

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON VE İMALAT BİLİM DALI**

**TRAKTÖRLERDE ÜÇ NOKTA ASKI DÜZENİNE AİT ALT
KOL ELEMANININ TASARIMI VE YORULMA ANALİZİ**

Ferhat AVCIL

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Recep Onur UZUN**



MANİSA-2022

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Fakültesi Makine ve İmalat Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Ferhat AVCIL



İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER	I
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	III
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IV
TABLO DİZİNİ	VII
TEŞEKKÜR.....	VIII
ÖZET.....	IX
1. GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER	15
2.1. Traktörler	15
2.1.1. Traktörün Tanımı	15
2.1.2. Traktörlerin Tarihsel Gelişimi	16
2.1.3. Traktörler Çeşitleri.....	18
2.1.4. Güç Aktarma Sistemi.....	21
2.1.5. Traktörlerde Bağlama Ekipmanları	25
2.2. Sonlu Elemanlar	32
2.2.1.Sonlu Elemanlar Yönteminin Basamakları.....	34
2.2.2 Sonlu Elemanlar Analizi	36
2.2.3. Modelin Sonlu Eleman Ağı Oluşturması Ve Eleman Tipinin Seçimi.....	38
3. MATERYAL VE YÖNTEMLER	40
3.1. Traktör Ve Donanımına Ait Teknik Özellikler	40
3.2. Kullanılan Malzemeler ve Özellikleri	41
3.3. Alt Kaldırma Koluna Etki Eden Kuvvetler	43
3.3.1. Maksimum yük kaldırma durumu.....	48
3.3.2. Alt konum durumu	49
3.3.3. Yatay konum durumu	50
3.3.4. Üst konum durumu	51
3.3.5. Çeki durumu	53
3.4. Alt Kaldırma Kolunun Tasarımı.....	56
3.5. Analiz Çalışması.....	57
3.5.1. Mesh (Ağ) yapısının oluşturulması.....	60
3.5.2. Sınır şartlarının belirlenmesi.....	61

3.6. Alt kaldırma Kolunun Statik Gerilme Analizi.....	62
3.7. Alt Kaldırma Kolunun Yorulma Analizi.....	63
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	65
4.1. Gerilme Analizi	65
4.1.1 Maksimum Yük Kaldırma Durumunun Gerilme Analizi	66
4.1.2. Alt konum Durumunun Statik Gerilme Analizi.....	70
4.1.3. Yatay Konum Durumunun Statik Analizi	75
4.1.4. Üst Konum Durumunun Statik Gerilme Analizi	80
4.1.5. Çeki Durumunun Statik Gerilme Analizi	85
4.2. Yorulma Analizi	91
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	97
KAYNAKLAR	99
ÖZGEÇMİŞ	105

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

ABS	Akrilanitril Butadien Stiren
AHSS	Advanced High Strength Stell (Gelişmiş Yüksek Mukavemetli Çelik)
AISI	American Iron and Steel Institute (Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü)
C-S	Cowper – Symends
DIN	Deutsches Institut für Normung (Alman Standartlar Enstitüsü)
DMLS	Doğrudan Metal Lazer Sinterleme
FEA	Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)
FEM	Finite Element Method (Sonlu elemanlar Metodu)
HTPB	Hydroxly - terminated Polybutadiene (Hidroksil ile Sonlandırılmış Polibütadien)
ICE	Internal Combustion Engine (İçten Yanmalı Motor)
ISO	International Organization for Standardization (Uluslararası Standartlar Organizasyonu)
J-C	Johnson - Cook
PC	Polikarbonat

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Lokomobil kullanarak toprak işleme[8].	16
Şekil 2.3. Standart traktör [40].	20
Şekil 2.4. Sistem Traktörleri [40].	20
Şekil 2.5. Yüksek hız Traktörleri [40].	21
Şekil 2.6. Alet Taşıyıcı Traktör [40].	21
Şekil 2.7. Tek kademe planet dişli mekanizması [40].	23
Şekil 2.8. Kuyruk mili ucu standartları [40].	24
Şekil 2.9. Traktör arkasında bulunan değişik çeki ve bağlama: a) bağlama kavraması, b) çeki demiri, c) çeki oku, d) çeki kancası (Hitch) [40].	26
Şekil 2.10. Donanım montajı için kullanılan traktör 3 nokta bağlantı ekipmanı [40].	27
Şekil 2.11. Traktöre ait üç-nokta askı sisteminin bazı ölçüleri (DIN 9674) [40].	28
Şekil 2.12. Alet üç-nokta askı düzeninin bazı ölçüleri (DIN 9674) [40].	28
Şekil 2.13. Üç Nokta Bağlantı Düzeni [6]	29
Şekil 2.14. Güç kontrolü sisteminde güç yönetimi [42].	29
Şekil 2.15. Üç nokta askı sistemine ait elemanlar [7].	30
Şekil 2.16. Ferguson çeki kontrol sistemi [42].	30
Şekil 2.17. Askı sistemine bağlanabilen ekipmanlar [44]	31
Şekil 2.18. a.) Materyalin sonsuz noktacıklı hali. b.) Materyalin belirli sayıdaki (sonlu) noktacıklı hali ve ağ görünümü [47].	36
Şekil 2.19. Basit iki düğümlü çubuk elemanı [46].	38
Şekil 2.20. Basit iki boyutlu elemanlar [46].	39
Şekil 2.21. Basit üç boyutlu elemanlar [46].	39
Şekil 3.1 Alt kolun farklı konumlardaki kaldırma durumu [9].	43
Şekil 3.2. Krank- biyelli silindir piston mekanizması [9].	45
Şekil 3.3. Üç nokta askı düzeni yatay konumu [9]	45
Şekil 3.4. Üç nokta askı sistemi yatay konumdayken hidrolik kolun şematik gösterimi [9].	46
Şekil 3.5. Alt kaldırma kolunun yatay konumdaki şematik görünümü [9].	47
Şekil 3.6. Üç nokta askı düzeni alt konum statik yapısı [9].	49
Şekil 3.7. Alt kaldırma kolunun yatay konumdaki şematik gösterimi [9]	50
Şekil 3.8. Alt kaldırma kolunun üst konum durumu statik yapısı [9].	52
Şekil 3.9. Alt kaldırma koluna ait traktör bağlantı yatağının üç boyutlu modeli.....	56
Şekil 3.10. Alt kaldırma kolunun ana gövdesine ait katı modeli	56
Şekil 3.11. Tarım aletlerinin bağlandığı uç kancalı kısmın katı modeli	57
Şekil 3.12. Alt kaldırma kolunun katı modelinin montajı	57
Şekil 3.13. Analiz modülünün seçimi	58
Şekil 3.14. 55Cr3 non-lineer malzeme özellikleri	59
Şekil 3.15. 42CrMo4 non-lineer malzeme özellikleri	59
Şekil 3.16. Display ve defaults değerlerinin tanımlanması.....	60
Şekil 3.17. Alt kaldırma kolunun mesh yapısı	60

Şekil 3.18. Mesh yapısının değerleri.....	61
Şekil 3.19. Alt kaldırma kolunun gerilme analizi sınır şartlarının tanımlanması	62
Şekil 3.20. Alt kaldırma kolunun statik gerilme analizi çözüm parametrelerinin seçilmesi.....	62
Şekil 3.21. 55Cr3 malzemenin yorulma analizi için tanımlanan özellikleri.....	64
Şekil 3.22. 42CrMo4 malzemenin yorulma analizi için tanımlanan özellikleri	64
Şekil 3.23. Yorulma analizi için seçilen çözüm şartları.....	65
Şekil 4.1. Maksimum yük kaldırma durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması.....	66
Şekil 4.2. Maksimum yük kaldırma durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	67
Şekil 4.3. Maksimumum yük kaldırma durumunda 55Cr3 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı.....	67
Şekil 4.4. Maksimum yük kaldırma durumunda 55Cr3 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı	68
Şekil 4.5. Maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	69
Şekil 4.6. Maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı.....	69
Şekil 4.7. Maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı	70
Şekil 4.8. Alt konum durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması.....	71
Şekil 4.9. Alt konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	72
Şekil 4.10. Alt konum durumunda 5Cr3 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı..	72
Şekil 4.11. Alt konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı.....	73
Şekil 4.12. Alt konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	74
Şekil 4.13. Alt konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı	74
Şekil 4.14. Alt konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı.....	75
Şekil 4.15. Yatay konum durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması.....	76
Şekil 4.16. Yatay konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	77
Şekil 4.17. Yatay konum durumunda 5Cr3 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı	77
Şekil 4.18. Yatay konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan elastik asal birim şekil değişim gradyanı	78
Şekil 4.19. Yatay konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	79

Şekil 4.20. Yatay konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan ait asal gerilme gradyanı.....	79
Şekil 4.21. Yatay konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı.....	80
Şekil 4.22. Üst konum durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması.....	81
Şekil 4.23. Üst konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	82
Şekil 4.24. Üst konum durumunda 5Cr3 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı .	82
Şekil 4.25. Üst konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı.....	83
Şekil 4.26. Üst konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	84
Şekil 4.27. Üst konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı	84
Şekil 4.28. Üst konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı.....	85
Şekil 4.29. Çeki durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması.....	86
Şekil 4.30. Çeki durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı	87
Şekil 4.31. Çeki durumunda 55Cr3 malzemede oluşan ait asal gerilme gradyanı	87
Şekil 4.32. Çeki durumunda 55Cr3 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı.....	87
Şekil 4.33. Çeki durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	88
Şekil 4.34. Çeki durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan ait asal gerilme.....	89
Şekil 4.35. Çeki durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı	89
Şekil 4.36. Yorulma analizinde alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile sınır şartlarının tanımlanması.....	91
Şekil 4.37. Yorulma analizinde 5Cr3 malzemeye ait x eksen yönündeki deformasyon gradyanı.....	92
Şekil 4.38. Yorulma analizinde 5Cr3 malzemeye ait y eksen yönündeki deformasyon gradyanı.....	93
Şekil 4.39. Yorulma analizinin sonucunda 55Cr3 malzemeye ait yorulma ömrü	93
Şekil 4.40. Yorulma analizi sonucunda 55Cr3 malzemeye ait güvenlik faktörü.....	93
Şekil 4.41. Yorulma analizi sonucunda 42CrMo4 malzemede x ekseninde oluşan toplam deformasyon gradyanı.....	94
Şekil 4.42. Yorulma analizi sonucunda 42CrMo4 malzemede y ekseninde oluşan deformasyon.....	95
Şekil 4.43. Yorulma analizinin sonucunda 42CrMo4 malzemeye ait yorulma ömrü	95
Şekil 4.44. Yorulma analizi sonucunda 42CrMo4 malzemeye ait güvenlik.....	95

TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 2.1. Kuyruk Mili Profil Formları [40]	25
Tablo 2.2. Üç nokta askı sisteminin sınıflandırılması [40].	27
Tablo 3.1. Uygun traktör modeline ait teknik özellikler [54].....	41
Tablo 3.2. Hidrolik sistem mekanizmasına ait elemanlarının teknik özellikleri [55]41	
Tablo 3.3. 55Cr3 malzemenin kimyasal özellikleri [56].....	42
Tablo 3.4. 55Cr3 malzemenin mekanik özellikleri [57].....	42
Tablo 3.5. 42CrMo4 malzemenin kimyasal özellikleri (% ağırlık) [59].....	42
Tablo 3.6. 42CrMo4 malzemenin bazı mekanik özellikleri [58].	42
Tablo 3.7 Analizde tanımlanan 55Cr3 malzemenin bazı mekanik özellikleri [56]... 43	
Tablo 3.8 Analizde tanımlanan 42CrMo4 malzemenin bazı mekanik	43
özellikleri [59].....	43
Tablo 3.9. Traktör tipine göre ön ve arka aks dağılımı [61].	54
Tablo 3.10. Lastik tekerlekli traktörlerin tahmini tutunma ve yuvarlanma katsayıları [61].....	55
Tablo 4.1. Alt kaldırma kolunun farklı durumlarında elde edilen maksimum asal gerilme değerleri	90
Tablo 4.2. Alt kaldırma kolunun yorulma analiz sonuçları.....	96

TEŐEKKÖR

Çalıőmamın her aőamasında bana destek olan, bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren, lisansüstü öğrenim hayatımın tüm zorlu aőamalarında maddi manevi her yönden yardımcı olan, tecrübeleri ile beni aydınlatan ve desteğini hiç eksik etmeyen, kendisini tanımaktan büyük onur duyduğum danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi RECEP ONUR UZUN'a, öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen ve hep yanımda olan aileme yürekten teşekkür ederim.

Ferhat Avcıl
Manisa, 2022



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Traktörlerde Üç Nokta Askı Düzenine Ait Alt Kol Elemanın Tasarımı ve Yorulma Analizi

Ferhat AVCIL

Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Recep Onur UZUN

Bu çalışmada, bir traktörde bulunan üç nokta askı düzeninin bir elemanı olan alt kaldırma kolunun tasarımı ve 55Cr3 ile 42CrMo4 çelikleri ele alınarak farklı konumlarda etkisi altında olduğu kuvvetler ile bunlara bağlı oluşan statik gerilme ve yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır. Alt kaldırma kolunun tasarımı Solidworks programı ile gerçekleştirilmiştir. Analiz işlemleri için Ansys Workbench yazılımı kullanılmıştır. Analizler için sisteme etki eden kuvvetler, alt kaldırma koluna ait maksimum yük kaldırma durumu, alt konum durumu, yatay konum durumu, üst konum durumu ve çeki durumu olacak şekilde ele alınmıştır.

Ansys Workbench yazılımında malzemelerin özellikleri ve sınır şartları tanımlanmıştır. Buna göre, statik gerilme analizi çözüm bilgisi olarak toplam deformasyon asal gerilme ve elastik asal birim şekil değişim seçilmiştir. Ayrıca yorulma analizinde çözüm bilgisi olarak, x ve y eksenlerinde oluşan toplam deformasyonlar, yorulma ömrü, güvenlik faktörü seçilmiştir. Öncelikli olarak, maksimum yük kaldırma, alt konum, yatay konum, üst konum ve çeki olmak üzere farklı durumlarda statik gerilme analizleri yapılmıştır. Statik gerilme analizlerinin ardından yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir.

Analizler sonucunda, toplam deformasyon, asal gerilme, elastik asal birim şekil değişim gradyanları ile yorulma ömürleri, güvenlik faktörleri farklı her konum için belirlenmiştir. Buna göre; en yüksek asal gerilme maksimum yük kaldırma durumunda, en düşük asal gerilme ise çeki durumunda oluşmaktadır. Malzemelerdeki akma dayanımlarının farklılığından dolayı, aynı konumda elde edilen gerilmeler yaklaşık değerde olsa da malzemelerin sağladığı emniyet katsayıları farklıdır. Yorulma ömrü her iki malzeme içinde 10^6 çevrim olarak elde edilmiştir. Minimum güvenlik faktörü 55Cr3 çelik için 3,41; 42CrMo4 çelik için 2 olarak belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: 55Cr3, 42CrMo4, asal gerilme, toplam deformasyon,

2022, 105 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Design and Fatigue Analysis of Lower Arm Element of Three-Point Hanger Arrangement in Tractors

Ferhat AVCIL

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical and Manufacturing Engineering**

Supervisor: Assoc. Dr. Lecturer Recep Onur UZUN

In this study, the design of the lower lifting arm, which is an element of the three-point hitch in a tractor, and the 55Cr3 and 42CrMo4 steels are taken into account, and it is aimed to perform the forces under the influence of them in different positions and the static stress and fatigue analysis due to them. The design of the lower lifting arm was carried out with the Solidworks program. Ansys Workbench software was used for analysis processing. For the analysis, the forces acting on the system are considered as the maximum load lifting condition of the lower lifting arm, the lower position, the horizontal position, the upper position and the drawbar condition.

Material properties and boundary conditions are defined in Ansys Workbench software. Accordingly, total deformation, principal stress and elastic principal strain were chosen as static stress analysis solution information. In addition, total deformations in x and y axes, fatigue life, safety factor were chosen as solution information in fatigue analysis. First of all, static stress analyzes were carried out in different situations such as maximum load lifting, lower position, horizontal position, upper position and drawbar. After the static stress analysis, fatigue analysis was carried out.

As a result of the analysis, total deformation, principal stress, elastic principal strain gradients and fatigue life, safety factors were determined for each different position. According to this; The highest principal stress occurs in the maximum load-bearing condition, and the lowest principal stress occurs in the drawbar condition. Due to the difference in the yield strengths of the materials, the stresses obtained at the same location are approximate, but the safety coefficients provided by the materials are different. Fatigue life was obtained as 106 cycles for both materials. Minimum safety factor is 3.41 for 55Cr3 steel; 2 for 42CrMo4 steel.

Keywords: Fatigue, 55Cr3, 42CrMo4, Maximum Principal Stress, Total Deformation

2022, 105 pages

1. GİRİŞ

Tarım, insanların yaşamlarını sürdürebilmeleri için günlük hayatlarındaki temel gereksinimlerini ve hammadde ihtiyacını karşılamak amacıyla yapılan birincil üretim sektörüdür. Tarımsal üretim eski çağlardan itibaren insan ve hayvan gücünden yararlanılarak faaliyet göstermiştir. İlerleyen aşamalarda toprağın işlenme zorluğu, verimin azalması, ürün ekim ve hasat zamanının uzun sürmesiyle tarımsal mekanizasyona geçişe neden olmuştur[1].

Tarımsal mekanizasyon, tarımda modern üretim yöntemlerinin ve makine elemanlarının kullanılmasıdır. Mekanizasyonun amacı, tarım alanlarının kolaylıkla işlenebilmesini sağlamak, üretim verimliliğini ve karı arttırmaktır [2].

Tarımsal mekanizasyonun temel güç kaynağı traktörlerdir. Traktörler tarım aletlerinin görevlerini yapabilmeleri için gerekli olan gücü sağlamakla yükümlüdürler. Mekanizasyon sistemindeki yatırımların büyük kısmı traktörler için ayrılmıştır. Traktörler, ilk üretildikleri zamanlardan günümüze kadar sürekli gelişim göstermiştir [3].

Traktörler tarım sektöründe çok önemli bir yere sahiptir. Tarım sektörünün yapı taşı olan tohum, gübre, ilaçlama, biçme işlemleri traktörlerin güç-kuvvet sistemi sayesinde gerçekleşir. Bu sistem üç nokta askı düzeni mekanizması ile sağlanmaktadır [4].

Traktörlerin ilk kullanılmaya başlaması 1800'lü yılların sonlarında gerçekleşmiştir. Teknolojinin zamanla gelişim göstermesiyle traktörlerin ve tarım aletlerinin donanım seviyeleri de artmıştır. Tarım aletleri traktörlere bağlanarak görevlerini yerine getirebilirler. Bağlantı traktörlerin arka kısımda bulunan üç nokta askı sistemi düzeneği sayesinde gerçekleşir ve traktörün hidrolik sistemi ile birlikte çalışır. Bu sistem ile traktöre bağlanan tarım araçlarının tasarım ve özelliklerine göre hareket ettirilmesini sağlamaktadır [5].

Traktörlerin arkasına takılan ekipmanlar için gerekli mekanik tahrik gücü traktör üzerinde bulunan kuyruk mili yardımıyla, hidrolik güç ise yine traktör üzerinde bulunan hidrolik sistemden sağlanır. Ekipmanların traktöre bağlanmasında tüm

ekipmanlar için standart olan 3 nokta bağlantı düzeni geliştirilmiştir. Bunların dışında dümen, çeki oku ve çeki laması gibi çekme düzenleri ve karayolları trafik kanunu gereğince fren ve aydınlatma düzenleri, komuta organları ve sürücünün zararlı etkilerden korunması için kabin ya da koruyucu çerçeve traktörlerde bulunmaktadır. Traktörler genellikle arkalarında çektikleri pulluk, ekim makinası, toprak frezesi, silaj makinası, pülverizatör gibi çok çeşitli ekipmanlarla iş yaparlar. Doğal olarak bu kadar sayıca çok, çeşitli ve büyüklükleri farklı ekipmanın traktörlere bağlanabilmesi için TS 660 ile de belirlenmiş standart bağlantı düzenleri geliştirilmiştir. Bu düzenler traktör tarafında olduğu gibi ekipman tarafında da bulunmakta ve karşı karşıya getirilerek birbirine bağlanmaktadır. Bu bağlantının sağlanması amacıyla geliştirilen üç nokta bağlantı düzeni aslında en kararlı geometrik şekil olan üçgen oluşturma esasına dayanır. Üç nokta askı düzeninde iki alt bağlantı ve bir üst bağlantı yeri mevcuttur [6].

Ekipman üç nokta bağlantı düzeniyle traktöre bağlandıktan sonra hidrolik sistem yardımıyla yukarı doğru kaldırılarak taşımaktadır. Yine aynı sistemle aşağı indirilerek ekipmanın toprakla teması sağlanmaktadır. Bu nedenle bağlantı düzeninde hidrolik düzende bulunmaktadır. Traktör hidrolik düzeninin teknik özellikleri, hidrolik pompa basıncı ve yağ debisi ile tanımlanır. Üç nokta askı düzeninde bulunan hidrolik sistemin kaldırma kuvveti ve bu kuvvetin pratik noktasının uzaklığı çok önemlidir. Üç nokta bağlantı düzeninde üç noktadan gelen kuvvetler alt ve üst bağlantı kollarının kesiştiği ideal çeki noktasında traktöre etki eder. Bu noktanın arka tekerleklerle yakın olması arka tekerleklerin daha çok yüklenmesi anlamına gelir [6].

Üç nokta askı sistemi sayesinde traktörlerin arkalarına takılan alet ve ekipmanlar tarımsal mekanizasyonda kullanılmaktadır. Bu sistemin ilk keşfi 1925 yılında H. Ferguson tarafından yapılmıştır. 1935’de seri üretime geçilen üç nokta askı sistemi için 1952’de DIN 9674 standardı oluşturulmuştur. Bu standart 1997 yılında yürürlüğe giren DIN ISO 730-1 standardına yerini bırakmıştır. Türkiye’de üç nokta askı sisteminin tasarım ve imalatına yönelik yürürlükteki standart TS 660’dır. 1974 yılında hızlı kavrama düzeneği kullanılmaya başlanmış olup 1984’te elektronik kontrollü kaldırma mekanizmaları tasarlanıp kullanılmaya başlanmıştır.

Üç nokta askı sisteminin geleneksel görevleri;

- Ekipmanların traktöre takılıp sökülmesi
- Ekipmanların yukarıya ve aşağıya hareket ettirilmesi
- Çeki kuvvetinin iletilmesi
- Ekipmanların düşey ve yatay konumlandırılması şeklinde ifade edilebilir [7].

Bugün traktörlerde üç nokta hidrolik kaldırma mekanizmasında uygulanan en yaygın kontrol sistemi alt bağlama kollarından algılamalı çeki kuvveti kontrol sistemidir. Son yıllarda hidrolik yük duyarlı sistemler ile elektronik sistemler mekanik ayar fonksiyonlu sistemin yerini almıştır. 25-30 l/dak'lık pompa debisi normal halde tüm işler için yeterlidir. Ancak orta ve ağır ön yükleme işleri için 30-40 l/dak'lık debi gerekli olabilmektedir [8].

Üç nokta askı sistemi dizayn edilirken mekanizmaya tesir eden kaldırma ve çeki kuvvetleri öngörülmelidir. Kaldırma ve çeki kuvvetleri mekanizmanın tasarlanmasında belirleyicilerdir. Askı sisteminin kaldırma kabiliyeti hesaplanmalıdır. Kaldırma kolunun değişik pozisyonlarına göre alt, üst ve yatay konum için, kaldırma kabiliyeti hesaplanmalıdır. Kaldırma kabiliyetini belirlemek için, ilk önce hidrolik kaldırıcı ardından da üç nokta askı sistemi incelemek gerekir. Kaldırma piston kuvveti, hidrolik sistemin açığa çıkardığı basınç ile oluşur. Krank biyel, üst kaldırma kolu ve ayarlı kol yardımıyla piston kuvveti alt kola ulaştırılır. Piston oluşan itme kuvvetinin kaldırma kolunda yarattığı moment, alt koldaki kaldırma kuvvetinin zamanlamasında değerlendirilir. Burada kolların değme yerlerinde sürtünme sebebiyle nispeten kayıp meydana gelir. Kaldırma kuvveti belirlendikten sonra sürtünme zayıflatları da dahil edilir. Kolun değişik yerleri için; alt, üst, yatay kaldırma kabiliyetinin hali incelenmesi gerekir [9].

Bu kapsamda traktörde bulunan üç nokta askı düzeninin mekanik açıdan dayanıklı, kullanım açısından pratik ve iş gücü açısından da verimli olması önem taşımaktadır. Buna göre, bu çalışma üç nokta askı sisteminin geliştirilmesine de büyük katkı sağlayacaktır.

Bu çalışmada, bir traktörde bulunan üç nokta askı düzeninin bir elemanı olan alt kaldırma kolunun tasarımı ve 55Cr3 ile 42CrMo4 çelikleri ele alınarak farklı konumlarda etkisi altında olduğu kuvvetler ile bunlara bağlı oluşan statik gerilme ve yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır.

Literatür Araştırması

Literatürde, konu kapsamında gerçekleştirilmiş bir takım çalışmalar tasarım ve analiz uygulamalarını içermekte, planlana bu çalışmaya referans olmaktadır.

Buna göre;

Vijayakumar ve ark, yapmış oldukları çalışmada disk teker kategorisine ait bir araba jantını incelemeyi amaçlamıştır. Malzemeyi modellemek için Solidworks programı kullanılmıştır. Ansys yazılımında statik yapısal analiz çalışması yapılmıştır. Analiz çalışması, 6061 ve 6066 olmak üzere dört farklı alüminyum alaşımı ele alınarak gerçekleştirilmiş ve mutlak performansları karşılaştırılmıştır. Statik ve dinamik analizlerin sonuçlarını gözlemlenerek etkili bir jant yapısı oluşturmak için en iyi malzeme önerilmiştir [10].

Yadav ve ark, yapmış oldukları çalışmada bir jet türbin kanadında, Inconel 625, Palladyum alaşımı ve Titanyum alaşımının kullanımını hedeflemişlerdir. Modelleme ve simülasyon için Solidworks programı kullanılmıştır. Sayısal hesaplamalar için Ansys yazılımını tercih edilmiştir. Eşdeğer gerilim, eşdeğer birim şekil değişimi ve toplam deformasyon değerleri Ansys yazılım ile gerçekleştirilmiştir. Ansys yazılımı ile Jet türbini kanadının yapısal analizi, Nikel alaşımlı Inconel 625, Palladyum alaşımlı Inconel 625 ve Titanyum alaşımlı Inconel 625 olmak üzere üç farklı malzeme kullanılarak test edilmiştir. Eşdeğer gerilme, eşdeğer birim şekil değişimi ve toplam deformasyon değerleri hesaplanmıştır. Eşdeğer gerilimin, Palladyum alaşımlı Inconel 625 malzeme için minimum iken, Titanyum alaşımlı Inconel 625 malzeme için maksimum olarak hesaplanmıştır. Toplam deformasyon, Palladyum alaşımlı Inconel 625 malzeme için minimum ve Titanyum alaşımlı Inconel 625 malzeme için maksimum olarak hesaplanmıştır. Buna göre, elde edilen sonuçlar incelendiğinde Inconel 625 malzemenin Palladyum alaşımı ile kullanılmasını önerilmiştir [11].

Sathish ve ark, yaptıkları çalışmada, otomobil biyel kolunu AA2014, AA6061 ve AA7075 olarak üç farklı alüminyum alaşımlı malzeme kullanarak analiz etmeyi amaçlamışlardır. Katı ve kabuk modelleme gibi çeşitli geometrik bağlantı çubuğu formları üzerindeki analizler, Ansys yazılımı kullanarak gerçekleştirilmiştir. ANSYS yazılımı ile von misses gerilmesi, kayma gerilmesi ve toplam deformasyon elde edilmiştir. Analizler sonucunda, her bir malzemenin deformasyonu ve sertliği, analiz edilen görüntülerin çıktılarında ve teorik hesaplamalarda elde edilmiştir. Üç malzeme karşılaştırıldığında AA2014 daha az ağırlığa ve daha iyi sertliğe sahip olduğu tespit edilmiştir [12].

Sai Teja ve ark, yapmış oldukları çalışmada, katı roket motorunun değişen özelliklerinin hassaslığına ve bu yaklaşımdan kaynaklanan etkilere dair fikir vermeyi amaçlamışlardır. Çalışmada, bir uzay roketi için sağlam bir roket motoru geliştirmek amacıyla aşamalı bir pazar araştırma metodolojisi kullanılmıştır. Modelleme Catia programında yapılmış ve alanlar programın içerisinde hesaplanmıştır. Tasarım parametrelerinden elde edilen model Ansys yazılımında, gerilme, birim şekil değişimi ve deformasyon analizlerine tabi tutulmuştur. Katı roket motorunun kasasının tasarımında yedi adet malzeme ele alınmıştır. Bu malzemeler; e-cam, karbon fiber, epoksi, kevlar, titanyum alaşımı, alaşımlı çelik ve alimünyum alaşımları olarak belirlenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda güçlü ve hafif olması sebebiyle istenilen özelliklere hitap ettiği için kevlar malzemesi tercih edilmiştir. Mevcut sistemde 3800 kg'lık bir yükü itmek için 2 m çapında bir HTPB katı roket motoru kullanmış, 120 KN 'luk bir itme kuvveti, 220 s'lik özel bir dürtü ve 110 s'lik bir seyir süresi elde edilmiştir. Motor için gereken itme kuvvetini, ateşlemeden sonra 3 saniyelik bir gecikmeyle elde edilmiştir. Yeni nesil katı roket motoru HTPB, 199,3 KN itme kuvveti üretecek şekilde tasarlanmasına ve ateşlemenin başlangıcında gerekli itiş üretilmesine karar verilmiştir. Motorun boyutu değiştirilmeden aynı çap ve uzunlukta daha iyi performansa sahip olmasını hedeflenmiştir. Model Ansys yazılımında test edilmiştir. Basınç ve sıcaklıkların neden olduğu tüm strese dayanabildiği bulunmuştur [13].

Mohanavel ve ark, yapmış oldukları çalışmada, binek otomobillerin, dövme katı stabilizatör çubuğunun yüksek mukavemetli bir boru şeklindeki stabilizatör çubuğu kullanılarak, ürünün ağırlığının azaltılmasını ve aracın yakıt verimliliğinin artırılmasını amaçlamışlardır. Yapılan çalışma stabilizatör çubuğundaki burulma gerilmesinin teorik tahminini içermiştir. Çubuk katı modellemesi için Catia programı tercih edilmiştir. Sonlu elmanlar analizi (FEA) için ise Ansys programını kullanmıştır. Çelik malzemeden tasarlanmış dolu çubuk ve boru şeklinde içi boş olan iki malzeme karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmalar ve testler sonucunda içi boş boru biçimli çubuğun, katı çubuğa kıyasla maksimum stres miktarını koruduğu sonucuna varılmıştır [14].

Muhammad ve ark, yapmış oldukları çalışmada, dizel motor uygulamaları için uygun bir bağlantı çubuğunun topolojisini ve yapısal optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çubuğun katı modellemesi Solidworks programında hazırlanmıştır. Yapısal optimizasyon için Ansys yazılımını tercih edilmiştir. Bağlantı çubuğunun ağırlık optimizasyonu, %20, %30, %40, %50 ve %60 oranlarında azaltılmıştır. Ansys yazılımını kullanılarak Sonlu elemanlar yöntemi ile bir bağlantı çubuğunun ağırlık ve yapısal optimizasyonu sırasıyla 100N ve 500N statik kuvvet yükleri altında gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon öncesi ve sonrası statik yapısal deformasyon, Von-misses gerilmesi, elastik birim şekil değişimi ve güvenlik faktörü değerleri karşılaştırılmıştır. Yapılan analiz ve karşılaştırmalar sonucunda, ürün kalitesi ve güvenilirliği korunmuş aynı zamanda malzeme israfı en aza indirilerek kâr en üst düzeye çıkarılmış ve üretim firmaları tarafından kullanılabileceği sonucuna varılmıştır [15].

Avikal ve ark, yapmış oldukları çalışmada, ağır hizmet tipi bir kamyonun (TATA Damper) ön aks kirişinin 3 boyutlu modellemesini ve yorulma ömrü analizini gerçekleştirmişlerdir. Modelleme için Siemens nx, yorulma ömrü analizi için ise Ansys programı kullanılmıştır. Analiz için seçilen 5 farklı malzeme; 50 çelik, AISI 1045, AISI 4130, AISI 4140 ve AISI 4150 olarak belirlenmiştir. Bu malzemeler, aksın daha iyi yorulma ömrü için istenen özelliklere sahip olduklarından dolayı tercih edilmiştir. Analiz önce çatlaksız olarak sonra çatlaklı olarak yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda minimum deformasyon 50 çelik malzemeye ait kirişte, maksimum yorulma ömrünü ise AISI 1045 çelik malzemeye ait kirişte tespit edilmiştir. Çatlak

oluşumundan sonra yorulma ömründeki minimum değişiklik AISI 4140 malzemeden yapılmış dingil kirişinin de görülmüştür. Bu malzemenin yorulma çatlakları varlığında bile iyi davranabileceği sonucuna varılmıştır [16].

Seralathan ve ark, yapmış oldukları çalışmada, bir aracın herhangi bir arazi türü üzerinde hareketini kolaylaştırmak ve daha pürüzsüz hale getirmek için bir rocker boji mekanizması kullanmayı amaçlamışlardır. Sistem; uzun kol, kısa kol, ana kol ve tekerlekler olmak üzere 4 farklı parçadan oluşturulmuştur. Malzeme olarak paslanmaz çelik tercih edilmiştir. Stres analizi ve tasarım yapı analizi yapmak için Ansys yazılımını kullanılmıştır. Hidrostatik basınç, normal gerilim, eşdeğer gerilim, maksimum asal gerilim, eşdeğer birim şekil değiştirme ve toplam deformasyon gibi parametreler analiz edilmiştir. Salınlı boji düzenlemesinde toplam deformasyonun, statik yapısal analizde uygulanan yük için ihmal edilebilir olduğu tespit edilmiştir. Maksimum asal gerilme 1.5567×10^6 N/m² ve eşdeğer birim şekil değişimi dağılımı 3.1953×10^{-5} olarak bulunmuştur. Sandalyenin toplam deformasyonu kabul edilebilir sınırlar içinde kalmıştır. Hidrostatik basınç analizi, rocker boji sisteminin sabit kısmına uygulanan yaklaşık 500 Pa'lık bir basınç ile gerçekleştirilmiş ve salınlı boji mekanizmasının tekerlekli sandalyesinde maksimum 278.155 Pa hidrostatik basıncı gözlemlenmiştir. Böylece, amaçlanan tasarım hedefine ulaştığı ve rocker boji mekanizmasının kullanıldığı bu tekerlekli sandalyenin, engelliler tarafından kendi başlarına hareket etmelerine izin verdiği ve kullanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır [17].

Seralathan ve ark, yapmış oldukları çalışmada, sonlu elemanlar yöntemini kullanarak sıkıştırılmalı ateşlemeli motorun bağlantı çubuğunun gerilim analizini gerçekleştirmeyi amaçlamışlardır. Analiz için Ansys yazılımı kullanılmıştır. Çubuk için, A356, A356-5% SiC-%10 Uçucu kül karıştırılan döküm ve Al2024-T3 olmak üzere dört farklı malzeme seçilmiştir. Toplam deformasyon, eşdeğer elastik birim şekil değişimi ve eşdeğer gerilme hesaplanmıştır. A356-5% SiC%10 uçucu kül karıştırarak sıkıştırılan döküm malzeme, test edilen tüm malzemeler arasında daha az toplam deformasyon, eşdeğer elastik gerilme ve eşdeğer birim şekil değiştirme değerleri elde edilmiştir. A356-%5 SiC-%10 Uçucu kül karıştırarak sıkıştırılmış döküm malzemenin toplam deformasyonu, temel malzemeye (A356) kıyasla %38.50 azalmıştır. Ayrıca, A356-%5 SiC-%10 Uçucu kül karıştırarak sıkıştırılmalı döküm malzemesinin eşdeğer

gerilim dağılımı temel malzeme (A356) ile hemen hemen aynı olduğu kanısına varılmıştır [18].

Apparao ve Raju, yapmış oldukları çalışmada, düz dişli gibi karmaşık tasarım bileşenleri üretmek için Doğrudan Metal Lazer Sinterlemeyi (DMLS) kullanmayı amaçlamışlardır. Çalışma için Tata süper Ace nane, modelinin vites kutusunun düz dişlisini seçmişlerdir. Düz dişlinin tasarım parametreleri dikkate alınarak 3D modellemesi için Solidworks yazılımı kullanılmıştır. Dişlinin tasarım hesaplamalarını Lewis denklemine ve Castigliano denklemine göre analitik olarak yapılmıştır. Eşdeğer von mises gerilimi ve verilen tork için düz dişlide oluşan toplam deformasyonu incelemek ve analitik sonuçlarla karşılaştırmak için Ansys yazılımı tercih edilmiştir. Çalışma da düz dişli Dmls yöntemini kullanılarak, maryaşlanma işlemi uygulanmış çelik tozundan üretilmiştir. Maryaşlanma çeliğinin çekme dayanımı, basınç dayanımı ve sertlik özellikleri dişli bileşeninin imalatı için iyidir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda, 135,33 Nm’de 2000 rpm torkta, maksimum eşdeğer gerilimin 9,7841 MPa ve maksimum toplam deformasyonun 0,0023105 mm olduğunu görülmüştür. DMLS yöntemi ile üretilen düz dişlinin herhangi bir güç aktarım sisteminde kullanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır [19].

