

T.C.
GİRESUN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARTIRILMIŞ FONKSİYON KABİLİYETLİ
TOMRUK YÜKLEYİCİ VİNÇ ÜRETİMİ VE
PERFORMANS PARAMETRELERİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Duygu Gizem İHTİYAROĞLU
: 0000-0003-4436-2444

ORCID

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih :

Enstitü Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Faruk GÜNER

ORCID : 0000-0002-3438-0553

Ekim 2020

T.C.
GİRESUN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARTIRILMIŞ FONKSİYON KABİLİYETLİ
TOMRUK YÜKLEYİCİ VİNÇ ÜRETİMİ VE
PERFORMANS PARAMETRELERİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Duygu Gizem İHTİYAROĞLU

Enstitü Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Bu tez 22/09/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Dr.Öğr.Üyesi
Faruk GÜNER
Jüri Başkanı

Dr.Öğr.Üyesi.
Şükran EFE
Üye

Dr.Öğr.Üyesi.
Selçuk ATASOY
Üye

Doç. Dr.
Bahadır KOZ
Enstitü Müdürü

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Duygu Gizem İHTİYAROĞLU

22/09/2020

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde, değerli bilgilerini benimle paylaşan, kendisine ne zaman danışsam bana kıymetli zamanını ayırıp sabırla ve büyük bir ilgiyle bana faydalı olabilmek için elinden gelenden fazlasını sunan her sorun yaşadığımda yanına çekinmeden gidebildiğim, güler yüzünü ve samimiyetini benden esirgemeyen ve gelecekteki mesleki hayatımda da bana verdiği değerli bilgilerden faydalanacağımı düşündüğüm kıymetli ve danışman hoca statüsünü hakkıyla yerine getiren Dr. Öğr. Üyesi Faruk Güner'e teşekkürü bir borç biliyor ve şükranlarımı sunuyorum.

KOSGEB Giresun Müdürlüğü Ar-Ge, İnovasyon ve Endüstriyel Uygulama Programı kapsamında, proje numarası 2018-665-7 olan “Artırılmış Fonksiyon Kabiliyetli Tomruk Yükleyici Vinç” konulu proje ile desteklenmektedir.

Çalışmada desteklerini, güvenlerini esirgemeyen ve imkânı sağladıkları için ZERE SANAYİ ve TİCARET A.Ş. firma yetkilileri başta olmak üzere tüm çalışanlarına teşekkür ederim.

Bu çalışma boyunca desteklerini benden esirgemeyen değerli dostlarıma, beni bu günlere sevgi ve saygı kelimelerinin anlamlarını bilecek şekilde yetiştirerek getiren, bu hayattaki en büyük şansım olan aileme sonsuz teşekkürler.

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

TEŞEKKÜR	I
İÇİNDEKİLER	II
SİMGELER DİZİNİ	III
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IV
TABLolar DİZİNİ	VIII
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
BÖLÜM 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	9
2.1. Tek Bomlu Vinçler	17
2.2. Çoklu Bomlu Vinçler.....	18
BÖLÜM 3. MATERYAL VE YÖNTEM	22
3.1. Katı Modelin Oluşturulması	23
3.2. Malzeme Parametrelerinin Tayini.....	25
3.3. Yükleyici Vinç Tasarımı ve Gerekli Denklemler.....	31
3.4. Hesaplamalara Ait Matematiksel Model	37
3.5. Ağ Örgüsünün Oluşturulması	41
3.5.1.Sonlu Elemanlar Paket Programına Aktarma.....	41
BÖLÜM 4. ARAŞTIRMA BULGULARI	44
4.1. Teleskopik Bomunun Statik Mukavemet Hesaplamaları	45
4.2. Katlanır Bomunun Statik Mukavemet Hesaplamaları	49
4.3. 1. Bomun Statik Mukavemet Hesaplamaları	54
4.4. Modelin Sonlu Elemanlar Uygulamaları	57
BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇ	74
KAYNAKLAR	78
ÖZGEÇMİŞ.....	782

SİMGELER DİZİNİ

- A : Kesit alanı (mm^2)
- B : Şekil değiştirme yer değiştirme dönüşüm matrisi
- c : Bom kesit yüksekliği (m)
- E : Elastisite modülü (Pa)
- F : Kuvvet (N)
- I : Eylemsizlik momenti (m^4)
- k_d : Dinamik katsayı
- k_s : Statik katsayı
- M_G : Bomların ağırlığından oluşan moment (Nmm)
- M_L : Kaldırılan yükten oluşan moment (Nmm)
- S : Emniyet katsayısı
- U_g : Birim hacim için genel haldeki çarpılma enerjisi
- ε : Şekil değiştirme
- σ : Normal gerilme (Pa)
- σ_{ak} : Akma mukavemeti (Pa)
- σ_b : Basma gerilmesi (Pa)
- σ_e : Eğilme gerilmesi (Pa)
- σ_{em} : Emniyet gerilmesi (Pa)
- σ_G : Bomların ağırlığından oluşan gerilme (Pa)
- σ_L : Kaldırılan yükten oluşan gerilme (Pa)
- σ_{top} : Toplam gerilme (Pa)
- $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$: Sırasıyla x,y,z eksenlerindeki normal gerilmeler
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: Asal gerilmeler
- τ : Kayma gerilmesi (Pa)
- τ_k : Kesme gerilmesi (Pa)
- $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$: Sırasıyla yz, xz, xy düzlemlerindeki kayma gerilmeleri
- $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$: Sırasıyla x,y,z eksenlerindeki şekil değiştirmeler
- φ : Titreşim katsayı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1 : Üretim ve taşıma safhaları [3].....	2
Şekil 2 : Arazi eğimi ile bölmeden çıkarma yöntemi ilişkisi [2].....	2
Şekil 3 : Sabit ve yatayda hareketli (kayar) dikey bom tarama alanları.....	4
Şekil 4 : Tasarlanan yükleyici vince ait teknik resim.....	5
Şekil 5 : Dikey ve dairesel hareketli mesnetleme ayakları.....	7
Şekil 6 : Eleman sayısının artmasının çözüm hassasiyetine etkisi.....	8
Şekil 7 : Bir sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar.....	8
Şekil 8 : Şase arkasına monte edilen yükleyici vinç modeli [8].....	9
Şekil 9 : Arkaya monte edilen tomruk yükleme vinci [8]	10
Şekil 10 : (a) Tek (b) Çift kırma vinci örnekleri.....	16
Şekil 11 : Tarım traktörüne monte edilmiş bir kreynle yükleme [25]	17
Şekil 12 : Kamyonu makina gücüyle eksenine paralel yönde yapılan yükleme [27].....	18
Şekil 13 : Mobil vinçlerde oluşan kazaların neden sonuç diyagramı [31]	20
Şekil 14 : Katı modeli oluşturan bileşenler	23
Şekil 15 : Tasarımı planlanan vinci ekipmanları.....	24
Şekil 16 : Tasarımın SolidWorks programında çizilen katı modeli	24
Şekil 17 : Kaynak kabiliyeti komisyonuna göre karbon eşdeğeri formülü ve tablosu	26
Şekil 18 : Düşük karbonlu çelik için gerilme	29
Şekil 19 : Modelin Patran programında meshlenmesi.....	31
Şekil 20 : Modelin Marc Mentat programında yapılan sonlu eleman analizi örneği	31
Şekil 21 : Yükleyici vinç	32
Şekil 22 : Kızak sistemi sayesinde genişleyen tarama alanı modeli.....	33
Şekil 23 : Ana gövde	33
Şekil 24 : Katlanır ve uzatma bomları	34
Şekil 25 : Tomruk kapma ataşmanı	35
Şekil 26 : Eksenel denge ayağı.....	35
Şekil 27 : Kaldırma ve katlama pistonu.....	36
Şekil 28 : Titreşim katsayısı diyagramı	40
Şekil 29 : Von Mises kriteri için oluşturulan elips [44]	42
Şekil 30 : $\sigma_1 - \sigma_2$ Düzleminde ve asal eksenle eş açı yapan düzlemlerde Von -Mises akma yüzeyi	43

Şekil 31 : Yükleyici vince ait bomlara etki eden yükler.....	44
Şekil 32 : Teleskopik bomunun kesiti	45
Şekil 33 : Teleskopik bomunun x-z yönündeki serbest cisim diyagramı (scd).....	46
Şekil 34 : Teleskopik bomundaki z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları.....	47
Şekil 35 : Katlanır boma ait kesiti	49
Şekil 36 : Katlanır bomun x-z yönündeki serbest cisim diyagramı (scd).....	50
Şekil 37 : Uzatma bomundaki z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları	52
Şekil 38 : 1. bomunun kesiti	54
Şekil 39 : 1.bomunun x-z yönündeki serbest cisim diyagramı (scd).....	54
Şekil 40 : 1.bomdaki z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları.....	55
Şekil 41 : Patran programında katı modelin meshlenmesi	57
Şekil 42 : Marc Mentat akış şeması.....	58
Şekil 43 : Çalışmada oluşturulan 3-boyutlu sürekli ortam sonlu elemanlar modeli.....	61
Şekil 44 : Marc programında katı modele malzeme parametre atanması.....	61
Şekil 45 : Sonlu elemanlar modelinde bağlantı tipi gösterimi	62
Şekil 46 : Sonlu elemanlarda sınır koşulları ve yükleme	62
Şekil 47 : Sonlu elemanlarda analizin tamamlanması sonucu.....	63
Şekil 48 : Seçimlerin değiştirildiğinde çıkan sonuçlar	64
Şekil 49 : Sonlu elemanlar yöntemine (a) ana gövde ki pim ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme.....	65
Şekil 50 : Sonlu elemanlar yöntemine (a) boma ek parça ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme.....	66
Şekil 51 : Sonlu elemanlar yöntemine ana gövde alt yüzeyi (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme.....	67
Şekil 52 : Sonlu elemanlar yöntemine hidrolik silindirler bağlantı noktalarının (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme	68
Şekil 53 : Sonlu elemanlar yöntemine ana gövde ve bom arası bağlantı pimi (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme	69
Şekil 54 : Sonlu elemanlar yöntemine uzatma bomu (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme.....	70
Şekil 55 : Analiz sonucu direnç kazandırılan bölgeler	71
Şekil 56 : Modele " x " yönünde yükleme yapılması	72

Şekil 57 : Modele " -z " yönünde yükleme yapılması	72
Şekil 58 : Sonlu elemanlar yöntemine göre oluşan farklılıklar (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme.....	73
Şekil 59 : Kızak sisteminin aşamalı yürütülmesinin 3 boyutlu katı modellemesi.....	74
Şekil 60 : Mobil vinç periyodik kontrol raporu	76
Şekil 61 : İmal edilen vincin (a) açık ve (b) kapalı hali	77



TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1 : Tüm üretim makinaları için yıllık çalışmama durumları ve bunun dağılımları ..	19
Tablo 2 : Strenx 700 MC yapı çeliğinin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşimi [38]	26
Tablo 3 : St37 yapı çeliğinin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşimi [39].....	27
Tablo 4 : C45 (1045) yapı çeliğinin kimyasal bileşimi [40]	27
Tablo 5 : St52 yapı çeliğinin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşimi [41].....	28
Tablo 6 : Kestamid plastiğinin mekanik özellikleri.....	28
Tablo 7 : 42CrMo4 ıslah çeliğinin mekanik özellikleri [42]	29
Tablo 8 : Seçilen malzemelerin bazı fiziksel mekanik özellikleri.....	30
Tablo 9 : Yükleyici vincin teknik özellikleri.....	40
Tablo 10 : Teleskopik bom kesitinden alınan yüzeye ait atalet momenti ve alan değerleri	45
Tablo 11 : Katlanır bom kesitinden alınan yüzeye ait atalet momenti ve alan değerleri	50
Tablo 12 : Von Mises malzeme modeline ait malzeme parametreleri [55].....	59
Tablo 13 : St-37, St-52, C-45 Çelikleri için Akma Sınır σ_{ak} değerleri.....	71

ARTIRILMIŞ FONKSİYON KABİLİYETİ TOMRUK YÜKLEYİCİ VİNÇ ÜRETİMİ VE PERFORMANS PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Ormanlarda ağacın kesildiği yerden, kamyonlarla taşımalarının yapılacağı orman yolu kenarına kadar getirilmesi işlemine bölmeden çıkarma adı verilir. Bu süreç insan için çok güç gerektiren, pahalı ve çevresel zararı en yüksek olan aşamadır. Endüstriyel veya bakım amaçlı ağaç kesimi yapılan orman arazisindeki yolların yakınına getirilmiş olan tomrukları, bir başka kamyon üzerine yükleyecek tomruk yükleyicinin fonksiyonel kabiliyetinin artırılması için analizler yapılmalıdır. Yapılan analizler sonucu bu konunun önemli bir ihtiyaç olduğu görülmektedir. Bu eksikliklerin giderilmesi için alternatif olarak yeni bir tomruk yükleyici projesinin, KOSGEB desteği ile imal edilmesi planlanmaktadır.

Ormancılık faaliyetlerinde teknolojinin kullanımı sınırlıdır. Bunun için özellikle dağlık arazide ekonomik, ergonomik ve çevresel açılardan daha büyük önem taşır. Mevcut üretilenlere oranla daha emniyetli, verimli ve ekonomik bir makine ihtiyacı doğmaktadır. Buda projeyi hayata geçirmek için bizlere motivasyon oluşturdu. Tomruk yükleme makinesi (vinci) tahrikini bağlı bulunduğu kamyonundan alır. Kesilip yola çekilmiş olan tomruğu, ucunda bulunan kapma ataşmanı sayesinde yakalayarak nakliye aracına yükler. Sunulan yeni tasarımda aracın zemine sabitlenmesi için kullanılan mekanizma, dikey hareketli olmak yerine dairesel hareketli olacak şekilde yenilendi. Bu sayede hız ve güvenlik şartları artırıldı. Üzerinde bulunan kızak sistemi ile kamyonun şasesinde ileri geri hareket yaparak geniş alanlara ulaşma imkânı sağlandı. Yerli üretim olması hem ekonomiklik hem de güvenilirlik için artı avantaj sağladı. Modellemenin yapılmasında SolidWorks programıyla tomruk yükleyicinin katı modellemesinin taslak ve imalat çizimi yapıldı. Marc Mentat ve Patran programları ile modelin sonlu elemanlar yöntemi ile yükteki gerilme analizi sağlandı. Sonlu elemanlar yöntemi ile yön, kuvvet gibi değişkenlere farklı değerler girilerek ortaya çıkan analiz sonuçları değerlendirildi ve yorumlandı. Analiz sonuçlarına göre, yenilikler, iyileştirilmeler ve geliştirmeler sağlanıp uygulandı.

