İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR ENTEGRE PALLİ ROTOR İÇİN DİSK GEOMETRİSİNİN SONLU ELEMANLAR METODU YARDIMIYLA YAPISAL OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Berrak SAZAK

Anabilim Dalı : UÇAK MÜHENDİSLİĞİ

Programı : UÇAK ve UZAY MÜHENDİSLİĞİ

HAZİRAN 2006

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR ENTEGRE PALLİ ROTOR İÇİN DİSK GEOMETRİSİNİN SONLU ELEMANLAR METODU YARDIMIYLA YAPISAL OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Berrak SAZAK
511021007

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 12 Haziran 2006

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Metin Orhan KAYA
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Temel BELEK
Prof. Dr. Zahit Mecitoğlu

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın amacı eksenel kompresörlerde yaygın olarak kullanılmaya başlanan entegre palli rotorlar için disk geometrisinin sonlu elemanlar metodu kullanılarak saptanmasıdır. Temel tasarım parametreleri belirlenerek önce yapısal analizler gerçekleştirilmiş daha sonra elde edilen geometrinin doğal frekansları incelenmiştir.

Bu çalışmada benden yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen çalışma arkadaşım Ferhat Şahin ve Sonlu Elemanlar Grup Liderim Bülent Acar'a, sonsuz hoşgörüsü ve yol göstericiliğinden ötürü danışmanım Doç. Dr. Metin Orhan Kaya'ya teşekkürü bir borç bilirim.

İstanbul 2006 Berrak SAZAK

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ v
ŞEKİL LİSTESİ vi
SEMBOL LİSTESİ viii
ÖZET ix
SUMMARY x

1. GİRİŞ 1

1.1. Kompresör Tasarımı 2

1.1.1. Çevrim Analizi 4
1.1.2. Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi 4
1.1.3. Pal Tasarımı 6
1.1.4. Pal-Disk Bağlantıları 7
1.1.5. Pal Üzerine Gelen Yükler 11
1.1.6. Pal titreşimi 14

1.2. ANSYS Programı 21

1.2.1. APDL (Ansys Parametric Design Language) 21
1.2.2. Yapısal Analiz Adımları 22
1.2.3. Modal Analiz 23

2. YAPISAL ANALİZ METODUNUN BELİRLENMESİ 24

2.1. Yapısal Analiz Öncesi Yapılan Çalışmalar 24

2.2. Malzeme Özellikleri 25

2.3. Ansys Programı Yardımıyla Yapısal Analizler 27

2.3.1. Eksenel Simetrik Analiz için Geometrinin Oluşturulması 27
2.3.2Eksenel Simetrik Analiz için Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması. 28
2.3.3. Üç Boyutlu Yapısal Analiz için Geometrinin Oluşturulması 31
2.3.4.Üç Boyutlu Yapısal Analiz için Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması 31
2.3.5.Eksenel Simetrik Modeller ile Üç Boyutlu Metodun Karşılaştırılması 32

3. ANSYS PROGRAMI YARDIMIYLA YAPISAL ANALİZLER 35

3.1. Etkin Parametrelerin Saptanması 35

3.2. İterasyonlar 40

3.2.1. Model A 42
3.2.2. Model B 42
3.2.3. Model C 43
3.2.4. Model D 44

3.2.5. Model E 44
3.3. 3 Boyutlu Yapısal Analizler 45

4. DOĞAL FREKANS ANALİZLERİ 46
4.1. Tek Pal Doğal Frekans Analizi 46
4.2. Entegre Palli Rotor Öngerilmeli Doğal Frekans Analizi 48

5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER 49
5.1. Yapısal Analizler Sonuçlar ve Değerlendirmeler 49
5.2. Doğal Frekans Analizi Sonuçlar ve Değerlendirmeler 50

KAYNAKLAR 55

EKLER 57
EK-A 57
EK-B 60
EK-C 72
EK-D 78
EK-E 83
EK-G 98

ÖZGEÇMİŞ 109

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1. : Ti-6Al-4V Alaşımının Malzeme Özellikleri……...26
Tablo 2.2. : Model Özeti……29
Tablo 2.3. : Üçüncü Metoda Ait Hesaplamalar…… 31
Tablo 3.1. : Denenen Parametreler ve Değerleri…… 39
Tablo 3.2. : İterasyonlarda Kullanılan Parametreler ve Değerleri…… 40
Tablo 3.3. : İterasyonlar Sonucunda Seçilen Analizler için Von Misses Gerilmeleri ve Ağırlık Değerleri…….. 41
Tablo 3.4. : Model A için ikincil parametrelerin optimizasyonu…….. 42
Tablo 3.5. : Model B için ikincil parametrelerin optimizasyonu……43
Tablo 3.6. : Model C için ikincil parametrelerin optimizasyonu……43
Tablo 3.7. : Model D için ikincil parametrelerin optimizasyonu…….. 44
Tablo 3.8. : Model E için ikincil parametrelerin optimizasyonu……45
Tablo C.1. : İterasyonu Numaraları ve Her İterasyon için Tüm Bölgelerdeki Gerilme Değerleri…… 72
Tablo E.1. : Model A için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri ……83
Tablo E.2. : Model B için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri ……85
Tablo E.3. : Model C için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri ……87
Tablo E.4. : Model D için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri ……89
Tablo E.5. : Model E için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri ……91

Tablo G.1. : Tek Pal için Durağan ve 100% Devir Hızında Doğal Frekanslar….. 98
Tablo G.2. : Entegre Palli Rotor için Durağan ve 100% Devir Hızında Doğal Frekanslar…… 102

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1 : Pal Disk Bağlantıları…….. 8
Şekil 1.2 : Çevresel Hız ve Kademe Basınç Oranlarında Yıllara Bağlı Değişim 10
Şekil 1.3 : Çevresel Hız ve Kademe Sayısı ve Açıklık Oranlarının Değişimi… 11
Şekil 2.1 : Kesit Profillerinden Pal Modelinin Oluşturulması…….24
Şekil 2.2 : Pal Dibi Yarıçapının Belirlenmesi……. 25
Şekil 2.4 : Disk Geometrisini Belirleyen Parametreler……... 28
Şekil 2.5 : Solid 82 Elemanı Düğüm Noktaları ve Koordinat Sistemi…… 28
Şekil 2.6 : Birinci Metoda Ait Sonlu elemanlar Modeli……..29
Şekil 2.7 : İkinci Metoda Ait Sonlu Elemanlar Modeli……...30
Şekil 2.8 : Üçüncü Metoda Ait Sonlu Elemanlar Modeli……30
Şekil 2.9 : Solid 95 Elemanı Düğüm Noktaları……...32
Şekil 2.10 : Birinci Metoda Ait Von Misses Gerilme Dağılımı…… 33
Şekil 2.11 : İkinci Metoda Ait Von Misses Gerilme Dağılımı……..33
Şekil 2.12 : Üçüncü Metoda Ait Von Misses Gerilme Dağılımı……...34
Şekil 2.13 : Üç Boyutlu Modele Ait Von Misses Gerilme Dağılımı…….34
Şekil 3.1 : Eşit Olarak Alınan Büyüklükler……35
Şekil 3.2 : Gerilmelerin İncelendiği Bölgeler ve Numaraları……. 36
Şekil 4.1a : SB1 Geometrisi…….. 47
Şekil 4.1b : SB2 Geometrisi…….. 47
Şekil 4.1c : SB3 Geometrisi…….. 47
Şekil 4.1d : SB4 Geometrisi…….. 47
Şekil 5.1 : Deney Yoluyla Elde Edilmiş Temel Mod Şekilleri……..... 50
Şekil 5.2 : Yapılan Analizler Sonucunda Elde Edilen Temel Mod Şekilleri….. 51
Şekil 5.3 : Birinci ve İkinci Nodal Çaplar, Birinci Nodal Daireye İlişkin Analiz Sonuçları ve Literatürden Elde Edilen Nodal Çap Gösterimleri..... 53
Şekil B.1 : Bağlantı Yüksekliğindeki Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi ……..... 60
Şekil B.2 : Delik Yarıçapındaki Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi 61
Şekil B.3 : Kasnak Yüksekliğindeki Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi……..... 62
Şekil B.4 : Kasnak Perde Açısındaki Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi……..... 63
Şekil B.5 : Kasnak Perde Geçiş Eğrilik Yarıçapı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi……64
Şekil B.6 : Kasnak Perde Geçiş Eğrilik Yarıçapı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi……65
Şekil B.7 : Perde Yüksekliğinin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi..... 66
Şekil B.8 : Göbek Yüksekliği Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi... 67
Şekil B.9 : Eksen Kaçıklığı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi…...68

Şekil B.10 : Göbek Kalınlığı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi.....69
Şekil B.11 : Bağlantı Uzantısı Perde Geçiş Eğrilik Yarıçapı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi…….. 70
Şekil B.12 : Perde Kalınlığı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi…… 71
Şekil D.1 : Tüm Analizlerin Sonuçları……. 78
Şekil D.2 : İlk 27 Analizin Sonuçları…….. 78
Şekil D.3 : 28-54 Arası Analizlerin Sonuçları……..79
Şekil D.4 : 55-81 Arası Analizlerin Sonuçları……..79
Şekil D.5 : 82-108 Arası Analizlerin Sonuçları……80
Şekil D.6 : 109-135 Arası Analizlerin Sonuçları……..80
Şekil D.7 : 136-162 Arası Analizlerin Sonuçları……..81
Şekil D.8 : 163-189 Arası Analizlerin Sonuçları……..81
Şekil D.9 : 190-216 Arası Analizlerin Sonuçları……..82
Şekil D.9 : 190-216 Arası Analizlerin Sonuçları……..82
Şekil E.1 : DurumA için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları 84
Şekil E.2 : DurumB için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları 86
Şekil E.3 : DurumC için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları 88
Şekil E.4 : DurumD için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları 90
Şekil E.5 : Durum E için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları92
Şekil F.1 : Model A için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar 93
Şekil F.2 : Model B için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar..... 94
Şekil F.3 : Model C için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar….. 95
Şekil F.4 : Model D için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar…...96
Şekil F.5 : Model E için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar….. 97
Şekil G.1 : Tek Pal SB1 Geometrisi için Campbell Diagramı……..... 100
Şekil G.2 : Tek Pal SB2 Geometrisi için Campbell Diagramı……. 101
Şekil G.3 : Tek Pal SB3 Geometrisi için Campbell Diagramı……. 101
Şekil G.4 : Tek Pal SB4 Geometrisi için Campbell Diagramı……. 102
Şekil G.5 : Model A için Campbell Diagramı……..104
Şekil G.6 : Model B için Campbell Diagramı…….. 105
Şekil G.7 : Model C için Campbell Diagramı…….. 105
Şekil G.8 : Model D için Campbell Diagramı……..106
Şekil G.9 : Model E için Campbell Diagramı…….. 106
Şekil H.1 : Model B için 1. mod şekli…….. 107
Şekil H.2 : Model B için 2. mod şekli…….. 107
Şekil H.3 : Model B için 3. mod şekli…….. 107
Şekil H.4 : Model B için 4. mod şekli…….. 107
Şekil H.5 : Model B için 5. mod şekli…….. 107
Şekil H.6 : Model B için 6. mod şekli…….. 107
Şekil H.7 : Model B için 7. mod şekli…….. 108
Şekil H.8 : Model B için 8. mod şekli…….. 108
Şekil H.9 : Model B için 9. mod şekli…….. 108
Şekil H.10 : Model B için 10. mod şekli……..... 108

SEMBOL LİSTESİ

Π_{kademe}	: Kademe Basınç Oranı
U_m	: Ortalama Pal Çevresel Hızı
C_p	: Gaz Sabiti
T	: Giriş Sıcaklığı
η_{is}	: İzentropik verim
Ψ	: Kademe Yüklemesi
N	: Devir Hızı (dev/d)
$\dot{m}$	: Debi
V_a	: Eksenel Hız
A	: Çevresel Alan
C_{θ_2}	: Çıkış Teğetsel Hızı
C_{θ_1}	: Giriş Teğetsel Hızı
r_m	: Ortalama Yarıçap
r_{uc}	: Uç Yarıçapı
r_{kok}	: Kök Yarıçapı
Δh	: Entalpi Değişimi
ρ	: Yoğunluk
$r_{c.g}$	: Palin Ağırlık Merkezinin Radyal Pozisyonu
CF	: Merkezcil Kuvvet
V	: Hız
t	: Zaman
P	: Basınç
σ	: Gerilme
M	: Moment
g	: Yerçekimi İvmesi
T	: Kinetik Enerji
$[N]$	: Şekil Fonksiyorunları
$\{U\}$	: Şekil Değişimi Matrisi
$[K]$	: Katılık Matrisi
$[M]$	: Kütle Matrisi
$\{f\}$	: Dış Kuvvet
E	: Toplam Enerji
ω_i	: i'nci Doğal Frekans
ϕ	: Faz Açısı

BİR ENTEGRE PALLİ ROTOR İÇİN DİSK GEOMETRİSİNİN SONLU ELEMANLAR METODU YARDIMIYLA YAPISAL

ÖZET

Bu çalışmada, pal geometrisi belli olan bir kompresör birinci kademe rotoru için sonlu elemanlar analizleri ile disk geometrisi belirlenmiştir. İlk olarak kompresör tasarımı hakkında bilgi verilmiş, varolan pal geoemetrisinin elde edilişi açıklanmıştır. Pal disk bağlantıları konusunda özellikle son yıllarda artan yapısal dayanım ihtiyaçlarına cevap vermek üzere ortaya çıkan entegre palli rotor kavramı anlatılmıştır. Üç boyutlu yapısal analizler ile tasarımın gerçekleştirilmesi çok fazla zaman aldığından, iki boyutlu analiz metodları belirlenmiş, bu metodlar üç boyutlu yapısal analizler ile karşılaştırılarak uygulanabilirlikleri incelenmiştir. Daha sonra disk geometrisini belirleyen parametreler saptanmıştır. Bu parametrerin etkileri ayrı ayrı incelenip, yapısal olarak en fazla etkiyi gösteren ana parametre grubu oluşturulmuştur. Seçilen parametrelerin kombinasyonlarına dayanan bir tasarım uzayı oluşturularak sonlu elemanlar yöntemi ile iki boyutlu yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Geometrik parametrelerin disk üzerindeki farklı bölgelere gerilme açısından etkisi incelenmiştir. En iyi geometriye ulaşmak üzere elde edilen sonuçlar hem gerilme dağılımı hem ağırlık kriterleri açısından değerlendirilmiş, ikincil parametrelerin de tekrarlanan değerleri analiz edilerek uygun disk geometrileri seçilmiştir. Bulunan en iyi geometriler için üç boyutlu yapısal analizleri gerçekleştirilerek geçerlilikleri incelenmiştir. Son olarak öngerilmeli doğal frekans analizleri ile öncelikle tek başına pallerin titreşim karakteristiği belirlenmiş daha sonra disk ve pal bir arada düşünülerek disk geometrisinin titreşim karakteristiğini ne derece değiştirdiği incelenmiştir. Campbell diagramları oluşturularak kritik motor devirleri belirlenmiş bu motor devirlerini uyarabilecek duran pal sayıları belirtilmiştir. Literatürde yeralan mod şekilleri ve düğüm çapları ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak ile uyum içerisinde olduğu gösterilmiştir.

OPTIMIZATION OF BLADED DISK GEOMETRY BY USE OF FINITE ELEMENT METHOD

ABSTRACT

In this study disk geometry of a first stage compressor rotor with a known blade geometry is determined via finite element analyses. Initialy basic knowledge of compressor design procedure is reviewed and design steps of the existing blade configuration is described. In the blade-disk attachment issues Integrally Bladed Rotor(IBR) concept which is recently becoming very common due to increasingly high strength requirements is explained. Performing the design with three dimensional structural analyses is time consuming that's why two dimensional analysis options are determined and the results are compared with 3D analyses in order to validate the applicability of the 2D methods. Afterwards parameters which define the disk geometry are designated. Effects of these parameters are investigated seperately and parameters which have dominant structural effect is defined as main design parameters. The design space is constructed based on combinations of the specified parameters and two dimensional finite element analysis are performed. The effect of geometry parameters in stress values on different regions of disk are considered. In order to attain optimized geometry results are evaluated considering both weight and stress criterion. Secondary parameters are also included in the analysis iterations and valid final geometries are selected. Finally vibration characterictics of single blades are determined by presstressed natural frequency analyses. Then disk and blades are analyzed together to investigate the effect of disk geometry on vibration characteristics. Drawing Campbell diagrams critical engine orders are identified and number of stators which will excite these engine orders are determined. Mode shapes and nodal diameters given in literature are compared with the results of the analyses and it is shown that they are in good agreement.

1. GİRİŞ

Kompresör sıkıştırılabilir bir akışkanın basıncını arttıran bir makinadır. Bu sıkıştırma işlemi sürekli ya da süreksiz bir şekilde gerçekleştirilebilir. Pistonlu ve dönel kompresörler süreksiz akışlı, ejektör ve dinamik kompresörler ise sürekli akışlı kompresörler olarak adlandırılır. Günümüzde havacılık amaçlı gaz türbinlerinde çoğunlukla dinamik kompresörler kullanılmaktadır. Bu sebeple kompresör kelimesi sonraki bölümlerde dinamik kompresörleri anlatmak için kullanılmıştır. Dinamik kompresörler en basit haliyle duran pallerin bağlandığı bir muhafaza ve dönen pallerin bağlandığı rotordan oluşan bir yapıdır. Duran ve dönen pallerin görevi dönme etkisiyle akışa basınç kazandırmaktır. Bir başka deyişle kinetik enerjinin basınç artışına dönüştürülmesidir. Bir dönen pal sırası ve takip eden duran pal sırası bir kademeyi meydana getirir, ard arda sıralanan kademeler her kademede basıncın daha da arttırılması yoluyla istenilen basınç oranına ulaşılmasını sağlar.[1,2]

Her bir kademe için basınç artışı o kademedeki entalpi artışı ile ifade edilebilir. (1.1)'de verilen Euler turbomakina eşitliği incelenirse entalpi artışının da çevresel hız ve teğetsel hızların farklarıyla ilişkili olduğu görülebilir. Bu noktada verim hedeflerinin tasarlanan çalışma şartları ile uyum içerisinde olduğu sürekli olarak kontrol edilmelidir. Makina verimini belirleyen etkenler iş faktörü (ya da kademe yüklemesi) ve akış katsayısı adında iki temel parametre altında toplanmıştır. Smith pek çok kompresöre ait deneysel verileri derleyerek iş faktörü, akış katsayısı ve verim arasındaki ilişkiyi gösteren Smith Diagramlarını oluşturmuştur. Bu diagramlar kullanılarak, tasarımın ilk aşamasında henüz somut bir geometri yokken hedeflenen verim değerini sağlayacak çalışma şartları belirlenebilir. [1,2]

Günümüzde uçak motorlarında radyal ve eksenel olmak üzere iki çeşit kompresör kullanılmaktadır. Radyal kompresörler özellikle düşük hava debisi gerektiren çalışma şartlarında eksenel kompresörlere göre daha avantajlıdır. Radyal kompresörler 4 ve daha düşük kademe basınç oranı gereksinimlerinde aluminyumdan imal edilirler. Titanyum kullanılarak tek bir kademede 8 basınç oranına ulaşmak mümkün

olabilmektedir. Daha yüksek basınç oranı gereksinimlerine bağlı olarak nikel bazlı alaşımlar kullanılabilir ancak bu kompresörün ağırlaşmasına ve özelikle yüksek güç gerektiren durumlarda yeterli ivmelenmenin sağlanamamasına neden olur. Ayrıca nikel bazlı alaşımların kullanılması maliyeti arttırır ve imalatı zorlaştırır. Radyal kompresörler eksen yönünde oldukça az yer kaplarlar, yabancı madde hasarına ve pal yüzeyindeki pürüze bağlı performans kayıplarına karşı oldukça dirençlidirler. Eksenel kompresörlere oranla çok daha basittirler, maliyetleri düşüktür ve çok daha kalıplaşmış tasarım metodolijisine sahiptirler. İki kademe radyal kompresör arka arkaya sıralanarak 12 ve daha fazla basınç oranlarına ulaşılabilir ancak uzunluk konusunda eksenel kompresörlere karşı üstünlüklerini kaybederler. Eksenel ve radyal kompresörler bir arada kullanılarak 20 basınç oranına ulaşılabilir ancak bu noktada termal olarak eşleme problemleri karşılaşılır. Bunun yanında çok küçük pal ucu aralığını elde etmek mümkün olmayacağından dolayı verim gereksinimlerine ulaşmak oldukça zor olacaktır. [3,4]

Eksenel kompresörler özellikle yüksek hız ve uzun menzil söz konusu olduğunda, yüksek basınç oranı ve verimle birlikte birim önyüz alanına düşen yüksek hava debisine sahiptirler. Bu sebeple oldukça yaygın olarak kullanılırlar. Eksenel kompresörlerin basınç oranı teorik olarak sadece kademe sayısı ve malzeme özellikleri ile sınırlıdır. Eğer düşük hava debisi ile çok yüksek basınç oranları hedefleniyorsa en son kademe palleri çok küçük olacağından, dalgalanma (surge) aralığı üzerinde büyük etkisi olan uygun pal ucu açıklığına ulaşılması mümkün olmayacaktır. [1,3,4]

1.1 Kompresör Tasarımı

Günümüzde yeni motor dolayısıyla kompresör tasarımlarının ortak bir eğilim içerisinde olduğu söylenebilir. Doğal enerji kaynaklarının her geçen gün daha az ulaşılır hale gelmesi dolayısıyla yakıt sarfiyatı büyük önem kazanan bir hedeftir. Çevre bilincinin artmasıyla yakıt sarfiyatı ile doğrudan alakalı karbondioksit emisyonu, bunun yanında gürültü gibi konularda son yıllarda önemli çalışmalar yapılmaktadır. Havayolu işletmecileri açısından önemli bir diğer özellik de bakım maliyetleri olarak belirginlik kazanmaktadır. [4,5]

Motor tasarımının başlangıç aşamasında tasarlanacak kompresörün seçimi önem arzeden bir konudur. Verim hedefleri, kademe sayısı, uçuş zarfında dalgalanma aralığı, gerilme sınırları, mekanik etkenler gibi pek çok parametre arasında bir uzlaşma sağlanmalıdır. Kompresör bölgesinde daha az kademeye sahip olmak motor uzunluğunun dolayısıyla ağırlığın ve maliyetin azaltılması anlamına gelmektedir ancak daha yüksek aerodinamik yüklemeleri de beraberinde getirmektedir. Her kademede yapılan iş miktarının arttırılması çoğunlukla verimde bir azalmaya sebep olsa da son yıllarda kompresör aerodinamiği üzerine yapılan çalışmalar bu verim düşüşünü en aza indirgemiştir. Savaş uçaklarında ağırlık ve maliyet büyük öneme sahip olduğundan genellikle en azından çekirdek kısmında yüksek kademe basınç oranları görülür. Sivil uçaklarda ise çoğunlukla ağırlık ve maliyet önemini korusa da verimin arttırılması konusuna daha büyük önem verilir ve daha makul kademe yüklemeleri tercih edilir. [5,6]

Kompresör tasarımında uçuş zarfının her noktası ve bunun yanında süreksizlik koşulları için kararlı bir çalışma sağlanmalıdır. Yeterli bir dalgalanma aralığı sağlanması bu açıdan kritik öneme sahiptir ancak yüksek kademe yüklemesi altında bu kararlılığı sağlamak oldukça zor bir konudur. [5,6]

Eksenel kompresör tasarımı komple motorun çevrim analizi ile başlar. Basınç oranı, dönüş hızı, dış çap, kademe sayısı gibi temel parametreler kararlaştırıldıktan sonra bir boyutlu akış yolu üzerinde her istasyonda ortalama hız, basınç, sıcaklık gibi değerler saptanır. Daha sonra radyal denge denklemi kullanılarak pal açıklığı boyunca bu değerlerin dağılımı elde edilir. Pal tasarımında amaç belirlenen bu akış alanını sağlayacak geometrisinin saptanmasıdır. Korelâsyonlar aracılığı ile her bir radyal istasyonda beklenen akış giriş-çıkış açıları ile geometrik açılar ve büyüklükler ilişkilendirilir. Daha sonra üç boyutlu bilgisayar destekli tasarım programlarıyla radyal kesit geometrileri ve üç boyutlu katı model oluşturulur. Eksenel kompresörler için üç boyutlu akış alanı oldukça karmaşıktır. Her ne kadar son yıllarda geliştirilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği programları büyük ölçüde çözüm getirse de daimi olmayan, sıkıştırılabilir, viskoz bir akış için varolan çözümler halen geliştirilmeye açıktır. Palin katı modeli etrafında üç boyutlu aerodinamik analiz yapılarak kaybın yüksek olduğu bölgelerde iyileştirmeler yapılır. Tekrarlanan bir şekilde aerodinamik açıdan en iyi geometriye ulaşılmaya çalışılır. Bu şekilde optimizasyon çalışması yapan gelişmiş programlar mevcut olsa da tasarım şirketlerinin özel kullanımına

mahsustur. Pal geometrisinin bu şekilde tasarlanmasından sonra kompresörün ön mekanik tasarımı gerçekleştirilir. Pal disk bağlantısı ve buna ilişkin parametreler kararlaştırılır. Daha sonra yapısal analizler aracılığı ile pal dibi yarıçapı belirlenir ve pal geometrisinde gerekli değişiklikler yapılır. Disk tasarımı da eş zamanlı olarak gerçekleştirilir. [6,7,8]

1.1.1 Çevrim Analizi

Komple motorun istenilen itki, verim ve yakıt sarfiyatı değerine sahip olabilmesi için tüm bileşenlerin uyum içerisinde tasarlanması gerekir. Bu açıdan çevrim analizi kritik öneme sahiptir. Bileşenlerin çevrim analizi ön tasarımın ilk aşaması olarak değerlendirilir. Görev profili içerisinde hava aracının gereksinimlerine göre tasarım noktası seçilir ve bu noktada hava debisi, kompresör basınç oranı ve giriş şartları saptanır. Termodinamik çevrim analizleri sürecinde kompresör haritaları kullanılır. Tasarımın ilk aşamalarında benzer tasarımların haritaları ölçülendirilerek elde edilirken, kompresör geometrisi belirlendikten sonra hesaplanan haritalar kullanılır. Çevrim analizlerinde kullanılan haritaların mach sayısı tasarlanmak istenen motorun mach sayısı ile aynı olmalıdır.[8]

1.1.2 Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

Performans, verim, boyut ve geometriye doğrudan etkisi olan bazı parametrelere tasarımın ilk aşamasında karar verilmesi gerekir. Bunlardan belki de en önemlisi kademe basınç oranıdır. Kademe sayısını dolayısıyla kompresör uzunluğunu belirleyen en önemli etkenlerden biridir.

$$\Pi_{kademe} = \left[\frac{\Psi}{2} \eta_{is} \bullet (\frac{U_m}{\sqrt{T_1}})^2 \bullet \frac{1}{C_p} + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \tag{1.1}$$

Son yıllarda kademe basınç oranları (Π_{kademe}) çevresel hızın (U_m) artmasına paralel olarak bir artış göstermiştir. Aerodinamik yüklemenin (Ψ) arttırılması yoluyla daha fazla basınç oranlarına ulaşabilmek pal yüzeyindeki sınır tabaka sebebiyle oldukça zorlaşmıştır. Meydana gelen mach sayısı artışı sesaltı pal profilleri yerine transonik pal profillerinin kullanımını da beraberinde getirmiştir. Sesaltı profiller akışın geliş açısındaki değişimlere daha az duyarlıdır. Mach sayısının artmasıyla bu tolerans

kaybolmaya başlar. Eğer gelen akış, ses hızı civarlarındaysa küçük bir bölgede süpersonik akışa sahip olan süper kritik profiler kullanılır. Transonik profillerde ise statik basınç artışı şok dalgasıyla sağlanır. Transonik bölgede tasarım yapılırken düşük açıklık oranları söz konusu olur, bu da daha geniş pallere gereksinim duyulmasına, dolayısıyla da daha ağır disk kullanılmasına sebep olur. Bunun yanında pal ucu hızı kompresör boyutlandırılmasında en önemli kısıtlayıcı faktörlerden biridir. Pal ucu hızlarının ($U_{uç}$) arttırılması ya dış çapın ($r_{uç}$) ya da devir hızının (N) arttırılmasıyla mümkün olur. Her iki halde de pal ucu aerodinamik kayıpların artmasının yanı sıra daha büyük merkezcil kuvvetlere bağlı olarak gerilmelerin de artacağı aşikârdır. [1,8]

$$U_{uç} = 2\pi r_{uç} N \tag{1.2}$$

$$\dot{m} = \rho V_a A = \rho V_a \pi (r_{uç}{}^2 - r_{kök}{}^2) \tag{1.3}$$

Eşitliklerinden görüleceği üzere bir boyutlu akış yolu tasarımı sırasında eksenel hız kök-uç yarıçapları oranı gibi bazı temel parametreler ile ilgili bir başlangıç değeri kararlaştırılmalıdır. Seçilen değerin mümkün olduğunca son değere yakın olması için yapısal ve aerodinamik açıdan değerlendirmeler sürekli olarak gözönünde bulundurulmalıdır. Çoğunlukla kullanımda olan benzer motorlara ait değerler ilk tahmin değeri olarak alınırak, geliştirilecek olan motora uyarlanmaktadır.

1.1 ifadesinden görüleceği üzere kademe basınç oranınını arttırılması (Π_{kademe}) pal hızının U_m arttırılması dışında iş faktörünün (Ψ) arttırılmasıyla mümkün olur. İş faktörünün arttırılması ise akışın daha yüksek açılarda döndürülmesini yani teğetsel hızlarının farkının $\left(C_{\theta_2} - C_{\theta_1}\right)$büyütülmesini gerektirir. Bunun bir sonucu olarak sınır tabaka ayrılması riski artmaktadır. Pal sayısını arttırmaksızın akışın yüksek açılarda döndürülmesi küçük açıklık oranına sahip, bir başka değişle geniş veterli pallerin kullanılmasını gerektirir.[1,6,8]

$$\Delta h = r_m N \left(C_{\theta_2} - C_{\theta_1}\right) \tag{1.4}$$

$$\Psi = \frac{\Delta h}{U^2} \tag{1.5}$$

Çoğunlukla pallerin geniş vetere sahip alması ağırlığı arttıran bir etkendir. Yüksek devir hızlarında pal ağırlıklarındaki bu artış, merkezcil yüklerin artışını da beraberinde getirir. Dolayısıyla diskin genelindeki gerilmelerin artması rotorun ömrünü kısaltmaktadır. Bu noktada yüksek mukavemetli malzemelerin geliştirilmesiyle palli disk (blisk) ya da entegre palli rotor (EPR) olarak adlandırılan rotorlar geliştirilmeye başlanmıştır. [5,6,8]

1.1.3 Pal Tasarımı

Her ne kadar turbomakina palleri kavram açısından basit bir bileşen olarak görülseler de, artan gereksinimlere bağlı olarak yüksek teknoloji gerektiren pal tasarımları zorunlu hale gelmiştir. Özellikle türbin bölgesinde ortaya çıkan soğutma gereksinimi ileri düzeyde geliştirme çabalarını da beraberinde getirmektedir. Temelde pallerin işlevi, hava akışının istenilen açılara döndürmesidir. Bu ya kompresörde olduğu gibi bir sıkıştırma işleminde enerji harcanarak ya da türbinde olduğu gibi bir genişletme işleminde enerji elde edilerek gerçekleştirilir. Akışın çevrilmesi için rotor ve stator olmak üzere iki çeşit pale ihtiyaç vardır. Pal tasarımında amaç kendisinden beklenen görevleri tüm çalışma koşullarında gerçekleştirebilecek en ucuz geometriyi elde etmektir. Burada ekonomik üretilebilirlik ve üretim sırasında malzemenin özelliklerinin korunması gibi kıstaslar da göz önünde bulundurulmaktadır. Örneğin kaynak sonrası ısıl işlemden dolayı malzemenin dayanımı düşüyorsa böyle bir durumda kaynakla üretim yapılması düşünülmemelidir. Pal tasarımında yerine getirilmesi gereken dayanım gereksinimlerini sıralayacak olursak;

- Yüksek gerilmeden dolayı pal hasar görmemelidir.
- Yüksek çevrim yorulması sebebiyle çatlak ilerlemesi ya da kırılma meydana gelmemelidir; yani titreşim seviyeleri kontrol altında tutulmalıdır
- Tekrarlanan sıcaklık değişimleri sonucunda ortaya çıkan termal yorulma yüzünden herhangi bir sorun oluşmamalıdır
- Sürünmeden kaynaklanan hasar meydana gelmemelidir; yani yüksek sıcaklıkta sabit bir gerilme altında, malzeme üzerinde gittikçe ilerleyen distorsiyonlar sonucunda aşırı deformasyonlar oluşmamalıdır. [9]

Bir turbomakinadaki yüklerin zamandan bağımsız olduğunu söylemek mümkün değildir; en azından her motor çalıştırılışında motorun durağan halinden çalışma seviyesine gelene kadar yükler değişmektedir. Ancak motor parçalarının çalışma

koşullarında bozulmaması ilk dayanım kıstaslarından biridir ve bu da parça üzerindeki gerilmelerin malzemenin bilinen statik dayanımlarıyla (örneğin akma dayanımı ya da nihai dayanımı) karşılaştırılarak değerlendirilir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta parça üzerinde büyük miktarda plastik deformasyon görülmesi durumunda parçanın kırılması söz konusu olmasa da parçanın işlevini yitireceğidir. Bunun dışında parça üzerindeki çatlakların statik yükler altında ilerlemesi sonucunda parçanın hasar görmesi ihtimali vardır. Statik dayanım söz konusu olduğunda bir palin bir yükün tekrarlanan durumları değil, sadece bir kerelik uygulanma durumundaki davranışı düşünülmektedir. [8,9,10]

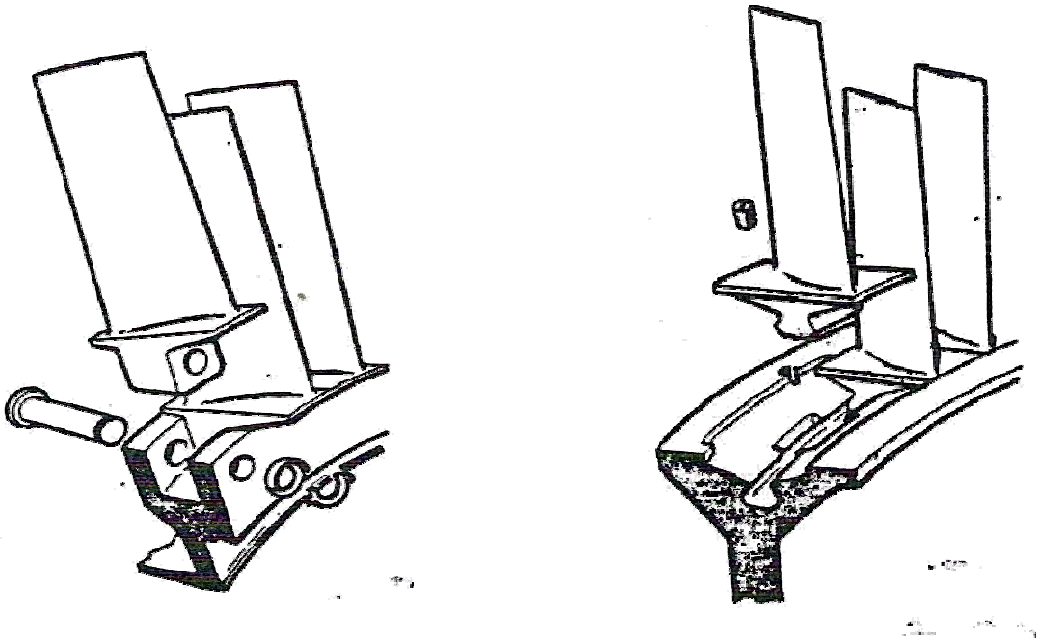
Her ne kadar geleneksel motor konfigurasyonları için rotor diskleri ve ona bağlı paller ayrı olarak ele alınsa da her durumda, paller ve bağlantılar üzerinden diske aktarılan yükün (kasnak üzerindeki gerilmelerin) mümkün olan en düşük seviyeye indirilmesi bir diğer amaç olmalıdır.

1.1.4 Pal-Disk Bağlantıları

Pal ve disk bağlantılarının temel görevi pallerin rotora hem eksenel hem de radyal yönde emniyetle bağlamaktır. Fan pallerinin yabancı madde hasarına maruz kaldıkları durumlar haricinde, genel olarak radyal yüklerin eksenel yüklere oranla çok çok fazla oldukları söylenebilir. Pal ve disk bağlantılarının bu temel görevinin yanında, hava sızdırmazlığını sağlamak, pal sönümleme, iç hava akışının düzenlenmesi gibi işlevleri de vardır.

Temel olarak pal ve disk bağlantısının kullanıldığı yere ve tasarıma bağlı olarak değişen çeşitleri vardır; bunlar katı kök, güvercin kuyruğu, çevresel yivli kök ve çam ağacı köktür. Bu pal disk bağlantıları şekil 1.1'de gösterilmiştir.

Bunlardan ilk üçü kompresör bölgesinde kullanılırken, çevresel yivli kök ve çam ağacı kök türbin rotorlarında kullanılmaktadır. Pal-disk bağlantısının seçiminde belki de en önemli faktör, yeterli sağlamlığın en hafif tasarımla sağlanmasıdır. Dolayısıyla alternatif tasarım seçenekleri üzerinde de durulmaktadır. [9,10]



a) Katı Kök

b) Çevresel Yivli Kök

c) Güvercin Kuyruğu

d) Çam Ağacı Kök

Şekil 1.1: Pal Disk Bağlantıları

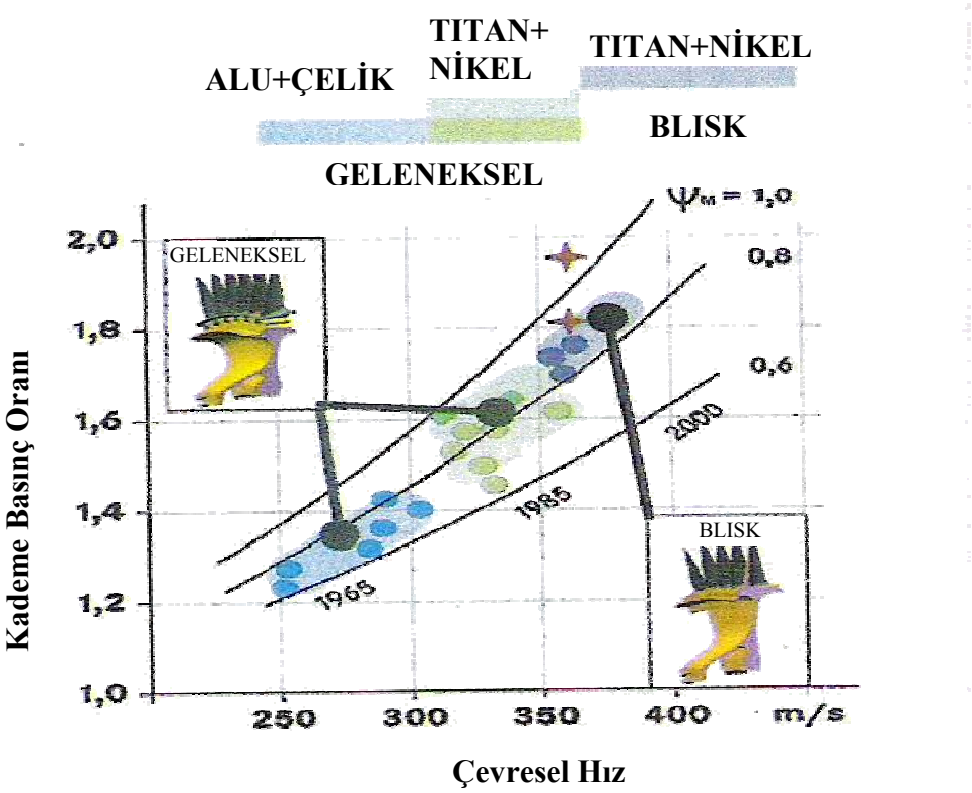
Diske etki eden yükler doğrudan pal üzerindeki merkezcil kuvvetlerin aktarılma şekliyle alakalıdır. Çevresel yivli kök tipinde disk üzerinde sadece radyal gerilmeler oluşurken güvercin kuyruğu tipinde hem radyal gerilmeler hem de eğilme gerilmeleri ortaya çıkar. Buradan güvercin kuyruğu tipi bağlantının, merkezkaç kuvvetlerinin çok yüksek olduğu durumlarda ağırlık açısından sorun yaratacağı görülebilir. Çam ağacı tipi kökler merkezkaç yüklerin çok fazla olduğu durumlarda çevresel yivli kök kökün uzatılmış hali olarak düşünülebilir. Böyle bir durum, özellikle pal dipleri arasındaki mesafenin az olması dolayısıyla, yüksek basınç türbinlerinde görülebilir. Çam ağacı tipi köklerde, yüksek merkezkaç kuvvetleri, pal kökü boyunca oluşturulmuş kademeler sayesinde iki ya da üç kontak yüzeyi üzerinden palden diske aktarılır.[10]

Merkezcil yükleri belirleyen iki parametre ağırlık ve çevresel hızdır. Aerodinamik gereksinimlerin bir sonucu olarak saptanmış çevresel hız üzerinde değişiklik yapılamadığından dolayı en uygun pal kökünün seçimi çoğunlukla tüm pal disk tasarımında minimum ağırlık ölçütüne göre yapılır. Ağırlık yanında diğer pek çok etken de tasarım sırasında göz önünde bulundurulur. Özellikle yiv açılmış bölgelerde gerilme yoğunlaşma katsayısı ile disk üzerindeki kabul edilebilir gerilmelerin büyüklüğü saptanır. İlk bağlantı geometrisi saptandıktan sonra yapısal analizler aracılığı ile geometrinin optimizasyonu gerçekleştirilir.