Mahakul ve ark, yapmış oldukları çalışmada, paslanmaz çelik, kompozit malzeme Ti-3Al-8 V-6Cr 4Mo-4Zr ve ZnAC41A alaşımını araştırma malzemeleri olarak dikkate alarak, düz dişli tasarımını ve sayısal analizini amaçlamışlardır. Düz dişlinin katı model tasarımı için Solidworks programı kullanılmıştır. Birim şekil değişimi, gerilme dağılımı ve yük altındaki deformasyonun sayısal analizi, Solidworks simülasyon teknikleri benimsenerek, üç malzemenin her biri ile tasarlanan düz dişliler için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda, orta gerilim dağılımlarına, daha düşük birim şekil değişimi değerlerine ve yük altında en az deformasyona sahip olan Ti-3Al-8 V-6Cr-4Mo-4Zr kompozit malzeme, amaçlanan malzeme olarak bulunmuştur [20].

Yaşar Şen, yapmış olduğu çalışmada, kilitli parça numunelerinin yorulma kırılma davranışını incelemiştir. Kilitleme parçası Pro / Engineer yazılımı ile modellemiştir. Kilitleme bloğunun gerilim dağılımlarını ve yorgunluk davranışını belirlemek için sırasıyla, sonlu elemanlar kodu Ansys / Ls-Dyna ve Ansys Workbench

kullanmıştır. Kilitleme bloğu, SEM ile gözlemlemiş, malzemelerin içinde boşluk olduğu görülmüştür. Kilitleme bloğunun yorulma ömrünün malzeme içerisindeki boşluklar nedeniyle azaldığı tespit edilmiştir [21].

Muthalagu ve ark, yapmış oldukları çalışmada, otomotiv tampon uygulamaları için doğal (hurma) ve sentetik elyaf (keklar) yapımı polimer matriks kompozit malzemeler üretmeyi hedeflemişlerdir. Kevlar ve hurma takviyeli epoksi kompozit numunelerin farklı ağırlık yüzdeleri elle yatırma yöntemi kullanılarak üretilmiştir. Üretilen numunelerin, çekme testi sonuçlarında, gerilme modülünde daha iyi artış olduğu tespit edilmiştir. Otomotiv tampon tasarımı Catia programı ile modellenmiştir. Tasarlanan tampon kiriş yapısı, mevcut araba malzemesi ve üretilen keklar / hurma epoksi kompozit malzeme ile karşılaştırmıştır. Deneysel sonuçlar Ansys yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, keklar ve hurma liflerinden oluşan hibrit kompozit malzemede oluşan, gerilmeler, birim şekil değişimi ve deformasyon, mevcut olan malzemeye göre daha kabul edilebilirdir. Buna göre, oluşturulan kompozitlerin otomobil tampon kirişinin yerini alabileceği sonucuna varılmıştır [22].

Abijit Dani ve ark, yapmış oldukları çalışmada, yakıt ekonomisi ve enerji sağlamak için otomobil uygulamalarında hafif jantlar geliştirmeyi amaçlamışlardır. Paslanmaz çelik, gelişmiş yüksek mukavemetli çelik ve Al 7075 / BN / Al₂O₃ sıkıştırılmalı döküm hibrid nanokompozit - T6 olmak üzere üç farklı malzeme seçilmiş ve üç farklı jant modeline uygulanmıştır. Seçilen malzemeler ve jant tasarımı Ansys yazılımı kullanılarak aynı yükleme koşulları altında simüle edilmiş, gerilme ve birim şekil değişimleri karşılaştırılarak değerlendirme raporu oluşturulmuştur. Modeller üzerindeki stres yoğunlaşma alanları belirlenmiş ve uygun tasarım değişikliği önerilmiştir [23].

Shankar ve ark, yapmış oldukları çalışmada, kaskın performansını, akrilonitril butadien stiren (abs), polikarbonat (pc), polistiren, abs + pc plastik ve epoksi e-cam gibi beş farklı malzeme ile analiz etmeyi hedeflemişlerdir. Temel kask modeli Creo ve Catia yazılımları kullanılarak tasarlanmıştır. Modellenen kaskın, toplam deformasyon, gerilme enerjisi ve eşdeğer gerilme gibi mekanik mukavemeti Ansys yazılımı kullanılarak en iyi malzemenin seçilmesi için statik ve dinamik analizlere tabi tutulmuştur. Statik ve dinamik koşullar altında Polistiren, epoksi e-cam malzemeye

göre daha yüksek deformasyon ve gerilme enerjisi gösterirken abs, pc ve abs + pc plastiğe göre daha az deformasyon göstermiştir. Abs + pc plastik malzemeler abs ve pc'ye göre daha az deformasyon ve gerilme enerjisi sergilemiştir. Elde edilen verilere göre kazaya maruz kalındığında abs ve pc malzemesi, abs + pc plastiğine kıyasla daha fazla hasara dayanabildiği gözlemlenmiştir [24].

Yu ve ark, yapmış oldukları çalışmada, ekskavatörün mekanik davranış analizini incelemeyi ve ekskavatör bomunun yapı optimizasyonu iyileştirmeyi amaçlamışlardır. Ekskavatörün her bileşeni üzerinde oluşturulan yerel koordinat sistemini önceden tanımlanmış global koordinat sistemine dahil ederek, ilk olarak tüm ekskavatörün parametrik bir sonlu eleman modeli (FEM) geliştirilmiştir. Yapısal ayrım için üç boyutlu 20 düğümlü yüksek dereceli katı tuğla eleman kullanılmıştır. Çalışma koşulları dikkate alınarak, ekskavatörün mekanik davranışlarını tahmin etmek için sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Önerilen FEM' in etkinliğini doğrulamak için gerilme testi deneyleri uygulanmış ve sonuçlar, önerilen FEM' de elde edilen sayısal sonuçların deney sonuçlarıyla iyi bir uyum içinde olduğunu göstermiştir. Test sonuçlarına göre, gerilim yoğunluğunun etkili bir şekilde azaldığı ve optimize edilmiş bomun maksimum geriliminin, malzeme akma dayanımının altına düştüğü, yük taşıma kapasitesinin ve malzeme kullanımının etkili bir şekilde iyileştiği gözlemlenmiştir [25].

Okafor ve ark, yapmış oldukları çalışmada, evrensel bir bilyeli mafsallı ayırma cihazının tasarımını ve üretimini gerçekleştirmeyi hedeflemişlerdir. Ansys sonlu eleman yöntemi ile yapısal gerilme analizi 200-1400 N yük aralığı kullanarak gerçekleştirilmiştir. Asal gerilim ve maksimum deformasyon, sırasıyla alt yarının tabanında ve bilyeli mafsallı ayırıcının üst kısmının ucunda milin yakınında meydana gelmiştir. Cihaz malzemesi olarak, düşük karbonlu çelik, yüksek karbonlu çelik ve dökme demir olmak üzere üç farklı malzeme incelenmiştir. Yapılan çalışmalar ve elde edilen sonuçlara göre gerilim, cihaz üretimi için seçilen yüksek karbonlu çeliğin akma dayanımından daha azdır ve gerekli olan görevleri hatasız bir şekilde gerçekleştirdiği gözlemlenmiştir [26].

Jayapriya ve ark, yapmış oldukları çalışmada, cam elyafı kompozitlerin çekme ve eğilme gibi mekanik özelliklerini incelemişlerdir. Elle yerleştirme yöntemi ile 3

adet olacak şekilde, 2 mm, 4 mm, 6 mm kalınlığında cam elyaf laminat numuneleri imal etmişlerdir. Ansys yazılımı kullanılarak çekme ve eğilme deneylerinin analizleri yapılmıştır. Analizler sonucunda, malzemelerin mekanik özelliklerinin, uygulanan yükün büyüklüğüne, numunelerin boyutlarına, tasarım prosedürüne ve test yöntemlerine bağlı olarak büyük değişiklik gösterebileceği gözlemlenmiştir [27].

Kumar ve Singh, yaptıkları çalışmada, iki farklı gelişmiş yüksek mukavemetli çelik (AHSS), CP800 ve MP800HY'nin Ansys yazılımında modellenmeyi ve deformasyon davranışlarının simülasyonunu amaçlamışlardır. Sayısal simülasyonlar Cowper-Symonds (C-S) ve Johnson-Cook (J-C) malzeme modellerini kullanarak yapılmıştır. ANSYS' de edilen sonuçlar ile modeller tarafından tahmin edilen (analitik) sonuçlar arasında çok iyi bir uyum olduğunu gözlemlenmiştir [28].

Saxena ve ark, yapmış oldukları çalışmada, farklı ofset jantların (pozitif, negatif veya sıfır ofsetler) karşılaştırmasını, yük, hava basıncı gibi farklı sınır koşulları altında incelemişlerdir. Otomobil jantları, standart tasarıma ve araç jant boyutuna uygun bir şekilde Catia programını kullanarak tasarlanmıştır. Janta etki eden çeşitli kuvvet ve gerilme türlerini tanımlamak için ANSYS simülasyonu kullanılmıştır. Elde edilen verilere göre, negatif ofset ve pozitif ofset kenarın 1620 Nm' de maksimum yer değiştirme değeri ürettiği bulunmuştur. Negatif ofsetin ve pozitif kenarın yüksek anda iyi olmadığı sonucuna varılmıştır. Ve merkezi kenarın en iyi sonucu verdiği tespit edilmiştir [29].

Yi ve ark, yapmış oldukları çalışmada, ince cidarlı paslanmaz çelik boruların yüksek hassasiyetli ve yüksek verimli bir biçimde kesilmesi için bir boru kesme makinesi tasarımını ve analizini hedeflemişlerdir. Makinenin üç boyutlu modeli 3 boyutlu PRO-E yazılımı ile oluşturulmuştur. Makine yatak takozunun ve çelik borunun sonlu elemanlar analizi Ansys yazılımı ile oluşturulmuştur. Elde edilen, deplasman deformasyon rakamları ve veriler üzerinde kontrast analizi yapılmıştır. Makinenin yatak takozunun maksimum deformasyonu yatay yönde 27.525µm ve maksimum sentez deformasyonu 28.784µm olarak gözlemlenmiştir. Simülasyon sonucunda, 0 ~ 0,3 mm izin verilen aralıkta olduğu saptanmış, boru kesme makinesinin yapı tasarımı yönlendirilmiş ve kesme sürecinde daha fazla parametre analizi ve iyileştirme desteği sağlanmıştır [30].

Thejasree ve ark, yapmış oldukları çalışmada, bir ICE motor krank mili ağırlığının azaltılmasına yönelik fırsatları incelemiş ve hafif bir krank mili bildirmişlerdir. Üç farklı krank mil konsepti geliştirilmiştir. Krank milinin 3 boyutlu modeli Catia programında tasarlanmıştır. Tasarlanan model Ansys yazılımına aktararak gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir. Krank miline etki eden maksimum yük, benchmark modeli için 22163 N olarak bulunurken, geliştirilen konseptler 1 numaralı model için 22624 N, 2 numaralı model için 22066 N ve 3 numaralı model için 22303 N verilerini elde edilmiştir. 2 numaralı konsept için krank milinin ağırlığı 1,6 kg azaltılmış, bu da ağırlıkta çok fazla artış olmadan %12,8'lik bir azalma gözlemlenmiştir [31].

Yanhong ve Feng, yapmış oldukları çalışmada, YJ3128 tipi damperli kamyonun alt şasisinin çalışma koşulları ve yük özelliklerini incelemiştir. Kamyonun alt şasi modeli Co yazılımı ile oluşturulmuştur. Alt şasinin analizi için ANSYS yazılımını kullanılmıştır. Alt şasi de meydana gelen yorulma ve çatlakların nedeni araştırılmış ve çatlakların sebebi bulunarak bir iyileştirme yöntemi sunulmuştur [32].

Guddad ve Venkataram, yaptıkları çalışmada, şaft ve yatak esnekliklerinin dişlilerin temas analizi üzerindeki etkisini analiz etmeyi hedeflemişlerdir. Şaft ve yatak Ansys yazılımının da modellenmiş ve analiz edilmiştir. Deplasman değerleri ile merkez mesafesini değiştirmiş ve temas kuvvetleri için rijit gövde analizi yapılmıştır. Merkez mesafesi değiştikçe, dişli ile pinyon arasındaki temas kuvvetinin arttığı ve bu nedenle merkez mesafesi varyasyonunun kabul edilebilir sınırlar içinde olması gerektiğini belirtilmiştir [33].

Ramnath ve ark, yapmış oldukları çalışmada, benzer tek silindirli dört zamanlı motorların krank mili için, dökme demir, alüminyum alaşımı ve dövme çelik olmak üzere üç farklı malzeme seçerek dinamik bir simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Krank milinin modellenmesi Catia programında gerçekleştirilmiştir. Seçilen üç farklı malzemenin yapısal analizini Ansys yazılımında gerçekleştirilmiştir. Yapısal analiz ile seçilen malzemelerin deformasyonu ve gerilme ve birim şekil değişimi faktörleri hakkında ayrıntılı bir çalışma yapılmıştır. Analizler sonucunda uygun bir malzeme olarak dövme çelik seçilmiş ve ağırlığı %18'e düşürerek malzemede daha fazla optimizasyon yapılmıştır [34].

Saikiran Raju ve ark, yapmış oldukları çalışmada, eksenel bilyalı rulmanların toplam deformasyon ve temas yapısal gerilmelerini analiz etmişlerdir. Rulmanın katı modeli Catia programında tasarlanmıştır. Yapısal analizleri Ansys yazılımının da gerçekleştirilmiştir. Yük taşıyan hassas rulmanlarda kullanılan ortak malzeme 52100 krom çeliktir. Bu çalışmada, rulman yatak malzemesi için AISI 4140 alaşımlı çelik, 52100 krom çelik ve Silisyum nitrür olmak üzere üç farklı malzeme incelenmiştir. Elde edilen verilere göre, Silisyum nitrürün daha iyi sonuçlar verdiğini gözlemlenmiştir. Silisyum nitrür yataklar metalden daha sert olduğu için yatak ray temasını azalttığı ve geleneksel metal rulmanlara kıyasla %80 daha az sürtünme, 3 ila 10 kat daha uzun ömür, %80 daha yüksek hız, %60 daha az ağırlık, yağlama yetersizliği ile çalışma yeteneği, daha yüksek korozyon direnci sağladığı sonucuna varılmıştır [35].

Elanchezhian ve ark, yapmış oldukları çalışmada, otomobil tahrik mili tasarımı için SM45C Çelik ve Kevlar kompozit malzemelerini karşılaştırmayı amaçlamışlardır. Tahrik milinin 3D modellemesi için Catia yazılımı, analizi için ise Ansys yazılımı kullanılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarına göre kevlar kompozit malzemenin, SM45C çelik malzemeye göre daha üstün olduğunu gözlemlenmiştir [36].

Pawar ve Utpat, yapmış oldukları çalışmada, bilgisayar destekli mühendislik yardımı ile mekanik makinelerin verimini arttırmak ve hafifletmek için mevcut metal dişlinin kompozit malzeme dişli ile değiştirilmesini amaçlamışlardır. Düz dişlinin 3 boyutlu modeli Catia programında, sonlu elemanlar analizini ise Ansys yazılımında gerçekleştirilmiştir. Analizler neticesinde, kompozitten üretilen dişliler, çelik dişliye kıyasla neredeyse %60 daha az ağırlık sağlarken, her iki dişlinin güç oranının neredeyse aynı kaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca sonlu elemanlar analiz sonucuna göre, Al-SiC kompozitten üretilen dişlinin arızalanmasının daha az olduğu gözlemlenmiştir [37].

Subbarao ve Dey, yapmış oldukları çalışmada, torna milinin aynı sınır koşulları altında çeşitli gerilmeleri belirlemek için FEM kullanarak, tornalama işlemi altındaki statik ve dinamik davranışını incelemişlerdir. Mil modeli tasarlanmış ve malzeme olarak, AISI 1045 karbon çeliği, AISI 4140 alaşımlı çelik, AISI 304 paslanmaz çelik ve gri dökme demir gibi dört farklı malzeme seçilmiştir. Yapısal

analizler ve simülasyon Ansys yazılımında yapılmıştır. Mil malzemesi olarak seçilen dört farklı malzemenin analiz sonuçları karşılaştırıldığında, AISI 1045 karbon çelik malzemede, tüm durumlarda minimum toplam deformasyon ve eşdeğer gerilme elde edilmiştir [38].

Khedkar ve ark, yaptıkları çalışmada, Hint binek otomobilleri için önerilecek farklı geometrilere sahip üç farklı tampon kirişi (BB-1, BB-2 ve BB-3) için deneysel ve sayısal araştırmalar yapmışlardır. Çalışmada, üç nokta eğme testi kullanılarak ön darbe testini deneysel olarak yapılmıştır. Sayısal simülasyonları ise Ansys yazılımında gerçekleştirilmiştir. Testler sonucunda, BB-1 tampon kiriş tasarımının daha uygun olduğunu gözlemlemiş ve Hint binek otomobilleri için önerilmiştir [39].

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Traktörler

2.1.1. Traktörün Tanımı

Traktör ün kelime anlamı çeken demektir ve hareketli bir tahrik kaynağıdır. Traktörler ilk başlarda yalnızca çeki görevlerinde kullanılması ön görülmüştür. İlerleyen zamanlarda tarım ekipmanlarının gelişmesi traktörün yapısının değişimine neden olmuştur. Traktörler günümüzde, ön yükleyici, arka yükleyici, kuyruk mili, hidrolik ve pnömatik ekipmanlar ve kayış-kasnak mekanizması sayesinde çeşitli işlemlerde kullanılmaktadır. Traktörler tarımsal mekanizasyonun ana güç kaynağıdır. Tarımsal mekanizasyondaki makine yatırımlarını %50'sini traktörler oluşturmaktadır [40].

Traktör, tarımsal faaliyetlerde kullanılan kendiliğinden hareketli bir yapıya sahip olan kuvvet makinasıdır. Traktörler kuvvet makinası olarak tasarlandıkları için hızları sınırlıdır. Traktörlerde enerji kaynağı için içten yanmalı motor kullanılmaktadır ve günümüzde ise elektrikli ve hibrit motorlu traktörlerde üretilmeye başlamıştır. Tarım ekipmanları genellikle kendisi hareketli olmayan tahrikle hareket edebilen aletlerdir. Hareket için gerekli olan tahrik traktörlerin kayış-kasnak ve kuyruk mili mekanizması ile sağlanır. Traktörler çeki özellikleri ile tarım sektöründeki taşımacılığın tamamını sağlamakta, hidrolik ve pnömatik sistem özellikleriyle de tarım arazilerinin elverişli bir şekilde işlenmesini sağlarlar [41].

Geçmişten günümüze traktörlerden beklenen istekler farklılık göstermiştir. Günümüzdeki beklentilerin bazıları şu şekildedir:

- Traktör lastik hacmini büyütürken toprağı aşırı sıkıştırmadan daha az basınç uygulayarak bitkilerin zarar görmesine engel olmak.
- Traktörlerin esas güç sarf ettikleri hız alanlarındaki vites sayısının artırarak düşük ilerleme hızlarında motorun tam gücünden yararlanmak.
- Sürtünme kayıplarını minimum seviyeye indirerek, düşük yakıt tüketimi ve enerji verimliliği sağlamak.
- Traktörlerin meyilli arazilerde rahat çalışabilmeleri için ağırlık merkezinin yere yakınlaştırarak emniyeti arttırmak.

- Traktörlerin ön kısımlarına, ön kaldırıcı ve ön kuyruk mili eklenerek zıt işlerde ön kısmın arka kısım gibi kullanılmasını sağlamak.
- İstenilen bu beklentiler doğrultusunda traktörlerin yapılarında değişiklikler yapılmış ve farklı traktör modelleri oluşturulmuştur [40].

2.1.2. Traktörlerin Tarihsel Gelişimi

Traktörün ilk ortaya çıkma fikri buhar gücünden yararlanma ilkesine dayanır. Buhar makinesi kendiliğinden hareketli olmayan hayvan gücünden yararlanılarak hareket ettirilebilen, kayış-kasnak mekanizması ile çalışmaktaydı. İlerleyen zamanlarda sabit olan buhar makinası, yerini hareketli buhar makinası olan lokomobillere bırakmıştır [8].



Şekil 2.1. Lokomobil kullanarak toprak işleme[8].

1900 tarihinden sonra buhar motoru yerine dört zamanlı içten yanmalı motor kullanılmaya başlanmış ve buhar motorunda kullanılan yüksek maliyetli ve ağır olan tasarımın yerine hafif ve hareketli bir tasarım geliştirilmiştir. Tasarlanan traktörler ilk olarak tahrik amaçlı kullanılmış ilerleyen yıllarda çeki işlerinde kullanılmaya başlanmıştır. Almanya’da Robert Stock 1900 yıllarında 20 KW gücündeki ilk motorlu pulluğu üretti. İlerleyen zamanlardaki paletli ve tekerlekli traktörlerin tasarımı motorlu pulluklardan esinlenerek gerçekleştirildi. İlk blok yapılı traktör tasarımı 1920 yılında Amerika Birleşik Devletleri’nde üretilen Ford traktöründe uygulandı. Bu traktörün en

önemli özelliği emniyetli ve hafif olmasıydı. Tarihteki ilk kuyruk mili de 1920 yılında Amerika Birleşik Devletlerinde oluşturuldu. Ekonomik olan dizel motor kullanımına 1930 yılından sonra geçildi. Bu yıllarda tasarlanan traktörlerden çeki kuvveti ve kasnak tahrikinden olarak yararlanılmaktaydı. Üç nokta askı sistemi de bu yıllarda tasarlanmıştır[8].

Traktörlerin kullanımı I.Dünya Savaşı sırasında başlamış ve büyük tarım arazilerinin işlenmesiyle çok fazla mahsul üretilmiştir. Amerika Birleşik Devletleri'nde üretilen çeşitli traktörler diğer ülkelere ihraç edilmiştir. Harry Ferguson hidrolik denetimli üç nokta bağlantı sistemini geliştirerek traktörlerin yapısal tasarımındaki en büyük değişikliği yapmıştır. Bu sistemin kullanılmaya başlanması ile pulluklar daha kullanışlı bir şekil almış ve traktörün parçası haline gelmiş, toprağın gösterdiği direnç ise üst bağlantıya aktararak denge sağlanmıştır. Traktörler genel olarak dört tekerleğe sahiptir ve hareket için gerekli olan tahrik arka tekerlerden sağlanır. Traktörler dizayn edilirken traktörün bütünü oluşturarak parçalar tek bir şasi de olacak şekilde tasarlanarak bir omurga oluşturulmuş ve çeşitli tarım ekipmanlarını bağlamak için gereken parçalar traktörün yan ve arka kısmında olacak şekilde düzenlenmiştir. Bu tasarımı ilk kez 1913 yılında Wallis Traktör şirketi Ohio'da denemiş ve daha sonra Ford tarafından başarıyla gerçekleştirilmiştir [42].

Traktörler günümüzdeki yapısına gelen kadar pek çok yeni sistem ve parçalar ile donatılmıştır. Traktörün yapısının gelişmesi iş yapabilme kabiliyetinin artmasına sebep olmuş ve tarım sektörü de bu gelişmelerden olumlu etkilenmiştir. Bugün çiftliklerde ve tarım sektörünün yaygın olduğu bölgelerde en yaygın kullanılan araçlar traktörlerdir [42].

Tarım traktörleri boyutu ve kullanım amacına göre, traktörlerin gücü 30-120 Hp arasında değişmektedir. Bu güç aralığına sahip traktörler, sürme, ekme, ilaçlama, biçme ve çekme gibi farklı koşullarda çalışabilirler. Günümüzde traktörlerin yapısında sadece iyi bir momente sahip olan ekonomik dizel motorlar kullanılmaktadır. Bu motorlar çoğunlukla 1-8 silindir olarak değişim göstermektedir. Turbo şarjörlerle motor gücü arttırılabilmektedir. Dünya genelinde kullanılan en temel yöntem marş motoru ile çalıştırma prensibidir. Motor çoğunlukla regülatördür ve çalışma hızının aralığı 800/2800 devir/dakika aralığında değişmektedir. Traktörlerde yaygın olarak su

soğutmalı motorlar kullanılır. Ağır çalışma koşulları traktörlerin yüksek performanslı hava ve yağ filtresi kullanmasını gerektirir. Traktörlerde iki aşamalı çalışan çok güçlü debriyajlar tercih edilir ve bu debriyajları soğutmak için vantilatör kullanılır. İlk aşamada makineni öne hareketi, ikincisinde ise çıktı mili ve hidrolik pompa durur [42].

Traktörlerde bulunan vites sayısının çok olmasının sebebi belirli hız gerektiren farklı çalışma koşullarıdır. İkinci dişli takımıyla beraber, üç veya dört hızlı dişli kutusu kullanımı bu yüzdendir. Planet dişli mekanizması sayesinde vites sayısı iki katına çıkarılmaktadır. Değişken hız oranı için hidrolik transmisyonla ihtiyaç vardır. Traktör transmisyonu, değişken zorlanmalar etkisinde olduğundan, eşit beygir gücündeki kara aracıyla orana daha sağlamdırlar. Traktör çıkış mili, çekme veya taşıma sırasında bağlantıyı gerçekleştirir ve traktörün arka kısmında bulunur. 1947 yılında bağımsız çıkış milinin tasarımıyla, traktörler çıkış milini kendi ön hareketlerine bağlı kalmadan kullanmışlardır [42].

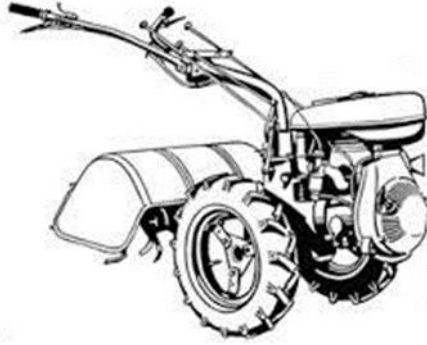
Hidrolik güç kullanımının etkisiyle traktörler çok yönlü kullanılabilen bir araca dönüşmüştür. İlk zamanlarda traktörlerle çekilen, alçaltılan veya yükseltilecek ekipmanlar için dış piston kullanmak gerekirken, üç nokta bağlantı sistemi sayesinde bu durum ortadan kalkmış ve traktör farklı işlerde kullanılan yararlı bir araç olmuştur. Diferansiyel kilit mekanizması, çoğunlukla bir ayak yardımıyla çalışan diferansiyelin normal biçimde çalışmasına engel olur. Çalışma koşullarının zor olduğu durumlarda bu mekanizma tüm motor gücünün arka tekerleğe geçmesini yardımcı olur ve tekerleğin yavaşlaması ile yumuşak arazide ilerlemek traktör için kolaylaşmış olur [42].

2.1.3. Traktörler Çeşitleri

Traktörlerin yapıları, farklı çalışma koşullarından ve kullanıcı isteklerinden dolayı değişime uğramıştır. Değişim traktörün yapı elemanlarının farklı bir biçimde dizilmesinden kaynaklanır. Traktörler hem yapı şekillerine hem de tarımdaki kullanım amacına göre sınıflandırılabilir [40].

2.1.3.1. Tek Aks Traktörler

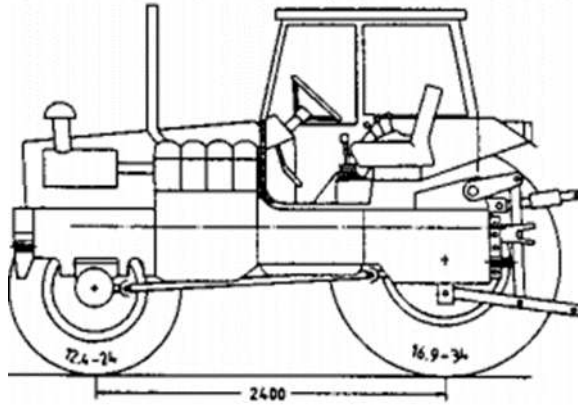
Tek akslı traktörlerin yapısı iki tekerlek ve bir aks tan oluşur ve blok motor aks üzerinde yer alır. Tek aks traktörlerde sürücü koltuğu yoktur ve traktörün ağırlığı yapısında bulunan tekerlekler tarafından taşımaktadır. Bu traktörler genelde bahçe işlerinde kullanılmaktadır. Tek as traktörlerin önüne ve arkasına ekipman bağlanabilir [40].



Şekil 2.2. Tek aks traktör [40].

2.1.3.2. Standart Traktörler

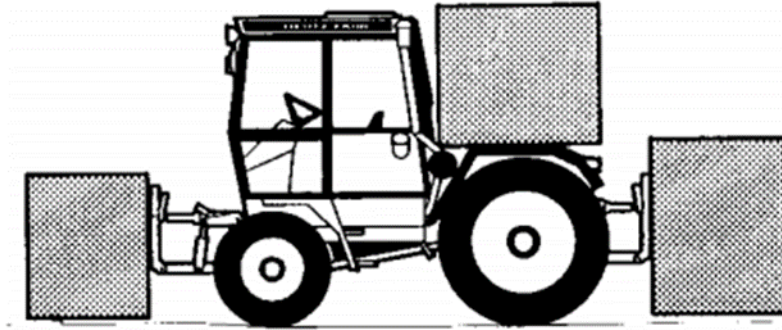
Standart traktörler (25-150 KW) tüm tarım işlerinde kullanılabildikleri için çiftçiler tarafından en çok tercih edilen ekonomik bir traktör modelidir. Bu traktörler çoğunlukla arkadan tahriklidir ve arka tekerlekleri ön tekerlere oranla daha büyük olmaktadır. Dümenleme işlemini ön tekerler gerçekleştirir. Asma tip ekipmanların bağlanacağı düzenek traktörün arka kısmında yer almaktadır. Traktörler blok yapıya sahiptir ve yürüme düzeneğinin de süspansiyon bulunmaz. Motor bloğu ön aksa sarkaç yada mıyılı bağlanır. Traktörün ağırlığının %40'ını ön aks, %60'ını arka aks karşılamaktadır ve ağırlık merkezi arka aksın biraz önünde yer almaktadır. Motor gücü, çeki kuvveti, kuyruk mili ve hidrolik sistem sayesinde aletlere aktarılır. 75 KW'nin üzerinde olan traktörler dört teker tahrikli olarak üretilmektedir. Dört tekerlek tahrikli traktörlerde arka tekerler ön tekerlere göre daha büyüktür ve ön tekerlere isteğe göre tahrik verilir. Bu tarz traktörler Japonya gibi yumuşak ve yağ toprak koşullarında üstün performans sergilemektedir [40].



Şekil 2.3. Standart traktör [40].

2.1.3.3. Sistem Traktörleri

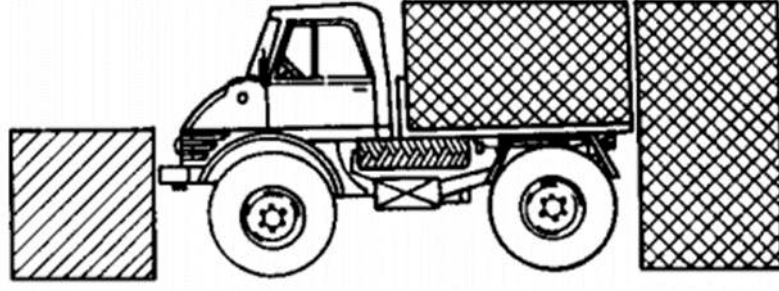
Sistem traktörleri dört teker tahrikli olup, kendisine uygun tasarlanmış ekipmanlarla çok çeşitli kullanılabilirler. Bu traktörlerde görüş alanı ve konfor seviyesi arttırılmıştır. Sistem traktörlerinde hasat zamanında mahsulleri depolamak amacı ile devrilir bir kasa bulunmaktadır [40].



Şekil 2.4. Sistem Traktörleri [40].

2.1.3.4. Yüksek Hızlı Traktör

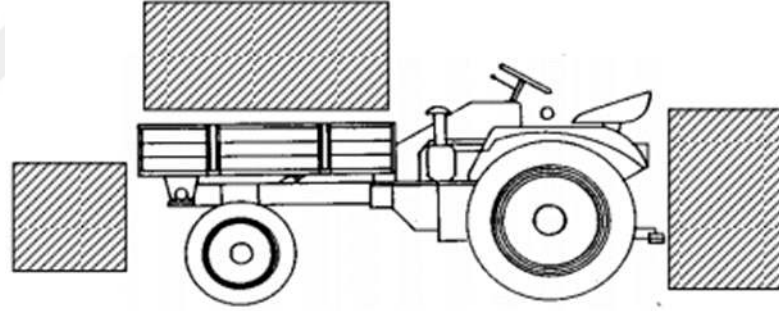
Yüksek hız traktörleri çalışma biçimlerine göre alet taşıyıcılara benzerdir. Sürücü bölümü ön kısımda bulunur. Bu traktörlerin diğer traktörlere göre en büyük üstünlüğü hızlarıdır, saatte 80 km/h hıza ulaşabilmektedirler [40].



Şekil 2.5. Yüksek hız Traktörleri [40].

2.1.3.5 Alet Taşıyıcı Traktörler

Almanya'ya özgü olan alet taşıyıcı traktörler, birden fazla işi aynı anda yapma düşüncesi ile tasarlanmıştır. Alet taşıyıcı traktörlerin ön kısmına taşıma işleminde kullanılmak üzere platform konulmuştur. Bu traktörlerde bağlama elemanları görmek amacıyla sürücü koltuğu ve motor arka kısma daha yakın dizayn edilmiştir [40].



Şekil 2.6. Alet Taşıyıcı Traktör [40].

2.1.4. Güç Aktarma Sistemi

Güç aktarma sistemi traktörün motoru ile tahrik tekerleri arasında yer alır. Bu sistem traktör motoru kadar önem taşımaktadır çünkü motor sınırlı devirdeyken ihtiyacı olan güce güç aktarma sistemi yardımıyla ulaşır. Güç aktarma sistemi, kavrama, vites kutusu, diferansiyel, son redüksiyon dişli kutusu ve kuyruk milinden oluşmaktadır [43].

Güç aktarım sistemleri; mekanik, hidrostatik, hidrodinamik ve mekanik birlikte kombinasyonu, elektrikli ve hibrit sistemlerinden oluşmaktadır.

Traktör güç aktarma sisteminin görevi:

- Gerekli durumlarda tekerlekler ve motor arasındaki bağlantıyı sonlandırabilmesi.
- Motor gücü ve momentinin traktör yürüme aksanına düzgün, darbesiz ve sessiz bir şekilde iletilmesi
- Yapılacak iş için gerekli olan devir sayısı ve momentin kademeli bir şekilde tahrik tekerleklerine göre değiştirmesi.
- Traktör ilerleme hızını kavrama ve çevrim oranıyla ontrol edilmesi
- Motorun hareketinin uygun bir açıyla tekerleklerle aktarılması.
- Traktöre gerektiğinde geri hareketini sağlanması.
- Traktöre bağlanan ekipmanlar için yeterli olan gücü karşılamak [43].

2.1.4.1. Kavramalar

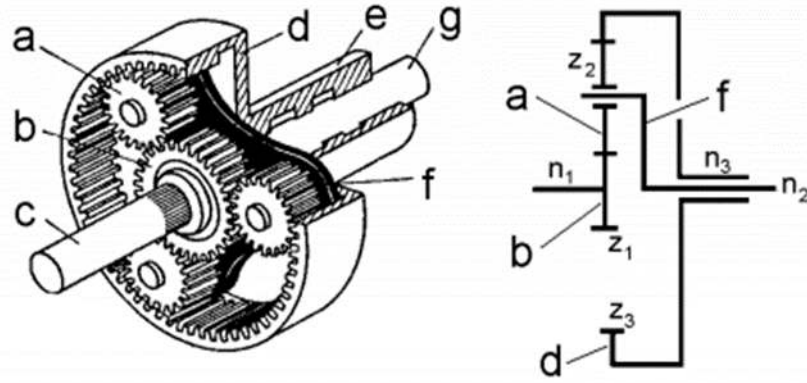
İçten yanmalı motorların yük altında harekete geçebilmesi için gereken güç motorun belirli bir devir sayısına ulaşması ile mümkün olmaktadır. Gerekli olan devire ulaşana kadar motordan vites kutusuna doğru olan güç aktarımının kesilmesi gerekir. Bu yüzden de motor ve vites kutusu arasına çözülebilen kavramalar yerleştirilir. Aktarma ekipmanlarına güç girişi sağlayan kavramalar aynı zamanda farklı ilerleme hızlarını da traktörlere kazandırır. Kavramalar darbeli yükler altında motorun ve aktarma ekipmanlarının arasında emniyeti sağlarlar [43].