Piyasaya etki alanı geniş, ekonomiklik ve güvenilirlik gibi birçok avantajları olan bir tomruk yükleyici sunulması planlandı. Yapılan bu akademik çalışma ile yaklaşık toplam 4.5 ton ağırlık, günlük 8 saatlik çalışma kapasiteli ve tamire olan ihtiyacı azaltılmış vs. özelliklere sahip yükleyici elde edildi.

Anahtar kelimeler: Tomruk sürütme, Tomruk çekme vinci, Tomruk Yükleyici, Tomruk, Arazi, Vinç, Yükleyici, Sonlu elemanlar yöntemi

INCREASED FUNCTION CAPABILITY LOADER CRANE PRODUCTION AND INVESTIGATION OF PERFORMANCE PARAMETERS

SUMMARY

The process of bringing the tree from the cut down place in the forests to the edge of the forest road where it will be transported by trucks is called solvent without splitting. This process is very empowering, expensive and has the highest environmental damage for human beings. Logging for industrial or maintenance purposes, making analyzes to increase the capability of the log loader to load the logs brought close to the roads in the forest land onto another truck. As a result of the analyzes made, it is seen that this issue has an important need. It is planned to manufacture a new log loader project with the support of KOSGEB as an alternative to eliminate these deficiencies.

The use of technology in forestry activities is limited. For this, economic, ergonomic and environmental aspects are more important, especially in mountainous terrain. There is a need for a safer, more efficient and economical machine compared to the existing ones. This created the motivation for us to implement the project. The log loading machine (crane) takes its drive from the truck it is attached to. It grabs the cut and pulled log with the grab attachment at the end and loads it to the transport vehicle. In the new design presented, the mechanism used to fix the vehicle to the ground was renewed to be circular rather than vertical. In this way, speed and security conditions were increased. With the skid system on it, the opportunity to reach large areas was provided by moving back and forth on the chassis of the truck. The fact that it is domestic production provided a plus advantage for both economy and reliability. During the modeling, the draft and manufacturing drawing of the solid modeling of the log loader was made with the SolidWorks program. Stress analysis at load was provided with the finite element method of the model with Marc Mentat and Patran programs. Using the finite element method, the resulting analysis results by entering different values for variables such as direction and force were evaluated and interpreted. According to the analysis results, innovations, improvements and improvements were provided and implemented.

It was planned to introduce a log loader to the market with many advantages such as wide impact, economy and reliability. With this academic study, a total of 4.5 tons of weight, a daily working capacity of 8 hours and the need for repair have been reduced, etc. Loader with features obtained.

Keywords: Log skidding, Log pulling crane, Log Loader, Log, Terrain, Crane, Loader, Finite element method (FEM)

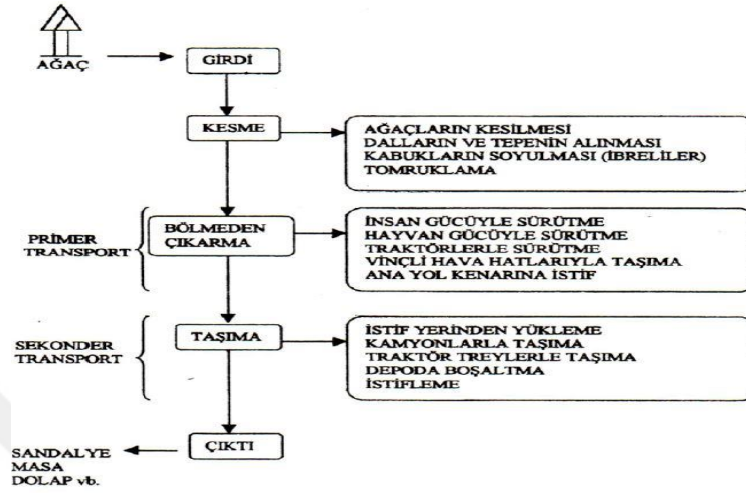
BÖLÜM 1. GİRİŞ

Mukavemeti, işleme kolaylığı, esnekliği ve kolay erişilebilir olması sayesinde, endüstriyel ürün özelliği taşıyan ağacın, gelecekte daha da katma değeri yüksek bir ürün olması kaçınılmazdır. Dünya'daki orman varlığı 4 milyar hektar iken, Türkiye'de bu miktar 21,2 milyon hektar olarak belirlenmiştir [1]. Ülkemiz topraklarının %27'si ormanlarla kaplıdır. Özellikle kaçak kesimler, aşırı hayvan otlatılması ve yangınlar sebebi ile verimsizleşen ormanlarımızın, sadece %44'lük kısmı verimli orman statüsünde bulunmaktadır. Bu oran Almanya, Finlandiya ve İsveç gibi birçok Avrupa ülkesinde % 70'lik dilimler üzerinde belirtilmektedir [1].

Ormanlardan devamlı şekilde yararlanma, onların korunması ve dolaylı faydalarının toplum yararına sunulması, ormanların en iyi şekilde düzenlenmiş yol şebeke ve transport (nakliye) planının yapılmış olmasına bağlıdır. Ormanlardan ekonomik olarak yararlanmanın, ormanların koruyucu yönden etkisinin düzenlenmesi ve geliştirilmesi büyük ölçüde transport problemi ile ilgilidir. Transport metotlarının geliştirilmesi ve masraflarının azaltılması, dağlık bölgelerdeki ormancılığın önemli talepleri haline gelmektedir. Ormandan elde edilen ürünlerin, pazara nakil süresini azaltılarak, verimin artırılması ve seçilecek uygun yöntemlerle ekonomik olarak mevcut ağaç, meşçere ve ürünlerin zarar görmesi önlenabilir [2]. Orman bakımı, gençleştirilmesi ve iyileştirmesi gibi birçok amaçla yapılan ağaç kesimlerinde, tomrukların engebeli veya düz orman arazileri içerisinde, taşıyıcı kamyonlara yüklenmesi gerekmektedir.

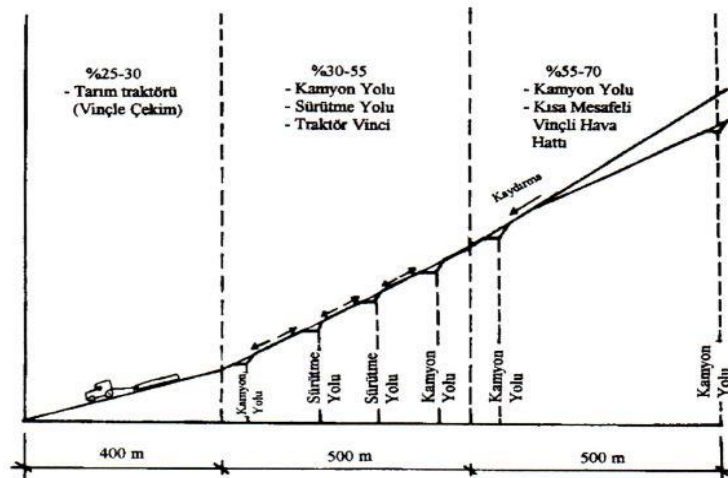
Orman ürünlerinin taşınması iki safhada yapılmaktadır. Birinci safha bölmeden çıkarma yani primer transport, ikinci safhada ise genelde orman yolları üzerinde kamyonlarla gerçekleştirilen ana taşıma safhası yani sekonder transport şeklinde olmaktadır. Orman ürünlerinin taşınması, endüstrileri ve ormancılığı ileri ülkelerde teknolojiye dayanarak gerçekleştirilmesi sayesinde, bu işlemlerden en iyi şekilde faydalanma biçimi haline gelmiştir. Yani ormanda ağaçların kesimi, bölmeden çıkarma, kabukların soyulması, tomruklama, yükleme, taşıma, boşaltma ve istifleme işleri tamamen makine ile yapılmaktadır. Ülkemizde ise bölmeden çıkarma; insan gücüyle bölmeden çıkarma,

hayvan gücüyle bölmeden çıkarma, traktörler ve hava hatlarıyla bölmeden çıkarma şeklindedir [3]. Şekil 1’de orman arazisinde bulunan ağacın, üretim ve taşıma safhası, girdi-çıkı süreçinde yapılan işlemleri aşağıdaki şekilde belirtilmiştir.



Şekil 1 : Üretim ve taşıma safhaları [3]

Eğimli arazilerde orman ürünlerinin taşıma işlemlerinde kullanılan araçlar eğim değerine göre değişiklik göstermektedir. Şekil 2’de, belirli bir miktar yolun eğim oranı arttıkça, değişkenlik gösteren taşıma makineleri verilmiştir. Tabi bu alanların kimi kısımlarında, yollar kamyonların gidebileceği düzeydeyken kimi yerlerde odunlar sürütme şeklinde yol kenarına getirilerek taşıma işlemine devam edilmektedir.

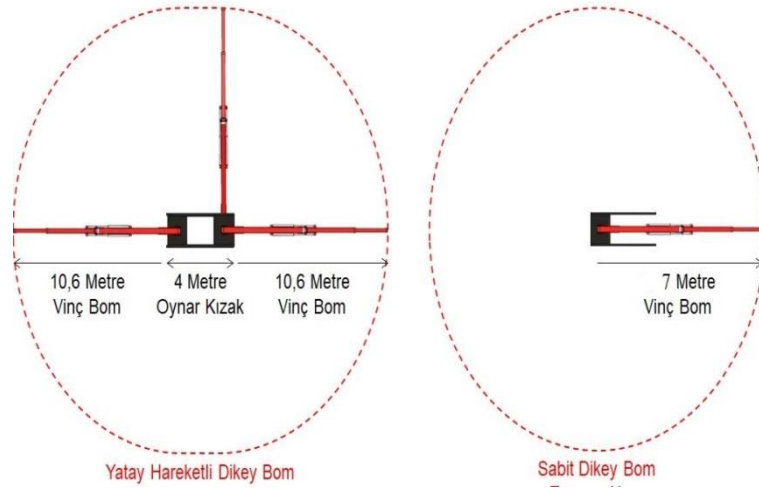


Şekil 2 : Arazi eğimi ile bölmeden çıkarma yöntemi ilişkisi [2]

Kamyonlarla yükleme işleminde kullanılan yükleyicilerin tamamı ya da bir kısmı ithal tedarik edilerek ülkemizde montajlama işlemi ile birleşimi sağlanan ve bu sebepten ötürü üretimde hareket kısıtlılıklarına neden olmaktadır. Yerli imalat konusunda çalışmalar yürüten ve genel amaçlı vinçler üreten firmaların kullandıkları, bu vinçlerin taşıyıcı bomları genellikle yine ithal olarak temin edilmektedir. Piyasadaki üretimi yapılan vinçler, genel anlamda ortalama 1-3 t aralığında yük kaldırabilecek kapasitededir. Vinci taşıyacak olan araca yapılan bağlantı ekipmanlarının aracın arkasında ya da ortasında olmasına bağlı olarak yükleme mesafesi 7-9 m arasında olabilmektedir. Yükleme mesafesini belirleyen özellik, kullanılan malzemenin dayanım parametrelerinin yanı sıra sistem üzerine gelen momentler olmaktadır. Bu değerler ve piyasadaki üretimi yapılmış olan imalatlarda da görüldüğü gibi standart araç, üzerine gelecek momentleri taşıyamadığından yanlara açılan yere sabitleme aparatları kullanılmasına ihtiyaç duyulmaktadır.

Piyasada kullanılan ürünlerde genellikle dikey bom (ana gövde) vinci taşıyacak olan araca sabit olarak bağlı tasarlanmakta ve dairesel bir alan içerisindeki ağaçları yükleyebilmektedirler. Mevcut tasarımlarda dikey bomun hareketi, aracın hareketi ile sağlanabilmektedir. İhtiyaç duyulan yeni tasarımda aracın zemine sabitlenmesi için kullanılan mekanizma dikey hareketli olmak yerine dairesel hareketli olarak, tasarlanıp hız ve güvenlik şartları arttırmaktadır. Dikey bomun hareketli (oynar kızak sistemi) orijin ile tasarlanması yükleme alanını eliptik bir yörüngeye kavuşturacak ve oluşan geniş tarama alanı sayesinde aynı çalışma süresinde daha fazla yükleme yapılabilme imkanı sunabilecektir.

Şekil 3'te sabit ve yatayda hareket edebilen dikey bomun sağladığı avantaj şematize edilmektedir. Şekilde aynı yatay bom mesafesine sahip iki sistemin birbirinden farkı açık olarak görülmektedir. Sabit dikey ve 7 m uzunluğunda yatay boma sahip bir vinç sistemi 154 m²'lik bir alanı tarayabilirken, dikey bomu yatayda kayar hareket edebilen bir sistemle 409 m² alanı tarayabilmektedir. Değişen bu faydalı alan artışı %39,2 oranında geliştirilmiş fonksiyon anlamına gelmektedir.



Şekil 3 : Sabit ve yatayda hareketli (kayar) dikey bom tarama alanları

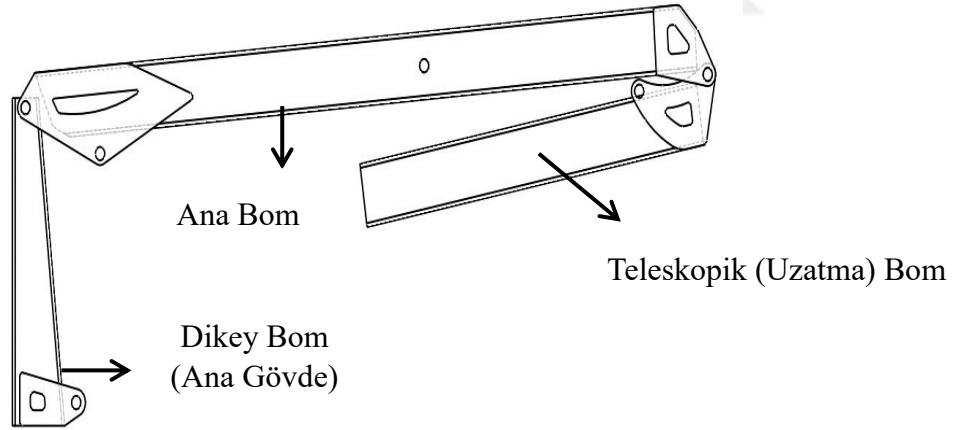
Gerek bölgesel gerek ulusal müşterilerden elde edilen bilgi dönüşleri ve incelemeler sonucunda, yerli üretim, performans ve fonksiyonelliği geliştirilmiş bir tomruk yükleyicinin, ülke ve bölge için ticari açıdan gerekli olduğu kanaatine varılmıştır. Ülkemiz açısından bakıldığında, bu sorunların çözümü için gerekli mühendislik çalışmalarının yürütülmesiyle ortaya çıkabilecek nihai tomruk yükleyici, bugün ithal edilen bir ürünü karşılayabilecek hatta ilerisine geçebilecek bir teknolojik ilerlemeyi işaret etmektedir.

