

**T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FIRÇASIZ DOĞRU AKIM MOTORUNUN SES VE TİTREŞİM SEVİYESİNİN  
DÜŞÜRÜLMESİ**

**MURAT YILMAZ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI**

**DANIŞMAN  
DOÇ. DR. SEMİH SEZER**

**İSTANBUL, 2013**

**T.C.**  
**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FIRÇASIZ DOĞRU AKIM MOTORUNUN SES VE TİTREŞİM SEVİYESİNİN**  
**DÜŞÜRÜLMESİ**

Murat YILMAZ tarafından hazırlanan tez çalışması 01.03.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Doç. Dr. Semih SEZER  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Doç. Dr. Semih SEZER  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Doç. Dr. Kayhan GÜLEZ  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Bu tez, Üniversite Sanayi İşbirliği kapsamında desteklenmiştir.

## ÖNSÖZ

---

Bu yüksek lisans tezi, eğitimim esnasında Üniversite Sanayi İşbirliği kapsamında çalışmaya devam ettiğim Arçelik A.Ş. Elektrik Motorları İşletmesi'nin ARGE ofisi ve titreşim-akustik laboratuvarında 2011-2012 yılları arası dönemlerde, mevcut ses ve titreşim problemleri ürün üzerinde yapılmıştır.

Bu tez boyunca beni yönlendiren, araştırmalarım esnasında bilimsel katkılar sağlayan hocam, Doç. Dr. Semih Sezer'e ve çalışmalarım boyunca beni destekleyen, her türlü teknik destek, laboratuvar ve prototipleme imkanlarını sağlayan Sn. Cenap Ertürk, Sn. Cihad Ekin, Sn. Emin Sönmez ve Sn. Pevrül Sarıkaya'ya, deneysel verilerin toplanmasında ve test sistemlerinin kurulmasında yardımlarını esirgemeyen Sn. Kaan Bayka'ya teşekkürlerimi sunarım.

Ocak, 2013

Murat YILMAZ

## İÇİNDEKİLER

---

|  | Sayfa |
|--|-------|
| SİMGE LİSTESİ .....  | viii  |
| KISALTMA LİSTESİ .....                                       | ix    |
| ŞEKİL LİSTESİ.....   | x     |
| ÇİZELGE LİSTESİ .....  | xii   |
| ÖZET.....  | xiii  |
| ABSTRACT .....   | xv    |
| <b>BÖLÜM 1</b>   |       |
| GİRİŞ.....   | 1     |
| 1.1    Literatür Özeti .....                                 | 1     |
| 1.2    Tezin Amacı .....                                     | 4     |
| 1.3    Hipotez .....   | 5     |
| <b>BÖLÜM 2</b>   |       |
| ÖN BİLGİ VE ÇALIŞMALAR.....                                  | 6     |
| 2.1    DA Elektrik Motorları .....                           | 6     |
| 2.1.1 Doğru Akım Motorlarının Yapıları.....                  | 8     |
| 2.1.2 Endüktör (Kutup) .....                                 | 8     |
| 2.1.3 Endüvi .....   | 8     |
| 2.1.4 Kolektör.....  | 9     |
| 2.1.5 Fırçalar .....   | 9     |
| 2.1.6 Yataklar .....   | 10    |
| 2.1.7 DA Elektrik Motorlarının Çalışma Prensipleri.....      | 10    |
| 2.1.7.1 Fırçasız Doğru Akım Motorları .....                  | 11    |
| 2.1.7.2 Şönt Motorlar.....                                   | 11    |
| 2.1.7.3 Kompunt Motorlar .....                               | 12    |
| 2.2    Tezde İzlenen Yol .....                               | 12    |
| 2.2.1 Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi .....              | 12    |
| 2.2.2 Motor Katı Cisim Dinamik Modelinin Oluşturulması ..... | 13    |

|         |  |    |
|---------|--|----|
| 2.2.3   | Motoru Oluşturan Parçaların Deneysel Titreşim Ölçümleri .....        | 13 |
| 2.2.4   | Motoru Oluşturan Parçaların Doğrulanmış Sonlu Elemanlar Modelleri... | 13 |
| 2.2.5   | Motor Serbest Titreşim Modelinin Oluşturulması.....                  | 13 |
| 2.2.6   | Tasarım Alternatiflerinin Denenmesi.....                             | 13 |
| 2.2.7   | Prototipleme ve Deneysel Sınama.....                                 | 14 |
| 2.3     | Motor Titreşimlerinin Deneysel Analizi .....                         | 14 |
| 2.3.1   | İvmeölçer Seçimi.....  | 15 |
| 2.3.2   | Çekiç ve Çekiç Ucu Seçimi .....                                      | 15 |
| 2.3.3   | Uzay Koşulu için Malzeme Seçimi.....                                 | 16 |
| 2.3.4   | Modal Parametrelerin Çıkarılması .....                               | 16 |
| 2.3.5   | Ölçüm Noktaları .....  | 17 |
| 2.3.6   | FTF Ölçümleri .....  | 20 |
| 2.4     | Motorlarda Titreşim Kaynakları.....                                  | 22 |
| 2.4.1   | Rotor Dengesizliği .....   | 22 |
| 2.4.2   | Gevşeklik .....  | 23 |
| 2.4.3   | Mıknatıs .....   | 23 |
| 2.4.4   | Paralelsizlik.....   | 23 |
| 2.4.5   | Şaft Eğilmesi.....   | 24 |
| 2.4.6   | Eksen Kaçıklığı .....  | 25 |
| 2.4.6.1 | Statik Eksen Kaçıklığı.....  | 25 |
| 2.4.6.2 | Dinamik Eksen Kaçıklığı.....   | 26 |
| 2.4.7   | Rulman .....   | 27 |
| 2.4.8   | Mod.....   | 28 |
| 2.4.9   | Rezonans.....  | 29 |

### BÖLÜM 3

|   |  |    |
|---|--|----|
| MOTOR SERBEST TİTREŞİMLERİNİN NÜMERİK ANALİZİ ..... | 31   |    |
| 3.1   | Problemin Tanımı.....  | 31 |
| 3.2   | Motor Nümerik Modelinin Oluşturulması .....                    | 32 |
| 3.2.1   | Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi .....                      | 32 |
| 3.2.1.1   | Doğal Frekanslar Aracılığı ile Belirleme .....                 | 33 |
| 3.2.1.2   | Gerinimler Aracılığı ile Belirleme .....                       | 36 |
| 3.2.2   | Titreşim ile Ses Arasındaki İlişki .....                       | 37 |
| 3.2.3   | Motor Statik Analizi için Nümerik Modelinin Oluşturulması..... | 38 |
| 3.2.4   | Esnek Parçaların Nümerik Titreşim Modellerinin Kurulması.....  | 39 |
| 3.2.4.1   | KT Kapak Sonlu Elemanlar Modeli .....                          | 40 |
| 3.2.4.2   | KTA Kapak Sonlu Elemanlar Modeli.....                          | 42 |
| 3.2.4.3   | Stator Sonlu Elemanlar Modeli.....                             | 44 |
| 3.3   | Motor Serbest Titreşim Nümerik Modelinin Oluşturulması.....    | 46 |

### BÖLÜM 4

|  |                 |    |
|--|-----------------|----|
| PARÇALAR ÜZERİNDEKİ TASARIM DEĞİŞİKLİKLERİ ..... | 48              |    |
| 4.1  | Kapaklar .....  | 48 |
| 4.1.1  | KT Kapak.....   | 58 |
| 4.1.2  | KTA Kapak ..... | 60 |
| 4.2  | Stator .....    | 62 |

|                         |   |    |    |
|-------------------------|---|----|----|
| 4.3                     | Motorun Yeni Hali için Deneysel ve Nümerik Analiz .....                   | 68 |    |
| BÖLÜM 5                 |   |    |    |
| SONUÇ VE ÖNERİLER ..... |   |    | 70 |
| 5.1                     | Motorun İstatistiksel Modellenmesi İle Sonuçların Değerlendirilmesi ..... | 70 |    |
| 5.2                     | Yapılan İyileştirmeler İle Geline Nokta .....                             | 74 |    |
| KAYNAKLAR.....          |   |    | 79 |
| ÖZGEÇMİŞ.....           |   |    | 81 |

## SİMGE LİSTESİ

---

|            |                           |
|------------|---------------------------|
| E          | Elastisite modülü         |
| e          | Euler sayısı              |
| f          | Frekans                   |
| h          | Kesit yüksekliği          |
| I          | Kesit alan atalet momenti |
| i          | Karmaşık sayı             |
| L          | Boy                       |
| M          | Moment                    |
| y          | Kesit genişliği           |
| w          | Doğal frekans             |
| $\delta$   | Kısmi türev               |
| $\epsilon$ | Birim deformasyon         |
| $\rho$     | Özkütle                   |



## KISALTMA LİSTESİ

---

|       |                                 |
|-------|---------------------------------|
| BDM   | Bilgisayar Destekli Mühendislik |
| DA    | Doğru Akım                      |
| DEK   | Dinamik Eksen Kaçıklığı         |
| EMK   | Elektromotor Kaynağı            |
| FSDAM | Fırçasız Doğru Akım Motoru      |
| FTF   | Frekans Tepki Fonksiyonu        |
| KMSM  | Kalıcı Mıknatıslı Senkron Motor |
| KT    | Kasnak Tarafı                   |
| KTA   | Kasnak Tarafın Aksı             |
| N     | Kuzey                           |
| RMS   | Root Mean Square                |
| S     | Güney                           |
| SEK   | Statik Eksen Kaçıklığı          |
| SGD   | Ses Gücü Düzeyi                 |

## ŞEKİL LİSTESİ

|            | Sayfa  |
|------------|--|
| Şekil 2.1  | Elektrik motoru parçaları ..... 9                                |
| Şekil 2.2  | Hareket yönü ..... 10  |
| Şekil 2.3  | Sol el kuralı ..... 11   |
| Şekil 2.4  | KTA kapak FTF noktaları ..... 18                                 |
| Şekil 2.5  | KT kapak FTF noktaları ..... 19                                  |
| Şekil 2.6  | Motor çalışırken titreşim ölçüm noktaları ..... 20               |
| Şekil 2.7  | Rotor dengesizliği ..... 22                                      |
| Şekil 2.8  | Rotor dengesizliğinin kütleli gösterimi ..... 22                 |
| Şekil 2.9  | Rulmanların merkezlenmemesi ..... 24                             |
| Şekil 2.10 | Dış bilezik eğilmesi ..... 24                                    |
| Şekil 2.11 | İç bilezik eğilmesi ..... 24                                     |
| Şekil 2.12 | Şaftın eğilmesi ..... 25   |
| Şekil 2.13 | Statik eksen kaçıklığı ..... 26                                  |
| Şekil 2.14 | Dinamik eksen kaçıklığı ..... 26                                 |
| Şekil 2.15 | Bilyalı rulman ..... 27  |
| Şekil 2.16 | Birinci Mod ..... 29   |
| Şekil 2.17 | İkinci ve üçüncü mod ..... 29                                    |
| Şekil 3.1  | Gerinim ölçer test düzeneği ..... 33                             |
| Şekil 3.2  | Euler-Bernoulli Kirişi ..... 36                                  |
| Şekil 3.3  | Motor model resmi ..... 39                                       |
| Şekil 3.4  | KT kapak sonlu elemanlar modeli ..... 40                         |
| Şekil 3.5  | KT kapak mod şekil ve frekansları ..... 41                       |
| Şekil 3.6  | KTA kapak sonlu elemanlar modeli ..... 42                        |
| Şekil 3.7  | KTA kapak mod şekil ve frekansları ..... 43                      |
| Şekil 3.8  | Stator sonlu elemanlar modeli ..... 44                           |
| Şekil 3.9  | Stator mod şekli ve frekansları ..... 45                         |
| Şekil 3.10 | Motor sonlu elemanlar modeli ..... 46                            |
| Şekil 4.1  | Temas bölgesi – yüzeyi kesen ve yüzeye normal kuvvetler ..... 49 |
| Şekil 4.2  | Federsiz kapak mod şekilleri ..... 50                            |
| Şekil 4.3  | Stator mod şekilleri ..... 50                                    |
| Şekil 4.4  | Kapak ve stator gruplanmış halde mod şekilleri ..... 51          |
| Şekil 4.5  | Feder geometrisi ..... 53  |
| Şekil 4.6  | Kapak ve feder birleştirme ..... 54                              |
| Şekil 4.7  | Feder eklemenden önce ve sonra mod şekil ve frekansları ..... 55 |
| Şekil 4.8  | Kapak üzerinde feder konumu ..... 57                             |

|            |   |    |
|------------|---|----|
| Şekil 4.9  | Yeni KT kapak sonlu elemanlar modeli .....                        | 58 |
| Şekil 4.10 | Yeni KT kapak mod şekil ve frekansları .....                      | 59 |
| Şekil 4.11 | Yeni KTA kapak sonlu elemanlar modeli .....                       | 60 |
| Şekil 4.12 | Yeni KTA kapak mod şekil ve frekansları .....                     | 61 |
| Şekil 4.13 | Stator boyutları (d: dış genişliği; b: boyunduruk genişliği)..... | 62 |
| Şekil 4.14 | Dış ucu ile frekans ilişkisi .....                                | 62 |
| Şekil 4.15 | Oluk açıklığı ile frekans ilişkisi .....                          | 63 |
| Şekil 4.16 | Dış genişliği ile frekans ilişkisi.....                           | 63 |
| Şekil 4.17 | Boyunduruk genişliği ile frekans ilişkisi (yuvarlak stator) ..... | 64 |
| Şekil 4.18 | Stator formu ile frekans ilişkisi .....                           | 64 |
| Şekil 4.19 | Boyunduruk genişliği ile frekans ilişkisi (kare stator).....      | 65 |
| Şekil 4.20 | Kalınlaştırılmış stator sonlu elemanlar modeli.....               | 66 |
| Şekil 4.21 | Stator mod şekil ve frekansları.....                              | 67 |
| Şekil 4.22 | Motor yeni halinin mod şekilleri .....                            | 68 |

## ÇİZELGE LİSTESİ

|              | Sayfa   |
|--------------|---|
| Çizelge 2.1  | Kasnak deneysel FTF Sonucu..... 21  |
| Çizelge 2.2  | Rotor deneysel FTF Sonucu ..... 21  |
| Çizelge 2.3  | Titreşim tanı tablosu..... 30   |
| Çizelge 3.1  | Mevcut durumdaki ses gücü spektrumu..... 31                                   |
| Çizelge 3.2  | Mevcut durumdaki titreşim ölçümü ..... 32                                     |
| Çizelge 3.3  | Mod ile kL ilişkisi..... 35   |
| Çizelge 3.4  | Hesaplanan elastisite modülü ..... 35   |
| Çizelge 3.5  | Hesaplanan elastisite modülü ..... 37   |
| Çizelge 3.6  | KT kapak deneysel-nümerik FTF karşılaştırması..... 41                         |
| Çizelge 3.7  | KTA kapak deneysel-nümerik FTF karşılaştırması ..... 43                       |
| Çizelge 3.8  | Stator kapak deneysel-nümerik FTF karşılaştırması..... 45                     |
| Çizelge 3.9  | Motor deneysel-nümerik FTF karşılaştırması..... 47                            |
| Çizelge 4.1  | Sürtünme ile üç modun frekansları arasındaki ilişki (600 N)..... 51           |
| Çizelge 4.2  | Sürtünme ile üç modun frekansları arasındaki ilişki (1200 N) ..... 52         |
| Çizelge 4.3  | Sürtünme ile üç modun frekansları arasındaki ilişki (1800 N) ..... 52         |
| Çizelge 4.4  | Feder yüksekliği ve kalınlığı ile birinci modun frekansı arasındaki ilişki 56 |
| Çizelge 4.5  | Feder konumu ile birinci modun frekansı arasındaki ilişki..... 57             |
| Çizelge 4.6  | Yeni-eski KT kapak deneysel-nümeirk FTF karşılaştırması ..... 59              |
| Çizelge 4.7  | Yeni-eski KTA kapak deneysel-nümeirk FTF karşılaştırması ..... 61             |
| Çizelge 4.8  | Boyunduruk genişliği ile frekans ilişkisi ..... 65                            |
| Çizelge 4.9  | Yeni-eski Stator deneysel-nümerik FTF karşılaştırması..... 67                 |
| Çizelge 4.10 | Motorun yeni deneysel-nümerik FTF karşılaştırması..... 68                     |
| Çizelge 5.1  | Deney örnekleri tablosu ..... 71  |
| Çizelge 5.2  | Titreşim için ana etki (Main Effects) belirleme ..... 72                      |
| Çizelge 5.3  | Ses gücü için ana etki (Main Effects) belirleme..... 73                       |
| Çizelge 5.4  | Motor eski-yeni hal FTF karşılaştırması..... 74                               |
| Çizelge 5.5  | Yalnızca yeni KT kapaklar – titreşim ölçümleri..... 75                        |
| Çizelge 5.6  | Yalnızca yeni KT kapaklar – titreşim değerleri..... 75                        |
| Çizelge 5.7  | Yalnızca yeni KTA kapaklar – titreşim ölçümleri..... 76                       |
| Çizelge 5.8  | Yalnızca yeni KTA kapaklar – titreşim değerleri ..... 76                      |
| Çizelge 5.9  | Yalnızca yeni Stator – titreşim ölçümleri..... 77                             |
| Çizelge 5.10 | Yalnızca yeni Stator – titreşim değerleri ..... 77                            |
| Çizelge 5.11 | Yeni motor – ses gücü ölçümleri ..... 78                                      |
| Çizelge 5.12 | Toplam ses gücü karşılaştırması..... 78                                       |

## FIRÇASIZ DOĞRU AKIM MOTORUNUN SES VE TİTREŞİM SEVİYESİNİN DÜŞÜRÜLMESİ

Murat YILMAZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Semih SEZER

Beyaz eşya sektöründe son yıllarda hızla artan rekabet ortamına katılabilmek için sürekli olarak yeni teknolojiler piyasaya sunulmakta ve bununla birlikte ses ve titreşim problemleri ortaya çıkmaktadır. Beyaz eşya ürünlerinin kalite kriterlerinden bir tanesi olan ses ve titreşim, özellikle son yıllarda önemini artırmıştır ve rekabetin ana unsurlarından biri haline gelmiştir. Bu kapsamda literatürde beyaz eşya ürünleri ile ilgili çeşitli firmalar tarafından hazırlanmış birçok ses ve titreşim konulu yayına rastlanmaktadır.

Beyaz eşya ürünlerindeki tüm komponentlerin birbiri ile etkileşim içerisinde olması ve birbirleri üzerine dinamik kuvvetler uygulamaları normal şartlarda zaten kaotik olan konunun daha da karmaşık bir hal almasına neden olmaktadır. Elektrik motorlarını bu sistemin merkezi olarak düşünürsek, titreşime sebep olan ilk etkiler bu bölgede oluşmaktadır. Motor ile makineye ait parçalar arasındaki izolasyonu artırmak etkin bir çözüm yöntemi iken motorun kendi içinde detaylı bir biçimde çalışması ve her bir parçanın birbirine uyguladığı dinamik etkilerin minimum seviyeye indirilmesi gerekir.

Bu tez kapsamında elektronik kart kontrollü bir motor ile ilgilenilmiştir. Bu tip motorlarda, sürücü algoritması ve elektronik kart tasarımı ile ses ve titreşim seviyelerinde iyileşme sağlanan çalışmalar bulunmaktadır; ancak bu tezin konusunu mekanik yapı üzerinde, modal davranış odaklı çalışmalar oluşturacaktır.

**Anahtar Kelimeler:** Ses, titreşim, akustik, motor, beyaz eşya, dc motor, fırçasız motor

**REDUCING SOUND AND VIBRATION LEVELS OF A BRUSHLESS DC MOTOR**

Murat YILMAZ

Department of Mechanical Engineering

Msc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Semih SEZER

In order to take significant role in household appliance competition new technologies are launched continuously recent years, which brings sound and vibration problems. Sound and vibration is one of the most important quality criteria of the household appliance, therefore sound and vibration level has become main issue in the competition. At this aspect so many articles written by several firms exist in literature.

Interaction of different components of household appliance creates dynamic forces which act on each other cause trouble more chaotic. Considering the electric motor as the heart of the household appliance system, initial defects arise in this region in the meaning of sound and vibration. Although increasing isolation between motor and machine is a good solution, motor itself must be investigated in detail to eliminate the problem in the source. In this manner the dynamic forces in the motor act on each component will be decreased to minimum level.

In this thesis a permanent magnet motor driven with electronic is studied. Although there are projects related to sound and vibration level reduction by software, the focus of this thesis is to find out minimum sound and vibration levels of motor via working on its modal behaviours.

**Keywords:** Sound, vibration, acoustic, motor, household appliance, dc motor, bldc motor, pmsm motor, brushless motor



#### 1.1 Literatür Özeti

2009 yılında Nikolai N. Verichev, Stanislav N. Verichev, Vladimir I. Erofeyev [1] döner makinelerde, hız modülasyonu ile yanal titreşimlerin sönümlenmesiyle ilgili bir çalışma yapmıştır. Bu makale döner sistemlerdeki radyal titreşimlerin sönümlenmesine yönelik yeni bir prensibi tanıtmaktadır. Bu prensibe göre sönümlenecek sistemin viskoelastik özelliklerinin değiştirilmesine gerek yoktur. Metot, sabit dönüş devrine kritik dönüş devirlerindeki radyal titreşimlerde önemli sönüm sağlayacak harmonik ilave yaratmaya dayanmaktadır. Bu konsept ortalama metodu ve doğrudan nümerik integral alma yardımı ile analitik olarak doğrulanmıştır. Çözüm Bessel fonksiyonlarını içeren Fourier serilerini temsil ettiği görülmektedir. Sonuç olarak, ilave harmonik bileşenin parametrelerinin doğru seçimi Bessel fonksiyonların çözümün kendisini minimize etmesinden dolayı en küçük değeri aldığını garantiye almaktadır. Böylece, analitik çözüm ve nümerik sonuçlar sönümsüz sistem ile karşılaştırınca sönümlü sistemin radyal titreşimlerinde gerekli düşüşü göstererek bu konsepti kanıtlamaktadır. Bu etkinin fiziksel açıklaması ileri sürülmektedir.

2001 yılında M. N. Anwar, Iqbal Husain, S. Graham Kelly [2] kapakların, stator mod şekilleri üzerindeki etkisini incelemeye yönelik bir çalışma yapmıştır. Stator uçlarına doğrudan civata ya da kaynak yoluyla birleştirilen kapaklar statorun geometrisinin sertlik değerini ve böylece makinenin doğal frekanslarını yukarı ötelemektedir. Bu makale kapaklardan kaynaklanan sertlik etkisini içeren sertlik-modülasyon fonksiyonu

önermektedir. Önerilen fonksiyon temelinde stator geometrisinin modal frekanslarını belirlemek için bir analitik model geliştirilmiştir. 4 fazlı motorlar üzerinde yapılan deneylerde elde edilen sonuçların geliştirilen analitik model ile hesaplanan modal frekanslar ile örtüştüğü görülmüştür.

1983 yılında S. Watanabe, S. Kenjo, K. Ide, F. Sato, M. Yamamoto [3] motor statorunun titreşim davranışı ile doğal frekansları arasındaki ilişkiyi inceleyen bir çalışma yapmıştır. Motorlardaki elektromanyetik akustik gürültüyü azaltabilmek için elektromanyetik kuvvetler ile stator arasındaki rezonansı önlemek için statorun titreşim davranışını anlamak gereklidir. Bu makalede dişlerin, sargının ve takozun deneyler ve nümerik hesap temelli simülasyonlar vasıtası ile segmentli ve tamamen doymuş sargılı stator çekirdeğinin doğal frekansları ve titreşimleri üzerindeki etkisi ortaya koyulmuştur. Sonuçlar, doymuş sargıların ve takozların izolasyon katmanlarının Young modüllerinin çok önemli olduğunu göstermiştir.

2009 yılında Jean Le Besnerais, Vincent Lanfranchi, Michel Hecquet and Pascal Brochet [4] değişken hızlı motorlarda manyetik gürültü seviyesini azaltılabilmesi için belirlenebilecek optimum oluk sayısı ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Stator ve rotor oluk sayısının belirlenmesi ile endüksiyon motorlarda duyulabilir manyetik gürültü seviyesinin düşürülmesi için birçok ampirik kural geliştirilmesine rağmen bu kurallar stator doğal frekanslarını ya da motorun değişken hızda çalıştığı gerçeğini hesaba katmamaktadır. Bu makalede, değişken hızlı endüksiyon motordan yayılan manyetik gürültü için tamamen analitik modellere dayalı hızlı bir simülasyon aracı tanıtılmıştır. Bu modellerin temelinde, oluk geçiş harmoniklerine bağlı manyetik titreşimler için analitik ifadeler geliştirilmiş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Manyetik gürültü yayımı üzerindeki oluk kombinasyonunun birincil etkisi onaylanmıştır. Simülasyonlar mümkün olan tüm iki ve üç kutup çiftli oluk sayısı kombinasyonlarından yayılan gürültüyü belirlemek için 700 W sincap kafes motor üzerinden koşturulmuştur. Böylece oluk sayısı kombinasyonları için eski ampirik kuralların yerini başarıyla alacak bir veritabanı elde edildi ve sessiz endüksiyon motorların yerini alacak tasarımlara yardımcı oldu. Bu çalışma diğer güç aralığındaki motorlar için tekrar edilebilir.

2009 yılında Tetsuya Hattori, Katsuyuki Narita, Takashi Yamada, Yoshiyuki Sakashita, Kiyotaka Hanaoka, Kan Akatsu [5] tarafından sonlu elemanlar ile sabit mıknatıslı motorun titreşim modelinin oluşturulması ile ilgili metot anlatılmıştır. Makalede doğal frekans ile elektromanyetik kuvvet arasında gerçekleşen rezonans fenomenine bağlı ve stator tarafına ait elektromanyetik titreşimleri tahmin edebilmek için uygulanan bir titreşim analizi için modelleme metodu incelenmiştir. Rezonans fenomeni hem analiz sonuçları hem de mekanik karakteristikleri belirlemek için yapılan ölçüm sonuçları ile doğrulanabilir. Bu çalışmada, sarım kütesinin doğru hesaplanmasının elektromanyetik titreşimlerin belirlenebilmesinde önemli etkiye sahip olduğu, ancak sarımın rijitliğinin sonuçlar üzerinde küçük bir etkisi olduğu fark edilmiştir.

2010 yılında Hae-Joong Kim, Tae-geun Lee, Soon-O Kwon, Jung-Pyo Hong [6] stator geometrisi ile titreşim arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Makale, statorun geometrik tasarımı ile kalıcı mıknatıslı senkron motorun (KMSM) titreşiminin düşürülmesini ortaya koymaktadır. Farklı diş ve boyunduruk genişliği ile farklı oluk açıklığı ve diş ucu tasarımına sahip üç farklı PSM modeli bölgesel kuvvetlerin ve modal analiz yardımı ile doğal frekansların incelenmesi için oluşturulmuş ve analiz edilmiştir. Ayrıca harmonik bileşenler hesaba katılarak stator deformasyonları tarafından oluşturulan titreşimler analiz edilmiş ve son olarak da üç tararım parametresinin titreşimin düşürülmesi üzerindeki etkinliği incelenmiştir.

2011 yılında Lukas Bouzek [7] asenkron motorun stator çekirdeğinin doğal frekansı ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Makale asenkron motorun stator çekirdeğinin doğal frekanslarının hesaplanması ile ilgilenmiştir. İlk sayfada stator çekirdeğini deformasyonu açıklanmıştır. Sonraki bölümde analitik ve nümerik hesaplamalar açıklanmıştır. Son olarak da iki metodun karşılaştırması yapılmıştır.

Her sistem belirli frekanslarda titreşim üretmeye meyillidir. Bu frekanslar doğal frekans olarak tanımlanır. Her doğal frekansın mod şekli olarak adlandırılan belirli bir şekli vardır. Bu şekil mekanik sistemin belirli frekanstaki şeklidir. Eğer sistem sistemin herhangi bir doğal frekansındaki dinamik bir yük ile uyarılırsa büyük çarpılma ve gerilmeler meydana gelir. Bu etki rezonans olarak adlandırılır. Bu etki sönümsüz bir

sistemde sonsuz bir harekete sebep olur. Ancak, rezonans sönüm reaksiyonu ile sınırlandırılır. Doğal frekanslar ve mod şekilleri modal analiz yardımı ile incelenir [7].

2004 yılında Tae-Won Park, Il-Ho Jung, Jong-Hwi Seo, Hyung-Suk Han, Joo-Yong Kim [8] DA motorlarında fırça gürültüsünün azaltılmasına yönelik bir çalışma yapmıştır. Yüksek devirde dönmesinden ötürü DA motorları gürültü ve titreşime sebep olur. Bu problemi çözmek için, çoğunlukla gürültü ve titreşimin sebebine odaklanan çeşitli yöntemler bulunmaktadır. BDM metodolojisi çeşitli tasarım parametrelerini inceleyerek gürültü ve titreşimi düşürmeye dayanan deneysel yöntemden daha etkindir. Bu çalışmada, bilgisayar ortamında çoklu cisim dinamiği yazılımı kullanarak fırça gürültüsünü düşürmeye yönelik bir tasarım süreci izlenmiştir. Fırça gürültüsünü düşürecek tasarım parametreleri bilgisayar yazılımı vasıtası ile öngörülmüştür. Bu parametreler DA motorunun gürültü ve titreşimini düşürmek amacıyla kullanılmış ve DA motorunun makine üzeri test sonuçları ile doğrulanmıştır.

## **1.2 Tezin Amacı**

Çamaşır makinesini oluşturan parçaların birbirleri ile etkileşim içerisinde çalışmaları ve bu parçaların dinamik kuvvetler tarafından tahrik edilmesi sonucunda çamaşır makinesinde titreşim hareketi meydana gelmekte ve gürültü oluşmaktadır. Mekanik sistemi oluşturan parçaların kendi doğal frekanslarında tahrik edilmesi sonucunda titreşim genlikleri artmaktadır. Titreşimlerin yüksek olması, sistemin daha gürültülü çalışmasına ve parçaların ömürlerinin kılmasına neden olabilmektedir. Bu nedenlerle bir mekanik sistem tasarlanırken sistem üzerindeki parçaların doğal frekanslarının tespit edilmesi ve sistemin bu frekanslarda tahrik edilmemesi gerekmektedir. Eğer sistem tahrik frekansı değiştirilemiyor ise de parçaların bu frekanslarda doğal frekanslarının değiştirilmesi önemli bir tasarım kriteri olmaktadır. Bu çalışma kapsamında çamaşır makinesinin tahrik etmek amacıyla kullanılan elektrik motoru serbest titreşim modelinin kurulması, titreşim oluşumunda etkili parametrelerin belirlenmesi ve çamaşır makinesi titreşim düzeylerinin düşürülmesine yönelik bir metodoloji sunulmaktadır. Çamaşır makinesi motoru serbest titreşim modeli çalışmaları genel olarak üç aşamadan oluşmaktadır.

Motor modelini oluşturmak için öncesinde çalışmayı iki farklı sınıfa ayırıyoruz. Bunlardan ilki, sistemin elastik davranışlarının incelendiği serbest titreşim modeli. Sonrasında ise sistemin dinamik davranışlarının inceleneceği balans ve yalpa ile ilgili yapılan çalışmalardır.

### **1.3 Hipotez**

Çamaşır makinesindeki komponentlerin birbiri üzerinde dinamik kuvvetler uyguladıkları gibi motorun da komponentleri, kendi içinde birbiri üzerine dinamik kuvvetler uygulayarak parçalar üzerinde titreşim oluşturur ve akustik karakteristik açıdan diğer parçalara baskın olan parça ses problemine sebep olabilmektedir. Bu çalışmada, rotor ve stator arasında bulunan ve titreşim iletimini sağlayan kapakların modal davranışları incelenerek titreşim iletim özellikleri düşürülecek ve stator üzerindeki titreşim genlikleri düşürülerek ses seviyesinin azaltılması düşünülmüştür.

#### 2.1 DA Elektrik Motorları

Doğru akım motoru, doğru akım elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren elektrik makinesidir. Doğru akım motorlarına DA motor denilmektedir. Herhangi bir iletkene doğru akım tatbik edildiğinde iletken, sabit bir manyetik alan oluşturur. N ve S kutuplarından oluşan bu sabit manyetik alan etki alanının içerisindeki iletken cisimlere veya farklı manyetik alanlara sabit mıknatısın gösterdiği etkiyi gösterir. İletken cisimleri kendisine çeker, aynı kutuplu manyetik alanları iter; farklı kutuplu manyetik alanları çeker. N kutbundan S kutbuna doğru oluşan bu kuvveti manyetik akı olarak adlandırıyoruz. DA motorlar, statorda oluşturulan sabit manyetik alanın rotorda oluşturulan sabit manyetik alanı itmesi ve çekmesi prensibine göre çalışır. Statorda kuzey-güney ekseninde oluşan sabit manyetik alana karşı, rotorda bu eksenden belli bir açıda kayık olarak yerleştirilen sargıda ikinci bir sabit manyetik alan oluşturulur. Rotorun hareketi ile rotor sargısının stator sargısıyla aynı eksene gelmesi ve hareketin sona ermesini engellemek için rotor üzerinde birden fazla sargı oluşturulmuştur. Bu sargılar yine rotorun üzerindeki bir kolektörde toplanır. Kolektöre uygulanan gerilim, kömür fırçalar marifeti ile aktarılır. Kömür fırçalar, sabit eksende olduğu için rotor döndükçe gerilim uygulanan sargılar da değişecektir. Her defasında stator eksenine belli açıda manyetik alan oluşturan sargıya gerilim tatbik edildiğinden dönme sürekli devam eder. DA motorların yol alma momentleri yüksektir ve devir sayıları geniş bir saha boyunca ayarlanabilir. Dönüş yönü değiştirilmek istendiğinde rotora uygulanan gerilimin polaritesi değiştirilir. Yani + ve – uçları ters bağlanır. Rotor (endüvi) akımı azaltılıp çoğaltıldığında motorun devri de değişecektir [9].

