**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

# OTOMOTİV SAC İMALATINDA TURNİKE TİPİ RULO SAC BOŞALTMA MEKANİZMASI TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI

**ZAFER MANDIRA**

**KOCAELİ 2019**

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

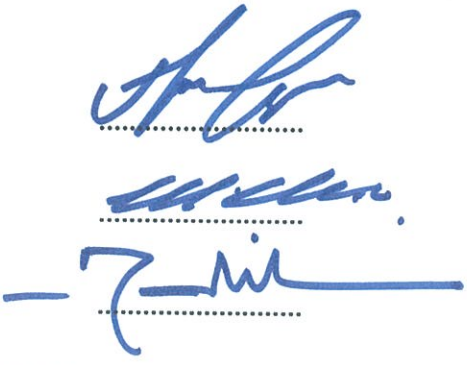
# OTOMOTİV SAC İMALATINDA TURNİKE TİPİ RULO SAC BOŞALTMA MEKANİZMASI TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI

ZAFER MANDIRA

Doç. Dr. Abdulkadir CENGİZ
Danışman, Kocaeli Üniversitesi

Prof. Dr. Mehmet UÇAR
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi

Doç. Dr. H. Kürşat ÇELİK
Jüri Üyesi, Akdeniz Üniversitesi



Tezin Savunulduğu Tarih: 03.07.2019

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Ülkemizde birçok sektörde kullanılan galvanizli saclar, otomotiv sektörü içinde büyük bir öneme sahiptir. Otomotiv sektöründe üretilen araçların iç ve dış kısımlarında ana yapı bileşeni olarak galvanizli saclar kullanılmaktadır. Galvanizli saclar uzun metrajlı ve yüksek tonajlı olarak farklı genişlik ve çap değerlerinde rulo olarak üretilmektedir. Rulo halinde üretilen saclar dilme hatlarında farklı genişlik değerlerine göre kesme işlemine tabi tutulmaktadır. Bu işlemler esnasında ruloların hatlar arasında taşınması gerekmekte olup, taşıma işlem süresi maliyet açısından önemlidir. Hızlı ve efektif sonuçlar elde etmek zaman/maliyet aşamasında destekleyici rol oynamaktadır. Bu sebeple klasik yöntemle dilme işlemi yapan hatlarda yükleme ve boşaltma aşamalarında kullanılmak üzere turnike mekanizması tasarımı ve üretimi yapılması uygun görülmüştür.

Bu çalışmada öncelikle bugünlere gelmememi sağlayan değerli aileme, şimdiye kadar öğrendiklerimi bana aktaran fedakar öğretmenlerime, proje üzerinde bana çalışma fırsatı vererek her zaman destek olan sayın Doç. Dr. Abdulkadir CENGİZ hocama, projede tarafıma maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen projenin tasarım ve imalat süreçlerinde birlikte çalıştığımız, YMS Makine Sanayi Ve Ticaret Limited Şirketi Yöneticisi Sayın Serkan DOĞANDERE' ye, bu zamana kadar yürüttüğüm her projede yanımda olup bilgileri ile yol gösteren saygı değer hocam Doç. Dr. Hasan KAYA' ya, çalışmalarım esnasında daima yanımda olduğunu hissettiren sevgili eşim Sinem YILDIZ MANDIRA' ya ve her konuda desteğini gördüğüm değerli arkadaşım Gözdenur ÖZKAN' a teşekkürü bir borç bilirim.

Temmuz – 2019 Zafer MANDIRA

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR ..... i
İÇİNDEKİLER ..... ii
ŞEKİLLER DİZİNİ ..... iv
TABLOLAR DİZİNİ ..... vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ ..... vii
ÖZET ..... ix
ABSTRACT ..... x
GİRİŞ ..... 1
1. GENEL BİLGİLER ..... 3
2. MALZEME VE YÖNTEM ..... 5
2.1. Tasarım Değişkenleri ..... 5
2.1.1 Dilme sistemi üzerine bağlanan rulo saclara ait parametreler ..... 5
2.1.2. Rulo sac taşıyıcı C kanca ölçüleri ..... 6
2.1.3. Tambur mekanizması yükseklik ölçüleri ..... 7
2.2. Tasarım Yapılacak Programların Belirlenmesi ..... 7
2.3. Tasarımın Yapılması ..... 8
2.3.1. Taslak çalışmaları ..... 8
2.3.2. Üç boyutlu tasarım çalışmaları ..... 10
2.3.2.1. Taşıyıcı kol tasarımı ..... 11
2.3.2.2. Taşıyıcı mil tasarımı ..... 12
2.3.2.3. Üst gövde tasarımı ..... 14
2.3.2.4. Dişli çark tasarımları ..... 15
2.3.2.5. Yardımcı parça tasarımları ..... 20
2.4. Mekanizma Montajı İçin Standart Makine Elemanlarının Seçilmesi ..... 22
2.4.1. Taşıyıcı kol bağlantısı ..... 23
2.4.2. Redüktör seçimi ..... 27
2.4.3. Redüktör bağlantısı ..... 27
2.4.4. Rulman seçimi ..... 28
2.4.5. Sistem çarkı bağlantısı ..... 30
2.4.6. Sistem üst yarısı kaldırma mapaları ..... 31
2.5. Tasarımın sonlu elemanlar yöntemi ile analizi ..... 32
2.5.1. Von Mises teoremine göre tasarımın incelenmesi ..... 37
2.5.1.1. Tek taraflı yükleme yapıldığında sistemin incelenmesi ..... 39
2.5.1.2. Çift taraflı yükleme yapıldığında sistemin incelenmesi ..... 40
2.5.2. Asal gerilmelere (çekme-basma) göre tasarımın incelenmesi ..... 42
2.5.2.1. Tek taraflı yükleme yapıldığında çekme gerilmesinin incelenmesi ..... 43
2.5.2.2. Tek taraflı yükleme yapıldığında basma gerilmesinin incelenmesi ..... 44
2.5.2.3. Çift taraflı yükleme yapıldığında çekme gerilmesinin incelenmesi ..... 46

2.5.2.4. Çift taraflı yükleme yapıldığında basma gerilmesinin incelenmesi ..... 47
2.5.3. Orijinal şekildeki deplasmanların (sehim) incelenmesi ..... 48
2.5.4. Sistemin emniyet faktörünün incelenmesi ..... 49
2.6. Tasarıma karar verilmesi ..... 50
2.7. Sistemin son kontrolü ..... 52
2.8. İmalat resimlerinin hazırlanması ve parçaların imalatı ..... 54
3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER ..... 59
KAYNAKLAR ..... 61
EKLER ..... 63
KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER ..... 75
ÖZGEÇMİŞ ..... 76

## ŞEKİLLER DİZİNİ


Şekil 1.1. Levha şeklinde üretim yapan dilme hattı görseli ..... 3
Şekil 1.2. Örnek turnike mekanizması ..... 3
Şekil 2.1. Turnike kolu taslak çalışması ..... 5
Şekil 2.2. Turnike kolu taslak ölçüleri ..... 6
Şekil 2.3. C Kanca ölçüleri ..... 6
Şekil 2.4. Sistem taslak görüntüsü ..... 7
Şekil 2.5. Turnike mekanizması kolu taslak çalışması ..... 9
Şekil 2.6. Turnike taslak çalışması ..... 10
Şekil 2.7. Taşıyıcı kol genel boyutları ..... 11
Şekil 2.8. Taşıyıcı kol ölçüleri ..... 11
Şekil 2.9. Taşıyıcı mil tasarımı ..... 12
Şekil 2.10. Taşıyıcı mil tasarımı platform montajı ..... 13
Şekil 2.11. Taşıyıcı mil tasarımı bilezik montajı ..... 13
Şekil 2.12. Rulman yatağı ölçü ve toleransları ..... 14
Şekil 2.13. Üst gövde tasarımı ..... 15
Şekil 2.14. Dişli Çarklar ..... 15
Şekil 2.15. Sistem yardımcı parçalar ..... 21
Şekil 2.16. Üst gövde ve dişli çark pozisyon kontrolü ..... 22
Şekil 2.17. Diş sayısı ve adımlarının uygunluğu kontrolü ..... 22
Şekil 2.18. Kol cıvatalı montaj ..... 23
Şekil 2.19. Taşıyıcı kol max. yük değeri ..... 23
Şekil 2.20. Taşıyıcı kol yük ve uzaklık değerleri ..... 24
Şekil 2.21. Taşıyıcı kol cıvata bağlantı uzaklıkları ..... 24
Şekil 2.22. Taşıyıcı kol cıvatalı montaj ..... 26
Şekil 2.23. Redüktör bağlantısı ..... 28
Şekil 2.24. Çift sıralı konik makaralı rulman ..... 29
Şekil 2.25. Rulman yerleşimi taslak çalışması ..... 30
Şekil 2.26. Üst gövde rulman yatak bölgeleri ..... 30
Şekil 2.27. Sistem dişli çarkı montajı ..... 31
Şekil 2.28. Taşıma mapaları ..... 31
Şekil 2.29. Sistem kolu yükleme ..... 33
Şekil 2.30. Model 1 - en fazla gerilme değeri ..... 34
Şekil 2.31. Model 2 - en fazla gerilme değeri ..... 34
Şekil 2.32. Model 3 - en fazla gerilme değeri ..... 34
Şekil 2.33. Model 4 - en fazla gerilme değeri ..... 35
Şekil 2.34. Model 5 - en fazla gerilme değeri ..... 35
Şekil 2.35. Yakınsama grafiği ..... 35
Şekil 2.36. Bir biri üzerinde kayabilen bağlantı tipi ..... 36
Şekil 2.37. Bir biri üzerinde sabitlenmiş bağlantı tipi ..... 37
Şekil 2.38. Parça yüzeyine gelen yüklerin gösterimi ..... 38
Şekil 2.39. Sistem üzerine uygulanan tek taraflı yük ..... 39
Şekil 2.40. Tek taraflı yükleme analiz görüntüsü ..... 39

Şekil 2.41. Tek taraflı yükleme göbek bölgesi ..... 40
Şekil 2.42. Tek taraflı yükleme kol bölgesi ..... 40
Şekil 2.43. Sistem üzerine uygulanan çift taraflı yük ..... 41
Şekil 2.44. Çift taraflı yükleme analiz görüntüsü ..... 41
Şekil 2.45. Çift taraflı yükleme kol bölgesi ..... 42
Şekil 2.46. Sistem üzerine uygulanan tek taraflı yük ..... 43
Şekil 2.47. Tek taraflı yükleme çekme gerilmesi ..... 43
Şekil 2.48. Göbek bölgesi çekme gerilmesi ..... 44
Şekil 2.49. Kol bölgesi çekme gerilmesi ..... 44
Şekil 2.50. Sistem üzerine uygulanan tek taraflı yük ..... 44
Şekil 2.51. Tek taraflı yükleme basma gerilmesi ..... 45
Şekil 2.52. Göbek bölgesi basma gerilmesi ..... 45
Şekil 2.53. Kol bölgesi basma gerilmesi ..... 45
Şekil 2.54. Sistem üzerine uygulanan çift taraflı yük ..... 46
Şekil 2.55. Çift taraflı yükleme çekme gerilmesi ..... 46
Şekil 2.56. Kol bölgesi çekme gerilmesi ..... 46
Şekil 2.57. Sistem üzerine uygulanan çift taraflı yük ..... 47
Şekil 2.58. Çift taraflı yükleme basma gerilmesi ..... 47
Şekil 2.59. Kol bölgesi basma gerilmesi ..... 47
Şekil 2.60. Parça üzerinde sehim ..... 48
Şekil 2.61. Tek taraflı yük altında sehim ..... 48
Şekil 2.62. Çift taraflı yük altında sehim ..... 49
Şekil 2.63. Tek taraflı yükleme emniyet katsayısı ..... 49
Şekil 2.64. Çift taraflı yükleme emniyet katsayısı ..... 49
Şekil 2.65. Sistemin hareket simülasyonu ..... 53
Şekil 2.66. Dişli çark kontrolü ..... 53
Şekil 2.67. Sistemin çift taraflı yük analizi ..... 54
Şekil 2.68. Mil imalat resmi ..... 55
Şekil 2.69. Mil imalatı ..... 55
Şekil 2.70. Sistem tabanı ve kol imalatı ..... 56
Şekil 2.71. Gövde talaşlı işlem ..... 56
Şekil 2.72. Gövde talaşlı imalat ..... 57
Şekil 2.73. Rulman montajı ..... 57
Şekil 2.74. Sistemin üretim alanına montajı ..... 58
Şekil 2.75. Deneme çalışması ..... 58
Şekil A.1. Turnike mekanizması ana komple ..... 64
Şekil A.2. Ana mil imalat resmi ..... 65
Şekil A.3. Üst gövde imalat resmi ..... 66
Şekil A.4. Taşıyıcı kol imalat resmi ..... 67
Şekil A.5. Üst kapak imalat resmi ..... 68
Şekil A.6. Sistem dişlisi imalat resmi ..... 69
Şekil A.7. Redüktör dişlisi imalat resmi ..... 70
Şekil A.8. Redüktör bağlantı plakası imalat resmi ..... 71
Şekil A.9. Taban sacı imalat resmi ..... 72
Şekil A.10. Taban sacı imalat resmi ..... 73
Şekil A.11. Turnike mekanizması montaj platformu imalat resmi ..... 74

## TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 2.1. Dilme sistemi üzerinde bağlanan rulo sac parametreleri ..... 5
Tablo 2.2. C Kanca ölçü tablosu ..... 6
Tablo 2.3. Rulman yatağı yükseklik tolerans tablosu ..... 15
Tablo 2.4. Sistem verileri ..... 16
Tablo 2.5. Servis faktörü tablosu ..... 18
Tablo 2.6. Lewis form faktörü tablosu ..... 19
Tablo 2.7. Modül değerleri tablosu ..... 19
Tablo 2.8. Düz dişli çark hesap tablosu ..... 20
Tablo 2.9. Planet redüktör sistem değerleri tablosu ..... 27
Tablo 2.10. Rulman ölçü değerleri tablosu ..... 29
Tablo 2.11. St52 (S355JR) mekanik özellikler tablosu ..... 32
Tablo 2.12. Mesh yapı değerleri ve ortaya çıkan gerilme değerleri ..... 33
Tablo 2.13. Parçalarda yapılan değişiklikler ..... 50
Tablo 2.14. Gövde üretim yöntemi maliyet karşılaştırması ..... 51
Tablo 2.15. Tasarım analiz sonuçları karşılaştırma ..... 52

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

a : Diş başı boşluğu, (mm)
b : Dişli genişliği, (mm)
C : Yay sabiti oranı
Cs : Servis faktörü
$d_d$ : Delik çapı, (mm)
$d_g$ : Cıvata diş dibi çapı, (mm)
dk : Diş başı dairesi çapı, (mm)
$D_s$ : Ortalama silindir çapı, (mm)
dt : Bölüm dairesi çapı, (mm)
E : Elastite modülü, (Newton)
Ed : Eksenler arası genişliği, (mm)
$F_c$ : Cıvatalara etki eden kuvvet
$F_e$ : Elemanlara etki eden kuvvet, (Newton)
$F_{sürt}$ : Sürtünme kuvveti, (Newton)
Ft : En fazla tanjant kuvveti
Fy : Dişlileri döndüren kuvvet
Fy′ : Sisteme etki eden birincil kuvvet, (Newton)
Fy′′ : Sisteme etki eden ikincil kuvvet, (Newton)
h : Diş yüksekliği, (mm)
h1 : Diş başı yüksekliği, (mm)
h2 : Diş dibi yüksekliği, (mm)
i : Dişli indirgeme oranı
$k_c$ : Cıvata yay sabiti
$k_e$ : Eleman yay sabiti
kN : Kilo Newton
L : Uzunluk
m : Modül, (mm)
n : Devir sayısı
N : Newton, (kuvvet)
N1 : Toplam sıkma kuvveti, (Newton)
P : Motor gücü, (Kw)
Pmax : Sisteme etki eden en fazla kuvvet, (Newton)
S : Emniyet kat sayısı
t : Adım, (mm)
v : Hız (m/s)
Vt : Dişli çark teğet hızı, (m/s)
z : Diş sayısı, (adet)
Ø : Daire çapı
R : Daire yarıçapı
Φ : Diş basma açısı, (°)
6 : Sistemde oluşan en fazla gerilme, (MPa)
$6_{Ak}$ : Akma dayanımı, (MPa)

$6_{eş}$ : Eş değer kuvvet, (MPa)
$6_K$ : Kopma dayanımı, (MPa)

**Kısaltmalar**

Max. : En yüksek
Min. : En düşük
m : Metre
mm : Milimetre
MPa : Megapascal
Rdd : Redüktör dişlisi devir, (Rpm)
Rdz : Redüktör dişlisi diş sayısı, (adet)
Sdd : Sistem dişlisi devir, (Rpm)
Sdz : Sistem dişlisi diş sayısı (adet)
vb. : Ve benzeri
rpm : Dakikadaki devir sayısı

## OTOMOTİV SAC İMALATINDA TURNİKE TİPİ RULO SAC BOŞALTMA MEKANİZMASI TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI


## ÖZET

Otomotiv endüstrisinde galvanizli veya sıcak-soğuk haddelenmiş rulo saclar, tasarlanan araçların iç ve dış kısımların da gövde üretiminin temel yapı bileşeni olarak kullanılmaktadır. 600-1600mm aralığındaki genişliklerde üretilen metal rulo saclar, kalıplama işlemine uygun boyutlarda yeniden dilimlenerek kullanılacağı kalıba uygun hale getirilir. Dilme hatlarında, geniş rulo halinde bulunan sacları taşıyan ve dilimleme makinelerini devamlı besleyen tambur mekanizmaları ve yüksek tonajlı vinçler mevcuttur. Yüksek tonajlı vinçler yükleme ve boşaltma işlemlerinde aktif olarak kullanılmaktadır. Ham rulo sacların ağırlığı 25-30 ton, dilimlenmiş rulo halindeki sacların ağırlığı ise 3-25 ton arasındadır. Vinçlerin hat içinde istifleme, yükleme ve boşaltma gibi farklı proseslerde kullanılmasından dolayı çok sık zaman kayıpları ve hat duruşları ortaya çıkmaktadır. Bu çalışmada dilme işlemi tamamlanan rulo sacların sistemden boşaltılması esnasında ortaya çıkan durma ve diğer kayıplarını giderecek turnike tipi sac boşaltma mekanizması tasarlanmıştır. Tasarlanan mekanizmaya ait parçalar ve montajlı modeline ait mukavemet analizleri sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Analiz sonuçlarına uygun olarak geometrisi belirlenen mekanizmaya ait imalat resimleri oluşturulmuş ve üretimi yapılmıştır. Turnikeli sistem ile klasik üretim sistemine göre dilimlenen sacın dilimleme makinesinden boşaltılması esnasında yaşanan durma ve diğer kayıplar giderilmiştir. Bu tez kapsamında özellikle uluslararası alanlarda kullanılan benzer rulo sac boşaltma sistemlerine alternatif, yerli kaynaklar kullanılarak tasarlanmış bir rulo sac boşaltma sisteminin prototip üretimi başarı ile gerçekleştirilmiştir.



**Anahtar Kelimeler:** Çelik Sac, Endüstriyel Tasarım, Mekanizmalar, Otomotiv.

**DESIGN AND PROTOTYPE MANUFACTURING OF TURNSTILE TYPE ROLL SHEET UNLOADING MECHANISM IN AUTOMOTIVE SHEET MANUFACTURING**

## ABSTRACT

In the automotive industry, galvanized or hot-cold rolled coils are used as the basic building component of the body production of interior and exterior parts of the designed vehicles. 600-1600mm the roll metal sheets produced in widths are made suitable for the mold to be used by re-slicing to the appropriate size for the molding process. In the slitting lines, there are pulley mechanisms and high tonnage cranes that carry large roll sheets and continuously feed the slicers. High tonnage cranes are used actively in loading and unloading operations. The weight of the raw coil sheets is 25-30 tons, weight of the sliced coil sheets is between 3-25 tons. Due to the fact cranes are used in different processes area such as stacking, loading and unloading in the line, time loss and line stops occur frequently. In this study, turnstile type sheet unloading mechanism has been designed to eliminate the stuck of production line and other time losses that occur during the unloading of the rolled steel sheets. The parts of the designed mechanism and the strength analysis of the assembled model were made by using the finite element method. According to analysis geometry technical drawings prepared and produced. According to the conventional production system and turnstile system, the stop and other time losses during the unloading of the sliced sheet from the slicing machine have been eliminated. Within the scope of this thesis, prototype production of a roll sheet unloading system designed by using domestic resources as an alternative to similar roll sheet unloading systems used in international fields has been realized successfully.

**Keywords:** Steel Sheet, Industrial Design, Mechanisms, Automotive.

## GİRİŞ

Otomotiv sanayisi için en önemli yapısal bileşenlerden birisi sac malzemelerdir. Otomotiv sanayii içinde üretilen tüm araçların iç ve dış kısımlarında en önemli yapı bileşeni olarak kullanılan sac malzemeler farklı kalınlık ve genişlik ölçülerinde üretilmektedir. Farklı kalınlık ve genişlik ölçülerinde üretilen sac malzemeler sıcak veya soğuk haddelenmiş olarak entegre üretim hatlarında ortaya çıkarılmaktadır. Üretilen sac malzemeler üretim süreçlerinin sonunda rulo haline getirilmektedir. Rulo halindeki saclar 600-1600mm arasındaki genişliklerde üretilmektedir. Rulo sacların ham haldeki ağırlıkları ortalama 25-30 ton arasındadır. Rulo halinde üretilen saclar firmalara istekleri doğrultusunda sevk edilmektedir. Firmalar üretim hatları içinde rulo halindeki sacları istedikleri genişlik değerlerine göre dilme hatlarında kesmektedirler. Dilme hattı bulunmayan firmalar için sac üreticisi ve/veya farklı firmalar rulo sacların istenilen boyutlarda dilme işlemini gerçekleştirmektedir. Dilimlenmiş sacların ağırlıkları ise 3-25 ton arasında değişmektedir.

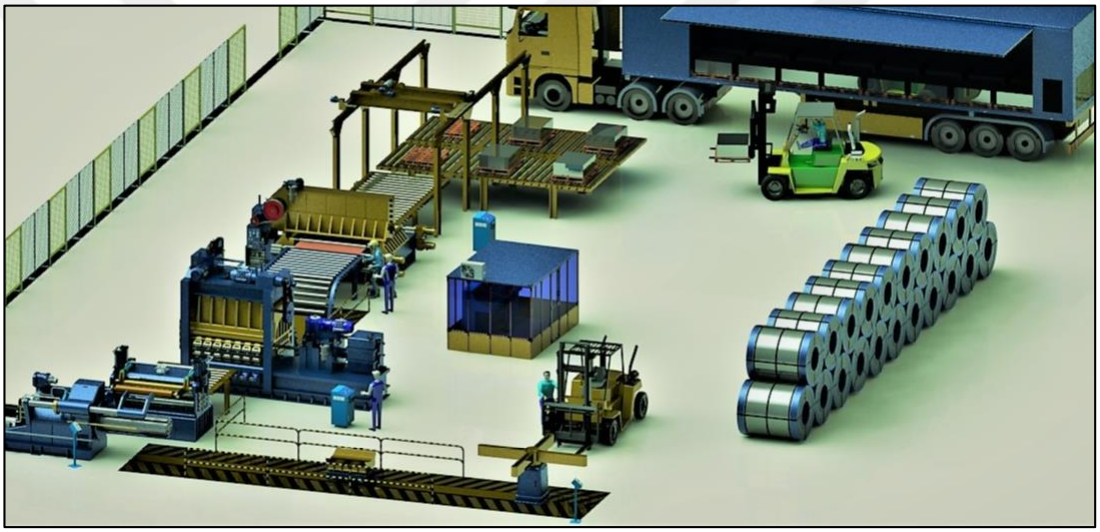
Sacların farklı genişlik değerlerinde kesilmesi için kullanılan dilme hatlarında yapılan işlemler rulo sacın üretiminde olduğu gibi başlı başına farklı bir süreçtir. Sac dilme sürecini ele alacak olursak; rulo halindeki saclar dilme hatlarında klasik yöntemlerden birisi olan yüksek tonajlı vinçler ile taşınmaktadır. Dilme hattına taşınan rulo saclar hat başlangıcında bulunan tambur mekanizmasına bağlanmaktadır. Tambur mekanizması ile hattın sürekli beslenmesi sağlanmaktadır. Sac malzeme tambur mekanizması üzerinden dilme işleminin yapıldığı, üzerinde kesici bıçakları bulunduran mekanizmaya aktarılmaktadır. Farklı genişlik değerlerine göre ayarlanmış olan kesiciler ile dilme işlemi yapılan sac malzeme hattın sonunda yer alan tambur mekanizmasına aktarılmaktadır. Farklı genişlik değerlerinde dilimlenmiş olan saclar, hattın sonunda tekrar rulo haline getirilmektedir. Ayrıca farklı dilme hatlarında, dilme işlemi tamamlanan saclar rulo halinde sarılmak yerine, levha şeklinde de kesilerek üretilebilmektedir. Dilme işlemi yapılan saclar sevkiyata hazır hale getirilmek üzere yüksek tonajlı vinçler yardımı ile dilme hattından alınarak istifleme alanına

taşınmaktadırlar. Dilme hatlarında kullanılan yüksek tonajlı vinçler dilme hattına malzeme yükleme, boşaltma ve istifleme gibi farklı kısımlara hizmet etmektedir. Hat üzerinde yapılan tüm işlemlerde vinçler, çok önemli kaldırma ve taşıma ekipmanlarıdır. Tüm hattı besleyen vinç sayısı hattın büyüklüğüne ve kapasitesine göre değişkenlik göstermektedir. Dilme hattında kesilen saclar çoğu zaman kesim işlemi bitmiş olsa da vinçlerin boşta olamadığından hattın sonunda beklemektedir. Kesme işlemi bitmiş sacın hattın sonunda beklemesi hattın durmasına, bu sebepten dolayı zaman ve maliyet kayıplarına yol açmaktadır.

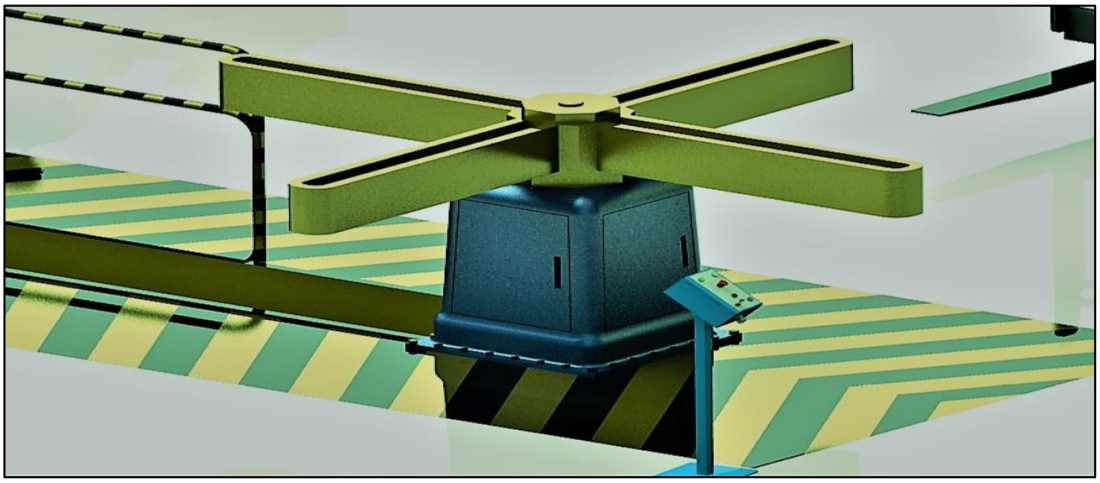
Bu çalışma kapsamında, dilme hatlarında farklı genişlik değerlerine göre kesilen rulo sacların hat sonunda beklemelerini ve hattın durmasını engelleyecek bir sistemin tasarımı ve prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Yapılan incelemeler neticesinde dilme işlemi tamamlanan sacların hattın sonundan yüksek tonajlı vinçler ile alınıp taşınması yerine bir turnike mekanizması ile hattın boşaltılmasının zaman ve maliyet bakımından daha doğru olacağı tespit edilmiştir. Hat üzerindeki gereksiz durmaların ve diğer kayıpların yarıya indirileceği gözlemlenmiş, yapılan gözlemler neticesinde Turnike Tipi Rulo Sac Boşaltma Mekanizması tasarlanmıştır. Tasarlanan mekanizmaya ait parçalar ve montajlı modeline ait mukavemet analizleri sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Yapılan analizlerin sonuçları doğrultusunda sistem tasarımı son şekline getirilmiştir. İmalat resimleri hazırlanan mekanizmanın prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Dilme hattında dilme işlemi biten sacların vinçler boşa çıkana kadar turnike mekanizması üzerinde beklemesi sağlanmıştır. Turnikeli sistem ile dilme işlemi gerçekleştirilen sacın dilme sisteminin sonunda tekrar rulo haline getirilip, sistem üzerinden boşaltılmasında yaşanan durma ve diğer kayıplar giderilmiştir. Turnike mekanizması ile dilme hatlarında klasik boşaltma işlemi yapan yüksek tonajlı vinçlere alternatif bir sistem ortaya çıkarılmıştır. Böylelikle uluslararası alanda türevleri olan rulo sac boşaltma mekanizmasının tamamen yerli tasarım ve üretimle yapılabilirliği ispatlanmış ve ülkemiz sanayisine kazandırılması sağlanmıştır.

# 1. GENEL BİLGİLER

Rulo sac dilme hatları üzerinde bir biri ile uyumlu olarak çalışan birden fazla entegre sistem mevcuttur. Bu sistemler sayesinde rulo halinde hatta yüklenen sac malzeme, hattın sonunda istenilen genişlik değerlerinde dilimlenerek tekrar rulo haline getirilmektedir. Rulo saclar farklı dilme hatlarında levha halinde de üretilmektedir. Şekil 1.1' de örnek bir sac dilme hattı, Şekil 1.2' de dilme hattında yer alan bir turnike mekanizması örneği görülmektedir.



Şekil 1.1. Levha şeklinde üretim yapan dilme hattı görseli [1]



Şekil 1.2. Örnek turnike mekanizması [1]

Sac dilme hatlarında kesim işlemi gerçekleştirilen saclar klasik yöntemlerden biri olan yüksek tonajlı vinçler ile sistem üzerinden boşaltılmaktadır. Bu çalışmada yapılan turnike tipi rulo sac boşaltma mekanizması için klasik yöntemle çalışan sistem ele alınmıştır. Bu sistem üzerinde dilimlenme işlemi yapılmış rulo sacların ağırlığı en az 3ton - en fazla 16ton arasında değişkenlik göstermektedir. Yine aynı dilme sistemine bağlanan rulo sacların genişliği 500mm ile 1600mm arasındadır. Sistem üzerine bağlanan 1 adet rulo sacın dilme işlemi 30dk sürmektedir. Dilme hattında çalışan vinçlerin en fazla 1 saatte boşa çıktığı göz önüne alınırsa; sistem sonunda iki kollu bir turnike boşaltma mekanizmasının eklenmesi, hat üzerinde gerçekleşecek olası bir duruş ihtimalini, bu ihtimalle birlikte ortaya çıkacak zaman ve maliyet kayıplarının ortadan kalkacağını göstermiştir. Belirlenen bu değerler ile dilme sistemi sonuna iki kollu bir turnike mekanizması eklenmesi için tasarım ve prototip üretim çalışmaları yapılmıştır. Yapılan çalışmalar için sırasıyla; tasarım değişkenleri, tasarım esnasında kullanılacak programların belirlenmesi, tasarımın yapılması, mekanizma montajı için standart makine elemanlarının seçilmesi, tasarımın sonlu elemanlar yöntemi ile analizi, analiz sonuçlarına göre nihai tasarıma karar verilmesi, sistemin son kontrolü, imalat resimlerinin hazırlanması, parçaların imalat, yöntemlerine karar verilmesi ve parça imalatlarının gerçekleştirilmesi şeklinde bir yol izlenmiştir.

# 2. MALZEME VE YÖNTEM

## 2.1. Tasarım Değişkenleri

Rulo sac boşaltma mekanizmasının tasarımını etkileyen birden fazla boyutsal sınırlama vardır. Bu sınırlamalardan en önemlisi rulo sacların farklı genişlik ve kalınlık değerlerinde üretilmelerine bağlı olarak rulo sacların dış ve iç çaplarının değişkenlik göstermesidir. Rulo çaplarının haricinde vinç mekanizmalarında kullanılan C kanca aparatları da sistem tasarımını sınırlayan en önemli etkenlerden birisidir. Ayrıca sistemin sonunda bulunan tambur mekanizmasının sistemin bağlı olduğu zeminden olan yükseklik değeri, turnike mekanizmasına ait kolun zemine göre yüksekliğini sınırlandırmaktadır. Sınırlandırma arz eden kısımlar dikkate alınarak incelendiğinde tasarım parametrelerinin üç başlık altında incelenmesi uygun görülmüştür.

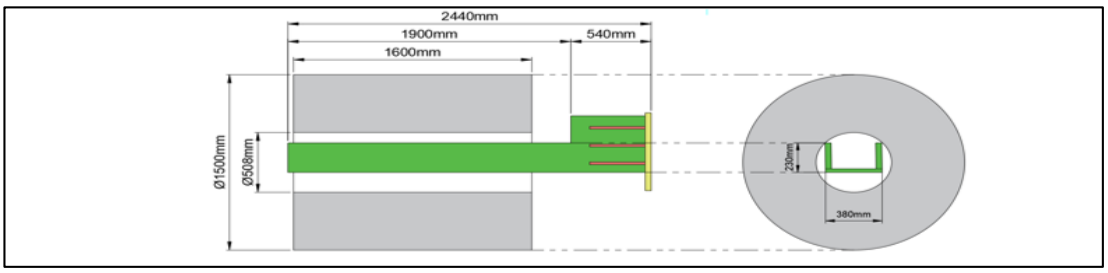
### 2.1.1 Dilme sistemi üzerine bağlanan rulo saclara ait parametreler

Ele aldığımız sac dilme sitemine bağlanan rulo saclara ait kalınlık, iç çap, dış çap, genişlik ve ağırlık değerleri Tablo 2.1' de görülmektedir.