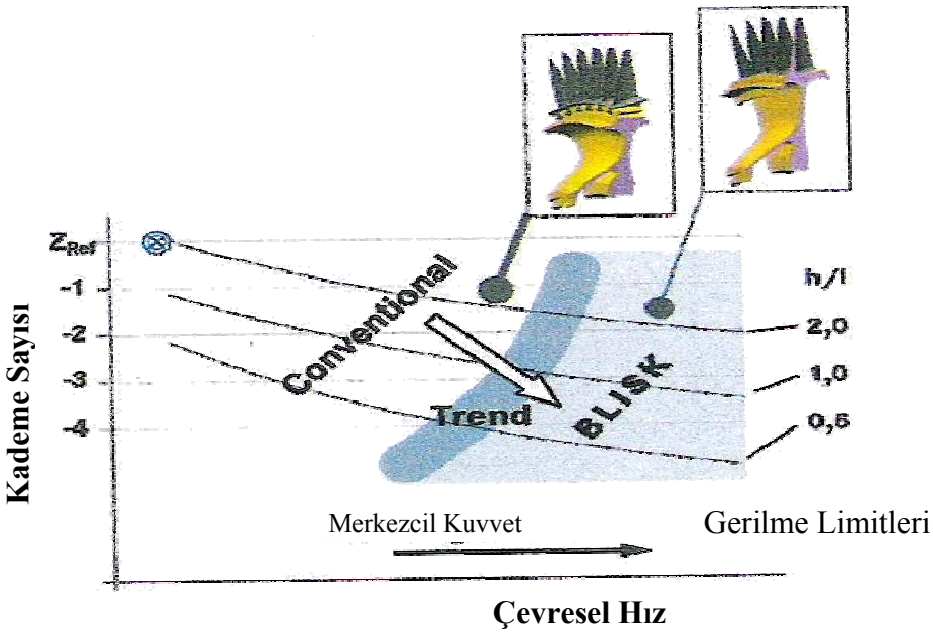
Her koşulda katı kök bağlantısı ağırlık açısından en kötü konfigurasyondur ve bu sebeple kompresörlerde çok nadiren görülür. Çevresel yivli kök ve güvercin kuyruğu için kasnağın ve diskin geri kalanının ağırlığı ters olarak değiştiğinden seçim yapmak çok daha incelik gerektirir. Pal için merkezcil kuvvet ne kadar fazlaysa, eğilme gerilmelerinden dolayı güvercin kuyruğu için ağırlık engeli o derece artar ve düşük gerilme yoğunlaşması sayesinde elde edilen ağırlık tasarrufunun ötesine geçer.

Son yıllarda özellikle geniş veterli pallerin kullanılması ve çevresel hızın artması ile paralel olarak ortaya çıkan yüksek gerilmelerin önüne geçilmesini sağlamak amacıyla entegre palli rotor tasarımlarına yönelinmiştir. Şekil 1.2 ve 1.3'de gösterildiği üzere tüm bu eğilim beraberinde daha yüksek kademe yüklemelerini de getirmiştir. Artan dayanım gereksinimlerini karşılamak üzere çelik ve aluminyum yerine titanyum ve nikel temelli alaşımlar kullanılmaya başlanmıştır. Entegre palli rotor kavramının öne çıkmasının en önemli sebebi, pal kökü ve pal kanalı

olmadığından gerilme yoğunlaşması bölgelerinin bulunmamasıdır. Kasnak bölgesinde temas yüzeylerini arttırmaya yönelik bir kalınlık artışına ihtiyaç kalmamıştır. Bunun bir sonucu olarak daha az elaman ve daha dar disk kullanımı disk ağırlığının oldukça azalmasını sağlamıştır. Palleri diske bağlamak için ilave yapılara, sızdırmazlık elemanlarına ihtiyaç olmadığından daha az parça sayısına sahiptirler. Entegre palli rotorlar tek seferde pallerle birlikte üretilebildiğinden dolayı ve karmaşık pal kökü şekillerini işleme gereksinimi olmadığından dolayı daha düşük imalat maliyetine sahiptirler. Parça sayısındaki düşüşe paralel olarak kolay montaj edilebilirlik ve kolay balans edilebilirlik gibi avantajlara sahiptirler. [7,9,10]



Şekil 1.2: Çevresel Hız ve Kademe Basınç Oranlarında Yıllara Bağlı Değişim



Şekil 1.3: Çevresel Hız ve Kademe Sayısı ve Açıklık Oranlarının Değişimi

1.1.5 Pal Üzerine Gelen Yükler

Pal üzerindeki yükleri temel alarak birkaç sınıfa ayırabiliriz. Bunları sıralarsak;

- Herhangi bir kesit üzerindeki kütlenin bu kesitte oluşturduğu merkezcil kuvvet
- Pal sırasını geçen havanın momentumunun ve basıncının değişmesinden kaynaklanan eğilme momenti
- Pal kökünün ağırlık merkezinden radyal merkezkaç kuvvetinin etkilediği noktanın, pal kökünün ağırlık merkeziyle aynı radyal çizgide olmamasından kaynaklanan eğilme momenti
- Pallerin gaz basınç etkisiyle ya da merkezkaç etkisiyle burulması sonucu ortaya çıkan kayma yükleri
- Termal gradyentlere bağlı karmaşık yükleme

Merkezcil Gerilmeler: Palin ağırlığı sebebi ile ortaya çıkan gerilmedir. Pallerin işlevleri ile ilişkili yüklerin düşünülmesinden önce sadece dönmesinden kaynaklanan bu merkezkaç gerilmeleri malzeme dayanımının % 50-80 arasında bir kısmının kullanılmasına sebep olur.

Dönen bileşenler için merkezcil kuvvet

$$CF = kütle * r_{c.g} * \omega^2 \tag{1.6}$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Burada kütle yoğunluk ve hacim çarpımı olarak yazılırsa

$$CF = \rho * A * h * r_{c.g} * \omega^2 \tag{1.7}$$

elde edilir. Burada h pal boyu A ise pal kesitidir. Sabit kesit alanına sahip bir pal için radyal gerilme

$$\sigma_{CF} = \rho * h * r_{c.g} * \omega^2 \tag{1.8}$$

şeklinde yazılırsa, herhangi bir r yarıçapındaki merkezcil kuvvet ve merkezcil gerilme :

$$CF = \rho\omega^2 \int_{r_i}^{r_0} Ardr = \tfrac{1}{2}\rho A\omega^2 \left(r_o^2 - r_i^2\right) \tag{1.9}$$

$$\sigma_{CF} = \tfrac{1}{2}\rho\omega^2 \left(r_o^2 - r_i^2\right) \tag{1.10}$$

olarak bulunur. Pale daralma açısı vermek pal kökündeki gerilmeleri düşürecektir, ne var ki aerodinamik açıdan pal ucunda çevresel olarak daha fazla boş hacim olacağından ters yönde daralma açılı paller oldukça yaygındır.[9,10]

Aerodinamik eğilme momentinin oluşturduğu gerilmeler**:** Pal sırasını geçen akışkanın hızının değişmesi, diğer bir deyişle akışkanın momentumunun değişmesi pal üzerinde bir kuvvetin etki etmesine sebep olur. Bunun dışında ayrıca akışkanın basıncının değişmesi de diğer bir yükleme meydana getirir. Bu kuvvet kompresör için ileri yönde türbinde ise geriye doğrudur. Genel olarak paller burulmuş olduğu için her bir kesitinde teğetsel ve eksenel bileşenler kökten uca değişim gösterecektir. Pal boyunca pek çok kesit alınarak her bir kesit için eksenel ve teğetsel bileşenler elde edilebilir. Her bir kesitteki hız değişiminden hesaplanan kuvvetlerin kesit ağırlık merkezinden etkilediği düşünülürse bu kuvvetle referans kesite olan uzaklık çarpılarak hem eksenel hem de teğetsel yöndeki eğilme momentleri hesaplanabilir.

Basınç farkından kaynaklanan yükleme eğer basınç dağılımı biliniyorsa gerçek değere oldukça yakın bir şekilde hesaplanabilir. Bunun yanında dairesel toplam basınç değişimi hesaplanıp pal sayısına bölünerek daha basit bir hesaplama da yapılabilir.

Aerodinamik yüklere bağlı eğilme momenti formüle edilirse;

$$F = \frac{d(momentum)}{dt} = kütle\frac{d(hiz)}{dt} \tag{1.11}$$

$$M_v = \sum kütle * dV * r \tag{1.12}$$

ifadesine ulaşılır. Basınç değişiminin toplam dairesel kesit için ele alınması ilk aşamada yeterli bir yaklaşım olarak değerlendirilebilir. Dolayısıyla, toplam dairesel kesit üzerine etkiyen kuvvet $\Delta p\pi\left(r_o^2 - r_i^2\right)$ olarak elde edilir, bu ifade pal sayısına bölünerek, eğilme momenti için

$$M_P = \sum \Delta p\pi\left(r_{¾}^2 - r_{½}^2\right)r \tag{1.13}$$

formülü elde edilebilir. Pal kesiti bir kiriş olarak ele alınırsa

$$\frac{M}{I} = \frac{\sigma}{Y} \tag{1.14}$$

ifadesinden eğilme momentine bağlı gerilme değerine ulaşılabilir. Burada ortaya çıkan sorun palin eksenleri ile motorun eksenlerinin çakışmamasıdır. Bu sebeple eksenel ve teğetsel momentlerin pal kesitinin eksenlerine dönüştürülmesi gerekir.

$$M_{XX} = M_T Cos\theta + M_A Sin\theta \tag{1.15}$$

Hücum ve firar kenarında Mxx eğilme momenti sonucunda ortaya çıkan gerilmeler sırasıyla

$$\frac{\left(M_T Cos\theta + M_A Sin\theta\right)}{I_{MIN}} Y_{LE} \tag{1.16}$$

$$\frac{\left(M_T Cos\theta + M_A Sin\theta\right)}{I_{MIN}} Y_{TE} \tag{1.17}$$

ifadelerinden elde edilir. [9, 10]

1.1.6 Pal titreşimi

Pallerdeki yorulmaya bağlı hasarlar çoğunlukla titreşim ile ilişkilidir. Paller çoğunlukla ince yapılardır dolayısıyla uyarılma frekansıyla çakışması muhtemel pek çok doğal frekansa sahiptirler. Makina çalışma hızında rezonansla karşılaşmayacak şekilde tasarlanmış olsa bile ilk çalıştırma ya da kapatma durumlarında rezonansla karşı karşıya kalacaktır. [11,12]

Bir palin doğal frekansı gerek hesaplama gerekse deneysel yöntemlerle bulunabilir. Genellikle henüz somut bir şekilde palin var olmadığı tasarımın ilk safhalarında, hesaplama yöntemi kullanılır. Bir pal için doğal frekansın hesaplanmasında enerji metodu, transfer matris metodu gibi çeşitli analitik teknikler mevcuttur. Bunun yanında son yıllarda teknolojik gelişmelere paralel olarak sonlu elemanlar metodu da gittikçe yaygınlaşan bir şekilde kullanılmaktadır. Genellikle bu analitik metodların hassasiyetini doğrudan söz konusu palin geometrisi ve çeşidi belirler. Örneğin çok fazla burulmaya sahip olmayan uzun bir kompresör pali hem hesaplama açısından kolaylık sağlar hemde elde edilen sonuçlar en azından düşük dereceden modlar için yeterince hassastır. Bunun yanında ara kanatçıklı ve soğutma kanalları olan bir türbin pali için bu metodlarla hesaplanan sonuçların yanlış olacağı aşikârdır. Burada eklenmesi gereken nokta eğer motorun tüm çalışma hızlarını kapsayan bir aralıkta motor uyarımı ile doğal frekans karşılaştırılacak ise kullanılacak metod hem merkezcil kuvvetleri hem de sıcaklıkta meydana gelebilecek değişiklikleri hesaba katmalıdır. [8,10,11]

Deneysel metodlarda doğal frekanslar elde edilirken bileşen diğer parçalardan izole edilmiş olarak test edilebildiği gibi motorun bir parçası olarak da uygun test düzeneği hazırlanabilir. İzole edilmiş laboratuvar koşullarında doğal frekans deneyleri çok çeşitli şekillerde gerçekleştirilebilir. Eski metodlardan biri olan Chaldni Plakası tekniğinde kum titreşen bir yapı üzerinde saçılmasıyla mod şekilleri elde edilirken günümüzde Laser Holographic Interferometry tekniğinde titreşen yapının iç içe geçiş davranışı fotoğraflanarak doğal frekans belirlenmektedir. Dönüş halindeki bir motorun parçası olarak bileşenlerin doğal frekansının bulunması için kullanılan metodlar ise çok azdır ve uygulanması oldukça zahmetlidir. Örneğin gerinme ölçerler motor parçalarına bağlanır ve kayan bir halka vasıtasıyla bu cihazlardan elde edilen sinyaller aktarılır. [11,12]

1.1.6.1 Uyarılma Frekansları

Bileşenlerin uyarılmasının pek çok kaynağı olabilir. Örneğin paller için diskin hareketi, uniform ağırlık sağlanacak şekilde imal edilemeyen pal ve diskler, rulmanlardan kaynaklanan uyarımlar, palin muhafazaya sürtmesi ya da şaftın hareketi gibi çeşitli sebepler sayılabilir. Ancak temel olarak uyarılmanın üç kaynağı olduğu kabul edilir; bunlar sabit iz bölgesi uyarımı, bayraklanma hareketi (kendi kendini uyarım) ve dönen tutunma kaybı uyarımı olarak sıralanabilir. Analitik olarak hesaplanması en makul olan ilk sırada belirtilen sabit iz bölgesi uyarımıdır. Her dönen pal sırasının önünde akışı uygun şekilde yönlendirmek üzere bir duran pal sırası yeralır. Bunun yanında akış içerisinde bulunması gerekli olan diğer tüm parçalar da akış içerisinde ardlarında bir iz bölgelerinin oluşumuna sebep olurlar. Paller dönüş sırasında bu iz bölgelerini geçerken üzerlerindeki aerodinamik kuvvette bir düşüş yaşanır; yani paller periyodik bir şekilde dalgalanan basınç dağılımına maruz kalır. Duran paller de dönen pallere göre ters yönde dönüyormuş gibi farzedilebileceğinden benzer bir uyarımla karşı karşıya kalacaktır. Söz konusunu uyarımın frekansına lüle geçiş frekansı (nozzle passing frequency) ve LGF pal titreşimi hesaplamalarında önemli bir yer tutar. Bu frekans eğer sistemin doğal frekanslarından herhangi birine eşitse rezonans ve beraberinde büyük genlikli titreşim görülür. [11,12]

Tüm bu akış önündeki parçalardan doğan bozuntular giderilebilseydi bile, hava alığından alınan havada varolan bir asimetri, her dönüşte bir kez tekrarlanan bir uyarılmaya sebep olur. Eğer bir pal bir dönüşte bir vuruyla karşılaşıyorsa bir saniyede devir sayısı (N=dönüş/saniye) kadar vuruyla karşılaşacaktır. Benzer şekilde eğer bir dönüşte p adet bozuntuyla karşılaşıyorsa vuru frekansı f=p.N/60olacaktır. Ancak çoğunlukla pal üzerindeki basınç dağılımı değişimi tamamıyla harmonik bir şekilde olmayacaktır. Bu durumda zamana bağlı olarak değişen bozuntu Fourier serisine açılarak harmoniklerin toplamı şeklinde incelenebilir.

Küçük turbomakinalarda paller üzerinde küçük değişiklikler yapılarak rezonans önlenebilir ancak yüzlerce palden oluşan çok kademeli sistemlerde bu şekilde değişiklik yapılarak çözüm elde edilmesi mümkün değildir. Bu durumda pal köküne ya da paller arası kanatçıklara sönüm elemanları ilave edilerek titreşim kontrol altında tutulmaya çalışılır.

Titreşim modları: Doğal frekans etkisinde pallerin şekil değişimleri eğilme, burulma ve birleşik eğilme-burulma olarak sınıflandırılır. Birleşik eğilme burulma modları turbomakina pallerinin eşlenik özelliğinden ötürü ortaya çıkar.

Frekans Diagramı: Motorun doğal frekans noktalarında çalışmadığından emin olmak için frekans ya da Campbell diagramı olarak bilinen bir diagram oluşturulur. Artan motor hızlarında pal üzerine yerleştirilen bir gerinme ölçer vasıtasıyla palin titreşim frekansı ölçülür. Gerilmenin yüksek artış gösterdiği rezonans bölgeleri saptanır. [11,12,13]

Campbell Diagramı incelendiğinde yüzlerce palin yeraldığı bir motorda sınırsız rezonansla karşılaşma ihtimali olduğu görülebilir. Dolayısıyla tüm frekanslara odaklanmak yerine daha kritik frekansları belirleyerek bu frekanslardan uzak durmak daha mantıklı olacaktır. Frekans arttıkça şekil değişimi azalacağından yüksek frekanslar ikincil önemli olarak nitelendirilebilir. Aynı şekilde düşük ve yüksek dereceden modlar düşünülürse yüksek dereceden modlar için toplam enerji ortalama bir değer alacağı için düşük modları gözönünde bulundurmak daha doğru olacaktır. Bunun yanında motor hızı arttıkça, pallerin maruz kalacağı uyarıcı kuvvetler ve aynı zamanda gerilmeler de artacağından Campbell diagramının sağ alt kısmı üzerinde yoğunlaşmak doğru olacaktır. Özellikle birinci eğilme modu ile birinci motor devrinin çakışması oldukça tehlikelidir. Çoğunlukla kritik frekansların belirlenmesi, deneyime ve bunun yanında yoğun bir hesaplama sürecine dayanır. Bu noktada dikkat edilmesi gereken, palin maruz kalacağı basınç dağılımının temel titreşim modlarını uyarıcı yönde olup olmayacağıdır. Titreşime sebep olan kuvvetin genliği ve fazı çeşitli istasyonlarda saptandığı takdirde, titreşimin genliği de elde edilebilir, ancak bu oldukça karmaşık ve uzun bir süreçtir. Rezonans açısından kritik frekanslar saptandıktan sonra, rezonanstan kaçınmak için, pal boyutlarının değiştirilmesi ya da akış yolunun düzenlenmesi yoluna gidilebilir. İkinci seçenek destek elemanlarının, duran pallerin sayısının ya da konstrüksiyonunun değiştirilmesi gibi pek çok disiplini birarada ilgilendiren değişiklikler yapılmasını gerektirir. Akış içerisindeki bozuntuların giderilmesi titreşim karakteristiğini olumlu yönde etkileyecektir. Bunun yanında kompresör sızıntı kanallarının konfigürasyonu da titreşim frekansları açısından gözönünde bulundurulmalıdır. Pal sıraları arasındaki eksenel mesafe uyarıcı kuvvetin büyüklüğü üzerinde oldukça etkilidir. Mekanik ve aerodinamik sönümleme pallerin özellikle yorulma dayanımını arttıran önemli bir tekniktir.

Türbin pallerinde olduğu gibi sabitleyici ara kanatçıklar yerleştirmek, fan pallerinde olduğu gibi yarı açıklık kanatçıkları kullanmak ya da palleri pinler ile sabitlemek rezonans sorununu çözmeye yönelik seçeneklerdir. [11,12,13]

Tek başına akış içerisinde yeralan bir pal burulmuş, asimetrik kesitli ve bir disk üzerine belirli bir açıyla oturtulmuş bir kiriş olarak ele alınabilir. Böyle bir pal için veter boyunca, flaplama (eğilme) ve burulma modları eşlenik halde bulunacaktır. Bunun yanında merkezcil kuvvetlerin etkisiyle sistemin katılığının artması, kayma eğilmesi, dönen atalet ve fiber eğilmesi gibi etkilerin de hesaba katılmasıyla oldukça karmaşık bir problem haline gelir ve sonuç olarak 6 adet eşlenik halde kısmi diferansiyel denklemin çözümü gerekir. Literatürde yeralan çalışmaların pek çoğu daha az etkiye sahip olduğu düşünülen parametreleri ihmal ederek bir ya da birkaçının etkisini araştırmaya yöneliktir. [11,12,13]

Pal doğal frekanslarının bulunmasında sürekli sistem modellemesi ya da enerji metodu kullanılabilir. Yapı karmaşıklaştıkça sonlu elemanlar metodu gibi ayrıklaştırma metodları kullanılır. Kiriş ya da plak teorisi kullanılarak kompresör ya da türbin pallerinin doğal frekanslarını bulmak zahmetli bir iştir bunun yanında sonlu elemanlar metodu hızlı ve kolay bir şekilde çözüme ulaşılmasını mümkün kılar.

Gaz türbinlerinde pallerin bağlandığı diskler oldukça ince ve esnektir. Dolayısıyla diskin ve palin mod şekilleri birarada ortaya çıkabilir, sonuçta elde edilen titreşim özellikleri yalnız disk ya da yalnız pal için saptanan titreşim karakteristiğinden farklı olacaktır. Tüm bir pal disk bütünü için öncelikle pallerin birbiriyle özdeş olması durumu incelenmiştir. Son yıllarda özellikle imalat toleranslarına bağlı olarak pallerde karşılaşılabilecek farklılıkların etkilerini inceleyen pek çok çalışma yapılmıştır. [11]

1.1.6.2 Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Doğal Frekans Analizi

Sönümsüz tek serbestlik dereceli bir sistemin serbest titreşimi

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + kx = 0 \tag{1.18}$$

eşitliği ile gösterilebilir. Burada çözüm şu şekilde verilir.

(1.19)

$$x(t) = ASin(\omega t) + B\cos(\omega t)$$

Aynı sistem sonlu elemanlar formülasyonu ile ifade edilirse. Söz konusu elemanın katılık matrisi

$$k^e = k\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \tag{1.20}$$

şeklinde ifade edilebilir. Denge denklemi yazılırsa

$$k\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \tag{1.21}$$

elde edilir. Burada kuvvet dengesinden f_2 yerine konursa

$$k\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ mg - m\ddot{u}_2 \end{Bmatrix} \tag{1.22}$$

ifadesine ulaşılır. Dolayısıyla

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \end{Bmatrix} + k\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ mg \end{Bmatrix} \tag{1.23}$$

elde edilir. Sınır şartları yerine konularak çözüme ulaşılır. Tek serbestlik dereceli sistem için oluşturulan kütle ve katılık matrislerine benzer olarak çok serbestlik dereceli bir sistem için de

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = \{f\} \tag{1.24}$$

eşitliği yazılabilir.

Çok serbestlik dereceli bir sistemin serbest titreşimi

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = 0 \tag{1.25}$$

eşitliği ile ifade edilir. Burada

$$U_i(t) = A_i Sin(\omega t + \phi) \tag{1.26}$$

ifadesi kullanılarak sistemin doğal frekanlarına (w_i) ulaşılır. Bulunan özdeğerler 1.24 eşitliğinde yerine koyularak her frekans için A_i genliklerinin oranı elde edilir. Sınır şartları da kullanılarak her frekans için ayrı bir $U_i(t)$ denklemi elde edilmiş olur. Sonuç olarak sistemin çözümü her frekans için elde edilen bu $U_i(t)$ eşitliklerinin toplamı olacaktır. Bir diğer deyişle, sistem tüm frekanslarındaki titreşim cevaplarını içerecek bir şekilde hareket edecektir.

$$\begin{Bmatrix} \ddot{U}_1 \\ \ddot{U}_2 \\ \ddot{U}_3 \\ .. \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A_1^{(1)} \\ A_2^{(1)} \\ A_3^{(1)} \\ .. \\ .. \end{Bmatrix} Sin(\omega_1 t + \phi_1) + \begin{Bmatrix} A_1^{(2)} \\ A_2^{(2)} \\ A_3^{(2)} \\ .. \\ .. \end{Bmatrix} Sin(\omega_2 t + \phi_2) + \begin{Bmatrix} A_1^{(3)} \\ A_2^{(3)} \\ A_3^{(3)} \\ .. \\ .. \end{Bmatrix} Sin(\omega_3 t + \phi_3) + ... \tag{1.27}$$

bir başka şekilde

$$U_i(t) = \sum_{j=1}^{N} A^{(j)}{}_i Sin(\omega_j t + \phi_j) \tag{1.28}$$

Bu eşitliklerde dikkat edilmesi gereken nokta tümü için kütle matrisinin diagonal bir matris olması ve bir noktada yoğunlaşmış halde bulunmasıdır. Mühendislikte karşılaşılan sistemlerin çoğu sürekli sistemlerdir. Lagrange Metodu yardımıyla sürekli bir sistemin hareket denklemi elde edilebilir. Yapı üzerinde küçük bir parça alınır ve kinetik enerji denklemi yazılırsa

$$dT = \frac{1}{2}\rho(\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2)dxdydz \tag{1.29}$$

ifadesine ulaşılır. Buradaki küçük parça bir eleman olarak düşünülebilir, her bir eleman için şekil değiştirme eşitlikleri interpolasyon fonksiyonları kullanılarak yazılabilir.

$$\begin{aligned} u(x,y,z,t) &= \sum_{i=1}^{M} N_i(x,y,z)u_i(t) = [N]\{u\} \\ v(x,y,z,t) &= \sum_{i=1}^{M} N_i(x,y,z)v_i(t) = [N]\{v\} \\ w(x,y,z,t) &= \sum_{i=1}^{M} N_i(x,y,z)w_i(t) = [N]\{w\} \end{aligned} \tag{1.30}$$

Eleman için kinetik enerji

$$T^{(e)} = \frac{1}{2}\iiint \left(\{\dot{u}\}^T [N]^T [N] \{\dot{u}\} + + \{\dot{v}\}^T [N]^T [N] \{\dot{v}\} + \{\dot{w}\}^T [N]^T [N] \{\dot{w}\} \right) \rho dV^{(e)} \tag{1.31}$$

olacaktır.

$$\dot{\delta} = \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{w} \end{Bmatrix}$$

ifadesi kullanılarak, eleman kinetik enerjisi ve kütle matrisi için

$$T^{(e)} = \frac{1}{2}\{\dot{\delta}^T\}[m^{(e)}]\{\dot{\delta}\} \tag{1.32}$$

$$[m^{(e)}] = \iiint \begin{bmatrix} [N]^T [N] & & \\ & [N]^T [N] & \\ & & [N]^T [N] \end{bmatrix} \rho dV^{(e)} \tag{1.33}$$

ifadeleri bulunur. Toplam enerjinin minimum olması prensibi kullanılırsa

$$E = \frac{1}{2}\{\dot{q}^T\}[m^{(e)}]\{\dot{q}\} + \frac{1}{2}\{q^T\}[K]\{q\} - \{q\}^T f \tag{1.34}$$

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i}\frac{\partial \dot{q}_i}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial q_i}\frac{\partial q_i}{\partial t} \tag{1.35}$$

buradan da

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \tag{1.36}$$

eşitliğine ulaşılır. Nodal yükler olmadığı takdirde sistemin doğal frekanslarının elde edildiği

$$\left| -\omega^2 [M] + [K] \right| = 0 \tag{1.37}$$

determinantı bulunur. Normal modların ortagonalliği kullanılarak sistemin ayrıştırılması sağlanılabilir. Modal matris yazılarak bire göre normalizasyon yapılırsa ve $[A]$ modal matris olmak üzere

$$\{q\} = [A]\{p\} \tag{1.38}$$

şeklinde bir değişken değişimi uygulanırsa

$$[M][A]\{\ddot{p}\}+[K][A]\{p\}=\{F\} \tag{1.39}$$

elde edilir, $[A]^T$ ile çarpılarak

$$.[I]\{\ddot{p}\}+[A]^T[K][A]\{p\}=[A]^T\{F\} \tag{1.40}$$

$[A]^T[K][A]$ ifadesi diagonal bir matristir ve terimleri ortagonallik presibi kullanılarak bulunabilir. Modal matris bire göre normalize edilmişse bu ifade doğrudan diagonali doğal frekansların karesi olan bir matris olacaktır. Sonuç olarak

$$.[I]\{\ddot{p}\}+[\omega^2]\{p\}=[A]^T\{F\} \tag{1.41}$$

eşitliğine ulaşılacaktır.[14]

1.2 ANSYS Programı

ANSYS Programı çeşitli fiziksel problemleri sonlu elemanlar metodunu kullarak çözmek amacıyla geliştirilmiş ticari bir yazılımdır. Pal ve disk bağlantısının yapısal ve doğal frekans analizleri sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilirken ANSYS programından faydalanılmıştır.

1.2.1 APDL (Ansys Parametric Design Language)

APDL temel olarak bir programlama dilidir. ANSYS programı içerisinde yeralan komutların parametrik bir dille ifade edilebilmesi sayesinde kullanıcılar tekrarlanan işlemleri otomatik bir şekilde gerçekleştirebilmektedirler. Parametre bir başka deyişle değişkenlere değer atanarak bu değerlerin analizin tüm basamaklarında kullanılabilmesi sağlanmaktadır. Çeşitli ifadeler ve fonksiyonlarla tanımlanan parametreler üzerinden hesaplamalar yapılabilmekte elde edilen sonuçlar kullanıcıya gösterilebilmektedir. Döngüler ve mantık sorguları gerçekleştirilerek ara kademelerde kullanıcı uyarılarak girdi isteminde bulunulabilmektedir. Bunun yanında komut dizilerinden makrolar oluşturularak tüm bir analizin otomatik olarak gerçekleştirilmesi mümkün olmaktadır. [15]

1.2.2 Yapısal Analiz Adımları

Sonlu elemanlar metodu bir tasarım üzerindeki yükleri simüle ederek tasarımın bu duruma vereceği cevabı belirlemek üzerine geliştirilmiş bir metoddur. Yapı her birinin söz konusu yüklere cevabı kesin eşitliklerle ifade edilebilen parçalara ayrılır ve tasarımın toplam davranışı bu elemanların toplamı olarak değerlendirilir. Her bir eleman sonlu sayıda bilinmeyene sahiptir, dolayısıyla sonsuz sayıda bilinmeyene sahip fiziksel bir sistem ancak yaklaşık olarak sonlu sayıda bilinmeyene sahip elemanlarla temsil edilebilir.

Sonlu Elemanlar Metodu ile analiz yapılırken ilk adım hazırlanacak sonlu elemanlar modelinin mümkün olan en yakın şekilde fiziksel sistemi ifade etmesini sağlamaktır. Öncelikle tüm yükler, çevre elemanlar, malzemeler ve bağlantılar ayrıntılı bir şekilde belirlenmelidir. Bilinmeyen bazı yükler için varsayımlar, bazı ihmaller ve sadeleştirmelerin de yapılması da gerekebilir. Bir sonraki adım tanımlanan sistem için analiz çeşidi, kullanılacak eleman, ve analize yönelik modelin saptanmasıdır. Burada mümkün olan en basit şekilde, gereksiz görülen tüm ayrıntılar ihmal edilerek çözüm zamanının oldukça kısaltılması mümkündür, bununla birlikte tekilliği ortadan kaldırmaya yönelik değişiklikler de saptanmalıdır. Örneğin ağ yapısının oldukça sıkı olmasına sebep olacak küçük deliklerin gereksizse modelden temizlenmesi, uygun olan yerlerde simetrik ya da eksenel simetrik model kullanılması veya temas yüzeylerinin farklı analiz seçenekleriyle temsil edilmesi çözüm zamanını oldukça azaltacaktır. Bu adım henüz model hazırlanmadan önce temel bazı kararların alınmasını gerektirdiği için oldukça önemlidir. Bir sonraki adım kararlaştırılan tüm varsayımların, ihmallerin ve sadeleştirmelerin ışığında geometrik modelin hazırlanmasıdır. Geometrik model, ya bilgisayar destekli tasarım programı vasıtasıyla hazırlanarak sonlu elemanlar analiz programına aktarılır ya da gibi doğrudan sonlu elemanlar analiz programında oluşturulur. Daha sonra malzeme özellikleri saptanarak geometrik bileşenlere atanır ve kararlaştırılan elemana ait seçenekler değerlendirilir. Takibeden adım, ağ yapısının oluşturulmasıdır. Burada eleman büyüklükleri kontrol edilerek kritik bölgelerde sık bir ağ yapısı oluşturulmaya çalışılır. Bunun yanında eleman ve düğüm sayıları doğrudan çözüm zamanını ve bellek gereksinimini etkilediği için tekrarlayan bir biçimde en uygun ağ yapısı oluşturulmaya çalışılır. Elemanlar formülasyonları elemanın standart bir biçimi için oluşturulduğundan dolayı, elemanların standart biçimden çok fazla

sapmaları hatalı sonuç üretmelerine sebep olacaktır. Bu sebeple ağ yapısı sürekli olarak kontrol altında tutulmalıdır. Bir sonraki adımda belirlenen yükler ve sınır şartları uygulanır, temas yüzeyleri modellenir ve uygulanması gereken hareket kısıtları modele aktarılır. Birden fazla yük adımı olması ya da aynı sistemin birkaç yük koşuluna maruz kalması durumları değerlendirilir. Daha sonra çözüm alınarak sonuçların değerlendirilmesi adımına geçilir. Analiz programı sayesinde şekil değiştirme ve gerilme değerleri görsel olarak incelenebilir. Programdan sağlanan tepki kuvvetleri çıktısıyla uygulanan kuvvetlerin kontrolü ve genel gerilme dağılımının beklenen dağılımla uyumlu olması analizin doğruluğunun kontrolü açısından önemlidir. Mümkün olan durumlarda mevcut deneysel veri ya da el hesabı ile sonuçlar karşılaştırılarak analiz sonuçlandırılır. [15]

1.2.3 Modal Analiz

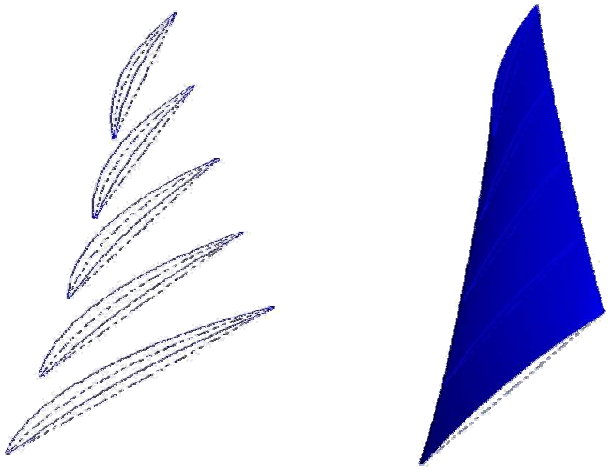
Modal analiz bir yapının sahip olduğu doğal frekansları ve mod şekillerini saptamak amacıyla gerçekleştirilir. Doğal frekanslar ve mod şekilleri tasarım aşamasında dinamik yükleme koşulları açısından oldukça önemli parametrelerdir. Bunun yanında gerçekleştirilecek burkulma analizi, dinamik analiz gibi analizlerin ilk aşaması olarak modal analiz gerçekleştirilir. Doğal frekans analizinin ilk adımları yapısal analiz ile aynıdır. Modelleme kısmında dikkat edilmesi gereken malzeme özelliği olarak yoğunluk ve Young modülü mutlaka tanımlanmalıdır. Doğal frekans analizinde yalnızca yer değiştirme kısıtlamaları uygulanabilir, kuvvet ya da basınç gibi gerilme üzerinde etkisi olan yüklerin sistemin katılığına etkisi olduğu takdirde, öngerilmeli modal analiz gerçekleştirilmelidir. Örneğin dönen bir palde merkezcil gerilmeler katılığı değiştirmektedir ve dolayısıyla öngerilmeli modal analiz yapılması daha doğru olacaktır. Çözüme dair seçeneklerden en önemlisi modların elde edilmesinde kullanılacak metodun seçimidir. Temel olarak programda çözülmesi amaçlanan 1.36 eşitliğidir. [15]

2. YAPISAL ANALİZ METODUNUN BELİRLENMESİ

2.1 Yapısal Analiz Öncesi Yapılan Çalışmalar

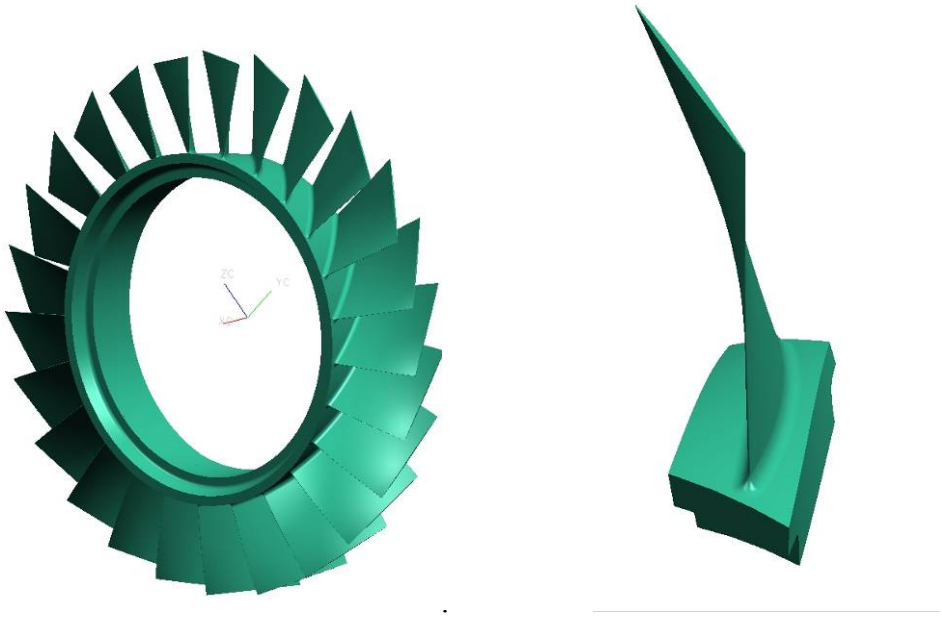
Yapısal analizleri gerçekleştirilen entegre palli rotor bir yüksek basınç kompresörünün ilk kademesine aittir. Çoğunlukla rotor dinamiği söz konusu olduğunda, tek bir kademe değil tüm dönen bileşenlerin birarada gözönünde bulundurulması ve rulman bağlantılarının dikkatle incelenmesi gerekir. Ancak temel titreşim özelliklerinin anlaşılması açısından ilk kademe rotoru doğrudan ön yatağa bağlı olduğundan optimizasyon çalışmasına temel oluşturabilir.

Bu çalışma öncesinde pal geometrisi 1.1 bölümünde anlatılan kompresör tasarım adımları izlenerek belirlenmiştir. Kompresör çevrim analizi gerçekleştirilmiş ve bir boyutlu akış yolu tasarlanmıştır. Sonrasında radyal denge denklemi kullanılarak tüm istasyonlardaki hız üçgenleri saptanmıştır. Korelasyonlar aracılığı ile kayıp hesapları yapılmış, üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri tekrarlı bir şekilde gerçekleştirilerek son pal geometrisine ulaşılmıştır.



Şekil 2.1: Kesit Profillerinden Pal Modelinin Oluşturulması

Söz konusu entegre palli rotor için pal sayısı 25 olarak saptanmıştır. Paller ile disk arasındaki pal dibi yarıçapı yapısal analizler aracılığı ile imal edilebilirlik kriterleri de gözönünde bulundurularak saptanmıştır.



Şekil 2.2: Pal Dibi Yarıçapının Belirlenmesi

2.2 Malzeme Özellikleri

İlk dönen pal sırası için sıcaklığa bağlı etkiler çok yüksek değildir. Pallerin nispeten uzun olmasından kaynaklanan yüksek merkezcil gerilmeler mevcuttur. İlk kademe entegre palli rotor diskinin Ti-6Al-4V alaşımından imal edilmesi tasarlanmıştır. Yüksek mekanik dayanıma sahip olan Ti-6Al-4V 325°C'ye kadar sürünmeye karşı oldukça dirençlidir. Yorulma karakteristiği açısından belirli avantajlara sahiptir. Paladyum ve rutenyum katılarak korozyona karşı direnci artırılabilir. Alaşıma ilişkin özellikler Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1: Ti-6Al-4V Alaşımının Malzeme Özellikleri

İçeriği ağırlık yüzdesi olarak:	Al 5.5 - 6.75 C Max 0.08'den az Fe Max 0.4'den az H Max 0.015'den az N Max 0.05'den az O Max 0.2'den az Ti 87.6 – 91 V 3.5 - 4.5.
Yoğunluk	4420 kg/m^3
Elastik Modülüsü	105-120 Gpa
Poison Oranı	0.3
Maksimum Çekme Dayanımı	985 Mpa
Akma Çekme Dayanımı	885 Mpa
Kayma Modulüsü	41-45
Genleşme Katsayısı	9 µm/m-°C (20 °C) - 9.4 µm/m (250 °C)
Özgül Isı Kapasitesi	0. 586 J/g-°C
Termal İletkenlik	6.6 W/m-K
Kaynama Noktası	1674 °C

Yapılan anlizlerde yoğunluk olarak 4420 kg/m3, elastik modülüs olarak 105 Gpa, Poison oranı olarak 0.3 kullanılmıştır. Kompresör bölgesinde sıcaklık her bir kademede basınç artışına paralel olarak bir artış göstermektedir. Ancak incelenen

rotor ilk kademeye ait olduğundan ve malzeme özelliklerinde meydana gelmesi beklenen değişim çok yüksek olmayacaktır bu sebeple malzeme özellikleri sıcaklıktan bağımsız bir şekilde tanımlanmıştır.

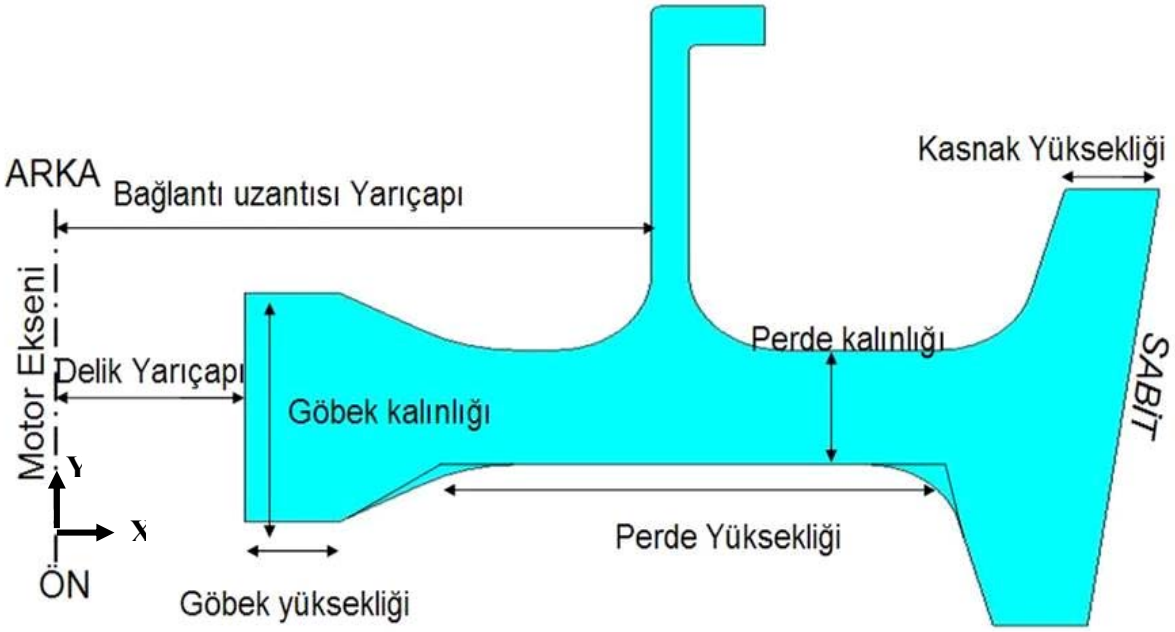
2.3 Ansys Programı Yardımıyla Yapısal Analizler

Disk geometrisinin belirlenmesi tekrarlanan pek çok analize dayanmaktadır. Bu analizlerin üç boyutlu sonlu elemanlar kullanılarak gerçekleştirilmesi oldukça güçtür ve özel optimizasyon programlarının kullanılmasını gerektirir. Bu çalışmada ilk olarak üç boyutlu entegre palli rotor geometrisinin iki boyutlu eksenel simetrik bir analiz ile ne derecede doğru olarak temsil edilebileceği incelenmiştir.

