

ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin Tasarlanması ve
Optimizasyonu**

Yasin AYGÜL

Makine Mühendisliği (Türkçe)

MAYIS, 2023

ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZ ONAYI

**Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin Tasarlanması ve
Optimizasyonu**

Yasin AYGÜL

Makine Mühendisliği (Türkçe) Anabilim Dalı

Bu Yüksek Lisans Tezi 02/02/2024 Tarihinde Aşağıdaki Jüri Üyeleri Tarafından
Değerlendirilmiş ve Oy Birliği ile Kabul Edilmiştir.

Jüri : Prof. Dr. Abdulkadir YAŞAR (Danışman)

: Doç. Dr. Kerimcan ÇELEBİ

: Doç. Dr. Gökhan TÜCCAR

**Bu Tez Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği (Türkçe) Anabilim Dalında
Hazırlanmıştır.
Tez No:**

Prof. Dr. Sadık DİNÇER
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge ve fotoğrafların kaynak
gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

İÇİNDEKİLER

ÖZ	I
ABSTRACT.....	II
TEŞEKKÜR.....	III
ÇİZELGELER DİZİNİ	IV
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	V
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	VII
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
2.1 Kaplinler	3
2.2 Fanlar	4
2.3 Taguchi Methodu	6
2.3.1 Sistem Tasarımı	6
2.3.2 Parametre Tasarımı	6
2.3.3 Tolerans Tasarımı	7
2.4 Deney Tasarımının Tarihsel Gelişimi	9
2.4.1 Varyans Analizi	9
2.5 Talaşlı İmalat	9
2.6 Sürtünme Katsayısı	11
2.7 Sıkı Geçmede Yüzey Pürüzlülüğünün Önemi	12
3. MATERYAL VE METOT	13
3.1 Sistem Çalışma Metodu	13
3.2 Materyal	14
3.3 Tasarım	16
3.4 Sıkı Geçme Toleransının Mekanik Hesaplama Yöntemi	17
3.5 Sürtünme Momenti (Ms).....	17
3.5.1 Çap Farkı (Δ)	18
3.5.2 Göbeğin Çatlaması.....	19
3.6 Optimizasyon	20
3.7 Sonlu Elmanlar Analizi.....	24
3.7.1 Genel Ayarlar (Global)	24
3.7.2 Model Aşaması (Modeling)	25
3.7.3 Malzemelerin Tanımlanması (Materials).....	25
3.7.4 Kontak Noktalarının Tanımlanması.....	26
3.7.5 Meshleme.....	26
3.7.6. Sabit Yüzey Seçimi (Frictionless Support).....	27

3.7.7. Yer değiştirme Hareketi (Displacement)	27
4. BULGULAR VE TARTIşMA	29
4.1 Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları:.....	29
4.2 Optimizasyon Sonuçları.....	46
4.3 Mekanik Olarak Sıkı Geçme Toleransının Hesaplanması	50
4.5 Optimize rnn Maksimum Tork Karşısında Davranışı	53
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	55
KAYNAKLAR	57
ZGEMİş	59



Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin Tasarlanması ve Optimizasyonu

Yasin AYGÜL

Danışman: Prof. Dr. Abdulkadir YAŞAR

Makine Mühendisliği (Türkçe) Anabilim Dalı

ÖZ

Kapasite bakımından yüksek debi ihtiyacı gerektiren fanlarda yüksek motor gücünü fan mekanizmasına iletmek için emniyetli aktarma organları gerekmektedir. Torsiyonel Rijit Fan Kaplinler çevre koşulları, sınır şartları ve servis ihtiyaçları açısından gerekli özellikleri sağlayan aktarma organlarıdır. Bu fanların bakım çalışmaları sırasında montaj ve demontaj prosedürü servis şartları açısından önem arz etmektedir. Sistemdeki motor mili ve kaplin bağlantısı arasında kamalı birleşim olmaksızın konik çekirme ve alıştırma bulunmaktadır. Kamalı sistemler uygulamak için gerekli pres gücü veya ısıtma operasyonları çevre şartları açısından uygun değildir. Montaj ve Demontaj için cıvatalar ile konik düzende çekirme işlemi yapılarak hassas toleranslı sıkı alıştırma işlemi uygulanmaktadır.

Torsiyonel Rijit Fan Kaplin elemanları montaj ve demontaj sırasında kritik gerilmelere maruz kalmaktadır. Sıkma somunu ve flanş olmak üzere iki elemandan oluşmaktadır. Sıkma somunu AISI 4140 kalite ve Flanş S355 kalite çelik hammaddeden imal edilmektedir. Kalite seçimi, sıkma somun malzemesinin sert, sıkılan flanş malzemesinin daha az sertlikte olmasıdır. Konik düzlemde hassas alıştırma sonucu oluşan gerilmeler, S355 kalite flanş açısından akma dayanımına göre uygun emniyet katsayısında olmalıdır.

Bu tez çalışmasında, tersine mühendislik yaklaşımı ile üretilen ve hizmet vermekte olan bir kaplin üzerinde analiz ve optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Taguchi parametre tasarım yöntemine göre; İki farklı konik ölçüsü, hammadde kalitesi, keskin köşe radyüsü ve iç çap ölçüleri parametre olarak belirlenmiştir. Montaj sırasında yağlama işlemi iyi ve kötü duruma etki eden sürtünme katsayısını etkilemektedir. Sekiz farklı geçme toleransında flanş elemanı için sonlu elemanlar analizi yapılarak en büyük, en iyi yaklaşıma göre optimum emniyet katsayısı belirlenmiştir. Aktarma organının nominal tork değerini iletmesi için mekanik hesaplanan hassas alıştırma ölçüleri ile optimum daralma sonucu doğrulanmıştır. Optimize edilen flanş tasarımı, maksimum motor torkunda sonlu elemanlar analizi ile uygun emniyet katsayısında olduğu hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: ID-FD, Kaplinler, Güç Aktarım Organları, Optimizasyon, Mil

Design and Optimization of Torsional Rigid Fan Couplings

Yasin AYGÜL

Advisor: Prof. Dr. Abdulkadir YAŞAR

Department of Mechanical Engineering (Turkish)

ABSTRACT

In applications requiring high flow rate in terms of capacity, safe powertrains are required to transmit high engine power to the fan mechanism. Torsional Rigid Fan Couplings must provide the necessary features in terms of environmental conditions, boundary conditions and service needs. In addition, the assembly and disassembly procedure of these fans during maintenance work is important in terms of service conditions. There are conical pulling exercises between the motor shaft and the coupling connection in the system without a wedge connection. The press power or heating operations required to apply wedge systems are not suitable for environmental conditions. For assembly and disassembly, precise tolerance lapping is applied by pulling the bolts on a conical plane.

Torsional Rigid Fan Coupling elements are exposed to critical stresses during assembly and disassembly. It consists of two elements: clamping nut and flange. The clamping nut is made of AISI 4140 quality and the flange is made of S355 quality steel raw material. The choice of quality is that the tightening nut material is hard and the tightened flange material is less hard. The stresses resulting from precision lapping on the conical plane must be at the appropriate safety factor according to the yield strength for the S355 quality flange.

In this thesis study, analysis and optimization studies were carried out on a coupling that was produced and in service with a reverse engineering approach. According to Taguchi parameter design method; Two different taper sizes, raw material quality, sharp corner radius and inner diameter dimensions were determined as parameters. Lubrication during assembly affects the coefficient of friction, which affects both good and bad conditions. Finite element analysis was performed for the flange element with eight different fitting tolerances and the optimum safety coefficient was determined according to the biggest, best approach. The optimum contraction result has been verified with precise running-in measurements calculated mechanically to ensure that the drivetrain transmits the nominal torque value.

Keywords: ID-FD, Couplings, Powertrain, Optimization, Shaft

TEŞEKKÜR

Öncelikle akedemik çalışmalara ilgi vermemi sağlayan ve desteklerini esirgemeyen ilk öğretmenim aile reisimiz Babama, Beni büyütüp bu yaşlarıma getiren Anneme, Hayat mücadelesinde bana değerli örnekleri göstererek gelişimimi sağlayan abilerime, Yüksek Lisans başvurumu yapıp beni bu eğitime başlatan ve tüm desteklerini hayatım boyunca esirgemeyecek Eşime, Oyun oynayalım diyerek beni çalışmalardan alıkoyan minik kızıma, Sonsuz Teşekkürlerimi Sunarım.

Ayrıca çalışma konusu ve test çalışmaları için ticari faaliyet sağlayan Bilgehan Makine Ltd. Şti, Akademik çalışmalar yapamam için geniş destek imkanı sunan Koluman Otomotiv A.Ş., Numune inceleme ve teknik destek imkanı sağlayan Elbistan B Termik Santrali Yöneticileri ve zorlu çalışma ortamlarında faaliyet gösteren Kazan Bakım personellerine teşekkürü bir borç bilirim.

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. S355J2G3 Flanş Hammadde Mekanik Özellikler.....	14
Çizelge 3.2. AISI 4140 Sıkma Somun Hammadde Mekanik Özellikler.....	15
Çizelge 3.3. C50E Alternatif Flanş Hammadde Mekanik Özellikler.....	15
Çizelge 3.4. Flanş Numune Kimyasal Kompozisyonu	20
Çizelge 3.5. Optimizasyon A Faktörü.....	21
Çizelge 3.6. Optimizasyon B Faktörü.....	21
Çizelge 3.7. Optimizasyon C Faktörü.....	21
Çizelge 3.8. Optimizasyon D Faktörü.....	21
Çizelge 3.9. Deney Faktörleri Dizini	22
Çizelge 3.10. Taguchi Ortogonal Dizi Tasarımı L8(2 ⁴)	22
Çizelge 3.11. Sistem Analizi İyi Durum ve Kötü Durum Senaryoları.....	23
Çizelge 4.1. Optimize Edilecek Flanş Akma Gerilmeleri.....	29
Çizelge 4.2. L8 Dizilim Parametrelerine Göre Deney Sonuçları	29
Çizelge 4.3. L8 Dizilim İyi Durum Kötü Durum Emniyet Katsayı Ortalaması ile S/N oranları	46
Çizelge 4.4. S/N Ortalama Parametre Değerleri	46
Çizelge 4.5. En Büyük Sonuca Göre Faktör Seçim Sonuçları	47
Çizelge 4.6. En Büyük Sonuca Göre Faktör Seçim Sonuçları	47
Çizelge 4.7. Problem Giriş Şartları	50

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Yüksel Debili Endüstriyel ID FD Fan Sistemi [19].	1
Şekil 2.1. Torsiyonel Rijit Fan Kaplini	3
Şekil 2.2 Fan Mekanizması Hava Çıkış Yolluğu [19].	4
Şekil 2.3 Sürtünme Çeşitleri [17].	11
Şekil 2.4. Ölçeklendirilmiş Yüzey Pürüzlülük [13].	12
Şekil 3.1. Kaplin Sistemi Montaj Resmi	13
Şekil 3.2. Sistem Elemanları Sıkma Somun ve Flanş	14
Şekil 3.3. FD Fan Sistemi [19].	15
Şekil 3.4. Kaplin Sıkma Somunu Teknik Resim.	16
Şekil 3.5. Kaplin Flanş Teknik Resim	16
Şekil 3.6. Sıkı geçme Tolerans Teknik Resim Gösterimi	17
Şekil 3.7. Sürtünme Moment Mekanik Hesaplama [19].	18
Şekil 3.8. Çap Farkı Gösterimi.	19
Şekil 3.9. Numune Hammadde Kalite Ölçümleri	20
Şekil 3.10. Geometrik Deney Faktörleri Teknik Resim Gösterimi	23
Şekil 3.11. Sistem Yağlama Kanalı.	24
Şekil 3.12. Konik yüzeyler arası yağ film tabakasının örnek gösterimi [17].	24
Şekil 3.13. Sonlu Elmanalar Birim Sistemi Seçimi	24
Şekil 3. 14. Sonlu Elmanalar Model Ekleme	25
Şekil 3.15. Sonlu Elmanalar Hammadde Ekleme	25
Şekil 3.16 Sonlu Elmanalar Hammadde Ekleme	26
Şekil 3.17. Sonlu Elmanalar Kontak Yüzeylerin Tanımlanması	26
Şekil 3.18. Sonlu Elmanalar Meshleme ve Kalite Gösterimi.	26
Şekil 3.19. Sonlu Elmanalar Sabitleme Yüzeylerinin Tanıtılması	27
Şekil 3.20. Konik Yüzeylerdeki Etkileşim Öncesi Doğal Açıklık	27
Şekil 3.21. Sıkma Somunu Deplasman Hareketi	28
Şekil 4.1. L1 İyi Durum Maks. Gerilme	30
Şekil 4.2. L1 İyi Durum İç Çap Daralması	30
Şekil 4.3. L1 Kötü Durum Maks. Gerilme.	31
Şekil 4.4. L1 Kötü Durum İç Çap Daralması.	31
Şekil 4.5. L2 İyi Durum Maks. Gerilme	32
Şekil 4.6. L2 İyi Durum İç Çap Daralması	32
Şekil 4.7. L2 Kötü Durum Maks. Gerilme.	33
Şekil 4.8. L2 Kötü Durum İç Çap Daralması.	33
Şekil 4.9. L3 İyi Durum Maks. Gerilme	34

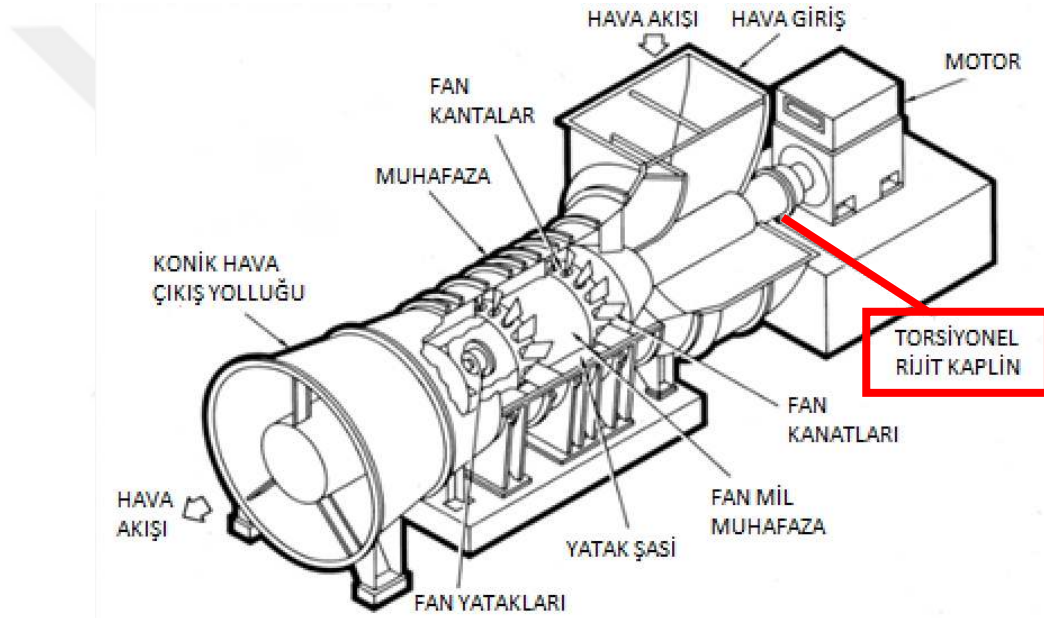
Şekil 4.10. L3 İyi Durum İç Çap Daralması	34
Şekil 4.11. L3 Kötü Durum Maks. Gerilme.....	35
Şekil 4.12. L3 Kötü Durum İç Çap Daralması.....	35
Şekil 4.13. L4 İyi Durum Maks. Gerilme	36
Şekil 4.14. L4 İyi Durum İç Çap Daralması	36
Şekil 4.15. L4 Kötü Durum Maks. Gerilme.....	37
Şekil 4.16. L4 Kötü Durum İç Çap Daralması.....	37
Şekil 4.17. L5 İyi Durum Maks. Gerilme	38
Şekil 4.18. L5 İyi Durum İç Çap Daralması	38
Şekil 4.19 L5 Kötü Durum Maks. Gerilme	39
Şekil 4.20. L5 Kötü Durum İç Çap Daralması.....	39
Şekil 4.21. L6 İyi Durum Maks. Gerilme	40
Şekil 4.22. L6 İyi Durum İç Çap Daralması	40
Şekil 4.23. L6 Kötü Durum Maks. Gerilme.....	41
Şekil 4.24. L6 Kötü Durum İç Çap Daralması.....	41
Şekil 4.25. L7 İyi Durum Maks. Gerilme	42
Şekil 4.26. L7 İyi Durum İç Çap Daralması	42
Şekil 4.27. L7 Kötü Durum Maks. Gerilme.....	43
Şekil 4.28. L7 Kötü Durum İç Çap Daralması.....	43
Şekil 4.29. L8 İyi Durum Maks. Gerilme	44
Şekil 4.30. L8 İyi Durum İç Çap Daralması	44
Şekil 4.31. L8 Kötü Durum Maks. Gerilme.....	45
Şekil 4.32. L8 Kötü Durum İç Çap Daralma.....	45
Şekil 4.33. Optimum İyi Durum Maks. Gerilme.....	47
Şekil 4. 34. Optimum İyi Durum İç Çap Daralması.....	47
Şekil 4.35 Optimum Kötü Durum Maks. Gerilme	48
Şekil 4.36. Optimum Kötü Durum İç Çap Daralması	48
Şekil 4.37. Optimum İyi Durum Maks. Gerilme.....	49
Şekil 4.38. Sinyal Gürültü Oranı.....	49
Şekil 4.39. ANOVA Etkin Faktör Oranları.....	50
Şekil 4.40. Mil Çapı, Kritik flanş Çap Ölçüsü ve Uzunluğu.....	51
Şekil 4.41. Flanş Döndürme Torku Sınır Şartları	53
Şekil 4.42.Flanş Tork Analizi Sonucu Maksimum Gerilme	54
Şekil 4.43.Flanş Tork Analizi Mesh Element Kalites.....	54

SİMGELER VE KISALTMALAR

FD FAN	: Taze Hava Fanı
ID FAN	: Cebri Çekme Fanı
H.K.	: Hammadde Kalitesi
K.O.M.	: Konik Ölçü Ofset Miktarı
İ.Ç.	: Flanş İç Çap Ölçüsü
K.R.	: Köşe Radyüsü
Y1	: 1.İyi Durum Analiz Sonucu
Y2	: 2.Kötü Durum Analiz Sonucu
Yort	: İyi Durum Kötü Durum Analiz Sonuçlar Ortalaması
S	: Sinyal Oranı
S / N	: Sinyal Gürültü Oranı

1. GİRİŞ

Hava akışının ihtiyaç duyulduğu tüm endüstriyel alanlarda Cebri çekme fanları (ID) ve Taze hava fanları (FD) kullanılmaktadır. Termik Santraller ve Doğal Gaz Çevrim Santralleri yüksek debide (500-600 m³/s) hava akış sistemlerinin en çok ihtiyaç duyduğu enerji tesislerindendir. Kapasite bakımından yüksek debi ihtiyacı gerektiren uygulamalarda sistem yüksek güç ve emniyetli aktarma organları gerekmektedir. Sistemi çalıştırmak için yüksek mekanik güç sağlayan elektrik motoru (1000-2500 kW) dönme hareketini fan kanat mekanizmasına aktarmak için iletim elemanı olan Yüksek Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerine ihtiyaç duymaktadır. Bu güç aktarım organı; Kaplinler çevre koşulları, sınır şartları ve servis ihtiyaçları açısından gerekli özellikleri sağlamalıdır.



Şekil 1.1. Yüksel Debili Endüstriyel ID FD Fan Sistemi [19].

Çalışmanın amacı ise Yüksek debili ID, FD Fanların kullanıldığı endüstriyel alanlarda Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin mekanik ve geometrik özelliklerini inceleyerek Taguchi yöntemine göre uygun geçme toleransının optimizasyon çalışmaları yapılacaktır.

Torsiyonel Rijit Fan Kaplinler Sıkma somunu ve flanş olmak üzere iki parçadan oluşmaktadır. Bu iki parça arasında birleşim konik alıştırma yöntemi ile sağlanmaktadır. Sıkma somunu AISI 4140QT Kalite çelik ve Flanş S355J2G3 kalite malzeme den imal edilmektedir. Burada ki kalite seçimi sıkın somun malzemesinin sert, sıkılan flanş malzemesinin daha az sertlikte olması gerektiğini belirlemektedir. Konik düzlemde alıştırma işlemi daha az akma dayanımına sahip flanş için önemli gerilmeler oluşturacaktır. Bu gerilemeler S355 kalite flanş açısından akma dayanım emniyetine göre güvenli alanda kalması gerekmektedir.

Çalışma sonucunda; İki farklı konik ofset ölçüsü, Hammadde kalitesi, Köşe Radius miktarı ve iç çap faktörleri belirlenerek L8 ortogonal dizisinde bulunan her adım için ile sonlu elemanlar analizi yapılacaktır. Sonlu elemanlar analiz sonucunda, flanş hammadde akma dayanımına göre en yüksek en iyi yaklaşımında göre ideal emniyet katsayısı elde edilecektir. Optimum emniyet katsayındaki çap daralma deformasyonu ile mekanik olarak hesaplanan hassas alıştırma tolerans miktarları karşılaştırılarak iç çap tornalama miktarı doğrulanacaktır. Hassas sıkı tolerans alıştırmalarında sürtünme katsayısı gerilme açısından önemli etkindir. Montaj sırasında yağ kullanımı ve kullanılmaması iyi ve kötü durum senaryosunu oluşturmaktadır. Optimize edilen flanş elemanı sistemin maksimum motor gücündeki davranışı için sonlu elemanlar analiz ortamında burulma testi yapılarak sistem emniyeti tespit edilecektir.



2.ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

2.1 Kaplinler

Günümüzde sanayi kolunda faaliyet gösteren tüm alanlarda mekanik güç aktarımı oldukça yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Herhangi bir güç üreten tahrik üzerinden dönüş hareketini fonksiyon elemana güvenli ve şartlara uygun olarak aktaran ekipmanlara verilen genel isim kaplin olarak tanımlanmaktadır. Bu aktarma işlemini gerçekleştiren donanımlar genel olarak güç aktarma organı olarak isimlendirilmektedir.

Yüksek moment ve yüksek devir giriş parametrelerine ek olarak aksel ve paralel kaçıklıkların olduğu güç aktarma organı Yüksek Torsiyonel Rijit Fan Kaplinleri geniş kullanım alanları sahiptir. Dönme hareketine maruz kalan her sistemde merkezler arası kaçıklıklar titreşim oluşturarak yataklar üzerinde ve yapıda hasar oluşturan en önemli etmendir. Kaçıklık sonucu titreşime maruz kalan sistemlerde, rulman aşınması ve millerde deformasyonlar görülmektedir. Gerçek bir sistemde kaçıklığa sebep titreşim sonucunda olan birçok durum ortaya çıkmaktadır. Bunlar, örneğin rotorun deformasyonu, yatakların aynı eksende olmayışı, üretim ve montaj hataları vb. Yüksek Torsiyonel Rijit Fan Kaplinleri; aksel kaçıklık bulunan motor ve fan kanat sistemi arasında yüksek tork ve yükü rahatlıkla iletebilmektedir [1].



Şekil 2.1. Torsiyonel Rijit Fan Kaplini

Ekipmanlar faaliyetleri esnasında maruz kalacakları yüklerin ve şartların belki de birkaç misline maruz bırakılarak gelecekte olabilecek hataların erkenden ortaya çıkarılabilmesi amacıyla kalite kontrolünü yapmak için test düzeneklerinde çalıştırılması gerekmektedir. Bahsi geçen testler, ilgili donanımın iki temel özelliği göz önüne alındığında iki ana gruba ayırmak mümkündür [3].

Bunlar:

- a. İşlevsel testler
- b. Ömür testleri

İşlevsel testler fonksiyon görevi, örneğin tork yükseltme işlemlerinin doğru yapmadığı gibi bilgi veren testlerdir. Bu testler özellikle kısa süreli genellikle imalat ve montaj doğru yapıldığını gösteren testlerdir [2].

Ömür testleri ise işlevsel olarak doğru çalışan güç aktarma donanımlarının çalışma hayatları boyunca maruz kalacağı şartlara benzer yük ve çevresel şartların oluşturularak uzun sürelerle işletildiği testlerdir. Ömür testleri için aylarca sürebilecek testler tasarlanabilir. Genellikle testlerin sonunda donanım içeriğindeki elemanlarda meydana gelen aşınma ve bozulmalar incelenerek donanımın ömrü hakkında bilgiler toplanmaya çalışılmaktadır.

Bütün testler boyunca bir aktarma organına yük, sıcak, soğuk, yağmur ve toz gibi aşırı şartlar altında çevresel ortamlar ve benzeri zorlayıcı deneyler uygulanabildiği görülmektedir. Ayrıca test esnasında aktarma organından devir, tork, güç gibi bilgiler toplanabildiği gibi ses, titreşim, sıcaklık, esneme gibi başka tür aydınlatıcı veriler de toplanabilmektedir [3].

2.2 Fanlar

Hava ve çeşitli gazların sıkıştırılarak akış yolu içinde transfer etmesini sağlayan turbo makine elemanlarına Fan olarak tanımlanmaktadır. Transfer miktarındaki verim çalışma gücündeki güç tasarrufu, kullanım ömrü ve bakım maliyetleri fan ve fan mekanizmaları için önemli parametrelerdir. Ek olarak gürültü çevresel olarak önemli bir parametre olup tercih edilme nedeni olarak günümüzde ön plana çıkmaktadır [4].

Fan mekanizmalarının tahrik sistemi genellikle elektrik motorlarından oluşmaktadır. Kişisel kullanım ve sanayi alanlarındaki tüm endüstriyel kullanımlarda önemli derece elektrik tüketimi söz konusudur. Fan mekanizmalarında eski teknoloji ve yeni teknoloji arasından enerji verimliliği olarak önemli farklar vardır. Ülkemizde ve tüm alanlarda enerji tasarrufu sağlamak bu ekipmanlar için önemli bir gereklilik oluşturmaktadır[4].



Şekil 2. 2 Fan Mekanizması Hava Çıkış Yoluğu [19].

Kullanım sağlanan işletme ve imalat alanı için enerji verimliliği dikkate alınarak ürün seçiminin optimum olması sağlanır. Optimum seçim nedeni fanların ömürleri boyunca ilk yatırım maliyetlerinin kat ve kat üzerinde enerji tüketimi olmasıdır. Fan ihtiyaç belirlemede satın alma birimi fiyatının haricinde tüketeceği enerjiyi de hesaba katmalıdır. En iyi fan sadece yatırım bedeli uygun olan fan olarak yorumlamak doğru değildir. Burada yapılması gereken, fanların ömür boyu enerji tüketim maliyeti dikkate alınarak seçilmesidir. Yüksek debi gerektiren santrallerde fanları tahrik eden motorlar 2500 kW lara kadar çıkmaktadır. Burada kullanılan motorlar, yatırım, bakım, ve ömür hesabına ek enerji tüketimine ön plana çıkarmaktadır [4].