Tablo 2.1. Dilme sistemi üzerinde bağlanan rulo sac parametreleri

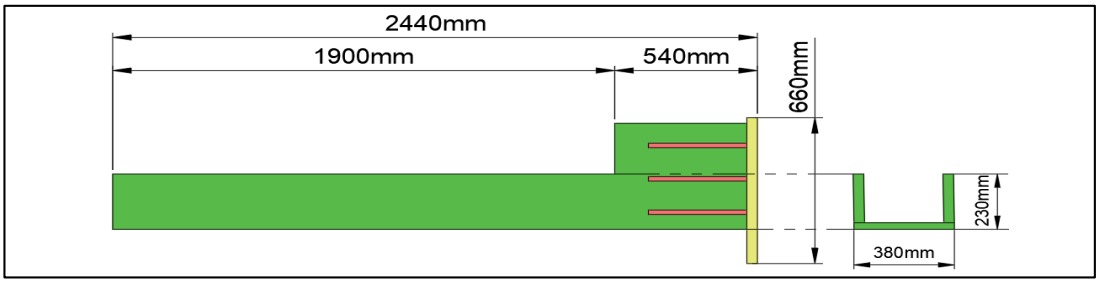
| Kalınlık | İç Çap | Dış Çap | Genişlik | Ağırlık |
|---|---|---|---|---|
| 0,3 – 0,5 mm | 508-610 mm | 1500 mm | 750 – 1600 mm | 8 ton |

Tablo 2.1' de belirtilen değerler dolayısı ile rulo sacları ölçüsel ve kütlesel olarak taşıyacak ortak bir turnike kolu tasarlanmasına karar verilmiştir. Bu turnike koluna ait görselin taslak çalışması Şekil 2.1' de görülmektedir.




Şekil 2.1. Turnike kolu taslak çalışması

Taslak çalışmada görüldüğü üzere turnike kolu genişlik ve yükseklik bakımından incelendiğinde rulo saclara ait iç çapları karşılayacak bir tasarıma sahip olmalıdır. Bu sebeple turnike kolunun ölçüleri Şekil 2.2' de gösterildiği şekilde tasarlanmıştır. Böylelikle turnike kolu en küçük rulo çapını karşılayabilecek bir şekil almıştır.



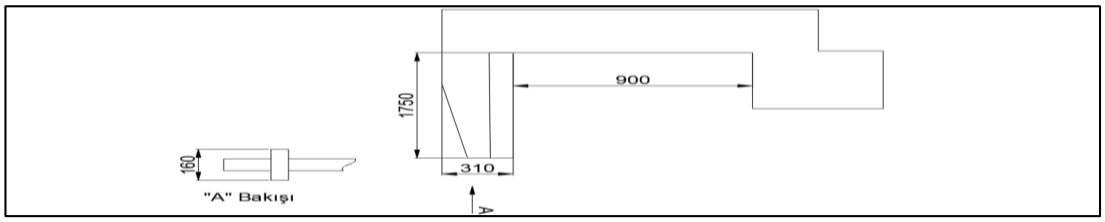

Şekil 2.2. Turnike kolu taslak ölçüleri

### 2.1.2. Rulo sac taşıyıcı C kanca ölçüleri

Rulo saclar dilme hattına yükleme esnasında ve dilme işlemi tamamlandıktan sonra C kancalar ile taşınmaktadır. C kanca ile yapılan taşıma esnasında turnike kolu üzerine yüklenecek olan rulo sacları taşıyan C kancanın kol üzerinde bulunan yuvaya girmesi gerekmektedir. Bu sebeple C kancaya ait olan ölçü parametrelerine göre turnike kolu tasarımı yapılmıştır. C kanca ölçülerine Tablo 2.2' de ve Şekil 2.3' de yer verilmiştir. Turnike kolu tasarımı belirtilen ölçüler göz önünde tutularak tasarlanmıştır.

Tablo 2.2. C Kanca ölçü tablosu [2]

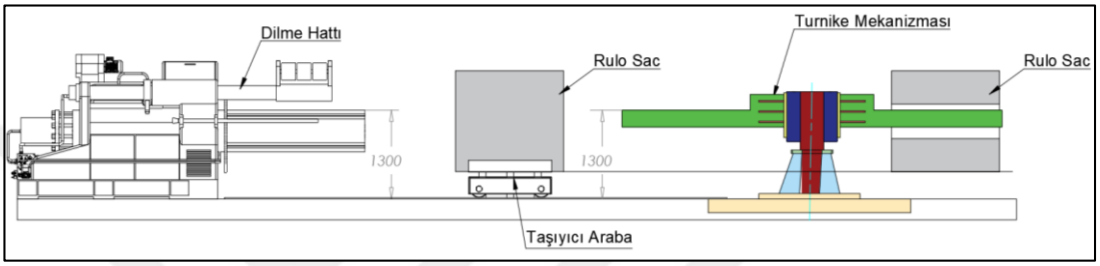
| **Taşıma kapasitesi (kg)** | **İç yükseklik l (mm)** | **Çatal boyu Zl (mm)** | **Çatal yüksekliği Zh (mm)** | **Göz genişliği (mm)** | **Yükseklik (mm)** | **Ağırlık (kg)** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 20000 | 900 | 1750 | 310 | 160 | 1610 | 1384 |




Şekil 2.3. C Kanca ölçüleri

### 2.1.3. Tambur mekanizması yükseklik ölçüleri

Dilme hattı üzerinde bulunan tambur mekanizmasına ait olan ölçüler turnike sisteminin çalışma alanını belirleyeceğinden önemlidir. Eğer sistem tasarımı tambur yüksekliği göz önüne alınmadan yapılırsa hat üzerinde rulo haline getirilen sacların turnike mekanizması üzerine aktarılması olanaksız olacaktır. Bu sebeple sistem tasarımı yapılırken Şekil 2.4' de yer alan tambur mekanizmasına ait yükseklik ölçüleri göz önünde bulundurulmuştur.




Şekil 2.4. Sistem taslak görüntüsü

Tambur mekanizması ölçülerine kadar olan tüm kısımlar turnike mekanizmasının taslak olarak çalışıldığı ve sisteme ait sınırların belirlendiği kısımları göstermektedir. Sistem üzerine yüklenecek sac rulo ve ruloyu taşıyacak sistemlerin turnike mekanizması ile ortak bir paydada çalışması için yapılan bu incelemelerden sonra nihai tasarım için çalışmalara devam edilmiştir.

## 2.2. Tasarım Yapılacak Programların Belirlenmesi

Tasarımı ve üretimi yapılacak olan sistem, mekanik bir sistem olması sebebi ile mekanik tasarımda isteklere cevap verebilecek programların seçilmesi gerekiyordu. Bu sebeple yapılan araştırmalar neticesinde ve daha önceki mekanik tasarım tecrübelerimiz ile deneyimlediğimiz kazanımların ışığında Autodesk ürünleri ile çalışmanın sürdürülmesinin doğru olacağına karar verilmiştir. 2 boyutlu taslak çalışmaları ve imalat resimleri için Autocad Mechanical, 3 boyutlu katı model tasarımları ve sonlu elemanlar analizleri için Autodesk Inventor programları kullanılmıştır. Bu programların kullanılması konusunda yukarıda belirtilen hususlar haricinde, 2 ve 3 boyutlu tasarımlarda kullanılan standart makine elemanlarının, tüm dünya standartlarında bire bir karşılıklarını programların kütüphanelerinde

barındırmaları seçim konusunda destekleyici olmuştur. Programların 2 boyutlu ve 3 boyutlu parça kütüphanelerinden istediğimiz standart bağlantı elemanı vb. temin edilerek tasarım içinde eksiksiz bir şekilde kullanılmıştır. Tasarımın ilk aşamalarında 2 boyutlu taslak çalışmalarının yapılması için Autocad Mechanical programından destek alınmıştır. Taslak çalışmaları için kullanılması ön görülen standart bağlantı elemanları vb. standart parçaların taslak çalışmalarında kullanılması Autocad Mechanical ile gerçekleştirilmiştir. Mekanizmanın işlevselliğine yönelik olarak tüm parametreler göz önünde bulundurularak tamamlanan taslak çalışmasının ardından 3 boyutlu tasarım aşamasına geçilmiştir. 3 boyutlu tasarım aşamasında Autodesk Inventor programı kullanılmıştır. Autodesk Inventor sayesinde katı model ortamında ihtiyaç duyulan tüm standart bağlantı ve makine elemanları istenilen standartlarda eksiksiz olarak kullanılmıştır. 3 boyutlu katı model tasarım çalışmaları yapılan mekanizmanın montaj ilişkilendirmeleri, kaynak bağlantılarının tanımlanması, sistemin hareket simülasyonu ve sonlu elemanlar analizleri Autodesk Inventor "Stress Analysis" modülü ile yapılmıştır.

Sistem tasarımında standart parça kütüphanelerinin işlevselliği ve programların isteklere hızlı cevap vermesi ile birlikte tasarım sürecinde yaşanacak zaman kayıpları en aza indirgenmiştir. 3 boyutlu tasarımlar sonrasında sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizler, sistemin nihai şekline ve tasarımda güncellenmesi gereken kısımlara karar verilmesini sağlamıştır.

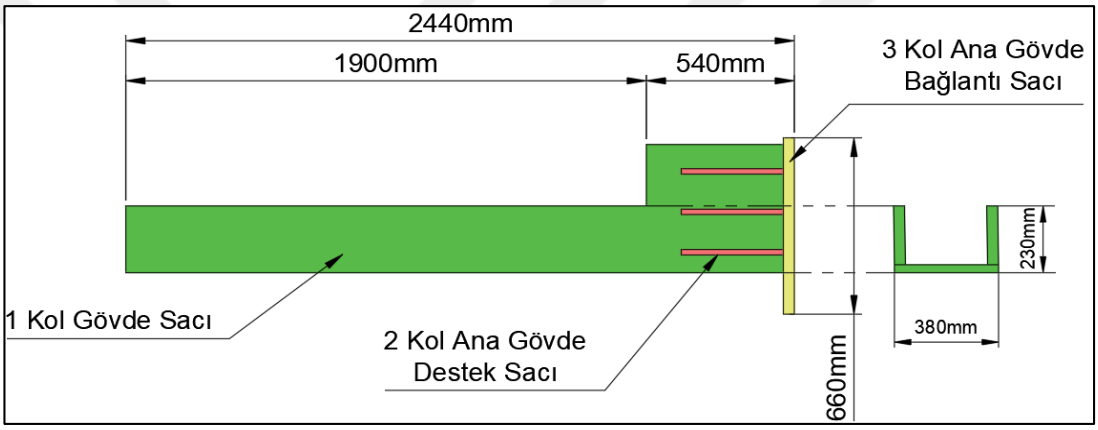
### 2.3. Tasarımın Yapılması

Tasarım aşamasına geçildiğinde öncelikli olarak sistemin 2 boyutlu taslak çalışması 2.1. başlığı altındaki tasarım değişkenlerine bağlı olarak yapılmıştır. Taslak çalışmasında sistemin nihai boyutlarına ve çalışma şekline karar verilmiştir. Taslak çalışmasının ardından 3 boyutlu tasarım aşamasına geçilerek, sistemin tüm parçaları modellenmiş ve sanal ortamda montaj işlemleri yapılmıştır.

#### 2.3.1. Taslak çalışmaları

Taslak çalışmaları esnasında sistemin nasıl çalışacağı, sistem tahrikinin nasıl yapılacağı, hangi tür parçalar ile sisteme hareket verileceği, sistemin konstrüksiyon

yapısının ve boyutlarının nasıl belirleneceği konusunda 2 boyutlu bir çalışma yapılmıştır. Taslak çalışması ile sistemin karmaşık yapısının içine girmek yerine daha sade ve basit bir şekilde sistemin çalışacağı sınırlar belirlenmiştir. Böylelikle karmaşık yapının çözümlenmesi aşamasında daha net ve göreceli bir ortam yaratılması sağlanmıştır. Yapılan taslak çalışmasında öncelikli olarak turnike sistemine ait kol ölçüleri ve sistemin çalışma sınırlarına ait kısımlar netleştirilmiştir. Çalışma sınırları ve kol ölçüleri belirlendikten sonra sistemin esas yapısı olan gövde kısmına ait tasarımın nasıl yapılacağı kararlaştırılmıştır. Bu çalışmalara göre turnike mekanizmasının kol kısmı Şekil 2.5' da görüldüğü üzere toplam beş farklı parça tipinden meydana getirilmiştir.

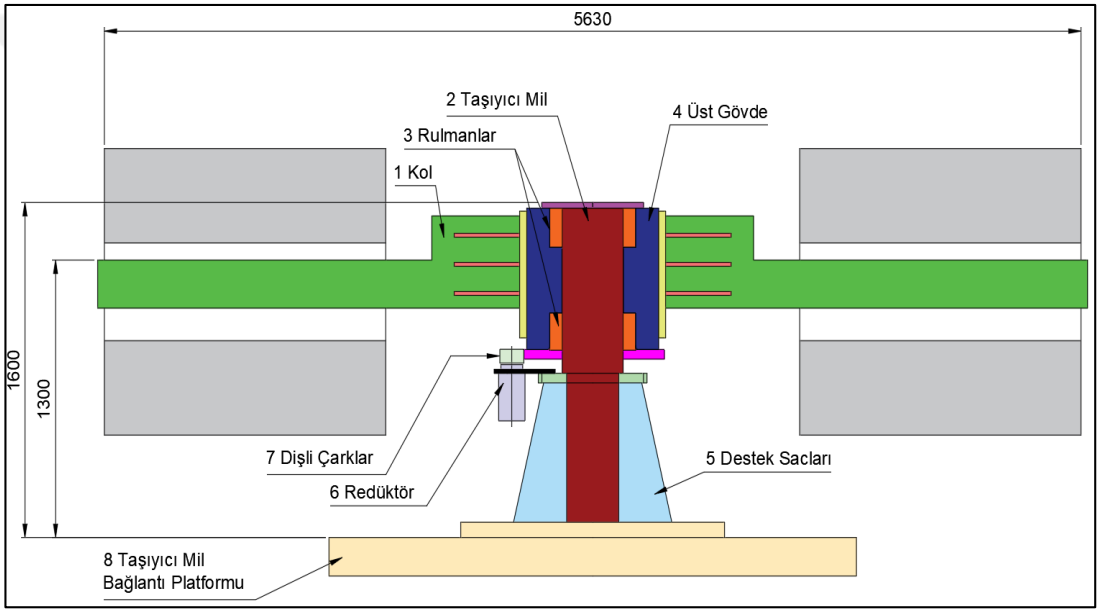



Şekil 2.5. Turnike mekanizması kolu taslak çalışması

Taslak kısmında ölçüleri belirlenen mekanizma kolu sonrasında mekanizmanın taşıyıcı kısmının tasarımına geçilmiştir. Mekanizmanın esas taşıyıcı kısmı için iyi bir karar verilmesi gerekiyordu. Bu sebeple mekanizmanın taşıyıcı kısmında içi dolu bir mil ile ana taşıyıcı direğin oluşturulması kararlaştırılmıştır. Bu içi dolu mil sayesinde mekanizmaya ait kollara gelen yükler karşısında en iyi eğilme direncinin sağlanacağı öngörülmüştür. Taşıyıcı direğin etrafı destek sacları ve taşıyıcı direğin bağlanacağı kısım sistemin yükseltilmesi için saç levhalar ile örülmüştür. Böylelikle sistemin esas taşıyıcı direğinin boyu en uygun ölçüde korunmuş ve sistemin montajının yapılmasına elverişli bir platform oluşturulmuştur. Sistemin taşıyıcı kısmının taslak tasarımının ardından taşıyıcı kısmı ile mekanizmanın kollarını birleştirecek aynı zamanda dönme hareketini gerçekleştirecek bir kısmın oluşturulması gerekliydi. Bu kısım için de üst taşıyıcı gövde tasarımı yapılmıştır. Yapılan üst gövde için de dikey ve yatay yükleri

taşıyacak 2 çift rulman kullanılması için üst gövde kısmında rulmanlar için yatak kısımları oluşturulmuştur. Bu rulmanlar sayesinde sistem üzerine gelen yüklerin mümkün oldukça sisteme aktarılması engellenmiştir. Ayrıca rulmanlar sayesinde sistemin dönme hareketi basit düz dişli çifti ve redüktör sistemi sayesinde gerçekleştirilmesine taslak çalışma üzerinde karar verilmiştir.

Taslak çalışması üzerinde genel yapı bileşenlerinin kaynaklı, bakım işlemlerinde sökülmesi planlanan kısımların ise standart makine elemanları ile montaj yapılmasına karar verilmiştir. Turnike sistemi genel taslak çalışması ise Şekil 2.6' da görülmektedir.



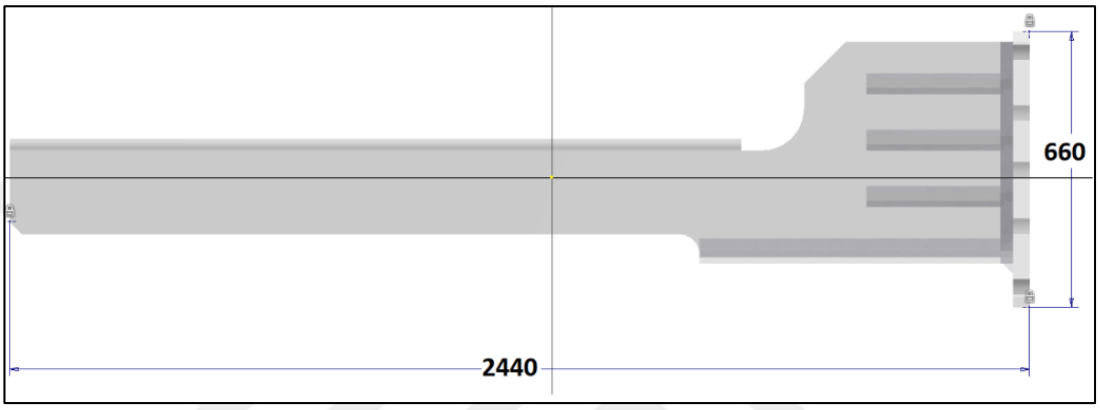

Şekil 2.6. Turnike taslak çalışması

### 2.3.2. Üç boyutlu tasarım çalışmaları

Taslak çalışmaları, bilindiği üzere sistemlere ait tasarımların ilk aşamalarından birisidir. Taslak çalışmalar ile tasarımı yapılacak mekanizmaların öngörülebilirliği arttırılarak esas tasarım aşamasında gerçekleştirilecek olan düşünme ve yeni fikirlerin ortaya çıkması ihtimalini en aza indirgemiş oluruz. Böylelikle esas tasarım aşamasına geçtiğimizde en az eforla, en doğru tasarımı ortaya çıkartırız. Turnike sistemimiz için yaptığımız taslak çalışmaları ile 3 boyutlu tasarım kısmına geçiş süreci hızlandırılmıştır. Sistemin belirlenen kriterler içerisinde kalarak katı modellerinin oluşturulacağı 3 boyutlu tasarım aşamasında tüm parçalar modellenmiştir.

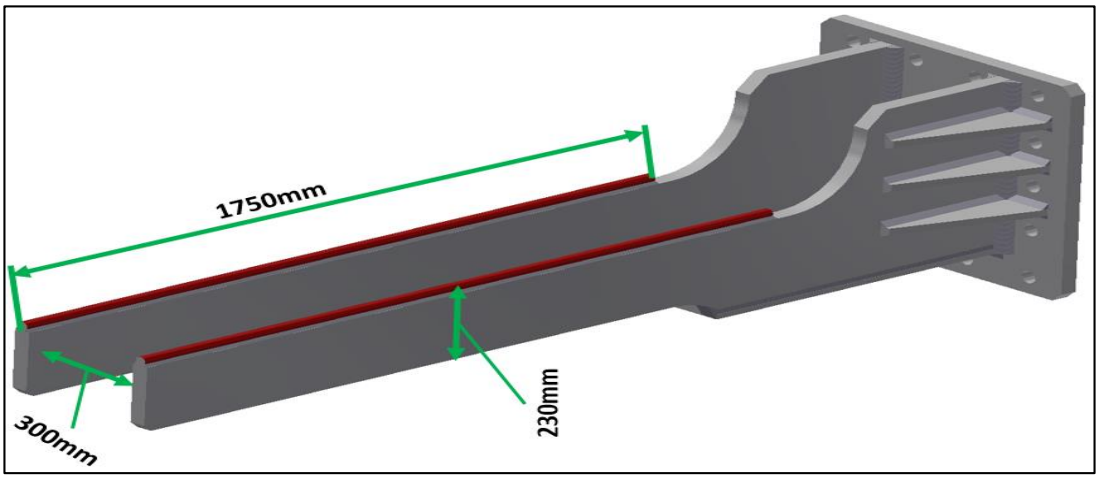
### 2.3.2.1. Taşıyıcı kol tasarımı

Turnike mekanizmasının ana yapı bileşeni olan taşıyıcı kollar sac malzemeler kullanılacak şekilde tasarlanmıştır. Tasarım yapılırken 2.1. tasarım değişkenleri başlığı altında değinilen rulo sac iç, dış çap ve genişliklerine, bu kısımlar haricinde rulo sacların taşındığı C kanca ölçülerine dikkat edilmiştir. Taşıyıcı kolun genel boyutları Şekil 2.7' de görülmektedir.




Şekil 2.7. Taşıyıcı kol genel boyutları

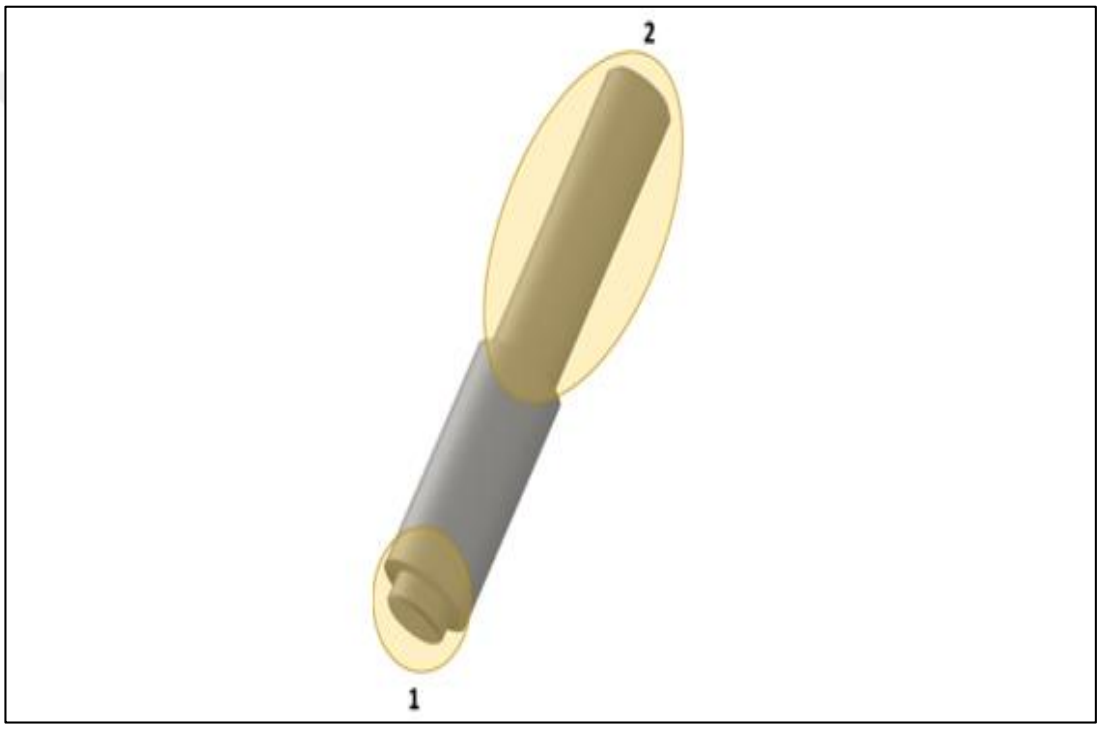
Taşıyıcı kolun en önemli kısmı; C kancanın, rulo sacı kol üzerinden alması esnasında gövde ile temasının engellenmesidir. Taşıyıcı kol tasarımı yapılırken C kanca ölçülerine uygun olacak ve çalışmasını engellemeyecek şekilde bir tasarım yapılmıştır. Şekil 2.8' de C kanca ölçüleri dikkate alınarak yapılan taşıyıcı kol tasarımı yer almaktadır.




Şekil 2.8. Taşıyıcı kol ölçüleri

### 2.3.2.2. Taşıyıcı mil tasarımı

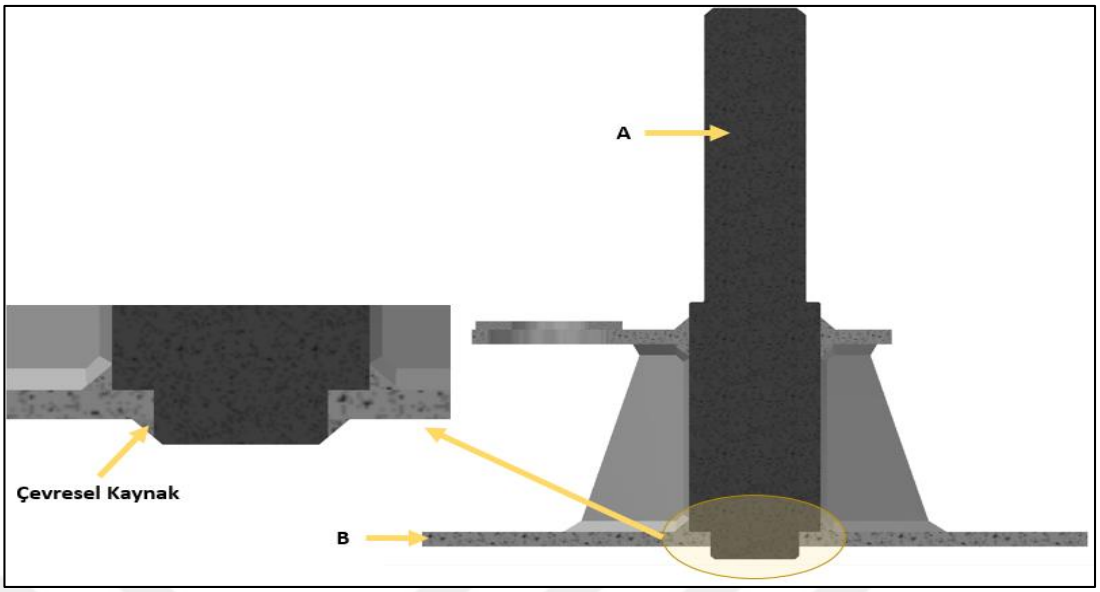
Hareketli olan tüm mekanizmalarda olduğu gibi tasarımı yapılan bu mekanizmada da, sistemi taşıyacak bir yapıya ihtiyaç duyulmuştur. Sistemi taşıyacak olan yapının sistem üzerine gelebilecek yükleri karşılaması, aynı zamanda kaba olmayan bir yapı olarak dizayn edilmesi düşünülmüştür. Böyle bir yapı için en mantıklı taşıyıcının içi dolu bir mil olması uygun görülmüştür. İçi dolu bir mil ile sistemin ana taşıyıcısını oluşturmak, sistem üzerine gelen yükleri daha mukavvim bir yapıyla karşılamayı sağlayacaktır. Taşıyıcı mil için yapılan tasarım ve detayları Şekil 2.9' da görülmektedir.




Şekil 2.9. Taşıyıcı mil tasarımı

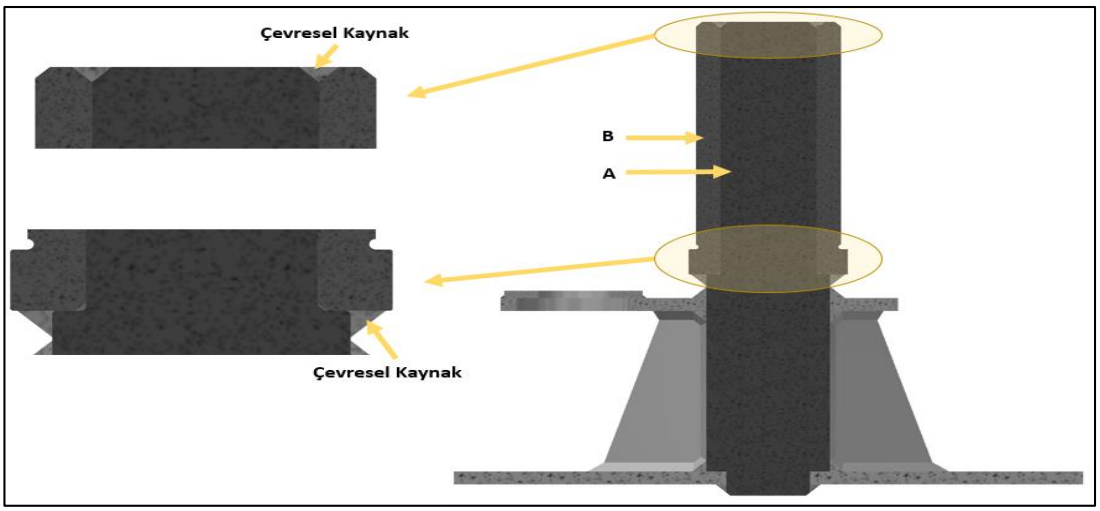
Şekil 2.9' da yer alan mil tasarımı üzerinde belirtilen 1 ve 2 numaralı bölgelerin yapısal olarak incelenmesi;

1 numaralı bölgede oluşturulan kademe, milin montaj esnasında bağlantı platformu üzerine montajında kolaylık sağlaması için oluşturulmuştur. Bu bölge sayesinde, mil ile platform arasında oluşturulacak bir kaynak bağlantı noktası ortaya çıkarılmıştır. Ayrıca bu kademeli kısım platform içine gireceğinden yatay eksenlerde gelecek kuvvetlere karşı sistemin mukavvemet oluşturulmasını sağlayacaktır. 1 numaralı bölgenin montajlı hali Şekil 2.10' da görülmektedir.




Şekil 2.10. Taşıyıcı mil tasarımı platform montajı (A- Mil, B- Platform)

2 numaralı bölge kademeli bir yapı olarak tasarlanmıştır. Kademeli olarak oluşturulan bu kısım sistem üzerine bağlanacak rulmanların bağlanıtısının yapılacağı kısımdır. Bu kademeli kısım üzerine bilezik olarak adlandırılan ayrı bir parçanın montajı yapılmaktadır. Montajı yapılan bu parça ile rulmanların direkt mil ile teması önlenmektedir. Rulmanların mil ile temasının önlenmek istenmesinin sebebi ise oluşacak herhangi bir aşınma durumu ya da farklı bir yüzey probleminde 2 numaralı bölgeye montajı gerçeleştirilecek bileziğin yerinden sökülerek probleminin giderilmesini sağlamaktır. Böylelikle ana taşıyıcı olan mil zarar görmemiş olacaktır. 2 numaralı bölgeye gelen bileziğin montajlı hali Şekil 2.11' de görülmektedir.

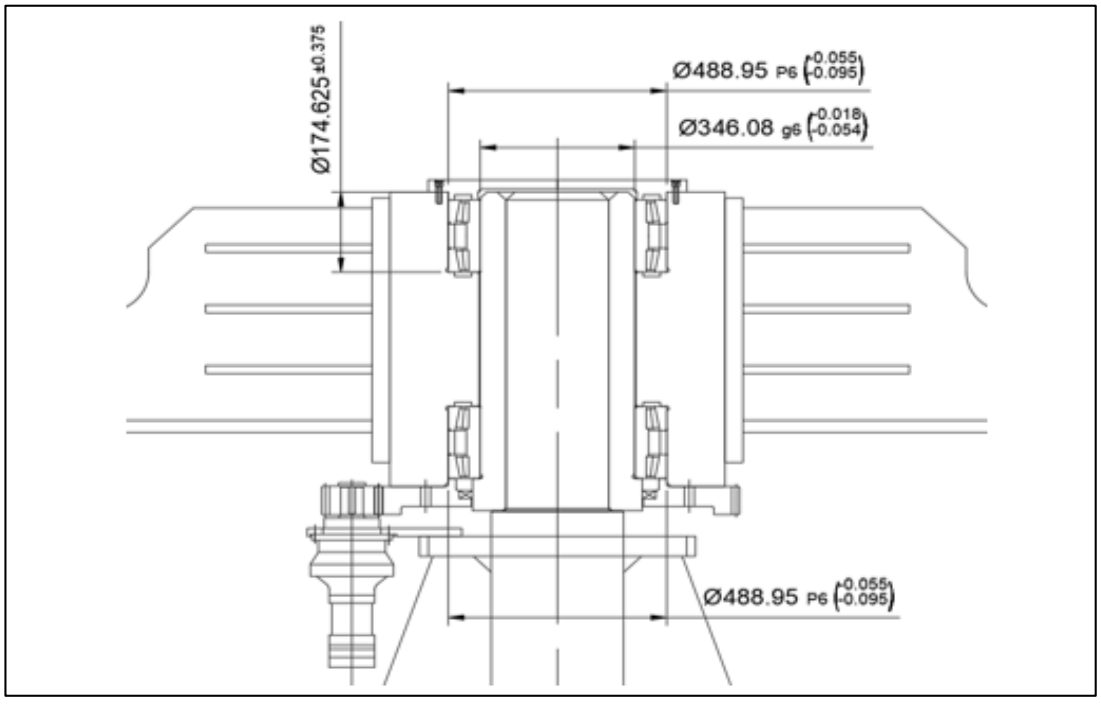



Şekil 2.11. Taşıyıcı mil tasarımı bilezik montajı (A- Mil, B- Bilezik)

### 2.3.2.3. Üst gövde tasarımı

Üst gövde mekanizmaya ait taşıyıcı kolların bağlandığı ve sisteme dönme hareketini veren rulmanların yataklandığı kısımdır. Üst gövde tasarımı yapılırken en önemli nokta rulman yataklamalarının yapılmasıdır. Rulman yataklamaları için oluşturulan yatak bölgeleri, rulman çapları ve yüksekliklerine ait ölçü toleransları dikkate alınarak tasarlanmıştır.

Sistem için FAG firmasının üretimi olan 575296 seri numaralı rulmanlar seçilmiştir. Seçilen rulmanlarımız küresel makaralı ve çift sıralı rulmanlardır. Bu rulmanların seçilmesindeki en önemli nokta eksenel ve radyal yükleri taşıma kapasitelerinin yüksek olmasıdır. FAG firmasının belirlediği rulman yatağı toleranslarına göre üst gövde yataklama kısmı tasarlanmıştır. FAG firmasının rulman kataloğunda yer alan T41A (D) şartnamesi, rulmanların montaj yapılacağı delik ve millerin kısıtlamasını belirtir. Şartnameye göre rulman iç bileziği mil toleransları g6 veya f6 olarak uygulanabilir. Kaplamalı miller veya kaplamalı delikli rulmanlar için f6 toleransının kullanılması gerekmektedir. Rulman dış bileziğinin yataklanacağı kısım için P6 toleransı kesin olarak uygulanmalıdır [3]. Tasarlanan rulman yatağı bölgeleri Şekil 2.12' de, rulman yatağı için yükseklik toleransları Tablo 2.3' te görülmektedir.