2.1.4.2. Diferansiyel

Diferansiyel döndürme momentini tekerlekler ve yol arasındaki bağlantı durumuna göre tekerleklerle eş değer bir biçimde paylaştıran güç dağıtma mekanizmasıdır. Dişli kutusundan gelen dönme momentini konik dişli çift aracılığıyla akslara aktarılır. Diferansiyel mekanizması ile viraj dönüşlerinde tahrik tekerleklerinin dönme merkezlerini farklı uzunluklarda olması ve iki tekerleğin farklı devir sayısında dönme durumları dengelenmektedir [40].

2.1.4.3. Son Redüksiyon Dişli

Son redüksiyon dişli tahrik katarında diferansiyelden sonra yer alır ve sistem hızında son bir redüksiyon sağlayıp momentini artırmaya yardımcı olur. Bu dişli mekanizması büyük çevrim oranlarına ulaşmayı mümkün kılar. Son redüksiyon dişli sistemi genellikle planet dişli mekanizmasıdır. Planet dişli mekanizması sayesinde hareket giriş çıkışları aynı eksen doğrultusunda gerçekleşir [40].



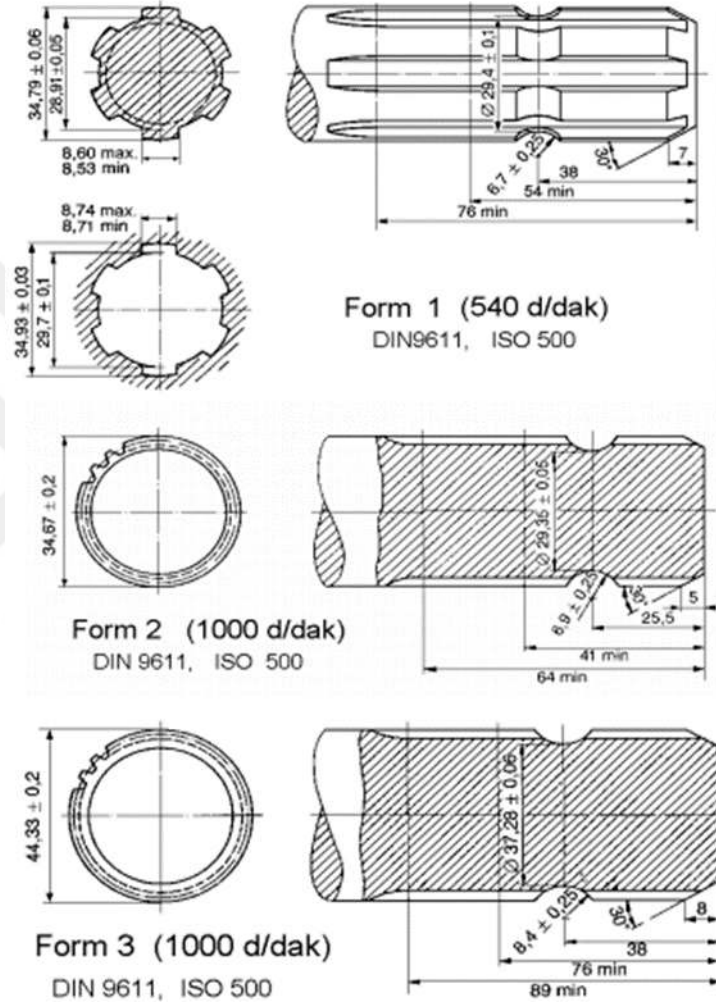
Şekil 2.7. Tek kademe planet dişli mekanizması [40].

Şekil 2.7’de gösterilen tek kademe planet dişli mekanizmasında; a) planet dişli, b) güneş dişli, c) güneş dişli mili, d) çember dişli, f) planet dişli taşıyıcı, g) planet dişli taşıyıcı mili ifade etmektedir.

Planet dişli mekanizmasını güneş dişlisine diferansiyelden hareket gelmesiyle güneş dişli aks miliyle birlikte dönmeye başlar. Şekil 2.7’de görüldüğü gibi güneş dişli planet dişlilere temas etmektedir ve planet dişliler ise taşıyıcıya bağlanmıştır. Dönmeye başlayan güneş dişlinin tahrikiyle planet dişliler çember dişli üzerinde yuvarlanır. Güneş dişli ile planet dişli taşıyıcı aynı yönde dönmeye zorlanırlar. Bu zorlama ile motor gücü tahrik tekerlerine aktarılarak hız redüksiyona uğrar ve moment artar [40].

2.1.4.4. Kuyruk Mili

Kuyruk mili genellikle traktörlerin arka kısmında bulunur ve tarım ekipmanları ile traktör arasındaki güç iletimini gerçekleştirir. Son yıllarda üretilen traktörlerde ön kuyruk mili de bulunmaktadır. Kuyruk milinin farklı tarım ekipmanlarına sorunsuz bir şekilde bağlanabilmesi amacıyla bir standart belirlenmiştir [40].



Şekil 2.8. Kuyruk mili ucu standartları [40].

Standart kuyruk mili devir sayısı olan 540 dev/dak olan form 1 ile devamlı olarak malzemede iyileştirme ve mukavemet arttırma çalışmaların sonucunda sadece 60 kw güç aktarabilmiştir. Büyük güç ve yüksek devir kullanımı için form 2 de yer alan 1000 dev/dak devir sayısına sahip kuyruk mili kullanılmış ve herhangi bir kaza durumuna karşı tedbir amaçlı olarak mildeki kama sayısı 21'e yükseltilmiştir. Bu iki farklı yapıya sahip kuyruk milleri tek bir traktöre yerleştirildi fakat 21 kamalı 1000 dev/dak devir sayılı profil formu pek fazla rağbet görmediği için her iki devir sayısı da form 1 de yer alan profil ile kullanılmıştır. Form 3'te yer alan 20 dişli profil ise yaygın olarak Amerika'da kullanılmakta ve çok büyük güçlerin aktarılmasını sağlamaktadır. Traktörlerin arka kısmında bakıldığında standart kuyruk milleri saat yönünde, ön kısmında bakıldığında ise ön kuyruk mili saat yönünü tersinde dönmektedir. Traktörlerdeki tahrik şekline ve konumuna göre kuyruk mili tasarımları farklılık göstermektedir. Tablo 2.1'de form 1,2 ve 3'e ait özellikler gösterilmiştir [40].

Tablo 2.1. Kuyruk Mili Profil Formları [40]

	Form1	Form2	Form3
Profil	Kamalı mil	Evolent dişli mil	Evolvent dişli mil
Çap (mm)	35	35	45
Devir sayısı	540	1000	1000
Kama (dişli sayısı)	6	21	20
Aktardığı güç (kw)	48	92	185
Uygulama %	88	10	2

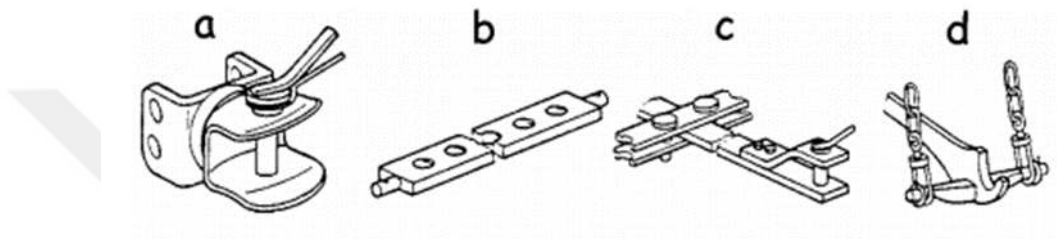
2.1.5. Traktörlerde Bağlama Ekipmanları

Tarım ekipmanları traktörlere üç farklı biçimde bağlanırlar.

- Çekme: çeki oku veya kancasıyla tek bir noktadan bağlama yapma yöntemidir.
- Yarı Asma: Traktöre bağlanacak ekipmanın arka kısmında tekerlek bulunması şartıyla üç nokta askı sisteminin sadece alt kollarıyla yapılan bağlantı şeklidir.
- Asma: Tarım ekipmanının traktörün üç nokta askı sisteminin alt ve üst koluna birlikte bağlandığı yöntemdir [40].

2.1.5.1 Bağlama Elemanları

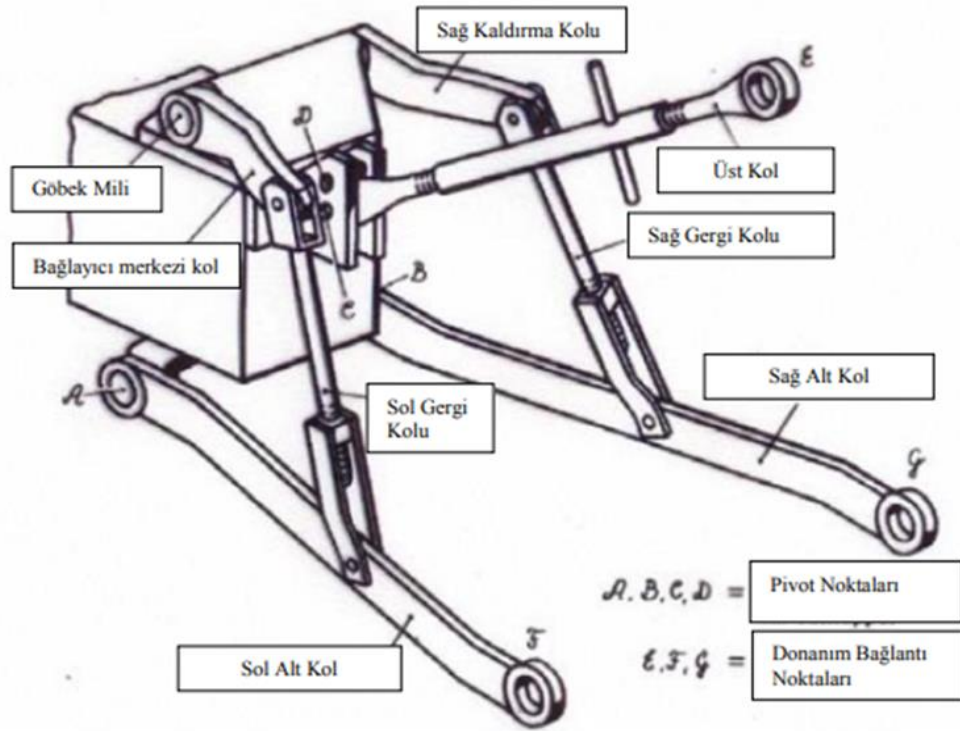
Traktörlere bağlanan tarım ekipmanlarının hızla takılıp sökülmesi amacıyla istek ve koşullar göz önünde bulundurularak farklı bağlama düzenekleri tasarlanmıştır. Çeki ve mesnet kuvvetlerinin aktarılmasını sağlayan bağlama kavramaları standartlaştırılmış ve çoğu ülkelerde uzunluk ekseninde dönebilecek bir biçimde üretilmektedir. Böylece traktöre bağlanan römork devrilsen bile traktör devrilmeyecektir. Bağlama elemanlarının yükseklikleri ayarlanabilir ve kolayca sökülebilirler [40].



Şekil 2.9. Traktör arkasında bulunan değişik çeki ve bağlama: a) bağlama kavraması, b) çeki demiri, c) çeki oku, d) çeki kancası (Hitch) [40].

2.1.5.2. Üç Nokta Askı Sistemi

Pulluklar tarım sektöründe en çok kullanılan temel ekipmanlardır. Pulluk ile toprağı işleyebilmek için yüksek enerjiye ihtiyaç duyulmuştur. Traktörün icadına kadar ihtiyaç duyulan enerji için hayvan ve insan gücü kullanılmıştır. Traktörlerin kullanılmaya başlaması ile gerekli olan enerji ihtiyacı traktörlerin mekanik gücü ile karşılanmış hayvan kullanımı son bulmuştur. 1925 yılında babası çiftçi olan Harry Ferguson tarım ekipmanları indirip kaldırmak ve taşımak amacıyla traktörlerin arka kısmında bulunan üç nokta askı sistemini tasarlamıştır. Ferguson' un tasarlamış olduğu sistem ile pulluk sürme işlemini gerçekleştirirken toprak yüzeyini takip edebilmekte ve sabit bir derinlikte kalarak işlemini sürdürebilmiştir [40].



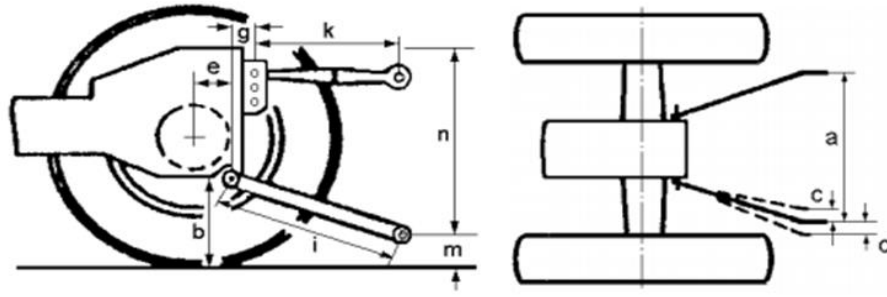
Şekil 2.10. Donanım montajı için kullanılan traktör 3 nokta bağlantı ekipmanı [40].

2.1.5.3 Üç Nokta Askı Sistemi Sınıflandırılması ve Boyutları

Üç nokta askı sisteminin boyutları traktör çeki gücüne bağlı olarak 4 farklı kategoriye ayrılmaktadır. Kategoriler Tablo 2.2’de verilmiştir.

Tablo 2.2. Üç nokta askı sisteminin sınıflandırılması [40].

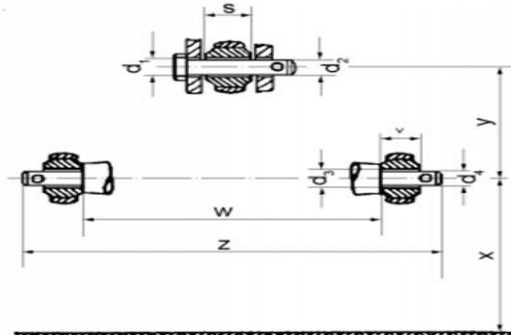
Kategori (Sınıf)	Max. Çeki gücü (BG)
I	45
II	40.....100
III ve III N	80.....225
IV ve IV N	180.....400



	<i>Kat. I</i>	<i>Kat. II</i>	<i>Kat. III</i>
<i>a</i>	718	870	1010
<i>b</i> ± 30	450	520	550
<i>c</i> min	100		
<i>e</i>	450^{+0}_{-30}	450^{+30}_{0}	560 ± 50
<i>g</i> ± 25			
<i>i</i>	810^{+60}_{-30}	920 ± 60	1030^{+30}_{-60}
<i>k</i> (ayarlanabilir)	$i-g-75$ $i-g+125$	$i-g-100$ $i-g+130$	$i-g-110$ $i-g+130$
<i>m</i> (ayarlanabilir)			230
<i>n</i> min	600	650	735

Şekil 2.11. Traktöre ait üç-nokta askı sisteminin bazı ölçüleri (DIN 9674) [40].

Üç nokta askı sisteminin boyutları ve traktöre bağlanacak olan ekipmanların bağlantı düzenekleri standartlaştırılmıştır [40]



	<i>Kategori I</i>	<i>Kategori II</i>	<i>Kategori III</i>
<i>d1</i> (A12)	19	25,4	32
<i>d2</i>	19 (h10)	25,4 (h11)	31,7 (h12)
<i>d3</i> (A13)	22,1	28,4	37
<i>d4</i> (h12)	22	28	36,6
<i>s</i> mak.	44	51	51
<i>v</i> - 0, 2	35	45	45
<i>w</i> $\pm 1,5$	683	825	965
<i>x</i>	560^{+60}_{-60}	660^{+60}_{-60}	660^{+80}_{-60}
<i>y</i>	460^{+100}_{0}	510^{+150}_{0}	560^{+200}_{0}
<i>z</i> $\pm 2,5$	800	962	1115

Şekil 2.12. Alet üç-nokta askı düzeninin bazı ölçüleri (DIN 9674) [40].

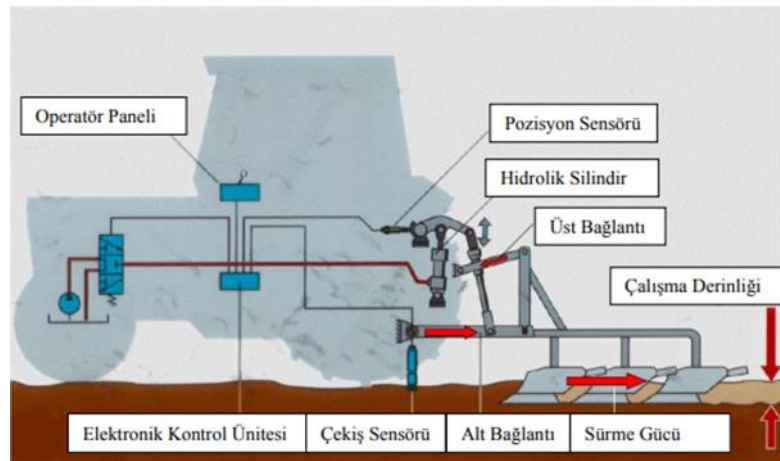
Bağlantı çatı yüksekliği dizayn için önemlidir ve traktörle bağlantı ekipmanının uyumlu olarak çalışması bu standart ile sağlanmaktadır. Bağlantı çatı yüksekliği, traktör ile ekipman aralığının saptanmasında, mafsallara etki eden kuvvetlerin hesaplanmasında, otomatik çeki ayar sinyali tespitinde belirleyicidir [40].



Şekil 2.13. Üç Nokta Bağlantı Düzeni [6]

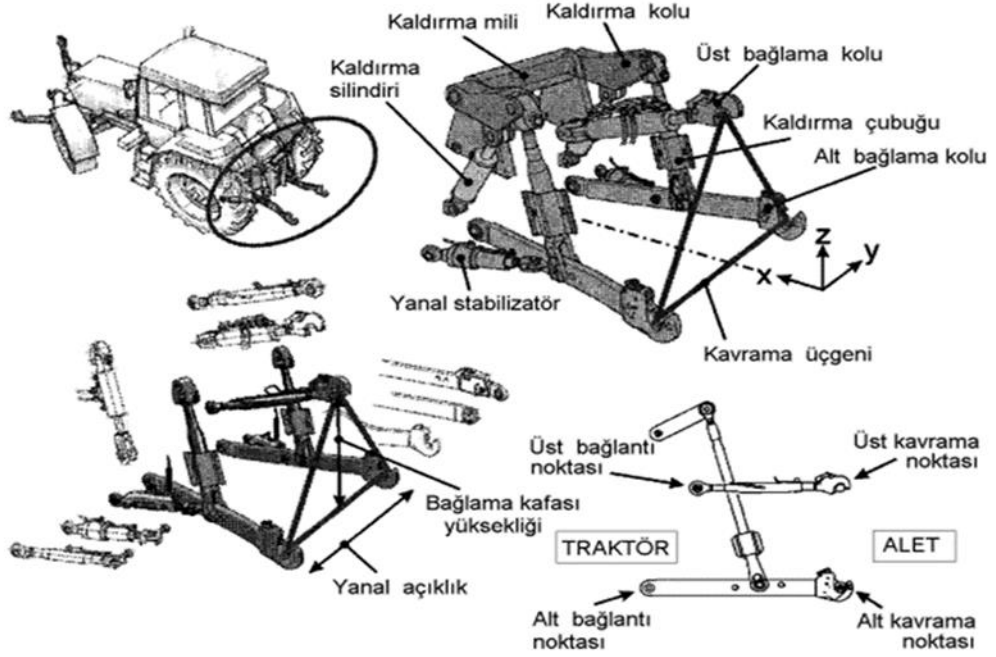
2.1.5.4. Üç Nokta Bağlantı Sisteminde Güç Kontrolü

Ferguson kendi icadı olan üç nokta askı sistemini küçük pullukların çalışmasında kullanarak üst bağlantının kuvvetiyle pulluğun çalışma derinliğini orantılı bir şekle dönüştürmeyi hedeflemiştir. Sistem, Şekil 2.5.4.1’de gösterilmiştir [42].

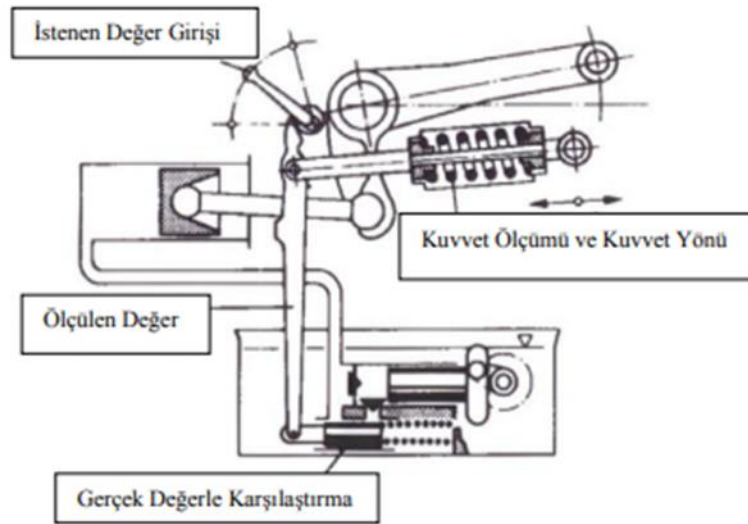


Şekil 2.14. Güç kontrolü sisteminde güç yönetimi [42].

Ferguson üst bağlantı kuvvetinin değerini bir yay yardımıyla ölçmüştür. Çalışma derinliği kullanıcının tercihi ile ayarlanmakta ve bağlantı kuvveti normal değerinin altında veya üzerinde ise kontrol döngüsü sayesinde çalışmanın derinliği yükselmektedir [42].



Şekil 2.15. Üç nokta askı sistemine ait elemanlar [7].



Şekil 2.16. Ferguson çeki kontrol sistemi [42].

2.1.5.5. Ekipmanların Bağlanma ve Sökülmesi İçin Yöntemler

Üç nokta askı sistemine bağlanılan ekipmanlar bağlanmadan veya sökülmeden önce hidrolik kaldırma sisteminin uygun bir konuma getirmesi gerekmektedir [43].

Yaklaşma Yöntemi: Bu yöntemde traktör ile ekipman arası kontrol edilmeli tehlike arz edecek bir durum olmadığından emin olunmalıdır. Yöntem daima geri sürüş pozisyonunda düşük hızlarla kullanılmalıdır [43].

Bağlama yöntemi: En güvenli yöntem otomatik bağlantıların kullanılmasıdır. Ekipmanların bağlanması için otomatik bağlantı yoksa el freni çekilerek traktörden güvenli bir şekilde inilerek gerçekleştirilmelidir. Bağlama ve sökme işlemi sırasında sürücü dışında biri varsa işlem süresi boyunca daima yan tarafta yer almalı ve el hareketleriyle manevralara yön vermelidir[44].

Sökme: Sökülecek olan ekipman sağlam bir zemin üzerinde sabit bir konumda tutularak hareket etmesi engellenmelidir. Ekipmana ait destek sistemi kontrol edilerek sökme işlemi gerçekleştirilmelidir [44].

2.1.5.6. Asılır Ekipmanların Bağlanması

Bağlanacak ekipman sabit durumda olmalı ve traktör ekipmanın önüne geri sürüş ile konumlanmalıdır. Hidrolik alt kaldırma kolları bağlanacak ekipmana hizalanmalı ve kaldırma sistemi hareket ettiğinde küresel başlıklar sabitleme mil yüksekliğine konumlandırılmalıdır. Asılır ekipmanlar üzerine yük konulması ve insan taşınması yasaktır. Asılır ekipman çok ağırsa traktör makul seviyede ağırlık ile desteklenmelidir [44].



Şekil 2.17. Askı sistemine bağlanabilen ekipmanlar [44]

2.2. Sonlu Elemanlar

Sonlu elemanlar yöntemi, mühendislikte karşılaşılan kompleks ve zor olan problemlere yaklaşım bir çözüm yolu sunan sayısal bir metottur. Mühendislik problemleri yaygın olarak fiziksel hallerin matematiksel modelleridir. Başlangıç ve sınır şartlarına bağlı diferansiyel denklemler ise matematiksel modellerdir. Analitik yaklaşım, mutlak sonuçların muhtemel olduğunda belirlenen şartlar altında hareketin sergilenmesidir. Birçok mühendislik sorunu muhtemel sonuca erişemediği için analitik yaklaşım uygulanamaz. Bunun sebebi diferansiyel denklemlerin kompleks yapısından veya başlangıç ve sınır şartlarının önceden belirlenmemesinden kaynaklıdır. Bu tarz sorunları aşabilmek amacıyla sayısal yaklaşım metodu kullanılır. Sayısal yaklaşım prensibi konstrüksiyonu küçük parçalara bölerek, uygun bir şekilde bir araya getirerek mantıklı ölçülerde doğruluğa yakın sonuçlar elde edilebilir. Sonlu elemanlar yöntemiyle, sınır ve başlangıç şartları belirli olan yeterli olarak tanımlanan ve alt elemanlara ayrılmış olan, bilinmeyen fonksiyon durum değişkenin hesaplanabilmektedir[45].

Sonlu elemanlar yönteminin başlıca yaklaşımı; gerilme, deplasman, basınç ve sıcaklık gibi devamlı büyüklüklerin, küçük ve sürekli parçaların bir araya gelerek oluşturduğu bir model halini almasıdır. Sonlu elemanlar yönteminde konstrüksiyon, hareketi önceden tespit edilmiş olan birden fazla elemana ayrılır. Bu elemanlar düğüm olarak ifade edilen noktalarda tekrar bir araya getirilerek denklem takımlarına ulaşılır. Eleman seçimleri ve problem yapısına yerleştirme yöntemi uygun bir şekilde belirlenmelidir. Ani değişim görülen bölgelerde küçük elemanlar seçilmelidir. Sonlu elemanlara bölme yönteminin ardından, anlatılmak istenen büyüklüğe ait bölge içinde farklılık gösteren bir enterpolasyon fonksiyonu tespit edilir. Belirlenen fonksiyonun gerçek değere yakın seçilmesi çözümün değerinin yakınsaklığı için önemlidir. Sonlu elemanlar yöntemi, sıvı mekaniği, katı mekaniği, elektro manyetizma, biyomekanik, akustik ve ısı transferi alanlarındaki problemleri çözümleyebilmektedir [44].

Sonlu elemanlar metodu, mühendislikte yaşanan problemleri basitleştirerek kesin olmayan yaklaşık bir çözüm sağlamaktadır. Yapısal mekanik problemlerde yaklaşık çözüm için sonlu elemanlar metodu olarak kuvvet ve yer değiştirme yaklaşımı yöntemi kullanılır.

Sonlu elemanlar yönteminin avantajları;

- Dağınık olan yapılar kolayca modellenebilir.
- Yük basit bir şekilde belirlenebilir
- Değişik malzemelerden meydana gelen yapılar basitçe modellenebilir.
- Düğümlerin sayısı oldukça basit bir şekilde denetlenebilir.
- Elemanların miktarları kontrol altında tutulur ve gerekli durumlarda küçük elemanlar meydana getirilebilir.
- Sonlu elemanlar yöntemi modelin kolayca değişimini mümkün kıldığı için oldukça ekonomik bir yöntemdir.
- Malzemelerin lineer olmayan tutumları ve büyük deformasyon hareketleri denetlenebilir [46].

Sonlu elemanlar stres analizinin dezavantajları;

- İzotropik yapıda olan modellerin çoğunlukla homojen bir yapıya sahipmiş gibi değerlendirilmesi tam olarak gerçeklik değeri vermeyebilmektedir.
- Analiz çalışmasını yapacak olan kişinin, materyal yapı özelliklerini ve kuvvet parametrelerini belirlerken dikkatli olması gerekir [47].

2.2.1.Sonlu Elemanlar Yönteminin Basamakları

Sonlu elemanlar yöntemi, sınır şartlarına, malzemeye, geometriye ve problemin türüne bağımlı olmadan yaygın olarak adım adım belirlenmiş bir yöntem izler [48].

2.2.1.1 Problemin Tanımlanması

İlk olarak problemin türü belirlenir ardından buna dayanarak sistem değişkeninin ne olacağı belirlenir [48].

2.2.1.2 İdealleştirmek

Fiziksel yapıların, hesaplamalı sistemlerle analiz edilebilmeleri için tabiatta yer aldıkları durumlarını idealleştirmeleri gerekir. Örneğin tabiattaki yer alan dairelerin şekil bütünüyle yuvarlak bir geometriye sahip değildir. İdealden sapma çoğu problemde mazur görülmektedir. Bu gibi hallerde fiziksel yapının hesaplaması basit ideal biçimleri ve ya şartlarıyla belirtilir. Yapının sınır şartlarının ve malzeme özelliklerinin de idealleştirilmesi gerekir. İdealleştirmeye problemin ebatları daima küçültülmektedir. Yapının ideal şeklinin belirlendiği ve yapılacak küçük bir hatanın bile analiz sonucuna büyük farklılıklara neden olabilecek bu aşama tam anlamıyla bir mühendislik irdelemesidir [48].

2.2.1.3 Problem Geometrisinin Elemanlara Ayrılması

Sonsuz sayıda elemandan meydana gelen yapılarda hesaplama yapmak mümkün değildir. Bu yüzden yapı sonlu elemanlara ayrılarak hesaplanmaya çalışılır. Sonlu elemanlara ayrıştırma işlemi yaklaşık çözüm değerinin gerçekliği bakımından önemlidir. Geometrik şekil düğüm noktalarına ait koordinatlar türünden interpolasyon denklemiyle belirtilir. İnterpolasyon eğrileri çoğunlukla düşük dereceye sahip polinomlardır. Çözüm bölgesindeki geometrik biçime ve problem türüne bağlı olarak elemanlar değişiklik gösterirler.

Analiz edilecek olan bölge elemanlara ayrıldığı sırada, iki kıstasa önem verilmesi gerekir.

- Şekli uygun elemanlarla ve uyumlu formatı kullanarak ayrıştırmak.

- Dügüm noktalarına uygun numaralar vermek.

Seçilecek olan elemanın tipi, ulaşmak istenen çözümle alakalı özellikleri taşımalıdır. Yöntemin bu adımda elemanların interpolasyon fonksiyonları belirlenmelidir. Eleman içindeki alan değişkeninin ve diğer büyüklüklerin ne şekilde başkalaşacağı bu fonksiyon ile belirlenir. Gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilmesi için elemanların ayrıştırıldıktan sonraki görünümünün ideal şekillerine yakın olması gereklidir. Yapıyı elemanlara ayırmak çoğunlukla yorucudur ve çok zaman almaktadır. Bu nedenle elemanlar paket programlar kullanılarak otomatik olarak ayrıştırılabilmektedir [48].

2.2.1.4. Eleman Denklemlerinin Bir Araya Getirilmesi

Her bir elemana ait matris denklemleri bir araya getirilerek, yapıya ait olan tüm özellikleri tanımlayan matris denklemleri kurulur. Bunun amacı elemanları birbirine bağlayan düğüm noktalarıyla komşu elemanların alan değişken değerlerinin aynı değerlerde olmasıdır [49].

2.2.1.5.Sınır Şartları

Sınır şartları, doğru belirlenmediği takdirde analiz sırasında büyük hatalara neden olabilir ve sonuca direk etki eder. Yapısal analizde çok gerekli olan bu sınırlamalar sonlu elemanlar yönteminde önemli bir role sahiptir.

Sınır şartlarının rolleri şunlardır:

- Yapının belirli bir alanındaki yer değişimi veya yükün değerini saptamak
- Katıya rijitlik vermek veya vermemek
- Lineer olmayan analizlerde çözücüye dengelemek
- Modelin sınırların yakınında eşsizlikleri bastırmak veya oluşturmak [50].

2.2.1.6.Tüm sistem denklemlerinin oluşturulması

Yapının tamamının matris denklemlerine ulaşıldığında çözülmesi gereken bir denklem takımı ile karşılaşılır. Denklem takımının çözümüyle problemdeki düğüm bilinmeyenleri elde edilir. Problemin türü, dinamik ise öz değer problemine indirgenir,

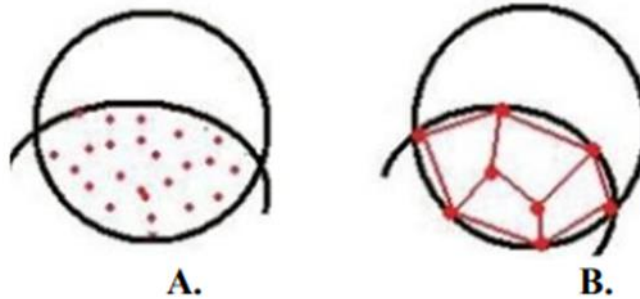
statik yada denge problemi ise lineer yada nonlinear cebirsel denklem takım çözümü uygulanır [49].

2.2.2 Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar stres analizini 1943'te R.Courant keşif etmiştir. Turner ve arkadaşları 1956 yılında gerçekleştirdikleri çalışmada analiz yöntemine farklı bir boyut kazandırmışlar ve sonlu elemanlar stres analizi 1970'te Farah ve arkadaşları tarafından diş hekimliği sektöründe kullanılmaya başlamıştır.

Sonlu elemanlar stres analizi, bir tahmin yaklaşımı olup stres altındaki yapı analizinin elektronik bir ortama aktarılmasıyla gerçekleştirilir. Bu yöntemle yapı içerisindeki ara formüller tespit edilerek yapıda herhangi bir deformasyon meydana gelmeden iki ve üç boyutlu analizler uygulanarak ölçüm değerleri elde edilebilmektedir [47].

Nokta ve parçacıklardan kompleks bir yapı elde edilmesi ağ(mesh) yöntemiyle gerçekleştirilir. Ağ yapısı, malzemelerin elastik modülü ve poisson oranını içerir ve sonuz sayıda olan noktaları sınırlandırarak bir form yapısı elde edebilir [47].



Şekil 2.18. a.) Materyalin sonsuz noktacıklı hali. **b.)** Materyalin belirli sayıdaki (sonlu) noktacıklı hali ve ağ görünümü [47].

Aslında anizotropik olan materyaller deney ve analiz yöntemlerinde izotropik yada ortoizotropik olarak ele alınır. Analizlerin doğrusal ve doğrusal olmayan olarak iki farklı şekilde belirlenir. Doğrusal analizlerde elastik modüle bakılır, bu analiz yöntemi kolaydır. Doğrusal olmayan analiz yöntemi karmaşık olup, kırılma ve plastik deformasyon inceler. Sonlu elemanlar stres ve kayma stres analizleri kayıt altına alınır. Yetersiz kalınan yerlerde Von-Mises kriteri ile ölçüm yapılır [47].

2.2.2.1.Sonlu Elemanlar Analizi Aşamaları

Sonlu elmanlar metodunu kullanarak çözüm yapabilen pek çok paket program vardır. Bu programların tümünde uygulama aşamaları aynıdır. Aşamalar yaygın olarak işlem öncesi (Pre-processing), çözüm (Solution) ve işlem sonrası (Post-processing) olmak üzere üç adımdan oluşmaktadır [51].

2.2.2.1.1. İşlem Öncesi

Bu aşama problemin geometrik modelinin ve ağ yapısının oluşturulmasıyla analiz için gereken hazırlıkların yapıldığı işlemlerin tümünü içermektedir.

İşlem öncesi adımları:

- Modelleme: Probleme ait geometrik modelin oluşturulma safhasıdır. Modelleme analiz programı yardımıyla ya da cad programları yardımıyla yapılabilir.
- Eleman Seçimi: Gerçekleştirilecek olan analiz türüne ve geometrik yapısına göre belirlenir. Seçilen eleman problemin çözümünü direk olarak etkilemektedir.
- Malzeme özelliklerinin Belirlenmesi: Malzemeye ait elasite modülü, poisson oranı, ısıl genleşme katsayısı ve benzeri değerlerin belirlenmesi gereklidir. Bu değerler analizi yapılacak olan yapının davranışlarını etkilemektedir.
- Sonlu eleman modeli ağ örgüsü oluşturma (Meshing): Bu adım yapının, önceden belirlenen belli sayıdaki elemanlara ayrılmasıdır. Elemanların boyutları model geometrisine bağlı olarak paket program ile otomatik veya manuel olarak belirlenir.
- Yüklerin ve Sınır koşullarının belirlenmesi: Problem tanımına uygun olarak yapıya uygulanan yüklerin ve sınır koşullarının uygulanması [52].

2.2.2.1.2.Çözüm (Solution)

Bu aşamada, yükleri ve sınır şartları belirlenen yapının sonlu sayıda oluşturulmuş elemanları arasındaki denklemler çözülerek sonuçlara ulaşılır. Paket programlarında yaygın olarak, ön çözücü, matematik motoru ve son çözücü olmak üzere üç sonlu eleman çözücüsü bulunmaktadır. Ön çözücü modeli okuyarak matematiksel olarak formüllerle ifade eder. Ön işlem safhasında tanımlanan

parametrelerin tümü ön çözücü ile kontrol edilir. Tanımlanmış olan parametrelerde bir eksiklik bulunursa matematik motorunu devreye girmesine izin vermez. Eğer model doğruysa çözücü devreye alınarak matematik motorunu çalıştırılır. Matematik motoru yer değiştirme ve basınç gibi sonuçları üretir. Son çözücü ise düğüm noktalarının deformasyonunun ve gerilme değerlerinin elde edilmesini sağlar [53].

