır. Tek motorlu ve çift motorlu helikopterlerde güç üretim ve iletim sistemleri, tasarım sürecinde en çok önem verilen sistemler olma özelliklerini korumaktadır. Güç üretim ve iletim sistemleri tasarlanırken sadece sistemin üzerine gelen statik ve dinamik yükler göz önüne alınmaz ayrıca bu sistemlerin helikopter gövdesi ile dinamik etkileşimi de dikkate alınmalıdır. Diğer bir deyişle, sistemin tahrik frekansları ile helikopter yapısının doğal frekansları çakışmamalı ve gövde, tahrik frekansları gövdenin anti-rezonans frekans aralıklarında olacak şekilde boyutlandırılmalıdır. Helikopterlerde burulma titreşimlerinin etkileri gövde üzerinde direkt olarak hissedilemez, ancak dönen şaftların devir hızları üzerine süperpoze olmuş bir biçimde görülen burulma titreşimleri şaftların kırılması ve güç aktarma sisteminin tahrip olması gibi çok ciddi etkilere neden olabilir. Sistem çoğu zaman hemen arıza yapmaz, belirli bir süre sonra çoğunlukla esnek kavramalarda, şaftlarda, dişlilerde malzeme yorulması sonucu, çatlaklar ve kırıklar oluşur. Burulma titreşimlerinin ölçülmesi oldukça zordur ve bu

sebeple burulma titreşimlerinden kaynaklanan arızalar, geçmişte pek çok tasarımcıyı sorunları farklı yerlerde aramaya yöneltmiştir.

1.4. Güç Aktarma Sistemlerinde Burulma Titreşimlerinden Kaynaklanan Hasarlar

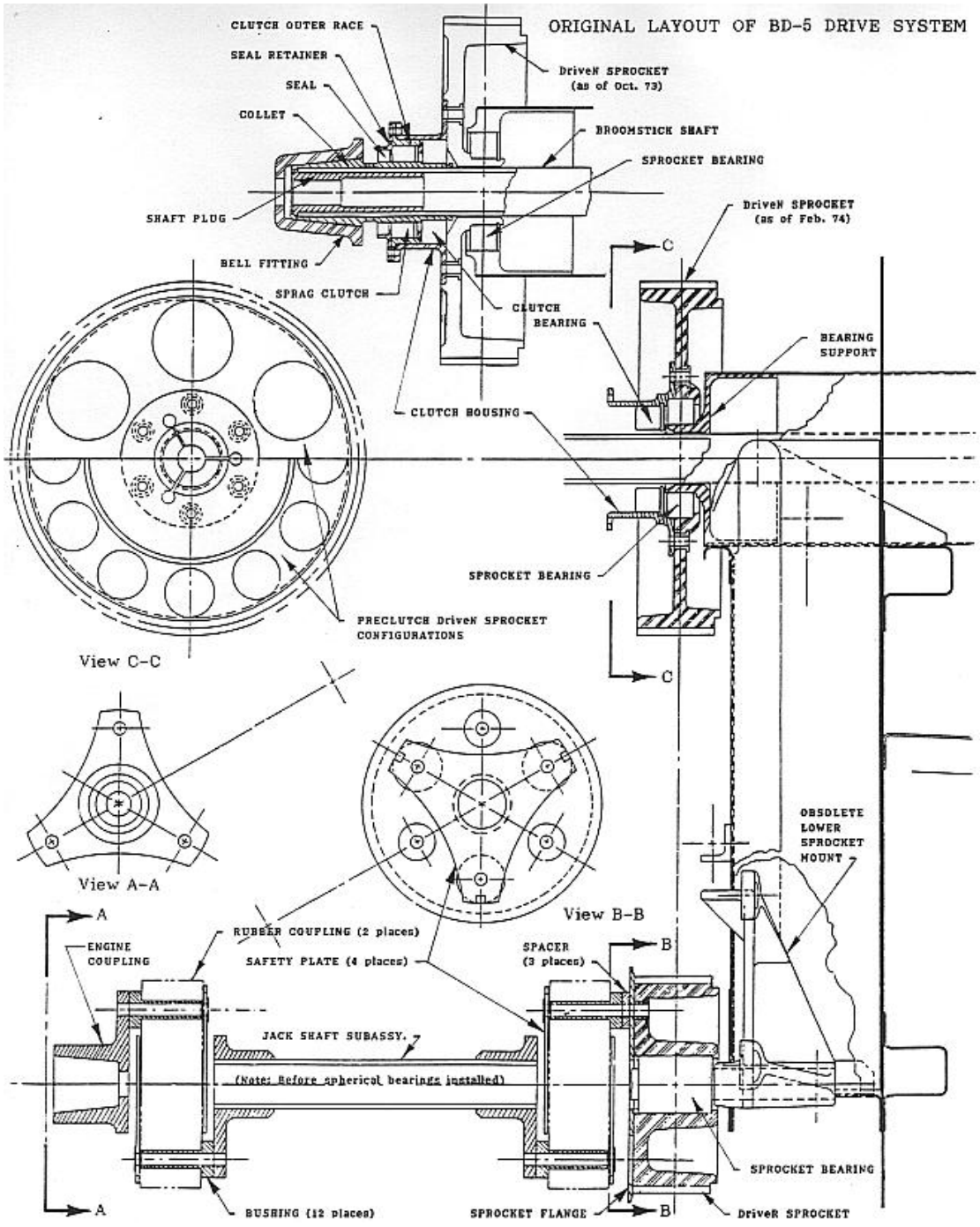
Helikopterlerdeki güç aktarma sistemleri sabit devirde çalışan sistemlerdir. Bu nedenle, işletme şartlarında bulunan bir kritik hız civarında sisteme dışarıdan bir tahrik gelmesi halinde güç aktarma sisteminin hasar görmesi beklenir. Bu hasarlar, genellikle şaftlara göre direngenliği daha az olan esnek kavramalarda ve kayış kasnak mekanizmalarında görülür. Burulma titreşimleri nedeni ile kayışın kasnak üzerindeki relatif hareketi sonucu ısınması ve parçalanması, ayrıca şaftların yüksek frekanslarda çözülüp bağlanması sonucu tek yönlü kavramalardaki arızalar da bu hasarlar arasında sayılabilir.

1.4.1. Avian 2-180 gyroplane, Georgetown, Ontorio, Canada 1960



Şekil 1.16: Avian 2-180 Gyroplane [13]

1960 yılında gerçekleştirilen projede Avian 2-180 gyroplane hava aracında, güç iletim sistemindeki burulma titreşimlerinin varlığı sonucu, güç aktarma organlarından biri olan kayış-kasnak mekanizmasındaki kayış, kaymalar sonucu hasar görürürken, sistemde bulunan hidrolik kavramada da aşırı ısınma görülmüştür. Avian 2-180 gyroplane hava aracında, burulma titreşimlerinden kaynaklanan problemler tam olarak asla giderilememiştir.



Şekil 1.17: Avian 2-180 Gyroplane Güç İletim Organı Parçaları [13]

1.4.2. Bede Aircraft BD-5, 6 Temmuz 1975



Şekil 1.18: BD-5 Hava Aracı [13]

BD-5 hava aracı da burulma titreşimleri sebebi ile tarihte problem yaşayan hava araçlarından biridir. Güç iletim sisteminin bir parçası olan kayış-kasnak mekanizmasındaki kayış, yer testleri sırasında burulma titreşimleri sonucunda parçalanmıştır. BD-5 hava aracındaki burulma titreşimleri kaynaklı problem, tek yönlü kavramanın kullanılmasına kadar devam etmiştir.

1.4.3. RW 133 Helikopter Test Standı

RW 133 helikopter test standı, üretimi yapılan çeşitli helikopter motorlarının, gerçek motor gücünü ölçmek için tasarlanmıştır. Motor, test standına, helikopterde olduğu gibi dikey şekilde montajlıdır. Yüksek kütlesel atalet momentine sahip bir su dinamometresi, motora universal bağlantılarla bir şaft aracılığı ile monte edilmiştir.

Burulma titreşimlerinin sistemde hasar oluşturacak düzeyde olması sebebi ile, motor çıkış şaftı, universal bağlantıları ile birlikte parçalanmıştır.

Burulma titreşimlerini, dinamometrenin çalışma devir sayısı (RPM) aralığından aşağıya çekmek için, otomobil endüstrisinde kullanılan yaylı esnek kavrama, motorla su dinanometresi arasına yerleştirilmiştir.

Yukarıdaki üç örnekten de görüldüğü gibi burulma titreşimleri, güç iletim sisteminde varlıklarını hasarlara sebep olacak kadar gösterebilmektedirler. Helikopterlerin güç iletim sistemleri sabit devirde çalışırlar, bu sebeple helikopterin çalışma şartında görülecek bir kritik hız, helikopterin pervanesine dışarıdan etkiyebilecek aerodinamik kuvvetin frekansı ile çakıştığında, güç iletim sistemine büyük zararlar verir. Böyle bir durumla karşılaşıldığında, yapılacak en önemli şey, sistemde hasara sebep olan titreşimleri engellemeye yönelik ek önlemler almak yerine, güç iletim sisteminin yapısında bulunan kritik hızların değerlerini azaltacak ya da artıracak şekilde tasarımlarında değişikliğe gitmektir.

1.5. Amaç ve Kapsam

Buraya kadar anlatılanlardan yola çıkarak, çeşitli alanlarda helikopterlere artan talebin, artan helikopter kazalarını da beraberinde getirdiği görülmektedir. Bölüm 1.4 te bahsedilen helikopter güç aktarma sistemi arıza örneklerinde görüldüğü gibi, helikopterlerin güç aktarma sistemleri kaynaklı sorunlar uzun test aşamaları ile, büyük oranlarda para ve zaman harcayarak giderilmeye çalışılmıştır.

Bu konuda elde edilen deneyimler sayesinde, bölüm 2 de bahsedilen, tasarımları genel olarak oturmuş, helikopter güç aktarma sistemi tiplerinin varlığı doğmuştur. Günümüzde helikopter üreticileri birbirinden farklı şekillerde helikopter üretselerde aynı güçte helikopterler söz konusu olduğunda, kullandıkları güç aktarma sistemleri birbirlerine oldukça benzemektedirler.

Bilişim çağını yaşayan dünyamızda, insanlar arasında önemli boyutlara çıkan iletişim ile kolaylaşan bilgi transferi, ülkemiz adına kaçmış bir treni; helikopter üreticisi ülkeler arasında yerimizi almamıza olanak tanımaktadır. Gelişen bilgisayarlar ve bununla beraber hızlı ilerlemeler kaydeden sonlu elemanlar metodunu kullanan analiz programları, test aşamalarını azaltarak maliyetlerin düşmesini sağlamanın yanında, prototip tasarımları için gerekli zamanı da oldukça kısaltmaktadırlar.

Bu tezin amacı, helikopter güç iletim sistemlerinin genel özelliklerinden bahsettikten sonra, ön tasarım halindeki bir helikopter güç iletim sistemi örneğinden yola çıkarak, sistem üzerinde burulma titreşimleri analizi yapmaktır.

Bölüm 3'te helikopter güç iletim sistemlerinde kullanılan örnek bir güç aktarma sisteminin genel özellikleri verilmiştir.

Bölüm 4'te burulma titreşimleri doğal frekanslarının bulunmasında kullanılan analitik - sayısal hesaplamalara değinilmiştir.

Bölüm 5'te, bölüm 6'da anlatılan metodlardan toplu parametre yaklaşımı ile basitleştirilmiş ayrık bir helikopter güç aktarma sistemi modelinin Lagrange denklemleri yardımı ile sistemin hareket denklemlerinin çıkartılması anlatılmıştır.

Tez kapsamında burulma titreşimleri analizinde kullanılan ve saysal yöntemlerden sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapan ARMD programının genel özellikleri, Bölüm 6'da yer almıştır.

Bölüm 7'te Matlab programında, Bölüm 4 ve 5'te anlatılan analitik ve sayısal hesaplamalardan ve sistemden elde edilen hareket denklemlerinden yararlanılarak, güç aktarma sisteminin basitleştirilmiş modelinin burulma titreşimleri doğal frekansları bulunmuştur. Daha sonra aynı model ARMD programında kullanılarak benzer sonuçlar elde edilmiştir. Böylelikle bu tür hesaplar için kullanılabilecek ve ticari olmayan bir kodun performansı görülmüştür. Matlab programına yazılan koda Ek 1'den ulaşılabilir.

Bölüm 8'de güç aktarma sisteminin ARMD de modellenmesi yapılarak burulma titreşimleri doğal frekansları ve bunların mod şekilleri bulunmuştur. Bulunan sonuçlar; Bölüm 9'da, basit sistem ile karşılaştırılmıştır.

Bölüm 10'da güç aktarma sistemi burulma titreşimleri analizinden elde edilen doğal frekanslar Campbell diyagramlarında incelenerek, bu doğal frekansların ana rotor şaftının (mast) ve kuyruk rotor şaftının çalışma aralığı ile çakışıp çakışmadıklarına bakılmış, tehlikeli olan kritik hızlar tespit edilmeye çalışılmıştır

Bölüm 11'de gerekli görüldüğü hallerde ne tür tasarım değişiklikleri yapılabileceğinden bahsedilmiştir.

Son olarak bölüm 12'de, kullanılan güç aktarma sisteminin burulma titreşimleri yönünden güvenli olduğu ortaya konmuştur.
Tezin ileride bu ve benzeri konularla ilgilenecek araştırmacılara faydalı bir kaynak olabilmesi için bazı öneriler getirilmiştir.

1.6. Literatür Araştırması

Helikopter güç iletim sistemleri ile ilgili, kullanılan malzemeler, dişli tipleri, çevrim oranları, yağlamalarda kullanılan yağ tipleri gibi tasarıma ait pek çok bilgi literatürde bulunabilmektedir. Ayrıca helikopter dişlilerin titreşim analizi, dişli kutusu gürültüsü, helikopter güç iletim sistemleri için hasar tespit sistemleri (Health and Usage Monitoring –HUM-) ile ilgili güncel bilgileri literatürden takip etmek de mümkündür., Özellikle Nasa'dan bu konularla ilgili, fazlasıyla rapor hazırlanmıştır.

Stuart H. Loewenthal'in temmuz 1984 yılında yayınlananı "Design of Power Transmitting Shafts" adlı raporu dönen makinalarda tasarım methodları hakkında bilgi vermekte ve şaftlarda kullanılan malzemele çeşitlerinin, şaftın üzerine gelen yüklere göre, malzeme yorulmasına etkilerini incelemiştir, [14].

David G. Lewicki ve John J. Coy' un haziran 1987'de hazırladıkları "Helicopter Transmission Testing at Nasa Lewis Research Center" adlı raporda, helikopterlerin güç iletim sistemlerinin ağırlıkları ve gürültü seviyeleri düşürülürken, güvenilirlik ve kullanım sürelerini artırmak amacıyla tasarlanan 500 hp ve 3000 hp lik test standlarının özelliklerinden bahsedilmiştir, [15].

Fred K. Choy, Dennis P. Townsend ve Fred B. Oswald'ın şubat 1988 yılında hazırladıkları "Dynamic Analysis of Multimesh-Gear Helicopter Transmissions" adlı adlı raporda, planet dişlilere gelen dinamik yükler teorik yöntemler ile hesaplanmış ve bu verilerin doğruluğu deneysel verilerle karşılaştırılarak, sonuçlar tartışılmıştır, [16].

D.G. Lewicki, 1990 yılında yayınladığı "Transmission Research Activities at NASA Lewis Research Center" adlı raporda, o yıllarda güç iletim sistemlerinde güvenliği, ömrü, bakım kolaylığını artırıcı; ağırlık, gürültü ve titreşimi azaltıcı yönde yapılan deneysel ve analitik çalışmalar hakkında bilgiler vermiştir, [17].

Temmuz 1995 yılında Timoty L. Krantz ve Majid Rashidi tarafından yayınlanan "Vibration Analysis of a Split Path Gearbox" raporda, momenti ayırarak iki farklı kanaldan ana rotora taşıyan ve "split path" ya da "split torque" olarak adlandırılan dişli kutularında, genellikle tahrik kuvvetinin yeniden birleştiği hallerde yüksek risk taşıyan planet dişlilerin titreşimleri analiz edilmiştir, [18].

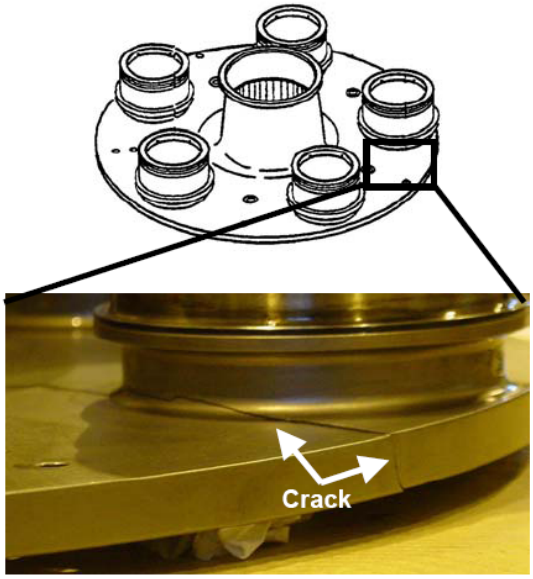
Dennis P. Townsend, “Gear and Transmission Research at NASA Lewis Research Center” raporunda dişlilerde çatlak oluşumu, spiral ve diğer dişlilerin dişli gürültü şiddetleri, tasarımda optimizasyon metodları, dişlilerin sıcaklık durumlarını tartışmış, yeni dişli çelikleri, transmisyon yağlayıcı maddelerinin gelişimini de bu tartışmalara eklemiştir, [19].

NASA’ nın helikopter dişli kutuları ile ilgili daha pek çok çalışması bulunmaktadır. Genel olarak yapılan bu çalışmalarda amaçlanan hedef; helikopter dişli kutularının çalışma ömürlerini, güvenilirliklerini, bakım kolaylıklarını artırmanın yanında, dişli kutulrında gürültü şiddetini, ağırlığını ve dişlilerde görülen titreşimleri azaltmaktır.

Özellikle helikopter dişli kutularında son devir düşürme kademesinde kullanılan planet dişli mekanizmaları, yük altındaki şafta bağlandığından, bu mekanizmalar, güç iletim sisteminde en fazla yük altında çalışan bölgede bulunmaktadırlar. Bu sebeple dişli tasarımları için, dişlilerden ve dinamik yüklerden kaynaklanan titreşimleri inceleme konusunda NASA’ nın konuyla ilgili pek çok titreşim analizi mevcuttur.

Konuyla ilgili faydalı bir kaynak da, Romano Patrick-Aldaco’nun ağustos 2007 yılında Georgia Institute of Technology üniversitesinde yayınlanan “A Model Based Framework For Fault Diagnosis And Prognosis Of Dynamical Systems With An Application to Helicopter Transmissions” adlı doktora tezidir. Tez, planet dişli mekanizmaların titreşim modelleri hakkında oldukça yararlı bir kaynak olarak karşımıza çıkmaktadır,[20].

Planet dişliler ile ilgili problemler günümüzde de devam etmektedir. 2002 yılında US Ordusu’nda kullanılan UH-60A Black Hawk helikopterlerinin planet mekanizmasında, çatlak oluşumu tespit edilmiş ve konu ile ilgili çalışma başlatılmıştır, [21].



Şekil 1.19: Planet Taşıyıcıda Görülen Çatlak [21]

Helikopter güç aktarma sistemleri için kullanılan hasar tespit sistemleri; (Health and Usage Monitoring –HUM-), yağlamadaki çapak miktarını kontrol ederek yağın ne zaman değişmesi gerektiği konusunda bilgi verebilen, gürültü ve titreşim ölçümleri yaparak, bu parametrelerdeki değişime bağlı hasar algılama yapabilen sistemlerdir.

Bu çalışmalardan anlaşıldığı üzere, burulma titreşimlerinin analizi, firma bazında "özgün" çalışmalar olarak yapılmakta, ve çoğunlukla bu çalışmalar sonucunda, türbin motorlu helikopterlerin güç iletim sistemleri, burulma titreşimleri analizlerinde güvenli çıkmaktadırlar. Bunun bir sebebi, analizler ve deney verilerine göre elde edilen temel burulma modunun frekansının 2-2.5 Hz aralığında bulunması, diğer bir sebebi ise benzer güçte motorlara sahip olan helikopterlerin, benzer tipte güç iletim sistemlerine sahip olmasıdır. Yeni tasarlanan bir helikopter için üretilecek güç aktarma sisteminin burulma titreşimleri analizi, sadece sistemin güvenliği açısından yapıldığı düşünülmemelidir. Bu analizler aynı zamanda güç aktarma sisteminin burulma titreşimleri açısından karakteristiğini de ortaya koyar ve daha sonraki örnekleri için bir referans teşkil eder.

Dönen makinaların burulma titreşimleri ile ilgili oldukça fazla kaynak bulunabilmesine rağmen, helikopterlerdeki güç iletim sistemlerinin burulma titreşimleri ile ilgili kaynaklar, literatürde az rastlanan kaynaklardandır.

John M. Vance' ın "Rotordynamics of Turbomachinery" adlı kitabında burulma titreşimleri analizleri, basitleştirilmiş bir helikopter güç iletim sistemi üzerinden

anlatılmıştır. Bu kitaptaki matematik modele benzer bir model bu çalışmada da kullanılmıştır, [22]

Bunun dışında Richard L. Bielawa' nın "Rotary Wing Structural Dynamics and Aeroelasticity" adlı kitabında da, helikopter güç iletim sisteminin burulma titreşimleri analizi için bir tane matematik model örneği bulunmaktadır, [23].

Burulma titreşimleri analizlerinde toplu parametreli ve yayılı parametreli modeller kullanılarak oluşturulan modeller için, Giancarlo Genta' nın "Dynamics of Rotating Systems" adlı kitabı ile [24] Michel Lalanne ve Guy Ferraris' in hazırladığı, "Rotordynamics Prediction in Engineering" adlı kitapları kaynak olarak kullanılmıştır, [25].

Bu kaynakların dışında, bulunan doğal frekansların yorumlanmasında, API (American Petroleum Institute) yayınlarından "Tutorial on the API Standart Pharagraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing: An Introduction to Lateral and Train Torsional analysis and Rotor Balancing" adlı rapor da Campbell diyagramlarının değerlendirilmesinde yardımcı olarak kullanılmıştır, [26].

Bu tez çerçevesinde kullanılan ARMD (Advanced Rotating Machinery Dynamics) adlı programın kurs notları ve manuali de, hem programın kullanımının öğrenilmesi, hem de günümüz endüstrisinde kullanılan dönel makinaların, titreşim analiz örnekleri ile konunun anlaşılması amaçlı, problemin çözümünde uygulanacak yolun bulunmasına yardımcı olan kaynaklardır, [27],[28].

Tüm bu yukarıda adı geçen kaynaklar dışında hava araçlarının güç iletim sistemleri ile ilgili güncel bilgiler almak isteyenler için, Institution of Mechanical Engineers (IMechE)' ın "Aerospace Transmission Technology" adlı seminer yayınları, konuyla ilgilenen akademisyen ve mühendisler için faydalı bir referans olacaktır, [29].

2. HELİKOPTER GÜÇ AKTARMA SİSTEMLERİ

Helikopterlerde kullanılan güç aktarma sistemleri, helikopterin kullandığı motor ve rotor sayısı, gibi etkenlere göre çeşitli tasarımlara sahiptirler. Tek (ana) rotorlu helikopterlerde, güç iletim sistemlerinin genel bir tasarım şeklinden bahsetmek mümkünken, çok rotorlu helikopterlerde, güç iletim sistemlerinin tasarımları da rotorların sıralanışının tandem, yan yana, yada eş merkezli olmasına göre, birbirinden oldukça farklıdır.Bu gibi tasarım farklılıkları ile sınıflandırılabilecek helikopterler, burulma titreşimleri söz konusu olduğunda, hesaplanan temel doğal frekansın, ana şaftın (mastın) çalışma aralığının altında ya da üstünde olması haline göre, esnek veya sert sistem olarak sınıflandırılabilir.

2.1. Esnek Sistemler

Esnek sistem olarak tabir edilen ve sistemin toplam direngenliğinin düşük tutulması olarak ifade edilebilecek sistemlerde hesaplanan ya da ölçülen temel burulma modu frekansı, ana şaftın çalışma aralığının altında olması sebebi ile, dışarıdan etkimesi muhtemel, mastın devri ve bu devrin katları ile alakalı olabilecek dinamik yüklerden etkilenmeyecektir. Bu sebeple burulma titreşimleri söz konusu olduğunda esnek sistemler, ya da temel burulma modu frekansı mastın çalışma aralığından düşük olarak hesaplanan sistemler, tasarımlarının doğası nedeni ile güvenli sistemlerdir.

Esnek sistemlerin burulma titreşimleri dikkate alındığında, avantajları ve dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Esnek sistem kullanımının avantajları : Temel burulma titreşim modu, helikopterin çalışma devrinden aşağıda olduğundan tasarım koşulları bakımından en güvenilir sistem olmasının yanında ;
  - Sistemdeki düşük frekanslı burulma titreşimlerinin daha rahat gözlenebilir hale gelmesi,
  - Tek yönlü kavramaların bu sistemlerde güvenle kullanılabilmesi,

- Sisteme yerleştirilen, ve sistem hızlanırken herhangi bir kritik hızdan geçerken, tek yönlü kavrama dışında ek bir önlem gerekmemesi,
- Sert sistemlere nazaran daha düşük ağırlıkta olması,

olarak sıralanabilir.

- Esnek sistem kullanımının dezavantajları : Dezavantaj olarak sayılabilecek en önemli iki husus;
  - güç iletim sisteminin esnek olabilmesi için, uzun şaftların kullanılması sonucu, uzun şaftlar için daha çok yerin gerekli olması,
  - Esnek sistemde kayış kasnak kullanıldığında, burulma yönünde, sisteme gelen momentin değeri değiştiği zaman, sistemin esnekliğinden dolayı kayışın kaymalar yapması, (Bu nedenle dişli kayış kullanımı önerilmez) olarak sıralanabilir.

Esnek sistemlerin yukarıda da sayılan en önemli avantajlarından biri, tek yönlü kavramaların bu sistemlerde kullanılmasının daha güvenli olmasıdır. Tek yönlü kavramalar, burulma yönündeki kritik hızların düşük devir hızlarında görüldüğü sistemlerde uygulandığında, düşük devir hızlarında burulma titreşimlerinin genlikleri fazla ve frekansları düşük olacağından, kavrama rahatlıkla çözülür.

Fakat burulma yönünde direngenlikleri fazla olan güç iletim sistemlerinde, kavrama bölgesinde, takırtı (chattering) frekansı yüksek ve genlik değeri düşük olacaktır, ve yüksek frekans ile düşük genliklerin etkisi sonucu, kavramaya gelen anlık darbesel (impulsive forces) kuvvetleri , kavramanın ömründe ciddi azalmaya neden olacaktır.

Günümüzde kayış-kasnak mekanizması kullanmayan helikopterlerin pek çoğunun güç iletim sistemleri, burulma direngenliği yönünden, esnek sistemler sınıfına girmektedirler.

Esnek sistemlerin tasarımında gerekli olan bir takım tasarım koşulları bulunmaktadır. Helikopter güç iletim sistemlerinde burulma yönündeki direngenliği azaltmak için gerekli tasarım koşulları aşağıdaki gibi sıralanabilir :

- Şaftların çaplarının düşürülmesi,
- Kayma modülünü düşük tutacak şekilde, şaft materyalinin seçilmesi,

- Güç iletim sistemine hub (göbek) vasıtası ile bağlı olan palaların, kütlesel atalet momentlerinin yüksek tutulması,
- Motor- dişli kutusu , dişli kutusu- pala arasında bulunan şaftların boyunun mümkün olduğu kadar uzun tutulması.

2.2. Sert Sistemler

Esnek sistemler, burulma yönünde direngenliği fazla olan sert sistemler yanında güvenli olmasına rağmen, içinde barındırdıkları dişli çiftleri, ve çoğunlukla kullanılan planet dişli mekanizması ile, tasarımları zahmetli ve pahalı sistemlerdir.

Şayet basit kullanım amaçlı, küçük bir helikopter kullanılacaksa, bu helikopterin güç iletim sisteminde deviri düşürmek için dişli çiftleri kullanmak yerine, birden fazla kademenin ve bu kademelerde kullanılacak dişli çiftlerinin yerine geçebilecek kayış kasnak mekanizmasının kullanımı, maliyetleri oldukça düşürecektir.

Kayış kasnak mekanizmalarının kullanıldığı sistemlerde, yine maliyeti türbinli motorlara göre daha düşük olan pistonlu motorlar kullanılmaktadır. Pistonlu motorların ürettiği tahrik momenti, türbin motorlara göre dalgalıdır. Bu sebeple esnek şaftların değişken moment altında esneme yapacağı düşünüldüğünde, bu şaftlara bağlı kayış-kasnak mekanizmasındaki düz kayışta kaymalar sonucu, kayış yıpranır. Dişli kayış kullanımında ise bu kayışta, üzerine gelen aşırı gerilmeler sonucu atmalar gözlenebilir.

Eğer motordan gelen devri düşürmek için kayış kasnak mekanizması kullanılacaksa, sistemin burulma yönündeki direngenliğini arttırmak ve dolayısı ile burulma yönündeki direngenlik bakımından sert sistem tasarlanması en iyi seçim olacaktır.

Sert sistemlerin burulma titreşimleri dikkate alındığında, avantajları ve dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Sert sistem kullanımının avantajları :
  - Helikopter palasından motora kadar yüksek direngenlikten dolayı esnemeler çok az olacağından, kayış, kasnak üzerinde kayma yapmayacaktır. Dişli kayış kullanılması güvenlidir.

- Küçük ve içten yanmalı motorlu helikopterler için kayış kasnak mekanizması, dişli kutusundan maliyet bakımından daha hesaplı olduğundan, tasarım maliyetlerinin düşük olmasını sağlayacaktır.
- Sert sistemlerin, esnek sistemlere göre daha az yer kaplaması da, küçük alan gerekliliği söz konusu olduğunda, sert sistem kullanımına avantaj katmaktadır.

- Sert sistem kullanımının dezavantajları :
  - Sert sistemlerde, temel burulma frekansı, mastın çalışma aralığından yüksektir, bu sebepten dolayı, dışarıdan etkimesi muhtemel, mastın devri ve bu devrin katları ile alakalı olabilecek dinamik yüklerden etkilenmesi olasıdır. Sert sistemler güvenilirlikleri daha düşük olan sistemlerdir.
  - Sert sistemlerde, direngenliğin fazla olması için şaftların esnek sistemlere göre daha kalın tutulması yüzünden, sert sistemler aynı ebatlardaki esnek sisteme göre daha ağırdırlar.
  - Sert sistemlerde tek yönlü kavrama kullanımı sonucu, bu kavramaların ömrü genellikle, esnek sistemlere göre daha kısa olmaktadır.

Maliyetler ve tasarımdaki basitlikleri düşünüldüğünde, yüksek tahrik kuvvetleri altında çalışmayan, küçük pistonlu motoru olan helikopterlerde, sert sistemler kullanım tercihidirler.

Sert sistemlerin tasarımında gerekli olan bir takım tasarım koşulları bulunmaktadır. Helikopter güç iletim sistemlerinde burulma yönündeki direngenliği arttırmak için gerekli tasarım koşulları aşağıdaki gibi sıralanabilir :

- Şaftların çaplarının arttırılması,
- Kesme modülünün değerini büyük tutacak şekilde materyalin seçilmesi,
- Helikopter palasının kütlesel atalet momentinin düşük tutulması,
- Şaftların boylarının azaltılması,

Yukarıda da görüldüğü gibi, iki sistemin de kendine göre avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır. Bu tasarımlardan birini seçmek; üreticinin elindeki bütçe, teknoloji, ve deneyimle ilgilidir.

2.3. Helikopterlerde Kullanılan Güç Aktarma Sistemlerini Meydana Getiren Elemanlar

Helikopterlerde, güç aktarma sistemlerinden bahsederken, günümüzde genel hatları belirlenmiş tasarımlara sahip sistemler anlaşılmaktadır. Farklı üreticilerin değişik amaçlar için ürettikleri benzer güçteki helikopterlerin dahi, güç aktarma sistemleri oldukça benzerdir. Helikopter güç aktarma sistemleri; tasarımlarında radikal bir değişikliğe gidilmeyen ve bu açıdan oldukça konservatif olan sistemlerdir. Helikopter güç iletim sistemlerinin genel özellikleri aşağıdaki gibidir :

- Helikopter Güç İletim Sisteminde Kullanılan Şaftlar : Güç iletim sistemleri öncelikle mümkün olduğu kadar dayanıklı ve hafif tasarlanmalıdır. Bu nedenle, güç iletim sistemlerinde bulunan şaftlar, çap ile et kalınlığı arasında yüksek orana sahip, "içi boş mil" şeklinde ve burulma, dikey ve eksenel yönden gelen kuvvetlere göre sonsuz ömür dikkate alınarak tasarlanmaktadır.

- Helikopter Güç İletim Sisteminde Kullanılan Dişliler : Helikopterlerde güç iletiminde kullanılan dişliler, yüksek performanslı ve yüzeyleri sertleştirilmiş dişlilerdir. Yüzey kalitesi en az 20 rms ve mümkünse daha kaliteli olarak işlenen dişliler, maksimum yükte çalışırken, sınırsız ömürde, güvenlik faktörü en az 0.999 olacak şekilde tasarlanırlar. Dişlilerin çalışma esnasında problem çıkarmasındaki en büyük nedenlerden biri dişlilerin yataklanmasıdır. Düşük ağırlık için yataklamalarda kullanılan aluminyum ve magnezyum alaşımlı malzemelerin elastik modulleri düşük olduğundan, özellikle büyük yüklere maruz kalan dişliler, dişlinin her iki tarafından da yataklanmalıdır. Yataklamalardaki esnemeler yüzünden, diş profilindeki bozulmalar problem oluşturacağından, paralel şaftlardaki kademeler düz dişliler ile sağlanmaktadır. Üzerine gelen dikey yüklerin bir kısmını eksenel yüklere çeviren helis dişliler, fazladan eksenel yönde de esnemelere yol açacağından bu dişlilerin kullanımı, düz dişlilere nazaran büyük bir avantaj getirmiyorsa kullanılması tavsiye edilmez. Birbirlerine açı ile montajlanan şaftlar arasındaki kademe, konik dişliler ile sağlanır. Planet dişliler ise devrin düşük ve momentin yüksek olduğu çıkış mili ile bir önceki mil arasında kademe olarak konulur. Böylelikle bütün yük tek bir dişlide toplanmak yerine sayıları genelde 5 veya 6'yı bulan "gezegen" dişliler arasında paylaştırılır.

- Helikopter Güç İletim Sisteminde Kullanılan Yataklar : Helikopter güç iletim sistemlerinde kullanılan yataklardan, bakım çalışmasına girmeden önce en az 30000 saat çalışabilmeleri beklenmektedir. Bütün kritik yataklar maksimum güvenilirliğe göre tasarlanmaktadır.
- Helikopter Güç İletim Sisteminde Kullanılan Kavramalar : Güç iletim sistemlerinin artık vazgeçilmez bir parçası haline gelen tek yönlü kavramalar, motor ile güç aktarma sistemi arasında bulunan ve motor arızası durumunda motor ile güç aktarma sistemini birbirinden ayıran güç aktarma organıdır. Tek yönlü kavramalar düşük moment ve yüksek hızların bulunduğu motor çıkışına yerleştirilirler. Çeşitli tek yönlü kavrama tiplerinden iki tanesi sıkça helikopterlerde kullanılmaktadır. Ağır nakliye helikopterleri gibi büyük tipteki helikopterlerde "sprag" tipi ve normal helikopterler için rulmanlı tipi, motorun gücüne göre kullanılır, [30]
- Helikopter Güç İletim Sisteminde Kullanılan Fren sistemleri : Fren sistemleri yer operasyonlarında, motor çalışmıyorken helikopter rotorunun sabit kalmasında, motor yavaşlayıp durduktan sonra, rotorun kendi halinde yavaşlaması uzun olacağından, daha hızlı yavaşlama sağlamak için kullanılır.
- Helikopter Güç İletim Sisteminde Kullanılan Yağlama sistemleri : Helikopterlerde kullanılan yağlama sistemi, birbiri üzerinde kayan elemanların sürtünmesini azaltmak (dişliler, yataklar) ve güç iletim sistemini soğutmak için kullanılır. Soğutma işlemi için, yüksek devirde dönen dişlileri, yağın bir kısmına daldırarak, sıçratma yöntemi ile yapılan soğutma işleminin yanında, dişli çiftlerine yağ jetlerinden, yağ püskürtülür. [30]

Yukarıda tasarım için verilen ön koşullar, helikopterlerdeki güç iletim sistemlerinin vazgeçilmezleridirler.

2.4. Günümüzde Kullanılan Helikopterlerin Güç Aktarma Sistemlerinden Örnekler

Dünyada, günümüz helikopter teknolojisinin gelişiminde lider iki ülke Amerika ve Rusya olmuştur. Amerika'nın Vietnam savaşında dağlık ve ormanlık arazilerde yaşadığı zorluklarla, operasyon tipine göre amaca yönelik helikopter geliştirmesi, o zamanki Sovyetler Birliği'nin, Soğuk Savaş döneminde, Amerikalıların helikopter teknolojisindeki atağına kendi helikopterlerini Sovyetler Birliği'nin coğrafi koşullarına göre geliştirerek cevap vermesi ile günümüz helikopterleri bugünkü hallerini almışlardır.Bu sebeple Nato ülkeleri, o dönemde kendi helikopterlerini ürettikleri sırada, Amerikan helikopterlerini örnek alırken, doğu bloku ülkeleri de Sovyetler Birliği Askeri Üretim Programları çerçevesinde kendi helikopterlerini üretmişlerdir. Ayrıca Sovyetler Birliği'nin 1979 yılında Afganistan'a girişi, ve sonrasındaki 9 yıllık işgal boyunca, helikopter teknolojisi ikinci atılımını, bu sefer Rusya ile başlatmıştır.

2.4.1. Batıda Kullanılan Güç Aktartma Sistemi Örnekleri

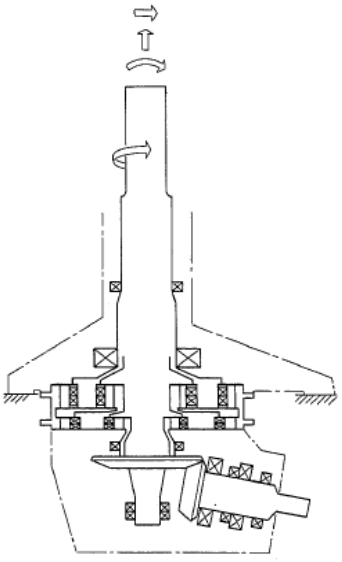
Amerika, günümüzde dünyanın en büyük helikopter üreticisi ve helikopter pazarının lideri durumundadır. Fakat Amerika tarafından üretilen en büyük helikopterin (Sikorsky CH-53E) taşıma kapasitesi 33340 kg iken, bu güne dek yapılmış olan helikopterler arasında gelmiş geçmiş en büyük helikopter olan, Rus yapımı Mil V-12 helikopterinin taşıma kapasitesi 105000 kg ile açık ara farkla liderliği göğüslemektedir. Burada belirleyici rol, ülkelerin kendi ordu yapısı ile farklı coğrafyalarda yaşadıkları deneyimler olmuştur. Aşağıda Amerikan üretimi dört helikopter, (CH-47, CH-54 yük taşıma helikopterleri, OH-58, OH-6 hafif keşif helikopterleri) kullandıkları transmisyon sistemleri ile birlikte irdelenmiştir.

2.4.1.1. CH-47 Chinhook Helikopteri

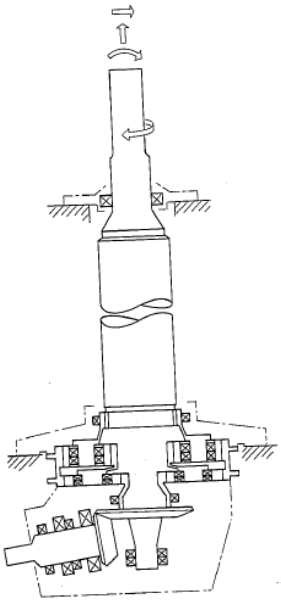


Şekil 2.1: CH-47 Chinhook [31]

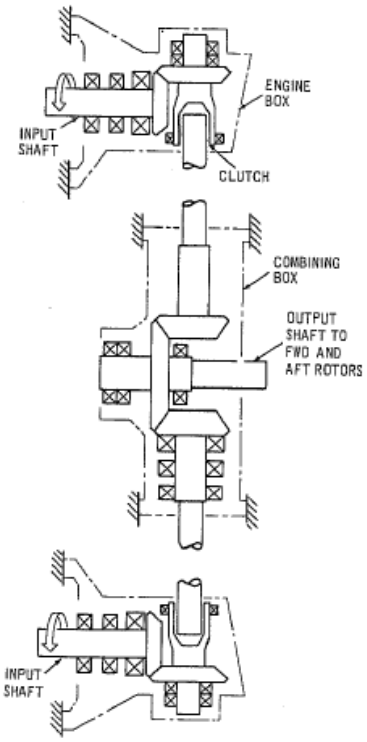
Şekil 2.1 de görülen CH-47 Chinhook helikopteri, Boeing firması tarafından, orta ölçekli taşımacılıkta kullanılması için üretilmektedir. Chinhook' un ortaya çıkışı 1960' lı yılların başlarına denk gelmektedir ve ilk modelleri Vietnam savaşında sıklıkla kullanılmıştır. Şekil 12 de görüldüğü gibi CH-47' nin iki ana rotoru "tandem" (ard arda, sıralı) şeklindedir. Şekil 2.2, 2.3 ve 2.4'te ana rotorların ve motor çıkışının transmisyon şemaları görülmektedir.



Şekil 2.2: CH-47 Öndeki Transmisyon [30]



Şekil 2.3: CH-47 Kıçtaki Transmisyon [30]



Şekil 2.4: CH-47 Motor Çıkışı [30]

Şekil 2.2'teki ana transmisyon şeması, öndeki tandem-rotorun, iki ana rotoru senkronize eden şaftla birlikte gösteren, öndeki transmisyon şemasıdır. Birinci kademeki dişli takımında spiral konik dişli çifti, ikinci ve üçüncü kademelerde ise düz dişlilerin seçildiği, planet dişli takımları kullanılmıştır. Toplam çevrim oranı 30.71:1 ve transmisyon sisteminin kullandığı güç 3600 hp dir.

Şekil 2.3'te görülen ana transmisyon şeması, kıçtaki tandem-rotoru, iki ana rotoru senkronize eden şaftla birlikte gösteren, kıçtaki transmisyon şemasıdır. Öndeki tandem rotorun transmisyon sisteminin özellikleri ile aynı olan kıçtaki rotorun transmisyon sisteminde, birinci kademeki dişli takımında spiral konik dişli çifti, ikinci ve üçüncü kademelerde ise düz dişlilerin seçildiği, planet dişli takımları kullanılmıştır. Toplam çevrim oranı 30.71:1 ve transmisyon sisteminin kullandığı güç 3600 hp dir. Kıçtaki rotorun yüksek momentli çıkış şaftı, öndeki rotora göre uzatılmıştır.

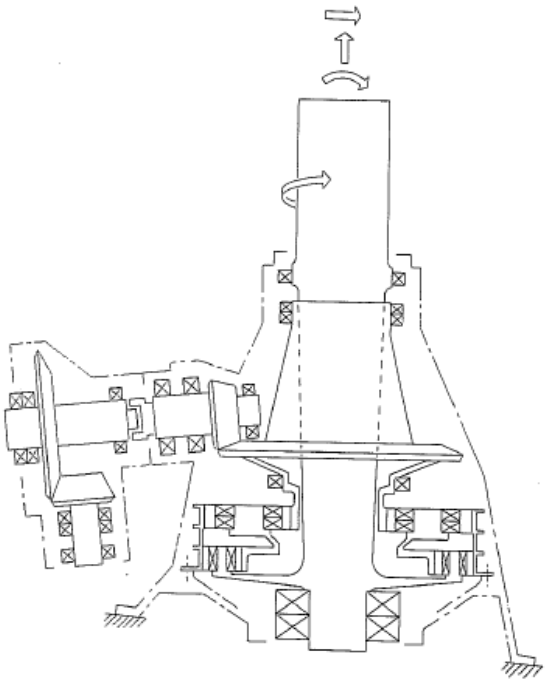
Şekil 2.4'te CH-47 helikopterinin, motor ile transmisyonun birleştirilmiş şeması görülmektedir.

2.4.1.2. CH-54 Helikopteri



Şekil 2.5: CH-54 Helikopteri [32]

Şekil 2.5'te görülen CH-54 (skycrane-gökturnası) helikopteri Sikorsky firması tarafından, büyük ölçekli taşımacılıkta kullanılması için üretilmektedir. Helikopterin üretimi CH-47 Chinhook gibi 1960'lı yılların başlarında başlamıştır ve ilk kullanımı Vietnam savaşında, malzeme mühimmatını yenilemedeki ihtiyacı gidermek için düşünülmüştür. Helikopterde bulunan askı sistemi sayesinde, büyük boyutlardaki yükler helikopterin askısına konarak taşınmaktadır. Bu askı sisteminin kullanılmasıyla, helikopterle taşımacılıkta önemli bir aşama katedilmiştir. Böylelikle yükleme süresinin kısalmasının yanında, helikopterin yere inmeden dahi yükleme yapabilmesi sağlanmıştır. Özellikle karadan gemiye mühimmat taşıma, düşen uçakların enkazlarını taşıma, cephede iniş yapılamayacak ormanlık türü arazilere mühimmat bırakma ve hasar gören cihazları alma gibi zor operasyonların üstesinden tasarımdaki yenilik sayesinde kolaylıkla gelinmiştir. Günümüzde CH-54 helikopterinin en önemli sivil uygulamalarından biri, yangın söndürme helikopteri olarak kullanılmasıdır. (Şekil 1.1)



Şekil 2.6: CH-54 Ana Transmisyon Şeması [30]

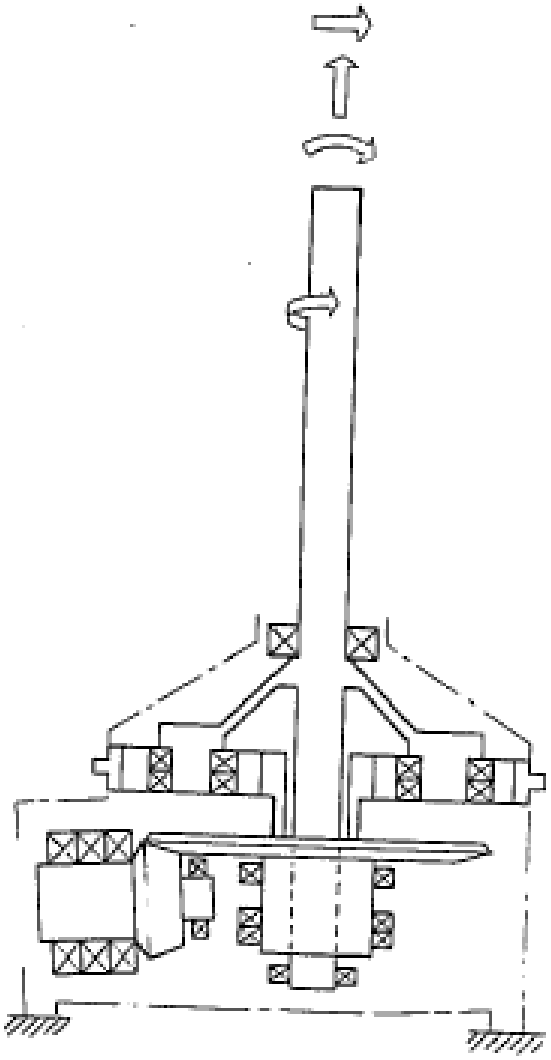
CH-54 helikopteri, Şekil 2.6'daki ana transmisyon şemasında görüldüğü gibi tek ana rotorlu güç aktarım elemanına sahip çift motorlu bir helikopterdir. CH-54 helikopterinin transmisyon şemasında, birinci ve ikinci kademedeki dişli takımında spiral konik dişli çifti, üçüncü ve dördüncü kademelerde ise düz dişlilerin seçildiği, planet dişli takımları kullanılmıştır. Toplam çevrim oranı 48.6:1 ve transmisyon sisteminin kullandığı güç 8100 hp dir. CH-54 helikopterinin transmisyon şemasının tasarımında dikkat çekici bir nokta, planet dişli kademelerinin ana rotora giden konik dişli kademesinin altında bulunmasıdır.

2.4.1.3. OH-58 Helikopteri



Şekil 2.7: OH-58 [33]

OH-58 (Kiowa Warrior) helikopteri, Bell firması tarafından, gözcülük, keşif, casusluk ve hafif boyuttaki operasyonlar için üretilmektedir. Hafif keşif helikopterleri (LOH-Light Observation Helicopter), ilk defa Vietnam savaşında dağlık ve ormanlık arazide, düşman güçlerinin yerlerini belirleme ve hareketlerini takip etmekte duyulan eksikliği gidermek için kullanılmaya başlanmıştır. Hafif keşif helikopterleri sınıfına ait olan OH-58 helikopteri bu amaçla kullanılması için 1960 lı yılların sonlarında Amerikan ordusunun hava filosuna dahil olmuştur. OH-58 helikopterinin, günümüzdeki sivil uygulamalarından biri de, bu helikopterlerin polis helikopterleri olarak kullanılmasıdır.



Şekil 2.8: OH-58 [30]

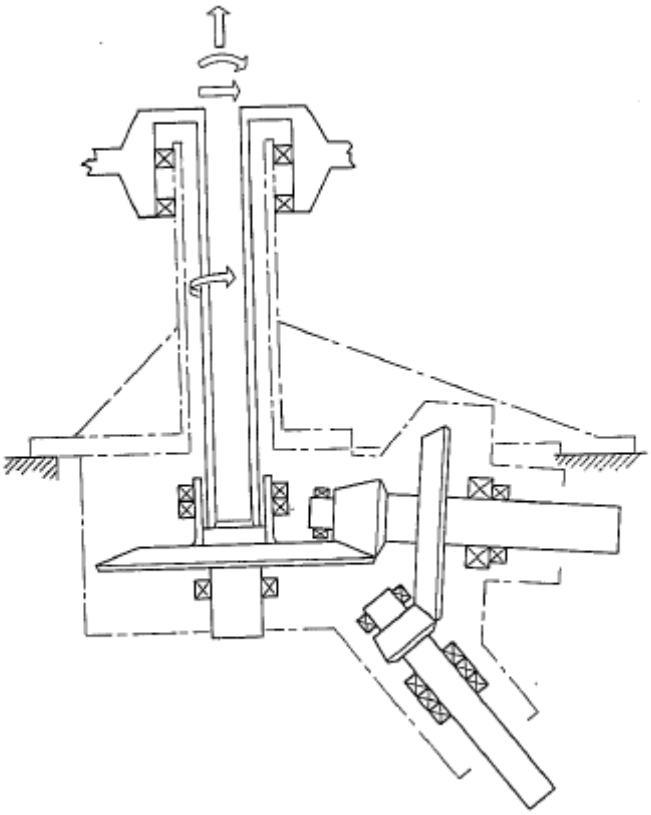
OH-58 helikopteri, Şekil 2.8'deki ana transmisyon şemasında görüldüğü gibi tek ana rotorlu güç aktarım elemanına sahip tek motorlu bir helikopterdir. Birinci kademeki dişli takımında spiral konik dişli çifti, ikinci kademede ise düz dişlilerin seçildiği, planet dişli takımları kullanılmıştır. Toplam çevrim oranı 15.23:1 ve transmisyon sisteminin kullandığı güç 270 hp dir. Helikopterin kalkış anında ise ihtiyaç duyulan 317 hp lik güç transmisyon sistemi ile palalara aktarılmaktadır.