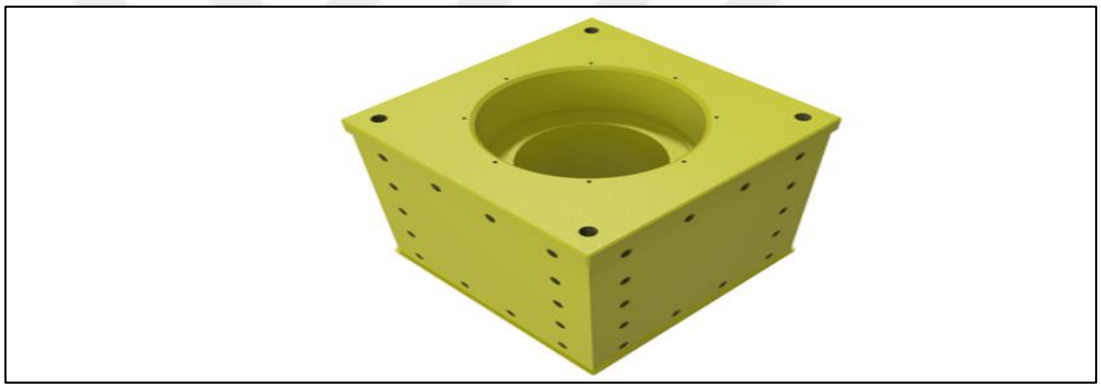



Şekil 2.12. Rulman yatağı ölçü ve toleransları

Tablo 2.3. Rulman yatağı yükseklik tolerans tablosu [4]

| **Delik çapı d (mm)** | | **İç bileziğin sapması (deliğe göre) (µ)** | | **Rulman sapması (µ)** | |
|---|---|---|---|---|---|
| Hariç | Dahil | Max. | Min. | Max. | Min. |
| 102 | 120 | 0 | -200 | +350 | -250 |
| 120 | 180 | 0 | -250 | +350 | -250 |
| 180 | 250 | 0 | -300 | +350 | -250 |

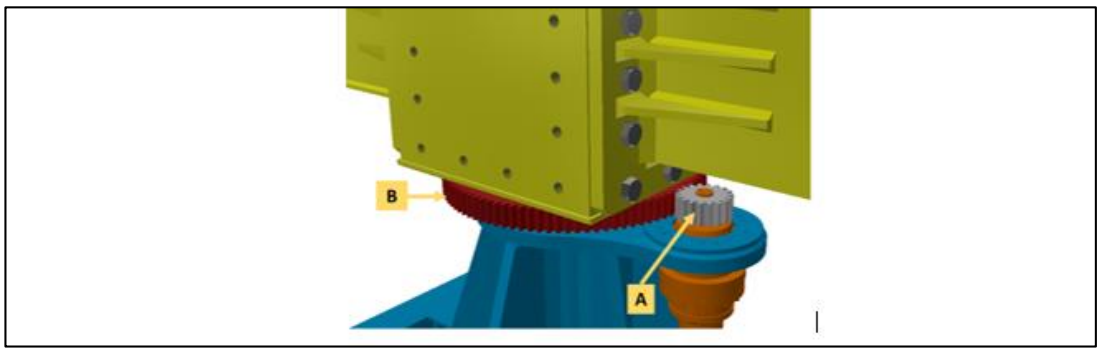
Üst gövde kısmında bulunan yatak toleranları üretici firmanın önerilerine göre belirlendikten ve taslak çalışmaları tamamlandıktan sonra üst gövdeye ait olan 3 boyutlu tasarım yapılmıştır. Üst gövde katı model tasarımına yönelik çalışma Şekil 2.13' te görülmektedir.



Şekil 2.13. Üst gövde tasarımı

### 2.3.2.4. Dişli çark tasarımları

Rulo sac taşıyıcı turnike sisteminin yapacağı dairesel hareketi gerçekleştirmek için iki farklı dişli çark tasarımı yapılmıştır. Bu dişli çarklar Şekil 2.14' te görülmektedir.




Şekil 2.14. Dişli Çarklar (A- Redüktör Dişlisi, B- Sistem Dişlisi)

Sisteme ait dişli çarkların sistem üzerindeki işlevleri incelendiğinde;

A- Redüktör Dişlisi: Redüktörden gelen ilk dönme hareketi bu dişliyi harekete geçirmektedir. Bu dişli sayesinde sistem tahriği gerçekleştirilmektedir.

B- Sistem Dişlisi: Redüktörün yaptığı dairesel hareket, redüktör dişlisi ile sistem dişlisine iletilmektedir. Sistem dişlisi sayesinde mekanizmanın dönme hareketi gerçekleştirilmektedir.

Tasarladığımız sistem üzerinde sadece dönme hareketi sağlanacağı için düz dişli çarkların kullanılması uygun görülmüştür. Dişli çarklarımızın profil tipi seçildikten sonra ana dişlinin taslak ölçüleri belirlenmiştir. Ana dişli için dış çap (diş üstü çapı) güvenlik amacı ile gövde boyutlarının dışında kalmayacak şekilde max. 800mm olarak, redüktör dişlisinin diş sayısı ise 18 adet olarak belirlenmiştir. Belirlenen ana dişli dış çap ölçüsüne, redüktör dişlisi diş sayısına ve dişli modül değerine göre hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

Sistem üzerinde kullanılacak dişli çarkların hesaplamaları;

- İterasyon yöntemi ile modül hesabı [5]

Tablo 2.4. Sistem verileri

| Sembol | Ad | Veri |
|---|---|---|
| P | Motor gücü | 1,17 kW |
| Rdd | Redüktör dişlisi devir | 5,44 rpm |
| Rdz | Redüktör dişlisi diş sayısı | 18 adet |
| Sdd | Sistem dişlisi devir | 1 rpm |
| ϕ | Diş basma açısı | 20° |
| | Dişli malzemesi St-52 | Akma Dayanımı ($\sigma$= 345 N/ mm²) |

Dişli indirgeme oranı (i) hesabı;

$$i=Rdd / Sdd = 5,44 / 1 = 5,44 \quad (2.1)$$

Sistem dişlisi diş sayısı (Sdz) hesabı;

$$Sdz=i \times Rdz = 5{,}44 \times 18 = 98 \text{ diş} \quad (2.2)$$

Aynı dişlerin periyodik temaslarının kontrolü;

$$Sdz / Rdz = 98 / 18 = 5{,}44 \ ^{(1)} \quad (2.3)$$

Dişli genişliği (b) hesabı;

$$b = 10 \times m \text{ (modül)} \quad (2.4)$$

Dişlileri döndüren kuvvet (Fy) hesabı;

$$Fy = P\ (W) \times 60000 / (\pi \times m(mm) \times Rdz \times N\ (rpm)) \times Cs \quad (2.5)$$

Dişli döndüren kuvvet hesabında yer alan Cs servis faktörü Tablo 2.5' de yer alan verilere göre 1,8 olarak seçilmiştir.

$$Fy = 1170 \times 60000 / (\pi \times m \times 18 \times 5{,}44) \times 1{,}8 = 126778/m \quad (2.5)$$

Lewis denklemine göre tanjant kuvvet (Ft) hesabı;

$$Ft = Ϭ \times b \times Y \times m \quad (2.6)$$

Tanjant kuvvet hesabında yer alan Y değeri Tablo 2.6' da yer alan verilere göre 0,293 olarak seçilmiştir.

$$Ft = 345 \times 10 \times m \times 0{,}293 \times m = 1010 \times 2m \quad (2.6)$$

Tanjant hız (Vt) hesabı;

$$Vt\ (m/s) = \pi \times m \times Rdz \times N / 60000 \quad (2.7)$$

$$Vt = (\pi \times m \times 18 \times 5{,}44) / 60000 = 5{,}127 \times 10^{-3} \times m \quad (2.7)$$

Hızın 10 m/s' den daha az olacağı kabul edilecek olursa;

[1] Diş sayısı seçiminde en önemli hususlardan biri ana dişli diş sayısının pinyon dişli diş sayısına olan bölümünün asla tam sayı olmaması gereğidir. Eğer bu oran tam sayı olursa belli periyotlarda hep aynı dişler birbirine temas edeceğinden dişlilerin aşınması daha hızlı gerçekleşir [6].

$$Vt < 10\ m/s \tag{2.8}$$

$$Cv = 3 / (3 + Vt) \tag{2.9}$$

$$Cv = 3 / (3 + (5{,}127x10^{-3} \times m)) \tag{2.9}$$

Barth denklemine göre max. tanjant kuvveti (Ft max.) hesabı;

$$Ft\ max. = Ft \times Cv \tag{2.10}$$

$$Ft\ max = (1010 \times 2m) \times (3 / (3 + (5{,}127x10^{-3} \times m)) \tag{2.10}$$

İterasyon hesabı için;

$$Fy \leq Ft\ max \tag{2.11}$$

$$126877 / m \leq (1010 \times 2m) \times (3 / (3 + (5{,}127x10^{-3} \times m)) \tag{2.11}$$

İterasyon hesabına göre, m değeri için yukarıdaki formülasyonda farklı değerlerin denenmesi sonucu Tablo 2.7' de yer alan standart modül değerlerine göre karşılaştırma yapılmıştır. Yapılan karşılaştırma ve kıyaslamalar neticesinde modül değeri 8 olarak belirlenmiştir.

Elde edilen modül değerine göre Tablo 2.8' de yer alan formüllere göre dişli boyutları hesaplanmıştır.

Tablo 2.5. Servis faktörü tablosu [7]

| **Servis Faktörü (Cs)** | | | |
|---|---|---|---|
| **Yük durumu** | **Dişli çalışma süreleri** | | |
| | **3 Saat/Gün** | **8-10 Saat/Gün** | **24 Saat/Gün** |
| Sürekli çalışan | 0,8 | 1 | 1,25 |
| Hafif şoklara maruz | 1 | 1,25 | 1,5 |
| Orta şoklara maruz | 1,2 | 1,5 | 1,8 |
| Ağır şoklara maruz | 1,5 | 1,8 | 2 |

Tablo 2.6. Lewis form faktörü tablosu [8]

| Lewis Form Faktörü | | |
|---|---|---|
| | Basık dişli | Tam boy dişli |
| Diş sayısı | Φ=20°<br>a=0,8m<br>d=M | Φ=20°<br>a=m<br>d=1,25M |
| 12 | 0,335 12 | 0,229 60 |
| 13 | 0,348 27 | 0,243 17 |
| 14 | 0,359 85 | 0,255 30 |
| 15 | 0,370 13 | 0,266 22 |
| 16 | 0,379 31 | 0,276 10 |
| 17 | 0,387 57 | 0,285 08 |
| 18 | 0,395 02 | 0,293 27 |
| 19 | 0,401 79 | 0,300 78 |
| 20 | 0,407 97 | 0,307 69 |

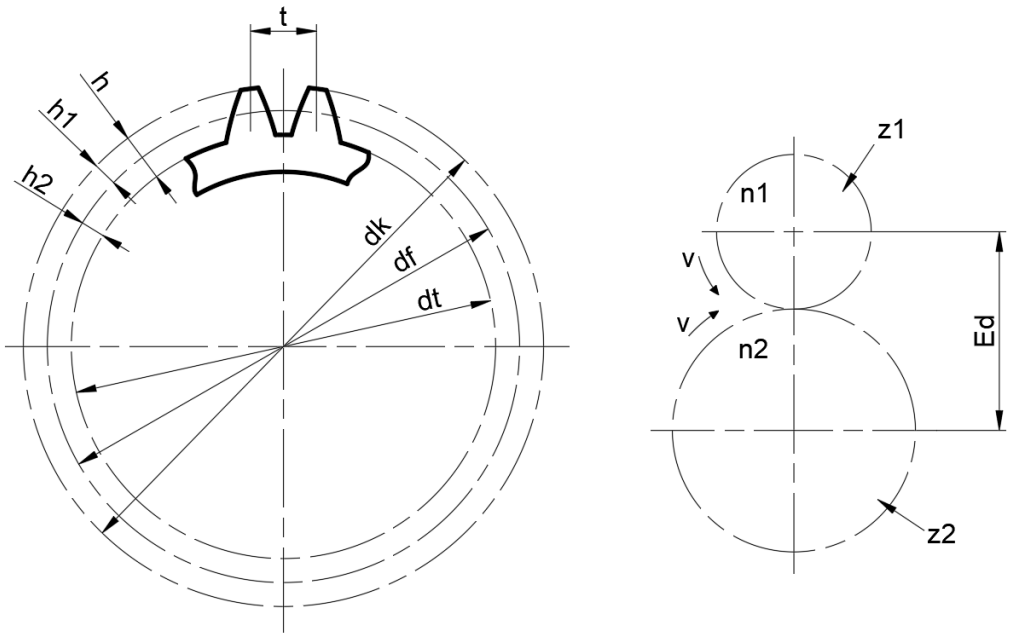
Tablo 2.7. Modül değerleri tablosu [9]

| İnceden Kalına Standart Dişli Modül ve Pd Değerleri | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 1. Sütun | | 2. Sütun | | 3. Sütun | |
| M (mm) | Pd (1/inch) | M (mm) | Pd (1/inch) | M (mm) | Pd (1/inch) |
| | 48 | 3,5 | | 22 | |
| 0,6 | | | 7 | 24 | |
| | 40 | 3,75 | | 25 | |
| 0,7 | | 4 | | | 1 |
| | 32 | | 6 | 27 | |
| 0,8 | | 4,5 | | 30 | |
| 0,9 | | 4,75 | | 32 | |
| 1 | | 5 | | | 0,75 |
| | 24 | | 5 | 36 | |
| 1,25 | | 5,5 | | 39 | |
| | 20 | 6 | | 40 | |
| | 18 | | 4 | 42 | |
| 1,5 | | 6,5 | | 45 | |
| | 16 | 7 | | 50 | |
| | 15 | | 3,5 | | 0,5 |
| 1,75 | | 8 | | 55 | |
| | 14 | | 3 | 60 | |
| | 13 | 9 | | 65 | |

En yaygın kullanılan modül ve Pd değerleridir.

Tablo 2.8. Düz dişli çark hesap tablosu [10]

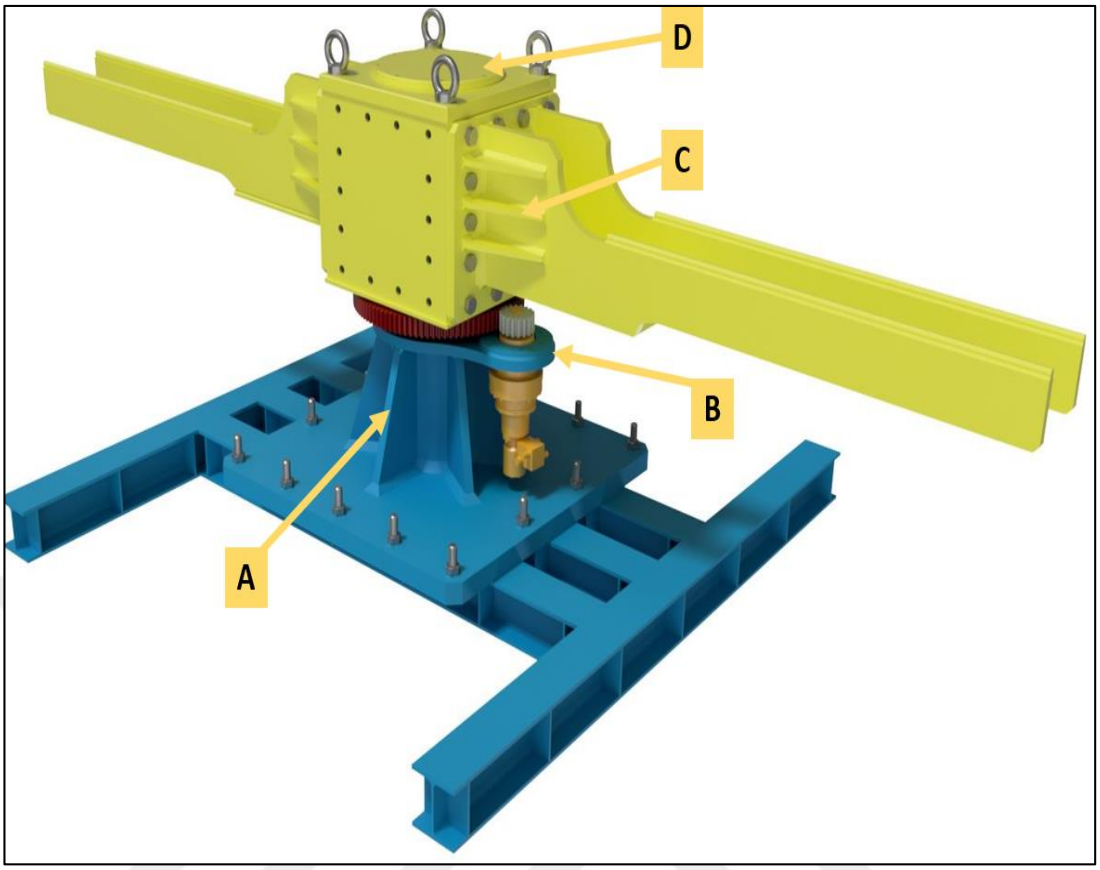
**Düz Dişli Çarklar**




| Adlar | Formül |
|---|---|
| Modül (mm) | m=t/π, dt/z, dk/z+2 |
| Adım (mm) | t=m x π, π x dt/z, π x dk/z+2 |
| Diş sayısı | z=dt/m, π x dt/t, dk – 2 x m/m |
| Bölüm dairesi çapı (mm) | dt=z x m, t x z/ π, dk – 2 x m |
| Diş başı dairesi çapı (mm) | dk=dt + 2 x m, m x (z + m) |
| Diş yüksekliği (mm) | h=13/6 x m, 2,167 x m |
| Diş başı yüksekliği (mm) | h1=m, t/ π |
| Diş dibi yüksekliği (mm) | h2=7/6 x m, 1,167 x m |
| Diş başı boşluğu (mm) | a=1/6 x m, 0,167 x m |
| Diş genişliği (mm) | b=Kuvvet dişlileri için 6-8 x m<br>b=Hareket dişlileri için 8-12 x m |
| Eksenler arası genişliği (mm) | Ed=dt1 + dt2/2, m x (z1 + z2) / 2 |

### 2.3.2.5. Yardımcı parça tasarımları

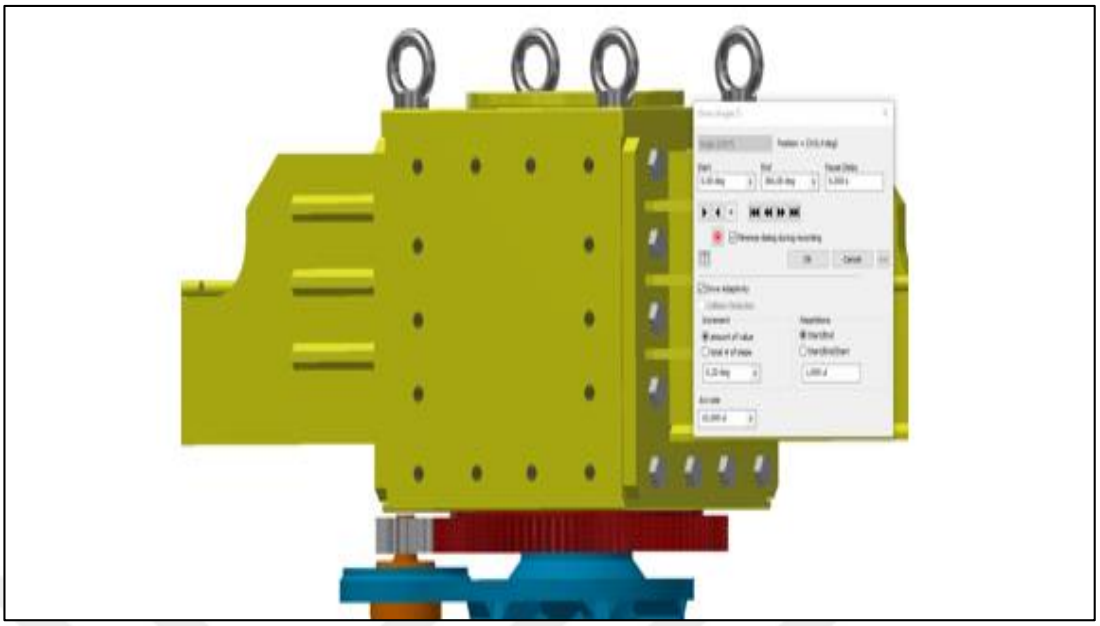
Sistem üzerinde yer alan, sistem montajında ve yapısal birleştirmede kullanılacak olan yardımcı parçaların tasarımları sistemin ana parçalarına göre gerçekleştirilmiştir. Bu parçalar sistem üzerinde farklı kısımları desteklemek ve sistem montajının yapılması için kullanılmıştır. Yardımcı parçalar Şekil 2.15’ te görülmektedir.



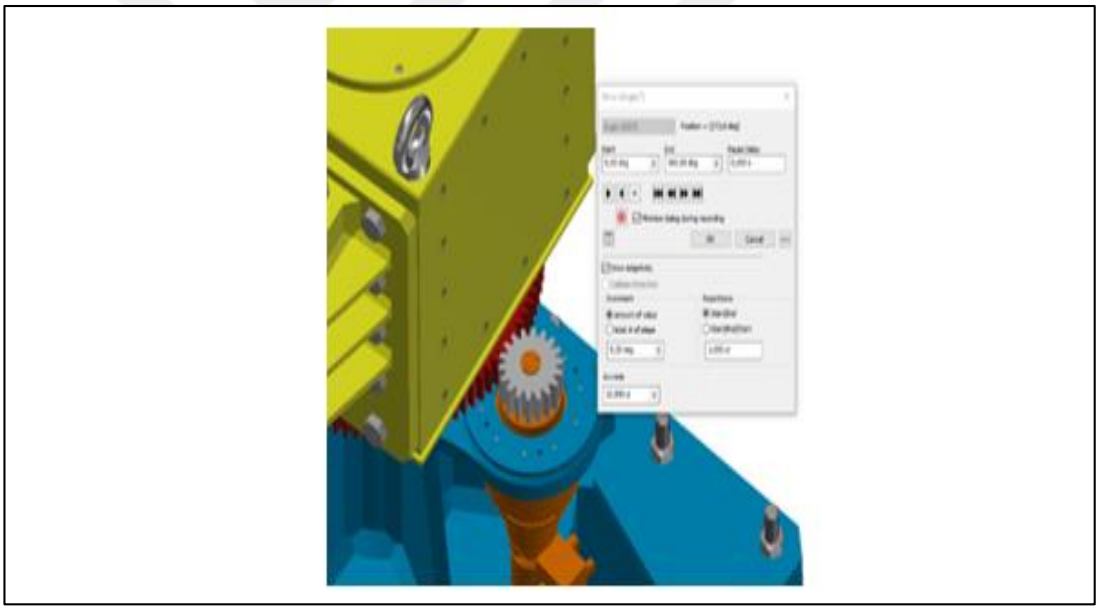

Şekil 2.15. Sistem yardımcı parçalar (A- Gövde destek sacı, B- Redüktör bağlantı plakası, C- Kol destek sacları, D- Sistem üst kapak)

Her parçanın ayrı olarak modellemesi tamamlandıktan sonra tüm parçalara sanal ortamda montaj ilişkisi verilerek sistemin montaj adımı gerçekleştirilmiştir. Montaj işleminden sonra sistemin komplesini sanal ortamda görerek montaj esnasında bir problem ile karşılaşıp karşılaşılmayacağı tespit edilmiştir. Montaj işleminin sanal ortamda gerçekleştirilmesi, imalatı yapılan sistemin montaj aşamasında yada çalışma esnasında herhangi bir aksaklığa karşı önlem alınmasını sağlamaktadır. Sanal ortamda yapılan montajda birbiri ile çalışan tüm sistemleri test etme imkanı bulmaktayız.

Montaj ilişkilendirmesi tamamlanan sistem, program içerisinde gerçekte çalışacağı gibi dinamik hareket simülasyonu ile test edilmiştir. Yapılan bu test ile parçaların birbirlerine göre çalışma konumları karşılaştırılmıştır. Dinamik hareket simülasyonu sayesinde sitemin çalışma durumunda muhtemel bir uyumsuzluk problemine karşı tedbir alınmıştır. Sanal ortamda yapılan bu test en küçük uyumsuzluk problemini dahi göstermektedir. Şekil 2.16 ve 2.17’ de sisteme ait yapılan hareket simülasyonuna ait görseller görülmektedir.



Şekil 2.16. Üst gövde ve dişli çark pozisyon kontrolü



Şekil 2.17. Diş sayısı ve adımlarının uygunluğu kontrolü

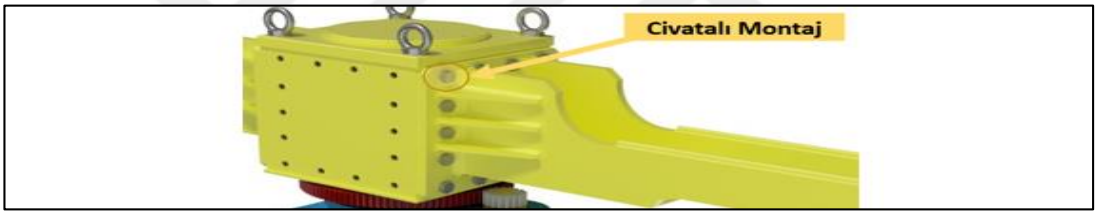
## 2.4. Mekanizma Montajı İçin Standart Makine Elemanlarının Seçilmesi

Tasarlanan sistem içerisinde birden fazla standart makine elemanı kullanılmıştır. Kullanılan bu makine elemanları parçaların birbiri ile montaj edilmesi, sisteme hareket kabiliyetinin verilmesi ve sisteme ait parçaların taşınması gibi aşamalarda kullanılmak üzere birbirinden farklı noktalara hizmet etmektedir.

### 2.4.1. Taşıyıcı kol bağlantısı

Rulo saclar sistem üzerinde taşıyıcı kollar vasıtası ile taşınmaktadır. Taşıyıcı kollar sistem gövdesi üzerine standart boyutlardaki cıvatalar ile montaj edilmiştir.

Cıvatalar; imalat aşamasında sistem parçaları üzerine standart ölçülerde delinen delikler vasıtasıyla, sabitlenmesi ön görülen makine parçalarının montajını yapmak için kullanılmaktadır. Tasarlanan turnike sisteminde cıvatalı bağlantının kullanıldığı en önemli noktalardan birisi, sisteme ait yük taşıma kollarının üst gövdeye montaj aşamasıdır. Yük taşıma kolları üst gövde kısmına sistemin bakım ve sevkiyat aşamaları göz önüne alınarak, sökülebilir bağlantı elemanı olan cıvatalar ile ilişkilendirilmiştir. Sistem kolunun cıvatalı montaj bağlantısı Şekil 2.18' de görülmektedir. Kolların gövde üzerine montajının sökülebilir bir bağlantı ile yapılması gereksiz işçilik ve maliyet kayıplarını önlemektedir.



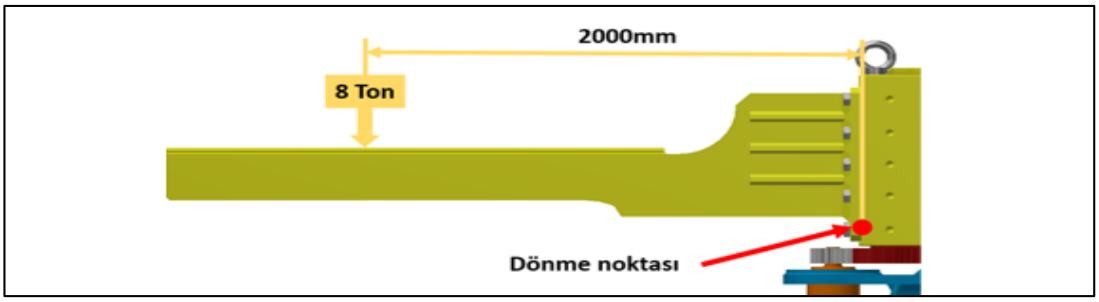

Şekil 2.18. Kol cıvatalı montaj

Üst gövde ve taşıyıcı kolların montajının yapılması için kullanılacak cıvataların seçimi için sisteme ait taşıyıcı kollara gelecek yük değerleri göz önünde bulundurulmuştur. Taşıyıcı kollara gelecek yük değerleri Şekil 2.19' da görülmektedir.

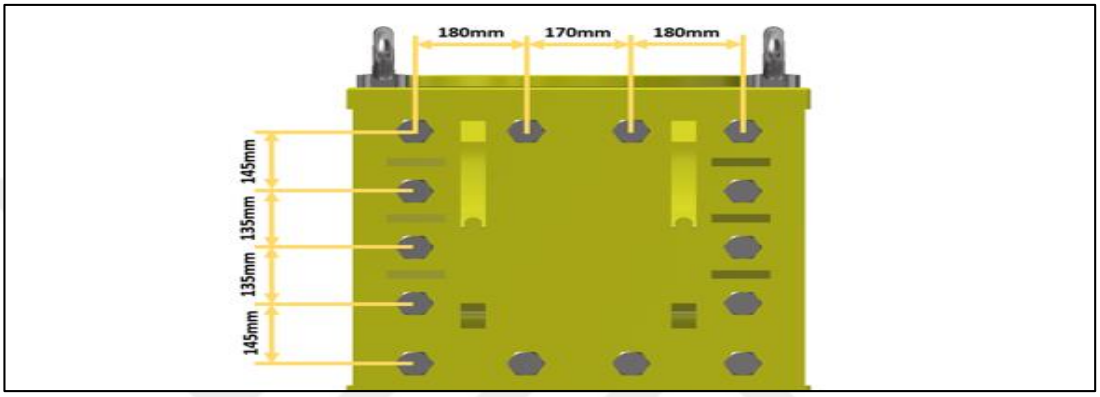



Şekil 2.19. Taşıyıcı kol max. yük değeri

Sistem kolu üzerine yapılacak max. yükleme değeri 8 ton' dur. Yüklenecek ağırlık ve yüklenen yükün dönme noktasına olan uzaklığına göre cıvatalar üzerinde oluşan gerilme yükü hesaplamaları yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar neticesinde sistem kolu bağlantısı için kullanılcak cıvata çapına karar verilmiştir.




Şekil 2.20. Taşıyıcı kol yük ve uzaklık değerleri




Şekil 2.21. Taşıyıcı kol cıvata bağlantı uzaklıkları

Taşıyıcı kol bağlantısı için DIN 933 standart numaralı ve 8.8 malzeme kalitesinde cıvata kullanılmıştır. Belirlenen standart ve malzeme kalitesinde ki cıvata tipi için M33 ve M36 çapları referans alınarak emniyetli yükleme değeri hesabı yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar neticesinde emniyet katsayısı 2,5 değerinin üzerinde olan cıvata seçilmiştir.

Hesaplamada kullanılan ortak değerler;

8.8 malzeme için,

Akma değeri: $\sigma_{Ak}$=8x8x10=640 MPa (2.12)

Kopma değeri: $\sigma_{K}$=8x100=800 MPa (2.13)

Elastite modül değeri: E = 210000 N/mm² (2.14)

$$Fy' = \frac{Fyük}{n} = \frac{80000}{14} = 5714{,}3\ N \quad (2.15)$$

$$Fy'' = \frac{Mxr}{\sum r^2} = \frac{80000 \text{ x } 2000 \text{ x } (145+135+135+145)}{(2x145)^2+(2x135)^2+(2x135)^2+(2x145)^2} = 158220 \text{ N} \quad (2.16)$$

$$Pmax = Fy' + Fy'' = 163934,3 \text{ N} \quad (2.17)$$

M33 cıvata hesaplamalar;

$$d_g = 0,85 \text{ x } d = 0,85 \text{ x } 33 = 28,05\text{mm} \quad (2.18)$$

$$D_s = 1,5 \text{ x } d + \frac{L}{2} \text{ x } \tan 30 = 1,5 \text{ x } 33 + \frac{90}{2} \text{ x } \tan 30 = 75,5\text{mm}$$

$$d_d = 1,1 \text{ x } d = 1,1 \text{ x } 33 = 36,3\text{mm}$$

$$k_c = \frac{\pi \text{ x } \frac{d^2}{4} \text{ x } E}{L} = \frac{\pi \text{ x } \frac{33^2}{4} \text{ x } 210000}{110} = 1632842,8$$

$$k_e = \frac{\pi \text{ x } \frac{(D_s^2 - d_d^2)}{4} \text{ x } E}{L} = \frac{\pi \text{ x } \frac{(75,5^2 - 28,05^2)}{4} \text{ x } 210000}{90} = 9004362,8$$

$$C = \frac{1}{1+\frac{k_e}{k_c}} = \frac{1}{1+\frac{9004362,8}{1632842,8}} = 0,645$$

$F_{sürt} = \mu \text{ x } N1 = 80000 = 0,6 \text{ x } N1 = 133333$

$F_e = N1 / n = 9523,8$ kuvvet yönünden dolayı (-) olarak alınmaktadır.

$F_e = -F_{ön} + P \text{ x } (1-C)$

$-9523,8 = -F_{ön} + 163934,3 \text{ x } (1-0,645) = 67720,5 \text{ N}$

$F_c = -F_{ön} + P \text{ x } C = 67720,5 + 163934,3 \text{ x } 0,645 = 173458,1 \text{ N}$

$$\sigma = \frac{4 \text{ x } F_c}{\pi \text{ x } d^2} = \frac{4 \text{ x } 173458,1}{\pi \text{ x } 28,05^2} = 280,7 \cong 281 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{640}{S} = 2,3$$ uygun değil.