Bu tip motorlarda statoru sargılı, endüvisi sabit mıknatıstan oluşan veya endüvisi sargılı, statoru sabit mıknatıstan oluşan yapılar kullanılabilir. Statoru sabit mıknatıslardan oluşan fırçasız (brushless) DA motorlarda rotor oyukları içerisindeki sargıların oluşturduğu manyetik alan sayısı ile stator üzerindeki sabit mıknatıs sayısı aynı değildir [9].

Rotordaki sargılar birbirleriyle ilişkilendirildikten sonra kare dalgalar hâlinde akım tatbik edilmektedir. Tatbik edilen akım, doğru akım olup tatbik edilme sıklığı devir sayısını belirler. Yapı bileşenleri basit ve maliyeti düşük bir tetikleme (Komütasyon) modülü ile bu işlem gerçekleştirildiğinden motorun imalat maliyeti de düşüktür [9].

Bu tip motorlarda tetikleme hızını ayarlamak için rotorun konumunun bilinmesi gerekir. Bu nedenle motor, rotorun konumunu sürekli olarak algılayan ve bildiren bir rotor konum sensörü ile donatılmıştır. Tetikleme modülündeki yarı iletken invertörün ve rotor konum sensörünün kombinasyonu sonucunda klasik DA makinelerindeki gibi doğrusal hız-moment karakteristiğine sahip bir sürücü sistemi meydana getirilir. Otomatik senkron çalışma, tetikleme sinyallerine göre çıkış üreten yarı iletken invertör ile sıralı olarak sargılara akım yönlendirilerek sağlanır. Doğru akım motorlarında endüvinin dönmesiyle beraber endüvideki sargıların kutup sargılarının yarattığı sabit manyetik alanı kesmesi sonucunda üzerinde bir indükleme gerilimi oluşur. Motorun çektiği akımın düşmesine neden olan bu gerilime zıt elektromotor kuvveti denir. Zıt emk dalga şekli yamuk (trapezoidal) olan otomatik-senkron motorlar için “fırçasız DA motoru (FSDAM)” terimi; zıt EMK dalga şekli sünüzoidal olan otomatik-senkron motorlar için “kalıcı mıknatıslı senkron motor (KMSM)” terimi kullanılması genel kabul görmüştür [9].

Fırçasız motorların avantajları:

- Yüksek verim
- Doğrusal moment-hız ilişkisi
- Yüksek moment-hacim oranı ( az bakır gerektirir)
- Fırçaların ve kolektörün olmayışı ( daha az bakım, tehlikeli ortamlarda kullanılabilme)

Fırçasız motorların dezavantajları:

- Harici güç elektroniği gerektirir.
- Uygun alışma için rotor konum bilgisi gerektirir.
- Sensörler kullanılmalıdır.
- Algılayıcısız yöntemlerin kullanımı ilave algoritmalar gerektirir

### **2.1.1 Doğru Akım Motorlarının Yapıları**

Doğru akım motorları, endüktörün yapısına bağlı olarak elektromıknatıslı ve sabit mıknatıslı olmak üzere iki şekilde imal edilir. Bu ikisi arasında endüktör haricinde yapı bakımından farklı bir özellik yoktur [9].

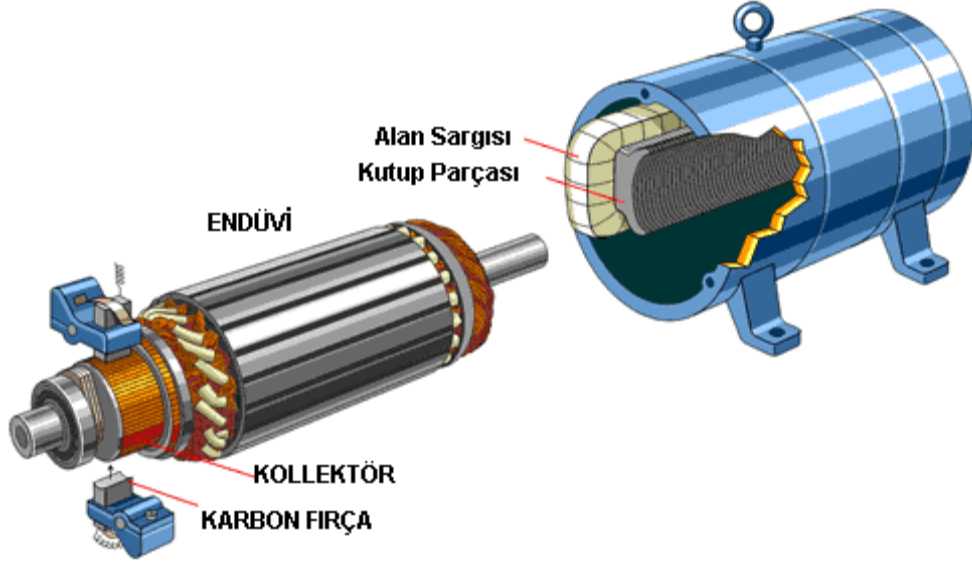
### **2.1.2 Endüktör (Kutup)**

Doğru akım motorlarında manyetik alanın meydana geldiği kısımdır. Endüktöre kutup da denilmektedir. Kutup uzunluğu yaklaşık olarak endüvi uzunluğuna eşittir. Endüktörler tabii mıknatıslarla yapıldığı gibi kutuplara sargılar sarılarak, bu sargıların enerjilendirilmesiyle mıknatıslık özelliği kazandırılmış elektromıknatıslardan da yapılabilir. Çok küçük doğru akım motorlarında kutuplar (tabii mıknatıslı) sabit mıknatıslıdır. Fakat genellikle elektromıknatıs kutuplar kullanılmaktadır [9].

### **2.1.3 Endüvi**

Gerilim indüklenen ve iletkenleri taşıyan kısma endüvi denir. Endüvi, kalınlığı 0,30-0,70 mm arasında değişen dinamo saclarından yapılır. Dinamo sacları, istenen şekil ve ölçüde preslerle kesildikten sonra tavllanır ve birer yüzeyleri yalıtılır. Yalıtma işleminde kâğıt, lak kullanılır ve oksit tabakası oluşturulur. Endüvi sacları üzerine iletkenleri yerleştirmek için oluklar açılır. Bu olukların şekil ve sayıları makinenin büyüklüğüne, sarım tipine, sarım şekline ve devir sayısına göre değişir. Oluklar, küçük güçlü makinelerde yuvarlak veya oval büyük güçlü makinelerde ise tam açık olarak yapılırlar.





Şekil 2.1 Elektrik motoru parçaları [9]

#### 2.1.4 Kolektör

Doğru akım motorlarında endüviye uygulanacak gerilimin iletilmesini kolektörler sağlar. Kolektör dilimleri, haddeden geçirilmiş sert bakırdan pres edilerek yapılır. Bakır dilimleri arasına 0,5-1,5 mm kalınlığında mika veya mikanit yalıtkan konur. Bu kalınlık, kolektörün çapına ve komşu dilimler arasındaki gerilim farkına göre değişir. Kolektör dilimleri ile bunlara temas eden fırçalar, bağlama elemanlarını teşkil ederler [9].

#### 2.1.5 Fırçalar

Doğru akım motorlarında dış devredeki akımı endüviye iletebilmek için fırçalar kullanılır. Doğru akım makinelerinde aşınma ve iyi komütasyon elde etmek için saf bakır fırça kullanılmaz. Fırçalar; makinenin akım şiddeti ve gerilimine göre sert, orta sert ve yumuşak karbon veya karbon alaşımından yapılır. Mümkün olduğu kadar bir motorda aynı cins fırçalar kullanılmalı ve fırça boyları da eşit olmalıdır. Fırçalar, dik ve yatay olarak yapılırlar. Çok küçük güçlü motorlarda fırçalar, kapak üzerine açılmış ve yalıtılmış yuvalara konulur. Büyük güçlü motorlarda ise fırça yuvaları, sac veya dökümden yapılmış olup fırça tutucularına monte edilir [9].

Fırçaların kolektör yüzeyine oturup, işletme boyunca durumunu muhafaza edebilmelerini fırça tutucuları sağlar. Fırça bir taraftan kolektör yüzeyine oturur ve diğer taraftan ise fırça tutucusunun yay tertibatı kolektör yüzeyine itilir. Fırça

tutucuları, eğik ve dik olmak üzere iki tiptir. Fırça tutucuları, fırça taşıyıcılarıyla monte edilir [9].

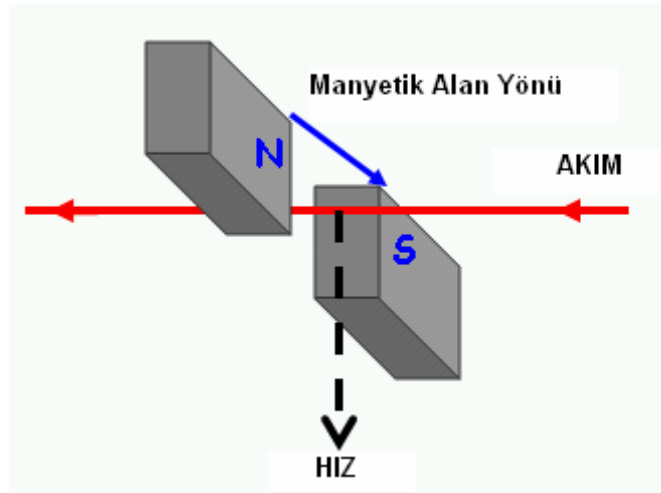
### 2.1.6 Yataklar

Yatakların görevi, motorun hareket eden kısımlarının mümkün olduğu kadar az kayıpla gürültüsüz ve bir eksen etrafında rahatça dönmesini sağlamaktır. Doğru akım motorlarında bilezikli yataklar ve rulmanlı (bilyeli ve makaralı) yataklar kullanılır. Kolay değiştirilebilir olması ve sürtünme kayıplarının ihmal edilecek derecede olması nedeniyle küçük ve orta güçlü motorlarda hemen hemen yalnız rulmanlı yataklar kullanılmaktadır. Bu yatakların en büyük sakıncası, fazla gürültü yapmasıdır [9].

Bu parçaların dışında; kapaklar, ayaklar, bağlantı klemensleri, taşıma kancası, vantilatör gibi yardımcı elamanlar bulunur [9].

### 2.1.7 DA Elektrik Motorlarının Çalışma Prensibi

Manyetik alan içinde hareket eden bir iletken üzerinde EMK indüklenir ve bu EMK'den dolayı devreden bir akım geçer.



Şekil 2.2 Hareket yönü [9]

Manyetik alan içindeki iletkenin itilme yönü, iletkenin içinden geçen akımın ve manyetik alanın yönüne bağlıdır. İletkenin hareket yönü, sol el kuralı ile bulunur. Sol el, dört parmak birbirine birleştirilerek açılır. Sol el kuvvet çizgileri avuç içinden geçecek ve

bitişik dört parmak iletkenden geçen akımın yönünü gösterecek şekilde tutulursa başparmak iletkenin hareket yönünü göstermektedir [9].



Şekil 2.3 Sol el kuralı [9]

### 2.1.7.1 Fırçasız Doğru Akım Motorları

Bu motorlarda elektrik gücü iletimi, fırça ve kolektör yerine elektronik anahtarlar ile sağlanır. Böylece ark olayı önlenmiş olur. Motor, yüksek hızlara ulaşabilir. Kaynak gerilimleri düşüktür. Yaygın olarak kullanılan kaynak gerilimi 24 voltur. Hassas hız kontrolü, yüksek verim ve uzun ömürlü olması bu motoru yaygın olarak kullanılabilir hâle getirmektedir. Uygun sürücüler yardımıyla hız, moment ve devir yönü kontrol edilebilir. Küçük boyutlarda üretilebilir. Verim, hız ve moment gibi faktörler dikkate alındığında alternatif akım motorlarına göre üstünlükler gösterir. En önemli dezavantajı, ekstradan yarı iletken malzeme ve sensörler gerektirmesidir. Böylece motorun maliyeti artmaktadır [9].

Günümüzde elektronikteki ilerlemelere paralel olarak bu motorların kullanım alanı oldukça artmıştır. Büro aletleri, fotokopi makineleri, fan ve üfleyiciler, su-hava-kimyasal pompalar, tarayıcılar, yazıcılar ve teyp sürücüleri gibi birçok kullanım alanına sahiptir. Ayrıca iş makinelerinde, büyük havalandırma sistemlerinde, optik tarayıcılarda ve tıp aletlerinde de kullanılır [9].

### 2.1.7.2 Şönt Motorlar

Uyartım sargısının endüvi sargısına paralel olarak bağlandığı doğru akım motorlarıdır. Şönt motorun devir sayısı, yük ile çok fazla değişmez. Motorun devir sayısı, kaynak gerilimi veya endüvi akımı ile kontrol edilebilir. Yol alma anındaki momentleri düşüktür. Motor boşa çalışırken de devir sayısı normal değerdedir. Motorun maksimum verimde

çalışması için motorun sabit kayıplarının endüvi kayıplarına eşit olması gerekir. Motorun üreteceği moment, endüvi akımıyla doğru orantılı olarak artar [9].

Yüksek kalkınma momenti ve sabit devir sayısı istenen uygulamalarda kullanılır. Vantilatör, aspiratör ve tulumbalar, kâğıt fabrikaları, dokuma tezgâhları, gemi pervaneleri, matbaa makineleri ve asansörler bu motorun kullanım alanlarındandır [9].

### **2.1.7.3 Kompunt Motorlar**

Seri ve şönt motorun karışımından oluşan bir motor çeşididir. Kompunt motor, başlangıçta  $n$  gibi bir devir sayısına sahiptir. Çünkü motorda bulunan şönt sargı, küçük de olsa bir akım çeker ve bir  $f$  manyetik akısı oluşur. Bağlantı şekillerine göre ters kompunt ve eklemeli kompunt gibi çeşitleri vardır. Ters kompunt motorda devir sayısı, yüklendikçe artarken eklemeli kompunt motorda yüklendikçe devir sayısı azalır. Eklemeli kompunt motorda yol alma momenti oldukça yüksektir. Buna karşın ters kompunt motorda yol alma momenti düşüktür [9].

Eklemeli kompunt motorlar, seri motora benzer bir özellik gösterir. Bu nedenle seri motorun kullanıldığı yerlerde kullanılabilir. Özellikle vinç, asansör ve hadde makinelerinde yaygın olarak kullanılır [9].

Ters kompunt motorlar ise fazla yol alma momenti istemeyen, fakat yük ile devir sayısının değişmemesi gereken sinema makinelerinde, televizyon anten yönlendiricilerinde, dokuma tezgâhlarında ve buna benzer uygulamalarda kullanılır [9].

## **2.2 Tezde İzlenen Yol**

### **2.2.1 Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi**

Motor modeli oluşturmadan önce, standartlardaki malzeme özelliklerinin tam olarak sağlanamayabileceği gerekçesi öngörülerek malzeme özelliklerinin laboratuvarında belirlenmesine, programın kütüphanesinde bulunan malzeme özelliklerinin en az kullanılmasına özen gösterilmiştir.

### **2.2.2 Motor Katı Cisim Dinamik Modelinin Oluşturulması**

Bu kapsamda, motoru oluşturan stator, KT ve KTA kapak parçaları Ansys programında ilgili sınır şartları kullanılarak birleştirilmiş sıkma torkları altındaki statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Kurulan bu model, motoru oluşturan parçaların elastik modellerinin oluşturulmasının ardından serbest titreşim modelinin kurulması için temel teşkil etmektedir.

### **2.2.3 Motoru Oluşturan Parçaların Deneysel Titreşim Ölçümleri**

Bu kapsamda, motor ve motoru oluşturan parçalardan ilgilenilen frekans aralığında elastik olarak kabul edilen stator, KT kapak ve KTA kapağın Frekans Tepki Fonksiyonu (FRF) ölçümleri gerçekleştirilmiş ve doğal frekansları elde edilmiştir.

### **2.2.4 Motoru Oluşturan Parçaların Doğrulanmış Sonlu Elemanlar Modelleri**

Bu kapsamda, motoru oluşturan parçaların ilgilenilen frekans aralığında sonlu elemanlar çözüm ağı oluşturulmuş ve serbest titreşim modeli Ansys ortamında elde edilmiştir. Elde edilen modeller, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve iteratif bir yöntem kullanılarak model güncelleme çalışmaları yapılarak deneysel – sayısal doğrulama sağlanmıştır.

### **2.2.5 Motor Serbest Titreşim Modelinin Oluşturulması**

Bu aşamada, motoru oluşturan parçaların deneysel olarak doğrulanmış sayısal titreşim modelleri Ansys ortamında ilgili sınır koşulları tanımlanarak motorun serbest titreşim modeli oluşturulmuştur. Model hazırlandıktan sonra sayısal olarak frekans tepki fonksiyonları hesaplanmış ve elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile sınıanmıştır. Oluşturulan serbest titreşim modelleri kullanılarak aşağıdaki çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

### **2.2.6 Tasarım Alternatiflerinin Denenmesi**

Bu aşamada, deneysel olarak doğrulanmış motor serbest titreşim modeli kullanılarak, titreşim oluşumu ve iletiminde etkin olan parametreler incelenmiş ve yapılabilecek alternatif tasarımlar ele alınmıştır. Motor doğal frekansları ve mod şekilleri incelenmiş

ve her bir mod şeklinde etkin olan motor parçaları belirlenmiştir. Belirlenen motor parçaları üzerinde yapılan değişiklikler, kurulmuş olan motor titreşim modeline dahil edilerek doğal frekanslarda meydana gelen ötelemeler incelenmiştir. Bu alternatif tasarımlar üretilebilirlik, maliyet ve performans açısından değerlendirilmiştir.

### **2.2.7 Prototipleme ve Deneysel Sınama**

Çalışmanın bu aşamasında, serbest titreşim modeli üzerinde gerçekleştirilen sayısal prototipleme sonuçları kullanılarak motor prototipleri oluşturulmuştur. Oluşturulacak motor prototiplerinde bir önceki aşamada elde edilen sonuçlar kullanılmıştır. Alternatif tasarımların değerlendirilmesi aşamasında; üretilebilirlik, maliyet ve performans açısından optimum değerleri sağlayan tasarımlar prototiplenmiştir. Oluşturulan prototipe ait deneysel ölçümler gerçekleştirilmiş ve sayısal modelde öngörülen değerler ile karşılaştırılmıştır. Oluşturulan motor prototipleri çamaşır makinesi üzerinde deneyerek ses gücü düzeyi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar mevcut motora ait sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

### **2.3 Motor Titreşimlerinin Deneysel Analizi**

Ses gücü ölçümlerinin yüksek gelmesi nedeniyle motor, öncelikle deneysel olarak incelenmek istenmiştir ve elde edilen sonuçlar, sonraki aşamada oluşturulacak sonlu elemanlar motor modeli için girdi olarak kullanılacaktır. Bu aşamada rezonans görülen frekansın nedenin anlaşılabilmesi için ilk olarak tüm motor parçalarının çekiç testi ile FTF grafikleri elde edilmiş ve ilgilenilen frekans aralığında rijit davranan parçalar ile elastik davranan parçalar birbirinden ayrılmıştır. Sonraki bölümde sonlu elemanlar motor model oluştururken, elastik davranan parçaların sonlu elemanlar modeli deneysel veriler ile uyşuncaya kadar, modelin geometrisi, malzeme özellikleri ve sonlu elemanlar çözüm ağı üzerinde çalışılmıştır. Rijit parçalar üzerinde, ilgilenilen aralıkta doğal frekansı olmadığından bu kadar hassas bir çalışmaya gerek duyulmamıştır. Son olarak bu parçaların tamamı uygun sınır koşullarında birleştirilerek motor modeli elde edilmiştir.

Deneysel çalışmalara başlamadan önce uygun deney araçlarının seçilmesi gerekmektedir. Motor ve parçaları üzerinde FTF ölçümleri yapacağımızdan çekiç ve

çekiç ucu ile ivmeölçer seçiminin ve serbest-serbest sınır koşullarına en yakın koşulu elde edebilmek için gerekli olan araçların seçiminin yapılması gerekmektedir.

### **2.3.1 İvmeölçer Seçimi**

Çeşitli kütlelere, hassasiyetlere ve ölçüm aralıklarına sahip ivmeölçerler mevcuttur. Hangi ivmeölçer elimizdeki uygulama için uygundur. Genel olarak, mümkün olan en yüksek hassasiyetteki ivmeölçer seçilir; ancak şunu unutmamak gerekir ki yüksek hassasiyet daha fazla kütle, bu da ivmeölçerin rezonans frekansının daha düşük olması demektir. Bunları göz önünde bulundurduğumuzda aslında seçim aralığımız daralmış olur. Şunun farkında olunmalıdır ki yapıya küçük kütleli bir ivmeölçerin bile tutturulması istenmeyen ilave kuvvetlere sebep olur. Bu ilave kuvvetler, temel olarak yapıyla birlikte hareket eden sensörün eylemsizlik kuvvetleri ve momentleridir. Bu yüzden özellikle yüksek frekanslarda ve küçük yapılar için küçük ivmeölçer seçilmesine dikkat edilmelidir. Bu kriterler göz önünde bulundurularak deneylerde kullandığımız parçalar için B&K 4394 tipi ivmeölçer uygun görülmüştür [10].

İvmeölçerin doğru pozisyonlanması ve tutturulması çok önemlidir. Yapıya ivmeölçeri tutturmada kullanılacak birkaç yöntem mevcuttur. Balmumu, siyanoakrilat ve saplama ile tutturma yöntemleri en yaygın kullanılan ve bekleneni (rezonans frekansı ve sıcaklık dayanımı gibi) en iyi veren yöntemlerdir. Bunlardan saplama yönteminin kullanılabilmesi yapıya uygun tasarımın verilmesi ile mümkündür. Deneylerde kullandığımız parçalara bu tasarımının verilmesi yüksek bir maliyet oluşturacağından yapıştırma yöntemleri tercih edilmiştir [10].

Ölçüme başlamadan önce, deneysel ölçüm setinin hassas ve güvenilir olduğundan emin olmak gerekir. Güvenilir ölçümün ilk adımı kalibrasyon yapmaktır. Her ölçümden önce kalibrasyon işlemini tekrarlamakta fayda vardır. İvmeölçeri kalibre edebilmek için, 159.2Hz frekansında titreşim üreten rijit gövdeli kalibrasyon aracından faydalanıyoruz [10].

### **2.3.2 Çekiç ve Çekiç Ucu Seçimi**

Öncelikle hangi parçakarda ne tip bir çekiçe ihtiyacımız var bunu belirlememiz gerekmektedir. Elimizdeki, FTF ölçümlerini yapacağımız parçaların bazıları küçük kütleli bazıları ise nispeten büyük kütlelidir. Küçük kütleli olanları, hafif yapıları uyarmada

### **2.3.2 Çekiç ve Çekiç Ucu Seçimi**

Öncelikle hangi parçalarda ne tip bir çekiçe ihtiyacımız var bunu belirlememiz gerekmektedir. Elimizdeki, FTF ölçümlerini yapacağımız parçaların bazıları küçük kütleli bazıları ise nispeten büyük kütlelidir. Küçük kütleli olanları, hafif yapıları uyarda kullandığımız B&K 8203 tipi çekiç ile, diğer parçaları ise B&K 8202 tipi çekiç ile uyarıyoruz [10].

Daha sert çekiç ucu ile daha geniş bir frekans aralığı uyarılabilmektedir. Çekiç ucu ilgilenilen tüm modları darbe etkisi ile uyarabilecek biçimde seçilmelidir. Yumuşak bir uç seçilirse, yeterli ölçümün yapılabilmesi için gereken uyarı sağlanamaz. Uyarı bir darbe kuvveti olduğundan yapıya uygulanan enerjinin genlik seviyesi, çekicinin kütle ve hızı ile ilişkilidir. Bu da momentumun konusuna girmektedir. İlgilendiğimiz frekans aralığı için sert çekiç ucu seçimi uygun görülmüştür [10].

### **2.3.3 Uzay Koşulu için Malzeme Seçimi**

Serbest-serbest sınır koşulunu oluşturabilmek için iki farklı yöntemden faydalanılabilmektedir: asarak ölçme ve temas alanı minimum olacak şekilde elastik malzeme üzerinde konumlandırarak ölçme. Deneylerimizde Sylomer firması tarafından üretilen SR11 standart malzemesini kullanıyoruz. Bu malzeme, titreşim konuları için özel olarak üretilmiş ve çok düşük sertlik değerine sahip bir malzeme olduğundan serbest-serbest sınır koşullarını sağlayabilmek için kullanılabilir, piyasadaki en ideal malzemedir [11].

### **2.3.4 Modal Parametrelerin Çıkarılması**

Elde edilen FTF verilerinden modal parametrelerin çıkarılması için çeşitli yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemlerin, parametrelerin belirlenmesindeki hata açısından birbirlerine karşı üstün oldukları yönleri vardır. Bu projede, işletmemizde bulunan Labview yazılımının "Sound and Vibration" araç takımının hazır bloklarından faydalanılarak oluşturulabilme kolaylığından ötürü, modal parametrelerin çıkarılmasında "Least-Square Complex Exponential" yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem modal parametreleri aşağıdaki eşitlikten faydalanarak tahmin etmeye çalışır:



$$a_i = r_i e^{j\theta} \quad (2.2)$$

$r$  büyüklük  $\theta$  ise fazdır.

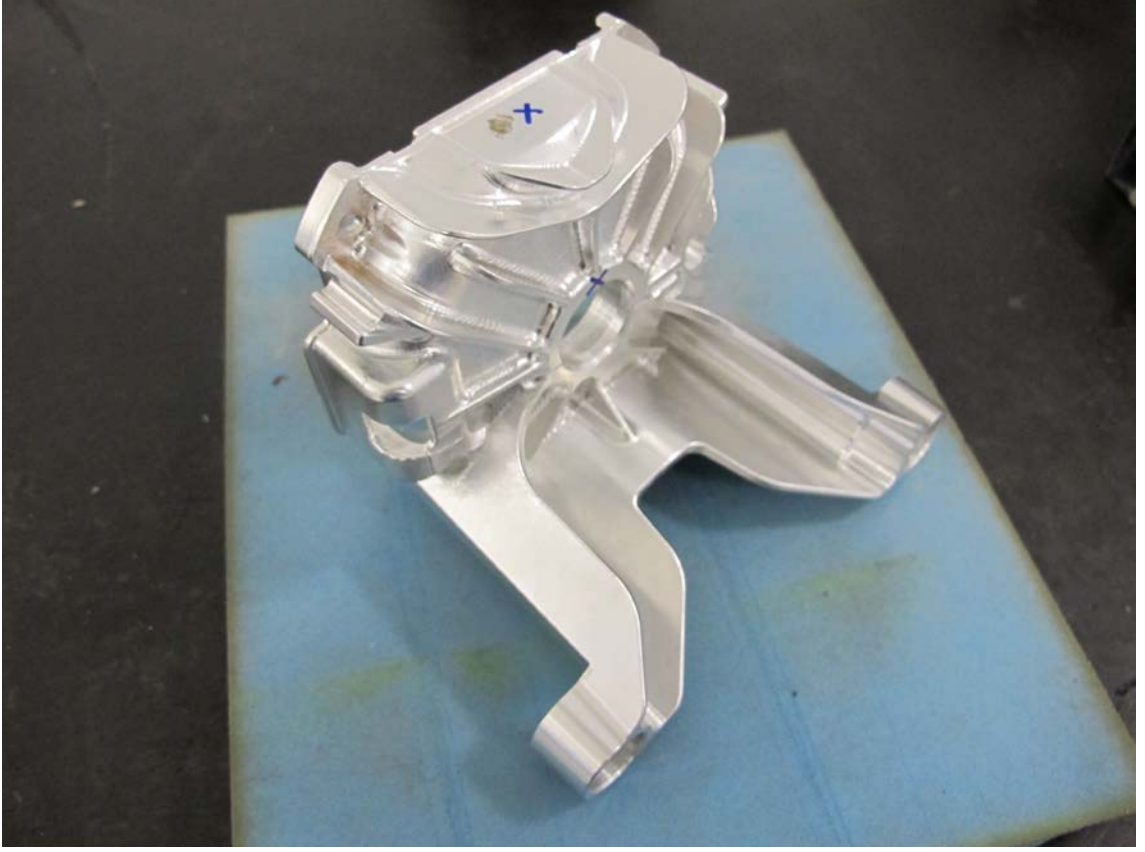
$S_i$  ise modal köklerden biridir:

$$S_i = \alpha + j2\pi f \quad (2.3)$$

$\alpha$  sönüm faktörü,  $f$  ise frekanstır [12].

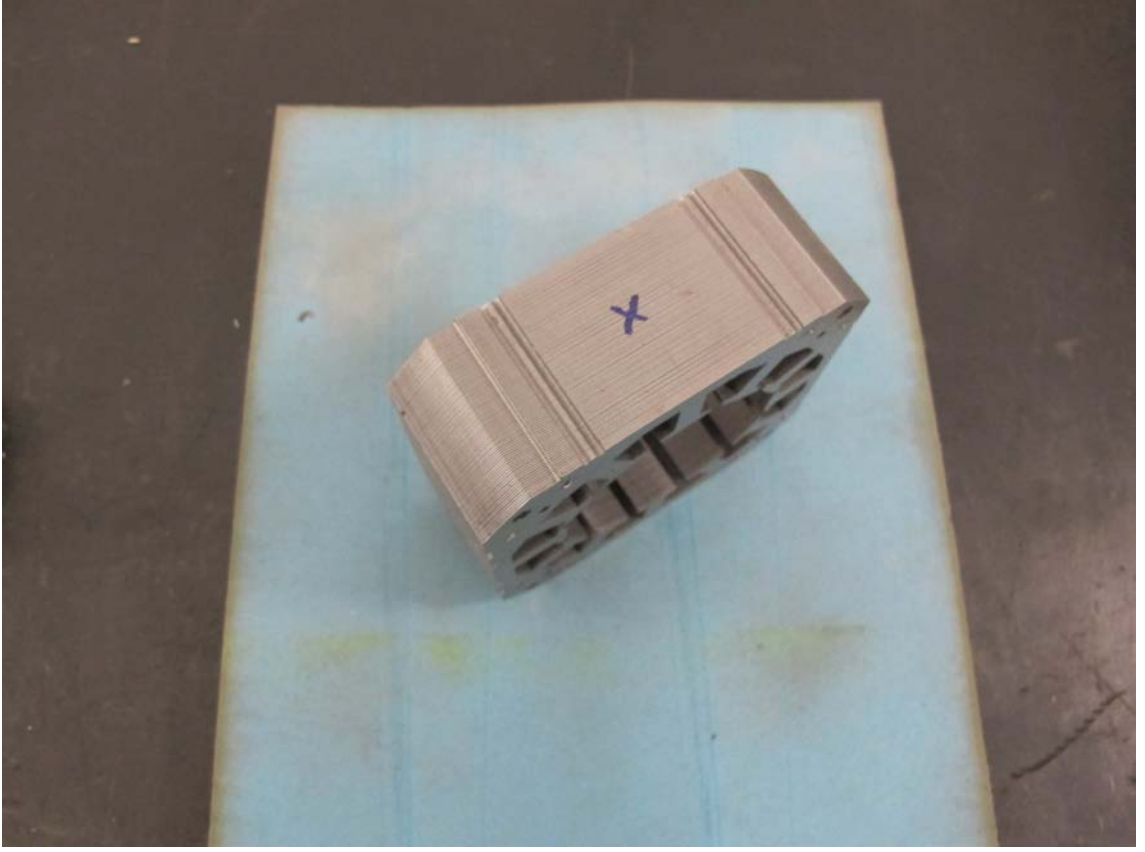
### 2.3.5 Ölçüm Noktaları

Ses ve titreşim ölçümlerine başlamadan önce, tez boyunca kullanılacak ölçüm noktaları bir standarta bağlanmış ve deneysel ölçümler de nümerik çalışmalar da bu noktalar üzerinden sürdürülmüştür. Kapaklar üzerindeki ölçüm noktaları, titreşim iletiminin rulman bölgesinden stator basma yüzeyine doğru olduğu göz önünde bulundurularak, çekiç darbesi için rulman bölgesi, ivmeölçer için stator basma yüzeyine yakın bir nokta tercih edilmiştir. Şekil 2.4'te kapaklar için FTF ölçümlerinde kullanılan noktalar işaretli olarak gösterilmektedir.