Disk tasarımı esnasında analiz sürelerini kısaltmak amacıyla yalnızca merkezcil kuvvet gözönünde bulundurulmuştur. Bu durumda iki boyutlu eksenel simetrik model oluşturulurken, pallerin disk geometrisi üzerinde etkisi yalnızca pal tabanındaki merkezcil kuvvete bağlı gerilmelerden kaynaklanacaktır. Pal geometrileri kaldırılarak, pallerden doğan merkezcil kuvvet dönel bir şekilde pal taban yüzeyine yayıldığı takdirde istenen iki boyutlu analiz seçeneği uygulanabilmektedir. Bu aşamada merkezcil kuvvetin etkisini en doğru şekilde modele aktarmak amacıyla üç farklı metod denenmiştir. Bunlardan ilki doğrudan pal merkezinde bir kütle oluşturarak bu kütlenin pal köküne rijit bir şekilde bağlanmasıdır. İkinci metod ise, merkezcil kuvvetin hesaplanarak tüm taban alanına (çizgisine) uygulanmasıdır. Son metod ise palin boylamasına kesitleri için merkezcil kuvvetlerin hesaplanarak sözkonusu kesitin taban alanına (çizgisine) uygulanmasıdır.

2.3.1 Eksenel Simetrik Analiz için Geometrinin Oluşturulması

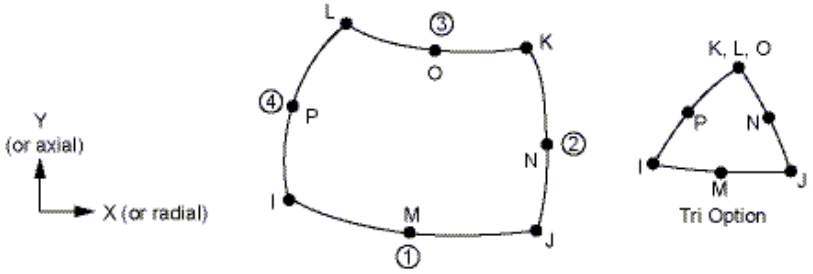
Eksenel simetrik analiz için hazırlanan makroda tanımlanan çeşitli parametreler aracılığı ile disk modelinin oluşturulması sağlanmıştır. Disk geometrisini belirleyen boyutlar şekil 2.4'de verilmiştir. ANSYS programının bir özelliği olan, eksenel simetrik modellerde modelin Y ekseni ile merkez ekseninin çakışmasına ve modelin pozitif X ekseninde olmasına dikkat edilmelidir. Pal dibine gelen kasnak üst yüzeyi akış yoluna dahil olduğundan geometrik parametreler arasına dahil edilmemiştir.



Şekil 2.4: Disk Geometrisini Belirleyen Parametreler

2.3.2 Eksenel Simetrik Analiz için Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Eksenel simetrik modeller, karşılaştırma amaçlı olarak oluşturulduğundan ağ yapısının özdeş olması, elde edilen sonuçların güvenilirliği açısından önemlidir. Bu sebeple çizgiler üzerinde eleman boyu kontrol edilerek benzer bir ağ yapısı oluşturulmaya çalışılmıştır. İki boyutlu sekiz düğümlü ikinci dereceden bir eleman olan Plane82 elemanı ağ yapısının oluşturulmasında kullanılmıştır. Bu eleman hem dörtgen hem de üçgen ağ yapısı oluşturma özelliğine sahiptir. Elemana özgü seçeneklerden eksenel simetri özelliği aktive edilmiştir. Plane82 elemanına ait düğüm noktaları ve koordinat sistemi şekil 2.5'de verilmiştir. Tablo 2.1 iki boyutlu analiz için sonlu elemanlar modelinin detaylarını göstemektedir. [15]



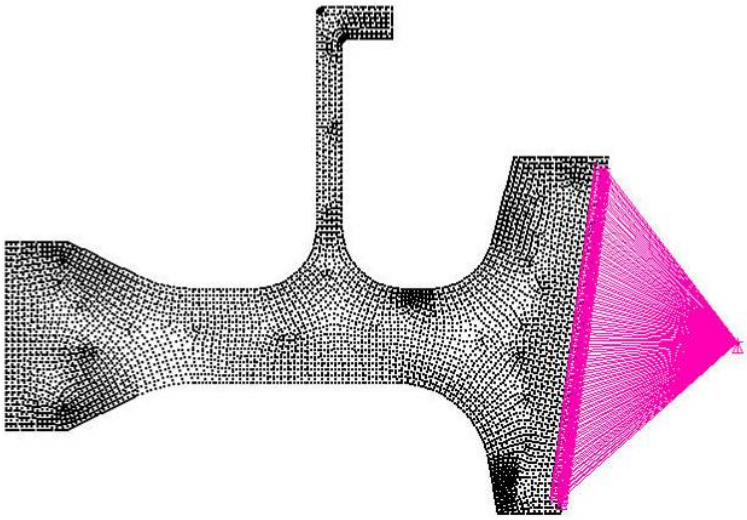
Şekil 2.5: Solid 82 Elemanı Düğüm Noktaları ve Koordinat Sistemi

Tablo 2.1: Model Özeti

Noktalar	34
Çizgiler	26
Alanlar	1
Hacimler	0
Düğüm Noktaları	Yaklaşık 7700
Elemanlar	Yaklaşık 2400
Eleman Çeşitleri	PLANE 82

2.3.2.1 Birinci Metod

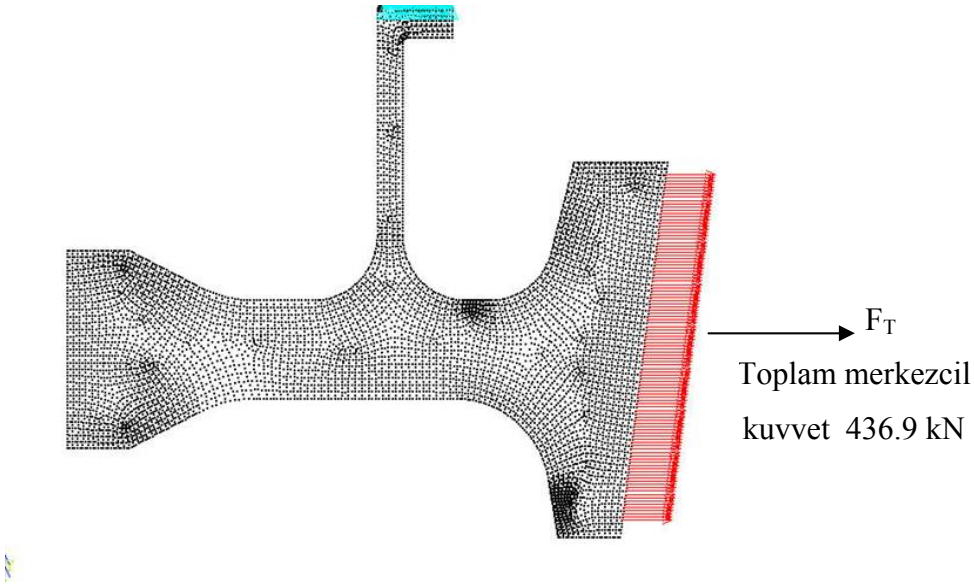
İlk olarak ağırlık merkezinde bir MASS 21 eleman tanımlanmış, daha sonra elemanın gerçek sabitlerinden palin kütlesi atanmıştır. Kütle ile palin taban alanı(çizgisine) arasında RBE2 elemanları ile rijit bir bağlantı oluşturulmuştur. Tanımlanan dönüş hızı sayesinde kütlenin disk ile beraber dönmesi sağlanmış dolayısıyla palden kaynaklanan merkezcil kuvvet pal tabanına uygulanmıştır. Birinci metodun oluşturulması ve ilgili analizin gerçekleştirilmesine dair hazırlanan komut satırı EK-A'da verilmiştir.



Şekil 2.6: Birinci Metoda Ait Sonlu elemanlar Modeli

2.3.2.2 İkinci Metod

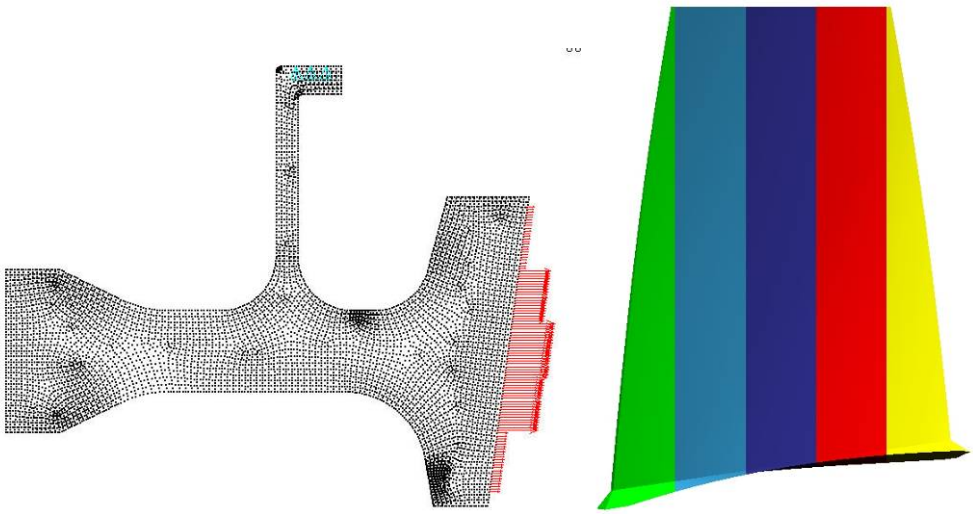
Palin toplam kütlesi ve palin ağırlık merkezi saptanarak merkezcil kuvvet hesaplanmış ve bu kuvvet pal tabanındaki düğümlere eşit olarak dağıtılarak palin disk üzerine olan etkisi temsil edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 2.7: İkinci Metoda Ait Sonlu Elemanlar Modeli

2.3.2.3 Üçüncü Metod

Pal kalınlığı pal kesiti boyunca değişmektedir. Merkezcil kuvvet pal tabanına uygulanırken bu kalınlık değişimi gözönünde bulundurmak amacıyla pal boylamasına beş parçaya ayrılarak incelenmiştir. Her parçaya ait merkezcil kuvvet o parçalara ait taban yüzeyine uygulanmıştır.



Şekil 2.8: Üçüncü Metoda Ait Sonlu Elemanlar Modeli

Tablo 2.2 Üçüncü Metoda Ait Hesaplamalar

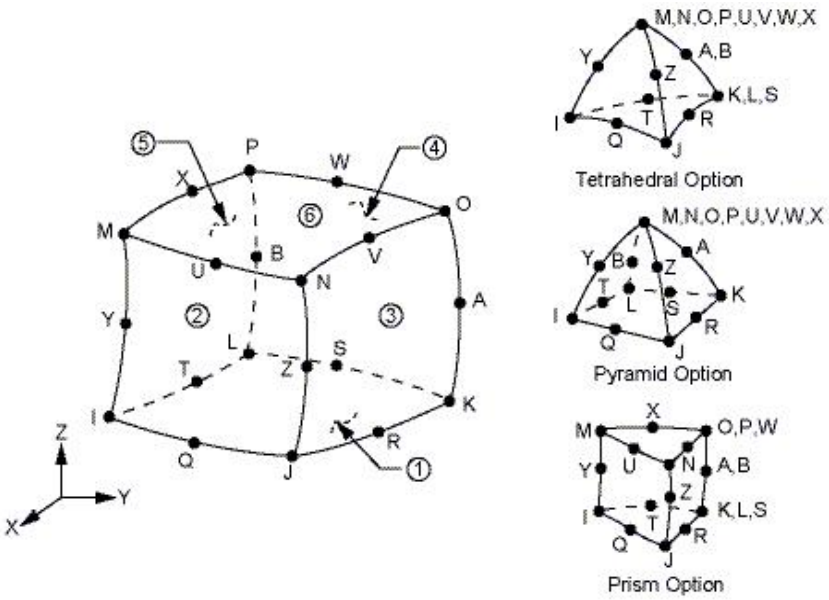
	1.Parça	2. Parça	3. Parça	4. Parça	5. Parça
1 palin hacmi	639 mm^3	1977 mm^3	2201 mm^3	1562 mm^3	437mm^3
25 palin hacmi	15975 mm^3	49415 mm^3	55037 mm^3	39055 mm^3	10930 mm^3
25 palin kütlesi	0.070 kg	0.218 kg	0.243 kg	0.1726 kg	0.0483 kg
Ağırlık merkezi yarı çapı	0.1189 m	0.1285 m	0.1304 m	0.1300 m	0.1218 m
Toplam merkezcil kuvvet	38.1 kN	127.4 kN	144.1 kN	101.9 kN	26.7 kN

2.3.3 Üç Boyutlu Yapısal Analiz için Geometrinin Oluşturulması

Tekrarlanan analizler sonucunda her bir radyal istasyonda nihai pal için hız üçgenleri oluşturulmuştur. DCA (double circular arc) profillerinin birinci kademe dönen palleri için uygun olduğu değerlendirilmiş ve bu profil kesitine ait hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Tasarım esnasında kararlaştırılan değerler korelasyonlar aracılığı ile ilişkilendirilerek geometrik büyüklüklere ulaşılmıştır. Elde edilen bu geometrik büyüklükler arasında arasında hücum ve firar kenarı yarıçapları, veter, pal uzunluğu, pal kalınlığı gibi parametreler vardır. Daha sonra üç boyutlu bilgisayar destekli tasarım programı (Unigraphics) aracılığı ile kesit geometrileri oluşturulmuş daha sonra radyal bir diziliş çizgisi kullanılarak pallerin katı modeli elde edilmiştir. Disk modeli de oluşturularak tüm entegre palli rotorun geometrik modeli hazırlanmıştır.

2.3.4 Üç Boyutlu Yapısal Analiz için Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Pal dipleri dışında kalan bölgeler altı yüzlü elemanlar kullanılarak ağ yapısı oluşturmaya uygundur. Bu sebeple öncelikli olarak uygun şekilde geometri bölünerek pallerin ve diskin büyük çoğunluğunda 20 düğümlü ikinci dereceden bir eleman olan Solid 95 kullanılmıştır. Bu elemanın özelliği hexahedral elemanlar ile tetrahedral elemanlar arasında geçiş oluşturan prizmalar oluşturabilmesidir. Ancak hexahedral elemanlardan tetrahedral elemanlara geçiş yapıldığında çakışık düğümlerin kaldırılarak 10 düğümlü solid 92 ye çevrilmesi gerekmektedir. Solid 95 elemanının farklı şekiller için düğüm noktaları Şekil 2.8' de verilmiştir. [15]

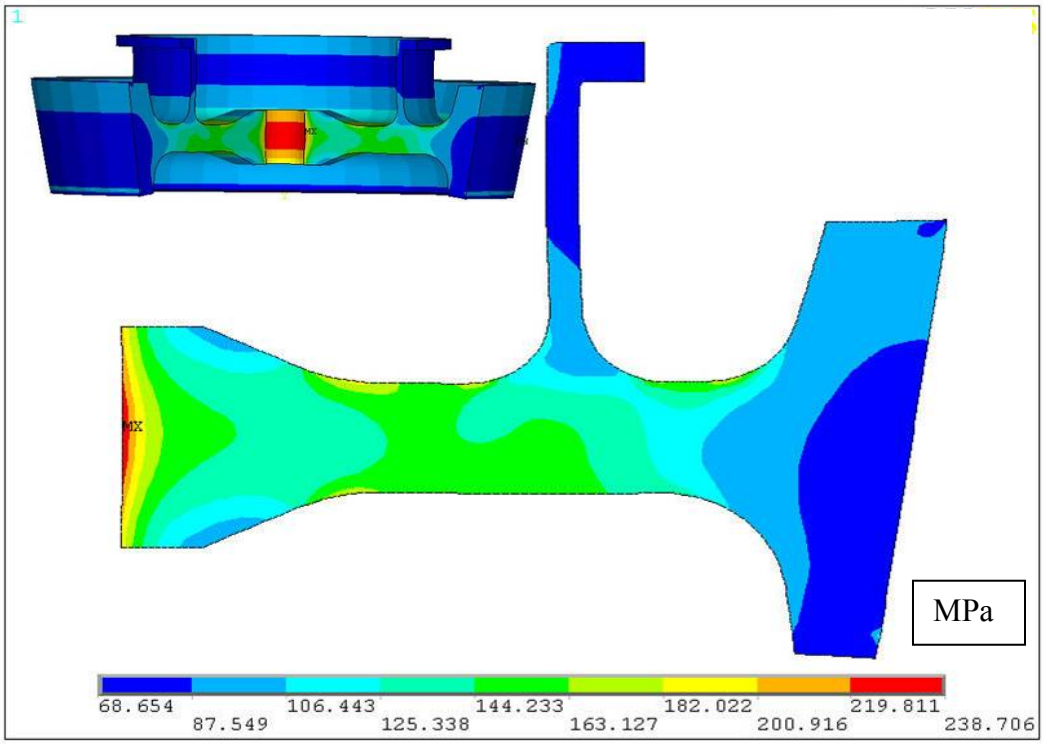


Şekil 2.9: Solid 95 Elemanı Düğüm Noktaları

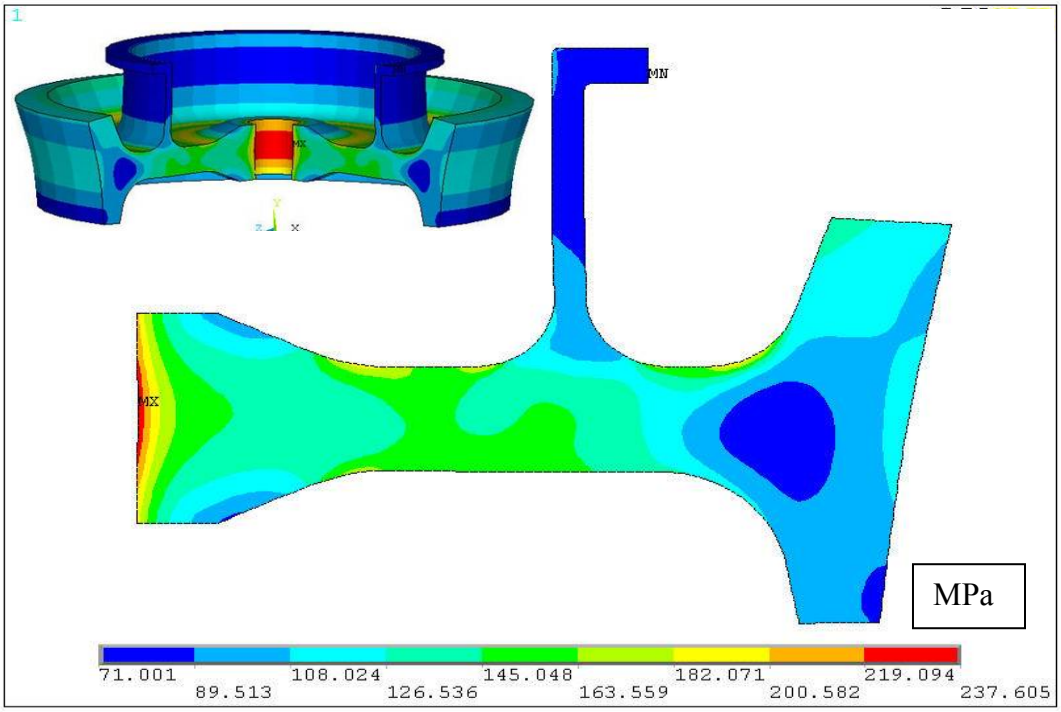
2.3.5 Eksenel Simetrik Modeller ile Üç Boyutlu Metodun Karşılaştırılması

İki boyutlu eksenel simetrik modellemenin uygunluğunu incelemek amacıyla oluşturulmuş üç metod, üç boyutlu analiz ile karşılaştırılarak, içlerinden en yakın sonucu veren yöntem seçilmiştir. Analizlere ait Von Misses gerilme dağılımları şekil 2.10- 2.13' de gösterilmiştir. Beklenildiği üzere tüm metodlar için göbek ve perde bölgesi için gerilme dağılımı çok yakındır, ancak kasnak bölgesinde yükün yerel etkisi kendisini göstermiş ve farklı dağılımlar elde edilmiştir. 2'nci ve 3'ncü metod birbirinin türevi olarak değerlendirilebilir, dolayısıyla bu iki metodun kasnak bölgesindeki dağılımı da nispeten yakındır. Katı kiriş elemanların kullanıldığı yöntem ise kasnak bölgesinde farklı bir dağılım göstermektedir.

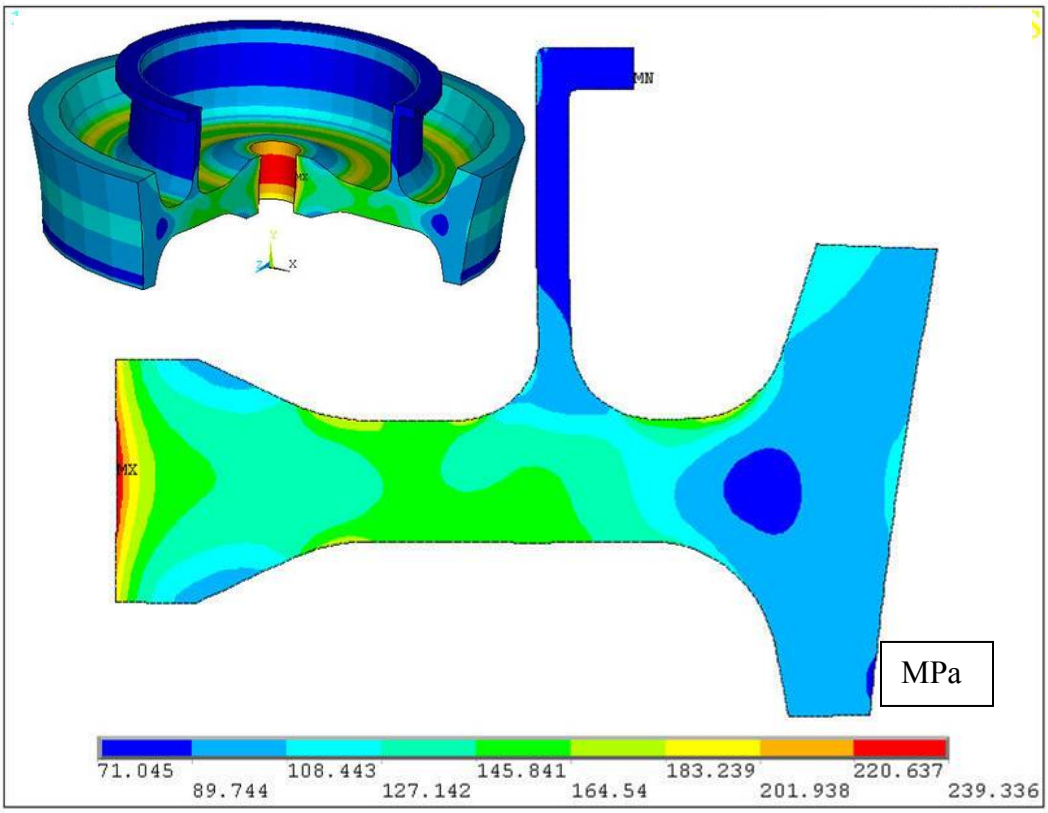
Üç boyutlu geometri için pal dibine gelen kısımlarda belirgin bir fark görülmesi beklenebilir. Şekiller üzerindeki gerilme dağılımları incelenerek bu sonuca ulaşılabilir ancak daha somut bir karşılatırma yapmak amacıyla disk dış yüzeyini oluşturan çizgiler boyunca gerilme dağılımı grafikler ile gösterilmiştir.



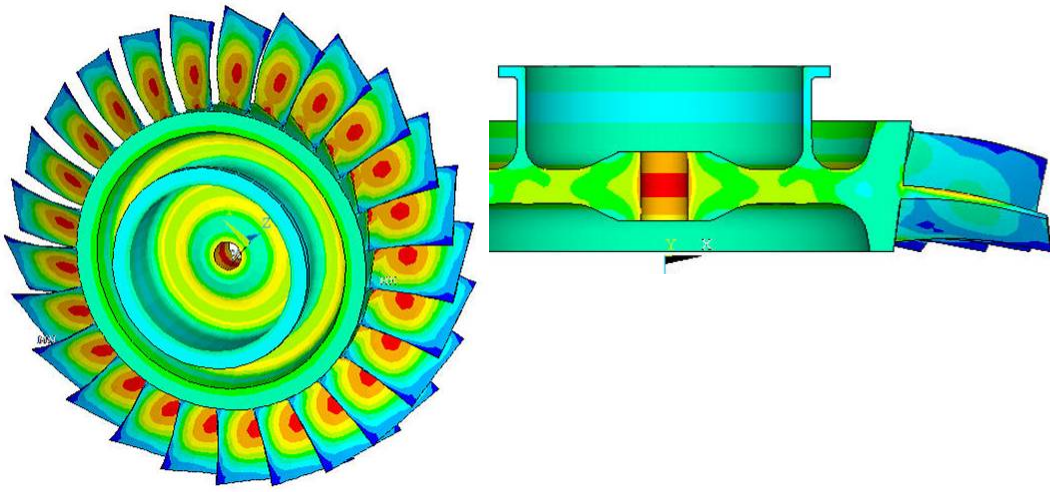
Şekil 2.10: Birinci Metoda Ait Von Misses Gerilme Dağılımı



Şekil 2.11: İkinci Metoda Ait Von Misses Gerilme Dağılımı



Şekil 2.12: Üçüncü Metoda Ait Von Misses Gerilme Dağılımı



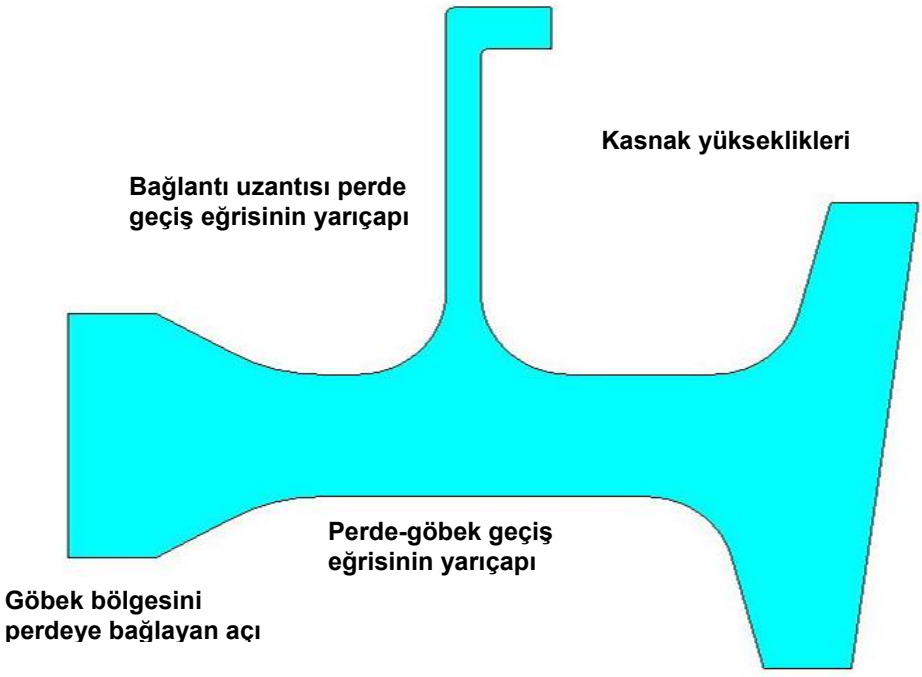
Şekil 2.13: Üç Boyutlu Modele Ait Von Misses Gerilme Dağılımı

Bu üç metoddan, sonuçları üç boyutlu analize en yakın olan üçüncü metod çıkmıştır. Bu yüzden bundan sonraki iterasyonlar için 3. metod kullanılmıştır.

3. ANSYS PROGRAMI YARDIMIYLA YAPISAL ANALİZLER

3.1 Etkin Parametrelerin Saptanması

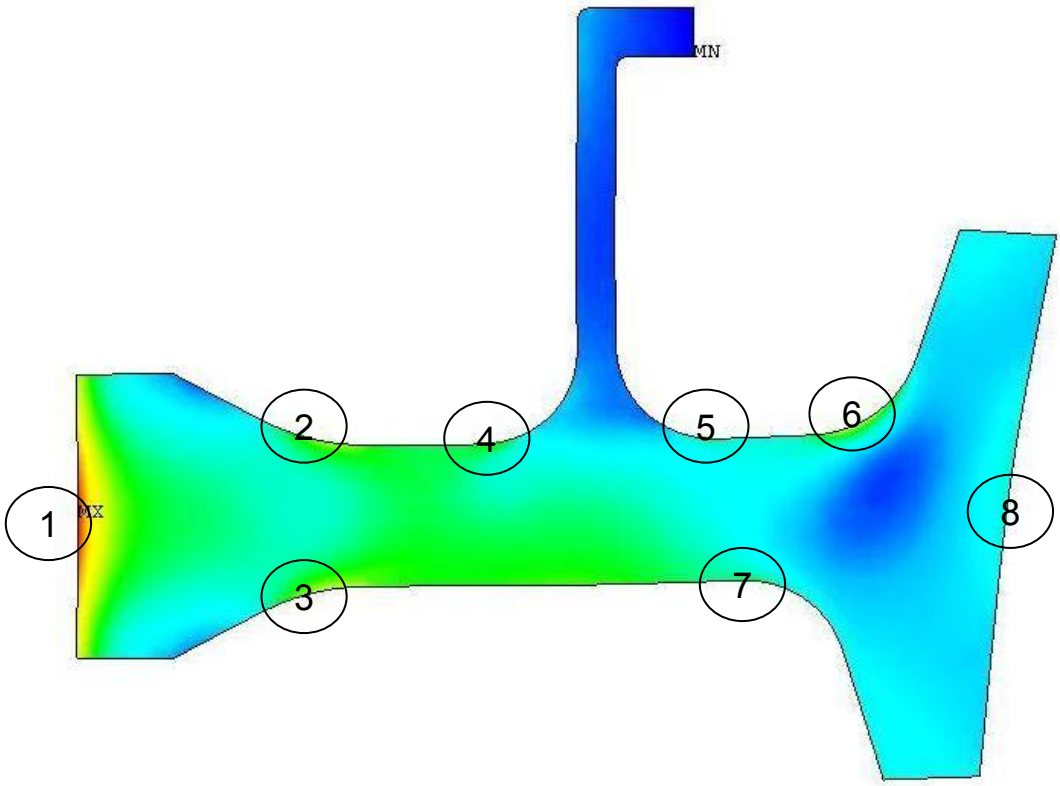
Disk geometrisini tam olarak tanımlayabilmek için 17 adet parametrenin tanımlanması gerekmektedir. İki boyutlu optimizasyon çalışmaları esnasında gerçekleştirilecek analiz sayısını azaltmak amacıyla bazı büyüklükler eşit olarak kabul edilmiştir. Eşit alınan bu boyutlar Şekil 3.1 de gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Eşit Olarak Alınan Büyüklükler

Toplam 12 parametre ile her bir parametrenin yalnızca 3 değerini dahi incelemek 3^{12} tane analiz yapılmasını gerektirir. Bir optimizasyon programı kullanılmadan böyle bir analiz uzayının oluşturularak, sonuçlarının değerlendirilmesi çok uzun bir süreçtir. Dolayısıyla mümkün olduğunca gerilme dağılımı üzerinde birinci dereceden etkili parametrelerin saptanması ve analiz uzayının daraltılması gerekmektedir. Bu

çerçevede öncelikle diğer tüm parametreler sabit tutulurken tek bir parametreye belirlenen bir aralıkta değerler verilerek o parametrenin gerilme dağılımı ve disk ağırlığını ne derece değiştirdiği incelenmiştir. Her bir parametre için denemeye tabi tutulan değerler Tablo 3.1 de gösterilmiştir. Bu amaçla disk üzerinde gerilmenin yoğunlaştığı 8 bölge saptanmış ve karşılaştırma çalışmalarına temel olması açısından bu bölgelerdeki maksimum Von Misses gerilme değerleri kaydedilmiştir.



Şekil 3.2: Gerilmelerin İncelendiği Bölgeler ve Numaraları

Tek parametre analizinde karşılaştırma amacıyla çizilen grafikler EK-B'de gösterilmiştir. Tüm analizlerin sonucunda elde edilen gerilme ve ağırlık değerleri ise EK-C de özetlenmiştir.

Bağlantı uzantısının konumu ve açısı bağlanacağı parçanın boyutlarıyla ilişkilidir. Dolayısıyla bilinen bir karşı parça için bağlantı uzantısının geometrisi ancak belirli sınırlar içerisinde değerlendirilebilir. Yapılan analizler sonucunda uzantının yerleştirileceği yarıçapın diskin genel gerilme dağılımı üzerinde oldukça az etkiye sahip olduğu görülmüştür. Dolayısıyla disk tasarımının bu aşamasında bağlantıya ilişkin parametreler devre dışı bırakılmıştır.

Disk üzerindeki gerilme dağılımı incelendiğinde en yüksek gerilme değerlerine delik çevresinde ulaşılmaktadır. Ancak delik çapı mil çapı için kısıtlayıcı faktör olduğundan dolayı ancak küçük aralıklarda değiştirilebilmektedir. Çok küçük delik çapı mukavemet açısından kullanılması mümkün olmayan bir mil kullanılması anlamına gelecektir. Ayrıca delik çapı analiz sonuçlarıyla da gösterildiği üzere birinci dereceden etkili parametrelerden biri değildir. Milin en düşük dayanıma sahip olacağı durumda dahi gerilme değerlerinde en fazla %10'luk bir azalma sağlanabilmektedir. Bu sebeple disk çapı sabit bir değer alınarak optimizasyon parametreleri arasına katılmamıştır.

Disk göbeğinin yüksek gerilme bölgesini içinde bulundurmasının yanısıra toplam disk ağırlığıyla da doğrudan ilişkisi vardır. Bu sebeple disk göbeğine ait parametreler olan göbek yüksekliği ve göbek kalınlığının optimizasyon kullanılacak parametrelerin arasına dahil edilmişlerdir.

Kasnak bölgesi pal dibi yüklemelerine doğrudan maruz kaldığı için gerilme açısından en kritik bölgelerden biridir ve karşılaştırma yapılırken öncelikli olarak bu bölgedeki değerler incelenmiştir. Kasnak bölgesinin genişliği pal veteri, oturma açısı ve pal dibi yarıçapı ile belirlenmiştir. Kasnak geometrisini belirleyen parametreler kasnak yüksekliği ve kasnak perde geçiş açısıdır. Tüm parametrelere ait grafikler incelendiğinde pal dibi bölgesi gerilmelerini en çok etkileyen faktörlerin de haliyle kasnak yüksekliği ve kasnak perde geçiş açısı olduğu görülmektedir. Ancak kasnak açısındaki değişime karşı 1 ve 8 numaralı bölgelerdeki gerilme değerleri ters olarak değişmektedir. Bu sebeple kasnak perde açısı her iki bölge için de makul olabilecek bir değere sabitlenmiştir. Ayrıca disk ağırlığı açısından değerlendirilirse her ne kadar kasnak yüksekliği en fazla etkiye sahip değer olsa da kasnak perde açısı ağırlığı çok fazla değiştirmemektedir. Kasnak perde eğrilik yarıçapı da kasnak perde açısıyla aynı etkiye sahiptir ve optimizasyon çalışmalarına dahil edilmemiştir.

Perde göbek geçiş eğrilik yarıçapı bulunduğu bölgede yani 2 ve 3 nolu bölgelerde yerel olarak gerilme dağılımını oldukça değiştirmektedir ancak diğer bölgelerde çok küçük değişime sebep olmaktadır dolayısıyla sabit bir değer alınmıştır.

Eksen kaçıklığı perde kalınlığının ortasından geçtiği varsayılan ekseninin kasnak ortası ile arasındaki uzaklığın ölçüsü olarak tanımlanmıştır. Eksen kaçıklığı 1 no'lu

bölge dışındaki tüm bölgelerdeki gerilme değerlerini etkilemektedir. Ancak ağırlık üzerinde etkisi yok denecek kadar azdır. Bu parametre son geometrilerde tekrar denenmek üzere sabitlenmiştir.

İmalat açısından mümkün bir geometrinin oluşturulabilmesi için perde yüksekliği ancak belirli değerler arasında incelenebilmektedir. Bu parametre özellikle delik çevresindeki gerilmeleri oldukça değiştirmektedir. Bu sebeple optimizasyon çalışmalarında ana parametrelerden biri olarak değerlendirilmiştir. Perde kalınlığı da tüm bölgelerdeki gerilmeleri en fazla değiştiren parametrelerden biridir, ayrıca ağırlığa da büyük etkisi vardır. Bu yüzden ana parametrelerin sonuncusu olarak perde kalınlığı seçilmiştir.

Tablo 3.1: Denenen Parametreler ve Değerleri

Durum kodu	**AG**	**A1**	**A2**	**A3**					
Bağlantı uzantısı yarıçapı	60 mm	65 mm	55 mm	50 mm					
Durum kodu	**AG**	**B1**	**B2**	**B3**	**B4**				
Delik Yarıçapı	10 mm	15 mm	12.5 mm	7.5 mm	5 mm				
Durum kodu	**AG**	**C1**	**C2**	**C3**	**C4**	**C5**	**C6**		
kasnak yüksekliği	10 mm	15 mm	12.5 mm	7.5 mm	5 mm	4 mm	2.5 mm		
Durum kodu	**AG**	**D1**	**D2**	**D3**	**D4**				
kasnak-perde açısı	15°	25°	20°	10°	5°				
Durum kodu	**AG**	**E1**	**E2**	**E3**	**E4**	**E5**	**E6**		
Kasnak-perde geçiş eğrilik yariçapı	10 mm	20 mm	17.5 mm	15 mm	12.5 mm	7.5 mm	5 mm		
Durum kodu	**AG**	**F1**	**F2**	**F3**	**F4**	**F5**	**F6**	**F7**	
Perde-göbek geçiş eğrilik yarıçapı	20 mm	40 mm	35 mm	30 mm	25 mm	15 mm	12.5 mm	10 mm	
Durum kodu	**AG**	**G1**	**G2**	**G3**	**G4**	**G5**	**G6**	**G7**	
Eksen kaçıklığı Uzunluğu	20 mm	40 mm	35 mm	30 mm	25 mm	15 mm	12.5 mm	10 mm	
Durum kodu	**AG**	**H1**	**H2**	**H3**	**H4**	**H5**	**H6**	**H7**	
Perde Yüksekliği	50 mm	55 mm	52.5 mm	47.5 mm	45 mm	42.5 mm	40 mm	37.5 mm	
Durum kodu	**AG**	**I1**	**I2**	**I3**	**I4**	**I5**			
Perde Kalınlığı	15 mm	20 mm	17.5 mm	12.5 mm	10 mm	7.5 mm			
Durum kodu	**AG**	**J1**	**J2**	**J3**	**J4**	**J5**	**J6**		
Göbek Yüksekliği	10 mm	16 mm	14 mm	12 mm	8 mm	6 mm	4 mm		
Durum kodu	**AG**	**K1**	**K2**	**K3**	**K4**	**K5**	**K6**	**K7**	**K8**
Göbek Kalınlığı	30 mm	60 mm	55 mm	50 mm	45 mm	40 mm	35 mm	25 mm	20 mm
Durum kodu	**AG**	**L1**	**L2**	**L3**	**L4**	**L5**			
Bağlantı uzantısı-Perde Eğrilik Yarıçapı	10 mm	15 mm	12.5 mm	7.5 mm	5 mm	2.5 mm			

3.2 İterasyonlar

Tek bir parametrenin değişimini baz alarak yapılan analizler sonucunda etkin parametre sayısı 12 den 5'e düşürülmüştür. Bu parametreler perde yüksekliği, perde kalınlığı, göbek yüksekliği, göbek kalınlığı ve kasnak yüksekliğidir. Bu parametrelerin bir arada etkilerini incelemek amacıyla her bir parametre üç farklı değer alacak şekilde değiştirilerek $3^5 = 243$ iterasyon yapılmıştır. Değiştirilen parametreler ve parametrelerin alacakları değerler aşağıdaki tabloda özetlenmiştir.

Tablo 3.2: İterasyonlarda Kullanılan Parametreler ve Değerleri

		1	**2**	**3**
		DEĞERLER		
1. Parametre	**perde yüksekliği**	55 mm	47.5 mm	40 mm
2. Parametre	**perde kalınlığı**	15 mm	12.5 mm	10 mm
3. Parametre	**göbek yüksekliği**	60 mm	47.5 mm	35 mm
4. Parametre	**göbek kalınlığı**	16 mm	12 mm	8 mm
5. Parametre	**kasnak yüksekliği**	16 mm	13 mm	10 mm

Her bir denemeye iterasyon numarası verilmiştir. İterasyon numarası kaçıncı parametrenin kaçıncı değeri alacağını göstermektedir. Örneğin 21321 numaralı iterasyon, birinci parametrenin (perde yüksekliğinin) ikinci değerini (47.5 mm), ikinci parametrenin (perde kalınlığının) birinci değerini (15 mm), üçüncü parametrenin (göbek yüksekliğinin) üçüncü değerini (35 mm), dördüncü parametrenin (göbek kalınlığının) ikinci değerini (12 mm), beşinci parametrenin (kasnak yüksekliğinin) birinci değerini (16 mm) aldığını göstermektedir.