M36 cıvata hesaplamalar;

$d_g = 0,85 \times d = 0,85 \times 36 = 30,6mm$

$D_s = 1,5 \times d + \frac{L}{2} \times \tan 30 = 1,5 \times 36 + \frac{90}{2} \times \tan 30 = 80mm$

$d_d = 1,1 \times d = 1,1 \times 36 = 39,6mm$

$$k_c = \frac{\pi \times \frac{d^2}{4} \times E}{L} = \frac{\pi \times \frac{36^2}{4} \times 210000}{110} = 1943217,9$$

$$k_e = \frac{\pi \times \frac{(D_s^2 - d_d^2)}{4} \times E}{L} = \frac{\pi \times \frac{(80^2 - 39,6^2)}{4} \times 210000}{90} = 8854809,3$$

$$C = \frac{1}{1 + \frac{k_e}{k_c}} = \frac{1}{1 + \frac{8854809,3}{1943217,9}} = 0,18$$

$F_{sürt} = \mu \times N1 = 80000 = 0,6 \times N1 = 133333$

$F_e = N1 / n = 9523,8$ kuvvet yönünden dolayı (-) olarak alınmaktadır.

$F_e = -F_{ön} + P \times (1-C)$

$-9523,8 = -F_{ön} + 163934,3 \times (1-0,18) = 143949,93$ N

$F_c = -F_{ön} + P \times C = 143949,93 + 163934,3 \times 0,18 = 173458,1$ N

$$\sigma = \frac{4 \times F_c}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 173458,1}{\pi \times 30,6^2} = 235,86 \cong 236 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{640}{S} = 2,7$$ uygundur.



Şekil 2.22. Taşıyıcı kol cıvatalı montaj

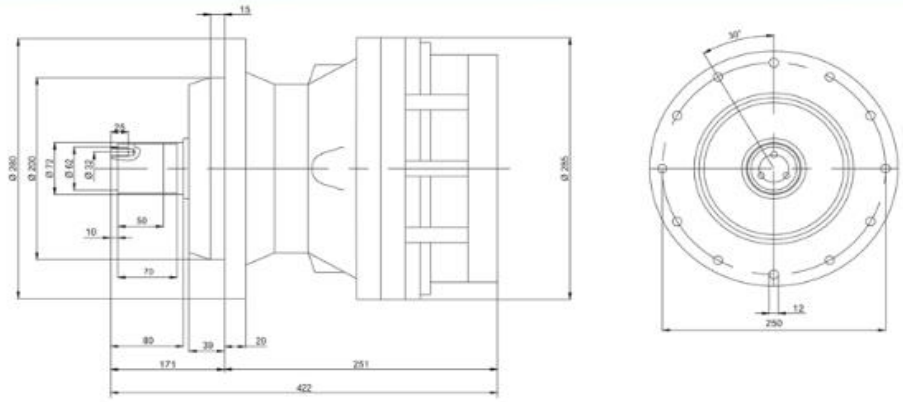
### 2.4.2. Redüktör seçimi

Redüktörler düşük hızlarda yüksek tork değerlerine sahip olan makine elemanlarıdır. Belirli bir standarta sahip olmamalarına karşın çeşitli üreticilerin ürettiği standartlaşmış tipleri mevcuttur.

Sistemimiz üzerinde kullanılan redüktör Çelebiler Hidrolik firması ile görüşülerek sistemin yüklü olduğunda (sistem yüklü değeri iki kol ve sistem dahil max. 19,2 ton) döndüreceği yük değerleri paylaşılarak ve belirtilen değerlere göre "Planet Redüktör" seçimi yapıldı. Sistemde kullanılacak redüktöre ait olan değerler Tablo 2.9' da görülmektedir.

Tablo 2.9. Planet redüktör sistem değerleri tablosu [11]

| **Kod** *Code* | **Tahvil** *Ratio* | **Mil Tipi** *Shaft Type* | **Maksimum Çıkış Tork (Nm/dk)** *Maximum Output Torque (Nm/m)* | **Fren** *Brake* | **Hidromotor (cc)** *Hydromotor (cc)* | **Ağırlık (kg)** *Weight (kg)* |
|---|---|---|---|---|---|---|
| PR 0702 | 30,0 | PS | 1126 | EF 25 | 250 | 79 |
| PR 01002 | 40,5 | MS | 1246 | EF 25 | 250 | 113 |

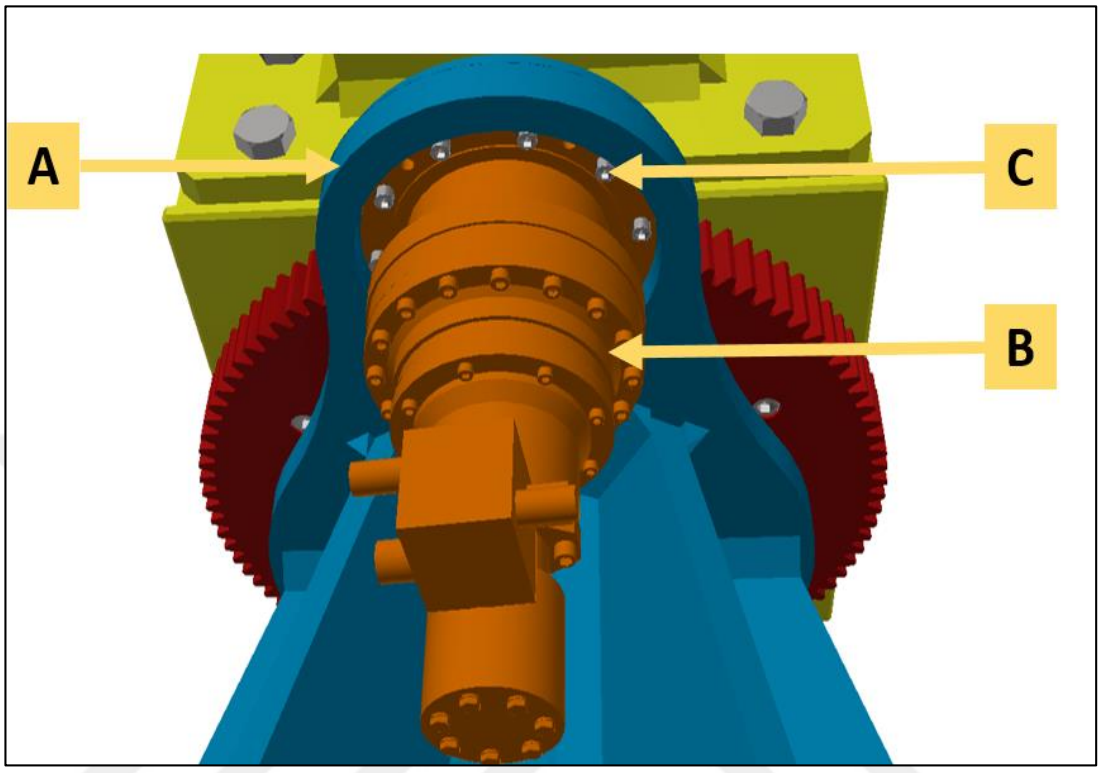


| PS/MS | | |
|---|---|---|
| | A | B |
| PR 0702 | 310,5 | 441,5 |
| PR 01002 | 296,5 | 422,5 |

### 2.4.3. Redüktör bağlantısı

Turnike sisteminin tahriğini sağlayan redüktör mekanizması, üretici firmanın tavsiyeleri ile sistem üzerine cıvatalı birleştirme yöntemi ile montajlanmıştır. Cıvatalı olarak birleştirmenin en önemli faydası arıza ve bakım kabiliyetleri konusunda hızlı çözümler üretilebilmesidir. Redüktör üreticisi tarafından belirtilen redüktör tipi ve bağlantı cıvatası ölçülerine göre sistem üzerinde bir bağlantı kulağı oluşturulmuştur.

Redüktör, oluşturulan bağlantı kulağına M12 standart bağlantı cıvataları ile sabitlenmiştir. Redüktör montajına ait görsel Şekil 2.23' de görülmektedir.




Şekil 2.23. Redüktör bağlantısı (A- Redüktör bağlantı kulağı, B- Redüktör, C- Bağlantı cıvatası)

### 2.4.4. Rulman seçimi

Sistem üzerine yapılacak olan yükleme ve boşaltma işlemlerini sorunsuz şekilde gerçekleştirmek için sistemin, merkez eksen etrafında dönmesi gerekiyordu. Sisteme dönme kabiliyetini kazandırmak üzere, sistemin üst gövde kısmına ait alt ve üst yarısında yataklama yapılmasına karar verildi. Sisteme dönme hareketini verecek olan rulman için elimizde hazır olarak bulunan FAG 575296 standart numaralı çift makaralı rulman kullanılması uygun görülmüştür. Belirtilen rulman tipi incelendiğinde; yük taşıma değerlerinin radyal: 735kN ~ 74,9 ton ve eksenel: 240kN ~ 24,5 ton olduğu görülmüştür. Turnike sistemi üst yarısı için hesaplanan toplam yüklü ağırlık değeri 19,2 ton olması sebebi ile seçilen rulman tipine ait yük taşıma değerlerinin altındadır. Bu sebeple sistem üzerinde belirtilen rulmanların kullanılmasında herhangi bir sakınca görülmemiştir. Sistem üzerinde kullanılan çift makaralı rulmana ait görsel Şekil 2.24' de görülmektedir.

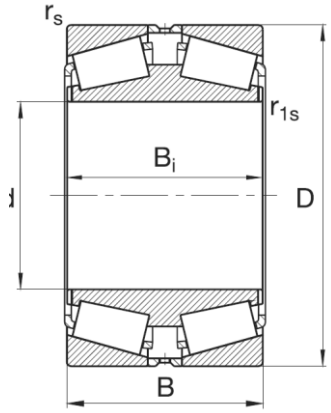


Şekil 2.24. Çift sıralı konik makaralı rulman

FAG firmasının katalog bilgilerine göre 575296 numaralı rulmana ait olan boyutsal değerler Tablo 2.10’ da görülmektedir.

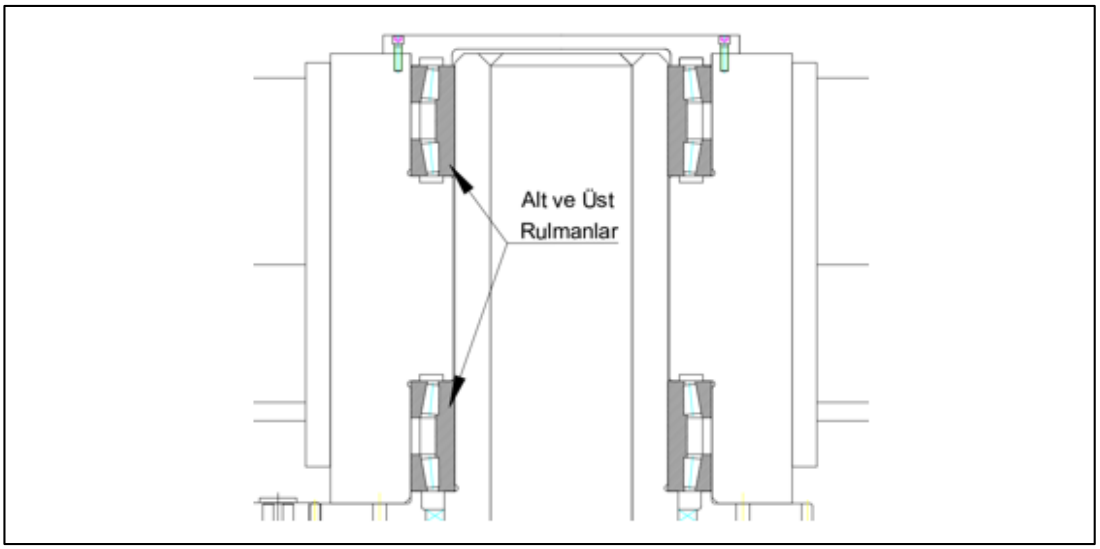
Tablo 2.10. Rulman ölçü değerleri tablosu [12]

**Konik Makaralı Rulman (Çift Sıralı)**

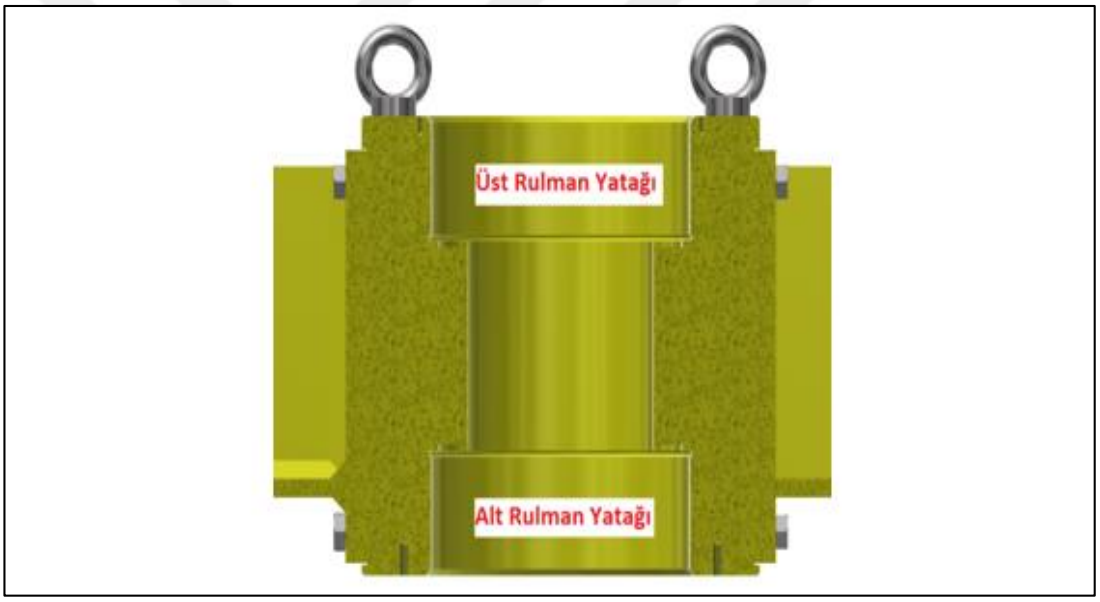



| Seri No | d (mm) | D (mm) | B (mm) | Bi (mm) | $r_s$ (mm) | $r_{1s}$ (mm) | Ağırlık (kg) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 575296 | 346,075 | 488,95 | 174,625 | 174,625 | 3,3 | 3,3 | 106 |

Sisteme dahil edilecek rulmanlar üst gövdenin üst yarısında ve alt yarısında olmak üzere iki farklı bölgede olacak şekilde gövde şekillendirilmiştir. Üst gövde parçasına üst ve alt yarıda rulman çaplarına uygun olacak şekilde rulman yatakları açılmıştır. Üst gövde iç yapısı Şekil 2.25 ve 26’ da görülmektedir.




Şekil 2.25. Rulman yerleşimi taslak çalışması

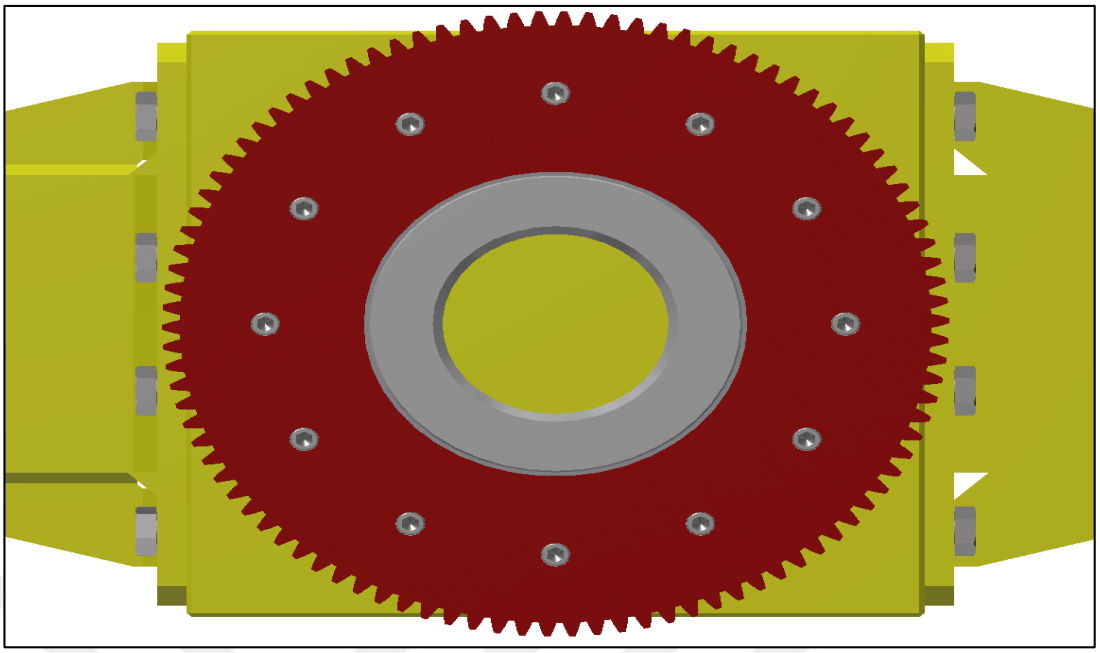



Şekil 2.26. Üst gövde rulman yatak bölgeleri

### 2.4.5. Sistem çarkı bağlantısı

Sistem üzerinde ana çark görevini gören ve redüktörden gelen tahrikle sistemin dönmesini sağlayan sistem dişli çarkı üst gövdeye cıvatalı bağlantı ile sabitlenmiştir. Sistem dişlisinin cıvatalı birleştirme ile sabitlenmesinin sebebi bakım işlemlerinin ve arıza durumlarında müdahalenin kolaylıkla yapılabilmesini sağlamaktır.

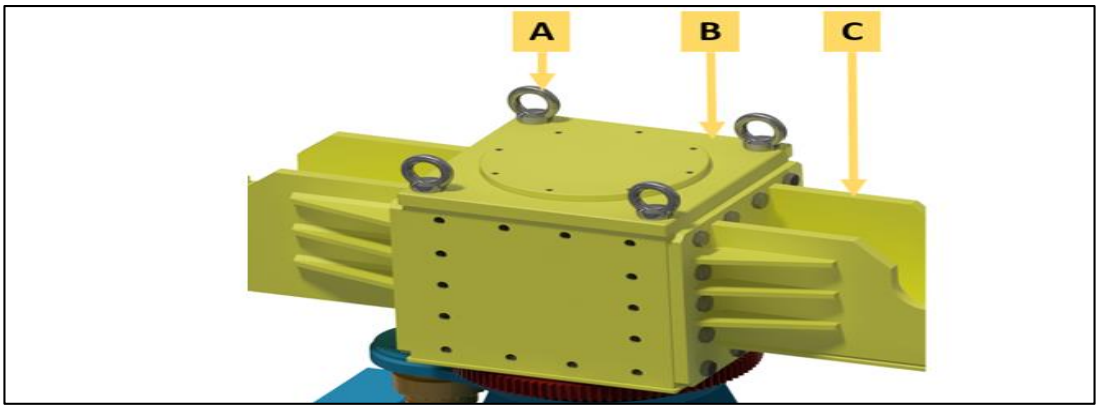
Sistem çarkı üst gövdeye 12 adet M20 standart cıvata ile sabitlenmiştir. Dişli çarkın montaj yapılmış hali Şekil 2.27’ de görülmektedir.



Şekil 2.27. Sistem dişli çarkı montajı

### 2.4.6. Sistem üst yarısı kaldırma mapaları

Üst gövde parçası üzerine, montaj esnasında kolaylık sağlayacak ve üst yarının taşınması işlemlerinde kullanılacak eşit konumlarda 4 adet kaldırma mapası eklenmiştir. Bu mapalar sayesinde üst gövde üzerine sabitlenecek tüm parçaların montajı yapıldıktan sonra sistem üzerinde çalışacağı konuma vinç vb. kaldırma araçları ile rahatlıkla monte edilmektedir. Ayrıca sistem üzerinde oluşacak arıza vs. gibi durumlarda sistemin demonte edilmesi aşamasında yine bu mapalar hizmet edecektir. Mapalar DIN 580 standartında olup M42 standart diş ölçüsüne sahiptir. Üst gövde üzerinde mapaların montajlı görüntüsü Şekil 2.28' de görülmektedir.




Şekil 2.28. Taşıma mapaları (A- Mapa, B- Üst gövde, C- Taşıma kolu)

## 2.5. Tasarımın sonlu elemanlar yöntemi ile analizi

Tasarlanan turnike mekanizmasının montajlı modeli, sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiştir. Yapılan analiz neticesinde sisteme ait olan parçaların sistemin en yüksek yüklenme durumları incelenmiştir. Analizler; Von Mises teoremi, asal gerilmeler, orijinal şekildeki yer değiştirmeler ve sistem emniyet faktörleri dikkate alınarak incelenmiştir.

Turnike mekanizmasına tek taraflı yükleme yapıldığında max. 8 ton, çift taraflı yükleme yapıldığında en yüksek 16 ton yük etki etmektedir. Turnike sistemi üzerinde analize dahil olan tüm parçalar St52 (S355JR) standart numaralı malzemeden imal edilmiştir. Bu sebeple seçilen malzemeler St52 (S355JR) olarak analiz programına tanımlanmıştır. St52 (S355JR) malzemenin mekanik özellikleri Tablo 2.11' de gösterilmiştir.

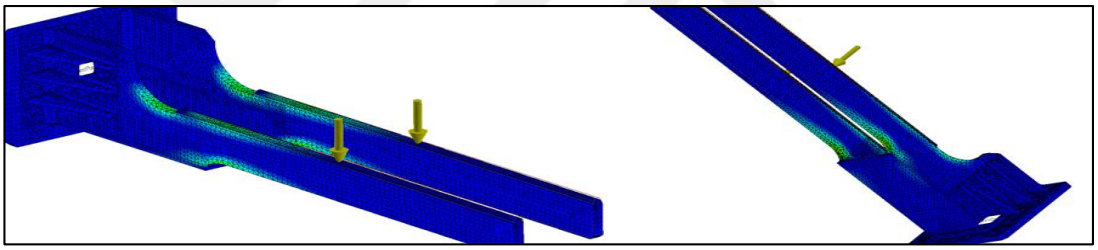
Tablo 2.11. St52 (S355JR) mekanik özellikler tablosu [13]

| **Nominal Kalınlık (mm)** | **16 < 40** | **40 < 63** | **63 < 80** |
|---|---|---|---|
| Akma Dayanımı (MPa) | 345 | 335 | 325 |
| Kopma Dayanımı (Mpa) | | 470-630 | |
| Sertlik (HB) | | 140-190 | |
| Young' s Modülü (Mpa) | | 210000 | |
| Yoğunluk (kg/m³) | | 7800 | |

Doğru sonuçlar elde edebilmek için Tablo 2.11' de yer alan malzemenin mekanik özellikleri, analiz yapılacak programda tanımlanmıştır.

Analizin çözümlenmesinden önce analizi yapılacak olan tüm parçaların, kendi içinde belirli ölçülerdeki parçalara bölünerek bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar metodu ile yapılan mühendislik çözümlemelerinde oluşturulan bu ağ yapısına "mesh" adı verilmektedir. Mesh'in amacı karmaşık yapıda olan bir hacmi simülasyonda doğru çözümlemenin yapılabilmesi için küçük parçalara ayırmaktır. Mesh, sıkılığı değiştirilebilen noktalardan ve nokta sıklığına bağlı olarak boyutları değiştirilebilir olan hücrelerden oluşmaktadır. Parça üzerinde oluşturulan mesh yapısı herhangi bir boyutta veya herhangi bir şekilde analiz içerisinde kullanılabilir. Kullanılacak olan mesh değerleri belirlenirken sisteme ait bir parçayı öncelikli olarak analiz etmek doğru

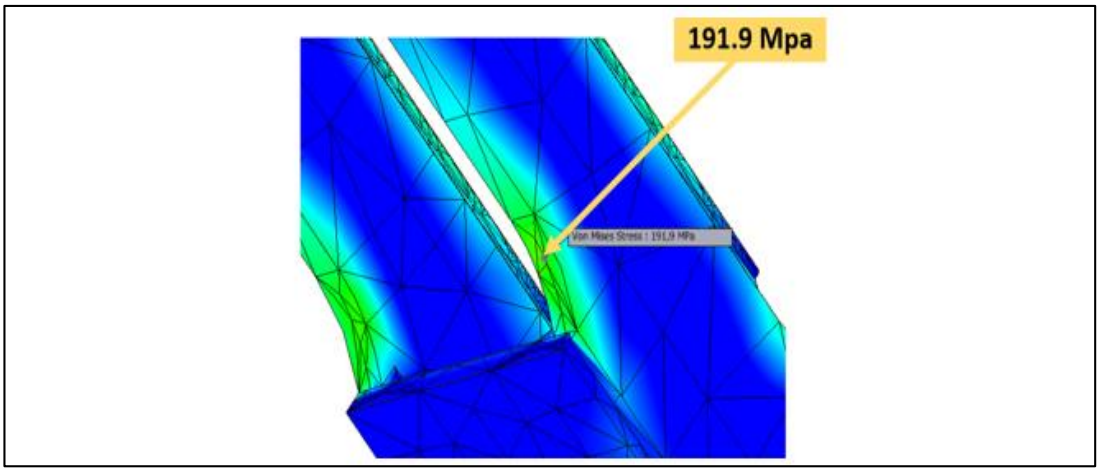
mesh sonuçlarını elde etmek için yol gösterici olacaktır. Aksi halde aralık değerleri fazla olan bir mesh yapısı oluşturulursa parça üzerinde yapılan analizin doğruluğu azalacak, mesh sıklığı fazla olan bir yapı oluşturulursa da analiz çözümlemesi yapılırken fazla zaman kaybettirecektir. Olumsuzlukları ortadan kaldırmak ve doğru mesh değerlerini elde edebilmek için sistem taşıma kolu üzerinde farklı mesh sayılarında denemeler yapılmıştır. Yapılan denemeler neticesinde ortaya çıkan yük değerlerine ve oluşan en fazla gerilmelere göre yakınsama grafiği elde edilmiştir. Bu grafik sayesinde sistemin çözümlenmesinde uygulanacak mesh değerlerine karar verilmiştir. Tablo 2.12' de taşıma kolu için yapılan deneme analizlerinde kullanılan mesh yapı değerleri ve ortaya çıkan en fazla gerilme değerleri gösterilmiştir. Tablo 2.12' de değerleri verilen modellerin görselleri için Şekil 2.29 - 2.34' ün dahil olduğu aralıkta yer alan şekiller incelenebilir. Verilen görsellerde gözükmekte olan gerilmeler ve Tablo 2.12' de yer alan değerlere göre oluşturulan grafik ise Şekil 2.35' de görülmektedir.



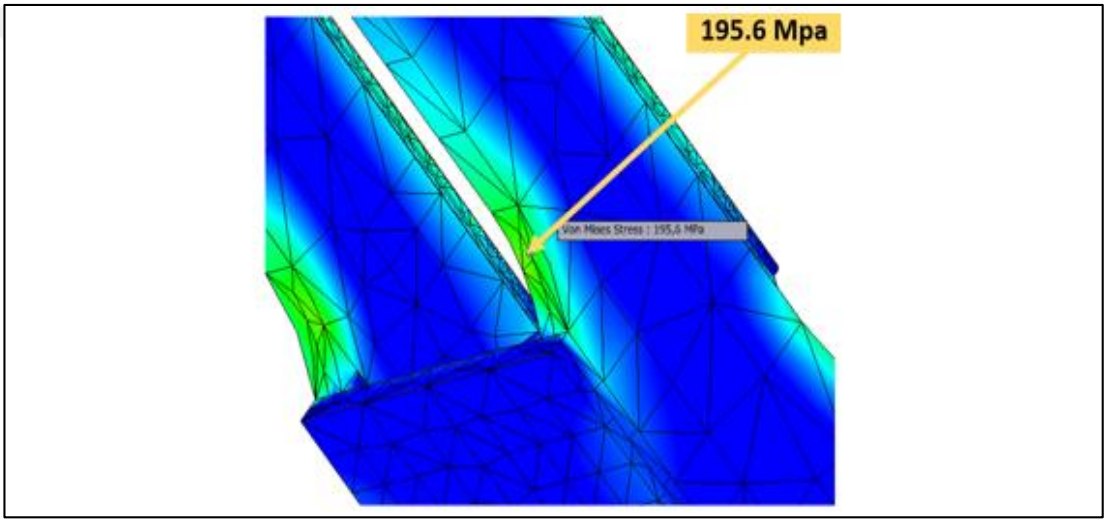
Şekil 2.29. Sistem kolu yükleme (8ton)

Tablo 2.12. Mesh yapı değerleri ve ortaya çıkan gerilme değerleri

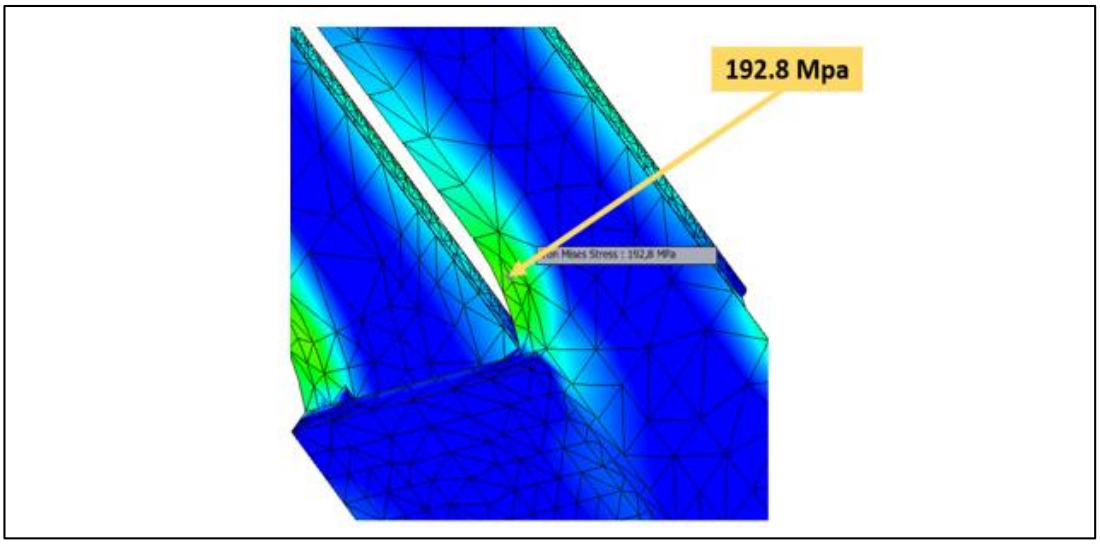
| | Uygulanan yük değeri | Ortalama mesh boyutu (m) | Ortalama mesh sayısı (adet) | En fazla mesh dönüş açısı | Analiz çözüm süresi | En fazla gerilme (Mpa) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Model 1 | 8 ton | 0,1 | 22158 | 60 ° | 7 sn | 191,9 |
| Model 2 | 8 ton | 0,07 | 25678 | 60 ° | 8 sn | 195,6 |
| Model 3 | 8 ton | 0,05 | 32118 | 60 ° | 9 sn | 192,8 |
| Model 4 | 8 ton | 0,03 | 46653 | 60 ° | 10 sn | 193,4 |
| Model 5 | 8 ton | 0,02 | 113809 | 60 ° | 20 sn | 196,9 |