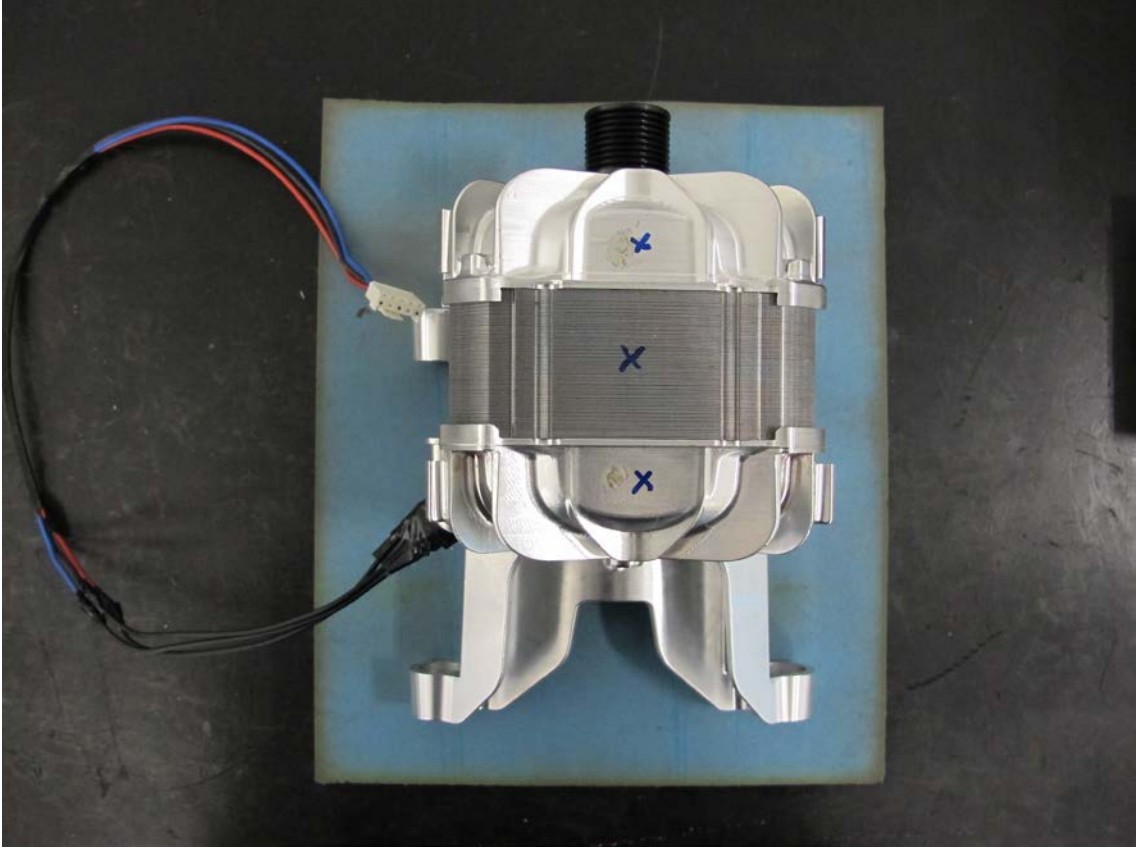
Şekil 2.4 KTA kapak FTF noktaları

Stator üzerinden yapılan ölçümlerde ise hareket genliğinin en yüksek olduğu, radyal yönde stator üzeri orta nokta tercih edilmiştir. Stator ait darbe ve ölçüm noktası Şekil 2.5’de tek bir nokta olarak gösterilmektedir; darbe ve ölçüm için bu noktaya en yakın iki nokta seçilmektedir.



Şekil 2.5 KT kapak FTF noktaları

Motor çalışırken yapılan titreşim ölçümleri ise ISO 5348, ISOV13373-1:2002, ISO 10816-1:1995 standartında belirtilen şekilde yapılmıştır. Titreşim ölçümlerinde ivmeölçerin yapıştırıldığı nokta, bu standartta belirtilen noktalarıdır ve FTF ölçümlerinde kullandığımız ivmeölçer yapıştırma noktaları ile aynıdır. Şekil 2.6'da ivmeölçer yapıştırma noktaları görülmektedir. Bundan sonra tüm tez sürecinde; KT kapak, KTA kapak ve stator üzeri titreşim ölçümleri bu noktalardan yapılacaktır.



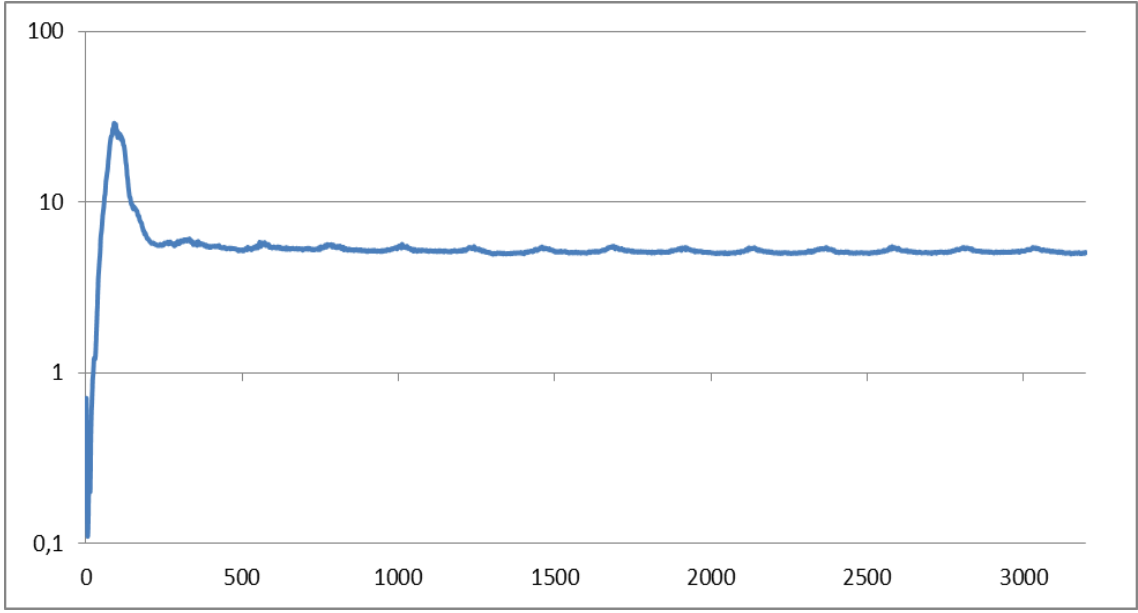
Şekil 2.6 Motor çalışırken titreşim ölçüm noktaları

Ses gücü düzeyi ölçümleri ise EN ISO 3746:1995 standartında belirtilen altı mikrofon düzeninde yarı anekoyik odada yapılmıştır.

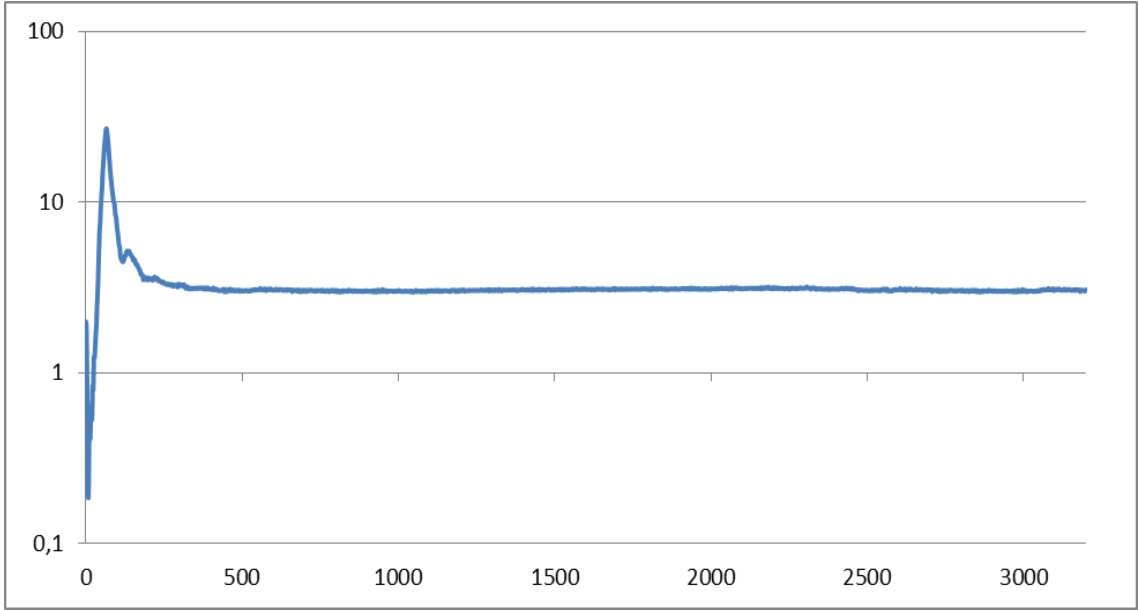
### 2.3.6 FTF Ölçümleri

Bu bölümde çekiç yardımı ile deneysel FTF testleri yapılmıştır. Deneysel FTF testleri, öncelikle ilgilenilen frekans aralığında rijit parçaların belirlenmesi ve sonrasında elastik olduğu belirlenen parçaların sonlu elemanlar modelinin oluşturulabilmesi için yapılmıştır. Çizelge 2.1'de kasmağa ait FTF ölçümü görülmektedir, Çizelge 2.2'de ise rotora ait FTF ölçümü görülmektedir. Her iki parçanın da ilgilenilen frekans aralığında rezonans frekansına sahip olmadığı anlaşılmaktadır. Alt frekansta görülen tepeler ise parçaların yumuşak malzeme üzerindeki rijit hareketinin frekansıdır.

Çizelge 2.1 Kasnak deneysel FTF Sonucu



Çizelge 2.2 Rotor deneysel FTF Sonucu

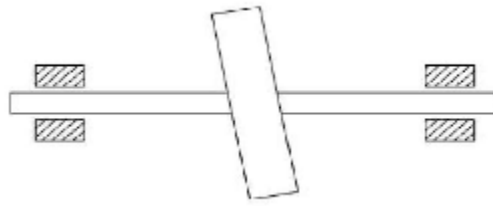


Bu bölümde bu iki parçanın dışında kalan, KT kapak, KTA kapak ve statora ait FTF sonuçlarına yer verilmemiştir. Motor nümerik modelinin oluşturulması sırasında, parçaların sonlu elemanlar modellerinin doğrulanabilmesi için gerekli olduğundan bir sonraki bölümde verilmiştir.

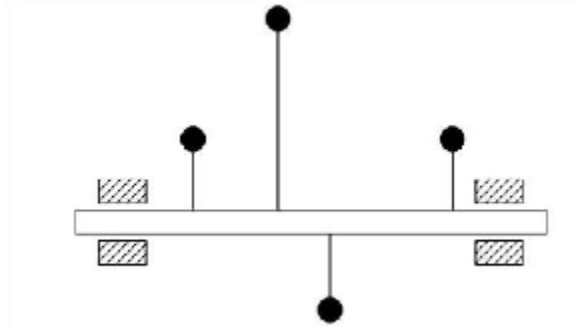
## 2.4 Motorlarda Titreşim Kaynakları

### 2.4.1 Rotor Dengesizliği

Rotor ağırlık merkezinin, rotor dönme merkezinde olmadığı durumdur. Dengesizlik, rotor yataklarına dengesiz kuvvetlerin gelmesine sebep olur. Aynı zamanda bu kuvvetler rotor şaftını eğebilir. Titreşim spektrumunda etkisi, motorun dönme frekansında olur. Dengesizlik arttıkça dönme frekansındaki sinyalin değeri artmaktadır. Şekil 2.7 ve Şekil 2.8’de rotor dengesizlikleri gösterilmiştir [13].



Şekil 2.7 Rotor dengesizliği [13]



Şekil 2.8 Rotor dengesizliğinin kütleli gösterimi [13]

Statik ve dinamik olmak üzere iki tipi vardır. Statik dengesizlik, rotor eylemsizlik eksenini ile rotor dönme eksenini birbirini paraleldir ve hiçbir zaman kesişmezler Rotoru çeken bir tane savrulma kuvveti mevcuttur. Dinamik eksen kaçıklığında, rotor eylemsizlik eksenini ile rotor dönme eksenini birbirini yalnızca bir noktada keser. İki tane dengesizlik kuvveti oluşur [13].

Rotor dengesizliği dengeleme metotlarıyla azaltılabilir. Dengeleme metotları, yapılan hesaplamalara uygun açılara, belirli ağırlıkların yerleştirilmesiyle yapılır. Hesaplamaları yapmadan önce motorun dönme hızının frekansındaki titreşimler filtreler sayesinde

ölçülür. İvmeölçer ile titreşim ölçülerek gerekli yorumlar ve hesaplamalar yapılabilir [13].

#### 2.4.2 Gevşeklik

Parçaların zamanla gevşemesiyle oluşmaktadır. Mil dönme devrinin 1x, 2x, 3x, ... katlarında sinyaller yaratır. 2x sinyali daha baskındır. Düşük hızlarda aniden yok olabilir. Bunun sebebini bir örnek ile açıklayalım; çok sıkı geçirilmiş bir fan olduğunu düşünelim. Motor dönerken merkezkaç etkisiyle fan sıkılığını yitirir ve gevşek davranış gösterir. Hız azaldığında tekrar sıkılaşıyor ve gevşekliğin etkisi ortadan kalkmış olur [13].

#### 2.4.3 Mıknatıs

Kırılmış olan rotor mıknatıs parçaları kimi zaman birbirinden ayrılırlar. Stator sargılarından akan akım ile oluşan manyetik alan ile rotor mıknatıslarının oluşturduğu manyetik olan etkileşim içindedirler. Rotor üzerinde dönme etkisi yaratan kuvvetler de bu etkileşim sayesinde oluşur. Herhangi bir mıknatıs kırılırsa stator sargıları ile rotor arasındaki etkileşim arasında süreksizlik oluşur ve rotorun dönme frekansında titreşim meydana gelir [13].

Bir de mıknatıs geçiş frekansında titreşimler görülmektedir. Bu titreşimler her durumda motorda bulunur. Sabit bir noktadan rotorun her bir devrinde mıknatıs adeti kadar geçiş oluşur ve dönüş frekansının tam katında titreşim meydana gelir [13].

$$f_{mıknatıs} = f_r \times N_r \quad (2.4)$$

Burada  $N_r$  rotor üzerindeki mıknatıs sayısıdır.

#### 2.4.4 Paralelsizlik

Montaj esnasında rulmanların aynı eksen üzerine denk düşmemesi sonucu oluşur. Eksenel yönde kuvvetler doğurur. Radyal ve eksenel yönde motor hızının 1x ve 2x katlarında titreşim oluşturur. Eksenel yönde titreşim mevcutsa bu paralelsizliğin belirtisidir. Dört çeşit paralelsizlik mevcuttur [13].



Şekil 2.9 Rulmanların merkezlenmemesi [13]



Şekil 2.10 Dış bilezik eğilmesi [13]



Şekil 2.11 İç bilezik eğilmesi [13]

#### 2.4.5 Şaft Eğilmesi

Eksen kaçıklığı, dengesizlik, paralelsizlik, mıknatıs kırılması gibi etkenler ile rotora gelen dengesiz kuvvetler şaftın eğilmesine sebep olur. Eğilen şaft rotor ve statorun birbirine sürtünmesine sebep olabilir. Şaft eğilmesi ile oluşan dengesizlik yüzünden, rotor dönme frekansında titreşimler oluşur. Şafta eğilmesinin bir diğer sebebi ise esnek şaft kullanımımıdır. Esneklikle kast edilen şaftın 1. Kritik hızından yüksek hızlarda dönmesidir [13].





Şekil 2.12 Şaftın eğilmesi [13]

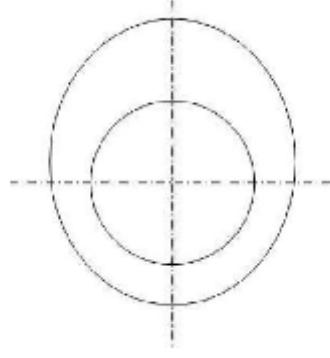
#### 2.4.6 Eksen Kaçıklığı

Eksen kaçıklığı elektrikli motorlarında meydana gelen en önemli arızalardan bir tanesidir. Rotorun düzgün yerleştirilmemesi, üretimdeki toleransların iyi olmaması, rotor şaftının dengesiz kuvvetlerden dolayı eğilmesi, rulman yataklarının zayıf olması, stator ve rotor yüzeylerinin silindirik olmaması gibi olaylar eksen kaçıklığına mahal verir [13].

Motorlar tasarlanırken verimliliği artırmak açısından küçük hava aralıklı yapılırlar. Hava aralığının bu denli küçük olması sebebiyle 1mm'lik küçük bir kayma büyük etkiler yaratmaktadır. Eksen kaçıklığı hava aralığının homojen dağılmamasına yol açar. Bu sebeple etkisi büyük olur. Eksen kaçıklığı, rotorun statorun ekseninden uzaklaştıracak kuvvetin oluşmasına sebep olur. Statik ve dinamik olmak üzere iki tip eksen kaçıklığı mevcuttur [13].

##### 2.4.6.1 Statik Eksen Kaçıklığı

Rotor statorun ekseninden farklı bir yerde ama hala kendi ekseninde dönüyorsa bu statik eksen kaçıklığı olarak tanımlanır (Şekil 2.13). Eksen kaçıklığından oluşan minimum hava aralığı zamanla değişmeden sabit durmaktadır. SEK hava aralığının küçük olduğu tarafa doğru sabit duran magnetik çekme kuvveti yaratır [13].

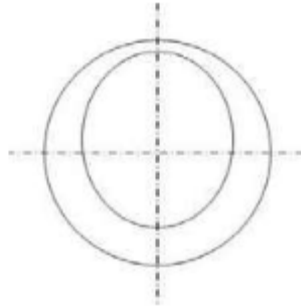


Şekil 2.13 Statik eksen kaçıklığı [13]

Statik eksen kaçıklığını aşınmış rulman dış bileziği veya statorun oval oluşu (Şekil 2.13) yaratabilir. Oval statorda, rotor kendi merkezinde dönmesine rağmen statorun merkezinde dönmemektedir [13].

#### 2.4.6.2 Dinamik Eksen Kaçıklığı

Rotor statorun eksenini etrafında döner ama kendi ekseninde dönmemektedir. Eksen kaçıklığından dolayı oluşan minimum hava aralığı rotorla beraber dönmektedir. Rotor hızıyla hareket eden hava aralığının küçük olduğu yöne doğru dengesiz çekme kuvveti yaratır. Dinamik eksen kaçıklığının statik eksen kaçıklığına göre belirlemek daha kolaydır. Çünkü DEK'te dengesiz çekme kuvveti rotorla beraber dönerken, SEK'te sabit bir yöne doğrudur. SEK'te arızanın etkisinin anlaşılabilmesi için algılayıcının konması gereken yer çok önemlidir. Rotorun yüzeyinin oval olması (Şekil 2.14) veya rulmanın iç bileziğinin aşınmış olması dinamik eksen kaçıklığını yaratır [13].



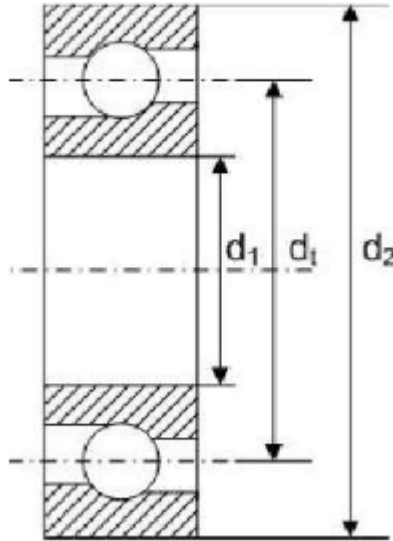
Şekil 2.14 Dinamik eksen kaçıklığı [13]

### 2.4.7 Rulman

Elektrik motorlarında çoğunlukla bilyalı rulman kullanılmaktadır. Rulman iç ve dış olmak üzere iki bilezik ve iki bilezik arasında dönen bilyalardan oluşur. Bilyaları bir arada tutan kafes mevcuttur [13].

Uygun olmayan montajda bilyalara aksel ve radyal ek kuvvetler gelir. Gelen bu kuvvetler rulman tolere edebileceğinin üzerinde ise ses ve titreşime sebep olur.

Rulman mekaniksel yapısı sebebi ile belirli frekanslarda titreşimler oluşturur. Dış bilezik, iç bilezik ve bilyalar değişik frekanslarda titreşim yaratır [13].



Şekil 2.15 Bilyalı rulman [13]

Şekil 2.15’de göre iç bilezik çapı  $d_1(m)$  ile, dış bilezik çapı  $d_2(m)$ ’nin ortalaması bilyanın merkezinin çapı  $d_t(m)$ ’yi verecektir.

Rulmandaki bilyalar bileziklere  $\alpha$  açısı ile temasta bulunsun ve kaymadan yuvarlansın. Rulman iç bilezik geçiş frekansı:

$$f_{iç} = \frac{Z_b}{2} f_r \left( 1 + \frac{d_w \cos \alpha}{d_t} \right) \quad (2.5)$$

denklemleri ile hesaplanır. Rulman dış bilezik geçiş frekansı ise:

$$f_{dış} = \frac{Z_b}{2} f_r \left( 1 + \frac{d_w \cos \alpha}{d_t} \right) \quad (2.6)$$

denklemi yardımı ile bulunur. Bilya geçiş frekansı, bilya yuvarlanma frekansının iki katıdır. Bunun sebebi bilyanın hem dış bilezik hem de iç bilezik ile temas halinde olmasıdır. Bilya geçiş frekansı:

$$f_{bilya} = f_r \left( \frac{d_t}{d_w} - \frac{d_w \cos^2 \alpha}{d_t} \right) \quad (2.7)$$

denklemden yararlanılarak bulunabilir.

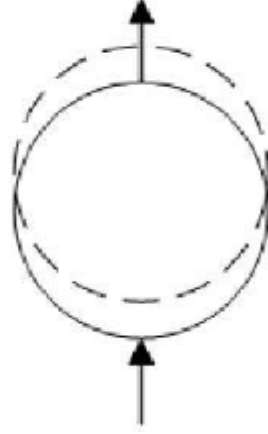
$$f_{kafes} = \frac{f_r}{2} \left( 1 - \frac{d_w \cos \alpha}{d_t} \right) \quad (2.8)$$

Kafes tarafından oluşturulan titreşimin frekansı ise denklem 2.8 ile hesaplanır.

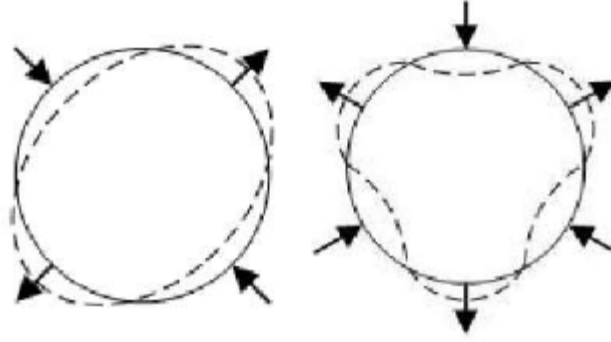
Burada  $f_r$  motor dönüş frekansı,  $d_w$  bilya çapı,  $Z_b$  ise bilya sayısıdır [13].

#### 2.4.8 Mod

Rotor çevresi boyunca oluşan kuvvetlerin etkisinin anlaşılabilmesi için mod kavramını açıklamamız gerekmektedir. Mod kavramı, kuvvetin rotor üzerinde yaratmış olduğu çekme yönü sayısı ile ilgilidir. Birinci mod için en yüksek kuvvet değerleri 90 derece ve 270 derecede olmaktadır. Şekil 2.16'te en yüksek değerlerdeki kuvvetleri derece olarak yerine koyup gösterirsek tek yönlü motoru eğmeye çalışan bir kuvvet ortaya çıkar. Mod arttıkça rotora etki eden çekme kuvvetlerinin yönü artmaktadır. Mod sayısının düşük olması tehlikelidir. En tehlikeli kuvvet birinci modda oluşur. Rotora az yönde çekme uygulandığı için şekil değiştirme olasılığı daha fazladır. Mod sayısı artınca her yönden çekme olacağı için rotorun şekli silindirik kalır. Dengesiz hava aralığının oluşmasına mani olur [13].



Şekil 2.16 Birinci Mod [13]



Şekil 2.17 İkinci ve üçüncü mod [13]

#### 2.4.9 Rezonans

Rezonans, sistemin bazı frekanslarda daha yüksek genliklerde salınmaya eğilimidir. Rezonans, sistemin iki farklı enerji türü arasındaki geçişi kolayca yaptığı durumda meydana gelir [13].

Rezonansın meydana gelebilmesi için bir uyarının olması gerekir. Harmonik bir uyarı ile rezonansın gerçekleşebilmesi için, uyarının frekansının motorun doğal frekanslarından biri ile çakışması gerekir. Rotor dengesizliği, gevşeklik, mıknatıs hatası, mıknatıs geçiş frekansı, paralelsizlik, shaft eğilmesi, eksen kaçıklığı ve rulman frekansları birer harmonik uyarılardır ve motorun doğal frekansları ile çakışmaları durumunda titreşim problemine sebep olurlar [13].

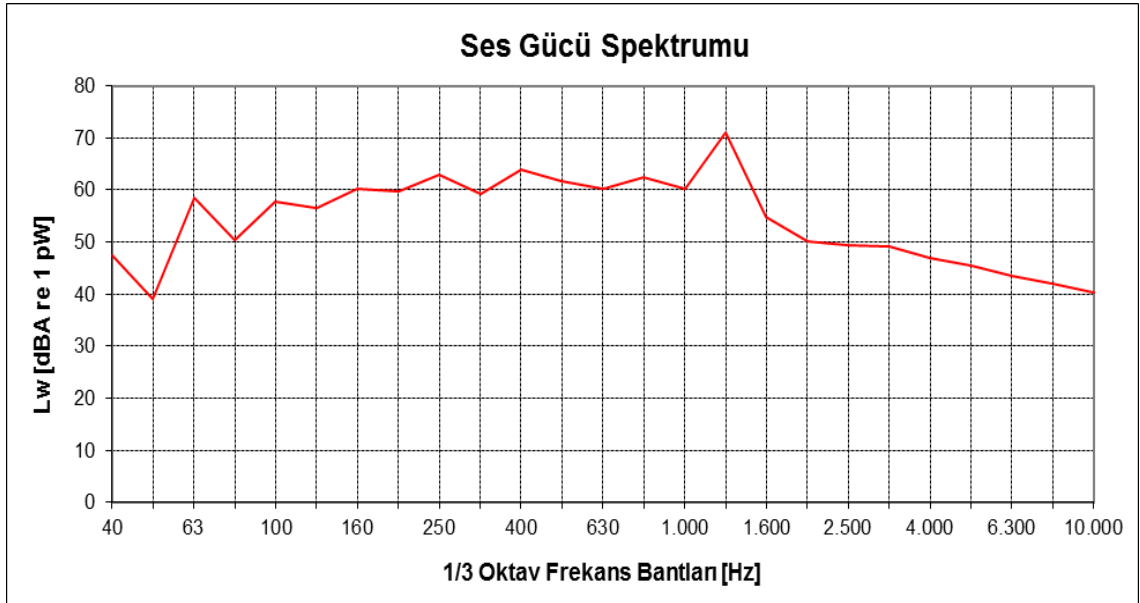
Çizelge 2.3 Titreşim tanı tablosu [14]

| KAYNAK                  | TİTREŞİMİN FREKANSI                  | GENLİK CEVABI | ENERJİ KESME TESTİ               |
|-------------------------|--------------------------------------|---------------|----------------------------------|
| Rotor Dengesizliği      | 1x rotor dönüş frekansı              | Sabit         | Genlik yavaşça düşer             |
| Statik Eksen Kaçıklığı  | 2x rotor dönüş frekansı              | Sabit         | Genlik hızlıca düşer             |
| Dinamik Eksen Kaçıklığı | 1x rotor dönüş frekansı              | Sabit         | Genlik hızlıca düşer             |
| Gevşeklik               | 1x, 2x, 3x, ... rotor dönüş frekansı | Düzensiz      | Düşük devirlerde genlik kaybolur |
| Paralelsizlik           | 1x, 2x rotor dönüş frekansı          | Sabit         | Genlik yavaşça düşer             |
| Şaft Eğilmesi           | 1x, 2x rotor dönüş frekansı          | Sabit         | Genlik yavaşça düşer             |
| Rulman                  | Rulman geçiş frekansları             | Sabit         | Genlik yavaşça düşer             |
| Rezonans                | Uyarı frekansında                    | Sabit         | Genlik hızlıca düşer             |

**MOTOR SERBEST TİTREŞİMLERİNİN NÜMERİK ANALİZİ****3.1 Problemin Tanımı**

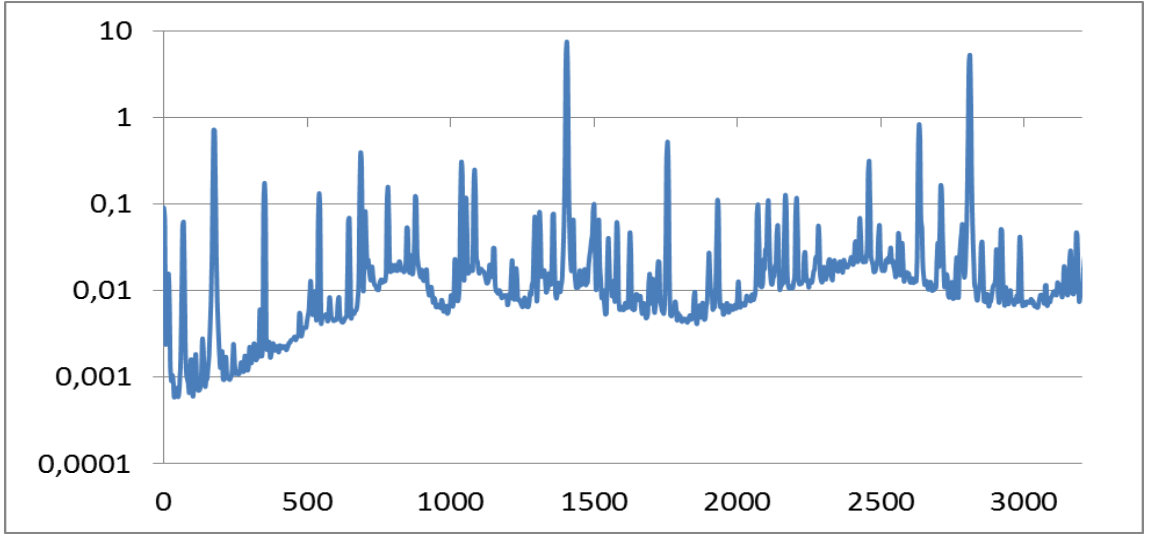
Çalışmanın bu kapsamında çamaşır makinelerinde kullanılan motorun stator, KT kapak, KTA kapak titreşimlerinin oluşumunda etkili parametrelerin belirlenmesi amacıyla kurulan motor serbest titreşim sayısal modeli çalışmaları anlatılmaktadır.

Çizelge 3.1 Mevcut durumdaki ses gücü spektrumu



Çizelge 3.1’de çamaşır makinesinin ses gücü spektrumları verilmiştir. Yapılan ölçüm sonuçları incelendiğinde bütün 1/3 oktav bant frekansında yüksek genlikler görülmektedir. Bu yüksek genlik probleminin motor titreşim davranışı ile ilgisinin anlaşılabilmesi amacıyla motorun sayısal titreşim modeli oluşturulmuştur.

Çizelge 3.2 Mevcut durumdaki titreşim ölçümü



Çizelge 3.2’de mevcut durumdaki motorun stator üzerinden 10 sn.’lik ölçümün rms değeri olacak şekilde alınan titreşim ölçüm sonucu görülmektedir. Bu spektrumu incelediğimizde dönüş devri, dönüş devrinin iki katı, rulman geçiş, rotor mıknatıs geçiş ve bunun iki katındaki frekanslarda titreşim tepeleri olduğunu görüyoruz. Bunlar arasında rotor mıknatıs geçiş ve bunun iki katı frekanslardaki titreşimlerin problem boyutunda olduğunu söyleyebiliriz. Statik ve dinamik eksen kaçıklığındaki titreşim değerlerinin rotor mıknatıs geçiş frekansındaki titreşime göre düşük olması, bu bölgede bir doğal frekans olduğuna işaret olabilir. Bundan sonraki başlıklarda bu titreşimlerin sebebini inceleyeceğiz.

### 3.2 Motor Nümerik Modelinin Oluşturulması

#### 3.2.1 Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi

Motor statik modelinin oluşturulması ve sonrasında dinamik serbest titreşim modeline geçilmesinde en önemli aşama modelin doğrulanmasıdır. Bunu yapabilmek için ise, öncesinde malzeme özelliklerinin doğru olarak girilmiş olduğundan emin olmak; böylece çözüm ağı tipi ve yoğunluğu, geometrideki uygunsuzluklar, sınır koşulları ve çözüm algoritmasının seçilmesi ile yakınsama sağlanabilir.