Fan, soğutma kulelerinde hava akımını elektrik motorundan alınan g ile sağlayan ekipmandır. Endüstride kullanılan soğutma kulelerinde aksiyel fan kullanımının daha yaygın olduğu söylenebilir. Kule fanlarının kule dizaynında belirlenmiş olan hava debisini sağlayabilecek ve hava akışına az direnç oluşturabilecek şekilde seçilmesi önemlidir [6].

Emilen havayı eksenel olarak radyal bir hareketle emerek dışarıya atan sisteme radyal fan denir. Hareketli alan olan ark döndüğünde, bıçakların arasındaki hava salyangoz çeperlerine doğru itilir. Havanın merkezden çeperlere doğru oluşturduğu akış çarkın merkezinde düşük hava basıncı, çeperlerde ise yüksek hava basıncı oluşmasını sağlar. Sıkıştırılan yüksek basınçlı hava ile çalışma alanına gönderilir [7].

Radyal fanları oluşturan iki temel bileşen bulunmaktadır. Bunlardan ilki pervane ya da ark adı verilen döner alandır. Diğer bileşen ise çarkın dönerek sıkıştırdığı havanın yönlendirilmesini sağlayan salyangoz adı verilen gövdedir. ark, elektrik motorunda bulunan bir mil yardımıyla tahrik edilerek dönme eylemini gerçekleştirir. Elektrik motoru ise motor kapağında bulunan montaj yuvalarından salyangoza sabitlenmektedir. Bu nedenle salyangoz elektrik motoru salyangozun içinde bulunacak şekilde konumlanmıştır [7].

Havalandırma, iklimlendirme, ortamın temizlenmesi gibi amaçlarla ve birçok boyutlarda radyal fan uygulamasıyla karşılaşmaktayız. Düşük retim maliyetleri radyal fanları cazip kılmaktadır. Verimlerinin %30-45 civarında değişmesine karşın yapısal kararlılıklarının yüksek olması, yüksek debi ve basınç değerlerini sağlaması, düşük gürültü değerlerinde çalışması tercih edilmesinin temel nedenleridir [7].

Radyal fanlar ihtiyaca yönelik olarak şekillenmiş olup endüstriyel uygulamalarda birden fazla çeşidine rastlamak mümkündür. Radyal fanları temel olarak 4 alanda incelemek mümkündür. Bunlar; düz kanatlı radyal fanlar, ne eğik kanat yapısına sahip radyal fanlar, arkaya eğik kanatlı radyal fanlar ve airfoil (uçak kanadı) kanat yapıları fanlar olarak adlandırılmaktadır [7].

2.3 Taguchi Methodu

Tasarım sürecinde hammadde ve üretim süreçlerindeki değişken parametreleri kullanılarak Dr. Genichi Taguchi tarafından geliştirilen bir dizi tasarım metodolojidir. Deneysel parametrelerin çok olduğu çalışmalarda bu yöntemi kullanmak zordur. Taguchi'nin geliştirmiş olduğu deney tasarımlarında kuramsal yenilikler mevcut değildir. Üretim uygulamalarında başarılı yenilikler yaparak birçok imalat sektöründe kabul görmüştür. 1980'lerden sonra birçok ABD ve Avrupa ülkesi bu yöntemi kullanılarak yaygınlaşmıştır. Taguchi tasarımının tercih edilme nedenlerinden biride, aynı anda birden fazla faktörün dikkate alınmasıdır [8] [10].

Dr. Taguchi ürün ve proses tasarımları için üç aşamada, sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımı olarak tanımlama yapmaktadır.

2.3.1 Sistem Tasarımı

Sistemin nominal ölçütler altında çalışmasını sağlayan ve nominal ölçütler aralığında kalmasını sağlayan bir tasarımıdır. Başlangıç noktası olarak sistem gelişimini sağlayan özellikler tasarım özelliklerinin ilk adımını oluşturmaktadır. Bu durumda bilim ve mühendislik teknik bilgilerine ihtiyaç duyulur [9].

2.3.2 Parametre Tasarımı

Parametre tasarımında, kontrol edilebilen sistem tasarım parametreleri için fonksiyonel ve farklı koşullar altında üstün performans sağlayacak, etki eden gürültü faktörlerine karşılayacak optimum seviye olarak tanımlanmaktadır. Gürültü faktörleri kontrol dışı olup, kontrol faktörleri ise kontrol dahilinde ayarlanabilen ve korunabilen parametrelerdir.

Taguchi'nin parametre tasarımı, tasarım yapılan birime performans ve maliyet açısından sistemli ve verimli bir yöntem sunmaktadır. Bu yöntemdeki amaç kontrol edilen parametrelerin en iyi kombinasyonu seçmektir. Tanımlama sonrasında ürün gürültü faktörlerine karşı daha dirençli hale gelmektedir [9].

Taguchi yöntemi, az sayıda deney ve çok sayıda değişken incelemesi yapmak için ortogonal deney tasarım dizilerini kullanmaktadır. Ortogonal dizileri kullanılarak çalışma yapılacak deneysel yapılandırma sayısını önemli olarak azaltacaktır. Düşük toleranslı bileşenler üretim işlemlerinde daha geniş toleranslarda kullanıma neden olacaktır. Bu yaklaşım ile üretim ve işletme maliyetlerinde kayda değer iyileştirmeler olacaktır [8].

Deney tasarımında en önemli aşama ilk olarak kontrol faktörlerinin seçiminde yatmaktadır. Mümkün dahilinde çok faktör dâhil edilerek önemli olmayan faktörler ilk zamanlı olarak tesbit edilmektedir.[9].

2.3.3 Tolerans Tasarımı

Parametre tasarımının yetersiz kaldığı durumlarda tolerans tasarımı uygulanmaktadır. Değişkenliği üzerinde olumsuzluk oluşturan tasarım faktörleri için dar aralıklarda tolerans belirtilmelidir. Daha iyi ve daha pahalı bileşenler ihtiyaç olacaktır. Bu nedenle, tolerans tasarımında işletme ve üretim maliyetleri artacaktır [9].

Taguchi, kalite karakteristiğinde tercih edilen sinyal-gürültü (S/N) oranını tanımlamaktadır. S/N oranı, standart sapma yerine ölçülebilir bir değer olarak kullanılır [11]. S/N oranı, ortalamanın (sinyal) standart sapmaya (gürültü) oranıdır. Süreç gelişimi sırasında, hedef geliştirme değeri süreci değişebilir. S/N oranı kavramlarının yararlı olduğu uygulamalardan ikisi, değişkenliğin azaltılması ve ölçümün iyileştirilmesi yoluyla kalitenin iyileştirilmesidir. Karakteristik sürekli olduğunda S/N oranı üç kategoride değerlendirilir [12]

Tip N: Hedef değer en iyi, hedef nominal bir değere ulaşmak.

$$\frac{S}{N} = -10 \cdot \log \left(\frac{y^2}{s} \right) \quad (2.1)$$

Tip S: En küçük en iyi, hedef en düşük değere ulaşmak.

$$\frac{S}{N} = -10 \cdot \log \left(\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (2.2)$$

Tip B: En büyük en iyi, hedef en yüksek değere ulaşmak

$$\frac{S}{N} = -10 \cdot \log \left(\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (2.3)$$

Y: Y değerlerinin (performans karakteristiklerinin değerlerinin) ortalaması

S: Y değerlerinin standart sapması

n: Y değerlerinin sayısı

Bu üç durumda da amaç S/N oranını maksimize etmektir. Bu oranların maksimize edilmesi, sinyali artırırken, varyansı azaltmaktadır [13].

• Optimize Edilecek Kalite Karakteristiğini Belirlemek

Taguchi yönteminde ilk olarak optimize edilecek kalite karakteristiğinin belirlenmesidir. Ürün kalitesi üzerinde kritik olarak kalite karakteristiği önemli etkiye sahip parametredir. Gözlenen sonuçlar veya cevaplar değişkendir [8].

• Gürültü Faktörleri ve Test Koşullarının Belirlenmesi

Sonraki adımda ise sistem performansını ve kalitesi üzerinde olumsuz etki oluşturan gürültü faktörlerini belirlemektir. Gürültü faktörleri, kontrol edilmesi zor veya kontrol edilmesi çok pahalı olan parametrelerdir [8].

• Kontrol Faktörleri ve Alternatif Seviyelerin Belirlenmesi

Üçüncü özellik kalite özellikleri üzerinde önemli etkileri olduğu düşünülen kontrol parametrelerinin tanımlanmasıdır. Kontrol parametreleri değiştirilebilen ve değişiklikleri korunabilen tasarım faktörleridir. Her bir test parametresi için seviyeler ve değerler bu adımda belirlenir. Her yapılacak test parametresi için ilgili test değerlerine sahip seviye sayısı, deney bölgesini olarak tanımlanır [9].

• Matris Deneyi Tasarlanması ve Analiz Prosedürünün Tanımlanması

Sonraki adım matris deneyini tasarlamak ve analiz prosedürünü tanımlamaktır. İlk aşamada gürültü ve kontrol parametrelerine uygun ortogonal dizi seçilir. Taguchi bu amaçlar için çok çeşitli standart ortogonal dizi sunmaktadır [9].

Tasarıma uygun ortogonal dizi seçimi sonrasında gürültü faktörlerinin etkilediği kalite karakteristiğindeki değişikliği simule etmek için prosedür tanımı yapılmalıdır. Taguchi, gürültü faktörlerindeki değişikliklerinin etkilediği ürünün tepki ortalamasını ve varyansını değerlendirmek için ortogonal dizi tabanında bir simülasyon önermektedir[9].

• Matris Deneyinin Yapılması

Sonraki adımda, matris deneyini yapabilmek için sonuçların kaydedilmesidir. Kontrol edilebilen her işlem durumunda Taguchi yöntemi uygulanmaktadır. Kontrollü süreç, Reel bir donanım deneyi, matematiksel denklem sistemi ve birçok ve sürecin yanıtlarını modelleyecek bilgisayar modelleri olabilir [8].

• Verilerin Analiz Edilmesi ve Kontrol Faktörleri İçin Optimum Seviyelerin Belirlenmesi

Deney işlemleri sonrasında tasarımdaki en uygun test parametresi yapılandırılmalıdır. Sonuçları analiz etmek için, Sinyal Gürültü Oranı olarak adlandırılan Taguchi metodu bir performans ölçütü kullanılır. Taguchi tarafından geliştirilen S/N oranı, gürültü ile karşılaştırılan kontrol seviyesini verecek bir performans ölçütüdür. S/N oranı hem ortalamayı hem de değişkenliği hesaba katar [9].

• Bu Seviyelerde Performans Tahmini

Son adım, Elde edilen kontrol parametreleri için optimum seviyeler kullanılarak yeniden deney doğrulaması yapılır.

Taguchi yöntemi genel olarak kalite ve maliyetle aynı zaman diliminde iyileştirmeler sunan güçlü bir araçtır [9].

2.4 Deney Tasarımının Tarihsel Gelişimi

Deney tasarımı, 1920’lerde İstatistik Biliminin babası sayılan İngiliz istatistikçi Sir Ronald Fisher tarafından, tarım alanında araştırmalar yaparken bulunmuş ve geliştirilmiştir. Fisher ayrıca, deney verilerinin analizi için bugün klasik sayılan “Varyans Analizi” (ANOVA) yöntemini de geliştirmiştir. Yöntem, kısa bir süre içinde, Amerika’da tarım sektöründe üretimin geliştirilmesi için yoğun olarak uygulanmış ve Amerika’nın bu alanda dünyada lider konumuna gelmesine büyük katkıda bulunmuştur. Tarım alanında, çeşitli gübre ve dozları ile iklim koşullarının ve sulama düzeylerinin çeşitli ürünlere olan etkilerini belirlemek üzere uygulanmıştır.

Deney tasarımı, daha sonra kimya ve ilaç sektörlerinde de uygulanmış olmasına rağmen, imalat sektöründeki uygulamaları 1970’lere kadar son derece kısıtlı kalmıştır. Amerika’da imalat sektörü 1980’lerin başında, deney tasarımını Japon kalitesinin nedenlerini araştırırken yeniden keşfetmiştir. Deney tasarımı, o tarihlerde Japonya’da profesör Genichi Taguchi önderliğinde yoğun ve etkili olarak uygulanmaktaydı. Taguchi deney tasarımına kurumsal yenilikler getirmemiştir. Ancak üretimdeki uygulamalarda yenilikler yapmış ve başarılı uygulamalarla yöntemin imalat sektöründe kabul görmesini sağlamıştır [14].

2.4.1 Varyans Analizi

Ürün veya proses geliştirmenin amacı; müşteri beklentileri ve ihtiyaçları ile ilgili olan ürün veya prosesin performans karakteristiğini geliştirmektir. Deneylerin amacı ise ürün veya prosesin değişimini kontrol etmek ve azaltmaktır. Sonra da performansı etkileyen parametrelerin hangileri olduğu ile ilgili bir karar verilmelidir. Kalite ile ilgili tartışmaların büyük bir bölümü varyans ile ilgili olduğundan dolayı, deneysel verilerin yorumlanmasında ve gerekli kararların verilmesinde varyans analizi (ANOVA) istatistiksel metotları kullanılmaktadır.

ANOVA test edilen parça gruplarının ortalama performansları arasındaki farklılığı ortaya koymak için kullanılan istatistiğe dayalı bir araçtır. Varyans analizi toplam varyasyonu bileşenlerine ayıran matematiksel bir tekniktir ve serbestlik derecesi, karelerin toplamı, ortalama kareler (varyans) vb. gibi niceliklerin hesaplanmasında kullanılmaktadır [14].

Deneysel dizayn esasında varyans analizine dayanmaktadır. Bu metod 1930’larda İngiliz İstatistikçisi Fisher tarafından geliştirilmiştir. İsminin baş harfi F’ye dayanılarak yönteme F testi diyenlerde vardır. Varyans analizi tek faktörlü, iki faktörlü ve çok faktörlü olmak üzere geniş bir kullanım yelpazesi sunmaktadır. Taguchi ortogonal dizileri iki ve üç kademeli olduklarından çoğunlukla ikili veya üçlü kademe için varyans analizi bu aşamada kullanılır[15].

2.5 Talaşlı İmalat

Talaşlı imalat kesen ve kesilen iki farklı ürünün belirli bir dönme ve geometri şartları gözetilerek kesilen ürün üzerinde parça koparma işlemi ve nihai son haline getirme işlemi olarak tanımlayabiliriz. Talaşlı imalat, üstün olan kesme işlemi, iş parçasının kayma deformasyonu ile

talaş oluşturulması ve talaş çıkarılıp atıldıa yeni yzeylein açığa çıkması ve ölçüye gelmesidir. Talaş kaldırma metallere şekil vermede en çok kullanılan işlem türüdür [8].

Talaş kaldırma en önemli ve uygun geometrik ölçüm verebilen imalat işlemidir. Talaşlı imalat yöntemi metallere şekil verme olarak sanayi devriminde ve üretim tarihinde önemli ekonomik katkı sağlamıştır. Talaşlı imalat farklı nedenlerden dolayı ekonomik ve teknolojik olarak önemlidir.

İş parçaların eşitliliği, Kesen ve kesilen ilişkisindeki her türlü hammadde yapısı için talaş kaldırma işlemi uygulanmaktadır[8].

Parça şekillerde ve geometrik özelliklerde çeşitlilik, talaşlı imalatta kesen ürün üzerindeki geometrik şekiller ve hareket sistemi, kesilen üründe çok farkı ve çeşitli formlar oluşturmaktadır. Bunlar diş ekme, T kanal ve yazı takımları gibi kesen ekipmanlar ürün üzerinde geniş çıktı sunmaktadır. Çeşitli talaş kaldırma işlemlerinin sırayla uygulaması karmaşık geometrik formlarda işlem adımlarını ile çeşitli ve doğru işlemler yapılabilir [8].

Boyutsal doğruluk, talaşlı imalatta genel olarak ince toleranslarda işlem yapmak mümkündür. Uygun makine, uygun takım, uygun hammadde sağlanması durumunda yapılan hesaplama ile $-0,025\text{mm}$ ve $+0,025\text{mm}$ seviyelerinde çok hassas tolerans değerlerine ulaşılabilmektedir [8].

Pürüzsüz yüzey, talaşlı imalat pürüzsüz yzeyleer oluşturulabilir. Geleneksel talaşlı imalat işlemlerinde 0.4 mikrondan daha düşük pürüzlülük değerleri elde edilmektedir. Bazı aşındırma giriş parametreleri ve işlemleri ile çok daha iyi yzeyleer oluşturmaktadır. [8].

Diğer yandan, talaşlı imalat ve diğer malzeme kaldırma işlemlerinin dezavantajları bulunmaktadır:

Malzeme israfı, Talaş kaldırma işleminin mantığında çıkan hammadden kopma sonucu talaş parçaları yeniden değerlendirebilecek hurda niteliğindedir. Yeni hammadde alımı ve hurda satış fiyatı arasındaki kıskaç ve işçilik süreleri israf nleme politikasını işletmelerde ön plana çıkarmaktadır [8].

Zaman tüketimi, talaşlı imalat haricinde döküm ve dövme gibi diğer şekillendirme işlemlerine göre daha ucuz ve hızlı işlem tercihidir [16].

Bu alışmada; Talaşlı imalat ile üretilen sıkma somunu ve flanş CNC (bilgisayar kontrollü tezgahlarda konik açılı işlemler, doğrulama çapları ile adım adım ölçülerek oluşturulmaktadır. Manuel kontrollü niversal tezgahlarda bunu yapmak zor olmakla birlikte açısal hareketi yapmak önem arz etmektedir.

İşleme sonrasında her iki parçanın sürtünme yzeyleeri ortak çalışacak olup toleranslar Ra1,6 değerlinin altında olacak şekilde kesici u, devir ve ilerleme secimi yapılmalıdır [16].

2.6 Sürtünme Katsayısı

Esas olarak aşınmanın meydana gelmesine ve enerji kayıplarına yol açan bir olaydır. Sürtünmenin kontrol edilmesi ve azaltılması ekonomik açıdan önemlidir. Dünyada çeşitli kuruluşlarca yapılan bazı araştırmalarda üretilen enerjinin yaklaşık üçte birinin sürtünme sonunda harcandığı gerçeğini ortaya koymuştur. Sürtünme üzerindeki sistematik ilk çalışmalar 1452-1519 yılları arasında L. Vinci tarafından yapılmıştır [17].

Mühendislik tesisi ve makine sektöründe üretim artışına önderlik ederek, verim artışı, geliştirilmiş güvenilirlik ve azaltılmış bakım giderleri arasında tribolojinin enerji ve malzeme kaynaklarının verimli kullanımında önemli bir görevi vardır [17].

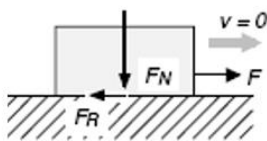
Rulmanlı Yataklar, bir parçanın diğerine göre bir veya birkaç yönde izafi(bağıl) hareketine minimum bir sürtünme ile imkan veren, parçayı harekete uygun biçimde konumlandıran, kuvvet doğrultusunda harekete engel olan makina elemanlarıdır [18].

Yataklar, konstrüksiyonlarına göre kaymalı, yuvarlanma elemanlı(rulmanlı) ve hassas cihaz yatakları olarak üç grupta incelenmektedir. Kaymalı yataklarda yatak elemanlarının bir sıvı yağ filmi ile birbirinden ayrılması ve hareketi sağlaması, rulmanlı yataklarda ise; yüzeyler arasında yuvarlanma elemanları yardımıyla yuvarlanma hareketi sağlanması söz konusudur. Kısacası yatak; birbirine göre izafi hareket eden iki yüzeyi birbirinden ayıran, metal-metal temasını önleyen dönme hareketini kolaylaştıran, sürtünme ve aşınmayı minimum seviyede tutan destek elemanları şeklinde tanımlanmaktadır [18].

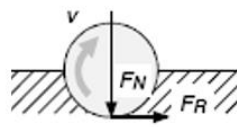
Temasta olan ve izafi hareket eden iki cismin temas yüzeylerinin harekete veya hareket ihtimaline karşı oluşan direnç kuvvetine sürtünme kuvveti denilmektedir. Sürtünme kuvveti harekete ters yönde oluşmaktadır. Yüzeyler arasında oluşan sürtünme, sürtünme katsayısı ile ifade edilmektedir. Sürtünme katsayısı(μ), sürtünme kuvvetinin büyüklüğünün(F_s) normal kuvvetin büyüklüğüne(F_n) oranı olarak ifade edilmekte olup eşitlikte verilmiştir [18].

$$\mu = \frac{F_s}{F_n} \quad (2.4)$$

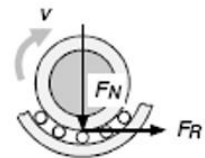
Sürtünme kuvvetinin büyüklüğü, sürtünme yüzey alanına bağlı olmayıp yüzey malzemesine(dökme demir, alüminyum, çelik) ve yüzey yapısına(kayma, yuvarlanma durumları) bağlı olarak değişim göstermektedir. Sürtünme de yüzey yapılarına bağlı olarak Şekil 2’de verildiği gibi üç(3) farklı sürtünme hali söz konusudur. Bunlar; statik sürtünme, kayma sürtünmesi ve yuvarlanma sürtünmesidir [17].



(a) Statik sürtünme



(b) Kayma sürtünmesi



(c) Yuvarlanma sürtünmesi

Şekil 2.3 Sürtünme Çeşitleri [17].

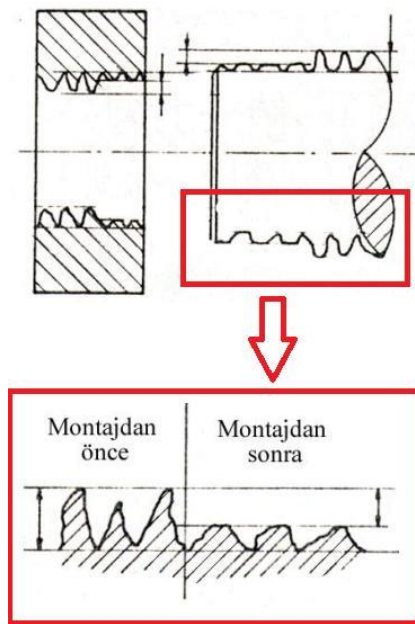
Statik sürtünme, izafi hareket halinde olan iki kuru parçanın temas yüzeylerindeki sürtünme durumu olup yüzeyler birbiri üzerinde pürüzleri temas ederek kayar. Yüzeyler arasında üçüncü bir malzeme yoktur. Kayma sürtünmesi, dönme hareketine ters yönde temas yüzeyleri arasında oluşan sürtünmedir. Yuvarlanma sürtünmesi, yuvarlanma hareketine karşı temas yüzeylerinde oluşan dirençtir. Yuvarlanma halindeki sürtünme katsayısı genellikle kayma halindekiinden daha küçüktür.

Tribolojik çözüm olarak yüzeyler sürekli olan bir akışkan filmi ile ayrılabilir. Bu akışkan bir sıvı, buhar veya gaz olabilir. Bu sistemlerde istenilen yükün taşınabilmesi için akışkanda bir basınç olması gerekir. Bu basınç iki şekilde elde edilebilir. Hidrostatik basınç; Hidrostatik basınç pompa ile elde edilerek yüzeyler arasına gönderebilir [17].

2.7 Sıkı Geçmede Yüzey Pürüzlülüğünün Önemi

İşlenmiş malzeme yüzeyleri incelendiğinde optimum şartlarda işlenen yüzeylerde bile pürüzlerin olduğunu görülmektedir. Yüzey pürüzlülüğü optik ve mekanik esaslı ölçü aletleriyle ölçülebilir ve kaydedilebilir. Pürüzün en yüksek tepesi ile en düşük çukuru arasındaki derinliğe pürüz yüksekliği denir [13].

Yapılan sıkı geçme deneyleri sonucunda pürüz yüksekliğinin sıkı geçme montajından sonra %60'nın ezilerek düzleştiğini göstermektedir. Montaj işlemi tamamlandıktan sonra oturma yüzeyinde boşluk oluşmaması için çap farkları iyi kontrol edilmelidir. Ezilmenin aynı oranda hem mil hem de delikte olacağını düşünüldüğünde ve çap yönünde iki kat büyüyeceği ele alındığında, sıkı geçmede çap farkında oluşacak kayıp hesap edilmeli ve işlenecek parçalarda kaybı karşılayacak minimum yüzey pürüzlülüklerine izin verilmelidir. Böylece montajdan sonra yüzeyler düzelinece esas istenen gerçek oturma yüzeyi sağlanmış olur [13].



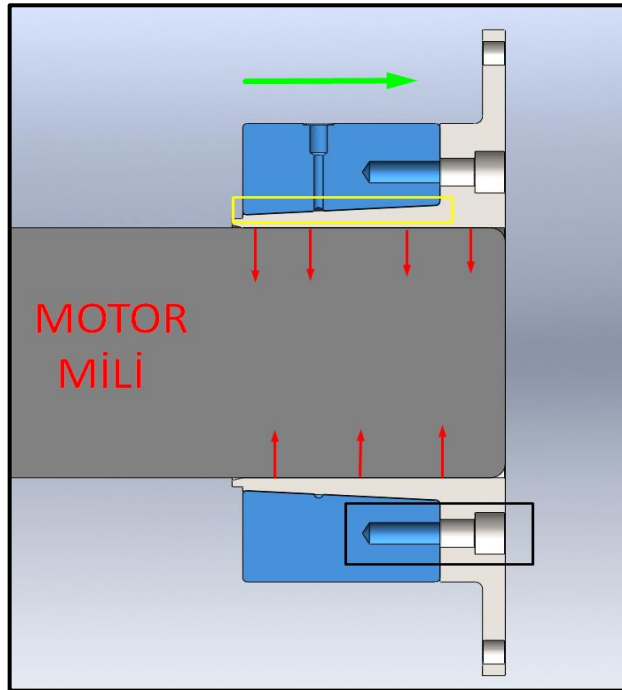
Şekil 2.4. Ölçeklendirilmiş Yüzey Pürüzlülük [13].

3. MATERYAL VE METOT

3.1 Sistem Çalışma Metodu

Pres geçmelerde mil ve göbek arasında moment ve hareket iletimi geçme yüzeyleri arasında oluşan sürtünme etkisiyle sağlanmaktadır. Parçaların birbirinde kayma yapmamaları için ayrıca kama kullanılmaz. Kullanılırsa da ek bir emniyet olarak düşünülmelidir. Kamalı birleştirmelerde ısıtma ve pres gücü gereken etmenlerde olduğu için bu işlemlerin çalışma ortamlarına uyumu da dikkate alınmalıdır. Hesaplamalar kama yok kabul edilerek yapılır. Sıkı geçmede delik bir miktar büyür, mil ise bir miktar küçülür. Bu şekil değişimi elastik sınırlar içinde kalması sürece temas yüzeyleri arasında bir basınç ve dolayısıyla sürtünmeye bağlı olarak hareket iletimi olacaktır. Bağlantı aksenal yönde zorlanırsa sürtünme kuvveti, radyal yönde zorlanırsa moment iletecektir. [19].