2.4.1.4. OH-6 Helikopteri



Şekil 2.9: OH-6 [34]

Şekil 2.9'da görülen OH-6 helikopteri, 1960 yıllarının hafif keşif helikopterlerinin öncüsü olmuştur. Hughes Tool Co. tarafından, Amerikan ordusunun yürüttüğü hafif ticari helikopteri programı kapsamında geliştirilen OH-6 helikopteri, küçük ve manevra yeteneği yüksek olacak şekilde tasarlanmıştır. 1966 yılında içinde hız, dayanıklılık, tırmanma gibi dalları da içeren, 23 ayrı rekorun sahibi olmuştur. OH-6 helikopteri, cephede ve cephe gerisinde personel taşımada, cephenin fotoğraflarını çekmede, ve acil ilk yardım malzemesi ile hafif kargo taşımada kullanılmıştır.



Şekil 2.10: OH-6 [30]

OH-6 helikopteri, Şekil 2.10'daki ana transmisyon şemasında görüldüğü gibi tek ana rotorlu güç aktarım elemanına sahip olan, tek motorlu bir helikopterdir. Birinci kademeki dişli takımında spiral konik dişli çifti, ikinci kademede ise düz dişlilerin seçildiği, planet dişli takımları kullanılmıştır. Toplam çevrim oranı 15.23:1 ve transmisyon sisteminin kullandığı güç 270 hp dir. Helikopterin kalkış anında ise ihtiyaç duyulan 317 hp lik güç transmisyon sistemi ile palalara aktarılmaktadır.

2.4.2. Doğuda Kullanılan Güç Aktarma Sistemi Örnekleri

Rusya günümüzde büyük ölçekli helikopter üretiminde dünya lideri, toplam helikopter üretimine bakıldığında ise Amerika'dan sonra ikinci büyük üretimi gerçekleştiren, önemli bir helikopter üreticisi konumundadır. Dünyanın en büyük helikopterleri, sırası ile Mil V-12, Mi-26, Mi-6, Mi-10, Rusya tarafından üretimleri gerçekleştirilmektedir. Bu sebeple doğuda üretilen helikopter denildiğinde öncelikli incelenmeye değer bulunan helikopterler, Rus helikopterleri olmaktadır. Rus helikopterlerlerinin güç iletim sistemlerinin, güç kapasiteleri dikkate alındığında 2200-23000 hp (1650-17000 Kwt) gibi yüksek bir güç aralığı gözlemlenmektedir.

Rusya'da kullanılan güç iletim sistemlerinin tasarımları batıdaki örnekleri ile benzer mantıkta geliştirilmektedir. Rusya'da üretimde olan yedi helikopter, Mi-17, Mi-14, Mi-24, Mi-26, Mi-28, Mi-34 ve Ka-32 incelemek için ele alındığında, bu helikopterlerin genel özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir ;

- Mi-14 ve Mi-17 benzer güç iletim sistemlerini kullanmaktadır.
- Mi-14, Mi-17, Mi-24, Mi-28, Ka-32 modellerinin hepsi aynı güçte çalışmaktadırlar -ve aynı motoru kullanmaktadırlar- fakat farklı tasarımlara sahiptirler.
- Mi-34 helikopteri dışındaki bütün helikopterler iki gaz türbin motoruna sahiptirler.
- Ka-32 modeli koaksiyel rotora sahip olmasının dışında diğer bütün Mi helikopterleri tek bir ana rotora ve tek bir kuyruk rotoruna sahiptirler.

Bunların dışında, helikopter güç iletim sistemlerinin kalitesi, 2.1 de görülen formulle ifade edilebilir ;

$$K = W \big/ T^{0.8}$$

W : *transmisyon sisteminin ağırlığı* **(2.1)**

T : *Rotor üzerine gelen moment*

Tabloda 2.1'de Rusya'da üretilen helikopter transmisyonlarının temel özelliklerine ek olarak kaliteleri de görülebilir.

Tablo 2.1: Rus Helikopterlerinin Temel Parametreleri [35]

Helikopter Tipi	MI-17 MI-14	MI-24 MI-28	MI-26	Mi-34	KA-32
Motor Tipi	İki adet türbin motor TV3-117MT	İki adet türbin motor TV3-117	İki adet türbin motor D-136	Bir adet pistonlu motor M-14V-26	İki adet türbin motor TV3-117BK
Güç (shp) / (kW)	2×2200 / 2×1640.54	2×2200 / 2×1640.54	2×11400 / 2×8500.98	325 / 242.35	2×2200 / 2×1640.54
Motor devir hızı (d/d)	12000	12000	8300	2800	12000
Rotor devir hızı (d/d)	192	240	132	390	257
Toplam çevrim oranı	62.5	50	63	07.Şub	46.7
Dişli kutusu ağırlığı (kg)	750	690	3.639	750	720
Güç aktarma sisteminin kalitesi	0.32	0.35	0.31		0.38

Benzer şekilde Amerikan helikopter transmisyon kaliteleri de 0.30 ila 0.38 arasında değişmektedir.

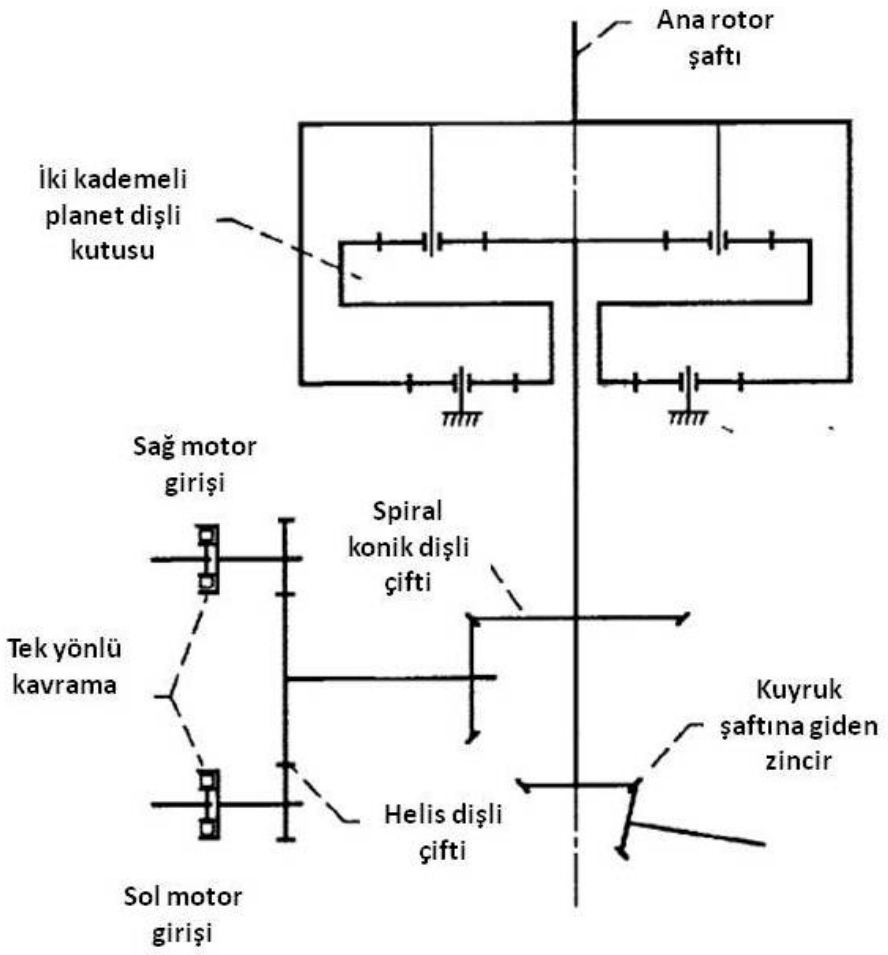
Rus helikopterleri ile Batı helikopterleri arasında bir karşılaştırma yapılırsa, Rus helikopterlerinin, güç-ağırlık oranı dikkate alındığında, batı helikopterlerinin güç iletim sistemlerine göre daha avantajlı olduğu görülmektedir. Fakat materyal kalitesi, çalışma ömürleri gibi faktörler Rusya tarafından açıkça belirtilmediğinden, hangisinin avantajlı olduğu konusunda kesin bir sonuca ulaşmak imkansızdır.

2.4.2.1. Mi-24 Helikopteri



Şekil 2.11: Mi-24 Helikopteri [36]

Şekil 2.11 de görülen Mi-24 helikopteri, hem askeri birlikleri taşımada kullanılan, hem de zırhlı hedefleri vurabilen, çok amaçlı kullanıma uygun olarak tasarlanmış, iki tane 2000 hp lik güçlü motorlara sahip, büyük helikopter sınıfına dahil, Rusya'nın helikopter tasarımındaki klasik yaklaşımına uygun olan modellerinden biridir.



Şekil 2.12: Mi-24 Ana Dişli Kutusunun Şematik Gösterimi [35]

Mi-24 helikopterinin ana dişli kutusu Şekil 2.12 de gösterilmiştir. Mi-24 helikopterinin transmisyon şemasında da görüldüğü gibi, ilk devir kademesinde kullanılan düz alın dişli grubu iki turboşaft motorunun momentini karşılamaktadır. İkinci kademe spiral konik dişli grubu güç iletiminin yönünü yatay eksenle arasında 90° değiştirecek şekilde yerleştirilmiştir. Üçüncü ve dördüncü kademeler bileşik planet dişli grubu kullanılarak sağlanmıştır.

2.4.2.2. Mi-26 Helikopteri



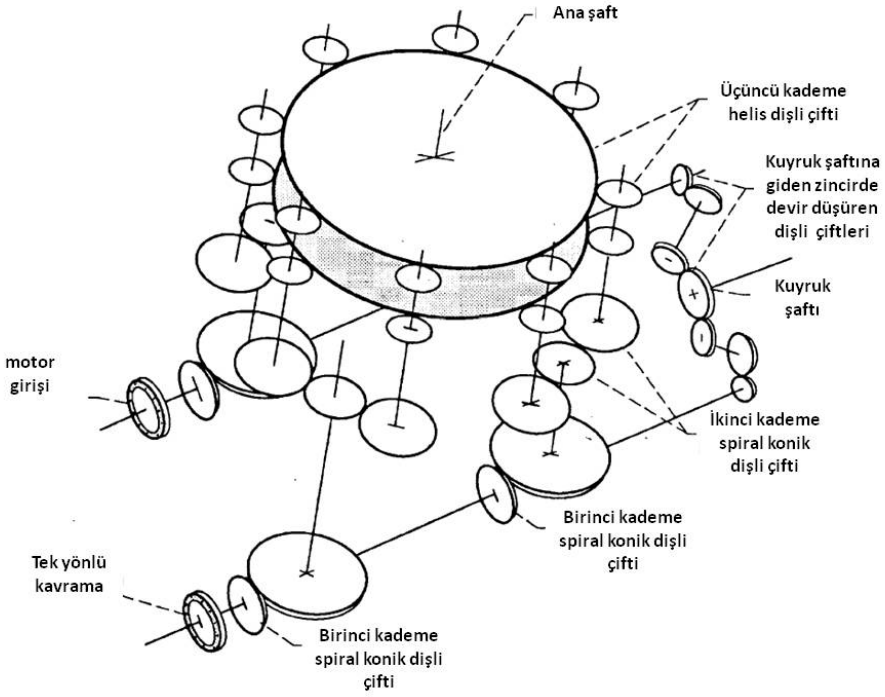
Şekil 2.13: Mi-26 Helikopteri [36]

Şekil 2.13 te gösterilen Mi-26 helikopteri, dünyada seri üretimleri olan helikopterler arasında, 10,000 hp'lik iki motora sahip olması ve 56,000 kg yük taşıma kapasitesi ile dünyanın en büyük helikopteri ünvanını taşımaktadır.



Şekil 2.14: Mi-26 Helikopteri CH-47 Chinhook Helikopterini taşırken [37]

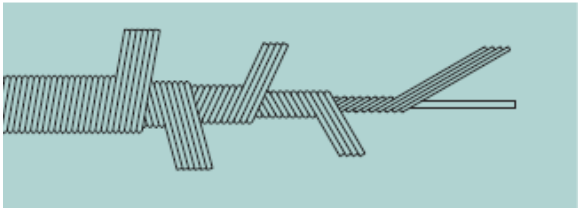
Mi-26 helikopteri kabin içi taşıma, askı ile taşıma gibi yük taşıma operasyonlarını gerçekleştirebilecek şekilde tasarlanmıştır. Mi-26 helikopterinin boyutlarını ve taşıma kapasitesini algılayabilmek için Şekil 2.14'e bakmak yeterli olacaktır. Bu resimde Mi-26 helikopter CH-47 helikopteri taşırken görülmektedir.



Şekil 2.15: Mi-26 Ana Dişli Kutusunun Şematik Gösterimi [35]

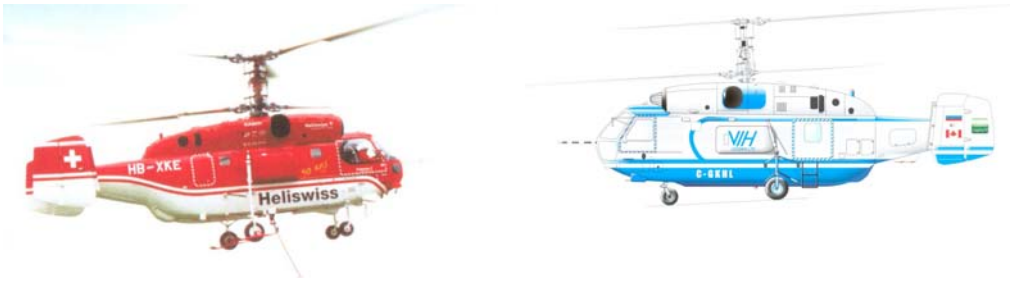
Mi-26 Helikopteri boyutları ve yük taşıma kapasitesi dışında, Şekil 2.15'te görülen, ilginç anadişli kutusu tasarımı ile de dikkati çekmektedir. Planet dişli grubu bulunmayan bu sistemde her motorun ürettiği moment iki ayrı spiral konik dişli grubu ile kademelendirilmektedir. Böylelikle moment birinci kademede önce 4 ayrı spiral konik dişli grubu ile 4 te bire düşmekte; ikinci kademede ise her bir 4 alın dişli grubu ile toplam moment 8 de bire düşmektedir. Momenti bölecek şekilde tasarlanan dişli kutulara "Split Torque Gearbox" (momenti ayıran veya dağıtan dişli kutuları) adı verilmektedir.

Dişli kutusunda bulunan her üç kademedeki dişli sıraları, burulma yönünde direngenliği düşük, esnek şaftlarla (torsional flexible splined quill shafts) bağlanmıştır. Böylelikle motordan gelen momentin düzgün şekilde dağılımı sağlanır. Şekil 2.16'da, esnek şaftların yapısı görülmektedir.



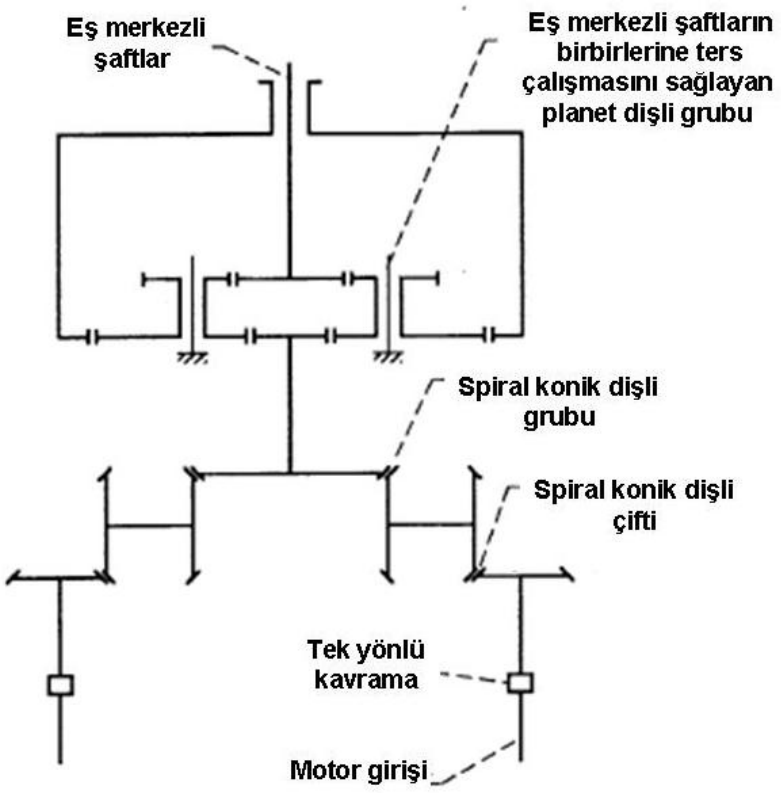
Şekil 2.16: Esnek Şaftların Yapısı [38]

2.4.2.3. Ka-32 Helikopteri



Şekil 2.17: Ka-32 helikopteri [36]

Şekil 2.17'de görülen Ka-32 helikopteri, eş merkezli ana rotor çiftine sahip, orta ölçekli yük taşıma sınıfına ait bir yük taşıma helikopteridir. Eş merkezli rotoru sayesinde kolay kontrol edilebilmesi, yüksek manevra kabiliyeti, iç hacim genişliği ve askı ile yük taşıyabilme özellikleri ile, oldukça kullanışlı bir helikopterdir. Havada daha dengeli durabilmesi sayesinde, gemiye kargo indirme, gemiden kargo alma, çeşitli iş makinalarını söküm ve birleştirme gibi operasyonlarda vazgeçilmez bir yer edinmiştir.



Şekil 2.18: Ka-32 Ana Dişli Kutusunun Şematik Gösterimi [35]

Ka-32 helikopteri eş merkezli dişli kutusu tasarımını kullanmaktadır. İlk iki kademede spiral konik dişli çifti kullanılmıştır. Üçüncü kademede ise zıt yönlerde çalışan planet dişli sistemi kullanılmıştır.

Hem batı helikopterleri, hem de doğu helikopterleri için güç iletim sistemlerinin şemalarına bakıldığında, burulma titreşimleri için özel bir önlemin alınmasına gerek görülmediği sonucu çıkartılır. Bunun en önemli sebebi, sabit devirde çalışan sistemin teorik modelinin burulma titreşimi analizlerinde, helikopter güç aktarma sisteminin yük çıkışlarının çalışma devirleri ile herhangi bir doğal frekansın frekanslarında çakışma görüldüğünde, kavramaların tasarımında yapılabilecek bir değişiklik veya çalışma devrini değiştirmek, daha tasarım aşamasında yük çıkışlarının devirleri ile burulma titreşimi doğal frekansların frekanslarının çakışmasını engeller. Bir başka belirtilmeye değer nokta ise motorun çalışmaması durumunda, palanın kütlesel atalet momenti sonucu güç iletim sisteminin dönmeye devam etmesi ve bu dönme etkisi ile motorda oluşabilecek hasarlardan korunmak amacı ile konulan tek yönlü kavramanın, motorun hızlanma aralığında karşılaşılabilecek bir rezonans durumunda da sistemi çözerek, sistemi burulma titreşimlerinden koruyan bir eleman görevi üstlenmesidir.

Yukarıda örnekleri verile bütün transmisyon sistemleri, esnek sistemlere örnektir. Mi-26 helikopterinin dişli kutusunda şaftların direngenliğini azaltmak için ayrıca esnek şaftlar kullanılmıştır.

Güç iletim sistemlerinin çeşitliliği, helikopterlerde oldukça fazla sayıda model göze çarpmasına rağmen, azdır. Yani pek çok modelde benzer transmisyon modelleri kullanılmakta; bu modellerin kinematik şeması aynı olsa da, güçleri ve malzemeleri bakımından farklılıklar gösterebilmektedir.

Bir helikopterde başarısı kanıtlamış, sağlıklı çalışan bir güç iletim sistemi, başka benzer güçlerde çalışan helikopterlerde de başarı sağlayacaktır. Böylelikle benzer transmisyon sistemlerini kullanarak, analiz yükünden, yeni tasarımların masrafından, üreticiyi korumaktadır. Bazı transmisyon şemaları 30 yıllık olabilmektedir, yeni teknolojiler ile sistemler, aynı şemalar kullanılarak yenilenmektedir.

3. GENEL MAKSATLI HAFİF BİR HELİKOPTERDE KULLANILAN GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN GENEL ÖZELLİKLERİ

Bu bölümde, analizi yapılacak örnek güç aktarma sisteminin genel özelliklerine değinilecektir.

Burulma titreşimi analizi yapılacak örnek güç iletim sistemi için; genel amaçlı kullanım için tasarlanmış, hafif ticari helikopter sınıfına giren tek motorlu bir helikopter seçilmiştir. Belirlenen güç aktarma sisteminden beklenen özellikler; 2074,3 kg (4573,0 lb) tam dolu ağırlıktaki bir helikopterde, motordan gelen gücü, çeşitli uçuş şartları esnasında sorun çıkarmadan palalara iletilebilmesidir. Bu uçuş şartları sırasıyla ısınma, kalkış, askıda kalma, ileri uçuş, dikey tırmanma, inme, ve motorun durması (soğuması) için yerde geçen zaman olarak tanımlanabilir. Tablo 3.1 ve Tablo 3.2'de seçilen helikopterin, bir operasyon süresi boyunca gerçekleştirmesi beklenen uçuş rejimleri, ve bu rejimlerin motordan çektiği güç görülmektedir. Güç aktarma sistemi tasarlanırken Tablo 3.1 ve Tablo 3.2'de ifade edilen uçuş rejimlerini gerçekleştirebilecek sağlamlıkta olması beklenir.

Tablo 3.1: Uçuş Rejimleri, Uçuş Rejimlerinin Toplam Operasyondaki Oranı, Motordan Gelen Güç

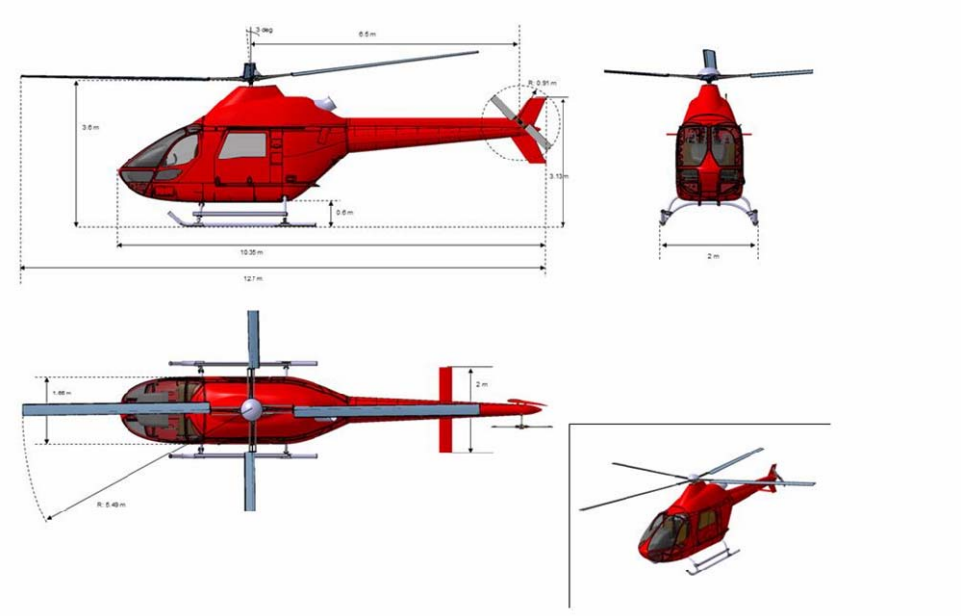
	Uçuş rejimleri	**Süre (dk.)**	**Oran %**	**Güç (Hp)**
1	Yerde ısınma	5	6,7	100
2	Askı Durumu	1	1,3	420
3	İleri uçuş ile tırmanma +1000 ft	4	5,3	275
4	Sabit irtifa uçuşu (70 knot)	60	80,0	220
5	İleri Uçuş ile Alçalma	3	4,0	200
6	Askı Durumu	1	1,3	420
7	Soğuma	1	5,3	100
	TOPLAM	75	100,0	

Tablo 3.2: Uçuş Rejimleri, Uçuş Rejimlerinin Toplam Operasyondaki Oranı, Motordan Gelen Güç

	Uçuş rejimleri	Süre (dk.)	Oran %	Güç (Hp)
1	Yerde Isınma	5	3,6	100
2	Yer Testleri	60	43,2	240-480
3	Askı Durumu	10	7,2	420
4	İleri uçuş ile tırmanma +1000 ft	4	2,9	275
5	Sabit irtifa uçuşu (70 knot)	60	43,2	220
	TOPLAM	139	100,0	

Helikopterlerin güç iletim sistemleri sabit devirde çalışan sistemlerdir. Motorun ısınması ve soğuması dışında gerçekleşen her uçuş rejiminde, motorun devri ve motora bağlı güç aktarma zincirindeki şaftların devri sabittir.

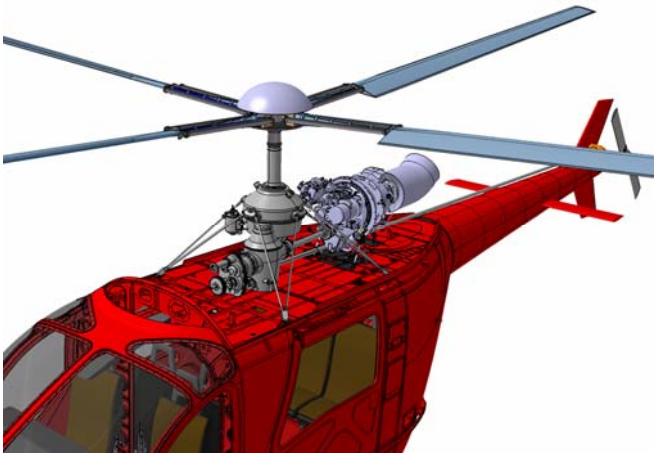
Şekil 3.1'de örnek helikopterin genel şekli gözükmektedir.



Şekil 3.1: Örnek Helikopterin Genel Görünümü

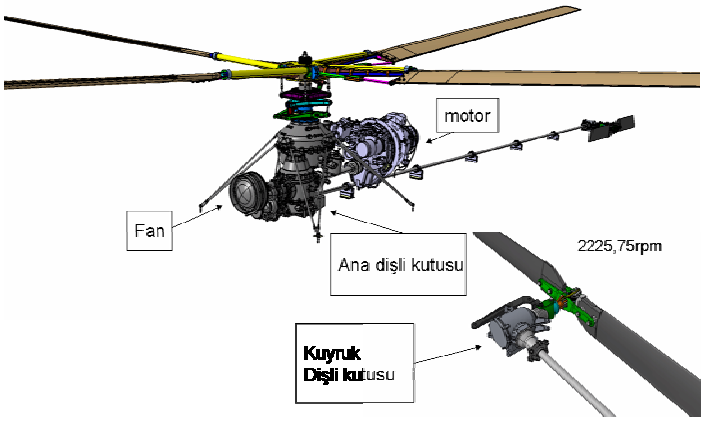
Şekil 3.2'de örnek güç aktarma sisteminin helikopterdeki konumu görülmektedir. Şu ana kadar üretilmiş bütün helikopterlerde, helikopter motoru ve motora bağlı güç aktarma sistemi helikopterin üst kısmına konumlandırılmıştır. Bunun en önemli sebebi, palaların helikopterin üzerinde çalışmasıdır. Güç aktarma sisteminin mümkün

olduğu kadar hafif tasarlanabilmesinin yolu, motorla palalar arasındaki mesafeyi azaltmaktır.



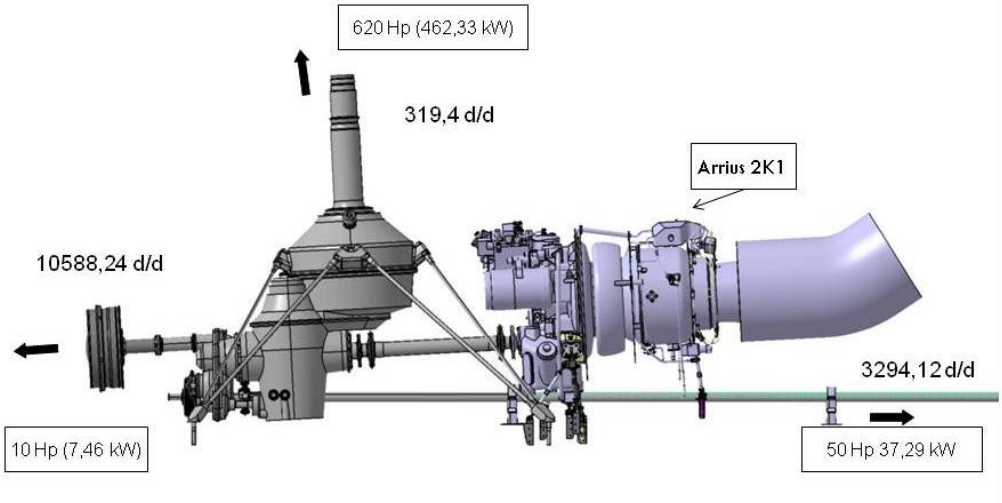
Şekil 3.2: Örnek Güç Aktarma Sisteminin Helikopterdeki Konumu

Şekil 3.3'de güç aktarma sistemi ve bu sisteme bağlı olan helikopterin alt sistemleri gözükmektedir. Helikopterin burulma titreşimleri analizi söz konusu olduğunda; motor, ana pala ve kuyruk palası hem sahip oldukları kütlesel atalet momentleri ile kritik hızın değerini kütlesel atalet momentleri ile etkileyen güç aktarma organları olmaları; hem de sistemde titreşim üreteci olabilmelerinden dolayı (örneğin güç aktarma sisteminde palalar, çeşitli uçuş şartlarında ya da rüzgarın etkisi ile sisteme dışarıdan harmonik moment etkimesine yol açabilir), bahsedilen güç aktarma organlarının burulma titreşimlerine olan etkileri, yapılan titreşim analizlerinde hesaplara katılmalıdır. Şekil 3.3'de ana dişli kutusundan çıkan uzun kuyruk şaftı, kuyruk dişli kutusuna bağlanmıştır. Kuyruk dişli kutusundan çıkan kuyruk rotoru şaftı, kuyruk palalarını 2225.75 devir sayısında döndürmektedir.



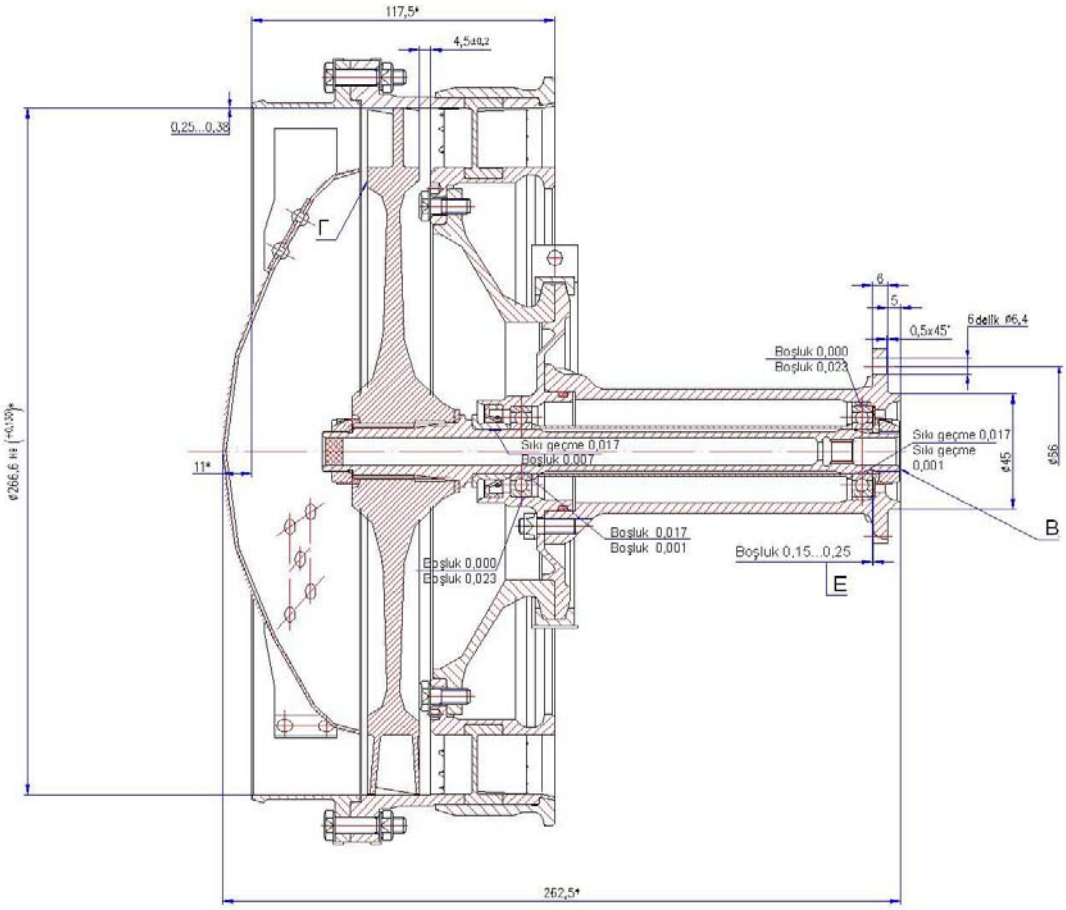
Şekil 3.3: Helikopterin Güç Aktarma Sistemi

Şekil 3.4'te görülen güç aktarma sisteminin, üç ayrı yük çıkışı bulunmaktadır. Bu yük çıkışlarının en önemlisi ana rotor palasının bulunduğu kısımdır. Helikopterin güç aktarma sistemine gelen en büyük yük bu çıkıştan gelmektedir. Dolayısı ile bu çıkışa giden zincir de güç iletim sisteminin en kritik kısmını oluşturmaktadır. Ana rotor palaları 319,4 devir sayısında saat yönünün tersine döner ve motorun verebileceği maksimum mekanik güçte motordan 620 Hp lik güç çeker. Başka bir deyişle, ana rotor şaftından güç aktarma zincirine etkiyecek maksimum güç 620 Hp dir. Bu sırada, kuyruk palalarının maksimum güçte çalışma şartında çektiği güç 50 Hp dir, kuyruk palası da saat yönünün tersine döner.



Şekil 3.4: Helikopter Güç Aktarma Sisteminde Yük Çıkışları

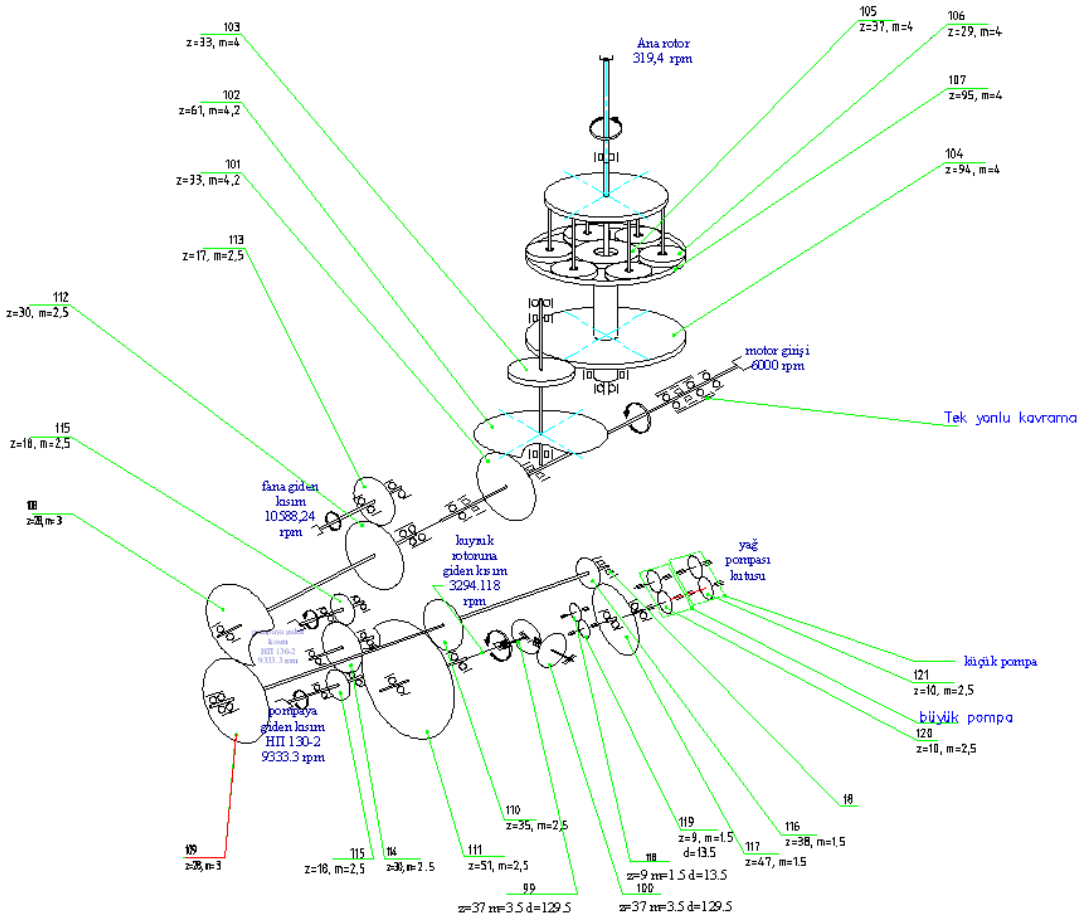
Güç aktarma sisteminin bir elemanı olan fanın, bütün uçuş rejimlerinde sisteme 10 Hp lik yükü bulunmaktadır. Fanın çalışma devri 10588,24 devir sayısıdır. Fanın teknik resmi sekil 3.5'te görülmektedir.



Şekil 3.5: Güç Aktarma Sisteminde Kullanılan Fanın Teknik Resmi

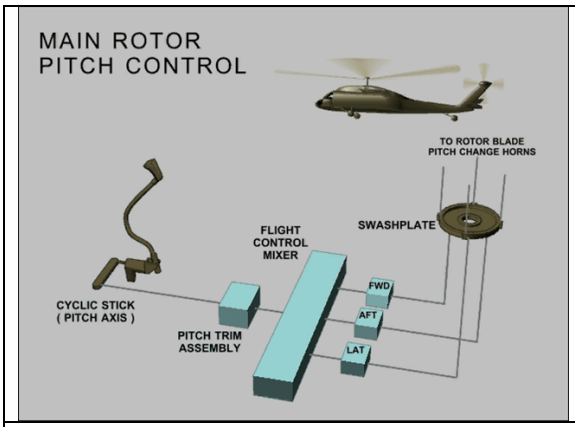
Şekil 3.6'da güç aktarma sisteminin kinematik şeması görülmektedir. Örnek seçilen helikopter, Şekil 3.6'daki ana transmisyon şemasında görüldüğü gibi tek ana rotorlu güç aktarım elemanına sahip tek motorlu bir helikopterdir. Ana rotora giden zincirde,birinci kademeki dişli takımında spiral konik dişli çifti, ikinci kademede ise düz dişli çifti, üçüncü kademede de düz dişlilerden oluşan planet dişli takımları kullanılmıştır. Ana rotora giden zincirin toplam çevrim oranı 18,785:1 ve transmisyon sisteminin üzerinden geçen maksimum güç 670 hp dir.

Kuyruk rotoruna giden zincirde, birinci kademede 93 derece açılı konik dişli çifti, ikinci kademede düz dişli çifti, üçüncü kademede bulunan kuyruk dişli kutusunda ise konik dişli çifti kullanılmıştır. Kuyruk rotoruna giden zincirin toplam çevrim oranı 2,696:1 dır.

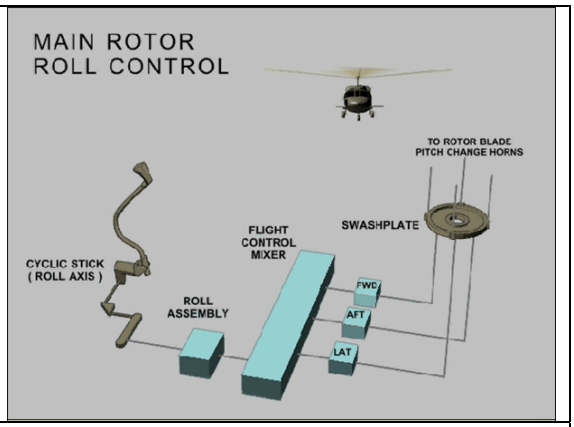


Şekil 3.6: Güç Aktarma Sisteminin Kinematik Şeması

Kinematik şemada görülen HП 130-2A markalı pompalar yalpa çemberinin kontrol edilebilmesi için, kontrollere (döngüsel kumanda, şekil 3.7; kollektif kumanda, şekil 3.8) ek hidrolik güç sağlarlar.



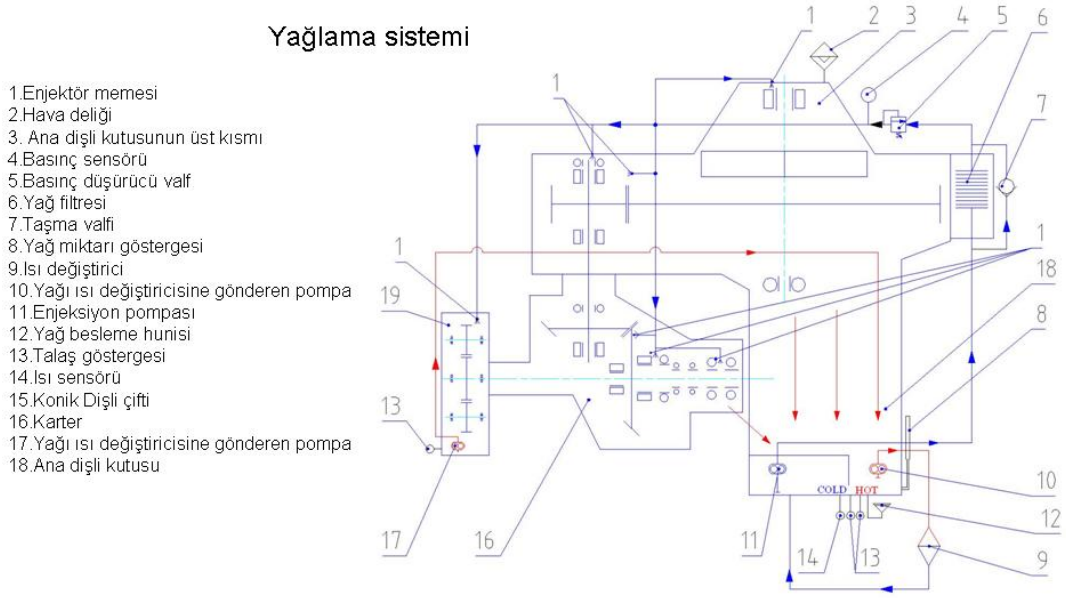
Şekil 3.7: Döngüsel Kumanda



Şekil 3.8: Kollektif Kumanda

Kinematik şemada küçük pompa ve büyük pompa şeklinde isimlendirilmiş, 120-121 numaralı dişli pompalar; yağlama yaparak, dişli kutusunda dişliler arasındaki

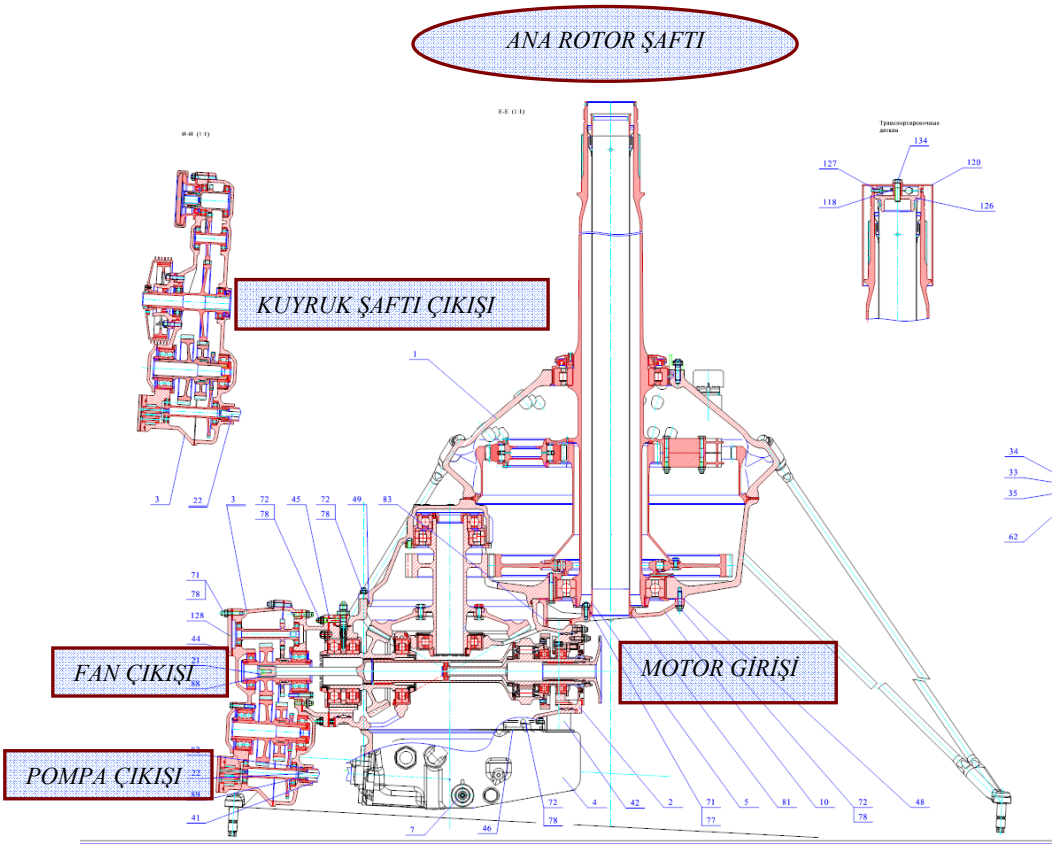
sürtünmeyi azaltmak, ve ortamdaki ısıyı düşürmek için kullanılır. Yağlama sistemi şekil 3.9'da görülmektedir.



Şekil 3.9: Yağlama Sistemi

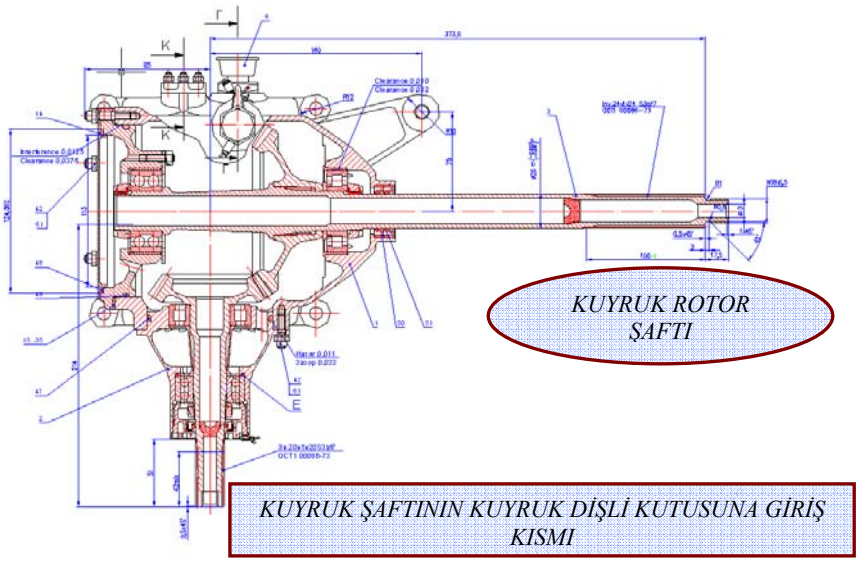
Şekil 3.10'da örnek güç aktarma sisteminin ana dişli kutusu teknik resmi görülmektedir. Dişli kutusundaki bütün yük çıkışları teknik resim üzerinde gösterilmiştir. Dikkat edilirse kuyruk şaftının başlangıcına, fren mekanizması konulmuştur (fren mekanizması için bölüm 2.3'e bkz).

Şekil 3.6'daki kinematik şemada ve Şekil 3.10'daki ana dişli kutusu teknik resminde de görüldüğü gibi, motor çıkışında bilyalı kavrama kullanılmıştır. Böylelikle motordan çıkan güç palalara iletilirken, motorun durması durumunda palalardan gelecek olan yük tek yönlü kavramanın çözülmesinden dolayı motora iletilmez. Tek yönlü kavramanın teknik resmi bölüm 9 tasarım önerileri kısmında şekil 9.1'de görülebilir.



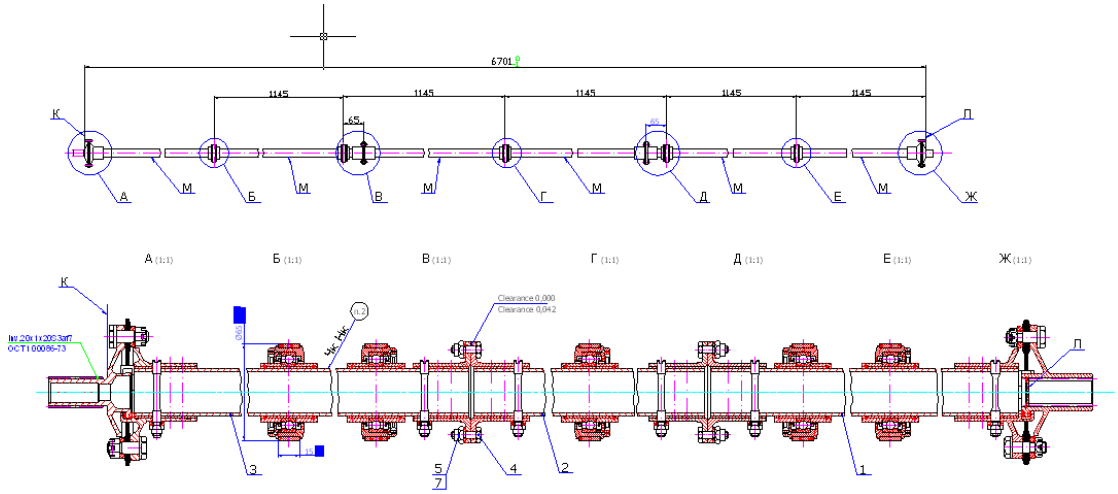
Şekil 3.10: Güç Aktarma Sistemi Ana Dişli Kutusu Teknik Resmi

Şekil 3.11'de güç aktarma sisteminin kuyruk dişli kutusu görülmektedir. Uzun kuyruk şaftının kuyruk dişli kutusuna bağlandığı kısım şekil 3.11'de görülmektedir. Kuyruk dişli kutusunun yük çıkışı, kuyruk rotor şaftıdır.



Şekil 3.11: Güç Aktarma Sistemi Kuyruk Dişli Kutusu Teknik Resmi

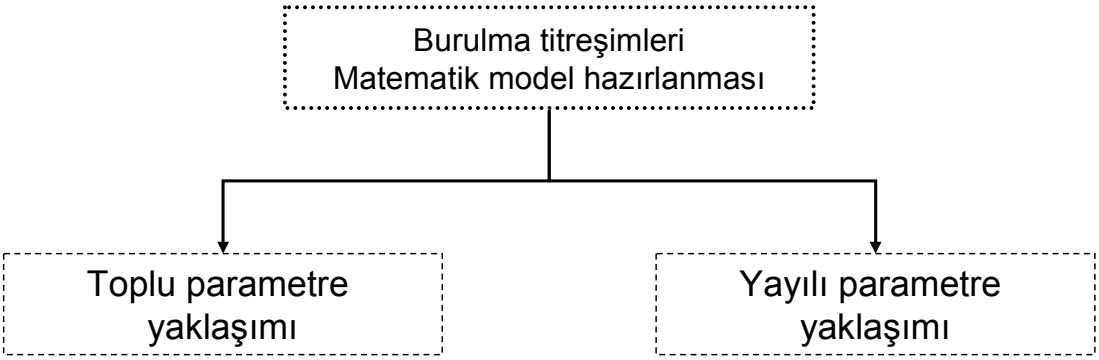
Şekil 3.12'deki uzun kuyruk şaftı, uzunluğu sebebi ile imalat kolaylığı açısından, üç parçadan oluşmakta ve uzun şaftın kendi ağırlığı sonucu oluşacak sehimi engellemek amacıyla, beş ayrı kısımdan yataklanmaktadır.