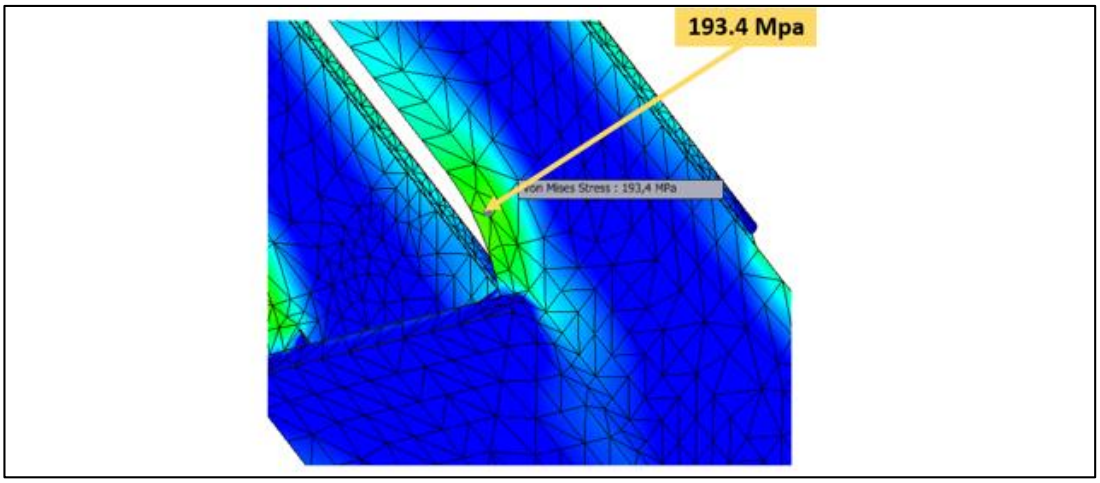

Şekil 2.30. Model 1 - en fazla gerilme değeri



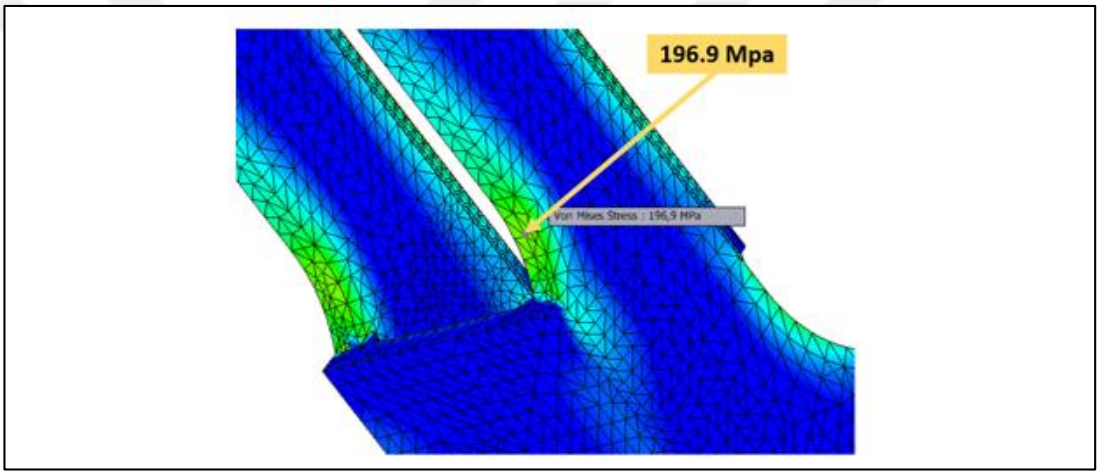

Şekil 2.31. Model 2 - en fazla gerilme değeri



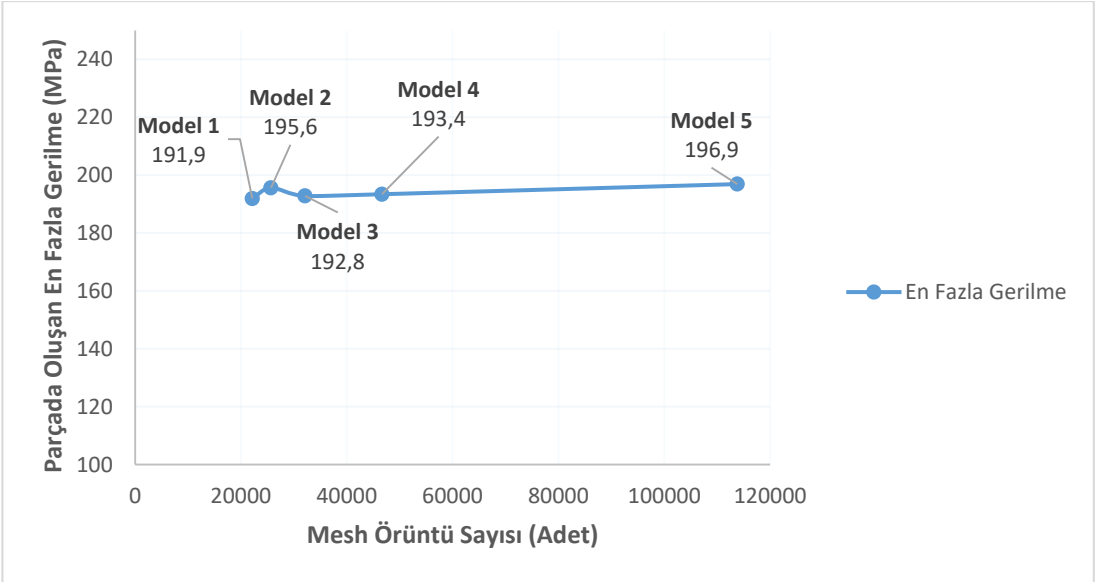

Şekil 2.32. Model 3 - en fazla gerilme değeri




Şekil 2.33. Model 4 - en fazla gerilme değeri



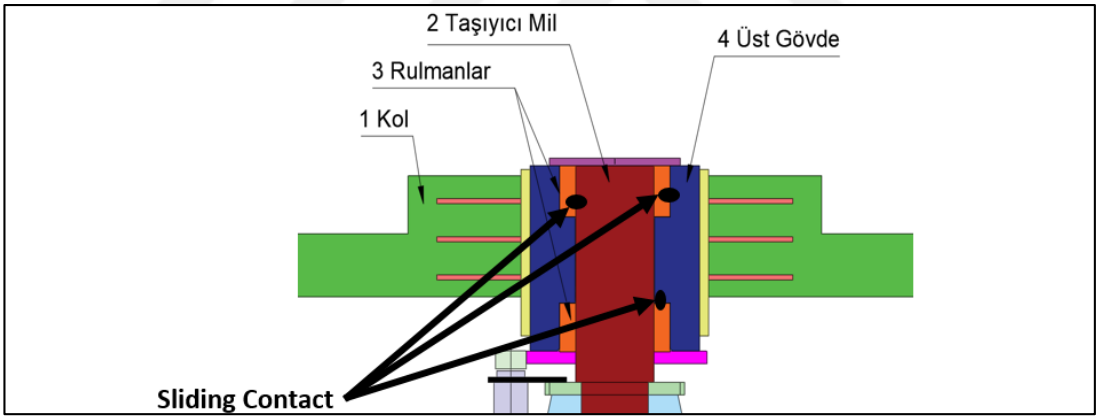

Şekil 2.34. Model 5 - en fazla gerilme değeri




Şekil 2.35. Yakınsama grafiği

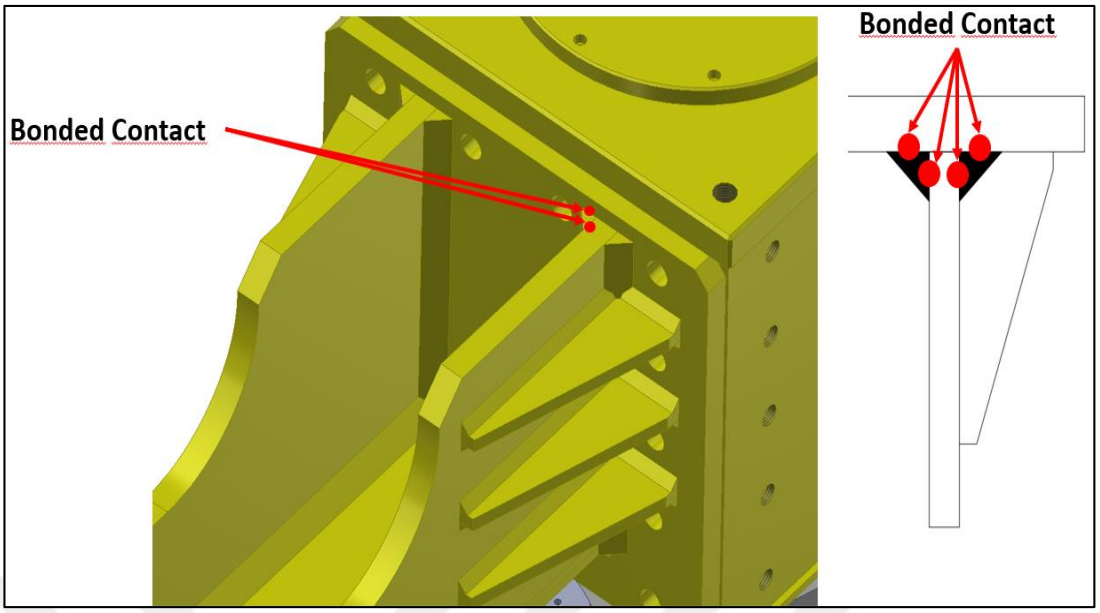
Şekil 2.35’ da görüldüğü üzere mesh örüntü sayısına ve parçada oluşan en fazla gerilmeye göre elde edilen yakınsama grafiğinde “Model 1” ile “Model 5” arasında en fazla 5 MPa bir farklılık vardır. Bu farklılık ve Tablo 2.12’ de yer alan çözümleme süreleri baz alındığında “Model 1” için kullanılan mesh hesaplama değerleri ile sistemin analiz çözümlemesinin yapılması uygun görülmüştür.

Malzeme özellikleri ve mesh tanımlamaları yapılan sistem, birden fazla parçadan bir araya geldiği için parçalar arası kontaklar tanımlanması gerekliydi. Montajlı komple analiz ortamına alındıktan sonra tüm parçaların bir biri ile olan ilişkileri için kontak tanımlamaları yapılmıştır. Sistem üzerinde iki farklı tip ilişkilendirme tanımlaması yapılıştır. Bu ilişkilendirmeler için kaynaklı bölgelere bir biri ile sabitlenmiş (bonded) tip ilişkiler tanımlanırken, bir biri üzerinde kayma işlemi gerçekleştiren kısımlar içinse bir biri üzerinde kayan (sliding) tip ilişkilendirmeler tanımlanmıştır. Şekil 2.36’ da ve 2.37’ de gözükmekte olan görseller bir biri üzerinde kayabilen ve bir biri üzerine sabitlenmiş ilişkilendirmeleri örneklemektedir.




Şekil 2.36. Bir biri üzerinde kayabilen bağlantı tipi

Şekil 2.36’ da görüldüğü üzere bir sistem üzerinde rulmanlar gibi bir biri üzerine kaynaklı vb. yöntemle sabitlenmeyen parçalar varsa bu parçaların analiz ortamında yapılacak montaj tanımlamaları bir biri üzerinde kayabilen (sliding) bağlantı tipleri olmalıdır. Eğer bu parçaların tanımlamasını sabitlenmiş bir bağlantı olarak yaparsak sistem üzerinde yapacağımız analiz sonuçları bizleri yanıltmış olacaktır. Tasarladığımız sistemin analizi için Şekil 2.36’ da gözükmekte olan rulman ilişkilendirmelerinin yapıldığı kısımlar ve bu kısımlara benzer olan bağlantılarımız bir biri üzerinde kayabilen bağlantılar olarak ilişkilendirilmiştir.



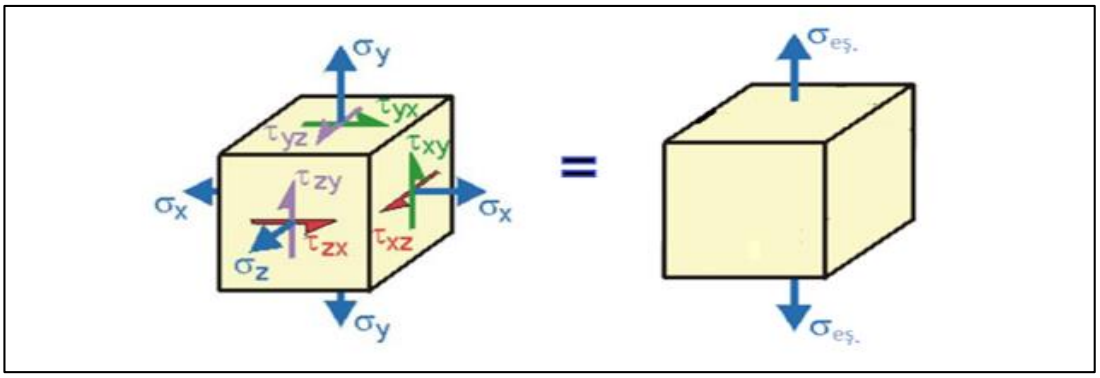

Şekil 2.37. Bir biri üzerinde sabitlenmiş bağlantı tipi

Şekil 2.37' de görüldüğü üzere bir sistem üzerinde kaynaklı vb. şekilde sabitlenmiş parçalar mevcutsa bu parçaların bir biri ile ilişkilendirmesi bir biri üzerine sabitlenmiş (bonded) bağlantı tipi olmalıdır. Eğer bu tip parçaların ilişkilendirmeleri bir biri üzerine sabitlenmiş tip bağlantılar olarak yapılmazsa yapacağımız analiz sonuçları bizi yanıltmış olacaktır. Tasarladığımız sistemin analizi için Şekil 2.37' de gözükmekte olan kısımlar ve bu kısımlara benzer bağlantıların olduğu kısımlar bir biri üzerinde sabitlenmiş (bonded) bağlantı tipi olarak ilişkilendirilmiştir.

Tasarıma ait tüm parametreler analiz programına tanımlandıktan sonra sonlu elemanlar yöntemine göre sistem analizi yapılmıştır. Yapılan analizde çıkan sonuçlar göz önünde bulundurularak parça tasarımlarında gerilmelerin oluştuğu bölgelerde tasarımsal iyileştirmeler yapılmıştır. Yapılan iyileştirmelerden sonra sistemin tekrar analiz edilmesi sağlanmış ve elde edilen en iyi sonuçlara göre sistemin nihai tasarımına karar verilmiştir.

### 2.5.1. Von Mises teoremine göre tasarımın incelenmesi

Bu teorem çok eksenli gerilme durumunu tek eksenli gerilme durumuna indirger. Tüm gerilmeler yerine bir tane eş değer gerilme ($\sigma_{eş}$) tanımlanır. Bu eş değer gerilme akma gerilmesini aşarsa o noktada akma oluşur [14].




Şekil 2.38. Parça yüzeyine gelen yüklerin gösterimi

$\sigma_{eş}=\sigma_{vm}$

$$=\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_x-\sigma_z)^2+(\sigma_x-\sigma_y)^2+6(\tau_{yz}^2+\tau_{xz}^2+\tau_{xy}^2)]} \quad (2.12)$$

Asal gerilmeler cinsinden eş değer gerilme;

$$\sigma_{eş}=\sigma_{vm}=\sqrt{\frac{1}{2}\ [(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_1-\sigma_3)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2} \quad (2.13)$$

Akma şartı;

$\sigma_{eş}\geq\sigma_{ak}$

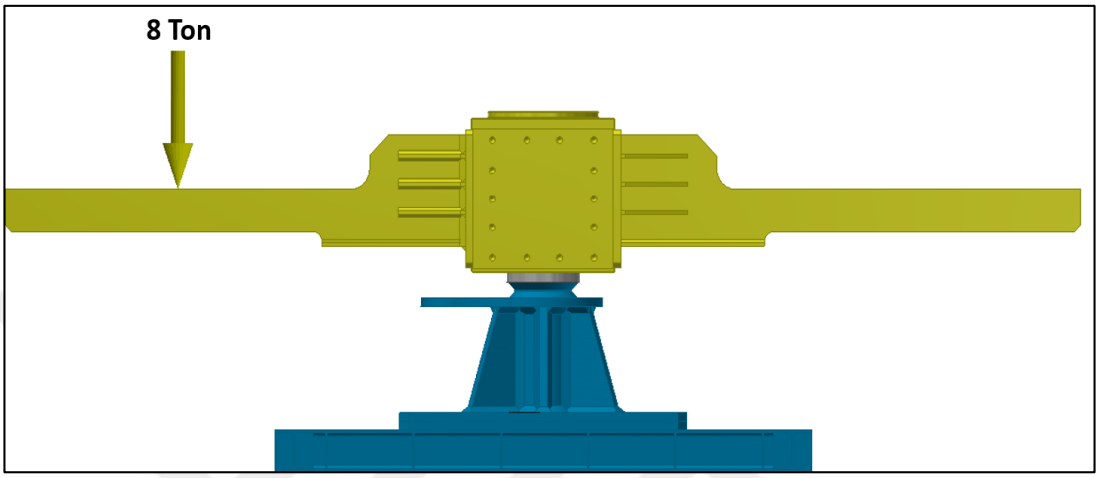
Yapılan açıklamalardan ve formüllerden anlaşılacağı üzere; Von Mises teoremine göre bir analiz sonucu incelendiğinde parça üzerine etki eden yüklerin eş değer gerilmesi hesaplanır. Elde edilen eş değer gerilme, analizi yapılan parçaya ait akma dayanımından düşük noktada yer alıyorsa parça elastik şekil değiştirmeye maruz kalmaktadır. Bir parçanın çalışma esnasında veya yük altında elastik şekil değiştirme bölgesinde kalması o parçanın kullanıldığı yer için uygunluğunu göstermektedir.

Bir mekanizma veya sistemde yer alan parça Von Mises teoremine göre analiz edildiğinde; parça üzerinde ortaya çıkan max. gerilme akma dayanımının altında ise o parça sistem için uygundur.

Bu teoriye göre, turnike sistemine ait montajlı komple için sonlu elemanlar analiz sonuçları incelenmiştir.

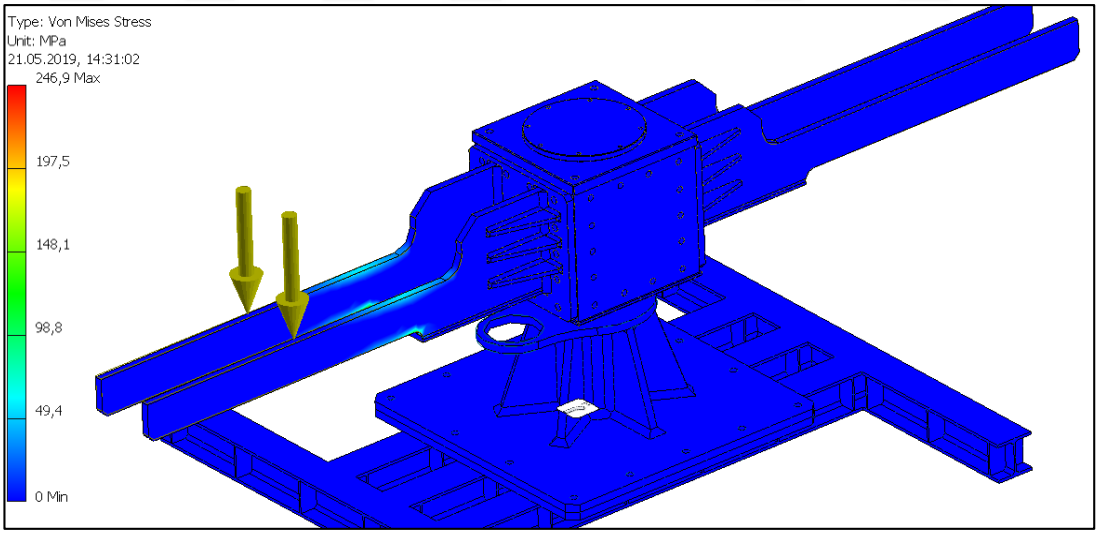
#### 2.5.1.1. Tek taraflı yükleme yapıldığında sistemin incelenmesi

Tek taraflı olarak sistem üzerine 8 ton yükleme yapılmaktadır. Bu yük tek kol tarafına geldiği için sistemi denge konusunda en fazla yoracak olan yükleme şeklidir. Sisteme yapılan tek taraflı yükleme Şekil 2.39' da görülmektedir.



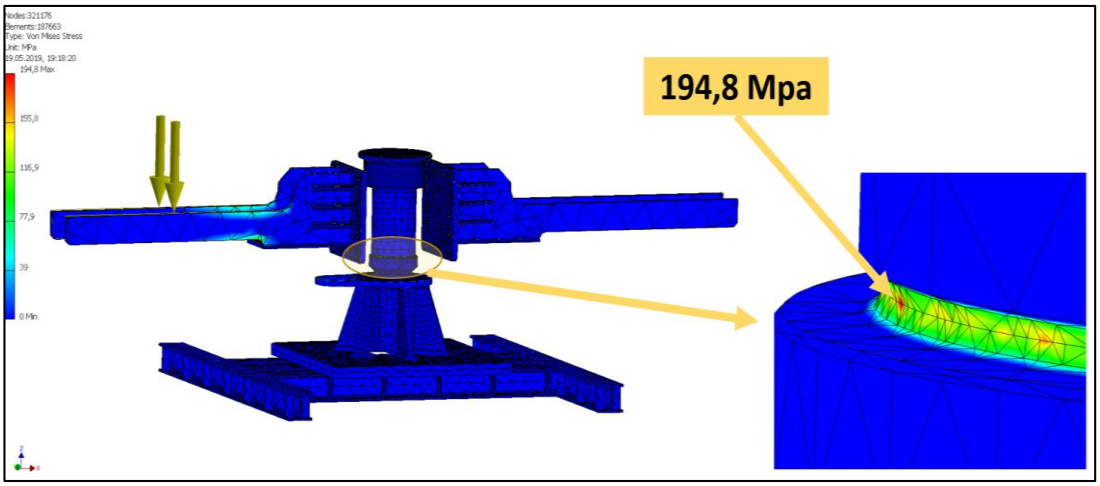

Şekil 2.39. Sistem üzerine uygulanan tek taraflı yük

Verilen yük değerine göre sistem komplesi analizi incelendiğinde;



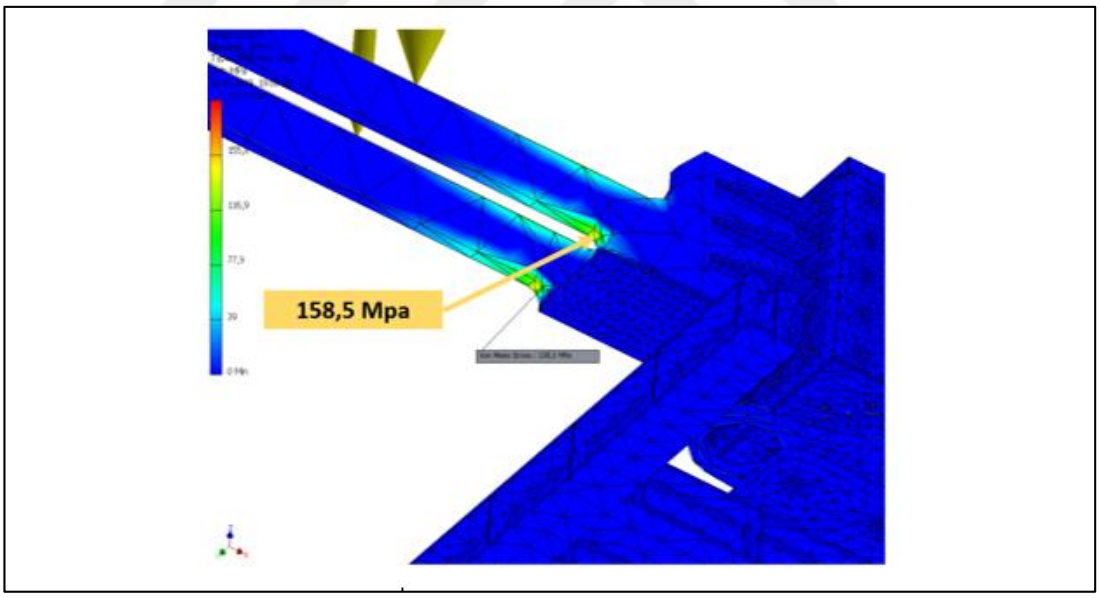

Şekil 2.40. Tek taraflı yükleme analiz görüntüsü

Sistem üzerinde oluşan max. gerilme 194,8 MPa olarak ölçülmüştür. Sistem üzerinde ortaya çıkan max. gerilmenin, gövde üzerinde yer alan göbek parçasında meydana geldiği görülmüştür. Şekil 2.41' de göbek bölgesinde oluşan gerilmelere ait görsel yer almaktadır.




Şekil 2.41. Tek taraflı yükleme göbek bölgesi

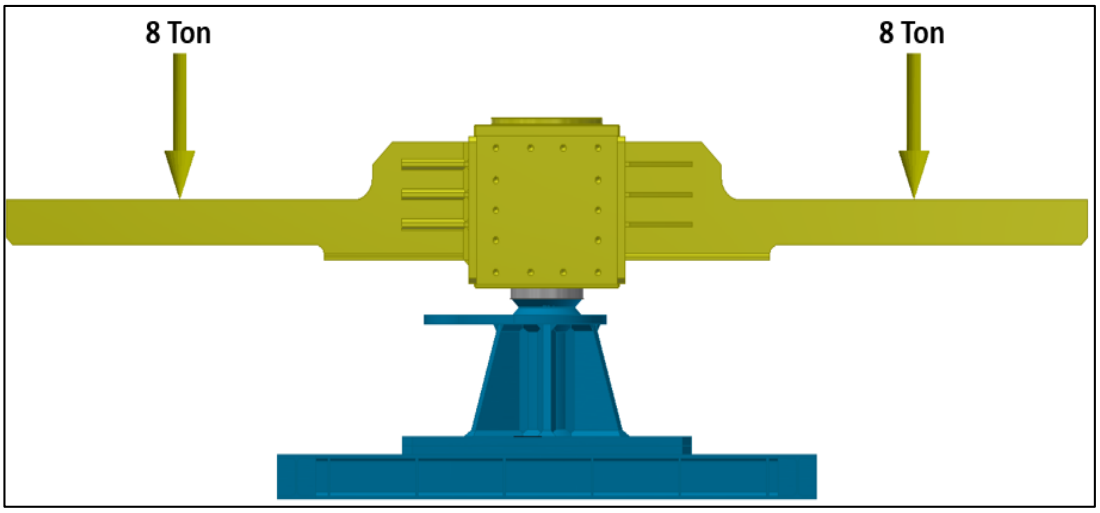
İkincil olarak incelenen kısım yüklemenin yapıldığı kol bölgesidir. Kol bölgesinde oluşan max. gerilme 158,5 MPa olarak ölçülmüştür. Kol bölgesinde en fazla gerilmenin oluştuğu bölge kolun altında yer alan kademeli kısımdır. Şekil 2.42' de kol bölgesinde oluşan gerilmelere ait görsel yer almaktadır.




Şekil 2.42. Tek taraflı yükleme kol bölgesi

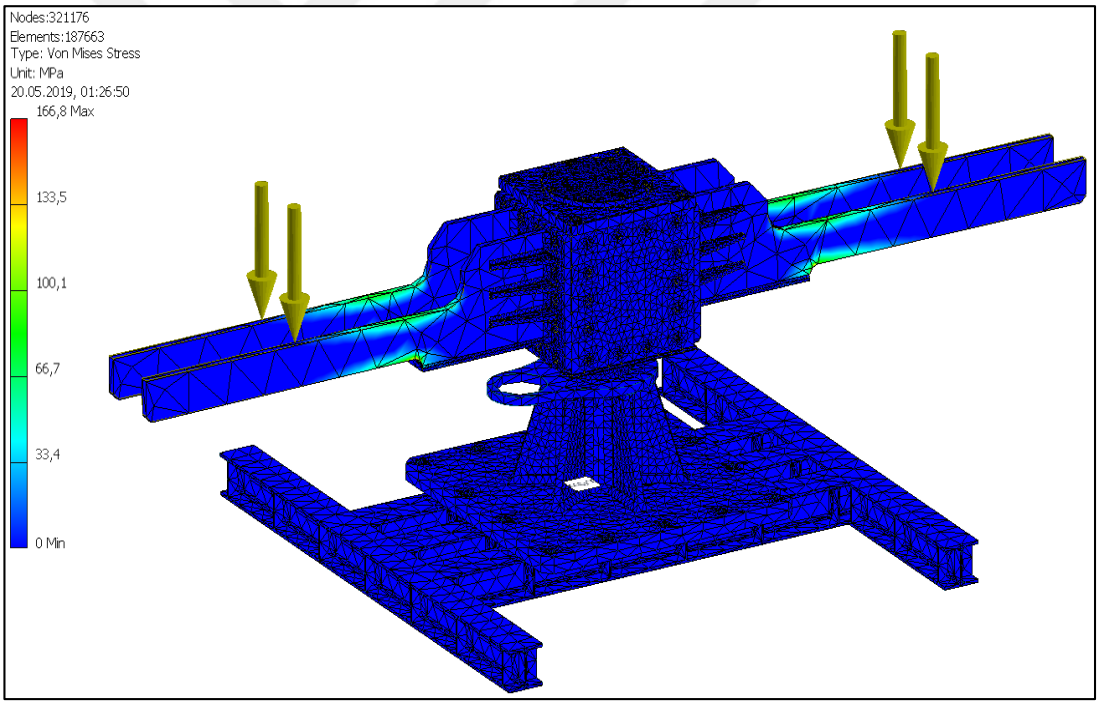
### 2.5.1.2. Çift taraflı yükleme yapıldığında sistemin incelenmesi

Çift taraflı olarak sistem üzerine 16 ton yükleme yapılmaktadır. Bu yük çift kol üzerine geldiği için sistem dengededir. Sisteme yapılan çift taraflı yükleme Şekil 2.43' de görülmektedir.



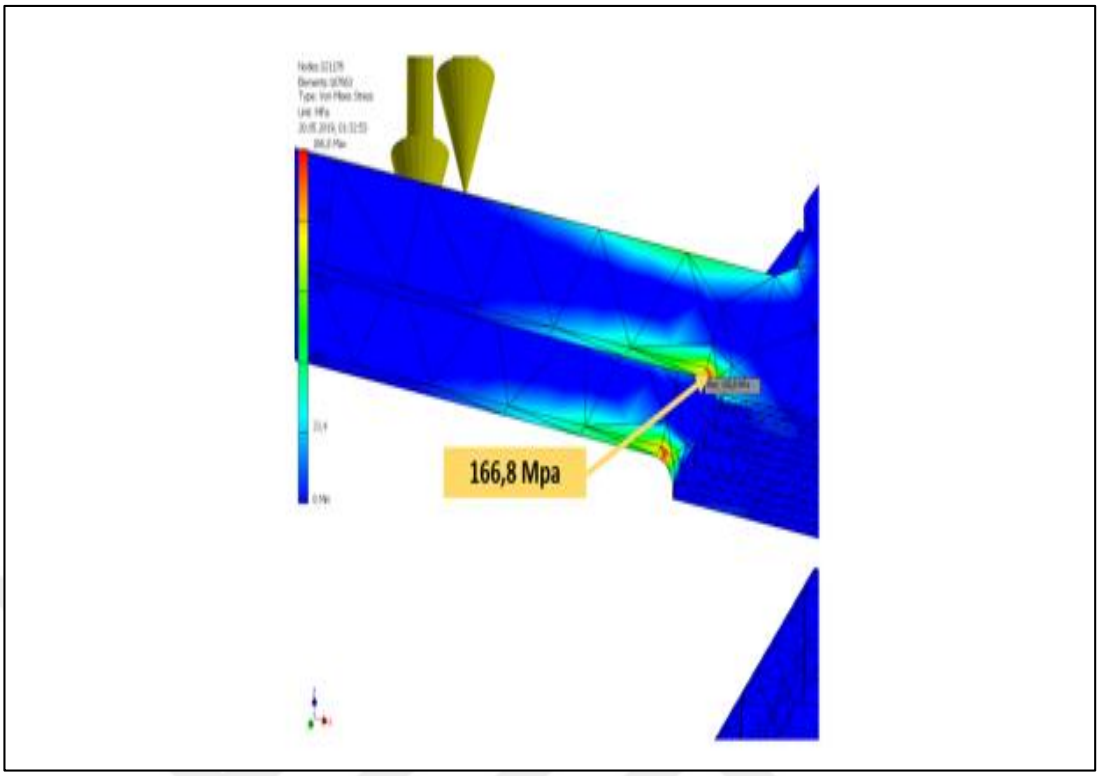

Şekil 2.43. Sistem üzerine uygulanan çift taraflı yük

Verilen yük değerine göre sistem komplesine ait analiz sonucu incelendiğinde;




Şekil 2.44. Çift taraflı yükleme analiz görüntüsü

Sistem üzerinde oluşan max. gerilme 166,8 MPa olarak ölçülmüştür. Sistem üzerinde ortaya çıkan max. gerilmenin, kol kısımları üzerinde meydana geldiği görülmüştür. Şekil 2.45' de kol kısımlarında oluşan gerilmelere ait görsel yer almaktadır.




Şekil 2.45. Çift taraflı yükleme kol bölgesi

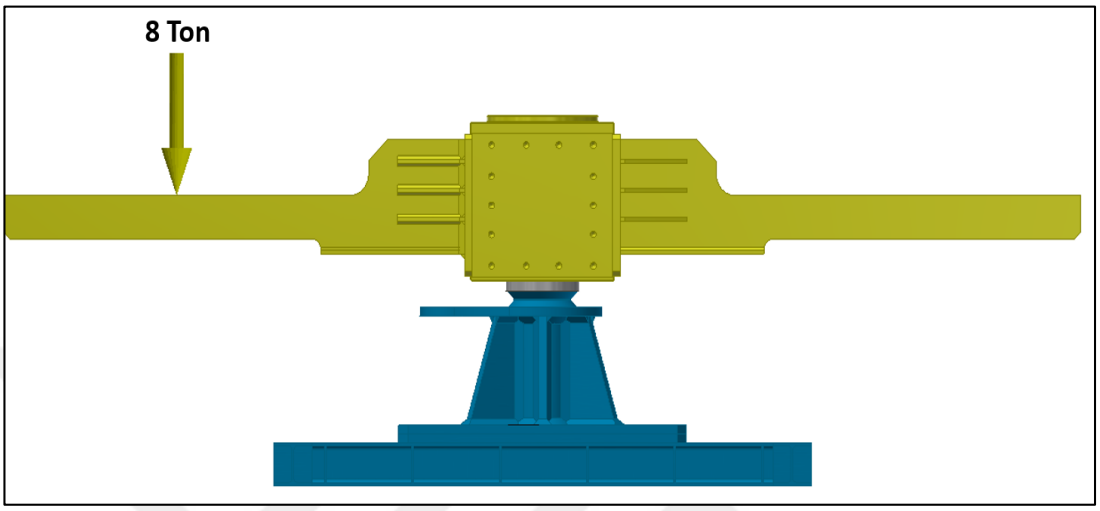
Çift taraflı yükleme durumunda sistem incelemesi yapıldığında en kritik kısım kol bölgesi olarak gözlemlenmiştir. Diğer kısımlarda oluşan gerilmeler makul seviyelerdedir.

### 2.5.2. Asal gerilmelere (çekme-basma) göre tasarımın incelenmesi

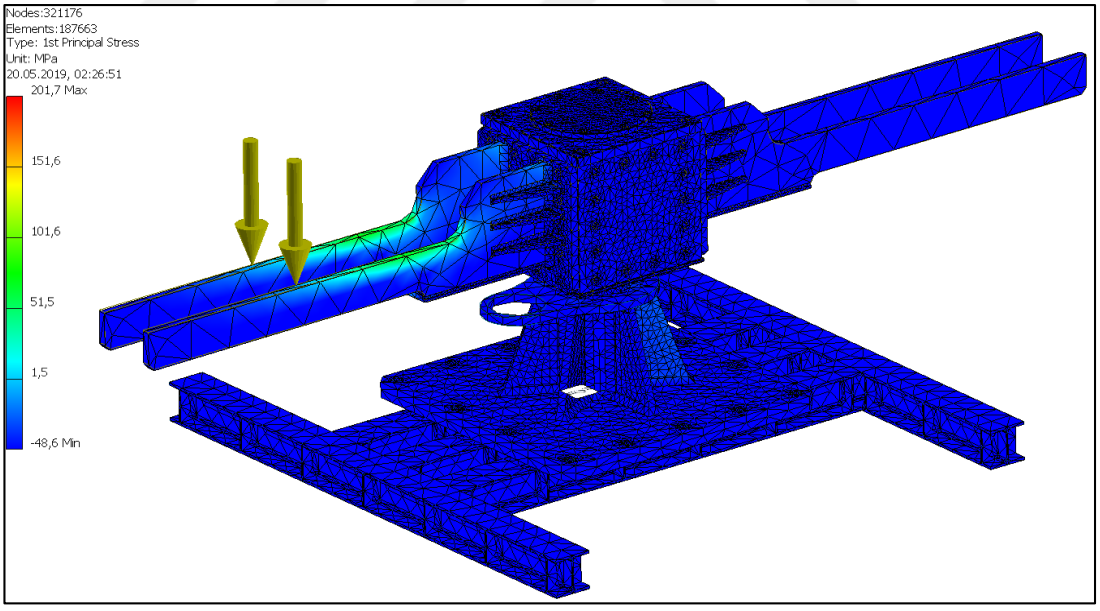
Sistem için yapılan analiz sonuçları Von mises teoremine göre incelendikten sonra sonuçların doğruluğu ispatlamak için asal gerilmelerinde incelenmesi gerekmektedir. Von Mises teorisi, tasarımı bileşke gerilmelerle kıyaslama imkânı sağlamaktadır. Sonuçların doğruluğunun ispatı için sistem asal gerilmelere göre incelenmeli ve sistem parçaları üzerine gelen yükler, malzemelerin akma dayanımı ile kıyaslanmalıdır. Çok nadir de olsa bazı durumlarda parçalar üzerinde oluşan asal gerilmeler malzemenin akma dayanımından yüksek çıkabilmektedir. Parça üzerinde oluşan asal gerilme akma dayanımından yüksek olursa parça plastik şekil değiştirmeye geçmiştir. Bu durum parçada deformasyonlar gerçekleştiğini göstermektedir. Asal gerilmeler incelendiğinde ölçülen değer akma dayanımının altında yer alıyorsa parça tasarımlarının uygunluğu ispatlanmış olur.