Buna göre yapılan analizler ve sonuçları EK-D'de verilmiştir. Bu sonuçlar arasından en iyi geometriyi seçmek amacıyla birinci ve sekizinci bölgelerde 240 MPa üzeri bütün geometriler elenerek grafikler tekrar oluşturulmuştur, diğer bölgelerde geçiş eğrilik yarıçapları tekrar deneneceği için bu bölgelerde 240 MPa üstünde olan geometriler için ilk etapta herhangi bir değerlendirme yapılmamıştır. Bu ölçüte göre yapılan ilk elemeler sonucunda seçenek sayısı 87'e düşürülmüştür.

Bu 87 seçenek benzer parametreler arasından ağırlıklara ve özellikle birinci ve sekizinci bölgedeki gerilmelere bakılarak, seçenek sayısı 9'a indirilmiştir. Bu seçeneklere ait gerilme değerleri ve ağırlıklar Tablo 3.3 de verilmiştir.

Tablo 3.3: İterasyonlar Sonucunda Seçilen Analizler için Von Misses Gerilmeleri ve Ağırlık Değerleri

İterasyon No	**#**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**W**
1 1 3 1 3	21	232	195	220	160	161	170	153	121	232	4.357
2 1 3 2 3	105	226	195	221	161	162	170	154	120	230	4.362
2 2 3 1 2	128	227	214	242	182	192	197	176	119	228	4.470
2 3 3 1 1	154	232	233	267	204	228	234	206	119	228	4.571
3 1 3 1 2	182	216	203	225	174	174	180	162	112	215	4.739
3 1 3 3 2	188	229	197	219	173	174	180	162	112	215	4.676
3 2 3 2 1	211	227	221	247	189	200	208	186	111	213	4.780
3 2 3 2 2	212	215	214	242	186	191	198	178	119	228	4.498
3 3 2 2 2	230	202	231	267	208	213	224	201	125	240	4.437
3 3 3 3 1	241	227	235	269	207	230	234	208	118	227	4.551

21 numaralı analizde gerilme değerleri oldukça küçüktür ancak göbek geçiş eğrilik yarıçapı geometrik olarak sınırlanmıştır ve 105 numaralı analizle benzer gerilme değerlerine sahip olduğundan 105 numaralı model üç boyutlu analizlerde karşılaştırılacak modellerden biri olarak seçilmiş ve MODEL-A olarak adlandırılmıştır. İterasyon numaraları dikkatle incelenirse 182 ve 188 numaralı analizler arasında sadece bir parametrenin (4. parametre) değiştiği görülebilir, dolayısıyla MODEL-B'nin bu iki durumun ortasında yeralan 185 numaralı analiz olması kararlaştırılmıştır. Benzer şekilde 211 ve 212 inci analizler de de yalnızca 5. parametre değişmektedir. Her iki modeldeki kasnak yüksekliği değerinin ortalaması alınarak MODEL-C oluşturulmuştur. 154 numaralı analiz için 3. bölgede gerilme değerleri oldukça yüksektir ve şekil geçiş eğrilik yarıçapının arttırılmasına imkan vermemektedir; bu sebeple 154 no'lu analiz elenmiştir. 230 uncu analiz MODEL-D, 241'inci analiz ise MODEL-E olarak belirlenmiştir.

Daha sonra bu modellerde kasnak perde açısı (Alpha), kasnak-perde geçiş eğrilik yarıçapı (Rkp), perde-göbek geçiş eğrilik yarıçapı (Rpg), bağlantı uzantısı-perde geçiş eğrilik yarıçapı (Rbp), ve eksen kaçıklığı (dx) için farklı parametreler denenerek optimum geometriler oluşturulmaya çalışılmıştır. Her bir model için yapılan denemeler ve sonuçları EK-E'de verilmiştir.

3.2.1 Model A

Alpha'nın en kritik iki bölge üzerindeki etkisini incelendiğinde birinci bölgedeki gerilmelerin Alpha ile doğru orantılı sekizinci bölgedeki gerilmelerle ters orantılı olduğu görülür. Dolayısıyla varolan Alpha=19° değeri değiştirilmemiştir. Rkp'nin de iki bölgeyi benzer şekilde ters yönde etkilediği görülür. Denenen değerler arasından her iki bölge için de uygun olduğundan 12,5 mm değeri kullanılmıştır. Rpg'nin artırılması iki ve üç numaralı bölgelerde gerilmelerin 25% civarında azalmasını sağlamaktadır, bunun yanında dört numaralı bölgede gerilmelerde ~yaklaşık 7% lik bir artışa sebep olmaktadır. Rpg için 35 mm değeri kullanılmış ve bu sayede ilk modele göre ikinci bölgede 39 MPa, üçüncü bölgede 44 MPa'lık bir düşüş elde edilmiştir, ancak bu değişiklik ağırlıkta 30 gramlık bir ağırlık artışını da beraberinde getirmiştir. Rbp daha çok beş numaralı bölgede etkiye sahiptir, bu değer 5 mm'ye çıkarılarak dördüncü ve beşinci bölgelerde sırasıyla 5 ve 10 MPa'lık düşüş sağlanmıştır. Ancak daha da önemlisi imalat açısından daha kolay imal edilebilir bir geometri elde edilmiştir. dx'in birinci bölgedeki gerilmeler ve ağırlığa etkisi oldukça az olsa da diğer bölgelerde gerilme değerlerini 18%'e kadar değiştirebilmektedir. Özellikle kasnak bölgesi incelenerek, gerilmeleri kasnak üzerinde mümkün olduğunca uniform bir dağılım gösteren dx= 0 modeli seçilmiştir. Bu değişiklik ağırlığı 44 gram arttırmasına rağmen özellikle iki ve üç numaralı bölgelerde önemli iyileştirmeler yapmıştır.

Tablo 3.4: Model A için ikincil parametrelerin optimizasyonu

	BÖLGELER (MPa)								
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
eski model	226	195	221	161	162	170	154	230	4.362
yeni model	222	157	176	164	153	170	154	230	4.406
Fark	-4	-38	-45	3	-9	0	0	0	0.044

3.2.2 Model B

Alpha, Rkp Model A'daki değerlendirmeye benzer şekilde bir ve sekizinci bölgelerde ters yönde etkilere sebep olmaktadır. Dolayısıyla iki bölge göz önünde bulundurularak Alpha=19°, Rkp=10mm olarak kararlaştırılmıştır. Bu şekilde ağırlıktan 23 gram kazanılmıştır. Rpg'nin artırılması da Model A ile benzer şekilde iki ve üç numaralı bölgelerde gerilmeleri ~25% azaltırken dört ve beş numaralı bölgelerde gerilmelerin ve ağırlığın bir miktar artmasına sebep olmaktadır. Rbp'nin

etkisi çok yüksek olmasa da değeri 5 mm'ye çıkarılarak beşinci bölgede ~6%'lık bir düşüş sağlanmıştır. Kasnak bölgesini oldukça etkileyen dx değeri -0.25 seçilmiş ve bu bölgede uniform bir dağılım elde edilmeye çalışılmıştır.

Tablo 3.5: Model B için ikincil parametrelerin optimizasyonu

	BÖLGELER (MPa)								
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
eski model	222	201	223	172	172	180	162	215	4.705
yeni model	222	158	177	171	158	189	166	219	4.721
Fark	0	-43	-46	-1	-14	9	4	4	0.015

Böylece 16 gram ağırlık artışına rağmen özellikle iki ve üç numaralı bölgelerde önemli iyileştirmeler yapılmıştır.

3.2.3 Model C

Diğer iki modeldekine benzer şekilde Alpha için birinci ve sekizinci bölgeler için gerilmeleri yakın tutmak amacıyla 19° değeri değiştirilmeden kullanılmıştır. Yine her iki bölgedeki gerilme değerlerinin yaklaşık olarak eşit olmasını sağlayan Rkp=12,5 mm değeri alınmıştır. Rpg değeri 40mm alınarak üç, dört ve beş numaralı bölgelerde gerilme değerleri eşitlenmeye çalışılmıştır, bu sayede iki ve üç numaralı bölgelerdeki gerilmeler ~25% oranında azaltılmıştır. Ağırlık ise 37gram artmıştır. Rbp 5 mm'ye çıkarılarak dört ve beşinci bölgelerdeki gerilmelerde küçük miktarda da olsa bir düşüş elde edilmiştir. Özellikle kasnak bölgesi incelenerek, şekil E.3 de görüldüğü gibi, gerilmeleri mümkün olduğunca eşit dağılan dx= -0,5 olan model seçilmiştir.

Tablo 3.6: Model C için ikincil parametrelerin optimizasyonu

	BÖLGELER (MPa)								
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
eski model	222	218	245	189	195	203	182	221	4.639
yeni model	222	172	198	189	179	203	191	219	4.698
Fark	0	-46	-47	0	-16	0	9	-2	0.059

Bu sayede Tablo 3.6'da da gösterildiği üzere 59 gram ağırlık artışıyla beraber özellikle iki, üç ve beş numaralı bölgelerde önemli iyileştirmeler yapılmıştır. Bununla beraber 7. bölgede gerilme değeri 9 MPa artmıştır.

3.2.4 Model D

Alpha değeri ikinci ve sekizinci bölgelerdeki gerilme değerleri göz önünde bulundurularak değiştirilmemiştir. Rkp değeri için ikinci ve sekizinci bölgelerdeki gerilmeler değerlendirilerek birbirlerine yakın olacak şekilde 15 mm değeri seçilmiştir. Rpg için de benzer şekilde üç dört ve beşinci bölgeler incelenerek bu bölgelerdeki gerilmeleri yaklaşık olarak eşitleyecek şekilde 35 mm değeri kararlaştırılmıştır. Bu değişiklik ağırlıkta 61 gramlık bir artış sebep olmuştur. Rbp 5 mm'ye çıkarılarak üç, dört ve beş numaralı bölgelerde ki gerilmelerde bir düşüş elde edilmiştir.

Şekil E.4'de görüldüğü gibi, dx= -0.5 iken maksimum gerilme üçüncü bölgede çıkmaktadır, dx=0 iken maksimum gerilme yer değiştirerek altıncı bölgeye kaymıştır. Bu sebeple maksimum gerilmenin yer değiştirdiği dx=0 değeri seçilmiştir.

Tablo 3.7: Model D için ikincil parametrelerin optimizasyonu

	BÖLGELER (MPa)								
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
Eski model	202	231	267	208	213	224	201	240	4.437
Yeni model	201	211	220	211	206	223	212	232	4.551
Fark	-1	-20	-47	3	-7	-1	11	-8	0.114

Tablo 3.7 de gösterildiği gibi bu değişikliklerle 114 gram ağırlık artışına rağmen özellikle iki ve üç numaralı bölgelerdeki gerilme değerlerinde sırasıyla 9% ve 15% azalma sağlanmıştır. Ancak 7. bölgede gerilme değeri 11 MPa artmıştır.

3.2.5 Model E

Birinci, ikinci ve sekizinci bölgelerdeki gerilme dağılımları incelenerek en uniform dağılımı veren Alpha ve Rkp değerleri seçilmiştir. Karşılaştırma yapılırken ağırlık ve üçüncü bölge de göz önünde bulundurulmuş ve Alpha=15°, Rkp=15mm alınmıştır. Rpg için 45 mm olarak alınarak özellikle üçüncü bölgede çok yüksek çıkan gerilme değerleri düşürülmüştür ancak bu ağırlığın 35 gram artmasına sebep olmuştur. Rbp 4 mm'ye çıkarılarak üç, dört, beş numaralı bölgelerdeki gerilme değerlerinde 5%'lük bir düşüş elde edilmiştir.

Şekil E.5' de görüldüğü gibi, dx= -1.5 iken maksimum gerilme yedinci bölgede iken, dx=-1 olduğunda yer değiştirerek birinci bölgeye kaymaktadır, dx=-0.5 olması

durumunda ise maksimum gerilmenin yeri altıncı bölgede çıkmıştır. Bu yüzden maksimum gerilmenin yer değiştirdiği yerlerin arasında olan durum yani dx=-1 değerinin kullanılması kararlaştırılmıştır.

Tablo 3.8: Model E için ikincil parametrelerin optimizasyonu

	BÖLGELER (MPa)								
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
eski model	227	235	269	207	230	234	208	227	4.551
yeni model	226	186	225	207	209	224	225	225	4.579
Fark	-1	-49	-44	0	-21	-10	17	-2	0.028

Böylece Tablo 3.8'de gösterildiği gibi 28 gram ağırlıkla artışa rağmen özellikle iki, üç ve beş numaralı bölgelerde önemli iyileştirmeler yapılmıştır. Ancak yedinci bölgedeki gerilme değeri 17 MPa artmıştır. İkincil parametreler baz alınarak yapılan çalışmalara dair grafik ve tablolar EK-E'de gösterilmiştir.

3.3 Üç Boyutlu Yapısal Analizler

EK-F'de 5 model için üç boyutlu analizlere ait gerilme dağılımları ve aynı modellere karşılık olarak hazırlanan iki boyutlu analiz sonuçları verilmiştir. Şekillerden de görüleceği üzere tüm durumlar için iki boyutlu analizler kullanılarak yapılmış olan yaklaşım oldukça yakın bir sonuç vermektedir. Pal üzerinde ise özellikle pal dibinde ve pal yüzeylerinde yüksek gerilmelerin bulunduğu bölgeler bulunmaktadır.

Paller açısından en önemli ölçütlerden biri de radyal şekil değiştirmelerdir. Motor performansı açısından en önemli kayıp kaynaklarından biri olan pal ucu boşluğudur. Pal ucu boşluğu imalat toleransları ve pallerin çalışma koşullarındaki şekil değişimleri göz önünde bulundurularak hesaplanır. Dolayısıyla disk geometrisinin mümkün olan en küçük radyal şekil değişimini sağlamak gibi bir görevi de vardır. Her bir geometriye ait radyal şekil değişimleri Şekil F.1-F.5'de verilmiştir. [16]

4. DOĞAL FREKANS ANALİZLERİ

Tek başına akış içerisinde yeralan bir pal burulmuş, asimetrik kesitli ve bir disk üzerine belirli bir açıyla oturtulmuş bir kiriş olarak ele alınabilir. Temel olarak karmaşık soğutma kanalları olmayan ve pal diziliş çizgisi fonksiyonlarla ifade edilebilen bir pal için tek pal titreşim modları analitik metodlarla bulunabilir. Ancak pal geometrisi karmaşıklaştıkça tek bir pal için dahi olsa doğal frekans analizlerini analitik hesaplamalarla gerçekleştirmek mümkün olmayacaktır. Bu sebeple pek çok araştırmacı yalnızca bir ya da birkaç parametrenin pal titreşimi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Son yıllarda bilgisayar teknolojisindeki gelişime paralel olarak hızlı ve kolay çözüm sağlaması sebebiyle sonlu elemanlar metodu büyük bir üstünlük kazanmıştır. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak bir pal disk bütününün analizini yapmak mümkün olmuştur. Yapılan incelemeler pal disk bütününün doğal frekans karakteristiğinin tek pal titreşiminden oldukça farklı olduğunu göstermiştir. Bu çalışmalar doğrultusunda öncelikle literatürde yeralan tek pal titreşimi analizlerine benzer olarak daralma açısı, ön burulma ve kalınlık değişiminin doğal frekans üzerindeki değişimi incelenmiştir. Daha sonra yapısal analizler sonucunda saptanan disk geometrileri için entegre palli rotor bütünü için doğal frekans analizi yapılarak sonuçları karşılaştırılmıştır.[12]

4.1 Tek Pal Doğal Frekans Analizi

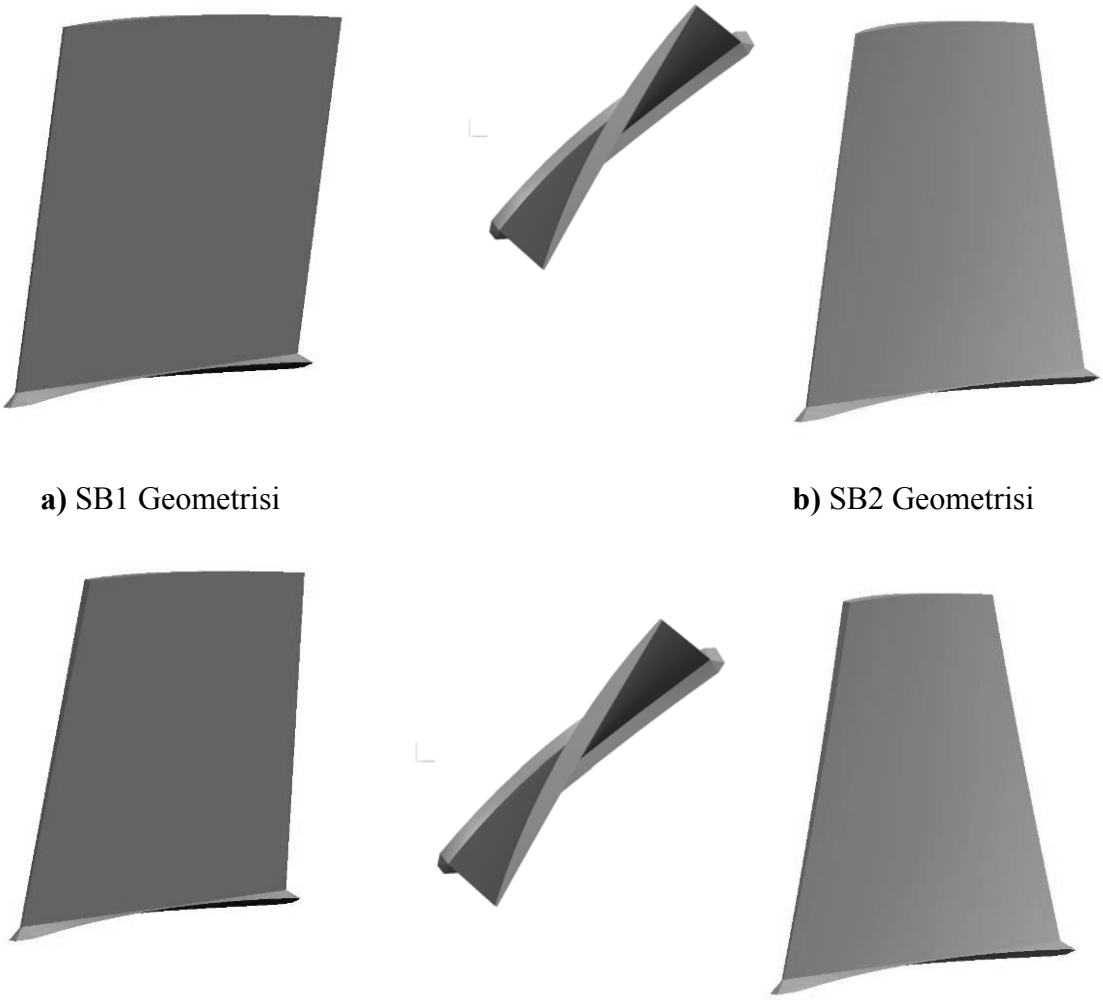
Pal geometrisine ilişkin parametrelerin palin titreşim karakteristiği üzerindeki etkisini incelemek amacıyla şekil 4.1 de gösterildiği üzere 4 değişik pal konfigürasyonu oluşturulmuştur. Bunun yanı sıra EPR'a ait pal için de tek pal analizi gerçekleştirilmiştir. Bu 5 farklı pal geometrisi için ilk 50 frekansta çözüm alınmıştır.

SB1: Sabit kesitli, ön burulmasız pal geometrisi
SB2: Sabit kesitli, ön burulmalı pal geometrisi
SB3: Daralma açısına sahip, sabit kalınlıklı, ön burulmasız pal geometrisi

SB4: Daralma açısına sahip, sabit kalınlıklı, ön burulmalı pal geometrisi

SB5: Daralma açısına sahip, incelen kalınlıklı, ön burulmalı EPR'a ait pal geometrisi

5 modele ait doğal frekans değerleri ve Campbell diyagramları EK-G'de gösterilmiştir.



a) SB1 Geometrisi **b)** SB2 Geometrisi

c) SB3 Geometrisi **d)** SB4 Geometrisi

Şekil 4.1: Tek Pal Titreşimi İncelenen Geometriler

Tek pal geometrileri için öncelikle hava alığından ya da akışta varolan bozuntular gözönünde bulundurularak ilk beş motor devri incelenmiştir. Bunun yanında rotorun önünde bulunacak duran pal sırarındaki pal sayısı doğrudan rotoru uyarabilecek motor devri olarak gözönünde bulundurulmalıdır. Tasarımın ilk aşamasında bu sayı belirsiz olduğundan 10, 15, 20, 25, 30, 35 motor devirleri incelenerek kritik pal sayısı belirlenmeye çalışılmıştır. Campbell diyagramında sırasıyla 80% ve 100% devir hızlarına tekabül eden 16000 – 20350 dev/dak referans olarak alınmıştır.

4.2 Entegre Palli Rotor Öngerilmeli Doğal Frekans Analizi

Entegre palli rotor için modelin çözüm zamanı oldukça uzundur ve yüksek donanım gereksinimleri ortaya çıkmaktadır. Bu sebeple Campbell diagramını oluştururken kullanılacak durağan EPR analizleri için öncelikle ilk 30 doğal frekansın incelenmesine karar verilmiştir. Öngerilmeli halde ise yüksek dereceden modlar için de bir karşılaştırma olanağına sahip olmak amacıyla 80 doğal frekans hesaplanmıştır. Örnek olarak EK-H'da Model B için öngerilmeli çözümün ilk 10 mod şekli gösterilmiştir.

Tablo G.2'de görüldüğü gibi disk geometrileri daha rijit olduğu için 5 farklı entegre pal geometrisi için doğal frekanslar değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır. Elde edilen frekans değerleriyle Campbell diagramları oluşturulmuştur. Çakışık olarak varolan doğal frekanslarından sadece bir tanesi Campbell diyagramlarında gösterilmiştir. Diskler için sadece ilk beş motor devri göz önünde bulundurulmuştur. Campbell diagramında 80% ve 100% devir hızlarına karşılık gelen 16000 ve 20350 dev/dak referans alınmıştır. Daha önce bahsedildiği gibi disklerin rijit olması Campbell diyagramlarının birbirlerine çok benzer çıkmasına sebep olmuştur. Bütün grafiklerde görüldüğü gibi 3. motor devri ile ilk doğal frekans maksimum hız civarında (20350 dev/dak) çakışmıştır. Bu yüzden bütün disk geometrileri için maksimum hız civarında çalışması oldukça kritiktir.

26. moda ait frekans ile 5. motor devride bütün grafiklerde birbiri ile çok yakın çıkmıştır. Bu motor devri için model A diğer geometrilere göre göreceli olarak en iyi geometridir.

5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Günümüzde uçak motorlarında karşılaşılan en büyük problemlerden biri yorulma ve yorulmadan dolayı pallerin hasar görmesidir. Kimi durumlarda komple motorun ve hatta hava taşıtının işgöremez hale gelmesine sebep olan bu problem çoğunlukla titreşim kaynaklıdır. Bu yüzden pallerin ve hatta tüm rotor kesiminin doğal frekanslarını yeterli doğrulukta hesaplanabilmesi kritik önem taşımaktadır. Pek çok kabule dayanan ve yalnızca özel bir durumu simüle edebilen analitik metodların kullanımı oldukça sınırlıdır. Sonlu elemanlar metodu ise oldukça karmaşık geometriler için dahi kullanılabilir, kolay ve hızlı bir şekilde çözüm sağlamaktadır.

Bu çalışmada öncelikle kompresör tasarımı ve kompresör tasarımındaki son gelişmeler anlatılarak entegre palli rotor konseptinin ortaya çıkma sebepleri, avantajları ve dezavantajları anlatılmıştır. Çalışmanın amacı bir entegre palli rotor için disk geometrisinin parametrik bir şekilde belirlenmesidir. İlk olarak yapısal analizler aracılığı ile disk üzerinde kritik bölgeler belirlenmiş daha sonra disk geometrisi değiştirilerek mümkün olduğunca homojen bir gerilme dağılımı elde edilmeye çalışılmıştır. Doğal frekans analizleri gerçekleştirilerek entegre palli rotorun kritik doğal frekansları saptanmaya çalışılmıştır.

5.1 Yapısal Analizler Sonuçlar ve Değerlendirmeler

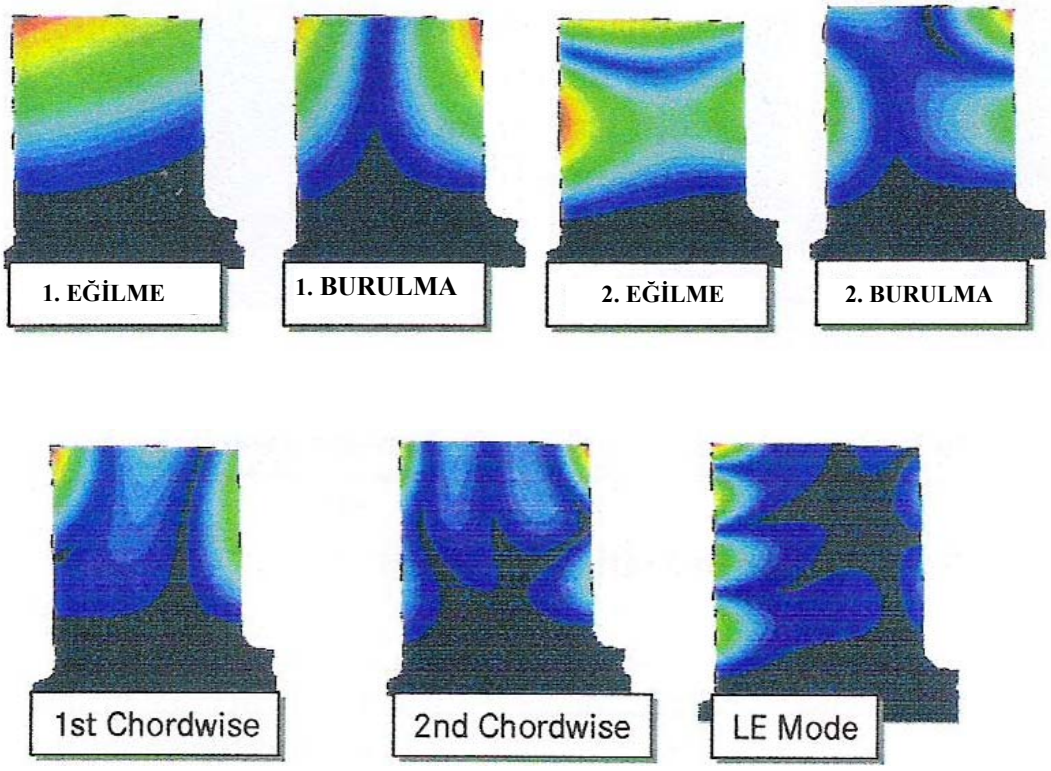
Bir EPR için disk geometrisinin öncelikli olarak kullanıldığı yer ve bağlandığı parçalar ile belirlendiği söylenebilir dolayısıyla elde edilen sonuçlar ile genel bir yargıya ulaşılması oldukça güçtür. Ancak bazı parametreler gözönüne alındığında oldukça kullanışlı sonuçlara ulaşılması mümkündür.

Entegre palli rotorlar için en büyük kuvvet bileşeni merkezcil kuvvetlerdir. Bu sebeple göbek bölgesinde gerilmeler oldukça yüksek çıkmaktadır. Disk göbeğinin ağırlığının belirli bir değere kadar arttırılması gerilmelerin azaltılmasını sağlamaktadır. Bu sonuca varılırken göbek perde geçiş eğrisinin bir boyun

oluşturduğu öngörülmüştür. Perde ve göbek arasında bir eğrinin olmadığı düz bir kütle durumunda ise gerilmeler ağırlık artışına paralel olarak artmaktadır. Bu faydalı bir durum olarak ortaya çıksa da radyal şekil değişimlerini gözönüne alındığında eğrisel bir geçiş ile göbek ve perdenin bağlanması daha doğru olacağı sonucuna varılabilir. Dolayısıyla yalnızca göbek ağırlığını, radyal şekil değişimini ya da gerilmeyi kriter almak yerine tüm parametreleri bir arada sağlayan geometrilerin seçilmesi gerekir. [16]

5.2 Doğal Frekans Analizi Sonuçlar ve Değerlendirmeler

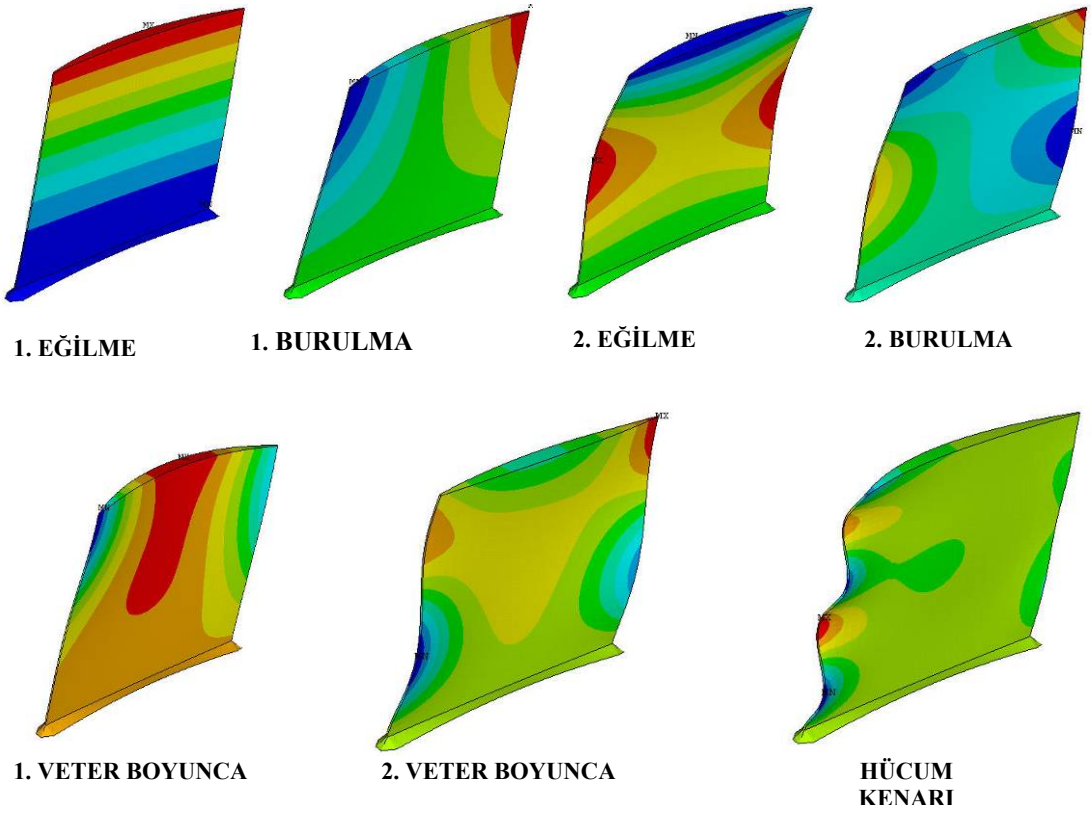
Tek pal titreşimi için önburulmasız sabit kesitli bir pal için temel mod şekilleri şekil Şekil 5.1'de verilmiştir. Burada yeralan birinci eğilme modu pal titreşimi açısından oldukça önemlidir ve daha önce anlatıldığı üzere herhangi bir motor devriyle uyarılmasından özenle kaçınılması gerekmektedir. [17]



Şekil 5.1: Deney Yoluyla Elde Edilmiş Temel Mod Şekilleri

Şekil 5.2'de ise ön burulmasız sabit kesitli pal için elde edilmiş dağılımlar görülmektedir. Mod şekilleri deney sonucu elde edilmiş dağılımlarla büyük bir yakınlık içerisindedir. Ancak EPR'a ait pal geometrisi çok daha karmaşıktır ve hali

hazırda karşılaştırmaya temel olabilecek deneysel veri bulunmamaktadır. Ancak her bir parametrenin değişiminin literatürde varolan çalışmalar ile karşılaştırılması mümkündür. EK-G de verilen doğal frekans değerleri incelendiğinde deneysel sonuçlara benzer olarak veter uzunluğunun azaltılmasının eğilme doğal frekansını arttırdığı görülmektedir. Örneğin SB1 ve SB3 karşılaştırılırsa durağan halde birinci doğal frekans 699 iken pal veteri düşürülerek 709'a çıkmıştır. Benzer şekilde daha yüksek dereceden modlar için de pale daralma açısı vermek doğal frekans değerlerini artırmaktadır. [12,17,18]



Şekil 5.2: Yapılan Analizler Sonucunda Elde Edilen Temel Mod Şekilleri

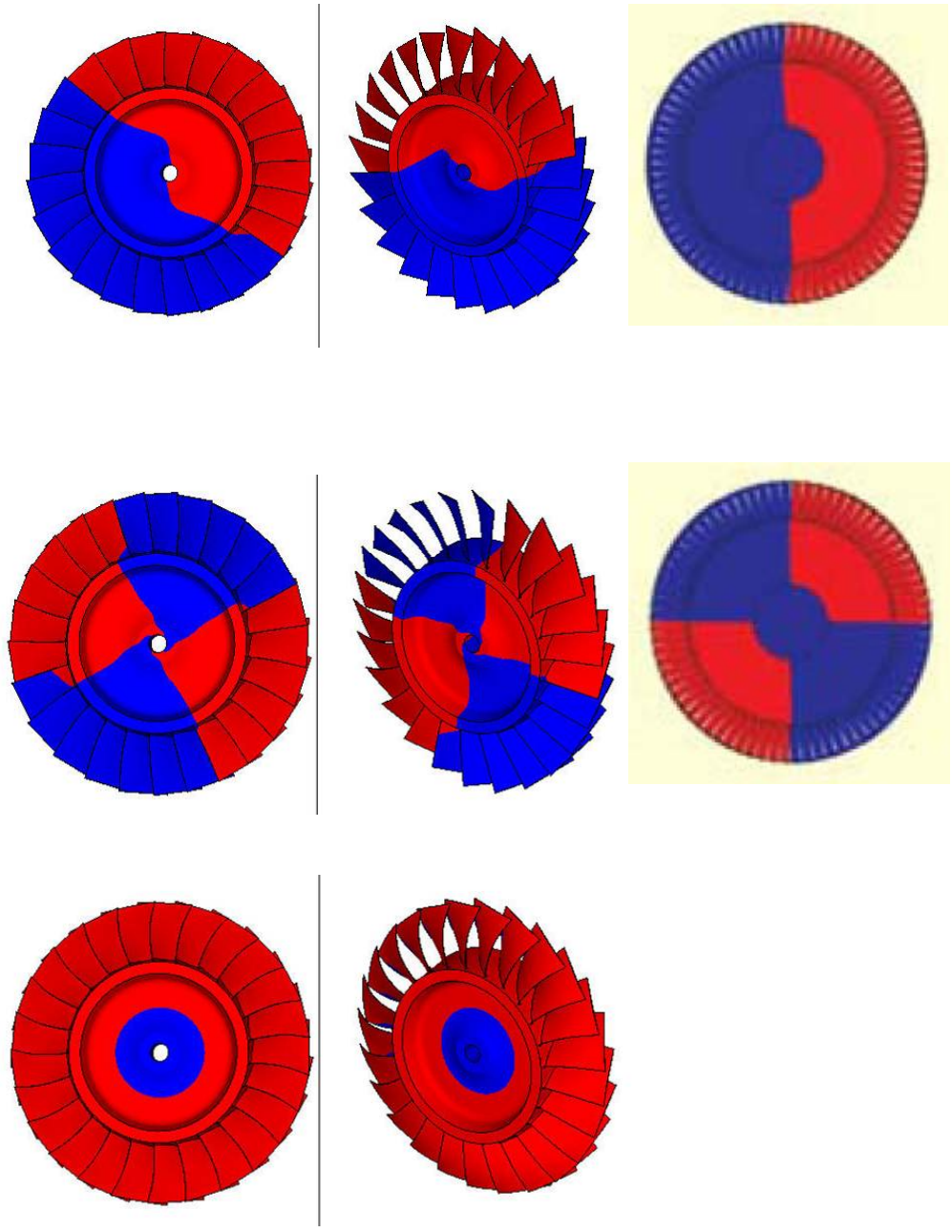
SB2 ve EPR pali incelendiğinde tek fark pal kalınlığının incelmesidir, Rao [12]'da verildiği gibi pal kalınlığının incelmesi modu arttırırken diğer modların azalmasına sebep olmaktadır.

Pale bir burulma vermek beklenildiği gibi mod şekillerinin eşlenik olmasına neden olmaktadır. Küçük açıklık oranına sahip paller için ön burulma verilmesi ilk doğal frekansın bir miktar azalmasını sağlarken ikinci mod için bu etkinin çok daha

belirgin olduğu görülmektedir. Elde edilen bu sonuç literatürde yeralan değerlendirmelerle uyum sağlamaktadır.[12,18]

Tüm mod şekillerinin Campbell diagramıyla birlikte değerlendirilmesi gerekir. Örnek olarak, Şekil G.1 de görüldüğü gibi 3. motor devri ile ilk doğal frekansın çakıştığı 18500 dev/dak hızı oldukça kritiktir. Motorun en azından başlatma ve kapatma sırasında bu hızda döneceği gözönünde bulundurulursa kalıcı bir çözüme gereksinim olduğu görülebilir. Ancak böyle bir yargıya varmadan önce tüm pal disk bütünü birarada incelenmelidir. Üçüncü mod frekansı ile 15. motor devri 16900 dev /dak civarında, dördüncü mod frekansı ile 20. motor devri 17900 dev /dak civarında, beşinci mod frekansı ile 15. motor devri 16900 dev /dak civarında 20. motor devri ile 20150 dev/dakikada kesişmiştir. Sistem bu hız değerlerinde sönümlemeye bağlı olarak belirtilen motor devirlerinde uyarılırsa problem oluşabilir. Bu uyarımın sebebi akışta varolacak bozuntular olacağından duran pal sayıları sözü geçen değerlerden farklı olmalıdır. Bu noktada bozuntunun pal üzerinde sebep olacağı yüklemenin kesişen mod şekline benzer bir uyarımda bulunması çok daha kritiktir. Dolayısıyla sadece Campbell diagramı ile ilgilenmek yerine çakışma diagramlarının da oluşturulup yorumlanması gerekir. Pal ya da disk geometrisinde oynama yaparak ya da sönüm mekanizmalarını değiştirerek güvenli çalışma koşulları oluşturulabilir. Tüm kritik çalışma koşulları ve bu koşullarla ilgili değişiklikler yapıldıktan sonra deney yoluyla validasyon yapılması oldukça önemlidir.

Tek pal titreşimi ile ilgili değerlendirmeler yapılırken pal disk bağlantısı ve disk geometrisi gözönünde bulundurulmadığından sonuçların doğrudan değerlendirilmesi doğru değildir. Disk ve palin bir arada ortaya çıkan frekansları gerekli değişiklikler ve sönümleyici tasarımı açısından daha gerçek sonuçlar verecektir. EPR için elde edilen frekans değerleri incelendiğinde yalnız pal için elde edilenlerden oldukça farklı olduğu görülebilir. Disklerde varolan temel mod şekillerinin EPR analizlerinde de gözlenebilir. Şekil 5.3 elde edilen temel mod şekilleri beklenildiği üzere nodal çapları ve daireleri içermektedir. Özellikle yüksek dereceden modlar için disk geometrisinin giderek daha da baskın hale geldiği gözlenmektedir. [12,18]



Şekil 5.3: Birinci ve İkinci Nodal Çaplar, Birinci Nodal Daireye ilişkin analiz sonuçları ve literatürden elde edilen nodal çap gösterimleri

Campbell diagramları tek pal titreşimi için elde edilen sonuçlara benzer şekilde 3. motor devriyle çakışan 1. doğal frekansın kritik olduğunu göstermektedir. Bu sebeple tasarım değişikliğine gidilmesinin zorunlu olduğu söylenebilir. Ayrıca ön akışta yeralacak duran pal tasarımı belirlendiğinde iz bölgesine ilişkin aerodinamik

analizler doğrudan EPR üzerinde kullanılarak daha kesin zorlanmış titreşim analizleri gerçekleştirilebilir. [12,17]

Analizin bu aşamasında EPR tüm pallerin birbiriyle özdeş imal edilebildiği düşünülmüştür. Gerçekte imalat toleransları dolayısıyla meydana gelecek ufak farklılıklar titreşim karakteristiklerini bir hayli değiştirebilmektedir. Dolayısıyla disk geometrisi değişiminin bu şekilde farklı imal edilmiş bir EPR'un titreşimi üzerindeki etkisi incelenmelidir.

KAYNAKLAR

[1] **Saravanamuttoo, H. I. H. and Cohen H. and Rogers G. F. C.,** 2001. Gas Turbine Theory Fifth Edition, Pearson Education Limited

[2] **Lewis, R. I. ,** 1996, Turbomachinery Performance Analysis, John Wiley & Sons Inc.

[3] **Kerrebrock, J. L.,** 1992. Aircraft Engines and Gas Turbines, Massachusetts Institute of Technology

[4] **Kurzke, J**., 2003. Preliminary Design, Aero-Engine Design:A State of The Art, Von Karman Institute for Fluid Dynamics

[5] **Lépine, J.,** 2003. Fan & Low Pressure Compressor Design: General Considerations, Aero-Engine Design:A State of The Art, Von Karman Institute for Fluid Dynamics,

[6] **Steinhardt, E.,** 2003. *HP Compressor Design,* Aero-Engine Design:A State of The Art, Von Karman Institute for Fluid Dynamics,

[7] **Anders, J.M., Haarmeyer, J., Heukenkamp H.,** 1999. A Parametric Blade Design System Part I&II, Turbomchinery Blade Design Systems, Von Karman Institute for Fluid Dynamics,

[8] **Okyay, Ö. ,** 1996. A Preliminary Design System For Axial Flow Compressors, *Yüksek Lisans Tezi*, Ortadoğu Teknik Üniversitesi,

[9] **Cookson, R. A.,** 1985. A General Discussion of Turbomachine Blade Design, *Lecture Notes*, Cranfield Institute of Technology

[10] **Ferry, M.,** Turbojet Engine Technology and Mechanical Design, *Lecture Notes*, SNECMA

[11] **Cookson, R. A.,** 1985. Blade Vibration, *Lecture Notes,* Cranfield Institute of Technology

[12] **Rao, J. S. ,** 1991. Turbomachine Blade Vibration, John Wiley& Sons, Inc.