Projenin konusu orman arazisinde kesimi yapılan ağaç tomruklarının hızlı, verimli, ekonomik ve güvenli bir şekilde kamyonlara yüklenmesini sağlayacak bir makinenin tasarımı ve imalatıdır. Yapılacak olan tasarım kullanım mesafesi, oynar kızak mekanizması ve sabitleyici denge ayakları açısından birçok yenilikler içermektedir.

Bu tezde yürütülecek projede, mevcut kullanılan sistemlerde karşılaşılan sorunların ve hareket kısıtlılıklarının çözülmesi amaçlanmaktadır. Bu sorunlar verimlilik, emniyet ve ekonomiklik gibi önemli başlıklar altında toplanabilmektedir. Yükleme işleminde verimin artırılması için, toplam mesafenin 10,6 m ye çıkarılması ve buna ilaveten aracın ön kısmındaki tomrukların da temizlenebilmesi gibi arttırıcı fonksiyonel kabiliyetler eklenmektedir. Yükleyicinin her türlü olumlu ve olumsuz arazi koşullarında, zemine sabitlenebilmesi ve yükleme durumlarında oluşan momentler nedeniyle devrilmemesi için, yükleyiciye ek olarak onu taşıyacak olan aracın arka kısmına

montajlanacak dairesel hareketli sabitleme ayakları güvenlik açısından önemli bir tehlikeyi ortadan kaldırmaktadır.

Tasarımın piyasadaki muadillerine göre ilk yeniliği, yükleyici kol uzunluğunda olmaktadır. Mevcut yükleyici kollar en fazla 7,6 m uzunluğundaki mesafeye ulaşabilmektedir. Bu hareketi yapabilmek için bir ana yatay bom ve ona bağlı üç kademeli teleskopik bom kullanılmaktadır. Bu mesafenin arttırılması yükleme kapasite ve kolaylığını arttıracak olmakla birlikte, yükleyicinin devrilme riskini de arttırdığından sınırlanmaktadır. Bu mesafede tomrukların kaldırılması esnasında yükleyici araca ve mesnet ayaklarına gelecek olan mekanik kuvvetlere dair statik ve mekanik hesapları yapılacaktır. Bu çerçevede yatay hareket mesafesinin toplamda 10,6 m olmasının önündeki engeller moment ve malzeme mukavemetidir. Daha ağır bir sistemi hareket ettirmek için buna uygun özellikleri karşılayacak hidrolik pistonlara ihtiyaç duyulacaktır. Bu kapsamda seçilecek malzemenin sağladığı ağırlık ve mukavemet dayanımı gibi avantajları ile yük kaldırma kabiliyeti arttırılacaktır. Şekil 4'te, planlanan taşıyıcı yükleyici vince ait teknik resim taslak halinde verilmiştir.



Şekil 4 : Tasarlanan yükleyici vince ait teknik resim

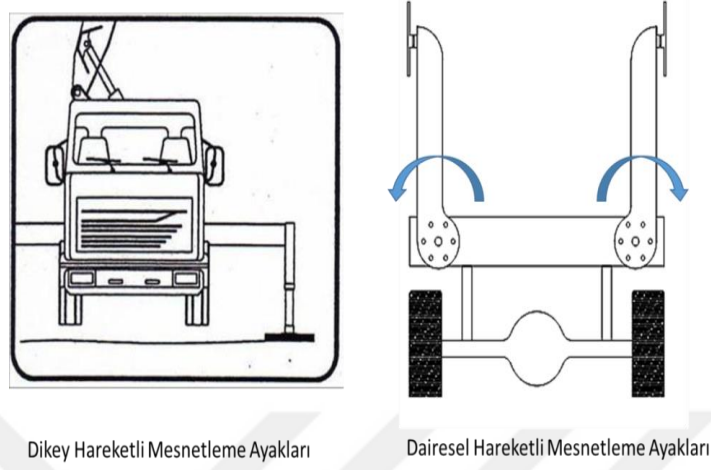
Sistemin tasarım anlamında birden çok yenilikçi yönü bulunmaktadır. Projenin başka bir yenilikçi yönü de yükleme bomlarının araca bağlantı kısmında yapılacaktır. Mevcut kullanılan sistemlerde dikey bom araç üzerinde sabit konumlandırılmaktadır ki, bu konumlandırma aracın arka kısmı ya da sürücü kabininin hemen arkası olarak tercih

edilmektedir. Genel olarak aracın yatay ağırlık merkezine yakın olması amacıyla sürücü kabininin arkasında yapılmaktadır. Tasarlanan üründe dikey bom araca bir oynar kayar kızak bağlantı mekanizması üzerinden mesnetlenecektir. Bu kayar mekanizma dikey bomun 4 m yatayda hareket etmesine imkân sağlayacak şekilde tasarlanacaktır. Kazanılan ilave yükleme mesafesi ile yükleyici maksimum yükleme kapasitene ulaşacaktır.

Kayar dikey bomun önemli avantajlarından biri de yükleyicinin ön kısmında bulunan, özellikle araca sıfır noktasındaki tomrukları yükleyebilmesi için büyük bir avantaj sağlamasıdır. Potansiyel müşterilerden elde edilen bilgiler ışığında bu detay önemli bir zaman kaybına neden olduğu anlaşılmıştır. Bu zamanın geri kazandırılması ile daha verimli bir tasarım ortaya konulmuş olacaktır. Yatay bom uzunluğunun arttırılmış olması faydalı alana önemli bir katkı yaparken dikey bomun yatayda 4 m ilave hareket esnekliği kazandırması sistemi hem faydalı alan hem de kullanım kolaylığı açısından verimli, tercih edilebilir ve ekonomik kılacaktır.

Sistemin bir diğer yenilikçi yönü de zemine sabitleme ayaklarında olacaktır. Ağaç tomrukları, orman içerisinde kesildikleri noktadan kamyonlara yüklenmek üzere orman içindeki yollara çekilerek veya sürütülerek getirilmektedir. Genellikle bu yollarda, kesim işlemi için açılmış kötü şartlardaki yollar olmaktadır. Yol üzerinde ve kenarlarında yığılmış olan tomruklar vinç mekanizmaları ile kamyonlara yüklenir. Yükleme işlemi için kamyonlar tomruk yükleyici vincin arkasına yanaştırılarak yüklenirler [4]. Bu aşamada öncelikle yükleyicinin zemine sabitlenerek oluşan eğilme momentlerini karşılaması gerekmektedir. Lastik tekerlekler üzerinde bırakılması durumunda devrilme tehlikesi olduğundan, mevcut yükleyiciler dikey hareket yapan ayaklar üzerine kaldırılarak tekerleklerin zeminle olan temasını kesilir. Dikey hareket yapan bu denge ayakları yanlara doğru açılabilir şekilde tasarlanırsa dahi yolun bir tarafında yamaç diğer tarafı boşluk olduğundan dengeli bir sabitleme yapılamamaktadır. Bu noktada proje konusu üründe, yanlara açılan dairesel hareketli eksenel denge ayakları düşünülmüştür. Bu ayaklar dik duruş pozisyonundan hidrolik silindirler yardımı ile dairesel hareketle birbirlerinden bağımsız olarak zemine tutundukları noktaya kadar açılabilirlerdir. Şekil 5'te denge ayakları için, iki farklı mesnetleme mekanizmasını

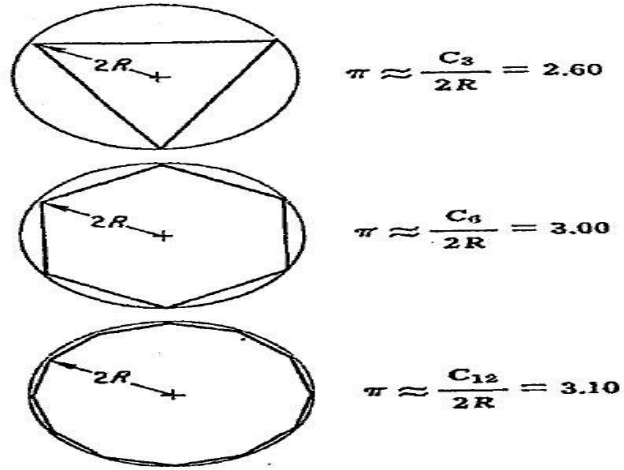
göstermektedir. Açıklanan üç adımda daha verimli, ekonomik ve güvenli bir tomruk yükleyicinin ortaya konulması hedeflenmektedir.



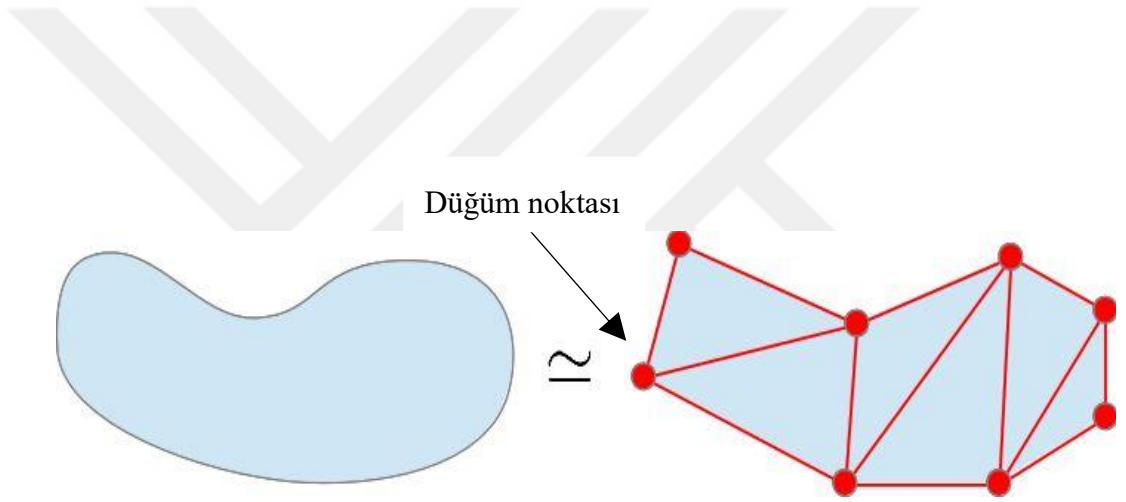
Şekil 5 : Dikey ve dairesel hareketli mesnetleme ayakları

Bir problemin çözümlenmesinde, fiziksel sistem ele alınarak ve buna ilişkin matematiksel modelleme oluşturularak işe başlanmaktadır. Oluşturulan bu modelin basit olması halinde analitik çözüm elde edilmektedir. Pratikte karşılaşılan problemlerin matematik modelleri her zaman böyle çözümlenemeye bilmektedir. Bunun nedeni ise problemin geometrisinin ve sınır şartlarının basit olmamasından kaynaklanmaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemi, problemi özellikleri bilinen sonlu sayıda küçük bölgelere (düğümlere) ayırmaktır. Bu bölgelerin her birinde incelenen düğümler arasındaki bağı ifade eden denklemler oluşturulmaktadır. Problemi bu küçük bölgelere ayırmak ve bu parçaları birbirine bağlayacak ifadeleri oluşturarak, çözüm bölgesindeki gerilme analizi probleminde değişkenlerin değerinin doğruya yakın bir şekilde hesaplanması mümkündür. Bu düğümlerin ebadı ne kadar küçük olursa sayısal çözüm o derece gerçek çözüme yaklaşmaktadır. Şekil 6'da eleman sayısının artmasının çözüme etkisi gösterilmiştir. Sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır eleman metotları bilinen sayısal metotlardır. Şekil 7'de ise sonlu elemanlar yönteminde küçük küçük parçaların ilişkisini belirten düğüm noktaları gösterilmektedir.



Şekil 6 : Eleman sayısının artmasının çözüm hassasiyetine etkisi



Şekil 7 : Bir sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar

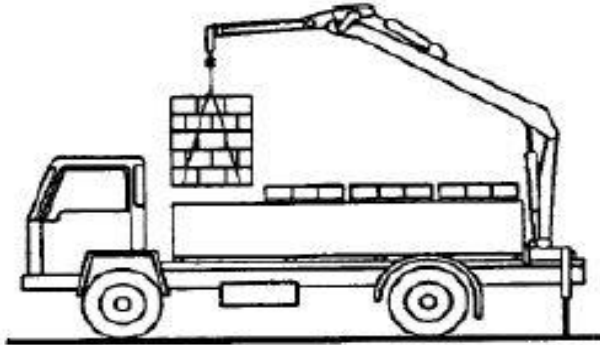
Sonlu elemanlar yönteminde, denklemlere sayısal yaklaşım ile sağlanır. Bu süreçte, koordinat eksenlerine benzer (üniform) eklemelerle düğüm noktaları oluşturulur. Düğüm noktaları birbirlerine eşit mesafede yerleştirilmektedir. Eleman yoktur ve düğüm noktaları topluluğu arasındaki boşluklara herhangi bir özellik girilmez. Bu özellikler denklemin içinde tanımlanmıştır.