### 2.5.2.1. Tek taraflı yükleme yapıldığında çekme gerilmesinin incelenmesi

Çekme gerilmesinin incelenmesi için sisteme yapılan tek taraflı yükleme Şekil 2.46' da görülmektedir.

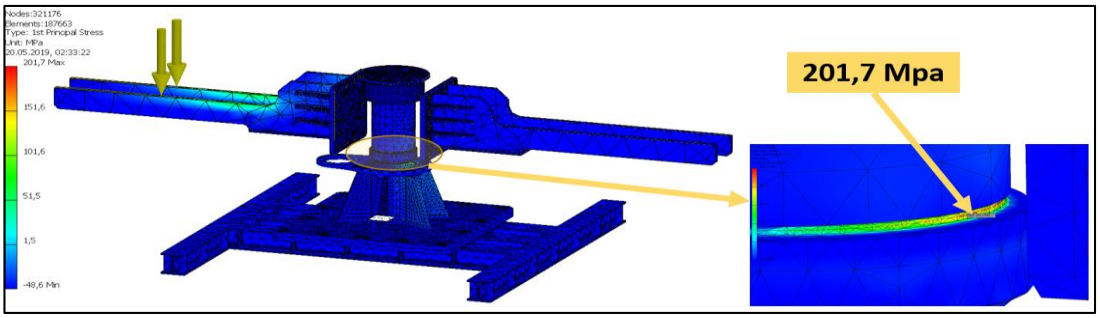



Şekil 2.46. Sistem üzerine uygulanan tek taraflı yük



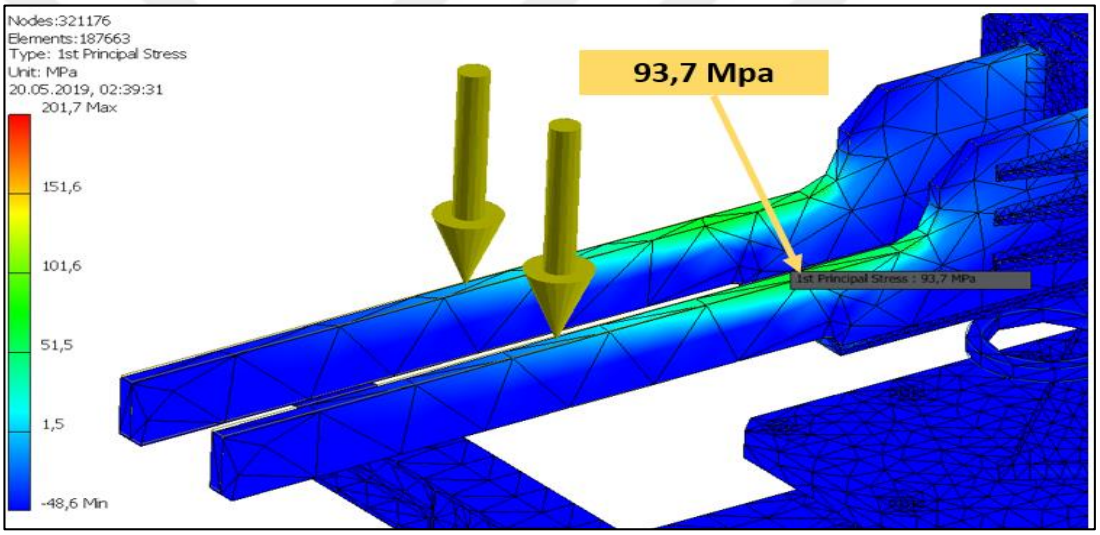

Şekil 2.47. Tek taraflı yükleme çekme gerilmesi

Sistem üzerinde oluşan max. çekme gerilmesi 201,7 MPa olarak ölçüldü. Sistem üzerinde oluşan max. çekme gerilmesinin Von Mises teorisinde olduğu gibi göbek bölgesinde meydana geldiği görülmüştür. Şekil 2.48' de göbek bölgesinde oluşan çekme gerilmesi gösterilmektedir.




Şekil 2.48. Göbek bölgesi çekme gerilmesi

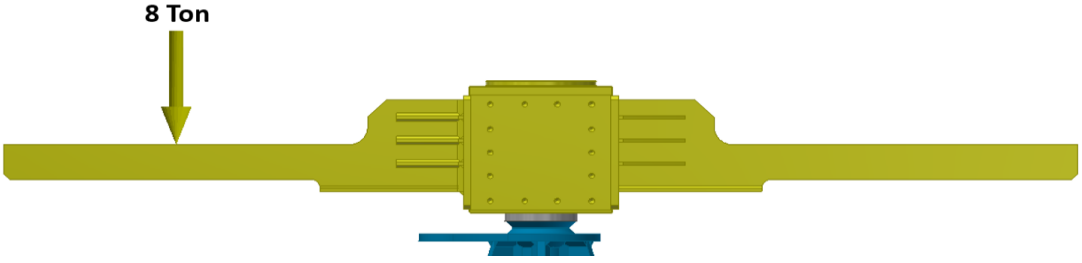
Çekme gerilmesi incelendiğinde en fazla gerilmenin oluştuğu diğer kısım kol bölgesidir. Kol bölgesinde meydana gelen max. çekme gerilmesi 93,7 MPa ölçülmüştür. Şekil 2.49' da kol bölgesinde oluşan çekme gerilmesi gösterilmektedir.



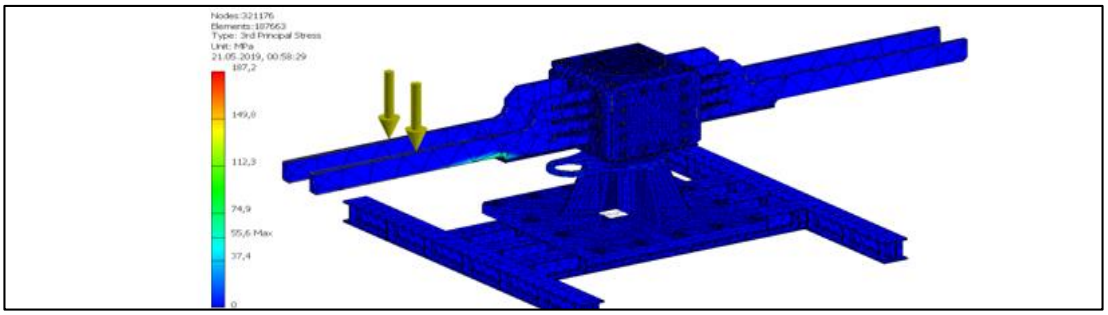

Şekil 2.49. Kol bölgesi çekme gerilmesi

### 2.5.2.2. Tek taraflı yükleme yapıldığında basma gerilmesinin incelenmesi

Basma gerilmesinin incelenmesi için sisteme yapılan tek taraflı yükleme Şekil 2.50' de görülmektedir.

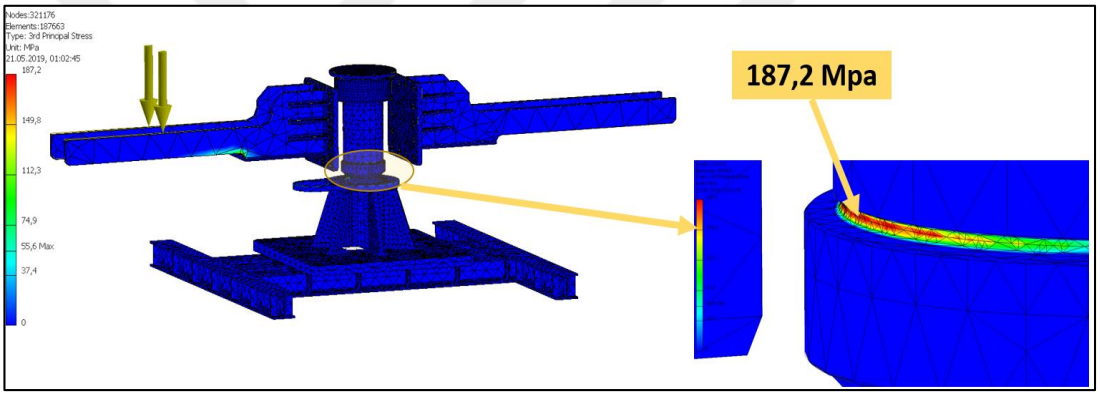



Şekil 2.50. Sistem üzerine uygulanan tek taraflı yük



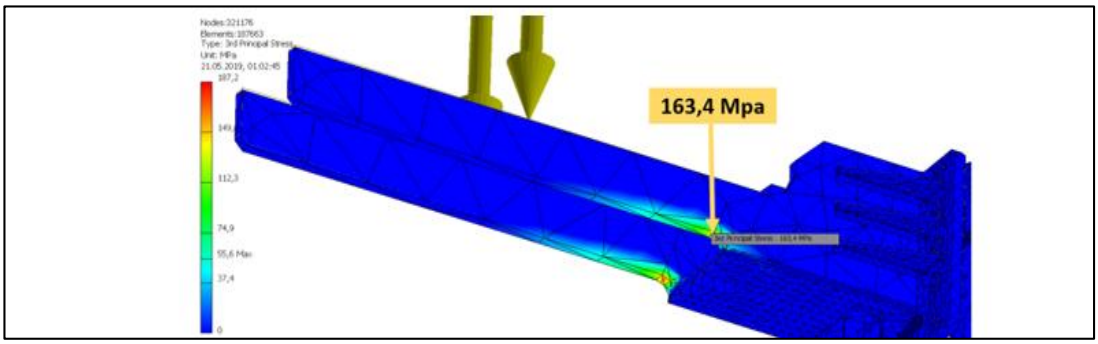

Şekil 2.51. Tek taraflı yükleme basma gerilmesi

Sistem üzerinde oluşan max. basma gerilmesi 187,2 MPa olarak ölçüldü. Sistem üzerinde oluşan max. basma gerilmesinin Von Mises teorisinde olduğu gibi göbek bölgesinde meydana geldiği görülmüştür. Şekil 2.51' de göbek bölgesinde oluşan basma gerilmesi gösterilmektedir.




Şekil 2.52. Göbek bölgesi basma gerilmesi

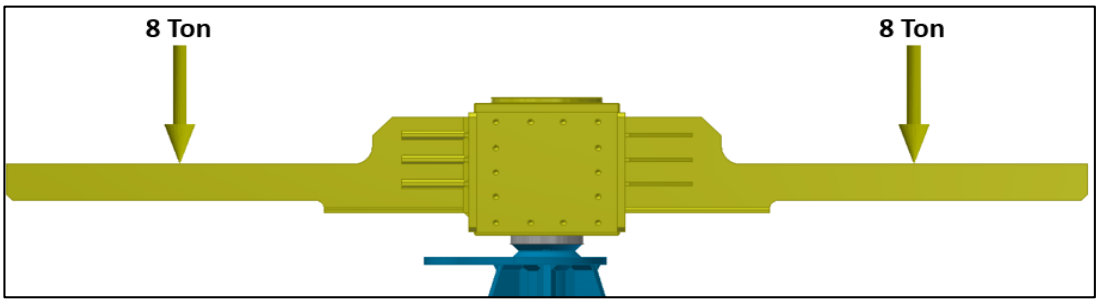
Basma gerilmesi incelendiğinde en fazla gerilmenin oluştuğu diğer kısım kol bölgesidir. Kol bölgesinde meydana gelen max. basma gerilmesi 163,4 MPa ölçülmüştür. Şekil 2.53' ta kol bölgesinde oluşan basma gerilmesi gösterilmektedir.



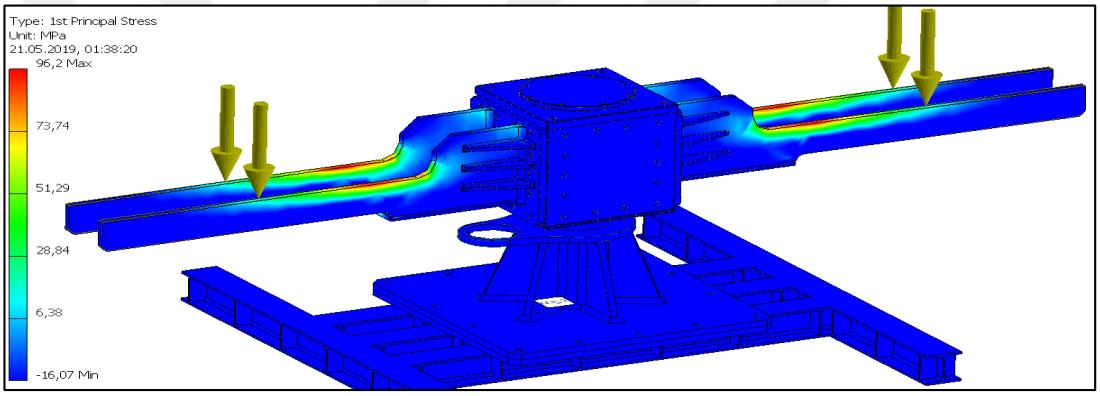

Şekil 2.53. Kol bölgesi basma gerilmesi

### 2.5.2.3. Çift taraflı yükleme yapıldığında çekme gerilmesinin incelenmesi

Çekme gerilmesinin incelenmesi için sisteme yapılan çift taraflı yükleme Şekil 2.54' de görülmektedir.

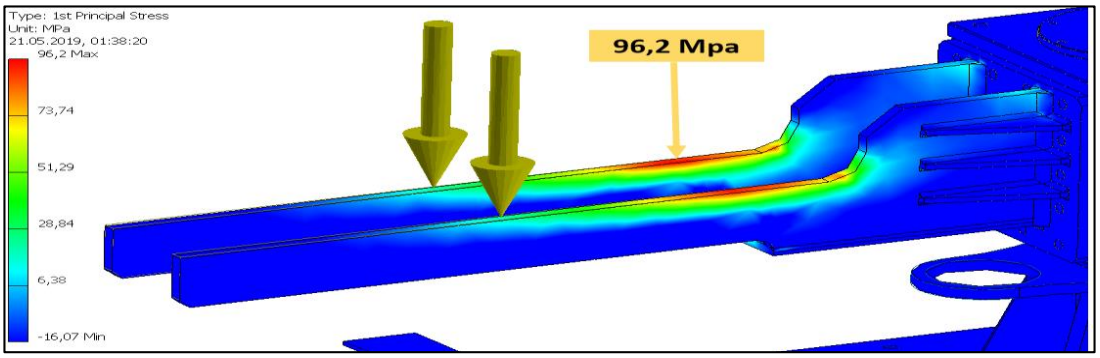



Şekil 2.54. Sistem üzerine uygulanan çift taraflı yük




Şekil 2.55. Çift taraflı yükleme çekme gerilmesi

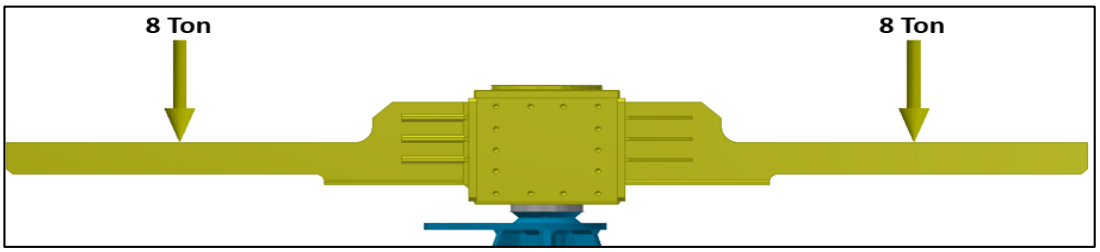
Çift taraflı yapılan yükleme işleminde sistem üzerinde oluşan max. çekme gerilmesi 96,2 MPa olarak ölçülmüştür. Sistem üzerinde oluşan max. çekme gerilmesinin Von Mises teorisinde olduğu gibi kol bölgesinde meydana geldiği görülmüştür. Şekil 2.56' da kol bölgesinde oluşan çekme gerilmesi gösterilmektedir.



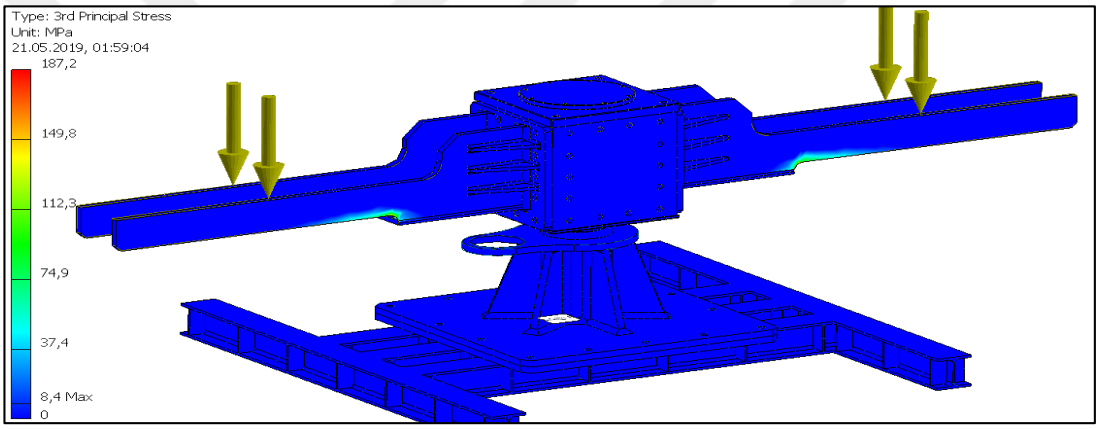

Şekil 2.56. Kol bölgesi çekme gerilmesi

### 2.5.2.4. Çift taraflı yükleme yapıldığında basma gerilmesinin incelenmesi

Basma gerilmesinin incelenmesi için sisteme yapılan çift taraflı yükleme Şekil 2.57' de görülmektedir.

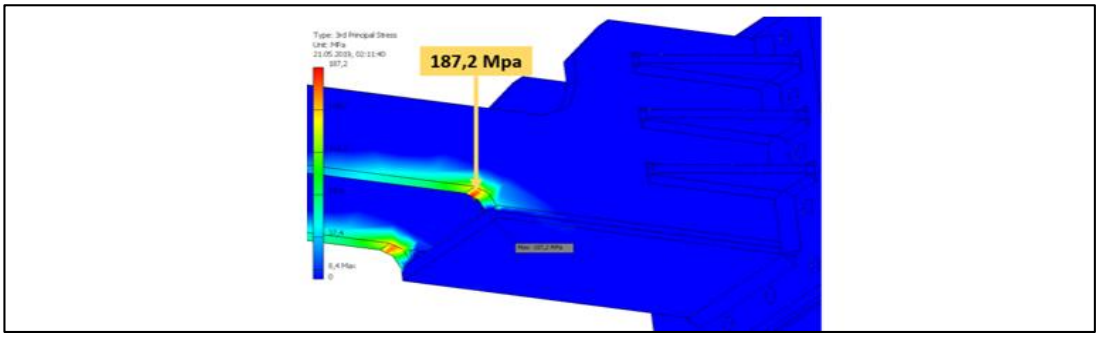



Şekil 2.57. Sistem üzerine uygulanan çift taraflı yük




Şekil 2.58. Çift taraflı yükleme basma gerilmesi

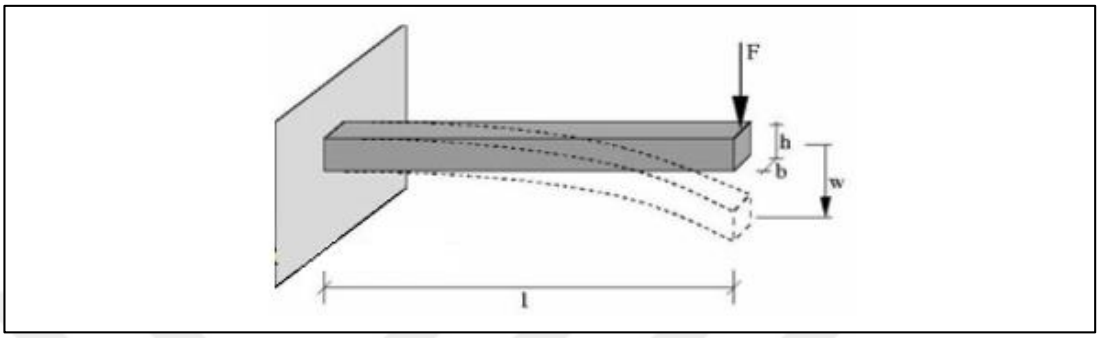
Çift taraflı yapılan yükleme işleminde sistem üzerinde oluşan max. basma gerilmesi 187,2 MPa olarak ölçülmüştür. Sistem üzerinde oluşan max. basma gerilmesinin Von Mises teorisinde olduğu gibi kol bölgesinde meydana geldiği görülmüştür. Şekil 2.59' da kol bölgesinde oluşan basma gerilmesi gösterilmektedir.




Şekil 2.59. Kol bölgesi basma gerilmesi

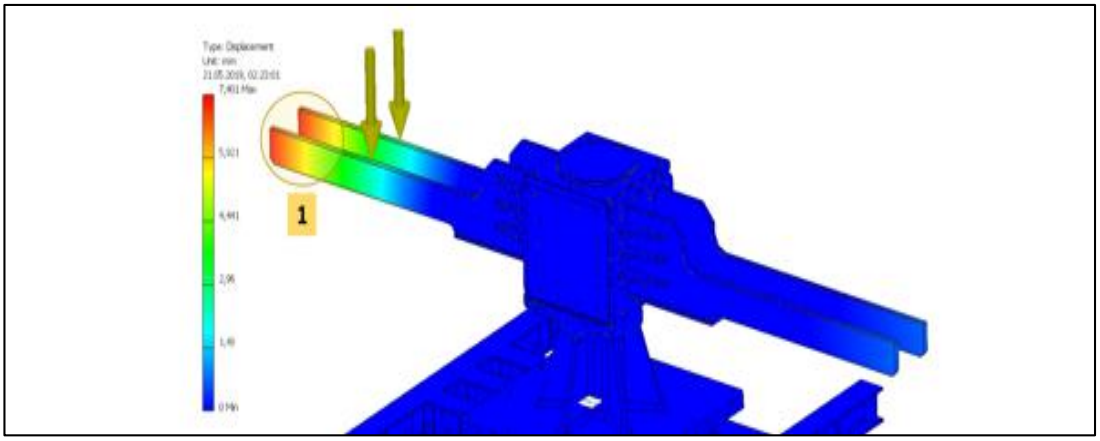
### 2.5.3. Orijinal şekildeki deplasmanların (sehim) incelenmesi

Deplasman ya da diğer bir ismi ile sehim, basit eğilme etkisi altındaki yapı elemanının eğilme göstermeden önceki çubuk ekseni durumu ile elastik eğri durumu arasında oluşan deformasyon miktarına denir. [15]



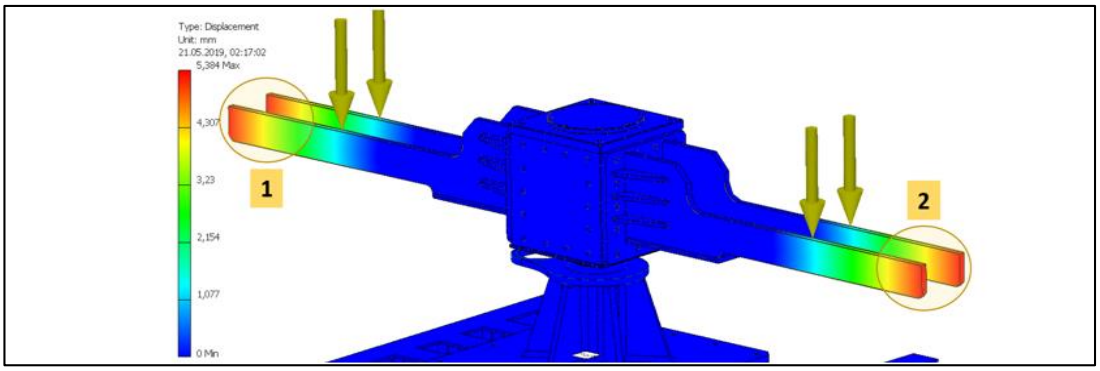

Şekil 2.60. Parça üzerinde sehim [16]

Sistem üzerinde oluşan deplasmanlar sistem üzerinde tek ve çift taraflı yükleme yapıldığı durumlara göre incelenmiştir. Yapılan incelemeler neticesinde, sistem üzerine tek taraflı yükleme yapıldığında max. deplasmanın Şekil 2.61' de 1 numara ile işaretli olan kol parçasına ait uç bölgesinde oluştuğu görülmüştür. Kol parçasının uç bölgesinde oluşan deplasman miktarı 7,4 mm olarak ölçülmüştür.




Şekil 2.61. Tek taraflı yük altında sehim

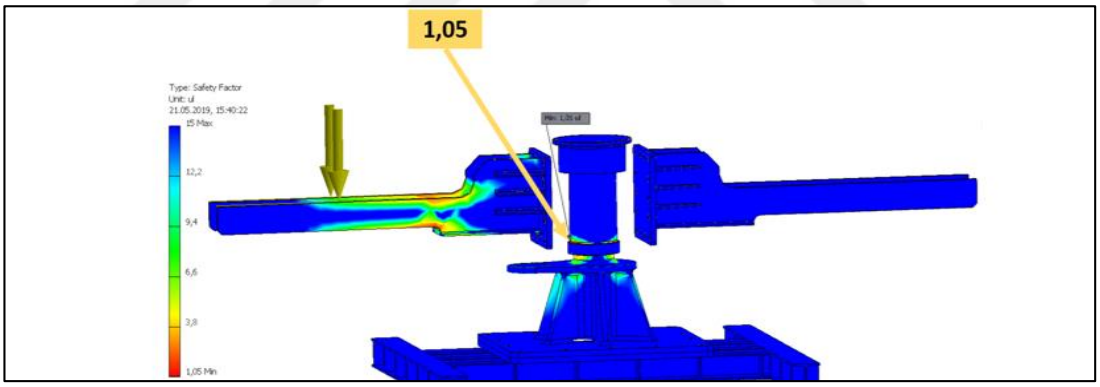
Sistem üzerine çift taraflı yükleme yapıldığında max. deplasmanın sisteme ait kollar üzerinde gerçekleştiği görülmüştür. Çift taraflı yüklemede sistem kolları üzerindeki deplasmanların Şekil 2.62' de 1 ve 2 numaralı bölgelerde oluştuğu görülmüştür. 1 ve 2 numaralı bölgelerde oluşan max. deplasman miktarı 5,4 mm olarak ölçülmüştür.



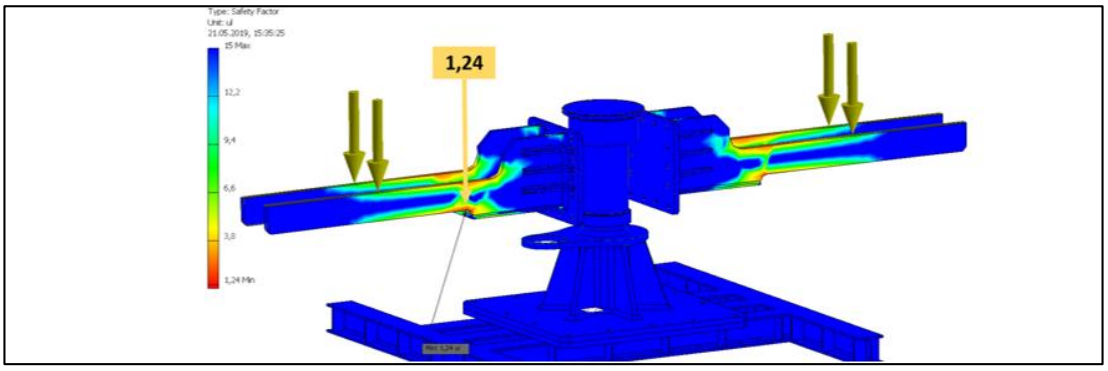

Şekil 2.62. Çift taraflı yük altında sehim

### 2.5.4. Sistemin emniyet faktörünün incelenmesi

Tek taraflı yükleme ve çift taraflı yükleme durumlarına göre sistemin emniyet kat sayısı incelenmiştir. Tek taraflı yüke göre yapılan inceleme sonucunda göbek bölgesinde sistemin emniyet katsayısı 1,05 olarak ölçülmüştür. Çift taraflı yüke göre yapılan inceleme sonucunda elde edilen emniyet katsayısı 1,24 olarak ölçülmüştür. Şekil 2.63 ve 64' de emniyet katsayısı için yapılan analiz sonuçları görülmektedir.




Şekil 2.63. Tek taraflı yükleme emniyet katsayısı

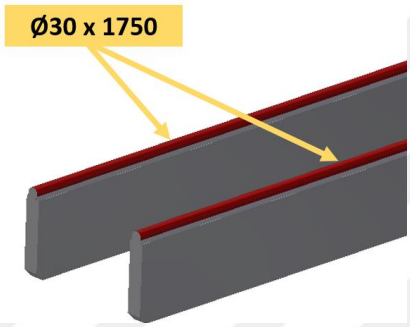
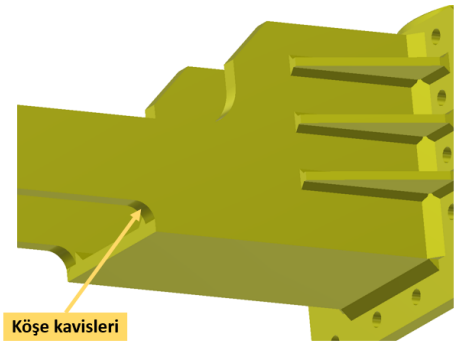
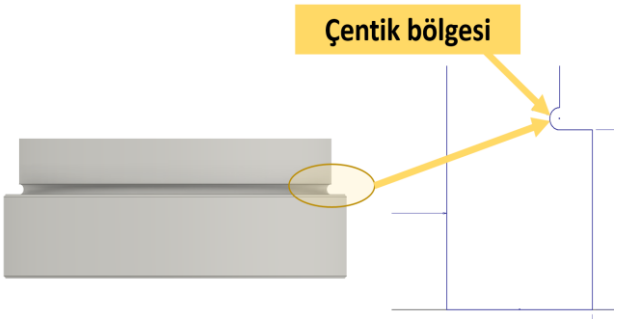



Şekil 2.64. Çift taraflı yükleme emniyet katsayısı

## 2.6. Tasarıma karar verilmesi

"2.5. Tasarımın sonlu elemanlar yöntemi ile analizi" başlığı altında yapılan incelemeler sonucunda sistem üzerinde oluşan en fazla gerilmelerin göbek ve kol bölgelerinde olduğu gözlemlenmiştir. Analiz sonuçları göz önünde bulundurularak sisteme ait göbek ve kol bölgelerinde yer alan parçalarda güncellemeler yapılmıştır. Sistem üzerinde yapılan değişiklikler Tablo 2.13' de görülmektedir.

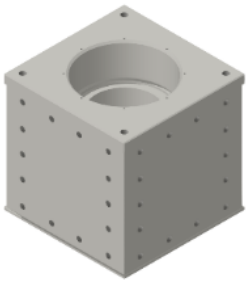
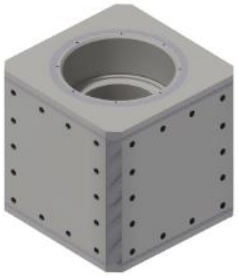
Tablo 2.13. Parçalarda yapılan değişiklikler

| Parça Görseli | Açıklama |
|---|---|
|  | Sistem kolları üzerindeki gerilmeleri en az seviyeye indirmek için sistem kollarının üzerine Ø30 x 1750 mm ölçülerinde 2 adet çubuk profil yerleştirilmiştir. |
|  | Sistem kolları üzerinde bulunan kademeli kısımda yer alan köşe kavisleri R50 mm' den R200 mm' ye çıkartıldı. Böylelikle bu kısımda oluşan gerilmelerin daha geniş bir alana yayılması sağlanmıştır. |
|  | Göbek bölgesinde yer alan parça üzerinde bulunan köşe kısımlarda oluşabilecek çatlama vb. durumları önlemek amacı ile oluşturulan çentik bölgesine ait yarıçap değeri 5mm' den 7mm' ye çıkartılmıştır. |

Sisteme ait parçalarda güncellemeler yapıldıktan sonra sistem taşıyıcı kollarının bağlandığı gövde kısmına ait tasarımda güncelleme yapılması uygun görülmüştür.

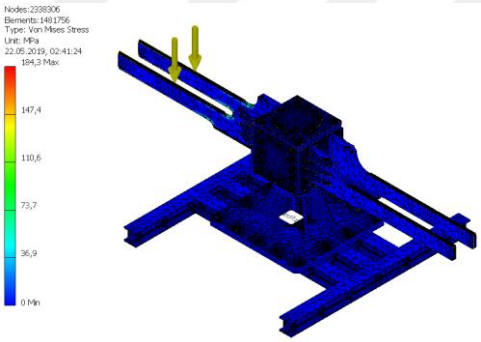
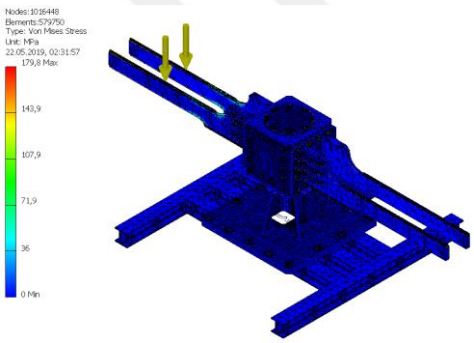
Bu değişikliğin en büyük sebebi gövde parçasının döküm yöntemi ile üretilmesi düşüncesidir. Sisteme ait bu gövdenin döküm işlemi ile yapılması, zaman ve maliyet olarak daha yüksek fiyatlarda üretilmesine neden olacaktır. Bu sebeple gövde parçasının sac malzemelerden, kaynaklı konstrüksiyon olarak üretilmesi fikri üzerinde düşünülmüştür. Sac malzemelerden gövdeyi oluşturacak olan bir tasarım gerçekleştirilmiştir. Yeni yapılan gövde tasarımı döküm yöntemi ile üretilecek olan tasarıma göre daha hafif bir yapıya sahip olmuştur. Yapılan araştırmalar sonucunda gövdenin iki farklı yöntemle üretilmesi durumunda ortaya çıkan maliyetler Tablo 2.14' de görülmektedir.