Şekil 3.12: Güç Aktarma Sistemi Uzun Kuyruk Şaftı

4. BURULMA TİTREŞİMLERİNDE KULLANILAN MODELLER

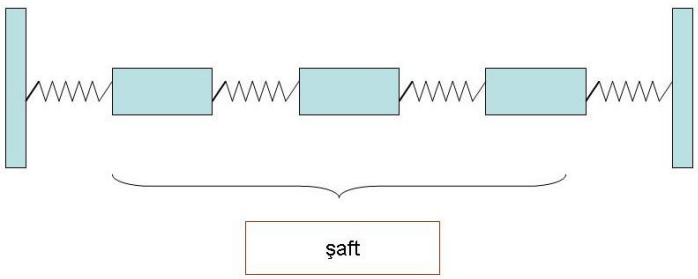
Burulma titreşimlerinde, sistemin matematik modelinin hazırlanmasında izlenecek yöntemler iki tanedir. Bunlar toplu parametre yaklaşımı ile yayılı parametre yaklaşımı olarak adlandırılırlar.



Matematik model için yapılan toplu parametre ve yayılı parametre yaklaşımları aşağıda tanıtılmıştır.

4.1. Toplu Parametre Yaklaşımı

Toplu parametre yaklaşımında burulma titreşim sistemi genellikle; kütlesel atalet momentine sahip n adet disk ile bu diskleri birleştiren ve disklerin yanısıra kütlesel atalet momentleri ihmal edilebilen ancak burulma direngenliğine sahip şaft parçalarından oluşur. Bazı hallerde şaftlar da kütlesel atalet momentlerine sahip ve birbirlerine burulma yayları ile bağlı şaft parçaları ile de modellenebilir, (şekil 4.1).

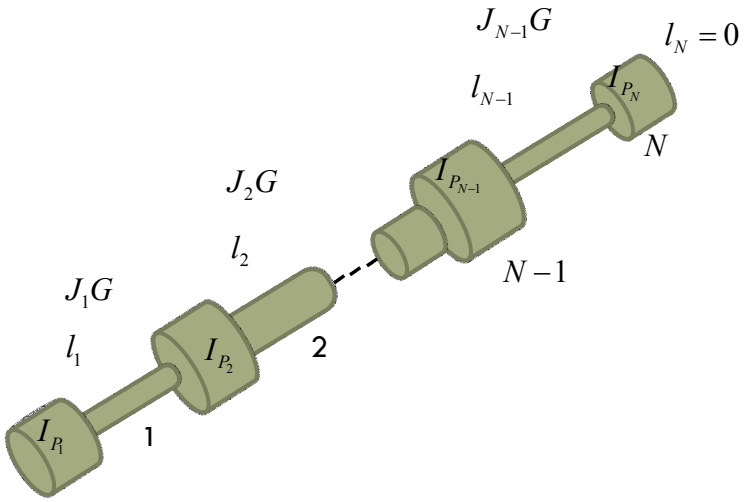


Şekil 4.1: Kütlesel Atalet Momentlerine Sahip Şaft Parçalarının Birbirlerine Burulma Yayları ile Bağlanması

Bu yaklaşım ile sistemin diferansiyel denklemleri sabit katsayılı adi diferansiyel denklemler ile ifade edilebilir, (Şekil 4.2). Böylelikle yayılı kütle modellerinde görülen ve çözülmesi daha zor olan kısmi diferansiyel denklemlerden kaçınılmış olur.

4.1.1. Toplu Parametre Modelinde Lagrange Denklemleri

Toplu parametre yaklaşımının anlaşılması için, Lagrange denklemlerini kullanmak konuya ışık tutacaktır.

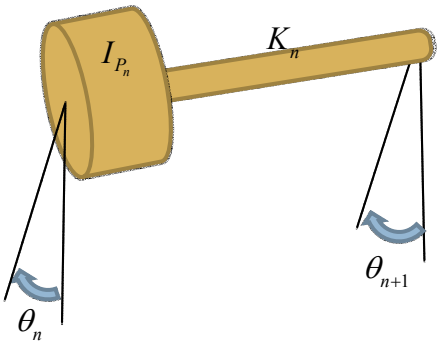


Şekil 4.2: Toplu Parametre Yaklaşımı [22]

Şekil 4.2'de görülen sistem N tane düğüme toplu parametre şeklinde ayrılmıştır. I_{P_n}, $1 \le n \le N$, burada I_{P_n} olarak ifade edilen kütlesel atalet momenti değerlerinden $n = 1$; sistemin birinci kütlesel atalet momenti değeri ele alındığında, buradaki kütlesel atalet momenti değeri, istasyonlara ayrılmış şaftta, o istasyonun bir noktada toplanmış kütlesel atalet momenti değeri, ya da bir şaft kavramasının veya bir dişli çiftinin kütlesel atalet momenti değeri olabilir.

Belirtilen bu kütlesel atalet momenti değerleri birbirlerine K_n, $(1 \le n \le N-1)$ kütlesiz burulma yayları ile bağlı olabilirler.

Şekil 4.3 n inci istasyonu göstermektedir. Şekilden görüldüğü üzere kütlesel atalet momenti içeren disk, direngenlik bilgisi verilerek ifade edilen, kütlesiz bir şaft ile bağlıdır.



Şekil 4.3: n. İstasyon[22]

Şaftın burulma direngenliği basitçe şu şekilde verilebilir:

$$K_n = \frac{J_n G}{l_n} \tag{4.1}$$

Burada;

$J_n = \pi d_n^4 / 32$
$G =$ Kayma modülü
$l_n =$ Şaft elementinin uzunluğu
$d_n =$ Şaft elementinin çapı

Sisteme viskoz sönümlü damper eklemek istenildiğinde, viskoz akışkan burulma yönüne karşı bir moment üretecektir. Ve bu moment, damper boyunca açısal hızın değişimine bağlı olarak, lineer olarak değişecektir.

Viskoz damperi C_n, $1 \le n \le N-1$ olarak ifade edilirse, bu değer şaftların ya da disklerin birbirleri arasında göreceli burulmaları ile ifade edilebilecek bir değerdir.

Öte yandan kaymalı yataklar ile dönen şaft arasında bulunan yağlama sıvısından kaynaklanan sönüm değeri $(B_n,\ 1 \le n \le N)$, bir akışkan içinde dönen şaftların mutlak hızına göre ifade edilir. Çünkü bu elemanların bulunduğu akışkan, döner bir şaft ve dönmeyen bir stator, ya da döner bir disk ile dönmeyen bir sistem arasındadır.

Toplu parametre yaklaşımı ile matematik model kurulduğundan dolayı N tane ikinci dereceden tam diferansiyel denklem bulunacaktır.Bu diferansiyel denklemler basitçe Newton kurallarından çıkarılabileceği gibi, Lagrange denklemlerinin de kolaylık bakımından kullanılması mümkündür.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_n}\right)-\frac{\partial L}{\partial \theta}=Q_n, \qquad 1\le n\le N, \tag{4.2}$$

Burada ;

$L=T-V$ Lagrangian fonksiyonu

$T=$ Sistemin kinetik enerjisi

$V=S$istemin potansiyel enerjisi

$Q_n=$ n. koordinantta konservatif olmayan moment

Sistemin kinetik enerjisi,

$$\mathrm{T}=\frac{1}{2}\sum_{n=1}^{N} I_{P_n}\dot{\theta}_n^2 \tag{4.3}$$

Sistemin potansiyel enerjisi,

$$V=\frac{1}{2}\sum_{n=1}^{N} K_n\left(\theta_n-\theta_{n+1}\right)^2 \tag{4.4}$$

Burada eklenmesi gereken bir nokta da, yayın gerilmesinin istasyon boyunca göreceli olarak farklı burulmalar sonucunda oluşacağıdır.

Virtüel iş δW den elde edilen ve konservatif olmayan, dışarıdan etkiyen sönümleme momentleri, tahrik momentleri ($T(t)$), denklemde Q_n ile ifade edilen genelleştirilmiş momentler olarak denklemin sağ tarafına ya da "–" işareti eklenerek denklemin sol tarafına yazılır. Sistemin hareketi sırasında, sisteme dışarıdan etkiyen bu moment ya da kuvvetlerin yaptığı iş negatif olduğundan, bu kuvvetlere yutum veya sönüm (disipatif) kuvvetleri denir.

Burada tahrik momenti $T(t)$, ilk diferansiyel denklemde gösterilirken, dışarıdan etkiyen moment genellikle, yükün etkidiği yer en sonda olduğundan (örn. Helikopter sistemlerinde) son diferansiyel denklemde yerini bulur.

$$\delta W=\sum_{n=1}^{N} Q_n\delta\theta_n \tag{4.5}$$

Yukarıdaki eşitlik açıldığında,

$$Q_1 = T_1(t) - B_1\dot{\theta}_1 - C_1\left(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2\right), \tag{4.6}$$

$$Q_n = T_n(t) - \sum_{n=2}^{N-1}\left[B_n\dot{\theta}_n + C_n\left(\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_{n+1}\right) - C_{n-1}\left(\dot{\theta}_{n-1} - \dot{\theta}_n\right)\right], \tag{4.7}$$

$$Q_N = T_N(t) - B_N\dot{\theta}_N + B'_N\dot{\theta}_N\left|\dot{\theta}_N\right| - C_{N-1}\left(\dot{\theta}_{N-1} - \dot{\theta}_N\right). \tag{4.8}$$

Denklem 4.8'de geçen B'_N ifadesi, denkleme dışarıdan etkiyen direnç momentinden kaynaklanmaktadır ve hızın karesi ile orantılı olarak ifade edilmiştir.

Pek çok dönel elemanın (örn., fan ve pompa pervaneleri) hidrodinamik moment – hız karakteristiği yaklaşık olarak kuadratik (karesel) tir

Karesel sönümlü sistemlerin tanımı aşağıdaki gibidir:

Bir akışkan içinde yüksek Reynolds sayılarında oluşan hareketlerde, ortam içindeki cisme etkiyen sürüklenme kuvveti, gerçek değerine oldukça yakın bir sonuca ulaşılabilecek yaklaşımla, hızın karesiyle ters orantılı olarak ifade edilir.

Yukarıda verilen tanımdan yola çıkılarak, B'_N terimine nonlineer (karesel) yük katsayısı denilir.

L ifadesinin yerine gerekli denklemleri koyup Lagrange denklemleri yeniden düzenlenirse;

$$I_{P1}\ddot{\theta}_1 + B_1\dot{\theta}_1 + C_1\left(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2\right) + K_1\left(\theta_1 - \theta_2\right) = T_1(t), \qquad n = 1 \tag{4.9}$$

$$\begin{aligned} &I_{P_n}\ddot{\theta}_n + B_n\dot{\theta}_n + C_n\left(\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_{n+1}\right) \\ &+C_{n-1}\left(\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_{n-1}\right) + K_n\left(\theta_n - \theta_{n+1}\right) \\ &+K_{n-1}\left(\theta_n - \theta_{n-1}\right) = T_n(t), \qquad n = 2,3,...,N-1 \end{aligned} \tag{4.10}$$

$$\begin{aligned} &I_{P_N}\ddot{\theta}_N + B_N\dot{\theta}_n + C_{N-1}\left(\dot{\theta}_N - \dot{\theta}_{N-1}\right) \\ &+K_{N-1}\left(\theta_N - \theta_{N-1}\right) = -B'_N\left|\dot{\theta}_N\right|\dot{\theta}_N + T_N(t), \qquad n = N \end{aligned} \tag{4.11}$$

bulunur.

Yer (dönmeyen sistem, stator) ile ilgili istasyondaki dönen şaft arasındaki akışkanın sönüm katsayının bir ifadesi olan B_n ölçülerek veya tahmini bir güç değerinden yola çıkılarak da hesaplanabilir.

Viskoz akışkan ortamında sönümden kaynaklanan T_n moment ifadesi akışkanın sönüm katsayısı kullanarak

$$T_n = -B_n \dot{\theta}_n, \tag{4.12}$$

şeklinde yazılabilir

Moment ifadesi $\dot{\theta}_n$ açısal hızı ile çarpılarak aşağıdaki güç ifadesi bulunur.

$$P_n = -B_n \dot{\theta}_n^2 \tag{4.13}$$

Eğer rulmanlı yataklardaki güç kaybı sabit bir şaft hızı Ω'da ölçülen güç değerinden tespit edilebiliyorsa bu durumda,

$$B_n = P_n / \Omega^2 . \tag{4.14}$$

olarak elde edilebilir.

Bu durumdan yola çıkarak ve fan, pompa, helikopter palalarının hidrodinamik moment – hız karakteristiği yaklaşık olarak kuadratik (karesel) olmasını gözeterek, bu sistemlerin çektiği güç ifadesi aşağıdaki denklemde yeniden yazılırsa,

$$P_N = -B'_N \Omega^3 . \tag{4.15}$$

elde edilir.

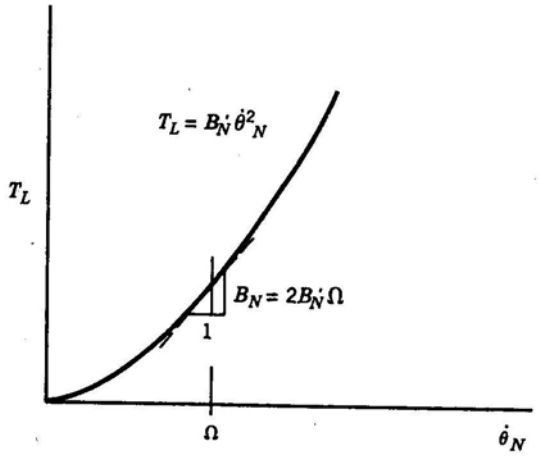
Yukarıdaki denklemde N istasyonundaki hızın $\dot{\theta} = \Omega$ olduğu durumda, sisteme binen yük, güç cinsinden yazılmıştır. Genellikle fan pompa helikopter palası gibi güç aktarma sistemine ait elemanların, bu tip sistemlerde yük çıkışı olduklarından; bahsedilen bu elemanlar son istasyonda gösterilir.

Lineerleştirilmiş özdeğer analizleri için N istasyonundaki efektif viskoz sönüm katsayısı, döngüsel moment - hız eğrisinde oluşacak küçük bir kayma ile şekil 4.4'teki gibi ifade edilebilir, bu ifade;

$$B_N = 2B'_N \Omega \tag{4.16}$$

ile gösterilir.

N istasyonundaki hidrodinamik yük, bu istasyona viskoz sönüm katsayısı olarak katkı yapar.



Şekil 4.4: Yük ÇıkışlarındakiDöndürme Momentinin Viskoz Sönüm Katsayısı [22]

4.1.1.1. Doğal Frekansların Bulunması: Özdeğer Problemi

Esas olarak özdeğer hesabı doğal frekansların belirlenmesidir. Elde edilen denklem sabit katsayılı homojen tam diferansiyel denklem olduğu için, çözümü de şu şekildedir.

$$\theta_n(t) = \overline{a}_n e^{st}, \qquad n = 1, 2..., N, \tag{4.17}$$

Bu ifade, sistemde damper gibi sönüm ihtiva edecek bir eleman varsa, elde edilen doğal frekans kompleks sayıdır.

$$s_j = \lambda_j \pm i\omega_j, \qquad \begin{matrix} i = \sqrt{-1}, \\ j = 1, 2, ..., N-1, \end{matrix} \tag{4.18}$$

Bu çözüm 4.20'deki gibi de ifade edilebilir,

$$\theta_n(t) = \sum_{j=1}^{N-1} a_{nj} e^{\lambda_j t} \cos(\omega_j t - \beta_{nj}), \tag{4.19}$$

Bu ifadeye şu şekilde ulaşılır,

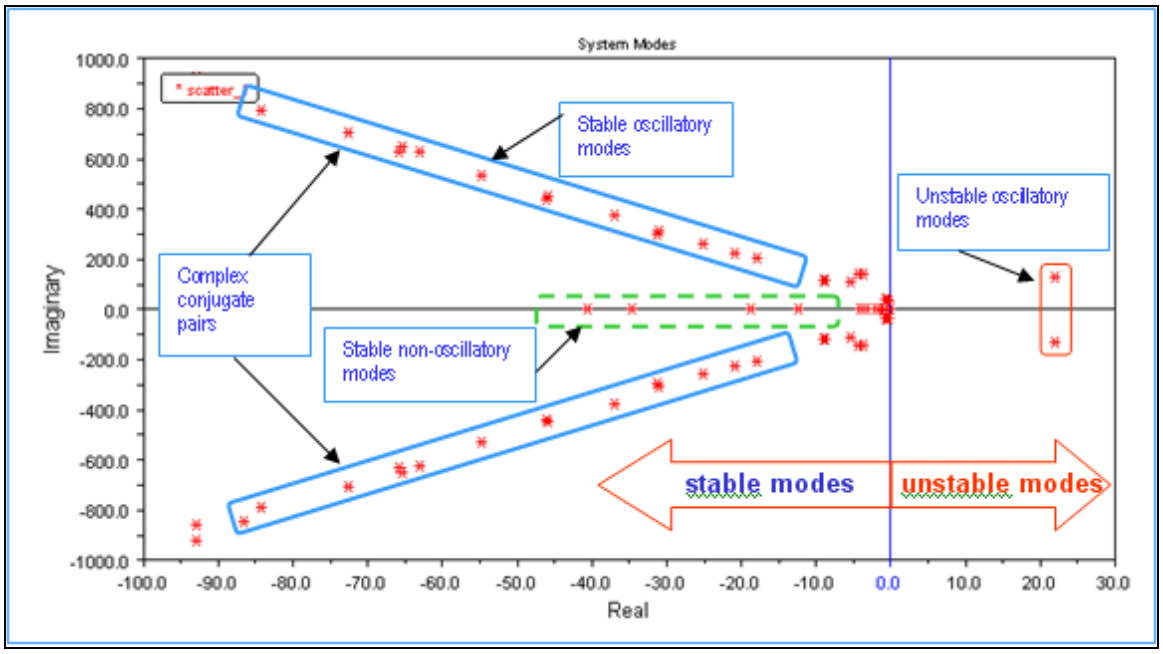
$\overline{a}_n$ burada kompleks genliği ifade etmektedir (zamandan bağımsız) ve büyüklük ve faz bilgilerini içerir.

$$\overline{a}_n = a_n e^{-i\beta} \tag{4.20}$$

$$\begin{aligned}\theta_n(t) &= e^{\lambda t}\,\mathrm{Re}\left(a_n e^{i(\omega t-\beta)}\right)\\ &= e^{\lambda t}\,\mathrm{Re}\left(a_n\cos(\omega t-\beta)+i\sin(\omega t-\beta)\right)\\ &= a_n e^{\lambda t}\cos(\omega t-\beta)\end{aligned} \tag{4.21}$$

a_{nj}; ω_j frekansında ve istasyon n deki gerçek genliği verir, ω_j frekansı, β_{nj} faz gecikmesini ifade eder.

Kompleks kökteki λ_j, sistemin kararlılığı ile ilgili bir ifadedir. Şekil 4.5'te, bu ifadenin alacabileceği değerlere göre kararlılık ve kararsızlık bölgeleri gözükmektedir.



Şekil 4.5: Kök-Yer Eğrisi Diyagramı [39]

Burulma titreşimleri incelendiğinde bu değer her zaman negatif $\left(\lambda_j < 0,\ \text{bütün}\ j\ \text{ler için}\right)$ olacaktır. Fakat bazı durumlarda doğal frekansın yakınlarında devirde salınımlar gözükürse, (örneğin helikopterin yapacağı ani bir manevra sonucu) bu salınımlar sistemi kararsız hale getirebilir. Bu yüzden helikopterlerde iyi bir hız kontrol sisteminin kullanılması şarttır. Ve sistemin açısal hızı ölçülerek devamlı geri besleme yapılması da gereklidir.

λ_j sistemde sönüm olup olmadığının da bir göstergesidir. Eğer sistemde sönüm yoksa $\left(B_n = C_n = 0,\ \ n = 1,2,\cdots,N\right)$ $\lambda_j = 0$ olacağından basitçe,

$$\theta_n(t) = a_n \cos(\omega_i t), \tag{4.22}$$

yazılabilir.

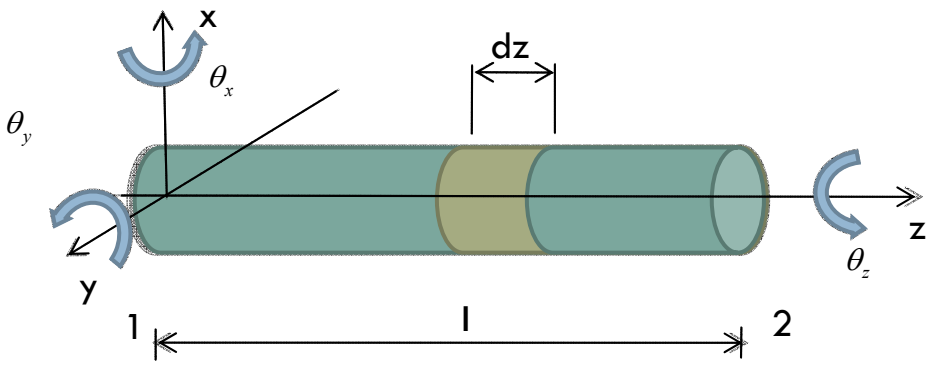
4.1.1.2. Lagrange Denklemlerinin Lineerleştirilmesi

Tahrik momentini sabit bir değer $T_n(t) = T^* \rightarrow$ sabit moment ve $\dot{\theta}_n = \Omega + \dot{\epsilon}_n$, alarak bağlı adi diferansiyel denklem takımı lineerleştirilir, sabit bir şaft hızı Ω'nın yanına o istasyondaki küçük açısal pertürbasyonu da $\dot{\epsilon}_n$ eklenir. Bu değişiklikler yapıldığında daha önce elde edilmiş olan Lagrange denklem takımlarına benzer fakat sağ tarafı 0 olan ve sonuçta θ_n' lerin yerine ϵ_n' lerin kaldığı bir diferansiyel denklem takımı elde edilir. Bununla birlikte şaftın burulma açısını esas olarak belirleyen sabit açısal hız Ωt'dir.

$$\begin{aligned}
&T_1 = T^*, && T_n = 0,\\
&\theta_1 = \Omega t + \theta_1^* + \epsilon_1 && \theta_n = \Omega t + \theta_n^* + \epsilon_n\\
&\dot{\theta}_1 = \Omega + \dot{\epsilon}_1, && \dot{\theta}_n = \Omega + \dot{\epsilon}_n,\\
&\ddot{\theta}_1 = \ddot{\epsilon}_1, && \ddot{\theta}_n = \ddot{\epsilon}_n,
\end{aligned} \tag{4.23}$$

İlgili istasyonda dıştan etkiyen bir moment olmadığı sürece $T_n = 0$ dır.

4.2. Yayılı Parametre Modeli: Sonlu Elemanlar Yöntemi



Şekil 4.6: Iki Serbestlik Dereceli, Yayılı Parametre Sonlu Elemanlar Elemanı [22]

Sistem; noktasal olarak ayrılmak yerine, yayılı elementler olarak ayrıldığında, her elementin kesit kısmında burulma davranışını içeren bir serbestlik derecesi olacağından, her elementin toplam iki serbestlik derecesi olacağı görülür (Şekil 4.6). Elementin kesit kısımlarını düğüm noktası olarak kabul edilirse, bu düğüm noktalarında z-ekseni etrafındaki dönme,

$q = \begin{Bmatrix} \theta_{z1} \\ \theta_{z2} \end{Bmatrix}$ olarak gösterilir. **(4.24)**

Yer değiştirme vektörü **u** her düğüm noktasında tek serbestlik derecesine sahip olduğundan, boyut fonksiyonlarını içeren **N** matrisi tek satır ve iki sütundan oluşmaktadır.

$$\boldsymbol{u}(\theta_z, t) = \boldsymbol{N}(\theta_z)\boldsymbol{q}(t) \quad \textbf{(4.25)}$$

θ_z z ye bağlı bir polinom olarak ifade edilebilir, hatta daha güzel gösterimle, eksenel yönde boyutsuz koordinat kullanarak, $\zeta = z/l$;

$$\theta_z = a_0 + a_1\zeta + a_2\zeta^2 + a_3\zeta^3 + \ldots \quad \textbf{(4.26)}$$

polinom boyutsuz koordinatlarla yeniden ifade edilir.

Polinom θ_{z1} ve θ_{z2} değerlerinin ikisini de içermesi gerektiğinden;

Düğüm noktası 1 de : $\zeta = 0$

Ve düğüm noktası 2 de : $\zeta = 1$

Bu sınır değerleri polinomda yerlerine konulduğunda;

$\theta_{z1} = a_0$ ise, **(4.27)**

$\theta_{z2} = \theta_{z1} + a_1$ buradan **(4.28)**

Bu iki sınır şartından sadece iki tane a değerinin bulunmasına imkan olduğundan, (diğer a değerleri de yazılsaydı bu değerleri bulmak için başka sınır şartlarının da sistemde olması gerekirdi) polinomu oluştururken bir sabit ve bir lineer ifadenin kullanılabileceği görülür.

$$a_1 = \theta_{z2} - \theta_{z1} \quad \textbf{(4.29)}$$

Polinomu yeniden yazılırsa;

$$\theta_z = \theta_{z1} + (\theta_{z2} - \theta_{z1})\zeta \tag{4.30}$$

Buradan **N** matrisi oluşturulabilir.

$$\boldsymbol{N} = \begin{bmatrix} 1-\zeta & \zeta \end{bmatrix}, \tag{4.31}$$

Kesme gerinmesi γ_{xy} şu şekilde ifade edilir ; $\gamma_{xy} = d\theta_z / dz$ veya bir element için ifade edilmek istendiğinde $\in$ vektörü kullanılarak,

$$\in = \begin{bmatrix} \frac{d}{dz}(1-\zeta) & \frac{d}{dz}\zeta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_{z1} \\ \theta_{z2} \end{Bmatrix} \tag{4.32}$$

$$\in (\theta_z, t) = \boldsymbol{B}(\theta_z)\boldsymbol{q}(t) \tag{4.33}$$

Burada $\in$ çeşitli elementlerin gerinme tensörü sütun matrisi olarak listlenmiştir. $\boldsymbol{B}$ matrisi boyut fonksiyonlarının türevlerini içerir.

Burulma momenti M_z, kesit alanının dönmesi ile alakalıdır;

$$M_z = GI'_p \frac{\partial \theta_z}{\partial z} \tag{4.34}$$

dz uzunluğundaki şaftın potansiyel enerjisi:

$$dU = \frac{1}{2} M_z \gamma dz = \frac{1}{2} GI'_p \boldsymbol{q}^T \boldsymbol{B}^T \boldsymbol{B} \boldsymbol{q} dz \tag{4.35}$$

Direngenlik matrisi, formül 4.36'dan aşağıdaki gibi çıkarılabilir.

$$\boldsymbol{K} = \int_0^l I'_p \boldsymbol{B}^T G \boldsymbol{B} dz = \frac{GI'_p}{l} \int_0^l \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} d\zeta = \frac{GI'_p}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}, \tag{4.36}$$

dz uzunluğundaki şaftın kinetik enerjisi:

$$dT = \frac{1}{2} \rho I_p \theta'^2_z dz = \frac{1}{2} \rho I_p \dot{\boldsymbol{q}}^T \boldsymbol{B}^T \boldsymbol{B} \dot{\boldsymbol{q}} dz \tag{4.37}$$

$$\boldsymbol{M} = \int_0^l \rho I_p \boldsymbol{N}^T \boldsymbol{N} dz = \int_0^l \begin{bmatrix} (1-\zeta^2) & \zeta(1-\zeta) \\ \zeta(1-\zeta) & \zeta \end{bmatrix} d\zeta = \tag{4.38}$$

$$= \frac{\rho I_p l}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$$

Not edilmesi gereken bir konu da burulma sistemlerinde direngenlik matrisi genelde tekil matris olduğundan, özdeğer değerleri hesaplanırken $\boldsymbol{K}^{-1}\boldsymbol{M}$ matris çarpımının kullanılamayacağıdır. Bu yüzden özdeğerler hesaplanırken $\boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{K}$ matris çarpımı kullanılır.

Kaldı ki sonlu elemanlar yönteminde kütle matrisini birleştirdiğimizde diagonal çıkacaktır, fakat direngenlik matrisi tridiagonal olmayacaktır.

5. GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN BASİT MODELİNİN KURULMASI

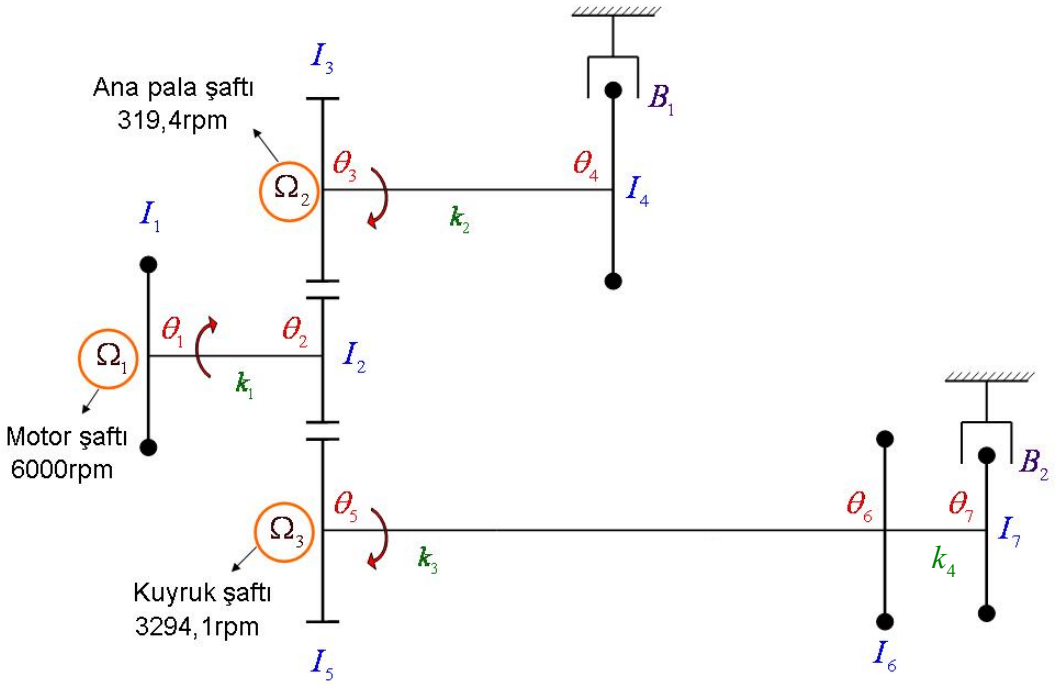
5.1. Basitleştirilmiş Matematik Modelin Açıklaması

Toplu parametre yöntemi ile ayrıklaştırılmış sistem, Şekil 5.1'de gösterilmektedir. Burada I_1 eşdeğer kütlesel atalet momenti ile bir disk şeklinde temsil edilen motor, motor şaftını $\Omega_1 = 6000$ devir sayısında döndürmektedir. Motor çıkış şaftı, sadece bir direngenlik değeri k_1 ile ifade edilir. Kütlesel atalet momenti değeri, I_2, motor şaftının devir hızına indirgenmiş helikopter ana dişli kutusu diskini temsil eder ve I_2 eşdeğer kütlesel atalet momenti de motor şafının üzerinde bulunur. Motor çıkış şaftı burulma titreşimi mod şekillerinde, şaft üzerindeki açısal yer değiştirmeleri ifade eden θ_1 ve θ_2 sırasıyla motor ve helikopter ana dişli kutusunu temsil eden disklerin açısal yer değiştirmeleridir.

Helikopter ana dişli kutusunun iki ayrı yük çıkışı bulunmaktadır. Bunlardan ana pala şaftı, helikopter palasını $\Omega_2 = 319,4$ devir sayısında döndüren şafttır. Ana pala şaftı üzerinde bulunan kütlesel atalet momenti diskleri I_3 ve I_4 sırasıyla planet dişlinin eşdeğer kütlesel atalet momenti değeri ile ana pala ve hub ın eşdeğer kütlesel atalet momenti değerlerini ifade eder. Bu disklerin burulma titreşimleri mod şekillerinde, şaft üzerindeki açısal yer değiştirmelerini θ_3 ve θ_4 temsil eder. Şaftın direngenliği k_2 değeri ile gösterilmiştir. Ana pala Şaftı üzerinde B_1 ile gösterilen sönüm ifadesi, palaların havanın içindeki hareketi sonucu kaynaklanan sönümü temsil eder.

Diğer bir yük çıkışı olan kuyruk palası şaftı, $\Omega_3 = 3294,1$ devir sayısında kuyruk rotoru şaftını döndürür. Burada dikkat edilmesi gereken nokta kuyruk palasının gerçek devri 2225.25 devir sayısıdır. Fakat kuyruk dişli kutusuna giden şaftın uzunluğunun oldukça uzun olmasından dolayı $\left(l_3 = 7003.737\,mm\right)$ kuyruk dişli kutusu, kuyruk palası şaftı ve bu şaftın üzerindeki elemanlar, uzun kuyruk şaftına indirgenmiş ve elde edilen yeni şaft kuyruk palası şaftını temsil eden şaft olarak matematik modelde yerini almıştır. Yapılan indirgeme şekil 5.2' de temsili olarak

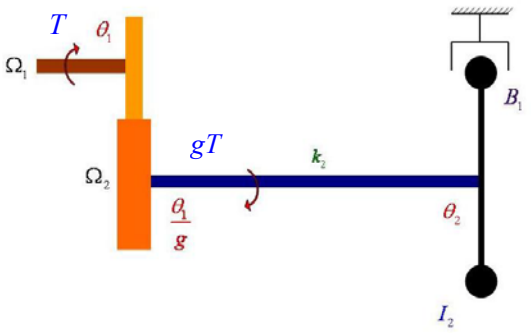
gösterilmiştir. Uzun kuyruk şaftı k_3 direngenlik değeri ve kuyruk palası şaftı uzun kuyruk şaftı devrine göre indirgenmiş k_4 direngenlik değeri ile temsil edilmektedirler. Burada I_5 kuyruk dişlisinin kütlesel atalet momenti diski, I_6 kuyuk dişli kutusunun uzun kuyruk miline indirgenmiş kütlesel atalet momenti diski ve I_7' de kuyruk palası kütlesel atalet momenti diskini temsil eder. Bu kütlesel atalet momenti disklerine denk gelen açısal yer değiştirmeler, sırası ile θ_5, θ_6 ve θ_7 ile gösterilmiştir. Son olarak kuyruk palası şaftı üzerinde bulunan B_2 sönüm ifadesi, kuyruk palasının hava içindeki hareketi sonucu oluşan sönüm değeridir.



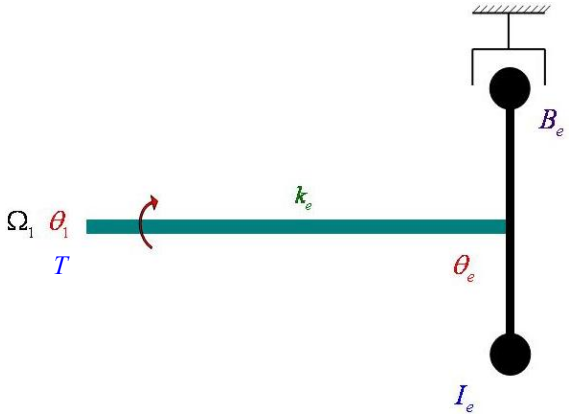
Şekil 5.1: Helikopter Güç Aktarma Sisteminin Basitleştirilmiş Modeli

Helikopter güç aktarma sistemini eşdeğer basit sisteme indirgemek için motor (I_1) ve ana dişli kutusu (I_2) kütlesel atalet momentleri motor çıkış miline, kuyruk palası kütlesel atalet momenti (I_7),kuyruk palası direngenliği (k_4) ve kuyruk palasında oluşan sönüm (B_2) ise kuyruk miline indirgenmiştir.

Yapılan indirgeme için Şekil 5.2-3'de verilen örnek aydınlatıcı olacaktır.



Şekil 5.2: Örnek Sistemin İndirgeme Yapılmadan Önceki Gerçek Hali



Şekil 5.3: Örnek Sistemin İndirgeme Yapıldıktan Sonraki Hali

Elastik enerji dikkate alındığında, 1. milin θ_1 kadar burulması sonucunda, örnek sistemin potansiyel enerjisi aşağıdaki gibi yazılır. Sağdaki eşitlik örnek sistemin eşdeğeridir.

$$V = \frac{1}{2}k_2\left(\theta_2\right)^2 = \frac{1}{2}k_e\theta_1^2 \qquad \textbf{(5.1)}$$

Kullanılan kütlesel atalet momentsiz dişlilerin çevrim oranı "g" olarak ifade edildiğinde, ikinci mil $\theta_2 = \theta_1/g$ kadar burulacaktır,

$$V = \frac{1}{2}k_2\left(\theta_1/g\right)^2 = \frac{1}{2}k_e\theta_1^2 \qquad \textbf{(5.2)}$$

$$k_e = \frac{k_2}{g^2} \qquad \textbf{(5.3)}$$

bulunur.

Sistemin kinetik enerjisi de aşağıdaki gibidir.

$$T = \frac{1}{2} I_2 \Omega^2 = \frac{1}{2} I_e \Omega_e^2 \quad \textbf{(5.4)}$$

Burada Ω ve Ω_e sırasıyla I_2ve I_e kütlesel atalet momentlerinin açısal frekanslarıdır. 5.4 te verilen eşitlik alternatif olarak aşağıdaki gibi de yazılabilir.

$$T = \frac{1}{2} I_2 \left(\Omega_2 + d\theta_2/dt\right)^2 = \frac{1}{2} I_e \left(\Omega_1 + d\theta_e/dt\right)^2 \quad \textbf{(5.5)}$$

elde edilir.

Burada θ_2 ve θ_e sırasıyla 2. şaft ve eşdeğer şaftın burulma açılarıdır.

Eşitlik (5.5) yeniden düzenlenirse,

$$T = \frac{1}{2} I_2 \left(\Omega_1/g + d\left(gT/k_2\right)/dt\right)^2 = \frac{1}{2} I_e \left(\Omega_1 + d\left(T/k_e\right)/dt\right)^2 \quad \textbf{(5.6)}$$

Denklem (5.3) te elde edilen ifade ($k_e = k_2/g^2$) denklem (5.6) da yerine konduğunda,

$$I_e = \frac{I_2}{g^2} \quad \textbf{(5.7)}$$

elde edilir

Son olarak sistemin disipasyon enerjisi yazıldığında

$$D = \frac{1}{2} B_1 \Omega^2 = \frac{1}{2} B_e \Omega_1^2 \quad \textbf{(5.8)}$$

$$T = \frac{1}{2} I_2 \left(\Omega_1/g + d\left(gT/k_2\right)/dt\right)^2 = \frac{1}{2} I_e \left(\Omega_1 + d\left(T/k_e\right)/dt\right)^2 \quad \textbf{(5.9)}$$

$$B_e = \frac{B_1}{g^2} \quad \textbf{(5.10)}$$

elde edilir.

Yukarıdaki örnek sistemde anlatılan yaklaşım; basitleştirilmiş sistemde devir kademelerinin sayısını azaltmak için kullanılmıştır.

5.1.1. Modelin Teorik Altyapısı

$\theta_k = \theta_{1,2,3,4,5,6,7}$ açısal yer değiştirmeleri genelleştirilmiş koordinat olarak seçilirse, Lagrange denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_k}\right)-\frac{\partial T}{\partial \theta_k}+\frac{\partial U}{\partial \theta_k}+\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_k}=0 \qquad \textbf{(5.11)}$$

Birden fazla serbestlik derecesi bulunan sistemlerde elde edilecek denklem takımları için Lagrange denklemleri matris formunda yazılabilir.

$$\frac{d}{dt}\left\{\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_k}\right)\right\}-\left\{\frac{\partial T}{\partial \theta_k}\right\}+\left\{\frac{\partial U}{\partial \theta_k}\right\}+\left\{\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_k}\right\}=\{0\} \qquad \textbf{(5.12)}$$

Sistemin kinetik enerjisi ;

$$T=\frac{1}{2}\left[I_1\dot{\theta}_1^2+I_2\dot{\theta}_2^2+I_3\dot{\theta}_3^2+I_4\dot{\theta}_4^2+I_5\dot{\theta}_5^2+I_6\dot{\theta}_6^2+I_7\dot{\theta}_7^2\right] \qquad \textbf{(5.13)}$$

Sistemin potansiyel enerjisi ;

$$V=\frac{1}{2}\left[k_1\left(\theta_2-\theta_1\right)^2+k_2\left(\theta_4-\theta_3\right)^2+k_3\left(\theta_6-\theta_5\right)^2+k_4\left(\theta_7-\theta_6\right)^2\right] \qquad \textbf{(5.14)}$$

Sisteme dışarıdan ve sistemin hareketine ters yönde etkiyen disipatif kuvvetlerin enerjisi ;

$$D=\frac{1}{2}\left[B_1\dot{\theta}_4^2+B_2\dot{\theta}_7^2\right] \qquad \textbf{(5.15)}$$

Basit modelde bulunan dişli çarkın varlığından dolayı çevrim oranları göz önüne alınarak; θ_2 , θ_3 ve θ_5 arasındaki bağıntı şu şekilde yazılabilir;

$$\begin{aligned}\theta_3&=-n_1\theta_2\\ \theta_5&=-n_2\theta_2\end{aligned} \qquad \textbf{(5.16)}$$

Bu bağıntılar sistemin kinetik, potansiyel ve sönüm (disipasyon) enerjisi için yazılan denklemlere konulur ve denklemler yeniden düzenlenirse;

$$\begin{aligned}T&=\frac{1}{2}\left[I_1\dot{\theta}_1^2+I_2\dot{\theta}_2^2+I_3\left(n_1\dot{\theta}_2^2\right)+I_4\dot{\theta}_4^2+I_5\left(n_2\dot{\theta}_2^2\right)+I_6\dot{\theta}_6^2+I_7\dot{\theta}_7^2\right]\\ V&=\frac{1}{2}\left[k_1\left(\theta_2-\theta_1\right)^2+k_2\left(\theta_4+n_1\theta_2\right)^2+k_3\left(\theta_6+n_2\theta_2\right)^2+k_4\left(\theta_7-\theta_6\right)^2\right]\\ D&=\frac{1}{2}\left[B_1\dot{\theta}_4^2+B_2\dot{\theta}_7^2\right]\end{aligned} \qquad \textbf{(5.17)}$$

Buradan da,

$$\begin{aligned}T&=\frac{1}{2}\left[I_1\dot{\theta}_1^2+\left(I_2+n_1{}^2I_3+n_2{}^2I_5\right)\dot{\theta}_2^2+I_4\dot{\theta}_4^2+I_6\dot{\theta}_6^2+I_7\dot{\theta}_7^2\right]\\ V&=\frac{1}{2}\left[k_1\left(\theta_2-\theta_1\right)^2+k_2\left(\theta_4+n_1\theta_3\right)^2+k_3\left(\theta_6+n_2\theta_2\right)^2+k_4\left(\theta_7-\theta_6\right)^2\right]\\ D&=\frac{1}{2}\left[B_1\dot{\theta}_4^2+B_2\dot{\theta}_7^2\right]\end{aligned} \qquad \textbf{(5.18)}$$

elde edilir.

Sistemin kinetik enerjisi Lagrange denklemleri için düzenlenirse;

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_1} = I_1\dot{\theta}_1 \quad \rightarrow \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_1}\right) = I_1\ddot{\theta}_1 \tag{5.19}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_2} = \left(I_2 + n_1{}^2 I_3 + n_2{}^2 I_5\right)\dot{\theta}_2^2 \quad \rightarrow \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_1}\right) = \left(I_2 + n_1{}^2 I_3 + n_2{}^2 I_5\right)\ddot{\theta}_2^2 \tag{5.20}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_4} = I_4\dot{\theta}_4 \quad \rightarrow \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_4}\right) = I_4\ddot{\theta}_4 \tag{5.21}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_6} = I_6\dot{\theta}_6 \quad \rightarrow \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_6}\right) = I_6\ddot{\theta}_6 \tag{5.22}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_7} = I_7\dot{\theta}_7 \quad \rightarrow \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_7}\right) = I_7\ddot{\theta}_7 \tag{5.23}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \theta}_{1,2,3,4,5,6,7} = 0 \tag{5.24}$$

elde edilir.

Aynı şekilde sistemin potansiyel enerjisi Lagrange denklemleri için düzenlendiğinde;

$$\frac{\partial V}{\partial \theta_1} = -k_1\left(\theta_2 - \theta_1\right) = k_1\theta_1 - k_1\theta_2 \tag{5.25}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial V}{\partial \theta_2} &= k_1\left(\theta_2 - \theta_1\right) + n_1k_1\left(\theta_4 + n_1\theta_2\right) + n_2k_3\left(\theta_6 + n_2\theta_2\right) \\ &= k_1\theta_2 - k_1\theta_1 + n_1k_2\theta_4 + n_1^2k_2\theta_2 + n_2k_3\theta_6 + n_2^2k_3\theta_2 \\ &= -k_1\theta_1 + \left(k_1 + n_1^2k_2 + n_2^2k_3\right)\theta_2 + n_1k_2\theta_4 + n_2k_3\theta_6\end{aligned} \tag{5.26}$$

$$\frac{\partial V}{\partial \theta_4} = k_2\left(\theta_4 + n_1\theta_2\right) = n_1k_2\theta_2 + k_2\theta_4 \tag{5.27}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial V}{\partial \theta_6} &= k_3\left(\theta_6 + n_2\theta_2\right) - k_4\left(\theta_7 - \theta_6\right) = k_3\theta_6 + n_2k_3\theta_2 - k_4\theta_7 + k_4\theta_6 \\ &= n_2k_3\theta_2 + \left(k_3 + k_4\right)\theta_6 - k_4\theta_7\end{aligned} \tag{5.28}$$

$$\frac{\partial V}{\partial \theta_7} = k_4\left(\theta_7 - \theta_6\right) = -k_4\theta_6 + k_4\theta_7 \tag{5.29}$$

elde edilir.

Ve sistemin sönüm enerjisi Lagrange denklemleri için düzenlendiğinde;

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_1} = 0 \tag{5.30}$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_2} = 0 \tag{5.31}$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_4} = B_1\dot{\theta}_4 \tag{5.32}$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_6} = 0 \tag{5.33}$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_7} = B_2\dot{\theta}_7 \tag{5.34}$$

elde edilir.

Elde edilen ifadeler Lagrange denklemlerinde yerine konulduğunda aşağıdaki denklem takımı bulunur.

$$\begin{array}{lllllll}
I_1\ddot{\theta}_1 & +k_1\theta_1 & -k_1\theta_2 & & & & =0 \\
\left(I_2+n_1^2I_3+n_2^2I_5\right)\ddot{\theta}_2 & -k_1\theta_1 & +\left(k_1+n_1^2k_2+n_2^2k_3\right)\theta_2 & +n_1k_2\theta_4 & +n_2k_3\theta_6 & & =0 \\
I_4\ddot{\theta}_4 & & +n_1k_2\theta_2 & +k_2\theta_4 & & +B_1\dot{\theta}_4 & =0 \\
I_6\ddot{\theta}_6 & & +n_2k_3\theta_2 & & +\left(k_3+k_4\right)\theta_6 & -k_4\theta_7 & =0 \\
I_7\ddot{\theta}_7 & & & & -k_4\theta_6 & +k_4\theta_7 +B_2\dot{\theta}_7 & =0
\end{array} \tag{5.35}$$

Bulunan denklem takımları matris formunda düzenlendiğinde;

Kütlesel atalet momenti matrisi **I** aşağıdaki gibidir.

$$I=\begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_2+n_1^2I_3+n_2^2I_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_7 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_4 \\ \ddot{\theta}_6 \\ \ddot{\theta}_7 \end{Bmatrix} \tag{5.36}$$

Aynı şekilde direngenlik matrisi **K** aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$K=\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & \left(k_1+n_1^2k_2+n_2^2k_3\right) & n_1k_2 & n_2k_3 & 0 \\ 0 & n_1k_2 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & n_2k_3 & 0 & k_3+k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_4 \\ \theta_6 \\ \theta_7 \end{Bmatrix} \tag{5.37}$$

Son olarak sistemin sönüm matrisi **B** de aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$B=\begin{bmatrix}0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0\\0&0&B_1&0&0\\0&0&0&0&0\\0&0&0&0&B_2\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\dot{\theta}_1\\\dot{\theta}_2\\\dot{\theta}_4\\\dot{\theta}_6\\\dot{\theta}_7\end{Bmatrix} \tag{5.38}$$

Sistemin hareketinin matris notasyonlarıyla yazılmış hali aşağıdaki gibidir.

$$[\mathrm{I}]_{n\times n}\{\ddot{\theta}\}_{n\times 1}+[B]_{n\times n}\{\dot{\theta}\}_{n\times 1}+[K]_{n\times n}\{\theta\}_{n\times 1}=\{0\}_{n\times 1} \tag{5.39}$$

$$\begin{bmatrix}I_1&0&0&0&0\\0&I_2+n_1^2I_3+n_2^2I_5&0&0&0\\0&0&I_4&0&0\\0&0&0&I_6&0\\0&0&0&0&I_7\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\ddot{\theta}_1\\\ddot{\theta}_2\\\ddot{\theta}_4\\\ddot{\theta}_6\\\ddot{\theta}_7\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0\\0&0&B_1&0&0\\0&0&0&0&0\\0&0&0&0&B_2\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\dot{\theta}_1\\\dot{\theta}_2\\\dot{\theta}_4\\\dot{\theta}_6\\\dot{\theta}_7\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}k_1&-k_1&0&0&0\\-k_1&\left(k_1+n_1^2k_2+n_2^2k_3\right)&n_1k_2&n_2k_3&0\\0&n_1k_2&k_2&0&0\\0&n_2k_3&0&k_3+k_4&-k_4\\0&0&0&-k_4&k_4\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\theta_1\\\theta_2\\\theta_4\\\theta_6\\\theta_7\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}0\\0\\0\\0\\0\end{Bmatrix} \tag{5.40}$$

Lagrange denklemleri ile elde edilen, basit helikopter güç aktarım sisteminin hareket denklemi (5.38), durum uzayı (state-space) formülasyonu kullanılarak, değişken dönüşümü yardımıyla birinci mertebeden lineer diferansiyel. denklem takımına dönüştürülür.

$$\left.\begin{aligned}\{\theta\}&=\{x_1\}\\\{\dot{\theta}\}&=\{x_2\}\end{aligned}\right\}\ \text{değişkenleri tanımlansın,} \tag{5.41}$$

Ayrıca, $\{\dot{x}_1\}=\{x_2\}$ olduğu dikkate alınırsa,

(5.41) de tanılanan değişkenlerin, (5.39) de yerine konmasıyla, diferansiyel denklem takımı "standard formda" elde edilir.