Çalışmakta olduğumuz sistem milin geniş toleranslarda montajı sonrası baskı oluşturarak geçme toleransına plastik deformasyonla geçişi sağlamaktadır. Bu geçme Boyuna Pres Toleransında olup herhangi bir kama elemanı olmadan tork aktarımı sağlamaktadır. Aşağıdaki görselde belirtilmiş olan Mavi renkli sıkma somunu Gri renkli flanş ile Sarı kutuda belirtilen konik düzlem üzerinde yeşil çizgi yönünde geçiş sağlamaktadır. Konik düzlemdeki bu geçiş Siyah kutu ile belirtilen 8 Adet civatanın çektirme işlemi ile gerçekleşmektedir. Konik düzlemde çektirme sonucu birleşim sağlayan flanş, sıkma somunu tarafından baskı kuvvetine maruz kalmaktadır. Bu kuvvet kırmızı ok ile gösterilen iç çapta daralma oluşturacaktır. Bu daralma mil ile sıkı geçme toleransı oluşturup fan ile motor arasında tork aktarımı sağlamaktadır.

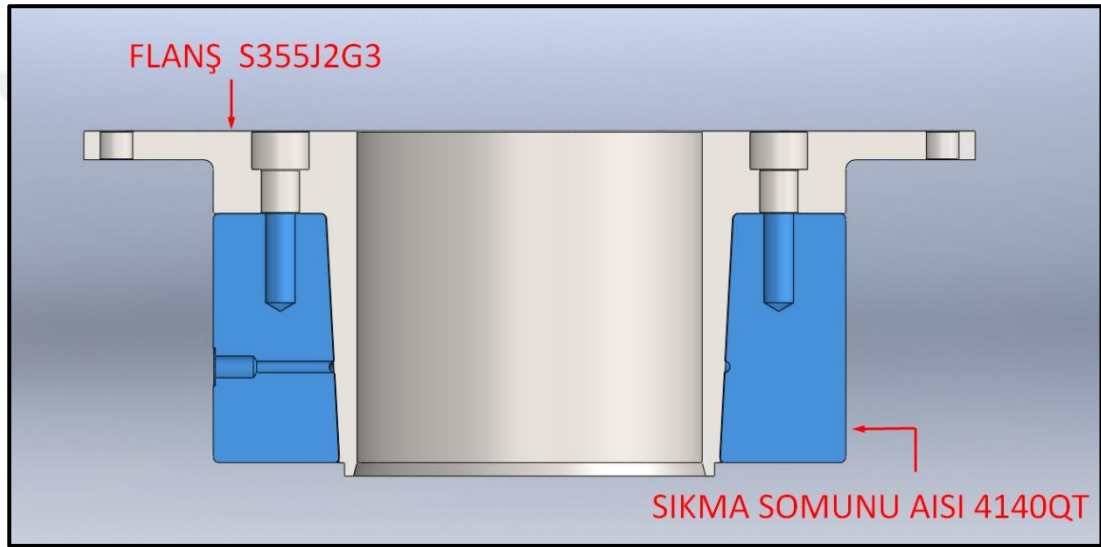


Şekil 3.1. Kaplin Sistemi Montaj Resmi

3.2 Materyal

Gözlem sonuçlarında faal olarak kullanılan ürüne ait hammadde kalite sertifikaları, sistem çalışma prensibi ve sıkma işleminin nasıl yapıldığı, geometrik özellikleri hakkında bilgi paylaşımı olmuştur. Bu bilgi doğrultusunda Yüksek Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin örnek ürün için tasarımda kullanılmak üzere ölçü notları alınmıştır

Tez çalışmasında kullanılacak olan; tasarım ve analiz aşamalarında kullanılacak bilgisayar, üç boyutlu tasarım programı (Solidworks) ve bilgisayar destekli analiz programı (Ansys Workbench, Minitab) lisans ücretleri, Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin imalatında kullanılacak AISI4140QT, S355J2G3, Kalitesindeki malzemeler ve imalat aşamalarını çalışmakta olduğum endüstriyel yedek parça imalat fabrikası tarafından karşılanacaktır.



Şekil 3.2. Sistem Elemanları Sıkma Somun ve Flanş

Yukarıdaki resimde sıkma işlemi uygulayan sıkma somunu için AISI 4140QT Kalite seçilmiştir. Buradaki amaç; Sıkılma işlemi sırasında şekil değişimini kendisinde değil de daha az akma gerilmesine sahip S355J22G3 Flanş da olması amaçlanmaktadır. S355J22G3 Çelik hammadde kalite sertifikası aşağıdaki görselde mevcuttur.

Çizelge 3.1. S355J2G3 Flanş Hammadde Mekanik Özellikler

S355J2G3 EN10025-2-1.0577-Mekanik Özellikler				
Çekme Gerilmesi	Akma Gerilmesi	Yüzde Uzama	Sertlik	Elastisite Modülü
R-N/mm ² (0-3mm)	ReH -N/mm ²	A%-mm (L)	HB	GPa+20 °C
510-680	355	22	141-192	210

Sıkma somunu olarak belirtilen ürüne ait AISI 4140QT Çelik hammadde kalite sertifikası görselde mevcuttur. Sertifikalar saha incelemesi sonucunda kullanıcı ünite tarafından temin edilmiştir.

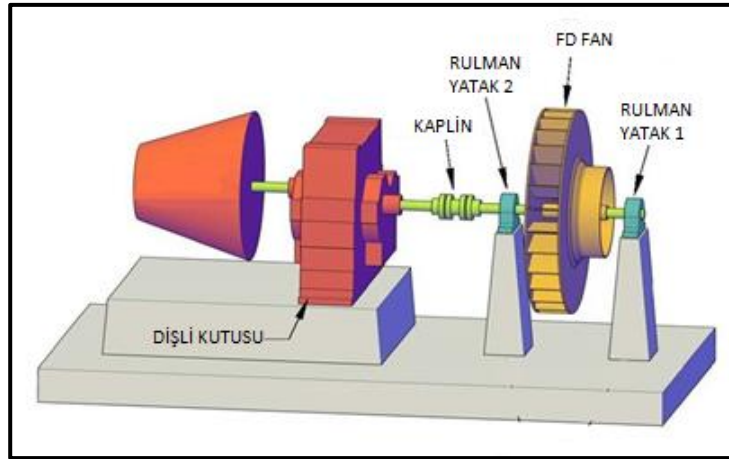
Çizelge 3.2. AISI 4140 Sıkma Somun Hammadde Mekanik Özellikler

AISI 4140+QT-42CrMo4-Mekanik Özellikler (İslah Edilmiş)				
Çekme Gerilmesi	Akma Gerilmesi	Yüzde Uzama	Sertlik	Elastisite Modülü
R-N/mm ² (0-3mm)	ReH -N/mm ²	A%-mm (L)	HB	GPa+20 °C
860-1060	730	14	258-322	210

Piyasada sıkça tedarik edilen C50 Karbon çeliği flanş hammaddesinin alternatifi olarak kullanılması için optimizasyon faktörü olarak çalışma yapılmıştır.

Çizelge 3.3. C50E Alternatif Flanş Hammadde Mekanik Özellikler

C50E-C50-Mekanik Özellikler				
Çekme Gerilmesi	Akma Gerilmesi	Yüzde Uzama	Sertlik	Elastisite Modülü
R-N/mm ² (0-3mm)	ReH -N/mm ²	A%-mm (L)	HB	GPa+20 °C
650	355	13	200	210



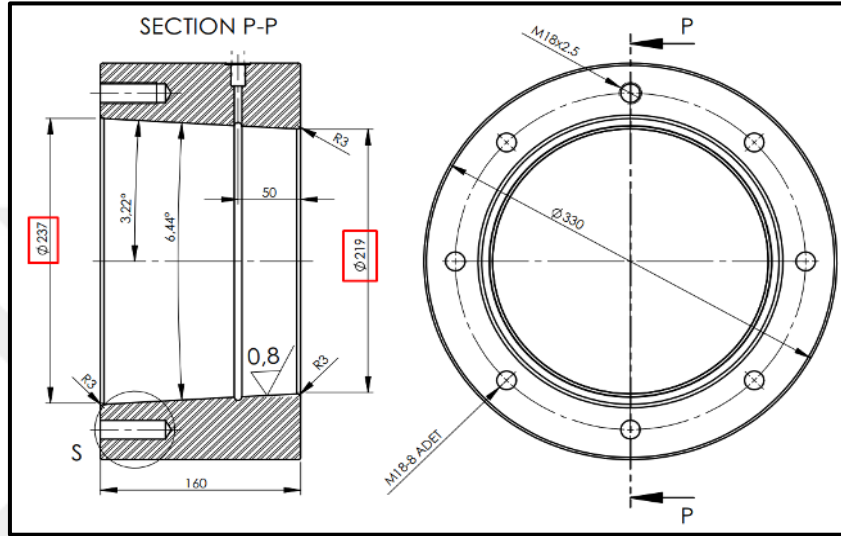
Şekil 3. 3FD Fan Sistemi [19].

Yüksek güç aktarımı sağlayan Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin aktif olarak kullanıldığı endüstriyel alanda kullanıcı bilgileri göz önünde bulundurularak mevcut durumun analizi

yapılmıştır. Faal durumdaki Kaplinler için 2500 kW motor Gücü ve 900 Devir/ Dakika çalışma sınır şartları gözlemlenmiştir.

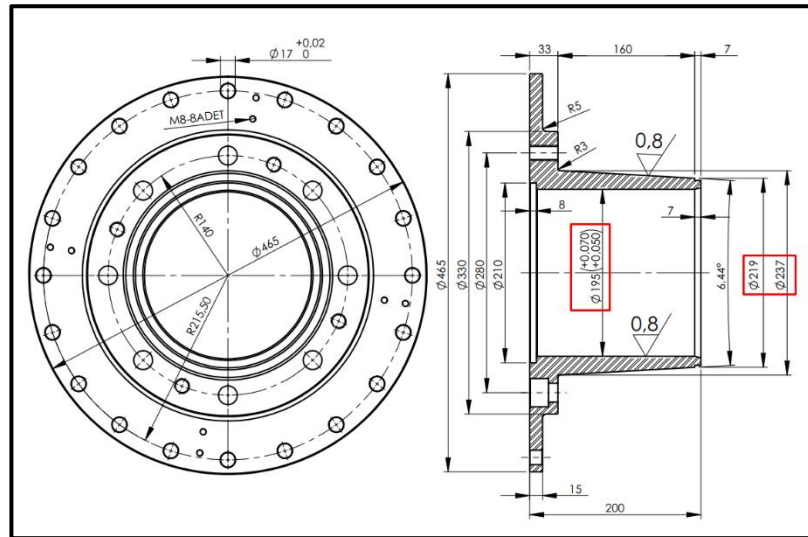
3.3 Tasarım

Çalışmanın Tasarım aşaması öncelikle Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin kullanımda olduğu Endüstriyel alanda mevcut numunenin demontaj halde iken tersine mühendislik metodu ile alınan geometrik ölçü notları ile oluşturulmuştur. Sıkma Somuna ait 2D tasarım aşağıdaki görselde verilmiştir.



Şekil 3.4. Kaplin Sıkma Somunu Teknik Resim

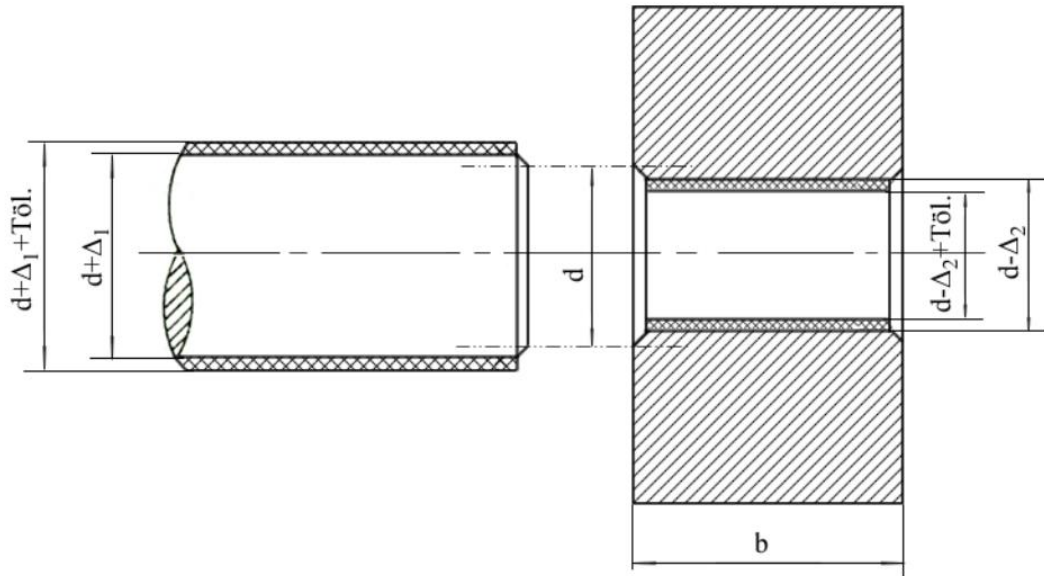
“Teknik resimler oluşturulurken son kullanıcının bilgi ve yönlendirmeleri ürünün optimizasyonu açısından önem arz etmektedir. Her iki resimde de kırmızı kutu ile belirtilen büyük konik çap ölçüsü ile küçük konik çap ölçüsü çalışma yapılacak olan optimizasyonu belirleyecektir. Flanş’a ait ve 2D tasarım aşağıdaki görselde verilmiştir.



Şekil 3.5. Kaplin Flanş Teknik Resim

3.4 Sıkı Geçme Toleransının Mekanik Hesaplama Yöntemi

Mil ve aktarma organında göbek kısmı sıkı geçme oluşturabilmesi için milin çapının deliğin çapından büyük olması gerekmektedir. d çapı hem mil hem de delik için Anma çapı olursa, Milin çapı anma çapından Δ_1 ölçüsü kadar daha büyük olmalıdır. Deliğin çapı ise Δ_2 kadar küçük olmalıdır. Bu ölçülerin üzerine bir de Toleranslar eklendiği zaman çap farkı daha da açılacaktır. Oluşan çap farkına Δ dersek bu çap farkı toleranslar hesaba katılmadan en küçük çap farkı olmuş olacaktır. Mil göbek içerisine sıkıca yerleştirilirse Δ çap farkı elastik deformasyonlar (şekil değişimleri) sayesinde yok olur ve yüzeylerde P basıncı meydana gelir. Eğer Δ çap farkı çok fazla olursa sıkı geçen malzemelerin yüzeyinde aşırı baskı oluşur ve malzeme plastik deformasyonlara uğrar. Plastik deformasyona uğrayan malzeme yüzeyleri istenilen basıncın oluşmasını sağlayamaz ve malzeme yüzeyleri bozulmuş olur. [19].



Şekil 3.6. Sıkı geçme Tolerans Teknik Resim Gösterimi

$$\text{Mil Çapı } d_{mil} = d + \Delta_1 \quad (3.1)$$

$$\text{Mil Çapı } d_{delik} = d - \Delta_2 \quad (3.2)$$

$$\text{Çap Farkı: } \Delta = d_{mil} - d_{delik} = d + \Delta_1 - (d - \Delta_2) = \Delta_1 + \Delta_2 \quad (3.3)$$

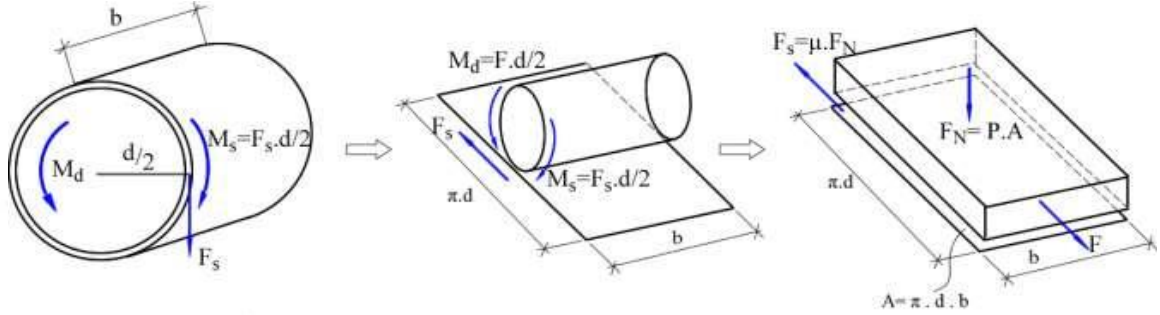
3.5 Sürtünme Momenti (Ms)

Motor milinden gelen dönme momentinin aktarma organına iletmesi için sürtünme momentinin döndürme momentinden büyük olması gerekmektedir. ($M_s > M_d$). Belli bir emniyet katsayısı belirlenerek sürtünme momenti daha büyük alınmalıdır ($M_s = k \cdot M_d$). Burada k katsayısı

geçme toleransındaki hareketi ileten torkun emniyet katsayısı olarak ifade edilmektedir. Bu değer aşağıdaki şekilde çalışmanın titreşim durumuna göre alınabilir [20].

- 1) $k=1,25$ (Titreşimsiz yada az titreşimli bağlantılar)
- 2) $k=1,5$ (Orta titreşimli bağlantılar)
- 3) $k=2,0$ (Titreşimli ve darbeli bağlantılar)

Sürtünme momentini veren formülü aşağıdaki gibi bulabiliriz.



Şekil 3.7. Sürtünme Moment Mekanik Hesaplama [19].

$$M_s = F_s \cdot \frac{d}{2} = (\mu \cdot F_N) \cdot \frac{d}{2} = \mu \cdot (P \cdot A) \cdot \frac{d}{2} = \mu \cdot P \cdot (\pi \cdot d \cdot b) \cdot \frac{d}{2} \quad (3.4)$$

$$M_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \mu \cdot P \cdot b \cdot d^2 \quad (3.5)$$

Hareketi iletebilmek için en az minimum sürtünme momenti olmalıdır. Bunu sağlamak içinde en az minimum seviyede yüzey basıncı olmalıdır. Bu basınç değerini yukarıdaki formülden çekersek şu şekilde olacaktır [19].

$$P_{min} = \frac{2 \cdot M_s}{\pi \cdot \mu \cdot b \cdot d^2} \quad (3.6)$$

3.5.1 Çap Farkı (Δ)

Pres sıkı geçmelerin boyutlandırılmasında en önemli noktalar moment ve hareket iletimini sağlayacak sürtünme momenti ve onu sağlayacak basıncı oluşturma için gerekli olan Çap Farkının (Δ) hesaplanmasıdır. Mili genel varsayımla, içi boş boru olarak düşünürsek, iç ve dış yarıçapları (r_d, r_i) olacaktır. Aynı şekilde göbek deliğinin de dış ve iç yarıçaplarını da (R_d, R_i) ile göstereyim [19]. Yarıçapların birbirine oranını C katsayısı ile gösterdiğimizde;
Mil için;

$$C_1 = \frac{r_l}{r_d} \quad (3.7)$$

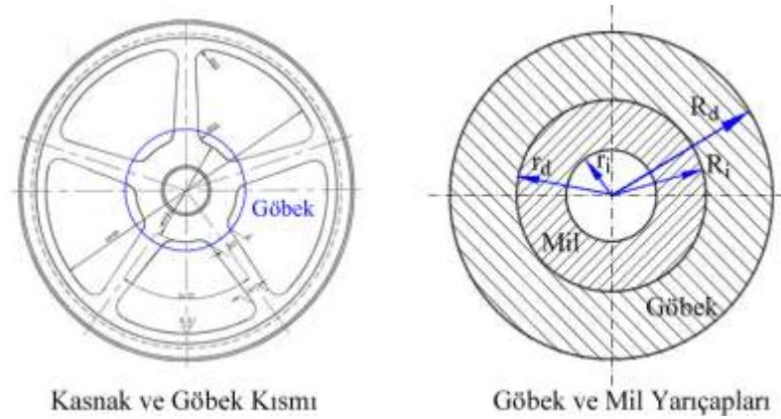
Göbek için;

$$C_2 = \frac{R_l}{R_d} \quad (3.8)$$

Çap farkını (Δ) veren formül aşağıdaki verilmiştir. Formülde P yüzeyler arasındaki basıncı, d milin ve göbeğin anma çapını, E1 milin, E2 göbeğin elastisite modülünü; C1 milin, C2 göbeğin yarıçap oranını; ν_1 milin, ν_2 göbeğin poisson oranını belirtmektedir [19].

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 = P \cdot d \left[\frac{1}{E_1} \left(\frac{1+C_1^2}{1-C_1^2} - \nu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+C_2^2}{1-C_2^2} - \nu_2 \right) \right] \quad (3.9)$$

Hareketin iletilebilmesi için gerekli yüzey basıncı (P), bağlantının anma çapı (d), mil ve göbeğin malzeme özellikleri (E, ν) verileri ile yukarıda verilen formülden mil ve göbek arasındaki çap farkının ne kadar olması gerektiğini hesaplanacaktır. Buradaki hesaplanan değer teorik bir değerdir. Gerçekte malzeme yüzeylerindeki pürüzler sıkı geçme sonucunda % 60 dolayında ezilme yaptığı için oluşan ekstra boşluklarda bu değere eklenerek hesaba devam edilmelidir. Çap farkı ne kadar büyük olursa (mil daha büyük, delik daha küçük olmak üzere) malzemeler de oluşan elastik deformasyonlarda o kadar büyük olur ve yüzey basınçları da aynı oranda fazla izlenecektir [19].



Şekil 3.8. Çap Farkı Gösterimi

3.5.2 Göbeğin Çatlaması

Çap oranının fazla artırılması yüzeyler arası basıncı da arttıracaktır. Yüzey basınçlarının artması malzemeler üzerinde yüksek gerilmeler oluşturarak akma sınırının aşılması ve kalıcı deformasyona yol açacaktır. Bu durumda malzemenin içinde oluşan kayma gerilmesinin emniyet sınırlarını içinde olması gerekir. Buna göre maksimum olabilecek yüzey basıncı ve oluşan maksimum kayma gerilmesi arasındaki aşağıdaki gibi bir formül hesaplamalar sonucuna varılabilir.

Mile göre kritik çatlama riski olan olan eleman sıkı geçmelerde göbek deliği olduğu için formül burada göbek için yazılmıştır. [19].

$$P_{max} = \tau_{em}(1 - C_2^2) \quad (3.11)$$

$$\tau_{max} = \frac{P_{max}}{1 - C_2^2} \leq \tau_{em} \frac{\sigma_{em}}{2} \quad (3.12)$$

3.6 Optimizasyon

Numuneler üzerinde spektral ve sertlik test kontrol sonuçları ile ürünlerin hammadde kaliteleri saptanmıştır. Kimyasal kompozisyonlar ve ürün üzerinde soğuk damgalı kalite kodları bu testleri doğrulama yapmıştır. Sıkma somunun AISI4140+QT, Flanş ürününün S355J2, olduğu belirlenmiştir. Ürün seçimindeki yorumlama; Sert olan somunun, daralması istenen daha az sertlikte kalite flanşını elastik deformasyona uğratarak sıkı geçme işlemini sağlamasıdır. Sıkı geçme esnasında oluşan flanş gerilmesinin akma dayanımı altında kalarak kalıcı deformasyona uğramaması için emniyet katsayısı optimum değer olmalıdır. Buna ek olarak piyasada tedarik edilmesi uygun olan aynı fiziksel özellikler gösteren C50+N malzeme kalitesi, Flans malzemesi S355J2 ürünü için alternatif oluşturacak faktör parametresi olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 3.9. Numune Hammadde Kalite Ölçümleri

Çizelge 3.4. Flanş Numune Kimyasal Kompozisyonu

S355J2G3		C50+N	
ELEMENT	%	ELEMENT	%
C	0.20	C	0.47-0.55
Si	0.55	Si	0.40
Mn	1.60	Mn	0.60-0.90
P	0.035	P	0.045
S	0.035	S	0.045

Çizelge 3.5. Optimizasyon A Faktörü

PARAMETRELER	FAKTÖR KODU	SEVİYE 1	SEVİYE 2
MALZEMELER	A	S355J2	C50+N

Saha ortamında yapılan geometrik ölçümler sonucunda Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin konik kısımlarına ait başlangıç ölçüsü 219 mm ve bitiş ölçüleri 237 mm olarak ± 1 mm toleransında ölçüm sağlanmıştır. Bu ölçüler referans alınarak konik düzlem üzerinde sıkma somun ölçüsü sabit kabul edilerek sadece flanş ölçülerinde konik başlangıç ve bitiş ölçülerinin ofsetlenmesi ile, konik düzlemin tüm yüzey boyunca teması sağlayacak, sıkı geçme toleransı oluşturulmuştur. Bu ofset ölçüsü iki farklı değerde alıştırma senaryosu olarak faktör kabul edilmiştir.

Çizelge 3.6. Optimizasyon B Faktörü

PARAMETRELER	FAKTÖR KODU	SEVİYE 1	SEVİYE 2
KONİK DÜZLEM OFSET MİKTARI	B	0,2	0,3

Motor tahrik milinin geçeceği iç çap geometrik ölçümler sonucunda Ø195,070 ve 195,055 aralığında ölçüm sağlanmıştır. Bu ölçüm Hassas Delik içi Komparatörün Mikrometre ile ayarlanması sonucunda, fabrika açık hava koşullarında gerçekleştirilmiştir. Flanş üzerindeki plastik deformasyon sonucunda bu çaptaki daralama miktarı testin önemli parametresidir. Çap miktarı; flanş konik düzlemi ile et kalınlık ölçü miktarını doğrudan etkilemektedir. Daralma miktarı buradaki et kalınlığına bağlı olup, alternatif olarak Ø200 mm ölçü ile test yapıldığında sonuç optimizasyonunu belirleyecek faktör kabul edilmiştir.

Çizelge 3.7. Optimizasyon C Faktörü

PARAMETRELER	FAKTÖR KODU	SEVİYE 1	SEVİYE 2
İÇ ÇAP ÖLÇÜSÜ	C	195	200

Yüksek deformasyona maruz kalan flanş üzerinde keskin köşelerden gerilim sıkışması olmaması için kaçınılmalıdır. Teknik resimde belirtilen konik düzlem bitimindeki köşe noktası için R4 ve R8 olacak şekilde radyüs eklenme işlemi optimizasyon faktörü olarak belirlenmiştir.