[13] **Baumgartner, M., Kameier F.,** 1995. Non-Engine Order Blade Vibration in a High Pressure Compressor, *Twelfth International Symposium on Airbreathing Engines*, Melbourne

[14] **Hutton**, **J.,** 2004. Fundementals of Finite Element Analysis, Mc-Grawhill Companies

[15] **ANSYS, Inc.,** 2006. User's Guide for Release 10.0

[16] **Şahin F., Sazak B**., 2004 Optimization Study On Compressor 1st Stage Bladed Disk (Blisk) Geometries By Linear Structural Analysis, *Figes ANSYS User's Meeting*

[17] **Olson E., Hogg S.**, May 2006, Interference Diagrams-When Campbell Diagrams aren't enough, *Sound and Vibration*

[18] **Imregun**, **M.,** Gas Turbine Technology Course-Vibration Analysis, Bladed Disk Vibration, *Lecture Notes*, Imperial College of Science

EK-A

MAKROLAR

Birinci metoda ait APDL komut dizisi:

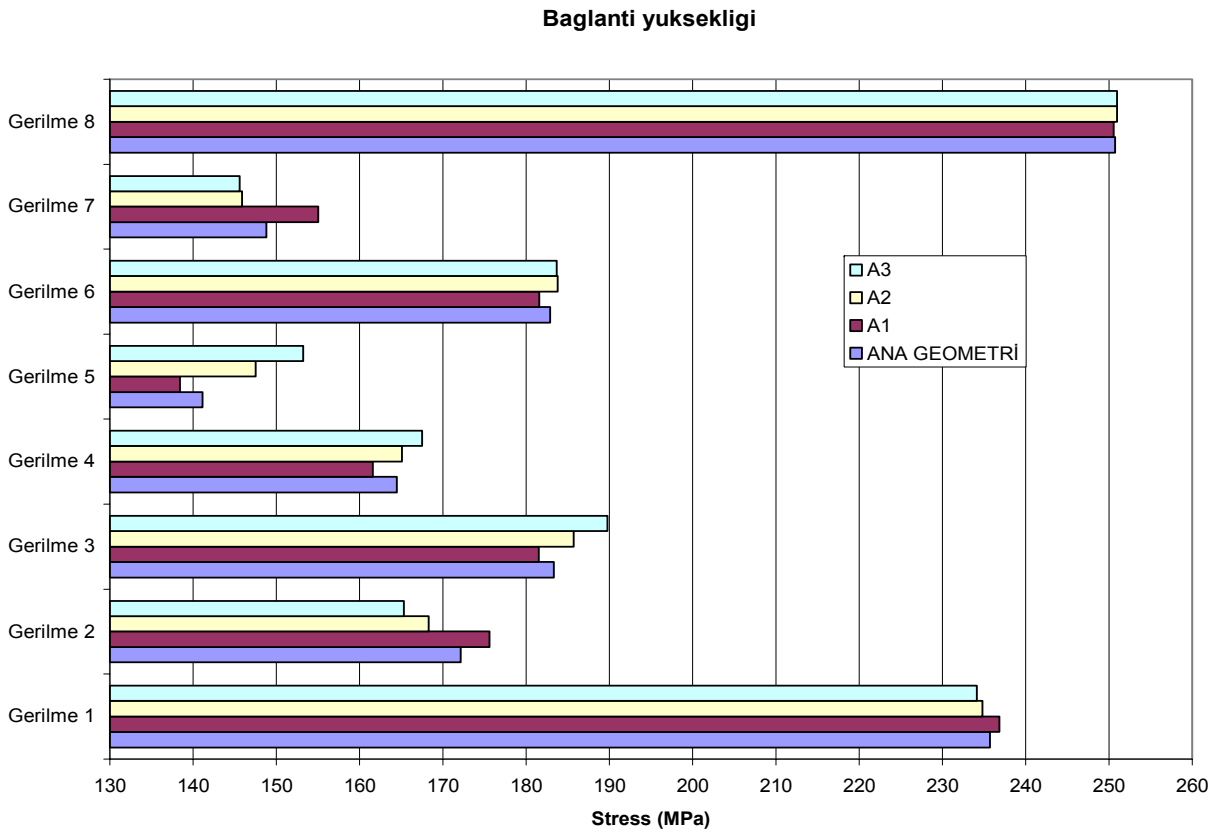
```
*ask,shift,shift length,0
*ask,lhrim,left rimheight,10
*ask,rhrim,right rimheight,15
*ask,lrwangle,rim-web left angle,10
*ask,rrwangle,rim-web right angle,15
*ask,hcon,connection height,60
*ask,hweb,height of web,50
*ask,wweb,weigth of web,15
*ask,hbore,height of bore,10
*ask,wbore,weight of bore,30
*ask,d,distance between centerline and bore,10
*ask,flrw,radius of fillet left rim-web,10
*ask,frrw,radius of fillet right rim-web,15
*ask,fwcu,radius of fillet web-connection_upper,10
*ask,fwcl,radius of fillet web-connection_lower,10
*ask,fwb,radius of fillet web-bore,20
tcon=4
lcon=40
hflan=8
tflan=5
fcfu=1
fcfl=1
*afun,deg
/prep7
K,1,99.11144298062 ,-28.5,,
K,2,99.11144298062 -lhrim,-28.5,,
K,3,106.71310601221,28.5,,
K,4,106.71310601221-rhrim,28.5,,
K,5,99.11144298062 -lhrim-(tan(lrwangle)*(28.5-wweb/2-shift)),-wweb/2-shift,,
K,6,106.71310601221-rhrim-(tan(rrwangle)*(28.5-wweb/2+shift)),wweb/2-shift,,
K,7,hcon+tcon,wweb/2-shift,,
K,8,hcon+tcon,wweb/2-shift+lcon,,
K,9,hcon+tcon+hflan,wweb/2-shift+lcon,,
K,10,hcon+tcon+hflan,wweb/2-shift+lcon+tflan,,
K,11,hcon,wweb/2-shift+lcon+tflan,,
K,12,hcon,wweb/2-shift,,
```

```
K,13,99.11144298062 -lhrim-(tan(lrwangle)*(28.5-wweb/2-shift))-hweb,wweb/2-
shift,,
K,14,99.11144298062 -lhrim-(tan(lrwangle)*(28.5-wweb/2-shift))-hweb,-wweb/2-
shift,,
K,15,d+hbore,-wbore/2-shift,,
K,16,d+hbore,wbore/2-shift,,
K,17,d,-wbore/2-shift,,
K,18,d,wbore/2-shift,,
L,1,3
L,3,4
L,4,6
L,6,7
L,7,8
L,8,9
L,9,10
L,10,11
L,11,12
L,12,13
L,13,16
L,16,18
L,18,17
L,17,15
L,15,14
L,14,5
L,5,2
L,2,1
LFILLT,3,4,flrw, ,
LFILLT,17,16,frrw, ,
LFILLT,4,5,fwcu, ,
LFILLT,10,9,fwcl, ,
LFILLT,5,6,fcfu, ,
LFILLT,9,8,fcfl, ,
LFILLT,11,10,fwb, ,
LFILLT,15,16,fwb, ,
LESIZE,1, , ,40, , , , ,1
LESIZE,2, , ,18, , , , ,1
LESIZE,3, , ,18, , , , ,1
LESIZE,4, , ,9, , , , ,1
LESIZE,5, , ,30, , , , ,1
LESIZE,6, , ,9, , , , ,1
LESIZE,7, , ,6, , , , ,1
LESIZE,8, , ,12, , , , ,1
LESIZE,9, , ,30, , , , ,1
LESIZE,10, , ,9, , , , ,1
LESIZE,11, , ,15, , , , ,1
LESIZE,12, , ,12, , , , ,1
LESIZE,13, , ,30, , , , ,1
LESIZE,14, , ,12, , , , ,1
LESIZE,15, , ,15, , , , ,1
LESIZE,16, , ,30, , , , ,1
```

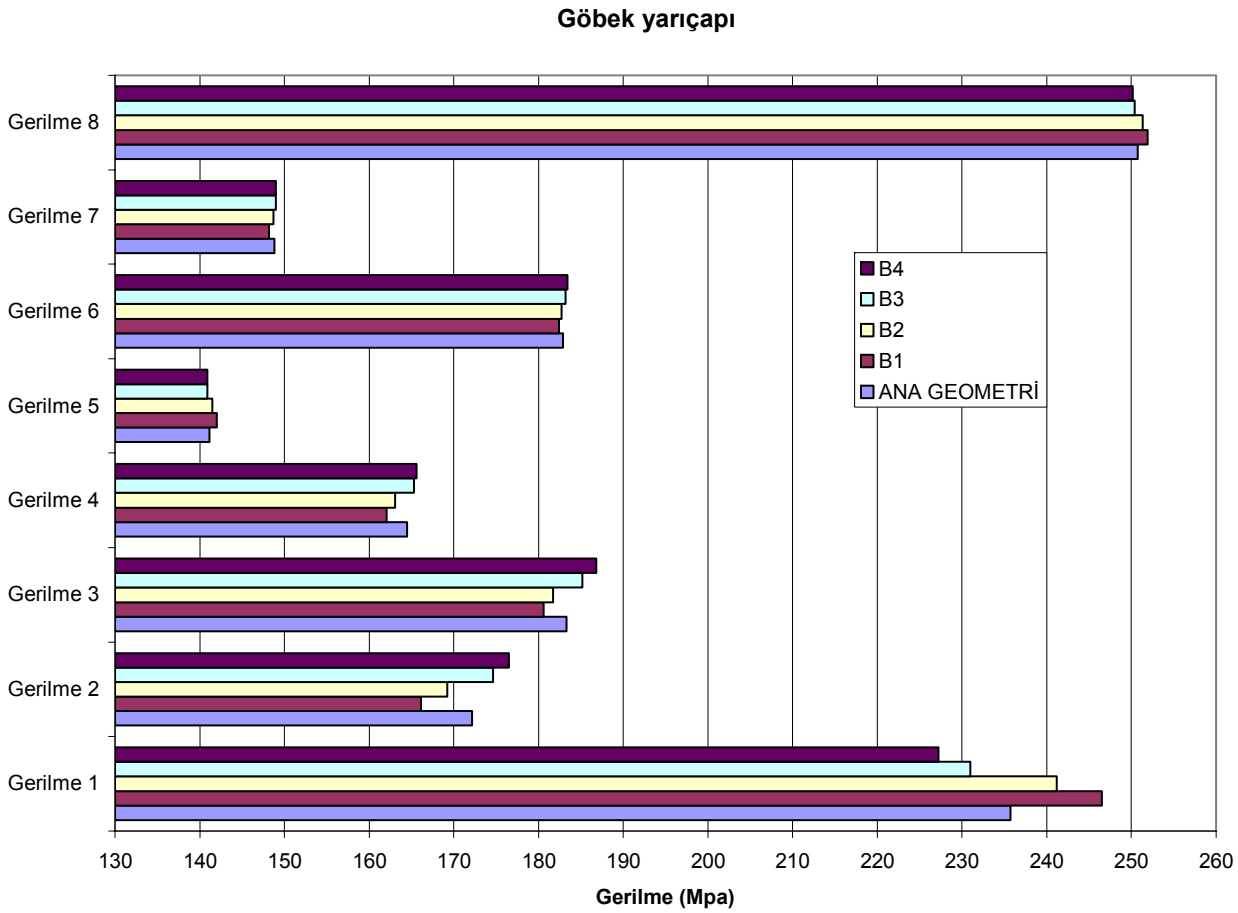
```
LESIZE,17, , ,18, , , , ,1
LESIZE,18, , ,12, , , , ,1
LESIZE,19, , ,15, , , , ,1
LESIZE,20, , ,24, , , , ,1
LESIZE,21, , ,18, , , , ,1
LESIZE,22, , ,18, , , , ,1
LESIZE,23, , ,6, , , , ,1
LESIZE,24, , ,6, , , , ,1
LESIZE,25, , ,9, , , , ,1
LESIZE,26, , ,6, , , , ,1
AL,all
AGEN, ,all, , , ,40, , , ,1
ET,1,PLANE82
KEYOPT,1,3,1
KEYOPT,1,5,0
KEYOPT,1,6,0
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,105000
MPDATA,PRXY,1,,0.3
MPDATA,DENS,1,,4.42E-9
LESIZE, 1, 1
ESIZE,1,0,
amesh,all
ET,2,MASS21

KEYOPT,2,1,0
KEYOPT,2,2,0
KEYOPT,2,3,3
R,1,0.000753279,
N,100000,127.721,40-1.19259927423,,,,,
TYPE,   2
MAT,      1
REAL,      1
ESYS,      0
SECNUM,
TSHAP,LINE
E,  100000
LSEL,S, , ,       1
NSLL,S,1
NSEL,R,LOC,Y,13.88,66.76
NSEL,A, , ,  100000
CERIG, 100000, all, all
NPLOT
ALLSEL,ALL
OMEGA,0,2130,0,0
DL,8, ,UY,
/solu
solve
/post1
PLNSOL, S,EQV, 0,1.0
```

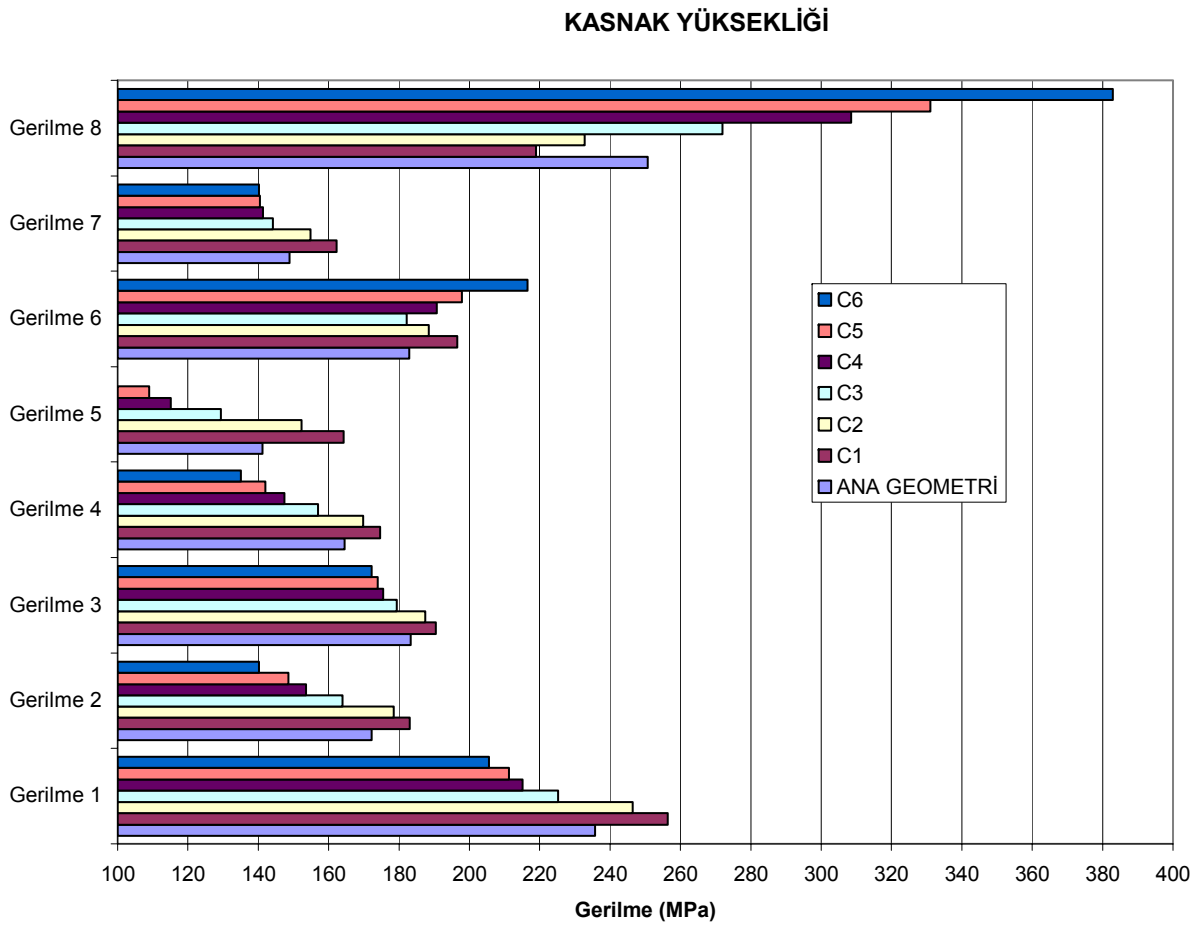
EK-B



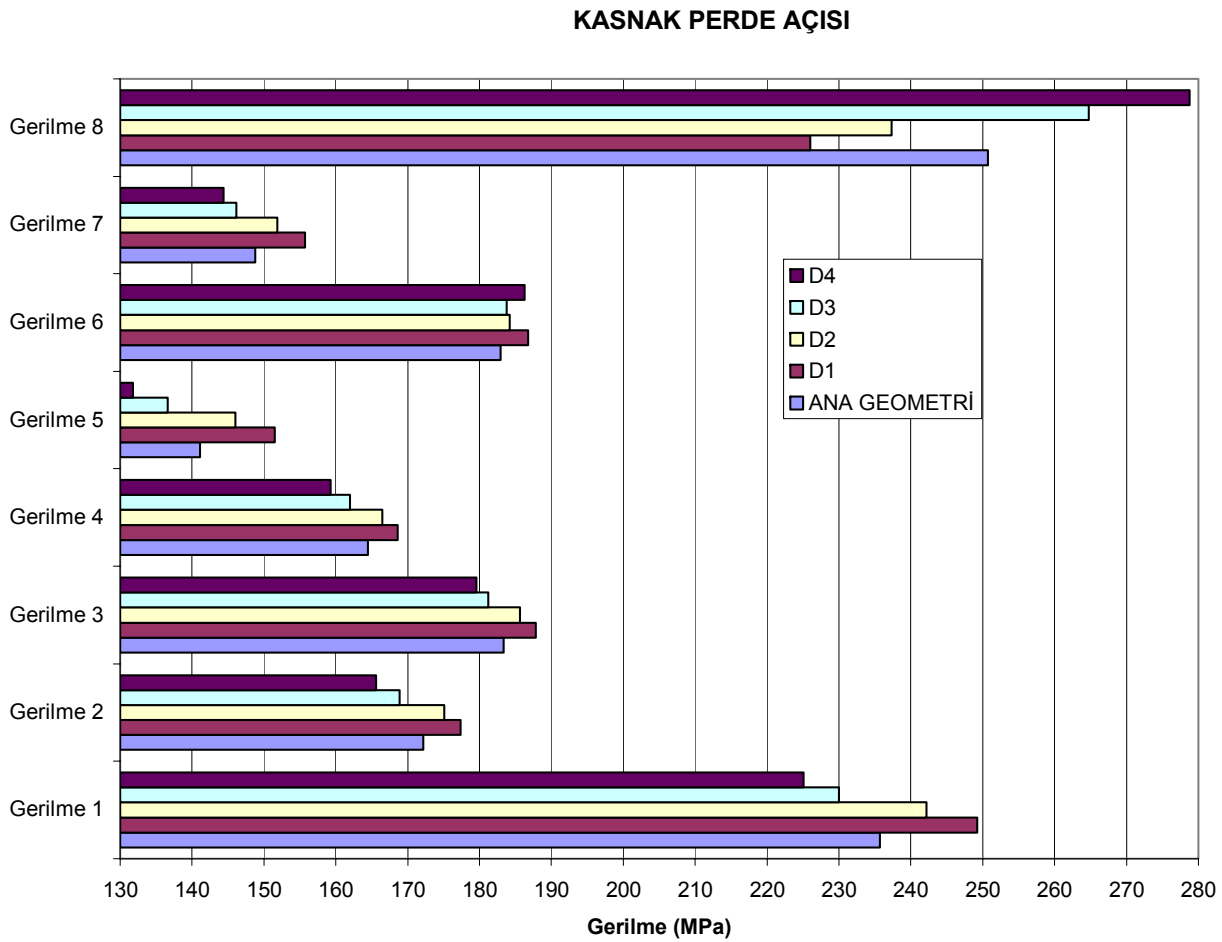
Şekil B.1: Bağlantı Yüksekliğindeki Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



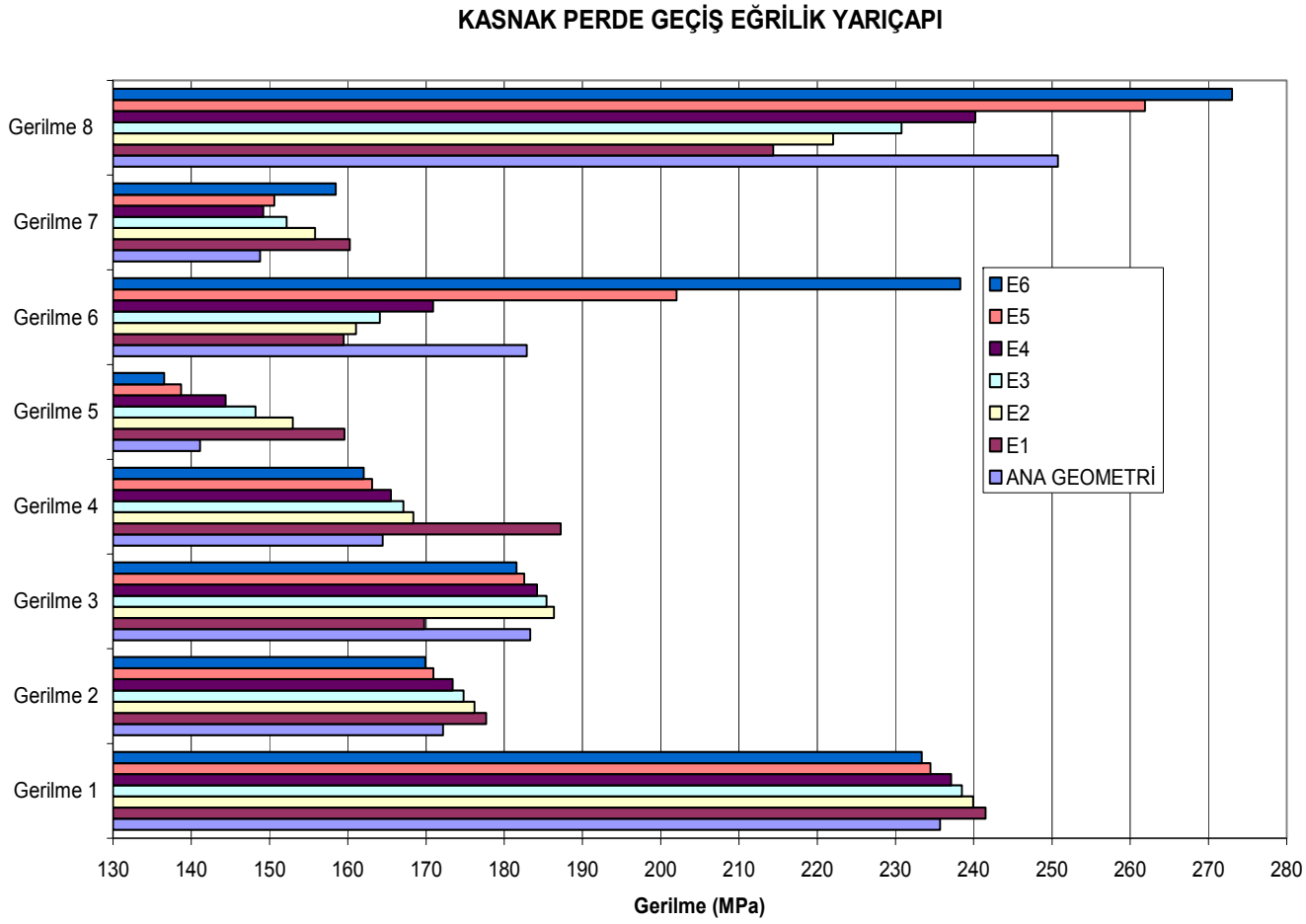
Şekil B.2: Delik Yarıçapındaki Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



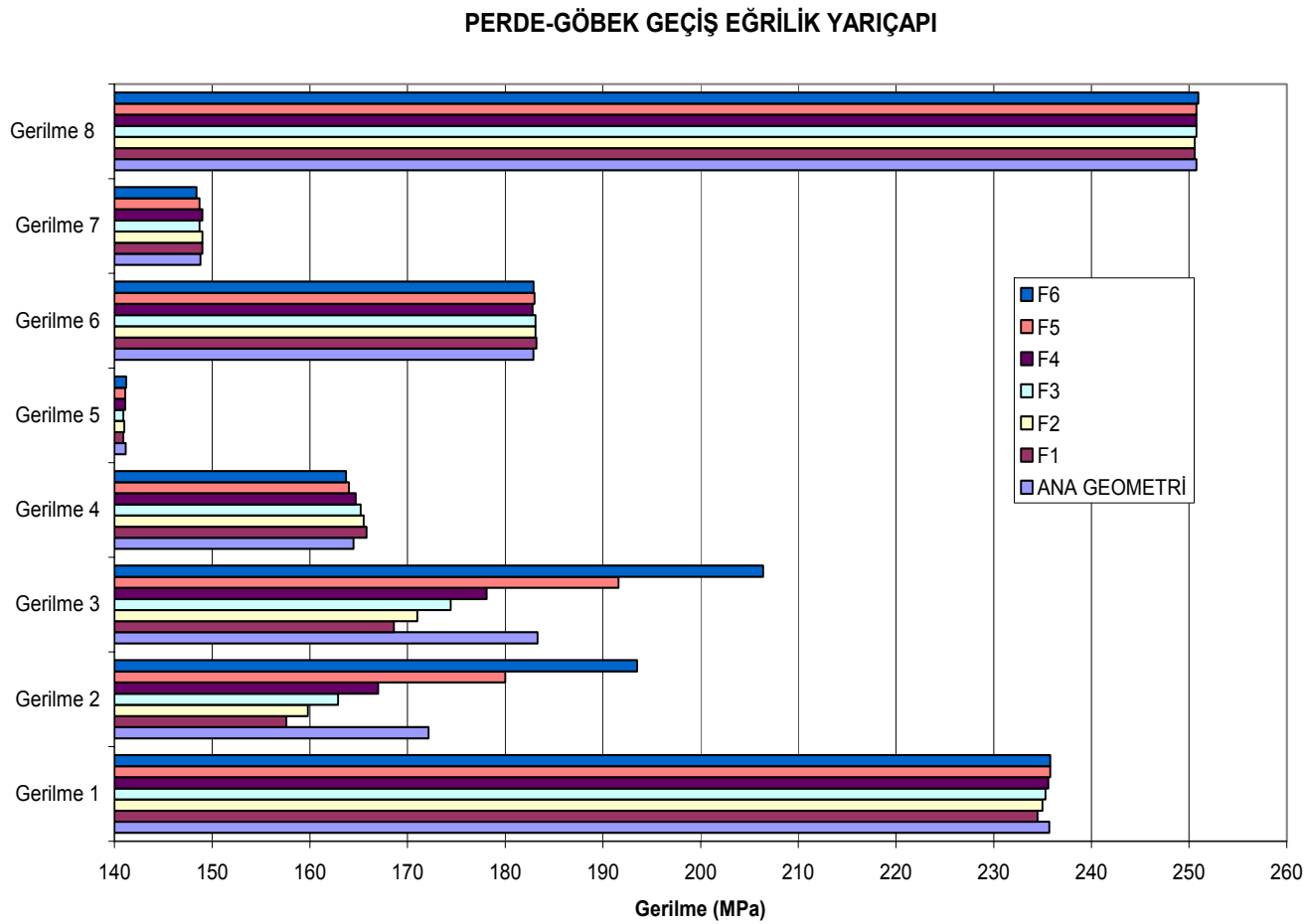
Şekil B.3: Kasnak Yüksekliğindeki Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



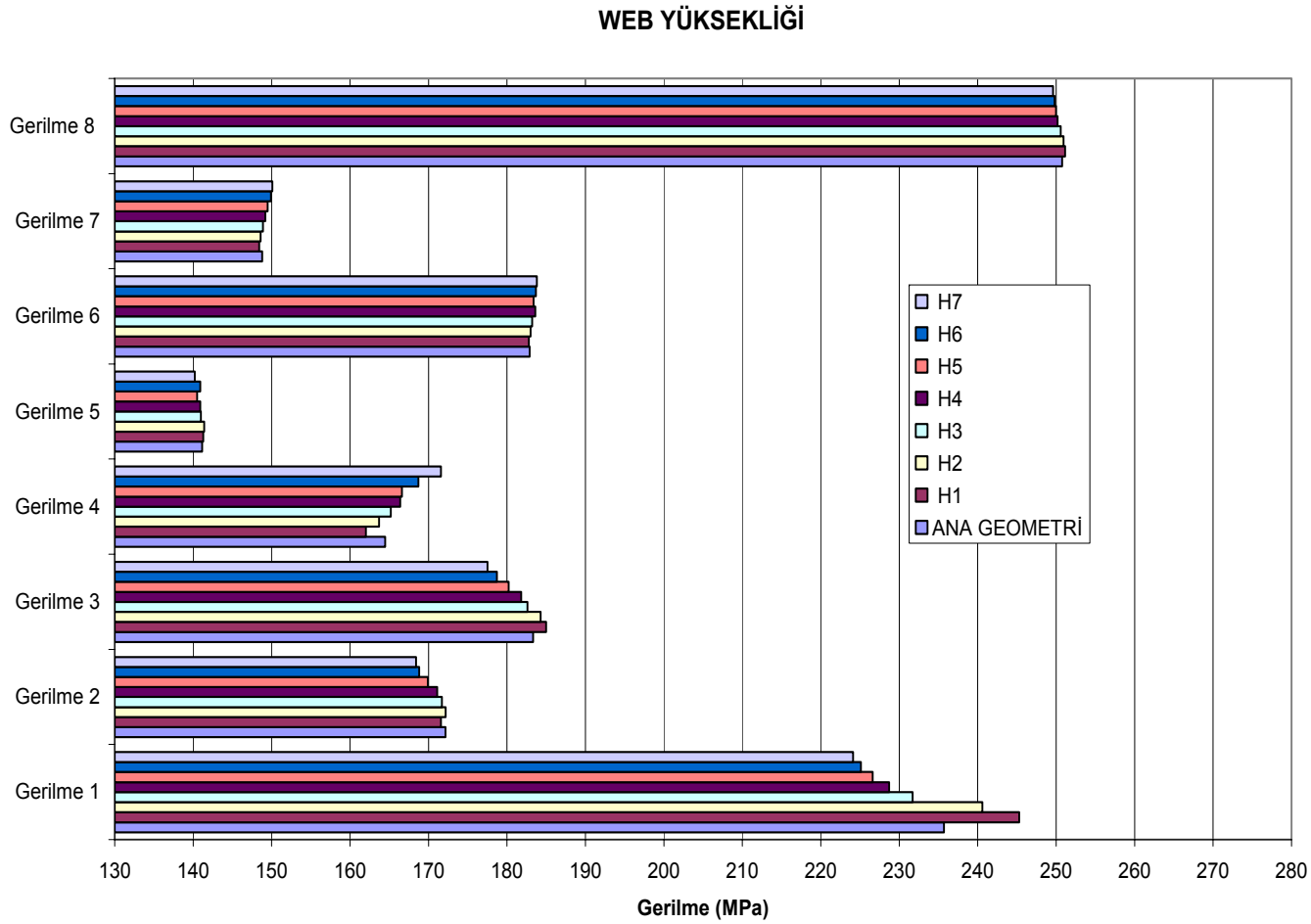
Şekil B.4: Kasnak Perde Açısındaki Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



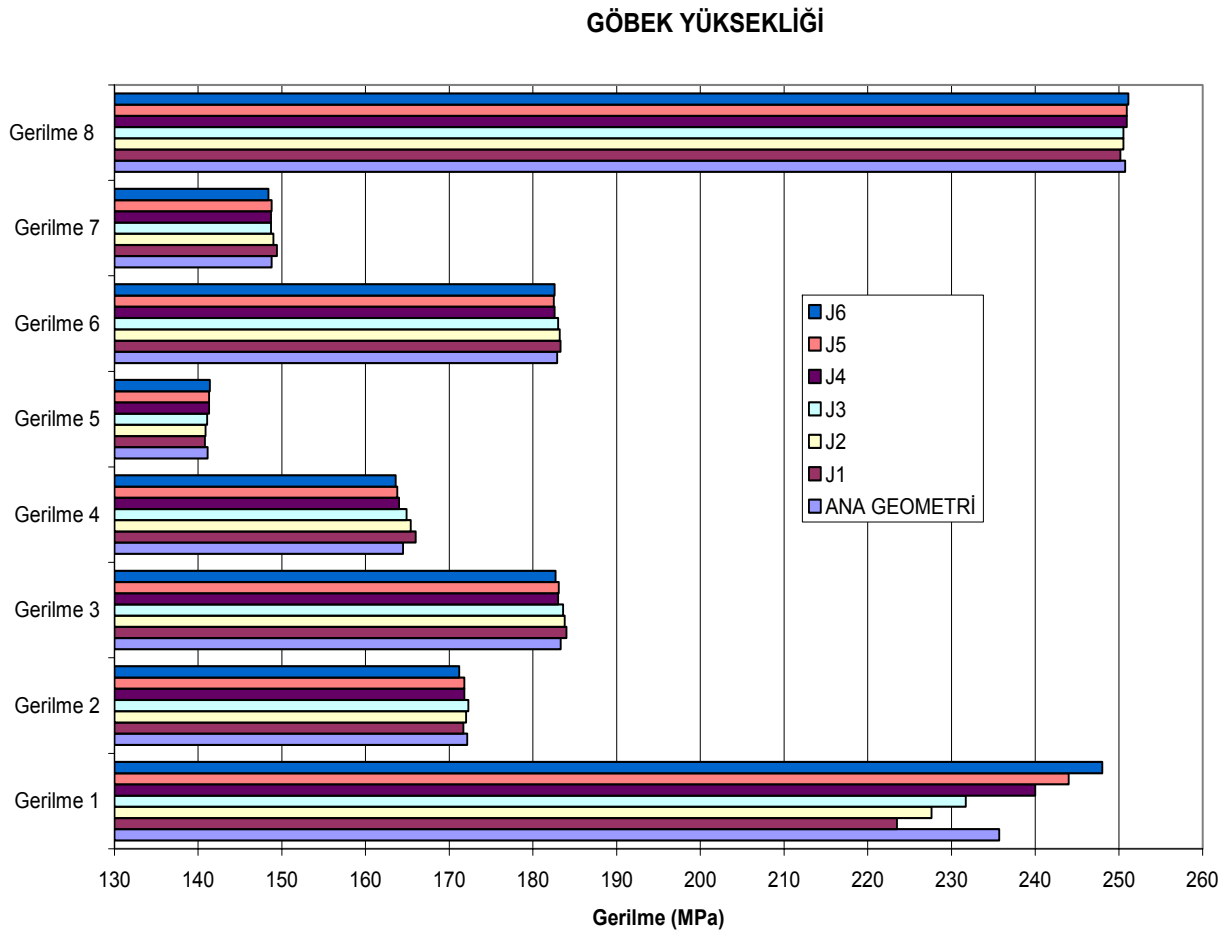
Şekil B.5: Kasnak Perde Geçiş Eğrilik Yarıçapı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



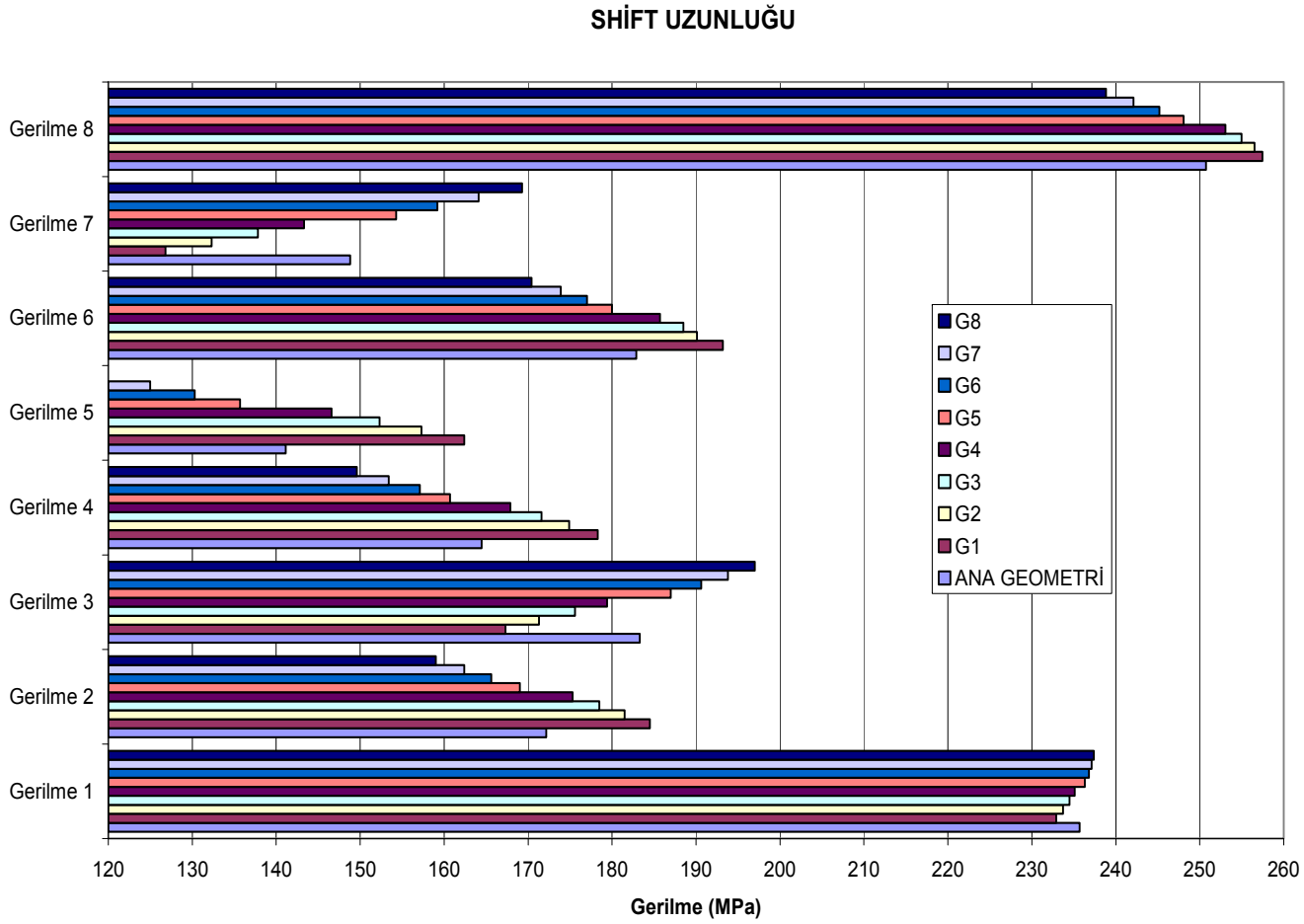
Şekil B.6: Kasnak Perde Geçiş Eğrilik Yarıçapı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



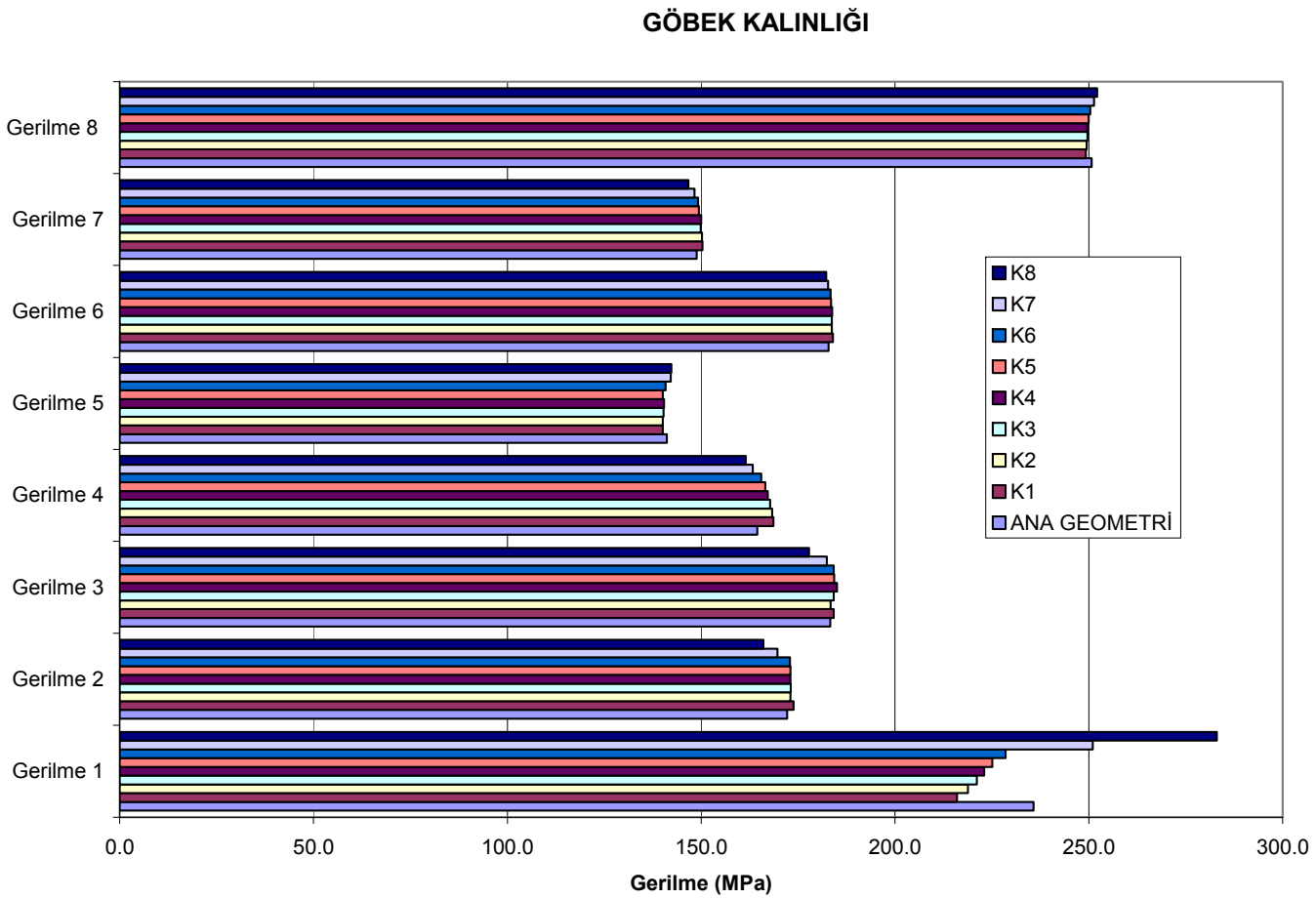
Şekil B.7: Perde Yüksekliğinin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