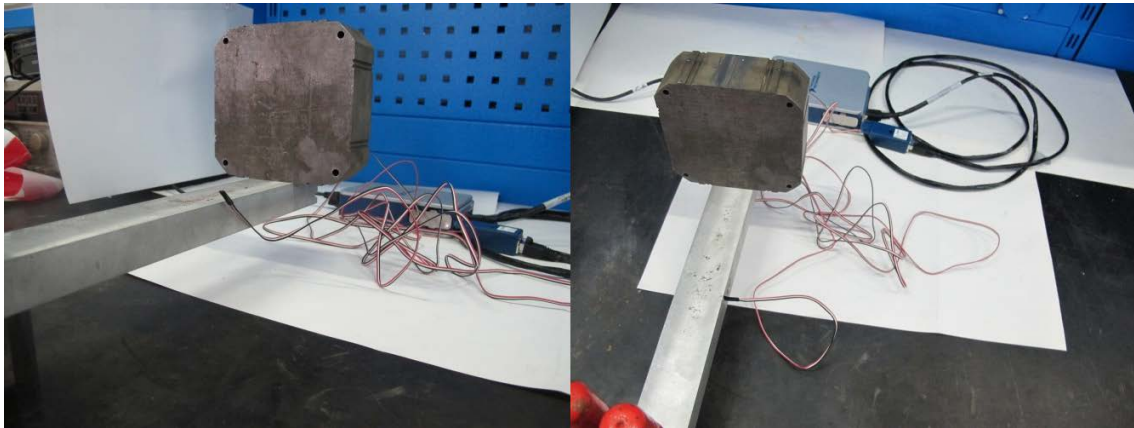
Motor komponentlerini oluşturan parçaları düşünürsek karşımıza iki tip parça geometrisi çıkmaktadır; düz levha şeklindeki statoru ve rotoru oluşturan laminasyonlu



parçalar ve diğer katı parçalar. Levha şeklindeki parçaların malzeme özellikleri, çekme testinde kullanılması gereken “I” formundaki parçanın oluşturulmasına izin verdiğinden bu şekilde belirlenmiştir.

Levha şeklinde olmayan parçaların malzeme özelliklerinin belirlenmesinde “I” formundaki numune oluşturulmadığından dikdörtgen kesitli kiriş şeklinde işlenen numune parçalar kullanılmıştır. Bir tarafından mesnetlenen parça diğer ucundan ağırlığı bilinen yük ile eğilmeye zorlanmıştır. Bu koşullarda parçanın, üzerine yapıştırılan gerinim ölçerler ile deformasyonu ölçülmüş ve böylece malzeme özellikleri belirlenmiştir. Şekil 3.1’de bu amaçla kurulmuş test düzeneği görülmektedir.

Malzeme özellikleri belirlenirken tekrarlı ve 10’ar adet numune kullanılmış ve ortalama bir değer elde edildikten sonra “Euler-Bernoulli” kiriş teorisinden faydalanılarak malzeme özellikleri belirlenmiştir. Daha sonra bu değerler model oluşturma aşamasında “tune” edilmiştir.



Şekil 3.1 Gerinim ölçer test düzeneği

### 3.2.1.1 Doğal Frekanslar Aracılığı ile Belirleme

Bir kirişin eğilme titreşimleri aşağıdaki denklem ile açıklanmaktadır:

$$EI \frac{\delta^4 y}{\delta x^4} + \rho A \frac{\delta^2 y}{\delta t^2} = 0 \quad (3.1)$$

E, I,  $\rho$ , A sırası ile kirişin Young Modülü, kesit alanının ikinci momenti, yoğunluk ve kesit alanını ifade etmektedir. Denklem, zamana ve konuma bağlı iki çözümüne olan bir ayrık diferansiyel denklemdir ve  $y(x, t) = w(x)u(t)$  şeklindedir.

Zamana göre çözümü için kabul yaparsak, son şekli  $y(x, t) = w(x) \cdot e^{i\omega t}$  halini alır. Bunu ilk denklemden yerine koyarsak mod numarası  $k$  ile frekansı  $\omega$  arasındaki ilişkiyi elde ederiz.

$$\omega^2 = \frac{EI}{\rho A} k^4 \quad (3.2)$$

Denklemin özel çözümü:

$$w = C_1 \sin(kx) + C_2 \cos(kx) + C_3 \sinh(kx) + C_4 \cosh(kx) \quad (3.4)$$

Numune olarak kullandığımız kiriş serbest-serbest sınır koşullarına sahiptir ve bu yüzden sınırlarda moment ve kuvvet tepkileri yoktur. Bu koşullara göre denklemi geliştirirsek:

$$w''(0) = 0 - C_2 + C_4 = 0 \quad (3.5)$$

$$w'''(0) = 0 - C_1 + C_3 = 0 \quad (3.6)$$

$$w''(L) = 0 - C_1 \sin(kL) - C_2 \cos(kL) + C_3 \sinh(kL) + C_4 \cosh(kL) = 0 \quad (3.7)$$

$$w'''(L) = 0 - C_1 \cos(kL) + C_2 \sin(kL) + C_3 \cosh(kL) + C_4 \sinh(kL) = 0 \quad (3.8)$$

Bu denklemleri matris formatında yazarsak:

$$\begin{bmatrix} \sin(kL) - \sin(kL) & \cosh(kL) - \cos(kL) \\ \cosh(kL) - \cos(kL) & \sin(kL) + \sinh(kL) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Bu matrisin determinantını alırsak sonsuz adet çözüme sahip bir transandantal denklem elde ederiz:

$$\cosh(kL) \cos(kL) = 1 \quad (3.10)$$

Denklemin ilk üç kökü için  $kL$  değerleri Çizelge 3.3'deki gibidir.

Çizelge 3.3 Mod ile  $kL$  ilişkisi [15]

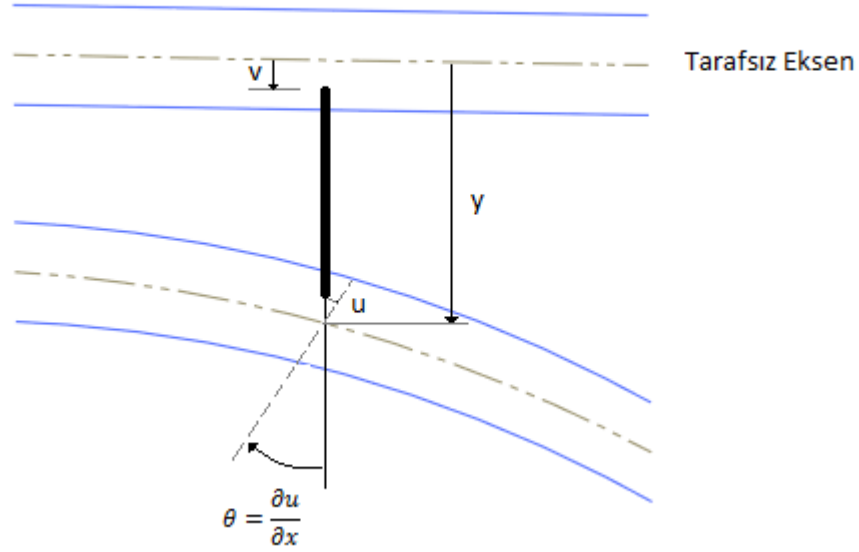
| Mode sırası ( $n$ ) | $k_n L$ |
|---------------------|---------|
| 1                   | 4,7300  |
| 2                   | 7,8532  |
| 3                   | 10,9956 |

Kirişe ait elastisite modülünü hesaplayabilmek için gerekli denklemleri elde ettik. 3.2 denklemi ile Çizelge 3.3'ü kullanarak, deneysel olarak elde ettiğimiz doğal frekanslar ile kirişin malzemesine ait elastisite modülünü hesaplayabiliriz.

Çizelge 3.4 Hesaplanan elastisite modülü

| Mod sırası ( $n$ ) | $k_n L$ | $k_n$    | $w$ (deneysel) | $E$ (Pascal)   |
|--------------------|---------|----------|----------------|----------------|
| 1                  | 4,7300  | 9,613821 | 691 Hz         | 96.822.509.042 |
| 2                  | 7,8532  | 15,96179 | 1892 Hz        | 95.528.811.331 |
| 3                  | 10,9956 | 22,34878 | 3691 Hz        | 94.599.946.536 |

### 3.2.1.2 Gerinimler Aracılığı ile Belirleme



Şekil 3.2 Euler-Bernoulli Kirişi

Tarafsız eksen üzerindeki herhangi bir noktada oluşan dönme açısı yaklaşık olarak:

$$\theta \sim \frac{\partial v}{\partial x} \quad (3.11)$$

Bu ifadeyi kullanarak tarafsız eksenden herhangi  $y$  mesafesindeki noktanın eksene şekil değiştirmesi ile ilgili aşağıdaki denklemi yazabiliriz:

$$u = y \frac{\partial v}{\partial x} \quad (3.12)$$

Bu ifadeden birim deformasyonun tarafsız eksen üzerinde 0 olduğu, tarafsız eksen üzerinde pozitif, altında ise negatif olduğu görülmektedir.  $X$  yönündeki birim normal deformasyon gradyenti:

$$\epsilon_x = \frac{du}{dx} \quad (3.13)$$

Önceki ifadeyi yerine koyup denklemi tekrar yazarsak:

$$\epsilon_x = y \frac{d^2 u}{dx^2} \quad (3.14)$$

Kiriş teorisinden:

$$M = EI \frac{d^2 u}{dx^2} \quad (3.15)$$

Bu durumda herhangi bir  $y$  noktasındaki birim normal deformasyon için:

$$\epsilon_x = \frac{My}{EI} \quad (3.16)$$

Denklemini yazabiliriz.

Malzeme özelliklerini belirleme için hazırladığımız deneyde kullandığımız kiriş bir tarafından sabit mesnetli iken öteki ucundan düşey yönde yüke maruz bırakılmıştır. Strain-gage ise üst yüzeyde, yük ile mesnet arasındaki orta noktaya yapıştırılmıştır. Bu durumda kullanmamız gereken eşitlik:

$$\epsilon_x = \frac{MLh}{4EI} \quad (3.17)$$

$L$  kirişin boyu,  $h$  ise kesitinin yüksekliğidir.

Çizelge 3.5 Hesaplanan elastisite modülü

| Deney no. | Deneyssel olarak ölçülen $\epsilon_x L/2$ | $E$ (Pascal)   |
|-----------|---|----------------|
| 1         | 0,001477                                  | 98.126.300.101 |
| 2         | 0,001486                                  | 97.567.165.009 |
| 3         | 0,001519                                  | 95.433.234.013 |

### 3.2.2 Titreşim ile Ses Arasındaki İlişki

Yapıların titreşen yüzeyleri genelde içinde buldukları akışkana aktardıkları enerji sayesinde sese sebep olurlar. Titreşim hareketi ile ses yayılımına sebep olan yapı, geometri ve malzeme açısından da önemlidir. Yapının, titreşimi ile etrafa yaydığı ses

konusunda teorik yöntemler ile tahminde bulunmak, gerek ilgilenilen aralıkla faz ve genliklerin hesaplanma zorluğu, gerekse özellikle bağlantı özelliklerinden ötürü dinamik modelin oluşturulmasındaki güçlük ve sönüm dağılımdaki belirsizlikler ötürü oldukça zordur. Yüzey titreşimleri aracılığı ses yayılma mekanizması, yüzeye temas eden akışkandaki ivmelenme hareketi olmasına rağmen yayılımın titreşim genliği ile olan ilişkisi kaynaktan kaynağa çeşitlilik gösterir. Titreşen yüzeyin sesi etkin bir biçimde oluşturabilmesi için titreşen yüzeyin yalnızca akışkanın yoğunluğunu değiştirmesi yetmez, bunu öyle bir yapmalıdır ki yüzeyden uzaktaki bir akışkanın yoğunluğu önemli derecede değişmelidir [16].

En temel akustik denklemi olarak, bir noktanın titreşim hareketi ile etrafındaki akışkan üzerinde oluşturduğu zamana ve konuma bağlı denklemi incelersek:

$$p(r, t) = j\omega\rho_0 \frac{\tilde{Q}}{4\pi r} \exp[j(\omega t - kr)] \quad (3.18)$$

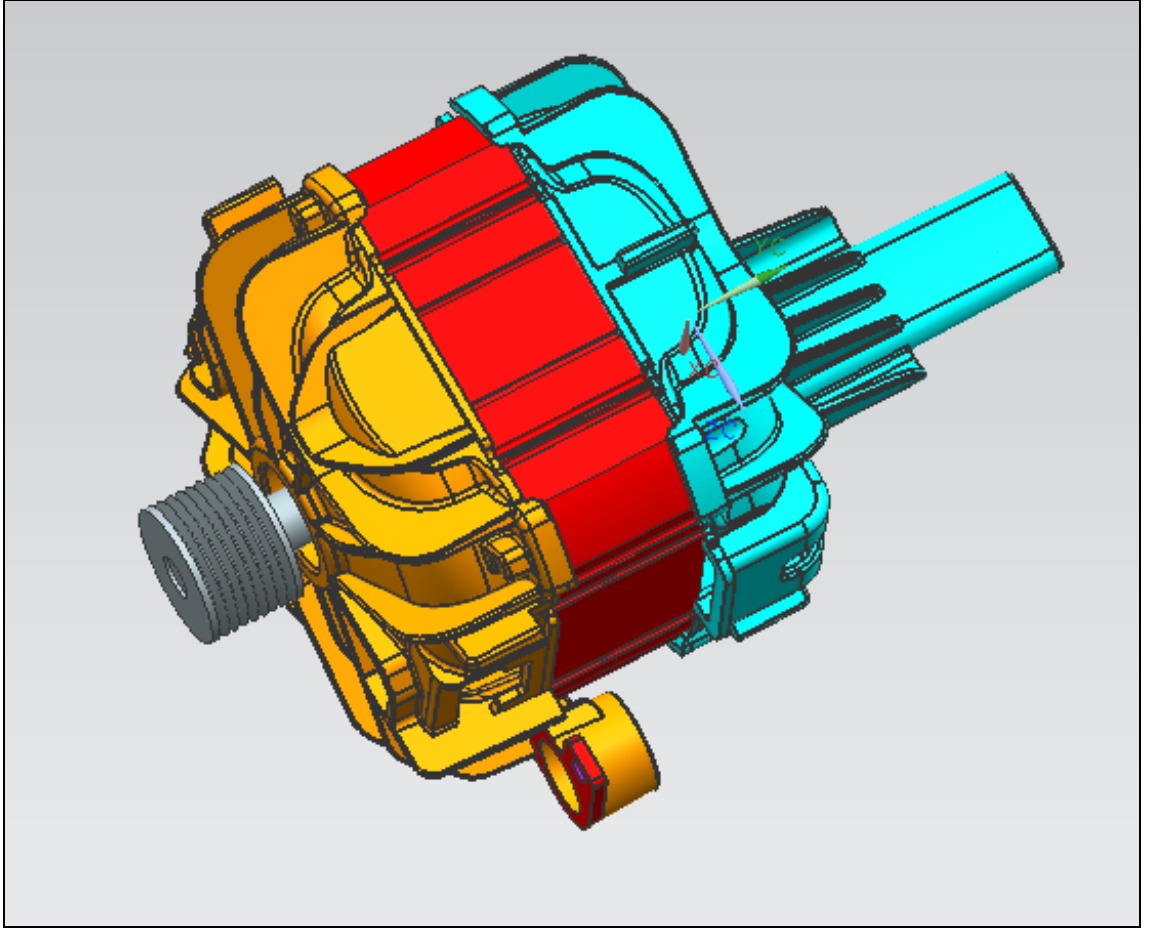
Burada  $\tilde{Q}$ , noktanın titreşim hız genliğidir ve karmaşık bir sayıdır. İfadeden de görüldüğü üzere, tek bir noktanın titreşim hareketi ile etrafında oluşturduğu basınç, yani ses, o noktanın titreşim genliği ile doğru orantılıdır. Bu durumda şunu söyleyebiliriz ki, ses basıncı; statorun herhangi noktasındaki titreşim hareketi, o noktanın bulunduğu yüzeydeki deformasyon şekli yüzünden ya da titreşim frekansının, titreşim dalga hızının o akışkandaki ses yayılma hızından düşük olacağı bir seviyede olması nedeniyle yok olmuyorsa, noktanın titreşim genliği ile doğru orantılı olarak artar [16].

### 3.2.3 Motor Statik Analizi için Nümerik Modelinin Oluşturulması

Çalışmanın bu aşamasında motora ait KT ve KTA kapaklar ve stator parçaları ilgili sınır şartları altında birleştirilerek motor katı cisim statik modeli Ansys programında oluşturulmuştur. Katı cisim statik modeli esnek parçaların yerleştirileceği temel model olma özelliği göstermektedir. Motora ait katı cisim statik modeli Şekil 3.3'de gösterilmektedir. Bu aşamada elde edilen model, civata sıkma torklarının motor parçaları üzerinde oluşturacağı gerilme ve deformasyonlar hesaplanmıştır. Her ne kadar statik analiz çalışma kapsamı dışında olsa da elde edilen sonuçlar motorun modal

davranışı ve sınır koşulları üzerinde etkili olduğundan pre-stress modal analiz için giriş bilgisi olarak kullanılmıştır.

Sıkma torkları altında oluşan gerilmeler statik analiz esnasında modal analiz için gerekli olacak girdi olarak elde edilmiştir. Bu kapsamda elde edilen sonuçlar için modelin doğrulaması yapılırken tüm parçalara sınır koşullarından gelen dış kuvvet ve momentler incelenmiş, parçaların her birinin denge koşulunu sağladığı, bileşke kuvvet ve momentlerin 1/1000 mertebesinin altında olduğu görülene kadar çözüm ağı, malzeme özellikleri ve sıkma tork değeri üzerinden hesaplanan civata eksenel kuvveti “tune” edilmiştir.



Şekil 3.3 Motor model resmi

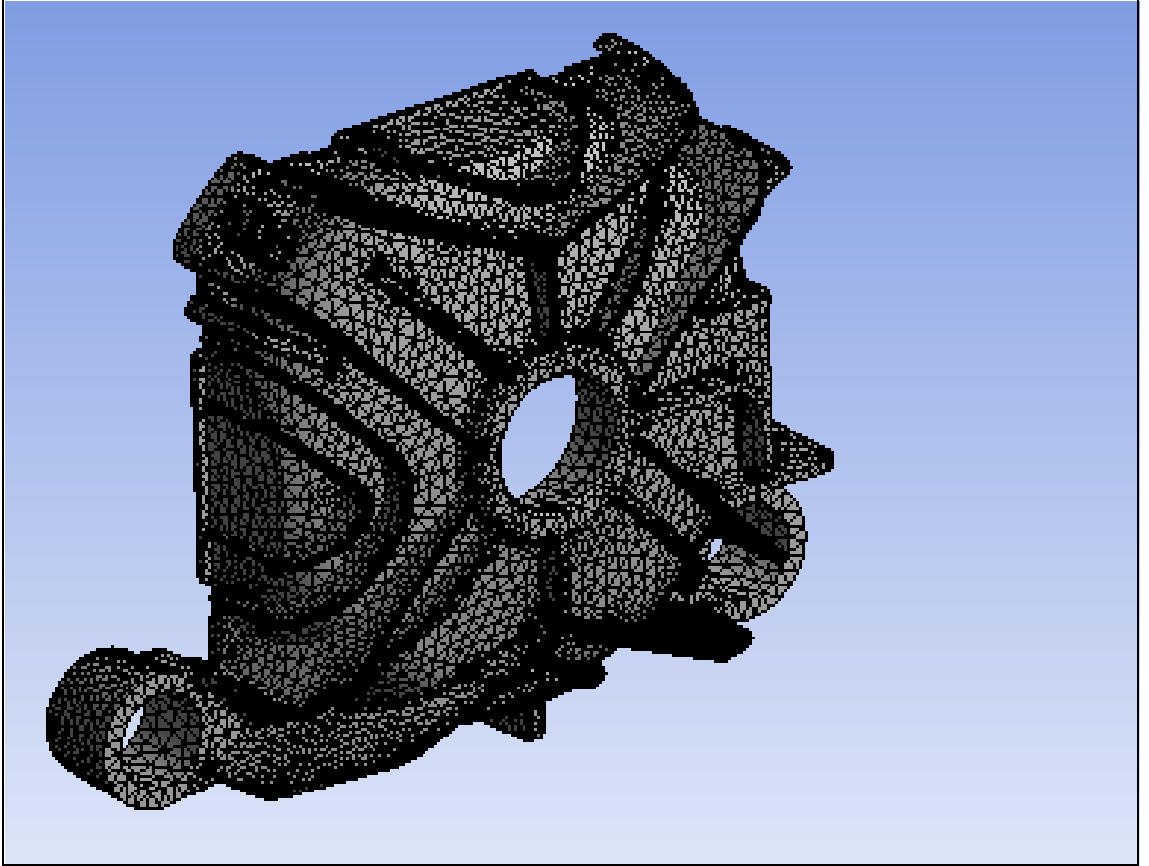
#### 3.2.4 Esnek Parçaların Nümerik Titreşim Modellerinin Kurulması

Çalışmanın bu adımında motoru oluşturan parçaların 0-1600 Hz frekans aralığında serbest titreşim modellerinin oluşturulması ve deneysel olarak doğrulanması amaçlanmıştır. Bu amaçla, KT ve KTA kapaklar ve stator parçaları elastik davranış

gösterdikleri bilindiğinden deneysel olarak doğrulamaları yapılarak modellenmiş; bunun yanında rotor ve kasnak ise ilgilenilen frekans aralığında rijit elemanlar olarak kabul edildiklerinden elastik olarak modellenmemişler ve sonradan modele dahil edilmişlerdir.

Oluşturulan sayısal modelin deneysel doğrulaması iteratif bir çalışmaya dayanmaktadır. Sayısal olarak elde edilen mod şekilleri ve doğal frekanslar, deneysel sonuçlar ile kıyaslanmakta, doğal frekanslar ve mod biçimlerinde uyum oluşuncaya kadar malzeme özellikleri, elemanların yoğunlukları ve imalat sürecinden kaynaklanan resim ve parça arasındaki uyumsuz geometriler güncellenmektedir.

#### 3.2.4.1 KT Kapak Sonlu Elemanlar Modeli



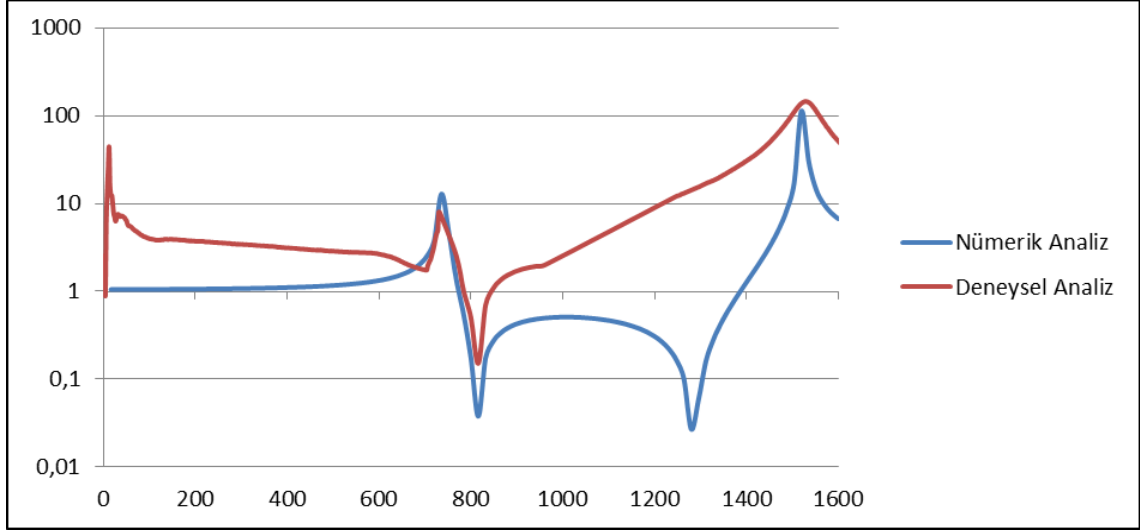
Şekil 3.4 KT kapak sonlu elemanlar modeli

Şekil 3.4'te KT kapağa ait sonlu elemanlar çözüm ağı ve deneysel modeli gösterilmektedir. Sonlu elemanlar çözüm ağı, Ansys yazılımında 21 serbestlik dereceli orta nodlu üçgen prizma elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Modelde 80277 nod, 44805 eleman kullanılmıştır.

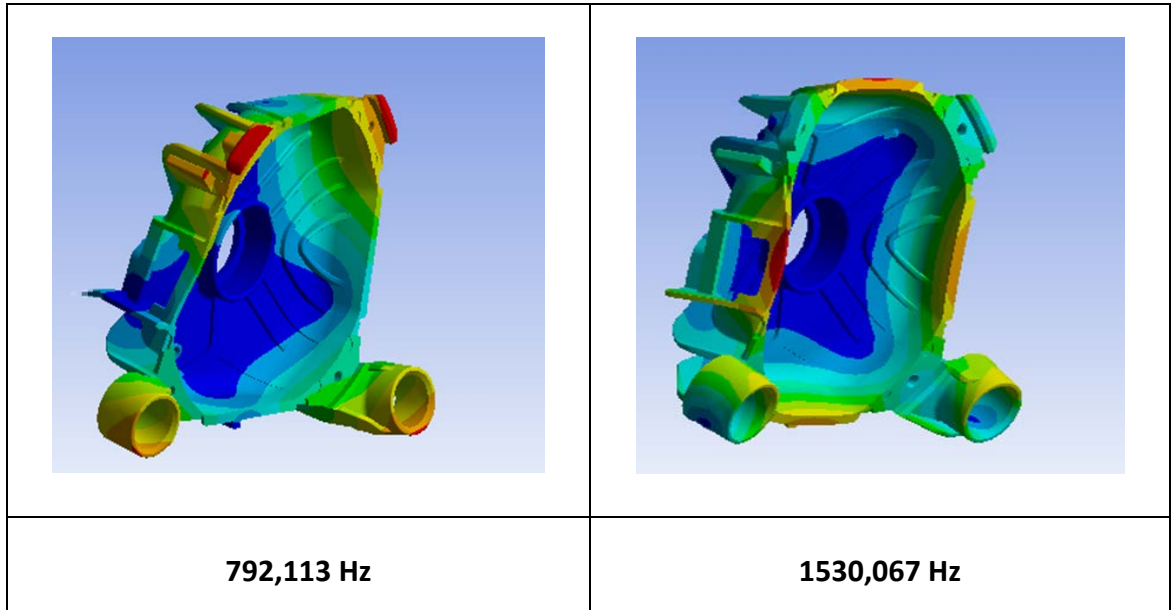


Ansys programında oluşturulan sonlu elemanlar modeli üzerinde hesaplanan frekans tepki fonksiyonu ile deneysel olarak elde edilen frekans tepki fonksiyonunun karşılaştırılması Çizelge 3.6'da gösterilmektedir.

Çizelge 3.6 KT kapak deneysel-nümerik FTF karşılaştırması

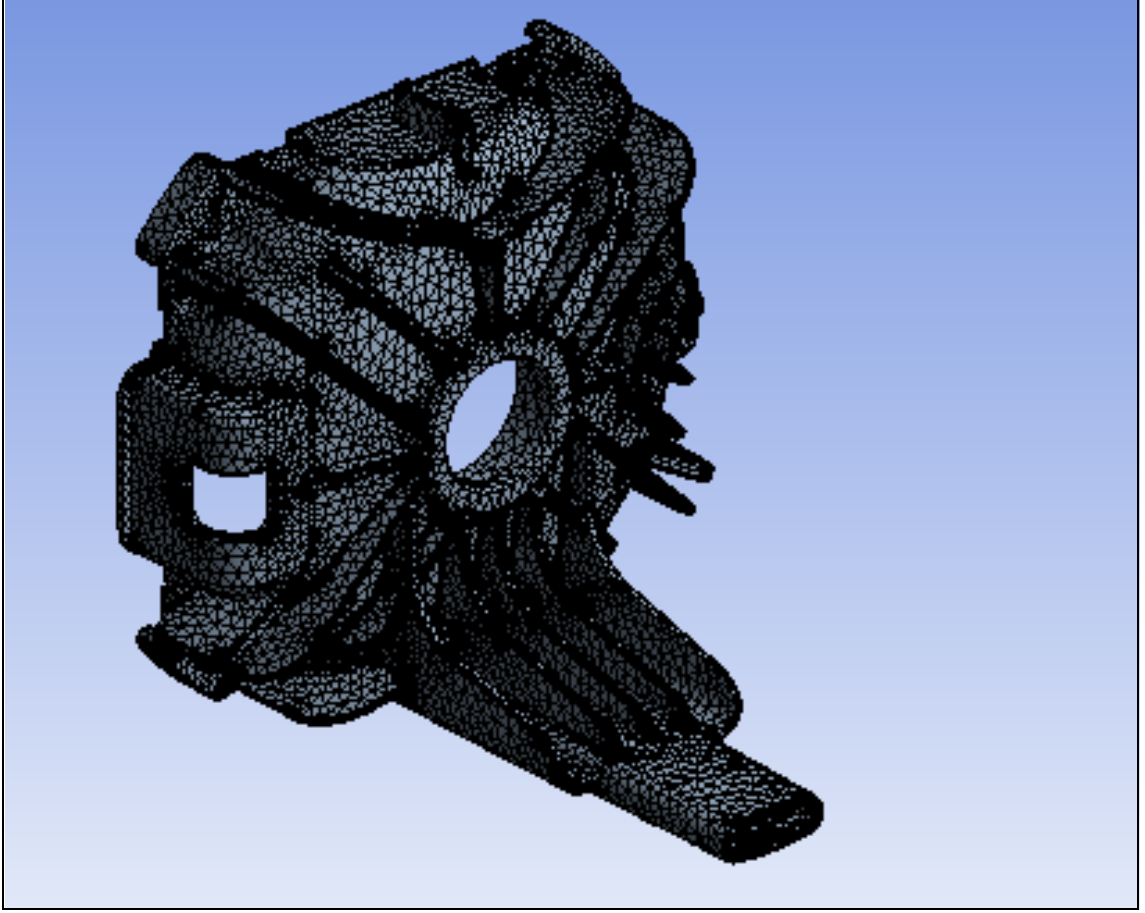


Çizelge 3.6'da görüldüğü üzere sayısal modele ait sonuçların deney sonuçları ile uyum içerisinde olduğu ve sayısal modelin deneysel modeli başarıyla temsil ettiği söylenebilir. KT kapağa ait doğal frekanslar ve titreşim biçimleri ise Şekil 3.5'de gösterilmektedir.



Şekil 3.5 KT kapak mod şekil ve frekansları

### 3.2.4.2 KTA Kapak Sonul Elemanlar Modeli

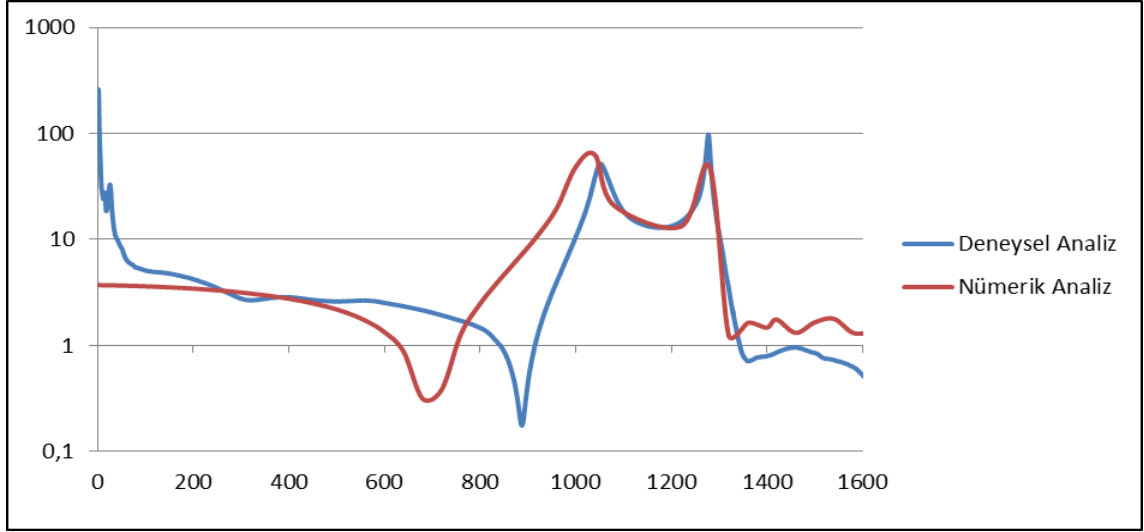


Şekil 3.6 KTA kapak sonlu elemanlar modeli

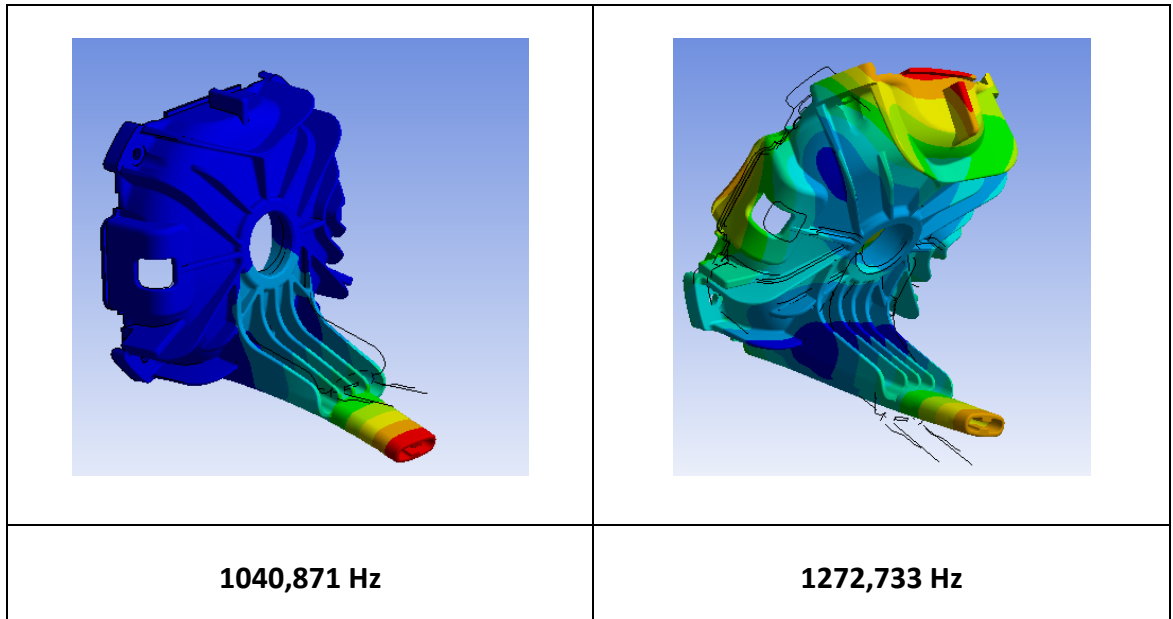
Şekil 3.6'da KTA kapağa ait sonlu elemanlar çözüm ağı ve deneysel modeli gösterilmektedir. Sonlu elemanlar çözüm ağı, Ansys yazılımında 21 serbestlik dereceli orta nodlu üçgen prizma elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Modelde 130161 nod, 73456 eleman kullanılmıştır.