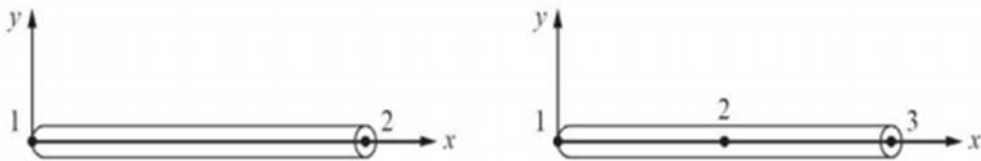
2.2.2.1.3.Son İşlem (Post processing)

Elde edilen analiz sonuçlarının görselleştirilmesi ve değerlendirilmesinin gerçekleştirildiği aşamadır. Kullanılan paket programlar yardımıyla deformasyon animasyonu yapılabilmekte, sonuçlar liste halinde ve farklı ekranlarda görüntülenebilmektedir [51].

2.2.3. Modelin Sonlu Eleman Ağı Oluşturması Ve Eleman Tipinin Seçimi

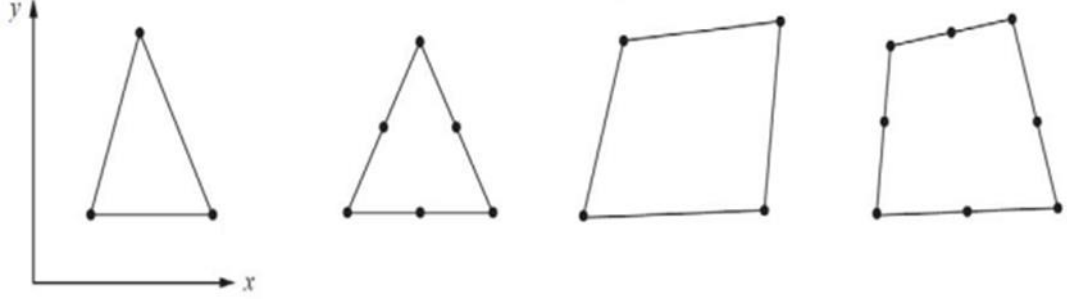
Sonlu elemanlardaki eleman seçimi, yapının gerçek yükler altındaki fiziksel davranış ve sonuçlarının, gerçek değerlere yakın olmasına bağlıdır. Elemanların seçimi, ele alınan elemanların 1, 2 veya 3 boyutlu olması dikkate alınarak yapılır. Sonlu elemanlar metoduna başlarken ilk olarak yapı ve çözüm bölgesi sonlu elemanlara bölünür ve elemanların tipi, miktarı ve yerleşimi saptanmalıdır. Sayısal olarak az yada geometrik olarak basit olan elemanlarda modelleme manuel olarak yapılabilirken, kompleks geometrili yada sayısal olarak fazla olan elemanların modellenmesinde ise program kullanılır. Eleman tipinin belirlenmesi, yapının maruz kaldığı gerçek yüklerdeki fiziksel davranış değerlerinin gerçek değerlere yakın ve elemanın bir, iki veya üç boyutlu olması özen gösterilerek gerçekleştirilir [46].

Çubuk elemanlar, çubuk ve kirişlerden oluşan çizgi elemanlarla belirtilir. Çoğunlukla yapıya ait kesit alanları değişim gösterse de sabit olarak hesaplanır. Bu model kafes ve yalın çerçeve düzeninde kullanılır [46].



Şekil 2.19. Basit iki düğümlü çubuk elemanı [46].

İki boyutlu elemanlar, düzlem üzerine etki eden kuvvetleri belirmek için kullanılır ve basit olarak köşe düğümü ve düz kenardan, yüksek dereceli olarak orta düğüm ve kıvrımlı köşelerden meydana gelmektedir. Kalınlıkları değişken veya sabit olan bu elemanlar mühendislik problemlerinde sıkça kullanılır [46].



Şekil 2.20. Basit iki boyutlu elemanlar [46].

Gerilme hesaplarında tercih edilen üç boyutlu elemanların en yaygın olanları Şekil 3.3.3'te ki dört ve altı yüzeye sahip elemanlardır. Üç boyutlu eleman basit olarak köşe düğümünden ve kenardan, yüksek dereceli olarak ise kenar ortası düğümünden ve kıvrımlı yüzeyden oluşmaktadır [46].



Şekil 2.21. Basit üç boyutlu elemanlar [46].

3. MATERYAL VE YÖNTEMLER

Üç nokta askı sistemi dizayn edilirken mekanizmaya tesir eden kaldırma ve çeki kuvvetleri öngörülmektedir. Kaldırma ve çeki kuvvetleri mekanizmanın tasarlanmasında belirleyicidir. Üç nokta askı düzeninde bulunan hidrolik sistemin kaldırma kuvveti ve bu kuvvetin pratik noktasının uzaklığı çok önemlidir. Askı sisteminin kaldırma kabiliyeti, alt kaldırma kolunun alt, üst ve yatay konumları için hesaplanmaktadır [6,9].

Bu çalışmada, traktörlerde bulunan üç nokta askı düzenine ait alt kaldırma kolunun tasarımına yönelik, etki eden kuvvetlerin hesaplanması ve sonlu elemanlar yöntemi ile statik gerilme ve yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesi amaçlanmaktadır.

3.1. Traktör Ve Donanımına Ait Teknik Özellikler

Bu çalışmada çift aks, ön ve arka tahrikli, lastik tekerlekli, standart traktör modeli referans olarak ele alınmıştır. Söz konusu traktör modeline ait teknik özellikler Tablo 3.1’de gösterilmektedir. Buna göre, traktörün maksimum gücü 110 Hp, maksimum torku 430 Nm ve hidrolik sistemine ait maksimum yük kaldırma kapasitesi 4700 kg’dır.

Tarım aletleri, traktöre üç nokta askı düzeni yardımıyla bağlanmaktadır. Üç nokta askı düzeni, iki adet alt kaldırma kolu ve bir adet üst bağlantı kolundan oluşmaktadır. Üç nokta askı düzeni ile traktöre bağlanan tarım aletleri, hidrolik sistem mekanizması ile hareket ettirilmektedir. Hidrolik sistem mekanizması, piston, biyel kolu, krank kolu ve hidrolik kaldıraç kollarından oluşmaktadır [4].

Bu çalışmada referans alınan traktörün hidrolik sistem mekanizmasını oluşturan biyel kolu, krank kolu, hidrolik kaldırıncı kollarına ait teknik özellikler ve üç nokta askı düzenine ait alt kaldırma kolunun teknik özellikleri Tablo 3.2’de verilmektedir.

Tablo 3.1. Uygun traktör modeline ait teknik özellikler [54].

Motor	
Maksimum güç (Hp)	110
Silindir sayısı / Aspirasyon	4/ Turbo / Intercooler
Silindir hacmi (l)	3,9
Maksimum tork (Nm)	430
Motor devri (d/dk)	1400
Yakıt deposu (l)	110
Tork artışı (%)	30,2
Hidrolik Sistem	
Çeki kontrol tipi	Mekanik
Hidrolik güç çıkışı	6
Maksimum kaldırma kapasitesi [kg]	4700
Sistem Basıncı	200 bar
Silindir Çapı	80 mm
Boyutlar ve Ağırlıklar	
Toplam ön çanta ağırlık (adet * kg)	10*40
Toplam Arka Ağırlıklar (adet * kg)	6*50
Toplam Traktör Ağırlığı (kg)	3900
Toplam uzunluk, ön ağırlıklar dahil [mm]	4155
Dingil açıklığı [mm]	2422
Alt Açıklık [mm]	500

Tablo 3.2. Hidrolik sistem mekanizmasına ait elemanlarının teknik özellikleri [55]

PARÇA ADI	PARÇA BOYU (mm)
Biyel Kolu	224
Krank Kolu	120
Hidrolik Kaldırıcı Kolları (Üst Kol)	260
Ayarlı Kol	525
Alt Kaldırma Kolu (Ara delik 630 mm)	1141

3.2. Kullanılan Malzemeler ve Özellikleri

Çalışmada ele alınan alt kaldırma koluna ait 55Cr3 (AISI 5155) malzemenin bazı kimyasal özellikleri Tablo 3.3'te, bazı mekanik özellikleri Tablo 3.4'te verilmektedir. Bununla birlikte analiz için tanımlanan diğer malzeme 42CrMo4'tür. Tablo 3.5'de 42CrMo4 malzemeye ait bazı kimyasal özellikler ve Tablo 3.6'da aynı malzemeye ait bazı mekanik özellikler verilmektedir.

Tablo 3.3. 55Cr3 malzemenin kimyasal özellikleri [56].

% Ağırlık	C	Si max	Mn	P max	S max	% Cr
55Cr3	0,52-0,60	0,40	0,70 – 1,00	0,025	0,025	0,70- 1,00

Tablo 3.4. 55Cr3 malzemenin mekanik özellikleri [57].

	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)	Kesit Daralması (%)	Uzama (%)	Sertlik (HB)
55Cr3	1170-1550	1300-1700	25	7	388-461

Tablo 3.5. 42CrMo4 malzemenin kimyasal özellikleri (% ağırlık) [59].

% Ağırlık	C	Si max	Mn	P max	S max	Cr	Mo
42CrMo4	0,38 0,45	0,40	0,60 0,90	0,035	0,035	0,90 1,20	0,15 0,30

Tablo 3.6. 42CrMo4 malzemenin bazı mekanik özellikleri [58].

	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)	Kesit Daralması (%)	Uzama (%)	Sertlik (HB)
42CrMo4	417	655	56	25	197

Endüstriyel imalatla, alt kol malzemesi olarak kullanılan 55Cr3 (AISI 5155) çeliğine ait bazı mekanik özelliklerin iyileştirilmesi amacıyla malzemeye, sertleştirme ve temperleme işlemleri uygulanmaktadır. Buna göre Tablo 3.7’de sertleştirme ve temperleme işlemleri uygulanmış 55Cr3 (AISI 5155) malzemenin bazı mekanik özellikleri verilmektedir. Bununla beraber analiz için tanımlanan 42CrMo4 çeliğin, endüstriyel üretimde bazı mekanik özelliklerini iyileştirmek amacıyla, sertleştirme ve martemperleme işlemleri uygulanmaktadır. Tablo 3.8’de sertleştirme ve martemperleme uygulanmış 42CrMo4 çeliğine ait bazı mekanik özellikler verilmiştir.

Tablo 3.7 Analizde tanımlanan 55Cr3 malzemenin bazı mekanik özellikleri [56].

	Akma dayanımı (MPa)	Çekme dayanımı (MPa)	Darbe dayanımı (J)	% Uzama	Sertlik (HV)
55Cr3	1645	1978	12,7	9,7	583

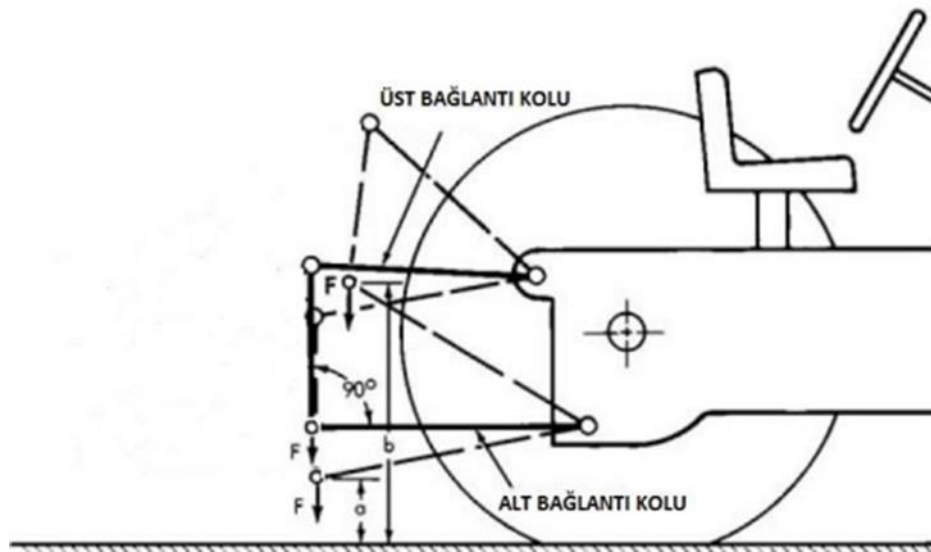
Tablo 3.8 Analizde tanımlanan 42CrMo4 malzemenin bazı mekanik özellikleri [59].

	Akma dayanımı (MPa)	Çekme dayanımı (MPa)	Darbe dayanımı (J)	% Uzama	Sertlik (Hv)
42CrMo4	1416	1536	24	10	463

3.3. Alt Kaldırma Koluna Etki Eden Kuvvetler

Alt kaldırma koluna etki eden kuvvetleri belirlemek için, üç nokta askı sistemi ve alt kaldırma kolunun statik yapıları ele alınmıştır. Buna göre Şekil 3.1’de alt kaldırma kolunun farklı konumlarında etki eden kuvvetler gösterilmektedir.

Alt kaldırma kolu rastgele bir konumda yer alırken hidrolik sistemin ürettiği basıncın, kaldırma pistonunda oluşturduğu itme kuvveti Denklem 1 yardımıyla hesaplanmaktadır.



Şekil 3.1 Alt kolun farklı konumlardaki kaldırma durumu [9].

$$F_p = P \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (1)$$

Buna göre;

F_p = Piston kuvveti (N)

P = Sistemin basıncı (P_a)

d = Piston çapı (m)

olarak ifade edilmektedir [60].

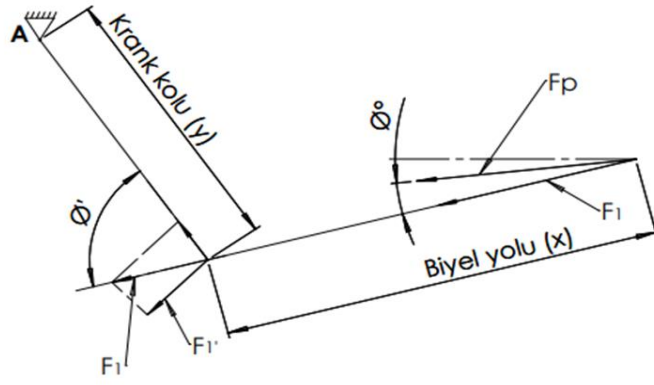
Çalışmada ele alınan traktöre ait hidrolik sistemin basıncı 200 bar ve sistemde yer alan piston silindir çapı 80 mm'dir. Buna göre, bu değerler Denklem 1'de yerine konulduğuna;

$$F_p = 200 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,080)^2}{4}$$

$$F_p = 100480 \text{ N}$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

Şekil 3.2'de referans alınan traktör modelinin hidrolik sisteminin krank – biyelli silindir piston mekanizması şematik olarak gösterilmektedir. Burada hidrolik sistemin oluşturduğu F_p piston kuvveti, biyel kolunu ve krank yatağını etkilemektedir. Bu kuvvet, biyel koluna $\cos\Theta$ bileşeni ile F_1 kuvveti olarak etki etmektedir. F_1 kuvveti, krank koluna ulaştığında F'_1 kuvveti olarak bileşenlerine ayrılarak, A noktasında moment oluşturmaktadır. F_1 kuvveti Denklem 2 kullanılarak, F'_1 kuvveti ise Denklem 3 kullanılarak hesaplanmaktadır. Buna göre A noktasında oluşan moment Denklem 4 ile hesaplanmaktadır [60].



Şekil 3.2. Krank- biyelli silindir piston mekanizması [9]

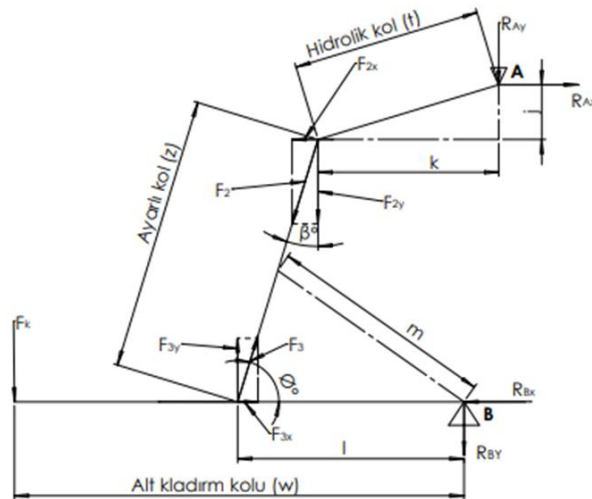
$$F_1 = F_p \cdot \cos(\theta^\circ) \quad (2)$$

$$F_{1'} = (F_p \cdot \cos(\theta^\circ)) \cdot (\sin(\theta'^\circ)) \quad (3)$$

$$M_A = F_{1'} \cdot y$$

$$M_A = F_{1'} \cdot y \quad (4)$$

Şekil 3.3'te üç nokta askı sisteminin yatay konumdaki pozisyonu şematik olarak gösterilmektedir. Buna göre A noktasında oluşan moment, hidrolik kol aracılığı ile ayarlı kola iletilirken F_2 kuvveti, ayarlı koldan alt kaldırma koluna iletilirken ise F_3 kuvveti oluşmaktadır [9].

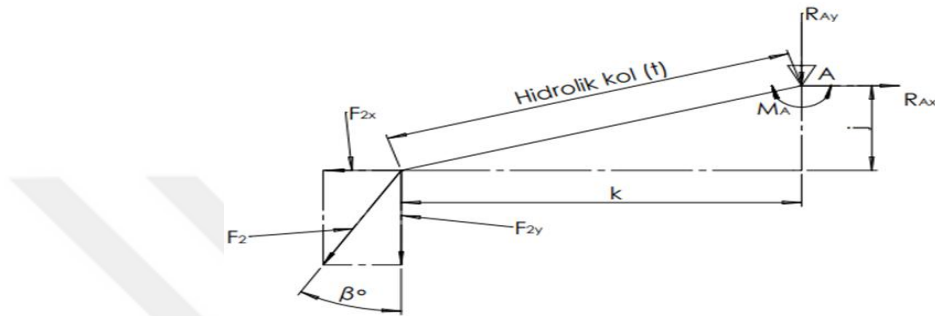


Şekil 3.3. Üç nokta askı düzeni yatay konumu [9]

Şekil 3.4'te üç nokta askı sistemi yatay konumdayken hidrolik kola etki eden moment ile meydana gelen F_2 kuvveti ve bu kuvvetin bileşenleri verilmektedir. Buna göre Denklem 5 kullanılarak F_{2x} , Denklem 6 kullanılarak da F_{2y} hesaplanmaktadır [9].

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin(\beta^\circ) \quad (5)$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos(\beta^\circ) \quad (6)$$



Şekil 3.4. Üç nokta askı sistemi yatay konumdayken hidrolik kolun şematik gösterimi [9]

Şekil 3.4'te A noktasına göre moment alınmaktadır. Buna göre, sistemin dengede olması için A noktasında ve hidrolik sistemde oluşan momentlerin toplamı sıfır olmalıdır. Bu durumda, x ekseninde etki eden kuvvetler Denklem 7 kullanılarak, y ekseninde etki eden kuvvetler de Denklem 8 kullanılarak hesaplanmaktadır [9].

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{Ax} - F_{2x} = 0$$

$$R_{Ax} - F_2 \cdot \sin(\beta^\circ) \quad (7)$$

$$\Sigma F_y = 0$$

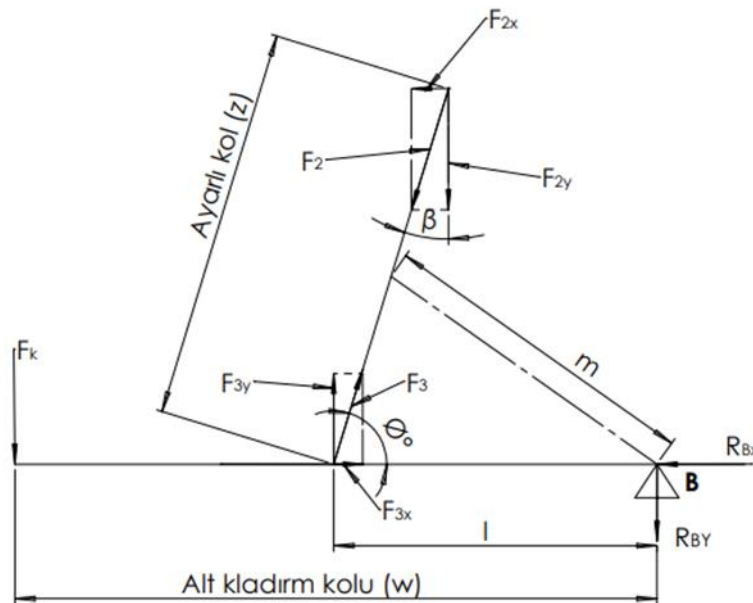
$$R_{Ay} - F_{2y} = 0$$

$$-R_{Ay} - F_2 \cdot \cos(\beta^\circ) \quad (8)$$

Sistemde, saat yönünün tersinde döndüren kuvvetler pozitif alınmaktadır. Buna göre, A noktasındaki momentin etkisi ile hidrolik kolun ucunda oluşan ve ayarlı kola etki eden F_2 kuvveti Denklem 9 kullanılarak hesaplanmaktadır [9].

$$\mathbf{F}_2 = (\mathbf{MA}) / [(\cos(\beta^\circ) \cdot \mathbf{k}) - (\sin(\beta^\circ) \cdot \mathbf{j})] \quad (9)$$

Şekil 3.5’te alt kaldırma kolunun yatay konumdaki şematik görünüşü verilmektedir. Alt kaldırma kolu ara delik noktasında ayarlı kol ile birleşmektedir. Buna göre, B noktasında oluşan momentin etkisi ile alt kaldırma kolu ve ayarlı kolun birleşme noktasında F_3 kuvveti oluşmaktadır. Bu durumda, aynı doğrultuda ve birbirine zıt yönde olan F_2 ve F_3 kuvvetleri birbirine eşit olmaktadır. Sistemin dengede olması için, alt kaldırma koluna etki eden F_k kuvvetinin oluşturduğu moment ile F_3 kuvvetinin B noktasında meydana getirdiği moment birbirine eşit olmalıdır. Bu durumda sisteme, x ekseninde etki eden kuvvetler Denklem 10 kullanılarak, y ekseninde etki eden kuvvetler ise Denklem 11 kullanılarak hesaplanmaktadır [9].



Şekil 3.5. Alt kaldırma kolunun yatay konumdaki şematik görünümü [9]

$$F_3 \cdot \cos(\theta^\circ) - R_{Bx} \quad (10)$$

$$\begin{aligned}
\Sigma F_y &= 0 \\
-R_{By} + F_{3y} - F_k &= 0 \\
-R_{By} + F_3 \cdot \sin(\theta^\circ) - F_k &= 0
\end{aligned} \tag{11}$$

Sistemde, saat yönünün tersinde döndüren kuvvetler pozitif alınmaktadır. Buna göre, alt kaldırma koluna etki eden F_k kuvveti Denklem 12 ve 13 kullanılarak hesaplanmaktadır [9].

$$\begin{aligned}
\Sigma M_B &= 0 \\
-(F_{3y} \cdot l) + (F_k \cdot w) &= 0 \\
(F_k \cdot w) &= (F_{3y} \cdot l)
\end{aligned} \tag{12}$$

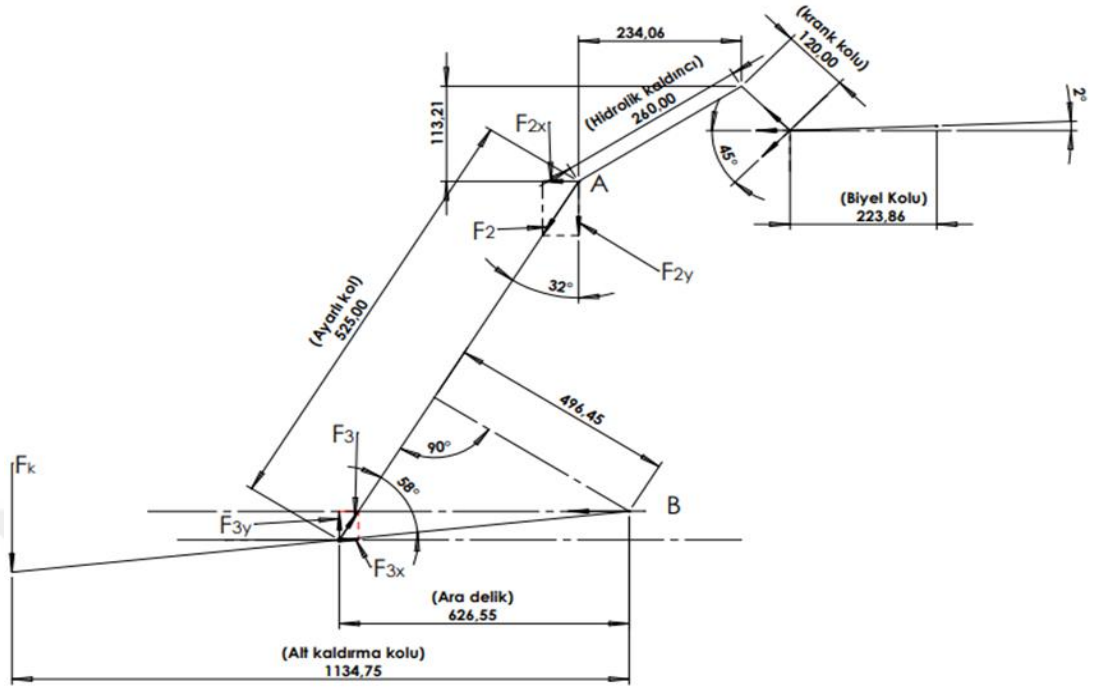
$$\begin{aligned}
F_k &= (F_{3y} \cdot l) / w \\
F_{3y} &= F_3 \cdot \sin(\theta^\circ) \\
F_k &= [(F_3 \cdot \sin(\theta^\circ)) \cdot l] / w
\end{aligned} \tag{13}$$

Bu çalışmada, referans alınan traktör modeline ait üç nokta askı sistemi ve alt kaldırma koluna etki eden kuvvetler incelenmiştir. Buna göre, sisteme etki eden kuvvetler, maksimum yük kaldırma durumu, alt konum durumu, yatay konum durumu, üst konum durumu ve çeki durumudur [9].

3.3.1. Maksimum yük kaldırma durumu

Bu çalışmada kullanılan uygun traktör modelinin üç nokta askı sisteminin maksimum yük kaldırma kapasitesi Tablo 4.1.1’de 4700 kg olarak verilmiştir. Buna göre, yer çekimi ivmesi $9,81 \text{ m/s}^2$ olarak kabul edilirse yük değeri $4700 \times 9,81 = 46107 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır[9].

3.3.2. Alt konum durumu



Şekil 3.6. Üç nokta askı düzeni alt konum statik yapısı [9]

Bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait üç nokta askı sistemi ve alt kaldırma kolunun, alt konum pozisyonundaki şematik gösterimi Şekil 3.6'da verilmiştir. Alt kaldırma koluna, alt konum durumunda etki eden kuvvetin hesaplanması için, Tablo 3.2'de verilen, krank kolu, biyel kolu, hidrolik kaldırıcı kol, ayarlı kol ve alt kaldırma koluna ait diğer bazı teknik özelliklerden yararlanılmaktadır [9]. Buna göre, Şekil 3.6'da verilen değerler kullanılarak alt kaldırma koluna, alt konum durumunda etki eden kuvvetin hesaplanması için denklemler oluşturulmuştur. Denklem 1'e göre, traktör hidrolik kaldırma sisteminin piston kuvveti, $F_p = 100480$ N olarak daha önceden hesaplanmıştı. Hidrolik sistemin etkisiyle krank kolunda oluşan moment Denklem 4 kullanılarak;

$$M_A = [(100480 \cdot \cos(2)) \cdot \sin(45)] \cdot 120$$

$$M_A = 8520817 \text{ Nmm}$$

olarak hesaplanmıştır.

Şekil 3.6'da A noktasına göre moment alındığında F_2 kuvveti Denklem 9 kullanılarak hesaplanmaktadır [9]. Buna göre,

$$F_2 = [(8520817) / (\cos(32) \cdot (234,06)) - (\sin(32) \cdot (113,21))]]$$

$$F_2 = 61521 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır.

F_k kuvveti ile ve F_3 kuvvetlerinin oluşturdukları momentin eşit olması gerektiğinden, Denklem 13 kullanılarak alt kaldırma koluna etki eden F_k kuvveti;

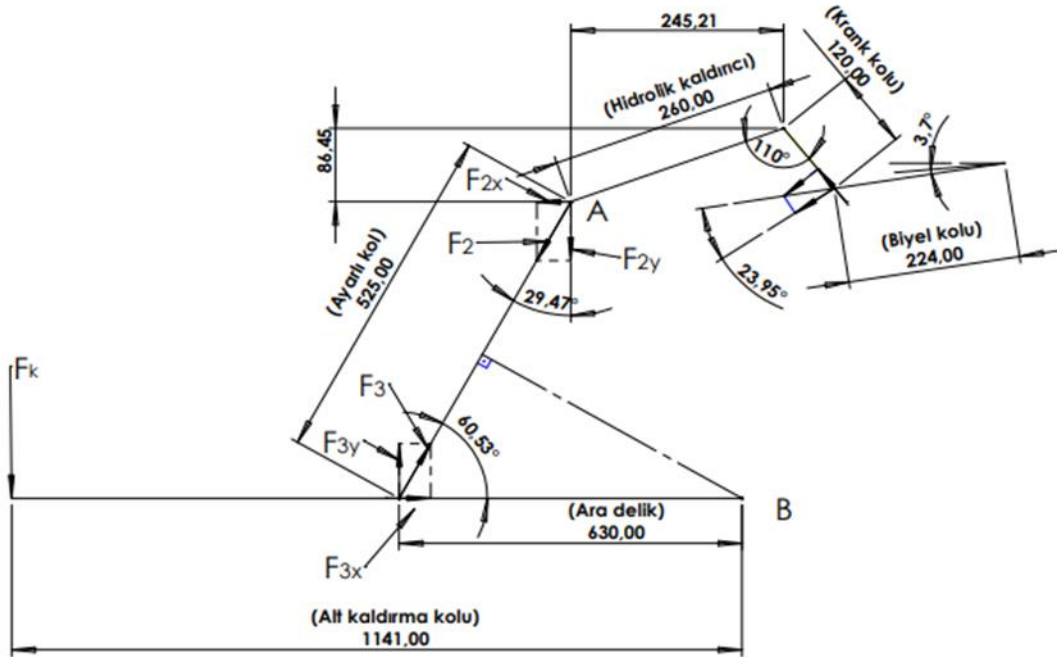
$$F_k = [(61521 \cdot \sin(58)) \cdot 626,55] / 1134,75$$

$$F_k = 28761 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır.

3.3.3. Yatay konum durumu

Bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait üç nokta askı sistemi ve alt kaldırma kolunun yatay konum pozisyonundaki şematik gösterimi Şekil 3.7’de verilmiştir.



Şekil 3.7. Alt kaldırma kolunun yatay konumdaki şematik gösterimi [9]

Alt kaldırma koluna yatay konumda etki eden kuvvetlerin hesaplanması için, Tablo 3.2’de verilen, krank kolu, biyel kolu, hidrolik kaldırıcı kol, ayarlı kol ve alt kaldırma koluna ait teknik özelliklerden yararlanılmıştır. Buna göre, Şekil 3.7’de yer

alan değerler kullanılarak alt kaldırma koluna yatay konumda etki eden kuvvetin hesaplanması için gerekli olan denklemler oluşturulmuştur. Denklem 1'e göre, traktör hidrolik kaldırma sisteminin piston kuvveti, **F_p = 100480 N** olarak daha önceden hesaplanmıştır. Buna göre, hidrolik sistemin etkisiyle krank kolunda oluşan moment Denklem 4 kullanılarak;

$$M_A = [(100480 \cdot \cos(3,7)) \cdot (\sin(66,05))] \cdot 120$$

$$M_A = 10996473 \text{ N mm}$$

olarak hesaplanmıştır.

Şekil 3.7'de ölçüleri verilen yatay konumdaki üç nokta askı düzeninin A noktasına göre moment alındığında F₂ kuvveti Denklem 9 kullanılarak hesaplanmaktadır [9]. Buna göre;

$$F_2 = [(10996473) / [(\cos(29,47) \cdot 245,21) - (\sin(29,47) \cdot 86,45)]]$$

$$F_2 = 64325 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır.

F₂ ve F₃ kuvvetleri birbirine eşit ve F_k kuvveti ile F₃ kuvvetinin B noktasında oluşturdukları momentlerde birbirine eşit olması gerektiğinden, F_k kuvveti Denklem 13 kullanılarak;

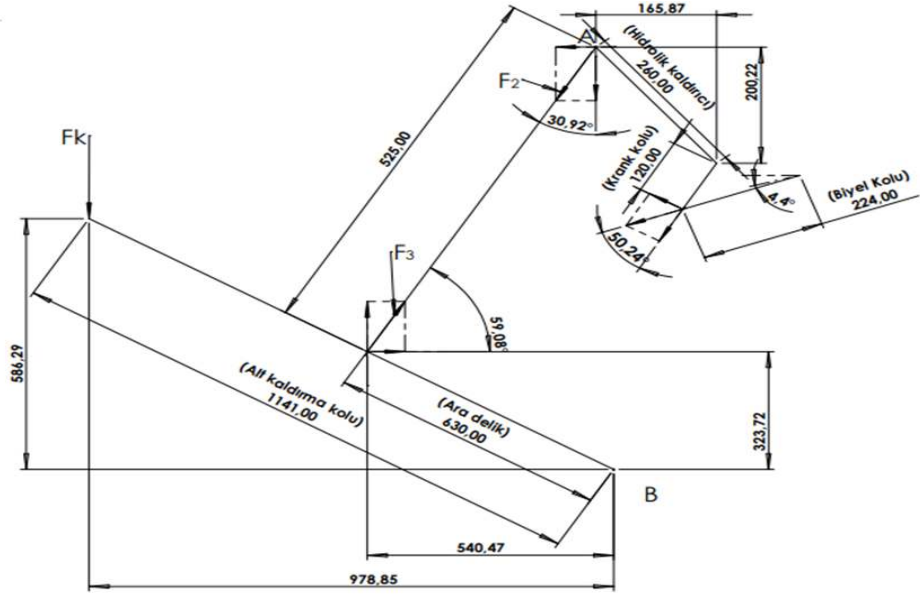
$$F_k = [(64325 \cdot \sin(60,53)) \cdot 630] / 1141$$

$$F_k = 30921 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır.

3.3.4. Üst konum durumu

Bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait üç nokta askı sistemi ve alt kaldırma kolunun üst konum pozisyonundaki şematik görünüşü Şekil 3.8'de verilmiştir.



Şekil 3.8. Alt kaldırma kolunun üst konum durumu statik yapısı [9].

Alt kaldırma kolu, üst konumdayken etki eden kuvvetlerin hesaplanması için, Tablo 3.2’de verilen, krank kolu, biyel kolu, hidrolik kaldıracı kol, ayarlı kol ve alt kaldırma koluna ait teknik özelliklerden yararlanılmıştır. Buna göre, alt kaldırma kolu üst konumda iken, etki eden kuvvetin hesaplanması için gerekli olan denklemler, Şekil 3.8’de verilen değerler ile oluşturulmuştur. Denklem 1’e göre, traktör hidrolik kaldırma sisteminin piston kuvveti, **$F_p = 100480 \text{ N}$** olarak daha önceden hesaplanmıştır . Hidrolik sistemin etkisiyle krank kolunda oluşan moment Denklem 4 kullanılarak;

$$M_A = [(100480 \cdot \cos (4,4)) \cdot \sin (39,76)] \cdot 120$$

$$M_A = 7688989 \text{ N mm}$$

olarak hesaplanmıştır.

Şekil 3.8’de ölçüleri verilen üst konumdaki üç nokta askı düzeninde A noktasına göre moment alındığında, F_2 kuvveti Denklem 9 kullanılarak hesaplanmaktadır [9]. Buna göre;

$$F_2 = [7688989] / [(\cos (30,92) \cdot 200,22) - (\sin (30,92^\circ) \cdot 165,87)]$$

$$F_2 = 88847 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır.

F_2 ve F_3 kuvvetleri birbirine eşit ve F_3 kuvveti ile F_k kuvvetinin B noktasında meydana getirdiği momentin eşit olması gerektiğinden, F_k kuvveti Denklem 13 kullanılarak hesaplanmaktadır [9]. Buna göre;

$$F_k = [(88847 \cdot \sin(59,08)) \cdot 540,47] / 978,85$$

$$F_k = 42085 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır.