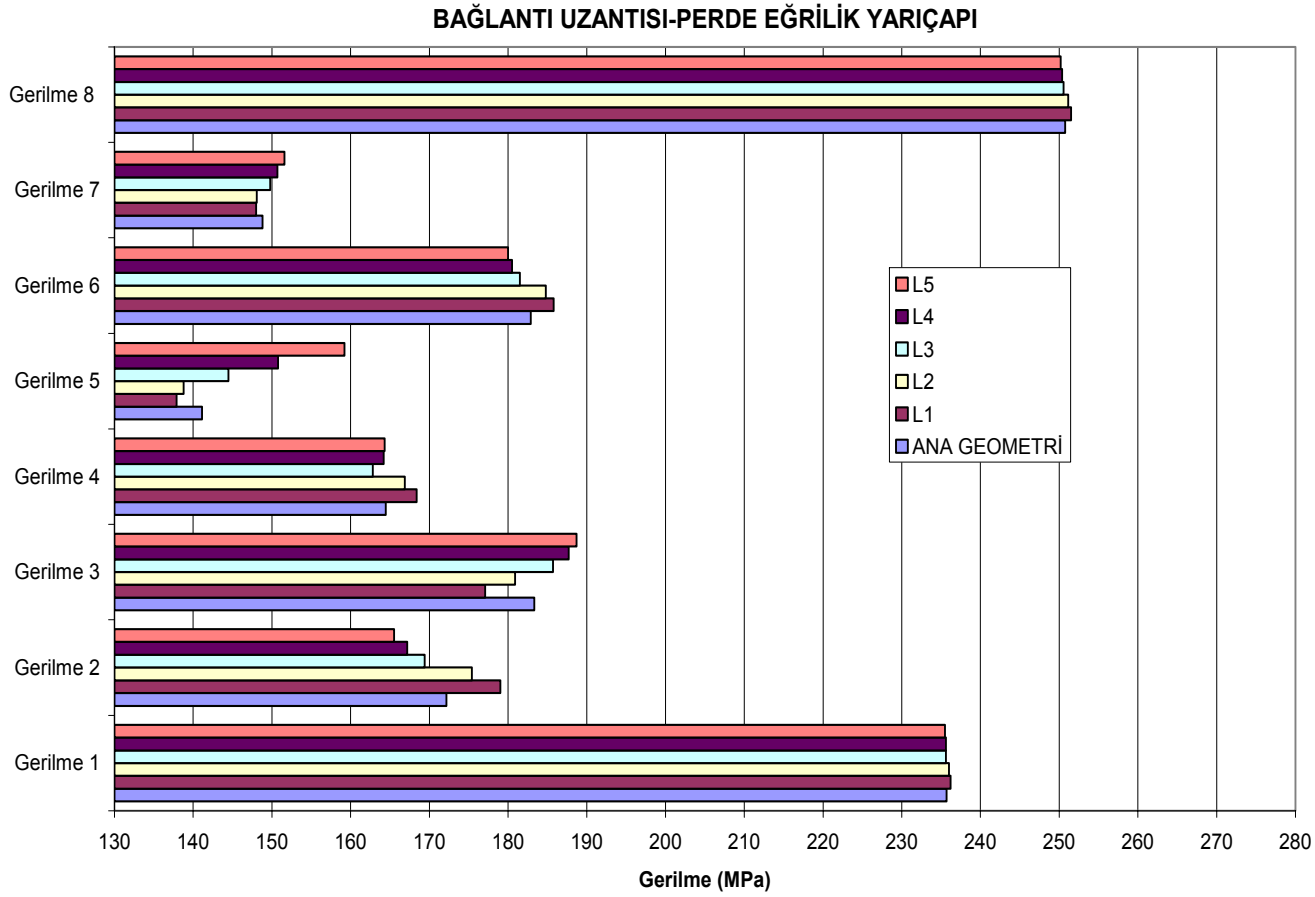
Şekil B.8: Göbek Yüksekliği Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



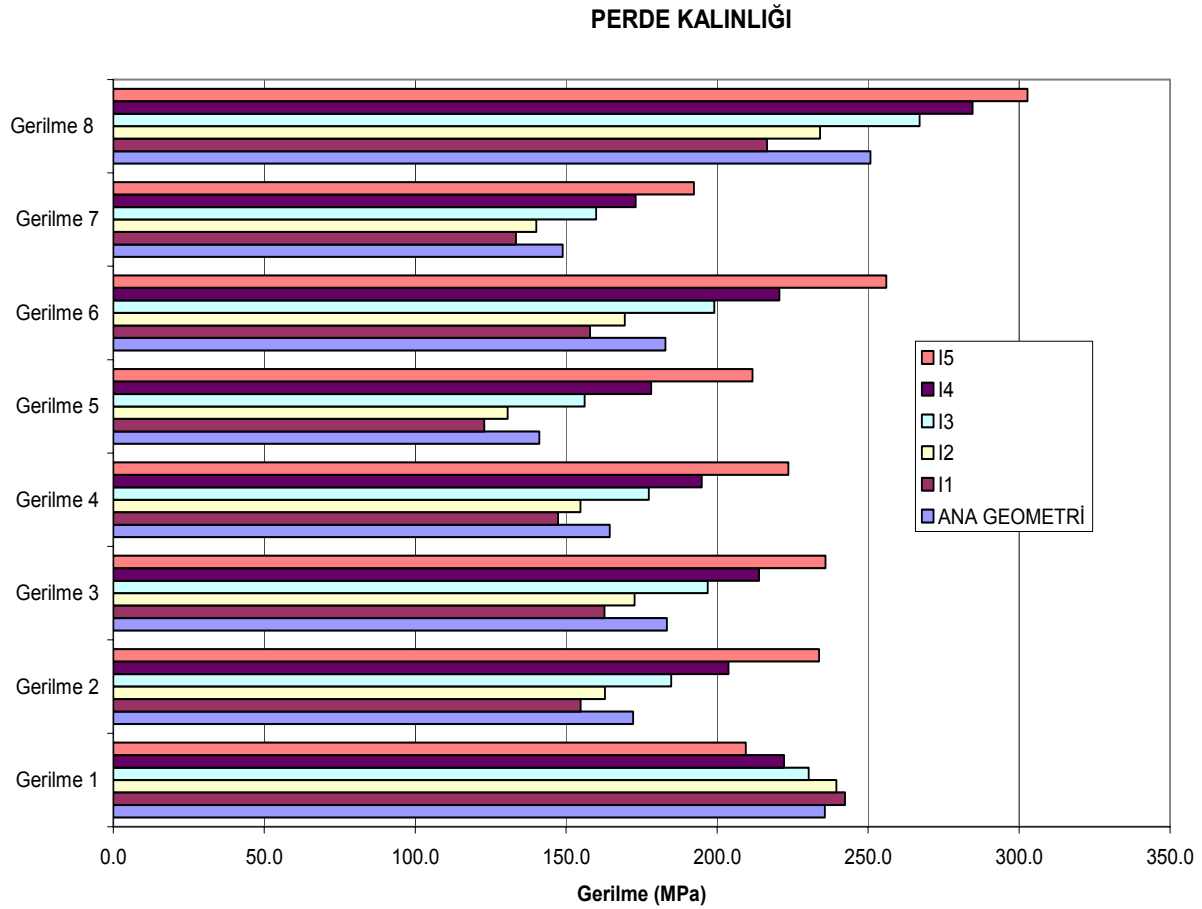
Şekil B.9: Eksen Kaçıklığı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



Şekil B.10: Göbek Kalınlığı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



Şekil B.11: Bağlantı Uzantısı Perde Geçiş Eğrilik Yarıçapı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi



Şekil B.12: Perde Kalınlığı Değişimin Sekiz Bölgedeki Gerilmelere Etkisi

EK-C

Tablo C.1: İterasyonu Numaraları ve Her İterasyon için Tüm Bölgelerdeki Gerilme Değerleri

Analiz No	**iterasyon No**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**W**
1	1 1 1 1 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
2	1 1 1 1 2	*	*	*	*	*	*	*	*	*
3	1 1 1 1 3	238	197	222	163	163	170	154	232	4.569
4	1 1 1 2 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
5	1 1 1 2 2	263	204	228	165	175	179	160	217	4.759
6	1 1 1 2 3	246	197	223	159	160	170	153	232	4.495
7	1 1 1 3 1	289	208	227	167	185	188	166	205	4.956
8	1 1 1 3 2	272	203	225	163	172	179	160	217	4.697
9	1 1 1 3 3	253	197	222	159	162	170	153	232	4.432
10	1 1 2 1 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
11	1 1 2 1 2	*	*	*	*	*	*	*	*	*
12	1 1 2 1 3	239	198	222	156	162	170	154	232	4.464
13	1 1 2 2 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
14	1 1 2 2 2	267	202	225	165	175	179	160	217	4.683
15	1 1 2 2 3	251	197	222	159	161	170	153	230	4.405
16	1 1 2 3 1	294	206	226	164	181	188	167	205	4.905
17	1 1 2 3 2	278	203	224	162	173	179	159	217	4.634
18	1 1 2 3 3	259	197	221	158	163	170	153	232	4.357
19	1 1 3 1 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
20	1 1 3 1 2	*	*	*	*	*	*	*	*	*
21	1 1 3 1 3	232	195	220	160	161	170	153	232	4.357
22	1 1 3 2 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
23	1 1 3 2 2	263	221	224	164	173	179	160	217	4.606
24	1 1 3 2 3	250	195	220	156	160	170	152	232	4.312
25	1 1 3 3 1	297	206	226	165	187	188	167	205	4.853
26	1 1 3 3 2	282	201	223	161	173	179	159	217	4.570
27	1 1 3 3 3	262	195	219	157	160	169	153	232	4.281
28	1 2 1 1 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
29	1 2 1 1 2	*	*	*	*	*	*	*	*	*
30	1 2 1 1 3	235	205	237	175	177	186	167	246	4.332
31	1 2 1 2 1	277	216	243	183	204	207	183	217	4.809
32	1 2 1 2 2	262	212	239	178	195	196	175	230	4.535
33	1 2 1 2 3	244	205	236	173	177	186	167	246	4.256
34	1 2 1 3 1	291	214	240	179	204	206	182	217	4.744

35	1 2 1 3 2	272	211	238	178	190	196	174	230	4.470
36	1 2 1 3 3	251	206	236	170	171	186	166	248	4.190
37	1 2 2 1 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
38	1 2 2 1 2	*	*	*	*	*	*	*	*	*
39	1 2 2 1 3	236	206	236	174	177	186	168	246	4.230
40	1 2 2 2 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
41	1 2 2 2 2	266	211	239	177	191	196	174	230	4.462
42	1 2 2 2 3	248	206	236	172	174	186	167	248	4.167
43	1 2 2 3 1	297	216	240	179	206	206	182	217	4.696
44	1 2 2 3 2	279	212	238	175	191	196	173	230	4.409
45	1 2 2 3 3	259	206	235	167	177	186	166	248	4.117
46	1 2 3 1 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
47	1 2 3 1 2	*	*	*	*	*	*	*	*	*
48	1 2 3 1 3	230	205	236	173	172	186	166	246	4.127
49	1 2 3 2 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
50	1 2 3 2 2	263	211	238	175	192	196	173	230	4.387
51	1 2 3 2 3	248	204	234	171	177	185	166	248	4.077
52	1 2 3 3 1	301	214	238	179	201	206	181	217	4.645
53	1 2 3 3 2	284	211	237	174	191	196	172	230	4.347
54	1 2 3 3 3	262	205	234	169	177	186	166	248	4.042
55	1 3 1 1 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
56	1 3 1 1 2	*	*	*	*	*	*	*	*	*
57	1 3 1 1 3	228	220	256	191	194	207	186	263	4.097
58	1 3 1 2 1	275	228	261	196	229	232	202	230	4.601
59	1 3 1 2 2	257	223	259	194	207	221	191	244	4.313
60	1 3 1 2 3	238	218	254	185	198	208	186	263	4.018
61	1 3 1 3 1	290	227	258	195	230	232	201	230	4.534
62	1 3 1 3 2	268	225	258	194	216	220	192	246	4.245
63	1 3 1 3 3	246	219	254	189	197	208	184	263	3.949
64	1 3 2 1 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
65	1 3 2 1 2	*	*	*	*	*	*	*	*	*
66	1 3 2 1 3	230	217	255	193	201	208	187	265	3.997
67	1 3 2 2 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
68	1 3 2 2 2	225	257	262	194	213	220	193	244	4.241
69	1 3 2 2 3	243	216	254	188	199	207	185	263	3.932
70	1 3 2 3 1	296	228	258	197	226	231	200	230	4.488
71	1 3 2 3 2	275	222	251	193	213	221	192	246	4.187
72	1 3 2 3 3	254	219	253	187	198	207	184	263	3.878
73	1 3 3 1 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
74	1 3 3 1 2	232	228	260	198	214	221	194	244	4.231
75	1 3 3 1 3	223	219	256	187	198	208	187	263	3.897
76	1 3 3 2 1	*	*	*	*	*	*	*	*	*
77	1 3 3 2 2	260	223	258	194	214	220	193	244	4.169
78	1 3 3 2 3	244	218	253	190	195	208	185	263	3.844
79	1 3 3 3 1	301	227	258	194	229	231	200	230	4.440
80	1 3 3 3 2	283	221	255	191	210	220	189	246	4.126
81	1 3 3 3 3	259	218	252	189	204	207	184	265	3.806
82	2 1 1 1 1	245	212	232	174	186	189	169	204	5.190
83	2 1 1 1 2	232	206	229	172	174	180	162	215	4.943
84	2 1 1 1 3	216	198	224	167	159	170	155	230	4.691

85	2 1 1 2 1	253	211	232	172	178	189	169	204	5.116
86	2 1 1 2 2	237	206	229	168	175	180	162	215	4.869
87	2 1 1 2 3	221	199	224	166	161	170	155	230	4.616
88	2 1 1 3 1	260	212	231	171	186	189	168	204	5.053
89	2 1 1 3 2	242	207	228	170	175	180	161	215	4.805
90	2 1 1 3 3	224	199	224	162	158	170	155	230	4.550
91	2 1 2 1 1	247	211	232	173	186	189	169	204	5.076
92	2 1 2 1 2	233	206	226	169	171	180	162	215	4.813
93	2 1 2 1 3	217	198	223	163	160	170	155	230	4.544
94	2 1 2 2 1	258	210	231	171	186	189	169	204	5.018
95	2 1 2 2 2	241	206	228	167	172	180	161	215	4.757
96	2 1 2 2 3	223	198	224	164	164	170	154	230	4.489
97	2 1 2 3 1	266	211	231	169	186	189	168	204	4.971
98	2 1 2 3 2	246	206	228	167	172	179	161	217	4.710
99	2 1 2 3 3	227	198	223	164	161	170	154	230	4.442
100	2 1 3 1 1	243	209	229	171	184	189	169	204	4.960
101	2 1 3 1 2	232	203	225	168	174	180	161	215	4.680
102	2 1 3 1 3	219	196	221	164	162	170	154	230	4.396
103	2 1 3 2 1	257	209	229	169	182	188	168	204	4.919
104	2 1 3 2 2	241	204	225	167	174	179	161	217	4.644
105	2 1 3 2 3	226	195	221	161	162	170	154	230	4.362
106	2 1 3 3 1	268	209	228	168	185	188	168	205	4.889
107	2 1 3 3 2	249	203	224	165	174	179	161	217	4.615
108	2 1 3 3 3	233	194	219	160	160	170	154	232	4.333
109	2 2 1 1 1	242	220	247	187	206	208	186	215	4.989
110	2 2 1 1 2	227	216	244	184	189	198	177	228	4.728
111	2 2 1 1 3	211	208	239	180	176	187	170	244	4.461
112	2 2 1 2 1	250	221	247	185	202	208	185	215	4.912
113	2 2 1 2 2	233	214	244	183	191	197	177	228	4.650
114	2 2 1 2 3	216	208	239	180	178	186	170	246	4.382
115	2 2 1 3 1	257	220	246	184	204	207	185	215	4.846
116	2 2 1 3 2	238	215	243	184	192	197	176	228	4.583
117	2 2 1 3 3	220	208	239	178	176	186	169	246	4.313
118	2 2 2 1 1	243	220	247	187	204	208	185	215	4.878
119	2 2 2 1 2	229	215	244	184	191	197	177	228	4.600
120	2 2 2 1 3	212	208	239	109	174	186	170	246	4.317
121	2 2 2 2 1	255	219	246	185	206	207	185	215	4.817
122	2 2 2 2 2	237	216	243	182	192	197	176	228	4.541
123	2 2 2 2 3	219	208	239	178	174	186	169	246	4.258
124	2 2 2 3 1	264	220	246	183	201	207	183	215	4.766
125	2 2 2 3 2	244	216	243	181	192	197	176	228	4.490
126	2 2 2 3 3	224	208	238	177	179	186	168	246	4.207
127	2 2 3 1 1	239	220	246	187	205	208	185	215	4.765
128	2 2 3 1 2	227	214	242	182	192	197	176	228	4.470
129	2 2 3 1 3	213	207	237	177	178	186	169	246	4.171
130	2 2 3 2 1	255	219	245	183	190	207	182	215	4.720
131	2 2 3 2 2	238	213	242	179	190	197	176	230	4.430
132	2 2 3 2 3	221	206	237	175	178	186	168	246	4.133
133	2 2 3 3 1	267	219	244	183	206	207	183	217	4.686
134	2 2 3 3 2	247	214	241	177	190	197	175	230	4.397

135	2 2 3 3 3	229	206	236	174	177	186	168	246	4.100
136	2 3 1 1 1	234	235	268	234	228	234	207	227	4.790
137	2 3 1 1 2	219	230	265	203	214	223	198	242	4.514
138	2 3 1 1 3	204	222	258	199	199	209	190	261	4.232
139	2 3 1 2 1	242	233	267	206	231	234	206	228	4.709
140	2 3 1 2 2	226	229	263	201	212	222	197	242	4.433
141	2 3 1 2 3	209	221	259	197	199	209	190	261	4.150
142	2 3 1 3 1	251	233	266	197	219	233	205	228	4.640
143	2 3 1 3 2	232	228	263	200	215	222	195	244	4.363
144	2 3 1 3 3	213	222	259	198	196	208	188	261	4.078
145	2 3 2 1 1	207	231	266	196	229	234	207	227	4.681
146	2 3 2 1 2	222	229	264	204	214	222	197	242	4.389
147	2 3 2 1 3	205	222	258	191	200	209	190	261	4.091
148	2 3 2 2 1	249	234	267	199	226	233	205	228	4.617
149	2 3 2 2 2	230	229	263	199	216	222	196	244	4.326
150	2 3 2 2 3	212	222	259	188	197	209	188	261	4.028
151	2 3 2 3 1	258	232	265	202	225	233	204	228	4.563
152	2 3 2 3 2	237	228	263	199	213	221	195	244	4.272
153	2 3 2 3 3	217	222	258	195	190	208	186	261	3.973
154	2 3 3 1 1	232	233	267	204	228	234	206	228	4.571
155	2 3 3 1 2	220	228	263	203	213	222	196	244	4.262
156	2 3 3 1 3	205	221	258	197	200	208	188	261	3.948
157	2 3 3 2 1	249	232	265	201	226	233	204	228	4.522
158	2 3 3 2 2	231	228	262	198	213	222	195	244	4.217
159	2 3 3 2 3	214	221	257	194	200	200	188	263	3.905
160	2 3 3 3 1	263	232	264	203	230	232	202	228	4.484
161	2 3 3 3 2	241	228	261	196	214	221	194	244	4.181
162	2 3 3 3 3	223	221	257	193	190	208	187	263	3.869
163	3 1 1 1 1	223	213	234	181	186	190	172	202	5.318
164	3 1 1 1 2	209	206	230	176	173	181	164	213	5.083
165	3 1 1 1 3	195	197	223	172	158	171	157	228	4.843
166	3 1 1 2 1	227	213	234	178	184	190	171	202	5.243
167	3 1 1 2 2	212	207	230	175	171	180	164	213	5.007
168	3 1 1 2 3	197	197	223	171	158	171	156	228	4.765
169	3 1 1 3 1	230	213	234	178	186	190	171	202	5.176
170	3 1 1 3 2	214	205	228	177	175	180	164	213	4.939
171	3 1 1 3 3	200	196	223	173	162	171	156	228	4.695
172	3 1 2 1 1	223	213	234	178	186	190	171	202	5.163
173	3 1 2 1 2	209	205	229	175	172	180	164	213	4.911
174	3 1 2 1 3	195	196	223	170	160	171	156	228	4.652
175	3 1 2 2 1	229	213	233	178	186	190	171	202	5.108
176	3 1 2 2 2	213	206	229	174	171	180	163	213	4.856
177	3 1 2 2 3	201	196	222	172	162	171	156	228	4.596
178	3 1 2 3 1	234	212	233	174	183	190	170	202	5.060
179	3 1 2 3 2	217	205	227	175	175	180	163	215	4.807
180	3 1 2 3 3	205	194	221	169	156	171	156	228	4.546
181	3 1 3 1 1	226	210	230	174	186	189	170	202	5.007
182	3 1 3 1 2	216	203	225	174	174	180	162	215	4.739
183	3 1 3 1 3	206	192	218	169	161	170	155	230	4.463
184	3 1 3 2 1	233	209	229	174	186	189	170	204	4.973

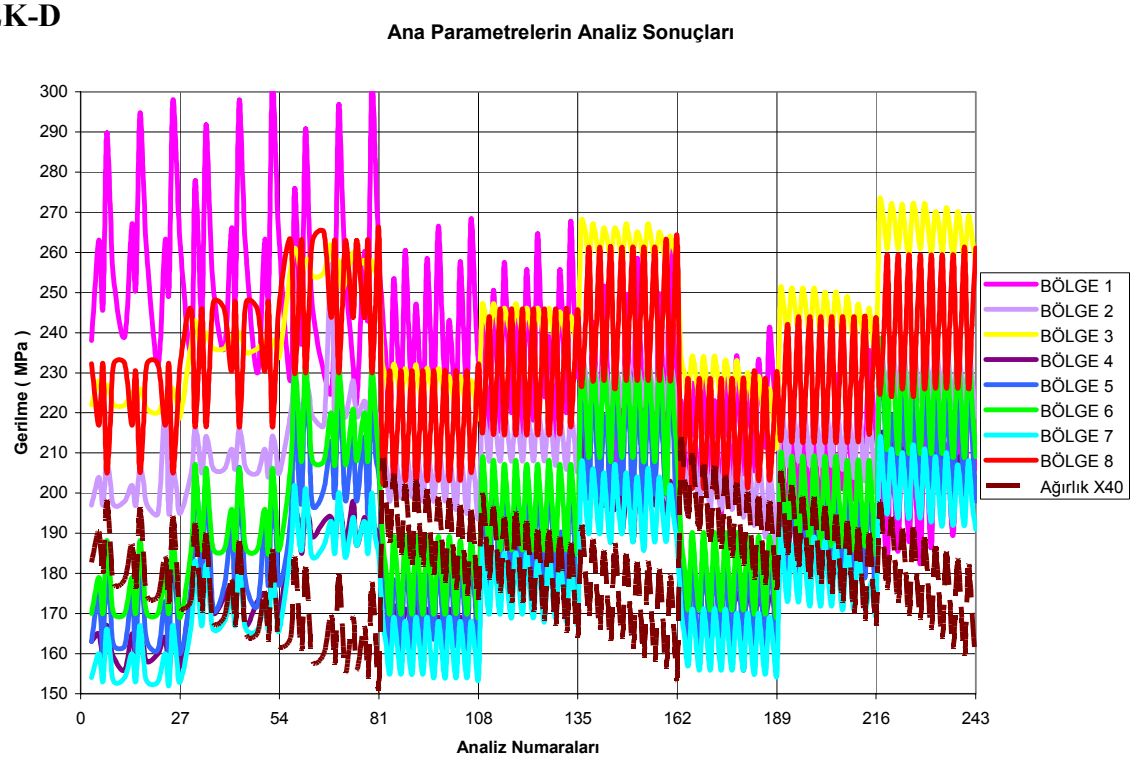
185	3 1 3 2 2	222	201	223	172	172	180	162	215	4.705
186	3 1 3 2 3	212	189	216	169	162	170	155	228	4.429
187	3 1 3 3 1	241	205	226	174	186	189	169	204	4.944
188	3 1 3 3 2	229	197	219	173	174	180	162	215	4.676
189	3 1 3 3 3	220	183	212	169	163	170	155	230	4.398
190	3 2 1 1 1	218	223	251	193	205	209	190	213	5.124
191	3 2 1 1 2	203	216	246	196	194	199	181	227	4.875
192	3 2 1 1 3	190	207	240	188	175	187	173	242	4.620
193	3 2 1 2 1	222	223	251	194	205	209	187	213	5.045
194	3 2 1 2 2	207	217	246	190	189	198	180	227	4.795
195	3 2 1 2 3	193	208	240	186	177	187	173	244	4.538
196	3 2 1 3 1	224	223	251	190	203	209	188	213	4.975
197	3 2 1 3 2	209	217	246	190	189	198	180	227	4.723
198	3 2 1 3 3	196	207	239	185	176	187	172	244	4.464
199	3 2 2 1 1	218	223	251	193	204	209	189	213	4.971
200	3 2 2 1 2	204	216	246	189	198	199	179	227	4.705
201	3 2 2 1 3	190	207	239	186	177	187	172	244	4.432
202	3 2 2 2 1	224	223	250	191	205	209	188	213	4.912
203	3 2 2 2 2	209	217	245	188	191	198	179	227	4.646
204	3 2 2 2 3	196	207	239	186	178	187	172	244	4.372
205	3 2 2 3 1	229	223	250	190	204	209	187	213	4.861
206	3 2 2 3 2	215	216	245	189	189	198	179	227	4.593
207	3 2 2 3 3	201	206	238	183	176	187	171	244	4.318
208	3 2 3 1 1	220	221	249	190	205	208	187	213	4.817
209	3 2 3 1 2	209	215	243	186	190	198	179	227	4.535
210	3 2 3 1 3	199	204	237	182	176	186	171	244	4.245
211	3 2 3 2 1	227	221	247	189	200	208	186	213	4.780
212	3 2 3 2 2	215	214	242	186	191	198	178	228	4.498
213	3 2 3 2 3	206	203	235	183	179	187	171	244	4.207
214	3 2 3 3 1	235	219	246	188	202	208	175	215	4.747
215	3 2 3 3 2	225	211	240	185	190	197	178	228	4.464
216	3 2 3 3 3	214	201	232	181	176	186	170	244	4.172
217	3 3 1 1 1	209	237	273	215	230	237	213	225	4.931
218	3 3 1 1 2	195	231	268	215	224	225	203	240	4.668
219	3 3 1 1 3	182	222	261	212	202	211	195	259	4.399
220	3 3 1 2 1	214	237	272	213	219	236	211	225	4.848
221	3 3 1 2 2	199	232	268	210	213	224	202	240	4.584
222	3 3 1 2 3	186	223	261	207	200	210	194	259	4.313
223	3 3 1 3 1	217	237	272	211	228	236	210	227	4.775
224	3 3 1 3 2	203	231	264	209	212	224	201	240	4.509
225	3 3 1 3 3	188	222	260	206	198	210	194	259	4.235
226	3 3 2 1 1	211	236	272	213	225	236	212	225	4.781
227	3 3 2 1 2	196	231	268	211	212	224	202	240	4.501
228	3 3 2 1 3	183	223	261	206	200	210	194	259	4.214
229	3 3 2 2 1	217	237	272	211	229	236	211	227	4.718
230	3 3 2 2 2	202	231	267	208	213	224	201	240	4.437
231	3 3 2 2 3	187	223	260	207	200	210	193	259	4.149
232	3 3 2 3 1	223	237	270	208	225	235	209	227	4.663
233	3 3 2 3 2	207	231	267	210	208	223	199	242	4.381
234	3 3 2 3 3	194	223	260	203	198	210	192	259	4.091

235	3 3 3 1 1	212	236	271	209	228	235	210	227	4.630
236	3 3 3 1 2	200	230	266	208	211	223	200	242	4.333
237	3 3 3 1 3	190	222	259	203	198	209	192	259	4.029
238	3 3 3 2 1	219	235	270	208	225	235	207	227	4.587
239	3 3 3 2 2	207	230	265	209	214	223	199	242	4.291
240	3 3 3 2 3	196	221	258	201	199	209	192	261	3.986
241	3 3 3 3 1	227	235	269	207	230	234	208	227	4.551
242	3 3 3 3 2	216	229	264	207	215	223	198	242	4.254
243	3 3 3 3 3	206	219	257	202	198	209	191	261	3.948

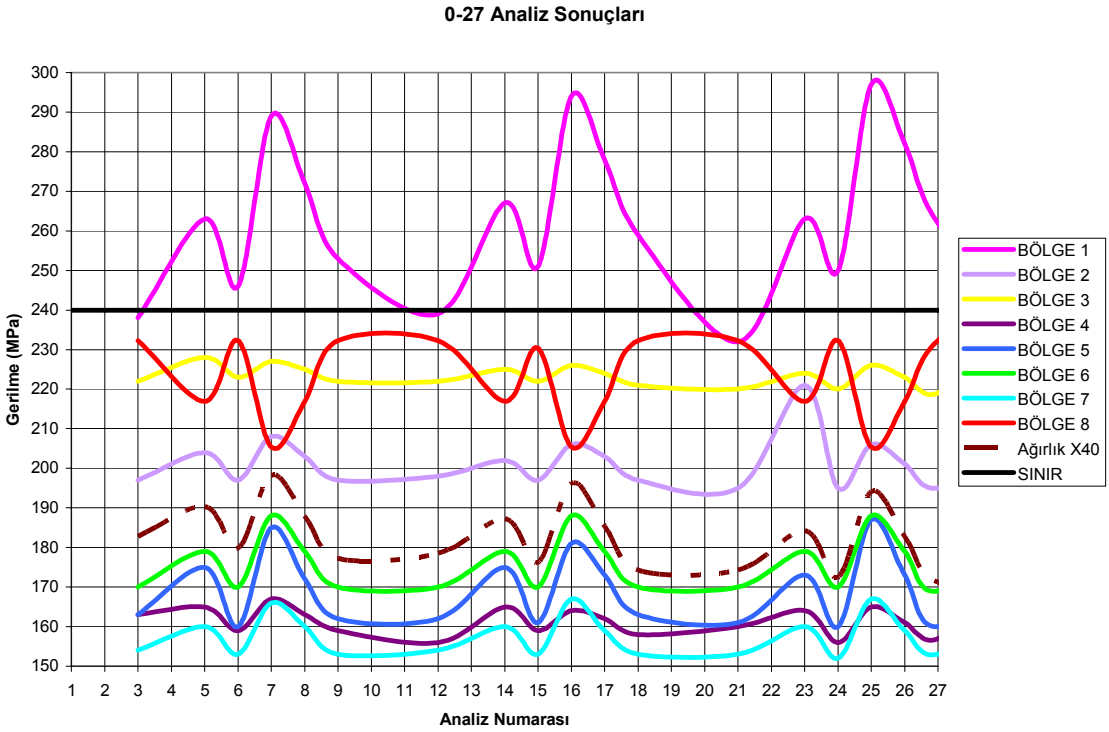
Geometrisi oluşmayan modellerin sonuçları * ile belirtilmiştir. Bu analizler sonucunda 24 geometri oluşturulamamıştır.

Aşağıda analiz sonuçlarını grafiksel olarak görmektesiniz. Ağırlığın grafikte değerlendirilebilmesi amacıyla 40 kat büyütülmüştür.

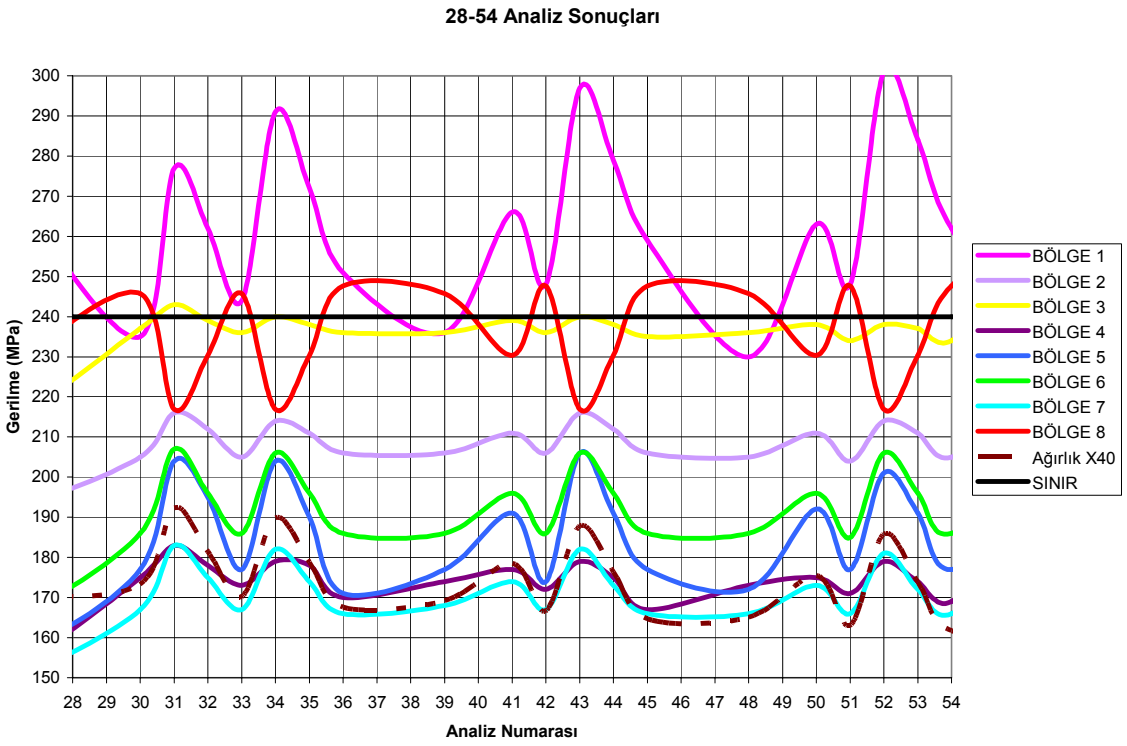
EK-D



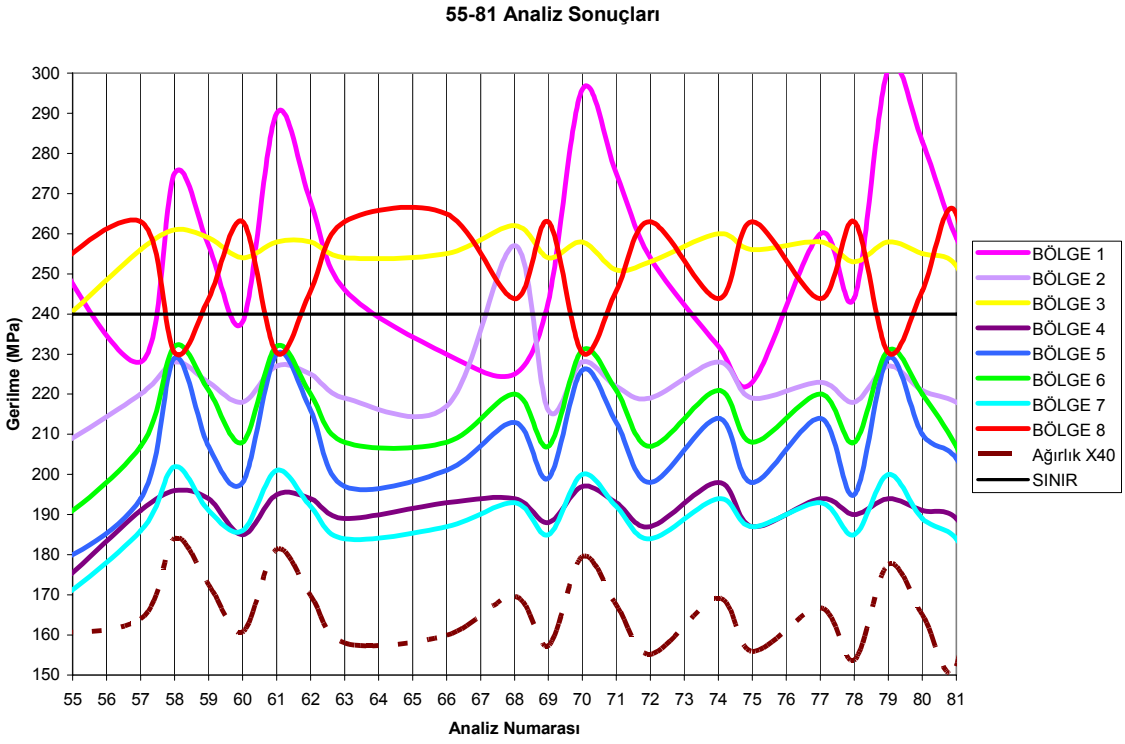
Şekil D.1: Tüm Analizlerin Sonuçları



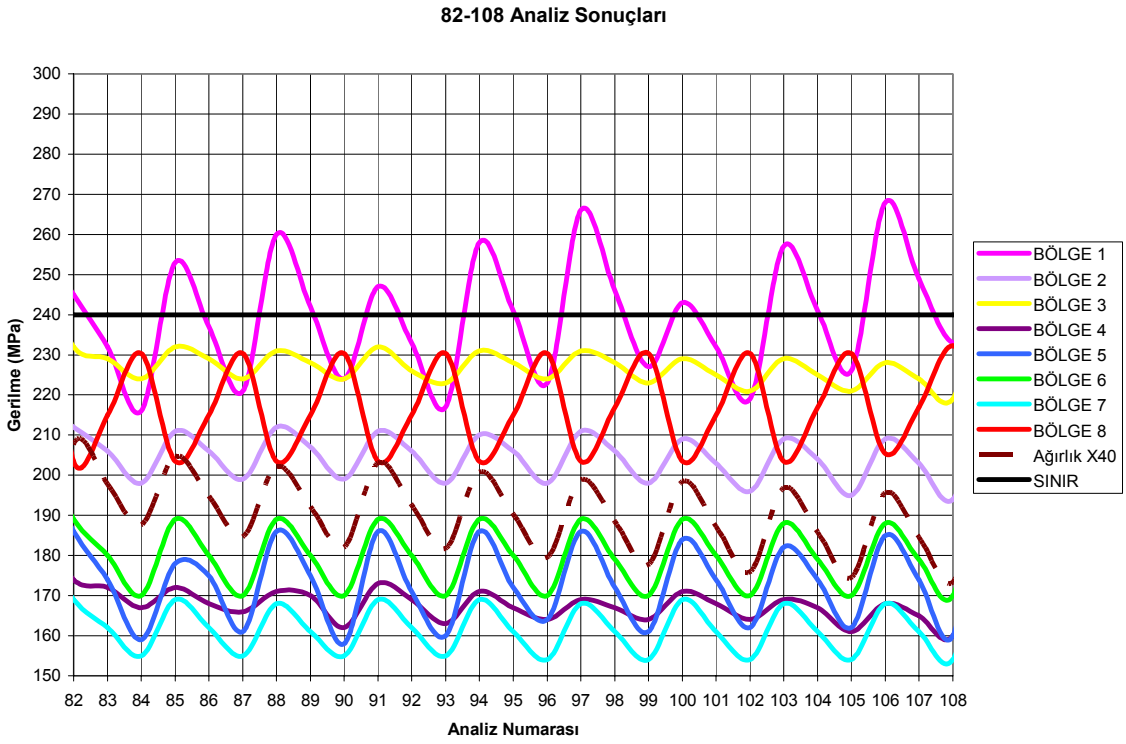
Şekil D.2: İlk 27 Analizin Sonuçları



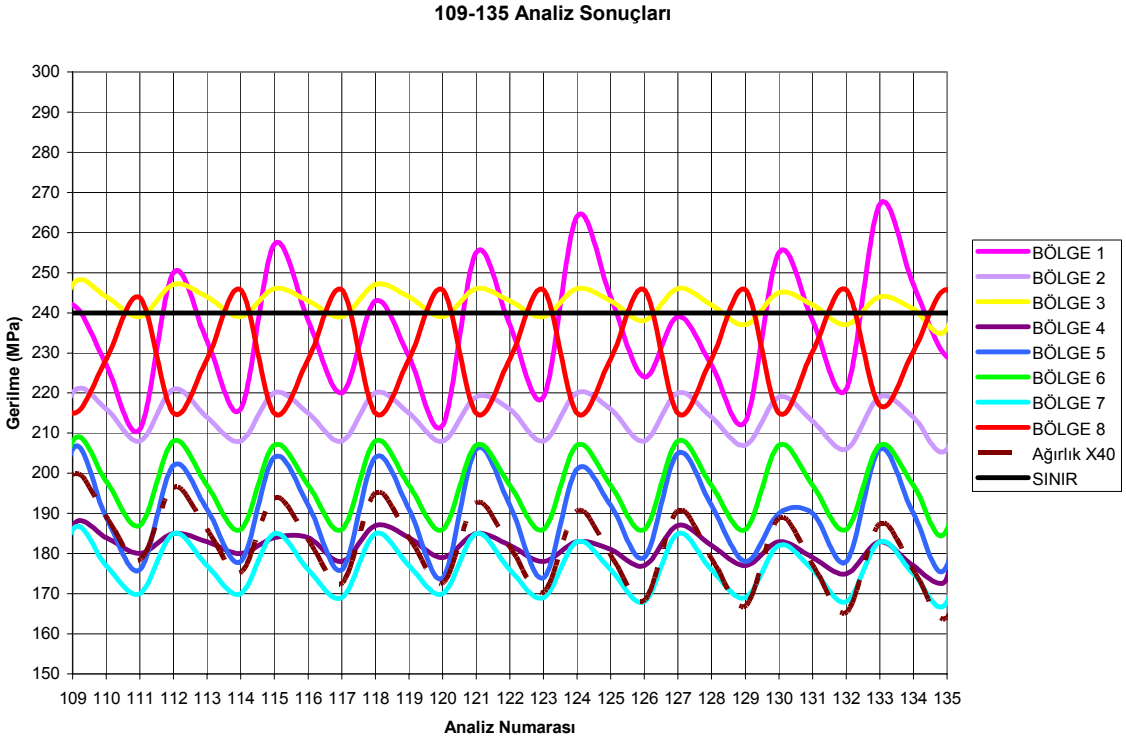
Şekil D.3: 28-54 Arası Analizlerin Sonuçları