Ansys programında oluşturulan sonlu elemanlar modeli üzerinde hesaplanan frekans tepki fonksiyonu ile deneysel olarak elde edilen frekans tepki fonksiyonunun karşılaştırılması Çizelge 3.7'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.7 KTA kapak deneysel-nümerik FTF karşılaştırması

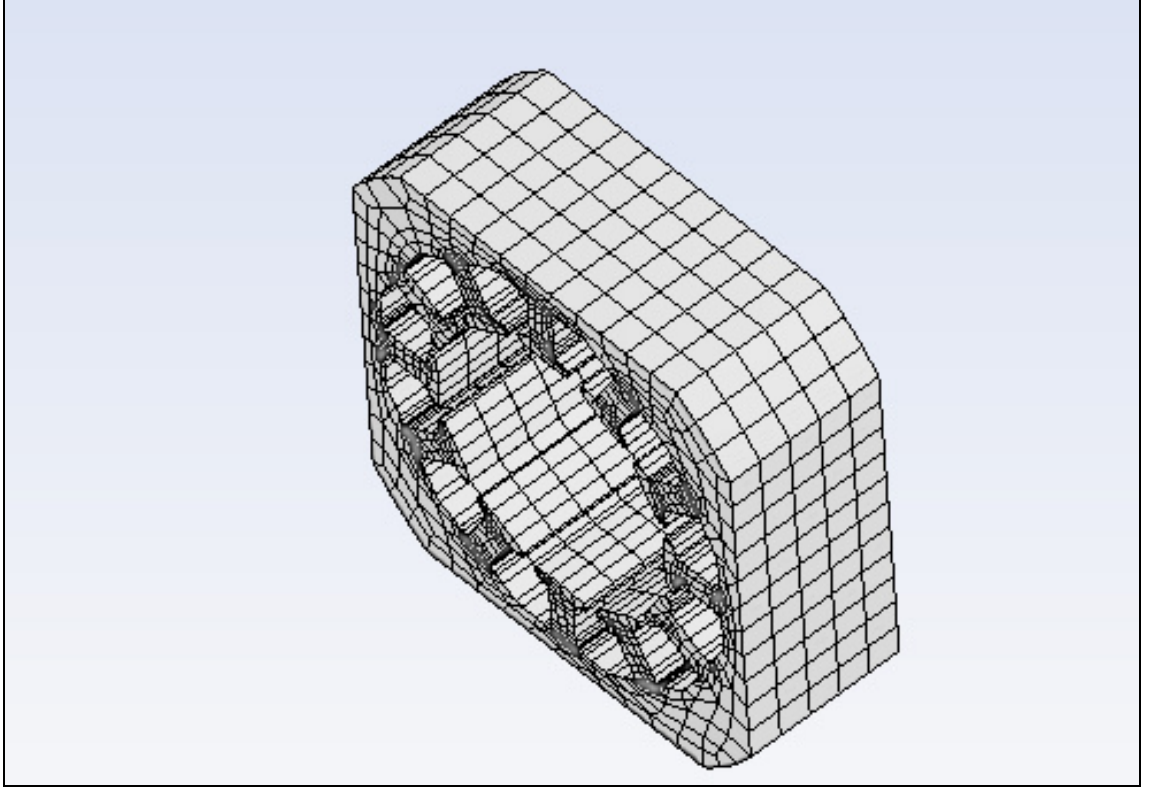


Çizelge 3.7'de görüldüğü üzere sayısal modele ait sonuçların deney sonuçları ile uyum içerisinde olduğu ve sayısal modelin deneysel modeli başarıyla temsil ettiği söylenebilir. KTA kapağa ait doğal frekanslar ve titreşim biçimleri ise Şekil 3.7'de gösterilmektedir.



Şekil 3.7 KTA kapak mod şekil ve frekansları

### 3.2.4.3 Stator Sonlu Elemanlar Modeli

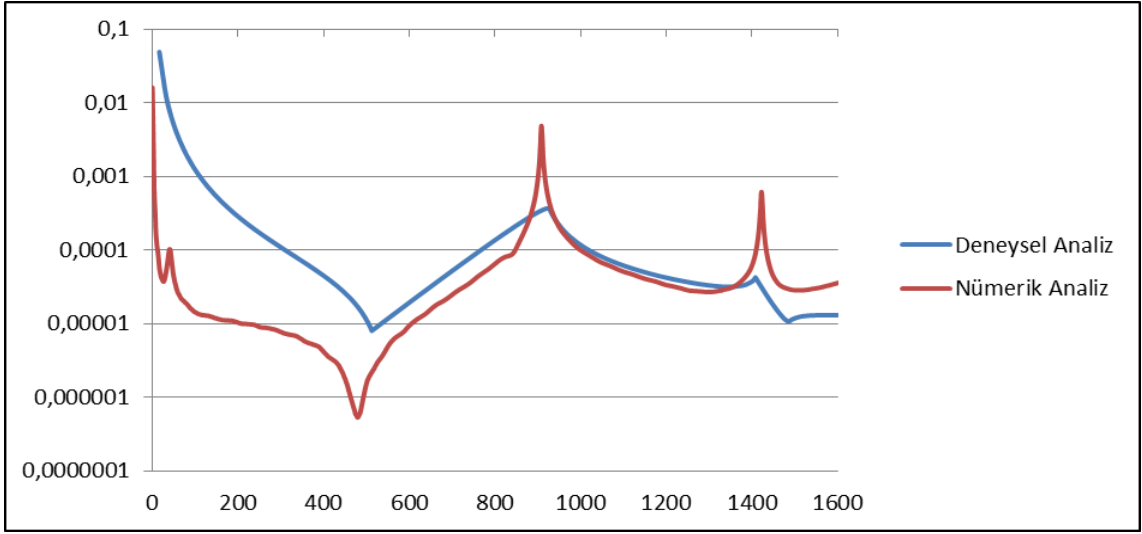


Şekil 3.8 Stator sonlu elemanlar modeli

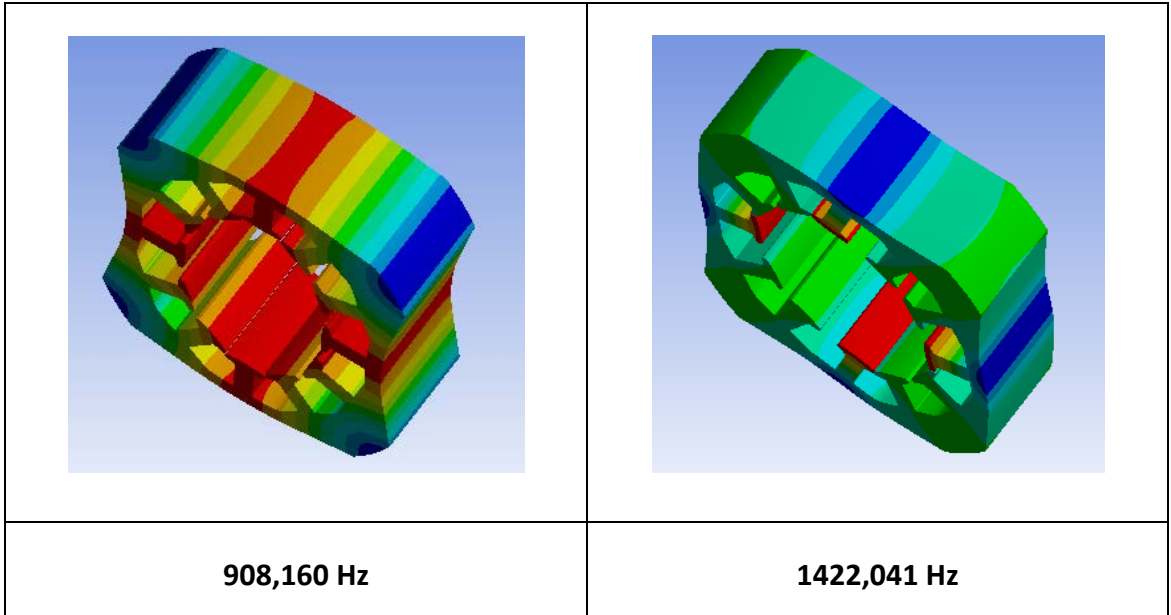
Şekil 3.8’de statora ait sonlu elemanlar çözüm ağı ve deneysel modeli gösterilmektedir. Sonlu elemanlar çözüm ağı Ansys yazılımında 24 serbestlik dereceli dikdörtgen prizma elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Modelde 65665 nod, 12656 eleman kullanılmıştır.

Ansys programında oluşturulan sonlu elemanlar modeli üzerinden hesaplanan ve deneysel olarak elde edilen frekans tepki fonksiyonları Çizelge 3.8’de karşılaştırılmaktadır.

Çizelge 3.8 Stator kapak deneysel-nümerik FTF karşılaştırması



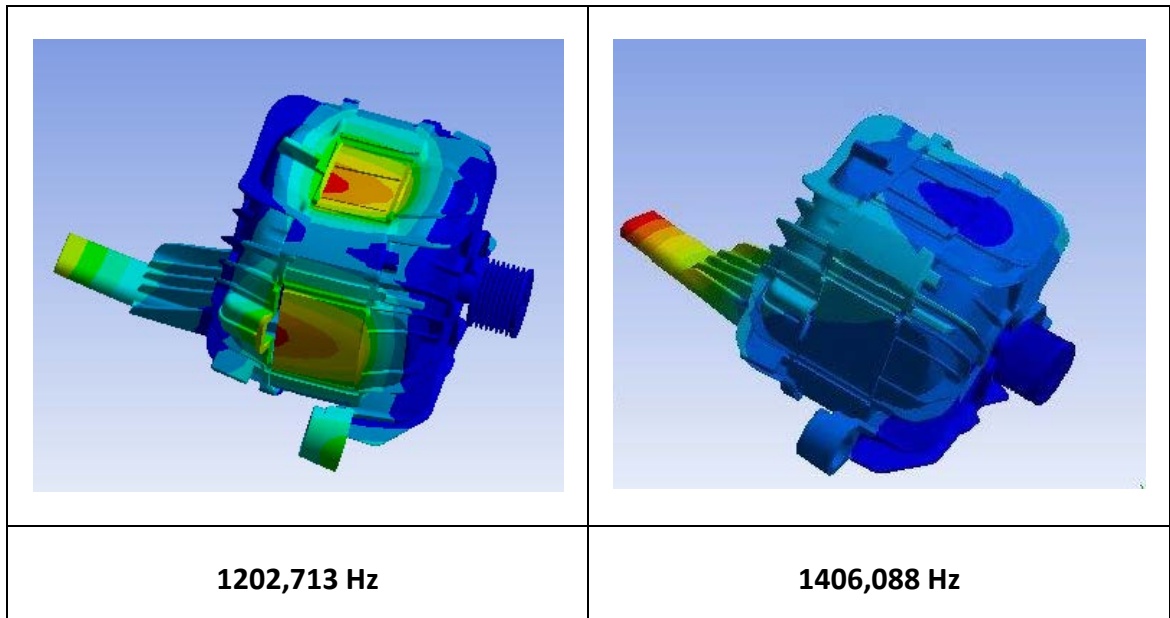
Çizelge 3.8’de görüldüğü üzere sayısal modele ait sonuçların deney sonuçları ile uyum içerisinde olduğu ve sayısal modelin deneysel modeli başarıyla temsil ettiği söylenebilir. Statora ait doğal frekanslar ve titreşim biçimleri ise Şekil 3.9’da gösterilmektedir.



Şekil 3.9 Stator mod şekli ve frekansları

### 3.3 Motor Serbest Titreşim Nümerik Modelinin Oluşturulması

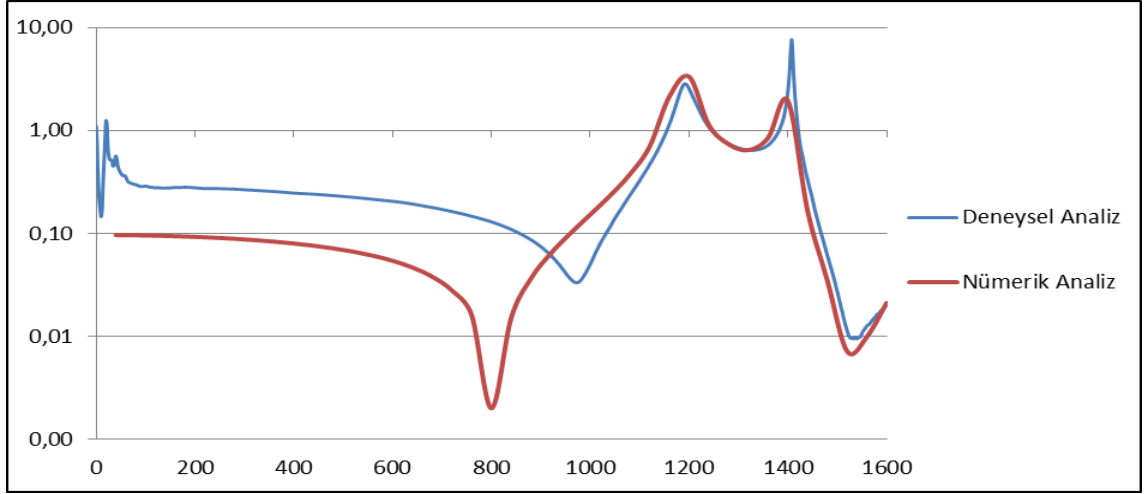
Motorun ilgilenilen frekans aralığında elastik kabul edilen parçaları ile çalışabilmek için Ansys Mechanical kullanılmıştır. Solo olarak serbest titreşim modelleri oluşturulan motor kapakları ve stator bu bölümde Ansys Mechanical aracılığı ile, gerekli sınır şartları tanımlanarak modellenmiştir. Esnek parçaların yanı sıra ilgilenilen frekans aralığında rijit davranacağı kabul edilen rotor ve kasnak parçaları modele eklenmiş ve tüm parçalar arasında sınır şartları tanımlanmıştır. Stator ile kapaklar arasında sürtünmeli sınır koşulu tanımlanmıştır. Modelde 350641 nod, 154143 eleman kullanılmıştır.



Şekil 3.10 Motor sonlu elemanlar modeli

Şekil 3.10'da motora ait sayısal serbest titreşim modelinden elde edilen doğal frekanslar ve titreşim biçimleri, Çizelge 3.9'da ise motora ait sayısal-deneyisel frekans tepki fonksiyonu karşılaştırması verilmiştir.

Çizelge 3.9 Motor deneysel-nümerik FTF karşılaştırması



Çizelge 3.9'da sayısal olarak hesaplanmış ve deneysel olarak ölçülmüş frekans tepki fonksiyonları üst üste çizilmiştir. Deneysel olarak frekans tepki fonksiyonu ölçülürken motor stator üzerinden çekiç ile uyarılmış ve stator üzerinde buna en yakın noktadan da ivmeölçer ile tepki ölçülmüştür. Sayısal model üzerinde frekans tepki fonksiyonu hesaplanırken de aynı noktalar kullanılmıştır.

### PARÇALAR ÜZERİNDEKİ TASARIM DEĞİŞİKLİKLERİ

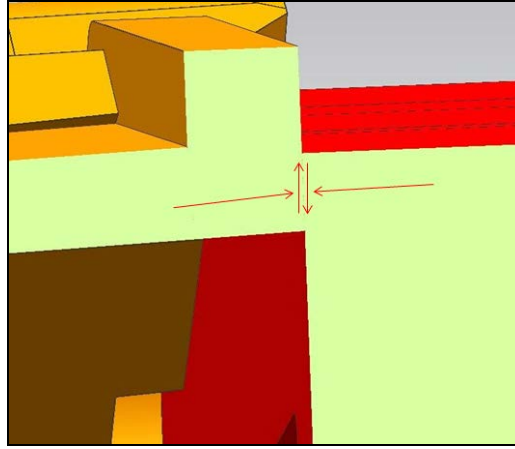
Çizelge 3.1’de gösterilen çamaşır makinesi ses gücü düzeyi spektrumu incelendiğinde 1250 Hz 1/3 oktav frekans bandında yüksek genlik görülmüştür. Ansys yazılımında oluşturulan ve deneysel olarak sınıanan motorun serbest titreşim modeline göre de 1250 Hz bandında statora ait doğal frekansın olduğu saptanmıştır. Motor dönüş devrinin 180 Hz olduğu düşünüldüğünde dönüş devrinin 4x2 katına denk gelen rotor kutup geçiş frekansının birinci harmoniği ile etkileşim içerisinde bulunan 1406,088 Hz’deki doğal frekansların yüksek bir frekansa ötelenmesi ya da FTF’de genlik boyutunda yapılacak iyileştirme ile azaltılması ile makine ses gücü düzeyi üzerine etkisinin incelenmesi amacıyla motor serbest titreşim sayısal modeli üzerinde alternatif tasarım çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaların ana doğrultusu KT ve KTA kapağa ait feder tasarımın yeniden gözden geçirilmesi ve stator dış ucu, oluk açıklığı ya da boyunduruk kalınlığının statorun doğal frekans üzerindeki etkisinin incelenmesi ile eşmerkezlilik kaynaklı titreşimin azaltılması ve bu kapsamda doğrudan uyarılan statorun titreşim davranışının iyileştirilmesine yönelik çalışmalar yapılmıştır.

#### 4.1 Kapaklar

Motorun kapakları ile statoru arasında kuvvetler oluşmaktadır. Bu parçaların elastik davranışlarının yanında, birbiri üzerine uyguladığı dinamik kuvvetler, temas yüzeyinin tipine bağlı olarak değişmektedir. Kuvvetin iletilebilmesi için yalnızca sürtünme gerekli ise, parçalar arasındaki temas yüzeylerinin hassas işlenmiş olmasından ötürü sürtünme katsayısı küçük olacağından, sınırdaki kuvvet iletimi düşük olacak, yüzeyler birbiri üzerinde kayacak ve o modda parçalar birbirinden bağımsız davranacaktır. Motorun



tüm mod şekillerini incelersek parçaların birbirine çok bağlı hareket ettiği ve çok az bağlı hareket ettiği şekillerin olduğunu görebiliriz.



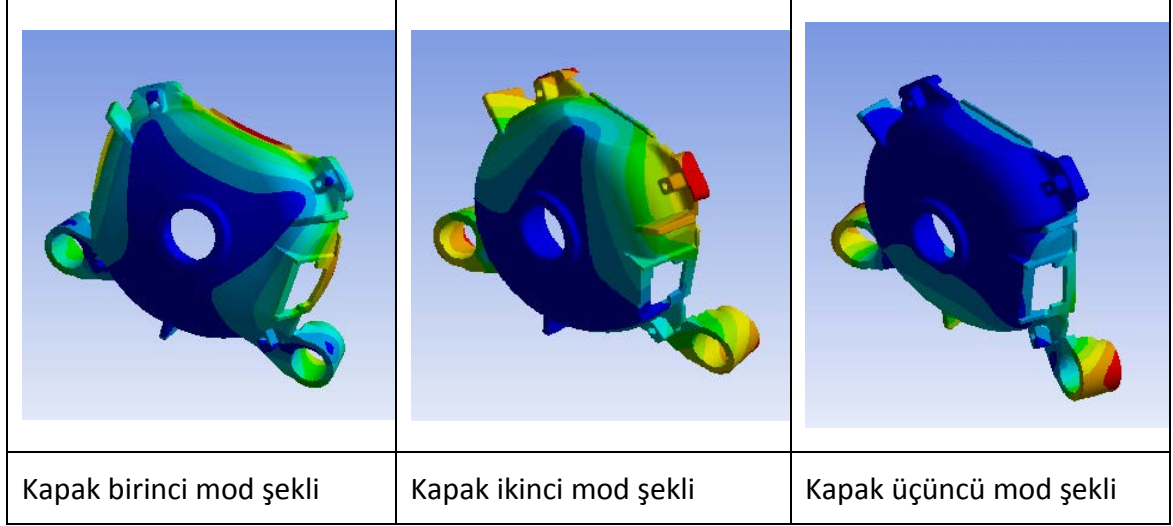
Şekil 4.1 Temas bölgesi – yüzeyi kesen ve yüzeye normal kuvvetler

Şekil 4.1’de kapak ile stator arasında serbest titreşim durumunda meydana gelebilecek kuvvetlerin yönleri gösterilmektedir. Sonlu elemanlar modelinde bu kuvvetler, temas elemanlarının nodlarındaki kuvvetlere karşılık gelir. Kuvvetler, kapak ve stator yüzeyine normal ya da paralel olabilir ve bunları bileşimi şeklinde ortaya çıkar. Parçalardan herhangi birinin etkin yay sertlik değerini artırmamız durumunda tüm motorun gruplama sonrasındaki etkin yay sertlik değerinin artmasını bekleyebilmemiz için temas yüzeylerindeki dinamik kuvvetlerin olabildiğince yüzeylere normal yönde olması, parçaların birbirini kesmeye çalışması gerekir.

Kapak birinci modunu düşünürsek, stator ile gruplanması sonrasında temas yüzeyindeki kuvvetler büyük oranda yüzeye paralel olacak. Bu yüzden, bu modun yukarı ötelenmesi önemlidir. Minimum malzeme kullanılması gerektiğini de düşünürsek, birinci modun yüzeyde uygulayacağı kuvvetin normal yönde olması durumunda frekansının düşük olması, gruplama sonrasında bu modun frekansını çok yukarı öteleyebileceğinden yalnızca ilk modun frekansını yukarıya ötelemek yeterli olacaktır.

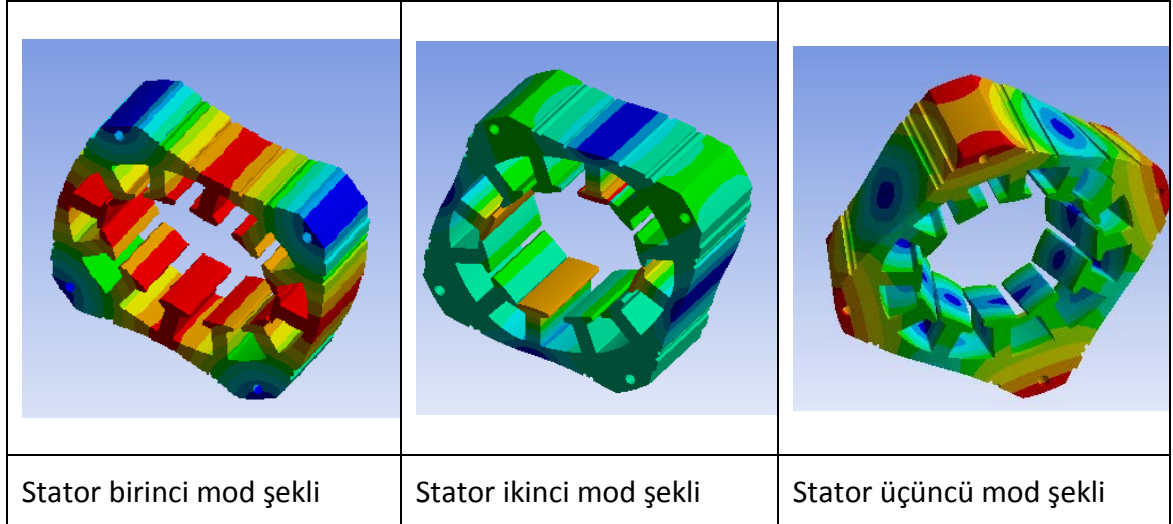
Şekildeki federsiz kapağın ilk modunda yaptığı hareket, gruplama sonrasında, stator üzerine, yüzey normali yönünde uygulayacağı dinamik kuvvetlerin düşük olacağını gösteriyor. O halde, bu mod şekline ait etkin yay sertlik değerinin gruplama sonrasında kütleye göre çok fazla artmayacağını ve doğal frekans değerinin çok az artacağını

söyleyebiliriz. Bu durum, tamamen kapak ile stator temas yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısının düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Öyleyse yapılması gereken, bu modun frekansının yukarı ötelenmesidir.

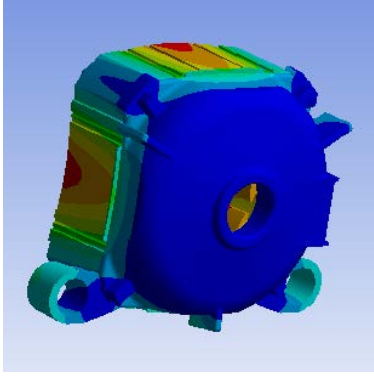
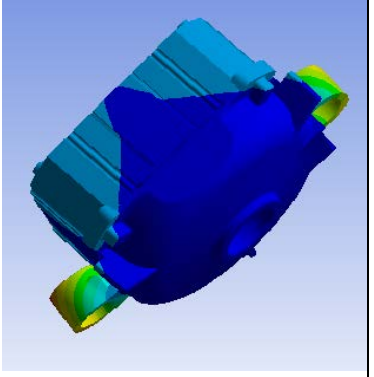
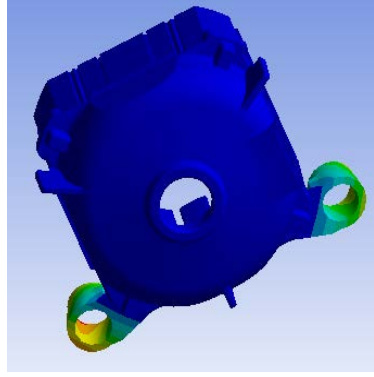


Şekil 4.2 Federsiz kapak mod şekilleri

Bununla birlikte statora ait ilk mod şeklinin de kapağınkine benzer biçimde olduğunu görüyoruz. Kapak ve stator ilk modda birbirini kesmeye çalışmıyor, temas yüzeyinde kesme hareketi yapıyor; bu da etkin yay sertlik değerinin yeterli miktarda artmasını sağlayamıyor ve doğal frekanslar yeterince yukarı bir değere çıkamıyor.



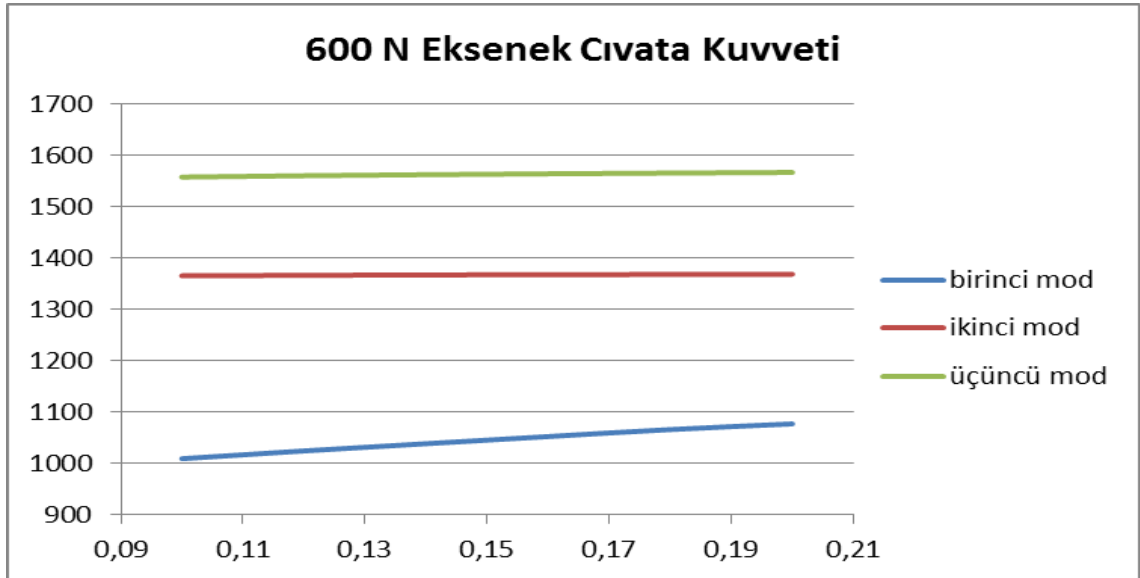
Şekil 4.3 Stator mod şekilleri

|   |  |   |
|---|--|---|
|  |  |  |
| Kapak ile stator gruplanmış ve civata ile sıkılmış – ilk mod                      | Kapak ile stator gruplanmış ve civata ile sıkılmış – ikinci mod                    | Kapak ile stator gruplanmış ve civata ile sıkılmış – üçüncü mod                     |

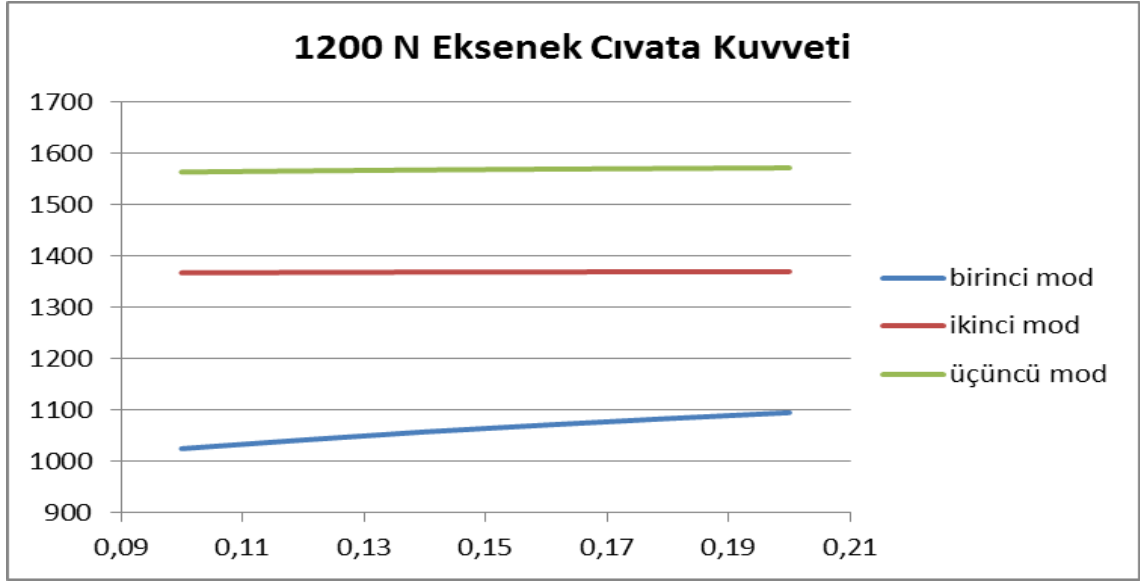
Şekil 4.4 Kapak ve stator gruplanmış halde mod şekilleri

Şekilde 4.4'te kapak ile stator gruplanmış ve dört noktadan civata ile sıkılmış halde görülüyor. Temas yüzeyinde ise sürtünme tanımlanıyor. Sürtünme katsayısı 0.1, 0.12, 0.14, 0.16, 0.18, 0.20 olacak şekilde belirleniyor ve her bir moda ait doğal frekans değerlerinin değişimini inceliyoruz. Bu deneyin sonunda sürtünme katsayısı ile frekansı en çok değişen modu göreceğiz.