BÖLÜM 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

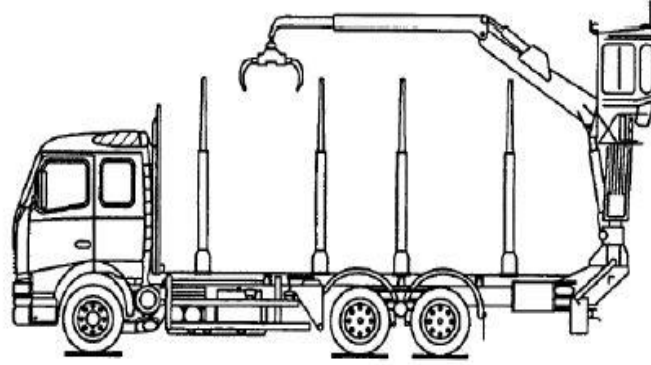
Türkiye'de planlı orman yolu yapımı ve işletilebilen orman alanlarının genişletilmesi ile yıllık odun hammaddesi üretiminde önemli artışlar sağlanmıştır. Bu artışlar, orman ürünlerinin kesim yerinden satış ya da işleme merkezlerine taşıma işini işletmecilerin en önemli sorunu haline getirmiştir [5]. Taşıma faaliyetlerinde yükleme işleri gerek masraf gerekse taşıma işlerinin akışının devamlılığı yönünden büyük öneme sahiptir. Türkiye'de genellikle elle gerçekleştirilen bu işler için yapılan harcamaların tutarı toplam taşıma masraflarının yaklaşık %40-50'sini bulmaktadır [6]. Ülkemizde son yıllarda iş hacmi yüksek olan işlerde ve satış depolarında kısmi bir makineli çalışma görülmekle birlikte gerek orman içi istif yeri ya da rampalarda gerekse diğer işletme depolarında yükleme boşaltma işleri halen çoğunlukla elle yapılmaktadır [5, 7].

Yükleyici vinçler genellikle taşıtın şasesine sabitlenerek monte edilir, farklı olarak ayrılabilir destek üzerine de monte edilebilir. Vinçler aynı zamanda taşıt plâtfomundaki raylar üzerine de hareketli olarak monte edilebilir [8].

Şekil 8'de, araç şasesine sabit olarak monte edilmiş yükleyici resmi görülmektedir. Şekil 9'da ise, kayar mekanizma sayesinde şase arkasına monte edilen bir vinç resmedilmektedir. İki resim arasındaki farklar (kayar mekanizma ve bunun getirisi olan tarama alanı genişliği), yenilikçi özellik olarak literatür taramasına eklenmiştir.



Şekil 8 : Şase arkasına monte edilen yükleyici vinç modeli [8]



Şekil 9 : Arkaya monte edilen tomruk yükleme vinci [8]

Wu ve ark. (2000) tarafından yapılan çalışmada, hareket yükleri altındaki yapıların dinamik davranışları analitik yöntemlerle ve sonlu elemanlar metoduyla incelenmiştir. Önceki çalışmalarda atalet etkileri göz önüne alınmaksızın hareketli kütleler hareket yükleri olarak kabul edilmiştir. Bu genellikle doğru bir yöntem olarak nitelendirilmemektedir, burada atalet etkileri analiz sonuçlarını olumsuz yönlü etkilemektedir. Öncelikle tekil kütlenin basit mafsallı giriş üzerindeki hareketi modellenmiş ve yöntem geliştirilmiştir. Geliştirilen yöntem gezer köprülü portal kreyn sistemi üzerine uygulanmış ve deneysel olarak sistemin dinamik davranışları incelemiştir. Kreynlerde yükün kaldırılması köprü üzerinde farklı konumlarda gerçekleşmesinden dolayı yükün köprübaşında veya ortasında olması dikkate alınarak kreynin dinamik davranışına konum etkisi araştırılmıştır. Kreyn sistemi üzerinde her bir grubun karakteristiği farklı olduğundan dolayı ayrı olarak incelenmesinde fayda olduğu yapılan analizler sonucunda ortaya çıkmıştır. Kreyn sistemlerinde kütle azaldıkça meydana gelen doğal frekans değerlerinde artış meydana geldiği ve bu durum ise literatürde belirlenen doğal frekansların kütle ve esnekliğe bağlı olduğu ilkesini desteklemektedir [9].

Karamolla (2005) çalışmada, sonlu elemanlar yöntemiyle değişken dönüşümü yaklaşımı kullanarak, kule vinçlerin yüklere karşılık gelen deplasman ve titreşim analizi yapılmıştır. Kule vinçlerin yapısından dolayı sonlu elemanlar yönteminde çubuk eleman

kullanılmıştır. Sonlu elemanlar metodu olarak SAP2000 paket programı kullanılmıştır. Bu programda uygulanan kuvvet, rüzgâr ve titreşim etkilerine göre çubuk elemanlarının düğüm noktalarında oluşan kuvvetlerin, gerilmelerin ve yer değiştirme değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca sistemin bütününe belirlenen modlarda ki doğal frekansları bulunmuştur. Hesaplamalar sonucunda verilere göre rüzgâr kuvvetleri etkisinin çok küçük olduğu, bununla birlikte uygulanan kuvvetin ve bu kuvvetin vinç yapısı üzerinde oluşturduğu titreşimlerin daha etkili olduğu görülmüştür [10].

Özkan İ. (2005) çalışmasında, kafes kirişli bir vincin bağlantı noktalarındaki elemanlarında oluşan gerilmeleri araştırmıştır. Bu elemanların yük altındaki gerilme dağılımlarını ANSYS 6.1 sonlu eleman analiz programı ile nümerik olarak elde etmiştir. Sonlu elemanlara ayırmada 10 düğümlü tetrahedral yapıda katı elemanları kullanmıştır. Perçin deliklerinin, perçin çapına bağlı olarak dört farklı mesafede delindiğini kabul etmiştir. Saç kalınlıklarını 12 ile 16 mm arasında kullanıp her bir sac kalınlığı için dört farklı gerilme analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçları kendi içinde karşılaştırmış ve perçin delikleri etrafındaki gerilme yığılmalarının perçin delikleri arası mesafe arttıkça düştüğünü gözlemiştir [11].

Erdik A. (2006) katı modelleme teknikleri ve sonlu elemanlar yöntemi hakkında bilgiler girerek, portal vinç yapısının sonlu elemanlar modeli oluşturarak incelemeler, lineer statik ve nonlineer statik analizleri yapılmıştır, bulunan sonuçlara göre yapıda kesit değerlerini araştırılmıştır. Eleman sayısı yeterliliği kontrol edilmelidir. Bölgesel eleman yoğunlukları artırılabilir sonucuna varılmıştır [12].

Uçar ve ark. (2007) yapmış olduğu çalışmada, hidrolik bom tipi örnek bir kreynde statik yükleme sonucu oluşan gerilmelerin sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesi adına bir çalışma yapmış ve çalışmasında örnek olarak seçilen hidrolik bom tipi bir kreynde ki taşıyıcı kol (bom) 3 boyutlu olarak modellenmiştir. Taşıyıcı kol üzerinde statik yükleme durumu altındaki gerilme dağılımları sonlu elemanlar metodu kullanılan bir paket yazılım ile incelenmiştir. Analiz sonrası elde edilen sonuçlar yorumlanmış, kreyn konstrüksiyonunun hasara uğramadan çalıştığı gerçekleştirilen simülasyon ile gösterilmiştir. Kreyn konstrüksiyon elemanları için malzeme akma mukavemeti baz alınarak analiz sonuçlarına göre çalışma güvenlik katsayıları

çıkartmışlardır. Güçlendirmelerle genel konstrüksiyon sacı daha küçük değerlerde seçilerek sistemin hafif olması sağlanmış hem de imalat maliyetleri düşürülmüştür [13].

Karahan M. (2007) çalışmasında, iki kademeli teleskobik vincin tasarım ve sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizi yapılmıştır. Vinci oluşturan parçalar özgün ve üç boyutlu olarak (3D) Pro ENGINEER paket programında tasarlanmıştır. ANSYS Workbench'te sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analiz yapılarak yük taşıyan ana eleman sabit bom için optimum sac kalınlığı belirlenmiştir. Gerilme analizi sonunda belirlenen kritik yerler güçlendirilmiştir ve böylelikle ana konstrüksiyon sac kalınlığı daha küçük değerlerde seçilerek hem sistemin hafif olması sağlanmış hem de maliyetler düşürülmüştür. Teleskobik bomun tasarımı standart profil kesit ölçü ve kalınlıkları dikkate alınarak analiz sonuçlarına göre optimum seçenekler belirlenmiştir. Optimum eleman sayısı belirlerken farklı eleman sayılarına karşın gerilme değerleri elde edilmiştir. Sistemde sonuç olarak, teleskobik bomda kesitin alt ve üst kısımlarında, sabit bom üzerinde ise yan kolların bağlandığı yerlerde plastik şekil değiştirme bölgesine gireceği belirlenmiştir [14].

Ünal B. (2008) çalışmasında, transport tekniğinde sıklıkla kullanılan kaldırma ekipmanlarından biri olan jib kreyini incelenmiştir. Limanlarda, tersanelerde ve depolarda geniş çapta kullanma alanları bulunan jib krenlere, işletme sırasında birçok yük etkilerine maruz kaldığı görülmüştür. Bu yüklerin en önemlileri olarak, sistemin elemanlarının zati ağırlığından meydana gelen yükler ve vincin yaptığı hareketler sırasında oluşan dinamik etkiler olduğu bulunmuştur. Jib kreyini oluşturan parçalar bilgisayar destekli tasarım yazılımları (AutoCAD) kullanılarak modellenmiştir. Jib kreyin bom(uç) kısmı da sonlu elemanlar programı olan Hypermesh ve ABAQUS 6.7.1 kullanarak model kurulmuştur. Bom kısma etkiyen kuvvetler incelenmiş ve sonlu elemanlar yöntemiyle statik gerilme analizi yapılmıştır. Gerilme değeri eleman sayısı grafik çizilmiş ve bu grafik sonucunda sonlu elemanlar ağı oluşturulmuştur. Tasarım sırasında bu yönteme başvurulması, seri üretimden sonra karşılaşılabilecek ve çok büyük kayıplara neden olabilecek tasarım hatalarının düzeltilmesi ve ekonomik açıdan da en optimum tasarımın yapılabilmesi açısından önemli bir kazanç sağlar [15].

Valansi A. (2008) çalışmasında, hidrolik vincin 45 Nm momenti taşıyabilecek teorik kesit hesaplamaları yapıp pratik değerlerle karşılaştırılmıştır. Ayrıca sabit çalışma basıncı değerlerinde yük hesaplamaları tekrardan yapılmıştır. Yük taşıyamama durumu ile ilgili gerekli çözüm önerileri bulunmuştur. Vinçteki silindirlerin hesabı yapıp hidrolik devre tasarımı oluşturulmuştur. Silindirlerle ilgili mukavemet çap değerleri belirlenmiş açma kapama hızları hesaplanmıştır. Kamyon üzerine yerleştirilen vincin kritik pozisyonlarda kritik yükler altında devrilme emniyeti hesabı, devrilme momenti değerlerine göre mesnet basma silindirlerinin tepki kuvvetleri ve boyutları kontrolü yapılmıştır [16].

Koçer H. (2009) çalışmasında, hidrolik mobil vinçlerin müşteri beklentileri doğrultusunda tasarımı gerçekleştirilmiş ve mühendislik araştırma, hesap ve analizleri ile gerekli optimizasyon çalışmaları yapılarak sistem için en uygun konstrüksiyon oluşturulmuştur. Tasarım ve analiz sonuçlarına uygun olarak imalatı gerçekleştirilmiş vinç üzerinde yapılmış olan test ve deney sonuçları teorik olarak elde edilen değerler karşılaştırılmış ve uygunluğuna irdelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda, şekilsel ve mukavemetsel değişikliklerle daha uzun mesafelere uzanabilmesi ve daha fazla yük kaldırabilmesi sağlanmıştır [17].

Kayaoğlu E. (2009) çalışmasında, kreyn konstrüksiyonun da kullanılan dikdörtgen levhaların yayılı yük altındaki davranışlarını incelemiştir. Düzgün yayılı yük altında, dört tarafından ankastre mesnetli dikdörtgen plakların geometrik merkez noktalarındaki çökme miktarı (sehim) belli numuneler için deneysel olarak tespit edilmiştir. Çeşitli kenar oranlarına ve çeşitli kalınlıklara sahip numuneler, çeşitli yüklere tâbi tutularak; konuyla ilgili literatürde daha önceden yer almış sayısal çözümler ile elde edilen deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmalar için uygun bir deney düzeneğinin tasarımı, imalatı, kurulumu ve kullanımı da tez çalışmasının bir parçasıdır. Kurulan deney düzeneği ile sayısal çözümlerde belirtilen sınır koşulları oluşturulup, düzgün yayılı yük altında dikdörtgen plakların davranışı incelenmiştir. Böylece kutu giriş konstrüksiyonlu kreynlerin bünyesinde yer alan taşıyıcı sac levhaların nasıl deformasyona uğradığı irdelenmiştir. Toplanan tüm deneysel veriler, konuyla ilgili literatürde yer alan sayısal-analitik çözümler ile karşılaştırılmıştır. Alınan sonuçlar

tatminkâr olup; bu çalışmanın sahada gerçek zamanlı ve dinamik olarak çalışan kreynler üzerinde de uygulanması hedeflenmiştir [18].

Taşdemir B. (2012) çalışmasında, genellikle gemi imalatı ve bakım-onarım işlemlerinde kullanılan kaldırma kapasitesi 35 m x40 ton olan jib kreyni incelemiştir. Jib kreyn üç boyut tasarımı SolidWorks bilgisayar destekli tasarım programı kullanılarak yapılmıştır. Jib kreynin mukavemet hesapları, bom gerilme ve sehim değerleri ile taşıyıcı gövde değerleri; rüzgâr, ivmelenme ve frenlerme tesirleri de göz önünde bulundurularak analitik hesaplanmıştır. Bom ve taşıyıcı gövde kısımları ANSYS sonlu elemanlar paket programında modellenmiş, sınır şartları ve dış yükler tanımlanarak analiz gerçekleştirilmiştir ve analiz sonuçları irdelenmiştir. Analitik hesap sonuçları ile ANSYS sonlu elemanlar paket programı kullanılarak elde edilen analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu yöntemle elde edilen sonuçlar arasındaki sapmanın kabul edilebilir seviyelerde olduğuna kanaat getirilmiştir. [19].