3.3.5. Çeki durumu

Traktör hareket halinde iken meydana getirdiği momenti, aktarma elemanlarının yardımıyla muharrik tekerlere ulaştırmaktadır. Momentin etkisiyle tekerlekler dönmeye başlar ve tekerlerin çevresinde itici kuvvet meydana gelmektedir. Meydana gelen bu itici kuvvete karşı zeminin tepki göstermesiyle tepki (muharrik) kuvveti oluşmaktadır. Tutunma kuvveti traktör muharrik tipine göre 14 ve 15 numaralı denklemler kullanılarak hesaplanmaktadır [9].

$$T = B_{da} \cdot k \quad \text{Arka tekerleri muharrik traktörler için} \quad (14)$$

$$T = B \cdot k \quad \text{Dört tekerleği muharrik traktörler için} \quad (15)$$

Buna göre;

T = Tutunma kuvveti (N)

B_{da} = Arka tekerlere gelen ağırlık (kg)

B = Ön ve arka tekerlere gelen ağırlık (kg)

k = Çalışılan zemindeki tutunma katsayısı

olarak ifade edilmektedir [9].

Traktör tutunma kuvvetinden, ön tekerleklerdeki yuvarlanma direncinin çıkarılmasıyla traktör çeki kuvveti hesaplanmaktadır. Traktör çeki kuvveti Denklem 16 kullanılarak, ön tekerlerin yuvarlanma direnci ise Denklem 17 kullanılarak hesaplanmaktadır [9].

$$F_{\text{ç}} = T - R_{\text{ö}} \quad (16)$$

$$R_{\text{ö}} = D \cdot f \quad (17)$$

Buna göre;

$F_{\text{ç}}$ = Çeki kuvveti (N)

D = Ön tekerleğe gelen ağırlık (kg)

$R_{\text{ö}}$ = Ön tekerlerin yuvarlanma direnci (daN)

f = Yuvarlanma direnç katsayısı

şeklinde ifade edilmektedir [9].

Traktör çeki kuvvetini hesaplamak için, ilk olarak traktör tutunma kuvveti ve ön tekerlerin yuvarlanma direnci hesaplanmalıdır. Buna göre, traktör tutunma kuvvetini ve ön tekerlerin yuvarlanma direncini hesaplamak için, Tablo 3.9’da traktörlerin yapı tarzlarına göre statik ve dinamik durumda ön ve arka akslara gelen % ağırlık dağılımları ve Tablo 3.10’da zemin yapısı, tutunma katsayısı ve yuvarlanma direnç katsayısı değerleri verilmiştir.

Tablo 3.9. Traktör tipine göre ön ve arka aks dağılımı [61].

Traktör yapı tarzı	Ağırlık dağılımı (%)			
	Statik		Dinamik (çekide)	
	Ön	Arka	Ön	Arka
Standart traktör (arka tekerleri muharrik)	30	70	20	80
4 tekerleği muharrik	35-45	65-55	25-35	75-65
Ön tekerleri küçük			20	80
4 tekerleği eşit	40	60	20	80
Alet taşıyıcı	20	80	20	80

Tablo 3.10. Lastik tekerlekli traktörlerin tahmini tutunma ve yuvarlanma katsayıları [61].

Zemin yapısı ve durumu	Tutunma katsayısı (k)		Yuvarlanma direnç katsayısı (f)
	%15 patinajda	%25 patinajda	
Beton, asfalt yol	0,80	0,95	0,02
Kuru tarla yolu	0,70	0,85	0,05
Kuru tınlı anızlı toprak	0,45	0,55	0,10
Kuru tınlı-kumlu anızlı toprak	0,35	0,45	0,10
Nemli kumlu-tınlı toprak	0,30	0,35	0,15
Killi-tınlı ıslak toprak	0,20	0,30	0,20
Biçilmiş çayır	0,45	0,55	0,05-0,10

Bu çalışmada, 4 tekerleği muharikli uygun bir traktör modeli kullanılmıştır. Buna göre, Tablo 3.1’de verilen traktör toplam ağırlığı 3900 kg, Tablo 3.10 da kuru tınlı anızlı toprak %25 patinajda 0,55 değerlerinin Denklem 15’de yerine konulmasıyla traktör tahrik kuvveti hesaplanmıştır.

Traktör ağırlığı 3900 kg, Tablo 3.9’da verilen dört tekerleği muharrik / dört tekerleği eşit dinamik traktör yapısına göre yüzde ağırlık dağılımları, Tablo 3.10’da kuru tınlı anızlı toprakta yuvarlanma direnç katsayısı için verilen değerler, Denklem 17’de yerine konularak ön tekerlerin yuvarlanma direnci hesaplanmıştır. Buna göre, tahrik kuvveti ve ön tekerlerin yuvarlanma direncinin hesaplanmasının ardından, traktör çeki kuvveti Denklem 16 kullanılarak hesaplanmıştır. Buna göre;

$$T = 3900 \cdot 0,55$$

$$T = 2145 \text{ daN}$$

$$T = 21450 \text{ N}$$

$$R_0 = 3900 \cdot 0,20 \cdot 0,10$$

$$R_0 = 78 \text{ daN}$$

$$R_0 = 780 \text{ N}$$

$$F_ç = 21450 - 780$$

$$F_ç = 20670 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır.

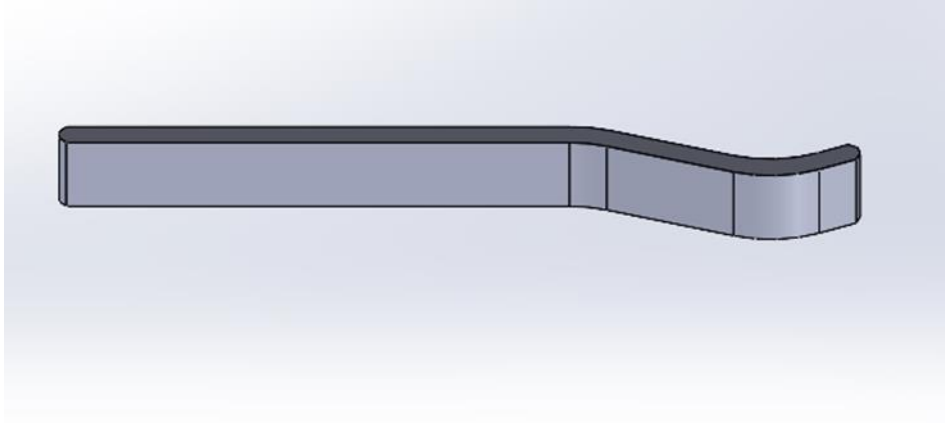
3.4. Alt Kaldırma Kolunun Tasarımı

Alt kaldırma kolu; tarım aletlerinin bağlandığı uç kısım, orta kısım ve traktöre bağlanan uç kısım olmak üzere üç parçadan oluşmaktadır. Bu parçalar kaynaklı imalat yöntemi ile birleştirilmektedir. Bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait alt kaldırma kolunun katı modellemesi için Solidworks programı kullanılmıştır. Alt kaldırma kolunun katı modelini tasarımı için ilk adımda traktöre bağlanan uç kısım ele alınmıştır. Şekil 3.9’da alt kaldırma koluna ait traktör bağlantı yatağının üç boyutlu modelinin görünüşü gösterilmektedir.



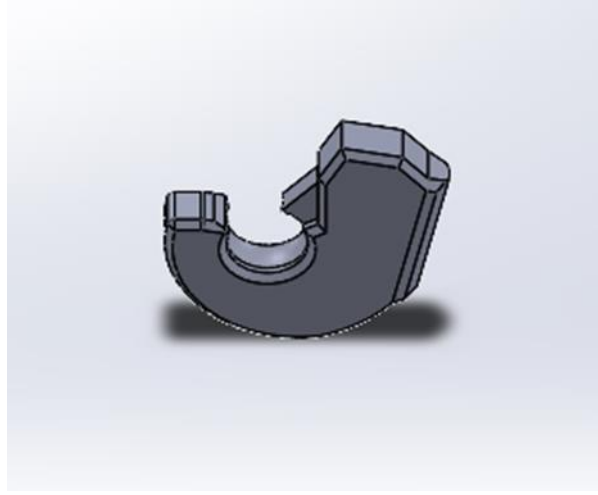
Şekil 3.9. Alt kaldırma koluna ait traktör bağlantı yatağının üç boyutlu modeli

Şekil 3.10’da bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait alt kaldırma kolunun, ana gövdesini oluşturan parçanın katı model görünümü gösterilmiştir.



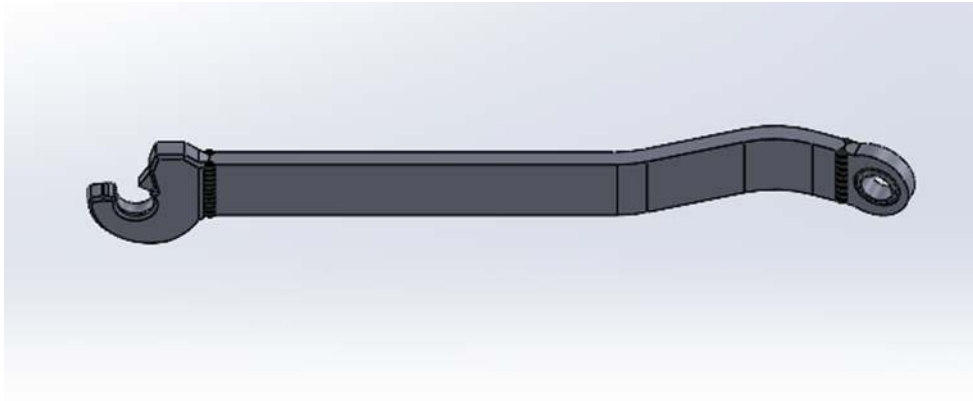
Şekil 3.10. Alt kaldırma kolunun ana gövdesine ait katı modeli

Şekil 3.11’de bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait alt kaldırma kolunun tarım aletlerinin bağlandığı kancalı uç kısmına ait katı modelin görünümü gösterilmektedir.



Şekil 3.11. Tarım aletlerinin bağlandığı uç kancalı kısmın katı modeli

Alt kaldırma kolunu oluşturan üç parçanın katı modelleri ayrı ayrı oluşturulduktan sonra parçalar Solidworks programında kaynaklı imalat yöntemi ile birleştirilecek şekilde montaj ilişkileri tanımlanmıştır. Buna göre, traktöre bağlanan uç kısım orta kısımda yer alan parçanın kavisli kısmıyla, tarım aletlerinin bağlandığı kancalı uç ise düz kısmıyla birleştirilmiştir. Şekil 3.12’de alt kaldırma koluna ait katı modelin montaj görünümü gösterilmektedir.

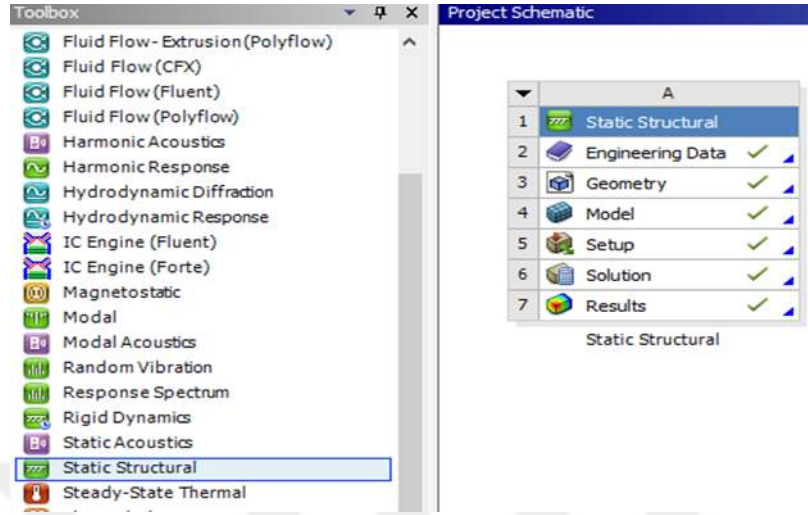


Şekil 3.12. Alt kaldırma kolunun katı modelinin montajı

3.5. Analiz Çalışması

Bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait alt kaldırma kolunun gerilme ve yorulma analizleri için Ansys programı kullanılmıştır. Ansys programında gerçekleştirilmek istenilen analizler için gerekli olan analiz modülü seçilmiştir. Buna göre, alt kaldırma kolunun statik gerilme ve yorulma analizleri için Ansys static

structural modül kullanılmıştır. Şekil 3.13'te ansys analiz modülünün seçimi gösterilmektedir.



Şekil 3.13. Analiz modülünün seçimi

Bu çalışmada, alt kaldırma kolunun statik gerilme analizleri için kullanılacak olan malzemeler engineering data sekmesinden non-linear olarak atanmıştır. Buna göre, malzemelere ait yoğunluk (density), elasite modülü (young's modulus) poisson oranı (poisson's ratio) akma dayanımı (yield strength) ve teğet modülü (tangent modulus) değerleri tanımlanmıştır. Şekil 3.14'te Ansys'te tanımlanan 55Cr3 malzemeye ait özellikler, Şekil 3.15'te ise 42CrMo4 malzemeye ait özellikler verilmektedir. Daha sonra analiz işlemlerinde kullanılacak olan parçanın tanımlanması için, geometri sekmesinden Solidworks programında tasarlanan alt kaldırma koluna ait model step uzantılı olarak seçilmiştir. Geometri seçiminden sonra model tanımlanarak ansys Workbench programına geçiş yapılmıştır. Workbench programında parçanın mesh yapısı ve sınır şartları tanımlanmıştır.

Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data			
4	55Cr3 NL			

Properties of Outline Row 4: 55Cr3 NL				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7800	kg m...	
4	Isotropic Elasticity			
5	Derive from	You...		
6	Young's Modulus	1,9E+05	MPa	
7	Poisson's Ratio	0,29		
8	Bulk Modulus	1,5079E+11	Pa	
9	Shear Modulus	7,3643E+10	Pa	
10	Bilinear Isotropic Hardening			
11	Yield Strength	1,645E+09	Pa	
12	Tangent Modulus	2E+10	Pa	

Şekil 3.14. 55Cr3 non-lineer malzeme özellikleri

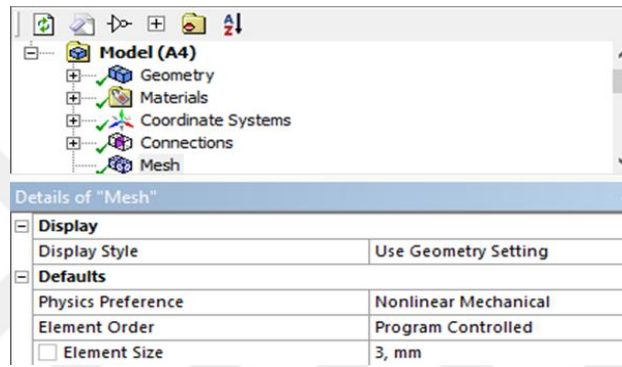
Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data			
4	42CrMo4 NL			

Properties of Outline Row 4: 42CrMo4 NL				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7850	kg m...	
4	Isotropic Elasticity			
5	Derive from	You...		
6	Young's Modulus	2E+11	Pa	
7	Poisson's Ratio	0,3		
8	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
9	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
10	Bilinear Isotropic Hardening			
11	Yield Strength	1,416E+09	Pa	
12	Tangent Modulus	2E+10	Pa	

Şekil 3.15. 42CrMo4 non-lineer malzeme özellikleri

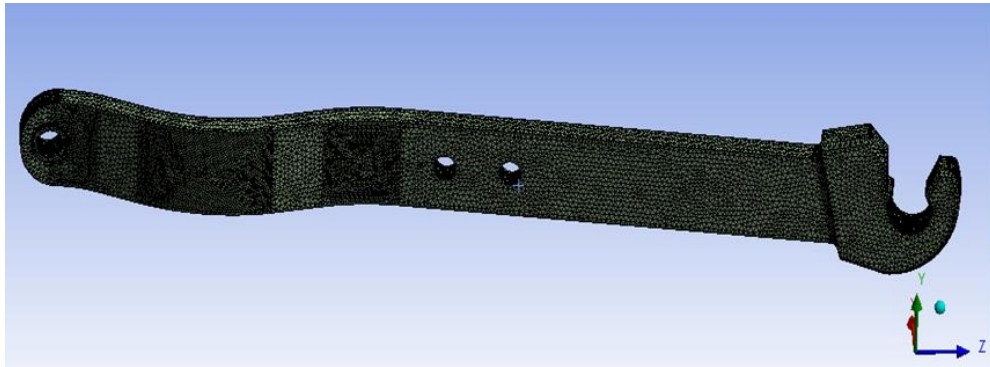
3.5.1. Mesh (Ağ) yapısının oluşturulması

Bu çalışmada, alt kaldırma kolunun Ansys Workbench programında sonlu elemanlara bölünebilmesi için programın sol kısmında yer alan ürün ağacındaki mesh komutu kullanılmıştır. İlk olarak sonlu elemanlara ayrılacak gövdeler seçilmiştir. Ardından “Display” bölümünde ekran stili (Display Style), “Defaults” bölümünde ise fizik tercihi (Physics preference), eleman dizilişi (Element order) ve eleman boyutu (Element Size) değerleri tanımlanmıştır. Tanımlanan bu değerler Şekil 3.16’da gösterilmektedir.



Şekil 3.16. Display ve defaults değerlerinin tanımlanması

Gerekli olan değerlerin tanımlanmasının ardından “Generate Mesh” işlemi uygulanarak parçanın mesh yapısı oluşturulmuştur. Şekil 3.17’de alt kaldırma kolunun mesh yapısı verilmektedir.



Şekil 3.17. Alt kaldırma kolunun mesh yapısı

Mesh işleminin sonunda elde edilen eleman sayısı (Elements), düğüm sayısı (nodes) ve diğer mesh değerleri Şekil 3.18’de gösterilmektedir.

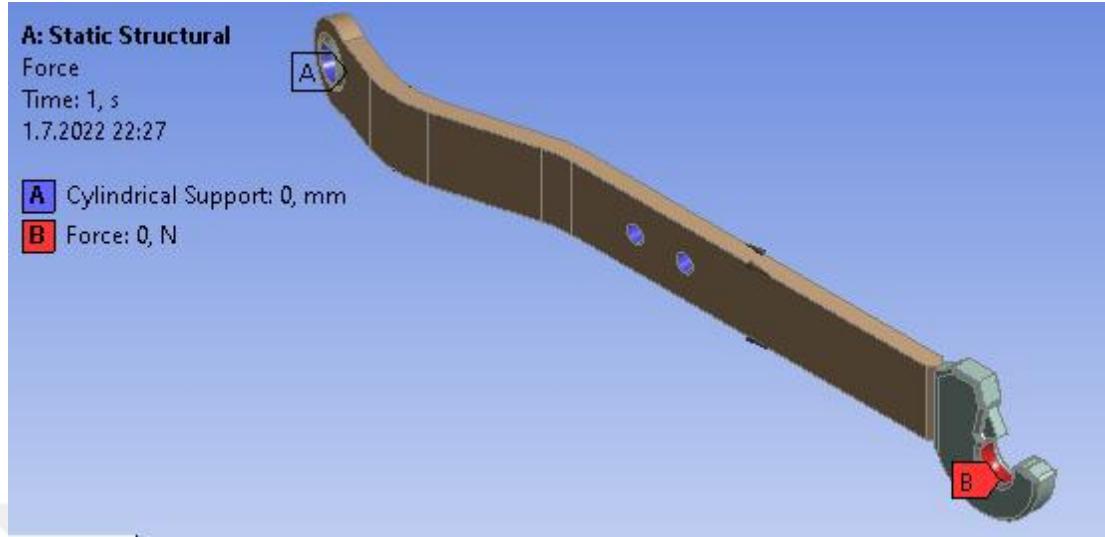
Sizing	
☐ Growth Rate	Default (1,5)
☐ Max Size	Default (2, mm)
Mesh Defeaturing	
☐ Defeature Size	Default (0,29786 mm)
Capture Curvature	
☐ Curvature Min Size	Default (0,59571 mm)
☐ Curvature Normal Angle	Default (60,°)
Capture Proximity	
Bounding Box Diagonal	
Average Surface Area	
Minimum Edge Length	
Quality	
Check Mesh Quality	
☐ Target Skewness	Yes, Errors
☐ Target Jacobian Ratio (Corner Nodes)	0,8
Mesh Metric	
None	
Inflation	
Use Automatic Inflation	
None	
Inflation Option	
Smooth Transition	
☐ Transition Ratio	0,272
☐ Maximum Layers	5
☐ Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	
Pre	
View Advanced Options	
No	
Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part Meshing	
Program Controlled	
Straight Sided Elements	
No	
Rigid Body Behavior	
Dimensionally Reduced	
Triangle Surface Mesher	
Program Controlled	
Topology Checking	
Yes	
Pinch Tolerance	
Default (0,53614 mm)	
Generate Pinch on Refresh	
No	
Statistics	
☐ Nodes	9230539
☐ Elements	6347919

Şekil 3.18. Mesh yapısının değerleri

3.5.2. Sınır şartlarının belirlenmesi

Bu çalışmada alt kaldırma kolunun sonlu elemanlar analizini gerçekleştirmek için sınır şartları Ansys Workbench programında yer alan Static Structural bölümünde tanımlanmıştır. Buna göre, ilk olarak Analysis Setting kısmında, kapalı olan büyük sapma (large deflection) değeri açık hale getirilmiştir. Daha sonra analiz işlemi uygulanacak alt kaldırma kolunun sabitlenen ve kuvvet uygulanan yüzeyleri seçilmiştir. Sabitlenen yüzey, alt kaldırma kolunun traktöre bağlanan kısmındaki delik içi olarak ve kuvvet uygulanan yüzey ise, tarım aletlerinin bağlandığı kanca kısmının delik yüzeyi olarak belirlenmiştir. Buna göre, kuvvet büyüklüğü, yönü ve doğrultusu, analiz yapılacak olan her bir durum için ayrı ayrı tanımlanmıştır. Şekil 3.19’da alt kaldırma kolunun gerilme analizi için tanımlanan sınır şartları gösterilmektedir. Buna göre; A noktasında yer alan yatak ile alt kaldırma kolu üzerinde yer alan delikler Cylindrical komutu kullanılarak tanımlanmıştır. B noktasında yer alan ve iş makinesi

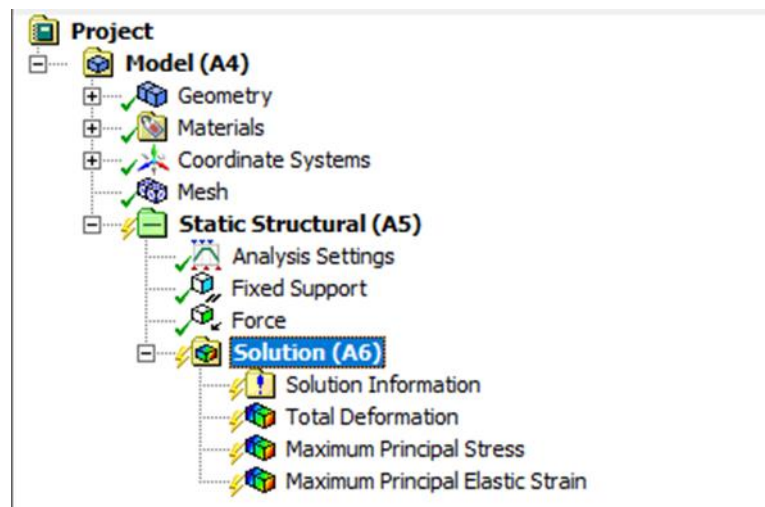
bağlantı aparatının temas ettiği yükü taşıyacak olan yüzeye etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu Force komutu kullanılarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.19. Alt kaldırma kolunun gerilme analizi sınır şartlarının tanımlanması

3.6. Alt kaldırma Kolunun Statik Gerilme Analizi

Bu çalışmada kullanılan alt kaldırma kolunun, statik gerilme analizi için gerekli olan, malzeme özellikleri, mesh yapısı ve sınır şartları daha önce tanımlanmıştır. Analiz işleminin gerçekleştirilebilmesi için hesaplanmasını istediğimiz çözüm parametreleri solution kısmından seçilmiştir. Şekil 3.20’de alt kaldırma kolunun statik gerilme analizi için gerekli çözüm parametreleri gösterilmektedir.



Şekil 3.20. Alt kaldırma kolunun statik gerilme analizi çözüm parametrelerinin seçilmesi

Bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait alt kaldırma kolunun, maksimum yük kaldırma, alt konum, yatay konum, üst konum ve çeki durumlarındaki statik gerilme analizleri Ansys programı ile gerçekleştirilmiştir. Buna göre; Solution Information (Çözüm Bilgisi), Total Deformation (Toplam Deformasyon), Maximum Principal Stress (Maksimum Asal Gerilme), Maximum Principal Elastic Strain (Maksimum Elastik Asal Birim Şekil Değişimi) verileri çözümlenmektedir.

3.7. Alt Kaldırma Kolunun Yorulma Analizi

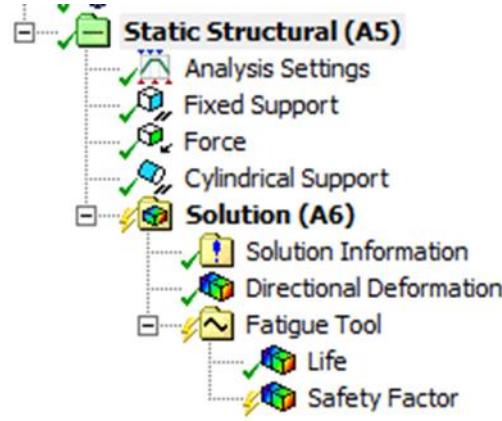
Bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait alt kaldırma kolunun yorulma analizi için Ansys programının Static Structural modülü kullanılmıştır. Buna göre, yorulma analizi için gerekli olan malzeme özellikleri yoğunluk (density), elasite modülü (Young's modul), poisson oranı (Poisson's ratio), ömür parametreleri (strain-life parameters), S-N curve diyagramı, akma dayanımı ve çekme dayanımı değerleri Engineering Data sekmesinde tanımlanmıştır. Şekil 3.21'de 55Cr3 malzemenin Engineering Data sekmesinde tanımlanan yorulma özellikleri gösterilmektedir. Şekil 3.22'de 42CrMo4 malzemenin engineering data sekmesinde tanımlanan malzeme özellikleri verilmektedir. Bu çalışmada kullanılan uygun traktör modeline ait alt kaldırma kolunun, yorulma analizinde, mesh yapısı ve başlangıç sınır şartları olarak daha önceden statik analiz için tanımlanmış olan veriler kullanılmıştır. Buna göre, yorulma analizinin çözüm şartları olarak toplam deformasyon (Total Deformation), yorulma ömrü (Life) ve güvenlik faktörü (Safety Factor) değerleri seçilmiştir. Alt kaldırma kolunun, yorulma analizi için stress life metodu kullanılmıştır. Buna göre, yorulma mukavemet faktörü (k_f) 0,9, ortalama stres teorisi olarak Goodman kriteri seçilmiştir. Şekil 3.23'te yorulma analizi için seçilen çözüm şartları gösterilmektedir.

Properties of Outline Row 4: 55Cr3					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
3	Density	7800	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's M...			
8	Young's Modulus	1,9E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,29			
10	Bulk Modulus	1,5079E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,3643E+10	Pa		
12	Strain-Life Parameters				
13	Display Curve Type	Cyclic Str...			
14	Strength Coefficient	4,236E+09	Pa		
15	Strength Exponent	-0,213			
16	Ductility Coefficient	39,63			
17	Ductility Exponent	-1,67			
18	Cyclic Strength Coefficient	2E+09	Pa		
19	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,0885			
20	S-N Curve	Tabular			
21	Interpolation	Semi-Log			
22	Scale	1			
23	Offset	0	MPa		
24	Tensile Yield Strength	1,645E+09	Pa		
25	Compressive Yield Strength	1,645E+09	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	1,958E+09	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Şekil 3.21. 55Cr3 malzemenin yorulma analizi için tanımlanan özellikleri

Outline of Schematic A2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material field variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young...			
8	Young's Modulus	2,1E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa		
11	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa		
12	Strain-Life Parameters				
13	Display Curve Type	Cyclic ...			
14	Strength Coefficient	1,454E+09	Pa		
15	Strength Exponent	-0,075			
16	Ductility Coefficient	1,508			
17	Ductility Exponent	-0,716			
18	Cyclic Strength Coefficient	1,367E+09	Pa		
19	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,104			
20	S-N Curve	Tabular			
21	Interpolation	Semi-Log			
22	Scale	1			
23	Offset	0	MPa		
24	Tensile Yield Strength	1,416E+09	Pa		
25	Compressive Yield Strength	1,416E+09	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	1,111E+09	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Şekil 3.22. 42CrMo4 malzemenin yorulma analizi için tanımlanan özellikleri



Şekil 3.23. Yorulma analizi için seçilen çözüm şartları

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, bir traktörde bulunan üç nokta askı düzeninin bir elemanı olan alt kaldırma kolunun 55Cr3 ile 42CrMo4 çelikleri ele alınarak farklı konumlarda etkisi altında olduğu kuvvetler ile bunlara bağlı oluşan statik gerilme ve yorulma analizlerine ait bulgular tespit edilmiştir. Buna göre; öncelikli olarak farklı durumlara ait gerilme analizleri ele alınmıştır. Maksimum yük kaldırma durumu, alt konum, yatay konum, üst konum durumları, çeki durumu olmak üzere statik gerilme analizleri yapılmıştır. Toplam deformasyon, asal gerilme, elastik ana gerilim gradyanları farklı her konum için belirlenerek en yüksek değerler tespit edilmiştir. Yorulma analizi kapsamında ise x ve y eksenlerinde oluşan toplam deformasyonlar, yorulma ömürleri, güvenlik faktörüne ait gradyanlar ile en yüksek değerleri belirtilmiştir.

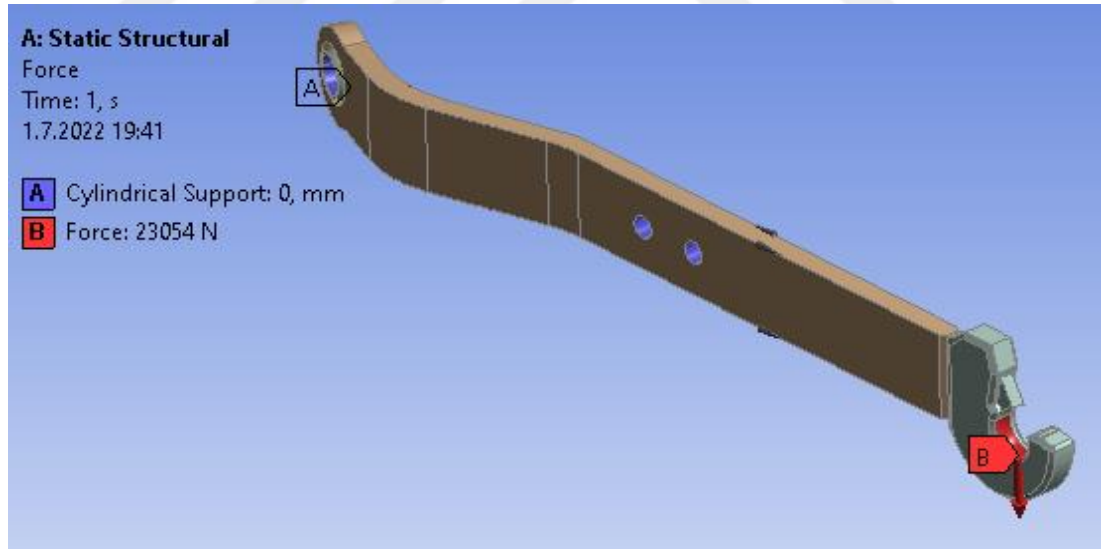
4.1. Gerilme Analizi

Bu çalışmada, referans alınan traktör modeline ait alt kaldırma koluna etki eden kuvvetlerin oluşturduğu statik gerilmeler incelenmiştir. Buna göre, gerilme analizi için sisteme etki eden kuvvetler, alt kaldırma koluna ait maksimum yük kaldırma durumu, alt konum durumu, yatay konum durumu, üst konum durumu ve çeki durumu olacak şekilde ele alınmıştır.

4.1.1 Maksimum Yük Kaldırma Durumunun Gerilme Analizi

Alt kaldırma koluna, maksimum yük kaldırma durumunda etki eden kuvvet değeri bir önceki bölümde 46107 N olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu kuvvet değeri sistemde var olan iki alt kaldırma koluna birden etki etmektedir. Bu çalışmada bir adet alt kaldırma kolunu incelediğimiz için kuvvet değeri olarak, hesaplanan maksimum yük kaldırma durumunda etki eden kuvvetinin yarısı olan 23054 N değeri kullanılmıştır. Buna göre, hesaplanan kuvvetin değeri ve kuvvetin doğrultusu Ansys Workbench de tanımlanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.1’de maksimum yük kaldırma durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile sınır şartları gösterilmektedir.

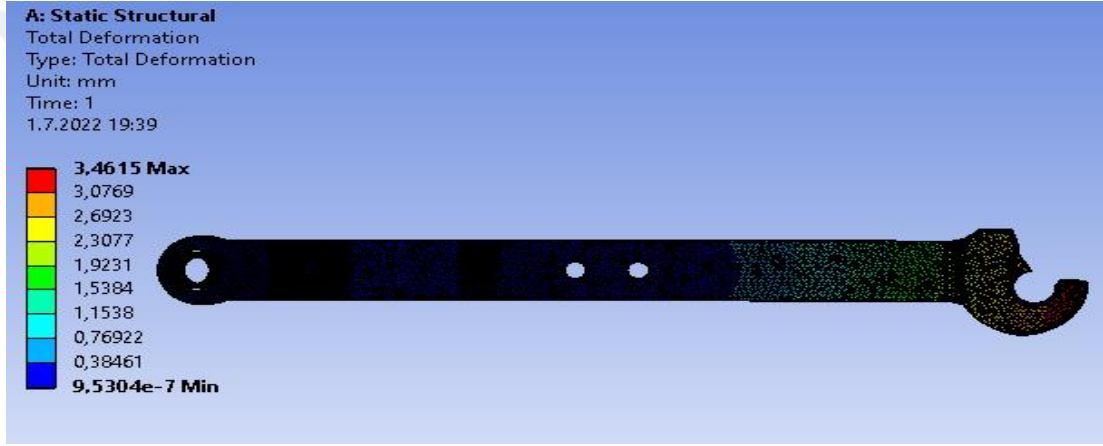
Buna göre; A noktasında yer alan yatak ile alt kaldırma kolu üzerinde yer alan delikler Cylindrical komutu kullanılarak tanımlanmıştır. B noktasında yer alan ve iş makinesi bağlantı aparatının temas ettiği yükü taşıyacak olan yüzeye etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu Force komutu kullanılarak tanımlanmıştır.