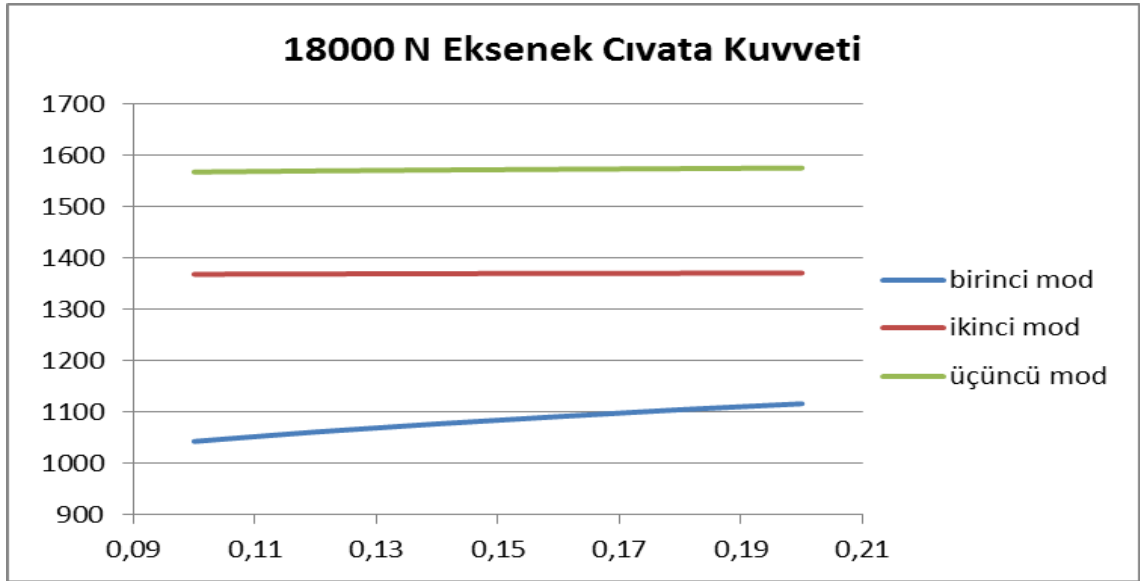
Çizelge 4.1 Sürtünme ile üç modun frekansları arasındaki ilişki (600 N)



Çizelge 4.2 Sürtünme ile üç modun frekansları arasındaki ilişki (1200 N)

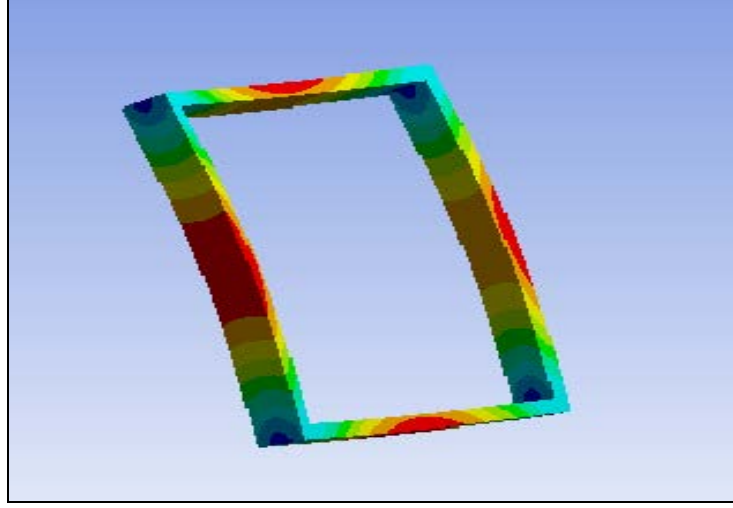


Çizelge 4.3 Sürtünme ile üç modun frekansları arasındaki ilişki (1800 N)




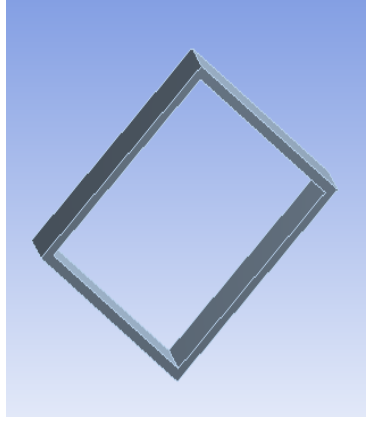
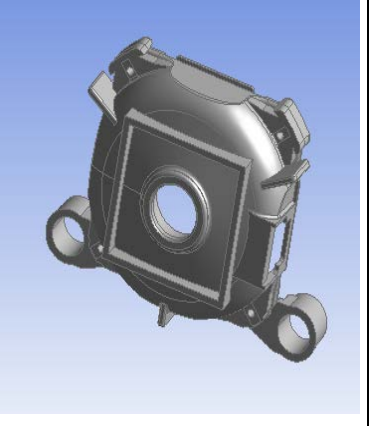
Yukarıdaki üç şekil, farklı cıvata kuvvetlerinde ve farklı sürtünme katsayıları ile frekans değerlerinin değişimini görüyoruz. Üç kuvvet için de ikinci ve üçüncü moda ait frekansların neredeyse aynı, ilk modun frekansının ise lineer olarak değiştiğini görüyoruz: sürtünme katsayısı artarken doğal frekans da artıyor. Bu durumda, herhangi bir parçanın herhangi moddaki hareketi, karşısına gelecek parça ile temas edeceği yüzeyine göre kesme hareketi ise, bu moda ait frekansın gruplama sonrasında çok fazla değişmeyeceğini, kritik bölgede ise ve birden fazla parçada bu tip bir mod şekli kritik frekans bölgesine denk geliyorsa gruplama sonrasında birden fazla doğal frekans olarak

karşımıza çıkabilecektir. Böyle bir durumda, kritik frekans bölgesinde parçalara ait mod hareketlerinin, parçalar temas yüzeyini değil birbirini kesecek şekilde olmasını sağlamak gerekir. Stator simetrik olmak zorunda olduğundan ve karşısına gelecek parçayı kesecek bir mod hareketi yapması mümkün olmadığından bu hareketi yalnızca kapak ile sağlamak zorunda kalıyoruz.



Şekil 4.5 Feder geometrisi

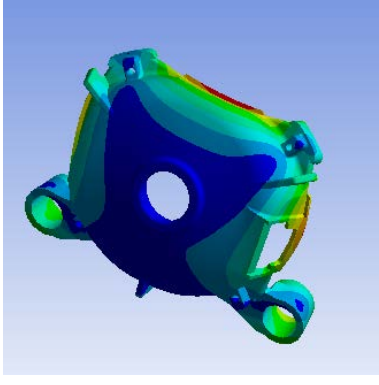
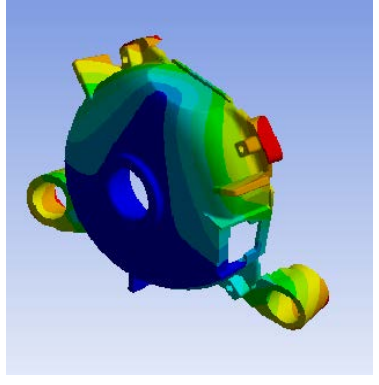
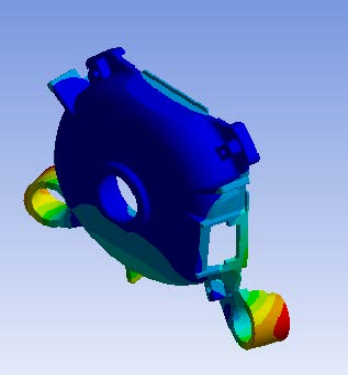
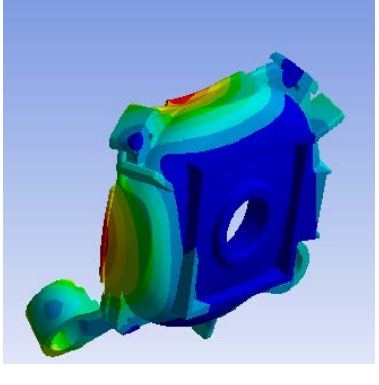
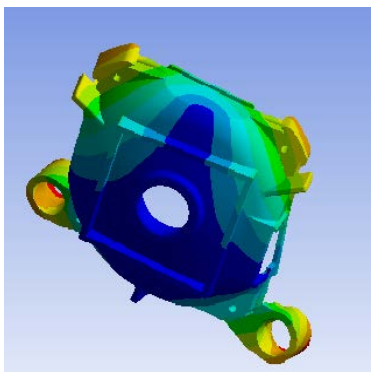
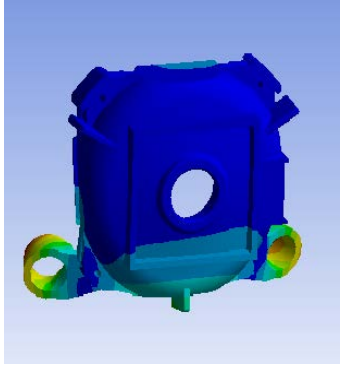
Kapağın ilk mod şeklini değiştirmenin bir yolu kapak tasarımını tamamen değiştirmek olduğu gibi; bir diğer yolu da istenen modu yukarıdaki bir frekansa öteleyecek yapıda federler kullanmaktır. Bu tezde, istenen bir modun yukarıdaki frekanslara ötelenebilmesi için gerekli feder tasarımının yapılması ile ilgili bir yöntem anlatılacaktır. Şekil 4.5’de görülen çerçeve, mevcut kapağın yaptığı ilk mod şekline en dirençli yapı olarak düşünülmüştür. Bu çerçeve ile kapağın uygun ve doğru bir biçimde birleştirilmesi ile elde edilecek yeni, federli kapağın ilk modu yukarıdaki bir frekansa ötelenebilecektir. Bu durumda, önceki bölümde anlatılan sebeplerden ötürü ikinci mod şeklinin kritik frekans bölgesinde kalıp kalmaması ile ilgilenilmemektedir.

|   |  |   |
|---|--|---|
|  |  |  |
| Federsiz kapak  | Feder yerine geçecek çerçeve   | Çerçeve ile birleştirilmiş federli kapak  |

Şekil 4.6 Kapak ve feder birleştirme

Bu yöntem ile, ilk etapta basit bir feder yapısı ile kapağın ilk moduna ait doğal frekansı oldukça yüksek bir değere ötelenmiş oluyor. Bununla birlikte diğer mod şekillerine ait doğal frekans değerleri çok fazla etkilenmiyor. Bu tezde anlatılmak istenen yöntemle göre, diğer modların frekanslarının yukarı ötelenmesine gerek yok; bu modlara ait frekanslar, parçalar birbirleri ile gruplandıktan sonra, zaten kritik frekans aralığının üzerine çıkacak.

Bu federlerin sayısı, kalınlık ve yükseklikleri ayarlanarak istenen frekans elde edilebilir. Bundan sonra da, soğutma ve mukavemet açısından gerekli olan federler ilave edilip kapağa son hali verilebilir. Bu tezde ise yalnızca modal davranış yönünden kapak tasarımı ile ilgili bir yöntem anlatılmaktadır.

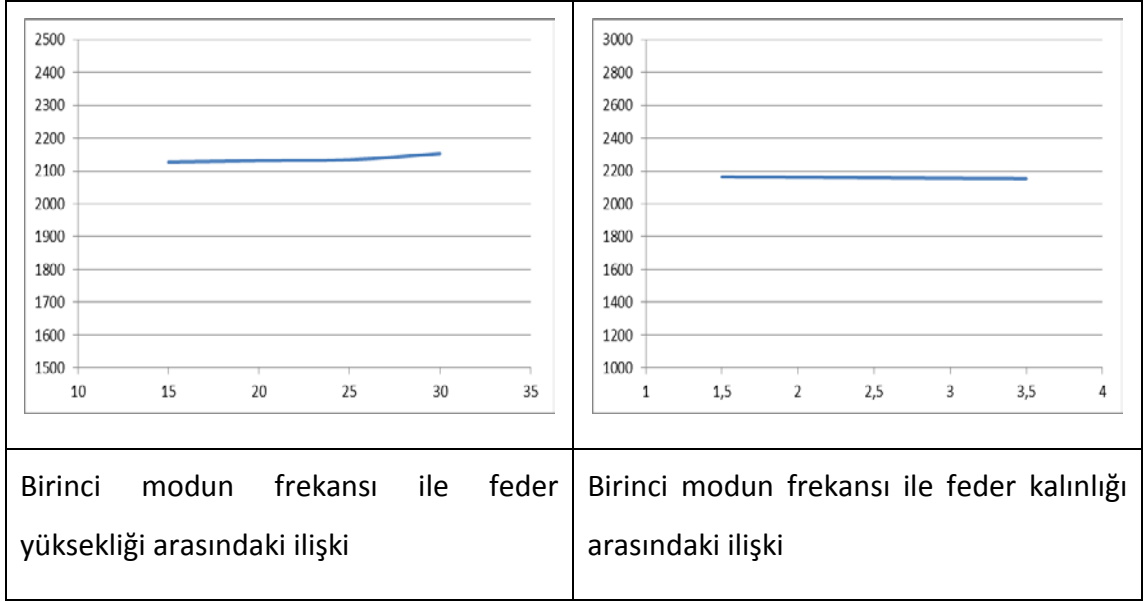
|  |   |  |
|--|---|--|
|   |   |   |
| Kapak ilk modu<br>311 Hz   | Kapak ikinci modu<br>470 Hz   | Kapak üçüncü modu<br>1485 Hz   |
|  |  |  |
| Kapak üçüncü modu<br>2153 Hz   | Kapak ilk modu<br>539 Hz  | Kapak ikinci modu<br>1286 Hz   |

Şekil 4.7 Feder ekleden önce ve sonra mod şekil ve frekansları

Bu feder yapısı ilk moda ait frekansı çok büyük miktarda yukarı ötelirken diğer modlar üzerinde beklediğimiz gibi çok fazla etkili olmamıştır. Bu modların da gruplama ile birlikte temas yüzeylerindeki davranışlarından faydalanılarak ötelenmesi hedeflenmiştir.

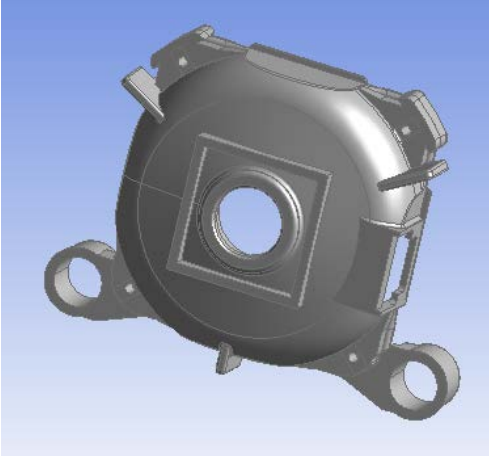
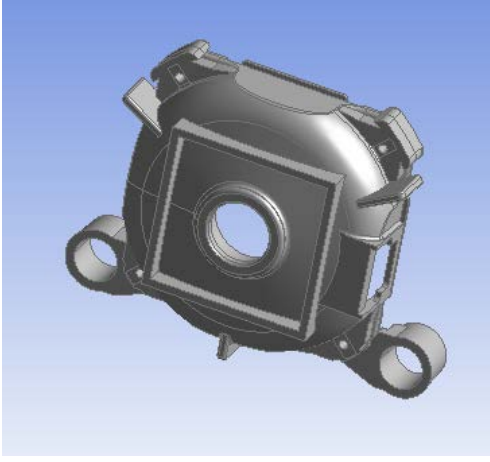
Feder geometrisini belirledikten sonra, bir başka önemli konu feder kalınlığı, yüksekliği ve kapak üzerindeki konumunun belirlenmesidir. Bu tez parçanın yalnızca modal davranışı ile ilgilendiğinden, bu parametrelerin de modal davranış açısından belirlenmesi incelenecektir. Bunun için, bu parametreler ile bu feder yapısının üst frekanslara ötelediği moda ait frekans değeri arasındaki ilişkiler incelenecektir.

Çizelge 4.4 Feder yüksekliği ve kalınlığı ile birinci modun frekansı arasındaki ilişki



Çizelge 4.4'de birinci modun frekansı ile feder kalınlığı ve yüksekliği arasındaki ilişkiler verilmiştir. Bu bilgilere göre feder kalınlığı ile birinci modun frekansı arasında ters orantı, feder yüksekliği ile birinci modun frekansı arasında ise doğru orantı vardır; ancak etkisi yok denecek kadar da azdır. Bu yüzden, feder kalınlığı ve yüksekliğinin, motorun soğutulması ve kapağın döküm kalıbından çıkabilmesi gibi etkilerin göz önünde bulundurularak belirlenmesi daha doğru olur.

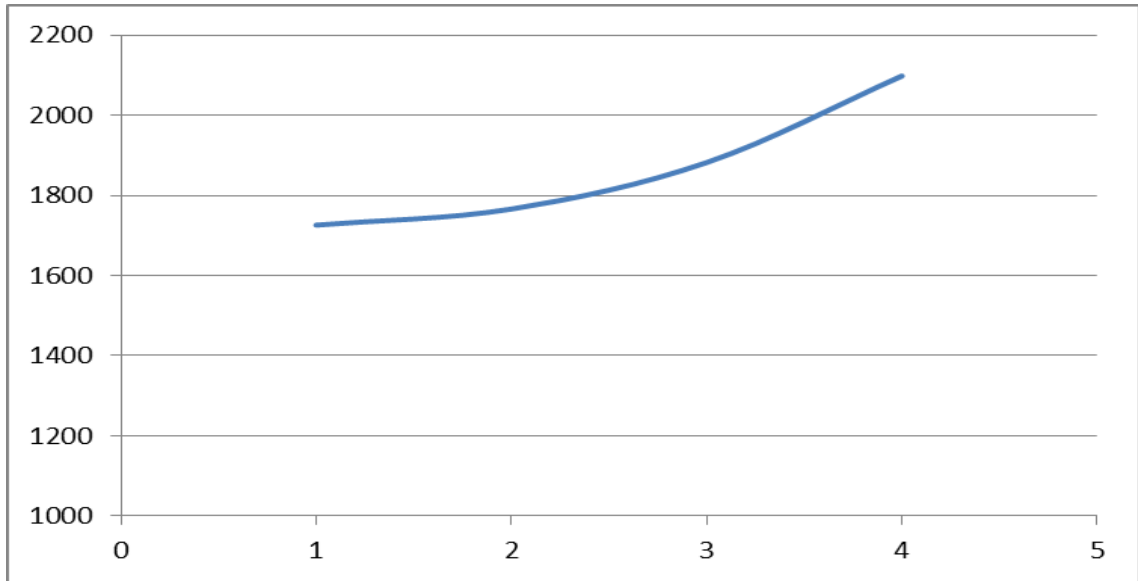


|   |  |
|---|--|
|  |  |
| <p>Feder en ie (rulman bölgesine yakın) yerleştirilmiş durumda</p>               | <p>Feder en dışa (rulman bölgesine uzak) yerleştirilmiş durumda</p>                |

şekil 4.8 Kapak üzerinde feder konumu

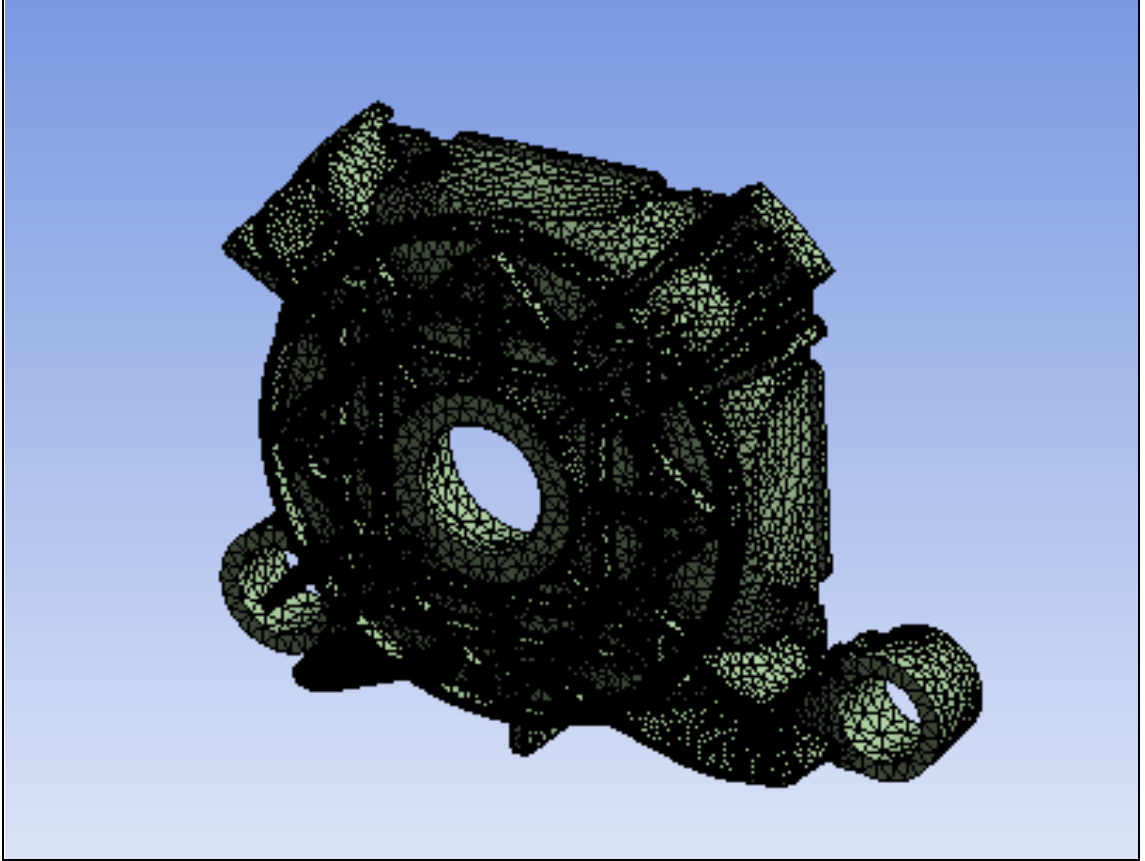
şekil 4.8’de federin kapak üzerindeki iki farklı konumu gösterilmektedir. Bu iki bölge ve bunların arasında kalan iki farklı bölgeye daha feder konumlandırılıp her birinin birinci modun frekansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. İçten dışa dört farklı bölgeye yerleştirilerek yapılan bu analizlerin sonucunda federin konumu ile birinci modun frekansı arasında non-linear bir ilişki tespit edilmiştir (izelge 4.5).

Çizelge 4.5 Feder konumu ile birinci modun frekansı arasındaki ilişki



Bu durumda, feder mümkün mertebe en dışa yerleştirmek gerekir. Gerekli görülürse, feder kalınlığı ve yüksekliğinin frekans üzerinde önemli bir etkisi olmadığından, frekansı daha fazla yukarı öteleyebilmek için feder sayısı artırılabilir.

#### 4.1.1 KT Kapak



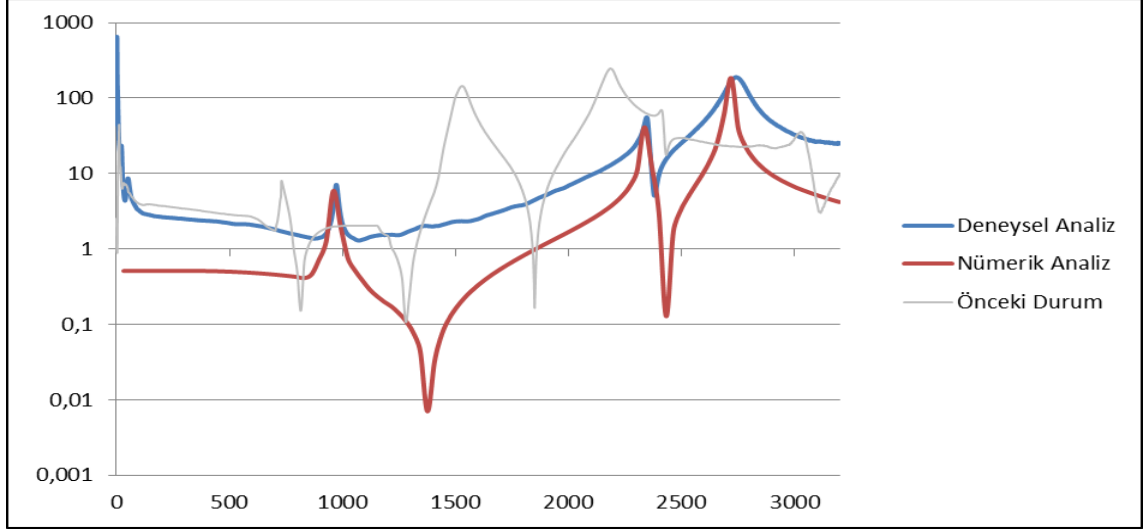
Şekil 4.9 Yeni KT kapak sonlu elemanlar modeli

KT kapakta, birinci moda ait etkin sertlik değerinin minimum malzeme ilavesi ile yükseltilmesi suretiyle yeni feder yapısının birinci mod davranışına direnecek şekilde olması gerekmektedir. Bu amaçla, optimum incelikte ve mümkün olan maksimum derinlikteki feder formları ilave edilmiştir. Elde edilen kapak frekans tepki fonksiyonu grafiği mevcut frekans tepki fonksiyonu ile karşılaştırmalı olarak Çizelge 4.6'da verilmiştir. Frekans tepki fonksiyonları incelendiğinde stator ile aynı hareketin gerçekleştiği mod şeklinin yukarıdaki frekanslara ötelendiği görülmektedir.

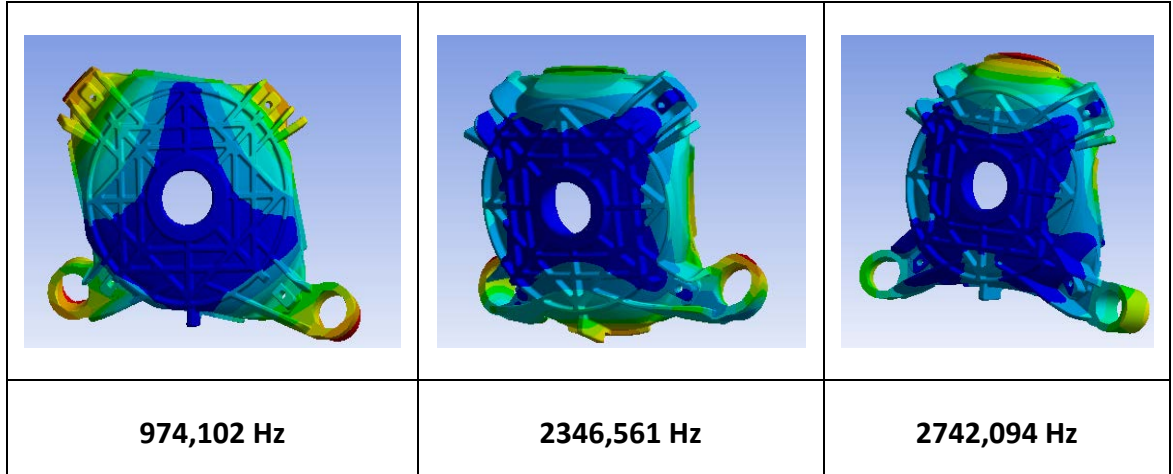
Feder şekli bir önceki bölümde anlatıldığı biçimde uygulanmış; ancak bu kapakta ikinci mod şekline ait frekans da yukarıya ötelenmek istenmiştir. Bunun için, aynı kare çerçevenin 45° çevrilmiş hali de ilave edilmiştir.

KT kapak sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında 150238 nod, 89288 eleman kullanılmıştır.

Çizelge 4.6 Yeni-eski KT kapak deneysel-nümerik FTF karşılaştırması



Çizelge 4.6'da görüldüğü üzere sayısal modele ait sonuçların deney sonuçları ile uyum içerisinde olduğu ve sayısal modelin deneysel modeli başarıyla temsil ettiği söylenebilir. Önceki feder yapısına sahip KT kapağa ait birinci doğal frekans yukarı ötelenmiş ve birinci doğal frekans ile ikinci doğal frekans değerinin arası açılmıştır. KT kapağa ait doğal frekanslar ve titreşim biçimleri ise Şekil 4.10'da gösterilmektedir.

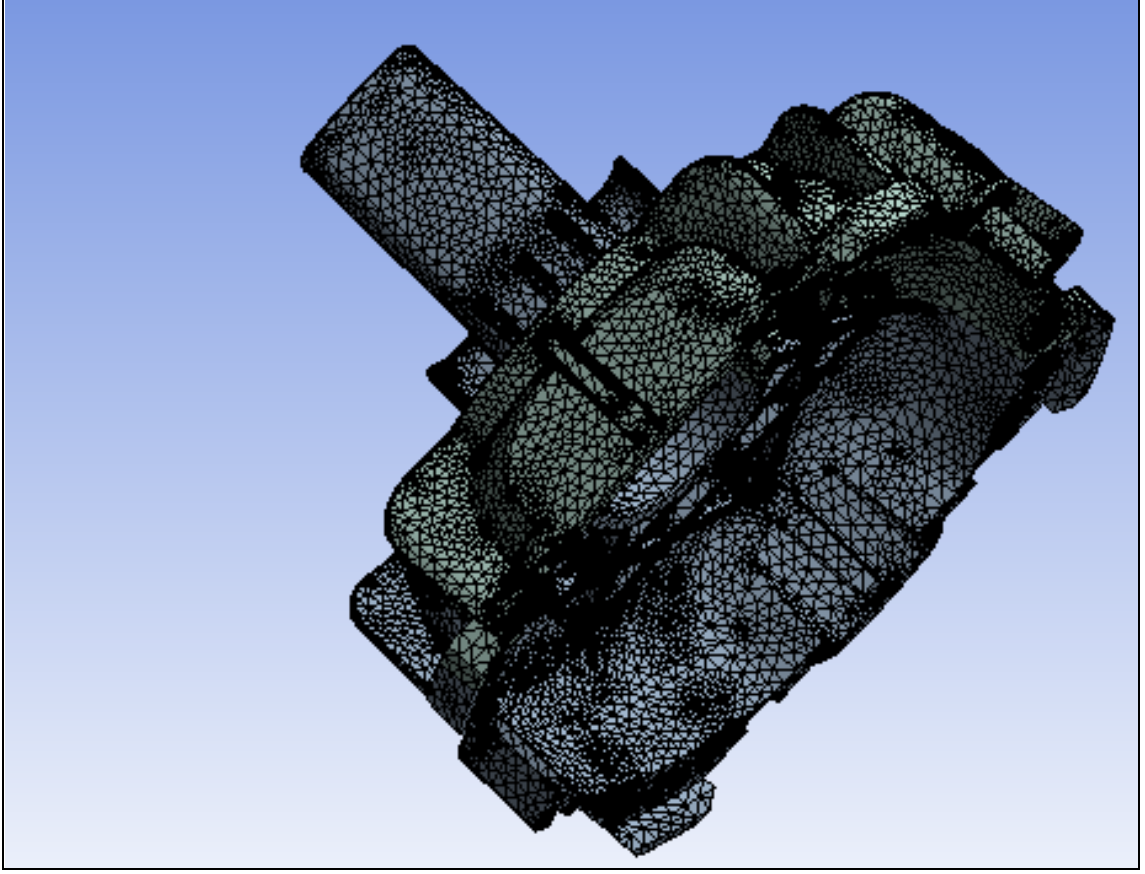


Şekil 4.10 Yeni KT kapak mod şekil ve frekansları

Şekil 4.10'da önceki halde ikinci mod şekli şimdi birinci mod şekli olmuştur. Bu durumda ilk mod şeklinde, kapak civata deliklerinin olduğu bölgeler civata ekseninde hareket etmeye çalışıyor. Bu mod şeklinde kapaklar statora kesme kuvveti uyguluyor. Kapaklar stator ile dört noktadan 4000N aksenal kuvvet ile bağlandığından

ilgilendiğimiz aralıkta bu mod şeklinin ortaya çıkabilmesi oldukça zor. Bununla ilgili sonuçları motorun yeni hali ile yapılan nümerik analizlerde görebileceğiz.