Çizelge 3.8. Optimizasyon D Faktörü

PARAMETRELER	FAKTÖR KODU	SEVİYE 1	SEVİYE 2
FLANŞ KÖŞE RADYÜSÜ	D	R4	R8

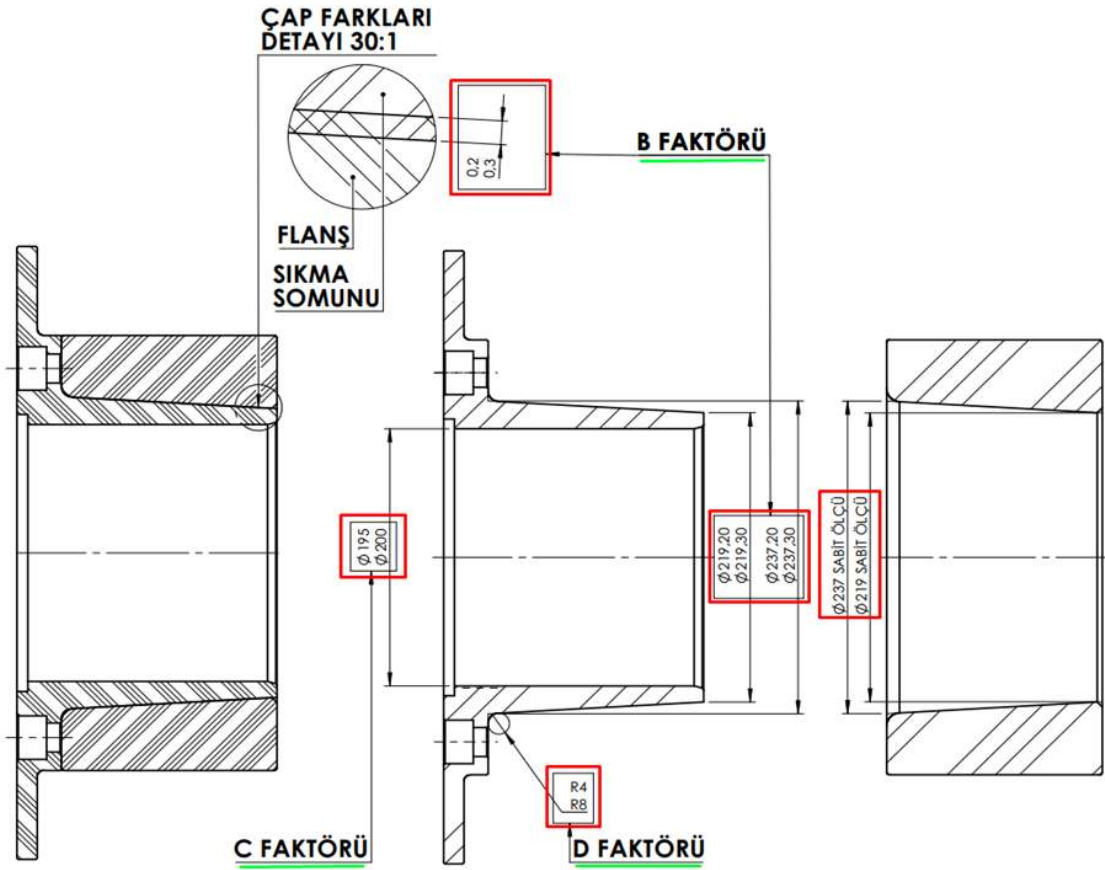
İki seviye ve dört faktör parametresinden oluşan veri girişimiz Taguchi Ortogonal Dizi Tasarımı L8(2⁴) olarak yapılmıştır. Yapılan optimize çalışmasının en büyük emniyet katsayısı ve en iyi yaklaşımına göre hesaplanan S/N oranı kullanılmıştır. Her eşleşme için Sonlu elemanlar analizi yapılacaktır. Analiz sonucunda oluşan maksimum gerilme flanş hammaddesinin akma gerilmesi olan 355 MPa değerine oranla emniyet katsayısı belirlenecektir. Her bir eşleşmenin sonucunda mil montajı yapılacak olan 195 mm iç çaptaki daralması ölçüsü, tork aktarılabilecek geçme toleransı için önem arz etmektedir.

Çizelge 3.9. Deney Faktörleri Dizini

	HAMMADDE KALİTESİ	KONİK AÇIDAKİ OFSET MİKTARI (MM)	İÇ ÇAP ÖLÇÜSÜ (MM)	FLANŞ KÖŞE RADYÜSÜ (MM)
DENEY 1	S355J2	0,2	195	R4
DENEY 2	S355J2	0,2	195	R8
DENEY 3	S355J2	0,3	200	R4
DENEY 4	S355J2	0,3	200	R8
DENEY 5	C50+N	0,2	200	R4
DENEY 6	C50+N	0,2	200	R8
DENEY 7	C50+N	0,3	195	R4
DENEY 8	C50+N	0,3	195	R8

Çizelge 3.10. Taguchi Ortogonal Dizi Tasarımı L8(2⁴)

L8	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	1	1	2
3	1	2	2	1
4	1	2	2	2
5	2	1	2	1
6	2	1	2	2
7	2	2	1	1
8	2	2	1	2



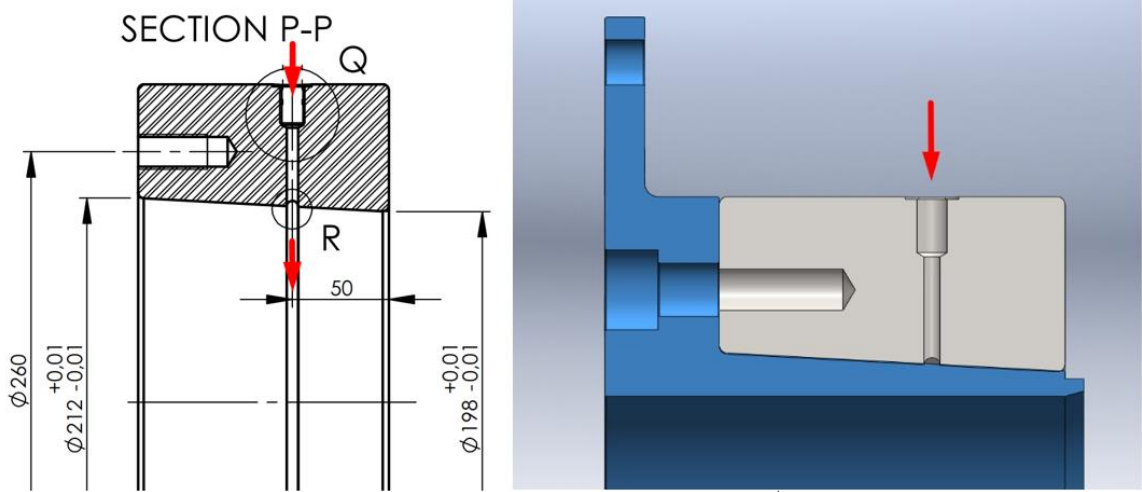
Şekil 3.10. Geometrik Deney Faktörleri Teknik Resim Gösterimi

Her seviye için sonlu elemanlar analizi yapılırken sistemin maksimum en kötü şartlardaki davranışı ve nominal iyi durumdaki şartlar göz önüne alınarak analiz yapılmaktadır. İyi durum ve Kötü durum için alınan sonuçların ortalaması ile S/N değeri hesaplanmaktadır.

Deneylerimizde İyi kötü durum olarak konik düzlem üzerinde sistem montaj esnasında iken sürtünmeye maruz kalmaktadır. Burada konik yüzeylerin işleme pürüzlülükleri ve yağ film tabakası kullanılarak yapılması oluşsan sürtünme katsayısını doğrudan etkilemektedir. Sistem üzerinde konik çekirme işlemi sırasında konik düzleme ekli resimde gösterilen alandan yağ enjekte edilmektedir. Kötü durumda yağ kullanılmadan yapılan alıştırma işlemi için literatür araştırmasında $\mu_s=0,19$ alınırken, İyi durum olan yağlı birleşim durumunda $\mu_s=0,09$ değerleri baz alınmıştır.

Çizelge 3.11. Sistem Analizi İyi Durum ve Kötü Durum Senaryoları

İYİ DURUM	Kayma Düzlemindeki Sürtünme Katsayısı	Yağlı	μ	0,09
KÖTÜ DURUM	Kayma Düzlemindeki Sürtünme Katsayısı	Kuru	μ	0,19



Şekil 3.11. Sistem Yağlama Kanalı



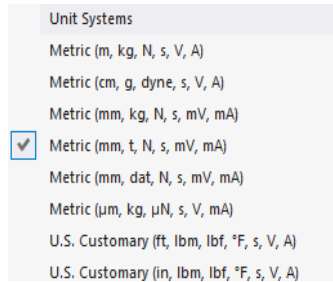
Şekil 3.12. Konik yüzeyler arası yağ film tabakasının örnek gösterimi [17].

3.7 Sonlu Elmanlar Analizi

Farklı konik alıştırma ölçüsüne göre tasarımları tamamlanan modeller Ansys Workbench 2020 R2 programında Sonlu Elemanlar Analizine tabi tutulacaktır. Konik alıştırma ölçüleri iç delik ölçüsündeki birim delik toleransını belirleyecektir. Sonlu elemanlar analizi statik ortamda, oda sıcaklığında, yerçekimi ivmesi olmadığı kabul edilerek yapılmıştır.

3.7.1 Genel Ayarlar (Global)

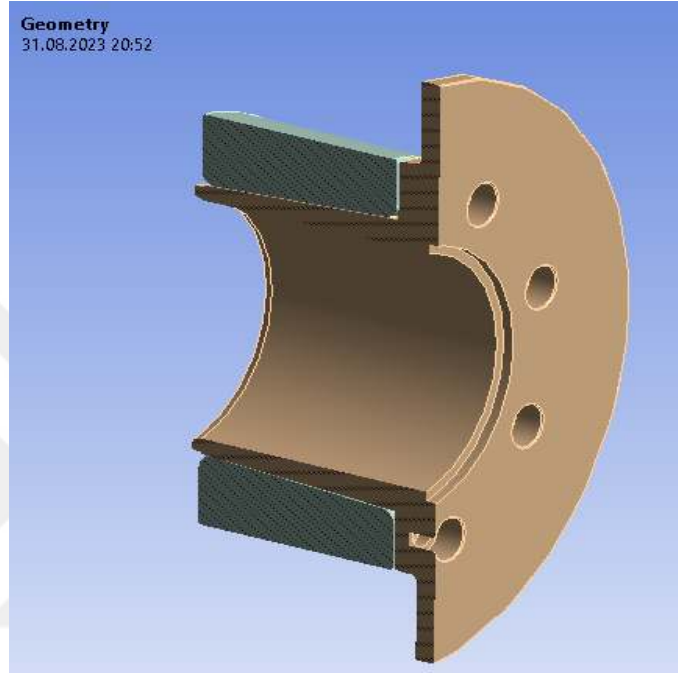
- Birim sisteminin ayarlanması (Units) Hesaplamalar ve giriş şartları açısından seçilen birim sistemi Metrik (mm, t, N, s, mV, mA) olarak seçilmiştir.



Şekil 3.13. Sonlu Elmanalar Birim Sistemi Seçimi

3.7.2 Model Aşaması (Modeling)

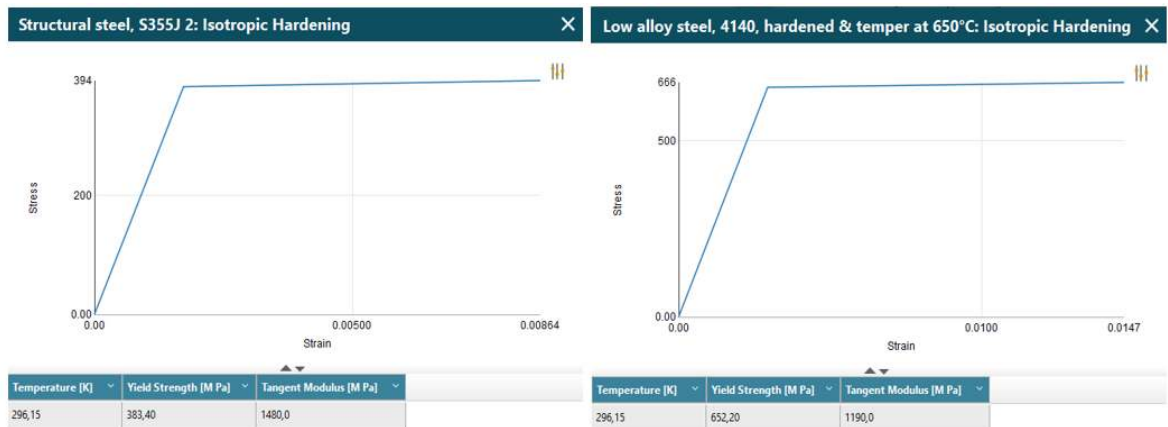
Farklı eşleşme analizinde en büyük ve en iyi yaklaşımına göre hesaplanan dokuz farklı konik alıştırma ölçüsü için parasolid (x_t) formatında SOLIDWORKS Programından çıktı alınmıştır. Sonlu elemanlar analiz programına (Import Geometry) giriş yapılmıştır. Model üzerinde flanş çevre delikleri ve sıkma somunundaki yağlama kanalları analiz ortamında sonuçlar için bir etki oluşturmayacaktır. Bu durumdan dolayı fazla element çözümlemesinin önüne geçilmiştir.



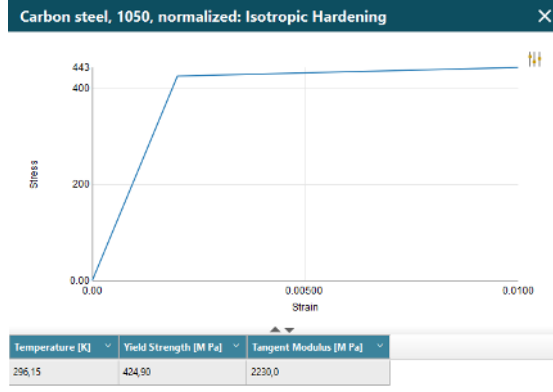
Şekil 3. 14. Sonlu Elmanalar Model Ekleme

3.7.3 Malzemelerin Tanımlanması (Materials)

Numunelerin tüm özelliklerini kapsayan malzeme ataması (General Material Library) kütüphaneden seçilerek yapılmıştır. Atanan hammadde kaliteleri kullanıcı birimdeki sertifikalar ile karşılaştırma yapılmıştır.



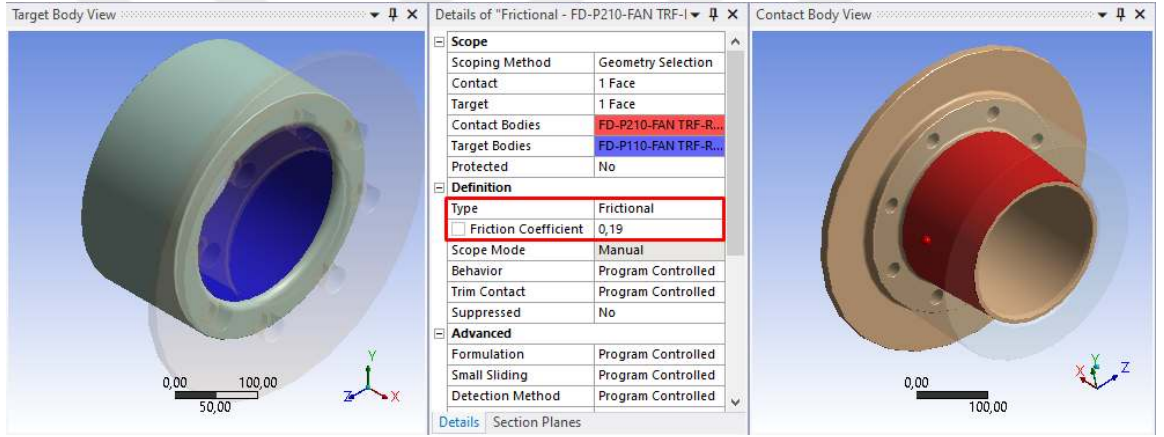
Şekil 3.15. Sonlu Elmanalar Hammadde Ekleme



Şekil 3.16 Sonlu Elmanalar Hammaddede Ekleme

3.7.4 Kontak Noktalarının Tanımlanması

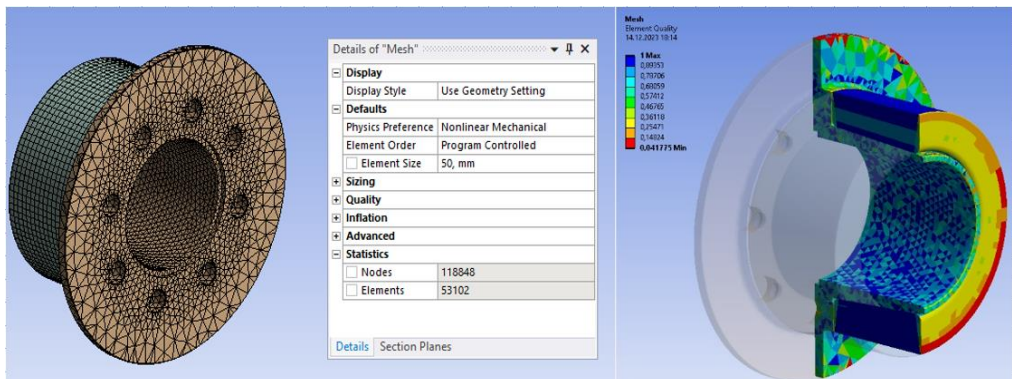
Konik düzlemler birbiri ile kötü durumda $\mu=0,19$ alınırken, İyi durum olan yağlı film tabakalı sürtünme yüzeyinde $\mu=0,09$ katsayısına sahip birleşim ile tanımlanmıştır.



Şekil 3.17. Sonlu Elmanalar Kontak Yüzeylerin Tanımlanması

3.7.5 Meshleme

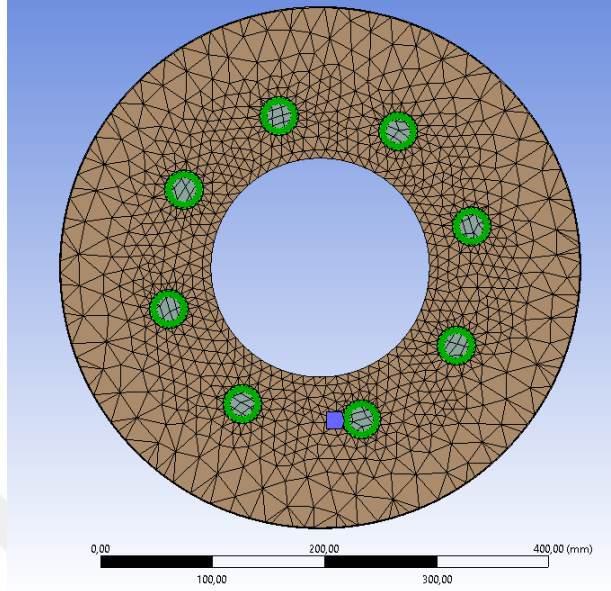
Her iki model lineer olmayan mekanik ortamda element boyutu 50 mm olarak birincil meshleme tanımlanmıştır. Toplamda oluşan node ve element sayısı ekli resimde belirtilmiştir. İkincil olarak kontak tanımlı yapılan alanı etkileyecek Contact Sizing eklenerek bölgedeki element boyutu 10 mm olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.18. Sonlu Elmanalar Meshleme ve Kalite Gösterimi

3.7.6. Sabit Yüzey Seçimi (Frictionless Support)

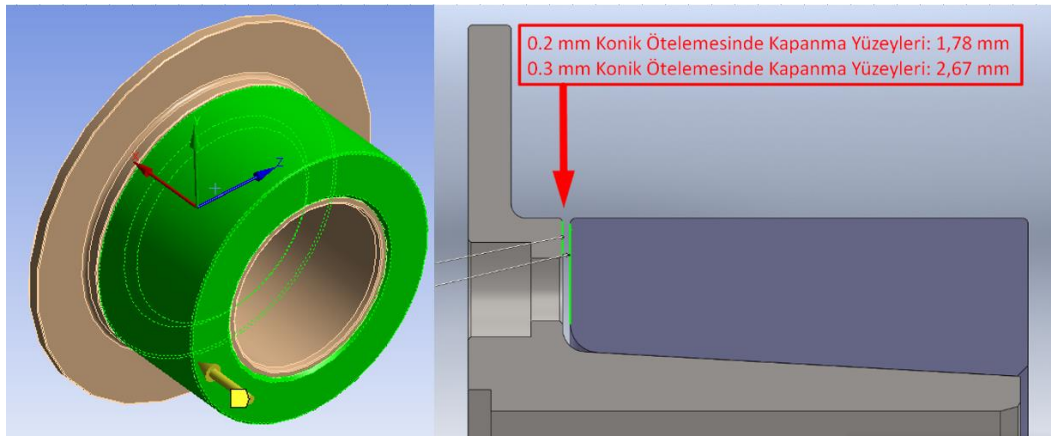
Konik düzlemde hareket işlemi 8 adet cıvatanın çekirme gücü ile elde edilmektedir. Bu cıvataların flans üzerinde tepki yüzeyleri sürtünmesiz destek yüzeyleri olarak tanımlanmıştır.



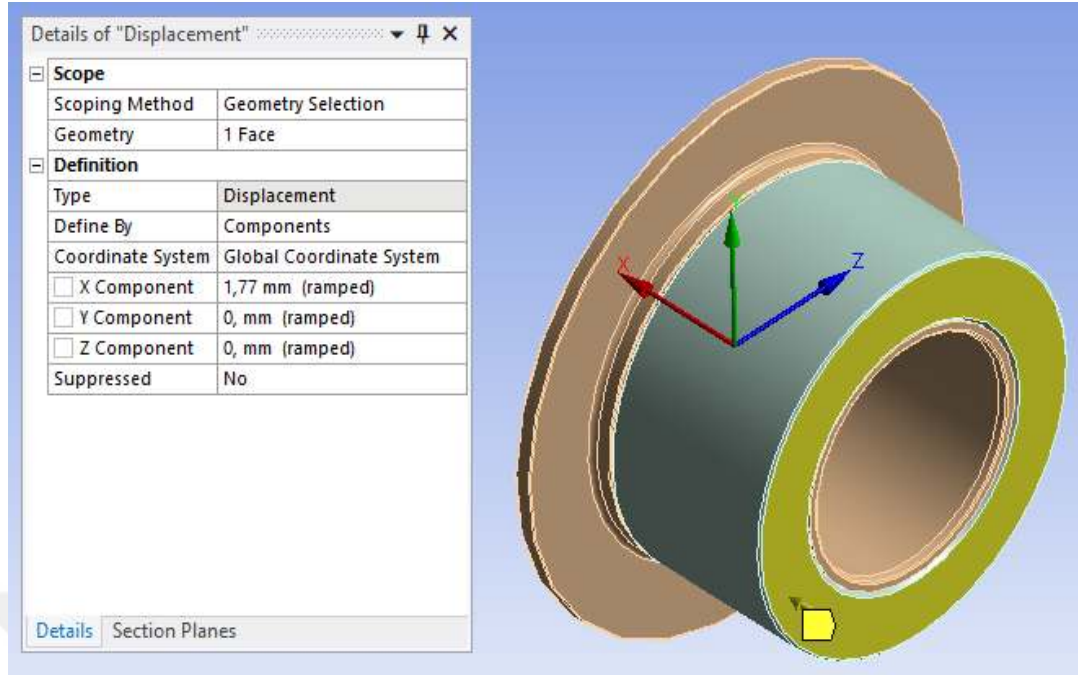
Şekil 3.19. Sonlu Elmanalar Sabitleme Yüzeylerinin Tanıtılması

3.7.7. Yer değiştirme Hareketi (Displacement)

Sıkma somunu ile flans yüzeyi herhangi bir çekirme olmaksızın doğal temas esnasında sıkma somunu ile arasında açık mesafe kalmaktadır. Bu açık mesafe tamamen kapatılması durumunda 0,2mm ve 0,3 mm konik yüzeyler geçiş sağlayarak daralma ve plastik deformasyonu sağlayacaktır. Sıkma somununa +X yönünde flans dayanma yüzeyine kadar deplasman hareketi verilerek işlem gerçekleştirilmektedir.



Şekil 3.20. Konik Yüzeylerdeki Etkileşim Öncesi Doğal Açıklık



Şekil 3.21. Sıkma Somunu Deplasman Hareketi

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1 Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları:

Sekiz farklı etkileşim için ayrı ayrı Sonlu elemanlar analizi yapılarak her bir deney için oluşan maksimum gerilmeler elde edilmiştir. Optimizasyon işlemi; Oluşan maksimum gerilmelerin hammadde akma gerilmesi üzerinden emniyet katsayı sonucu ile işlem yapılmıştır. Flans hammadde sertifikalarında belirtilen akma dayanımı referans alınarak oluşan maksimum gerilme oranı ile emniyet katsayısı elde edilmektedir.