Bunun için,

$$\begin{aligned}\{\dot{x}_1\}&=\{x_2\}\\\{\dot{x}_2\}&=-[\mathrm{I}]^{-1}[K]\{x_1\}-[\mathrm{I}]^{-1}[B]\{x_2\}\end{aligned} \tag{5.42}$$

Düzenlenirse,

$$\begin{Bmatrix}\dot{x}_1\\\dot{x}_2\end{Bmatrix}_{2n\times 1}=\left[\begin{array}{c|c}[0]&[I]\\\hline -[\mathrm{I}]^{-1}[K]&-[\mathrm{I}]^{-1}[B]\end{array}\right]_{2n\times 2n}.\begin{Bmatrix}x_1\\x_2\end{Bmatrix}_{2n\times 1} \tag{5.43}$$

Daha sade gösterimle,

$$\{\dot{x}\}_{2n\times 1}=[A]_{2n\times 2n}\{x\}_{2n\times 1} \tag{5.44}$$

(5.43) denkleminin çözümü için üstel çözüm kabülünden

$$\{x(t)\}_{2n\times 1} = \{X\}_{2n\times 1}.e^{\lambda_j t} \qquad \textbf{(5.45)}$$

Şeklinde bir çözüm aranmalıdır.

(5.44) teki çözüm kabulunün, (5.43) denklemine konmasıyla, standard özdeğer problemine gelinir:

$$[A]\{X\} = \lambda\{X\} \qquad \textbf{(5.46)}$$

λ_j'ler $[A]$matrisi ile ifade edilen sistemin kompleks özdeğerleridir.

$$\lambda_j = \alpha_j \pm i\beta_j, \quad \text{j = 1,2, ..., 2n} \qquad \textbf{(5.47)}$$

$$i = \sqrt{-1}$$

olmak üzere toplam *2n kompleks eşlenik özdeğer* bulunur.

$\{X\}_{2n\times 1}$ kompleks genlik vektörüdür. (İlgili özdeğer kompleks ise, ona karşılık gelen özvektör de kompleks olur.)

(5.47) de verilen λ_j kompleks özdeğerleri, [40], daha açık şekliyle şöyle ifade edilebilir:

$$\lambda_j = -\zeta_j\omega_j \pm i\left(\omega_j\sqrt{1-\zeta_j^2}\right) \qquad \text{j = 1,2, ..., 2n} \qquad \textbf{(5.48)}$$

(6.47) ifadesinde geçen $\omega_j = \sqrt{\alpha_j^2 + \beta_j^2}$ ve $\zeta_j = \dfrac{-\alpha_j}{\sqrt{\alpha_j^2 + \beta_j^2}}$ sırasıyla, *j' inci modun sönümsüz doğal frekansı* ve yine *j'inci modun modal sönüm oranı*dır.

Burulma titreşimlerinin incelendiği bu tezde, sistemin hareket denklemleri standard formda ifade edilmiş, ardından MatLab paket programının özdeğer çözücüsü olan EIG(...) fonsiyonu kullanılarak sistemin kompleks özdeğerleri ve özvektörleri elde edilmiştir. Elde edilen özdeğerler kompleks eşlenik olduğundan, sanal kısmı negatif olan özdeğerler ve bu sanal kısmı negatif olan özdeğerlere karşılık gelen kompleks özvektörler – ek bir bilgi sağlamayacağından – gözardı edilerek (2n x 2n) lik bir özvektör matrsinden (= Modal matris), (2n x n) lik bir özvektör matrisine gelinir.

j' inci kompleks özdeğere karşılık gelen j'inci kompleks özvektörü ele alındığında:

$$\{X\}^j = \begin{Bmatrix} \{X_1\} \\ \{X_2\} \end{Bmatrix}^j = \begin{Bmatrix} \{X_1\} \\ \{\dot{X}_1\} \end{Bmatrix}^j = \begin{Bmatrix} \{X_1\}^j \\ \lambda_j \{X_1\}^j \end{Bmatrix} \qquad \textbf{(5.49)}$$

yazılabilir.

(5.49) da verilen ifade şunu göstermektedir:

n serbestlik dereceli lineer mekanik bir sistemin, j'inci özdeğerine karşılık gelen ve (n x 1) boyutunda olması beklenmeyen j'inci özvektörü; sistemin standard formda (2n x 2n) ifade edilmesinden dolayı (2n x 1) boyutunda elde edilmiştir. Bu nedenle (5.49) da verilen j' inci modun , kompleks özvektörünü yine bu modun kompleks özdeğeri olan λ_j ile çarpılmış olan alt kısmı doğrudan silinebilir:

$$\{X\}^j = \begin{Bmatrix} \{X_1\}^j \\ \cancel{\lambda_j \{X_1\}^j} \end{Bmatrix}$$

O halde, j'inci modun (n x 1) boyutundaki kompleks özvektörü bulunmuş olur : $\{X_1\}_j$

$\{X_1\}_j$ açık olarak yazılırsa,

$$\{X_1\}^j_{nx1} = \begin{Bmatrix} a+i.b \\ c+i.d \\ e+i.f \\ \vdots \end{Bmatrix}^j_{nx1} = \begin{Bmatrix} \sqrt{a^2+b^2}.\exp\left[i\tan^{-1}\left(\frac{b}{a}\right)\right] \\ \sqrt{c^2+d^2}.\exp\left[i\tan^{-1}\left(\frac{d}{c}\right)\right] \\ \sqrt{e^2+f^2}.\exp\left[i\tan^{-1}\left(\frac{f}{e}\right)\right] \\ \vdots \end{Bmatrix}^j_{nx1} = \begin{Bmatrix} r_1 e^{i\phi_1} \\ r_2 e^{i\phi_2} \\ r_3 e^{i\phi_3} \\ \vdots \\ r_n e^{i\phi_n} \end{Bmatrix}^j_{nx1} \qquad \textbf{(5.50)}$$

j'inci modun kompleks özvektörü bu haliyle, toplam n adet istasyondaki açısal yerdeğiştirmeleri, reel genlikler ve reel faz açılarıyla temsil edilmektedir.

Bu kompleks modların grafik üzerinde ifade edilmesine geçilmeden önce, her bir özvektörün ilk elemanının (1. İstasyondaki) genliği **1.0** ve faz açısıda **0.0°** olacak şekilde düzenlenmesi uygun olur [41].

Bu işlem için $\{X_1\}^j$ in $\left(\frac{1}{r_1 e^{i\phi_1}}\right)^j$ ile çarpılması yerinde olacaktır.

$$\{X_1\}_{nx1}^{j}\left(\frac{1}{r_1e^{i\phi_1}}\right)^{j}=\begin{Bmatrix} r_1e^{i\phi_1}\\ r_2e^{i\phi_2}\\ r_3e^{i\phi_3}\\ \vdots\\ r_ne^{i\phi_n}\end{Bmatrix}_{nx1}^{j}\quad\left(\frac{1}{r_1e^{i\phi_1}}\right)^{j}=\begin{Bmatrix} 1.0\,e^{i(0.0)}\\ r_2/r_1\,e^{i(\phi_2-\phi_1)}\\ r_3/r_1\,e^{i(\phi_3-\phi_1)}\\ \vdots\\ r_n/r_1\,e^{i(\phi_n-\phi_1)}\end{Bmatrix}_{nx1}^{j} \tag{5.51}$$

6. ARMD (Advanced Rotating Machinery Dynamics) PROGRAMI

ARMD programı dönen makinaların dinamik hesaplarında kullanılan, alanında uzmanlaşmış bir sonlu elemanlar paket programıdır. ARMD programı eğilme titreşimleri ve burulma titreşimlerinin doğal frekanslarının bulunmasında oldukça etkilidir.

Eğilme titreşimlerinde, sadece şaftın "0" dönme hızında değil istenilen bütün devirlerde, kritik hızların, yatak direngenliğinin değerlerinin değişimine göre değişimini de gösterebilmektedir (critical speed map - kritik hız diyagramı). Bu sayede sistemin stabilitesi iyi bir yaklaşımla kontrol edilebilmektedir. Eğilme titreşimleri için bir başka önemli nokta da yük altındaki şaftların çalışma aralıklarında tahrik frekansı ve doğal frekansı çakışmasının gözlenebilmesidir (Campbell diyagramları). Eğilme titreşimleri söz konusu olduğunda, üç boyutlu uzayda şaftın ekseni *z ekseni* kabul edilirse, eğilme titreşimleri için x ve y doğrultusunda iki ayrı kritik hız gözlenecektir. Sistem simetrik kabul edilirse ve jiroskopik etkiler ile yatakların x ve y yönündeki yatak direngenliği ve sönümü aynı değerde kabul edilirse, x ve y ekseninde bulunacak kritik hızlar çakışık olacaktır. İdeal olmayan koşullarda ise bu kritik hızlar şaft hızlandıkça birbirlerinden ayrılacaklardır. ARMD programında, bütün bu ideal olmayan koşullar hesaba katılabilmekte ve kritik hızlardaki şaftın hızına bağlı olan değişim, Campbell diyagramlarında gözlenebilmektedir.

ARMD programında, eğilme titreşimleri için bahsedilebilecek bir önemli nokta da; ARMD programının yatak analizlerini yapabilecek bir modüle sahip olmasıdır. Endüstride kullanılan her tipte yatak için, katalog özellikleri girilerek programda analizinin yapılabilmesi sağlanır.

Burulma titreşimleri söz konusu olduğunda, sistemin kritik hızlarında, şaftın dönme hızına göre şaft direngenliğinde değişim söz konusu olmadığından, şaftın farklı devirlerine göre değişiklik görülmez. Fakat; sistemde elastomerik sönüm elemanı kullanırsa (helikopterlerde gecikme damperi (lead-lag damper)), bu damper üzerine

gelen kuvvete göre direngenlik ve sönüm özellikleri değişeceğinden, sistemin yapısı da değişecektir. Bu sebepten dolayı kritik hızların değerleri de şaftın hızına bağlı olarak değişecektir. Burulma titreşimlerinde kritik hızların değişimleri için bir başka önemli etki de, türbin sistemlerinde türbin kanatlarının, helikopterlerde palaların hava içindeki hareketinden dolayı, havanın kanatlara ve palalara sönümleyici etkisinin bulunmasıdır. Bu sönümün değerinin şaftın dönme hızına göre değişeceği de aşikardır. ARMD programına bu değişimleri modelleyebilen *"sönüm modeli"* (damping model) adında bir modül eklenmiştir.

Bu tezin kapsamında, ARMD programında burulma titreşimleri analizi yapılan örnek modellerde hesaplanan kritik hızların şaftın devir hızına göre değişimleri, göz ardı edilmiştir. Bunun en önemli sebebi güç iletim sisteminin çalışma devirlerine ulaşmasının saniyeler içinde gerçekleşmesidir.

6.1. ARMD Programında Modelleme

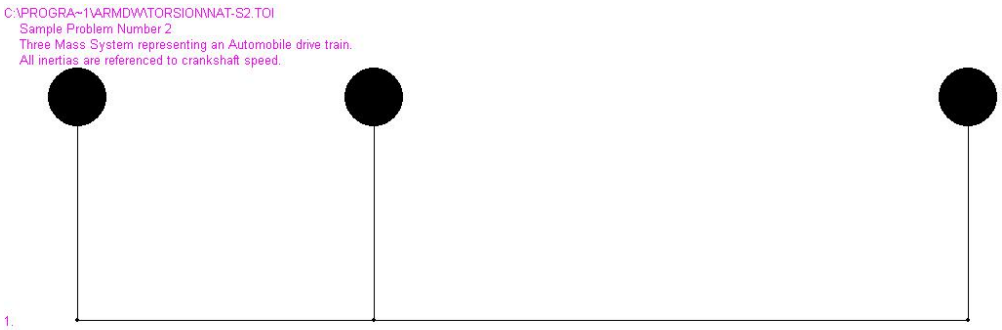
ARMD programında burulma titreşimlerinin analizi için modelin hazırlarken, programın doğal frekansları gerçek değerlerine yakın bulabilmesi için bir takım önceliklerin tanımlanması gerekmektedir. Burulma titreşimleri analizi yapılacak sistem ARMD programında, basitçe toplu parametre modeli kurularak, istenilen veriler (kritik hızlar, mod şekilleri, Campbell diyagramları**..**) elde edilebilir. Fakat, analizi yapılan sistemin yapısını en iyi şekilde yayılı yük modeli verebileceğinden, ayrıntılı ve doğruya yakın sonuçlar için yayılı yük modeli ARMD programında kullanılabilir.

Aşağıda ARMD programında yayılı yük modelinin yapılması anlatılmıştır.

6.1.1. ARMD Programında Toplu Parametre Modeli Yaklaşımı

Basit bir sistemin modellenmesinde, ARMD programında toplu parametre yaklaşımını kullanmak mümkündür. Böylelikle modelleme için gereken zaman kısalır. Aynı zamanda teknik resmi bulunmayan sistemlerin, basit bir iki ölçümle yaklaşık analizlerini yapmak için de toplu parametre yaklaşımı kullanmak, programı kullanan kişiye zaman kazandırır (Şekil 6.1).

toplu parametre model yaklaşımı

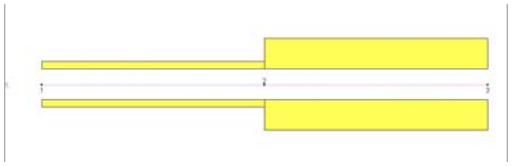


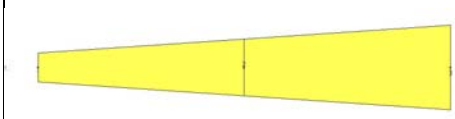
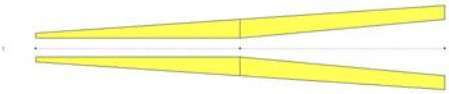
Şekil 6.1: Direngenlik ve Sönüm Değerleri Girilmiş Boyutsuz Miller

6.1.2. ARMD Programında Yayılı Yük Modeli Yaklaşımı

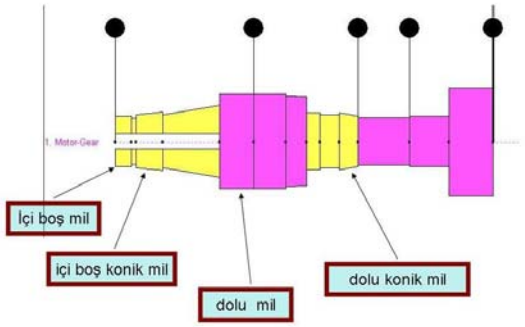
ARMD programında, şaftların geometrik şekli ile birebir olacak benzerlikte, teorik modeli kurulamaz, onun yerine yaklaşık matematik modeli kullanılır. Şaftların üzerindeki dişliler, türbin bıçakları gibi şafta ait olmayan elemanlar, bulundukları şaftın üzerine etkiyen kütlesel atalet momenti ve ağırlık bilgileri ile ifade edilirler. Elemanlarına ayrılmış bir şaft ARMD programında aşağıda sıralanmış özellikleri kullanarak modellenebilir;

- şaft elemanları dolu olarak modellenebilir, (Şekil 6.2).
- şaft elemanları içi boş olarak modellenebilir, (Şekil 6.3).
- şaft elemanları konik olarak modellenebilir, (Şekil 6.4).
- şaft elemanları içi boş ve konik olarak modellenebilir, (Şekil 6.5).

Dolu miller	**İçi boş miller**
	
Şekil 6.2: Dolu Millerin ARMD Programında Gösterimi	**Şekil 6.3:** İçi Boş Millerin ARMD Programında Gösterimi

Konik miller	İçi boş konik miller
	
Şekil 6.4: Konik Millerin ARMD Programında Gösterimi	**Şekil 6.5:** İçi Boş Konik Millerin ARMD Programında Gösterimi

- Bütün bu modelleme yöntemleri bir şaft boyunca kullanılabilir, (Şekil6.6).

Çeşitli tipteki şaft elemanlarının programda bir arada kullanımı

Şekil 6.6: ARMD Programında Modellenmiş Örnek Şaft

Dönen şaftların burulma titreşimleri analizleri için, sonlu elemanlar programlarını kullanırken dikkat edilmesi gereken bir takım kurallar bulunmaktadır. Bu kurallar aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Uzunluk / çap oranı, şaftın hiçbir elemanında 1.0 değerini geçmemelidir. Bu kurala uyularak yapılan modellemede, kritik hızların değerleri gerçeğe yakın hesaplanabilir.
- Uzunluk / çap oranı, şaftın hiçbir elemanında 0.05 ten küçük olmamalıdır. Bu oran 0.05'ten küçük olduğunda, her eleman, içinde kütle ve kütlesel atalet momenti bilgilerini barındıran, boyutsuz bir disk gibi davranır; direngenlik ve sönüm özelliklerini ise kaybeder.

- Şaft elemanlarının sayısı yukarıdaki iki değerlendirmeye göre minimum olacak sayıda tutulmalıdır. Böylelikle o sistem için optimum tasarım kriterine ulaşılmış olur.

6.2. ARMD Programının Kapasitesi

ARMD progmanının eleman sayısı 240 eleman ile sınırlıdır. Endüstriyel uygulamalar için oldukça yeterli olan bu sayı, helikopter tasarımı söz konusu olduğunda bir takım yaklaşımlar getirme zorunluluğu doğurmuştur. Uzun kuyruk şaftını modellerken şaftın geometrisini korumak, eleman sayısı sınırlaması yüzünden imkansızdır. Bu sebepten dolayı, kuyruk şaftı daha az detaylandırılırken, özellikle yükün ana rotor palasından geldiği bilindiğinden, ana rotor palasına giden güç iletim zinciri olabildiğince ayrıntılı modellenmeye çalışılmıştır. Aynı zamanda ana rotor palasına giden güç iletim zincirindeki şaft parçaları modellenirken $\frac{L}{D} << 1$ gibi 1 değerinden çok daha düşük "uzunluk-çap" oranları değerlerinden kaçınılmıştır. Çünkü böyle bir durumda şaft parçalarının modeli, birbirine eklenmiş katı disklerden oluşan bir modele benzer.

ARMD programının bir yetersizliği de eş merkezli şaftları olduğu gibi modelleyememesidir; buna karşın eş merkezli şaftlar için eşdeğer modeller kurulabilir, örneğin Tez'de kullanılan eşdeğer modelde eş merkezli şaftlar dallandırılarak, bu şaftlar arasında devir sayısını değiştirmeyen ve çevrim oranı "bir" olan kütlesel atalet momentsiz, katı bağlantıya sahip dişli kullanılmıştır.

ARMD programında eksikliği hissedilen bir diğer durum modellemenin fiziksel modelleme olarak gösterilememesidir. Kurulan matematik model ile yetinildiğinden görselliği oldukça düşüktür.

7. BASİT MODELDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR

7.1. Modelde Kullanılan Girdiler

Tablo 7.1' de millerin direngenlik değerlerinin hesaplanması için gerekli mil boyutları verilmektedir.

Tablo 7.1 Basit Sistemde Kullanılan Millerin Boyutları

1.mil boyutları	2. mil boyutları	3. mil boyutları	4. mil boyutları
$l_1 = 411.8030\,mm$ $D_{d_1} = 44.462\,mm$ $D_{i_1} = 39.960\,mm$	$l_2 = 449.809\,mm$ $D_{d_2} = 101\,mm$ $D_{i_2} = 93\,mm$	$l_3 = 7003.737\,mm$ $D_{d_3} = 32\,mm$ $D_{i_3} = 28\,mm$	$l_4 = 464.1\,mm$ $D_{d_4} = 26\,mm$ $D_{i_4} = 19.8\,mm$

Detaylı hesaplanması Bölüm 8 de verilecek olan kütlesel atalet momenti değerleri ve sönüm değerleri Tablo 7.2 ve 7.3'te görülmektedir.

Tablo 7.2: MATLAB Kodunda Girilen Değerler (1)

$[kgm^2]$	
$I_1 = 2.27$	$\rightarrow$ Motorun, motor çıkış miline indirgenmiş kütlesel atalet momenti
$I_2 = 0.0024$	$\rightarrow$ Ana dişli kutusunun, motor çıkış miline indirgenmiş kütlesel atalet momenti
$I_3 = 0.155$	$\rightarrow$ Planet dişli eşdeğer kütlesel atalet momenti
$I_4 = 888.46$	$\rightarrow$ Ana palanın ve hub ın eşdeğer kütlesel atalet momenti
$I_5 = 0.000177$	$\rightarrow$ Kuyruk dişlisinin (dişli no.111) eşdeğer kütlesel atalet momenti
$I_6 = 0.00106$	$\rightarrow$ Kuyruk dişli kutusunun kuyruk miline indirgenmiş kütlesel atalet momenti
$I_7 = 0.7396$	$\rightarrow$ Kuyruk palasının kuyruk miline indirgenmiş kütlesel atalet momenti
$[Nm/rad]$	
$k_1 = 2.5675 \times 10\,\hat{}\,4$	
$k_2 = 5.0628 \times 10\,\hat{}\,5$	
$k_3 = 4.82279 \times 10\,\hat{}\,2$	
$k_4 = 5.0869 \times 10\,\hat{}\,3$	

Tablo 7.3: MATLAB Kodunda Girilen Değerler (2)

$[Nms/rad]$	
$B_1 = 826.5301$	$\rightarrow$ Ana palanın hava içindeki hareketinden doğan sönüm
$B_2 = 1.372694$	$\rightarrow$ Kuyruk palasının hava içindeki hareketinden doğan sönüm

Kütlesel atalet momenti değerlerinin elde edilişi daha sonra bölüm 8' de ayrıntılı bir biçimde açıklanacağı gibi CATIA yazılımından hesaplanmıştır. Sönüm değerleri ise bölüm 3' te verilen yük çıkışlarının güç ifadelerini kullanılarak, yine bölüm 8'de hesaplanmıştır.

7.2. Modelden Elde Edilen Doğal Frekanslar

Matlab kodu ile elde edilmiş sonuçlar Tablo 7.4'te listelenmiştir. Basit model 5 serbestlik derecesine sahip olmasına rağmen; ilk mod rijit mod olduğu için kod çıktısında gösterilmemiştir. Geriye kalan 4 modda, sistemin sönümlü ve sönümsüz doğal frekansları belirtilmiştir. Sönümlü sistem özdeğeri, kompleks sayıdır ve bu kompleks sayının gerçek değeri sistemin kararlılığını belirtir. Tablo 7.4'ten okunan gerçek değerleri "–" ifadesi olmasından dolayı bulunan 4 doğal frekans da kararlıdır. Kompleks kökteki sanal kısım, sistemin salınım frekansı ile ilgili bilgiyi içerir. Sönüm oranı, sistemin kritik sönümü ele alındığında, sistemin az sönümlü ya da aşırı sönümlü olup olmadığı ile ilgili bilgi sahibi olmak için kullanılır. Elde edilen dört doğal frekans, tablodan okunan sönüm oranı değerlerinin "1" den küçük olmasından dolayı, az sönümlü titreşim hareketi yaparlar.

Tablo 7.4: MATLAB'ten Elde Edilen Değerler.

MODE NUMBER	UNDAMPED NATURAL FREQUENCY	DAMPING RATIO	REAL		IMAGINARY
1	2.6634	0.0252	-0.0670	+/-	2.6626
2	5.3826	0.0064	-0.0346	+/-	5.3825
3	127.7795	0.0000	-0.0000	+/-	127.7795
4	364.9115	0.0000	-0.0000	+/-	364.9115

Tablo 7.4'te matlab çıktısında görülen ilk sütunda;

I. MODE NUMBER: Mod Numarasını

II. UNDAMPED NATURAL FREQUENCY: Sönümsüz Doğal Frekansı

III. DAMPİNG RATIO: Sönüm Oranını

IV. REAL: kompleks kökün gerçek değerini

V. IMAGINARY: kompleks kökün sanal değerini ifade eder.

Bu ifadelerin anlamları aşağıdaki kompleks özdeğer açılımı ile açıklarsak;

$\lambda_i = -\zeta_i \omega_i \pm \omega_i \sqrt{1-\zeta_i^2}\, j$

λ_i: i.mod taki kompleks özdeğer

ω_i: i.mod taki sönümsüz doğal frekans II

ζ: i.mod taki kritik sönüm oranı III **(7.1)**

$-\zeta_i \omega_i$: i.mod taki kompleks özdeğerin reel kısmı IV

$\omega_i \sqrt{1-\zeta_i^2}$: i.mod taki sönümlü doğal frekans (Sanal Kısım) V

olduğu görülür.

Sönüm oranı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$\lambda_i = \alpha_i + \beta_i j$

ve

$\alpha_i \rightarrow \zeta_i \omega_i$

$\beta_i \rightarrow \omega_i \sqrt{1-\zeta_i^2}$

Olduğu bilindiğine göre sönümsüz doğal frekans;

$\omega_i = \sqrt{\alpha_i^2 + \beta_i^2}$

ve kritik sönüm oranı da

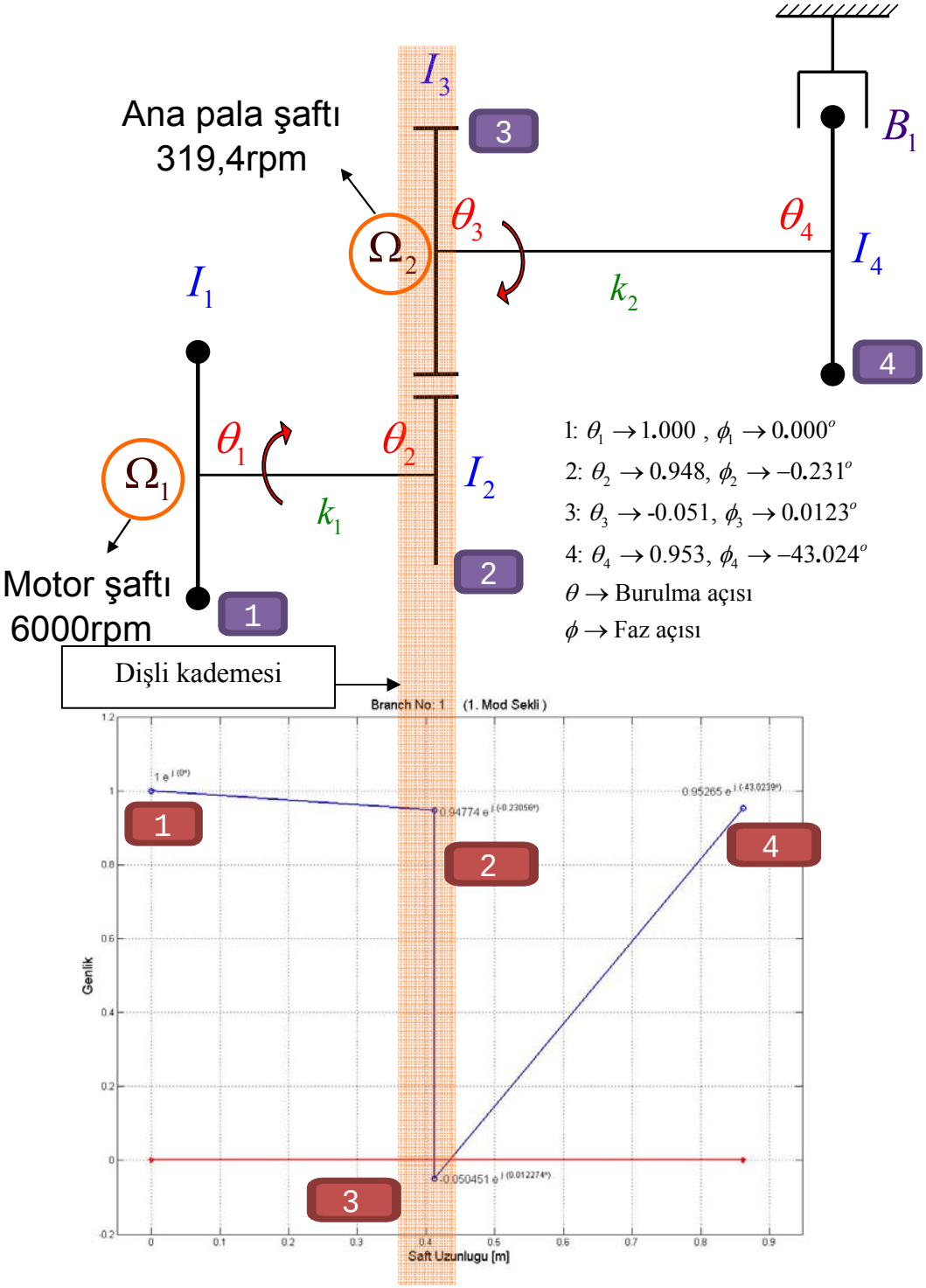
$$\zeta_i = -\frac{\alpha_i}{\omega_i} \qquad \textbf{(7.2)}$$

gibidir. Kritik sönüm oranına modal sönüm oranı da denilir.

Matlab kodundan elde edilen başka bir değer de, bulunan doğal frekansların mod şekilleridir. Ayrık sistem olarak modellenen matematik modelin üzerindeki her bir disk, sönümden dolayı, birbirlerine göre faz farkı olacak şekilde salınım hareketi yaparlar. Motor diski 1^o burulduğunda, diğer disklerin yapacağı burulma açıları, faz gecikmeleri ile birlikte Matlab kodunun çıktısında incelenebilir.

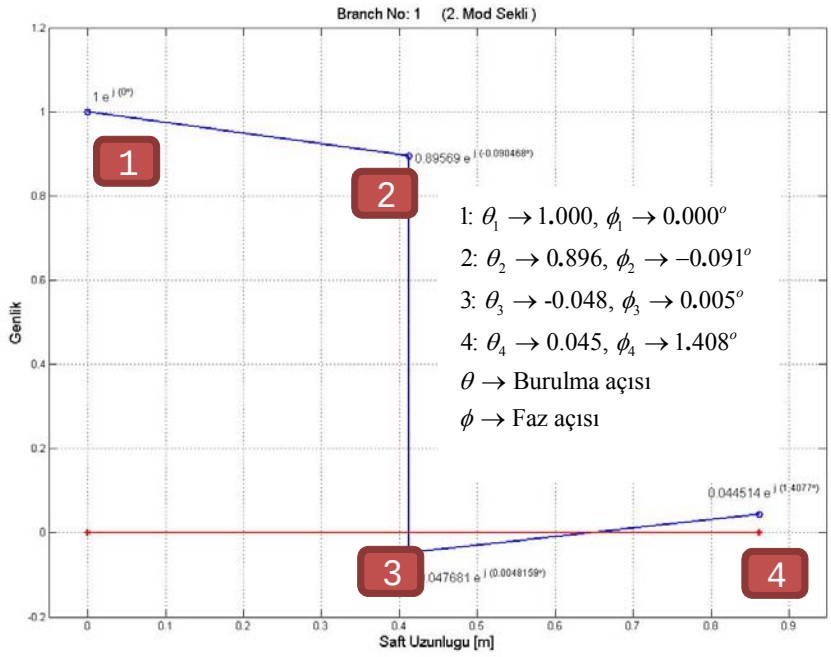
7.2.1. Ana Pala Yük Çıkışına Ait Dalın Mod Şekilleri

Mod şekilleri hazırlanırken Handbook of Rotordynamics, Fredric F. Ehrich'ın kitabındaki gösterimden faydalanılmıştır [42].



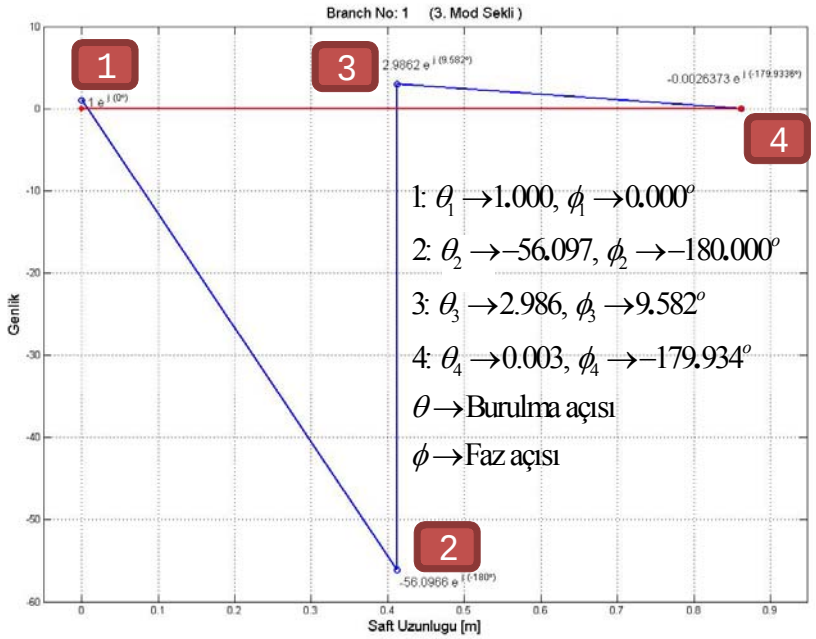
Şekil 7.1: Ana Pala Şaftına Giden Dal, 1.Mod Şekli

Şekil 7.1'te ana pala yük çıkışı ve kuyruk palası yük çıkışı olarak dallanan basit sistemin ana palaya ait kısmının mod şekli gözükmektedir. Bu moda ait doğal frekans **2.66 Hz** dir.



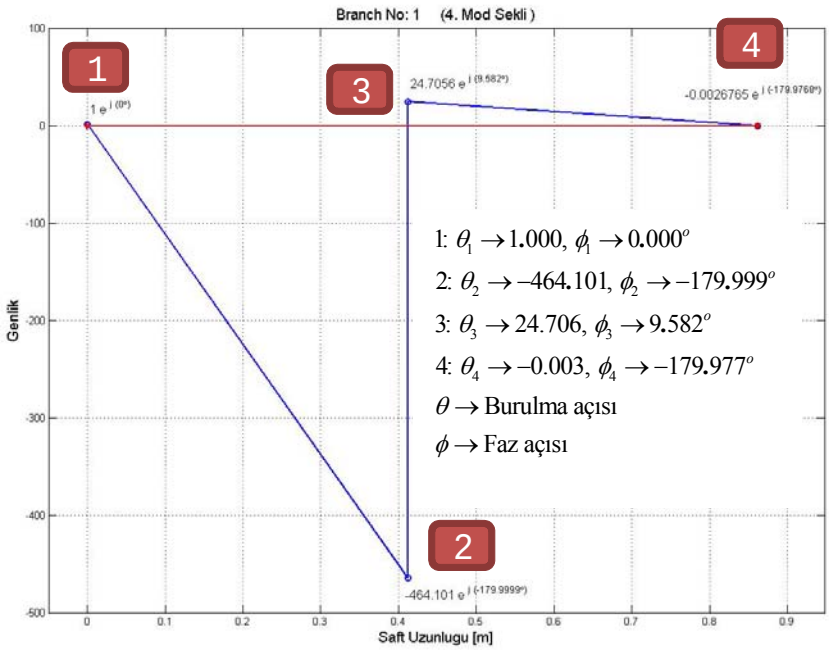
Şekil 7.2: Ana Pala Şaftına Giden Dal, 2.Mod Şekli

Şekil 7.2'de ana pala yük çıkışına ait dalın 2. mod şekli gözükmektedir. Bu moddaki doğal frekans **5.38 Hz** dir.



Şekil 7.3: Ana Pala Şaftına Giden Dal, 3.Mod Şekli

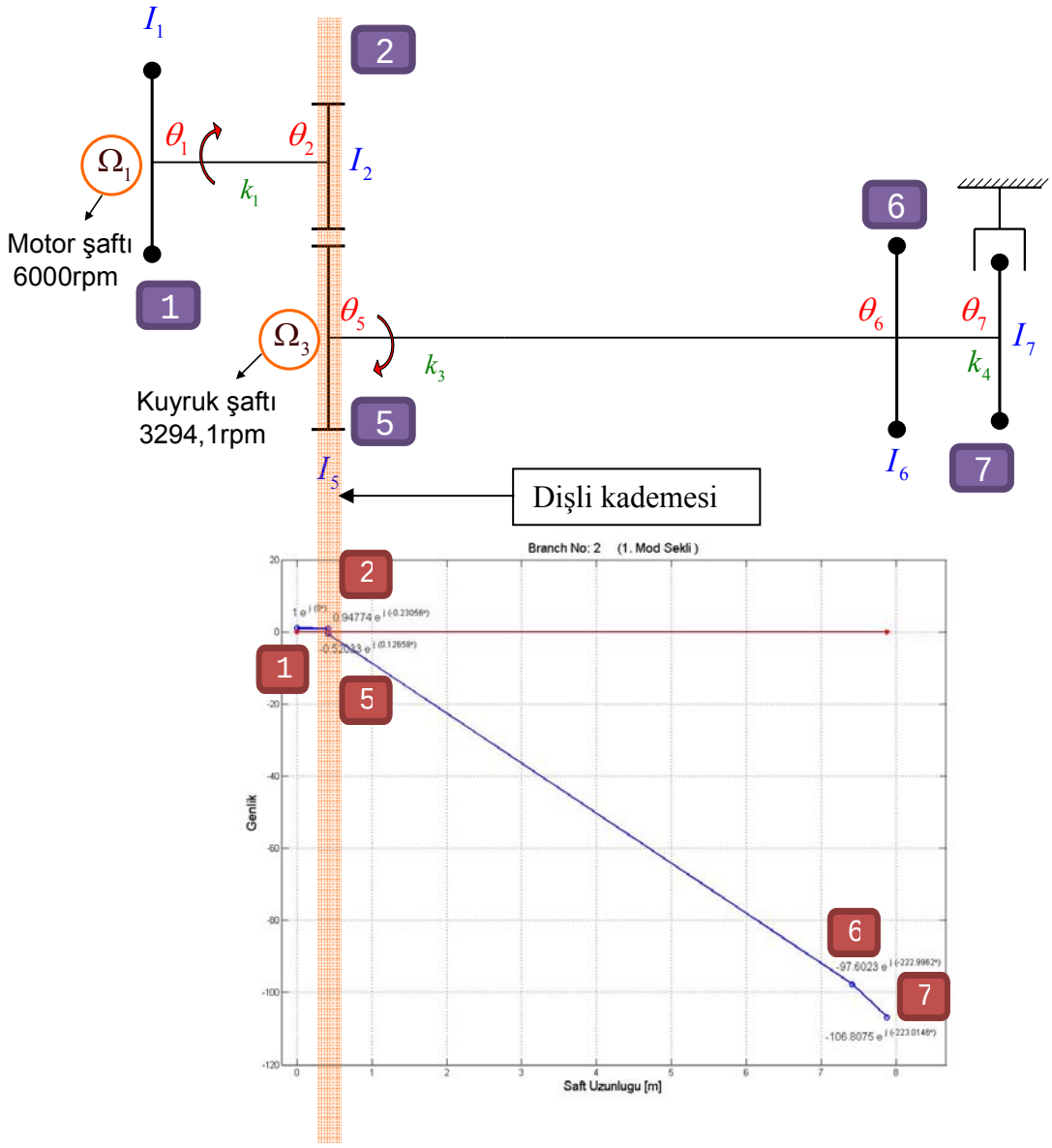
Şekil 7.3'te ana pala yük çıkışına ait dalın 3. mod şekli gözükmektedir. Bu moddaki doğal frekans **127.78 Hz** dir.



Şekil 7.4: Ana Pala Şaftına Giden Dal, 4.Mod Şekli

Şekil 7.4'de ana pala yük çıkışına ait dalın 4. mod şekli gözükmektedir. Bu moddaki doğal frekans **364.91 Hz** dir.

7.2.2. Kuyruk Palası Yük Çıkışına Ait Dalın Mod Şekilleri



1: $\theta_1 \rightarrow 1.000,\ \phi_1 \rightarrow 0.000^o$

2: $\theta_2 \rightarrow 0.948,\ \phi_2 \rightarrow -0.231^o$

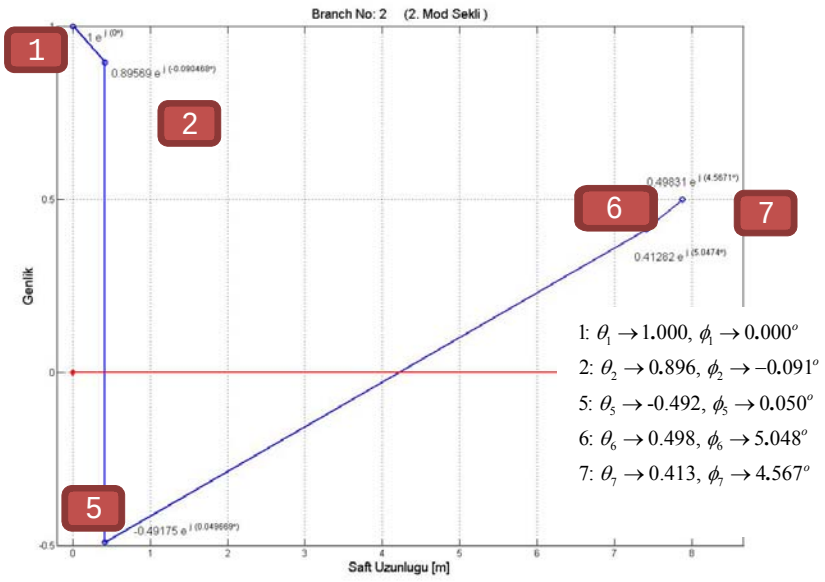
5: $\theta_5 \rightarrow -0.520,\ \phi_2 \rightarrow 0.127^o$

6: $\theta_6 \rightarrow -97.602,\ \phi_3 \rightarrow -222.996^o$

7: $\theta_7 \rightarrow$ -106.808, $\phi_4 \rightarrow -223.015^o$

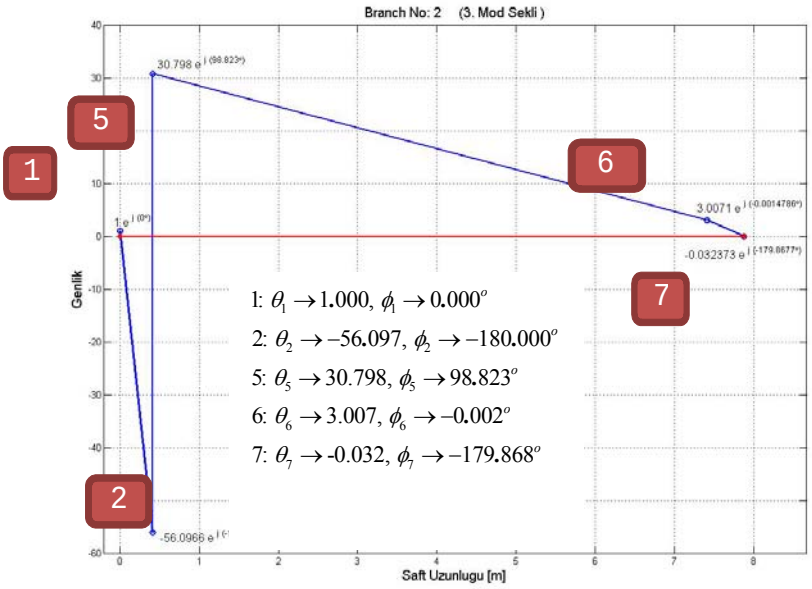
Şekil 7.5: Kuyruk Palası Şaftına Giden Dal, 1.Mod Şekli

Şekil 7.5'de kuyruk palası yük çıkışına ait dalın 1. mod şekli gözükmektedir. Bu mod taki kritik hız **2.66 Hz** dir.



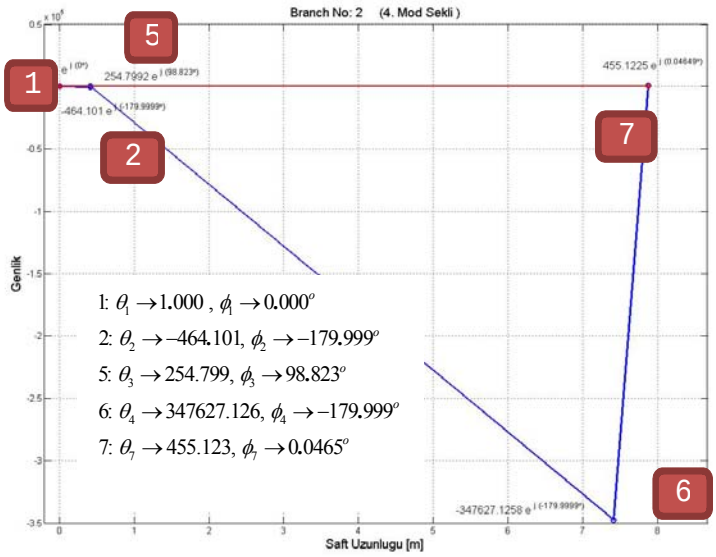
Şekil 7.6: Kuyruk Palası Şaftına Giden Dal, 2.Mod Şekli

Şekil 7.6'da kuyruk palası yük çıkışına ait dalın 2. mod şekli gözükmektedir. Bu moddaki doğal frekans **5.38 Hz** dir.



Şekil 7.7: Kuyruk Palası Şaftına Giden Dal, 3.Mod Şekli

Şekil 7.7'de kuyruk palası yük çıkışına ait dalın 3. mod şekli gözükmektedir. Bu mod taki doğal frekans **127.78 Hz** dir.

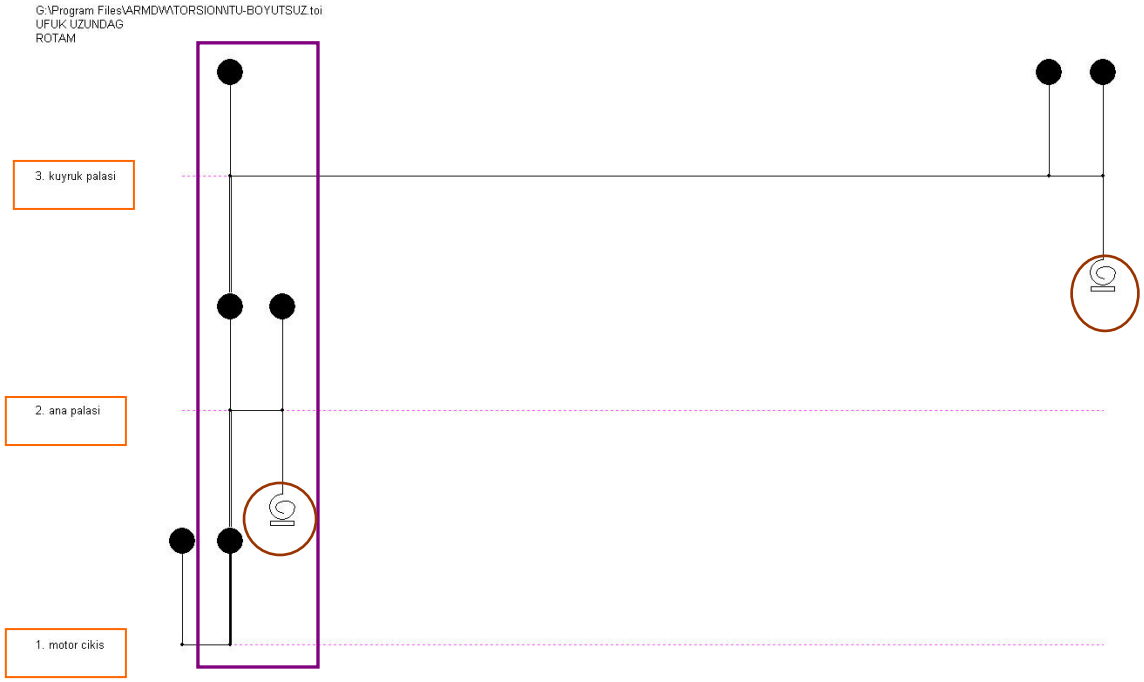


Şekil 7.8: Kuyruk Palası Şaftına Giden Dal, 4.Mod Şekli

Şekil 7.8'de kuyruk palası yük çıkışına ait dalın 4. mod şekli gözükmektedir. Bu moddaki doğal frekans **364.91 Hz** dir.

7.3. Analitik Hesaplar İle Elde Edilen Sonuçların ARMD Programında Hazırlanan Model İle Karşılaştırılması

7.3.1. ARMD' de Hazırlanan Model



Şekil 7.9: ARMD Programında Hazırlanan Model

Şekil 7.9'da ARMD programında hazırlanan model, ayrık sistem şeklinde düzenlenmiştir. Modelde şaftlar boyutsuz olarak, direngenlik değerleri ile temsil edilirken; dişliler, ana pala ve kuyruk palası kütlesel atalet momenti değerleri ile temsil edilmişlerdir. Bunlara ek olarak, palaların hava içindeki hareketlerinden doğan, havanın sönümleme değerleri de modele konulmuştur.

Programın görsel zayıflığından dolayı şaftlardaki dallanmalar programda üst üste konularak gösterilir. Buna göre motorun dahil olduğu şaft 1. kademede "motor çıkış" şaftı olarak isimlendirilerek konulurken, kuyruk palasına giden dal 2. kademede "ana pala" olarak isimlendirilmiş ve kuyruk palasına giden dal ise 3. kademede "kuyruk palası" olarak isimlendirilmiştir. 2. ve 3. kademe beraber 1. kademeye rijit ve çevrim oranları belirli olacak şekilde bağlanmıştır.

Ana pala ve kuyruk palasına giden dalların üzerindeki son kütlesel atalet momenti değerleri sırasıyla ana pala ve kuyruk palasının kütlesel atalet momenti değerleridir. Bu palaların her ikisi de, hava içindeki hareketleri sonucunda havanın sönümleme etkisine maruz kalırlar. Hesaplanan bu değerler ARMD programına kütlesel atalet momentlerine ait olan aynı düğüm noktalarından girilir. Bu değerler şekil 7.9'da yay şeklinde gösterilmiştir.

Tablo 7.5'te ARMD programında hazırlanan modelden elde edilen değerler görülmektedir.

Tablo 7.5: ARMD Programında Elde Edilen Sonuçlar

Mode Number	Growth Factor	Dynamic Magnifier	Critical Damping	* F R E Q U E N C Y * Hz Cyc/Sec	Rev/Min
1	-4.2097E-01	1.9876E+01	2.5156E-02	2.663	159.753
2	-2.1712E-01	7.7881E+01	6.4201E-03	5.382	322.947
3	-2.1533E-05	1.8642E+07	2.6821E-08	127.779	7666.762
4	-2.3116E-04	4.9594E+06	1.0082E-07	364.911	21894.672

ARMD programının verdiği bilgi çıktısında;

I. Mode Number: Mod Numarasını

II. Growth Factor: Kompleks özdeğerin reel kısmı olan büyüme faktörünü, (bu faktör genliklerin zamanla değişimini ile ilgili bir parametredir.)

III. Dynamic Magnifier: Dinamik Büyütme katsayısını

IV. Critical Damping: Kritik sönüm oranını ifade eder.

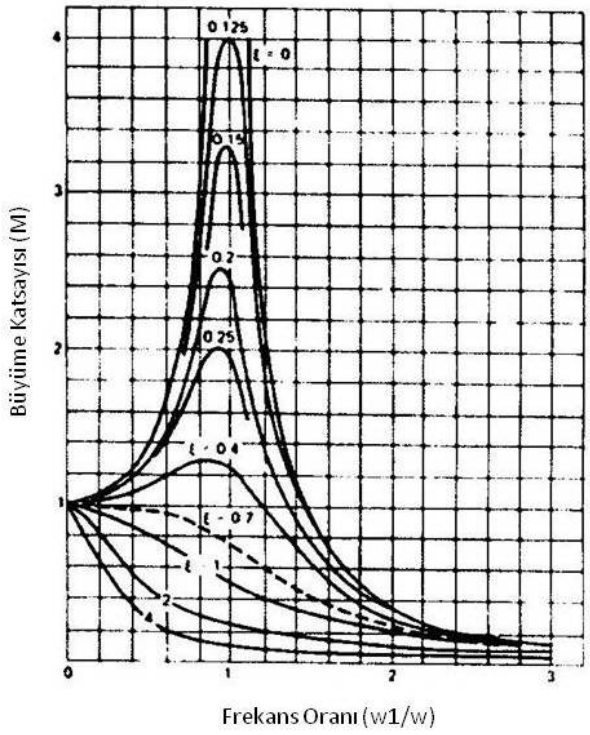
V. Ayrıca son sütundaki FREQUENCY elde edilen doğal frekansları Hz ve devir/dakika cinsinden gösterir.