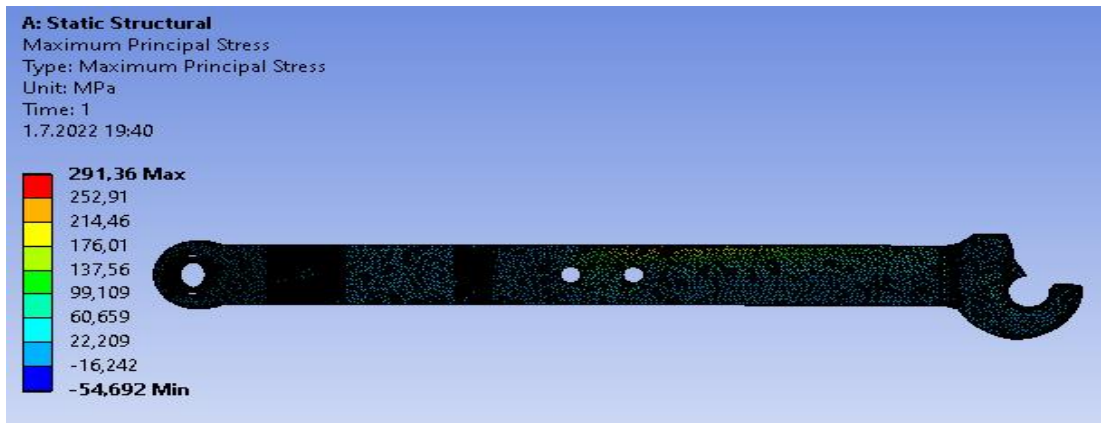
Şekil 4.1. Maksimum yük kaldırma durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması

Alt kaldırma kolunun, maksimum yük kaldırma durumundaki statik gerilme analizi ilk olarak 55Cr3 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.2’de maksimum yük kaldırma durumunda 55Cr3 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre analiz sonucunda belirlenen en

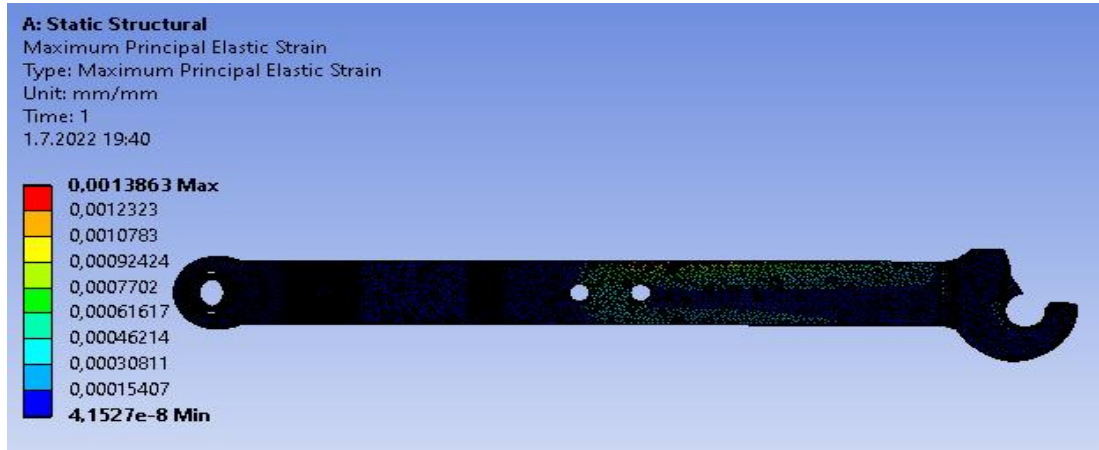
yüksek toplam deformasyon 3,4615 mm dir. Şekil 4.3'te maksimumum yük kaldırma durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 291,36 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, maksimum yük kaldırma durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme değeri olan 291,36 MPa ile Tablo 3.8'de verilen 55Cr3 malzemeye ait 1645 MPa olan akma gerilmesi değeri kullanılarak; $1645 / 291,36 = 5,6$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 4.4'te maksimum yük kaldırma durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre, en yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,0013 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.2. Maksimum yük kaldırma durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı

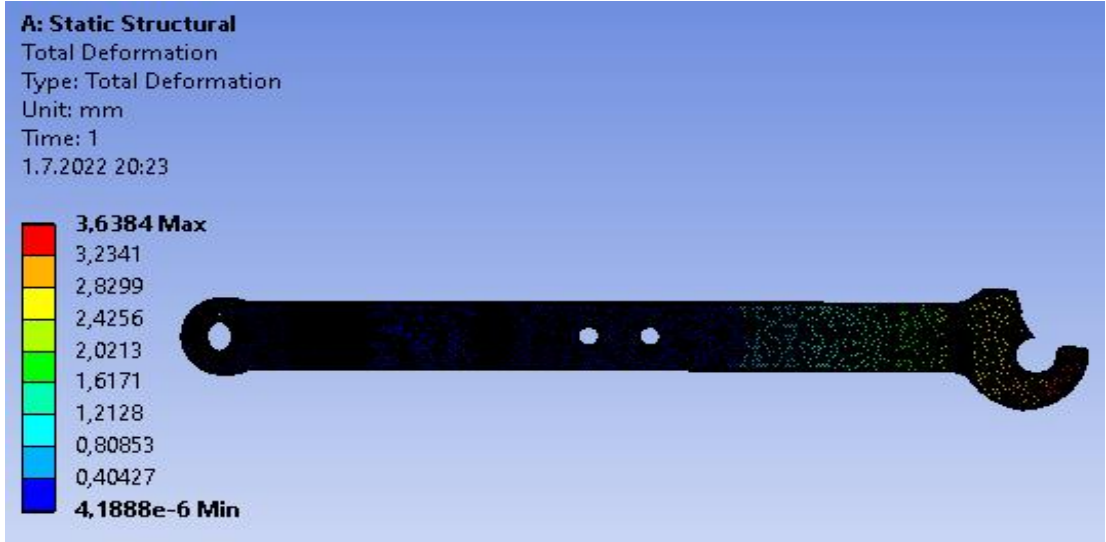


Şekil 4.3. Maksimumum yük kaldırma durumunda 55Cr3 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı

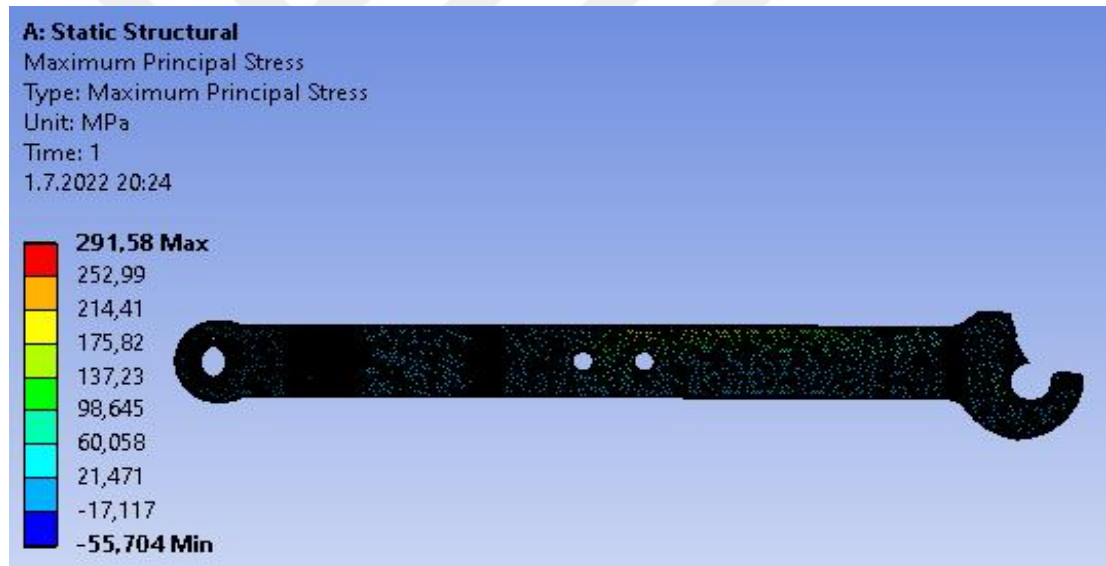


Şekil 4.4. Maksimum yük kaldırma durumunda 55Cr3 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı

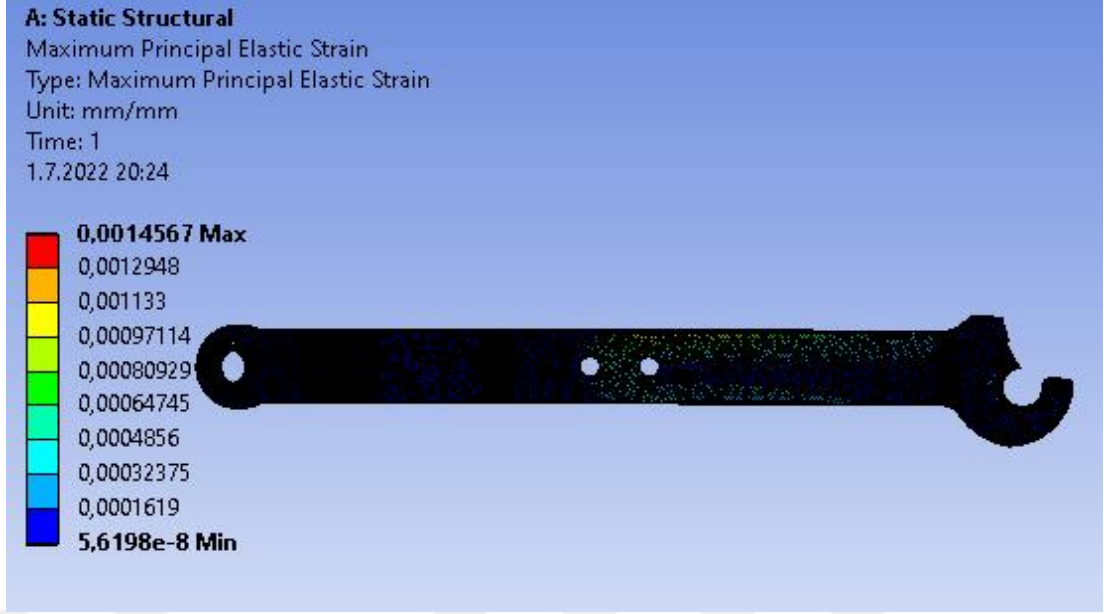
Alt kaldırma kolunun, maksimum yük kaldırma durumunun statik gerilme analizi ikinci olarak 42CrMo4 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.5'te maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; analiz sonucunda belirlenen en yüksek toplam deformasyon 3,6384 mm dir. Şekil 4.6'da maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 291,58 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme olan 291,58 MPa ile Tablo 3.9'da verilen 42CrMo4 çelik malzemeye ait 1416 MPa akma gerilmesi değeri kullanılarak, $1416 / 291,58 = 4,85$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 4.7'de maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; en yüksek en yüksek elastik asal birim şekil değişim değeri 0,0014 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.5. Maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı



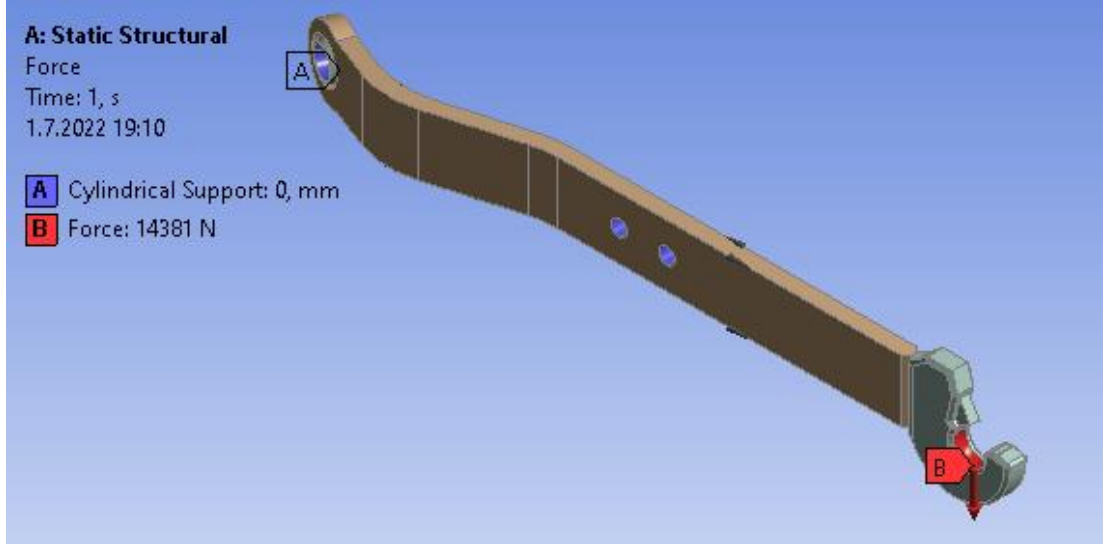
Şekil 4.6. Maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı



Şekil 4.7. Maksimum yük kaldırma durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı

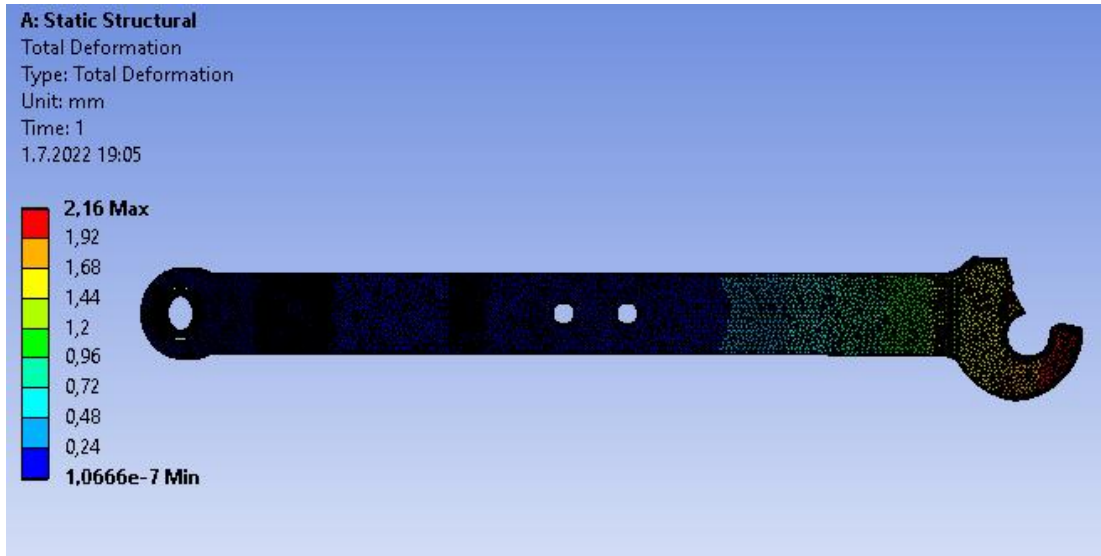
4.1.2. Alt konum Durumunun Statik Gerilme Analizi

Alt kaldırma koluna, alt konum durumunda etki eden kuvvet değeri bir önceki bölümde 28761 N olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu kuvvet değeri sistemde var olan iki alt kaldırma koluna birden etki etmektedir. Bu çalışmada bir adet alt kaldırma kolunu incelediğimiz için kuvvet değeri olarak, hesaplanan alt konum durumunda etki eden kuvvetinin yarısı olan 14381 N değeri kullanılmıştır. Buna göre, hesaplanan kuvvetin değeri ve kuvvetin doğrultusu Ansys Workbench de tanımlanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.8’de alt konum durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartları gösterilmektedir. Buna göre A noktasında yer alan yatak ile alt kaldırma kolu üzerinde yer alan delikler Cylindrical komutu kullanılarak tanımlanmıştır. B noktasında yer alan ve iş makinesi bağlantı aparatının temas ettiği yükü taşıyacak olan yüzeye etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu Force komutu kullanılarak tanımlanmıştır.

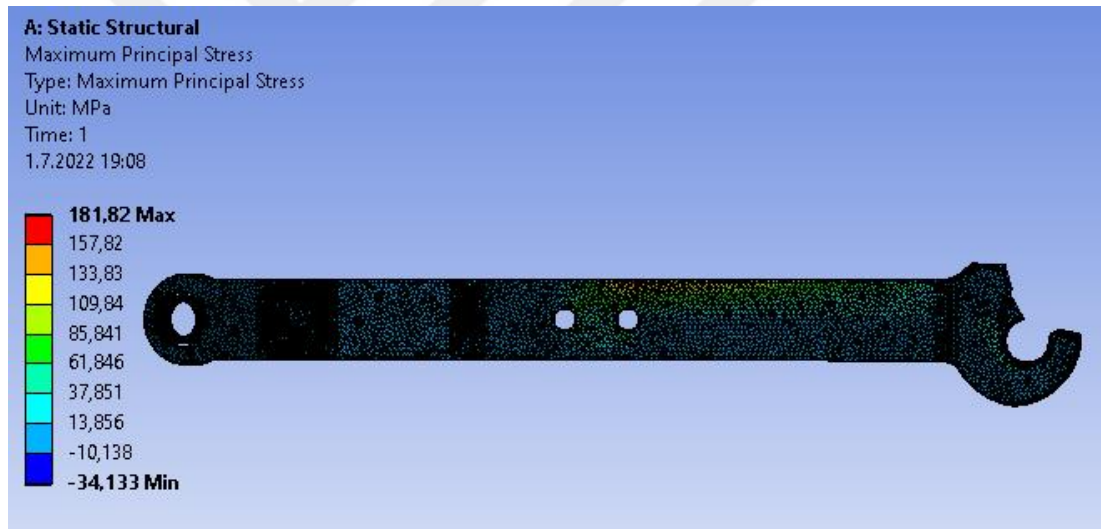


Şekil 4.8. Alt konum durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması

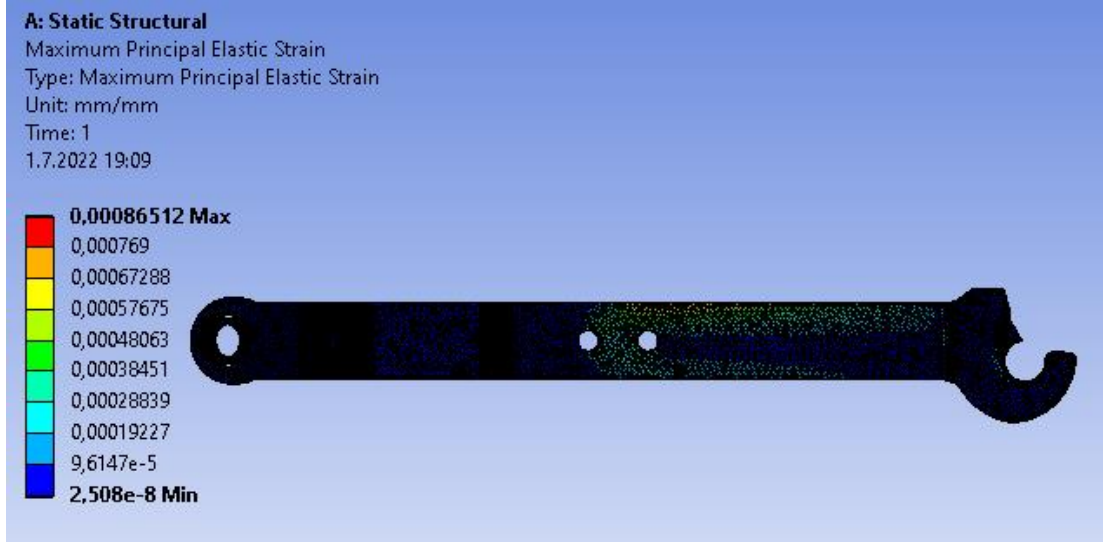
Alt kaldırma kolunun, alt konum durumunun statik gerilme analizi öncelikli olarak 55Cr3 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.9’da alt konum durumunda 55Cr3 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; analiz sonucunda belirlenen en yüksek toplam deformasyon 2,16 mm dir. Şekil4.10’da alt konum durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 181,82 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, alt konum durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme değeri olan 181,82 MPa ile Tablo 3.8’de verilen 55Cr3 çelik malzemeye ait 1645 MPa olan akma gerilmesi değeri kullanılarak, $1645 / 181,82 = 9$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 4.11’de alt konum durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre, en yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,0008 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.9. Alt konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı



Şekil 4.10. Alt konum durumunda 5Cr3 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı

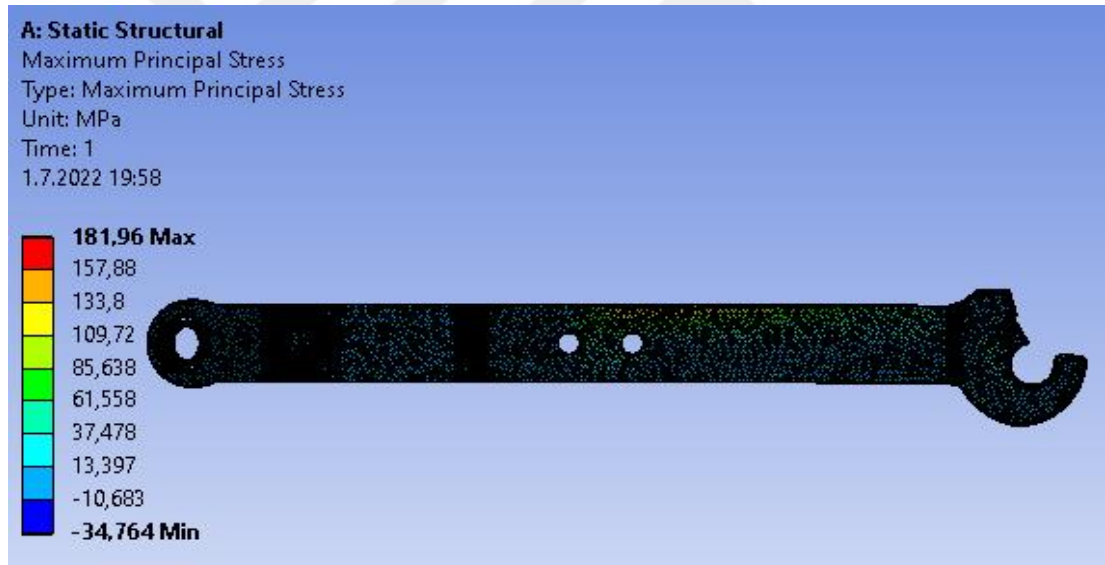


Şekil 4.11. Alt konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı

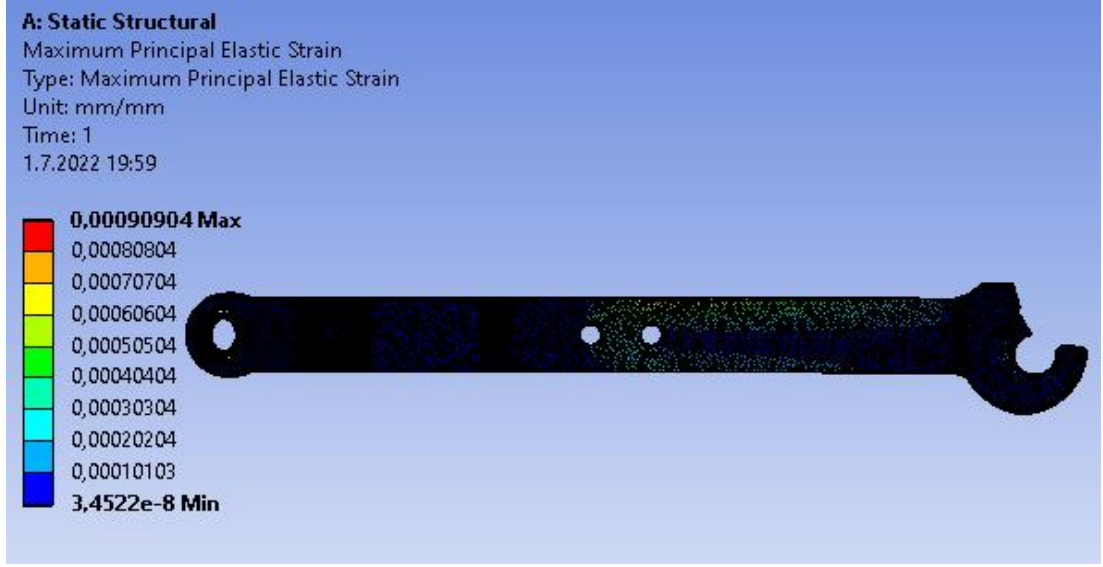
Alt kaldırma kolunun, alt konum durumunun statik gerilme analizi ayrıca 42CrMo4 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.12’de alt konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; analiz sonucunda belirlenen en yüksek toplam deformasyon 2,2704 mm dir. Şekil 4.13’te alt konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 181,96 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, alt konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme değeri olan 181,96 MPa ile Tablo 3.9’da verilen 42CrMo4 çelik malzemeye ait 1416 MPa olan akma gerilmesi değeri kullanılarak, $1416 / 181,96 = 7,8$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 4.14’te alt konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre, en yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,009 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.12. Alt konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı



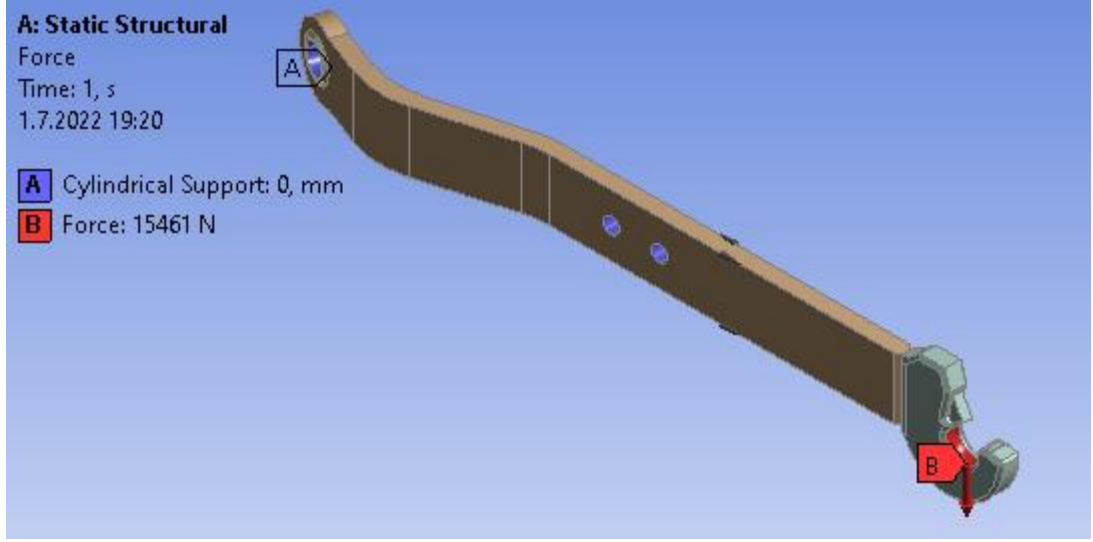
Şekil 4.13. Alt konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı



Şekil 4.14. Alt konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı

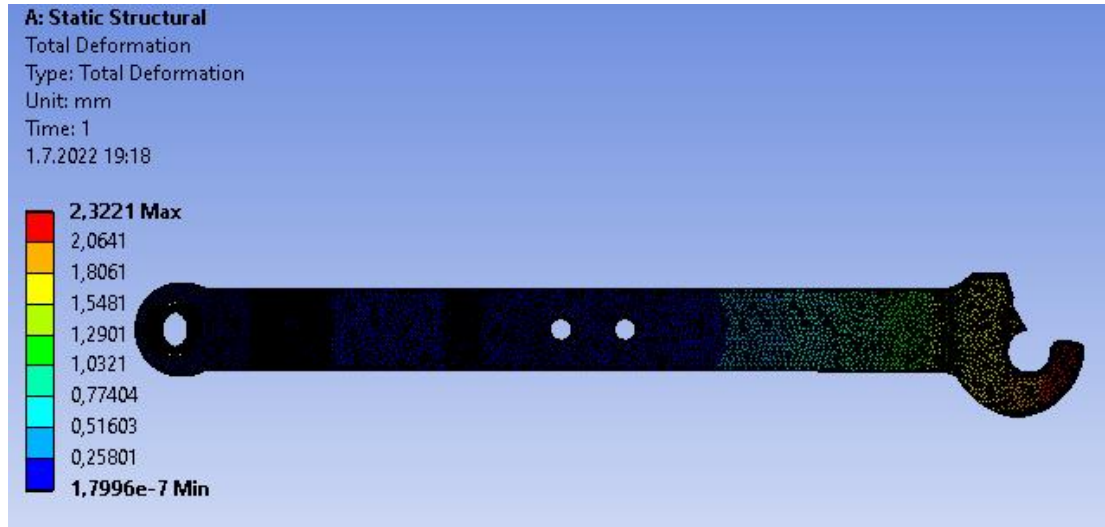
4.1.3. Yatay Konum Durumunun Statik Analizi

Alt kaldırma koluna, yatay konum durumunda etki eden kuvvet değeri bir önceki bölümde 30921 N olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu kuvvet değeri sistemde var olan iki alt kaldırma koluna birden etki etmektedir. Bu çalışmada bir adet alt kaldırma kolunu incelediğimiz için kuvvet değeri olarak hesaplanan yatay konum durumunda etki eden kuvvetinin yarısı olan 15461 N değeri kullanılmıştır. Buna göre, hesaplanan kuvvetin değeri ve kuvvetin doğrultusu Ansys Workbench de tanımlanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.15'te yatay konum durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartları gösterilmektedir. Buna göre A noktasında yer alan yatak ile alt kaldırma kolu üzerinde yer alan delikler Cylindrical komutu kullanılarak tanımlanmıştır. B noktasında yer alan ve iş makinesi bağlantı aparatının temas ettiği yükü taşıyacak olan yüzeye etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu Force komutu kullanılarak tanımlanmıştır.

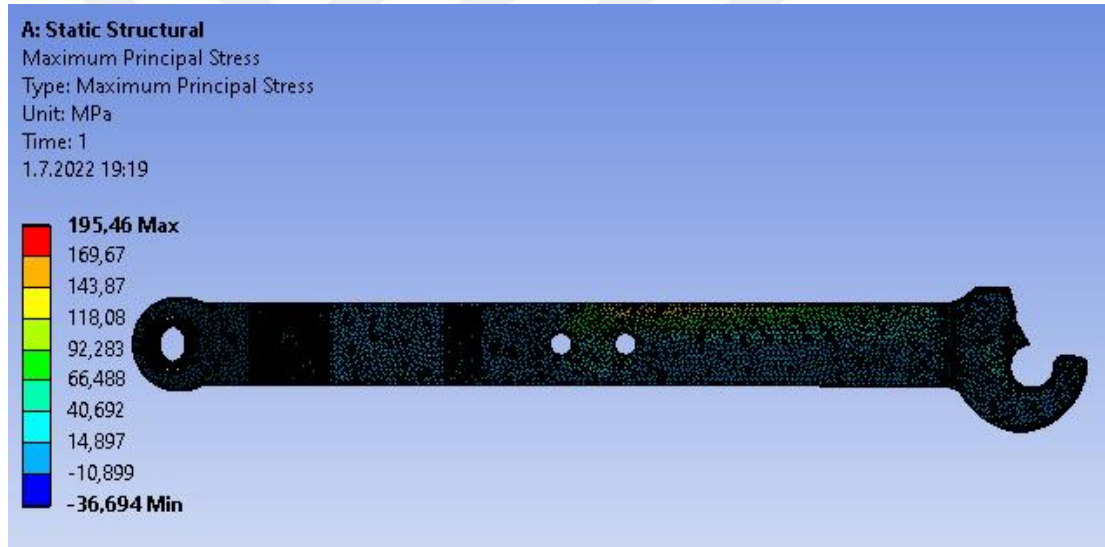


Şekil 4.15. Yatay konum durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması

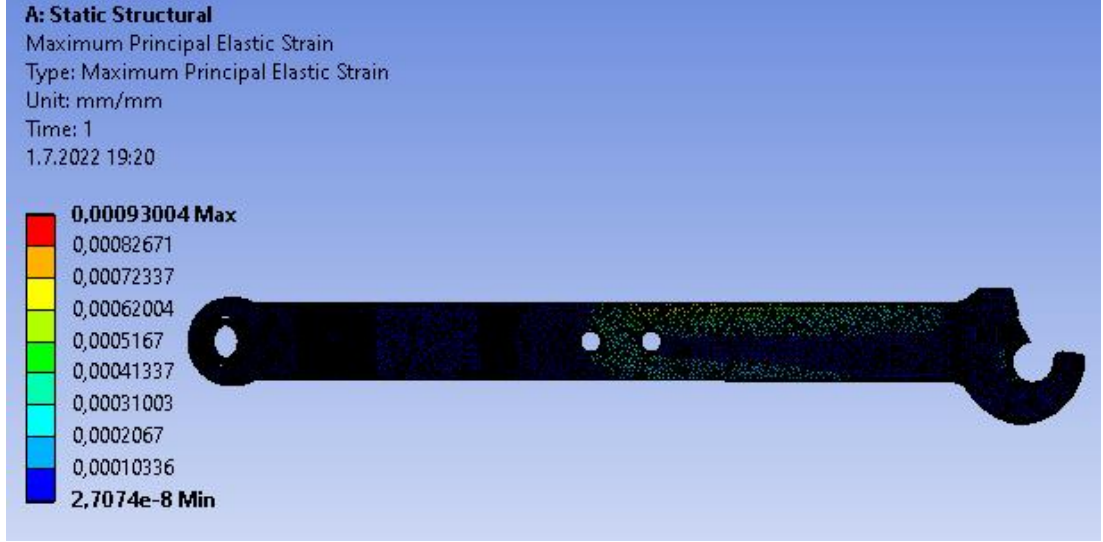
Alt kaldırma kolunun, yatay konum durumunun statik gerilme analizi öncelikli olarak 55Cr3 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.16'da yatay konum durumunda 55Cr3 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; analiz sonucunda belirlenen en yüksek toplam deformasyon 2,3221 mm dir. Şekil 4.17'de yatay konum durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 194,46 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, yatay konum durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme değeri olan 194,46 MPa ile Tablo 3.8'de verilen 55Cr3 çelik malzemeye ait 1645 MPa olan akma gerilmesi değeri kullanılarak, $1645/194,46 = 8,4$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 5.18'de yatay konum durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre, en yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,009 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.16. Yatay konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı

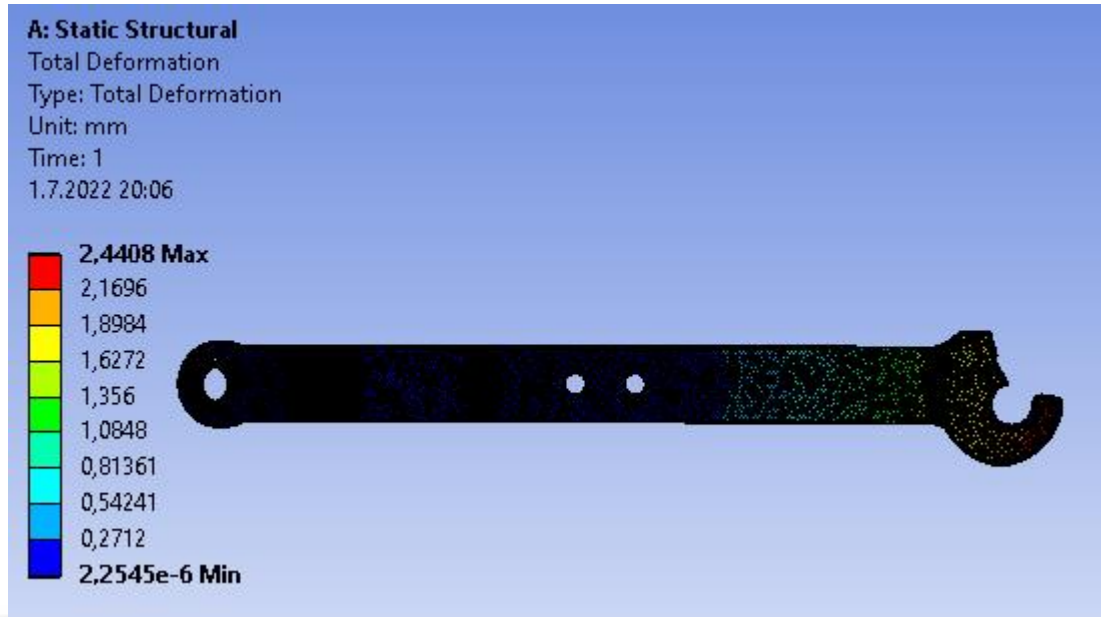


Şekil 4.17. Yatay konum durumunda 5Cr3 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı

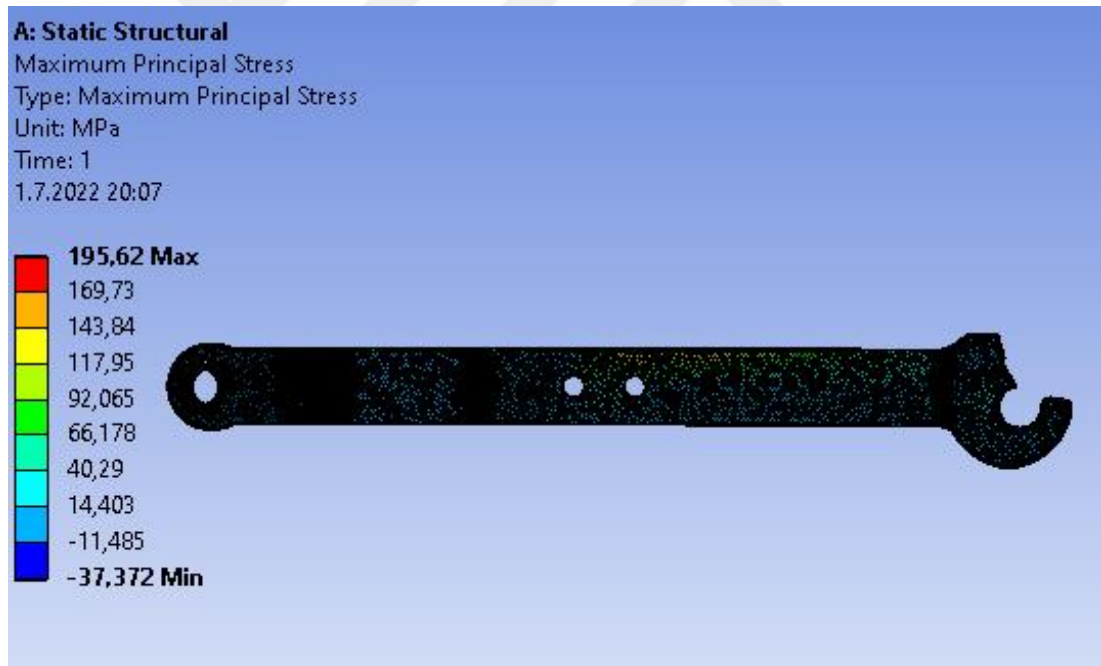


Şekil 4.18. Yatay konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan elastik asal birim şekil değişim gradyanı