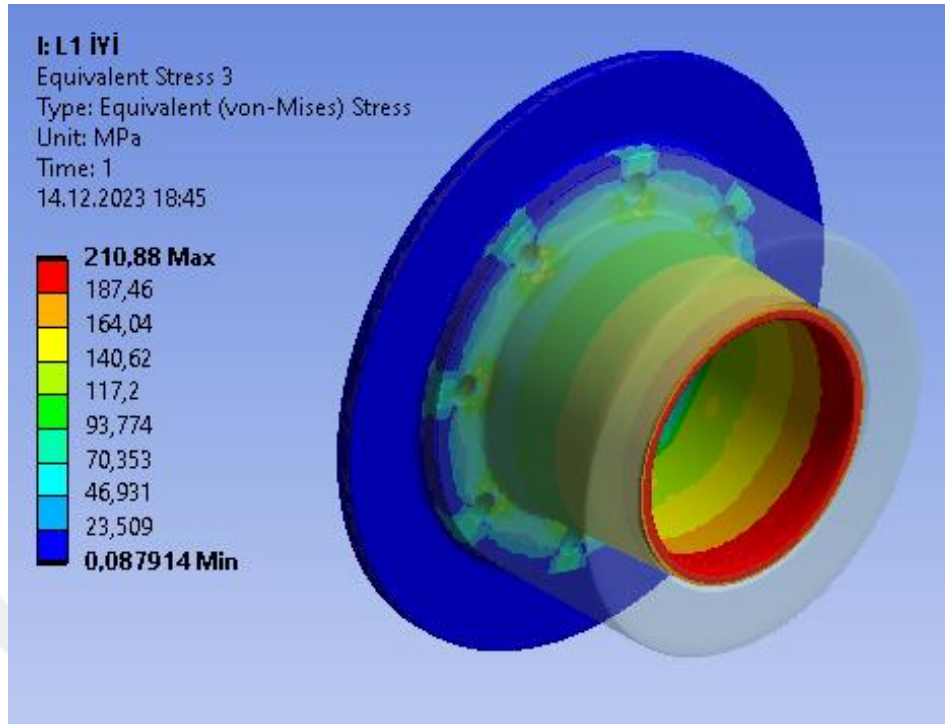
Çizelge 4.1. Optimize Edilecek Flanş Akma Gerilmeleri

S355J2 Akma Gerilmesi	355	MPa
C50+N Akma Gerilmesi	355	MPa

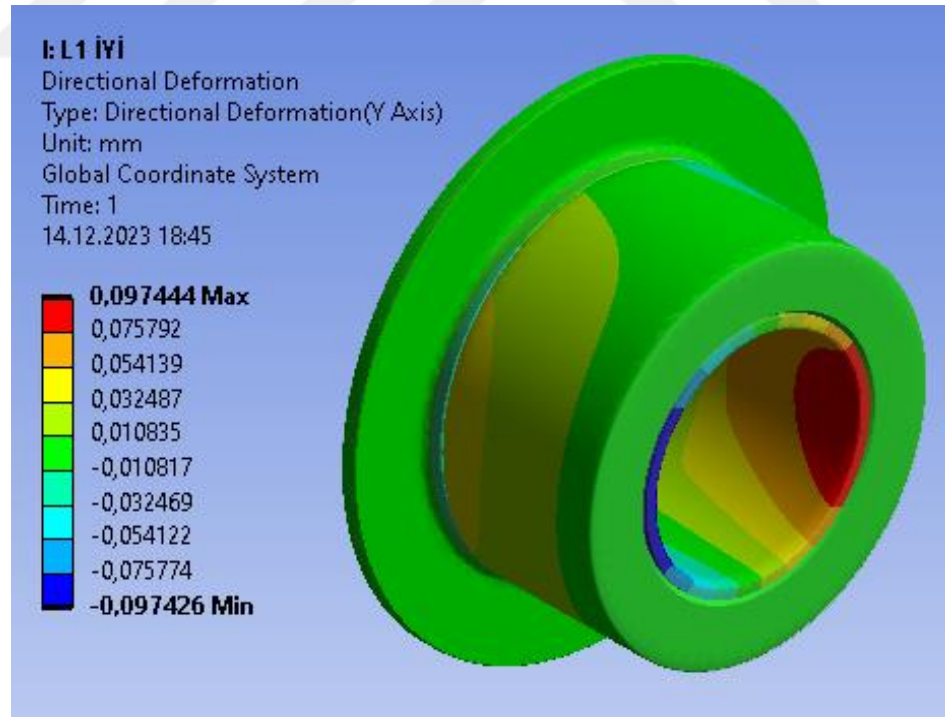
Çizelge 4.2. L8 Dizilim Parametrelerine Göre Deney Sonuçları

					İYİ DURUM			KÖTÜ DURUM		
	F1	F2	F3	F4	Maks. Gerilme (MPa)	İç Çap Daralma (mm)	Emniyet Katsayısı	Maks. Gerilme (MPa) “	İç Çap Daralma (mm)	Emniyet Katsayısı
L1	1	1	1	1	210,88	0,097	1,68	273,64	0,096	1,30
L2	1	1	1	2	210,67	0,097	1,69	275,86	0,096	1,29
L3	1	2	2	1	311,87	0,146	1,14	309,47	0,145	1,15
L4	1	2	2	2	313,27	0,146	1,13	344,73	0,145	1,03
L5	2	1	2	1	206,16	0,097	1,72	246,17	0,096	1,44
L6	2	1	2	2	207,11	0,097	1,71	277,83	0,096	1,28
L7	2	2	1	1	315,64	0,146	1,12	347,95	0,144	1,02
L8	2	2	1	2	316,35	0,146	1,12	338,03	0,144	1,05

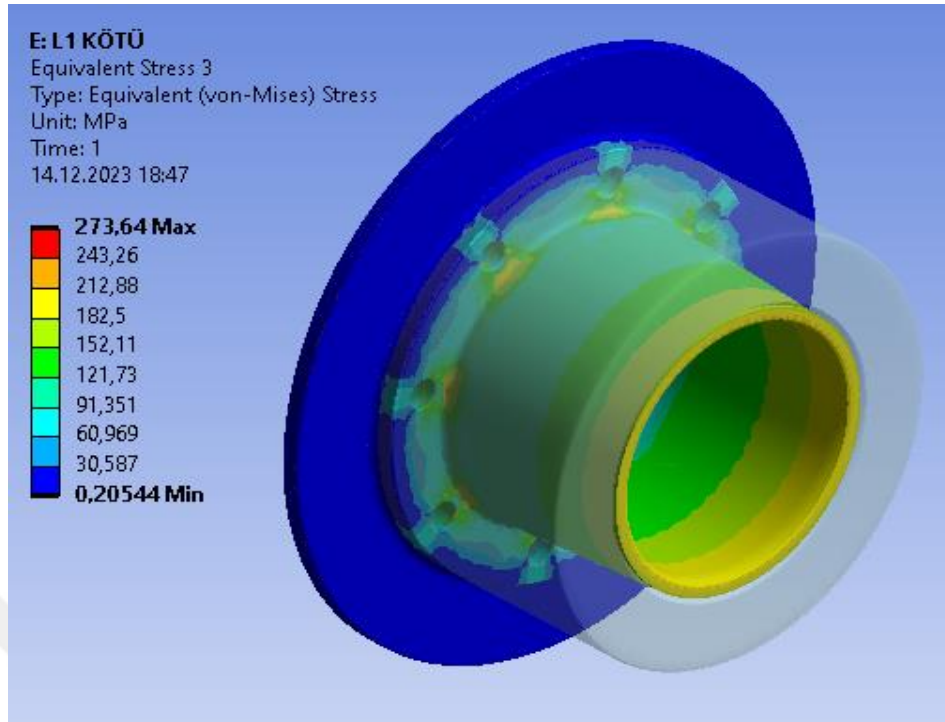
Yapılan Sekiz farklı deney için tümünde çap daralması uygun aralıklardadır. Akma gerilmesinin altında maksimum gerilme gözlemlenmiştir. S/N oranları hesaplanırken Emniyet katsayısının en yüksek olduğu durum sistem için uygundur. sürtünme işlemi doğrudan gerilim miktarını etkilemektedir. Bu sonuçla Emniyet katsayısı ve S/N oranını etkilen en önemli faktör sürtünme katsayısıdır.



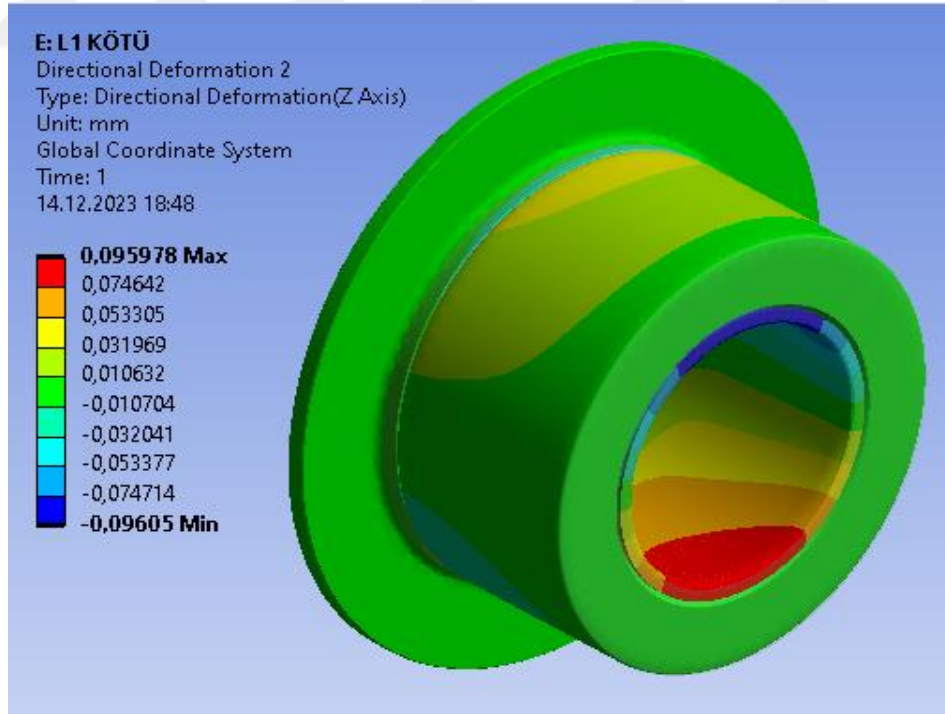
Şekil 4.1. L1 İyi Durum Maks. Gerilme



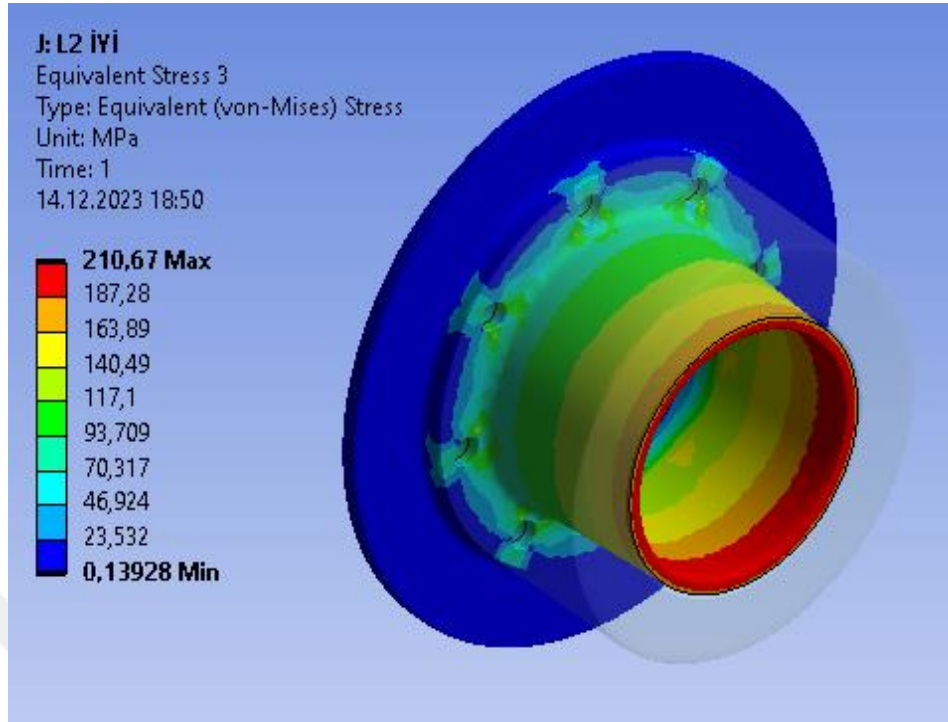
Şekil 4.2. L1 İyi Durum İç Çap Daralması



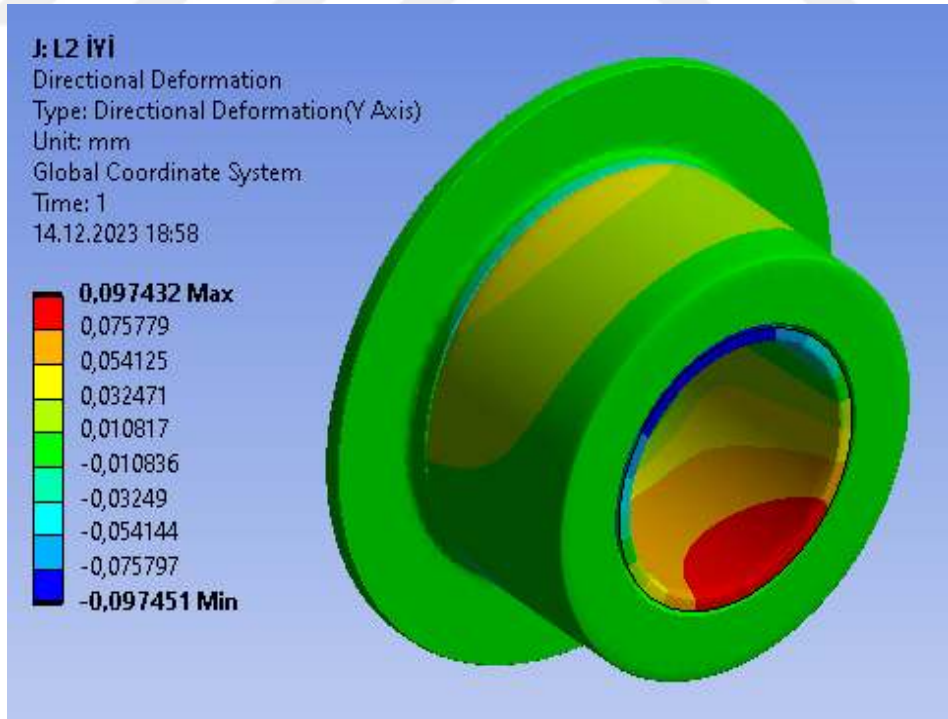
Şekil 4.3. L1 Kötü Durum Maks. Gerilme



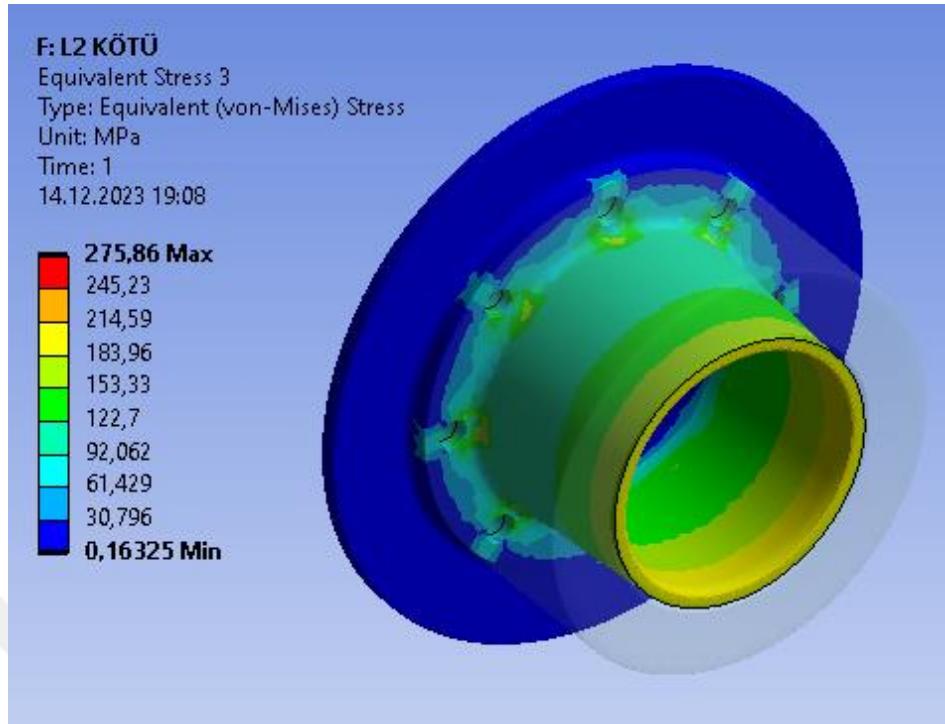
Şekil 4.4. L1 Kötü Durum İç Çap Daralması



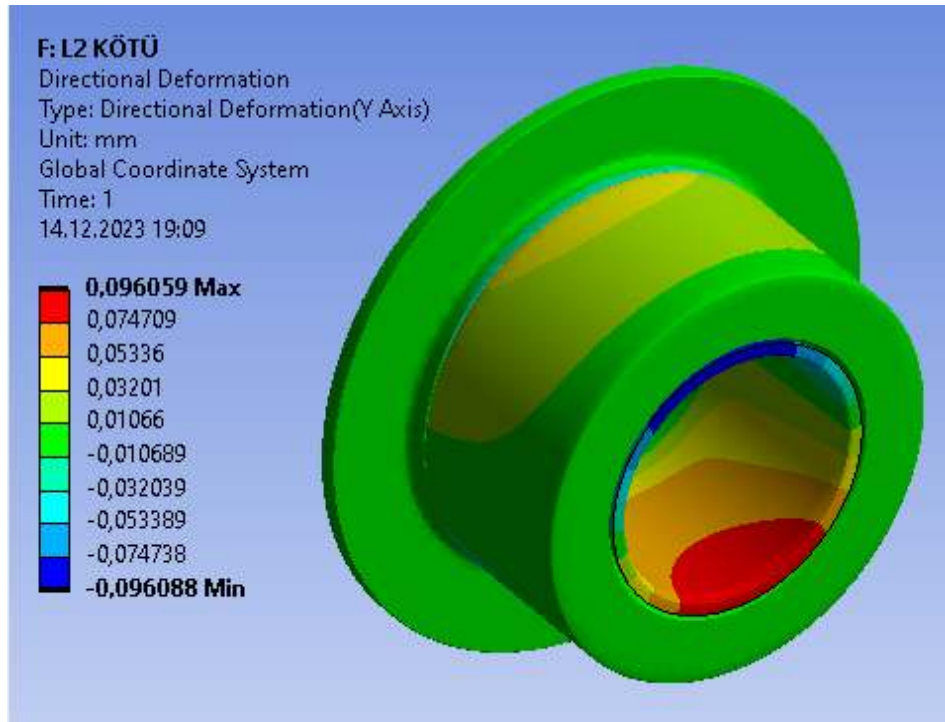
Şekil 4.5. L2 İyi Durum Maks. Gerilme



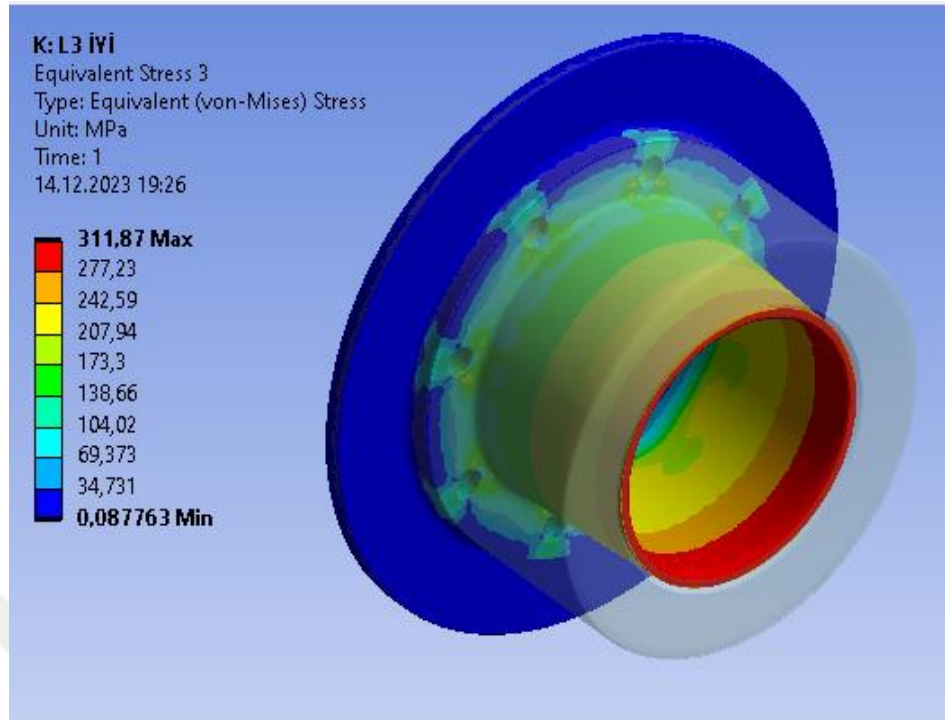
Şekil 4.6. L2 İyi Durum İç Çap Daralması



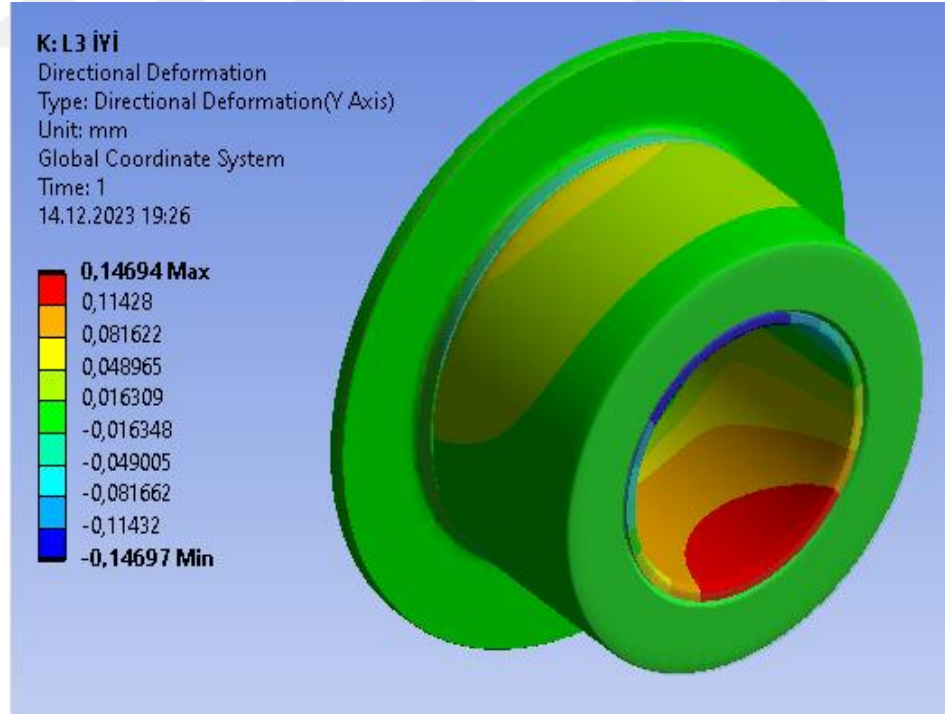
Şekil 4.7. L2 Kötü Durum Maks. Gerilme



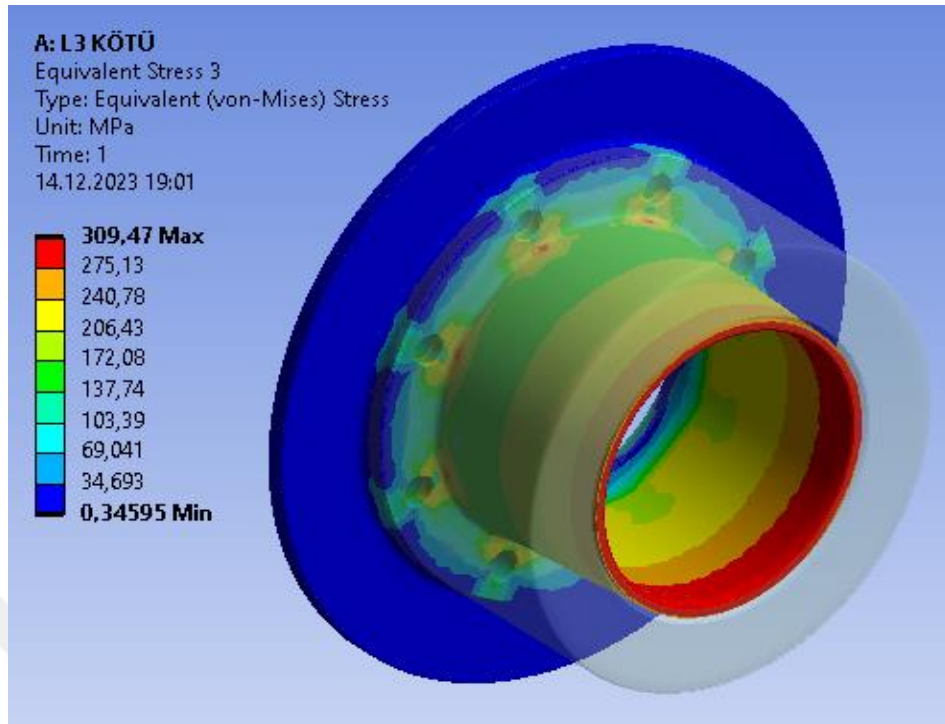
Şekil 4.8. L2 Kötü Durum İç Çap Daralması



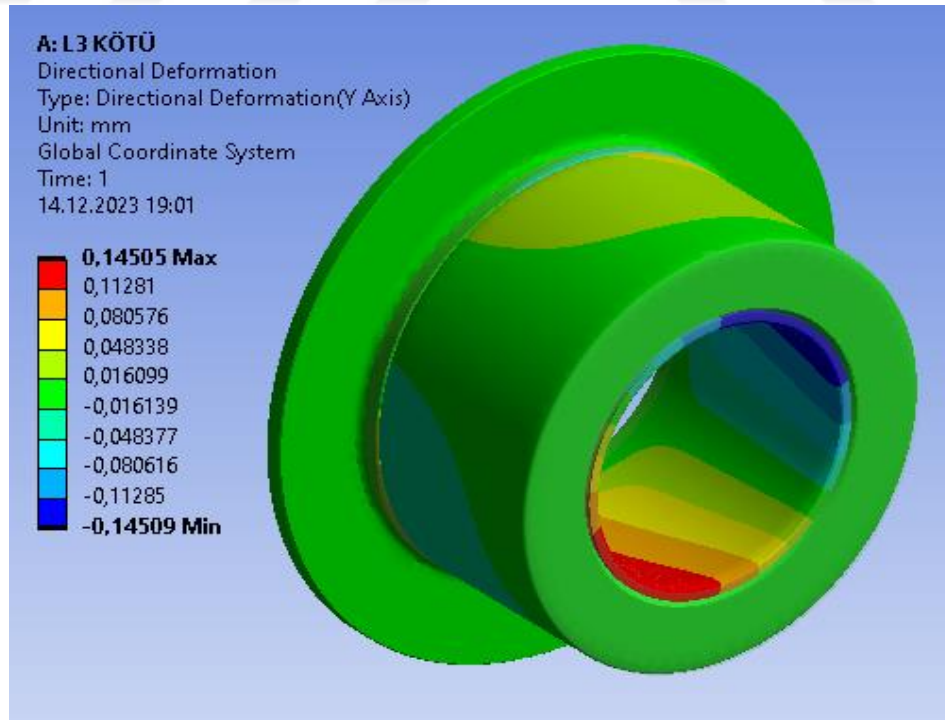
Şekil 4.9. L3 İyi Durum Maks. Gerilme



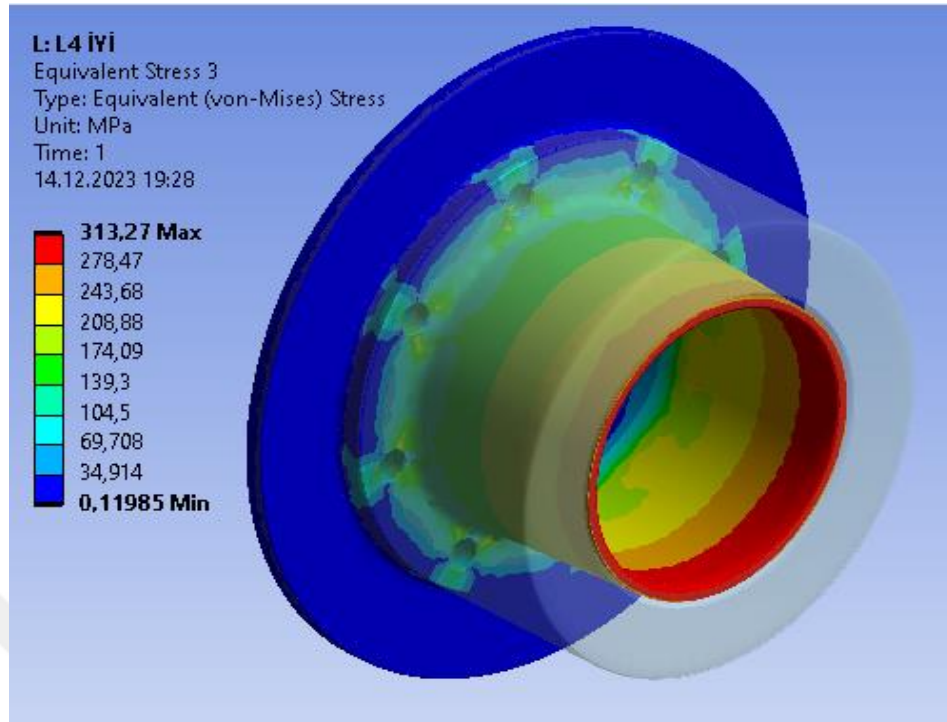
Şekil 4.10. L3 İyi Durum İç Çap Daralması