Yurt H. (2012) çalışmasında, 60 ton kapasiteli kreynin, statik ve dinamik analizleri yapılarak tasarım kontrolü amaçlanmıştır. Tasarım modelinin 3 boyutu Catia bilgisayar programı tarafından yapılmıştır. Sonrasında literatürde bulunan transport tekniği standartları ile, nümerik yollarla tasarım kontrolü gerçekleştirilmiştir. Hazırlanan katı geometri üzerinden paket programlar (MSC Adams, MSC Nastran, MSC SimXpert) yardımıyla dinamik ve statik mukavemet kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen sonuçlar, emniyet sınırlarına göre kontrol edilmiş ve uygunluğuna karar verilmiştir. Kreynin belirlenen kapasitesi ve işlevselliğini artırmak amacıyla yöntemler geliştirilmiş, kreyn üzerine uygulanabilirliği ve çalışmasındaki etkinliği incelenmiştir. Analitik hesaplama ve analiz sonuçlarındaki gerilme değerlerindeki sapmalar bulunmuştur. Yapılan analiz sonucunda elde edilen gerilmelerin güvenilirliği sorgulanmıştır [20].

Candaş A. (2013) çalışmasında, ilk etapta, müşteri istekleri doğrultusunda yapılan analitik hesaplamalar ile tasarlanan jib kreynler bilgisayar ortamında 3 boyutlu olarak tasarlanmıştır. Ardından tasarlanan modellerin, paket programlar kullanılarak sonlu elemanlar metodu ile statik yük analizleri yapılmıştır. Tasarımcı tarafından, bilgisayarda gerçekleştirilen bu uygulamaların ardından, belirlenen kritik noktaların incelenmesi için

deney aşamasına geçilmiştir. Kreyinlerin çalışma ortamlarında gerçekleştirilen bu deneylerden elde edilen sonuçlar ile sonlu elemanlar analizlerinden elde edilenlerin karşılaştırılması ile literatüre katkıda bulunulmaya çalışılmıştır [21].

Akay E.A. vd. (2014) hafif eğimli arazilerde yamaç yukarı yönde bölmeden çıkarma çalışmalarında alternatif bir yöntem olarak mobil vinci verim açısından incelenmiştir. Sonuçlara göre, sürütme mesafesi ve ürün hacminin verim üzerinde etkili olan ana faktörler olduğu belirlenmiştir. Çalışmada verimlilik değerinin, düşük hacim sınıfından, orta ve yüksek hacim sınıfına doğru artış gösterdiği bulunmuştur [22].

Vuorinen E., Hosseini N.(2020) ve arkadaşları karayollarında bulunan yan bariyerlerin malzemelerini incelemiştir. Bu çalışmada, daha önce kullanılmış yumuşak çelikler (S275JR ve S355JR) yerine S700MC yüksek mukavemetli çeliğin RRS için uygunluğu gerçek dinamik yük altında uygulama araştırılmıştır. Çekme ve sertlik deneyleri ile mikro yapı gözlemleri yapılmıştır, RRS kırımlarında ortaya çıkan ve sonuçlar çökmemiş numunelerle karşılaştırılmıştır. S700MC, hem verim hem de gerilme mukavemetlerinde yüksek bir artış ve kırılma tokluğunda orta derecede bir artış sergilediği ve S275JR ve S355JR, sırasıyla S700MC'nin güvenlik bariyerleri için yeni bir aday olduğunu gösterilmiştir [23].

Genel olarak vinçler kırma gruplarına göre, tek ve çift kırmalı vinçler olmak üzere iki farklı gruba ayrılır. Tek kırmalı vinçler, standart bir yük kaldırma işlemini gerçekleştirme aşamasında sahip olduğu tek bom uzatma grubuna sahip vinç türleridir. Bu vinçler ile doğrusal bir kol boyunca gerçekleştirilen tüm işler 3 yönlü bir hareket ile gerçekleştirilir. Ancak kimi durumlarda örneğin daha yüksek bir mesafeye ulaşmak istendiğinde ya da standart kırma grubu ile belirli bir yükseklikte aynı yönde olmayan, başka bir yöne doğru daha hareket gerektiren işlerde tek bir kol yetersiz kalmaktadır. Bu gibi tek kırmanın yetersiz kalacağı düşünülen noktalarda standart uzatma grubunun ucuna ikinci bir kırma grubu eklenebilir. Çift kırmalı vinçler genel olarak 25 tonun üzerinde vinçlere uygulanır. Çift kırmalı vinçlerde ikinci kırmada farklı bir yöne hareket kabiliyeti sağladığından daha uzak ve yüksek yerlere yetişme imkânı vardır. İnşaat alanlarında sıklıkla çift kırma vinçler kullanılmaktadır. Şekil 10 'da tek ve çift kırmalı vinçlere örnek gösterilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 10 : (a) Tek (b) Çift kırma vinci örnekleri

Bu kırma grubu, birinci kırma grubundan bağımsız hareket eder. Bu ekleme işlemi sayesinde birinci kırma grubu istenilen yüksekliğe ulaşabilir aynı zamanda ikinci kırma grubu birinci kırma grubundan bağımsız bir şekilde dikey ya da yatay ekseninde, farklı yön ve seviyelerde çalışabilir. Çift kırmalı vinçlerde ikinci kırma grubu portatif bir yapıya sahiptir. Dolayısıyla istenildiği zaman kolayca sökülerek vinç tek kırmalı hale getirilebilir. Bu da vinçlere değer katan bir özelliktir [24]. Aşağıda bu zamana kadar orman arazilerinde kullanılan vinç türleri incelenecektir.

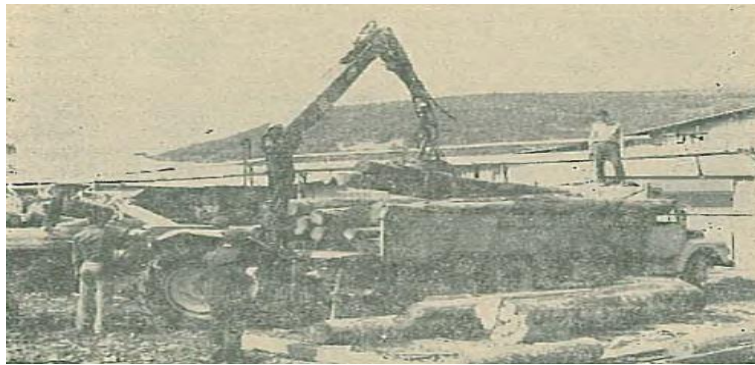
Vinçlerde mekanizma hidrolik bir sistemdir. Hidrolik sistemde ki, hidrolik silindirler çift etkili olup honlanmış yüksek mukavemetli malzemedir (en az ST 52

kalitesinde veya muadili) imal edilir. Rotlar hassas işlenmiş, sert krom kaplanmış yüksek mukavemetli malzemeden (en az C1040 kalitesinde veya muadili) imal edilir. Pompa aracın normal motor devrinde 250 Bar basıncı sürekli sağlanır. Sistemi rahatlıkla çalıştıracak (maksimum 300 bar) basınç ithal menşeli pistonlu pompa kullanılmaktadır.

2.1. Tek Bomlu Vinçler

6, 8, 10 ve hatta bazen 12 tekerlekli araçların üzerine takılmakta olup, kamyon üzerinde sabit olarak çalışan mekanizmadır. Dünya’da ilk kez, İsveç’te bir firma tarafından tasarlanmış olan vinç, pek çok çalışma alanında kullanılan iş makinesinin adıdır. Zaman içerisinde bu vinç öyle talep görmüştür ki tanıtımlık bir marka haline gelmiştir. Kamyon üzerine kurulmuş olan düzenekli kaldırma işlevini gören diğer vinç çeşitlerine de adı verilmiştir. Tek bomlu vinçlerin boyları çok uzun değildir, 5 m gibi ortalama değerden küçüktür. Ağırlık olarak 3t ile başlar ve kademeli olarak 150 tona kadar üretilmektedir. Tek kırmalı vinç, genel olarak standart yük kaldırma işlemlerinde kullanılan, tek bom uzatmalı vinç türüdür. Bom ucuna kaldırma kapasitesine uygun olarak seçilmiş emniyet mandallı kanca bulunmaktadır. Bom ucuna takılan aparatlardaki değişiklik sayesinde vincin kullanıldığı yer ve amaç değişmektedir.

Eskilerde kullanılan bu tip hidrolik kreyinle yapılan çalışmalarda boşaltmanın elle veya vinçle yapılması durumunda pek fazla zaman farkının olmadığı, ancak yükleme zamanının makineli yükleme ile oldukça azaldığı ve yükleme veriminin arttığı, bunun da taşıma masrafları üzerine olumlu yönde yansıdığı ortaya konulmuştur [25]. Şekil 11’de eski zamanlarda kullanılan kreyinli yüklemeye örnek resim verilmiştir.



Şekil 11 : Tarım traktörüne monte edilmiş bir kreyinle yükleme [25]

2.2. Çoklu Bomlu Vinçler

Teleskobik yani uzatma bomlarının sayısı oldukça fazla olduğunda, kaldırabileceği gücün yanında etki ettiği mesafeyi de doğal olarak büyütmekte ve artırmaktadır. Birinci bomun teleskopik uzatma kısmına ek olan ikinci bomdan itibaren içeri doğru kendine tam katlanabilme özelliği, onu diğer örneklerinden farklı kılmaktadır. Ağız kısmına takılan ataşman farklılıklarına göre, diğer tüm vinçlerde olduğu gibi değişik sektörlerde kullanıma olanak vermektedir [26]. Yükleme vinci kamyon üzerine montelidir. Rampalarda veya depolarda yükleme için çok uygun bir araçtır. Özellikle ağır tomrukların yüklenmesinde çok başarılıdır. Çalışmalar tek bir operatörle yürütülür. Traktörlere monteli küçük tipleri de mevcuttur. Yükleme vinci ekskavatörlere de monte edilmiş makinalardandır. Şekil 12’de görüleceği üzere iş yapabilme yetenekleri çok yüksektir, zira makina ile uçtaki rotor, kendi etrafında 360° dönebilme kabiliyetine sahiptir [27].



Şekil 12 : Kamyona makina gücüyle eksenine paralel yönde yapılan yükleme [27]

Yükleyiciler için yapılmış olan araştırmalardaki ortalama verim değerleri dikkate alındığında çoğunlukta tercih edilen markalar arasında saatlik veya günlük olarak ortalama verimlerde fazla bir fark bulunmadığı sonucuna varılmıştır. Ancak, genel itibariyle bir değerlendirme yapıldığında yıllık çalışma saati her iki yükleyici için de yetersiz bulunmaktadır. Bu durum daha çok makinada iş verememe nedeniyle ortaya çıkmaktadır. Yükleyicilerde çalışma durumu daha çok iş kapasitesi, kamyon durumu,

iklim ve yol durumundan etkilenmektedir. Çalışma alanı diğer üretim araçlarına göre daha dar olan yükleyiciler topoğrafik ve klimatolojik koşullardan diğer üretim araçlarına göre daha az etkilenmektedir. Yükleyicilerde işçi faktörü de yine daha az etkileyici bir rol oynamaktadır [28].

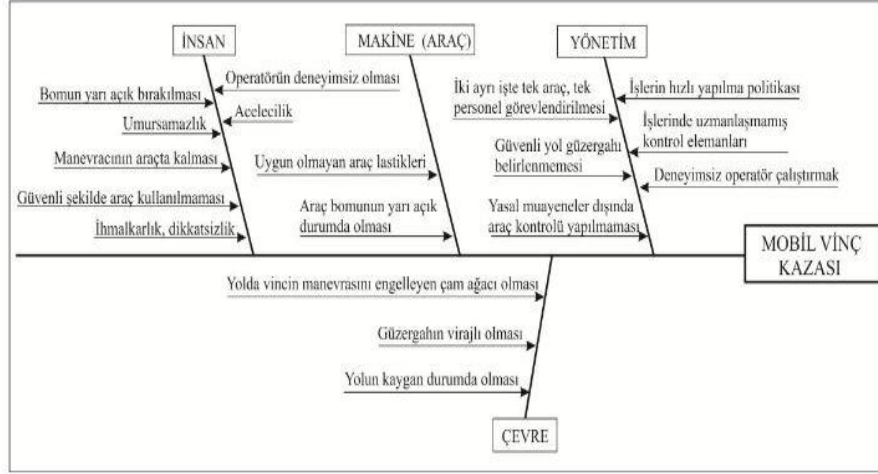
Günlük kaydedilen birim maliyeti, temel olarak makine hızının üretime bölünmesi ile bulunmaktadır. Saatlik operatör ile ekipmanın maliyetine bölünmesine ise makine hızı denir [29]. Ekipman ve üretim elemanları kiralanmadıysa, makine oranı genellikle sahiplik maliyetleri, işletme maliyetleri ve işçilik maliyetlerinden oluşmaktadır. Mülkiyet maliyetleri, sabit maliyetler olarak da bilinen tahmini finans maliyetleri veya genel masraflar, çalışma saatleri ile değişmez. Ekipman miktarından etkilenmemektedir. Tahmini finans maliyetleri saat bazında yıllık olarak planlanan makinede gerçekleşir ve ortalama maliyet kullanılarak hesaplanabilir bir yöntemdir [29].

Tablo 1 : Tüm üretim makinaları için yıllık çalışmama durumları ve dağılımı [30]

Makine İşlevi	Makine Cinsi	İş Verememe	Tamire Muhtaç	Parça Bekleme	Toplam Saat
Yükleyici	Granab	237	40	10	1172
	BMC	-	357	37	1095
	Liebher	-	6	-	1270

Yukarıda gösterilen Tablo 1’de, üç farklı yükleyici markasının farklı özellikler karşısında verdiği sonuçlar belirtilmiştir [30]. Örneğin; ormanlık arazilerde ortam koşullarının imkânsızlığından dolayı, önemli bir etken olan tamire ihtiyaç hali yükleyici alıcısı ve kullanıcı operatörler açısından oldukça dikkat çeken bir husus oluşturmaktadır. Sağlamlık ve hafifliğin önemli ve ön planda olduğu kadar estetik görünümü nedeniyle, yapılan çalışmayla yükleyici vincin muadillerine göre kaba ve hantal görüntüsü tamamen değiştirilerek daha estetik bir görünüme kavuşturulmuştur. Yapılacak analizler sonucunda, şekilsel ve mukavemetsel değişikliklerle daha uzun mesafelere uzanabilmesi ve daha fazla yük kaldırabilmesi amaçlanmıştır. Malzeme maliyetlerinde, işçilik maliyetlerinde ve vinç

ağırlığında gerçekleştirilen azaltma çalışmaları sayesinde yurtdışı kaynaklı yüksek kaliteli malzeme kullanımı büyük oranda düşürülmüş ve bu nedenlerle üstünlükler sağlanmıştır.