#### 4.1.2 KTA Kapak

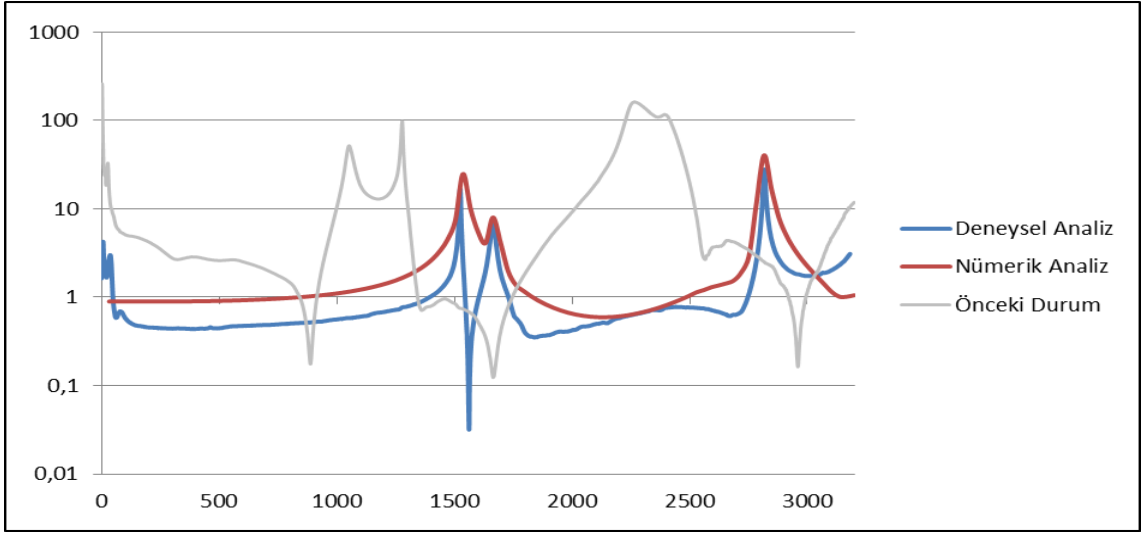


Şekil 4.11 Yeni KTA kapak sonlu elemanlar modeli

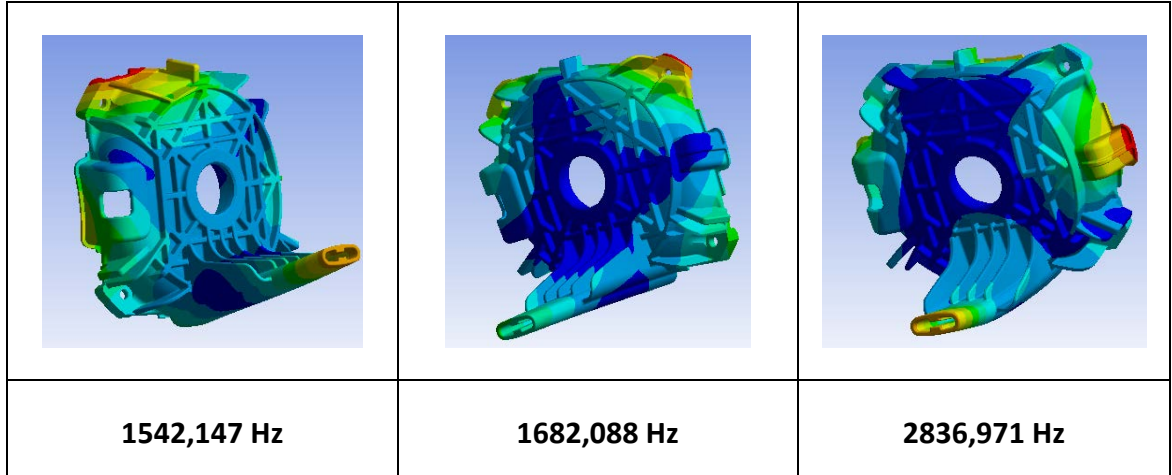
KT kapak ile KTA kapak arasındaki tek farkın boynuz olması ve bunun dışında aynı yapıya sahip olmaları sebebi ile KT kapak üzerinde yapılan yapısal değişikliklerin aynısı KTA kapak üzerinde de yapılmıştır. Elde edilen kapak frekans tepki fonksiyonu grafiği mevcut frekans tepki fonksiyonu ile karşılaştırmalı olarak Çizelge 4.7'de verilmiştir. Frekans tepki fonksiyonları incelendiğinde stator ile aynı hareketin gerçekleştiği mod şeklinin yukarıdaki frekanslara ötelendiği görülmektedir.

KTA kapak sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında 150818 nod, 89182 eleman kullanılmıştır.

Çizelge 4.7 Yeni-eski KTA kapak deneysel-nümerik FTF karşılaştırması



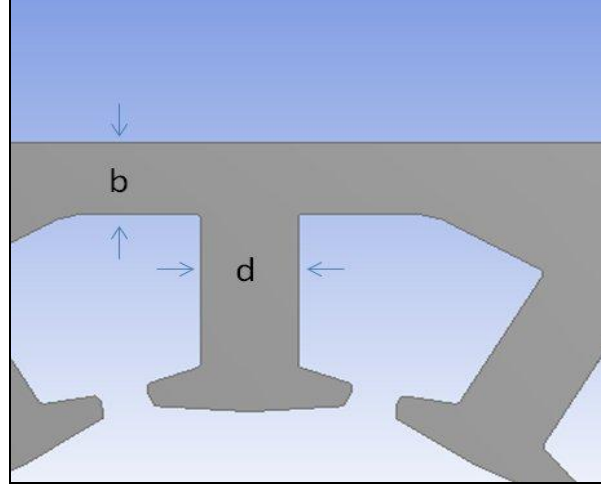
Çizelge 4.7’de görüldüğü üzere sayısal modele ait sonuçların deney sonuçları ile uyum içerisinde olduğu ve sayısal modelin deneysel modeli başarıyla temsil ettiği söylenebilir. Önceki feder yapısına sahip KTA kapağa ait ilk üç doğal frekans yukarı ötelenmiştir. KTA kapağa ait doğal frekanslar ve titreşim biçimleri Şekil 4.12’de gösterilmektedir.



Şekil 4.12 Yeni KTA kapak mod şekil ve frekansları

## 4.2 Stator

Bu mod şekli üzerinde etkili olan bir diğer component ise statordur.



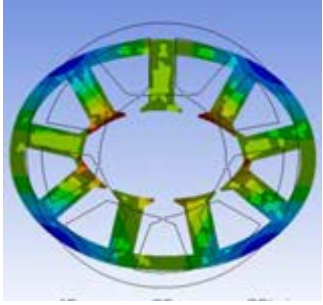
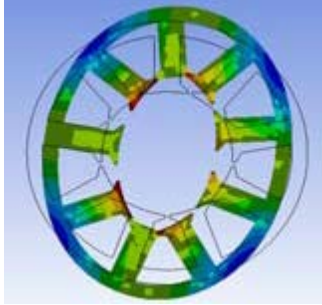
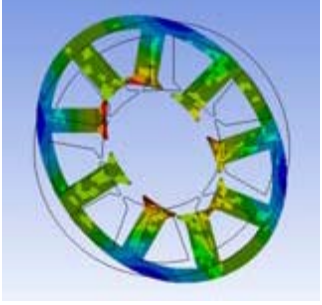
Şekil 4.13 Stator boyutları (d: diş genişliği; b: boyunduruk genişliği)

Statorun modal davranışı üzerinde yapılan çalışmalar ile ilgili birçok makale bulunmaktadır. Bu çalışmalarda doğal frekansların yukarıya ötelenmesi ile ses ve titreşim düşüşü hedeflenmiştir. Doğal frekansları yukarıya öteleme amacı taşıyan bu tip çalışmalarda, statorun boyutsal parametreleri olan diş ucu, oluk açıklığı, boyunduruk genişliği ve diş açıklığı üzerinde yapılmıştır. Bu açıdan bakılırsa bu parametrelerin doğal frekans ile olan ilişkisini belirlemek, diğer kriterlere minimum etki edecek ölçüde, bu parametrelerden biri ya da birkaçını değiştirerek yeterli doğal frekans ötelemesini sağlamak gerekir.

|                       |                       |                       |
|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Diş ucu 0.6 (1161 Hz) | Diş ucu 0.9 (1158 Hz) | Diş ucu 1.2 (1161 Hz) |
|-----------------------|-----------------------|-----------------------|

Şekil 4.14 Diş ucu ile frekans ilişkisi [6]

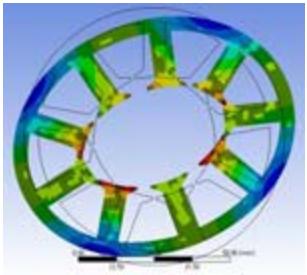
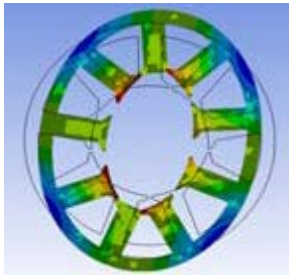
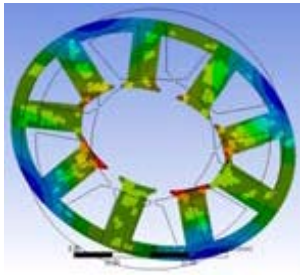
Stator üzerinde sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan nümerik analizlere göre, dış ucunda yapılacak ölçüsel değişikliğin doğal frekanslar üzerinde herhangi bir etkisi olmayacağını söyleyebiliriz [6].

|   |  |   |
|---|--|---|
|  |  |  |
| Oluk açıklığı 1.0 mm<br>(1161 Hz)   | Oluk açıklığı 1.3 mm<br>(1158 Hz)  | Oluk açıklığı 1.6 mm<br>(1161 Hz)   |

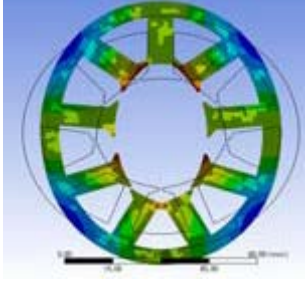
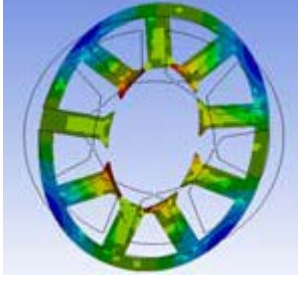
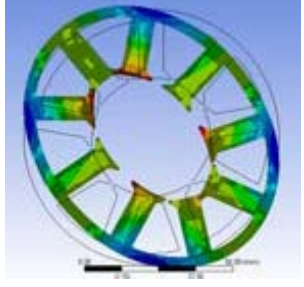
Şekil 4.15 Oluk açıklığı ile frekans ilişkisi [6]

Şekilde görüldüğü gibi, oluk açıklığı için üç farklı değer belirlenmiş, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan nümerik analizlere göre doğal frekanslar üzerinde herhangi bir etkisi görülmemiştir.

Bu sonuçlara göre oluk açıklığı ve dış ucu ölçülerinin stator doğal frekansları üzerinde herhangi bir etkisinden söz etmemiz mümkün değil [6].

|   |  |   |
|---|--|---|
|  |  |  |
| Dış genişliği 7.1 mm<br>(1178 Hz)   | Dış genişliği 8.1 mm<br>(1158 Hz)  | Dış genişliği 9.1 mm<br>(1145 Hz)   |

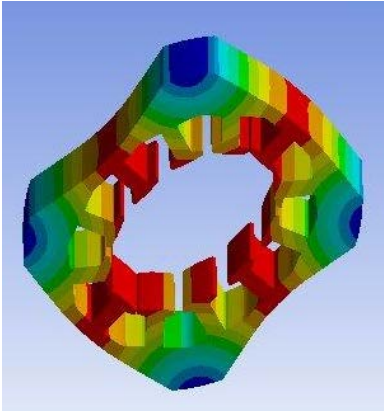
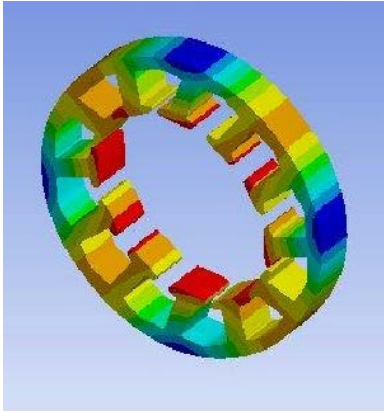
Şekil 4.16 Dış genişliği ile frekans ilişkisi [6]

|   |   |   |
|---|---|---|
|  |  |  |
| Boyunduruk genişliği<br>5.8 mm<br>(1520 Hz)                                       | Boyunduruk genişliği<br>4.8 mm<br>(1158 Hz)                                       | Boyunduruk genişliği<br>3.8 mm<br>(830 Hz)  |

Şekil 4.17 Boyunduruk genişliği ile frekans ilişkisi (yuvarlak stator) [6]

Dış ve boyunduruk genişliğini ayrı ayrı değiştirip diğer parametreleri sabit tuttuğumuzda elde edeceğimiz sonuçlar şekildedekilere benzer biçimde olacaktır. Dış genişliğinin artırılması doğal frekansların düşüşüne sebep olurken, boyunduruk genişliğinin artırılması doğal frekansların büyük ölçüde artışına sebep olmaktadır. Boyunduruk genişliğinin artırılması ile doğal frekanslar arasında lineer bir ilişki olduğu da görülmektedir [6].

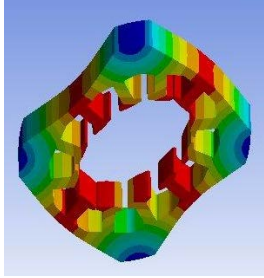
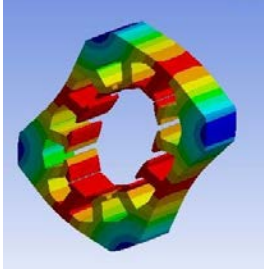
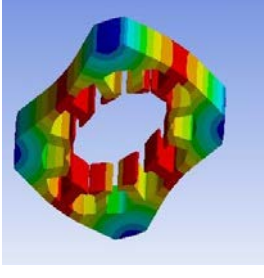
En temel stator şekli resimlerde görünene benzer, dış formu yuvarlak şekildedir. Tüm kriterler göz önünde bulundurulunca mümkün olan iki farklı stator tipi üzerinde durulmuştur: dış formu yuvarlak olan ve kare olan stator tipi.

|   |  |
|---|--|
|  |  |
| Birinci mod (908,160 Hz)  | Birinci mod (701,013 Hz) [6]   |

Şekil 4.18 Stator formu ile frekans ilişkisi



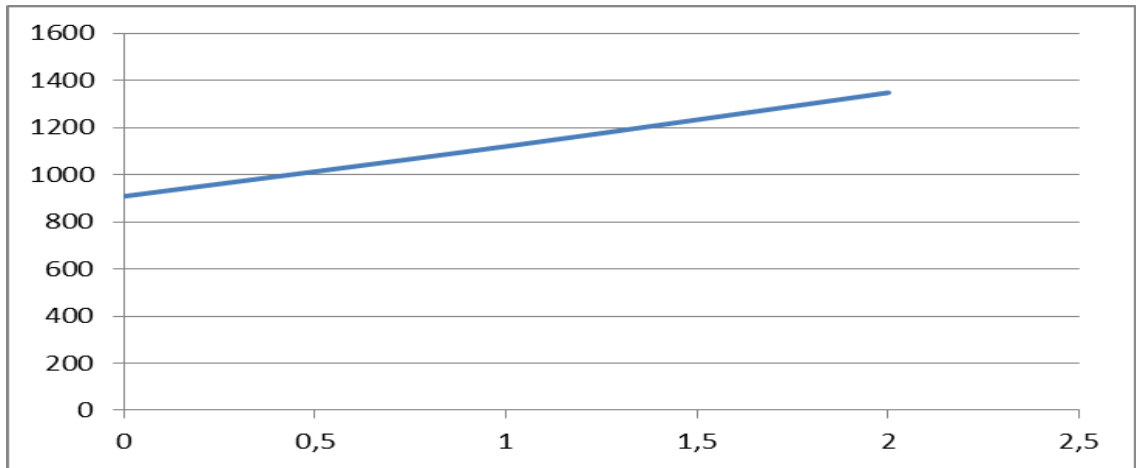
Aynı boyunduruk kalınlığına sahip kare stator ile yuvarlak statorun sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan nümerik analiz sonuçlarına göre, kare yapıya geçişin doğal frekansları önemli miktarda yukarıya taşıdığı görülmüştür. Şekil 4.19'da, kare yapı statorun birinci doğal frekansının; aynı boyunduruk genişliğine sahip ve diş ucu, paket boyu, diş genişliği ve oluk açıklığı gibi diğer tüm parametreleri aynı olan yuvarlak yapı statora göre 187 Hz yüksek olduğu görülüyor. Bu ve bunun dışındaki bazı nedenlerden ötürü kare yapı stator terchi edilmiştir.

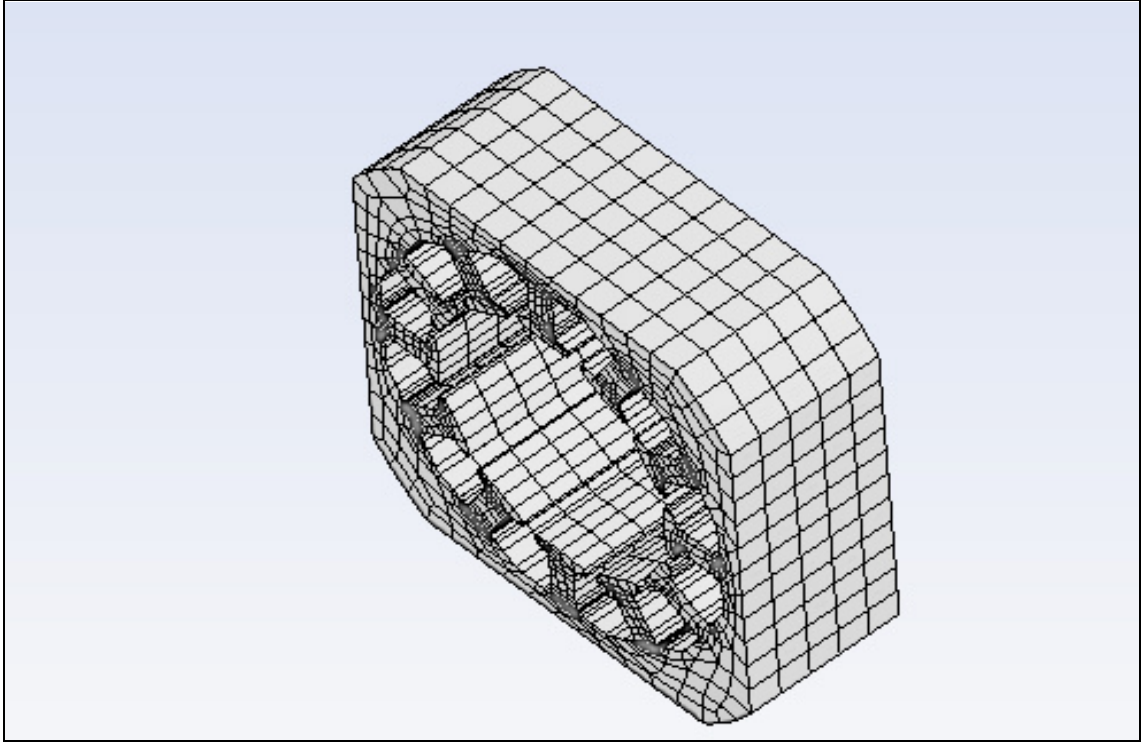
|   |   |   |
|---|---|---|
|  |  |  |
| Boyunduruk ilk hal<br>(908,160 Hz)  | Boyunduruk 1mm kalın<br>(1120,017 Hz)   | Boyunduruk 2mm kalın<br>(1347,955 Hz)   |

Şekil 4.19 Boyunduruk genişliği ile frekans ilişkisi (kare stator)

Kare yapı statorun boyunduruk kalınlığı ile birinci doğal frekansı arasındaki ilişkiye bakarsak, boyunduruk kalınlığında yapılan değişikliğin doğal frekans üzerinde çok önemli etkiye sahip olduğu söylenebilir. Farklı kalınlıklar için elde ettiğimiz değerler ile grafik çizerek lineer bir ilişkiden söz etmemiz mümkün olur.

Çizelge 4.8 Boyunduruk genişliği ile frekans ilişkisi



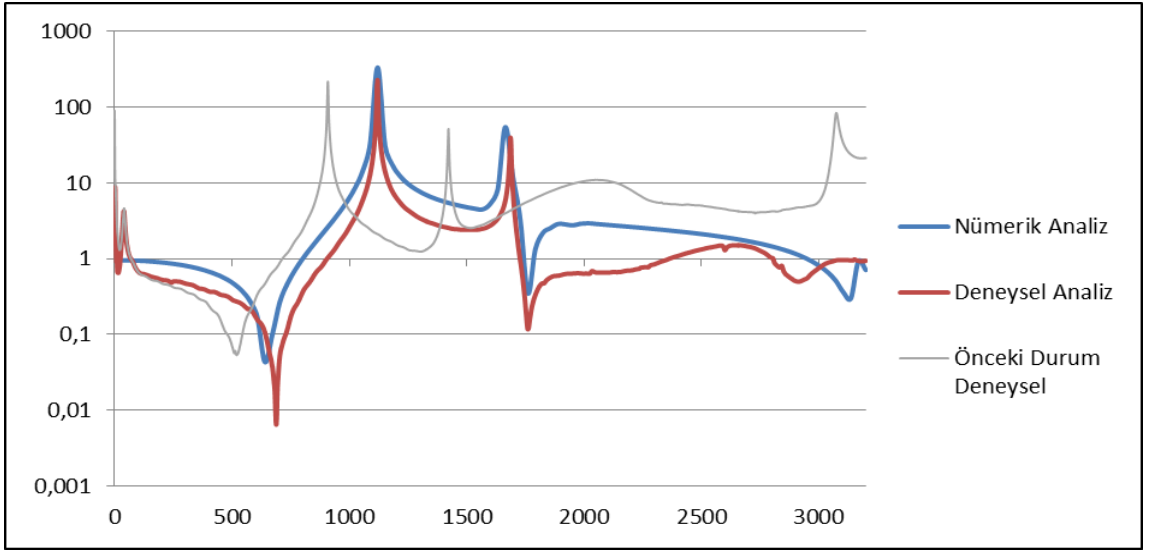


Şekil 4.20 Kalınlaştırılmış stator sonlu elemanlar modeli

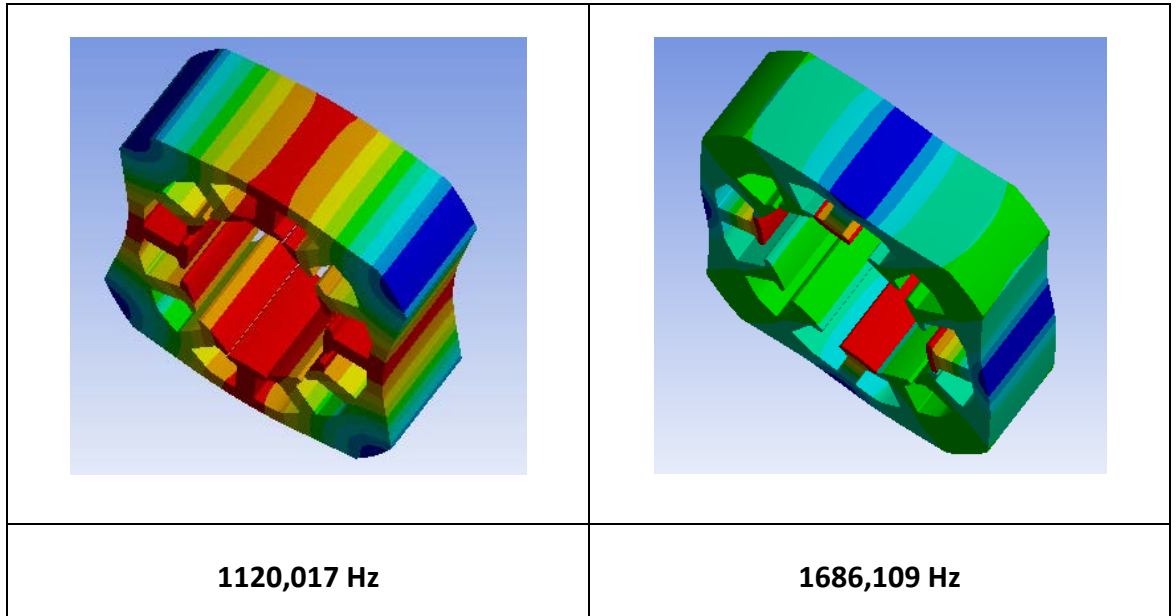
Ayrıca ilk doğal frekansa ait mod şekli incelendiğinde en büyük genliklerin boyunduruk kesitine paralel olduğu görülmektedir. Bu durumda boyunduruk kalınlığında yapılan değişikliğin özellikle ilk doğal frekanslarda çok etkili olacağı öngörülebilmektedir. Boyunduruk kalınlığı radyal yönde 1 mm artırılarak kesit alan atalet momenti büyütülmüş ve bu sayede stator birinci mod hareketinde en yüksek genliklere ulaşan bölgenin sertlik değeri artırılmış ve bu moda ait doğal frekans değeri de 211,857 Hz yukarı ötelenmiştir. Bu kalınlaştırmanın bir diğer önemli faydası ise FTF ölçümlerinde genlik boyutunda meydana gelen düşüşün ses gücünde de azalmaya sebep olacağını beklenmesidir.

Stator sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında 48856 nod, 27399 eleman kullanılmıştır.

Çizelge 4.9 Yeni-eski Stator deneysel-nümerik FTF karşılaştırması

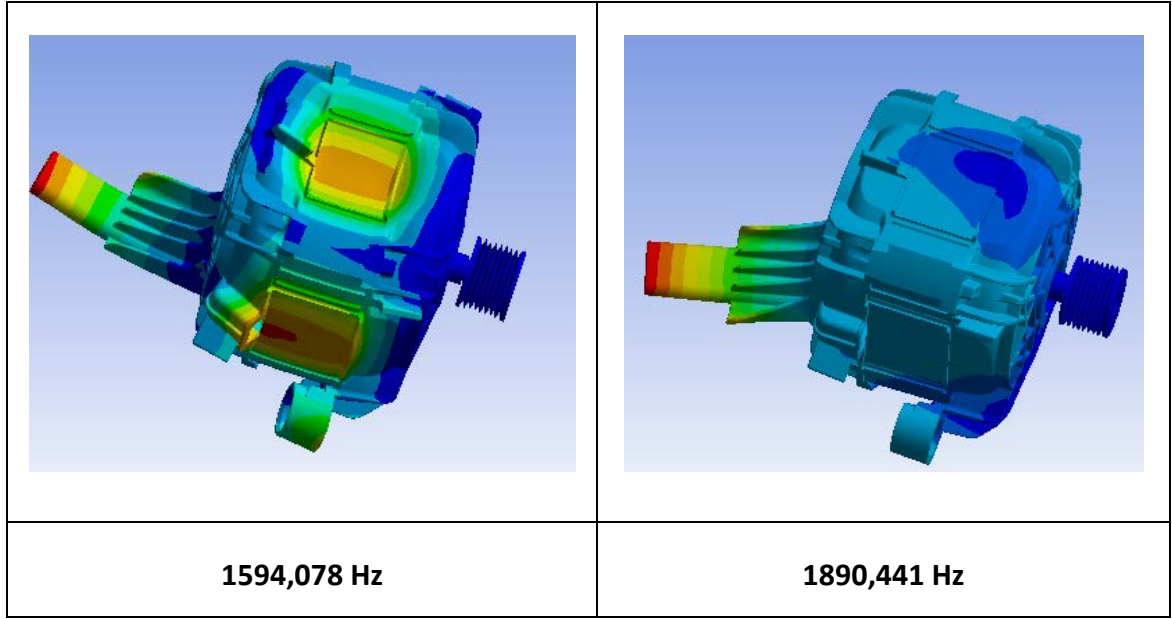


Çizelge 4.9'da görüldüğü üzere sayısal modele ait sonuçların deney sonuçları ile uyum içerisinde olduğu ve sayısal modelin deneysel modeli başarıyla temsil ettiği söylenebilir. Boyunduruk genişliği artırılmış statorun ilk iki doğal frekansının yukarı ötelendiği ve 1700 Hz üzerindeki genliklerin düştüğü söylenebilir. Statora ait doğal frekanslar ve titreşim biçimleri ise Şekil 4.21'de gösterilmektedir.



Şekil 4.21 Stator mod şekil ve frekansları

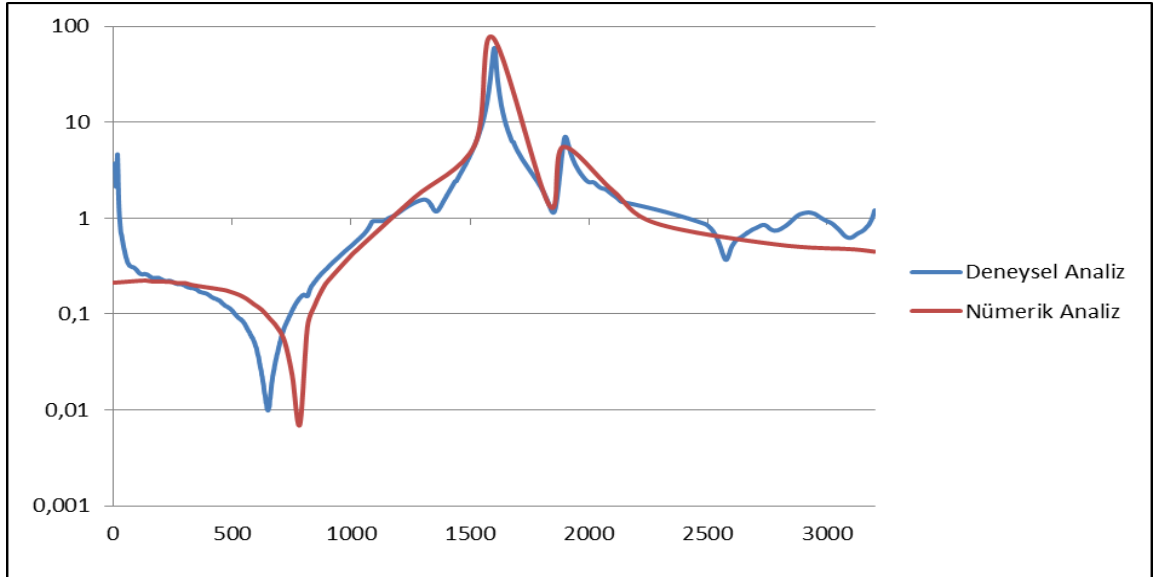
### 4.3 Motorun Yeni Hali için Deneysel ve Nümerik Analiz



Şekil 4.22 Motor yeni halinin mod şekilleri

Şekil 4.22’de motora ait sayısal serbest titreşim modelinden elde edilen doğal frekanslar ve titreşim biçimleri, Çizelge 4.10’da ise motora ait sayısal-deneysel frekans tepki fonksiyonu karşılaştırması verilmiştir.

Çizelge 4.10 Motorun yeni deneysel-nümerik FTF karşılaştırması



Şekil 4.22’de görülen mod şekillerinin ikisinde de KT kapak birinci mod şekline ait hareket görülüyor. Stator birinci modunun baskın olduğu hareketin, statorun kalınlaştırılması ile 1594,078 Hz’e kaydığını ve ikinci modun ise KTA kapağın boynuz

hareketinin baskın olduğu hareket olduğunu görüyoruz. Bu hareketin de, motorun kazana bağlanması sonrasında yukarı öteleneceğini ve ilgilendiğimiz aralıkta, sadece şuan ki birinci mod hareketinin kalacağını öngörebiliriz. Bu frekansta da artık herhangi bir uyarı olmadığından titreşim seviyelerinin ve buna bağlı olarak ses gücü seviyesinin düşmesini bekleyebiliriz. Tezin bundan sonraki kısmında deney hazırlanıp, yapılan tasarım değişikliklerinin ses ve titreşim seviyeleri üzerindeki etkisi incelenecektir.

## BÖLÜM 5

---

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Motorlar üzerindeki titreşim ve ses ölçümleri standartlara göre yapılmaktadır. Bu standartlara göre titreşim ölçümleri KT, KTA kapakları üzerinden ve statoru orta noktasından ses gücü ölçümü ise çamaşır makinesi üzerinde yapılmaktadır. Bu bölümde önce motorun istatistik yöntem ile modeli oluşturularak yaptığımız tasarım değişikliklerinin bu ölçümler (ses ve titreşim) üzerinde oluşturduğu sonuçları incelenmiş sonrasında da standart ölçümlere göre geldiğimiz nokta değerlendirilmiştir.

#### 5.1 Motorun İstatistiksel Modellenmesi İle Sonuçların Değerlendirilmesi

Motorun istatistiksel modelleme yöntemi ile değerlendirilmesinde kullanılan yöntem deney tasarımıdır. Deneyde, faktörlerin değişik seviyeleri için çıktılarının nasıl etkilendikleri araştırılmıştır. Faktörler, çıktılar üzerinde etkiye sahip girdilerdir ve incelenen değerlerine de faktörlerin düzeyi denilmektedir. Bizim, bu bölümde yaptığımız deneyde faktörlerin, iki farklı düzeyi incelenmiştir [17].