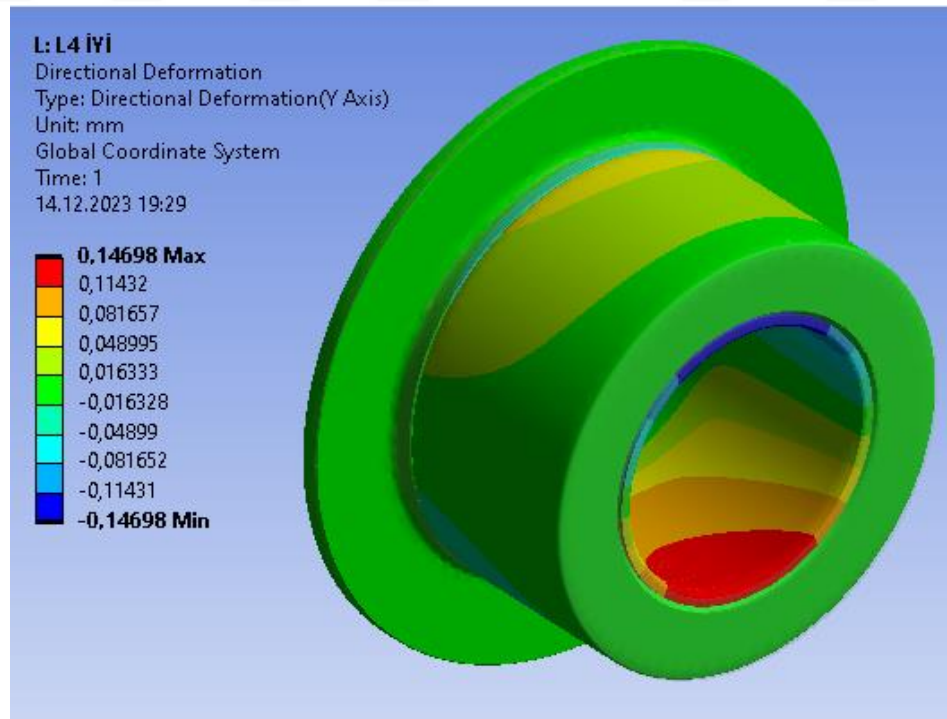
Şekil 4.11. L3 Kötü Durum Maks. Gerilme



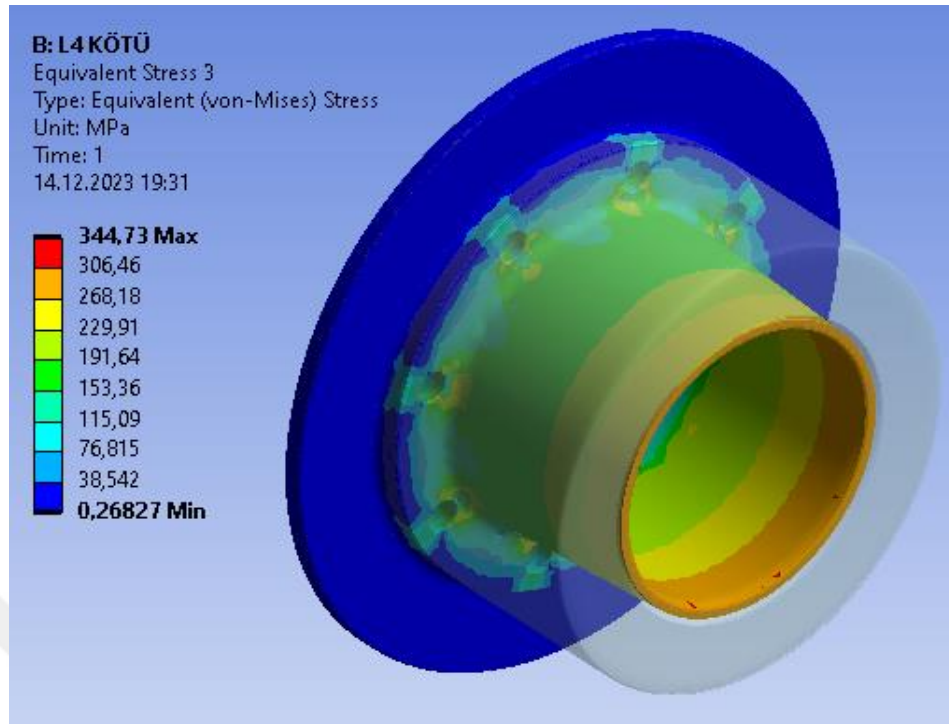
Şekil 4.12. L3 Kötü Durum İç Çap Daralması



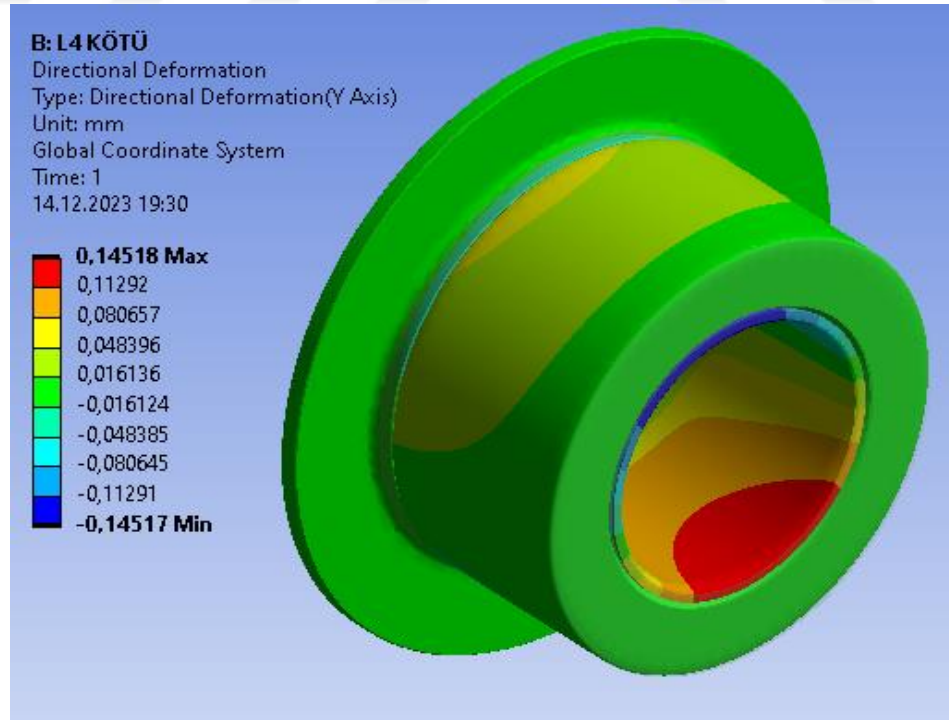
Şekil 4.13. L4 İyi Durum Maks. Gerilme



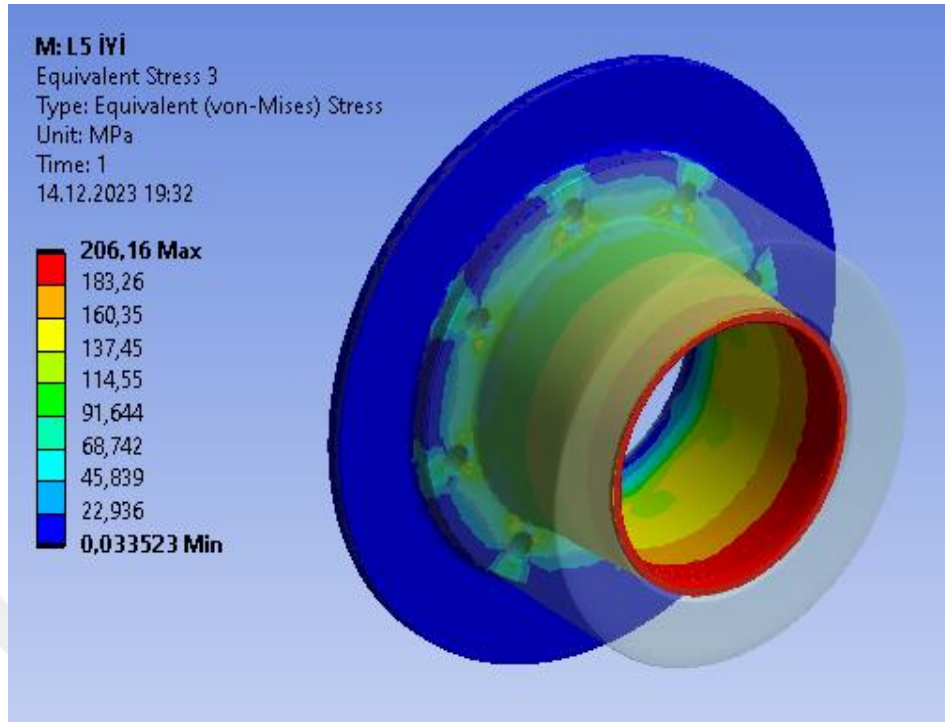
Şekil 4.14. L4 İyi Durum İç Çap Daralması



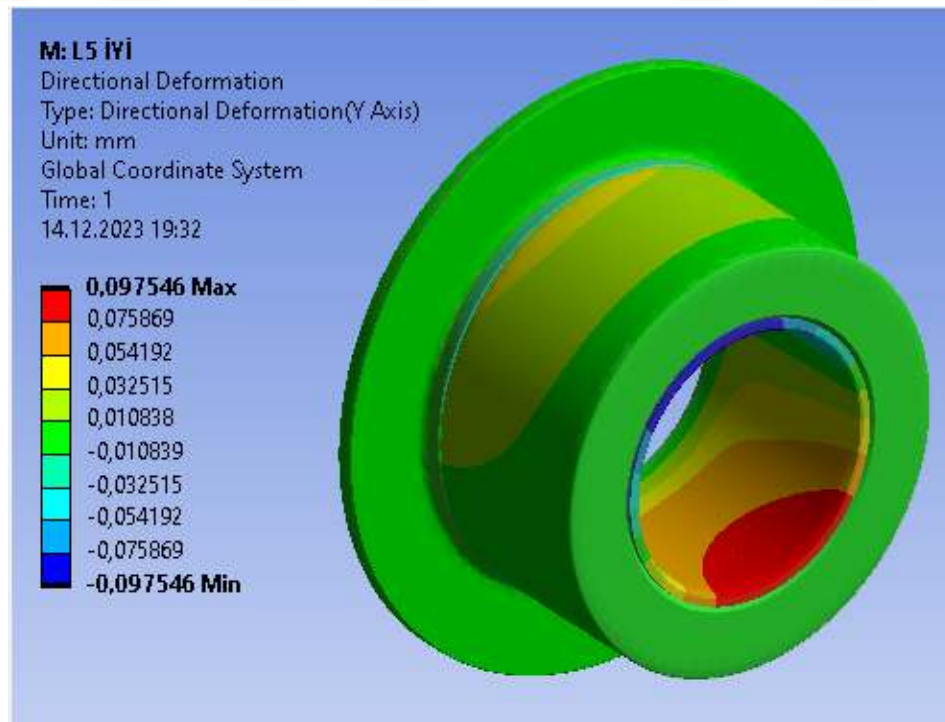
Şekil 4.15. L4 Kötü Durum Maks. Gerilme



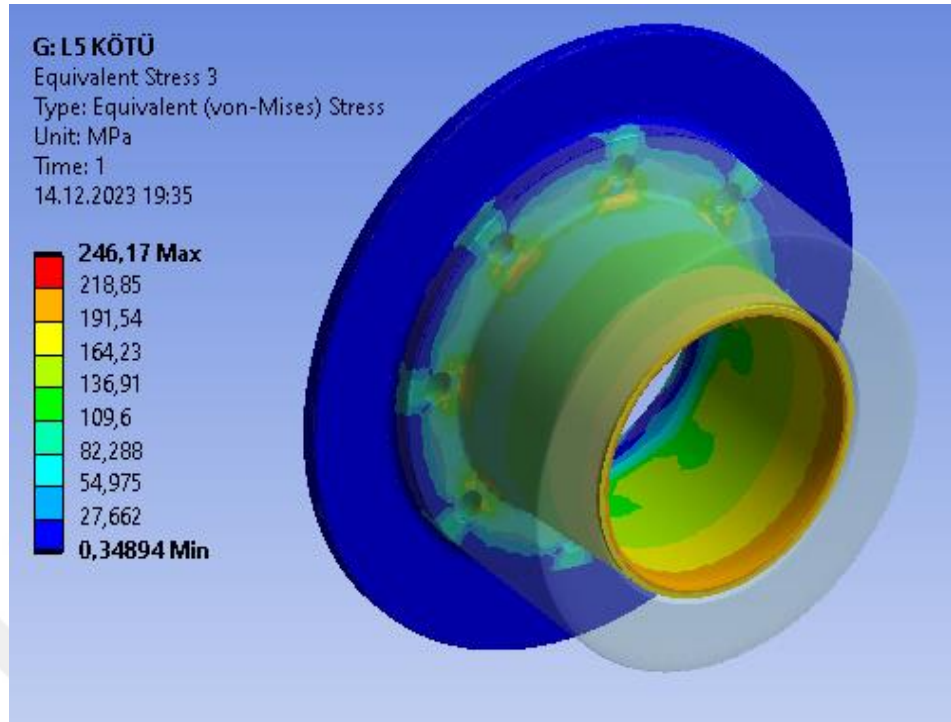
Şekil 4.16. L4 Kötü Durum İç Çap Daralması



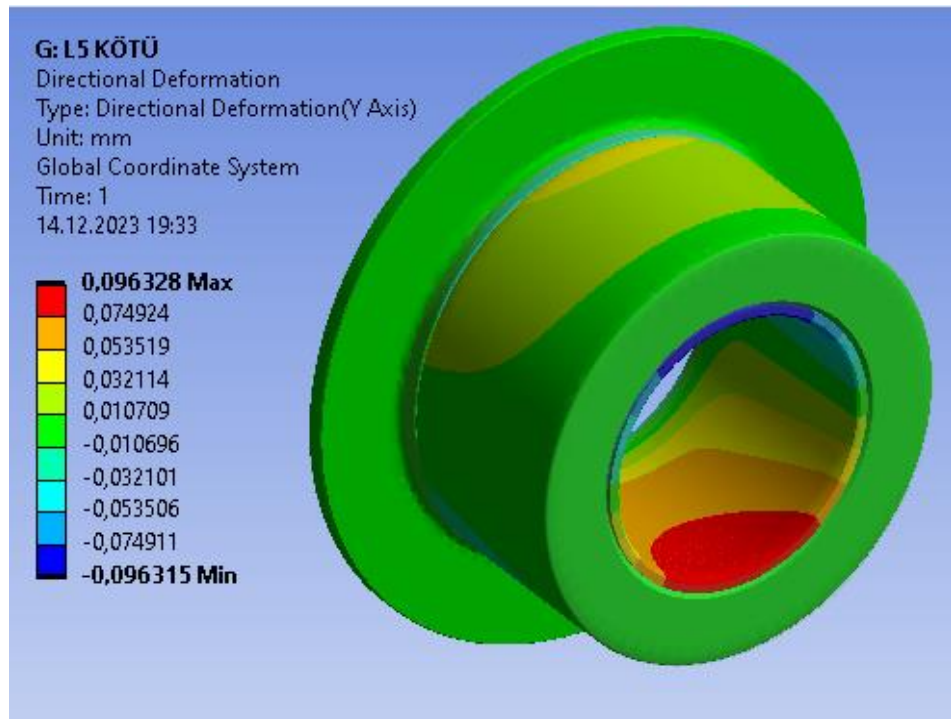
Şekil 4.17. L5 İyi Durum Maks. Gerilme



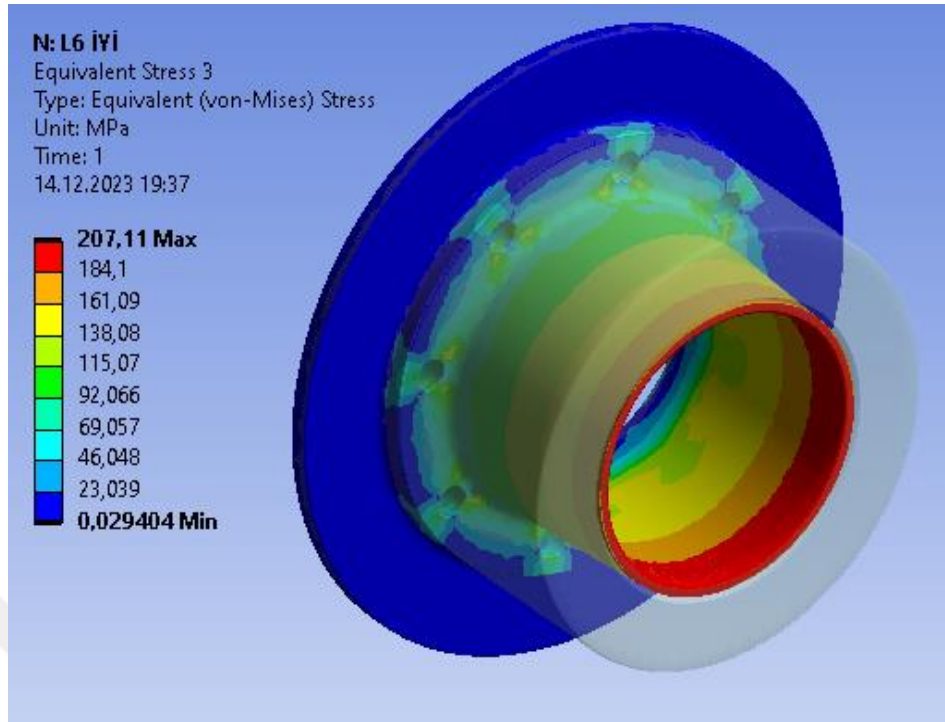
Şekil 4.18. L5 İyi Durum İç Çap Daralması



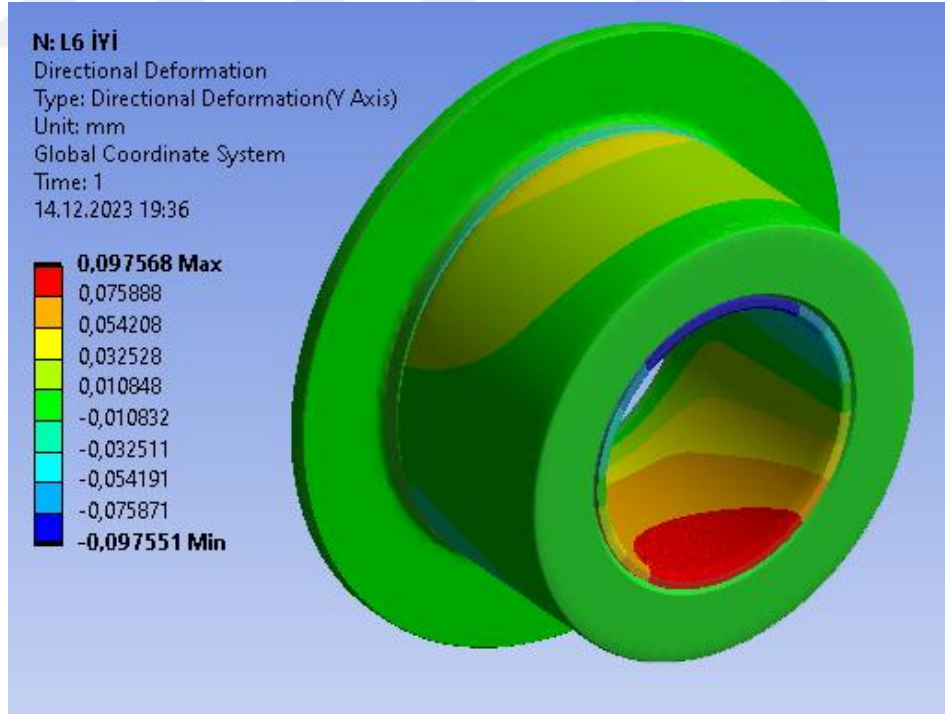
Şekil 4.19 L5 Kötü Durum Maks. Gerilme



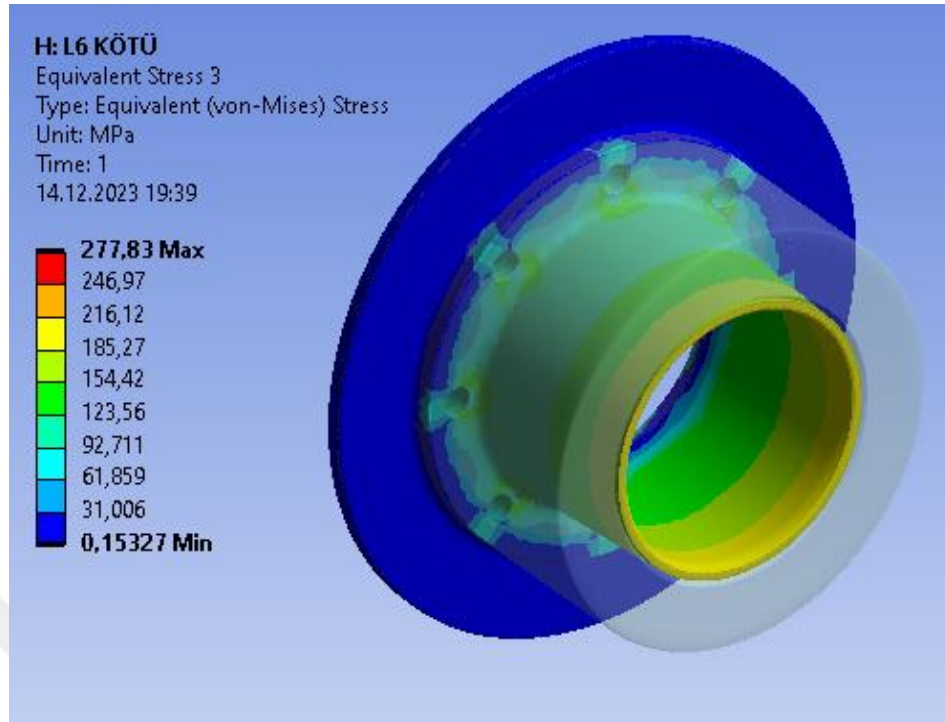
Şekil 4.20. L5 Kötü Durum İç Çap Daralması



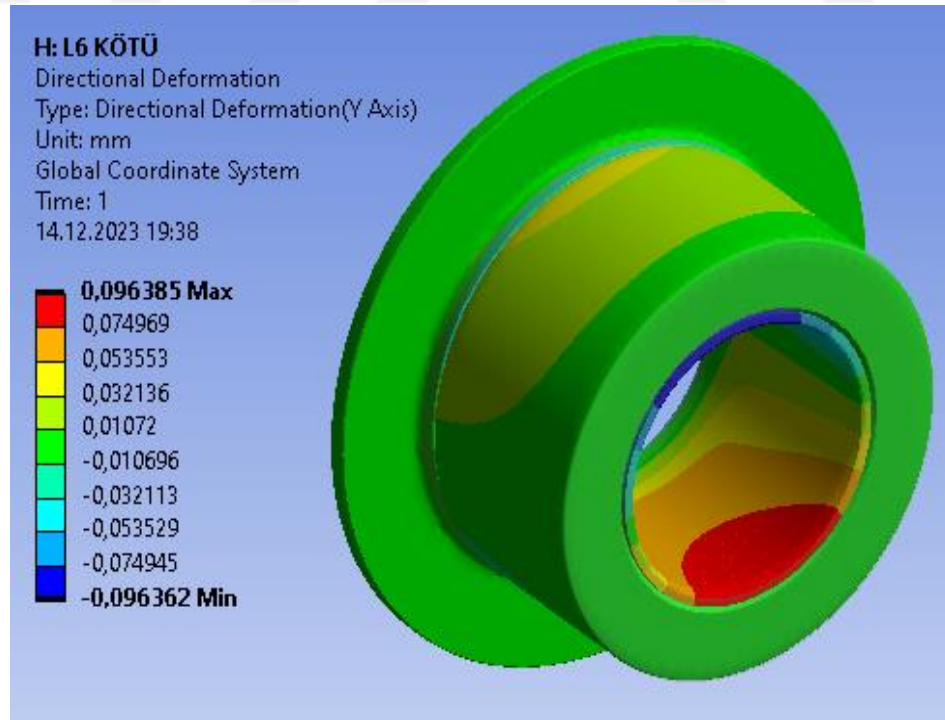
Şekil 4.21. L6 İyi Durum Maks. Gerilme



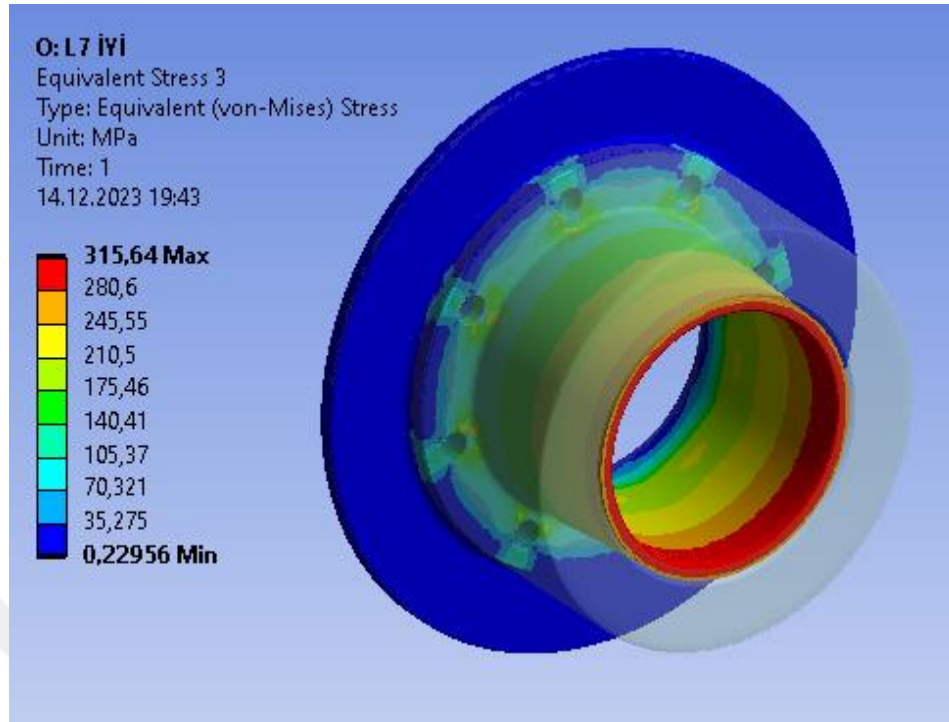
Şekil 4.22. L6 İyi Durum İç Çap Daralması