Tablo 2.14. Gövde üretim yöntemi maliyet karşılaştırması

|  |  |
|---|---|
| Döküm Yöntemi | Kaynaklı Konstrüksiyon |
| Malzeme: GGG50 | Malzeme: St52 (S355JR) |
| İşlenmiş parça ağırlığı: 2200 kg | İşlenmiş parça ağırlığı: 1500 kg |
| Model kalıp fiyatı: 6000 tl | Kaynak maliyeti: 2000 tl |
| Ham madde fiyatı: 30000 tl | Ham madde fiyatı: 14400 tl |
| Tezgah işleme maliyeti: 2000 tl | Tezgah işleme maliyeti: 3000 tl |
| El işçiliği maliyeti: 1500 tl | El işçiliği maliyeti: 1500 tl |
| Toplam maliyet: 39500 tl | Toplam maliyet: 22400 tl |

Tablo 2.14’ deki verilere göre gövde parçasının kaynaklı imalat yöntemi ile üretilmesi maliyet ve ağırlık konusunda daha avantajlı olmaktadır. Gövde parçası döküm yöntemi ve kaynaklı konstrüksiyon için Tablo 2.10’ da yer alan değişiklikler de dahil olmak üzere tekrar sonlu elemanlar yöntemine göre analiz edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre yapılan karşılaştırmalar Tablo 2.15’ de görülmektedir.

Tablo 2.15. Tasarım analiz sonuçları karşılaştırma

| İlk tasarım<br>Gövde: Döküm | Son tasarım<br>Gövde: Kaynaklı Konstrüksiyon |
|---|---|
| Yüklenen ağırlık: Tek kol (8 ton) | Yüklenen ağırlık: Tek kol (8 ton) |
| Von Mises gerilmesi : 184,3 MPa (Max.) | Von Mises gerilmesi: 183,9 MPa (Max.) |
| Çekme gerilmesi: 183,4 MPa (Max.) | Çekme gerilmesi: 184,7 MPa (Max.) |
| Basma gerilmesi: 207,6 MPa (Max.) | Basma gerilmesi: 208,6 MPa (Max.) |
| Yer değiştirme: 6,21 mm (Max.) | Yer değiştirme: 6,8 mm (Max.) |
|  |  |

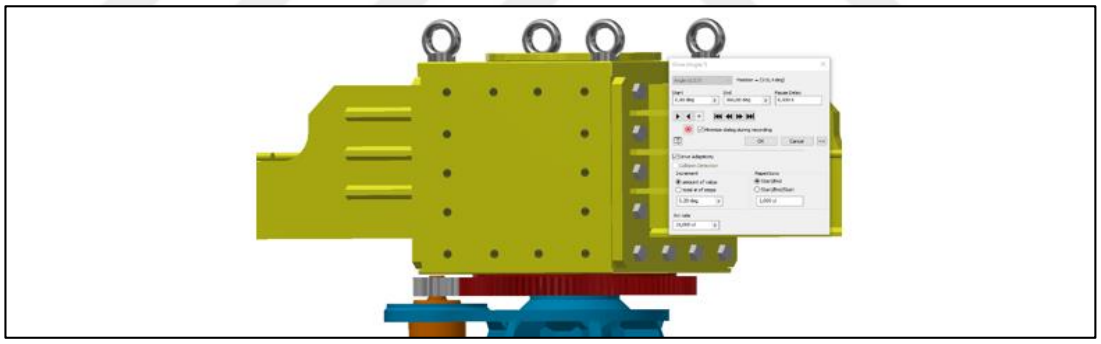
Yapılan incelemeler neticesinde Tablo 2.14’ da belirtilen güncellemelerin uygunluğu doğrulanmıştır. Taşıyıcı kolların bağlantısının yapıldığı gövdenin döküm yerine sac malzemelerden kaynaklı konstrüksiyon olarak üretilmesi uygun görülmüştür.

### 2.7. Sistemin son kontrolü

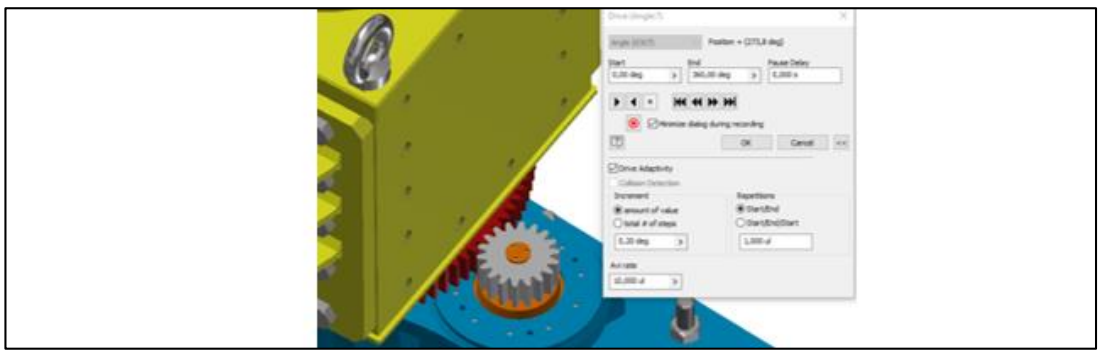
Turnike sistemine ait katı model tasarımları ve sanal ortamda parça montajları yapılarak sistemin sonlu elemanlar yöntemi ile analizi gerçekleştirilmiştir.

Gerçekleştirilen analizler neticesinde sistemin son haline karar verilmiştir. Sistem tasarımı, son haline getirildikten sonra tüm parçaların bir biri ile uyumluluğu için, sistemin hareket simülasyonu yapılmıştır. Yapılan hareket simülasyonu neticesinde tüm parçaların bir biri ile uyumlu olarak çalıştığı sanal ortamda doğrulanmıştır. Böylelikle sistemde tasarımsal ya da ölçüsel problem olmadığı net olarak belirlenmiştir. Sisteme ait hareket simülasyonuna ait görseller Şekil 2.63 ve 64' de görülmektedir.

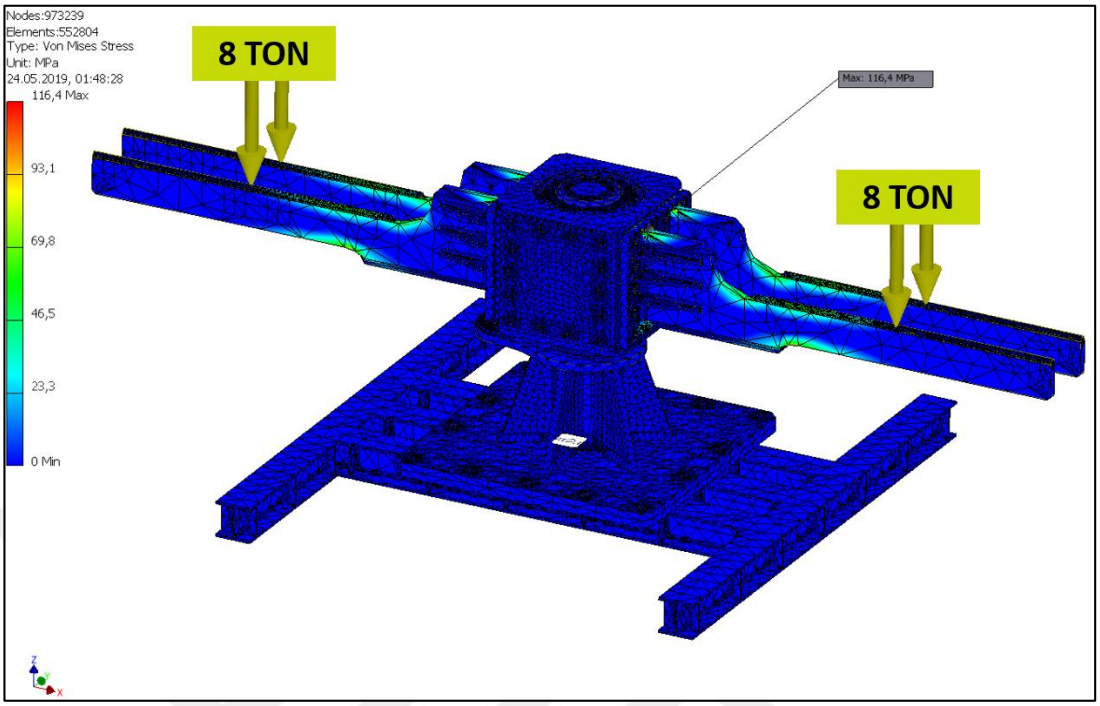
Tasarlanan sistem son olarak tam kapasite yük altında incelendiğinde oluşacak gerilmeleri görebilmek için Von Mises teoremine göre analiz edilmiştir. Yapılan analiz neticesinde sistem üzerinde max. gerilme 116,4 MPa olarak ölçülmüştür. Sistem üzerinde kullanılan malzeme St52 (S355JR) ve akma dayanımı 345 MPa olduğundan sistem üzerinde oluşan max. gerilmeler kabul edilmesi uygun sınırdadır. Ayrıca yaptığımız analiz sonucuna göre sistem üzerine yapılan çift taraflı yüklemeler sistemin tek taraflı yüklemeye göre daha dengeli olarak çalıştığı göstermektedir. Çift taraflı yükleme ile yapılan analiz çözümlemesi Şekil 2.66' da görülmektedir.



Şekil 2.65. Sistemin hareket simülasyonu



Şekil 2.66. Dişli çark kontrolü




Şekil 2.67. Sistemin çift taraflı yük analizi

## 2.8. İmalat resimlerinin hazırlanması ve parçaların imalatı

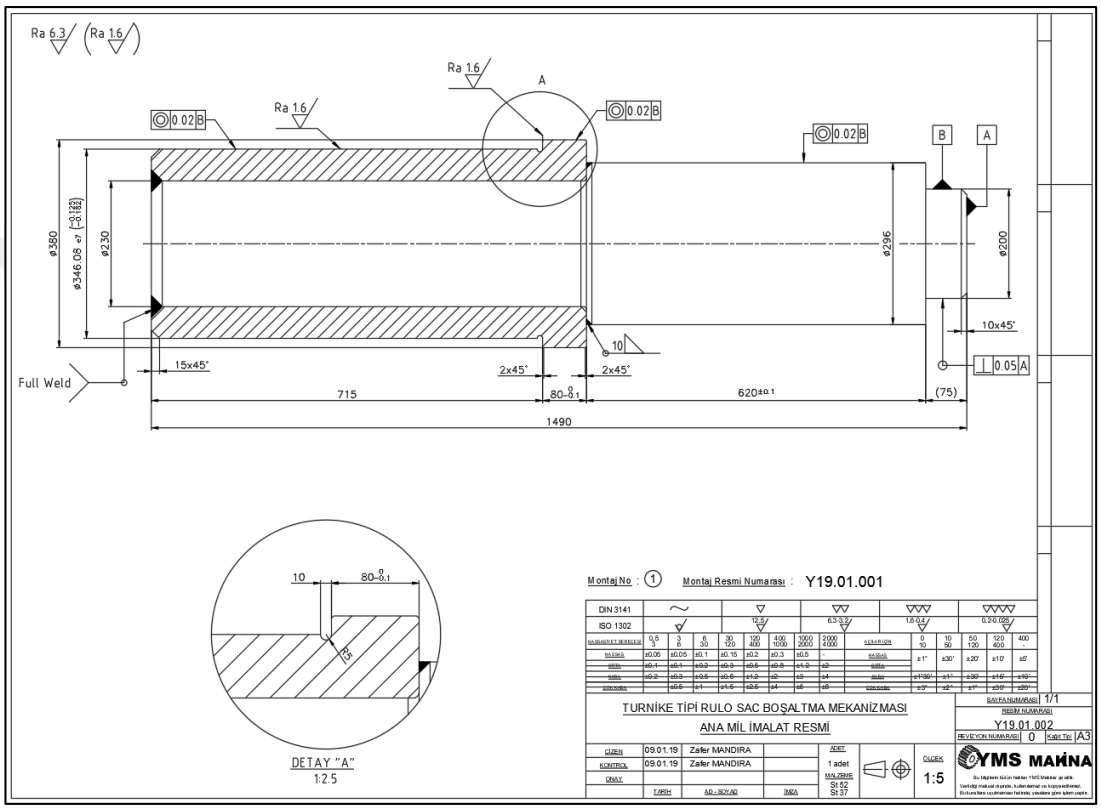
Turnike mekanizmasının tasarım, analiz ve tasarımı doğrulama adımları tamamlandıktan sonra, sisteme ait parçaların imalat resimleri hazırlanmıştır. İmalat resimleri teknik resim standartlarının yanı sıra parça özelliklerine bağlı olarak ölçü, ölçü toleransı, yüzey-konum toleransları, kaynak ve kaplama bilgilerini üzerinde barındıracak şekilde oluşturulmuştur.

Teknik resimler oluşturulduktan sonra parçaların imalat yöntemlerine karar verilmiştir. Öncelikli olarak tüm sac malzemeler ölçüleri doğrultusunda lazer kesim makinasında kaba boyutlara göre kesilmiştir. Kesimi tamamlanan malzemelerin kaynaklı çatım işlemi gerçekleştirilmiştir. Kaynaklı imalatı tamamlanan malzemelerin belirlenen tolerans ve boyutlara getirilmesi için CNC tezgahlarda talaşlı imalatı gerçekleştirilmiştir. Talaşlı işleme yapılan malzemeler teknik resimlerine göre boyutsal olarak kontrol edilmiştir.

İmalatı gerçekleştirilen ve boyutsal kontrolleri yapılan malzemeler astar boya ve uygulanması gereken renklere göre boyanmıştır. Boyama işlemi biten tüm malzemeler

demonte olarak ambalajlanmıştır. Mekanizmaya ait tüm parçalar paketleme işleminden sonra kullanacağı lokasyona sevk edilmiştir.

Şekil 2.68’ de örnek imalat resmi yer almaktadır. Şekil 2.69 – 75 arasında yer alan görseller mekanizmaya ait parçaların imalatı ve çalışması aşamasında elde edilen görüntülerdir.




Şekil 2.68. Mil imalat resmi



Şekil 2.69. Mil imalatı



Şekil 2.70. Sistem tabanı ve kol imalatı



Şekil 2.71. Gövde talaşlı işlem



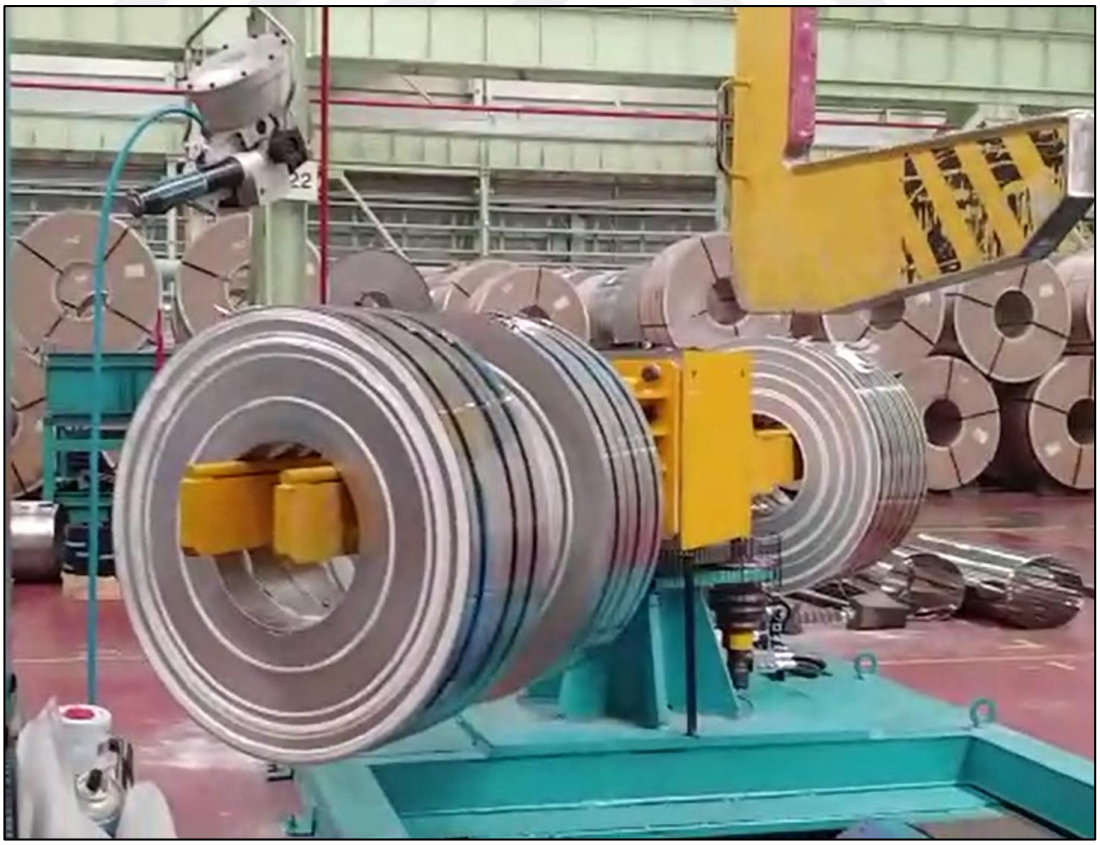
Şekil 2.72. Gövde talaşlı imalat



Şekil 2.73. Rulman montajı




Şekil 2.74. Sistemin üretim alanına montajı



Şekil 2.75. Deneme çalışması

# 3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada, klasik yöntemle yükleme ve boşaltma işlemleri gerçekleştirilen bir dilme hattı ele alınmıştır. Klasik yöntemle yükleme ve boşaltma yapan sistemdeki zaman kayıpları ve mevcut sistemin çalışma parametreleri incelenmiştir. Elde edilen verilere göre hattın sonunda oluşan yığılmaların önüne geçecek, yaşanan durma ve diğer kayıpları giderebilecek bir mekanizmanın tasarlanması ve üretilmesi uygun görülmüştür. Sistemin üretimi YMS Makine Sanayi Ve Ticaret Limited Şirketi firmasının imkanları doğrultusunda uluslararası standartlarda kabul görmüş kriterlere göre yapılmıştır.

Tasarımı yapılan bir sistemin, proje aşamasında düşünüldüğü şekli ile imalatı yapıldıktan sonra kullanılacağı lokasyonda da sorunsuz olarak çalışması bir gereksinimdir. Bu gereksinim ve/veya gereksinimleri karşılayabilmek için sistemin tasarımı yapılırken gerçekte hangi koşul ve/veya koşullarda çalışacağı net olarak bilinmelidir. Yapılan tasarım elde edilen koşullara göre öncelikle fikri, sonrasında da gerçeklik payı yüksek olan sanal araç veya gereçlerle gözden geçirilmelidir. Turnike mekanizması için sistemin çalışacağı koşullar ve sistemin yapacağı işlemler net olarak belirlenmiştir. Elde edilen verilere göre sistemin tasarımı sanal ortamda gerçekleştirilmiştir. Tasarımı yapılan mekanizma çalışacağı sistem içinde üzerine gelecek yüklere göre test edilmiştir. Yapılan testler sonucunda sistemin belirlenen kriter ve yöntemlerle çalışmasında herhangi bir sorun olmadığı tespit edilmiştir.

Turnike siteminin yükleme ve boşaltma işlemleri esnasında uygun pozisyonlamayı sağlaması için 250cc hidromotor ile 1126 Nm/dk çıkış tork değeri üreten planet redüktör seçimi yapılmıştır. Seçilen redüktör sayesinde sistemin istenilen yük değerlerinde her hangi bir sorun olmadan çalışması gerçekleştirilmiştir.

Sisteme ait dönme hareketini sağlayan dişli çarkların, sistem üzerinde bir biri ile uygumlu olarak çalıştığı sanal ortamda olduğu gibi çalışma esanasında da tespit edilmiştir.

Dilme hatlarının sonunda dilme işlemi biten rulo sacların beklemesi yığılmalara, bu yığılmalarda farklı zaman aralıklarında duruşlara sebep olmaktaydı. Tasarım ve üretim aşamaları detaylı olarak ele alınan turnike mekanizması dilme hattı sonunda oluşan yığılmaları ve yığılmalara bağlı olan duruşları önlemiştir.

Klasik yöntemlerle yükleme ve boşaltma yapılan dilme hatlarında vinç mekanizmalarına alternatif olarak turnike mekanizmasının kullanılması, dilme hattının kapasitesini 2 katına kadar çıkarmıştır.

Tasarım ve analiz kısımları sanal ortamda gerçeleştirilen turnike mekanizması dilme hattı üzerine kurulduğu alanda sorunsuz olarak çalışmıştır. Bu çalışmada olduğu gibi tasarlanan sistemlerin sanal ortamda sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmesi, üretimi yapılan sistemin kullanılacağı yerde sorunsuz olarak çalışması konusunda tasarımcıyı ve üretimi yapan kişiyi doğru bir sonuca yönlendirmektedir.

Dilme hattı üzerinde yapılan testlerde herhangi bir sorunla karşılaşılmaması ve mekanizmanın istenilen noktada hizmet etmesi, turnike mekanizmasının dilme hattında yaşanan problemler için doğru bir çözüm olduğunu kanıtlamıştır. Bundan sonra yapılacak olan çalışmalarda turnike mekanizmasının 4 kollu olarak tasarlanmasının ve üretilmesinin dilme hattı üzerine etkileri ayrı bir çalışma konusu olarak değerlendirilebilir.

## KAYNAKLAR


[1] https://grabcad.com/library/cinser-high-speed-slitting-line-cut-to-length-slitting-plant-layout-1 (Ziyaret tarihi: 8 Aralık 2018).

[2] 2M Makine, Ürün Kataloğu, *Kaldırma, Taşıma ve İletme Ekipmanları*, İstanbul, 2016.

[3] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, *FAG Special Spherical Roller Bearings*, Schweinfurt, Germany, 5, 2017.

[4] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, *FAG Bearings Tolerance Tables*, Schweinfurt, Germany, 29, 2017.

[5] http://www.muhendislikbilgileri.com/?pnum=174&pt=D%C3%9CZ+D%C4%B0%C5%9EL%C4%B0+D%C4%B0ZAYNI (Ziyaret tarihi: 16 Aralık 2018).

[6] http://www.muhendislikbilgileri.com/?pnum=174&pt=D%C3%9CZ+D%C4%B0%C5%9EL%C4%B0+D%C4%B0ZAYNI (Ziyaret tarihi: 16 Aralık 2018).

[7] http://www.muhendislikbilgileri.com/?Syf=15&blg=1&ncat_id=158536&pt=TABLOLAR (Ziyaret tarihi: 16 Aralık 2018).

[8] http://www.muhendislikbilgileri.com/?Syf=15&blg=1&ncat_id=158536&pt=TABLOLAR (Ziyaret tarihi: 16 Aralık 2018).

[9] http://www.muhendislikbilgileri.com/?Syf=15&blg=1&ncat_id=158536&pt=TABLOLAR (Ziyaret tarihi: 16 Aralık 2018).

[10] https://www.makinaegitimi.com/disli-cark-hesaplama-formulleri-tablosu/ (Ziyaret tarihi: 16 Aralık 2018).

[11] http://www.celebilerhidrolik.net/_y/attachments/Image/Katalog%20sayfalari/27_-_700_Reduktor.jpg (Ziyaret tarihi: 19 Aralık 2018).

[12] 575296, FAG Tapered Roller Bearings, *Schaeffler Technologies AG & Co. KG*, Schweinfurt, Germany, 2006.

[13] https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/s355/ (Ziyaret tarihi: 9 Temmuz 2019).

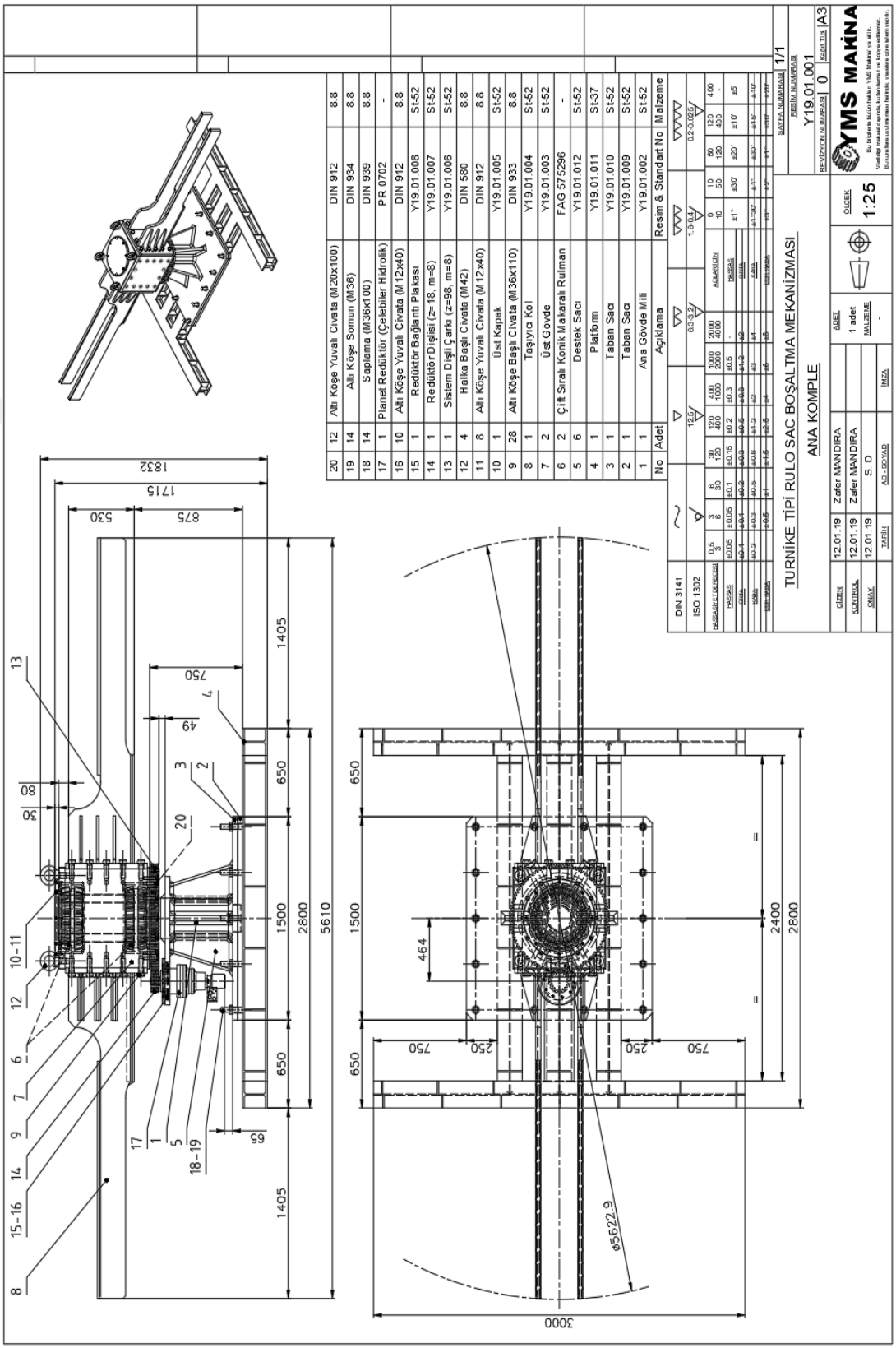
[14] http://kisi.deu.edu.tr/userweb/mehmet.zor/MUK%20DERS%20NOTLARI/mukavemet_konu_7_Akma_ve_Kirilma_Kriterleri.pdf (Ziyaret tarihi: 15 Ocak 2019).

[15] http://kisi.deu.edu.tr/userweb/mehmet.zor/MUK%20DERS%20NOTLARI/mukavemet_konu_7_Akma_ve_Kirilma_Kriterleri.pdf (Ziyaret tarihi: 15 Ocak 2019).

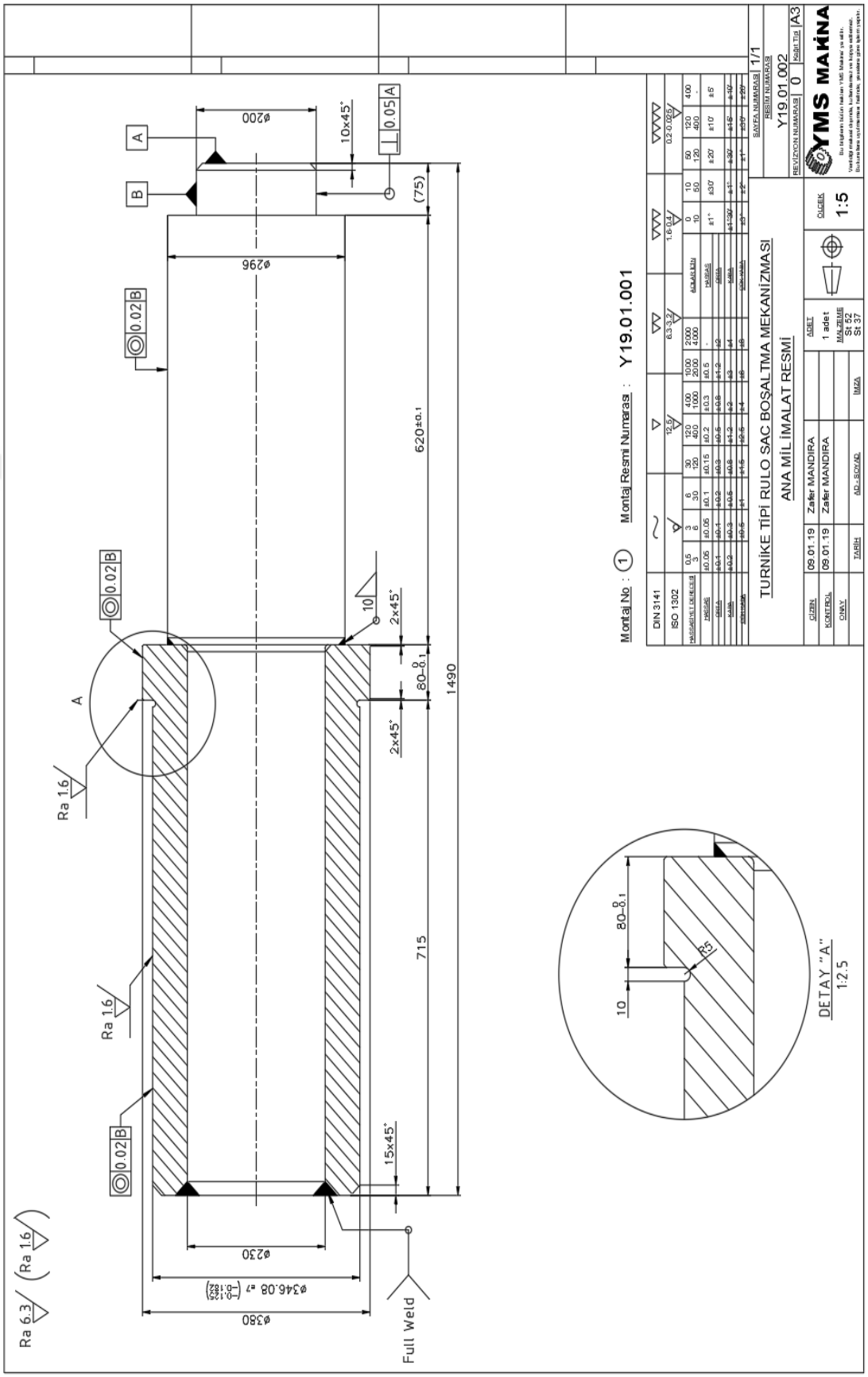
[16] http://kisi.deu.edu.tr/userweb/mehmet.zor/MUK%20DERS%20NOTLARI/mukavemet_konu_7_Akma_ve_Kirilma_Kriterleri.pdf (Ziyaret tarihi: 15 Ocak 2019).