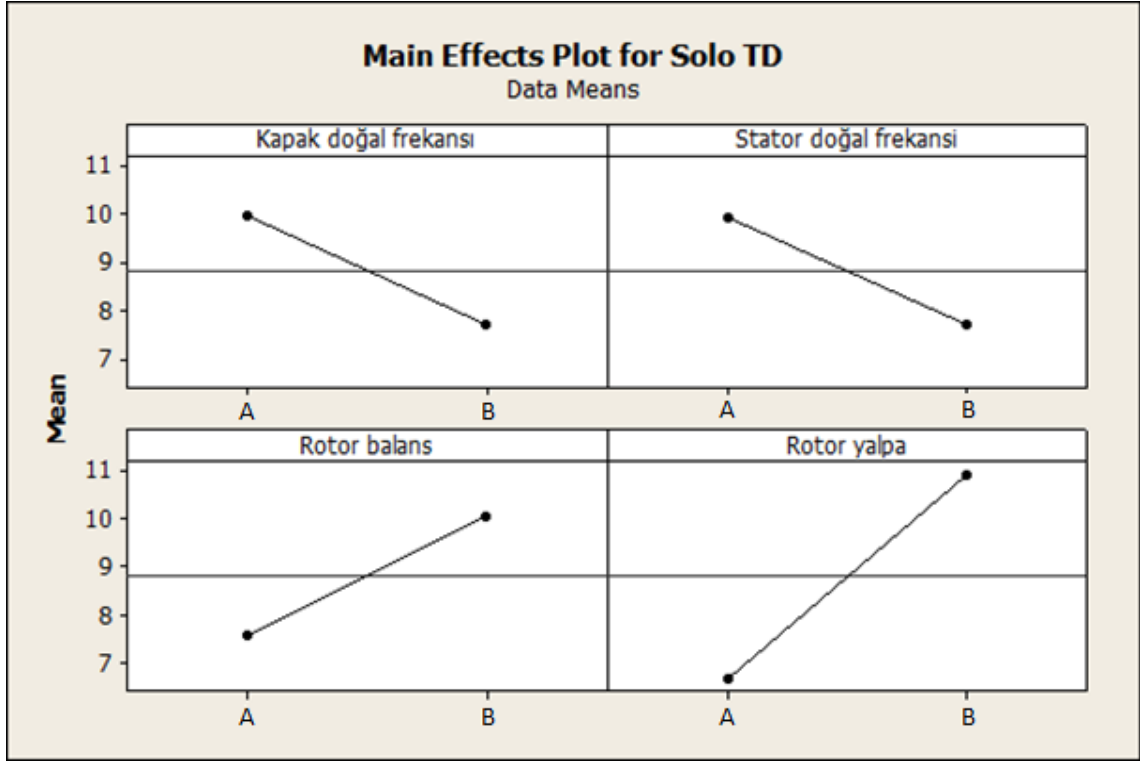
Bu bölümde kapak tasarımları, statorun kalınlaştırılması gibi yapısal tasarım değişiklikleri ile rotor balans ve yalpası gibi uyarıcı etkilerin de dahil olduğu bir deney hazırlanarak bu parametrelerin titreşim ve ses üzerindeki etkileri incelenmiş ve ana etkiler belirlenmiştir. Kapak, stator, balans, yalpa şeklindeki dört faktörün ikişer farklı düzeyi için (örnek: önceki stator ve 1mm kalınlaştırılmış stator ya da yalpası yüksek ve düşük olan rotor) 16 kombinasyonda gruplanmış motor ve bu 16 kombinasyon için

ölçümleri ikişer defa tekrar edecek şekilde yaparsak 32 farklı ölçüme ihtiyacımız var demektir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, tekrar edecek ölçümlerin arka arkaya değil, motor sökölüp tekrar aynı şekilde gruplandıktan sonra yapılmasıdır. Bu motor örnekleri ve özellikleri Çizelge 5.1’de görölmektedir.

Çizelge 5.1 Deney örnekleri tablosu

| Motor No. | Kapaklar | Stator | Rotor Balansı | Rotor Yalpası | Solo SGD | Solo Titreşim |
|-----------|----------|--------|---------------|---------------|----------|---------------|
| 1         | ilk      | ilk    | 5             | 0,25          | 72,3     | 20,7          |
| 2         | ilk      | ilk    | 5             | 0,08          | 71,1     | 8,2           |
| 3         | ilk      | ilk    | 1             | 0,25          | 71,6     | 21,8          |
| 4         | ilk      | ilk    | 1             | 0,08          | 69,0     | 5,7           |
| 5         | ilk      | Son    | 5             | 0,25          | 74,8     | 24,0          |
| 6         | ilk      | Son    | 5             | 0,08          | 67,4     | 4,4           |
| 7         | ilk      | Son    | 1             | 0,25          | 70,3     | 8,8           |
| 8         | ilk      | Son    | 1             | 0,08          | 64,8     | 4,5           |
| 9         | Son      | ilk    | 5             | 0,25          | 70,9     | 7,8           |
| 10        | Son      | ilk    | 5             | 0,08          | 72,8     | 10,5          |
| 11        | Son      | ilk    | 1             | 0,25          | 69,2     | 7,1           |
| 12        | Son      | ilk    | 1             | 0,08          | 69,2     | 5,5           |
| 13        | Son      | Son    | 5             | 0,25          | 65,9     | 8,1           |
| 14        | Son      | Son    | 5             | 0,08          | 71,2     | 10,0          |
| 15        | Son      | Son    | 1             | 0,25          | 69,5     | 9,8           |
| 16        | Son      | Son    | 1             | 0,08          | 66,5     | 3,4           |
| 17        | ilk      | ilk    | 5             | 0,25          | 74,1     | 22,1          |
| 18        | ilk      | ilk    | 5             | 0,08          | 71,4     | 5,7           |
| 19        | ilk      | ilk    | 1             | 0,25          | 70,5     | 9,5           |
| 20        | ilk      | ilk    | 1             | 0,08          | 71,0     | 5,3           |
| 21        | ilk      | Son    | 5             | 0,25          | 67,2     | 6,6           |
| 22        | ilk      | Son    | 5             | 0,08          | 69,9     | 20,8          |
| 23        | ilk      | Son    | 1             | 0,25          | 69,8     | 8,1           |
| 24        | ilk      | Son    | 1             | 0,08          | 64,2     | 4,1           |
| 25        | Son      | ilk    | 5             | 0,25          | 70,2     | 7,3           |
| 26        | Son      | ilk    | 5             | 0,08          | 69,9     | 7,8           |
| 27        | Son      | ilk    | 1             | 0,25          | 68,9     | 7,8           |
| 28        | Son      | ilk    | 1             | 0,08          | 70,1     | 6,1           |
| 29        | Son      | Son    | 5             | 0,25          | 65,9     | 8,6           |
| 30        | Son      | Son    | 5             | 0,08          | 71,2     | 9,7           |
| 31        | Son      | Son    | 1             | 0,25          | 70,3     | 10,2          |
| 32        | Son      | Son    | 1             | 0,08          | 66,1     | 3,3           |

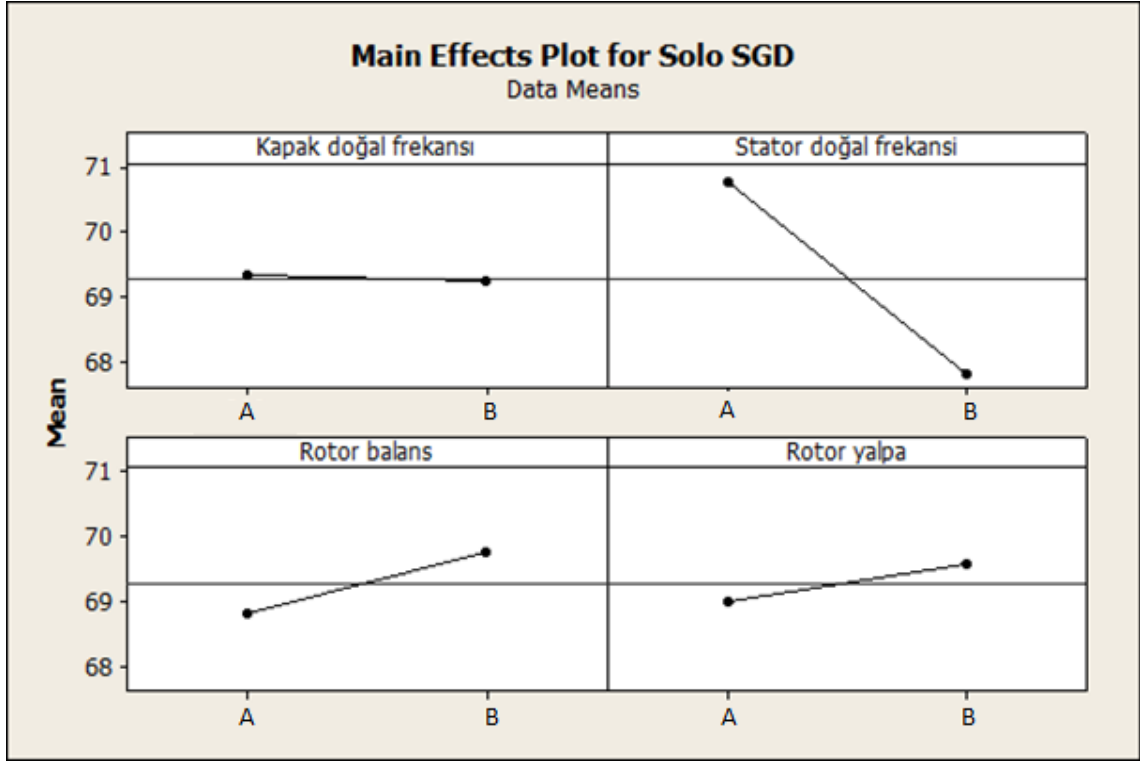
Çizelge 5.2 Titreşim için ana etki (Main Effects) belirleme



Çizelge 5.2’de 32 adet toplam titreşim ölçüm sonucunun değerlendirilmesi ile elde edilmiş grafikler görülmektedir. Bu grafiklere göre titreşim üzerinde en büyük etkinin rotor yalpasından geldiğini, ancak yine de her birinin titreşim üzerinde önemli etkisi olduğunu söyleyebiliriz. Bu durumda bunlardan herhangi birinde yapacağımız olumlu yöndeki değişikliğin motorun toplam titreşim seviyesinin düşmesini sağlayacağını bekleyebiliriz. Resimde görülen A, ilk durumu; B ise, tasarım değişikliklerinden sonraki durumu ifade etmektedir.



Çizelge 5.3 Ses gücü için ana etki (Main Effects) belirleme

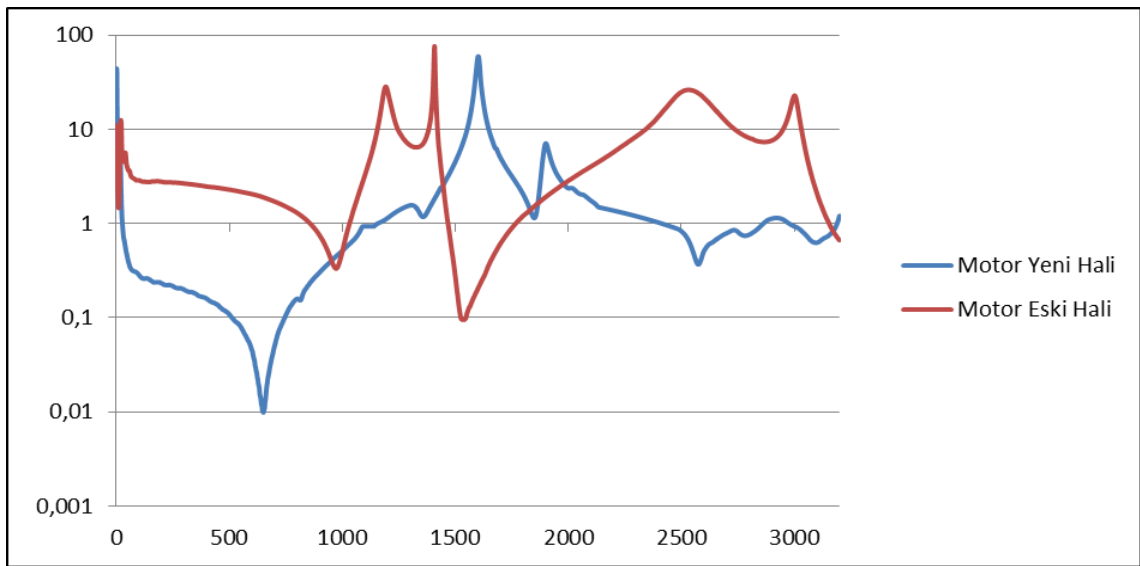


Çizelge 5.3’de 32 adet toplam ses gücü ölçüm sonucunun değerlendirilmesi ile elde edilmiş grafikler görülmektedir. Bu grafiklere göre ses gücü üzerinde en büyük etkinin statordan geldiğini, diğerlerinin ise ses üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığını söyleyebiliriz. Bu durumda stator boyunduruk kalınlığı üzerindeki herhangi bir değişikliğin toplam ses gücü seviyesinde çok önemli bir değişikliğe sebep olacağını bekleyebiliriz. Resimde görülen A, ilk durumu; B ise, tasarım değişikliklerinden sonraki durumu ifade etmektedir.

## 5.2 Yapılan İyileştirmeler İle Geline Nokta

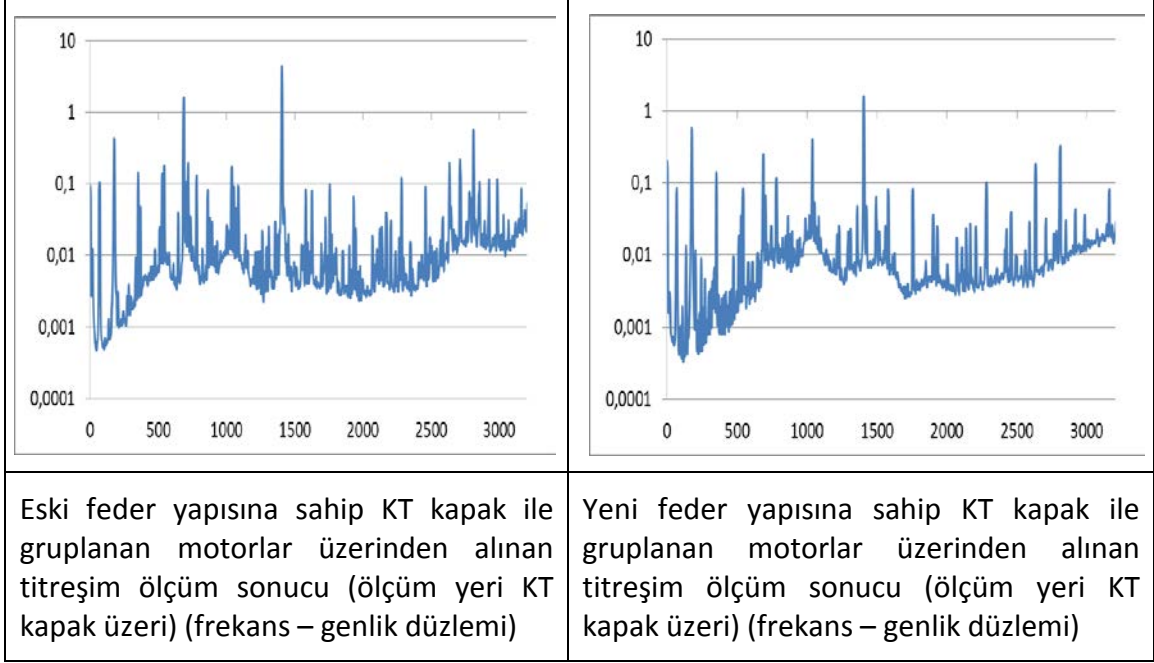
Ses gücü spektrumunda görülen 1250 Hz frekans bandındaki yüksek genliğin sebebi, bu bandın içinde bulunan 1406,088 Hz frekansındaki motor doğal frekansının olduğu deneysel olarak tespit edildikten sonra Ansys yazılımında oluşturulan ve deneysel olarak sınıanan motorun serbest titreşim modeli üzerinden yine deneysel olarak bu bölgede doğal frekansı olduğu tespit edilen KT, KTA kapak ve statorun üzerinde mod şekilleri incelenerek bu modlara ait etkin yay sertlik değerlerinin yapısal değişiklikler ile artırılması ile motorun doğal frekansları ötelenmiştir. KT ve KTA kapağa ait birinci mod hareketinin etkin yay sertlik değeri minimum malzeme ilavesi ile artırılmış ve statorun boyunduruk kalınlığının radyal yönde 1 mm artırılarak motora ait doğal frekanslar kritik olan bölgenin üzerine ötelenmiştir. Çizelge 5.4'de motorun son haline ait doğal frekanslar ve mod şekilleri görülmektedir.

Çizelge 5.4 Motor eski-yeni hal FTF karşılaştırması



Motor sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında 327119 nod, 184412 eleman kullanılmıştır.

Çizelge 5.5 Yalnızca yeni KT kapaklar – titreşim ölçümleri

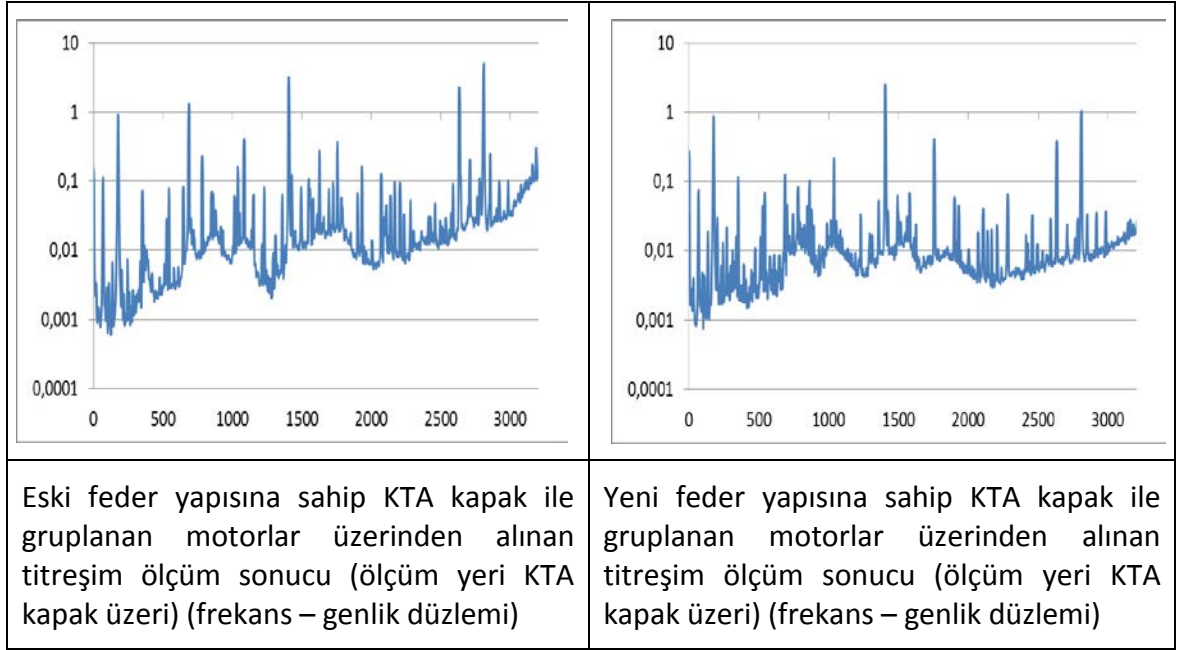


Çizelge 5.5’deki ölçümlerde yalnızca yeni tasarlanan kapaklar ile eski kapaklar değiştirilmiş, stator ise önceki kalınlaştırılmamış olan statordur. Bu şekilde yapılan ölçüm sonuçlarına göre uyarının bulunduğu kritik frekans kapaklar üzerinde ötelenmiş olduğundan bu frekanstaki değer yaklaşık yarı yarıya azaldığını görüyoruz. KT kapak üzerinden yapılan ölçümlere göre toplam titreşim değerinin de önceki değer yaklaşık olarak yarısına düştüğü görülmektedir. Çizelge 5.6’da eski feder yapılı kapaklara sahip motorlar ile yeni feder yapılı kapaklara sahip motorların toplam ve en yüksek tepe şeklinde titreşim değerleri görülmektedir. Değerler 30 sn’lik verisinin RMS toplamıdır. Ölçüm noktası KT kapak üzeridir.

Çizelge 5.6 Yalnızca yeni KT kapaklar – titreşim değerleri

| ÖLÇÜM                            | ESKİ FEDER YAPISI     | YENİ FEDER YAPISI     |
|----------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| <b>TOPLAM TİTREŞİM SEVİYESİ</b>  | 5,26 m/s <sup>2</sup> | 2,86 m/s <sup>2</sup> |
| <b>EN YÜKSEK TEPENİN GENLİĞİ</b> | 4,37 m/s <sup>2</sup> | 1,58 m/s <sup>2</sup> |

Çizelge 5.7 Yalnızca yeni KTA kapaklar – titreşim ölçümleri

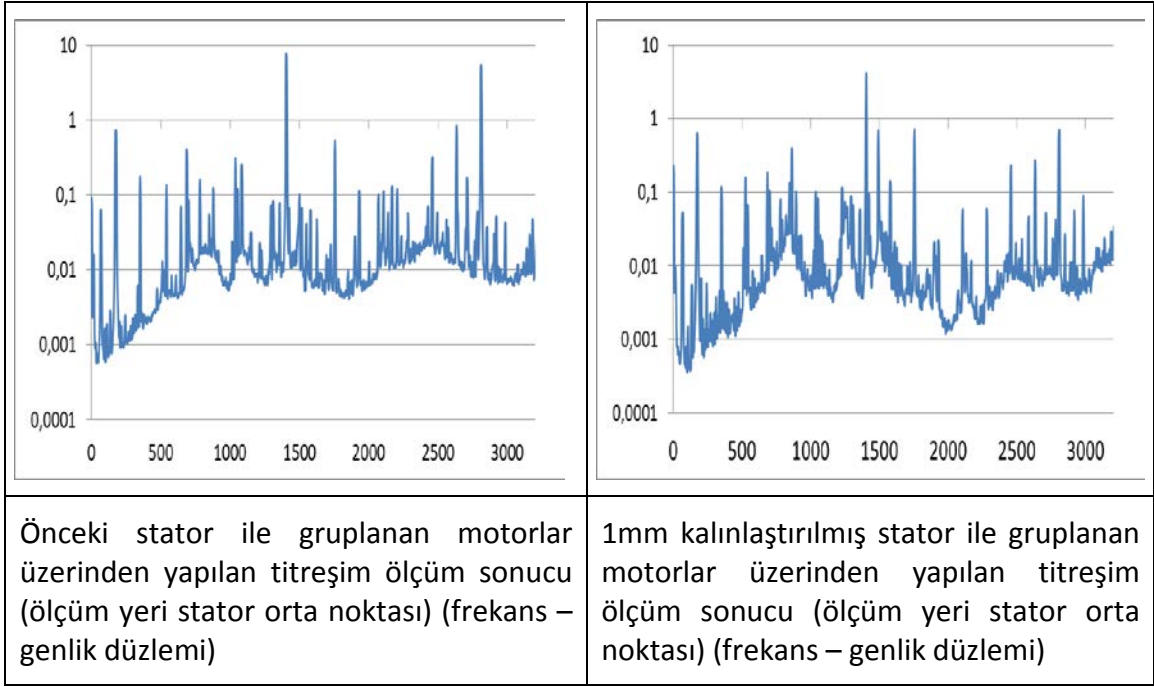


Çizelge 5.7'deki ölçümlerde yalnızca yeni tasarlanan kapaklar ile eski kapaklar değiştirilmiş, stator ise önceki kalınlaştırılmamış olan statordur. Bu şekilde yapılan ölçüm sonuçlarına göre uyarının bulunduğu kritik frekans ve bunun bir harmoniği olan ikinci katı kapaklar üzerinde ötelenmiş olduğundan bu frekanslardaki değerlerin önemli ölçüde azaldığını görüyoruz. KT kapak üzerinden yapılan ölçümlere göre toplam titreşim değerinin de önceki değer yarısına düştüğü görülmektedir. Çizelge 5.8'de eski feder yapıya sahip kapaklara sahip motorlar ile yeni feder yapıya sahip kapaklara sahip motorların toplam ve en yüksek tepe şeklinde titreşim değerleri görülmektedir. Değerler 30 sn'lik verisinin RMS toplamıdır. Ölçüm noktası KTA kapak üzeridir.

Çizelge 5.8 Yalnızca yeni KTA kapaklar – titreşim değerleri

| ÖLÇÜM                            | ESKİ FEDER YAPISI     | YENİ FEDER YAPISI     |
|----------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| <b>TOPLAM TİTREŞİM SEVİYESİ</b>  | 7,69 m/s <sup>2</sup> | 3,59 m/s <sup>2</sup> |
| <b>EN YÜKSEK TEPENİN GENLİĞİ</b> | 4,92 m/s <sup>2</sup> | 2,49 m/s <sup>2</sup> |

Çizelge 5.9 Yalnızca yeni Stator – titreşim ölçümleri

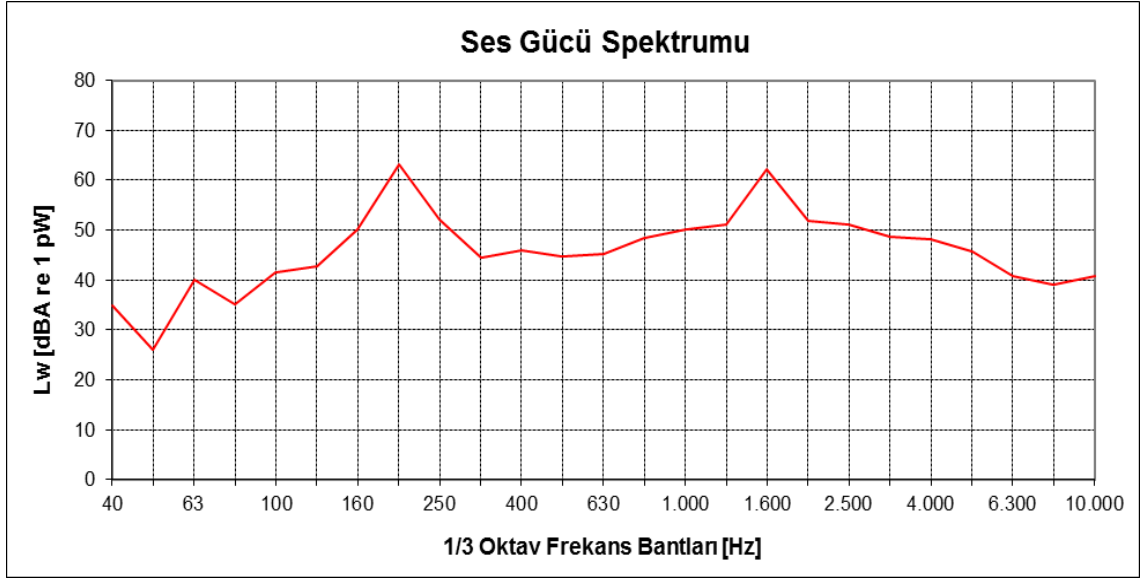


Çizelge 5.9'daki ölçümlerde yalnızca 1mm kalınlaştırılmış stator önceki stator ile değiştirilmiş, KT ve KTA kapak eski feder yapısına sahip olan kapaklardır. Bu şekilde yapılan ölçüm sonuçlarına göre uyarının bulunduğu kritik frekans ve bunun bir harmoniği olan ikinci katı stator üzerinde ötelenmiş olduğundan bu frekanslardaki değerlerin yarısının altına düştüğü görülmektedir. KT kapak üzerinden yapılan ölçümlere göre toplam titreşim değerinin de önceki değer yaklaşık yarısına kadar düştüğü görülmektedir. Çizelge 5.10'da eski statora sahip motorlar ile yeni statora sahip motorların toplam ve en yüksek tepe şeklinde titreşim değerleri görülmektedir. Değerler 30 sn'lik verisinin RMS toplamıdır. Ölçüm noktası stator üzeridir.

Çizelge 5.10 Yalnızca yeni Stator – titreşim değerleri

| ÖLÇÜM                            | ESKİ STATOR           | YENİ STATOR           |
|----------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| <b>TOPLAM TİTREŞİM SEVİYESİ</b>  | 8,03 m/s <sup>2</sup> | 4,76 m/s <sup>2</sup> |
| <b>EN YÜKSEK TEPENİN GENLİĞİ</b> | 7,52 m/s <sup>2</sup> | 4,14 m/s <sup>2</sup> |

Çizelge 5.11 Yeni motor – ses gücü ölçümleri



Çizelge 5.11’de 1mm kalınlaştırılmış stator ve feder yapıları değiştirilmiş kapaklarla gruplanmış motorlara ait SGD ölçüm sonuçları görülmektedir. Bu sonuçlara göre özellikle alt bantlarda ses gücü seviyesinin Şekil 3.1 ile kıyasladığımızda çok önemli ölçüde azaldığını söyleyebiliriz. Toplam ses gücü seviyesindeki azalma ise Çizelge 5.12’de görüldüğü gibi 6 dBA gibi çok önemli bir farktır.

Çizelge 5.12 Toplam ses gücü karşılaştırması

| Önceki Motor SGD Sonucu | Yeni Motor SGD Sonucu |
|-------------------------|-----------------------|
| 72 dBA                  | 66 dBA                |

## KAYNAKLAR

---

- [1] Verichev, N.N., Verichev, S.N. ve Erofeyev V.I., (2009). "Damping Lateral Vibrations in Rotary Machinery Using Motor Speed Modulation", Mechanical Engineering Institute, Russian Academy of Sciences, Nizhny Novgorod, Russian Federation.
- [2] Anwar, M.N., Husain, I. ve Kelly, S.G., (2001). "Effects of End-Shields on the Stator Mode Frequencies of Electric Machines", Department of Electrical Engineering The University of Akron.
- [3] Watanabe,S., Kenjo, S., Ide, K., Sato, F. ve Yamamoto, M., (1983), "Natural Frequencies and Vibration Behaviour of Motor Stators", Toshiba Corporation Yokohama, Japan.
- [4] Besnerais J.L., Lanfranchi V., Hecquet M. ve Brochet P., (2009), "Optimal Slot Numbers for Magnetic Noise Reduction in Variable-Speed Induction Motors", Lab. d'Electro Tech. et d'Electron. de Puissance (L2EP), Ecole Centrale de Lille, Villeneuve d'Ascq, France.
- [5] Hattori, T., Narita, K., Yamada, T., Sakashita, Y., Hanaoka, K. ve Akatsu, K., (2009), "Modeling method of Vibration Analysis Model for Permanent Magnet Motor Using Finite Element Analysis", Electromagnetic Engineering Department, Engineering Technology Division, JSOL Corporation, Japan, Department of Electrical Engineering, Shibaura Institute of Technology, Japan.
- [6] Kim, H., Lee, T., Kwon, S. ve Hong, J., (2010). "Vibration Analysis According to Stator Shape Design in A PMSM", Dept. of Automotive Engineering Hanyang University, Korea, JATCO Korea Engineering Corporation.
- [7] Bouzek, B., (2011). "Natural Frequency of Stator Core of Asynchronous Machine", Department of Electromechanics and Power Electronics, Pilsen, Czech Republic.
- [8] Park T.W., Jung I.H., Seo J.H., Han H.S. ve Kim J.Y., (2004). "A Study on Dc Motor Noise Reduction", Graduate School of Mechanical Engineering, Ajou University, Republic of Korea.
- [9] MEGEP., (2007). Elektrikli Ev Aletlerinde DC Motorlar, MEB, Ankara.
- [10] Bruel Kjaer web sitesi, [www.bksv.com](http://www.bksv.com), 07.01.2012

- [11] Ewins, D.J., (1983). Theory and Practice of Modal Testing, ImperialCollege.
- [12] Labview web sitesi, [www.ni.com/labview](http://www.ni.com/labview), 11.03.2012
- [13] Özelgin, İ., (2006). Asenkron Motor Arızalarının Dinamik Parametrelere Etkisi ve Frekans Analizi ile Tanısı, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [14] Finley, R.F., Hodowanec, M.M., Holter, W.G., (2000). "An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems", IEEE Transactions on Industrial Applications, Vol. 36, No. 5, PP. 1467-1480.
- [15] Wiley J., (2007). Vibration of Continuous Systems, Hoboken, New Jersey.
- [16] Fahy, F. ve Gardonio, P., (2007). "Sound and Structural Vibration Radiation, Transmission and Response", Academic Press in an imprint of Elsevier, USA.
- [17] Özkan, H., (2006). Endüstride Altı Sigma Uygulamaları, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [18] Pintelon, R., Guillaume, P., Vanlanduit, S., De Belder, K. ve Rolain, Y., (2004). "Identification of Young's Modulus from Broadband Modal Analysis Experiments", Vrije Universiteit Brussel, Brussels.
- [19] Wicks, A. L., Burdisso, R. A., Mitchell, L. D., (2000). "Investigating Various Modal Analysis Extraction Techniques to Estimate Damping Ratio", Master Degree in Mechanical Engineering, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, Virginia.
- [20] Jimin He ve Zhi-Fang Fu, (2001). Modal Analysis, Butterworth-Heinemann.



## ÖZGEÇMİŞ

---

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Murat YILMAZ  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 25.05.1985 / ÜSKÜDAR  
**Yabancı Dili** : İngilizce  
**E-posta** : muratyz@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU

| Derece    | Alan                 | Okul/Üniversite            | Mezuniyet Yılı |
|-----------|----------------------|----------------------------|----------------|
| Y. Lisans | Mak. Teo. ve Kontrol | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2013           |
| Lisans    | Makine Müh.          | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2009           |

### İŞ TECRÜBESİ

| Yıl  | Firma/Kurum  | Görevi         |
|------|--------------|----------------|
| 2011 | ARÇELİK A.Ş. | ARGE Mühendisi |