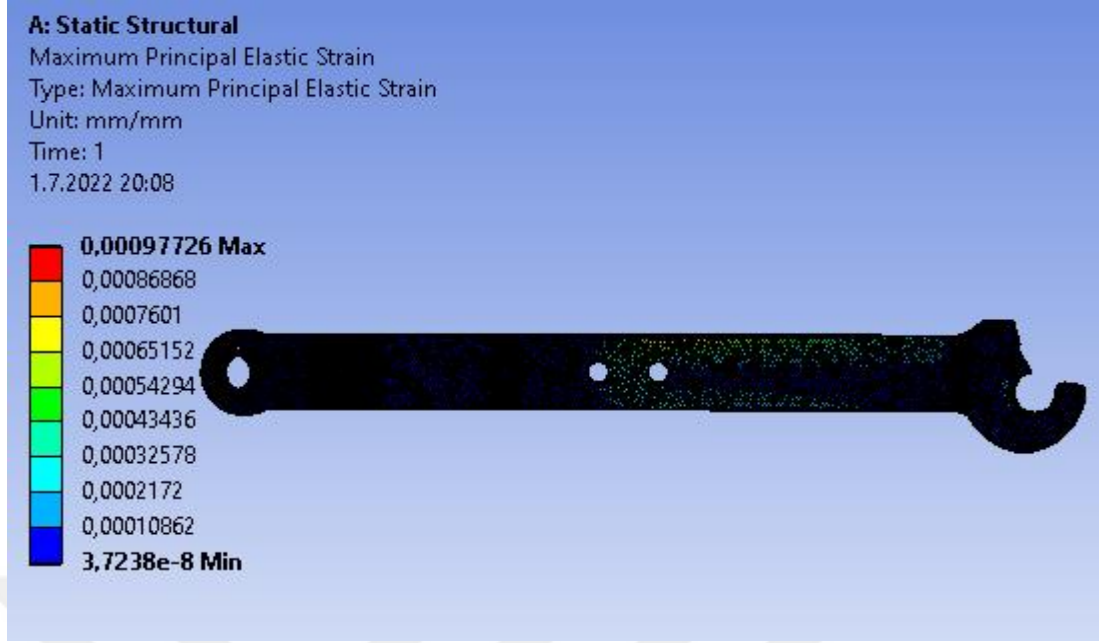
Alt kaldırma kolunun, yatay konum durumunun statik gerilme analizi ayrıca 42CrMo4 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.19’da alt konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; analiz sonucunda belirlenen en yüksek toplam deformasyon 2,4408 mm dir. Şekil 4.20’de alt konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 195,62 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, alt konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme değeri olan 195,62 MPa ile Tablo 3.9’da verilen 42CrMo4 çelik malzemeye ait 1416 MPa olan akma gerilmesi değeri kullanılarak, $1416 / 195,62 = 7,46$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 4.21’de alt konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre, en yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,0009 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.19. Yatay konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı



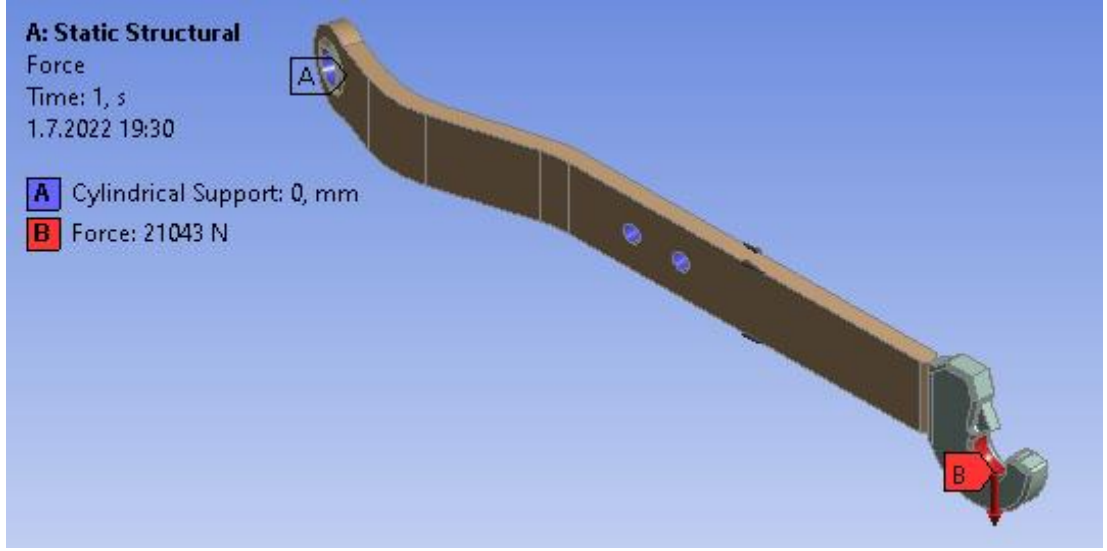
Şekil 4.20. Yatay konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan ait asal gerilme gradyanı



Şekil 4.21. Yatay konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı

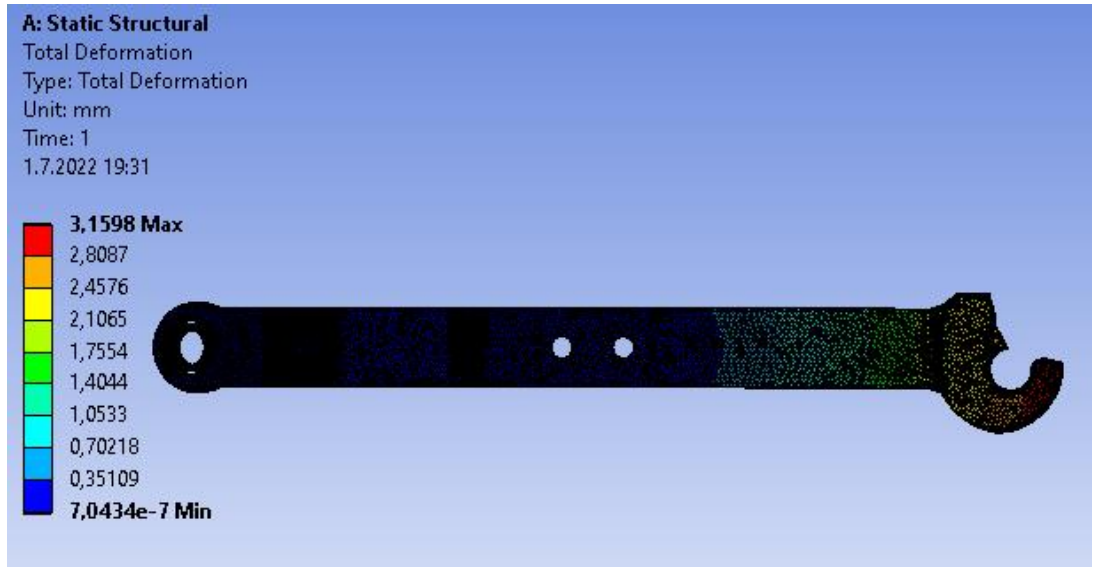
4.1.4. Üst Konum Durumunun Statik Gerilme Analizi

Alt kaldırma koluna, üst konum durumunda etki eden kuvvet değeri bir önceki bölümde 42085 N olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu kuvvet değeri sistemde var olan iki alt kaldırma koluna birden etki etmektedir. Bu çalışmada bir adet alt kaldırma kolunu incelediğimiz için kuvvet değeri olarak, hesaplanan üst konum durumunda etki eden kuvvetinin yarısı olan 21043 N değeri kullanılmıştır. Buna göre, hesaplanan kuvvetin değeri ve kuvvetin doğrultusu Ansys Workbench de tanımlanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.22’de üst konum durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartları gösterilmektedir. Buna göre A noktasında yer alan yatak ile alt kaldırma kolu üzerinde yer alan delikler Cylindrical komutu kullanılarak tanımlanmıştır. B noktasında yer alan ve iş makinesi bağlantı aparatının temas ettiği yükü taşıyacak olan yüzeye etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu Force komutu kullanılarak tanımlanmıştır.

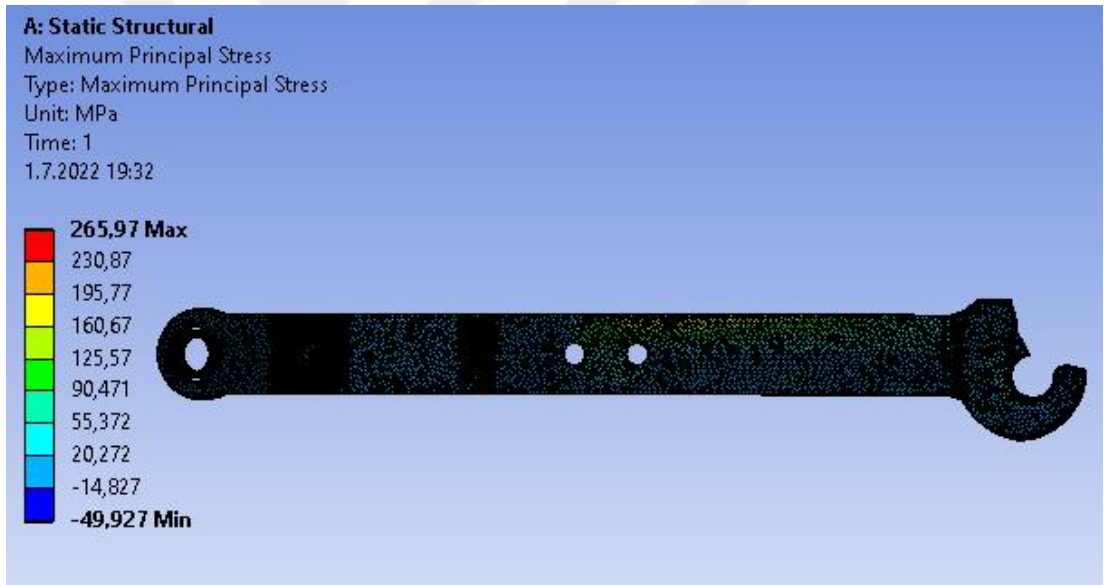


Şekil 4.22. Üst konum durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması

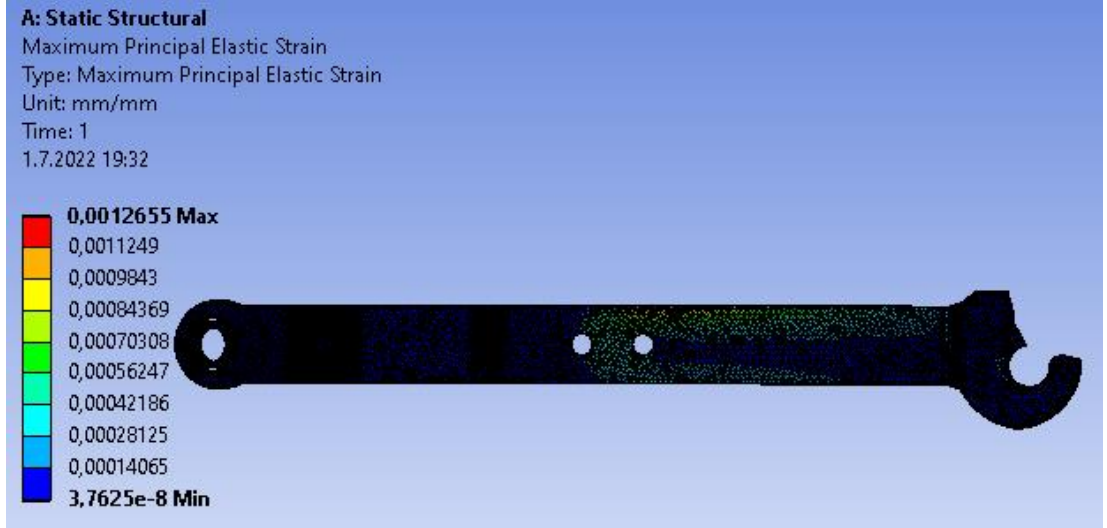
Alt kaldırma kolunun, üst konum durumunun statik gerilme analizi öncelikli olarak 55Cr3 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.23'te üst konum durumunda 55Cr3 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; analiz sonucunda belirlenen en yüksek toplam deformasyon 3,1598 mm dir. Şekil 4.24'te üst konum durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 265,97 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, üst konum durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme değeri olan 265,97 MPa ile Tablo 3.8'de verilen 55Cr3 çelik malzemeye ait 1645 MPa olan akma gerilmesi değeri kullanılarak, $1645/265,97 = 6,1$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 4.25'te üst konum durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre, en yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,0012 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.23. Üst konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı

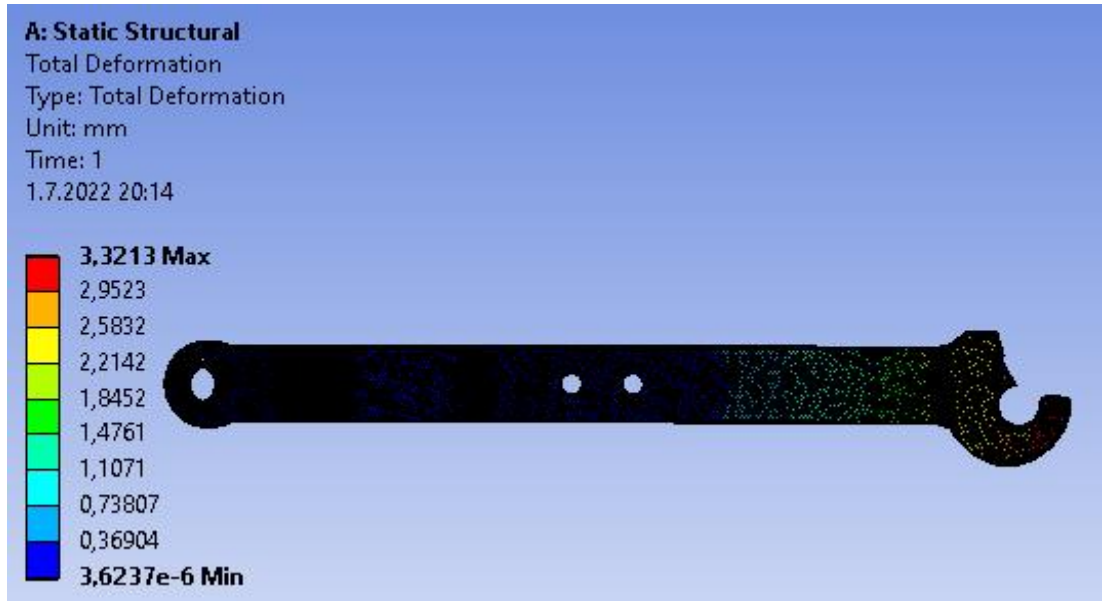


Şekil 4.24. Üst konum durumunda 5Cr3 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı



Şekil 4.25. Üst konum durumunda 55Cr3 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı

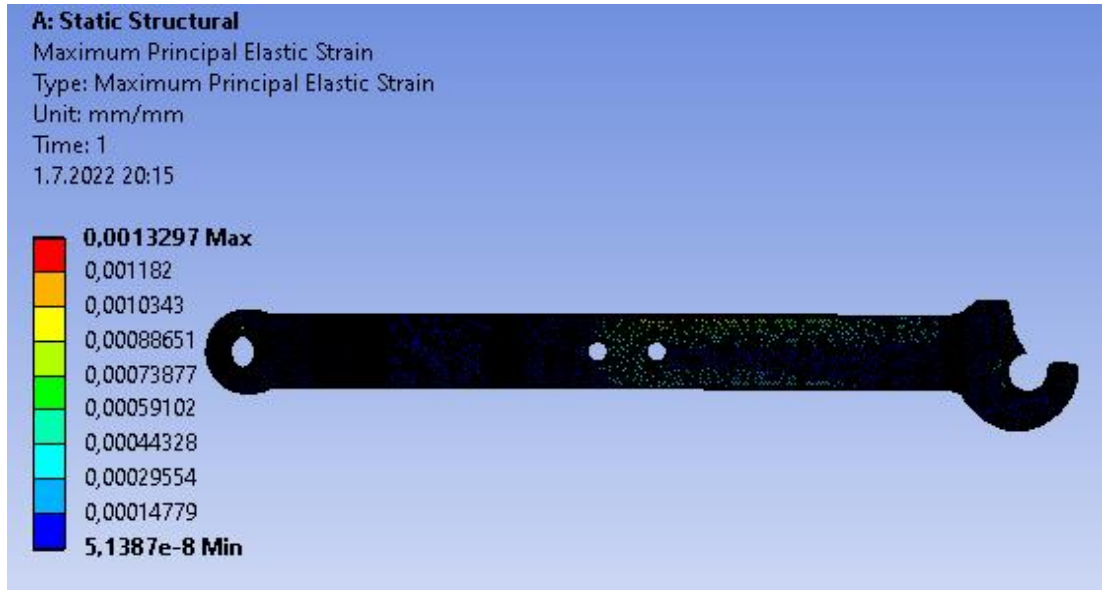
Alt kaldırma kolunun, üst konum durumunun statik gerilme analizi ayrıca 42CrMo4 çelik malzemenin ele alınmasıyla da gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.26'da üst konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; analiz sonucunda belirlenen en yüksek toplam deformasyon 3,3213 mm dir. Şekil 4.27'de üst konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 266,17 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, üst konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme değeri olan 266,17 MPa ile Tablo 3.9'da verilen 42CrMo4 çelik malzemeye ait 1416 MPa olan akma gerilmesi değeri kullanılarak, $1416 / 266,17 = 5,3$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 4.28'de üst konum durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre, en yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,0013 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.26. Üst konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı



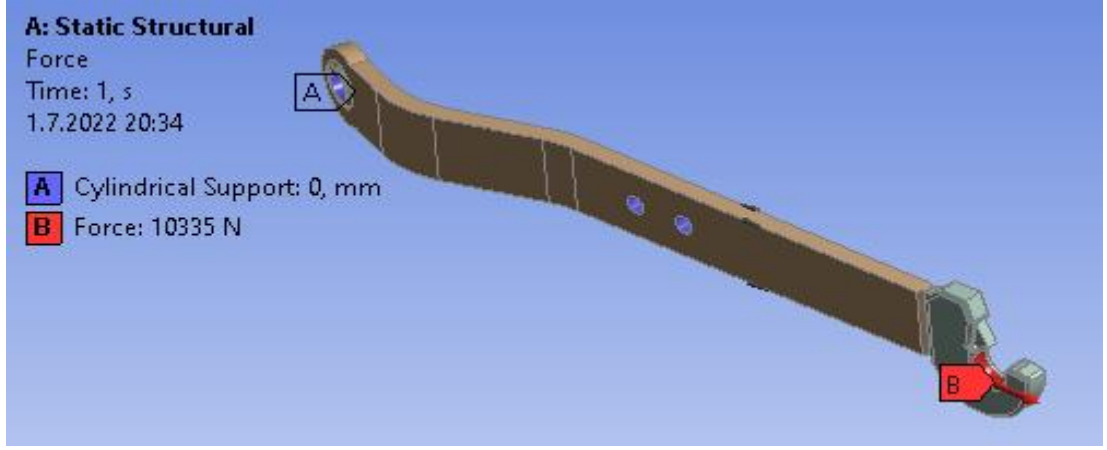
Şekil 4.27. Üst konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan asal gerilme gradyanı



Şekil 4.28. Üst konum durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı

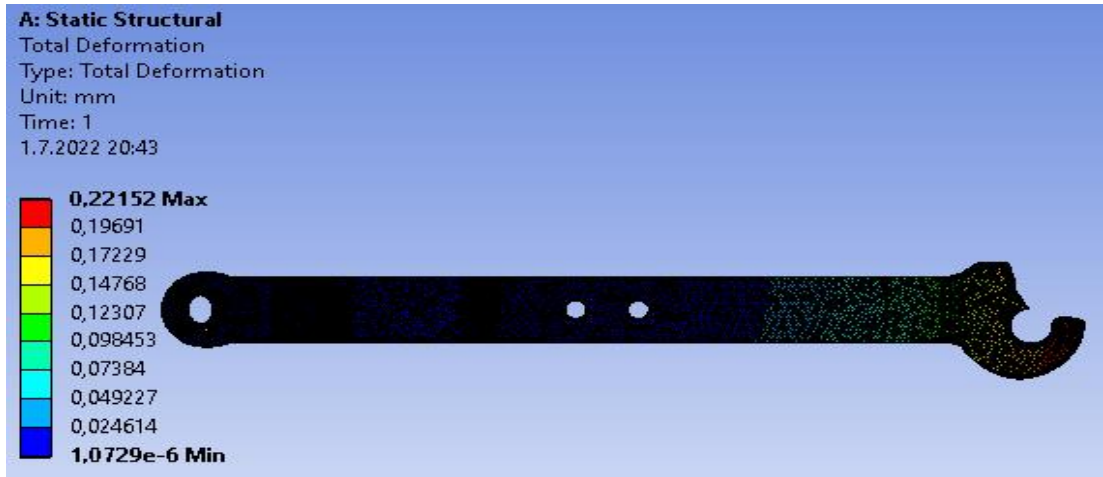
4.1.5. Çeki Durumunun Statik Gerilme Analizi

Alt kaldırma koluna, çeki durumunda etki eden kuvvet değeri bir önceki bölümde 20670 N olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu kuvvet değeri sistemde var olan iki alt kaldırma koluna birden etki etmektedir. Bu çalışmada bir adet alt kaldırma kolunu incelediğimiz için kuvvet değeri olarak, hesaplanan çeki kuvvetinin yarısı olan 10335 N değeri kullanılmıştır. Buna göre, hesaplanan kuvvetin değeri ve kuvvetin doğrultusu Ansys Workbench de tanımlanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.29'da çeki durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartları gösterilmektedir. Buna göre A noktasında yer alan yatak ile alt kaldırma kolu üzerinde yer alan delikler Cylindrical komutu kullanılarak tanımlanmıştır. B noktasında yer alan ve iş makinesi bağlantı aparatının temas ettiği yükü taşıyacak olan yüzeye etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu Force komutu kullanılarak tanımlanmıştır.

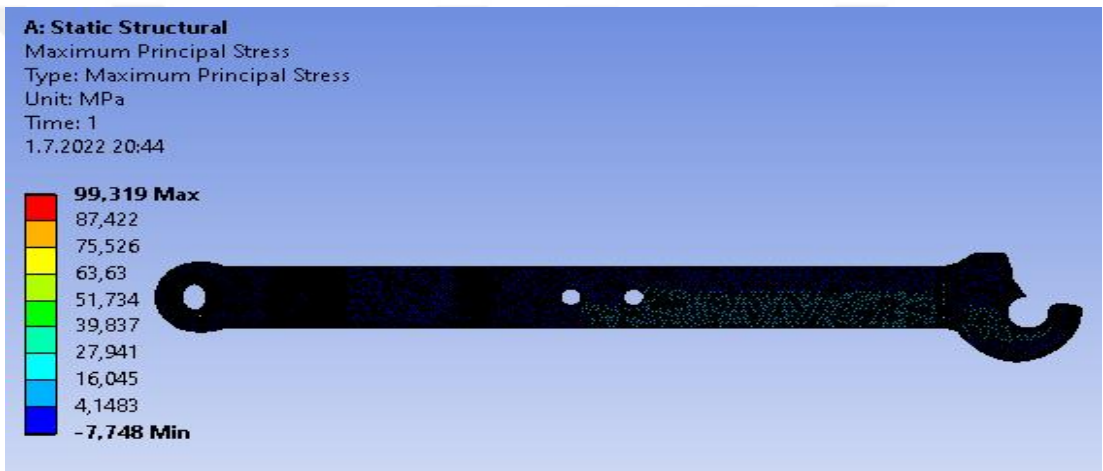


Şekil 4.29. Çeki durumunda alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile diğer sınır şartlarının tanımlanması

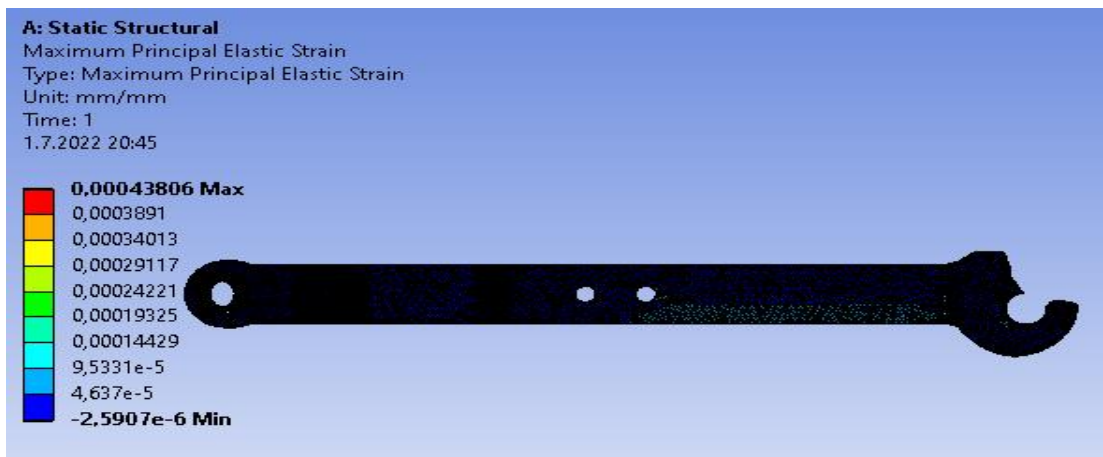
Alt kaldırma kolunun, çeki durumunun statik gerilme analizi ilk olarak 55Cr3 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.30’da çeki durumunda 55Cr3 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; analiz sonucunda belirlenen en yüksek toplam deformasyon 0,221 mm dir. Şekil 4.31’de çeki durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 99,319 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, çeki durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme değeri olan 99,319 MPa ile Tablo 3.8’de verilen 55Cr3 çelik malzemeye ait 1645 MPa olan akma gerilmesi değeri kullanılarak, $1645 / 99,319 = 16,6$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 4.32’de çeki durumunda 55Cr3 çelik malzemeye ait elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre, en yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,0004 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.30. Çeki durumunda 55Cr3 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı

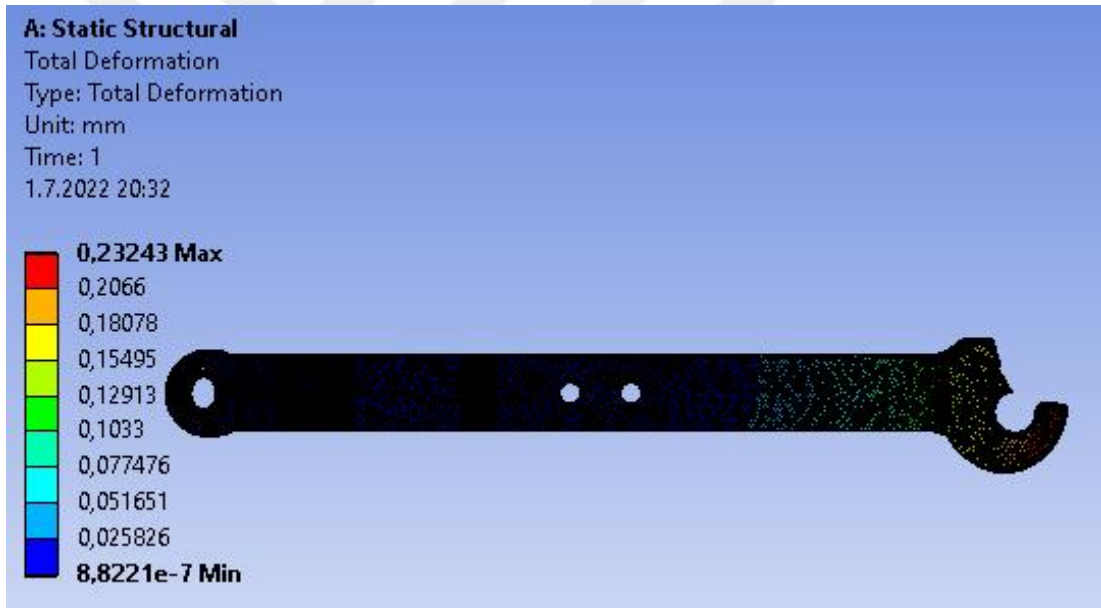


Şekil 4.31. Çeki durumunda 55Cr3 malzemede oluşan ait asal gerilme gradyanı

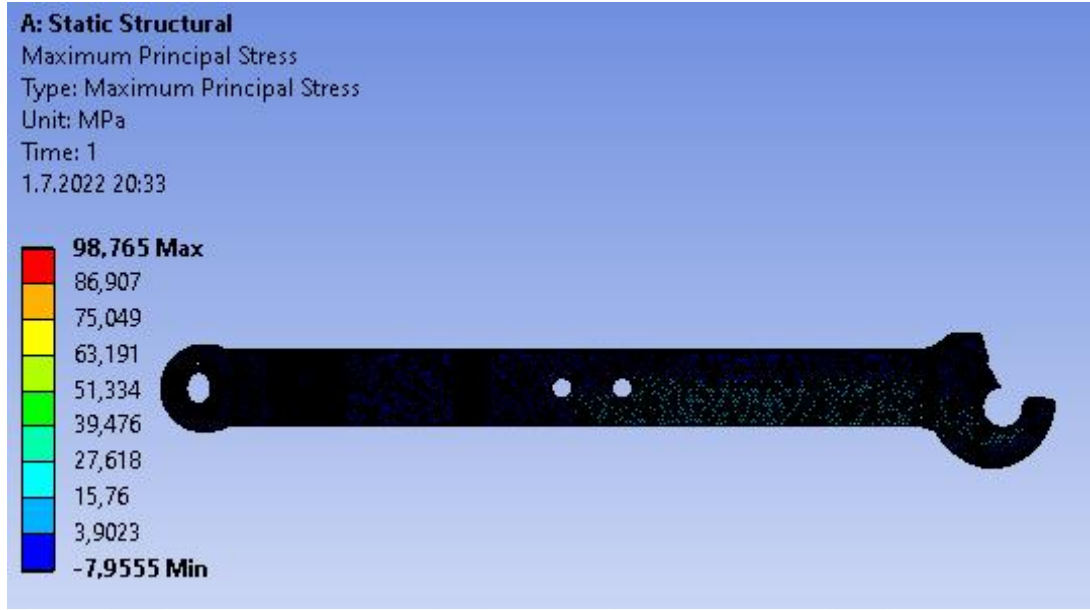


Şekil 4.32. Çeki durumunda 55Cr3 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı

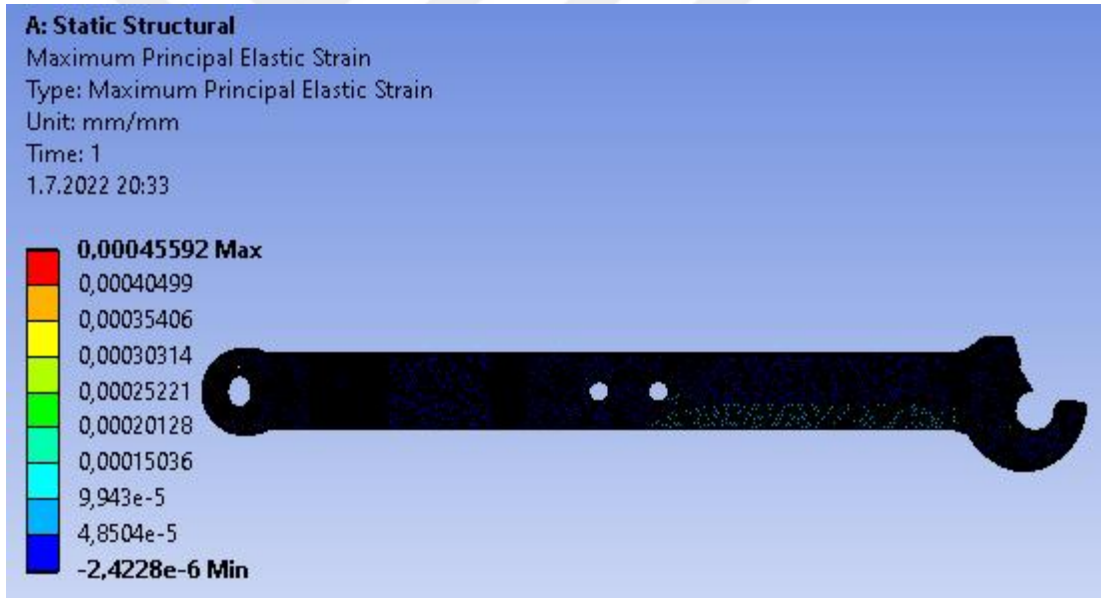
Alt kaldırma kolunun, çeki durumunun statik gerilme analizi ayrıca 42CrMo4 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.33'te çeki durumunda 42CrMo4 çelik malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Buna göre; analiz sonucunda belirlenen en yüksek toplam deformasyon 0,232 mm dir. Şekil 4.34'te çeki durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait asal gerilme gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; en yüksek asal gerilme değerinin 98,765 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, çeki durumunda 42CrMo4 çelik malzemeye ait emniyet katsayısı maksimum asal gerilme değeri olan 98,765 MPa ile Tablo 3.9'da verilen 42CrMo4 çelik malzemeye ait 1416 MPa olan akma gerilmesi değeri kullanılarak, $1416/98,765 = 14,3$ şeklinde belirlenmektedir. Şekil 4.35'te çeki durumunda 42CrMo4 malzemeye ait elastik asal birim şekil değişim gradyanı gösterilmektedir. Buna göre, en yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,0004 mm/mm olduğu görülmektedir.



Şekil 4.33. Çeki durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan toplam deformasyon gradyanı



Şekil 4.34. Çeki durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan ait asal gerilme



Şekil 4.35. Çeki durumunda 42CrMo4 malzemede oluşan maksimum elastik asal birim şekil değişim gradyanı

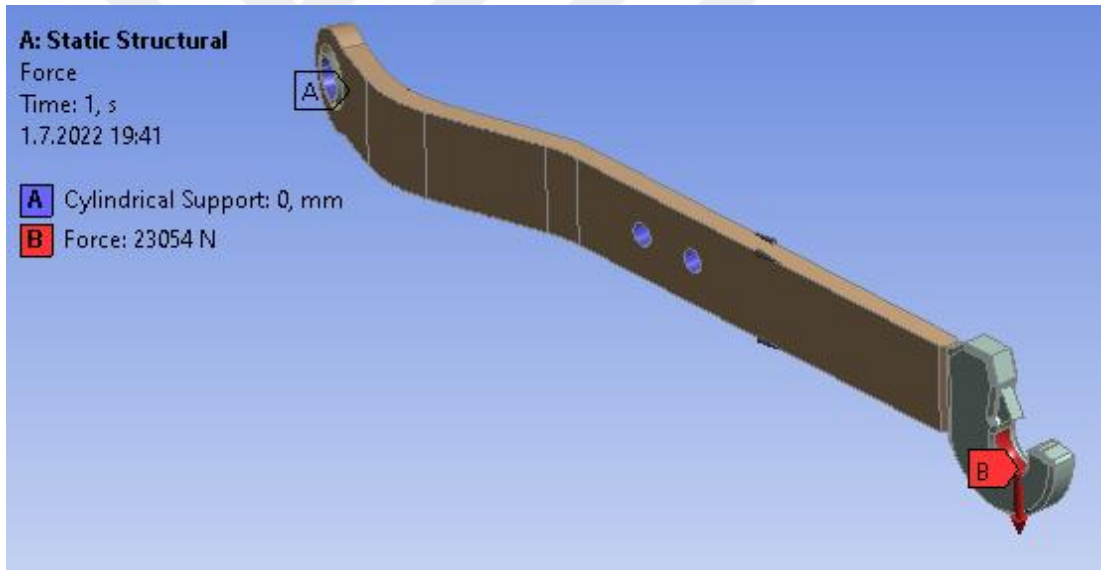
Tablo 4.1’de alt kaldırma kolunun farklı durumları için 55Cr3 ve 42CrMo4 çelik malzemeler ile birlikte tespit edilen en yüksek asal gerilme değerleri ve emniyet kat sayıları gösterilmektedir. Buna göre; alt kaldırma kolunda oluşan en yüksek gerilme değeri 42CrMo4 çelik malzemenin kullanıldığı maksimum yük kaldırma durumunda 291,58 MPa olarak hesaplanmıştır. Ayrıca en düşük emniyet katsayı değeri de 42CrMo4 çelik malzemenin kullanıldığı maksimum yük kaldırma durumunda 4,8 olarak elde edilmiştir.