Burada söz konusu olan dinamik büyütme katsayısı, en büyük dinamik yer değiştirmenin statik yer değiştirmeye oranıdır.

$$M = \frac{X_0}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{\left(1-\omega^2/\omega_n^2\right)^2 + \left(2\zeta\omega/\omega_n\right)^2}} \qquad \textbf{(7.3)}$$

F_0/k : Bu terim, F_0 değerindeki statik bir kuvvetin sistemde yaratacağı statik yer değiştirmeyi verir.

X_0:F_0 kuvvetinin, ω frekansında harmonik olarak uygulanmasıyla elde edilebilecek en büyük dinamik yer değiştimenin ifadesidir.



Şekil 7.10: Çeşitli sönüm oranları için, dinamik büyütme katsayının frekans oranı ile değişimi [41]

Sistem rezonans bölgesinde (frekans oranı "1" olduğu durum) çalıştığı zaman büyüme katsayısı aşağıdaki şeklini alır;

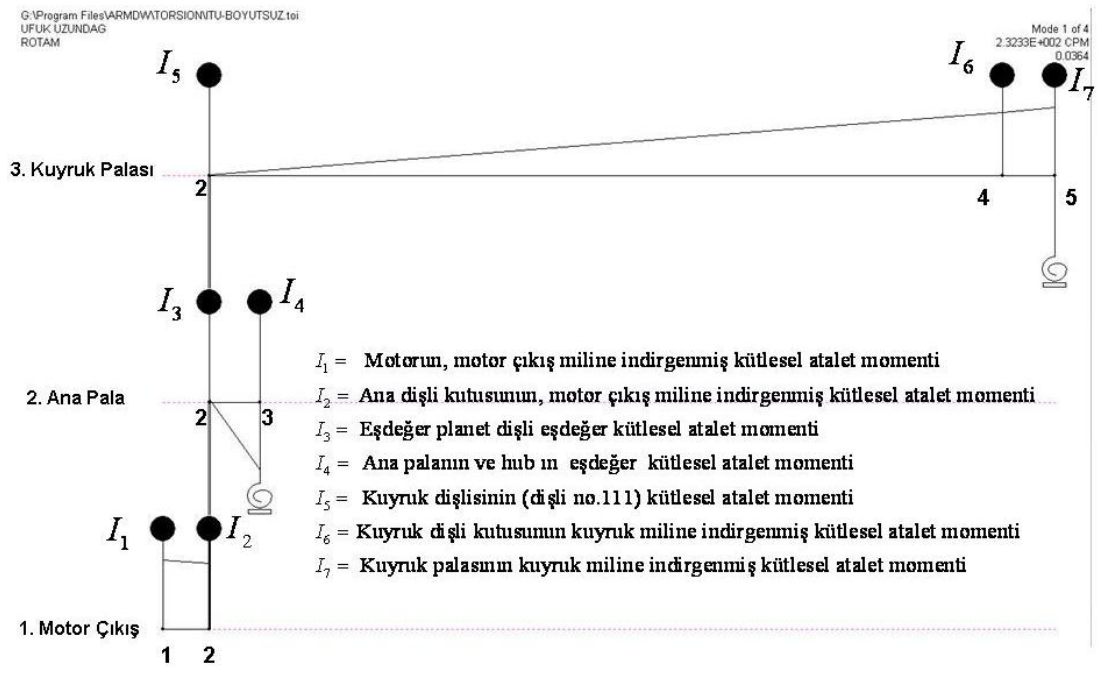
$$M = \frac{1}{2\zeta} \tag{7.4}$$

Döner sistemlerde meydana gelen sönümleme nedenleri şu şekilde sıralanabilir.

- Malzeme iç sönümü
- Kaymalı yataklar (viskoz)
- Harici sönüm (viskoz)
- Aerodinamik, Hidrodinamik etkiler
- Bazı Pistonlu Elemanların Sönümleme Etkisi

Malzeme iç sönüm oranı $\zeta = 0.01 - 0.02$ civarında olduğundan; bu sönüm sistemde hesaba katılırsa büyüme katsayısı rözenans bölgesi civarında $M = 25 - 50$ arasında değer alır.

ARMD programında bulunan 4 doğal frekansın mod şekilleri, şekil 7.11,12,13,14'te görülmektedir.



Şekil 7.11: ARMD Programı, 1. Mod Şekli

Elde edilen birinci mod şeklinin düğüm noktalarındaki açısal genlikleri, ARMD programında tablo 7.6 daki gibi hesaplanmaktadır.

Tablo 7.6: ARMD'de Modal Analiz.

Branch	Node	Displacement
1	1	9,363E-03
1	2	8,876E-03
2	2	2,902E-04
3	2	4,869E-03
2	3	-8,923E-03
3	4	9,138E-01
3	5	1,000E+00

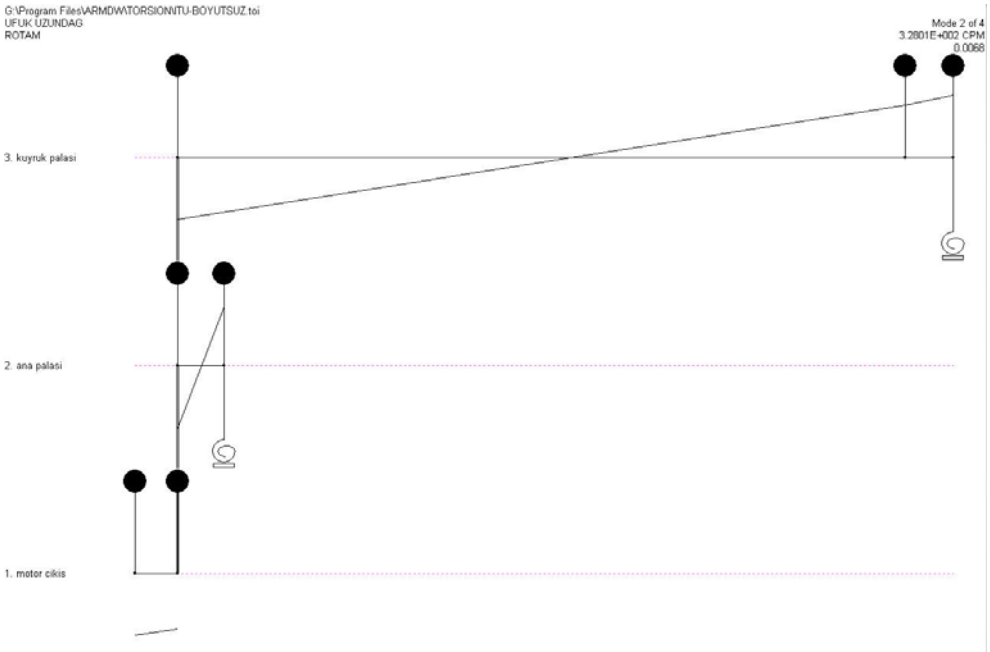
Tablo 7.6 da "Branch" olarak adlandırılan sütunda, basit sistemedeki şaftların kademeleri ile ilgili bilgiler; "Node" sütununda ilgili şafttaki düğüm noktası bilgileri; "Displacement" sütununda da o düğüm noktasındaki açısal yer değiştirme değerlerinin bilgileri okunur. Basit sistemdeki şaftların düğüm noktaları şekil 7.11'de görülmektedir.

ARMD programı, mod şekillerinde normalizasyonu düğüm noktalarında görülen açısal yer değiştirmeler arasından en büyük olanının değerini 1 yapacak şekilde yeniden düzenlenir. Buna göre MatLab programında yazılan yazılımdan hesaplanan mod şekillerinde, normalizasyon ilk düğüm noktasına ait açısal yer değiştirmeyi "1" olarak düzenleyerek yaparak; ARMD programının normalizasyon tekniğinden farklılaşır. Karşılaştırma için tablo 7.7 diye bakıldığında, MatLab yazılımında en büyük açısal yer değiştirmenin üçüncü kademedeki şaftta bulunan son düğüm noktasında olduğu görülür $\left(106,808^{o}\right)$. Tablo 7.6 daki açısal yer değiştirme değerlerini elde edebilmek için tablo 7.7 deki değerleri 3. kademedeki son düğüm noktasının değerini "1" yapacak şekilde düzenlemek yeterlidir.

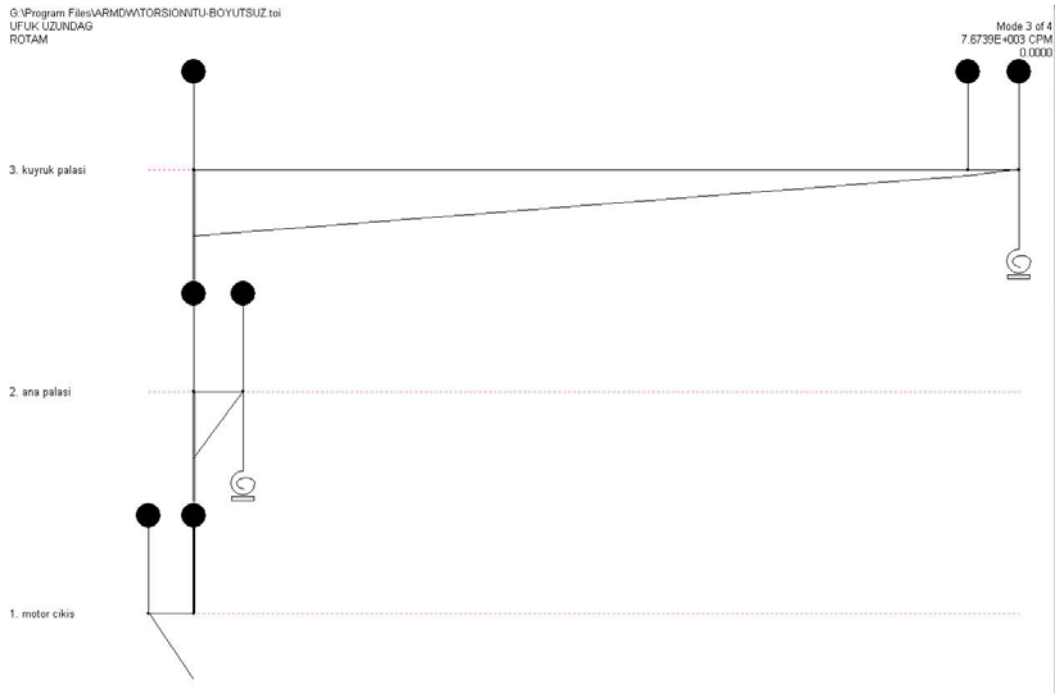
Tablo 7.7: MatLab'te Modal Analiz.

Kademe	Düğüm Noktası	Açısal Yer Değiştirme (derece)
1	1	1
1	2	2,095
2	2	-0,003
3	2	-0,520
2	3	0,953
3	4	-97,602
3	5	-106,808

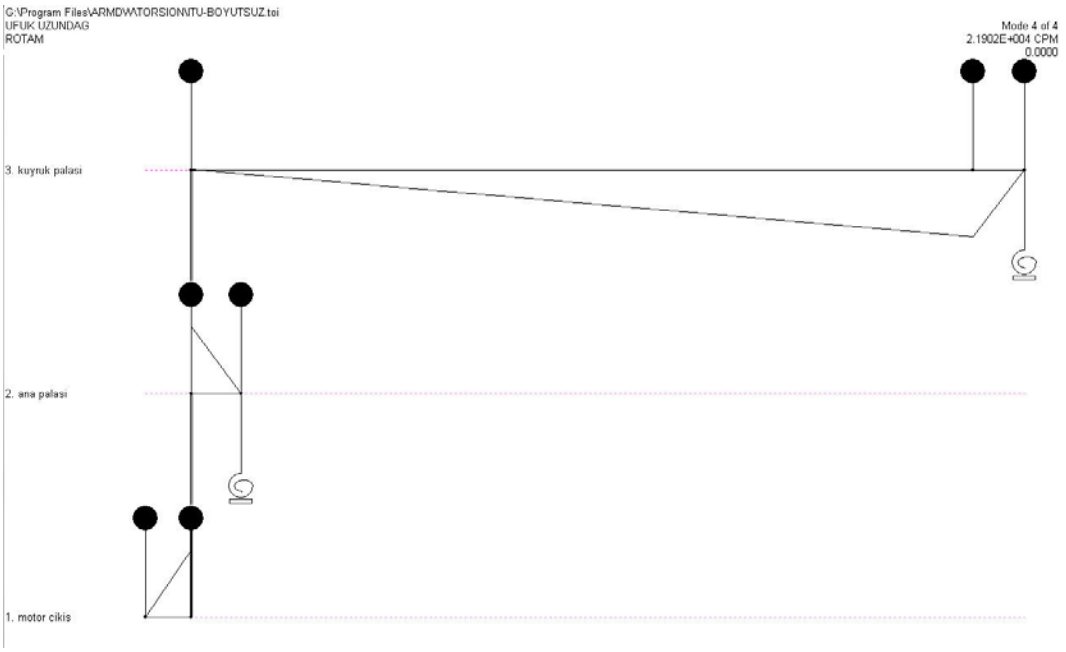
MatLab programında yazılan yazılım ile hesaplanan açısal yer değiştirmelerin değerleri, çizdirilen mod şekilleri üzerinde gösterildiği için bu kısımda tekrar edilmeyecektir.



Şekil 7.12: ARMD Programı, 2. Mod Şekli



Şekil 7.13: ARMD Programı, 3. Mod Şekli



Şekil 7.14: ARMD Programı, 4. Mod Şekli

7.3.2. Sonuçların Karşılaştırılması

Tablo 7.8: MATLAB'te Hazırlanan Kodun ARMD Programında Hazırlanan Model İle Karşılaştırılması.

MATLAB kod

MODE NUMBER	UNDAMPED NATURAL FREQUENCY	DAMPING RATIO	REAL		IMAGINARY
1	2.6634	0.0252	-0.0670	+/-	2.6626
2	5.3826	0.0064	-0.0346	+/-	5.3825
3	127.7795	0.0000	-0.0000	+/-	127.7795
4	364.9115	0.0000	-0.0000	+/-	364.9115

ARMD modeli

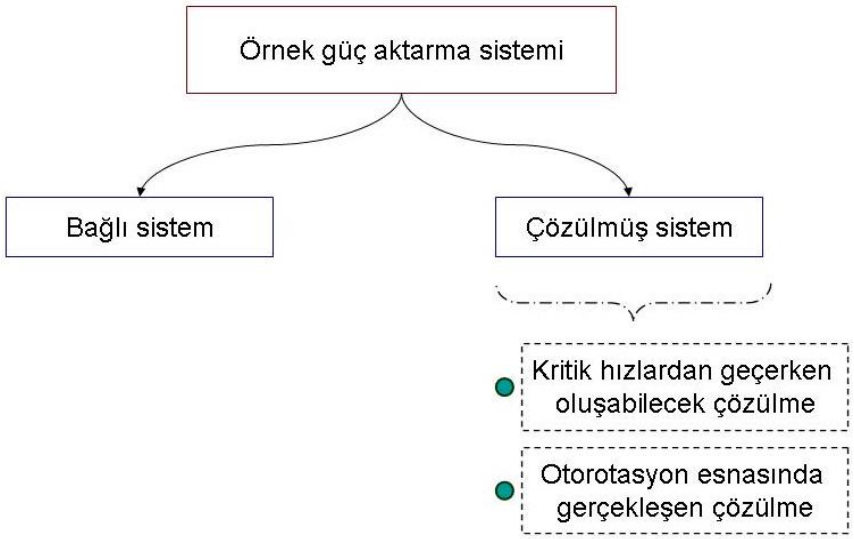
Mode Number	Growth Factor	Dynamic Magnifier	Critical Damping	* F R E Q U E N C Y * Hz Cyc/Sec	Rev/Min
1	-4.2097E-01	1.9876E+01	2.5156E-02	2.663	159.753
2	-2.1712E-01	7.7881E+01	6.4201E-03	5.382	322.947
3	-2.1533E-05	1.8642E+07	2.6821E-08	127.779	7666.762
4	-2.3116E-04	4.9594E+06	1.0082E-07	364.911	21894.672

Tablo 7.8'e bakıldığında MATLAB te hazırlanan kodun ARMD paket programında hazırlanan modelle aynı sonuçları verdiği görülmektedir.

8. ARMD PROGRAMI İLE GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN AYRINTILI MODELLENMESİ

Helikopter güç aktarma sistemleri sabit devirli sistemlerdir. Helikopterin gideceği yön; yükselme, alçalma, hızlanma gibi helikopterin gerçekleştirdiği bütün bu eylemler sırasında motorun devri değişmez. Helikopterin yaptığı manevralar her zaman pala açılarının değişimi ile sağlanır.

Helikopter güç aktarma sistemleri için dikkat edilmesi gereken bir nokta da, helikopterlerde kullanılan tek yönlü kavramalardır. Tez kapsamında kullanılan tek yönlü kavramanın temel kullanım amacı, helikopter havada seyir halinde iken motor arızası sonucu motorun devre dışı kalması ile, helikopterin "otorotasyon" durumuna geçmesini sağlayan bir emniyet elemanı görevi görmesidir. Tek yönlü kavrama adından da anlaşılacağı üzere, motordan gelen momenti tek yönde palalara ileten; motor durduğu anda ise palalardan gelecek ters momentin motora ulaşmasını engelleyen ve motoru koruyan bir kavrama tipidir. Bu kavramanın bir diğer yararı, düşük frekanslı temel burulma modlarında da çözülerek, sistemin rezonanstan çıkmasını sağlamasıdır. Bu açıdan tek yönlü kavramanın kullanıldığı sistemlerin, bağlı olduğu ve çözüldüğü durumlara göre, aynı modda iki ayrı kritik hız değeri bulunur ("dual frequency system"). Bu sebepten dolayı, helikopter güç aktarma sisteminin burulma titreşimi tasarımı için iki ayrı ARMD modeli kullanılmıştır. (Şekil 8.1).



Şekil 8.1: Güç Aktarma Sistemi Modeli

8.1. ARMD Programında Girilen Değerler

8.1.1. Malzeme

Ana rotor şaftının malzemesi 40XH2MA-III karbürlenmiş, nitrürlenmiş alaşımlı çeliklere benzer mukavemet özellikleri gösterir. Aşağıdaki değerler kopma mukavemeti ve akma mukavemeti değerleridir.

σ_B=110 kg/mm^2

$\sigma_{0,2}$=95 kg/mm^2

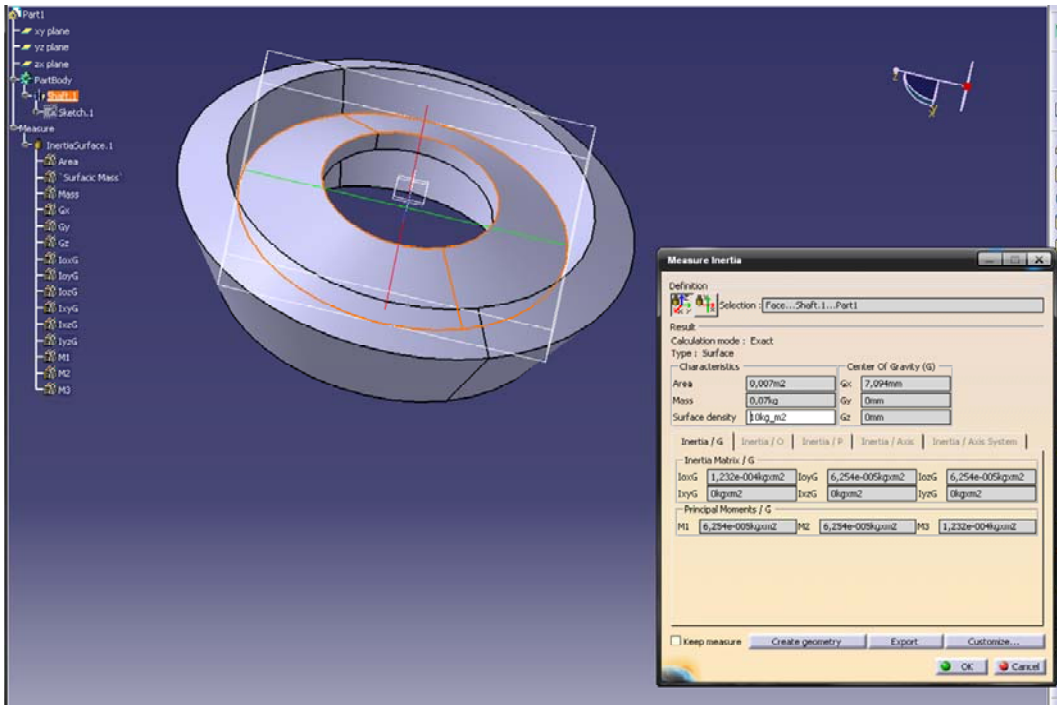
ARMD programında malzeme girdileri, Tablo 8.1'de görülmektedir.

Tablo 8.1: Malzeme Listesi

	Esneklik Modülü (E) N/mm^2	Kayma Modülü (G) N/mm^2	Yoğunluk kg/m^3	İşletme Sıcaklığı C^o	Malzeme İç Sönümü $N-m-s/rad$	İsim
1	2.00E+08	7.93E+08	7.83E+07	0.0000E+000	0.0000E+000	Çelik

8.1.2. Kütlesel Atalet Momentleri

Dişli, ana rotor palası, kuyruk palası ve pompa millerinin kütlesel atalet momentleri Catia programında çizildikten sonra hesaplanmıştır. Şekil 8.2'de, örnek konik dişlinin kütlesel atalet momentinin Catia'dan hesaplanması görülmektedir.



Şekil 8.2: Kütlesel Atalet Momenti Değerlerinin Catia İle Hesaplanması

Kavramaların, fren diskinin kütlesel atalet momentleri için kullanılan ve motorun toplam kütlesel atalet momenti için alınan değerler, Tablo 8.2'de görülmektedir.

Tablo 8.2: ARMD Programına Girilen Kütlesel Kütlesel atalet Moment Değerleri

	Kademe	Düğüm noktası	Polar Atalet Momenti $kg-m^2$	İsim
1	1	2	1.57400E-03	kavrama 1
2	1	1	2.27000E+00	motor toplam atalet
3	1	5	1.57400E-03	kavrama 2
4	2	6	0.00000E+00	tek yonlu kavrama
5	4	6	2.97600E-04	konik disli 101
6	5	7	4.60000E-02	konik disli 102
7	5	10	6.00000E-03	disli 103
8	6	1	1.00000E-02	disli 104
9	7	7	1.55000E-01	planet disli
10	7	17	6.10000E-02	swash plate
11	7	22	8.88460E+02	hub+pala
12	8	4	5.63700E-04	disli 108
13	8	2	1.54120E-04	fan toplam atalet+disli 112
14	9	2	1.00000E-03	disli 109
15	9	4	4.00500E-04	disli 110
16	9	5	1.12990E-04	pompa toplam atalet+disli 116
17	10	3	1.77400E-04	disli 111
18	10	1	2.05126E-03	fren ataleti
19	10	3	9.67000E-04	pompa ataleti
20	10	4	1.57400E-03	kuyruk safti kavrama ataleti
21	10	80	1.57400E-03	kuyruk disli kutusu kavrama ataleti
22	10	84	5.07500-005	konik disli 1
23	11	2	2.20400-004	konik disli 2
24	11	5	1.00000E-03	swash plate (kuyruk)
25	11	6	1.62000E+00	hub+kuyruk palası ataleti

8.1.3. Şaftlar Arasındaki Bağlantı Tipleri

Dallanan şaftlarda, şaftlar arasındaki bağlantıyı dişliler sağlar ve bu dişliler arasında dişlerin esnemesinden kaynaklanan bir yaylanma vardır. Bu yaylanma sonucu oluşan direngenlik değeri, belirli ampirik formüllerle ifade edilebilir.

ARMD programında bağlantı tipi rijit ve esnek olarak girilebilir. Bu girdilerde düz dişliler arasındaki bağlantı esnek bağlantı, konik spiral dişliler arasındaki bağlantı ise rijit bağlantı olarak düşünülmüştür. Bunun yanında eş merkezli şaftlar dallandırılırken de bu şaftların arasındaki bağlantı rijit kabul edilmiştir.

Dişli direngenliğini hesaplamak için denklem 7.1'de görülen ampirik formülden yararlanılabilir, [28]

$$K = \frac{1}{\frac{9}{L}\left(\frac{1}{E_1}+\frac{1}{E_2}\right)\frac{1}{\boldsymbol{cos(\varphi)}}}, \quad N/m \text{ (lineer yay)} \tag{8.1}$$

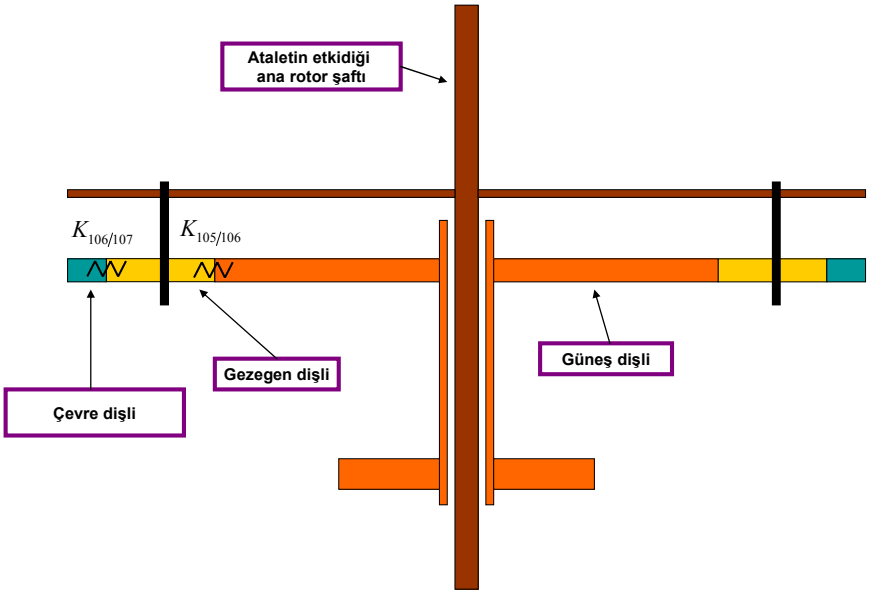
$\varphi =$ helis açısı
$L =$ temas halindeki dişlilerin ortak alın genişliği
$E =$ Elastiklik modulu

Düz dişliler için helis açısı, φ , "0^o" olduğu , ve iki dişlinin elastiklik modülünün aynı olduğu hesaba katıldığında, Tablo 8.3'de görülen dişli çiftleri direngenlik değerlerine ulaşılmıştır.

Tablo 8.3: Düz Dişliler İçin Parametre Tablosu

Düz Dişliler Parametre Tablosu														
Dişli no	Dişli çiftleri direngenlik değerleri N/m		Devir d/d	Diş sayısı	Modül	Yüzey genişliği mm	Kavrama açısı $derece$	Radyal açıklık sabiti	Taksimat yarıçapı mm	Malzeme	Isıl işlem	Yüzey sertliği Hrc	Çekirdek sertliği Hrc
103	4.08333×10^8	Pinion	3245.9	33	4	38	25	0.203	132	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
104		wheel	1139.52	94		35		0.203	376		karbürlenmiş	61	32-41.5
106	2.91667×10^8	Pinion	1453.87	29	4	25	25	0.203	116	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
105		wheel	1139.52	37		29		0.203	148		karbürlenmiş	61	32-41.5
106	2.33333×10^8	Pinion	1453.87	29	4	25	25	0.203	116	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
107		wheel	443.81	95		20		0.203	380		karbürlenmiş	61	32-41.5
110	1.4×10^8	Pinion	4800.00	35	2.5	18	25	0.203	87.50	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
111		wheel	3294.12	51		12		0.203	127.50		karbürlenmiş	61	32-41.5
113	1.4×10^8	Pinion	10588.20	17	2.5	7	25	0.203	42.50	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
112		wheel	6000.00	30		6		0.203	75.00		karbürlenmiş	61	32-41.5
114	8.16667×10^7	Pinion	5600.00	30	2.5	7	25	0.203	75.00	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
111		wheel	3294.12	51		12		0.203	127.50		karbürlenmiş	61	32-41.5
115	5.83333×10^7	Pinion	9333.33	18	2.5	5	25	0.203	45.00	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
114		wheel	5600.00	30		7		0.203	75.00		karbürlenmiş	61	32-41.5
115	4.66667×10^7	Pinion	4800.00	38	1.5	6	20	0.250	57.00	40XH2MA	karbürlenmiş	>67	32-41.5
117		wheel	3880.85	47		4		0.250	70.50		karbürlenmiş	>67	32-41.5
119	1.86667×10^8	Pinion	3880.85	9	1.5	16	20	0.250	13.50	40XH2MA	karbürlenmiş	>67	32-41.5
120		wheel	3880.85	9		16		0.250	13.50		karbürlenmiş	>67	32-41.5
Açıklama			Profil kaydırma yapılmamıştır ve yan boşluk bırakılmamıştır.										

Planet dişli gibi dişli sistemlerin eşdeğer direngenliğini hesaplamak için şu şekilde bir mantık kurulabilir;



Şekil 8.3: Planet Dişlilerin Direngenliği

Şekil 8.3'teki şemada, ana rotor şaftına göre hesaplanan eşdeğer dişli direngenliği, çevre dişli - gezegen dişli, gezegen dişli - güneş dişli çiftinin arasındaki direngenliklerin birbirine paralel bağlı yay olduğu düşünülerek yapılır. Gezegen dişlilerin toplam sayısı "6" olduğundan bulunan değer 6 ile çarpılır.

$$K_{Planet} = 6 \times (K_{105/106} + K_{106/107})$$
$$K_{Planet} = 3.15 \times 10^{9} \quad \mathrm{N}/m \qquad \textbf{(8.2)}$$

Benzer şekilde pompalar için de; pompanın kütlesel atalet momenti, pompa şaftının direngenliği, pompa şaftı ve dişlisinin kütlesel atalet momenti ile eş çalışan dişlilerin direngenliği, pompa şaftını tahrik eden dişli üzerinde ek bir eşdeğer burulma yayı ve eşdeğer kütlesel atalet momenti olarak indirgenmiştir.

$$K_{Pompa} = (2 \times K_{114/115} + K_{111/114})$$
$$K_{Pompa} = 1.98333 \times 10^{8} \quad \mathrm{N}/m \qquad \textbf{(8.3)}$$

Konik spiral dişlilerin eğilme deformasyonu pratik olarak "sıfır" alınabileceğinden, bu dişliler arasındaki bağlantı rijit kabul edilebilir. Tablo 8.4'te konik dişlilerin özellikleri görülmektedir.

Tablo 8.4: Evolvent Konik Dişliler Parametre Tablosu

Evolvent Konik Dişliler Parametre Tablosu														
Dişli nosu		Devir d/d	Diş sayısı	Modül	Yüzey genişliği mm			Kavrama açısı $derece$	Kesişme açısı $derece$	Taksimat yarıçapı mm	Malzeme	Isıl işlem	Yüzey sertliği Hrc	Çekirdek sertliği Hrc
103	Pinion	6000	33	4.2	38	90	sağ	25	27.15	132	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
104	wheel	3245.90	61		38		sol		59.42	376		karbürlenmiş	61	32-41.5
106	Pinion	6000	28	3	20	3	sol	25	1.24	116	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
105	wheel	4800.00	35		20		sağ		1.56	148		karbürlenmiş	61	32-41.5
106	Pinion	3294	25	3.5	20	90	sağ	25	31.93	116	12X2H4A-III	karbürlenmiş	61	32-41.5
107	wheel	2225.70	37		20		sol		52.75	380		karbürlenmiş	61	32-41.5

Tablo 8.5'te güç iletim sisteminin şaftlar arasındaki bağlantıları ARMD programında tanımlanmıştır.

Tablo 8.5: Şaftlar Arasındaki Bağlantı Bilgilerini İçeren Tablo

	B1	N1	B2	N2	CT	TP	MT	R	Sönüm $N-m-s/rad$	Direngenlik N/m
1	1	9	2	3	-1	1	1	1	0	0.00E+00
2	2	6	3	4	-1	1	1	1	0	0.00E+00
3	3	12	4	3	-1	1	1	1	0	0.00E+00
4	4	6	5	7	-1	1	1	1	0	0.00E+00
5	5	10	6	1	1	3	1	1	0	4.08E+08
6	6	6	7	7	1	3	1	1	0	3.15E+09
7	3	17	8	3	-1	1	1	1	0	0.00E+00
8	8	4	9	2	1	3	1	1	0	2.33E+08
9	9	4	10	3	1	3	1	1	0	1.40E+08
10	10	84	11	2	-1	1	1	1	0	0.00E+00

Tablo 8.5'te program tarafından kullanılan kısaltmalar sırası ile şunlardır;

B1 ve B2 bağlanan şaftların hangi kademede olduklarını, N1 ve N2 kaçıncı düğüm noktasından bağlandıklarını göstermektedir. CT (Connection Type-bağlantı tipi) -1 ve 1 değerlerini alarak, sırasıyla rijit ve esnek bağlantı tipini belirler. TP (Type - tip) 3 değerini aldığı zaman, esnek bağlantıda direngenlik ve sönüm değerlerinin elle girilmesi beklenir. MT (Materyal tipi), hesaplanan direngenlik değerleri kullanıcı tarafından girileceği için burada atıl durumdadır.

8.1.4. Ana Palalarda Havadan Kaynaklanan Sönüm

Yer (dönmeyen sistem, stator) ve ilgili istasyondaki dönen şaft arasındaki sönüm katsayısının bir ifadesi olan B_n, helikopterin kalkışı anında palaların çektiği güçten yola çıkarak yapılan hesapla bulunabilir.

Viskoz döndürme momenti - hız ilişkisinden yola çıkarak aşağıdaki denklem kullanıldığında,

$$T_n = -B'_n \dot{\theta}_n^2, \tag{8.4}$$

bulunur.

Buradan, aşağıdaki ifade ile gerekli dönüşümler yapılır.

$$\frac{\text{Hp} \times 745{,}69987158227}{\text{şaft devri} \times 2 \times \pi/60} = B'_n \dot{\theta}_n^2 \tag{8.5}$$

Lineerleştirilmiş özdeğer analizleri için N istasyonundaki efektif viskoz sönüm katsayısı, moment-hız eğrisinde oluşacak küçük bir kayma ile ifade edileceğinden, bu ifade;

$$B_N = 2B'_N \Omega \tag{8.6}$$

olarak tanımlanabilir.

Tablo 8.6'da hesaplanmış efektif sönüm katsayıları görülmektedir.

Tablo 8.6: Efektif Sönüm Katsayıları Tablosu

	Ana pala	**Kuyruk Palası**	**Fan**
Güç (Hp)	620	50	10
Şaft devri (d/d)	319.4	2225.75	10588.24
Sönüm Katsayısı Nm/rad	826.5301	1.372694	0.2745388

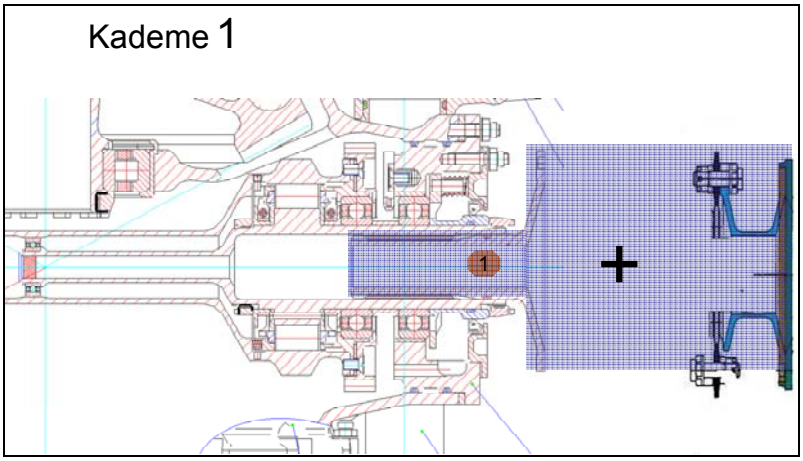
Havanın sönüm sabiti dışında, pompa şaftlarının ve dişlilerinin eşdeğer rijitlikleri, aşağıdaki tabloda görüldüğü gibi ARMD programında "dışarıdan etkiyen yay ve sönüm sabiti" olarak Tablo 8.7'de verilen direngenlik ve sönüm oranı değerleri girilmiştir.

Tablo 8.7: Sisteme Dışarıdan Etkiyen Sönüm (Disipasyon) Kuvvetleri Tablosu

	Kademe	Düğüm noktası	Sönüm $N-m-s/rad$
1	7	22	8.27E+02
2	8	2	2.75E-01
3	11	6	1.37E+00

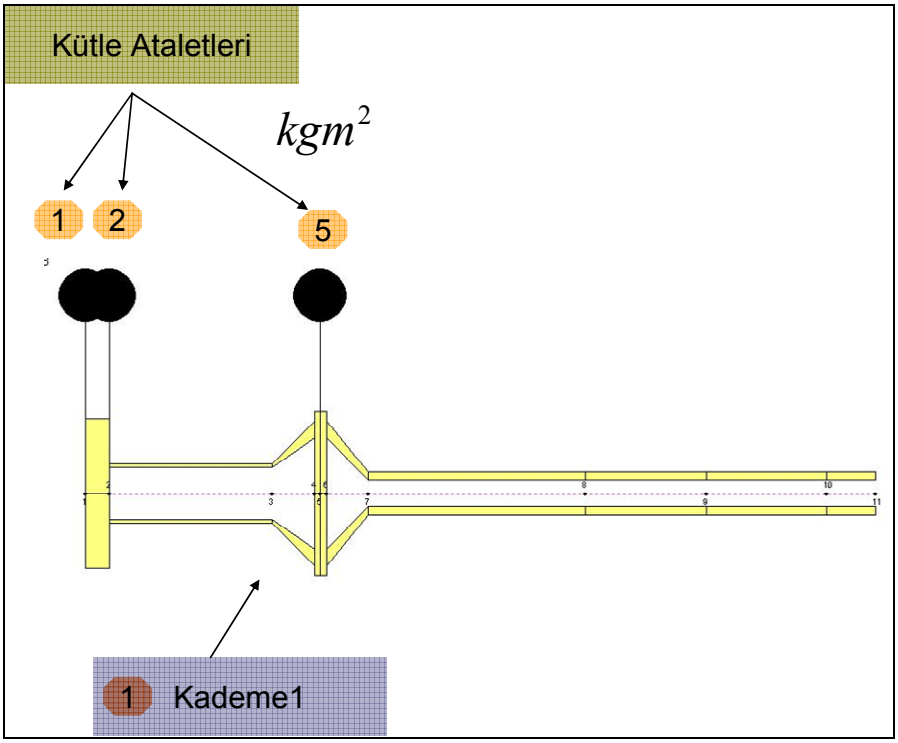
8.2. ARMD Programında Hazırlanan Modelde Dallanan Şaftların Birbirine Bağlanması

ARMD programında eş merkezli şaftların matematik modeli dolaylı olarak oluşturulduğu için, Şekil 8.4'te gölgelendirilen motor girişi, kavrama ve içteki şaft birinci kademe olarak belirlenmiştir.



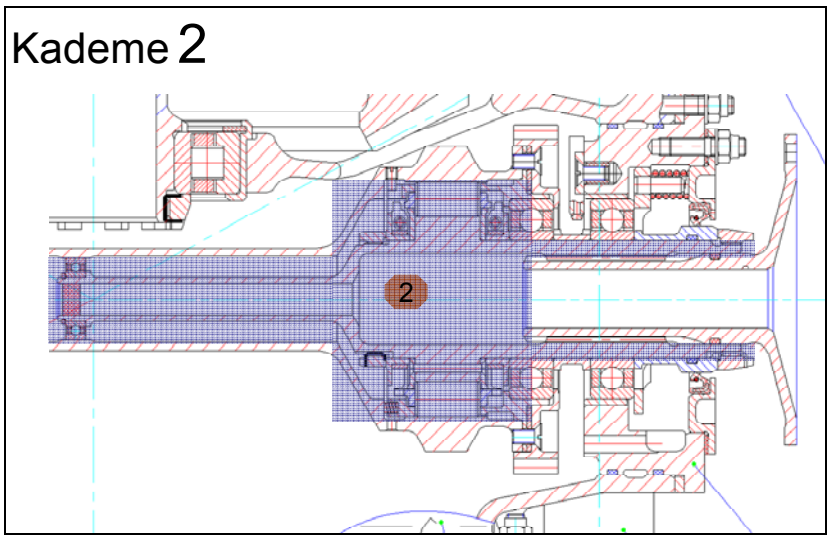
Şekil 8.4: 1. Kademenin Belirlenmesi

Şekil 8.4'te gölge ile belirlenen kesimin matematik modeli Şekil 8.5'teki gibidir.



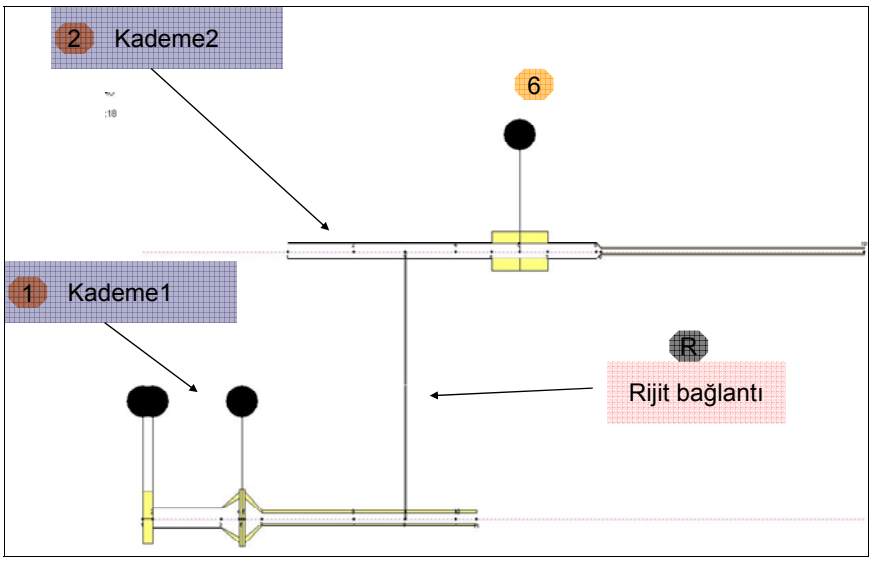
Şekil 8.5: ARMD Programında 1. Kademenin Oluşturulması (Matematik Model)

Bu modele eş merkezli şaftlardan ortadaki şaft (Şekil 8.6'da gölgelendirilen kısım) eklenerek ikinci kademe oluşturulur.



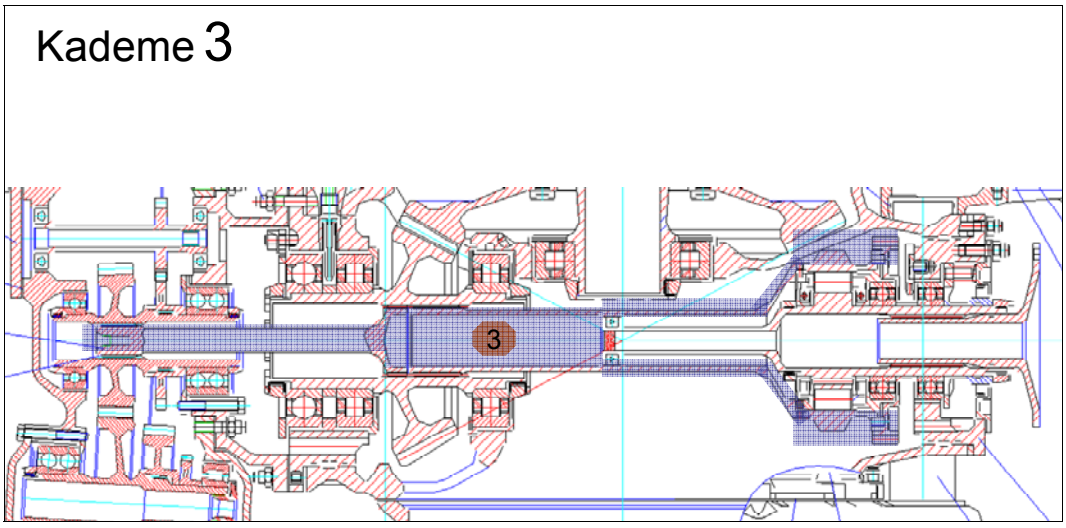
Şekil 8.6: :Kademe 2'nin Belirlenmesi

Eklenen kısımla beraber oluşan sistemde, **R** ile belirtilen ve rijit bağlantı kullanılarak bağlanan şaftların matematik modeli Şekil 8.7'deki gibidir.



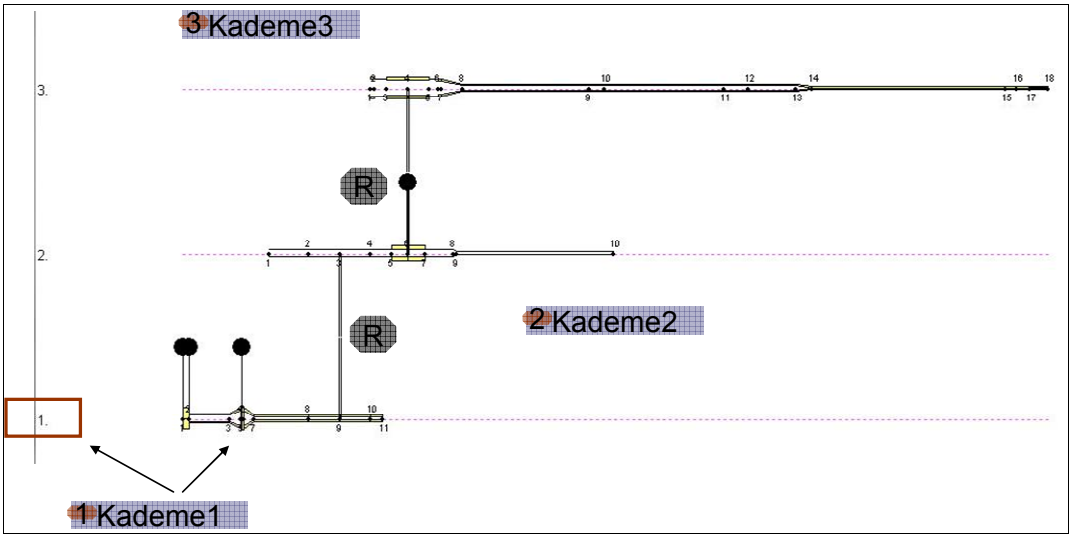
Şekil 8.7: Kademe 2'nin Matematik Modele Eklenmesi

Şekil 8.8'de eş merkezli şaftların en dışında bulunan şaft sisteme eklenmek üzere belirlenir.



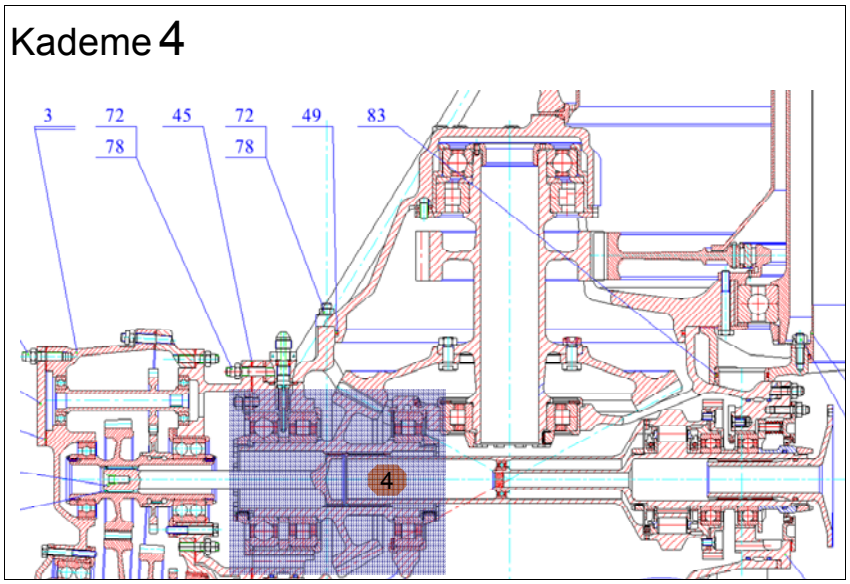
Şekil 8.8: Kademe 3'ün Belirlenmesi

Belirlenen bu kademe ile meydana gelen sistemin matematik modeli Şekil 8.9'da görülmektedir.



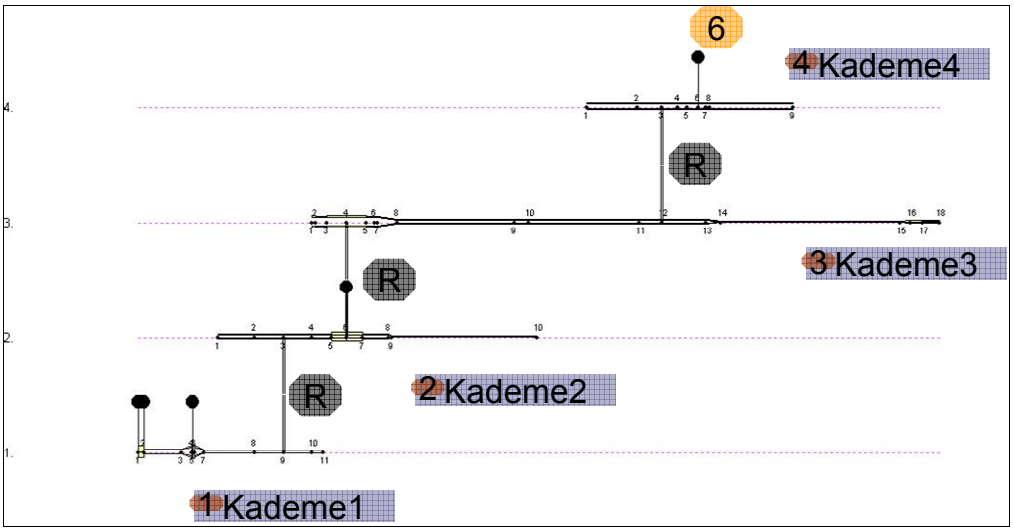
Şekil 8.9: Kademe 3'ün Matematik Modele Eklenmesi

3. kademe için seçilen şaftın, iki ayrı yük çıkışı bulunmaktadır.Bunlardan ana palaya giden kısımdaki, kademe 3'e eş merkezli şaft 4. kademe olarak Şekil 8.10'daki gibi belirlenir.



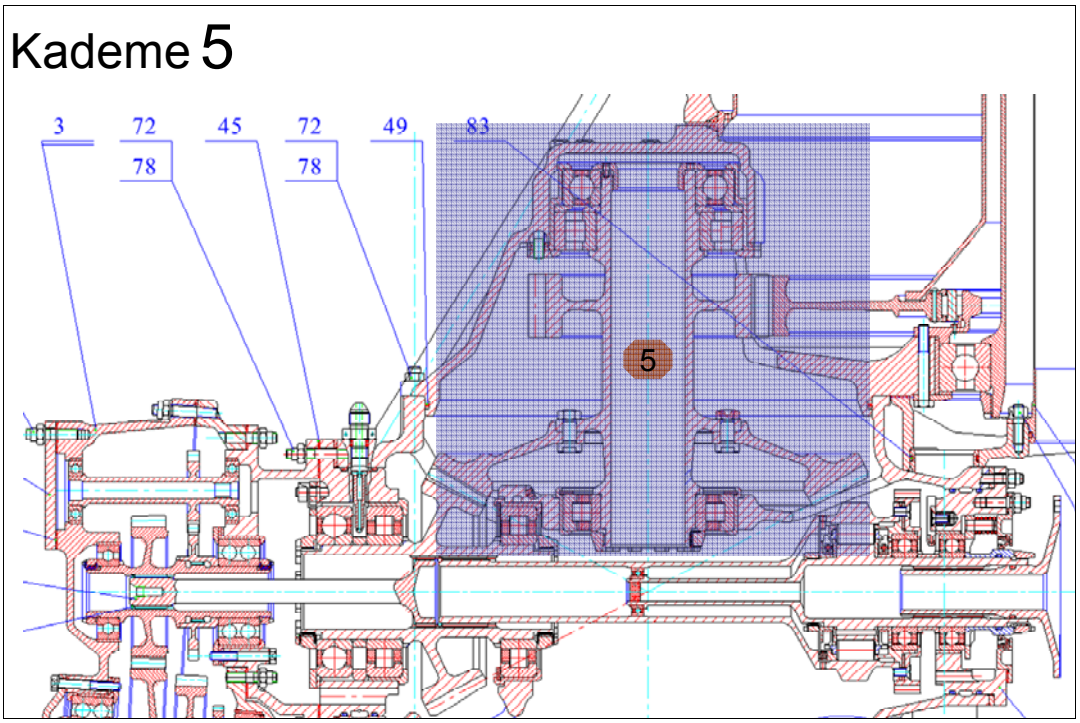
Şekil 8.10: Kademe 4'ün Belirlenmesi

Şekil 8.11'de 4. kademenin matematik modele eklenmesi görülmektedir. Kütlesel atalet momentinin üzerindeki "6" rakamı kütlesel atalet momentinin etkidiği şaft üzerindeki yerel düğüm noktası sayısıdır. Diğer bir deyişle şaftın üzerindeki 6. düğüm noktasına konik dişlinin kütlesel atalet momenti etkimektedir.