Şekil 13 : Mobil vinçlerde oluşan kazaların neden sonuç diyagramı [31]

Oluşabilecek ya da oluşan iş kazalarının %88'i tehlikeli hareketlerden (operatör kaynaklı), %10'u tehlikeli durumlardan (dış etkenler), %2'si kaçınılmaz ve sebebi bilinmeyen hareketlerden meydana gelmektedir. Şekil 13'te mobil vinç kazalarının nedenleri ve etkenleri verilmiştir. Bu prensip iş güvenliği uzmanlarının özellikle tehlikeli hareketler üzerinde durması gerektiğini göstermektedir. Ülkemizde ormancılık faaliyetlerinin hangi oranlarda kaza riski taşıdığı bilimsel açıdan tam olarak ortaya koyulamadığı gibi, ölümcül kazalar dışında şimdiye kadar gerçekleşmiş ormancılık iş kolunu ilgilendiren iş kazalarının herhangi bir düzenli ve özel kaydına rastlanılmamıştır [32]. Bu konularda çalışmalar genelde, anket yöntemiyle elde edilmeye çalışılan verilerle yapılmaya çalışılmaktadır ancak bu yöntemle ne derece sağlıklı verilere ulaşılabildiği de tartışmaya açık bir konudur.

Zander, tarım ve ormancılık işlerinin her zaman tehlikeli işlerden olup yüksek kaza riski taşımaktadır [33]. Bunun en önemli nedenlerini de; her an değişen arazi, zemin ve hava koşulları, aşırı çaba sarf ederek çalışma ve fazla mesai, işçilerin arazide dağınık halde çalışmalarından kaynaklanan iletişim sorunu ile yeterli eğitim ve tecrübe sahibi olmadan kullanılan ekipmanlar olarak sıralamıştır [34]. Finlandiya'da orman işçiliği, diğer meslek gruplarıyla karşılaştırıldığında; ölümcül kaza oranının ve kaza

sonucu hasar derecesinin yüksek olması nedeniyle halen tehlikeli bir meslek olarak anılmaktadır. Kaza nedenleri; çalışma yeri zorluğu ve yapılan işin ağırlığı, işi hafife alma ve dikkatsizlik, kişisel koruyucu ekipman eksikliği, tecrübesizlik, aşırı yorgunluk ve uykusuzluk olarak belirlenmiştir [34].

Gerek tarım işlerinde, gerekse orman işlerinde karşılaşılan sorunlar başta yapılan işin ağır olmasından ve çalışma yeri zorluğundan kaynaklanan iş kazaları ve sağlık sorunları olmak üzere, eğitim, güvenlik, barınma, ulaşım, sağlık ve sosyal güvence, sosyal çevre ilişkileri, yetersiz kazanç konularında benzer özellikler göstermektedir. Bunun önüne bir nebze geçebilmek için, çalışanlar mutlaka kayıt altına alınmalı, işçi eğitimi konusu ciddi bir şekilde ele alınmalı, gerekli eğitim ve sertifika verilerek vasıflı işçi konumuna getirilmeli, ormancılık ve tarım faaliyetlerinde iş kazaları ile meslek hastalıklarına neden olan dengesiz beslenme, yetersiz sağlık hizmetleri ve sosyal güvenlik, uygun olmayan ekipman kullanımı veya kişisel koruyucu ekipman eksikliği, yetersiz eğitim ve iş organizasyonu, kötü çalışma koşulları gibi olumsuzlukların azaltılmasına veya ortadan kaldırılmasına yönelik düzenlemeler getirilmelidir.

Kablolu vinçler, ormanda çalışma sırasında meydana gelebilecek kazalara karşı bazı emniyet tertibatları ile donatılmış olmalıdır. Bunların başlıca önemlileri;

- ❖ Güvenlik ile ilgili kullanım talimatları bulunmalı,
- ❖ Kumanda elemanları bırakıldığı da otomatik frenleme yapmalı,
- ❖ Tehlike bölgeleri kapatılmalı,
- ❖ Fazla yüklemeye karşı emniyet tertibatı bulunmalı,
- ❖ Gerekli hallerde kullanılmak için dayanak ayakları bulunmalıdır.

BÖLÜM 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Günümüz sanayisinde üretici firmaların, diğerleriyle rekabet edebilmesi için kaliteli, ekonomik, güvenilir ürünler üretmesi gerekmektedir. Planlanan projede piyasadaki vinçlere göre ekonomiklik öncelik olsa da, kalite bakımından ithal ürünlere eşdeğer ürünlerin seçilmesi ve kullanılması hedeflenmektedir. İlk olarak proje prototipinin taslak çizimleri bilgisayar ortamında yapılmıştır. Bu çizimler daha sonra imalat ve montaj resimlerine dönüştürülmüştür.

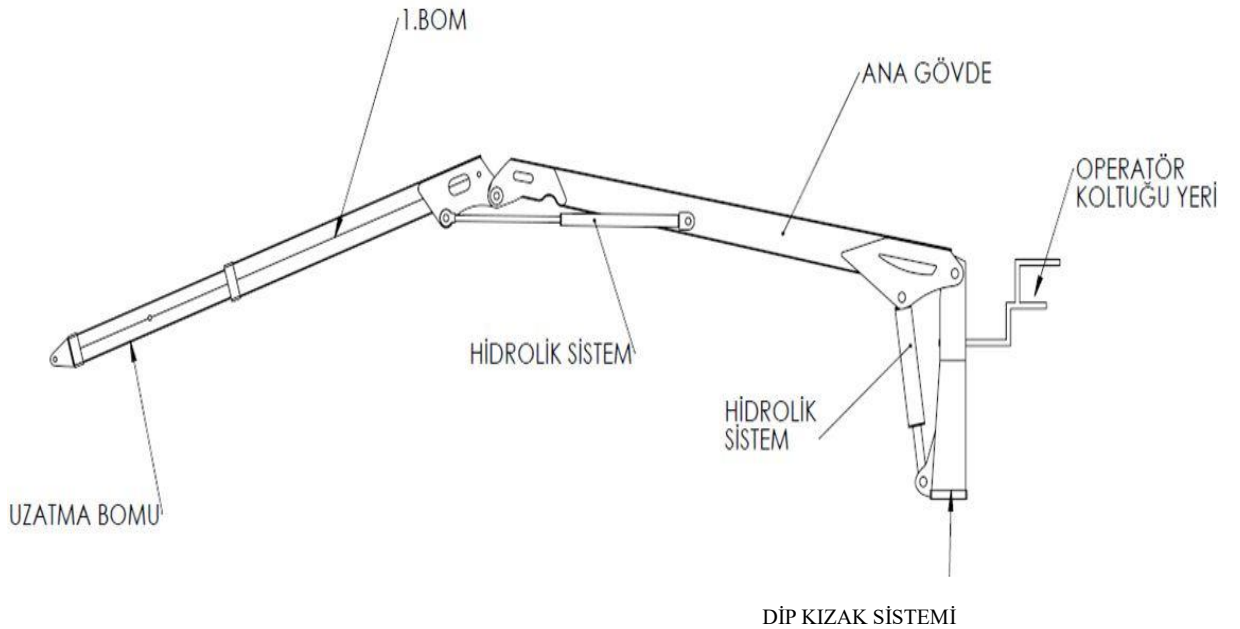
Yaygın olarak kullanılan bilgisayar destekli tasarım ve üretim programları zamandan büyük oranda tasarruf sağlayarak ürün tasarımı, test edilmesi, imalat planlanmasının hazırlanması konularında mühendisler için çok büyük kolaylık sağlamaktadır. Bir ürünün, üretimine başlanılmadan önce ondan beklenen işlevsel özellikleri yerine getirip getirmediğini incelemek için bilgisayar destekli analizlere tabi tutulabilmektedir. Bu testleri yapabilmek için öncelikle ürünün prototip halinin, bilgisayar ortamında katı model olarak hazırlanması gerekmektedir. Eğer testlerde alınan sonuçlara bağlı olarak yeni bir tasarım gerekirse, prototipte iyileştirmeler yapıp testler yinelenabilir. Bu aşamalar çok zahmetli, oldukça vakit alan ve maliyeti yüksek süreçler içermektedir. Kullanılan bilgisayar destekli tasarım-üretim programları ile parçalar kolayca üç boyutlu olarak modellenilebilir, mukavemet hesapları yapılabilir, işlevsel kontrolleri ve analizi tamamlanabilmektedir. Bilgisayar programları ile daha güvenli bir test ortamında çalışarak, test sürecinizi daha iyi kontrol edebilir, ürün geliştirme sürecinde karşılaşılabilecek riskleri bu sayede azaltılabilir. Fiziksel prototip testlerine kıyasla, dizayn değişikliklerinizi daha hızlı ve düşük maliyetli analizlerle ortaya koyabilirsiniz.

Projedeki ilk safhasında modelin üç boyutlu çizimleri oluşturulur. Üç boyutlu model gerçek boyut ve bütün tasarım detaylarını içermektedir. Daha sonra model sonlu elemanlar analizine tabi tutulur. Sonlu elemanlar analizi sonucunda özellikle gerilme yığılmalarının olduğu bölgelerin tespit edilmesi amaçlanmaktadır. Gerilme yığılmalarına karşı sonradan önlem alınması pahalı ve zor bir işlem olmakla birlikte sonlu elemanlar analizleride, malzeme seçimi konusunda da bilgi verecektir. Yatay ve

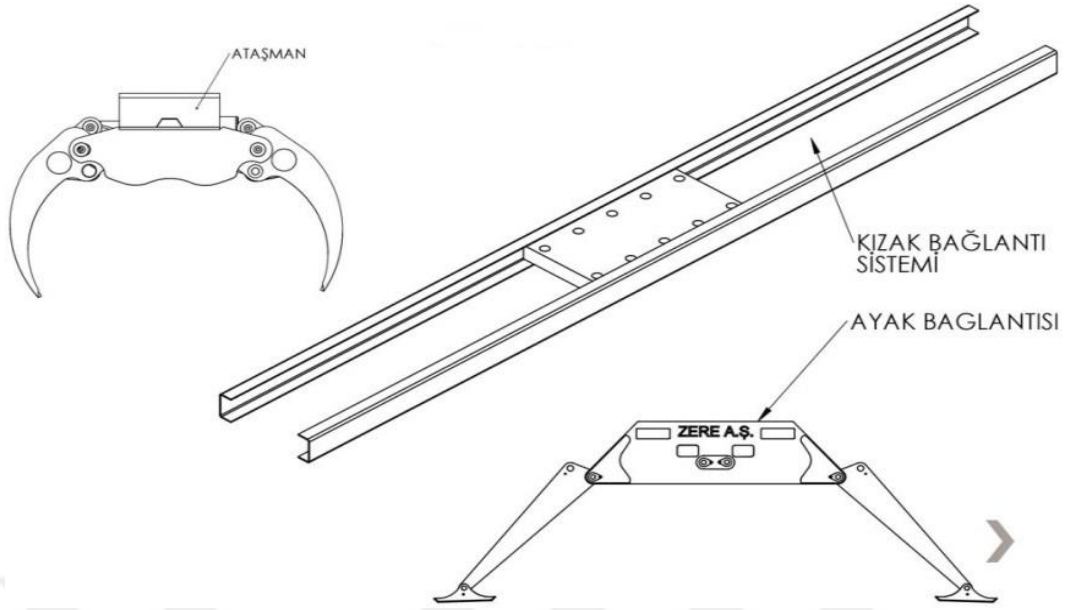
dikey bomun maruz kaldığı detayların oluşturacağı gerilme yığılmaları ancak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilerek ortaya konulabilmektedir. Gerilmelerin tespit edilmesi uygun malzeme kalınlıklarını ortaya koymuş olacaktır.

3.1. Katı Modelin Oluşturulması

İmal edilecek ürünün çizilmesi işleminde, bilgisayar destekli çizim programından (SolidWorks, Profesyonel 2019 SP0.0, Zere San. Ve Tic. A.Ş.) kullanılmıştır. Buradaki adım sıralaması; 3D model, Patran, Marc, malzeme ve diğer parametrelerin belirlenmesidir. Belirlenen malzeme girdilerinin sağlanması ile sonlu eleman analizlerinin ve yük dağılımı gibi sonuçların elde edilebilmesi için gerekli belirtilen programlar kullanılmıştır. Tasarım sürecinde elde edilen nümerik analiz ve FEM sonuçları doğrultusunda tasarımda değişiklikler ve iyileştirmeler sağlanmıştır. Şekil 14’te, planlanan artırılmış fonksiyon kabiliyetli tomruk yükleyici vincin bağlantı ekipmanları gösterilmektedir.

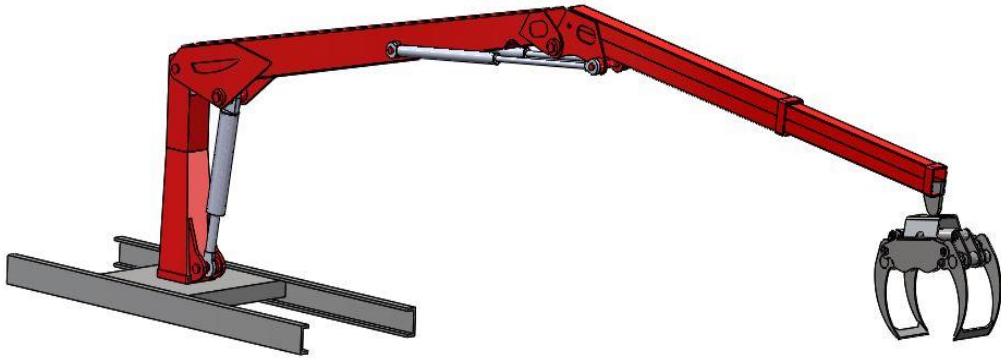


Şekil 14 : Katı modeli oluşturan bileşenler



Şekil 15 : Tasarımı planlanan vincin ekipmanları

Şekil 15'te tasarımı oluşturacak olan ekipmanların Solidworks bilgisayar destekli çizim programında, sisteminde katı modellerinin ayrı ayrı resimleri verilmiştir. Şekil 16'da ise montajlanmış son hali görülmektedir.