Tablo 4.1. Alt kaldırma kolunun farklı durumlarında elde edilen maksimum asal gerilme değerleri

	55Cr3		42CrMo4	
	Gerilme	Emniyet katsayısı	Gerilme	Emniyet katsayısı
Maksimum yük kaldırma durumu	291,36 MPa	5,6	291,58 MPa	4,8
Alt konum durumu	181,81 MPa	9	181,96 MPa	7,8
Yatay konum durumu	195,46 MPa	8,4	195,62 MPa	7,46
Üst konum durumu	265,97 MPa	6,2	266,17MPa	5,3
Çeki durumu	99,31MPa	16,6	98,76 MPa	14,3

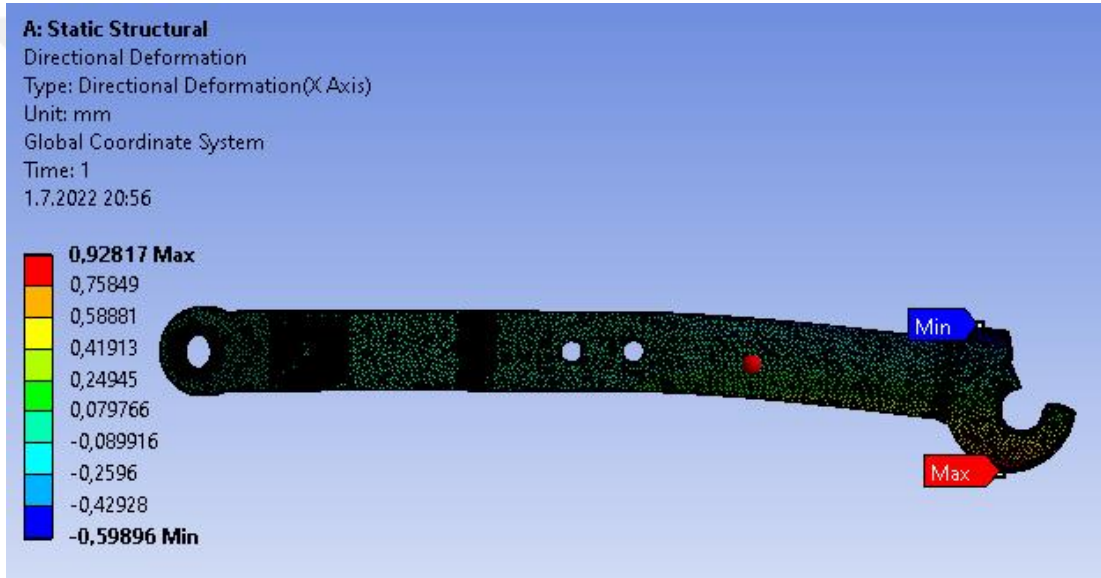
4.2. Yorulma Analizi

Bu çalışmada kapsamında, yorulma analizinde kullanılacak kuvvet için alt kaldırma koluna etki eden en büyük kuvvet belirlenmiştir. Buna göre, yorulma analizi için bir önceki bölümde tek bir alt kaldırma kolu için 23054 N olarak hesaplanan maksimum yük kaldırma durumunda etki eden kuvvet değeri ele alınmıştır. Buna göre, hesaplanan kuvvetin değeri ve kuvvetin doğrultusu ile sınır şartları Ansys Workbench de tanımlanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.36’da yorulma analizinde alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile sınır şartları gösterilmektedir. Buna göre A noktasında yer alan yatak ile alt kaldırma kolu üzerinde yer alan delikler Cylindrical komutu kullanılarak tanımlanmıştır. B noktasında yer alan ve iş makinesi bağlantı aparatının temas ettiği yükü taşıyacak olan yüzeye etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu Force komutu kullanılarak tanımlanmıştır.

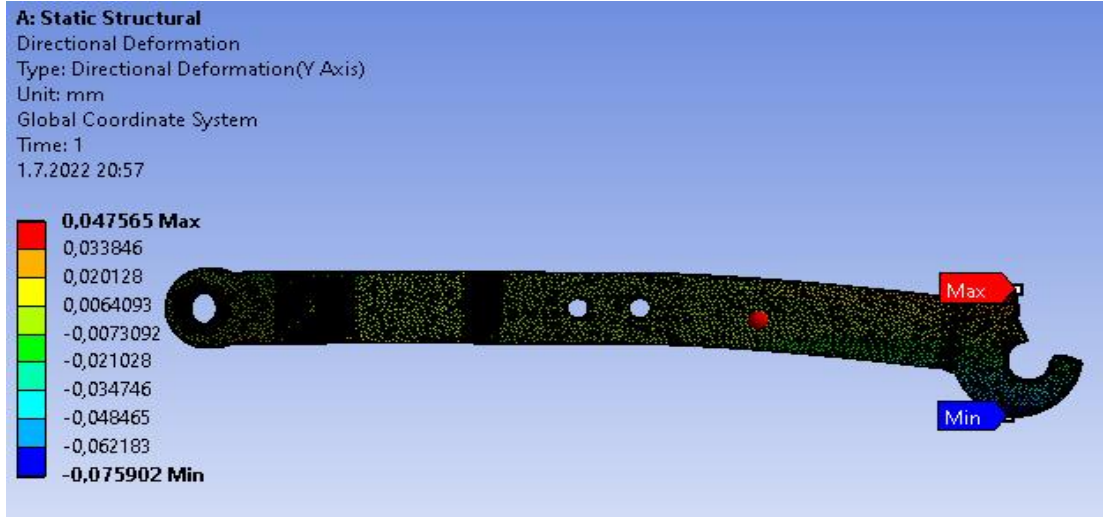


Şekil 4.36. Yorulma analizinde alt kaldırma koluna etki eden kuvvetin büyüklüğü ve doğrultusu ile sınır şartlarının tanımlanması

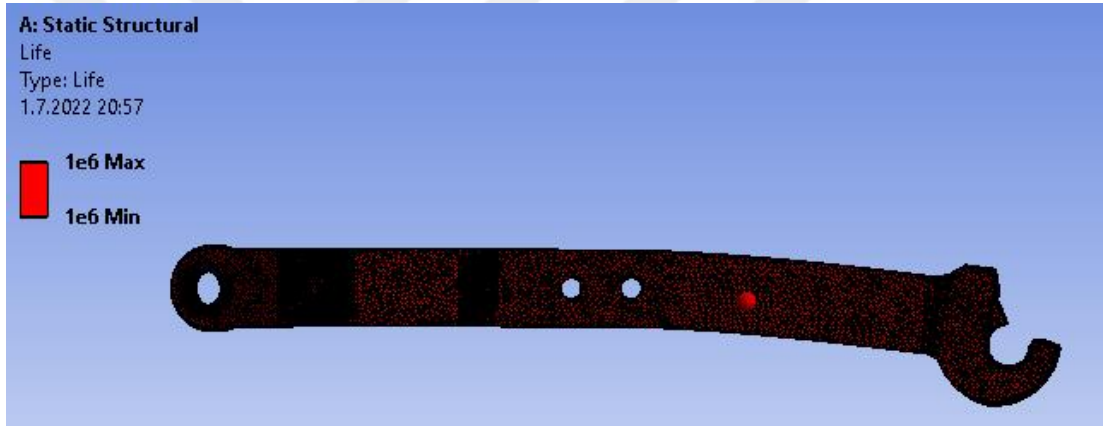
Alt kaldırma kolunun, yorulma analizi ilk olarak 55Cr3 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.37’de yorulma analizinde 55Cr3 çelik malzemede x ekseninde oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Ayrıca Şekil 4.38’de 55Cr3 çelik malzemede ait y eksenı yönünde oluşan deformasyon gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; x eksenı yönündeki deformasyon değeri 0,928 mm, y eksenı yönündeki deformasyon değeri ise 0,047 mm olduğu görülmektedir. Şekil 4.39’da yorulma analizinin sonucunda 55Cr3 çelik malzemeye ait yorulma ömrü gösterilmiştir. Buna göre; yorulma ömrü 10^6 cycle olarak görülmektedir. Şekil 4.40’ta yorulma analizi sonucunda 55Cr3 çelik malzemeye ait güvenlik faktörü gösterilmektedir. Buna göre; güvenlik faktörü minimum 3,41 olarak gösterilmektedir.



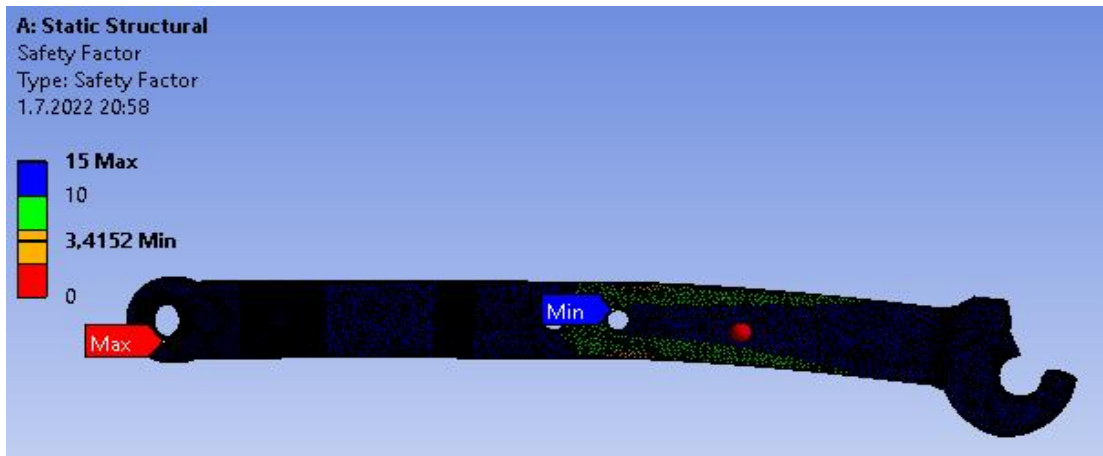
Şekil 4.37. Yorulma analizinde 5Cr3 malzemeye ait x eksenı yönündeki deformasyon gradyanı



Şekil 4.38. Yorulma analizinde 5Cr3 malzemeye ait y eksenî yönündeki deformasyon gradyanı

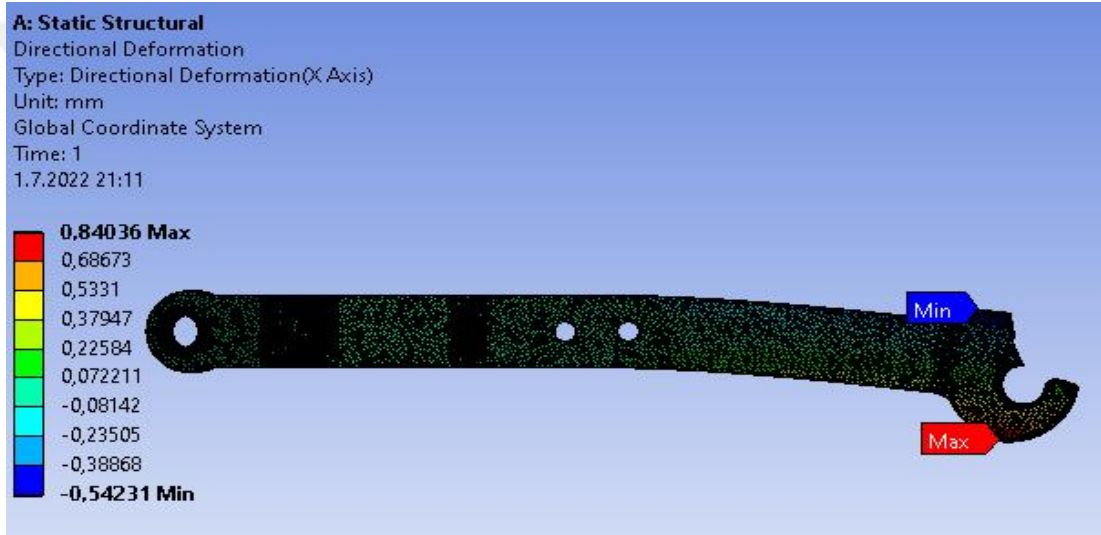


Şekil 4.39. Yorulma analizinin sonucunda 55Cr3 malzemeye ait yorulma ömrü

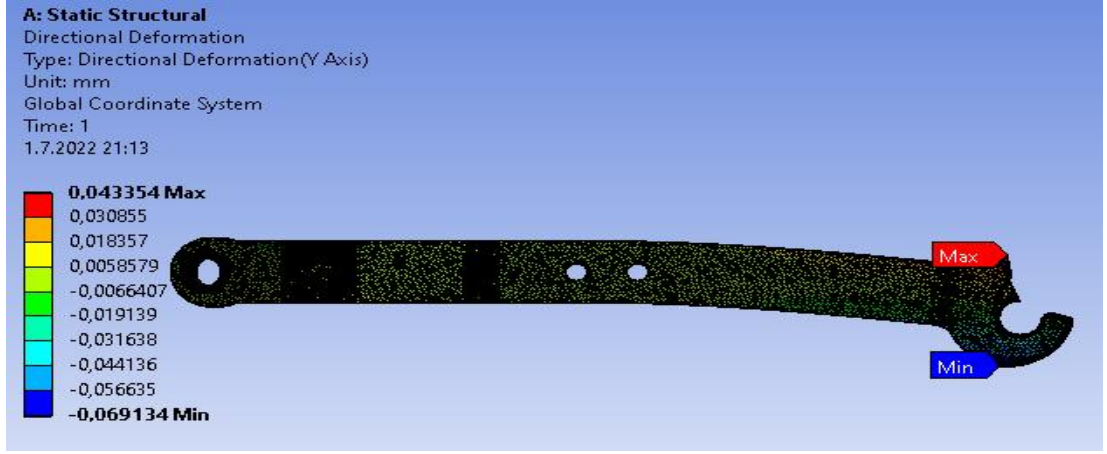


Şekil 4.40. Yorulma analizi sonucunda 55Cr3 malzemeye ait güvenlik faktörü

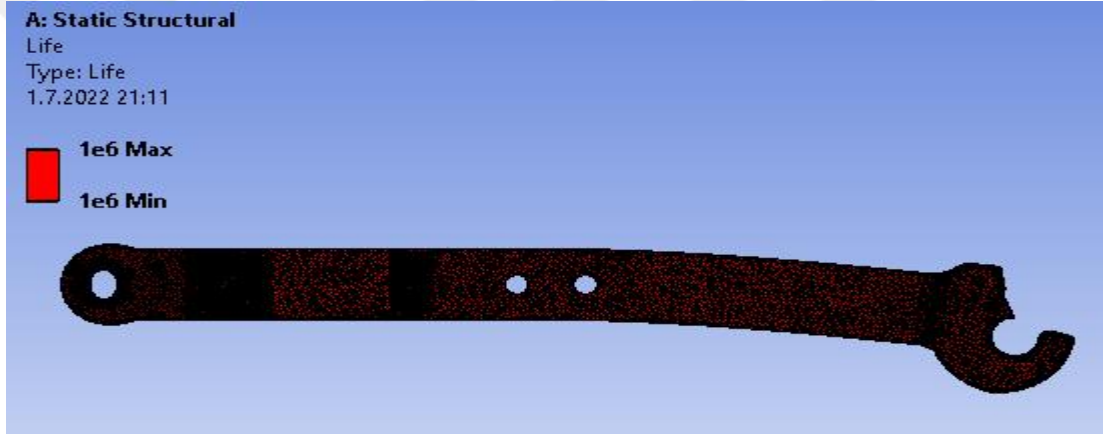
Alt kaldırma kolunun, yorulma analizi ayrıca 42CrMo4 çelik malzemenin ele alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.41’de yorulma analizinde 42CrMo4 çelik malzemede x ekseninde oluşan toplam deformasyon gradyanı gösterilmektedir. Ayrıca Şekil 4.42’de 42CrMo4 çelik malzemede ait y eksenini yönünde oluşan deformasyon gradyanı gösterilmiştir. Buna göre; x eksenini yönündeki deformasyon değeri 0,84 mm, y eksenini yönündeki deformasyon değeri ise 0,043 mm olduğu görülmektedir. Şekil 4.43’te yorulma analizinin sonucunda 42CrMo4 malzemeye ait yorulma ömrü gösterilmiştir. Buna göre; yorulma ömrü 10^6 cycle olarak görülmektedir. Şekil 4.44’te yorulma analizi sonucunda 55Cr3 malzemeye ait güvenlik faktörü gösterilmektedir. Buna göre; güvenlik faktörü minimum 2,08 olarak gösterilmektedir.



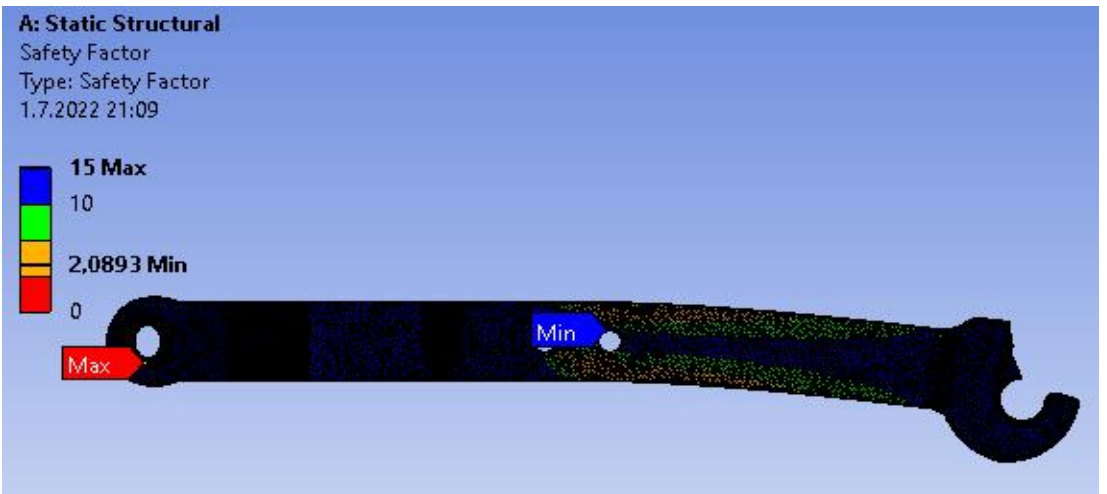
Şekil 4.41. Yorulma analizi sonucunda 42CrMo4 malzemede x ekseninde oluşan toplam deformasyon gradyanı



Şekil 4.42. Yorulma analizi sonucunda 42CrMo4 malzemede y ekseninde oluşan deformasyon



Şekil 4.43. Yorulma analizinin sonucunda 42CrMo4 malzemeye ait yorulma ömrü



Şekil 4.44. Yorulma analizi sonucunda 42CrMo4 malzemeye ait güvenlik

Tablo 4.2’de alt kaldırma kolunun 55Cr3 ve 42CrMo4 çelik malzemeler kullanılarak gerçekleştirilen yorulma analizi verileri gösterilmektedir. Buna göre; alt kaldırma kolunun yorulma analizi sonucunda yorulma ömrü her iki malzemede de 10^6 çevrim olarak hesaplanmaktadır. Yorulma analizi sonucunda hesaplanan emniyet katsayılarında 55Cr3 çelik malzemenin daha güvenilir olduğu görülmektedir. Ayrıca, yorulma güvenlik faktörünün bakımından 55Cr3 çelik malzemede 42CrMo4 çelik malzemeye göre daha yüksek olduğu da görülmektedir.

Tablo 4.2. Alt kaldırma kolunun yorulma analiz sonuçları

	55Cr3	42CrMo4
X ekseninde oluşan toplam deformasyon	0,928 mm	0,840 mm
Y ekseninde oluşan toplam deformasyon	0,047 mm	0,043 mm
Yorulma ömrü	10^6 çevrim	10^6 çevrim
Güvenlik faktörü	Min. 3,41	Min. 2,08

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, traktör üç nokta askı sistemlerinde bulunan alt kaldırma koluna ait 55Cr3 ile 42CrMo4 çelikleri ele alınarak farklı konumlarda etkisi altında olduğu kuvvetler ile bunlara bağlı oluşan statik gerilme ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler için sisteme etki eden kuvvetler, alt kaldırma koluna ait maksimum yük kaldırma durumu, alt konum durumu, yatay konum durumu, üst konum durumu ve çeki durumu olacak şekilde ele alınmıştır. Buna göre;

- Maksimum yük kaldırma durumunda 55Cr3 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait belirlenen en yüksek toplam deformasyon 3,46 mm'dir. En yüksek asal gerilme değerinin 291,36 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, emniyet katsayısı 5,6 şeklinde hesaplanmaktadır. En yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin ise 0,0013 mm/mm olduğu belirlenmiştir. 42CrMo4 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait en yüksek toplam deformasyon 3,63 mm'dir. En yüksek asal gerilme değerinin 291,58 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, emniyet katsayısı 4,85 şeklinde hesaplanmaktadır. En yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin ise 0,0014 mm/mm olduğu belirlenmiştir.
- Alt konum durumunda 55Cr3 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait belirlenen en yüksek toplam deformasyon 2,16 mm'dir. En yüksek asal gerilme değerinin 181,82 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, emniyet katsayısı 9,0 şeklinde hesaplanmaktadır. En yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin ise 0,0008 mm/mm olduğu belirlenmiştir. 42CrMo4 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait belirlenen en yüksek toplam deformasyon 2,27 mm'dir. En yüksek asal gerilme değerinin 181,96 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, emniyet katsayısı 7,8 şeklinde hesaplanmaktadır. En yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin ise 0,009 mm/mm olduğu belirlenmiştir.
- Yatay konum durumunda 55Cr3 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait belirlenen en yüksek toplam deformasyon 2,32 mm'dir. En yüksek asal gerilme değerinin 195,46 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, emniyet katsayısı 8,4 şeklinde hesaplanmaktadır. En yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,009 mm/mm olduğu belirlenmiştir. 42CrMo4 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait belirlenen en yüksek toplam deformasyon 2,44 mm'dir.

En yüksek asal gerilme değerinin 195,62 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, emniyet katsayısı 7,46 şeklinde hesaplanmaktadır. En yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,009 mm/mm olduğu belirlenmiştir.

- Üst konum durumunda 55Cr3 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait belirlenen en yüksek toplam deformasyon 3,15 mm'dir. En yüksek asal gerilme değerin 265,97 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, emniyet katsayısı 6,2 şeklinde hesaplanmaktadır. En yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,0012 mm/mm olduğu belirlenmiştir. 42CrMo4 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait belirlenen en yüksek toplam deformasyon 3,32 mm'dir. En yüksek asal gerilme değerin 266,17 MPa olduğu görülmektedir. Ayrıca, emniyet katsayısı 5,3 şeklinde hesaplanmaktadır. En yüksek elastik asal birim şekil değişim değerinin 0,0013 mm/mm olduğu belirlenmiştir.

- 55Cr3 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait yorulma analizine göre x eksen yönündeki deformasyon değeri 0,928 mm, y eksen yönündeki deformasyon değeri ise 0,047 mm olduğu görülmektedir. Yorulma güvenlik faktörü minimum 3,41 olarak belirlenmiştir. 42CrMo4 çelik malzeme ile alt kaldırma koluna ait yorulma analizine göre x eksen yönündeki deformasyon değeri 0,840 mm, y eksen yönündeki deformasyon değeri ise 0,043 mm olduğu görülmektedir. Yorulma güvenlik faktörü minimum 2,08 olarak belirlenmiştir.

- Her iki malzemenin gerilme ve yorulma özellikleri açısından üç nokta askı sistemine ait alt kaldırma kolu elemanının üretimi için uygun olduğu, 55Cr3 malzemenin 42CrMo4 malzemeye göre daha yüksek emniyet katsayılarına sahip olduğu ve bu sebeple daha çok tercih edilebilir olduğu tespit edilmiştir.

İlerleyen çalışmalarda üç nokta askı sisteminin diğer elemanlarına ait gerilme ve yorulma analizleri ile sistemin bir bütün haliyle ele alınarak analiz edilmesi tavsiye edilmektedir.

KAYNAKLAR

1. Yıldız, Ahmet. Tarım Alanında Makineleşmenin İstihdam Üzerindeki Etkileri, T.C. Maltepe Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü İşletme Anabilim Dalı, İstanbul, Şubat 2014, 82s. (Yüksek Lisans Tezi)
2. Koçtürk, D., Avcıoğlu, O., A. Türkiye de Bölgelere ve İllere Göre Tarımsal Mekanizasyon Düzeyinin Belirlenmesi, Tarım Makinaları Bilimi Dergisi, 2007, 3(1), 17-24.
3. Sümer, K., S., Has, M., Sabancı, A. Türkiye’de Üretilen Tarım Traktörlerine Ait Teknik Özellikler, <https://www.researchgate.net/publication/330563283>
4. Yıldız, G., İ. İlke. Traktörlerde Kullanılan 3 Nokta Askı Sistemi Mekanizmasının Optimizasyonu ve Modellemesi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara, Haziran 2019, 96s. (Yüksek Lisans Tezi)
5. Anonim. Tarım Traktörün Bağlantı Sistemleri, T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara, 2016, 41s.
6. Acar, A.İ., Öztürk, R., Güner, M. Tarım Alet ve Makinaları. Ed: Ali İhsan Acar, T.C. Anadolu Üniversitesi Yayını, NO: 2354, Açık öğretim Fakültesi Yayını, NO: 1351.
7. Keçecioğlu, Galip., Gülsoylu, Ercan. Traktör ve Tarım Makinaları Hidroliği, III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi.
8. Keçecioğlu, G., Gülsoylu, E. Tarım Traktörleri , 2.Basım, Ege Üniversitesi Yayınları, Ziraat Fakültesi, Yayın No: 565, İZMİR, TÜRKİYE, 2005, 317s.
9. Karanfil, Fatih. Traktör Hidrolik Kaldırıcılarında Üç Nokta Askı Sisteminin Kaldırma Kapasitesi Hesabı ve Alt Kolların Tasarımının İncelenmesi, Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Tekirdağ, 2013, 66s. (Yüksek Lisans Tezi)
10. Vijayakumar, R., Ramesh, C., Boobesh, R., Ram, S.R., Souder, R.P. Investigation on automobile wheel rim aluminium 6061 and 6066 Alloys using ANSYS WORKBENCH. Materials Today: Proceedings, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.03.798>.
11. Yadav, M., Misra, A., Malhotra, A., Kumar, N. Design and analysis of a high-pressure turbine blade in a jet engine using advanced materials. Materials Today: Proceedings, 25 (2020) 639–645.

12. Sathish, T., Dinesh, K.S. , Karthick, S. Modelling and analysis of different connecting rod material through finite element route. *Materials Today: Proceedings* 21 (2020) 971–975.
13. Sai, T.P., Sudhakar, B., Dhass, A.D., Krishna, R., Sreenivasan, M. Numerical and experimental analysis of hydroxyl-terminated poly-butadiene solid rocket motor by using ANSYS. *Materials Today*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.04.097>.
14. Mohanavel, V. ,Iyankumar, R., Sundar, M., Kiran, K.P., Pugazhendhi, L. Modelling and finite element analysis of anti-roll bar using ANSYS software. *Materials Today: Proceedings*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.05.322>.
15. Muhammad, A., Ali, M., Shanono, I. Design optimization of a diesel connecting rod. *Materials Today: Proceedings*, 22 (2020) 1600–1609.
16. Avikal, S., Bisht, A., Sharma, D., Hindwan, H., Yadav, S., Nithin, K.K.C., Thakur,P. Design and fatigue analysis of front axle beam of a heavy duty truck using ansys. *Materials Today: Proceedings*, 26 (2020) 3211–3215.
17. Seralathan, S., Bagga, A., Krishna, G.U., Hariram ,V., Micha, P.T., Padmanabhan, S. Static structural analysis of wheel chair using a rocker bogie mechanism. *Materials Today: Proceedings*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.05.658>.
18. Seralathan, S., Mitnala, V.S., Reddy, S.K.R.V., Venkat, G.V., Reddy, T.R.D., Hariram, V., Premkumar, M.T. Stress analysis of the connecting rod of compression ignition engine. *Materials Today: Proceedings*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.06.137>.
19. Apparao, D., Raju, J.M.V. Jagannadha Design and analysis of spur gear manufactured by DMLS process. *Materials Today: Proceedings*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.07.078>.
20. Mahakul ,R., Thatoi, D.N., Choudhury, S., Patnaik, P. Design and numerical analysis of spur gear using SolidWorks simulation technique. *Materials Today: Proceedings*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.554>.
21. Yaşar Ş. Fatigue fracture analysis of the semi-auto shotgun mechanism by using finite element analysis and experimental setup. *Engineering Failure Analysis*, *Engineering Failure Analysis* 117 (2020) 104963.
22. Muthalagu, R., Murugesan, J., Sathees, K.S., Sridhar, B.B. Tensile attributes and material analysis of kevlar and date palm fibers reinforced epoxy composites for automotive bumper applications. *Materials Today: Proceedings*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.777>.

23. Abijit, D.P., Ghosh,A., Ajithkumar, G., Dual, A., Kannan, C., Vijayakumar, T. Influence of Material and Spoke Pattern on the Performance of Automotive Wheels. *Materials Today: Proceedings* 22 (2020) 1452–1459
24. Shankar, S., Nithyaprakash, R., Praveen, S., Sathish, K.S., Sriram, A.M. Analysis of motor cycle helmet under static and dynamic conditions considering different materials. *Materials Today: Proceedings*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.327>.
25. Yu, C., Bao, Y., Li, Q. Finite element analysis of excavator mechanical behavior and boom structure optimization. *Measurement* , <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.108637>.
26. Okafor C.E., Oghenemaero, O.O., Chukwuebuka, M., Isaac, O.O. Adaptive design of a universal automotive ball joint separating device. *Transportation Engineering*, <https://doi.org/10.1016/j.treng.2020.100010>.
27. Jayapriya, J., Muruganandam, D., Shantharaj, M., Thayumanavan, S., Suraj, S., Chidabaram, P.K. Design and analysis of glass fiber reinforced composites. *Materials Today: Proceedings* 26 (2020) 2491–2494
28. Kumar, R., Singh, N.K. Modelling and simulation on behaviours of high strength steels. *Materials Today: Proceedings*, 28 (2020) 2345–2352.
29. Saxena, P., Jain, V., Pradhan, S.K. Deformation behaviour analysis of different offset rim under different loading using finite element method. *Materials Today: Proceedings*, 27 (2020) 2314–2318.
30. Yi, J., Qian, Y., Shang, Z., Yan, Z., Jiao, Y. Structure Analysis of Planetary Pipe Cutting Machine Based on ANSYS. *Procedia Engineering* 174 (2017) 1283 – 1288.
31. Thejasree, P., Kumar, D.P., Lakshmi, S.L.P. Modelling and Analysis of Crankshaft for passenger car using ANSYS. *Materials Today: Proceedings* 4 (2017) 11292–11299.
32. Yanhong, C., Feng ,Z. The Finite Element Analysis and The Optimization Design of The Yj3128-type Dump Truck's Sub-Frames Based on ANSYS. *Procedia Earth and Planetary Science* 2 (2011) 133 – 138.
33. Guddad, R., Venkataram, N. Effect of Shaft and Bearing Flexibilities on Gear Tooth Contact Analysis. *Materials Today: Proceedings* 4 (2017) 10823–10829.
34. Ramnatha, B.R., Elanchezhianb, C., Jeykrishnanc, J., Ragavendard, R., Rakeshe, P.K., Dhamodarf, J.S., Danasekarg, A. Implementation of Reverse Engineering for Crankshaft Manufacturing Industry. *Materials Today: Proceedings* 5 (2018) 994-999.

35. Saikiran, R.K.V., Thammi, R.G., Harsha, N. Modeling and structural stress analysis of thrust bearings. *Materials Today: Proceedings* 18 (2019) 2163–2171.
36. Elanchezhian, C., Ramnath, B.V., Raghavendra, K.N.S, Muralidharan, M., Rekha, G. Design and Comparison of the Strength and Efficiency of Drive Shaft made of Steel and Composite Materials. *Materials Today: Proceedings* 5 (2018) 1000–1007.
37. Pawar, P.B., Utpat, A.A. Analysis of Composite Material Spur Gear under Static Loading Condition. *Materials Today: Proceedings* 2 (2015) 2968 – 2974.
38. Subbaraoa, R., Dey, R. Selection of Lathe Spindle Material Based on Static and Dynamic Analyses Using Finite Element Method. *Materials Today: Proceedings* 22 (2020) 1652–1663.
39. Khedkar, N.K., Sonawane, C.R., Kumar, S. Experimental and static numerical analysis on bumper beam to be proposed for Indian passenger car. *Materials Today: Proceedings*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.582>.
40. Saral, A., Avcıoğlu, A. *Motorlar ve Traktörler, Düzeltilmiş 2.Basım*, Ankara Üniversitesi Basımevi, Ankara, Türkiye, 2012
41. Yılmaz, Mete Cem. *Traktörlerin Güç Aktarma Organları Tasarımı*. T.C. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2016, 102s. (Yüksek Lisans Tezi)
42. Aydın, Erman. *Traktörler İçin Kanca Tipi Üç Noktadan Pratik Bağlanabilir Askı Düzeneği Tasarımı ve İmalatı*. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitim Ana Bilim Dalı, Ankara, 2012, 123s. (Yüksek Lisans Tezi)
43. Gubat, Mustafa. *Tarım Makinaları İçin Çok Eklemlı Güç Aktarma Sisteminin geliştirilmesi*. T.C. Harran Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Ana Bilim Dalı, Şanlıurfa, 2019, 35s. (Yüksek Lisans Tezi)
44. Cen, Gökhan. *Ön Aks Kovanlarının Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Gerilme Analizi ve Test Değerleri İle Karşılaştırılması*. T.C. Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Balıkesir, 2018, 100s. (Yüksek Lisans Tezi)
45. Moaveni, S. *Finite Element Analysis - Theory and Application with ANSYS*, Pearson Education Inc, New Jersey, 2003.
46. Jafarzadyeganeh, Mahyar. *Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) Yöntemi İle Yeni Nesil Lastik Zinciri Modelleme ve Geliştirilmesi*. T.C. Süleyman Demirel üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Isparta, 2017, 145s. (Yüksek Lisans Tezi)

47. Bozkurt, D.Alperen. Farklı İrrigasyon Solüsyonlarının Kök Dentinin Elastik Modülüne – Sertliğine Etkisinin Nano İndenter Cihazı İle Test Edilmesi Ve Sonlu Elemanlar Stres Analizi. T.C. Selçuklu Üniversitesi, Sağlık Bilimleri Fakültesi, Endodonti Ana Bilim Dalı, Konya, 2014, 101s. (Doktora Tezi)
48. Şentürk, Özgür. Eksenel Yüklü Tel Halat Demetlerinin Sonlu Elemanlar Metodu İle Modellenmesi Ve Analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2007, 99s. (Yüksek Lisans Tezi)
49. Çoban, Mehmet. Daire Eksenli Kirişlerin Karışık Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Dinamik Analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2008, 52s. (Yüksek Lisans Tezi)
50. Malo, D.Mohamed. Hidrolik Ekskavatörde Bom-Kol-Kelepçe Sisteminin Sonlu Elemanlar Gerilme Analizi ve Optimizasyonu. T.C. İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2018, 78s. (Yüksek Lisans Tezi)
51. Çalık, A. Ansys ve Uygulamaları. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Zonguldak, 2004, 67s.
52. Çelik, H.Kürşat. Dişli Pompalarda Dili Çark Ve Pompa Gövdesinin Sonlu Elemanlar Metodu İle Gerilme Analizi. Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, Kocaeli, 2006, 122s. (Yüksek Lisans Tezi)
53. Fetvacı, Cüneyt. Düz Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Metodu İle Modellenmesi Ve Gerilmelerin İncelenmesi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimler, Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2001, 90s. (Doktora Tezi).
54. Anonim. https://www.newholland.com.tr/getmedia/79b0f02b-f26a-47b8-ae4d-0b4142de60ec/TDD-Bluemaster-SIRALI-Kasim-2020_1.pdf?ext=.pdf
55. Anonim. Agricultural wheeled tractors — Rear-mounted three-point linkage — Categories 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N and 4. ANSI/ASABE AD730:2009 DEC2012
56. Bakır, Simge. TEhe Comparsion Of Bainitic Transformations And Mechanical Properties Of 60SiMn5 And 55Cr3 Steels. Middle East Technical University, The Graudate Scholl Of Natural And Applied Sciences, The Degree Of Master Of Science In Metallurgical And Materials Engineering, Ankara, 2019, 61s. (Yüksek Lisans Tezi)
57. Karakaş, Halim. Kumlama İşleminin Yaprak Yayların Yorulma Ömrü Üzerindeki Etkilerin İncelenmesi. T.C. Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Balıkesir, 2020, 98s. (Yüksek Lisans Tezi)

58. Çelik, Seyfullah. SAE/AISI 4140 Çeliğine Uygulanan Farklı Isıl İşlemlerin Mekanik Özellikler Üzerine Etkisinin İncelenmesi. T.C. Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, Malzeme Bilimi ve Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Samsun, 2017, 116s. (Yüksek Lisans Tezi).
59. Gencer.K, Selin. Sertleştirme Isıl İşlem Yöntemlerinin AISI 4140 Kalite Çeliğin Mekanik Ve Aşınma Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi. T.C. Gebze Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Malzeme Bilimi Ve Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Kocaeli (Gebze), 2020, 58s. (Yüksek Lisan Tezi)
60. Ay, İ. Hidrolik-Pnömatik Ders Notu, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, 2012, 32s. <http://w3.balikesir.edu.tr/~ay/lectures/hp/lecture3.pdf>
61. Erdoğan, D. Tarım Makinaları. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayın No:1548 Kitap No: 501s,23s,30s-35s. Ankara.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı: Ferhat AVCIL

Doğum Yeri ve Yılı :

Medeni Hali:

Yabancı Dili: İngilizce

E-posta:

Eğitim Durumu

Lise: Afyonkarahisar Merkez Endüstri meslek ve Anadolu Teknik Lisesi, 2013

Lisans: Pamukkale Üniversitesi, imalat Mühendisliği Bölümü, 2019

Yüksek Lisans: Celal Bayar Üniversitesi, Makine ve İmalat Mühendisliği Bölümü, 2022

Mesleki Deneyim

Birim Makina

2019-.....(halen)