# EKLER

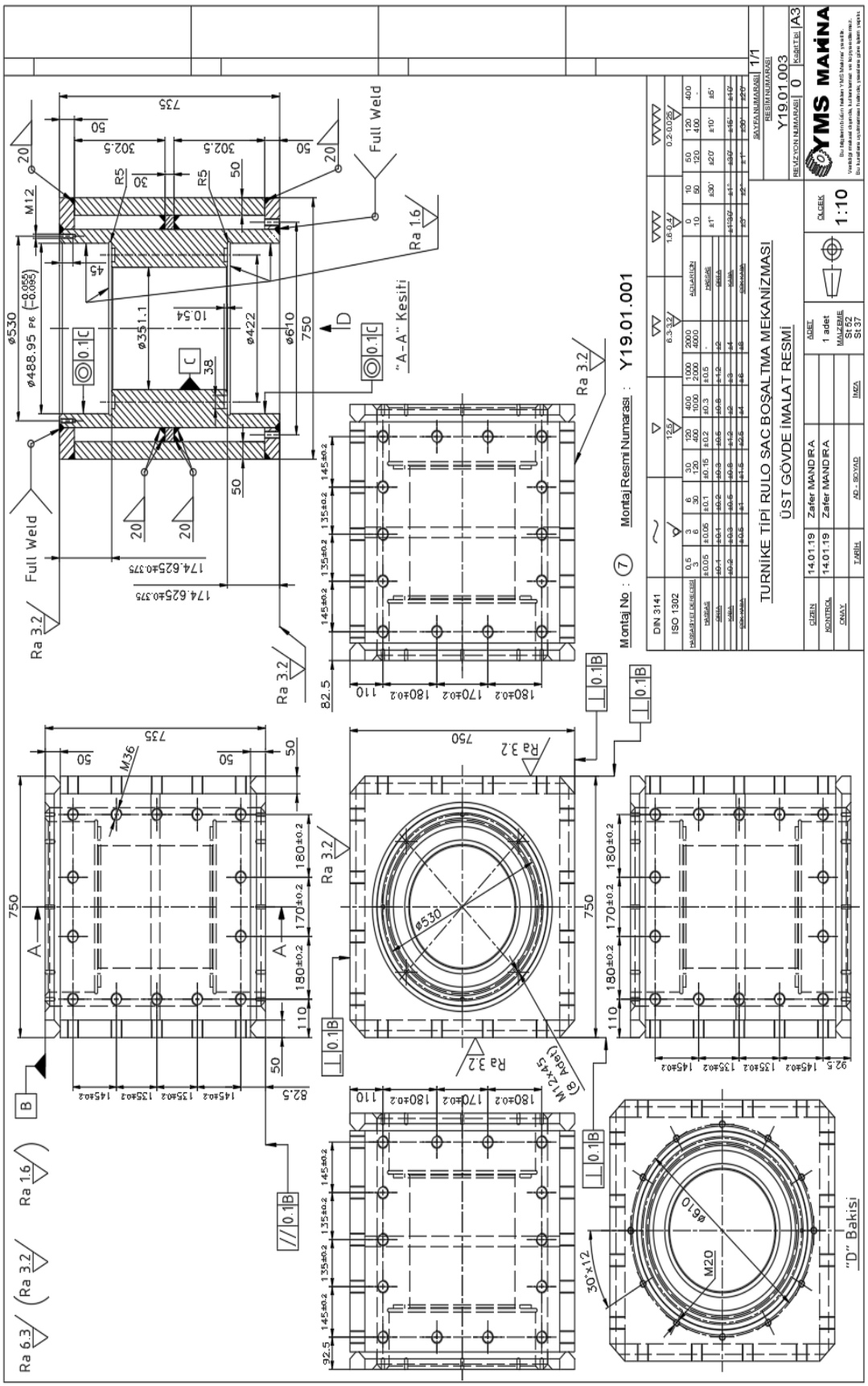
**EK-A**



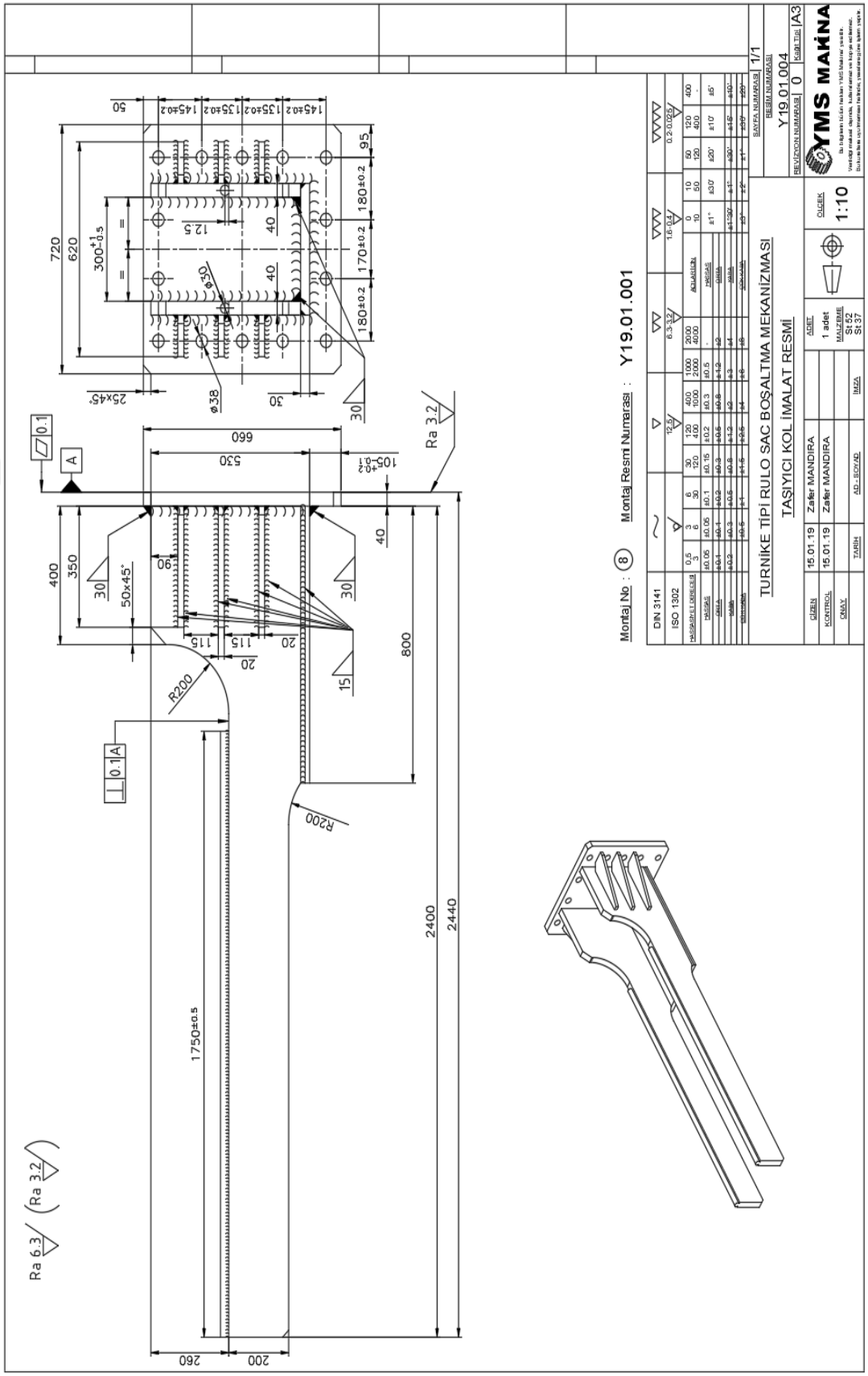

Şekil A.1. Turnike mekanizması ana komple



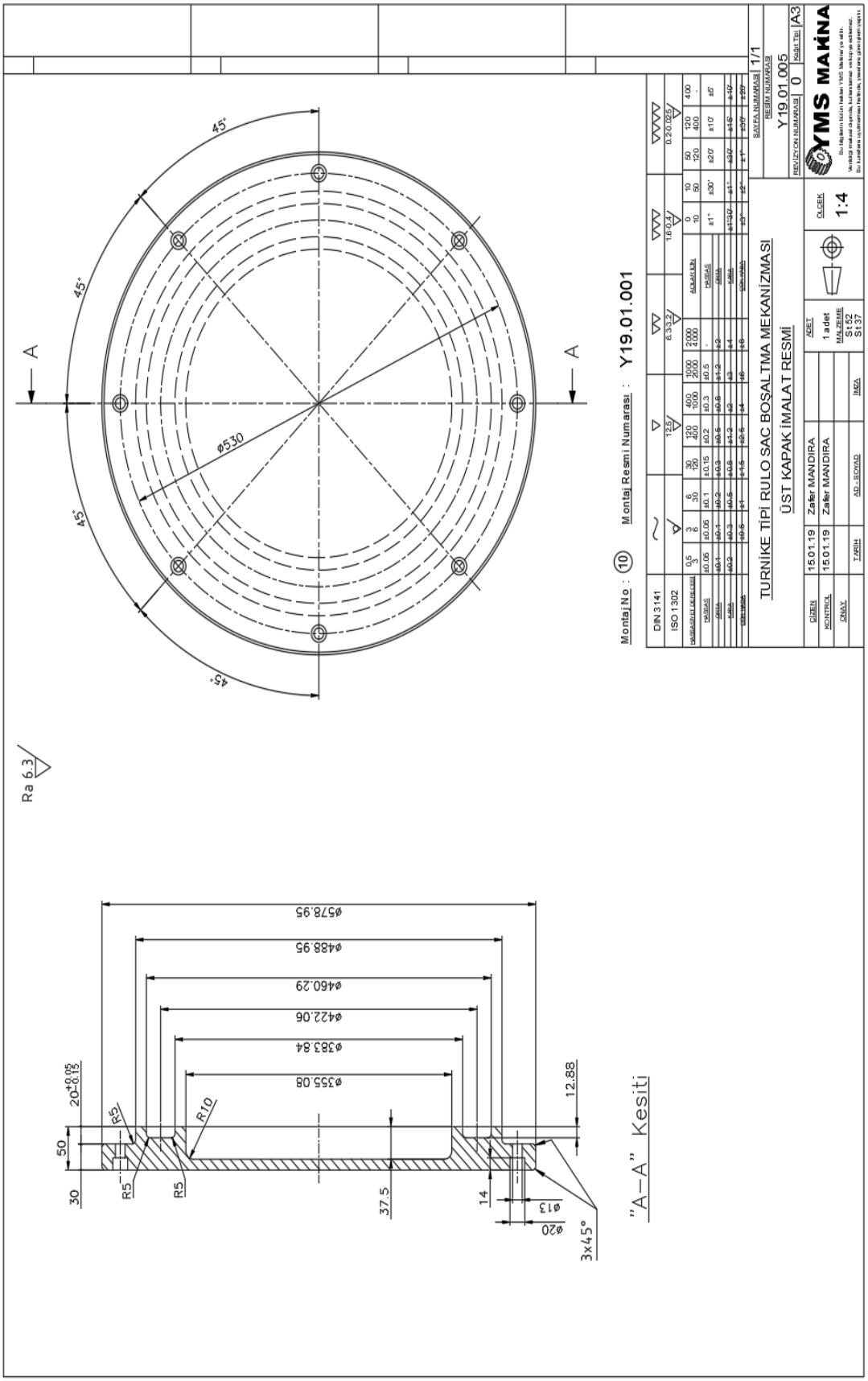

Şekil A.2. Ana mil imalat resmi



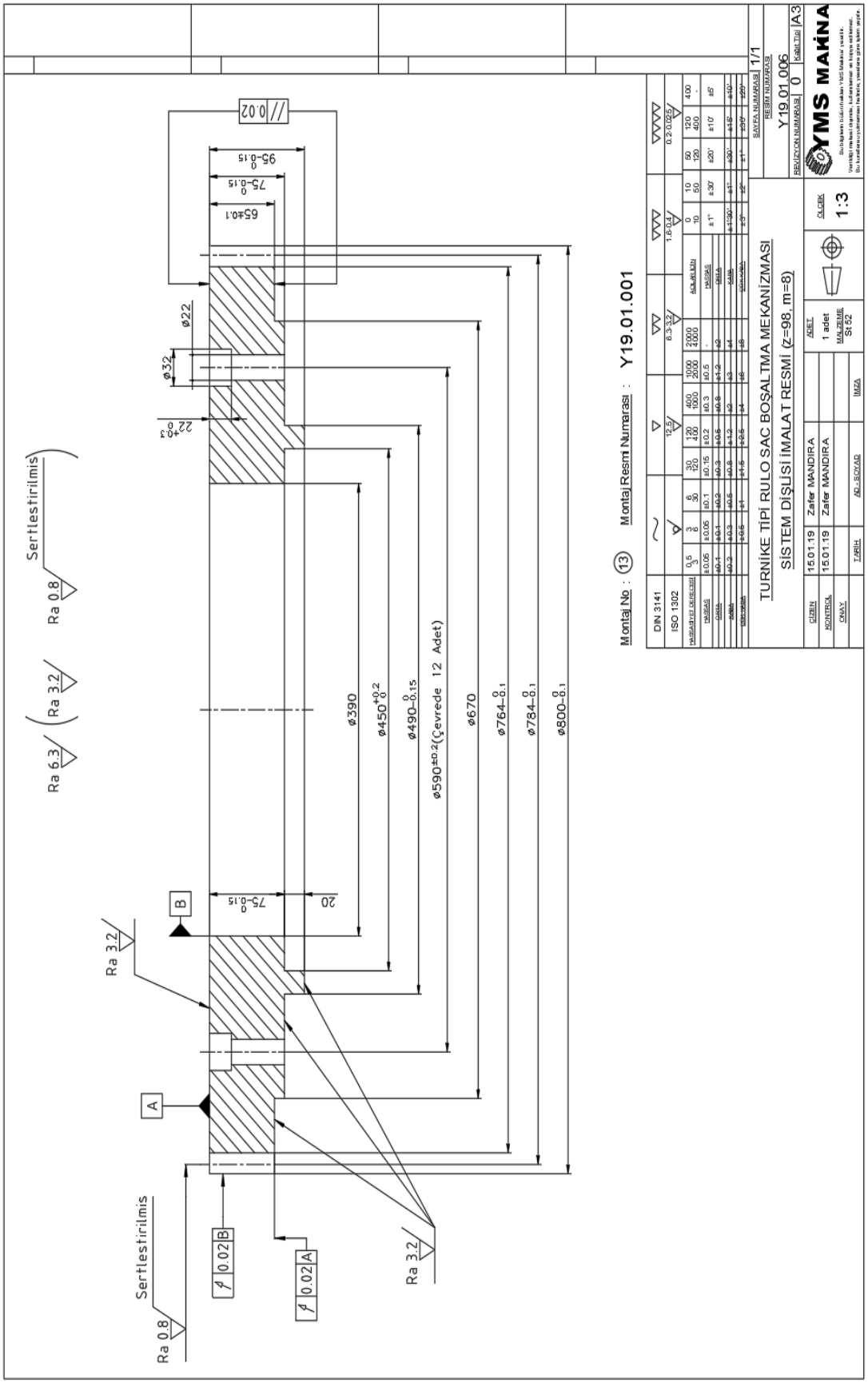

Şekil A.3. Üst gövde imalat resmi



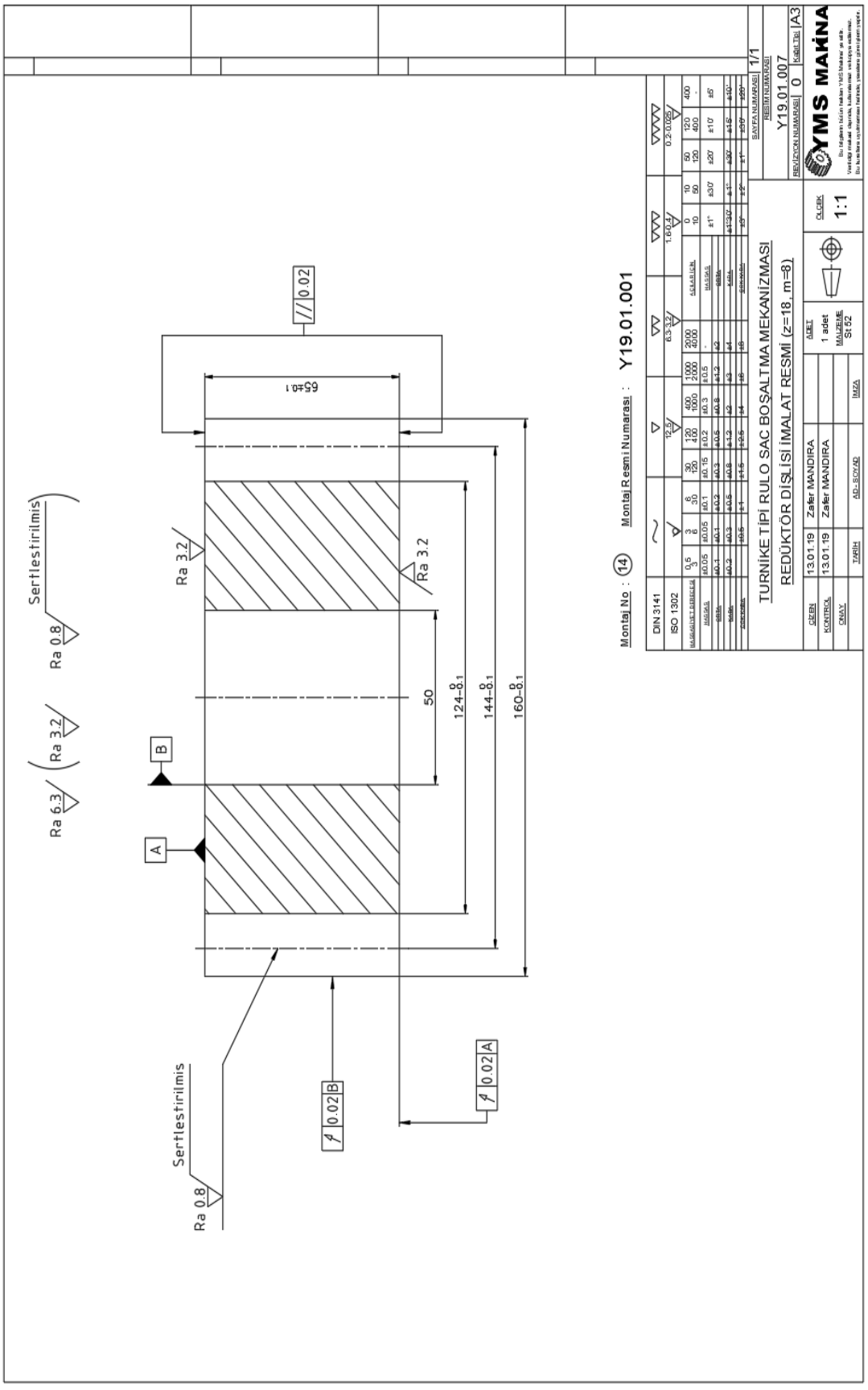

Şekil A.4. Taşıyıcı kol imalat resmi



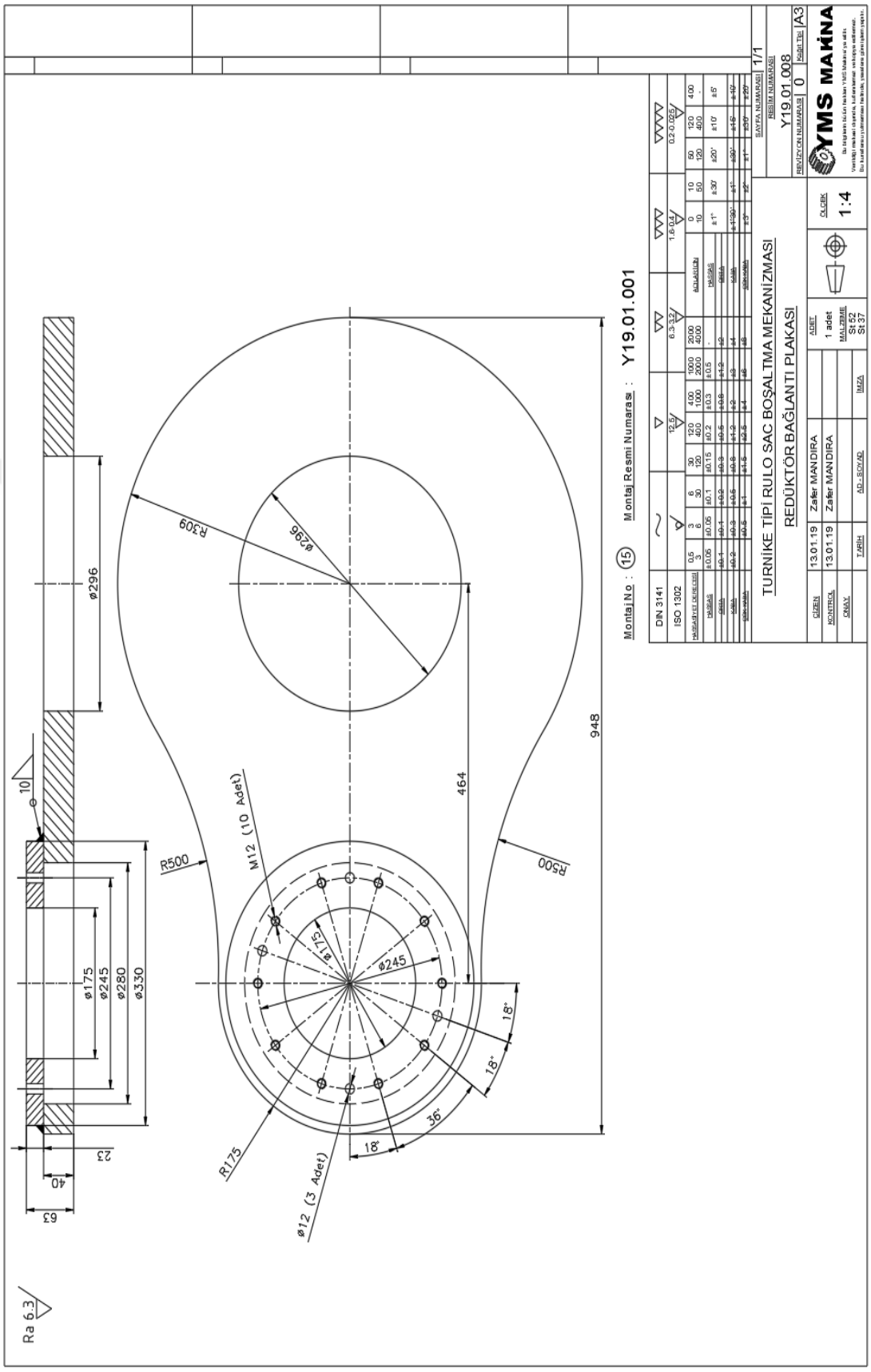

Şekil A.5. Üst kapak imalat resmi



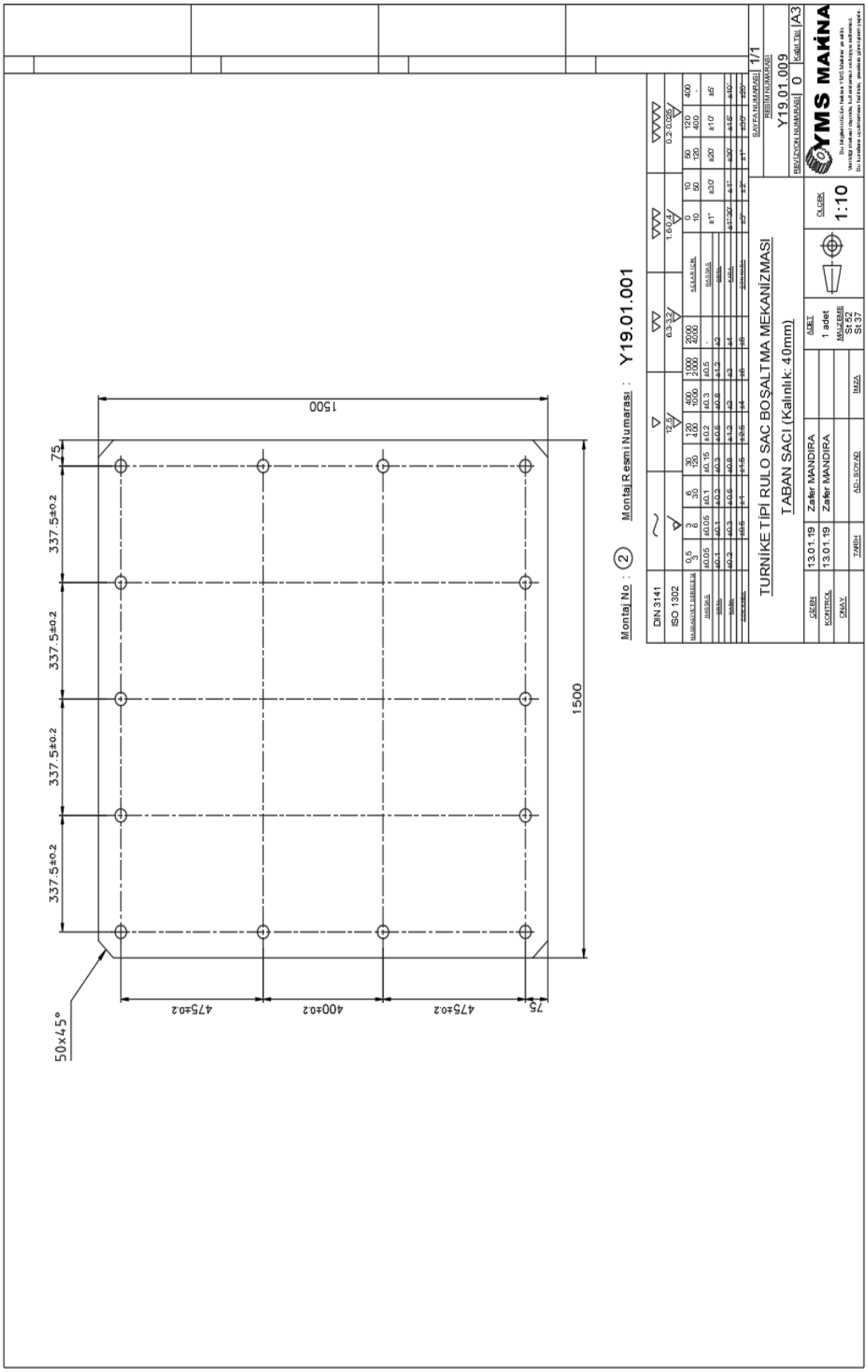

Şekil A.6. Sistem dişlisi imalat resmi



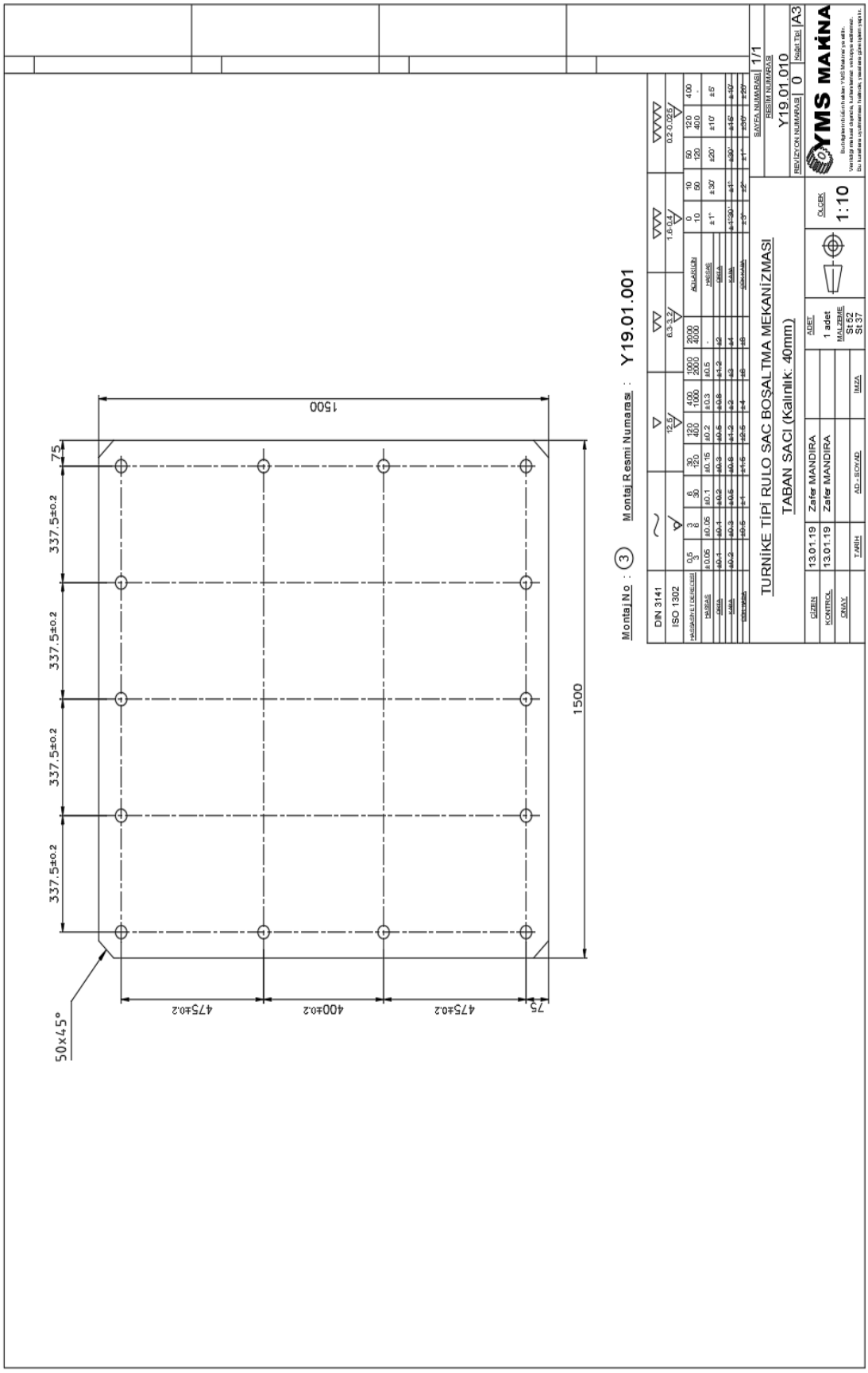

Şekil A.7. Redüktör dişlisi imalat resmi



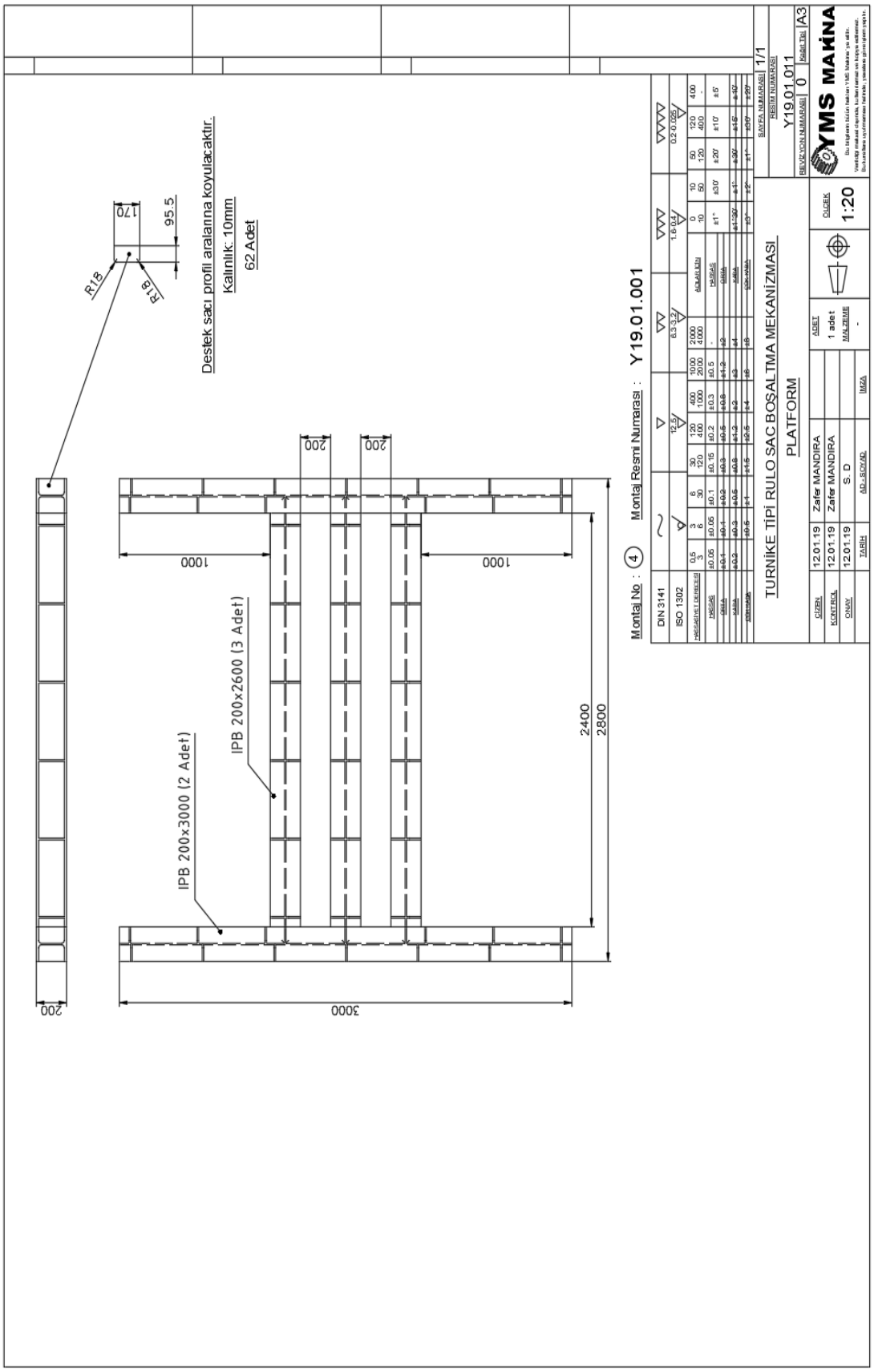

Şekil A.8. Redüktör bağlantı plakası imalat resmi




Şekil A.9. Taban sacı imalat resmi




Şekil A.10. Taban sacı imalat resmi




Şekil A.11. Turnike mekanizması montaj platformu imalat resmi

## KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER

[1] **Mandıra Z.**, Cengiz A, Otomotiv Sanayinde Turnike Tipi Rulo Sac Boşaltma Mekanizması Tasarım Ve İmalatı, *Uluslararası Marmara Fen ve Sosyal Bilimler Kongresi IMASCON 2019 Bahar*, Kartepe Park Otel, Kocaeli, 26-28 Nisan 2019.

[2] **Mandıra Z.**, Cengiz A., Kaya H., Otomotiv Sanayinde Lastik Kalıbı İçin Alçak Basınç Alüminyum Döküm Model Tasarımı ve Yenilikçi Üretim Süreçleri, *Uluslararası Marmara Fen ve Sosyal Bilimler Kongresi IMASCON 2018*, Kartepe Park Otel, Kocaeli, 23-25 Kasım 2018.

[3] **Mandıra Z.**, Cengiz A., Lastik Kalıplarında Üretimden Kaynaklı Porozitelerin Giderilmesi İçin Kalıplama Tasarımı ve Prototip Üretimi, *2. Uluslararası Enerji & Mühendislik Konferansı UEMK 2017*, Gaziantep Üniversitesi Mavera Kongre ve Kültür Merkezi, Gaziantep, 12-13 Ekim 2017.

## ÖZGEÇMİŞ

1990 yılında Kocaeli' de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kocaeli' de tamamladı. 2007-2008 yılları arasında 1 yıl tam zamanlı olarak lastik kalıpları ve pişirme mekanizmaları üzerine teknik ressam olarak çalıştı. 2008 yılında girdiği Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Resim ve Konstrüksiyon Öğretmenliği Bölümü'nden 2012 yılında bölüm birincisi olarak mezun oldu. Profesyonel çalışma hayatına 2012 yılında Norma Mühendislik firmasında Proje ve Tasarım lideri olarak başladı. 2012 yılı Eylül ayında, Norma Mühendislikteki görevinden ayrıldıktan sonra, lastik kalıpları ve pişirme mekanizmaları üzerine üretim yapan Uzer Makina ve Kalıp Sanayii A.Ş. firmasında, Tasarım Sorumlusu olarak görevine devam etti. 2018 yılı Kasım ayı itibari ile Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş'de Ticari Araçlar ARGE Direktörlüğü Yapısal Tasarım Departmanında, Gövde Tasarım Sorumlusu olarak çalışma hayatına devam etmektedir.