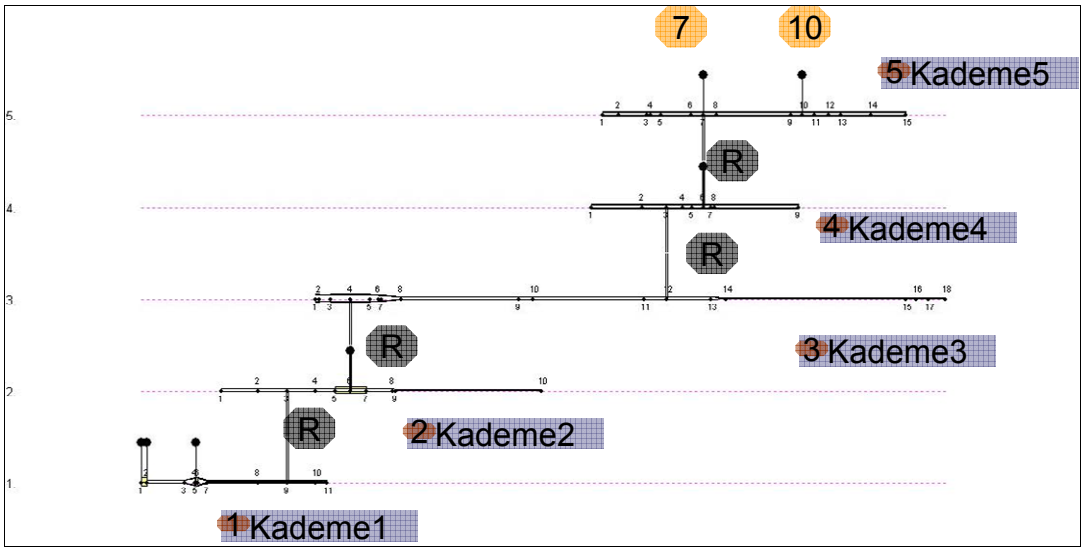


Şekil 8.11: Kademe 4'ün Matematik Modele Eklenmesi

Ana palaya giden daldan Şekil 8.12'de gölgeli olarak gösterilen kısım 5. kademe olarak belirlenir. Şekil 8.13'teki matematik modelde kademe 5 in eklenmiş hali görülmektedir.

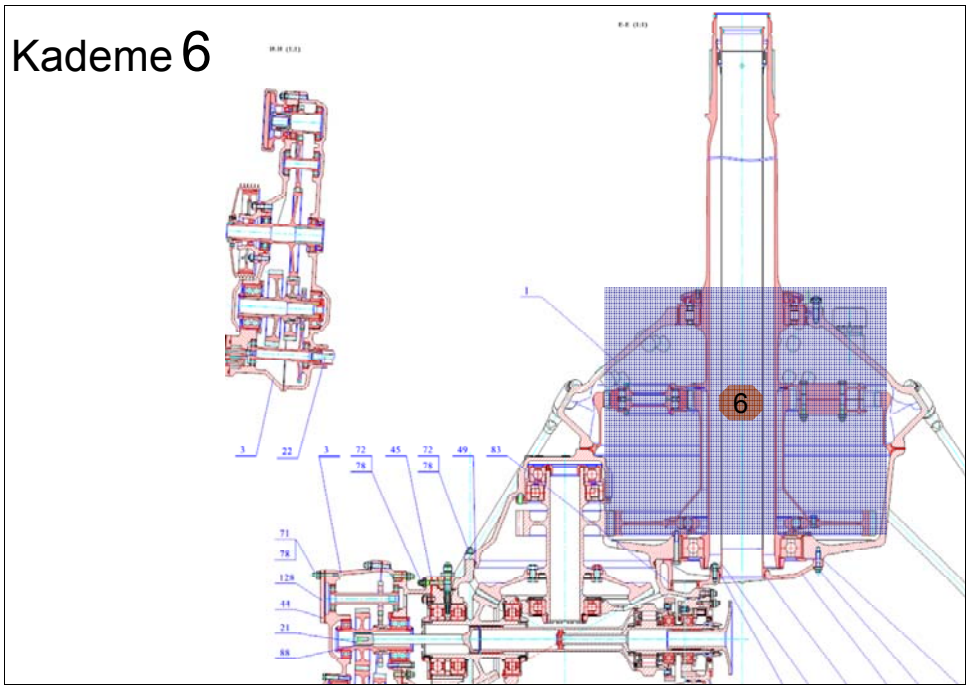


Şekil 8.12: Kademe 5'in Belirlenmesi



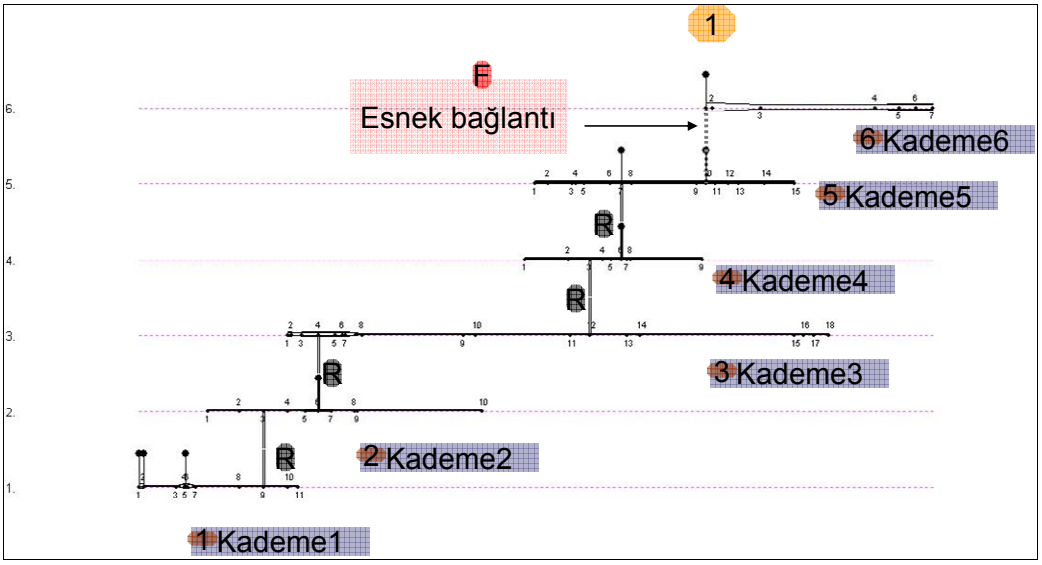
Şekil 8.13: Kademe 5'in Matematik Modele Eklenmesi

Ana pala şaftı, planet dişli ile ana pala şaftının dışındaki şafta eş merkezlidir. Bu eş merkezli şaft Şekil 8.14'te gölgelendirilen kısımda 6. kademe olarak belirlenmiştir.



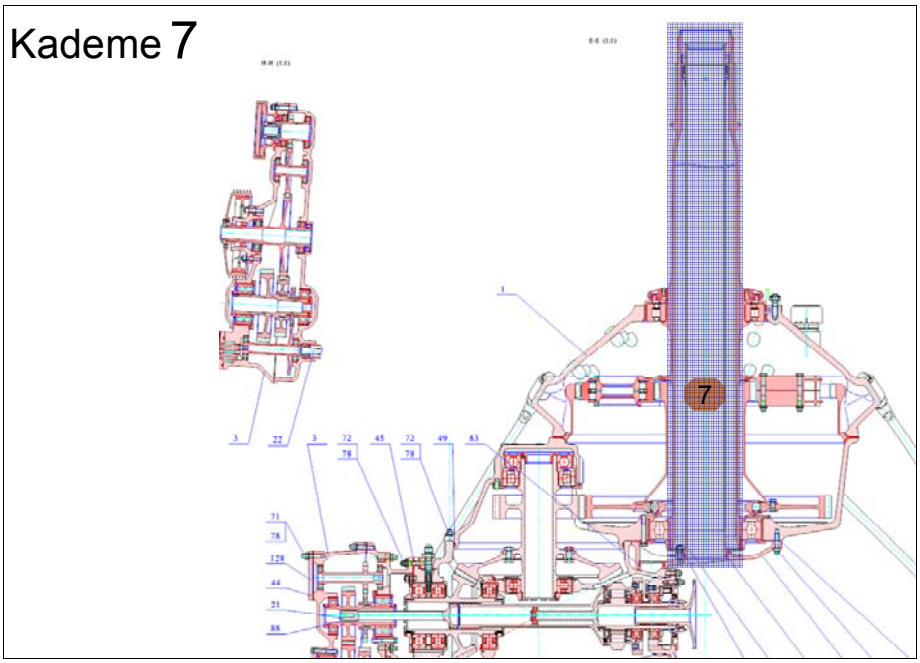
Şekil 8.14: Kademe 6'nın Belirlenmesi

Şekil 8.15 6. kademenin matematik modele eklenmiş haldeki gösterimidir. Bu modelde **F** ile gösterilen bağlantı tipi esnek bağlantı tipidir.

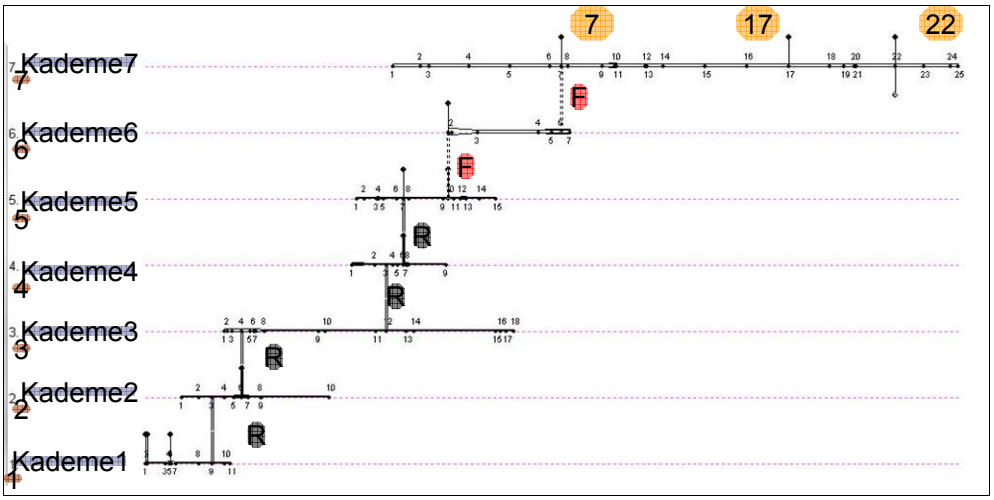


Şekil 8.15: 6. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi

Ana pala şaftı Şekil 8.16'da görüldüğü gibi 7. kademe olarak belirlenir ve şekil 8.17'de görüldüğü gibi modele eklenir. Böylelikle güç iletim sisteminin ana pala yük çıkışına giden dalının ARMD programında modellenmesi tamamlanmış olur.

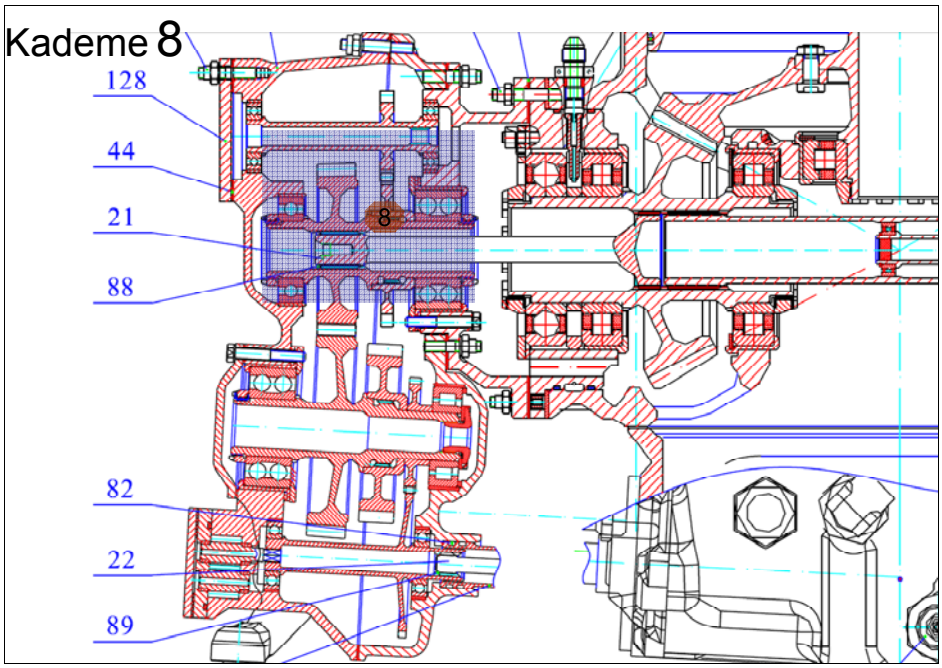


Şekil 8.16: 7. Kademenin Belirlenmesi



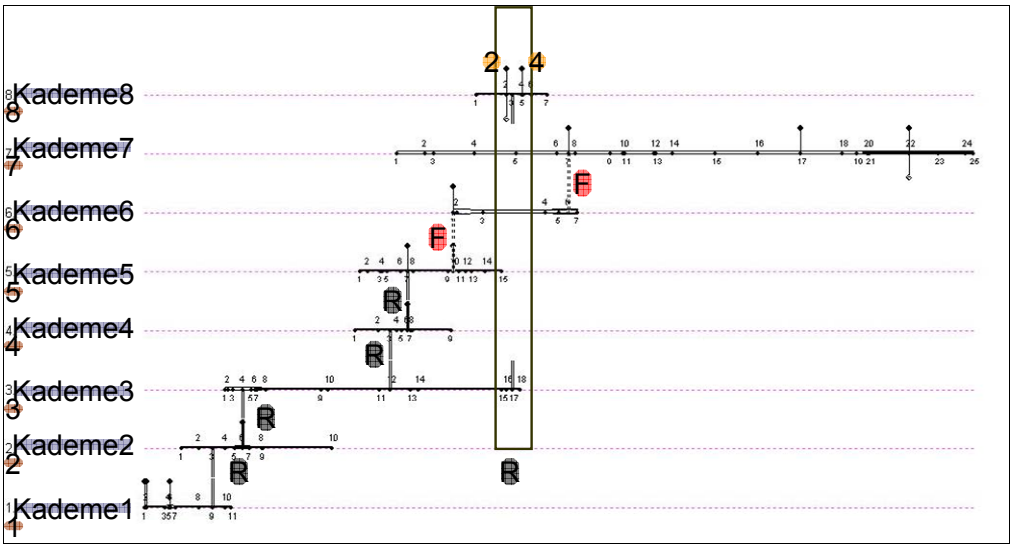
Şekil 8.17: Kademenin Matematik Modele Eklenmesi

Kademe 3 olarak belirlenen şaft üzerinde, kuyruk palası yük çıkışına giden dalın ilk kademesi şekil 8.18'de gölgelendirilen kısımdır. Gölgeli olarak gösterilen şaft 8.kademe olarak belirlenir. Dikkat edilirse kademe 8 olarak belirlenen şaft, kademe 3 ile belirlenen şaftın uzantısı niteliğindedir ve bu şaftlar eşmerkezli şaftlardır.



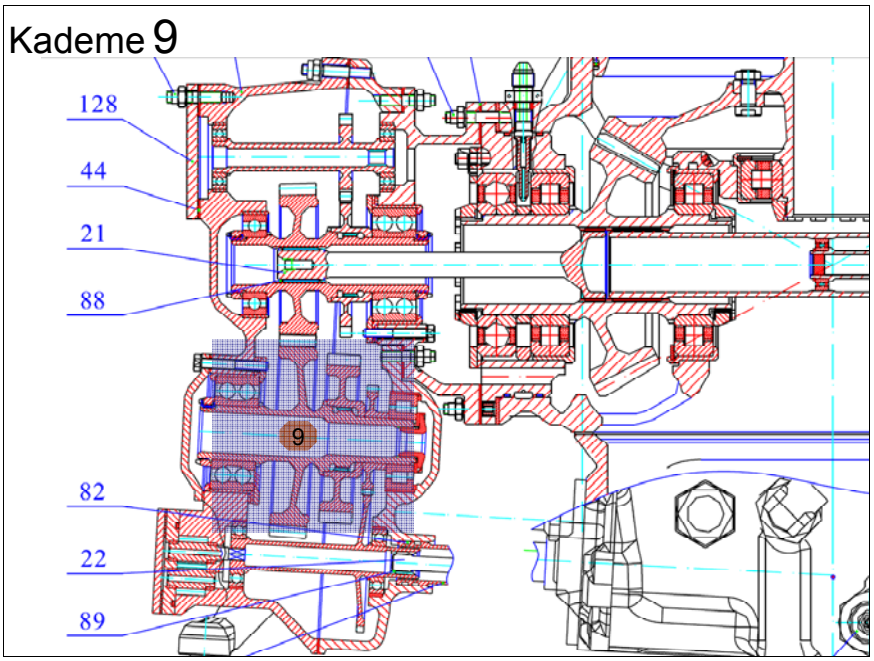
Şekil 8.18: 8. Kademenin Belirlenmesi

Şekil 8.1'da görülen ARMD modelinde, 8. kademe ikinci yük çıkışı olarak kademe 7 nin üzerinde konumlanmıştır.



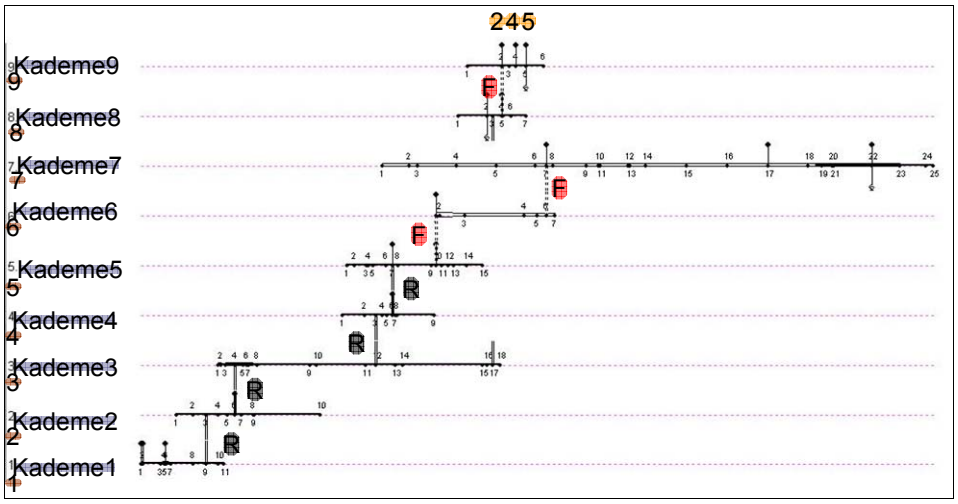
Şekil 8.19: 8. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi

9. kademe Şekil 8.20'de gölgelendirilen kısımdır.



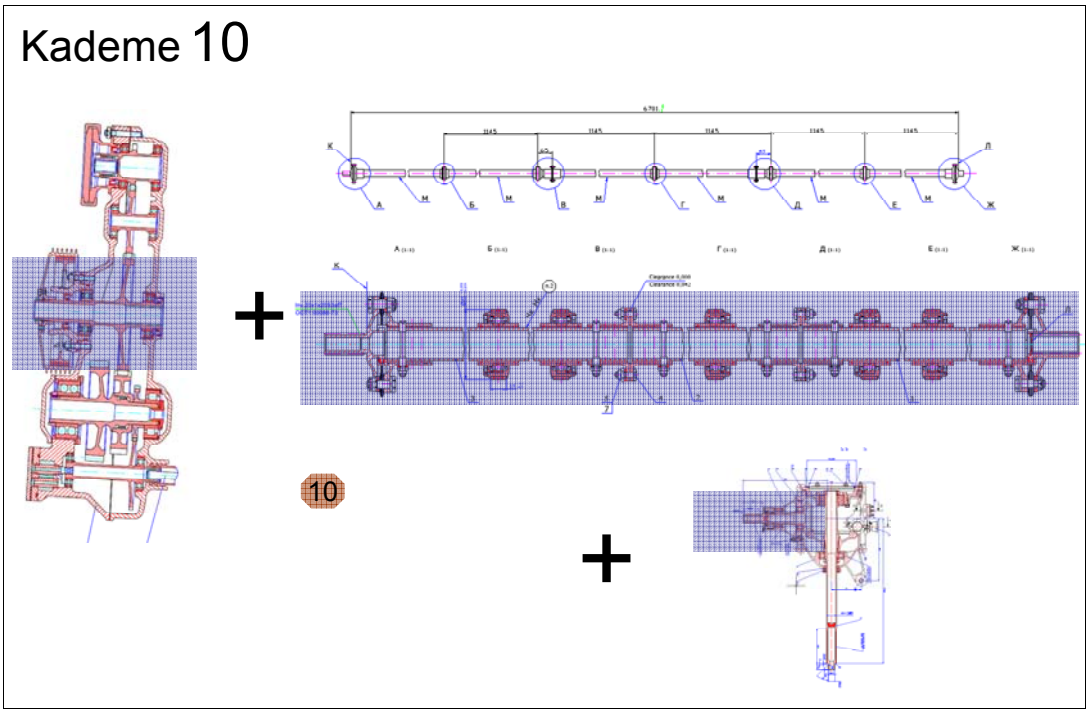
Şekil 8.20: 9. Kademenin Belirlenmesi

Şekil 8.21 de ARMD Modeline 9. Kademenin Eklenmiş Hali Görülmektedir.



Şekil 8.21: 9. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi

Kademe 10 olarak belirlenen şaft Şekil 8.22'de gölgeli olarak görülen uzun kuyruk şaftıdır. Kuyruk şaftı güç aktarma sistemindeki en uzun şafttır. Bu şafta bağlantılı ve eşmerkezli diğer iki şaft (fren diskine ve kuyruk dişli kutusuna giden şaftlar) uzun kuyruk şaftına göre kısa olduklarından bu şaftın uzantısı olarak düşünülmelerinde bir sakınca yoktur. Uzun kuyruk şaftının modele eklenmesi Şekil 8.23'de görülmektedir.

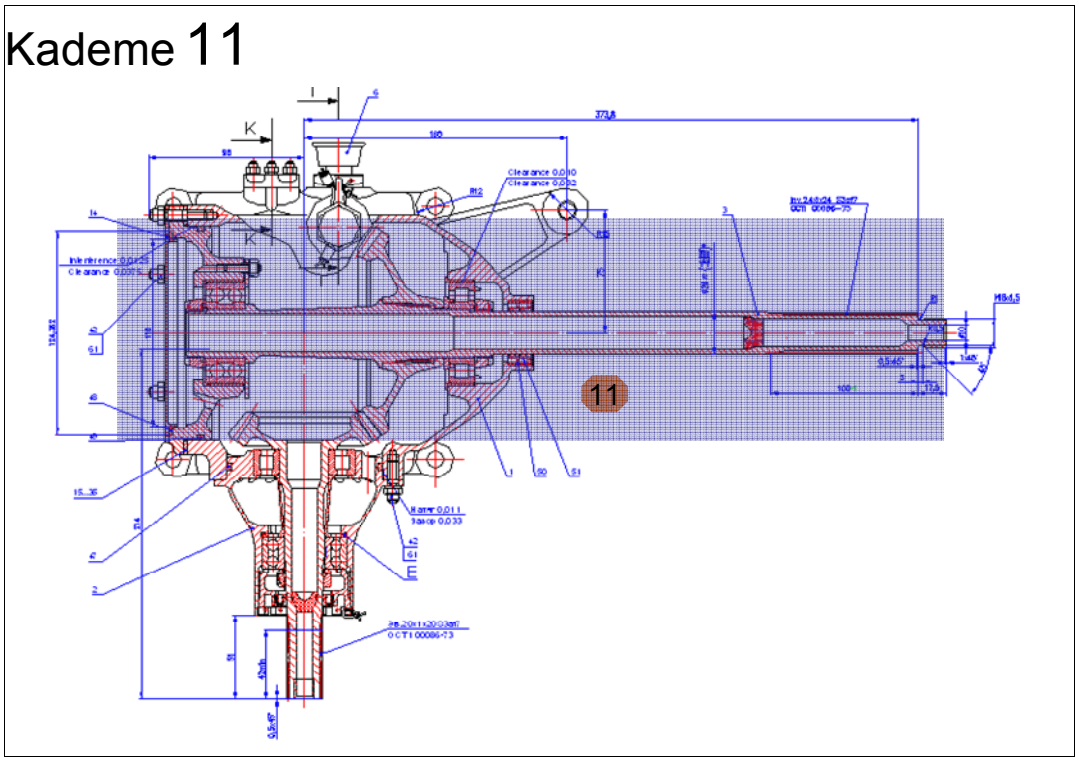


Şekil 8.22: 10. Kademenin Belirlenmesi

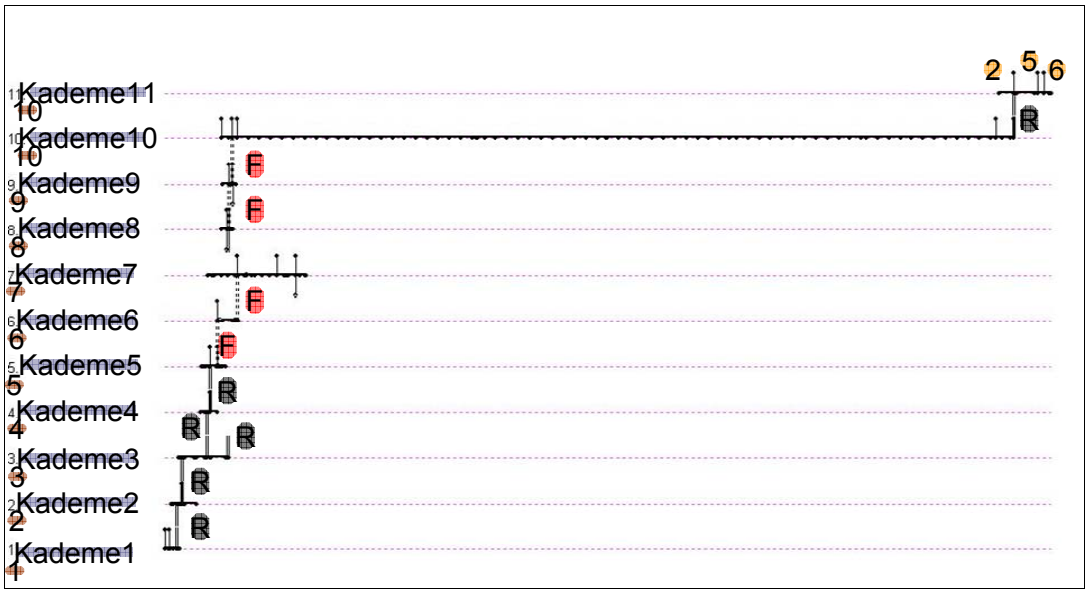


Şekil 8.23: 10. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi

Modele eklenen son şaft, Şekil 8.24 te belirlenen kuyruk palası şaftıdır. 11. kademenin de eklenmesiyle oluşan modelin son hali 8.25 teki gibidir.



Şekil 8.24: 11. Kademenin Belirlenmesi



Şekil 8.25: 11. Kademenin Matematik Modele Eklenmesi

8.3. ARMD Programında Hazırlanan Modelden Elde Edilen Veriler

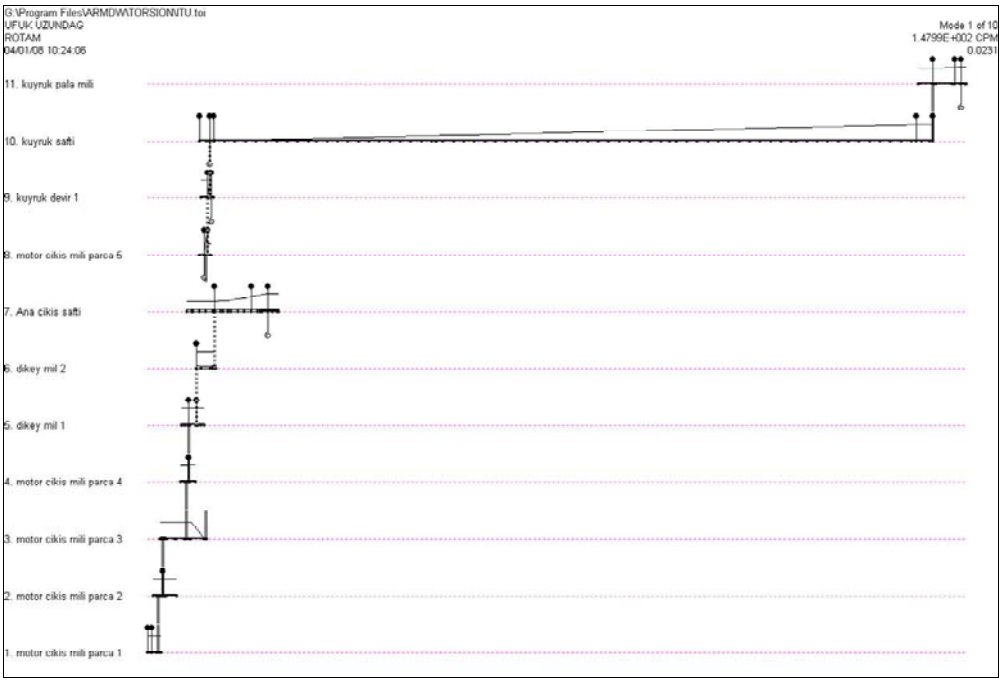
Sonuçlar için programın metin çıktısı tablo 8.8'deki gibidir ;

Tablo 8.8: Doğal Frekanslar Tablosu (Bağlı Sistem)

Mode Number	Growth Factor	Dynamic Magnifier	Critical Damping	* F R E Q U E N C Y * Hz Cyc/Sec	Rev/Min
1	-3.5765E-01	2.1671E+01	2.3072E-02	2.466	147.988
2	-4.2218E-01	2.8806E+01	1.7357E-02	3.870	232.230
3	-1.0764E-01	1.7502E+02	2.8567E-03	5.997	359.814
4	-9.4381E-04	5.5989E+05	8.9303E-07	168.205	10092.271
5	1.3868E-04	-4.0280E+06	-1.2413E-07	177.807	10668.427
6	-3.5611E-04	2.3986E+06	2.0845E-07	271.893	16313.551
7	-2.8699E-05	4.9516E+07	1.0098E-08	452.332	27139.949
8	-1.3822E-06	1.0426E+09	4.7958E-10	458.709	27522.529
9	4.4504E-05	-4.6462E+07	-1.0761E-08	658.181	39490.875

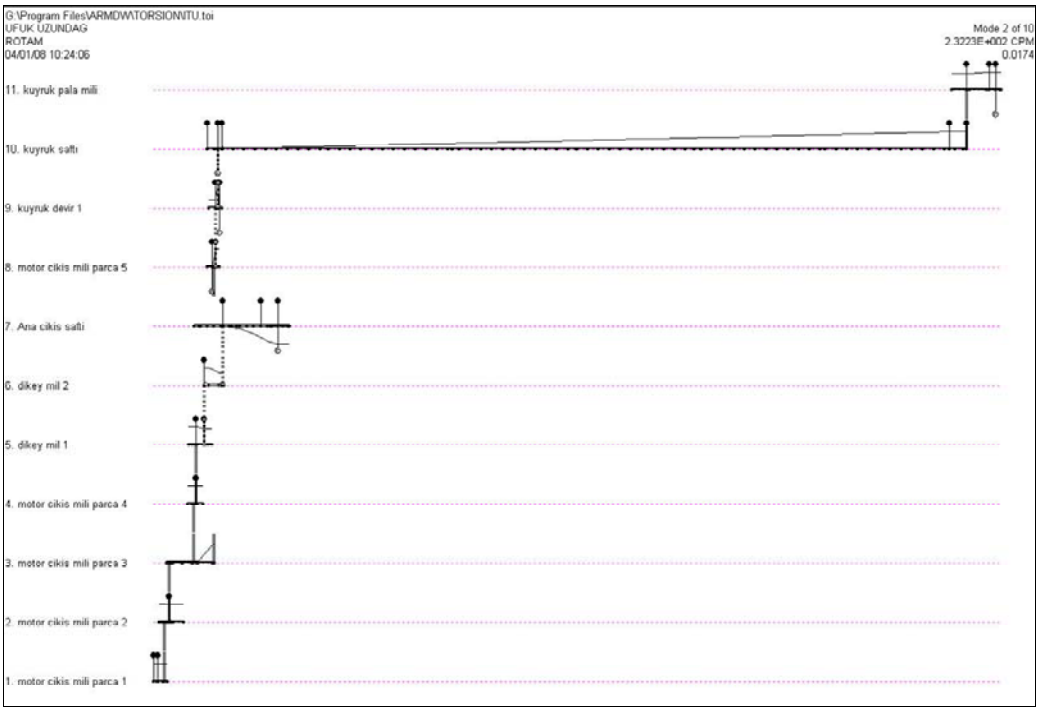
Doğal frekansların mod şekilleri (Şekil 8.25-28) ilk 4 doğal frekans için çizilmiştir. Bu mod şekilleri, dallanan şaftlar arasında görülen en büyük burulma açısını, birim normalizasyon ile 1 derece yapacak şekilde normalize edilerek gösterilmiştir.

Şekil 8.26'da 2.466 Hz deki ilk doğal frekans için elde edilen mod şekli görülmektedir.



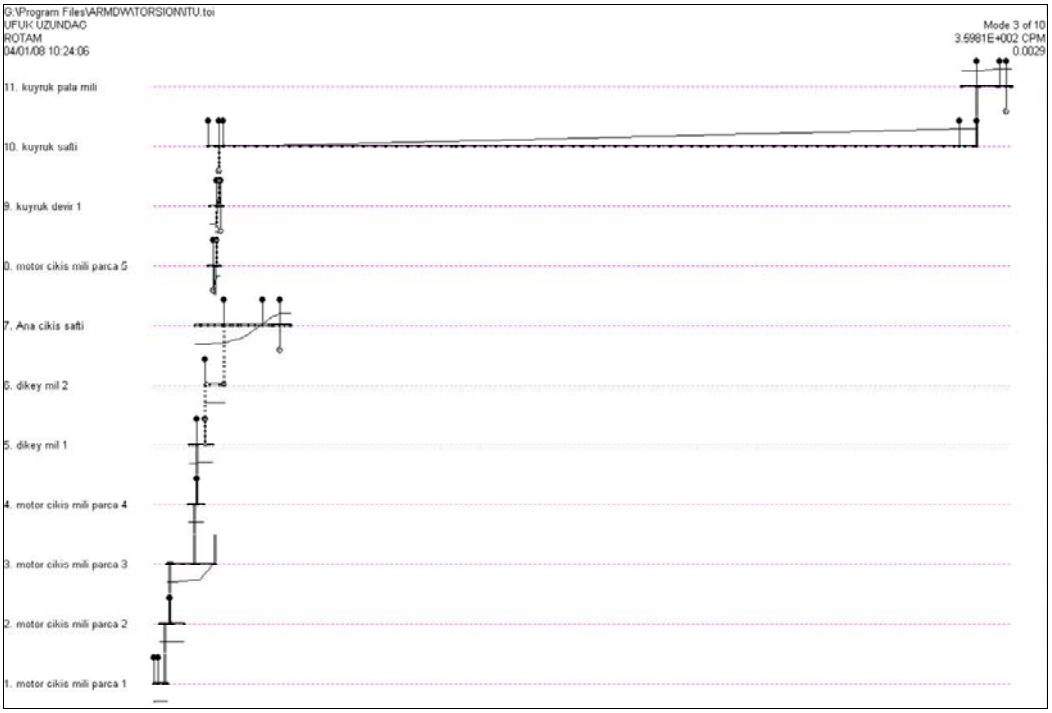
Şekil 8.26: Bağlı Sistem 1. Mod Şekli

Şekil 8.27'de 3.870 Hz deki ikinci doğal frekans için elde edilen mod şekli görülmektedir.



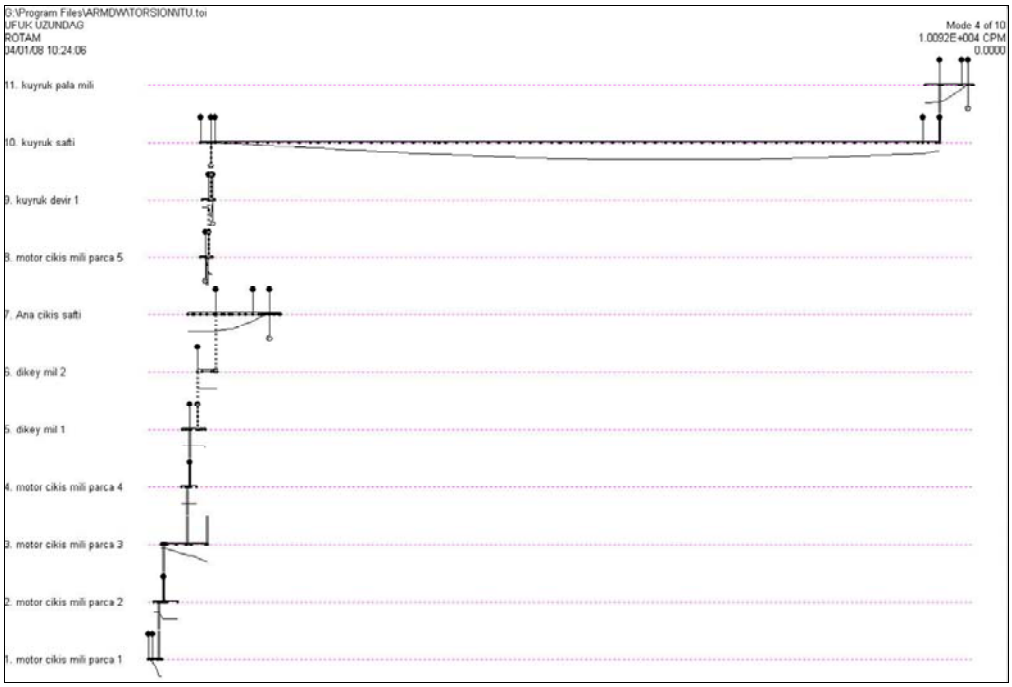
Şekil 8.27: Bağlı Sistem 2. Mod Şekli

Şekil 7.28'de 5.997 Hz deki üçüncü doğal frekans için elde edilen mod şekli görülmektedir. Bu mod şeklinde 7. kademede ana pala şaftı üzerinde bir düğüm noktası gözlenir.Bu düğüm noktası olası tasarım değişiklikleri için önemli bir veridir. Bölüm 10.1'deki "ana rotor şaftı tasarım önerisi" kısmında ayrıntılı olarak irdelenmiştir.



Şekil 8.28: Bağlı Sistem 3. Mod Şekli

Şekil 8.29'da 168.205 Hz deki dördüncü doğal frekans için elde edilen mod şekli görülmektedir.

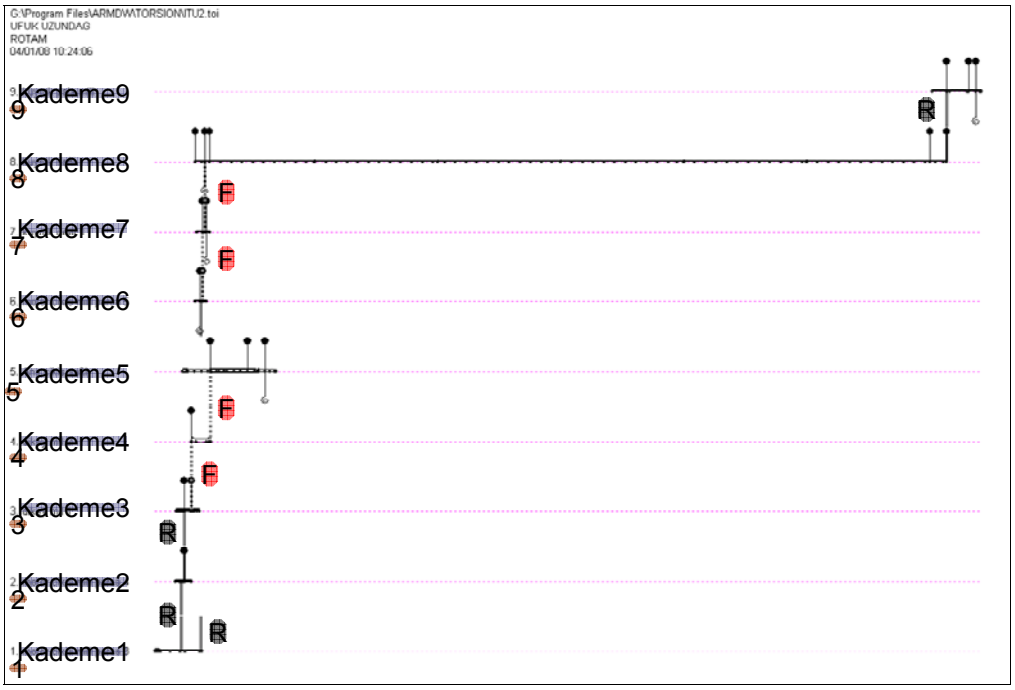


Şekil 8.29: Bağlı Sistem 4. Mod Şekli

8.4. Çözülmüş Sistemin ARMD Modeli

Tek yönlü kavramanın güç iletim sistemini iki ayrı kısma ayırmasından sonra, analiz edilecek kısım yük altında çalışacak kısımdır. Ayrılma sonrasında palalardan gelen yük altında çalışan şaftlar, gücü motora doğru ileten şaftlar durumuna gelecektir. Bu noktada boşa (yük altında çalışmayan) dönerek yavaşlayan motor dişli kutusu ve ona bağlantılı motor çıkışı için herhangi bir burulma titreşimi analizi yapılması gerekli değildir.

Şekil 8.30 daki modelde görüldüğü gibi bağlı sistem modelinin ilk üç kademesi tek yönlü kavramanın devre dışı kalması ile sistemden çıkarılmıştır. Yeni sistem 9 kademeden oluşmaktadır.



Şekil 8.30: Çözülmüş Sistem Matematik Modeli

Çözülmüş sistemin program metin çıktısı tablo 8.9'da görüldüğü gibidir.

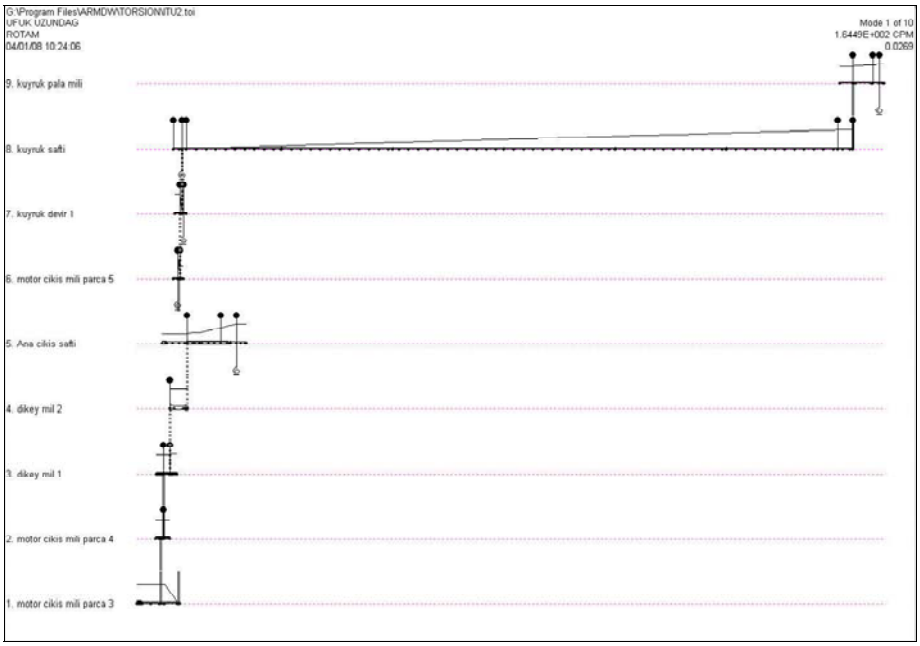
Tablo 8.9: Doğal Frekanslar Tablosu (Çözülmüş Sistem)

Mode Number	Growth Factor	Dynamic Magnifier	Critical Damping	* F R E Q U E N C Y * Hz Cyc/Sec	Rev/Min
1	-4.6432E-01	1.8556E+01	2.6946E-02	2.742	164.491
2	-4.2215E-01	2.8808E+01	1.7356E-02	3.870	232.229
3	-8.1608E-04	2.3556E+05	2.1226E-06	61.191	3671.461
4	-1.0699E-03	4.9390E+05	1.0124E-06	168.205	10092.318
5	-2.4334E-04	3.5101E+06	1.4244E-07	271.892	16313.504
6	-2.1646E-05	6.5648E+07	7.6164E-09	452.325	27139.479
7	-2.1970E-06	6.5591E+08	7.6230E-10	458.708	27522.479
8	2.1259E-05	-9.6385E+07	-5.1875E-09	652.236	39134.141
9	-3.0048E-07	6.8815E+09	7.2659E-11	658.182	39490.938

Çözülmüş sistemin doğal frekanslarının mod şekilleri de ilk 4 doğal frekans için Şekil 8.31, 8.32, 8.33 ve 8.34'te çizilmiştir. Bu mod şekilleri, bağlı sistemdeki gibi,

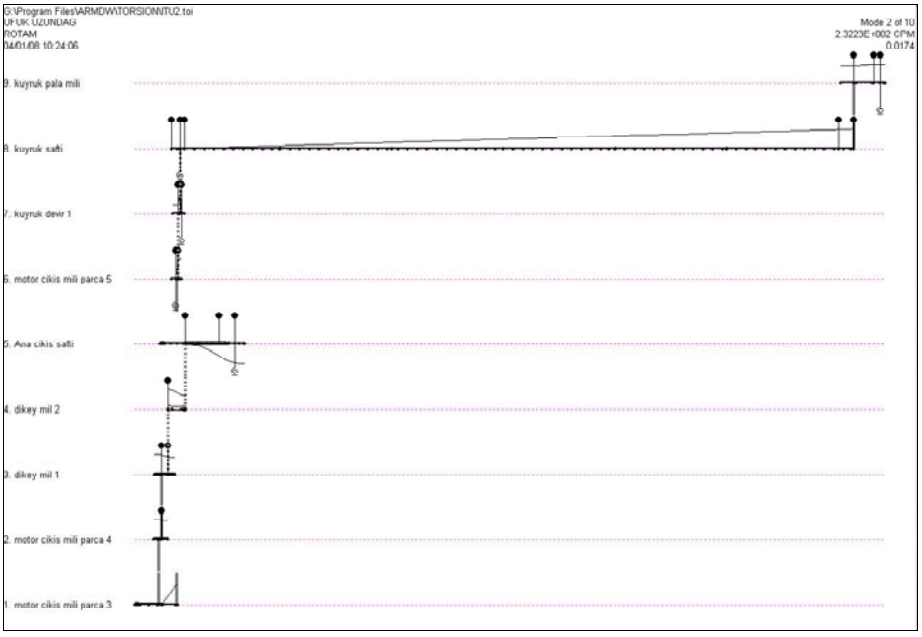
dallanan şaftlar arasında görülen en büyük burulma açısını, birim normalizasyon ile 1 derece yapacak şekilde normalize edilerek gösterilmiştir.

Şekil 8.31'de çözülmüş sistemin 2.742 Hz'deki ilk doğal frekansının mod şekli görülmektedir.



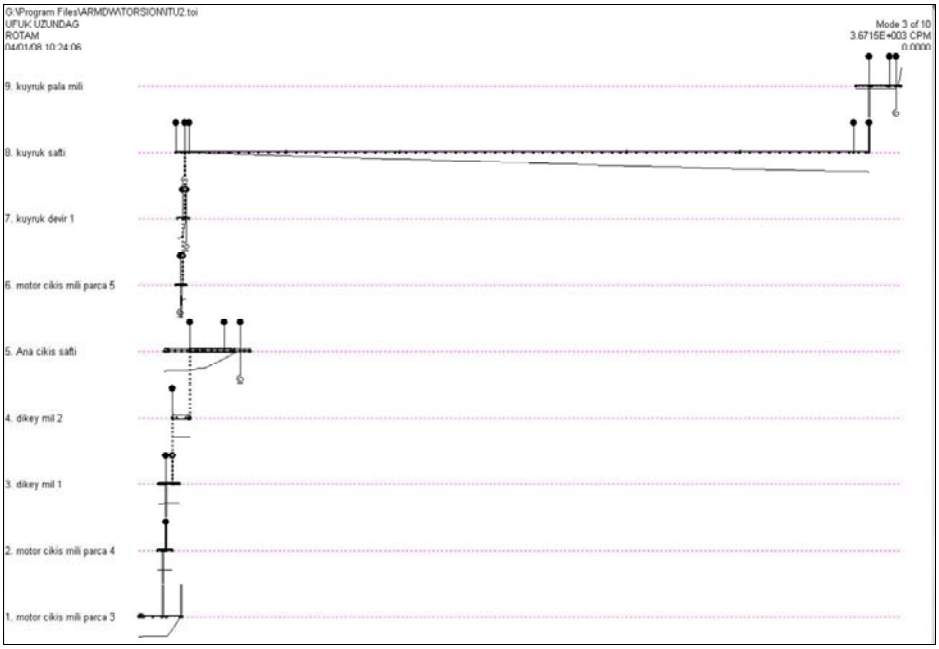
Şekil 8.31: Çözülmüş Sistem 1. Mod Şekli

Şekil 8.32'de çözülmüş sistemin 3.870 Hz deki ikinci doğal frekansının mod şekli görülmektedir.



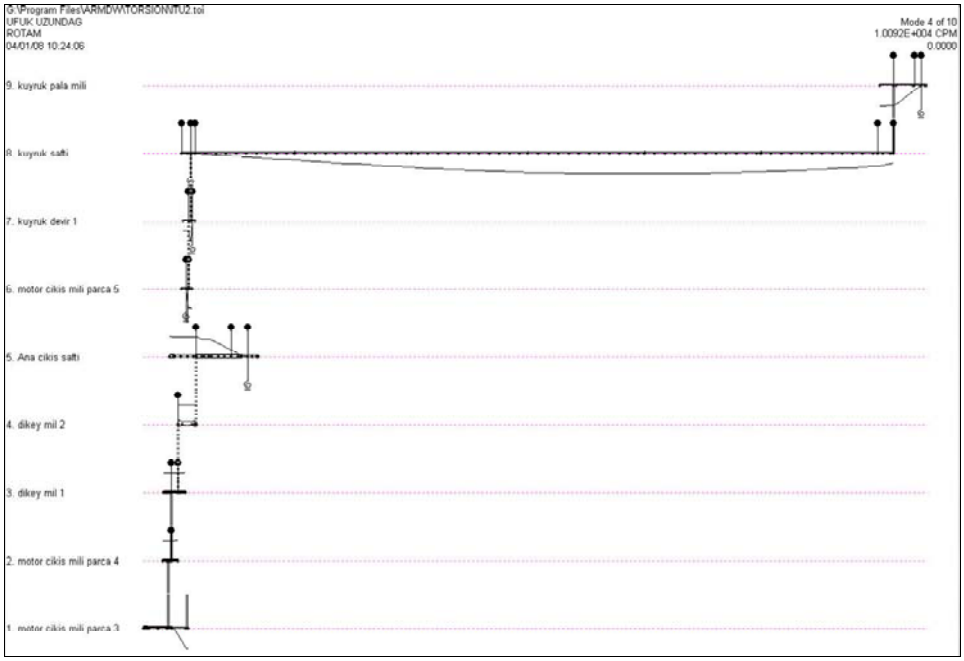
Şekil 8.32: Çözülmüş Sistem 2. Mod Şekli

Şekil 8.33'te çözülmüş sistemin 61.191 Hz deki üçüncü doğal frekansının mod şekli görülmektedir.