Şekil 16 : Tasarımın SolidWorks programında çizilen katı modeli

3.2. Malzeme Parametrelerinin Tayini

Taslak olarak hazırlanan katı model için, malzeme seçimi projenin önemli adımıdır. Çünkü bu aşama projenin ürün kalitesi, iş güvenliği ve işçi sağlığı açısından emniyetli olmasına ek olarak üretim ve kullanım ekonomisi açısından da önemlidir. Bu nedenle malzeme seçiminde detaylı piyasa araştırması yapılır. Yapılan araştırmalar sonucunda, önce vinci oluşturan ana elemana ait sac malzemesi belirlenir. Bu durumda prototip malzeme olarak ülkemizdeki ithal vinçlerde yoğunlukla kullanılan Strenx 700Mc kullanımı uygun görülmüştür. Malzemenin özelliği; yüksek düzeyde zorlayıcı uygulamalar için, gelişmiş soğuk şekillendirilebilirdik ve darbe tokluğu özellikleri sunan yüksek dayanımlı bir yapısal çelik oluşu, yüksek akma mukavemet değeri (700MPa) ne karşı yüksek bir çekme mukavemetine (700-950 MPa) karşılık göstermiş olduğu kuvvetli darbe dayanımıdır.

Strenx 700 MC, Advanced HSLA ile işaretlenmiş termo-mekanik olarak haddelenmiş bir çeliktir. Soğuk şekillendirme ve kaynak için en rekabetçi çeliklerden biridir. Strenx 700 MC çelik, kamyon şasileri, vinçler ve madencilik makineleri gibi çeşitli uygulamalar için yaygın olarak kullanılan ekstra yüksek mukavemetli çelik kategorisine aittir. Bu uygulamalar için çeliğin yüksek mukavemeti hafif konstrüksiyon tasarımı ve yük geliştirme için kullanılır. Sonuç olarak, iyi kaynaklanabilirdik ve şekillendirilebilirdik ile birlikte bu yapıların yaklaşık fiyatını düşürmek mümkündür [35].

Karbon eşdeğeri kavramı, kaynakta çeliğin sertleşme eğilimini belirten bir değer sayısının bulunması ve bununla çeliğin bileşimine dayanarak, kaynak kabiliyetini belirten bir formülün elde edilebilmesi için birçok çalışmalar yapılmış ve alaşım elementlerinin verdiği sertleşmeye eş değerde sertliği sağlayacak karbon miktarı saptamak için ortaya çıkmıştır. Bu şekilde saptanan ve çeliğin bileşimindeki alaşım elementlerinin oluşturduğu sertliğe eş sertliği veren karbon miktarına karbon eşdeğeri adı verilmiştir [36]. Uluslararası Kaynak Enstitüsü'nün (IIW) IX nolu Kaynak Kabiliyeti Komisyonu'na göre karbon eşdeğeri formülü ;

KARBON EŞDEĞERİ (%)	ÖN TAVLAMA SICAKLIĞI (°C)
0.45'ten az	Gerek yoktur.
0.45-0.60	100-200
0.60'tan yüksek	200-350

$$\%C_{es} = \%C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15}$$

Şekil 17 : Kaynak kabiliyeti komisyonuna göre karbon eşdeğeri formülü ve tablosu

Çatlamaya karşı bir emniyet olarak ısıdan etkilenmiş bölgede sertliğin 350 HV’i aşmaması önemle önerilmektedir. Isıdan etkilenmiş bölgenin sertliğini düşürmek için uygulanan en emin yol parçaya kaynaktan önce bir ön tavlama uygulamak ve bu sıcaklık derecesinde kaynağı yapmaktır. Bu şekilde soğuma hızı da kritik soğuma hızından daha yavaş bir hıza düşürülmektedir [36]. Karbon eşdeğeri formülü ile seçilen tüm malzemelerin uygunluğu denetlenip buna göre kaynak edilebilirliği hakkında bilgi edinilmiş olmaktadır.

Strenx 700 MC yapı çeliği malzemesi, kalınlığa bağlı olarak minimum akma mukavemeti 700 MPa değerindedir [37]. Seçilen bu malzeme teleskobik bomlarda kullanılmıştır. Strenx 700 MC yapı çeliğin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşim değerleri Tablo 2’de verilmiştir. Uygulanan gerilme değerleri akma gerilmesinden küçük olduğu durumda oluşan uzama elastik, büyük olan değerlerde ise plastik uzama olarak tanımlanmaktadır.

Tablo 2 : Strenx 700 MC yapı çeliğinin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşimi [38]

Kalınlık [mm]	Akma Mukavemeti (min) [MPa]			Kopma Mukavemeti (min) [MPa]			Elastik Uzama (min) %	
2 - 3	700			750-950			10	
3,01 - 6	700			750-950			12	
6,01-10	700			750-950			12	
C (max) %	Si (max) %	Mn (max) %	P (max) %	S (max) %	Al (max) %	Nb (max) %	V (max) %	Ti (max) %
0,12	0,21	2,10	0,020	0,010	0,015	0,09	0,20	0,15

Ana gövde, dip kızak sisteminin sacları, ataşman için gerekli olan saclar ve burçlar için piyasada kolay bulunabilir ve çokça tercih edilen St37 malzemesi seçilmiştir. St37 yapı çeliği malzemesi, kalınlığa bağlı olarak minimum akma mukavemeti 235 MPa değerindedir. Projede karşılaşılmaması beklenen en önemli belirleyici unsur olarak uygun gövde malzemesinin seçimidir. Ana gövdenin alt kısmının döküm olarak, kalıp halinde imal edilmesinin sebebi hem emniyet hem de hareket kolaylığı açısından rahatlık sağlaması amacıyla karara bağlanmıştır. St37 yapı çeliğinin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşim değerleri Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3 : St37 yapı çeliğinin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşimi [39]

Akma Mukavemeti (min) [MPa]		Kopma Mukavemeti (min) [MPa]		Uzama (min) [%]		
≤ 16 mm	≥ 16mm	< 3 mm	≥ 3 mm	≤ 3 mm	≤ 40 mm	≤ 63 mm
355	345	510-680	490-630	22	21	20

C (max)%	Mn(max)%	P (max) %	S (max)%	Al (max) %	N (max) %
0,17	1,40	0,045	0,045	-	0,09

Bomların ve ağız ataşmanının hareketini sağlayan hidrolik sistem için gerekli olan, hidrolik piston silindir rotlarında (mil) genellikle piyasada satılan C45 malzemesi tercih edilmiştir. C45 yapı çeliğinin mekanik özellikleri Tablo 4' te verilmiştir.

Tablo 4 : C45 (1045) yapı çeliğinin kimyasal bileşimi [40]

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
(max)%	(max)%	(max) %	(max)%	(max) %	(max) %	(max) %	(max) %
0,4220	0,2440	0,6070	0,0190	0,0330	0,1970	0,0332	0,1220

Hidrolik silindirin, silindir borusu ve iç bağlantı elemanları olan arka kapak rot başı gibi malzemelerde ise St52 özelliğine sahip olanlar tedarik edilmiştir. St52 yapı çeliğinin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşim değerleri Tablo 5' te verilmiştir. St37 malzemesi yerine St52 seçilmesinin asıl amacı, yapılacak olan vinçte bir önemli

hususunda hidrolik ekipmanlarının eğilmesini önlemek için diğerine göre daha güçlü mukavemet değerlerine sahip olmasıdır.

Tablo 5 : St52 yapı çeliğinin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşimi [41]

Çekme Dayanımı [N/mm ²]		Akma Dayanımı [N/mm ²]		Uzama %	
490-630		Min 345		20	

Eriyik Analizi (max % ağırlık)					Parça Analizi (max % ağırlık)					
C	Si	Mn	P	N	C	Si	Mn	P	S	N
0,2	0,55	1,6	0,04	-	0,22	0,6	1,7	0,05	0,05	-

Bomların iç içe geçme kısmının yataklanmasında, kestamid malzemenin uygun olacağı düşünülmüştür. Kestamid malzemelerin kalınlığa bağlı olarak minimum akma mukavemeti 103,65MPa değerindedir. Kestamid plastiğinin mekanik özellikleri Tablo 6’da verilmiştir. Kullanım alanları; çelik göbekli makara, dişli ve burçlar, kasnaklar, gemi şaft ve dümen mili yatakları, yataklar, aşınma pabuçları, döner ve kayar hareketli makine parçaları, kızaklar vb.

Tablo 6 : Kestamid plastiğinin mekanik özellikleri

Akma Mukavemeti (min) [MPa]	Kopma Mukavemeti (min) [MPa]	Uzama (min) %
85	95	>20

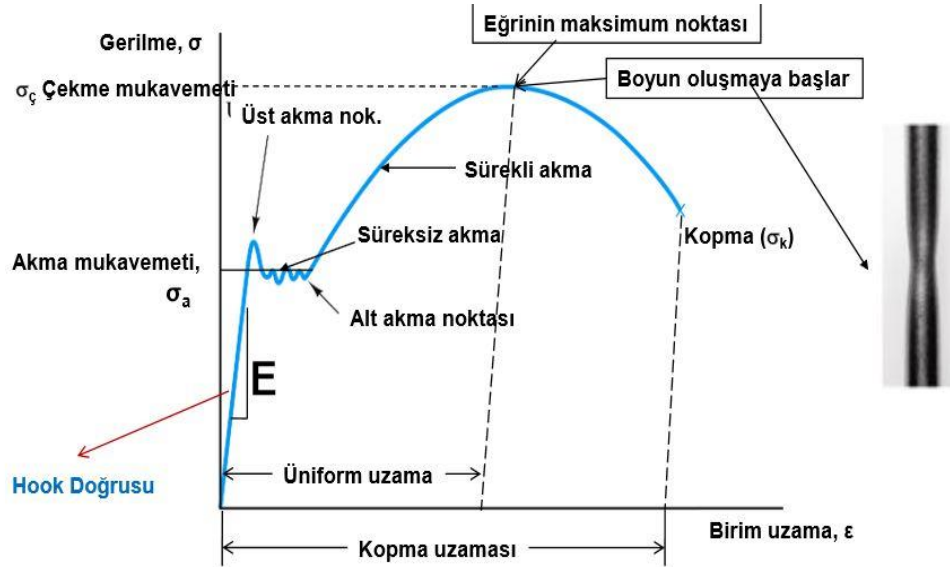
Pim malzemesi olarak 4140(42CrMo4) seçilmiştir. 4140(42CrMo4) ıslah çeliğinin malzemesi, kalınlığa bağlı olarak minimum akma mukavemeti 750MPa değerindedir. Gerekli mukavemetin karşılanması şartı sağlandığında konstrüktif detaylara geçilecektir. Hidrolik piston millerinin bağlantı noktaları bom birleştirme de pim gibi ekipmanların malzemesinin seçimi yapılmıştır. Seçilen ıslah çeliğinin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşim değerleri Tablo 7’de verilmiştir.

Tablo 7 : 42CrMo4 ıslah çeliğinin mekanik özellikleri [42]

	> 16	16-40	40-100	100-160
Akma Mukavemeti (min) [MPa]	900	750	650	550
Kopma Mukavemeti (min) MPa]	100-1300	100-1200	100-1100	800-950
Uzama (min) [%]	-	11	12	13

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
42CrMo4	0,38-0,45	<0,4	0,6-0,9	<0,035	<0,035	0,9-1,2	0,15-0,3

İçeriğinde 0.0035 S_{max} , 0.0035 P_{max} , ve 0.80 Mn kimyasal bileşenleri barındıran bu ürünler aslında sertleşebilir özelliktedir. Haliyle süneklik ve yüksek dayanım da istenmektedir [43]. Gevrek malzemelerde akma görülmez yalnızca kırılma meydana gelir; sünek malzemelerde ise önce akma, daha sonra plastik deformasyon ve kopma olayı olur. Bu sebeple gevrek malzemelerde kritik gerilme olarak kırılma gerilmesi, sünek malzemelerde ise akma gerilmesi alınır. Şekil 18’de düşük karbonlu çeliğe ait gerilme eğrisi verilmektedir [44].

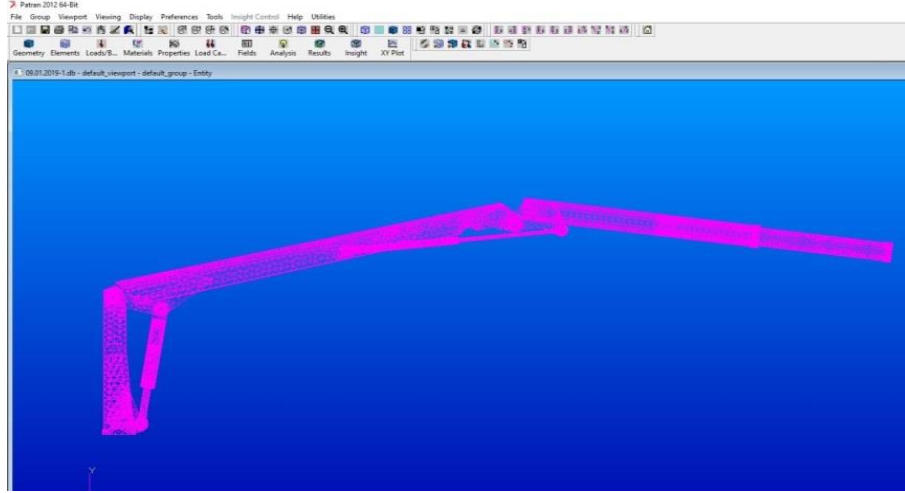


Şekil 18 : Düşük karbonlu çelik için gerilme

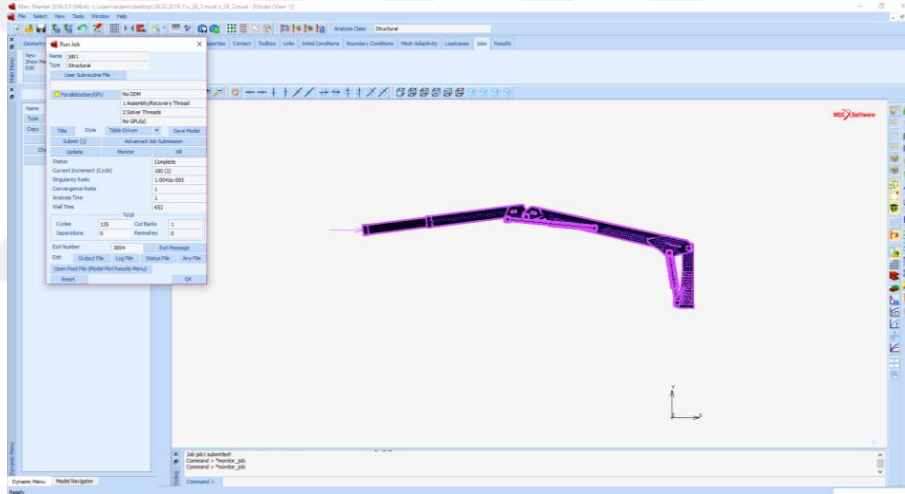
Tablo 8 : Seçilen malzemelerin bazı fiziksel mekanik özellikleri

	St37	St52	C45	Strenx 700	Kestamid	42CrMo4
Elastik Modül [MPa]	$2,1 \times 10^5$	$2,1 \times 10^5$	$2,1 \times 10^5$	$2,1 \times 10^5$	2620	$2,1 \times 10^5$
Poisson Oranı	0,28	0,28	0,28	0,28	0,34	0,28
Yırtılma Modülü [MPa]	79000	79000	79000	79000	970,4	79000
Kütle Yoğunluğu[kg/m ³]	7800	7800	7800	7800	1120	7800
Gerilme Mukavemeti [MPa]	360	490	750	-	90	1000
Akma Mukavemeti [MPa]	235	315	580	700	103,65	750
Termal İletkenlik [W/mK]	14	14	14	13	-	14

Yapılan malzeme seçimlerinin ardından tasarlanan modelin sonlu elemanlar metoduyla statik ve dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Tablo 8’de sonlu elemanlar yöntemi ile yapılacak olan analiz programında gerekli olan değerler toplu olarak verilmiştir. Sonlu elemanlar metodu, ilk olarak Patran programı ile çizimi yapılan modelin meshlenmesi sağlanması ile, bu meshlenen parçanın devamında Marc Mentat programına aktarılmasıyla sağlanmıştır. Şekil 19’da modelin sonlu elemanlar programı için meshlenmiş hali verilmektedir. Şekil 20’de ise analiz programına aktarılmış şekli görülmektedir.