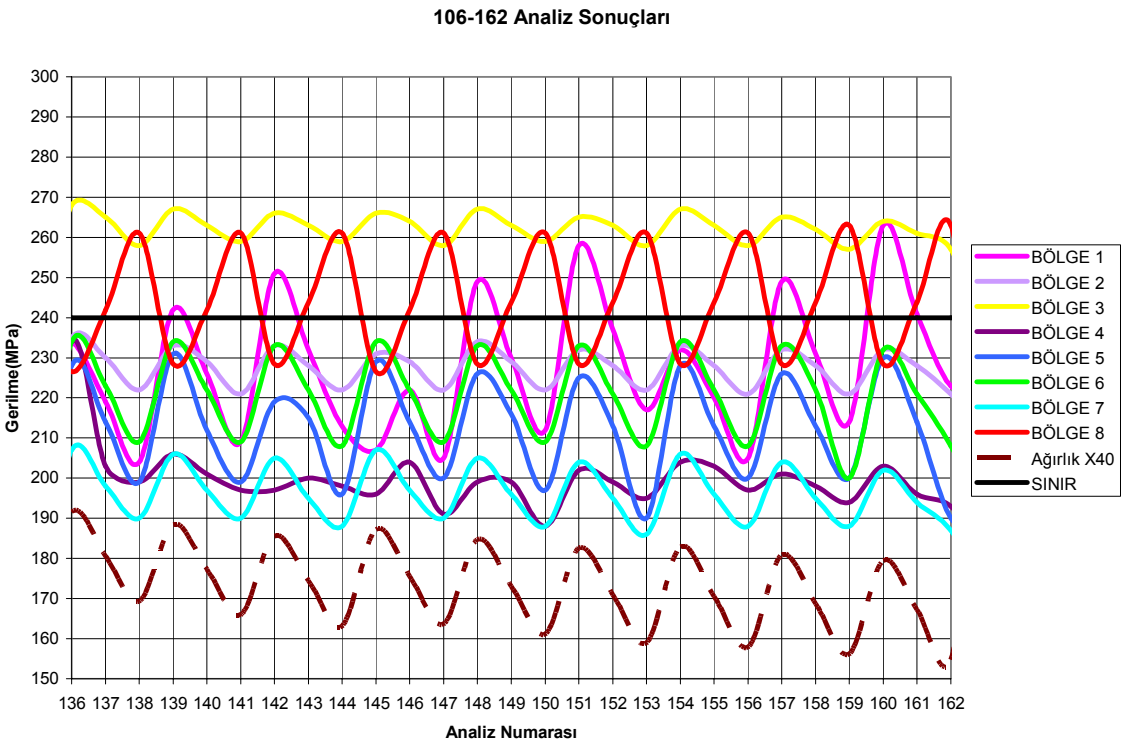
Şekil D.4: 55-81 Arası Analizlerin Sonuçları



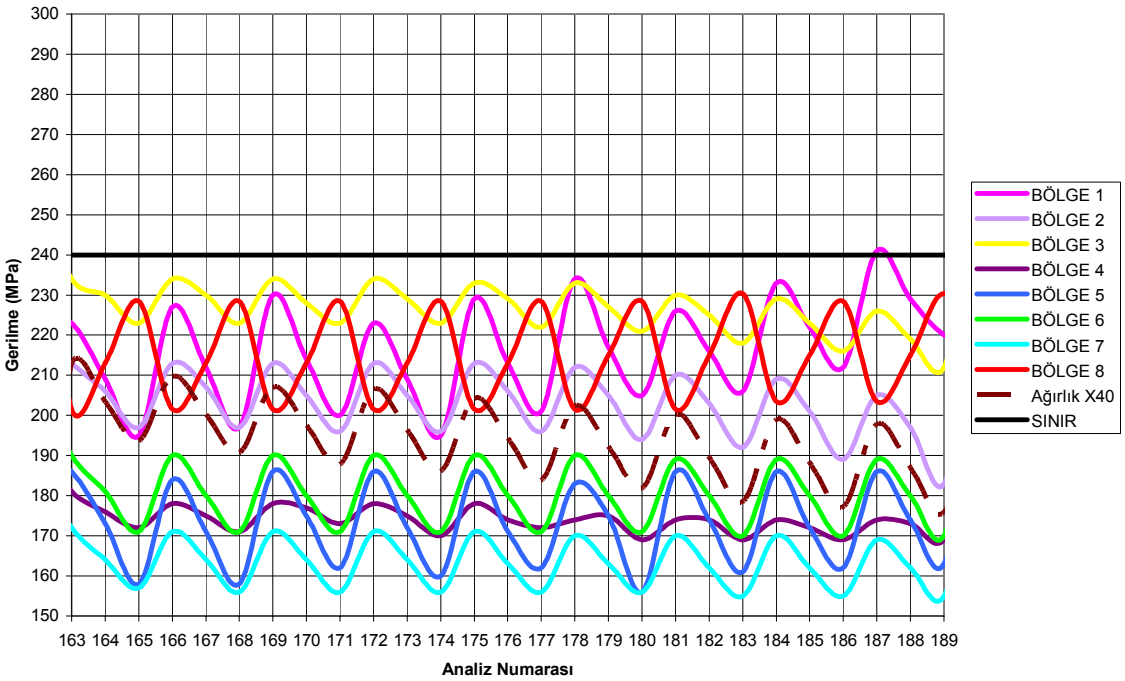
Şekil D.5: 82-108 Arası Analizlerin Sonuçları



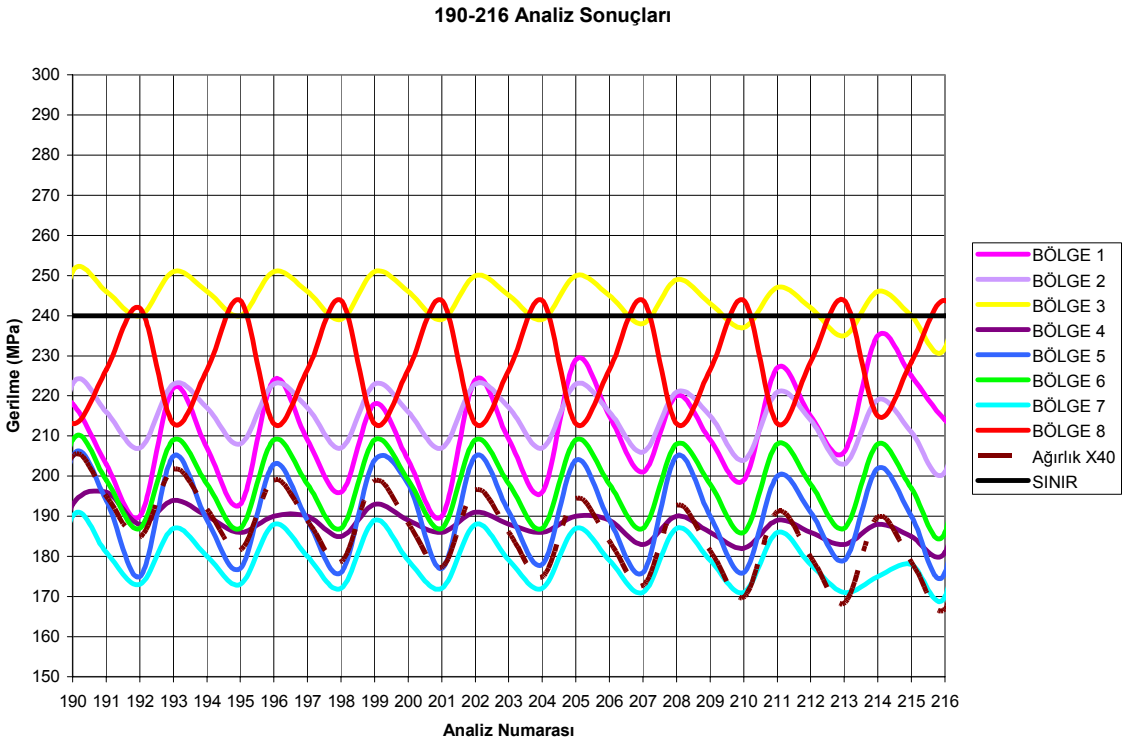
Şekil D.6: 109-135 Arası Analizlerin Sonuçları



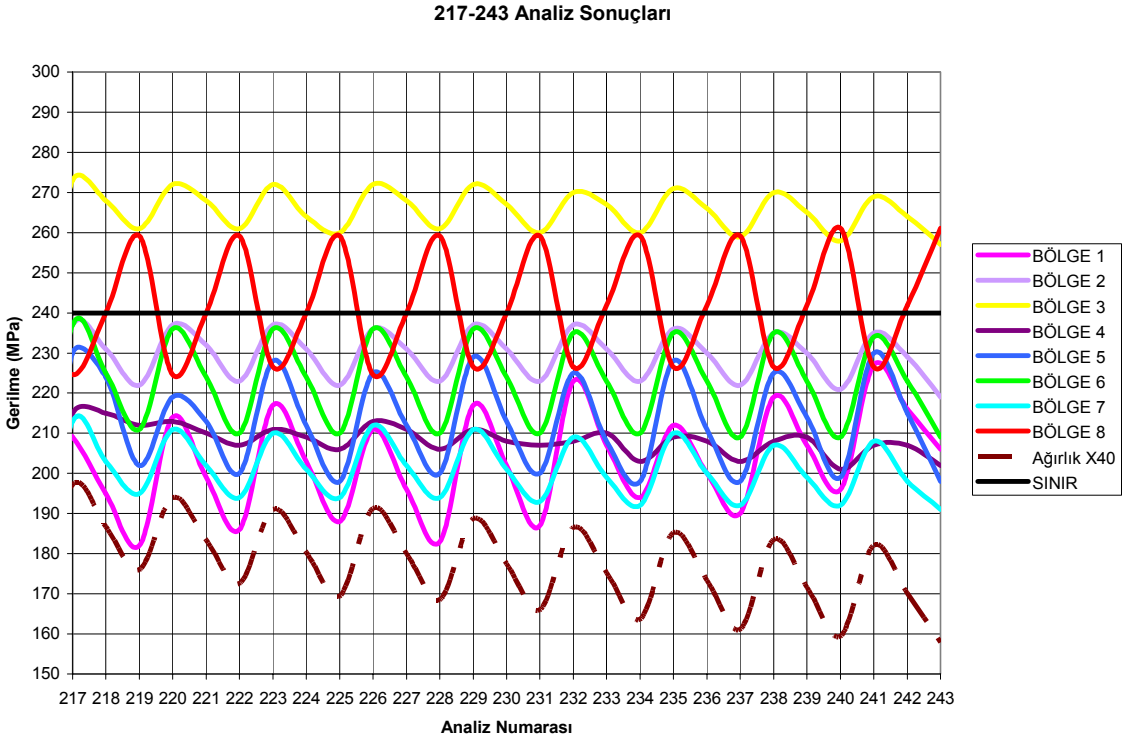
Şekil D.7: 136-162 Arası Analizlerin Sonuçları



Şekil D.8: 163-189 Arası Analizlerin Sonuçları



Şekil D.9: 190-216 Arası Analizlerin Sonuçları



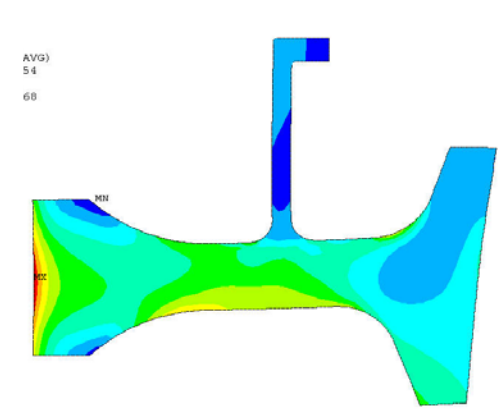
Şekil D.10: 217-243 Arası Analizlerin Sonuçları

EK-E

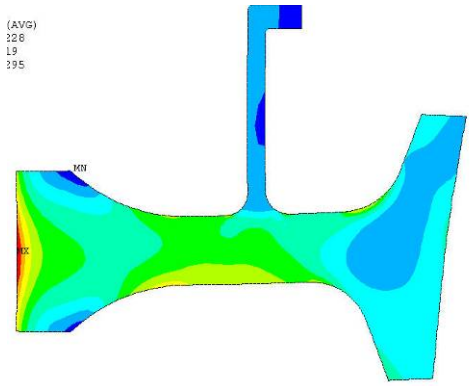
Model A

Tablo E.1: Model A için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri

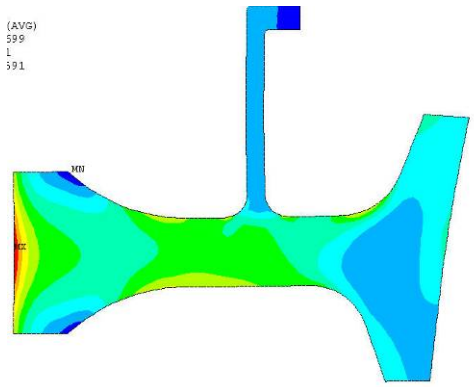
		Bölgeler için gerilme değerleri (Mpa)								
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
Alpha	19 °	226	195	221	161	162	170	154	230	4.362
Alpha	15 °	219	192	219	161	158	169	152	240	4.308
Alpha	25 °	236	199	223	164	166	173	157	221	4.454
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rkp	12.5 mm	226	195	221	161	162	170	154	230	4.362
Rkp	10 mm	224	196	220	162	161	181	155	234	4.369
Rkp	15 mm	230	198	223	163	166	165	155	221	4.418
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rpg	10 mm	226	195	221	161	162	170	154	230	4.362
Rpg	15 mm	225	179	203	163	162	170	154	230	4.365
Rpg	20 mm	225	170	192	162	161	170	154	230	4.370
Rpg	25 mm	224	164	186	165	162	170	154	230	4.376
Rpg	30 mm	223	159	181	166	163	170	155	230	4.383
Rpg	35 mm	222	156	177	169	164	170	155	230	4.392
Rpg	40 mm	221	153	174	172	164	170	155	230	4.402
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rbp	2.5 mm	222	156	177	169	164	170	155	230	4.392
Rbp	5 mm	222	157	176	164	153	170	154	230	4.406
Rbp	7.5 mm	222	159	173	167	146	172	153	230	4.429
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
dx	0 mm	222	157	176	164	153	170	154	230	4.406
dx	-1.5 mm	223	145	187	150	132	163	170	225	4.433
dx	-1 mm	223	149	184	155	139	165	165	227	4.424
dx	-0.5 mm	222	153	179	160	147	168	160	228	4.415
dx	0.5 mm	222	161	171	169	159	174	148	232	4.398
dx	1 mm	221	165	167	174	167	176	143	234	4.390



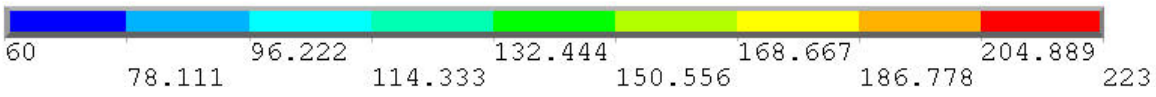
Durum A Eksen kaçıklığı=-1.5	Durum A Eksen kaçıklığı=-1



Durum A Eksen kaçıklığı=-0.5	Durum A Eksen kaçıklığı=0



Durum A Eksen kaçıklığı=0.5	Durum A Eksen kaçıklığı=1

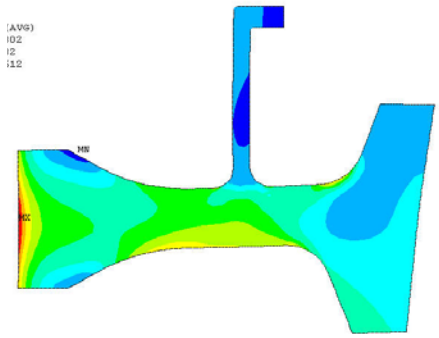


Şekil E.1: Durum A için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları

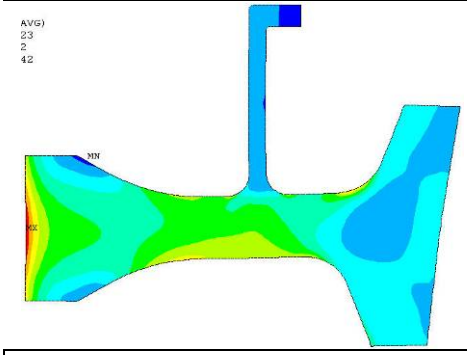
Model B

Tablo E.2: Model B için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri

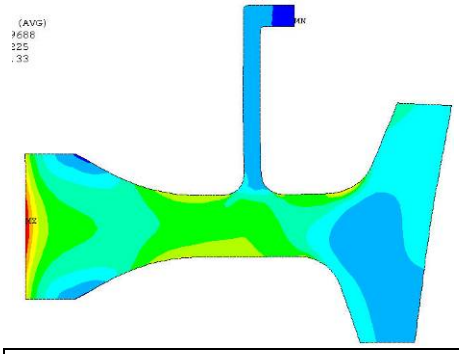
		BÖLGELER (MPa)								
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
Alpha	19 °	222	201	223	172	172	180	162	215	4.705
Alpha	15 °	218	198	220	171	170	177	160	221	4.655
Alpha	25°	228	205	227	172	177	184	166	207	4.790
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rkp	12.5 mm	222	201	223	172	172	180	162	215	4.705
Rkp	10 mm	221	200	222	171	169	189	163	221	4.682
Rkp	15 mm	223	202	224	171	176	174	163	209	4.734
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rpg	10 mm	221	200	222	171	169	189	163	221	4.682
Rpg	15 mm	221	184	205	173	171	189	163	221	4.683
Rpg	20 mm	221	175	195	174	172	189	163	221	4.686
Rpg	25 mm	221	169	188	175	172	189	164	221	4.689
Rpg	30 mm	222	164	183	177	171	189	164	221	4.693
Rpg	35 mm	222	161	180	177	169	189	164	221	4.698
Rpg	40 mm	222	158	177	179	171	189	164	221	4.703
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rbp	2.5 mm	222	158	177	179	171	189	164	221	4.703
Rbp	5 mm	222	160	175	173	162	190	163	221	4.717
Rbp	7.5 mm	222	162	173	178	153	192	162	221	4.740
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
dx	0 mm	222	160	175	173	162	190	163	221	4.717
dx	-1.5 mm	223	148	186	160	142	182	179	216	4.742
dx	-1 mm	222	152	183	164	149	185	174	217	4.733
dx	-0.5 mm	222	156	179	169	155	188	169	219	4.725
dx	0.5 mm	221	163	171	179	168	193	158	221	4.710
dx	1 mm	221	167	182	167	175	196	152	223	4.703
dx	-0.25 mm	222	158	177	171	158	189	166	219	4.721



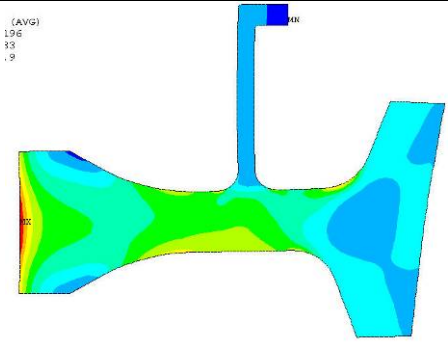
Durum B Eksen kaçıklığı=-1.5	Durum B Eksen kaçıklığı=-1



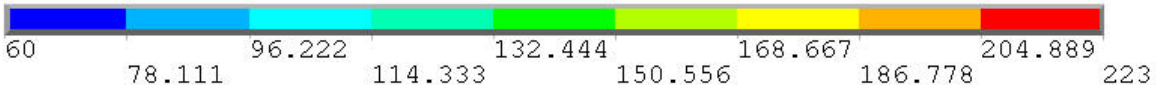
Durum B Eksen kaçıklığı=-0.5	Durum B Eksen kaçıklığı=0



Durum B Eksen kaçıklığı=0.5	Durum B Eksen kaçıklığı=1



Durum B Eksen kaçıklığı=-0.25	

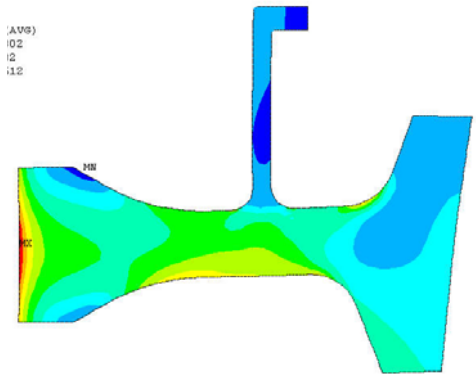


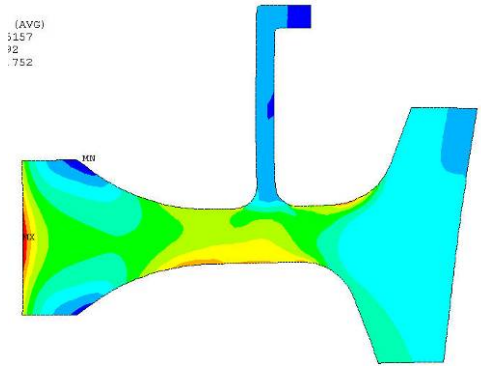
Şekil E.2: Durum B için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları

Model C

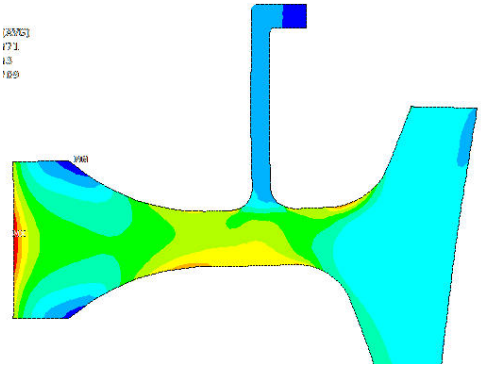
Tablo E.3: Model C için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri

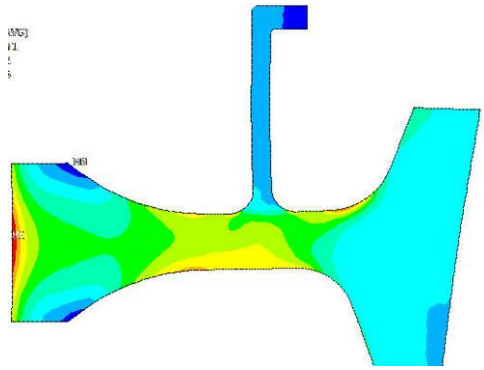
		BÖLGELER (MPa)								
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
Alpha	19°	222	218	245	189	195	203	182	221	4.639
Alpha	15°	217	215	243	188	194	200	180	227	4.583
Alpha	25°	231	221	247	188	206	208	187	213	4.735
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rkp	12.5 mm	222	218	245	189	195	203	182	221	4.639
Rkp	10 mm	218	216	244	187	183	213	181	227	4.617
Rkp	15 mm	223	219	247	190	204	198	185	215	4.668
Rkp	17.5 mm	224	220	248	190	209	195	188	211	4.701
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rpg	10 mm	222	218	245	189	195	203	182	221	4.639
Rpg	15 mm	222	200	226	190	198	203	183	221	4.643
Rpg	20 mm	222	190	215	190	197	203	183	221	4.647
Rpg	25 mm	222	184	208	191	199	203	183	221	4.652
Rpg	30 mm	222	179	203	193	198	203	184	220	4.659
Rpg	35 mm	222	176	200	198	199	204	185	220	4.667
Rpg	40 mm	221	173	197	197	198	204	185	219	4.676
Rpg	45 mm	221	170	195	201	198	204	186	219	4.687
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rbp	2.5 mm	221	173	197	197	198	204	185	219	4.676
Rbp	5 mm	222	176	194	195	185	206	185	219	4.690
Rbp	7.5 mm	222	180	191	198	187	209	187	219	4.713
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
dx	0 mm	222	176	194	195	185	206	185	219	4.690
dx	-1.5 mm	222	164	204	179	167	198	201	217	4.715
dx	-1 mm	222	168	201	185	173	200	196	218	4.706
dx	-0.5 mm	222	172	198	189	179	203	191	219	4.698
dx	0.5 mm	221	179	191	199	191	208	180	219	4.683
dx	1 mm	221	182	187	203	197	210	174	221	4.676



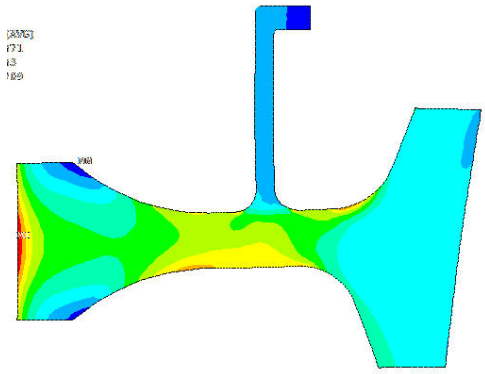


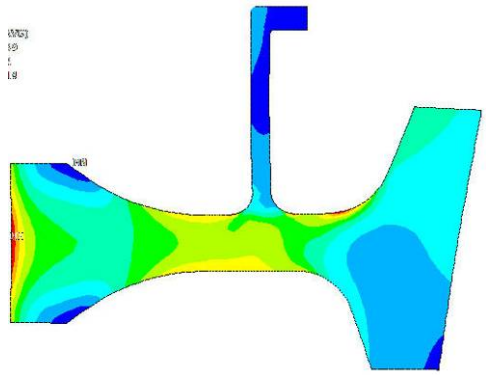
Durum C Eksen kaçıklığı=-1.5	Durum C Eksen kaçıklığı=-1





Durum C Eksen kaçıklığı=-0.5	Durum C Eksen kaçıklığı=0





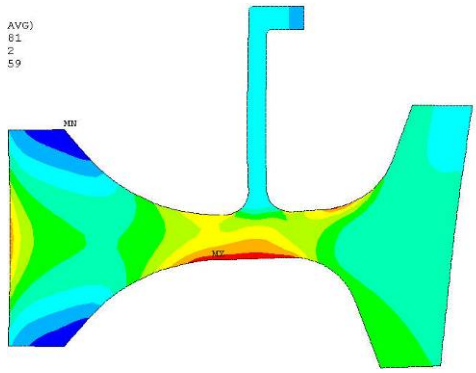
Durum C Eksen kaçıklığı=0.5	Durum C Eksen kaçıklığı=1

Şekil E.3: Durum C için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları

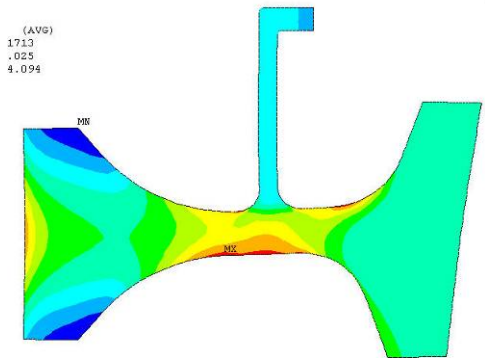
Model D

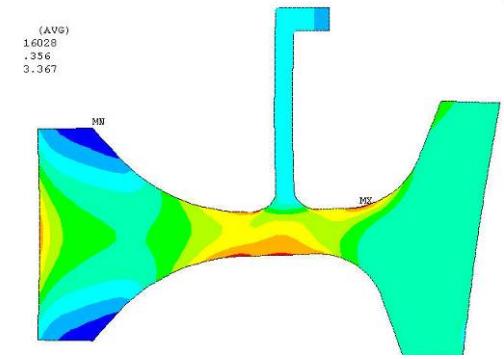
Tablo E.4: Model D için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri

		BÖLGELER (MPa)								
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
Alpha	19 °	202	231	267	208	213	224	201	240	4.437
Alpha	15 °	194	229	266	210	208	220	199	248	4.383
Alpha	25 °	213	234	270	210	221	230	206	230	4.530
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rkp	12.5 mm	202	231	267	208	213	224	201	240	4.437
Rkp	10 mm	201	231	265	208	211	233	199	246	4.414
Rkp	15 mm	202	233	269	210	219	219	204	234	4.466
Rkp	17.5 mm	204	234	271	210	225	215	209	230	4.500
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rpg	10 mm	202	233	269	210	219	219	204	234	4.466
Rpg	15 mm	203	214	249	216	218	219	205	234	4.474
Rpg	20 mm	203	204	239	218	220	219	207	234	4.485
Rpg	25 mm	203	197	232	219	219	220	208	233	4.499
Rpg	30 mm	202	192	227	224	217	220	209	232	4.516
Rpg	35 mm	201	189	225	228	219	220	211	232	4.537
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rbp	2.5 mm	201	189	225	228	219	220	211	232	4.537
Rbp	5 mm	201	211	220	211	206	223	212	232	4.551
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
dx	0 mm	201	211	220	211	206	223	212	232	4.551
dx	-1.5 mm	201	205	231	205	189	216	229	230	4.574
dx	-1 mm	201	210	228	210	193	218	223	230	4.566
dx	-0.5 mm	201	216	224	216	201	221	218	232	4.558
dx	0.5 mm	201	225	217	225	212	226	206	232	4.544
dx	1 mm	200	233	213	233	220	228	199	232	4.538

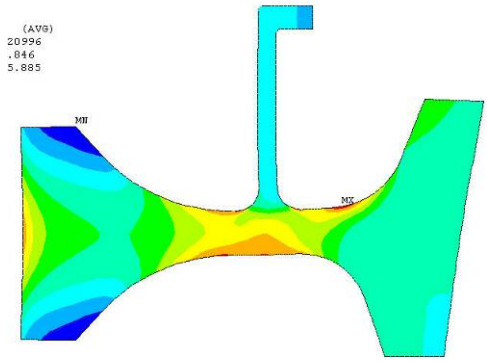


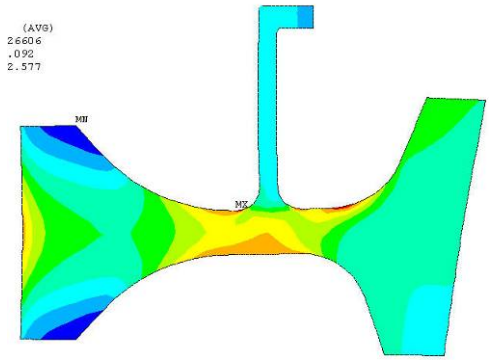
Durum D Eksen kaçıklığı=-1.5	Durum D Eksen kaçıklığı=-1





Durum D Eksen kaçıklığı=-0.5	Durum D Eksen kaçıklığı=0





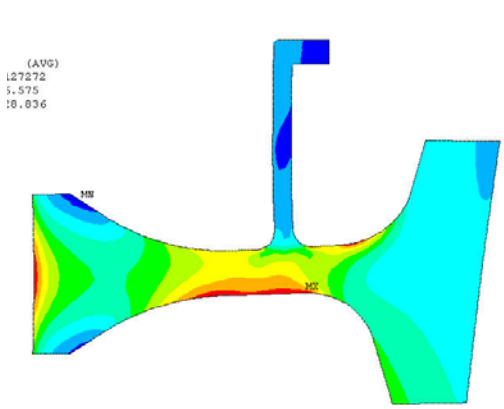
Durum D Eksen kaçıklığı=0.5	Durum D Eksen kaçıklığı=1

Şekil E.4: Durum D için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları

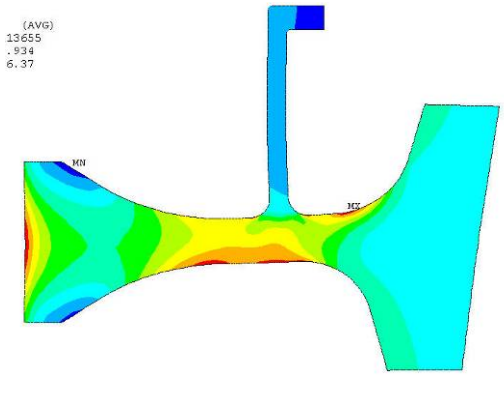
Model E

Tablo E.5: Model E için denenen ikincil parametreler ve elde edilen gerilme değerleri

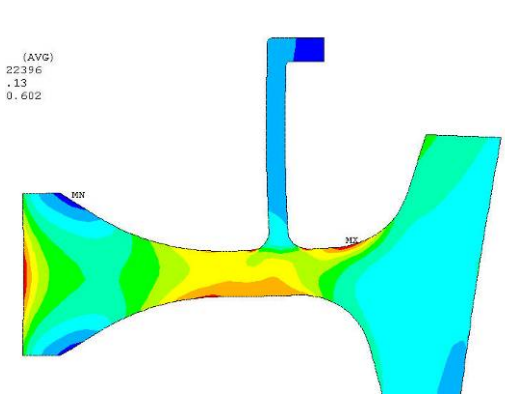
		BÖLGELER (MPa)								
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK (kg)**
Alpha	19 °	227	235	269	207	230	234	208	227	4.551
Alpha	15 °	222	233	267	207	225	231	204	232	4.487
Alpha	25 °	241	237	270	207	239	240	214	219	4.657
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rkp	12.5 mm	222	233	267	207	225	231	204	232	4.487
Rkp	10 mm	221	232	266	207	217	239	201	238	4.460
Rkp	15 mm	222	233	270	212	219	226	208	227	4.521
Rkp	17.5 mm	224	235	272	212	232	223	215	223	4.561
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rpg	10 mm	222	233	270	212	219	226	208	227	4.521
Rpg	15 mm	223	217	251	210	232	226	209	227	4.523
Rpg	20 mm	224	208	240	213	232	226	210	227	4.526
Rpg	25 mm	226	202	234	211	230	226	211	227	4.531
Rpg	30 mm	226	198	230	217	232	227	211	227	4.535
Rpg	35 mm	226	195	226	217	232	227	212	227	4.541
Rpg	40 mm	226	192	224	219	230	227	213	227	4.548
Rpg	45 mm	226	189	222	221	230	227	214	225	4.556
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
Rbp	2.5 mm	226	189	222	221	230	227	214	225	4.556
Rbp	5 mm	226	194	217	217	223	230	217	225	4.570
Rbp	4 mm	226	192	219	213	220	228	216	225	4.563
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**AĞIRLIK**
dx	0 mm	226	192	219	213	220	228	216	225	4.563
dx	-1.5 mm	226	183	228	202	205	222	228	225	4.587
dx	-1 mm	226	186	225	207	209	224	225	225	4.579
dx	-0.5 mm	226	189	222	211	215	226	220	225	4.571
dx	0.5 mm	226	195	216	217	227	231	211	227	4.556
dx	1 mm	226	198	213	221	231	233	206	227	4.548



Durum E Eksen kaçıklığı=-1.5	Durum E Eksen kaçıklığı=-1



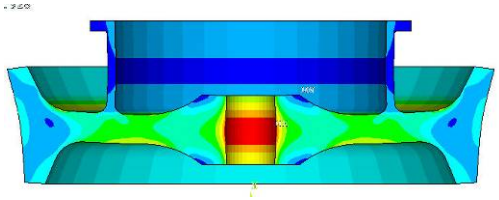
Durum E Eksen kaçıklığı=-0.5	Durum E Eksen kaçıklığı=0



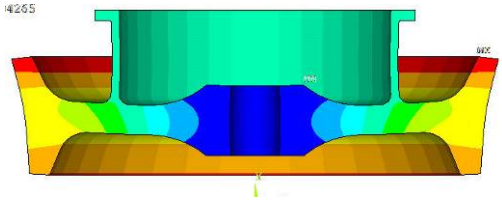
Durum E Eksen kaçıklığı=0.5	Durum E Eksen kaçıklığı=1

Şekil E.5: Durum E için farklı eksen kaçıklık değerleri için gerilme dağılımları

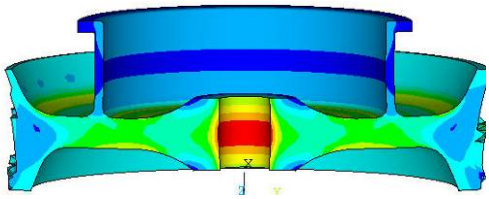
EK-F



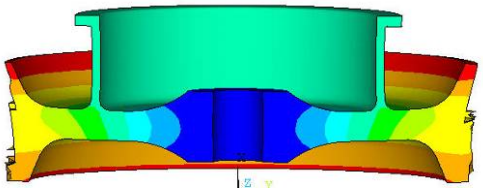
Model A Eksenel Simetrik-Von Misses



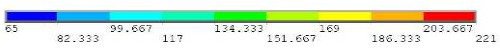
Model A Eksenel Simetrik-Radyal Deplasman



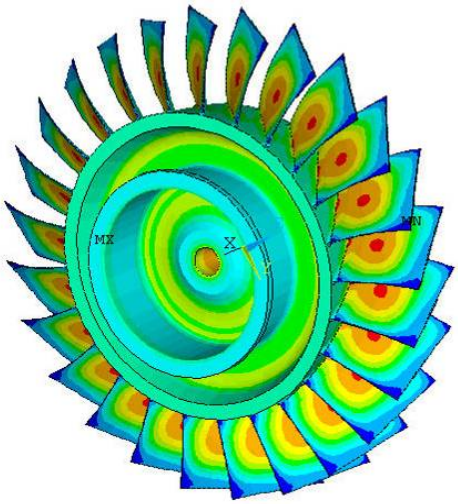
Model A 3 Boyutlu Model-Von Misses

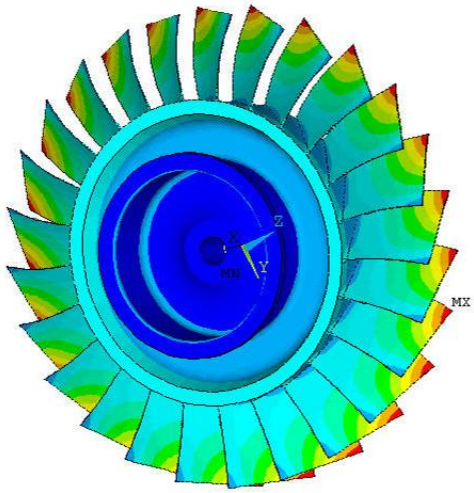


Model A 3 Boyutlu Model-Radyal Deplasman

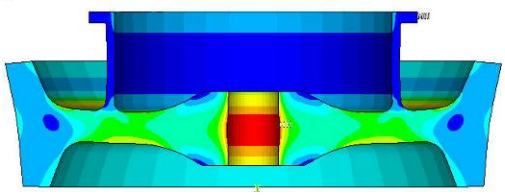




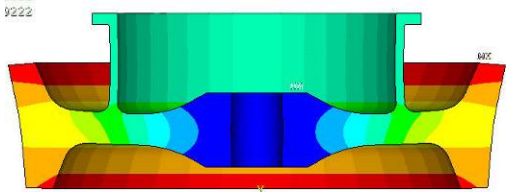




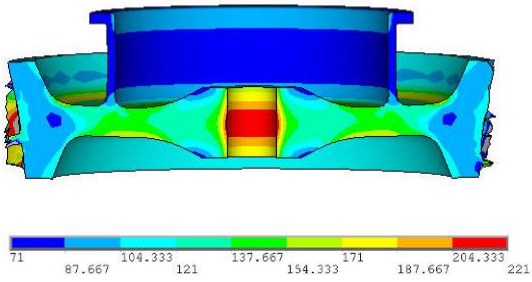
Şekil F.1: Model A için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar



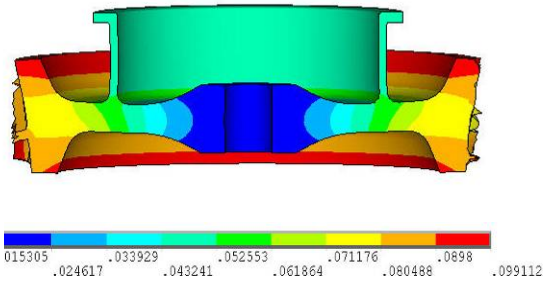
Model B Eksenel Simetrik-Von Misses



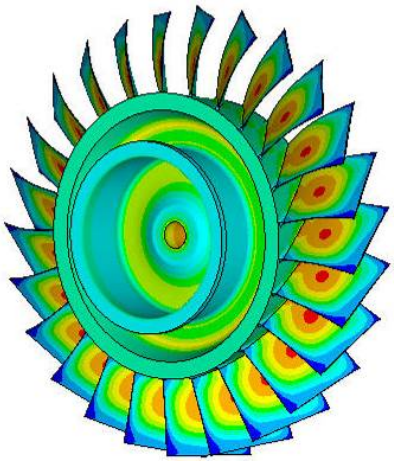
Model B Eksenel Simetrik-Radyal Deplasman

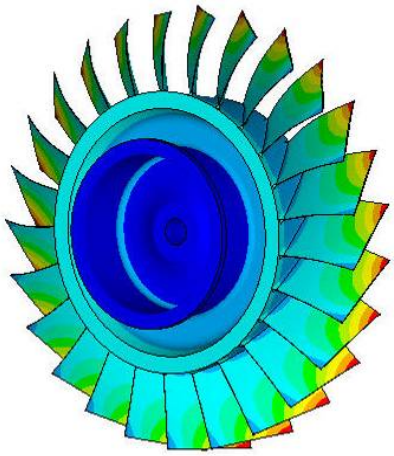


Model B 3 Boyutlu Model-Von Misses

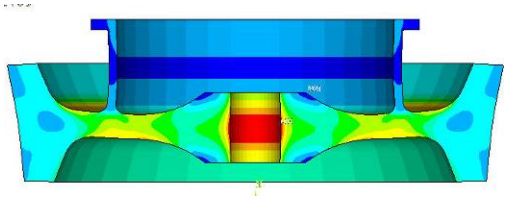


Model B 3 Boyutlu Model-Radyal Deplasman

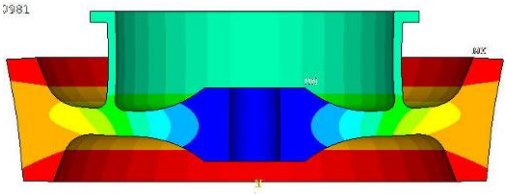




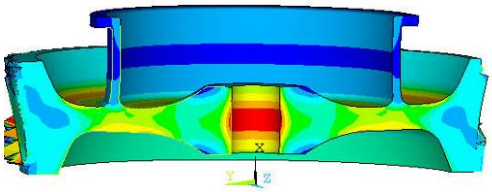
Şekil F.2: Model B için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar



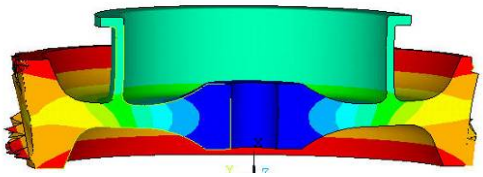
Model C Eksenel Simetrik-Von Misses



Model C Eksenel Simetrik-Radyal Deplasman



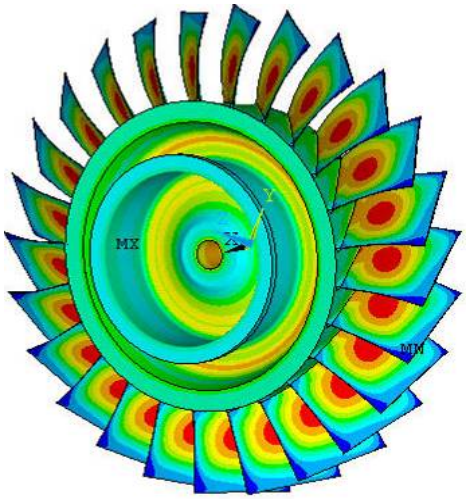
Model C 3 Boyutlu Model-Von Misses

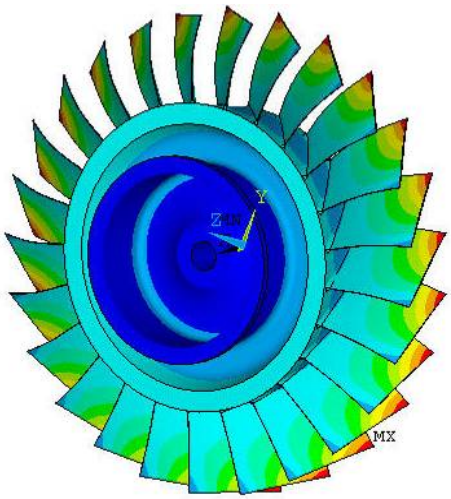


Model C 3 Boyutlu Model-Radyal Deplasman

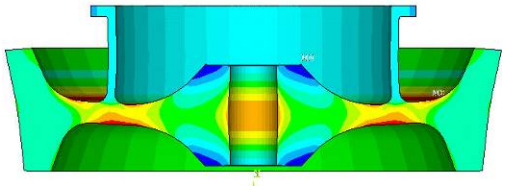




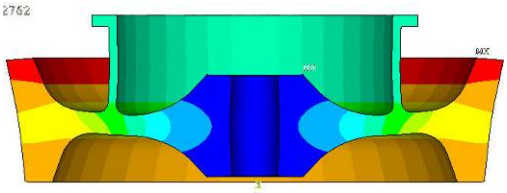




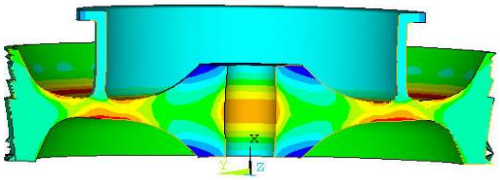
Şekil F.3: Model C için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar



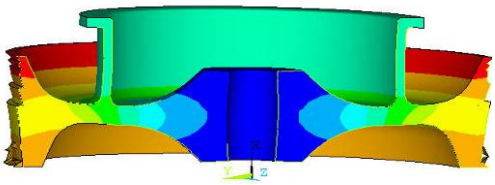
Model D Eksenel Simetrik-Von Misses



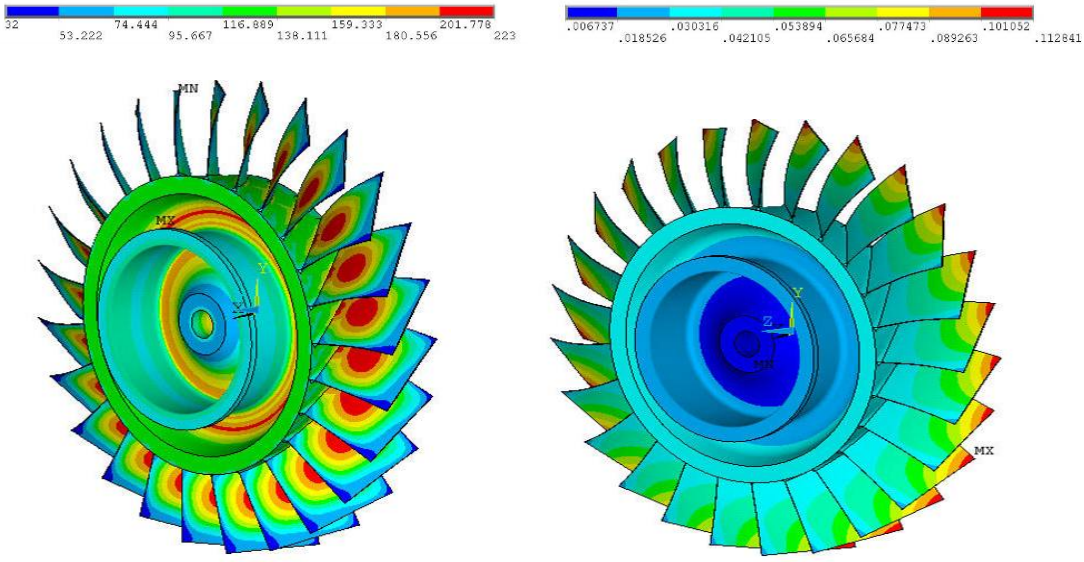
Model D Eksenel Simetrik-Radyal Deplasman



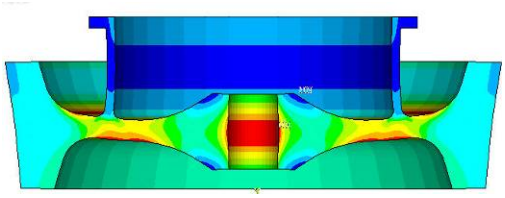
Model D 3 Boyutlu Model-Von Misses



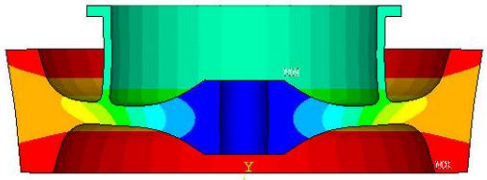
Model D 3 Boyutlu Model-Radyal Deplasman



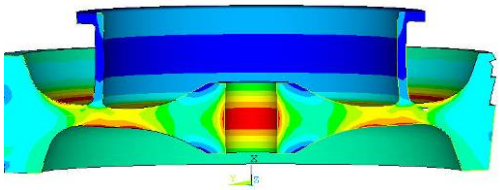
Şekil F.4: Model D için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar



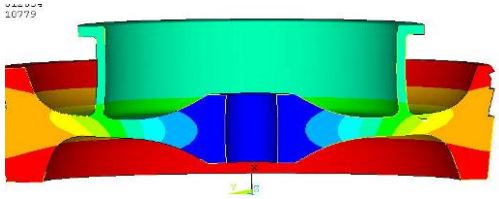
Model E Eksenel Simetrik-Von Misses Deplasman



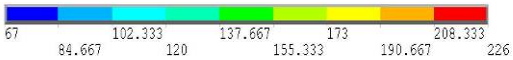
Model E Eksenel Simetrik-Radyal Deplasman



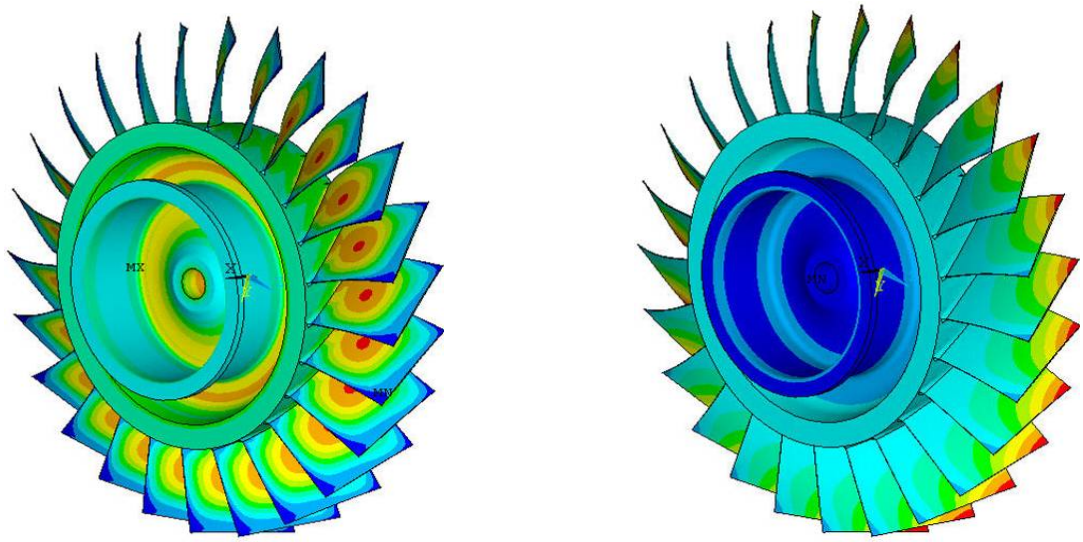
Model E 3 Boyutlu Model-Von Misses



Model E 3 Boyutlu Model-Radyal Deplasman







Şekil F.5: Model E için Von Misses Gerilmeleri ve Radyal Deplasmanlar

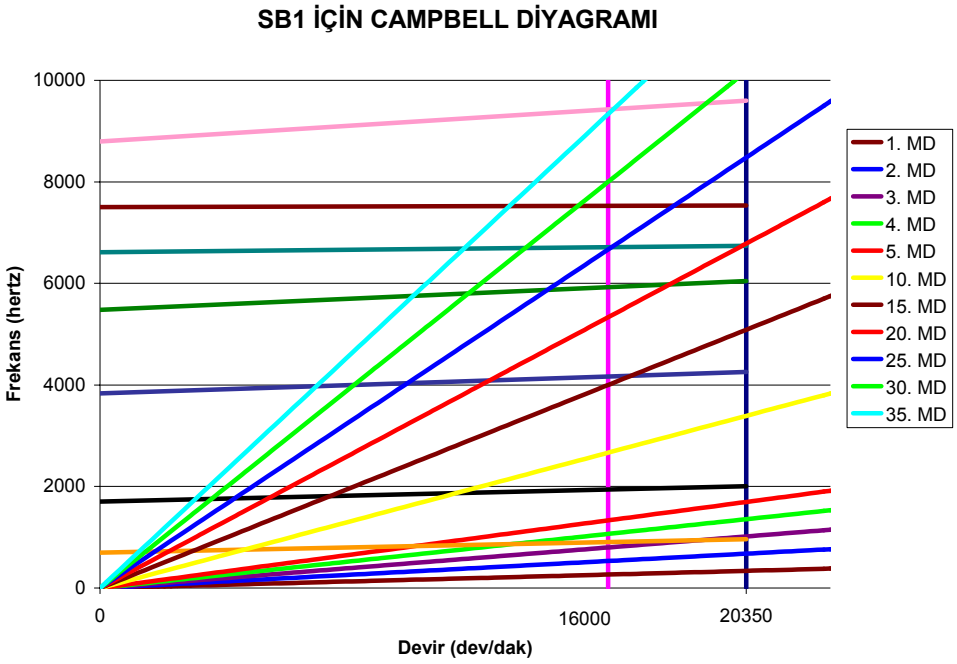
EK-G

Tablo G.1: Tek Pal için Durağan ve 100% Devir Hızında Doğal Frekanslar

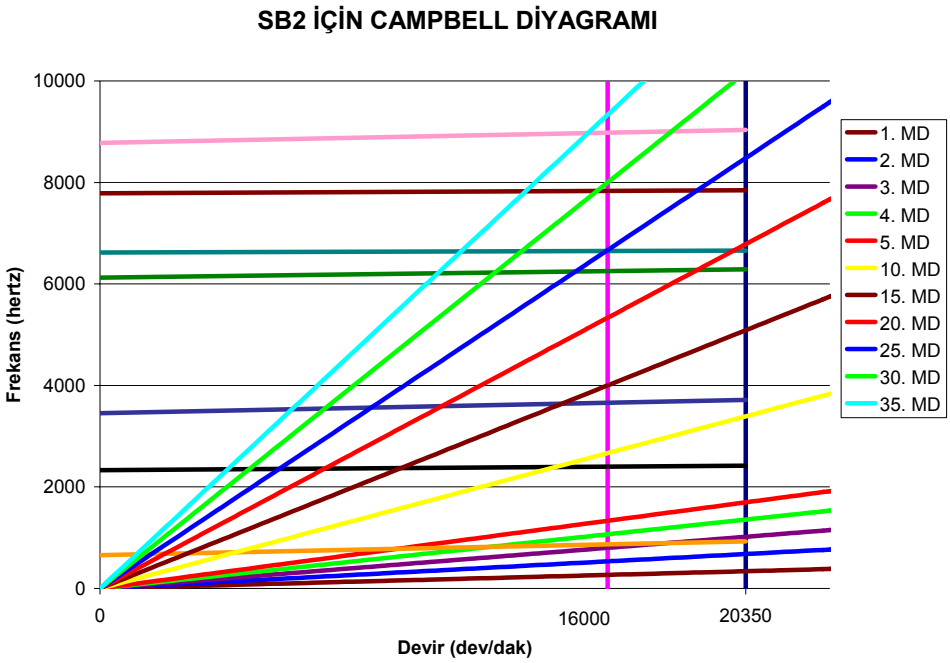
#	SB1-0	SB1-% 100 dev/d	SB2-0	SB2-% 100 dev/d	SB3-0	SB3-% 100 dev/d	SB4-0	SB4-% 100 dev/d	EPR-0	EPR-%100 dev/d
1	699.28	961.9	656.95	926.63	709.72	970.84	672.95	939.01	764.74	1000.9
2	1702.6	2003.8	2328.3	2420.9	1861.8	2156.7	2478.4	2570.4	2305.7	2302.3
3	3835.3	4256.7	3455.8	3716.1	3909.1	4295	3521.4	3777.6	2903.6	2931.8
4	5477.6	6045.7	6124.3	6288.4	5901.3	6433	6513.1	6671.4	3854.1	3773.5
5	6615	6740	6619.3	6659.7	7632.5	7666.2	7527	7578.1	4820.8	4802.6
6	7501.8	7535.1	7786.3	7845.2	7892	7992.5	8401.8	8458.2	6264	6084.5
7	8793.6	9598.2	8780.1	9036.2	9309.1	10111	9181.7	9432.8	6440.4	6338.2
8	10269	10771	10226	10420	11180	11955	11312	11536	6905	6602.7
9	10448	11289	10836	11041	11927	12219	12084	12244	7785.2	7614.4
10	13137	13330	13341	13386	15362	16225	15307	15602	9602.2	9271.6
11	14461	15385	14355	14668	16530	16919	16742	16842	9888.2	9811.9
12	15509	16094	15502	15730	17777	18751	17590	17801	10171	9844.9
13	16490	17246	16300	16431	19062	19707	18861	19089	10612	10505
14	16676	18139	16711	16955	19630	20003	19545	19559	10898	10594
15	19615	19632	19268	19280	19899	20095	19943	20046	11529	11217
16	20876	21405	20337	20733	23002	23043	22798	22961	13337	12763
17	21044	21726	21361	21530	23370	24691	22927	23192	14256	13999
18	21767	22714	21945	21999	24882	25439	24821	25070	14564	14269
19	22674	23049	22398	22461	26414	27408	25853	26066	15284	14455

20	23322	24325	22756	23052	27300	27837	27349	27588	15636	15338
21	24164	25335	24158	24374	27851	28907	28026	28116	16706	16513
22	24810	25450	24827	24930	31277	31575	31114	31541	17319	16916
23	27479	28617	26532	26994	32038	33576	32056	32148	19443	18355
24	28249	29760	28482	28714	33314	34108	33264	33495	19588	19345
25	29843	30582	29490	29698	36025	36974	34575	34871	19904	19580
26	30539	32168	30068	30324	36795	38362	37067	37201	20148	19788
27	32068	33169	32398	32492	38646	39411	37784	38087	21243	20635
28	34054	34636	33124	33559	39833	40030	40012	40446	21639	21157
29	34755	36038	34411	34697	41147	42821	40778	40903	23623	22982
30	35391	36750	35226	35314	43094	43219	42833	42935	24020	23781
31	36834	37808	36534	36806	43263	44218	43003	43205	24902	24033
32	38141	39169	37386	37663	45509	46019	44361	44640	25303	24990
33	38832	40115	38162	38467	45873	46290	45479	45717	25802	25312
34	39727	41535	39545	39792	46977	47505	47055	47150	25982	25549
35	41805	42483	40313	40723	47477	49499	48299	48313	26409	26084
36	42443	43742	42239	42274	49599	50047	49406	49870	26509	26462
37	43715	44182	44046	44058	50833	51318	49790	50056	26958	26884
38	44218	45250	44524	44708	51321	52001	51075	51130	28088	27874
39	44948	45516	44840	45066	51980	52279	51287	51343	30363	28259
40	46238	46837	45356	45665	52213	53920	51571	51738	30723	29763
41	46727	47473	46469	46784	54136	54326	53989	54305	31332	31129
42	46936	48941	46614	46893	55457	56117	55282	55391	31946	31936

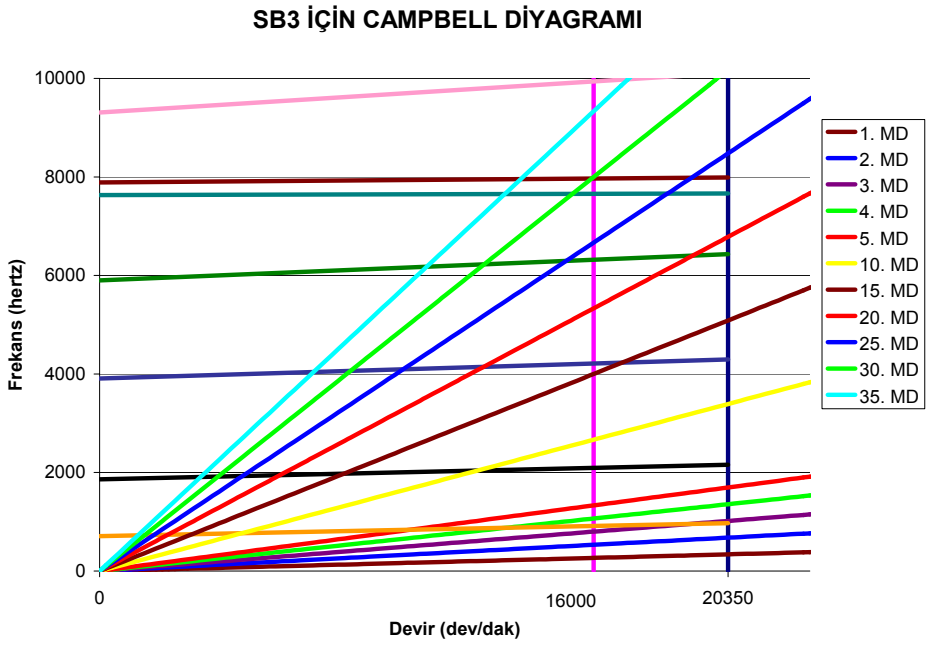
43	48035	49734	47458	47549	56860	57418	55802	56089	32644	32403
44	49769	49882	48166	48557	58007	58583	56598	56895	32907	32629
45	49966	51632	49646	49734	58401	61176	57973	58160	34528	33680
46	51077	52121	49830	50077	61675	61883	60541	61092	35114	34433
47	51746	52236	51048	51118	61820	62051	61737	61761	35800	34975
48	52086	53644	51905	52006	62328	64170	62146	62395	36307	35085
49	54533	55232	53276	53676	63415	64725	63331	63478	36488	35778
50	55417	57947	54440	55028	64660	65290	64108	64139	38731	38713



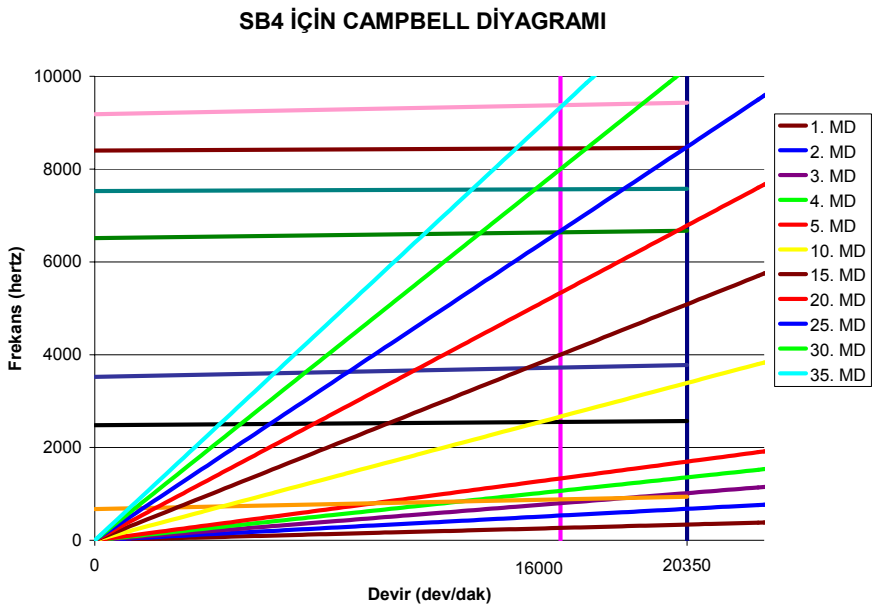
Şekil G.1: Tek Pal SB1 Geometrisi için Campbell Diagramı



Şekil G.2: Tek Pal SB2 Geometrisi için Campbell Diagramı



Şekil G.3: Tek Pal SB3 Geometrisi için Campbell Diagramı



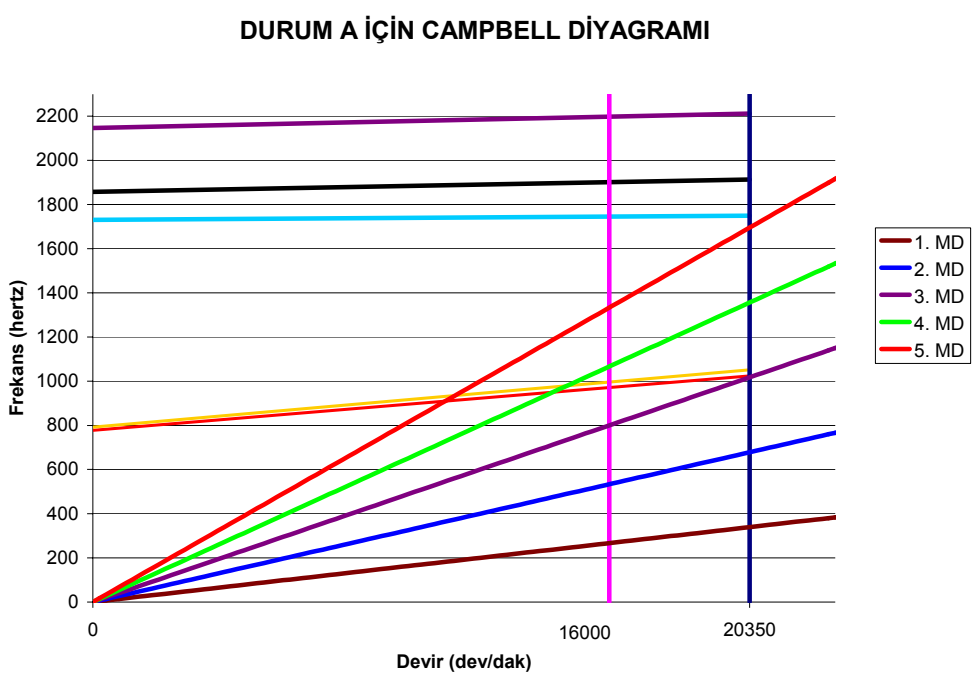
Şekil G.4: Tek Pal SB4 Geometrisi için Campbell Diagramı

Tablo G.2: Entegre Palli Rotor için Durağan ve 100% Devir Hızında Doğal Frekanslar

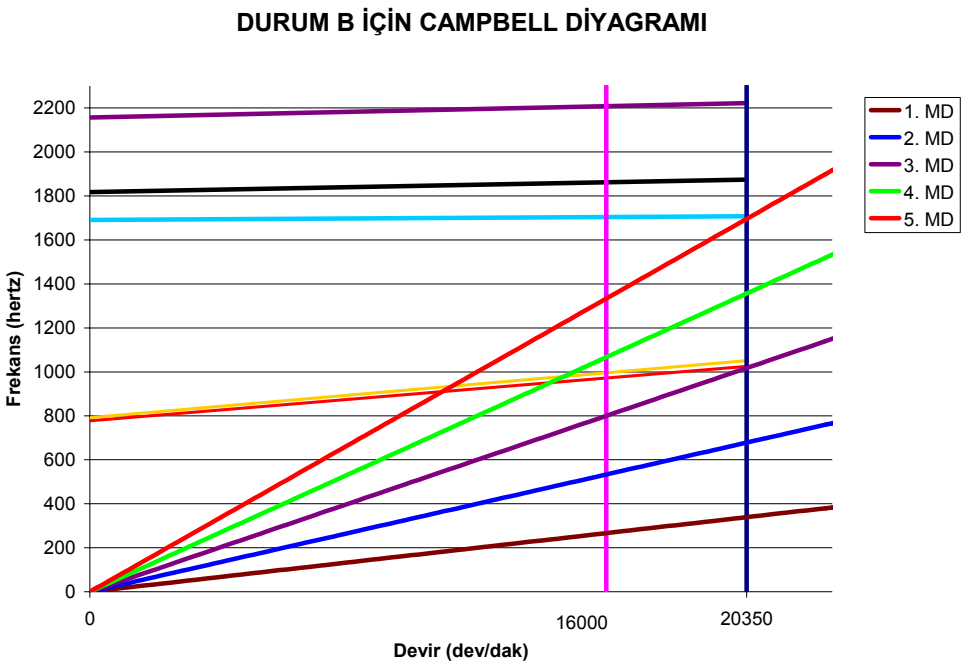
#	A	A % 100	B	B % 100	C	C % 100	D	D % 100	E	E % 100
1	778	1024	778	1024	779	1026	776	1022	779	1025
2	779	1028	780	1029	781	1029	776	1022	779	1026
3	779	1028	780	1029	781	1029	777	1022	780	1026
4	780	1034	782	1036	783	1038	779	1032	783	1037
5	781	1035	782	1037	783	1038	779	1032	783	1037
6	787	1046	787	1046	789	1048	787	1045	790	1048
7	787	1046	787	1046	790	1048	787	1045	790	1048
8	789	1048	789	1048	791	1050	788	1048	791	1050
9	789	1048	789	1048	791	1050	788	1048	791	1050
10	790	1049	789	1049	791	1051	789	1048	792	1051
11	790	1049	790	1049	792	1051	789	1049	792	1051
12	790	1050	790	1049	792	1051	789	1049	792	1051
13	790	1050	790	1050	792	1051	790	1049	792	1051
14	791	1050	790	1050	792	1052	790	1049	792	1052
15	791	1050	790	1050	792	1052	790	1049	792	1052
16	791	1051	790	1050	792	1052	790	1050	792	1052
17	791	1051	790	1050	792	1052	790	1050	792	1052
18	791	1051	791	1050	792	1052	790	1050	793	1052
19	791	1051	791	1050	793	1052	790	1050	793	1052

20	791	1051	791	1050	793	1052	790	1050	793	1052
21	792	1051	791	1051	793	1052	791	1050	793	1052
22	792	1051	791	1051	793	1052	791	1050	793	1052
23	792	1051	791	1051	793	1052	791	1050	793	1053
24	792	1051	791	1051	793	1053	791	1050	793	1053
25	792	1051	792	1051	793	1053	791	1050	793	1053
26	1730	1749	1691	1707	1681	1701	1669	1699	1656	1684
27	1730	1749	1691	1707	1681	1701	1669	1699	1656	1684
28	1858	1914	1818	1874	1804	1860	1823	1878	1787	1842
29	2147	2213	2157	2222	2094	2150	2001	2051	2019	2068
30	2147	2213	2157	2222	2094	2150	2002	2051	2019	2068
31		2267		2315		2305		2193		2276
32		2267		2316		2305		2193		2276
33		2386		2392		2397		2392		2398
34		2387		2392		2398		2392		2399
35		2394		2398		2402		2398		2403
36		2394		2398		2403		2398		2404
37		2397		2400		2405		2401		2406
38		2397		2401		2405		2401		2406
39		2400		2403		2407		2403		2408
40		2400		2403		2407		2404		2408
41		2402		2404		2409		2404		2409
42		2402		2405		2409		2405		2409
43		2404		2406		2410		2405		2410
44		2404		2406		2410		2407		2410
45		2406		2407		2411		2407		2411
46		2406		2407		2411		2408		2411
47		2406		2408		2411		2408		2412
48		2407		2408		2412		2409		2412
49		2407		2408		2412		2409		2412
50		2407		2408		2412		2409		2412
51		2408		2408		2413		2409		2413
52		2408		2409		2413		2410		2413
53		2416		2424		2424		2410		2415
54		2449		2448		2440		2429		2433
55		2449		2448		2440		2429		2434
56		2535		2591		2563		2485		2527
57		2535		2591		2563		2485		2528
58		2625		2686		2636		2542		2569
59		3147		3146		3151		3144		3151
60		3148		3146		3151		3145		3151
61		3152		3148		3153		3147		3153
62		3152		3149		3154		3148		3154
63		3152		3149		3154		3148		3154
64		3152		3150		3154		3148		3155
65		3153		3150		3155		3149		3155
66		3153		3150		3155		3149		3155
67		3153		3150		3155		3149		3155
68		3153		3150		3155		3150		3155
69		3154		3151		3156		3150		3156

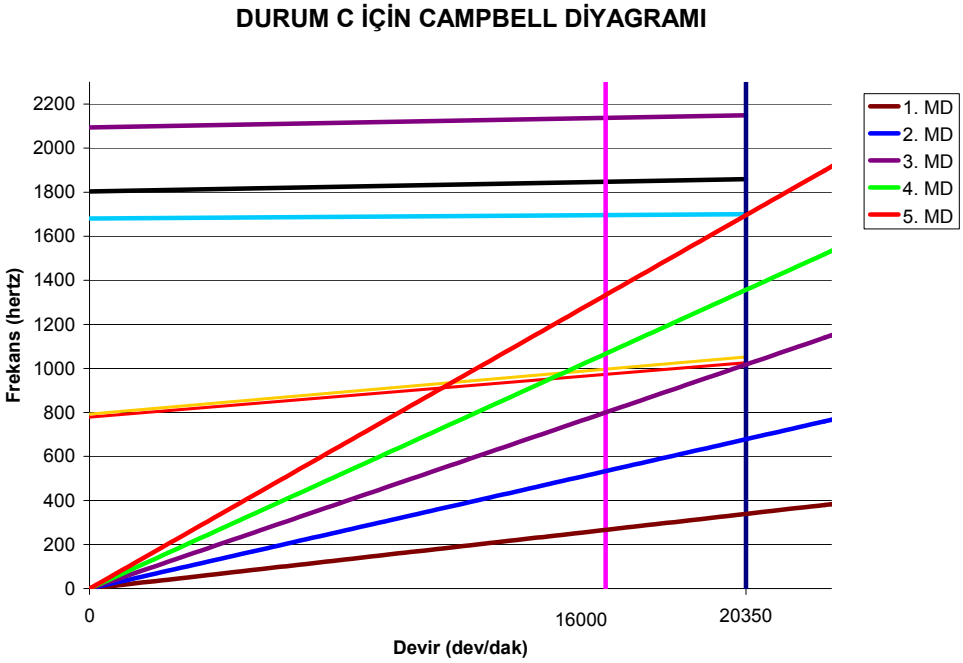
70		3154		3151		3156		3150		3156
71		3154		3151		3156		3150		3156
72		3154		3151		3157		3150		3156
73		3154		3152		3157		3150		3156
74		3155		3152		3157		3151		3157
75		3155		3152		3158		3151		3157
76		3155		3152		3158		3151		3157
77		3155		3153		3158		3153		3158
78		3156		3155		3158		3153		3158
79		3169		3168		3172		3163		3170
80		3169		3169		3172		3164		3171



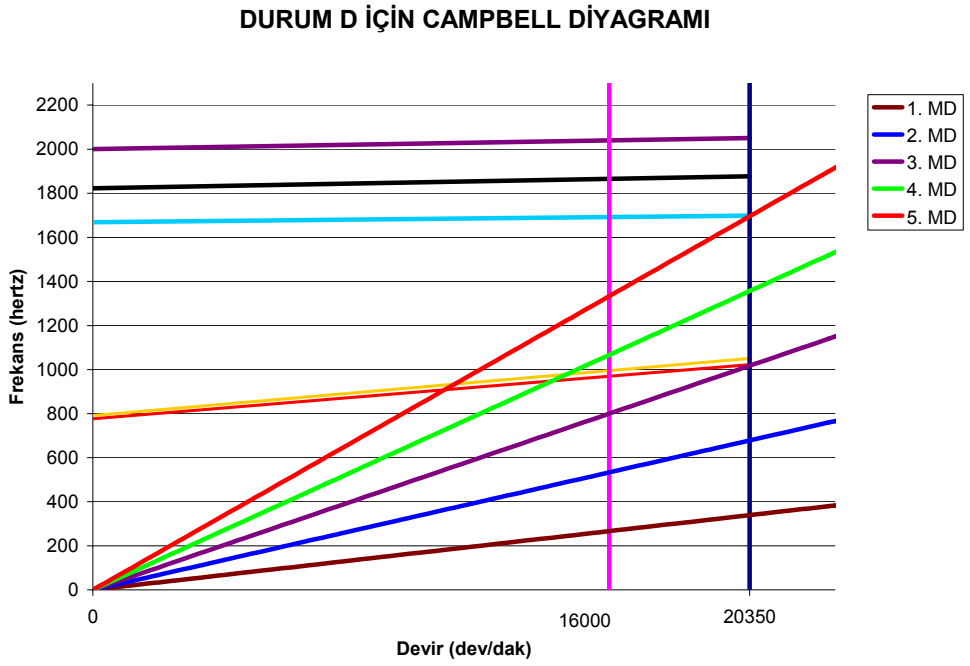
Şekil G.5: Model A için Campbell Diagramı



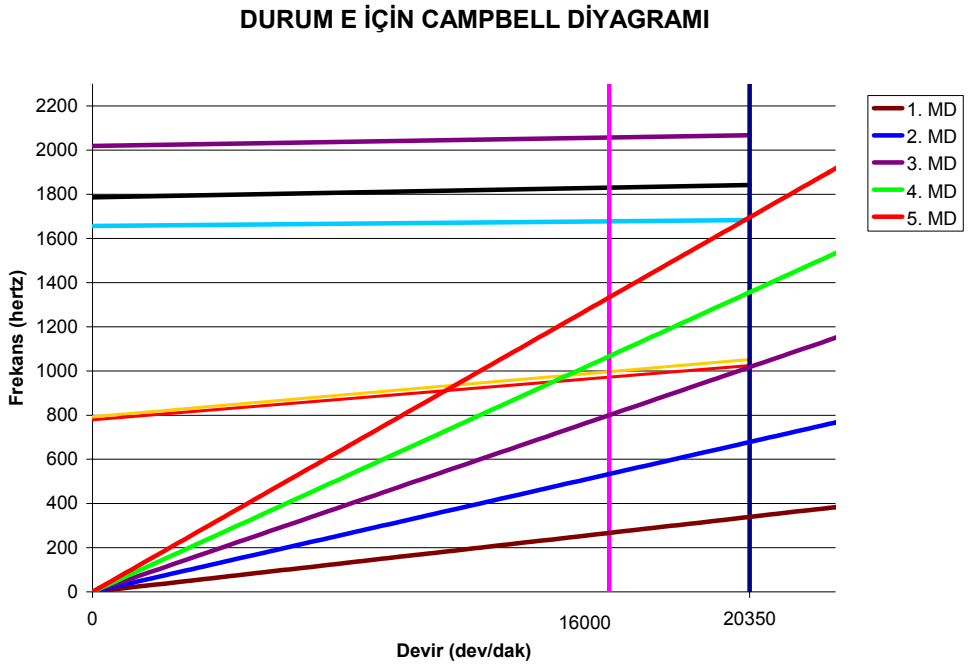
Şekil G.6: Model B için Campbell Diagramı



Şekil G.7: Model C için Campbell Diagramı

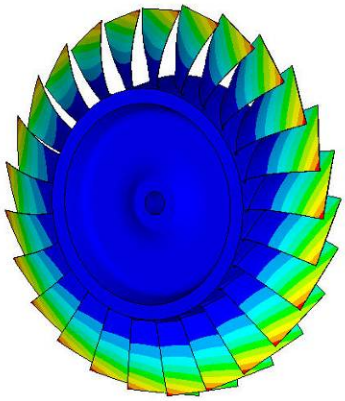


Şekil G.8: Model D için Campbell Diagramı

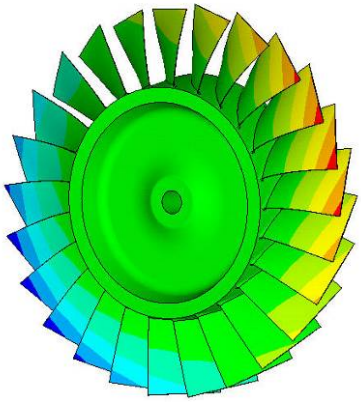


Şekil G.9: Model E için Campbell Diagramı

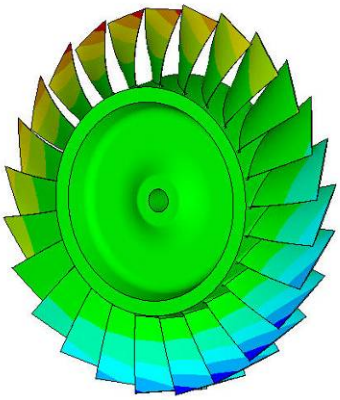
EK-H



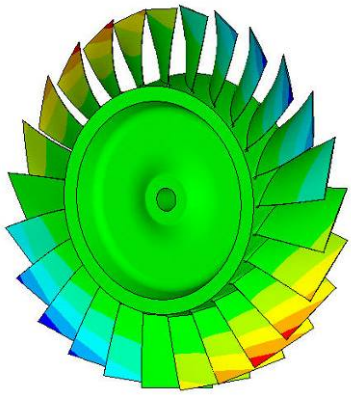
Şekil H.1: Model B için 1. mod şekli



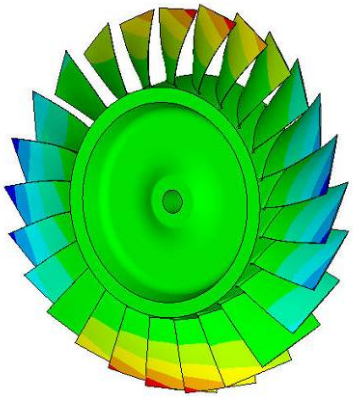
Şekil H.2: Model B için 2. mod şekli



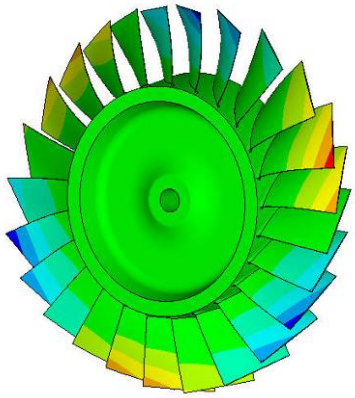
Şekil H.3: Model B için 3. mod şekli



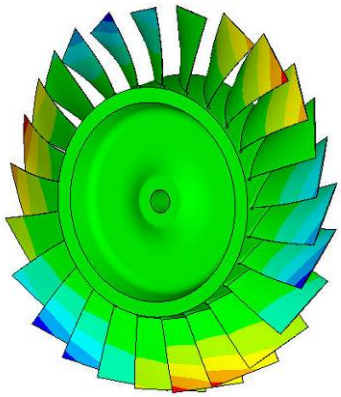
Şekil H.4: Model B için 4. mod şekli



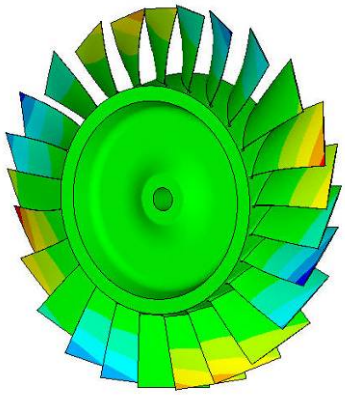
Şekil H.5: Model B için 5. mod şekli



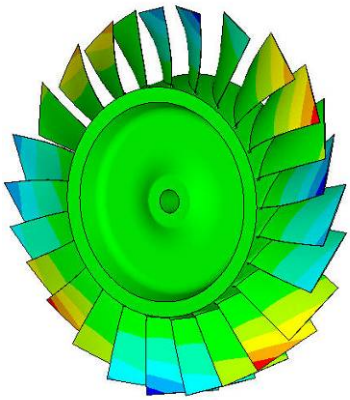
Şekil H.6: Model B için 6. mod şekli



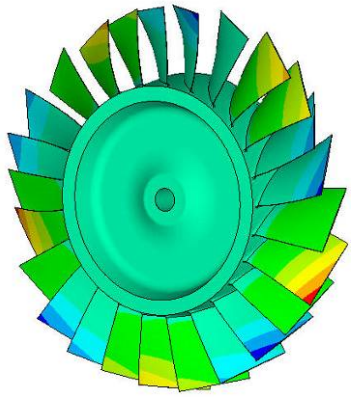
Şekil H.7: Model B için 7. mod şekli



Şekil H.8: Model B için 8. mod şekli



Şekil H.9: Model B için 9. mod şekli



Şekil H.10: Model B için 10. mod şekli

ÖZGEÇMİŞ

Berrak SAZAK 13.10.1980 yılında Eskişehir'de doğdu. 1998 yılında Eskişehir Kılıçoğlu Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi Uçak Mühendisliği bölümünde lisans öğrenimine başladı ve Haziran 2002'de Uçak Mühendisi olarak mezun oldu. Aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilimdalı, Uçak Mühendisliği Yüksek Lisans Programı'nda yüksek lisans eğitimine başladı.