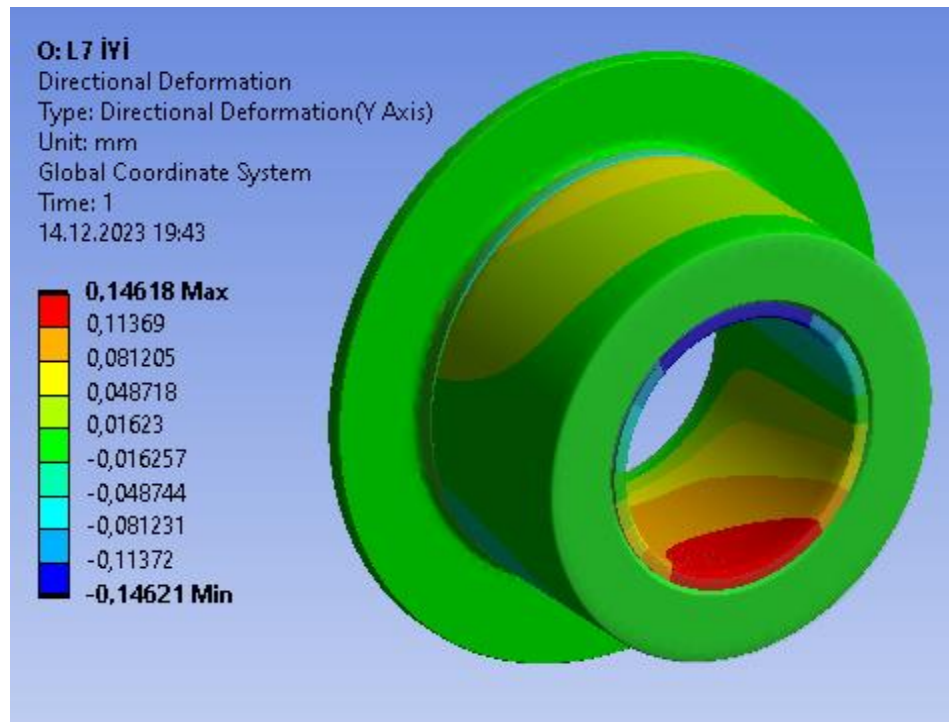
Şekil 4.23. L6 Kötü Durum Maks. Gerilme



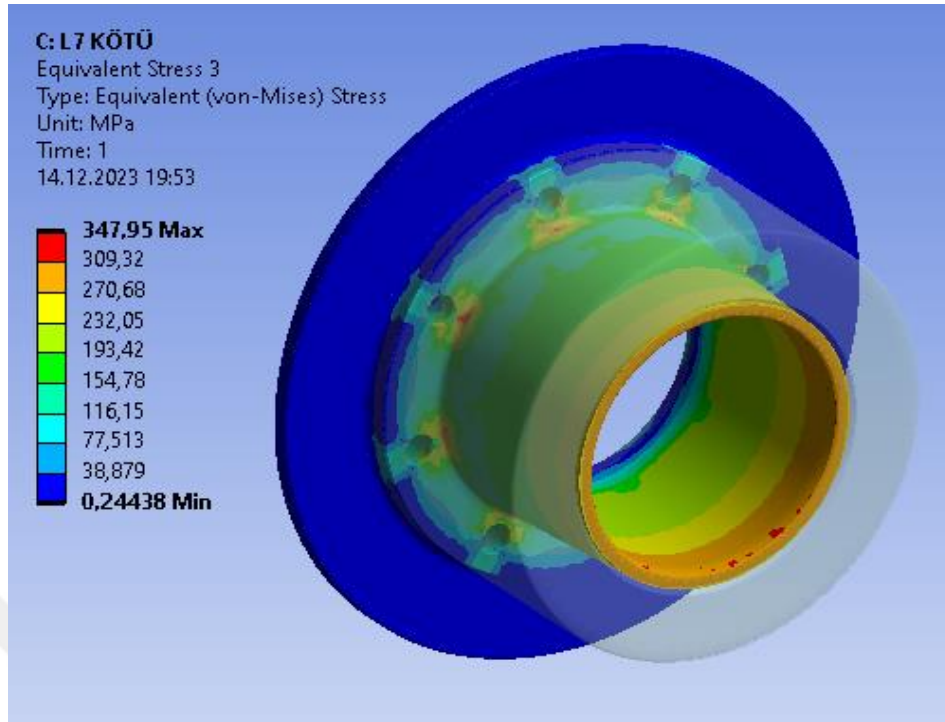
Şekil 4.24. L6 Kötü Durum İç Çap Daralması



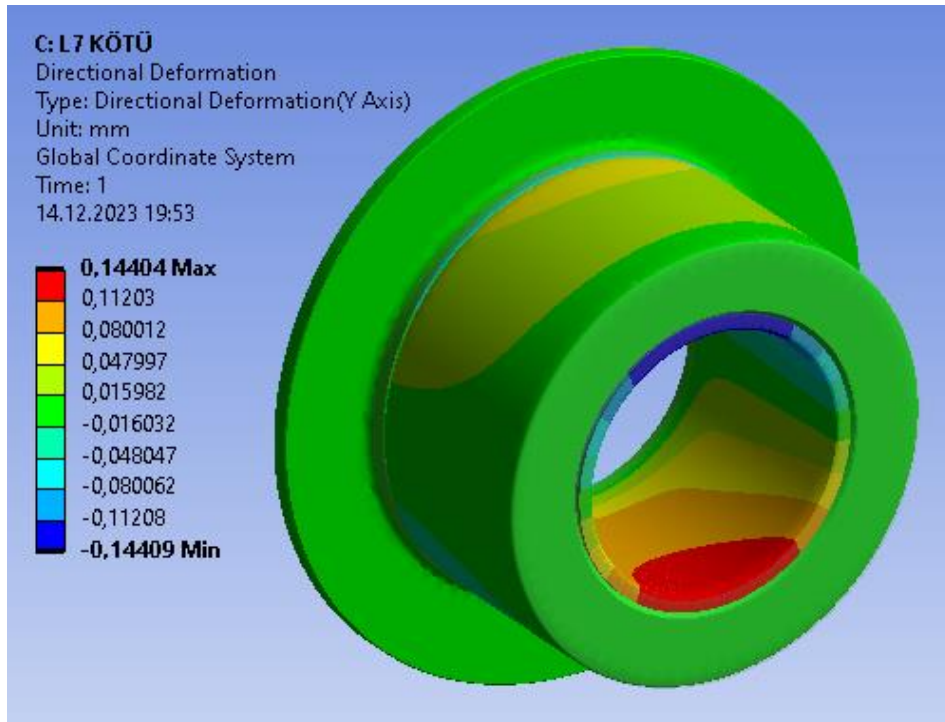
Şekil 4.25. L7 İyi Durum Maks. Gerilme



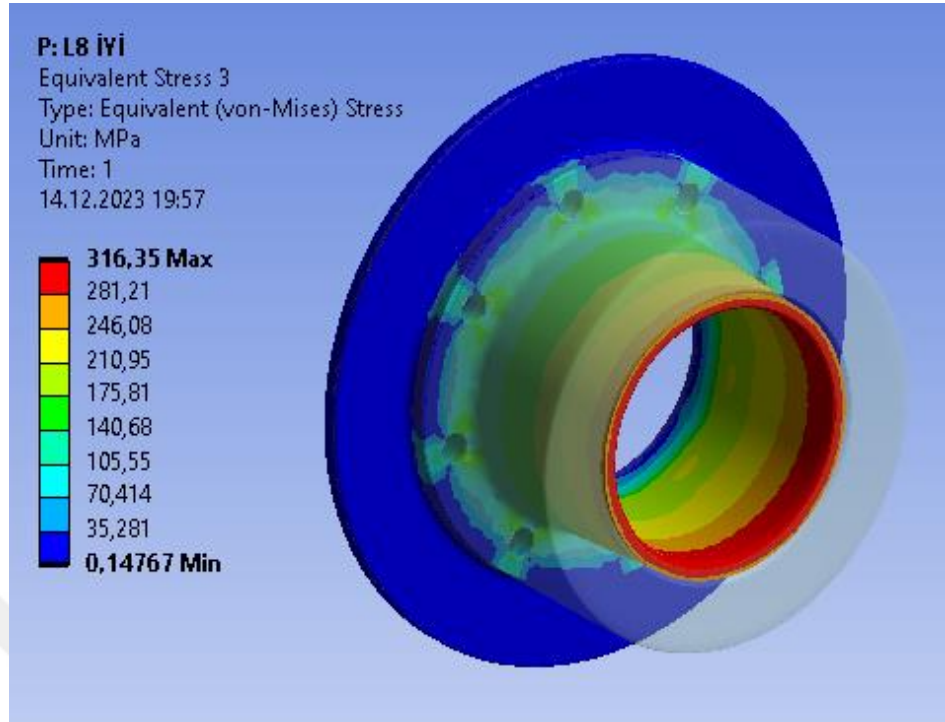
Şekil 4.26. L7 İyi Durum İç Çap Daralması



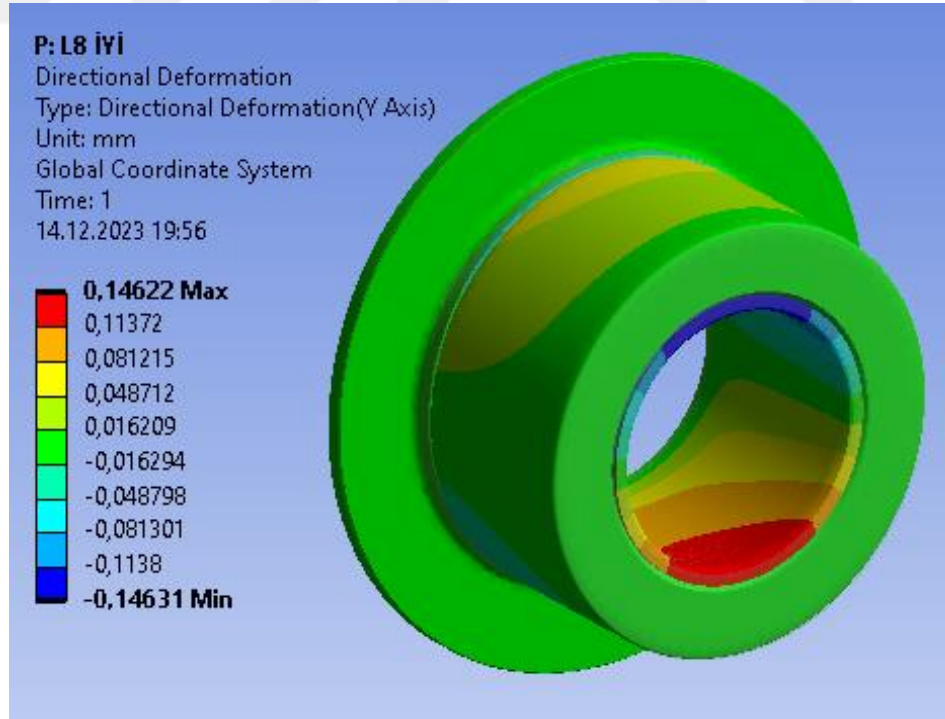
Şekil 4.27. L7 Kötü Durum Maks. Gerilme



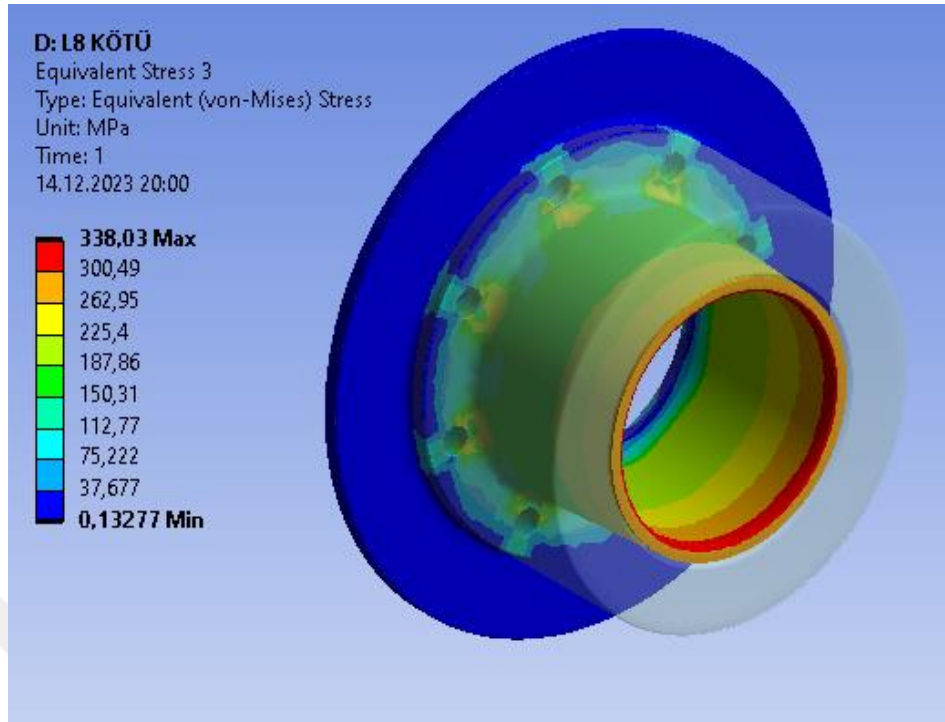
Şekil 4.28. L7 Kötü Durum İç Çap Daralması



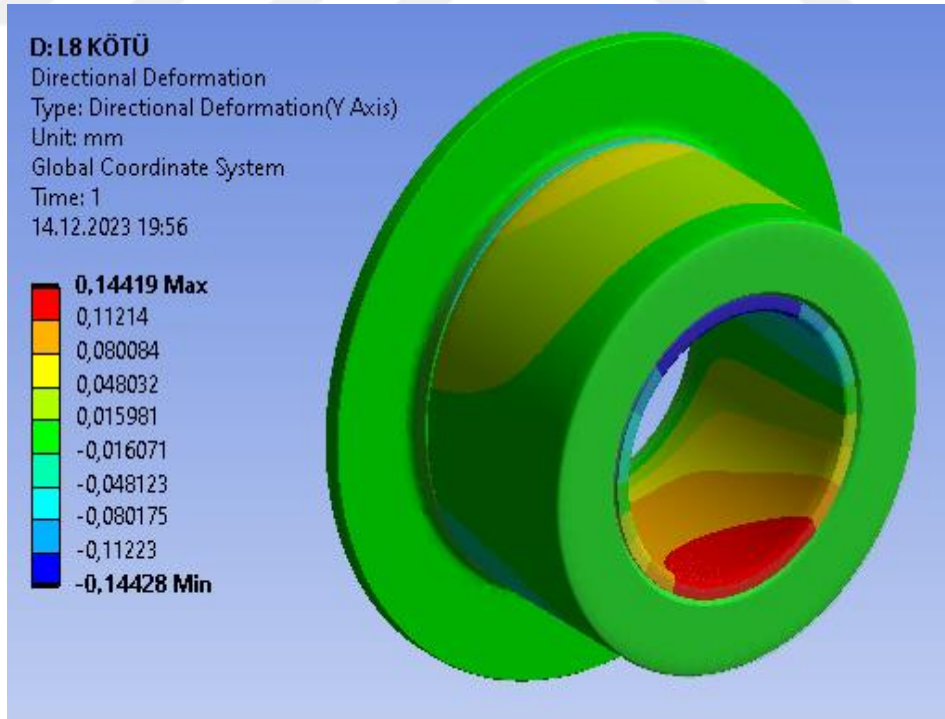
Şekil 4.29. L8 İyi Durum Maks. Gerilme



Şekil 4.30. L8 İyi Durum İç Çap Daralması



Şekil 4.31. L8 Kötü Durum Maks. Gerilme



Şekil 4.32. L8 Kötü Durum İç Çap Daralma

4.2 Optimizasyon Sonuçları

Çizelge 4.3. L8 Dizilim İyi Durum Kötü Durum Emniyet Katsayı Ortalaması ile S/N oranları

L8	A	B	C	D	Y1	Y2	Yort	S	S/N
1	1	1	1	1	1,68	1,30	1,490	2,248	3,466
2	1	1	1	2	1,69	1,29	1,486	2,247	3,440
3	1	2	2	1	1,14	1,15	1,143	1,613	1,159
4	1	2	2	2	1,13	1,03	1,081	1,566	0,681
5	2	1	2	1	1,72	1,44	1,582	2,338	3,984
6	2	1	2	2	1,71	1,28	1,496	2,275	3,498
7	2	2	1	1	1,12	1,02	1,072	1,554	0,608
8	2	2	1	2	1,12	1,05	1,086	1,562	0,718

İyi durum ve Kötü durum için maksimum gerilmelerin akma dayanıma göre emniyet katsayıları Çizelge 3.13. de Y1 ve Y2 sütunlarında verilmiştir. Bu değerler için ortalama Yort değeri hesaplanarak standart sapma değeri (S) hesaplanmıştır. Tip B: En büyük en iyi, hedef en yüksek değere ulaşmak için yapılan hesaplamada sinyal gürültü oranları tablodaki yeşil sütunda hesaplanmıştır.

Çizelge 4.4. S/N Ortalama Parametre Değerleri

Parametreler	A	B	C	D
1	2,19	3,60	2,06	2,30
2	2,20	0,79	2,33	2,08
Δ	0,02	2,81	0,27	0,22

Tasarım aşamasındaki değişken parametreler için hesaplanan S/N değerlerinde büyük değerler bizi emniyet katsayısındaki en iyi sonuca ulaştıracaktır. Büyük değerler tabloda sarı ile işaretlenmiş olup A,B,C,D satırı oluşturularak optimum test sonucuna ulaşılacak parametre tablosunu oluşturmaktadır.

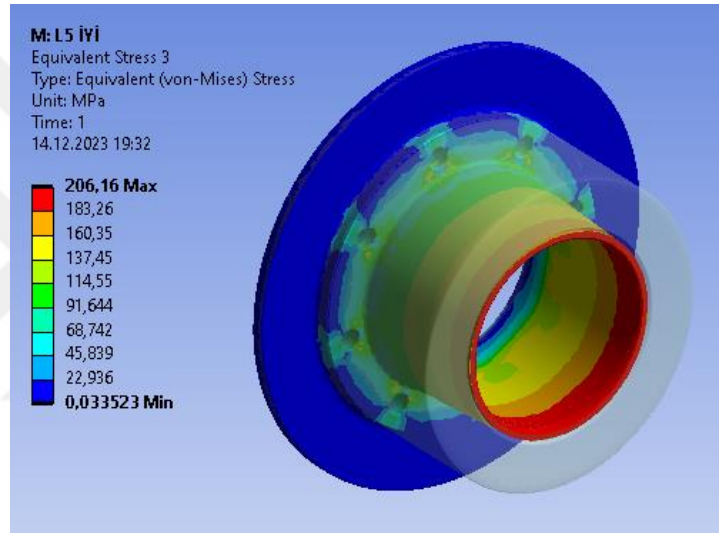
Optimum parametrelere belirlendiği test koşulları 5. Seviyede yapılan iyi durumda ve kötü durumda test sonuçlarını göstermektedir. En büyük en iyi sonuç 5. Seviye parametreleri ile yapılan test sonucunda elde edilmiştir.

Çizelge 4.5. En Büyük Sonuca Göre Faktör Seçim Sonuçları

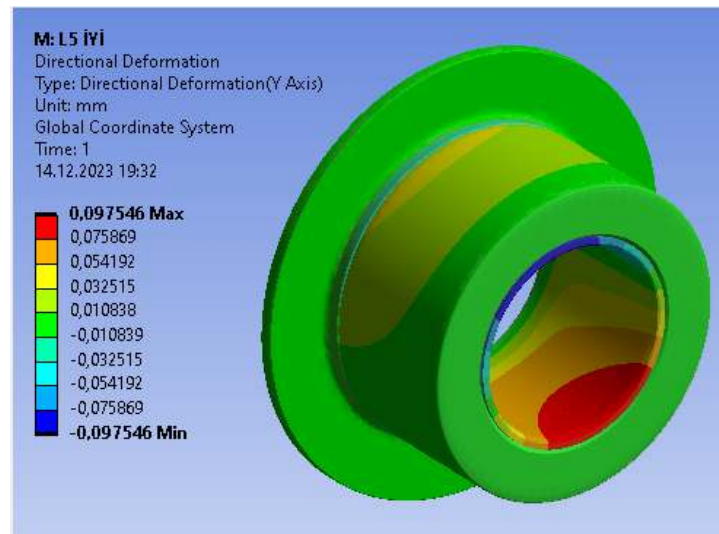
					İYİ DURUM			KÖTÜ DURUM		
	F1	F2	F3	F4	Maks. Gerilme (MPa)	İç Çap Daralma (mm)	Emniyet Katsayısı	Maks. Gerilme (MPa) “	İç Çap Daralma (mm)	Emniyet Katsayısı
	2	1	2	1	206,16	0,097	1,72	246,17	0,096	1,44

Çizelge 4.6. En Büyük Sonuca Göre Faktör Seçim Sonuçları

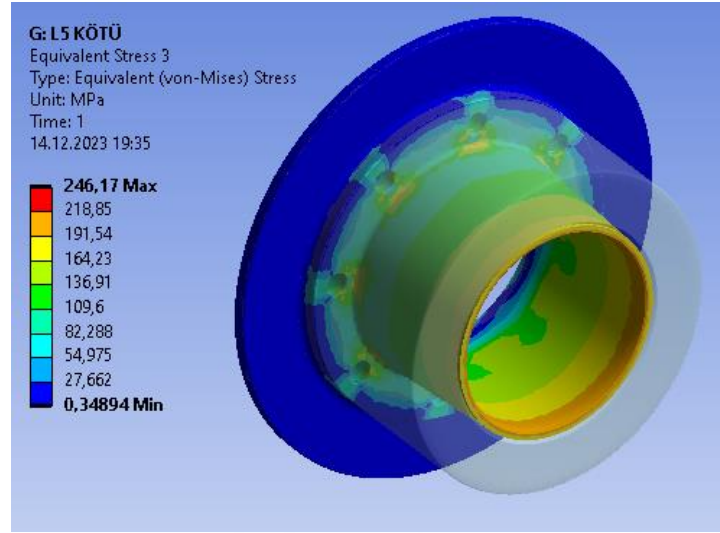
L8	A	B	C	D	Y1	Y2	Yort	S	S/N
En Büyük Sonuç	2	1	2	1	1,722	1,442	1,582	2,338	3,984



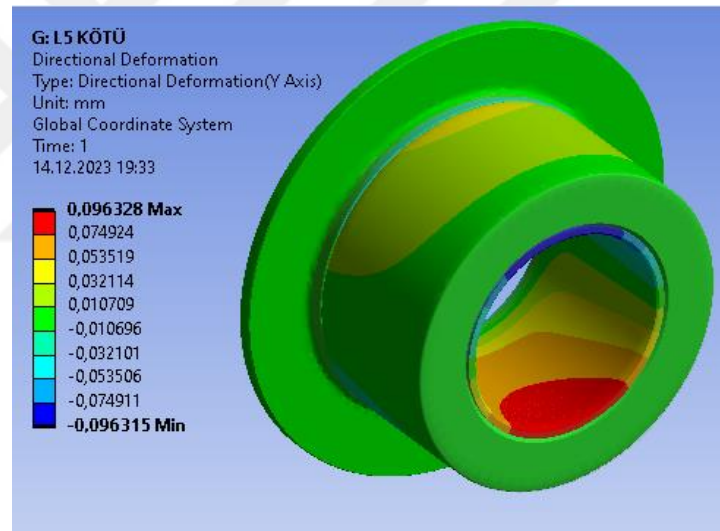
Şekil 4.33. Optimum İyi Durum Maks. Gerilme



Şekil 4. 34. Optimum İyi Durum İç Çap Daralması



Şekil 4.35 Optimum Kötü Durum Maks. Gerilme



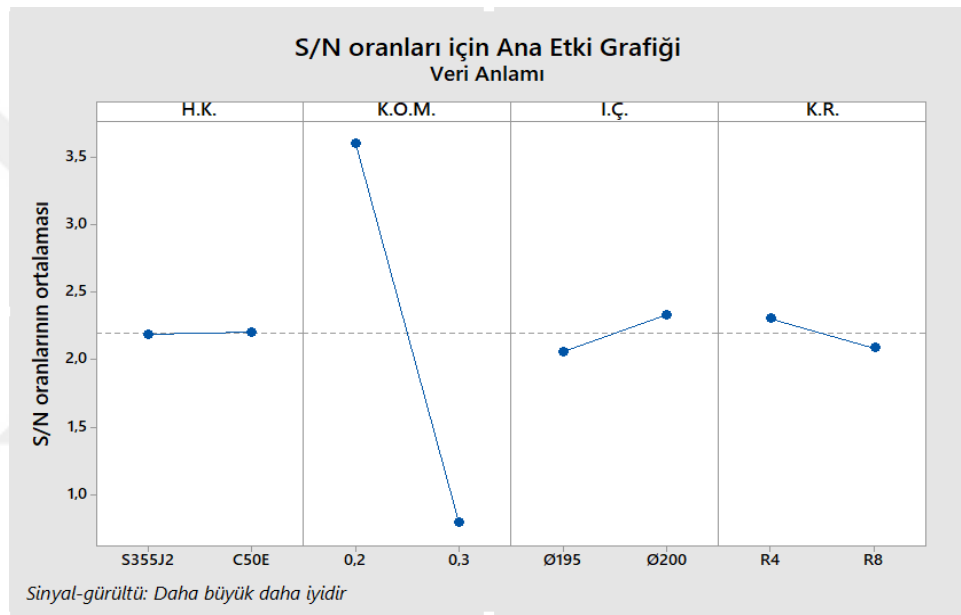
Şekil 4.36. Optimum Kötü Durum İç Çap Daralması

Araştırma yapılan Tesisdeki ürün S355J2 hammadde kalitesinde üretimi yapılmıştır. Test sonuçları ve optimizasyon sonuçlarında C50+N kalitesi idael olarak saptanmıştır.

Yapılan optimizasyon hesapları Minitab 17 bilgisayar programında aynı parametre girişleri ile yapılarak hesaplamada doğrulama yapılmıştır.