Şekil 8.33: Çözülmüş Sistem 3. Mod Şekli

Şekil 8.34'te çözülmüş sistemin 168.205 Hz deki dördüncü doğal frekansının mod şekli görülmektedir.



Şekil 8.34: Çözülmüş Sistem 4. Mod Şekli

9. MODELLER ARASINDA KARŞILAŞTIRMA

Bu karşılaştırmanın temel sebebi; ana modelde yapılacak bir basitleştirme ya da kabul gibi hesap ve modelleme süresini kısaltacak etkenlerin, analizciyi gerçeklerden ne kadar uzaklaştırdığını göstermektir.

9.1. Basitleştirilmiş Model İle Yapılan Karşılaştırma

Tablo 9.1: Ana Model İle Basit Model, Doğal Frekanslar Tablosu

Ana Model	**Basitleştirilmiş Model**
147.99 devir hızı (2.47 Hz)	159.75 devir hızı (2.66 Hz)
232.23 devir hızı (3.87 Hz)	322.95 devir hızı (5.38 Hz)
359.81 devir hızı (5.99 Hz)	7666.76 devir hızı (127.78 Hz)

Tablo 9.1'de ana model ile basitleştirilmiş modelin doğal frekanslarına bakıldığında, basitleştirilmiş modelin burulma titreşimleri açısından, gerçek modelin yerini tutabilecek bir model olmadığı görülmektedir. Bu da bize; basitleştirilmiş, toplu parametreler ile ifade edilerek analitik hesaplar yapılmış modelin, daha doğru sonuçlar verebilmesi için, sistemi gerçeğine daha yakın olacak şekilde modellenmesi gerektiğini göstermektedir.

9.2. Dişliler Arasındaki Direngenliğin Rijit Olduğu Model İle Yapılan Karşılaştırma

Tablo 9.2: Ana Modelde Esnek Dişli ile Rijit Dişli Bağlantı Tipleri, Doğal Frekanslar Tablosu

Ana Model-Esnek Dişli Bağlantılı	**Ana Model Rijit Dişli Bağlantılı**
147.988 devir hızı (2.466 Hz)	147.987 devir hızı (2.466 Hz)
232.230 devir hızı (3.870 Hz)	232.230 devir hızı (3.870 Hz)
359.814 devir hızı (5.997 Hz)	359.814 devir hızı (5.997 Hz)

Tablo 9.2'ye bakıldığında modelde esnek dişli ile katı dişli bağlantı tipi tercihi arasında, belirgin bir fark görülmemektedir (ancak ilk doğal frekans değerinde virgülden sonra 3. hanede fark görülmekte). Tez kapsamında kullanılan güç aktarma sisteminin bölüm 2'de esnek sistemlere örnek olduğu hatırlanırsa, sistemdeki şaftların direngenliği görece olarak dişliler arasındaki direngenlikten fazlasıyla düşük olmasından dolayı, dişliler esnek bağlantı olarak modellense de bu dişliler arasındaki bağlantı şaftlara göre kaskatı davranacaktır. Diğer bir deyişle, sistemdeki burulma titreşimleri görüldüğü zaman, şaftlar burulurken dişlilerin dişlerinde bir eğilme görülmeyecektir.

10. KRİTİK HIZLARIN İNCELENMESİ

10.1. Giriş: Campbell Diyagramı

Genellikle yüksek hızda dönen makine elemanları içeren makinaların doğal frekansları (başka bir ifade ile özdeğerleri, Şekil 10.1'de "y" ekseni), dönen elemanların açısal hızlarına bağlı olarak değişim gösterir. Değişimin sebebi, özellikle eğilme titreşimlerinde şaftın hızına bağlı olarak şaftların ve kaymalı yatakların direngenliğin değişmesidir. Buna karşılık, burulma titreşimleri söz konusu olduğunda, açısal hıza bağlı olarak şaftın burulma yönündeki direngenliği değişmediği için dönen sistemin doğal frekansı sabit kalır (y eksenini kesen yatay doğrular). Bu doğal frekansların, mekanik sistemin açısal hızına (Şekil 10.1'de "x" ekseni) bağlı olarak değişimini veren grafik Campbell diyagramı olarak adlandırılır.

Campbell diyagramı aynı zamanda Şekil 10.1'de tahrik frekansı eğrileri olarak isimlendirilen eğriler ile rotor-stator sistemine etkiyen tahriklerin (kuvvetlerin ve/veya momentlerin) frekansları hakkında da bilgi içerir ve bu tahrik frekanslarının; yapının rotor hızına bağlı olan doğal frekansları ile ilişkilendirilmesine olanak sağlayarak olası rezonans durumları hakkında tasarımcıya önemli bilgiler verir. Şekil 10.1 de rotor hızına bağlı olarak değişen tahrik frekanslarının doğal frekanslar ile çakışması sonucu, olası rezonans noktalarının tespit edilmesi görülmektedir. Rotorun sabit bir devirde çalışacağı hesaba katılırsa, rotorun çalışma devrinde bu çakışmaların görülmesi, sistem için en kritik durumdur. Çünkü rotor bu devirde kaldığı sürece dışarıdan (rotorun dönme hızı ile aynı frekansta olan tahrik kuvvetinden) enerji alacaktır. Bu sebepten dolayı "x" ekseninde, rotor devri değerinden geçen ve "y" eksenine paralel bir doğru çıkılarak, burdaki olası kesişmelere odaklanılır.

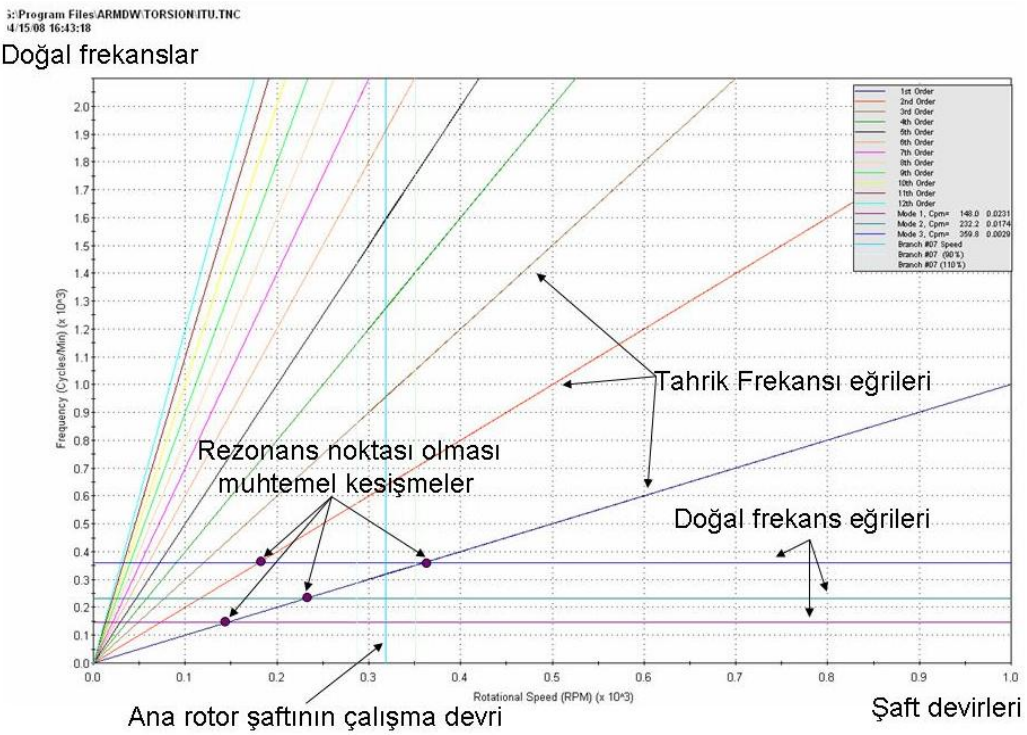
Helikopter aktarma organlarında burulma titreşimlerinin incelendiği bu çalışma kapsamı çerçevesinde Campbell diyagramı üzerinde yalnızca burulma modlarına karşılık gelen doğal frekansların görüleceği açıktır.

Tez kapsamında kullanılan örnek güç aktarma sisteminde tek yönlü kavramanın kullanılmasından doğan, bağlı ve çözülmüş sistemler için çıkartılan Campbell diyagramları ayrı ayrı inceleme konusudur.

10.2. Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Ve Kuyruk Şaftı Campbell Diyagramı

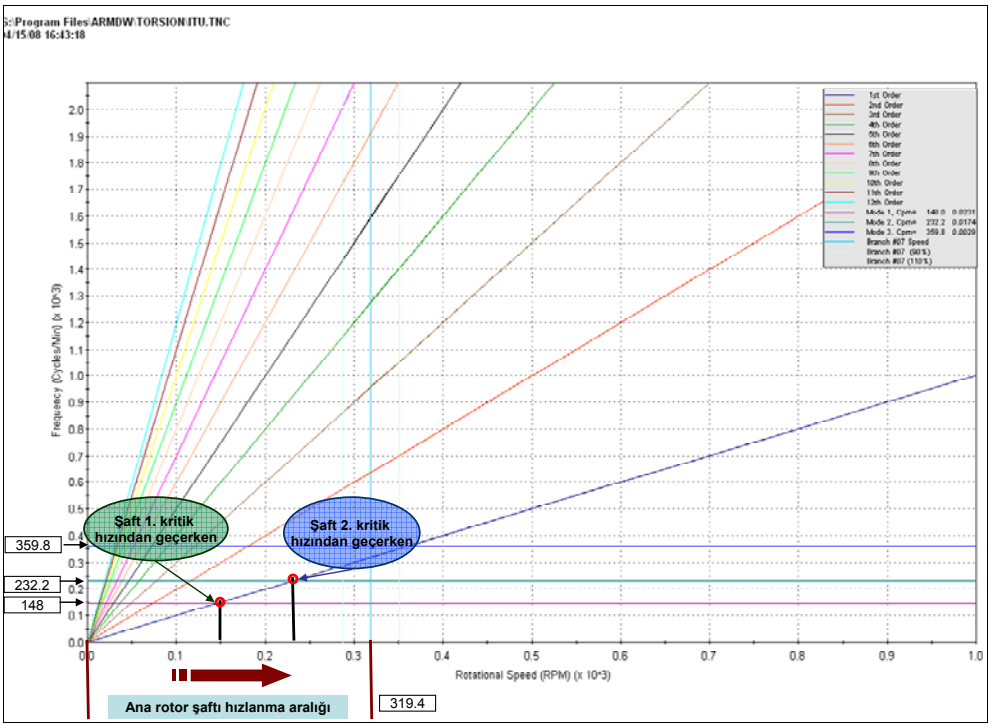
Bağlı sistemin ana rotor şaftı ve kuyruk rotor şaftı olmak üzere iki tane yük çıkışı bulunmaktadır. Campbell diyagramları (Şekil 10.1) bu iki önemli kritik şaft için ayrı ayrı elde edilerek incelenmiştir.

10.2.1. Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı



Şekil 10.1: Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (1)

Şekil 10.2'deki Campbell diyagramına bakıldığında, ana rotor şaftı 0'dan tam devrine ulaşırken ilk iki kritik hızın devir hızı değerinden geçtiği görülür, bu geçiş esnasında şaftın o anki devrinin birinci mertebesinde gelebilecek herhangi harmonik bir dış moment, sistemi rezonansa sokabilir.



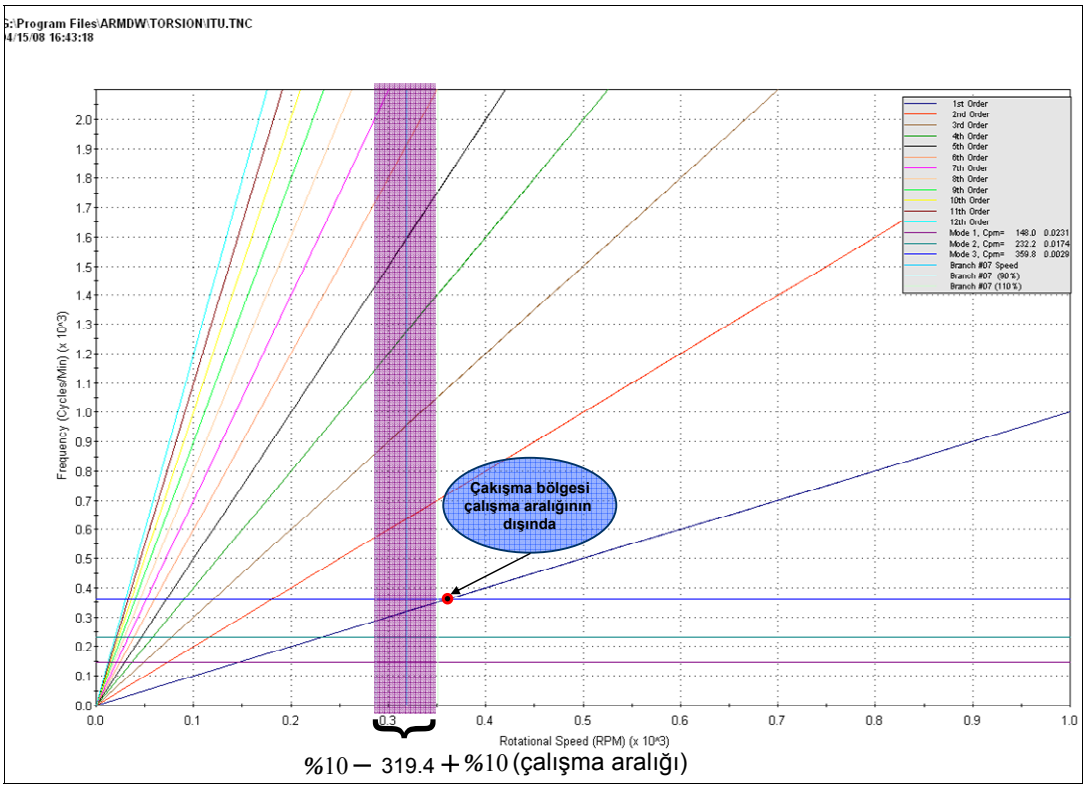
Şekil 10.2: Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (2)

Bu sebeple ana rotor şaftı 0'dan 319.4 devir hızı ([rpm]) değerine çıkarken, bu ilk iki kritik hız bölgesinden geçeceğinden, pratikte bu geçişin olabildiğince hızlı olması arzu edilir. Genellikle rotor şaftı hızlanma esnasında ilk iki kritik hız bölgesini çabuk geçeceği için sistem rezonansa girmek için yeterli zamanı bulamaz.

Rotor hızlanırken rotor hızının 1. mertebeden tahrik kuvvetlerinden daha yüksekte bulunan mertebelerdeki tahrik kuvvetlerinin, sistemi rezonansa sokmak için daha fazla enerji harcaması gerekeceğinden rotor devri ile kritik hızların daha yüksek mertebelerdeki çakışmasına bakılmaz.

Daha önemli bir nokta ise ana rotor şaftı çalışma devrine ulaştığında buradaki çakışmaların daha kritik özellikte olacağıdır. Bu çakışma durumunda ana rotor şaftının devri değişmeyeceği için, sistem her zaman dışarıdan gelen momentlerle rezonansa girmeye açıktır. Dolayısı ile bu bölgede özellikle ana rotor palasının devir hızının 1. katında oluşabilecek bir tahrik momenti çok fazla enerji ihtiyacı gerektirmeden sistemi rahatlıkla rezonansa sokabilir**.**

Şekil 10.3'teki Campbell diyagramından da anlaşılacağı üzere, güç iletim sisteminin burulma modları (yatay çizgiler), sistemi tahrik eden olası tahrik momentleri (çapraz çizgiler) ile ana rotor şaftının öngörülen çalışma bölgesi içinde çakışmamaktadır.



Şekil 10.3: Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (3)

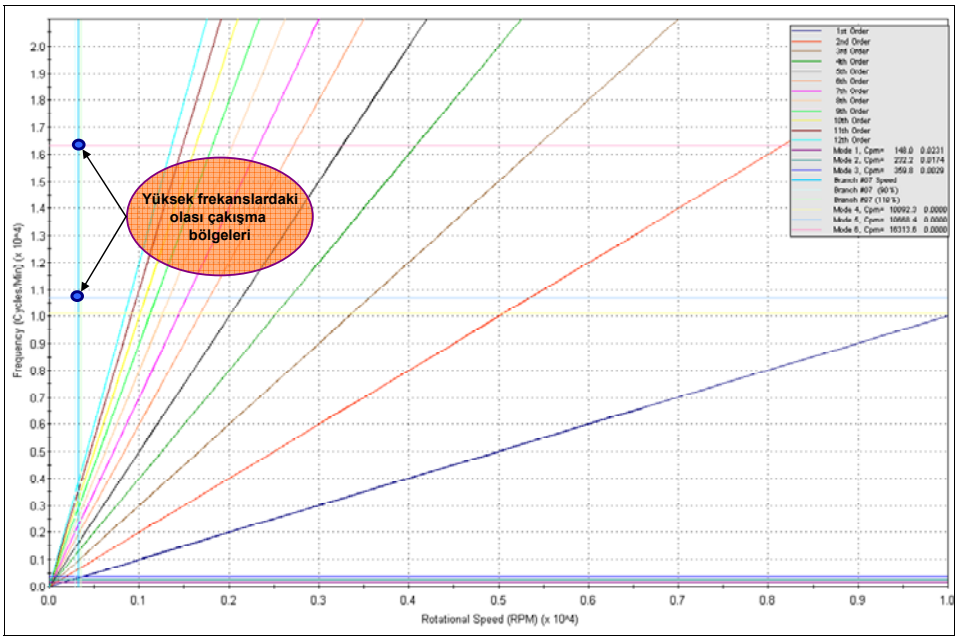
Ancak üçüncü doğal frekansa ve ana rotor şaftının devir aralığına bakıldığında (Şekil 10.3), 1. mertebede olası bir tahrik frekansı izin verilen aralığın çok yakınından geçmektedir. Helikopterin farklı uçuş şartları için birinci mertebeden olası bir tahrike karşı, iyi bir hız kontrol kararlılığını sağlamak gerekmektedir.

Paladan gelebilecek olası tahrik frekansı, -örnek verilirse eğer- helikopterin ileri uçuşunda "Gecikme" (lead-lag) zorlanmış frekansı (gecikme doğal frekansı ile karıştırılmamalıdır) her pala için ana rotor devrinin 1. katıdır. Dolayısı ile 4 adet pala 90 derecelik faz farkıyla aynı hareketi yapacağından, rotor-pala sisteminin, ana rotor şaftına vereceği periyodik moment ana rotor devir hızının 4. katı olacaktır. Bu sebeple 1. ve 4. mertebedeki tahrik momenti helikopterlerdeki güç aktarma sistemleri için en tehlikeli tahrik momentidir. Bu mertebelerde bir çakışmadan kaçınılması kesinlikle gerekmektedir.

10.2.1.1. Ana Rotor Şaftının Çalışma Devrinin Üzerindeki Kritik Hızların Campbell Diyagramında İncelenmesi

Sistem çalışma aralığından daha yüksek kritik hızlarda tahrik edildiğinde de rezonansa girebilir. Fakat bunun için çok büyük değerlerde momentlere ihtiyaç vardır (sistem rezonansa girmek için daha fazla enerjiye ihtiyaç duyar). Bu sebeple genellikle yüksek frekanstaki kritik hızlarla çakışan yüksek derecelerdeki mertebe eğrileri sonucunda, belirgin bir rezonans görülmez.

Fakat sistem bu çakışma noktalarında da dışarıdan enerji almaya açıktır. Sistemin rezonansa girmesi için yeterli olmayan bir moment girişi, titreşim genliklerini arttırabilme kapasitesinden dolayı, şaftlarda veya dişlilerde istenmeyen gerilmeler oluşturabilir. Buna ek olarak burulma titreşimlerinin temel kritik hızlar dışında sistemde gözlemlenebilir bir hareketi yoktur. Bu noktalarda sorun yaşandığına dair bir gözlem elde etmek oldukça zordur. Bu sebeple bu frekanslar güç aktarma sistemini, uzun bir zaman dilimde farkedilmeden, yorulma zorlanmasına maruz bırakarak, beklenmedik bir anda şaftın burulma modunun düğüm noktalarında hasara ve hatta parçalanmalara sebep olabilir. Bu yüzden bu kritik hızları da Campbell diyagramında göstermek gerekir.

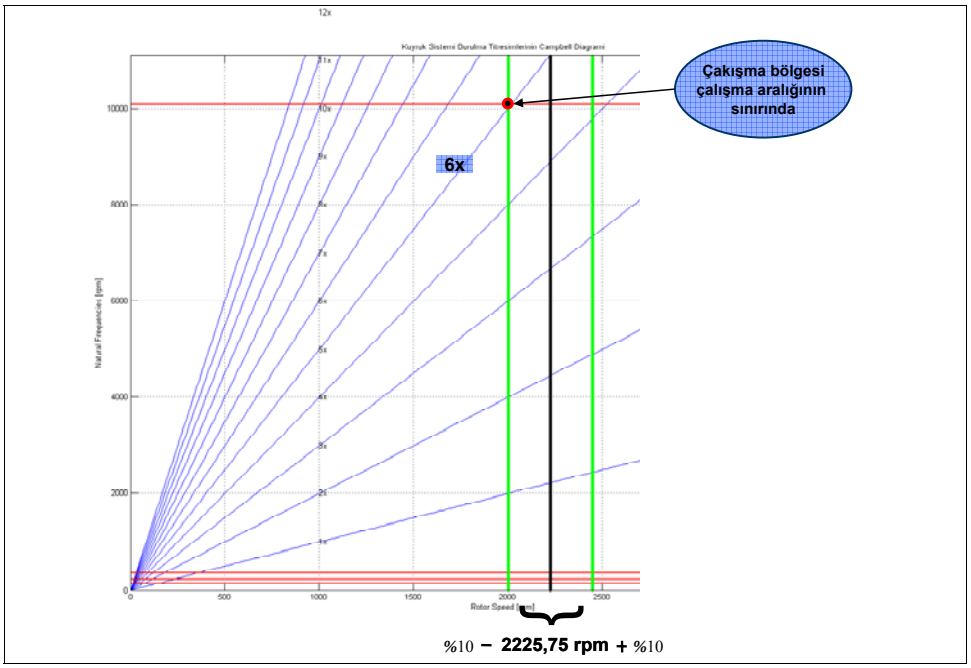


Şekil 10.4: Bağlı Sistemin Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (4)

Şekil 10.4'e bakıldığında böyle bir çakışma görülmemektedir.

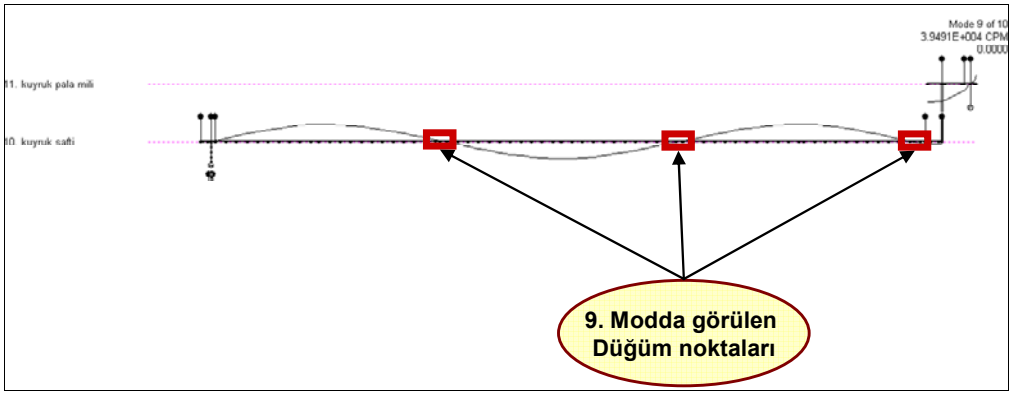
10.2.2. Kuyruk Şaftı Campbell Diyagramı

Konunun başında da belirtildiği gibi helikopter güç iletim sistemi dallanan bir sistem olduğu için, ana rotor şaftı ve kuyruk rotor şaftı olmak üzere iki ayrı ana çıkışa sahiptir. Bu nedenle, kuyruk şaftının Campbell diyagramına da bakılması gerekir.



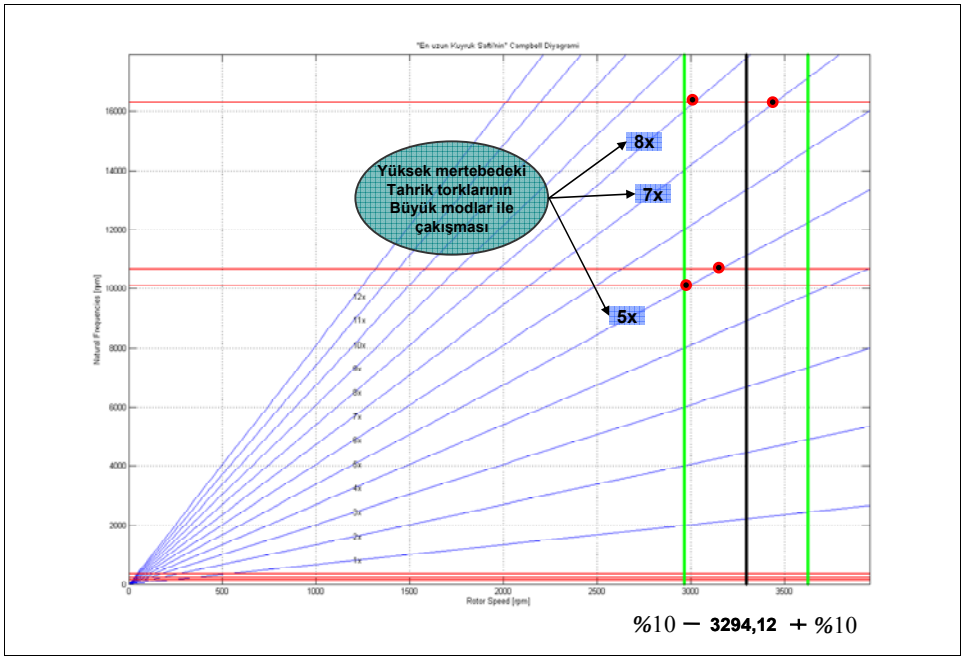
Şekil 10.5: Bağlı Sistemin Kuyruk Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (1)

Şekil 10.5 teki Campbell diyagramından da görüldüğü gibi, kuyruk palası şaftı (yavaş dönen şaft) şaftın dönme hızının 6. mertebeden olası bir tahrik momenti ile zorlanabilir. Fakat bu şaftın çok yüksek kritik hızlarında dahi, mod şekillerinin düğüm noktası yoktur, kuyruk rotoru şaftına etkiyecek herhangi yüksek mertebeden bir kuvvet, uzun kuyruk şaftında pek çok düğüm noktası oluşturabilecektir. Dolayısı ile uzun şaftın incelenmesi daha sağlıklı olacaktır.



Şekil 10.6: Uzun Kuyruk Şaftı 9. Mod Şekli

Örneğin, Şekil 10.6'da 9. modda uzun kuyruk şaftında üç düğüm noktası gözlenirken kuyruk rotor şaftında bir düğüm noktası gözlenmemektedir. Şekilden de anlaşıldığı gibi 10. kademedeki kuyruk şaftı; uzunluğundan dolayı, yapılacak analizler için daha önemlidir.



Şekil 10.7: Bağlı Sistemin Uzun Kuyruk Şaftı Campbell Diyagramı

Burada düşük devirdeki şaftta oluşabilecek tahriklerin mertebe eğrilerinin daha yüksek devirde dönen şafta etkisi ,

$x = n/g$

$n =$ rotor devri

$g = 1.48$ çevrim oranı

olacak şekilde Şekil 10.7'de görülmektedir. 5. mertebeden eğri 10000 devir hızı civarındaki iki doğal frekansı tahrik (10092.3 devir hızı ve 10668.4 devir hızı) etmektedir. Ve ayrıca 7 ve 8 inci mertebeden eğrilerde 16313.6 devrindeki kritik hızı tahrik etmektedir.

Buradan çıkarılacak sonuç kısa vadede de bu frekansların açık bir şekilde sisteme zarar vermesinin beklenmeyeceğidir. Fakat dişlilerde gürültü problemi gibi istenmeyen durumlara yol açabileceklerini de göz ardı etmemek gerekir.

10.3. Çözülmüş Sistem Campbell Diyagramı

10.3.1. Güç Aktarma Sisteminin Kritik Hızlarından Geçerken Oluşabilecek Çözülme Koşulunun Campbell Diyagramında İncelenmesi

Genellikle rotor şaftı, hızlanma esnasında ilk iki kritik hız bölgesini çabuk geçeceği için sistemin rezonansa girmek için yeterli zamanı bulamayacağı bir önceki analizlerde belirtilmişti.

Yine de tek yönlü kavramanın varlığından dolayı, güç iletim sisteminin ilk iki doğal frekansta rezonansa girme durumunu incelemek konunun ilerletilmesine katkıda bulunacaktır.

Tek yönlü kavrama, adından da anlaşılacağı üzere tek yönde çalışır (motorun ürettiği gücü, güç iletim zincirine iletir), fakat diğer yönde etkiyen momentlerde tek tönlü kavrama çözülür ve motorun istenmeyen momentlerden etkilenmesi engellenmiş olur. (Bu durum özellikle "otorotasyon" durumu için oldukça gereklidir.)

Burulma titreşimleri rotor devrinin üzerine binen küçük salınımlardır, bu titreşimlerin genlikleri rezonans oluşumunda büyümeye başlar ve tek yönlü kavramanın çözülmesine yol açarlar.

Teoriye göre sistemin direngenliği sıfıra doğru giderse, rezonans frekans değeri de sıfıra gider. Tek yönlü kavrama sayesinde momentin yönü ne zaman dönme yönünün tersine etkise o an için rezonans titreşimleri sıfıra gidecektir. Bu ayrılma sonrasında motor hızlanma modunda olduğundan devir hızı değeri rezonans değerinin üzerine çıkar.

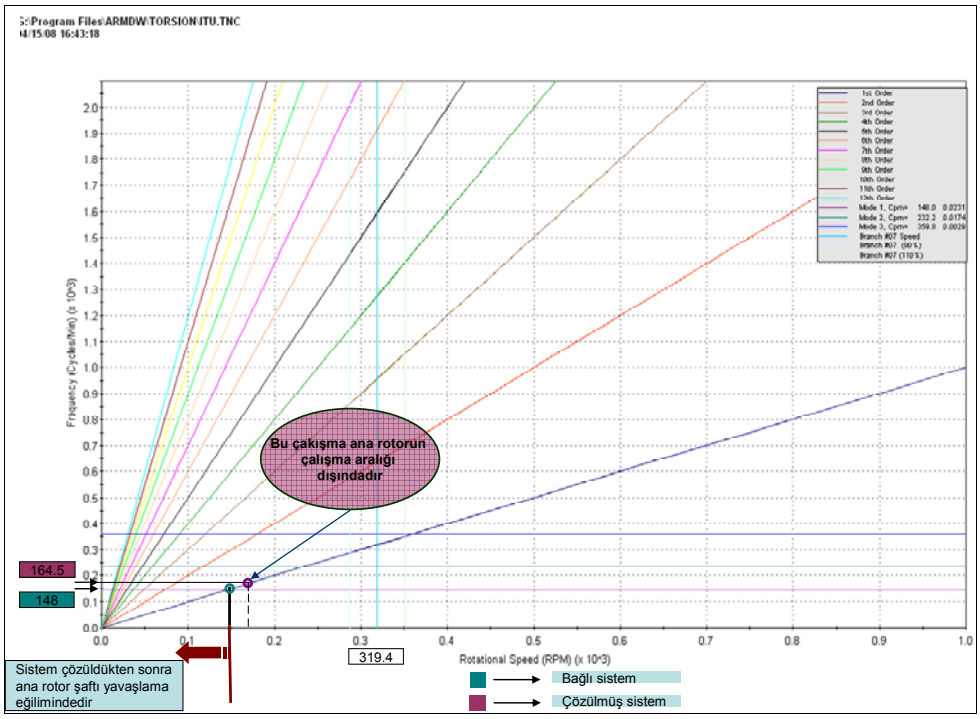
Çözülmüş sistemin de kendine ait yeni kritik hızları olacağından bunların bilinmesi gerekmektedir.

Bağlı sistem ile çözülmüş sistemin kritik hızlarının karşılaştırılması Tablo 10.1'de görülmektedir.

Tablo 10.1: Bağlı Sistem, Çözülmüş Sistem Kritik Hızlarının Karşılaştırılması

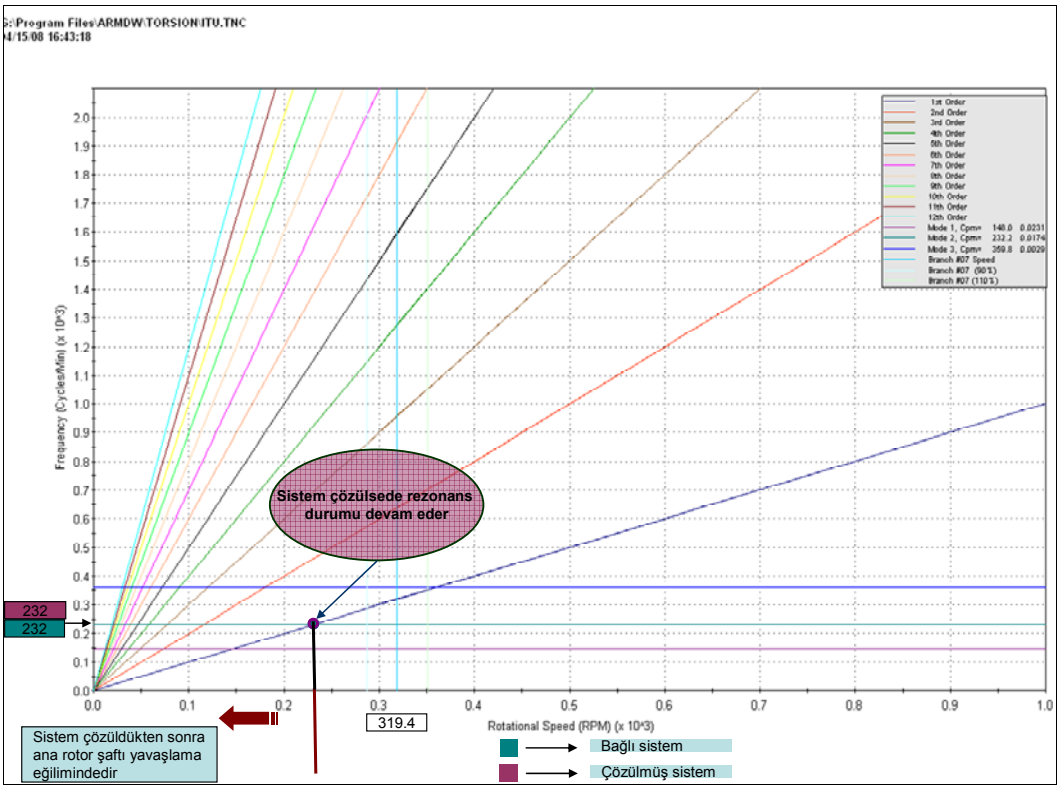
Bağlı sistem	**Çözülmüş sistem**
147.9 devir hızı (2.5 Hz)	164.5 devir hızı (2.7 Hz)
232.2 devir hızı (3.9 Hz)	232.2 devir hızı (3.9 Hz)
359.8 devir hızı (5.9 Hz)	3671.5 devir hızı (61.2 Hz)

Dikkat edilirse ana rotor şaftı hızlanma anında birinci kritik hızda rezonansa girerse, motorla güç iletim sistemi birbirinden ayrıldığında, çözülmüş sistemin doğal frekansı daha yüksekte çıkmaktadır. Buradan şu sonuç çıkarılabilir: Sistem birinci kritik hızında çözüldüğünde rezonans durumu devam etmeyecektir. (Şekil 10.8).



Şekil 10.8: Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (1) (Güç Aktarma Sisteminin Kritik Hızlardan Geçme Koşulu)

Başka bir dikkat çekici nokta ise Tablo 10.1'de görülen ikinci kritik hızların, iki sistemde de aynı olmasıdır ve bu durum bir probleme yol açabilir. (Şekil 10.9). Bu problem şöyle ifade edilebilir: Sistem çözüldüğü zamanda da rezonans durumu devam eder ve tek yönlü kavrama, kritik hızın frekansında kenetlenme-çözülme hareketini çarpma şeklinde gerçekleştirerek kavramanın ömrünü azaltır.



Şekil 10.9: Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (2) (Güç Aktarma Sisteminin Kritik Hızlardan Geçme Koşulu)

Bağlı sistem ile çözülmüş sistemin ikinci kritik hızlarının aynı çıkması sorun yaratabilecek bir durum olmasına karşın, bu kritik hızlara motorun hızlanma anında yakalanıldığı zaman, kavrama, rezonans durumunda çözülmüş sistemi daha yüksek hızlarda yeniden kavrayacağı için (motor hızlanmaya devam etmektedir), güç iletim sistemi rezonans bölgesinde kalmayacaktır.

İkinci bir nokta da kavramanın kenetlenme-çözülme frekansının (çarpma frekansı da denilebilir) yüksek frekanslardaki kritik hızlarda gerçekleşmesinin beklenmesidir. Ana rotor şaftı ikinci kritik hız bölgesinden "istenenden yavaş" geçerken burulma titreşimlerinde anlık genlik artmaları gözlenebilir.

10.3.2. Motorun Durması Sonucu Oluşabilecek Güç Aktarma Sistemindeki Çözülme Koşulunun Campbell Diyagramında İncelenmesi (Otorotasyon Durumu)

10.3.2.1. Helikopter Otorotasyona Girmeden Önceki Koşul

Rotor devrinin değişimi sadece kalkış esnasında gözükmez, helikopter motoru uçuş sırasında oluşabilecek hatadan dolayı devre dışı kalırsa, rotor devrinde ani düşüş yaşanır.

Pilot, helikopteri "otorotasyon" durumuna sokmadan önce, ana rotor şaftının devri yaklaşık olarak 2.8 saniye içinde %60 azalır. Bu azalmanın ivmesi aşağıdaki gibi bir formülle ifade edilebilir;

$$\dot{\Omega} = -\frac{Q_0 \left(\Omega/\Omega_0\right)^2}{I}, \quad \mathrm{rad/sec^2} \tag{10.1}$$

Burada,

Q_0 = orjinal tork
Ω_0 = rotor ilk hızı
Ω = rotor hızının belirli bir zaman sonraki hızı
I = Palanın Ataleti
olarak denklem 10.1'de yerlerini alırlar.

Fakat denklem 10.1'de yazılan ifade rotor hızının zamana göre değişimini anlatmakta yetersiz kalır.

Belirli bir durumda, helikopter motorunun durması nedeniyle palaların dönme hızına bağlı olarak kinetik enerjinin azalmasına ters orantılı olarak, helikopterin serbest düşüşünde ivme kazanması ile palalardan geçen hava akımının artması ve bu akımın palaları yeniden döndürecek güce kavuşması için geçen zaman, (örneğin hücum açısının arttırılmasıyla, rotor hızının düşerek rotor momentinin artması), eşdeğer zaman olarak $\left(\mathrm{t_e} = \text{ eşdeğer zaman}\right)$ tanımlanırsa,

Eşdeğer zaman terimi şu şekilde ifade edilebilir,

$$t_e = \frac{I\left(\Omega_0^2/2\right)}{\left(Q_0\Omega_0\right)} = \frac{I\left(\Omega_0/2\right)}{Q_0} \tag{10.2}$$

Bu durumda devir değişiminin nonlineer integral eşitliği aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\Omega}{\Omega_0} = \frac{1}{2t_e}\int_0^t \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^2 dt \qquad \textbf{(10.3)}$$

Hesaplar için kullanılan örnek helikopterin rotor devrinin düşme karakteristiği için eşdeğer zaman t_e hesaplanırsa,

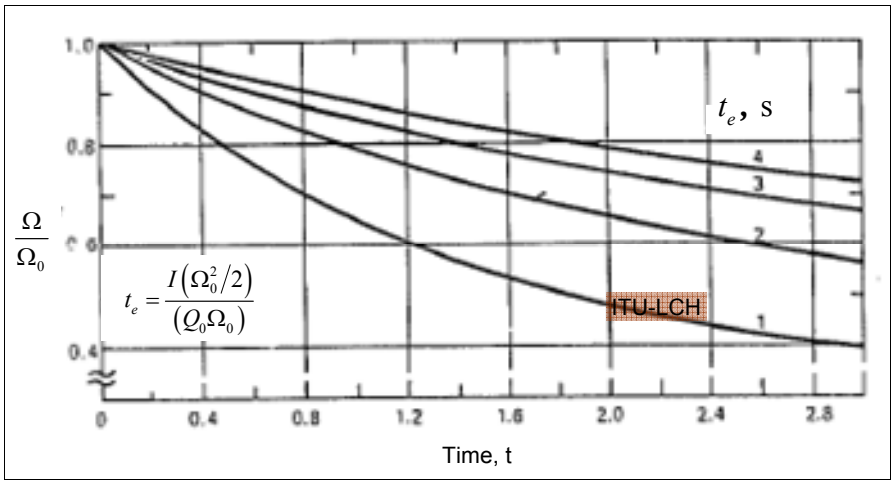
$$\begin{aligned} Q_0 &= \frac{P}{\Omega_0} \\ &= \frac{620\times 746}{1000}\times\frac{60000}{2\pi\times 319,4} = 13828,2Nm \end{aligned} \qquad \textbf{(10.4)}$$

buradan,

$$\begin{aligned} t_e &= \frac{I\left(\Omega_0/2\right)}{Q_0} \\ &= \frac{888,85\times\left(319.4\times 2\pi/60\right)/2}{13828,2} = 1,07497s \end{aligned} \qquad \textbf{(10.5)}$$

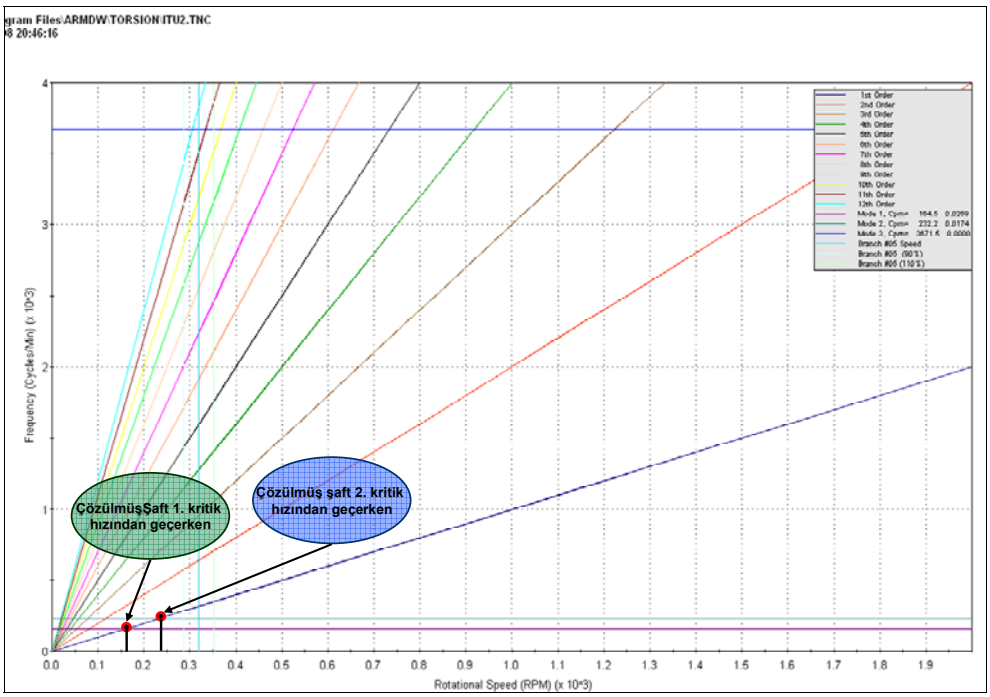
bulunur.

Pek çok helikopter için t_e 1 ile 4 saniye arasında çıkmaktadır. Şekil 10.10'da görülen grafik, belirli eşdeğer zamanlar için, rotorun ilk hızına bağlı devir oranının zamana bağlı değişimini vermektedir. Bu grafiğe göre motorun devre dışı kalmasından 1 saniye sonra rotor devri %35 azalmaktadır.



Şekil 10.10: Motor Hızının Güç Kaybına Bağlı Olarak Azalması [30]

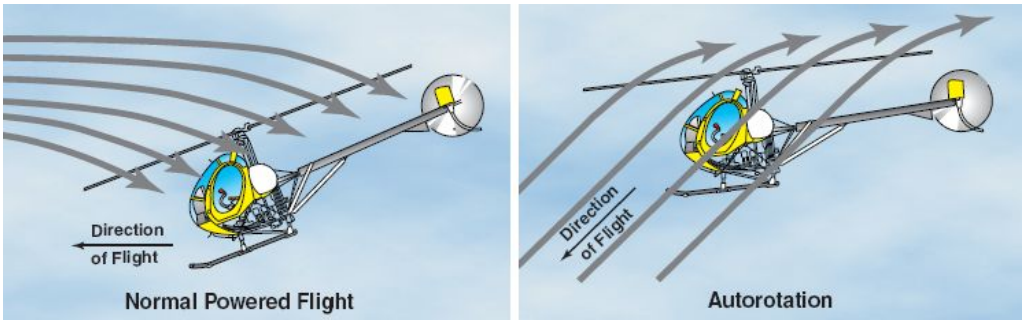
Buradan anlaşılacağı gibi helikopter otorotasyona girmeden önce, ana rotor şaftının devir değişimi sırasında, şaft kritik hız bölgelerinden geçmektedir,(Şekil 10.11).



Şekil 10.11: Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı

10.3.2.2. Helikopter Otorotasyona Girdikten Sonraki Koşul

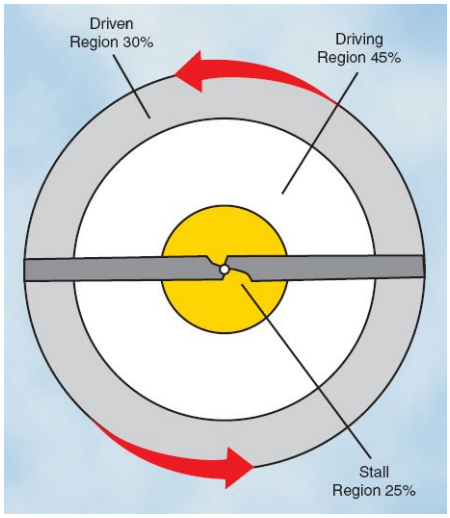
Otorotasyon durumunda pilot hücum açısını negatif yaparak denge durumunda ana rotor şaftının eski devir ile aynı değerde dönmesine izin verir. Bu dönmeyi sağlayan kuvvet, helikopterin hızla irtifa kaybetmesi sırasında palalara etkiyen ve yukarıya doğru oluşan hava akımıdır. Şekil 10.12 de, ikinci resimde yukarıya doğru çizilen oklar hava akımını temsil etmektedirler.



Şekil 10.12: Otorotasyon Durumunda Palaların Eski Devrine Ulaşması

Pervaneyi döndürerek otorotasyonu sağlayan bölge, şekil 10.13'te dikey otorotasyon durumuna göre ifade edilen resimde, adı "döndüren bölge" olarak geçen (driving

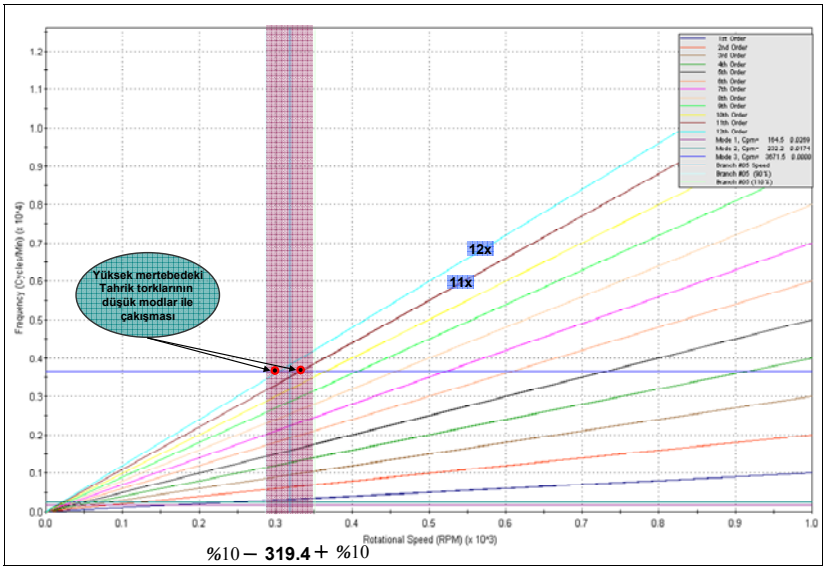
region) %45 lik bir alandır. Bu bölgenin alanı pilotun hücum açısını değiştirmesi ile birlikte değişir, ve bu alan azaldıkça ve kararsızlık bölgesi büyüdükçe (stall region) rotor devir hızı değeri de düşer. Burada döndürülen bölge (driven region) olarak ifade edilen bölge sürükleme kuvvetini (drag kuvveti) en çok üreten bölgedir.



Şekil 10.13: Otorotasyonda Palanın Çalışma Yapısı

Sonuç olarak, otorotasyon sırasında ana rotor şaftının devri değişken olmasına rağmen, deneyimli pilotun hücum açısını sabit tutmasıyla, rotor devrini çalışma anındaki devire çıkartarak (319,4 devir hızı), denge durumu sağlanır. Bu durumda, analizler için sabit bir çalışma devri kullanılabilir.