Taguchi Design		#	C1-T	C2	C3-T	C4-T	C5	C6
Taguchi Orthogonal Array Design			H.K.	K.O.M.	İ.Ç.	K.R.	Yort	SNRA1
L8 (2^4)	Factors: 4	1	S355J2	0,2	Ø195	R4	1,490	3,46590
	Runs: 8	2	S355J2	0,2	Ø195	R8	1,486	3,44033
Columns of L8 (2^7) Array		3	S355J2	0,3	Ø200	R4	1,143	1,15871
		4	S355J2	0,3	Ø200	R8	1,081	0,68053
		5	C50+N	0,2	Ø200	R4	1,582	3,98428
		6	C50+N	0,2	Ø200	R8	1,496	3,49812
		7	C50+N	0,3	Ø195	R4	1,072	0,60779
		8	C50+N	0,3	Ø195	R8	1,086	0,71811
1 2 3 4								

Şekil 4.37. Optimum İyi Durum Maks. Gerilme



Şekil 4.38. Sinyal Gürültü Oranı

Ana etki grafiğinde S/N değerleri yüksek olan parametreler Optimum hesaplanan Seviye 5 testindeki parametreleri göstermektedir.

ANOVA yoluyla elde edilen istatistiki parametreler R-Sq ve Adj. R-Sq ile ifade edilen regresyon katsayısı değerleridir. Bu değerler belirlenen giriş parametrelerinin ölçülen çıkış parametresini açıklayabilme oranını göstermektedir. Tek giriş parametresi olan sistemlerde R-Sq değeri, birden fazla giriş parametresi olan sistemlerde ise Adj. R-Sq değeri dikkate alınmaktadır. İstatistiki olarak başarılı ve anlamlı bir deney tasarımı için ölçüt %80 ve üzeri olarak kabul edilmiştir.

Flanş üzerindeki gerilme sonucunu en çok etkileyen parametre %97,4 ile K.O.M (Konik Ofset Miktarı) belirlenmiştir. Deney tasarım ölçüt miktarı başarılı ve anlamlı deney olduğunu

göstermektedir. Ek olarak belirtilen bu sonuçlar Minitab 17 yazılımında Taguchi sonuçlarının aktarılması ile ek olarak sunulmuştur.

Analysis of Variance							
Source	DF	Seq SS	Contribution	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
H.K.	1	0,000162	0,05%	0,000162	0,000162	0,15	0,727
K.O.M.	1	0,349209	97,40%	0,349209	0,349209	317,04	0,000
i.Ç.	1	0,003491	0,97%	0,003491	0,003491	3,17	0,173
K.R.	1	0,002380	0,66%	0,002380	0,002380	2,16	0,238
Error	3	0,003304	0,92%	0,003304	0,001101		
Total	7	0,358547	100,00%				

Model Summary				
S	R-sq	R-sq(adj)	PRESS	R-sq(pred)
0,0331883	99,08%	97,85%	0,0234978	93,45%

Şekil 4.39. ANOVA Etkin Faktör Oranları

4.3 Mekanik Olarak Sıkı Geçme Toleransının Hesaplanması

Sıkı geçme toleransın Motor mili ile Kaplin flanşında olacaktır. Mile bağlı motorun gücü 2500 kW ve devri 900 devir/dakika dır. Bağlantıda orta düzeyde titreşim ve darbe unsuru (1,5 K) dikkate alınacaktır. Buna göre; Malzemelerin emniyet sınırları aşılmadan bağlantıya verilecek minimum ve maksimum sıkılık değerleri aşağıda hesaplanmıştır.

Çizelge 4.7. Problem Giriş Şartları

GİRİŞ ŞARTLARI MİL İÇİN:			
Malzeme	AISI 4140		
Elastisite modülü:	E_1	210000	N/mm ²
Akma Gerilmesi	σ_{em}	662	N/mm ²
Poisson Oranı	ϑ_1	0,29	
GİRİŞ ŞARTLARI GÖBEK İÇİN:			
Malzeme	S355J2		
Elastisite modülü:	E_2	210000	N/mm ²
Akma Gerilmesi	σ_{em}	355	N/mm ²
Poisson Oranı	ϑ_2	0,29	
GİRİŞ ŞARTLARI ORTAK:			
Sürtünme Katsayısı	μ	0,09	
Pi Sayısı	π	3,1416	
Kasnak En Ölçüsü	mm	200	b
Mil Çap Ölçüsü	B	200	d, r _d R _i
Kritik Çap Ölçüsü	C	330	C, R _d
Motor Gücü	P	2500	kW
Motor Devri	n	900	d/d

- Motorun mile uyguladığı momenti bulalım.

$$M_d = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 9500 \cdot \frac{2500}{900} = 26527,778 \text{ Nm} \quad (4.1)$$

- Minimum çap farkını (Δ_{min}). Milden gelen M_d momentini sürtünme yoluyla belli bir emniyetle iletebilmesi için gerekli olan sürtünme momentini bulalım. ($S= 1,5$)

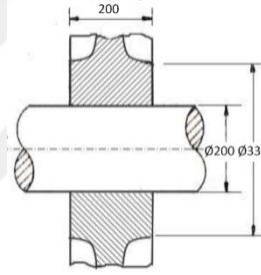
$$M_s = k * M_d = 1,5.26527,778 = 39791,667 \text{ Nm} \approx 39791667 \text{ Nmm} \quad (4.2)$$

- Sürtünme momentinin hareketi iletebilmesi için olması gereken yüzey basıncı minimum yüzey basıncı olur ve şu şekilde hesaplama yapılabilir;

$$M_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot P \cdot b \cdot d^2 \quad (4.3)$$

$$P_{min} = \frac{2 \cdot M_s}{\pi \cdot \mu \cdot b \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 39791667}{\pi \cdot 0,09 \cdot 200 \cdot 200^2} = 35,184 \text{ N/mm}^2 \quad (4.4)$$

- Bu yüzey basıncını sağlayacak çap farkı olması gereken minimum çap farkı olur. Bunu bulalım;



Şekil 4.40. Mil Çapı, Kritik flanş Çap Ölçüsü ve Uzunluğu

$$C_1 = \frac{r_i}{r_d} = \frac{0}{200} = 0 \quad C_2 = \frac{R_i}{R_d} = \frac{200}{330} = 0,606 \quad (4.5)$$

$$\Delta_{min} = P_{min} \cdot d \left[\frac{1}{E_1} \left(\frac{1+C_1^2}{1-C_1^2} - \vartheta_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+C_2^2}{1-C_2^2} - \vartheta_2 \right) \right] \quad (4.6)$$

$$= 37,011 \cdot 200 \cdot \left[\frac{1}{210000} \left(\frac{1+0^2}{1-0^2} - 0,29 \right) + \frac{1}{210000} \left(\frac{1+0,606^2}{1-0,606^2} - 0,29 \right) \right]$$

$$\Delta_{min} = 86,480 \text{ mikron}$$

- Maksimum çap farkını (Δ_{maks}). Bunun için öncelikle göbeği çatlatarak çap farkını bulmalıyız. Oluşan basınç göbek malzemesinde kayma gerilmesine sebep olur. Bunu veren formül ise aşağıdaki şekildedir

$$P_{max} = \frac{\sigma_{em}}{2} (1 - C_2^2) = \frac{177,5}{2} (1 - (0,606)^2) = 112,302 \text{ N/mm}^2 \quad (4.7)$$

$$\Delta_{max} = P_{max} \cdot d \left[\frac{1}{E_1} \left(\frac{1+C_1^2}{1-C_1^2} - \vartheta_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+C_2^2}{1-C_2^2} - \vartheta_2 \right) \right] \quad (4.8)$$

$$=115,521*195*\left[\frac{1}{210000}\left(\frac{1+0_1^2}{1-0_1^2}-0,29\right)+\frac{1}{210000}\left(\frac{1+0,606^2}{1-0,606^2}-0,29\right)\right]$$

$$\Delta_{max}=276,061 \text{ mikron}$$

- Bunun için yüzeylerin hangi yöntemle işlendiğini ve bunun sağladığı yüzey pürüzlülük değerini bilmeliyiz. Yüzey pürüzlerinin %60 ezildiği varsayılmıştır. Bu kadar oluşan boşluğun çap farklarına eklenmesi gerekir.
- Mil: Hassas tornalama ile işlendi (Rt=2,5 ÷ 6), Ortalaması: 4,25 çıkar, üste yuvarlarsak 5 alalım. Yani mil yüzeylerindeki ortalama pürüzlülük değeri (tepelerle çukurlar arasındaki mesafe) 5µ demektir.
- Delik: Normal tornalanmış. (Rt=6 ÷ 16), Ortalaması: 11 çıkar. Delik pürüzlerini ortalama 11 µ aldık. Toplam prüz 11+5= 16 µ olursa ve bunun %60 ezilirse 9,6 mikronluk daha boşluk oluşur. Bunu 10 alıp çap farkının üzerine eklemeliyiz. Böylece ezilmeden dolayı eklememiz gereken çap farkı $\delta_{ez}=10 \mu$ olur.
- Yeni oluşan çap farklarını U ile gösterirsek Umin ve Umax

$$U_{min} = \Delta_{min} + \delta_{ez} = 85,678 + 10 = 95,678 \text{ mikron} = 0,09649 \text{ mm} \quad (4.8)$$

$$U_{max} = \Delta_{max} + \delta_{ez} = 267,426 + 10 = 277,426 \text{ mikron} = 0,28606 \text{ mm} \quad (4.9)$$

- Bulunan değerler; Motor dönme momentinin fan mekanizmasına aktarılması için mil ile kaplin flanşı arasındaki sıkı geçme tolerans miktarıdır. Motor mili sabit Ø195 mm alınarak, Tolerans miktarını Kaplin Flanşının iç çapı için uygulanırsa;

$$Torkun aktarılması için Gerek Tolerans = \varnothing 195_{-0,28606}^{-0,09649} = \varnothing 194_{,71394}^{,90351} \quad (4.10)$$

- Kama olmaksızın çevre şartları açısından; ısıtma, press gibi imkanlar olmadan montaj yapılmasına olanak sağlayan Torsiyonel Rijit Fan Kaplinleri; Flanş çapının Montaj Öncesinde Motor milinin rahatlıkla alıştırmasını sağlamalıdır. Bu geçiş için aşağıda verilen Montaj Öncesi Ölçülerde Flansın iç çapı imal edilecektir.

$$Motor \text{ Mil } \text{Çapı} = \varnothing 195_{0,000}^{0,000}$$

$$Flanş \text{ Deliği } \text{İmalat } \text{Çapı} \text{ (Montaj Öncesi)} = \varnothing 195_{0,050}^{0,070}$$

- Optimum 5.seviye Analiz sonucuna göre Sıkma somunu ile flanş montajı gerçekleştirildiğinde İç çaptaki daralma miktarı:

0,096 x 2 (iki yönde) = 0,192 mm dir.

$$(Flanş + Sıkma Somun + Mil) Montaj Sonrası = \varnothing 195_{0,050-0,192}^{0,070-0,192} = \varnothing 194_{,858}^{,878}$$

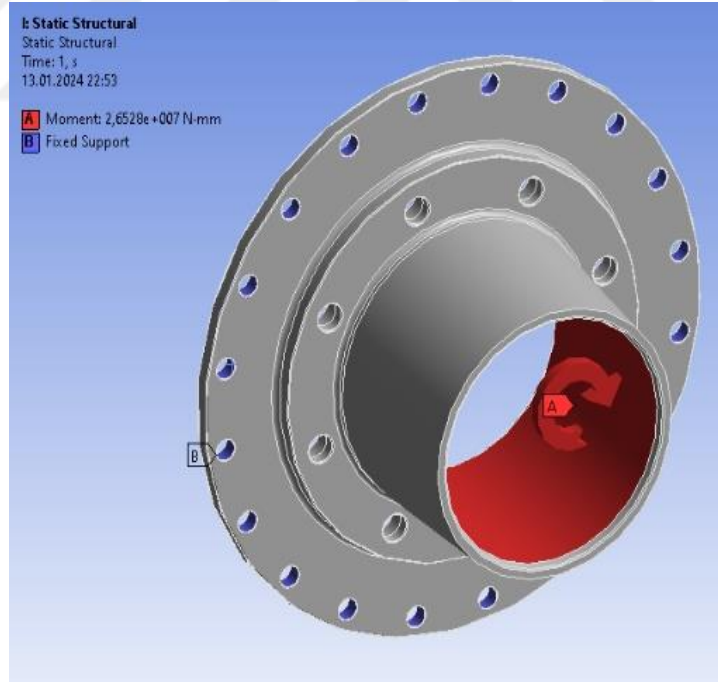
Tolerans Karşılaştırması:

$$Optimizasyon Sonucu \varnothing 194_{,858}^{,878} \equiv \varnothing 194_{,713}^{,903} \text{ Mekanik Hesap Soncu}$$

Aktarılacak tork miktarı için gereken tolerans Optimum 5.seviye daralma miktarına göre uygun aralıklarda hesaplanmıştır.

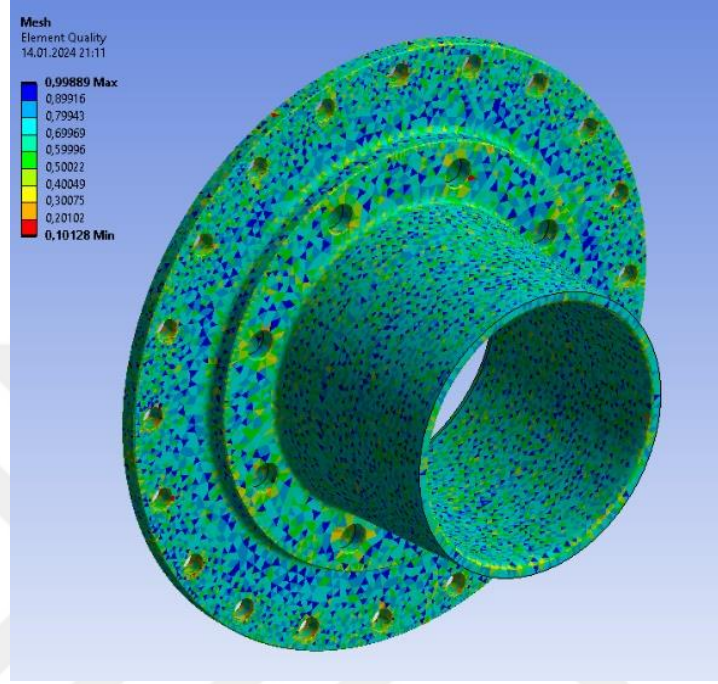
4.5 Optimize Ürünün Maksimum Tork Karşısında Davranışı

Mile bağlı motorun gücü 2500 kW ve devri 900 devir/dakikada flanş üzerinde tork aktarımı sağlanmaktadır. (4.1) denkleminde hesaplanan maksimum tork 26527,778 Nm dir. Flanş çevresinde bulunan 20 adet Ø17 çap delik ile sabitleme yapılarak iç çap üzerinden maksimum tork uygulanan sınır şartları Şekil 4.41 de verilmiştir.

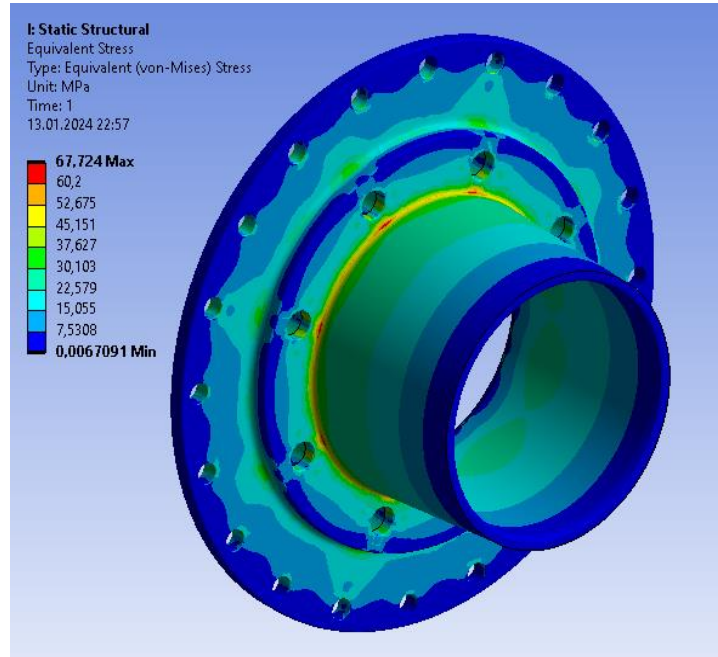


Şekil 4.41. Flanş Döndürme Torku Sınır Şartları

Statik ortamda yapılan sonlu elemanlar analiz sonucu Şekil 4.42’de verilmiştir. Analiz sonucuna göre sistemde maksimum 67,72 MPa gerilme söz konusudur. S355J2 ve C50N kalite hammaddenin akma gerilmesi 355 MPa dır. Oluşan maksimum gerilme hammadde akma gerilmesine göre 5,24 kat emniyet gerilmesi söz konusudur.



Şekil 4.42.Flanş Tork Analizi Sonucu Maksimum Gerilme



Şekil 4.43.Flanş Tork Analizi Mesh Element Kalites

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

- Ülkemizde üretimi olmayan Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerinin aktif olarak kullanıldığı termik santrallerde kullanıcı ile ortak araştırma yapılmıştır. Mevcut yapı üzerinde geometrik ve fiziksel ölçümler yapılarak tersine mühendislik yaklaşımı ile sistemin güvenli olmasını sağlayan mekanik testler ve üretim açısından optimum kaynak kullanımı akademik olarak belirlenmiştir.
- Torsiyonel Rijit Fan Kaplinleri kama gibi tork aktarım elemanı olmadan yüksek motor güçlerini sıkırtma tekniği ile fan mekanizmasına aktarmaktadır. Sistemdeki sıkma somununun iç konik yüzeyi ile flanş dış konik yüzeyi üzerinde hareket ettirilerek geçiş sonrasında iç çapta daralma toleransı sağlamaktadır. Daralma işlemin sırasında flanş plastik deformasyon sınırlarında akma gerilmesine oranla emniyetli olmalıdır.
- Taguchi parametre tasarım yöntemi ile optimizasyon yapılmıştır. Sekiz iyi durum sekiz kötü durum olmak üzere on altı sonlu elemanlar analizi sonucunda en büyük ve en iyi optimum emniyet katsayısı elde edilmiştir.
- Nominal motor gücünün fan mekanizmasına aktarılması için mekanik sıkı geçme toleransı hesaplamıştır. Hesaplanan iç çap sıkı geçme toleransı ile optimum parametredeki flanş iç çap daralması karşılaştırılarak doğrulama yapılmıştır.
- Kritik gerilmelere maruz kalan Kaplin Flaş hammaddesi numune ürün için S355J2 kalitede de olmasına karşın C50+N kalite ürün alternatif olarak optimum parametre sağlamıştır. Buradan her iki hammadde kalitenin akma gerilmeleri eşit olsa da yüzde uzama miktarı gibi diğer fiziksel özelliklerinin farklılık göstermesi Sonlu elemanlar analizinde maksimum gerilme miktarını etkilemiştir. S/N değerleri birbirine çok yakın sonuçlar göstermiştir.
- Üretim parametresi olarak ülkemizde C50+N kalite dolu yuvarlak hammadde grubu S355J2 kaliteye göre tedariki ve fiyatı daha uygundur. Bu durumda alternatif hammadde parametresi optimum sonucu doğrulayan bir etken oluşturmuştur.
- Konik düzleminde ofset parametresi, montaj esnasında flanş gerilmesini doğrudan etkilemektedir. Bu durumda konik yüzeylerin her iki elemanda açılarının paralel olması ve optimum sonuç aralığındaki 0,2 mm ofsetlenmesi gerekmektedir.
- Montaj esnasında iyi ve kötü durumu oluşturan, konik geçiş sürtünme katsayısıdır. Sürtünme katsayısı flanş üzerinde gerilmeleri doğrudan etkilemektedir. Yüzeylerin montaj esnasında sürtünme katsayısını maksimum 0,19 olmalıdır. Sürtünme katsayısını azaltan en önemli etken yağlamadır. Sıkma somunu üzerinde konik yüzeyin yağlanması için bir kanal sistemi mevcuttur.

- Sıkma somunu üzerinde bulunan yağlama kanalları üzerinde akışkanlar mekaniği incelemeleri yapılarak montaj ve demontaj sırasındaki kuvvet dağılımını iyileştirecek parametreler belirlenebilir.
- Konik birleşim düzlemlerinin yüzey pürüzlülüğü sürtünme katsayısı üzerinde diğer bir etkidir. Sürtünme katsayısını optimum sınırlar altında tutmak için konik yüzeylerin hassas yüzey pürüzlülüğünde (Maksimum Ra 0,8) torna edilmesi gerekmektedir.
- Montaj esnasında yüksek gerilmelere maruz kalan flanş geometrisinde keskin geçişlerinden kaçınılmalıdır. Flaş ve somun konik düzlem dayanma noktası gerilim sıkışması oluşturan önemli geçiş noktasıdır. Optimizasyon parametresi olarak belirlenen bu nokta için Minimum 4 mm ölçüsünde radyüs eklenmelidir.
- Bu çalışmada, Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerin sadece motor mil birleşimi incelemiş olup diğer yay mekanizma elemanları da incelenerek akademik çalışmalar yapılabilir.
- Sıkma somunu üzerinde bulunan yağlama kanalları üzerinde akışkan incelemesi yapılarak montaj ve demontaj sırasındaki kuvvet dağılımını iyileştirecek parametreler belirlenebilir.
- Kama elemanı olan güç aktarma organlarında montaj ve demontaj yapmak için ısıtma ve pres ile montaj prosesleri kullanılmaktadır. Isıtma homojen olmadığında, pres gücü ve hızı kalıcı deformasyona yol açacak şekilde uygulandığında aktarma organları zarar görecektir. Kama olmayan sistemler burada ön plana çıkmaktadır.
- Torsiyonel Rijit Fan Kaplinlerde kama kullanılmaması motor mili ile fan mekanizmasında tam bir eksenel birleşim oluşturmaktadır.
- Torsiyonel Rijit Fan Kaplinler montaj ve demontaj işlemi sık uygulanan diğer otomotiv, geri dönüşüm ve tekstil makinaları gibi birçok sektörde kullanılabilecek aktarma organlarıdır.
- Bu çalışma kapsamında incelemesi yapılan ürüne sahip yerli firma, tespit edilen optimum parametreleri kullanarak üretimini gerçekleştirmiş, aktif olarak kullanıma sunmuştur.

KAYNAKLAR

- Ateş Ö.K., 2019. Bir Endüstriyel Fan Tasarımı ve Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta, 118 s.
- Bulgurcu H., 2015. Havalandırma Tesisatı. MMO İstanbul Şube 31. Dönem Havalandırma Tesisatı Kitap Komisyonu, İstanbul, 620 s.
- Choudhury S., W., 2012. Fans In Thermal Power Plants
- Çayiroğlu İ., Makine Elemanları Pres Sıkı Geçme. Ders Notları. Karabük Üniversitesi, Karabük. 6. Hafta
- Çelebi U.K., 2023. Davlumbaz Salyangozlarında Kullanılan Fanların Tasarımının Performans Üzerinde Etkilerinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Amasya Üniversitesi Amasya 51 s.
- Durmaz S., 2008. Taguchi Metodunun Kauçuk Vulkanizasyonu Prosesine Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 123 s.
- Gezer O., 2022. Mekanik Güç Aktarma Organları Test Düzenegi İçin Enerji Kazanımlı Bir Kontrol Sistem Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, 58 s.
- Ghani J.A., Choundhury I.A. ve Hassan H.H., 2004. Application of taguchi method in the optimization of ende milling parameters. Journal of Materials Processing Technology
- Groover M.P., 2010. Fundamentals Of Modern Manufacturing. New Jersey, 523 s.
<http://www.shakespeareonline.com/quotes/antonyquotes.html> [Son erişim tarihi: 01.06.2017].
- Koç E., Şenel M. C., 2012. Rulmanlı ve Kaymalı Yataklarda Sürtünme ve Dinamik Davranış. Deney Föyü. Ondokuzmayıs Üniversitesi, Samsun, 2s.
- Koparan D., 2022 Endüstriyel İşletmelerde Soğutma Kulelerinin Pompa ve Aksiyel Fanlarının Enerji Verimliliğine Etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli 59 s.
- Kurgan N., Mak 453-Triboloji Ders Notları. Ondokuzmayıs Üniversitesi, Hafta-2
- Pınarbaşı A., 2019. Al 7075'in CNC Frezelenmesinde İşlem Parametrelerinin Yüzey Pürüzlülüğüne ve Kesme Enerjisine Etkisinin Taguchi Yöntemine Göre Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Tarsus Üniversitesi Mersin, 42 s.
- Rao R.S., ve Padmanabhan G., 2015. Parametric optimization in electrochemical machining using utility based taguchi method. Journal of Engineering Science and Technology pp. 81-96
- Rıdvanoğulları A., 2018. Tren Tekerleğinin İşlenebilirlik Parametrelerinin Taguchi Yöntemi ile Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi, Karabük 65s
- Ross P.J., 1988. Taguchi Techniques for Quality Engineering. McGraw Hill, Newyork p.1 278,
- Şırvancı M. 1997. Kalite için Deney Tasarımı. Literatür Yayınları, İstanbul
- Temiz V. Mil Göbek Bağlantıları. Makine Elemanları I. Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi
- Torun F.,2006. Dişli Kaplinlerin Diş Dibine Gerilmesine Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gebze Teknik Üniversitesi, Gebze, 80 s.

- Uçtu Ö., 2015. Design and Construction of A Parallel Axes Gear Research Test Rig. Yüksek Lisans Tezi, Gaziantep Üniversitesi, Gaziantep, 398918
- Ünal R., ve Dean E. B., 1991. Taguchi Approach To Design Optimization For Quality And Cost, Annual Conference of the International Society of Parametric Analysts.



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı :AYGÜL Yasin

Eğitim

Derece	Kurum	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans		
Lisans	Pamukkale Üniversitesi İmalat Müh.	2017
Ortaöğretim	Payas Teknik ve End. Meslek Lisesi	2012

Çalışma Tecrübesi

Yıl	İşyeri	Unvan
2022-Halen	Koluman Otomotiv A.Ş.	Jig Fikstür Uzmanı
2022-2022	Bacaksızlar Makine Motor Ltd. Şti	Üretim Mühendisi
2018-2022	Bilgehan Makine Ltd. Şti	Üretim Şefi
2016 Eylül	İsdemir A.Ş.	İntörn Stajer
2010 Ağustos	MBM Makine	Stajer

Yayınlar

1. The Investigation of Wear Behaviour of Dual Phase Steel DP600[#330473]-382181
<https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/382181>
2. Poster; Design of Load Lifting Eyebolts and Standardization with Static Tests
<https://ifscom.com>

EKLER

EK 1.Yerli Olarak Üretilen Torsiyonel Rijit Fan Kaplin



EK 2. Torsiyonel Rijit Fan Kaplin Montaj Resmi