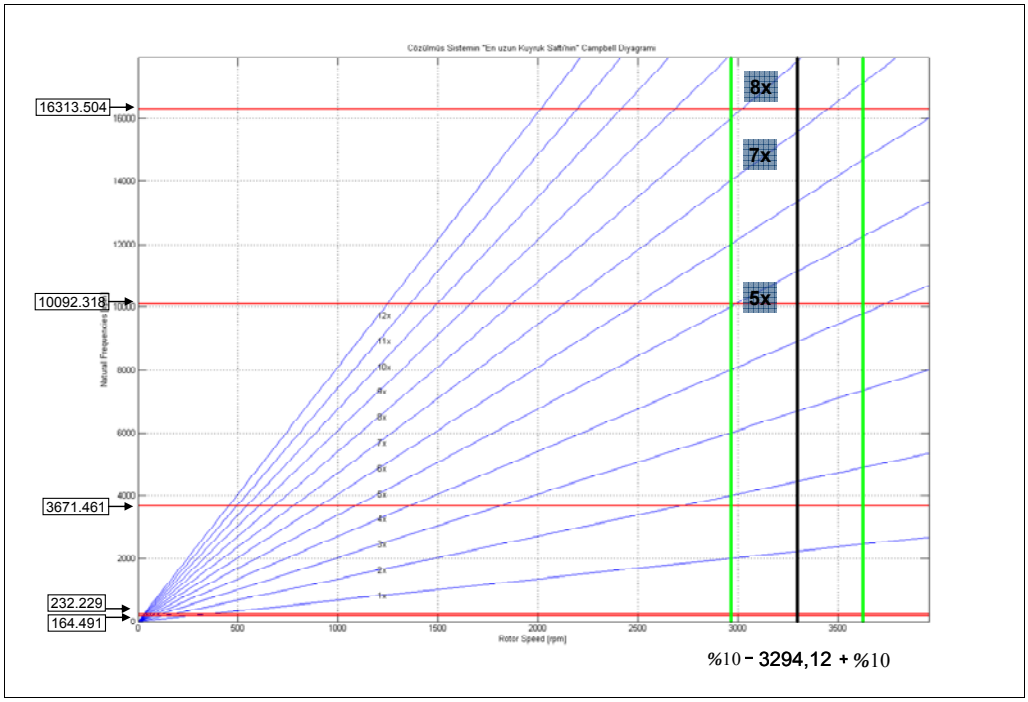
10.3.2.3. Otorotasyon Durumunda Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı



Şekil 10.14: Ana Rotor Şaftı Campbell Diyagramı (Otorotasyon Koşulu)

Şekil 10.14'te, 11. ve 12. mertebeden eğrilerin, sistemin 3. doğal frekansını tahrik etme olasılığı bulunmaktadır. Mertebe yüksek olduğu halde tahrik ettiği doğal frekans çalışma aralığına yakın olduğundan, bu mertebedeki eğrilerin sistemde beklenmedik etkileri görülebilir.

10.3.2.4. Otorotasyon Durumunda Kuyruk Rotor Şaftı Campbell Diyagramı



Şekil 10.15: Kuyruk Şaftı Campbell Diyagramı (Otorotasyon Koşulu)

Şekil 10.15 te, 5. mertebedeki eğri rotorun çalışma aralığının sınırında etkidiği için ciddi bir tehlike arz etmemektedir. 7. mertebe ve 8. mertebeden eğriler sistemi oldukça yüksek frekanslarda tahrik etme özelliğine sahiptirler. Ayrılmış sistemin kuyruk rotor şaftı için kritik bir devir hızı bulunmamaktadır.

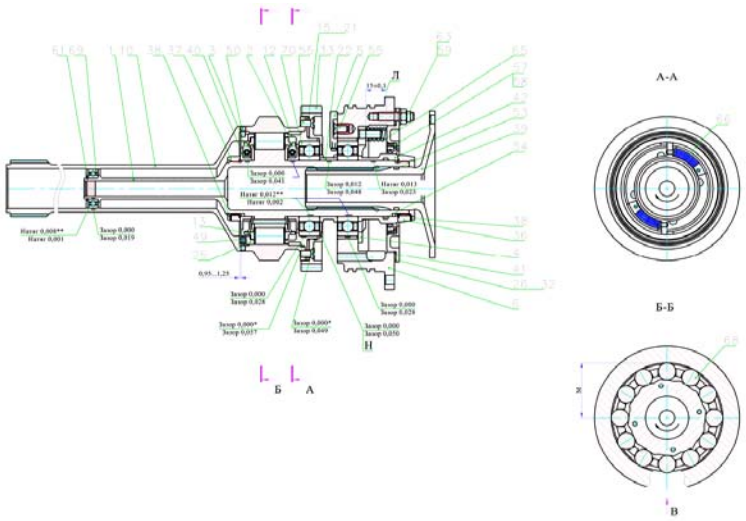
11. TASARIM ÖNERİLERİ

Helikopter güç aktarma sistemleri için, tasarıma başlamadan önce göz önüne alınması gereken nokta; helikopter güç aktarma sistemlerinin, sabit devirde çalışan sistemler olmasıdır. Güç aktarma sisteminin kendi doğal frekanslarıyla çakışmayacak bir çalışma devri aralığı seçimi, çalışmaların ana hedefi olmalıdır.

Diğer bir deyişle, bitmiş bir tasarımda rezonans görülmesi sonucunda güç iletim sistemine sönüm elemanı eklemek gibi ek çözümlerin yerine, şayet, ön tasarımda güç iletim sisteminin doğal frekanslarıyla tahrik frekansı arasında – özellikle nominal çalışma bölgesinde – bir çakışma varsa, bu çakışmayı gidermenin en iyi yolu, sistemi rezonansa sokan kritik hızın mod şeklindeki düğüm noktalarının yerini tespit etmek ve sonra bu bölgelerin rijitliğini değiştirecek şekilde yeniden tasarıma gitmektir.

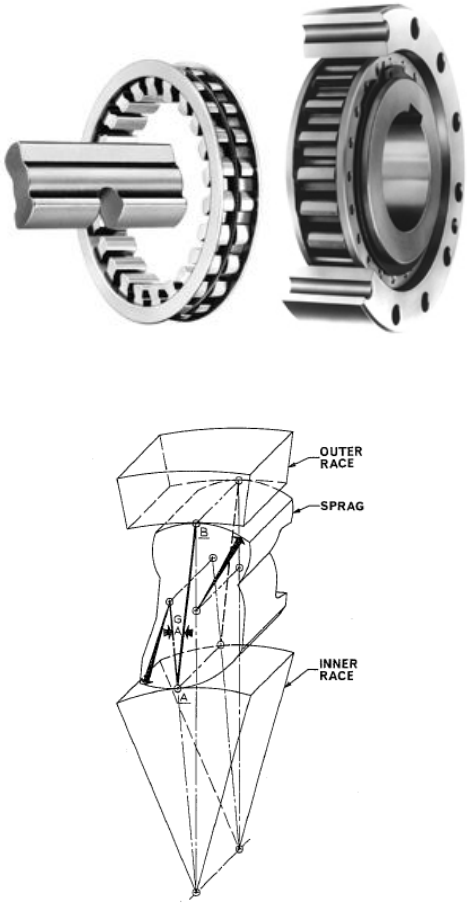
Örnek helikopterin güç aktarma sisteminin burulma titreşimleri analizleri sonucu, tasarımda değişikliğe gidilmesi gereken herhangi bir kritik hızın rotor çalışma devir aralığında çakışması görülmemiştir.

Tasarımda yapılabilecek bir değişiklik, tek yönlü kavramanın tipinin değiştirilmesi yönünde olabilir. Örnek helikopterin güç aktarma sisteminde kullanılan kavrama; bilyalı kavramadır (roller clutch). Bu kavramanın teknik resmi Şekil 11.1 de görülmektedir.



Şekil 11.1: Örnek Güç Aktarma Sisteminde Kullanılan Tek Yönlü Kavrama

Bu kavrama yerine aynı moment kapasitelerinde, ağırlığı bilyalı kavramalara göre daha hafif olan "sprag" kavrama tipi kullanılabilir. Burulma titreşimleri söz konusu olduğunda bu kavrama tipi bilyalı kavramalara göre daha dayanıklıdır. Şekil 11.2'de "sprag" kavramasının resimleri görülmektedir.



Şekil 11.2: Tek Yönlü Kavrama Tipleri [43],[30]

Bunun dışında, uçuş testleri sırasında, güç iletim sistemine tez kapsamında bahsedilenler dışında öngörülmeyen bir dış moment etkiyip, sistemi rezonansa götürme ihtimaline karşı, -bu tarz olası durumlar için-, tasarımın ilk önce nerelerde değiştirilmesi gerektiği konusunda bir ön çalışma yapmak gereklidir.

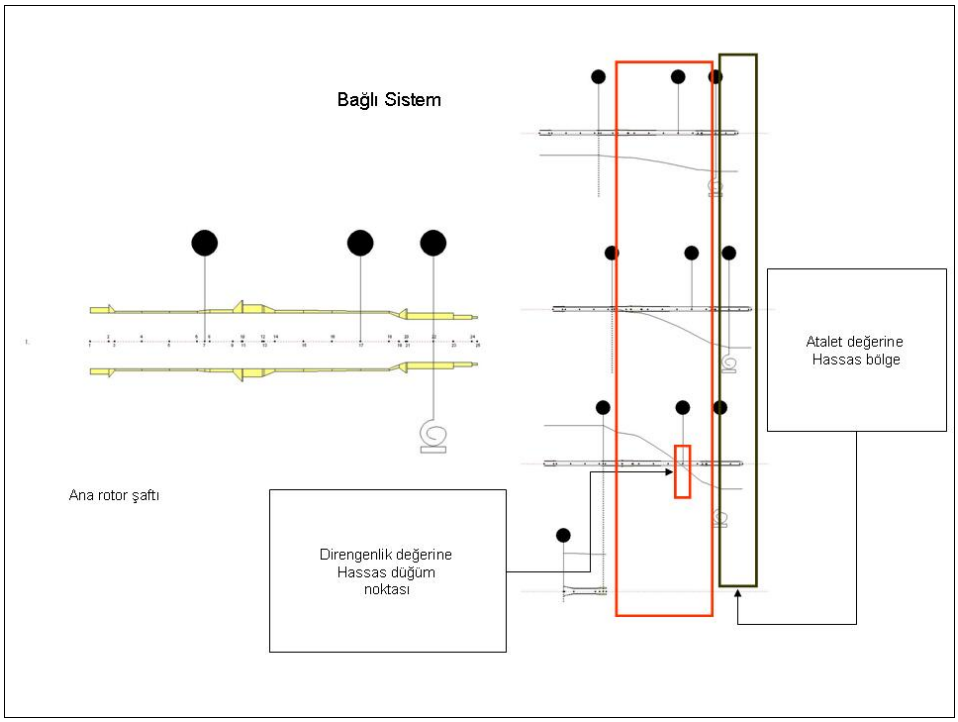
Böyle bir durumda sistemin kritik hızlarını değiştirecek tasarım kriterlerini belirleyecek çalışmanın yapılması, yeni tasarımda izlenecek yol hakkında bilgi edinilmesini sağlar.

Sistemde tasarım değişiklikleri yük etkisindeki uzun şaftların modifikasyonu ile kavramaların direngenlik değerinin değiştirilmesi yoluyla olur. Örnek helikopter güç aktarma sisteminde kullanılan kavramalar burulma yönünde rijit, dikey yöndeki titreşimler için ise esnek kavramalardır. Bu sebepten tasarım değişikliği yük etkisindeki şaftlarla sınırlı kalacaktır.

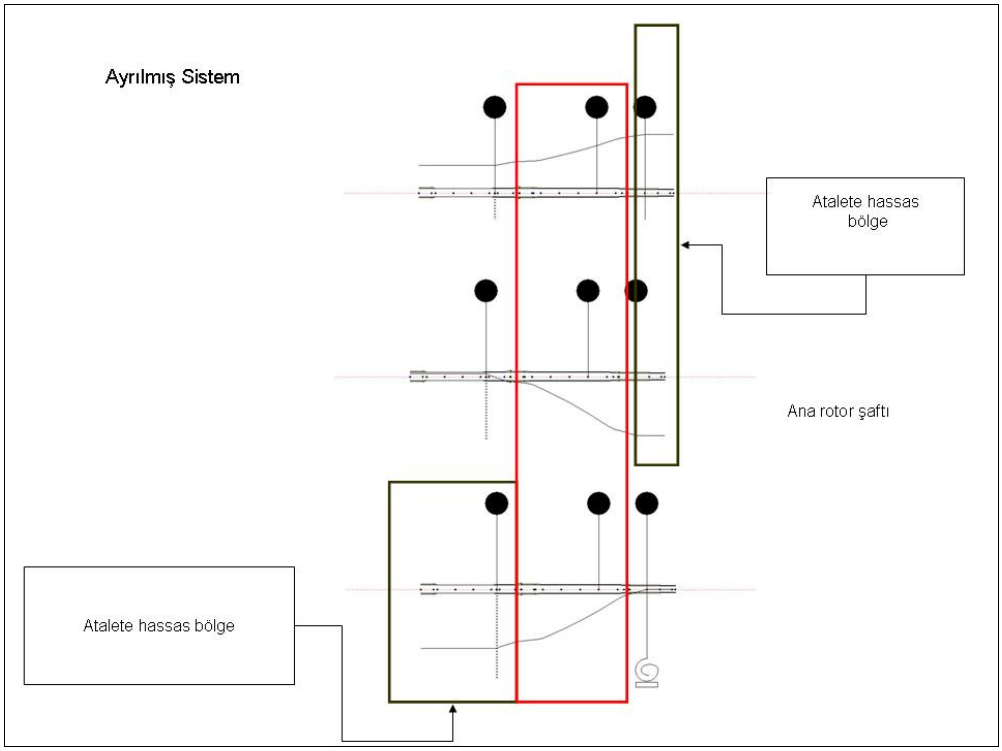
11.1. Ana Rotor Şaftı Tasarım Önerisi

Ana rotor şaftı tasarımında değişiklik yapılabilmesi için öncelikli olarak, bağlı sistemin ve çözülmüş sistemin üzerinde, “direngenlik değeri”ne ve “kütlesel atalet momenti değeri”ne karşı duyarlı olan bölgelerin belirlenmesi gerekmektedir. Bağlı ve çözülmüş sistemi beraber ele alıp mümkün olduğunca ortak bir alan yaratmak, bu bölgeler üzerinde tasarımda değişiklikler yapmak esas alınmalıdır.

Şekil 11.3 ve Şekil 11.4’te, sırasıyla bağlı ve çözülmüş sistemlerin ana rotor şaftı üzerinde direngenlik değerine ve kütlesel atalet momenti değerine hassas bölgeleri görülmektedir.



Şekil 11.3: Ana Rotor Şaftı Bağlı Sistem; Direngenliğe ve Kütlesel atalet momentine Hassas Olan Bölgeler



Şekil 11.4: Ana Rotor Şaftı Çözülmüş Sistem; Direngenliğe ve Kütlesel atalet momentine Hassas Olan Bölgeler

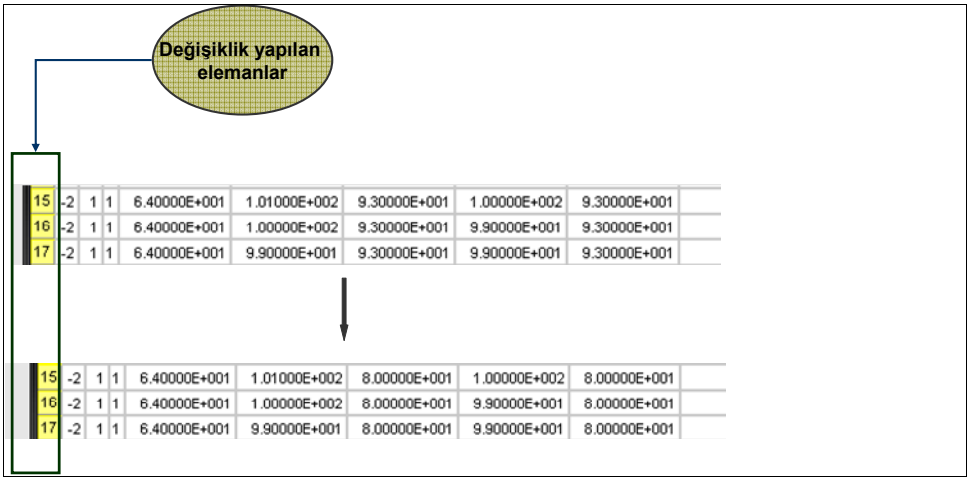
Direngenlik değerine duyarlı bölgeler direngenlik değeri değişimine duyarlı olmakla beraber kütlesel atalet momenti değerinin değişimine daha az duyarlıdır. Bu bölgelerde şaftın kalınlığını değiştirme yoluyla direngenlik değeri ile oynayarak, doğal frekanslarda istenen değişiklik yapılabilir.

Özel olarak esnek kavramaların kullanıldığı bölge, direngenlik değeri bakımından şaftın direngenlik değerinden daha düşük olacağından, analizlerde mod şekillerinde düğüm noktası olarak gözükmektedir. Genellikle daha rijit bir kavrama seçmek tasarımdaki değişiklik için yeter şart olarak ifade edilebilir. Bu bölgeye daha yumuşak kavrama seçmek düğüm noktasının yerinde bir oynama yapmaz.

Şekil 11.3'te bağlı sistemin ana rotor şaftının 3. mod şeklinde bir düğüm noktası görülmektedir. Bu nokta bir kavramanın varlığından kaynaklanmadığından bu noktanın direngenlik değerini değiştirmek sistemin doğal frekanslarını arttırma yönündeki yeter şart olarak gözükmektedir.

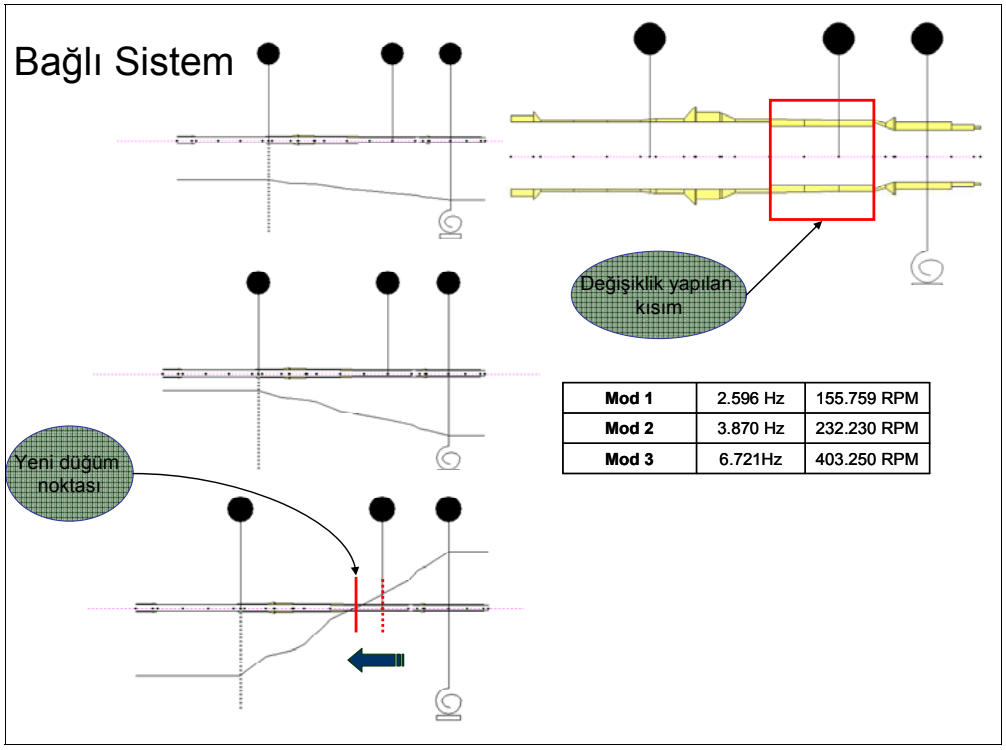
Kütlesel atalet momenti değerine hassas olan bölgelerde mümkünse kütlesel atalet momenti değeri ile oynama yapılabilir. Ama çoğunlukla diğer tasarım kriterleri de ağır basacağından en iyi ve en sağlıklı yol düğüm noktalarının bulunduğu kısımları daha direngen yapmaktır.

Ana rotor şaftında düğüm noktasında direngenliği arttıracak bir değişiklik 3. modun kritik hız değerini değiştirir. Ve düğüm noktasının direngenliğin daha az olan bölgesine kaymasını sağlar. Aşağıdaki örnekte ana rotor şaftının küçük bir bölümünde yapılan değişikliğin 3. kritik hızda büyük değişimlere yol açarken ilk iki kritik hızda pek fazla değişiklik yapmadığı görülmektedir, (Şekil 11.6).



Şekil 11.5: Ana Rotor Şaftında Değişiklik Yapılan Elemanlar

Şekil 11.5'te Ana Rotor Şaftının Elemanlarında Yapılan Değişiklik Görülmektedir.



Şekil 11.6: Ana Rotor Şaftı Yeni Tasarımın Doğal Frekansları

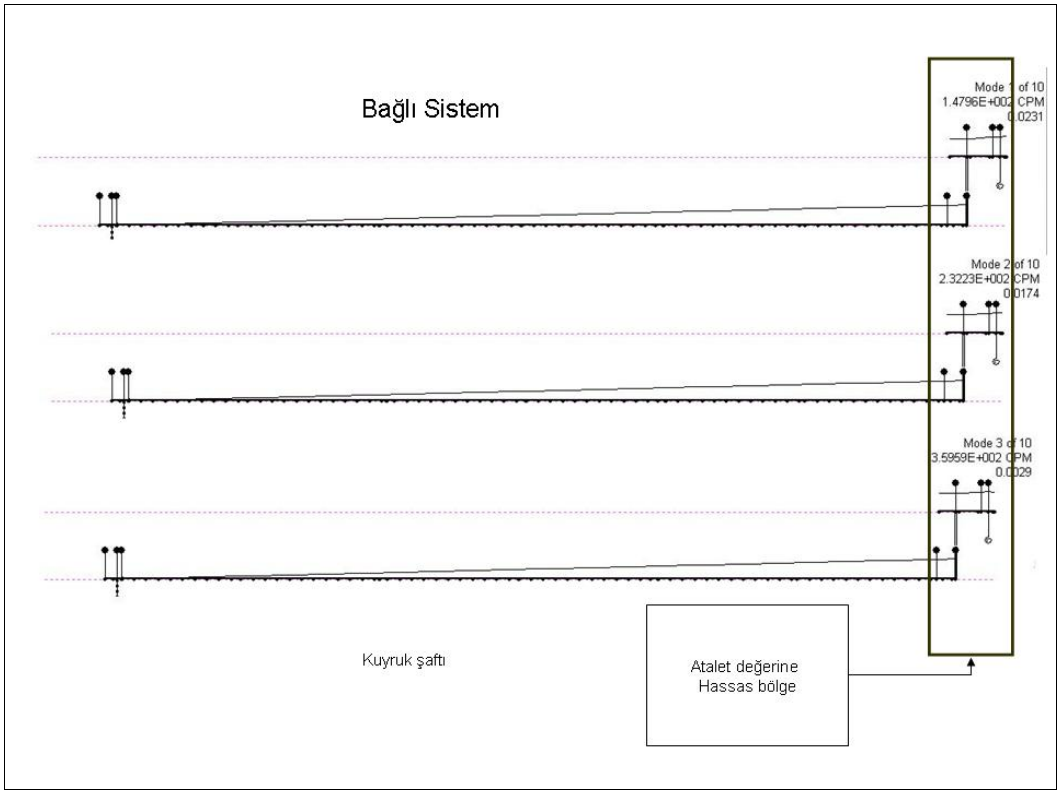
Buna mukabil Tablo 11.1'de, çözülmüş sistemin doğal frekanslarının değişimine bakıldığında ilk iki doğal frekansta pek fazla değişiklik görülmezken helikopter rotoru devir aralığının dışında ve nispeten önemli olan üçüncü kritik hızda belirgin bir artış görülmektedir.

Tablo 11.1: Doğal frekanslardaki Değişme

Çözülmüş sistemdeki doğal frekansların değişimi	
Temel sistem	**Değişiklik yapılmış sistem**
164.491 devir hızı (2.742 Hz)	179.733 devir hızı (2.996 Hz)
232.229 devir hızı (3.870 Hz)	232.229 devir hızı (3.870 Hz)
3671.461 devir hızı (61.191 Hz)	4015.684 devir hızı (66.928 Hz)

11.2. Kuyruk Rotoru Şaftı Tasarım Önerisi

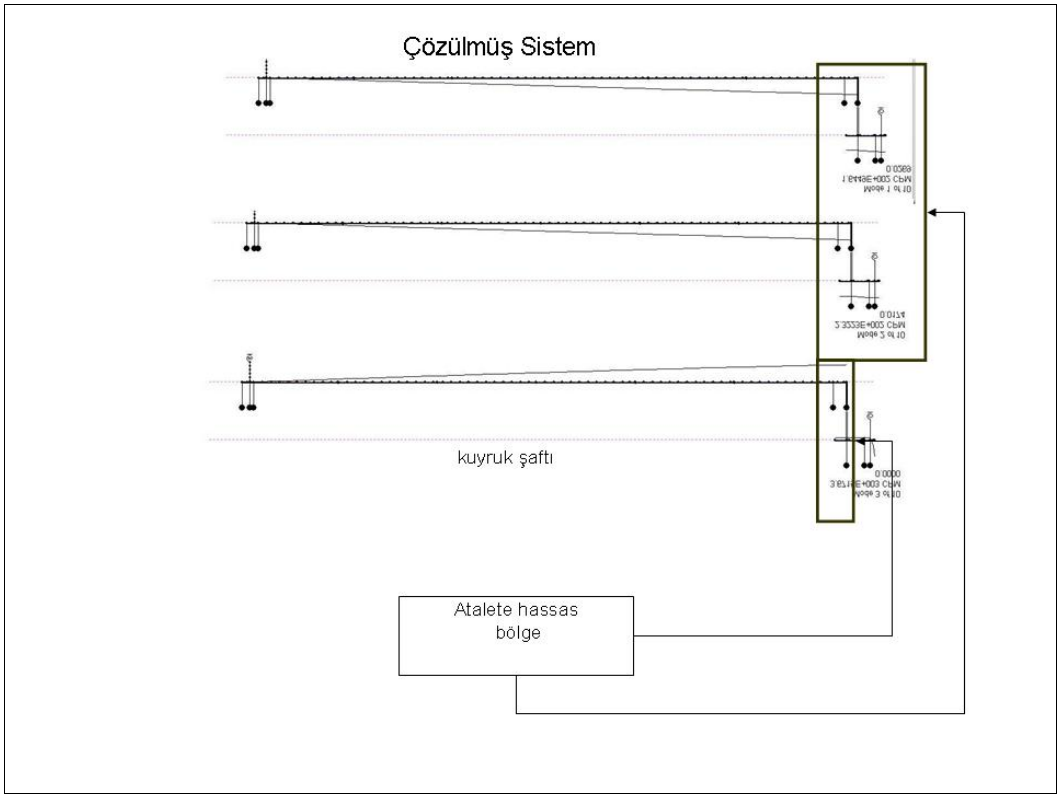
Kuyruk rotoruna giden uzun şaftta belirlenecek kütlesel atalet momentine ve direngenliğe duyarlı bölgeler, tasarım için bir fikir edinilmesini sağlar.



Şekil 11.7: Kuyruk Rotor Şaftı Bağlı Sistem Direngenliğe ve Kütlesel atalet momentine Hassas Olan Bölgeler

Şekil 11.7'den de anlaşıldığı üzere uzun kuyruk şaftında, direngenliğe duyarlı hassas bir bölge yoktur. Düğüm noktasının ilk üç doğal frekansda görülmemesinin sebebi kuyruk rotoru kütlesel atalet momentinin oldukça düşük olmasıdır. Bu sebeple eğer kuyruk rotorunda tasarım değişikliği yapılacaksa, bu değişiklik bütün şaft boyunca yapılmalıdır.

Bu sav çözülmüş sistemin incelenmesiyle de desteklenir.



Şekil 11.8: Kuyruk Rotor Şaftı Çözülmüş Sistem Direngenliğe ve Kütlesel atalet momentine Hassas Olan Bölgeler

Şekil 11.8'den de görüldüğü gibi direngenliğe duyarlı bir bölge gözlenmemiştir.

12. GENEL DEĞERLENDİRME

Rotor palalarının gecikme (lead-lag) hareketinden kaynaklanan herhangi bir harmonik dış moment dışında sisteme dışarıdan etkiyecek bir harmonik dış moment beklenmemektedir. Bu harmonik momentlerin, rotorun dönme hızının 1. 2. ve 4. mertebesinde etkimesi sonucunda, sistemi kritik hale sokacak bir duruma gelmeyecekleri söylenebilir.

Diğer bir deyişle, elde edilen verilere göre şunlar söylenebilir:

Bağlı ve ayrılmış güç iletim sisteminin yük altındaki ana rotor şaftına ve uzun kuyruk şaftına ait Campbell diyagramlarına bakıldığında; dönen şaftların çalışma aralıkları ile çakışan, düşük mertebelerde oluşabilecek tahrik frekansları, sistemde zarar verici burulma genliklerine neden olmayacaktır.

Yüksek mertebelerde oluşabilecek tahrik frekansları güç iletim sistemine zarar verebilmek için daha fazla enerjiye ihtiyaç duyduklarından, ve bu gibi tahrik momentlerinin sisteme etkimesi beklenmediğinden, çıkarılabilecek genel sonuç ile denilebilir ki, teze konu olan örnek helikopterin güç aktarma sistemi güvenlidir.

REFERANSLAR

[1] **Yrd. Doç. Dr. ULUDAĞ M.,** 1995. *Maden Taşımacılığında Demiryolu-Karayolu karşılaştırması,* DDY Genel Müdürlüğü / APK Daire Başkanlığı.

[2] **Yrd. Doç. Dr. ULUDAĞ M.**, 1995. *Kentsel Ulaşımda Karayolu ve Raylı Taşıma Sistemlerinin Bazı Önemli Faktörlere Göre Karşılaştırılması,* Atatürk Ünv. Müh. Fak. İnşaat Mühendisliği Bölümü.

[3] **University of Maryland Student Team,** 2002. *406-UM TerpRanger Light Helicopter Upgrade Program in response to the 2002 Annual AHS International Student Design Competition-Graduate Category*, Alfred Gessow Rotorcraft Center Depertment of Aerospace Engineering.

[4] **U. Türkyılmaz (Derleyen)**, 2008. *İTÜ-Hafif Ticari Helikopteri (HTH) Deneysel Prototip Tanıtım Kataloğu,* İTÜ - ROTAM, Sürüm 1, Eylül.

[5] **Url-1** <*http://www.aviationcareerguide.com/aviation_salaries.asp*> alındığı tarih 03.02.2008.

[6] **Url-2** <*http://www.airhaber.com/?p=3547*> alındığı tarih 03.02.2008.

[7] **Güney C. O.**, *http://www.ormanci.net/content/view/47/1/*

[8] **Url-3** <*http://www.tae.org.tr/arac-istatistikleri.html*> alındığı tarih 10.02.2008.

[9] **Schrage D.P.**, 2003. *VUDRV (VTOL (vertical take off and landing)Urband Disaster Response Vehicle*), Georgia tech

[10] **Url-4** <*www.heliturk.com.tr*> alındığı tarih 03.02.2008.

[11] **Schrage D.P.**, 2003. *Rotorcraft Design course note*s, Georgia Tech.

[12] **Samuel P. D., Pines D. J.**, 2005. *A review of vibration-based techniques for helicopter transmission diagnostics*-Journal of Sound and Vibration 282

[13] **Hessenour D.P.**, *Propeller Drive Systems and Torsional Vibration*

[14] **Loewenthal S.H.**, 1984. *Design of Power Transmitting Shafts*, Nasa Reference Publication 1123

[15] **Lewicki D. G., Coy J. J.**, 1988. *Helicopter Transmission Testing at Nasa Lewis Research Center*, Technical Report 87-C-10

[16] **Choy F. K., Townsend D. P., Oswald F. B.**, 1988. *Dynamic Analysis of Multimesh-Gear Helicopter Transmissions*, Nasa Technical Paper 2789

[17] **Lewicki D.G.**, 1990. *Transmission Research Activities at NASA Lewis Research Center*, Technical Memorandum 90-C-006

[18] **Krantz T. L., Rashidi M.**, 1995. *Vibration Analysis of a Splith Path Gearbox, Technical Report ARL-TR-723*

[19] **Townsend D. P.,** 1997. *Gear and Transmission Research at NASA Lewis Research Center*, Technical Report ARL-TR-1339

[20] **Aldaco R. P.**, 2007. *A Model Based Framework For Fault Diagnosis And Prognosis Of Dynamical Systems With An Application to Helicopter Transmissions*, Geaorgia Institute of Technology.

[21] **Keller J. A., Grabill P.**, *Vibration monitoring of UH-60A Main Transmission Platenary Carrier Fault*.

[22] **Vance J. M.**, 1988. *Rotordynamics of Turbomachinery*

[23] **Bielawa R. L.,** 1992. *Rotary Wing Structural Dynamics and Aeroelasticity*.

[24] **Genta G.**, 2005. *Dynamics of Rotating Systems*.

[25] **Lalanne M. ve Ferraris G.**, 1998. *Rotordynamics Prediction in Engineering*.

[26] **API Publication 684,** 2005. *Tutorial on the API Standart Pharagraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing: An Introduction to Lateral and Train Torsional analysis and Rotor Balancing*.

[27] **4-Day Short Course,** 2007. *Rotor dynamics & fluid-film bearing technologies and their interactions*, Köln, Almanya.

[28] **ARMD manual**, 1999. *Advanced Rotating Machinary Dynamics*, ARMD V5.0G1 for Windows.

[29] **ImechE Seminer Publication,** 1999. *Aerospace Transmission Technology*

[30] **AMCP 706-201**, 1974, *Engineering design handbook, helicopter design*, headquarters, U.S. Army Material Command

[31] **Url-5** <*www.enemyforces.com/ helicopters/ch47_chinook.jpg*> alındığı tarih 11.04.2008.

[32] **Url-6** <*www.aviation.army.mil/ aircraft/ch-54.jpg*> alındığı tarih 12.04.2008.

[33] **Url-7** <*www.aircav.com/ kiowa/oh58-020crs.jpg*> alındığı tarih 15.05.2008.

[34] **Url-8** <*www.diggerhistory.info/. ../HughesOH6A.jpg*>

[35] **Chaiko L. I. ,** 1990. *Propulsion, Directorate Review of the Transmissions of the Soviet Helicopters*, U.S. Army Aviation Systems Command Lewis Research Center Cleveland, Ohio

[36] **Khlebnikov A.**, *Editor-in- chief*, 2005. *Russia's Helicopter world., vertolet publishing, -160c.*

[37] **Url-9** <*http://www.aerospaceweb.org/question/helicopters/q0284.shtml*> alındığı tarih 13.06.2008.

[38] **Url-10** <*www.suhner-transmission-expert.com*> alındığı tarih 17.07.2008.

[39] **Manual,** 2007. *Adams (Automatic dynamic analyses of mechanical systems) r1*, Vibration Theory.

[40] **Inman D. J**., 2001. "*Engineering Vibration*", 2nd Ed., sf. 333-334

[41] **Rao J. S**., 1983. "*Rotor Dynamics*", Wiley Eastern Limited

[42] **Ehrich F. F.**, 1998. *Handbook Of Rotordynamics*

[43] **Url-11** <*http://www.gmnbt.com/freewheel_technology.htm*> alındığı tarih 22.08.2008.

EK 1

```
clear all;close all;clc;
% ======================================================================
%  ITU-HTH Torsional System :                                          %
%  ========================
%
%                      =                  =                            %
%                      |                  |                            %
%                      | 3                | 4                          %
%                      .------------------.                            %
%                      |                  |                            %
%                      |                  |                            %
%        =             =                  =                            %
%        |             =                                               %
%        |             |                                               %
%        | 1           | 2                                             %
%        .-------------.                                               %
%        |             |                                               %
%        |             |                                               %
%        |             =                                               %
%        =             =                                               %
%                      |                =                =            %
%                      |                |                |            %
%                      | 5              | 6              | 7          %
%                      .----------------.----------------.            %
%                      |                |                |            %
%                      |                |                |            %
%                      |                =                =            %
%                      =
%
%
%
%
%  MDOF Damped Vibration System:
%  ----------------------------
%
%       [I]{x''} + [C]{x'} + [K]{x} = {0}
%
%  Here, [I] : inertia matrix
%        [C] : viscous damping matrix
%             (is assumed only to be symmetric and positive semidefinite)
%        [K] : stiffness matrix
%
%
%  Notation of the Complex Eigenvalue :
%        ------------------------------------------------------------
%        lambda_i  =   (alpha_i)    +/-   j*(w_d_i)
%        ------------------------------------------------------------ or
%        lambda_i  =  - zeta_i*w_i  +/-   j*(w_i*sqrt(1-zeta_i^2))
%        ------------------------------------------------------------
%
%
%  where,
%            w_d_i   :  is imaginary part of the complex eigenvalue and
%                       corresponds to i-th mode "damped natural frequency"
%            alpha_i :  is the real part of the complex eigenvalue and
%                       corresponds to (-zeta_i*w_i).
%            w_i     : is undamped natural frequency of the i-th mode.
%            zeta_i  : is the dimensionless damping ratio of the i-th mode.
```

```
%
%
%  Note on a COMPLEX MODE :
%  ------------------------
%         The complex mode shapes are at first more difficult to interpret
%         but in fact what we find is that the amplitude of each DOF can be
%         considered as having both a magnitude and a phase angle.
%
%
% ========================================================================= %
% Genellestirilmis Koordinat Sayýsý:
gks = 7;
% Bag Denklemi sayisi:
bds = 2;
% Serbestlik Derecesi (esas genellestirilmis koord. sayýsý):
dof = gks-bds;
% Elenen serbertlik derecelerinin istasyon numaralarini girin:
dof_c = [ 3 5 ];
% Kullanýlan serbestlik derecelerinin istasyon numaralarýný girin:
dof_u = [1 2 4 6 7];
% ---------------------------------------------------------- %
%   < TO PLOT MODE SHAPEs enter the following variables >
%
% Branch sayisi:
branch_no = 2;
%
%
% dof used for "Branch_no_1"  ...  for plotting mode shape!
branch_no_1 = [1 2 3 4];
%
%
% shaft lengths for "Branch_no_1" :
len_branch_no_1 = [0  0.4118  0.4118  0.8616 ];  % [m]
%
%
% dof used for "Branch_no_2"  ...  for plotting mode shape!
branch_no_2 = [1 2 5 6 7];
%
%
% shaft lengths for "Branch_no_2" :
len_branch_no_2 = [ 0  0.4118  0.4118  7.4158  7.8799 ];  % [m]
%
% ---------------------------------------------------------- %
% Inertias: (polar mass mom. of inertia) [kg.m^2]
% ========
I1 = 2.27;
I2 = 0.0424;
I3 = 0.155;
I4 = 888.46;
I5 = 0.000177;
I6 = 0.00106;
I7 = 1.62*(2225.7/3294.1)^2;
% ---------------------------------------------------- %
% Stiffness Coeffs.: (torsional stiff. of shafts) [N.m/rad]
% ==================
k1 = 2.5675E+004;
k2 = 5.0628E+005;
k3 = 4.82279E+002;
k4 = 5.0869E+003;
% ---------------------------------------------------- %
% Damping Coefficients: (torsional damping coeff.) [N.m.s/rad]
% ====================
c1 = 826.5301;
c2 = 1.372694;
% ---------------------------------------------------- %
% gear ratios :
%
%       1st one         2nd one   ...etc
```

```
%      ---------       ----------
gr = [ 319.4/6000     3294.1/6000    ];
% ------------------------------------------------------------------------ %
% Inertia Matrix:
I = [
    I1             0                    0        0      0;
    0    (I2+gr(1)^2*I3+gr(2)^2*I5)     0        0      0;
    0              0                   I4        0      0;
    0              0                    0       I6      0;
    0              0                    0        0     I7];
% ------------------------------------------------------------------------ %
% Stiffness Matrix:
K = [
      k1            -k1                     0          0       0  ;
     -k1   (k1+gr(1)^2*k2+gr(2)^2*k3)  gr(1)*k2   gr(2)*k3   0  ;
      0           gr(1)*k2                k2          0       0  ;
      0           gr(2)*k3                 0        k3+k4   -k4  ;
      0              0                     0         -k4     k4] ;
% ------------------------------------------------------------------------ %
% Damping Matrix:
C = [
     0        0         0         0         0 ;
     0        0         0         0         0 ;
     0        0        c1         0         0 ;
     0        0         0         0         0 ;
     0        0         0         0        c2 ];
% ------------------------------------------------------------------------ %
A = [zeros(dof)    eye(dof) ;
     -inv(I)*K    -inv(I)*C ];

[V,D] = eig(A);

% ######################################################################## %
%
% This section is associated with
%  the manipulation of MODE SHAPES.
%
%
cntr = 0;
for i = 1:2*dof
    if (imag(D(i,i)) <= 0)% find negative and zero "damped nat.frequencies"
        cntr = cntr + 1;
        index_for_deleting_cols_of_V(cntr) = i;
    end
end

cntr = 0;
for i = 1:2*dof
    if (imag(D(i,i)) > 0)% find positive "damped nat.frequencies"
        cntr = cntr + 1;
        index_for_preserving_cols_of_V(cntr) = i;
    end
end

DD = D;
cntr = 0;
for i = index_for_preserving_cols_of_V
    cntr = cntr + 1;
    complex_eigs(cntr) = DD(i,i);
end

V(:,index_for_deleting_cols_of_V) = [];


% Now, PUT "the mode shape vectors" IN ORDER by taking
%      reference of "damped natural frequencies"
%      in an ascending order :
w_dummy = imag(complex_eigs)/(2*pi);
```

```
[w_dummy2, I] = sort(w_dummy);

% init.:
V_new = zeros(size(V));

for i = 1:length(w_dummy)
    V_new(:,i) = V(:,I(i));
end
% \\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\ %
% Here we delete uncessary part of the                                 %
%      complex mode which is the lower part                            %
%      multiplied by complex eigenvalue of                             %
%      that mode; in order to represent                                %
%      the complex mode as (N x 1) not as                              %
%      (2N x 1)..                                                      %
%                                                                      %
V_new(( dof+1 : 2*dof ), : ) = [];                                     %
%                                                                      %
% \\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\\ %

MAG = abs(V_new).*sign(imag(V_new));  % magnitude   of complex number
PHS = angle(V_new)*180/pi;            % phase angle of complex number
[degree]

for i = 1:length(w_dummy)
    if sign(MAG(1,i)) < 0
        MAG(:,i) = -1*MAG(:,i); % if the first value of the mode
                                % shape vector is (-); we convert
                                % it to a (+) value for convenience..
    end
    MAG(:,i) = MAG(:,i)/MAG(1,i); % normalize acc.to first element of the
                                  % mode shape vector

    if sign(PHS(1,i)) < 0
        PHS(:,i) = PHS(:,i) - PHS(1,i); % makes the "phase [degree]" of the
                                        % first station of the complex mode
                                        % shape vector equal to zero !!!
    else
        PHS(:,i) = PHS(:,i) - PHS(1,i); % makes the "phase [degree]" of the
                                        % first station of the complex mode
                                        % shape vector equal to zero !!!
    end
end
% ---------------------------------------------------------------------- %
% ACIKLAMA:
% --------
MAG; % Mod sekli matrisi, artan dogal frekanslara göre sýralý ve
     % elenen serbestlik derecesi eklenMEmis durumda..

PHS; % Faz bilgisini içeren matris (derece cinsinden), artan dogal
     % frekanslara göre sýralý ve ilgili mode þeklinin istasyonlarýna göre
     % sýralý AMA, elenen serbestlik derecesi eklenMEmis durumda..
% ---------------------------------------------------------------------- %


% --------------------
% PRINT OUT to SCREEN :
% --------------------
fprintf('MAG = \n')
for i = 1:dof
    fprintf(' %10.4f %10.4f %10.4f %10.4f \n', MAG(i,1), MAG(i,2), MAG(i,3),
MAG(i,4))
end
fprintf('PHS = \n')
for i = 1:dof
    fprintf(' %10.4f %10.4f %10.4f %10.4f \n', PHS(i,1), PHS(i,2), PHS(i,3),
PHS(i,4))
end
```

```
% ========================================================= %
% ========================================================= %
% ELENEN SERBESTLIK DERECESININ,                            %
% MOD ve FAZ matrislerine eklenmesi:                        %
%                                                           %
%                                                           %
%                                                           %
MAG_new = zeros(gks, length(w_dummy)); % init.             %
PHS_new = zeros(gks, length(w_dummy)); % init.             %
%                                                           %
for i = 1:length(dof_u)                                    %
    MAG_new(dof_u(i),:) = MAG(i,:);                        %
    PHS_new(dof_u(i),:) = PHS(i,:);                        %
end                                                        %
%                                                          %
for i = 1:length(dof_c)                                    %
    MAG_new(dof_c(i),:) = -gr(i)*MAG_new(2,:);             %
    PHS_new(dof_c(i),:) = -gr(i)*PHS_new(2,:);             %
end                                                        %
%                                                          %
% ========================================================= %
% ========================================================= %


% --------------------
% PRINT OUT to SCREEN :
% --------------------
format_string = ' %10.4f';
format_string = repmat(format_string, 1, length(w_dummy));
string_format = [format_string , ' \n'];


fprintf('MAG_new = \n')
for i = 1:gks
    fprintf(string_format, MAG_new(i,1), MAG_new(i,2), MAG_new(i,3),
MAG_new(i,4))
end

fprintf('PHS_new = \n')
for i = 1:gks
    fprintf(string_format, PHS_new(i,1), PHS_new(i,2), PHS_new(i,3),
PHS_new(i,4))
end

% ########################################################################## %

% ********************************************** %
% ********************************************** %
% init.:
eigensolution = zeros(2*dof, 4);

for i = 1:dof*2
    w_d(i) = imag(D(i,i))/(2*pi);
    w_deneme(i) = D(i,i)/(2*pi);
    alpha(i) = real(D(i,i))/(2*pi);
    w(i) = sqrt(alpha(i)^2 + w_d(i)^2);
    zeta(i) = -alpha(i)/w(i);
    % -------------------------
    eigensolution(i,:) = [w(i), zeta(i), alpha(i), w_d(i)];
end

eigensolution = sortrows(eigensolution, 1);

cnt = 0;
for i = 1:2*dof
    if eigensolution(i,4) <= 0
```

```
        % delete the imaginary part of
        % the complex conjugate eigenvalue:
        cnt = cnt + 1;
        index_1(cnt) = i;
    end
end
eigensolution(index_1,:) = [];
% ********************************************** %
% ********************************************** %


[rows,cols] = size(eigensolution);
eigensolution = [(1:rows)', eigensolution];
fprintf([' ========================================='...
         '======================================== \n'])
fprintf(' \n')
fprintf('                             FREQUENCY UNITS: (Hz)  \n')
fprintf(' \n')
fprintf('    MODE        UNDAMPED NATURAL        DAMPING\n')
fprintf(['   NUMBER          FREQUENCY             RATIO           REAL'...
         '           IMAGINARY  \n'])
fprintf(' \n')
str = '      %d       %14.4f    %14.4f  %14.4f   +/- %10.4f\n';
for i = 1 : rows
    fprintf(str, eigensolution(i,1), eigensolution(i,2),...
                 eigensolution(i,3), eigensolution(i,4),...
                 eigensolution(i,5))
end
fprintf(' \n')
fprintf([' ========================================='...
         '======================================== \n'])


% ========================================================================== %
% ========================================================================== %
%                                                                            %
%                          MOD SHAPE PLOTs                                   %
%                          ---------------                                   %
%                                                                            %
%                                                                            %
%                                                                            %
%                           ============                                     %
%                            1st BRANCH                                      %
%                           ============                                     %
%                                                                            %
%
cntr = 1;
for i = 1:length(w_dummy)
    figure(cntr)
    cntr = cntr + 1;
    % ---------------------------------------------------------------- %
    plot( len_branch_no_1, MAG_new(branch_no_1, i),'o-','LineWidth', 2.0)
    hold on
    plot([len_branch_no_1(1),  len_branch_no_1(end)], zeros(1,2), ...
        'r-*', 'LineWidth', 2.0)
    % ---------------------------------------------------------------- %
    xlabel('Saft Uzunlugu [m]', 'FontSize',14)
    ylabel('Genlik', 'FontSize',14)
    title(['Branch No: 1     (',num2str(i),'. Mod Sekli )'] , 'FontSize',14)
    grid
    xlim([-0.05,  1.1*len_branch_no_1(end)])

    cnt = 0;
    for j = len_branch_no_1
        cnt = cnt + 1;

        % ################################################## %
        %                                                    %
```

```
        % Bu kisim, mod þekli grafiklerinde, faz bilgisinin    %
        % "phasor" notasyonuyla, üstel sekilde yazýlabilmesi   %
        % için gerekli olan "character" düzenleme islemlerini  %
        % yapar..                                              %
        %                                                      %
        %                                                      %
        sss = num2str(PHS_new(branch_no_1(cnt),i));           %
                                                              %
        clear aaa                                             %
        for z = 1:2:2*length(sss)                             %
            aaa(z) = '^';                                     %
        end                                                   %
        aaa;                                                  %
        aaa = [aaa ' ' ];                                     %
        for z = 2:2:length(aaa)                               %
            ind = z/2;                                        %
            aaa(z) = sss(ind);                                %
        end                                                   %
        % ##################################################### %

        my_str = [ '  ',    num2str(MAG_new(branch_no_1(cnt),i)), ...
                   ' e ^j ^(', aaa, '^\circ^)'];

        if MAG_new(branch_no_1(cnt),i) < 0
            coeff = -MAG_new(branch_no_1(cnt),i)*0.08;
            text(j,  MAG_new(branch_no_1(cnt),i) + coeff,
my_str,'FontSize',12)
        else
            text(j, MAG_new(branch_no_1(cnt),i), my_str,'FontSize',12)
        end
    end
    hold off
end
%
%
%                              ============
%                               2nd BRANCH
%                              ============
%
%
cntr = length(w_dummy) + 1;
for i = 1:length(w_dummy)
    figure(cntr)
    cntr = cntr + 1;
    % ------------------------------------------------------------------ %
    plot( len_branch_no_2, MAG_new(branch_no_2, i),'o-','LineWidth', 2.0)
    hold on
    plot([len_branch_no_2(1),  len_branch_no_2(end)], zeros(1,2), ...
        'r-*', 'LineWidth', 2.0)
    % ------------------------------------------------------------------ %
    xlabel('Saft Uzunlugu [m]', 'FontSize',14)
    ylabel('Genlik', 'FontSize',14)
title(['Branch No: 2     (',num2str(i),'. Mod Sekli )'] , 'FontSize',14)
    grid
    xlim([-0.2,  1.1*len_branch_no_2(end)])

    cnt = 0;
    for j = len_branch_no_2
        cnt = cnt + 1;

        % ##################################################### %
        %                                                      %
        % Bu kisim, mod þekli grafiklerinde, faz bilgisinin    %
        % "phasor" notasyonuyla, üstel sekilde yazýlabilmesi   %
        % için gerekli olan "character" düzenleme islemlerini  %
        % yapar..                                              %
        %                                                      %
        %                                                      %
```

```
        sss = num2str(PHS_new(branch_no_2(cnt),i));            %
                                                               %
        clear aaa                                              %
        for z = 1:2:2*length(sss)                              %
            aaa(z) = '^';                                      %
        end                                                    %
        aaa;                                                   %
        aaa = [aaa ' ' ];                                      %
        for z = 2:2:length(aaa)                                %
            ind = z/2;                                         %
            aaa(z) = sss(ind);                                 %
        end                                                    %
        % ##################################################### %

        my_str = [ '  ', num2str(MAG_new(branch_no_2(cnt),i)), ...
                   ' e ^j ^(', aaa, '^\circ^)' ];

        if MAG_new(branch_no_2(cnt),i) < 0
            coeff = -MAG_new(branch_no_2(cnt),i)*0.08;
            text(j,  MAG_new(branch_no_2(cnt),i) + coeff,
my_str,'FontSize',12)
        else
            text(j, MAG_new(branch_no_2(cnt),i), my_str,'FontSize',12)
        end
    end

    hold off
end
%                                                                  %
%                                                                  %
% ================================================================ %
% ================================================================ %
```

ÖZGEÇMİŞ

Ufuk Uzundağ, 1981 yılında Balıkesir' de doğdu, liseyi Zühtü Öz Kardaşlar Süper Lisesi'nde okuduktan sonra, 1999 yılında Yıldız Teknik Üniveristesi Makine Fakultesi, Makina Mühendisliğine başladı. Mezun olduğu 2005 yılında İTÜ Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği yüksek lisans bölümüne girdi. 2006 yılında İTÜ'de ROTAM projesine katılarak helikopter sistemlerinin burulma titreşimleri konusunda araştırma mühendisi olarak çalışmaya başladı. Halen bu görevde çalışmalarını sürdürmektedir.