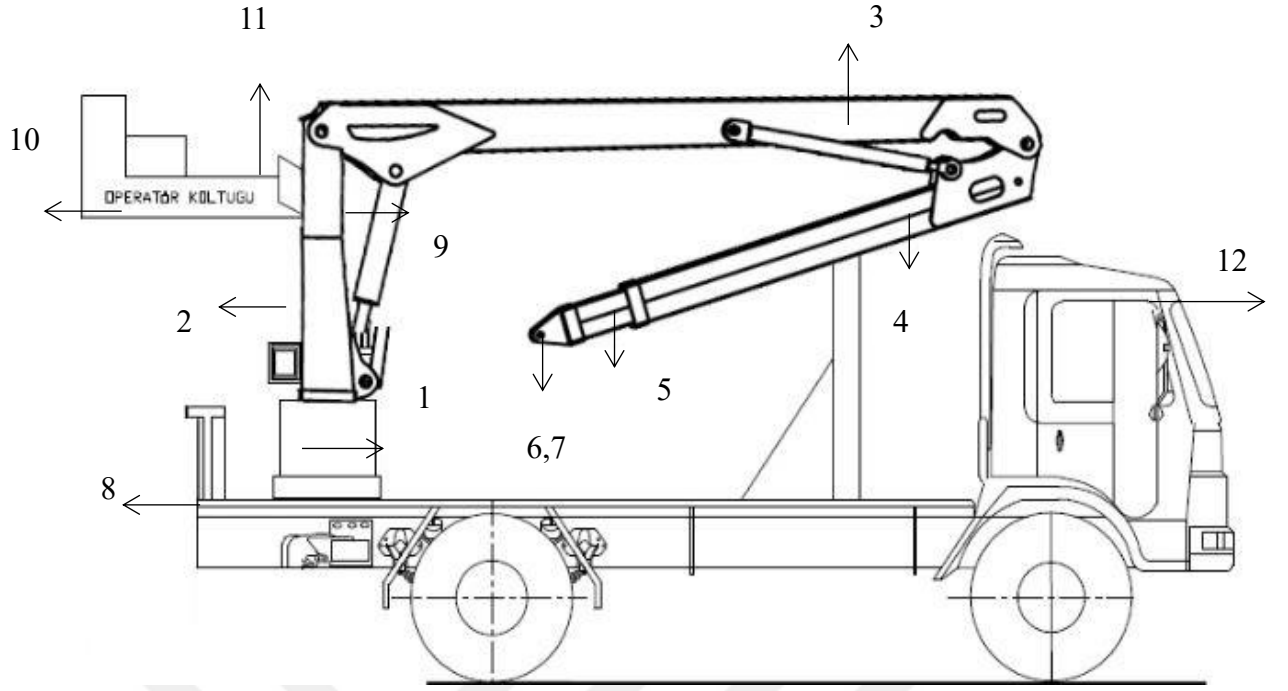
Şekil 19 : Modelin Patran programında meshlenmesi



Şekil 20 : Modelin Marc Mentat programında yapılan sonlu eleman analizi örneği

3.3. Yükleyici Vinç Tasarımı ve Gerekli Denklemler

Şekil 21’de üretimi yapılması planlanan vinci oluşturacak olan ekipmanların isimleri ve yerleri kamyon üstüne montajlanmış halinde resmedilmiştir. Devamında ise parçaların görevleri tek tek alt başlık halinde tanımlandırılacaktır.



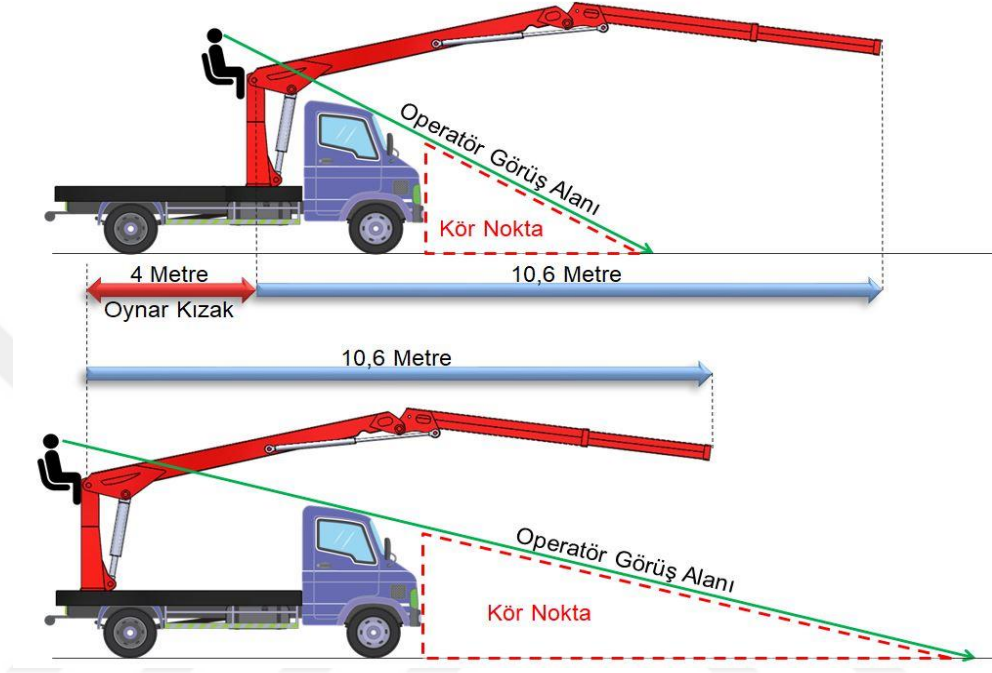
Şekil 21 : Yükleyici vinç

Yükleyici vinç şekil 21’de gösterildiği gibi bölümlere ayrılmaktadır.

1. Kızaklı Şase Sistemi
2. Dik gövde
3. 1. Bom
4. Katlanır Bom
5. Teleskopik Uzatma Bomu
6. Rotatör
7. Tomruk Tutma Ataşmanı
8. Eksenel Denge Ayağı
9. Kaldırma ve Katlama Pistonları
10. Operatör Koltuğu
11. Kumanda ve Kontrol Sistemleri
12. Kamyon

1. Kızaklı Vinç Şase Sistemi; Vinç ile kamyonun bağlantısını oluşturmaktadır. Ana bom (dik gövde) bu kızak üzerine sabitlenmiştir. Bu sistemin içerisinde yer alan kızak sistemi sayesinde ana boma 4 metrelik alanda yatay hareket sağlanarak, hem daha

çok alanı tarayabilmekte hem de aracın önünü temizleyerek yolunu açmaktadır. Şekil 22’de, artırılmış fonksiyon kabiliyeti olarak oluşturulan 4 metrelik oynar kızak sistemi ile ileri geri hareketleri sayesinde operatöre sağlanacak olan görüş alanındaki fazlalık ve hareket kolaylığı ile tarama alanının genişliği belirtilmek istenmiştir.



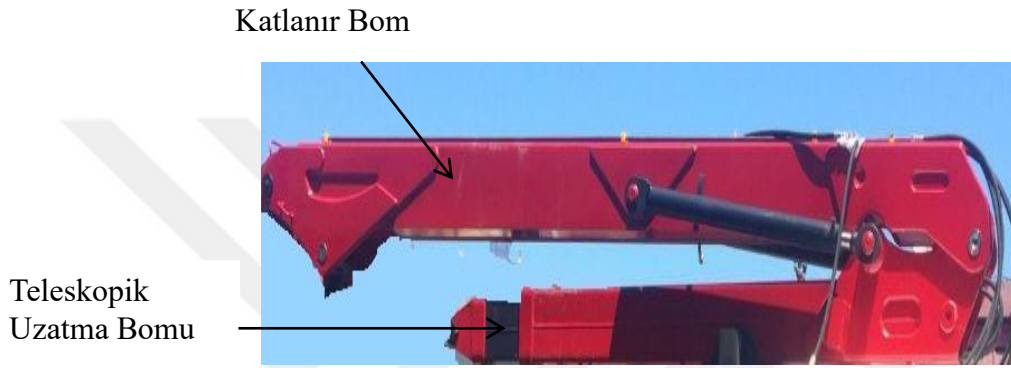
Şekil 22 : Kızak sistemi sayesinde genişleyen tarama alanı modeli

2. Ana Bom (Dik Gövde): Kamyonun üzerinde bulunan kızaklı vinç şase sistemi üzerinde yer almaktadır. Aynı zamanda 1. bom bu gövdeye bağlanmaktadır. Ana bom ile 1. bom arasında kaldırma işi için kullanılan hidrolik piston sistemi yer almakta ve bu sistem sayesinde tomruk yükleme işindeki ana kaldırma kuvvetini karşılamaktadır. Aynı zamanda ana gövdenin altında bulunan kremayer dişli sayesinde sağa ve sola dönme kabiliyetine sahiptir. Ana gövde için hazırlanan katı model Şekil 23’te verilmiştir.



Şekil 23 : Ana gövde

3. 1. Bom: Ana bom ile uzatma bomu arasında yer almaktadır. Asıl görevi tomruk yükleme işi için bu bomun diğer hidrolik kaldırma vinçlerine göre daha uzun gövdeye sahip olmasıdır. Uzun gövdesi sayesinde her zaman ciddi bir boya sahip olduğundan zaman kaybı oluşturmamaktadır. Ana bom tarafında kaldırma lifti yer alır ve bu bomun kaldırılmasına yararmaktadır. Ön kısmında ise katlanır bom yer alır ve tamamen bu boma bağlı çalışmaktadır. Yine aynı kısımda katlama lifti bulunmaktadır. Şekil 24'te katlanır ve uzatma bomlarının imal edilmiş halinin resmi verilmiştir.



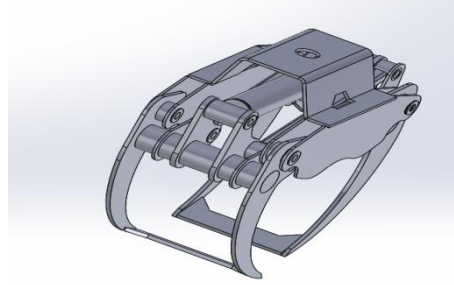
Şekil 24 : Katlanır ve uzatma bomları

4. Katlanır Bom: 1. bomunun ilerisinde yer alır ve içerisinde daha ileriye uzanmayı sağlayan uzatma bomu bulunur. Katlama liftinden hareket almaktadır. Bu lift önünde yer alan bomun araç dibine inmesinde ve tomruğu kapma esnasında daha hassas yakalamasını sağlayan bilek görevini yerine getirmektedir

5. Teleskopik Uzatma Bomu: Katlanır bomun içerisinde yer almaktadır. Vinçte en az çalışan kısımdır. Genellikle bu bom kullanılmadan vinç çoğu işi yapmaktadır. Ancak vincin toplam boyunun kısıtlı kaldığı yerlerde ekstra alana uzanması amaçlanmıştır. Vinç maksimum boyuna bu bom yardımı ile ulaşabilmektedir.

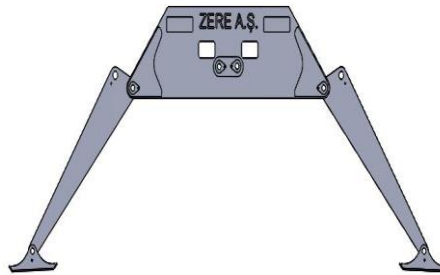
6. Rotatör: Tomruk kapma ataşmanı ile uzatma bomu ucunun arasında yer almaktadır. Asıl görevi kapma ataşmanını sağa veya sola istediği kadar döndürerek, kapma kanatlarının tomruğa paralel gelmesini sağlayarak, ekstra hareket olanağı üretmektedir. Sistem tamamen hidrolik bir sistemden oluşmaktadır.

7. Tomruk Tutma Ataşmanı: Uzatma bomunun ucunda yer almaktadır. Yerde bulunan tomrukların kısıpaca benzeyen kanatları sayesinde tutarak yerden kaldırılmasını başka yere taşınmasını sağlamaktadır. Ataşmanın içerisinde de kollara açma kapma hareketini sağlamak için hidrolik silindirler kullanılmıştır. Tomruk kapma ataşmanı için hazırlanan katı model Şekil 25'te verilmiştir.



Şekil 25 : Tomruk kapma ataşmanı

8. Eksenel Denge Ayağı: Vincin özellikle engebeli orman arazilerinde hem de her kullanımda emniyetli bir şekilde sabitlenmesini sağlamaktadır. Vinç konumunu yere paralel tutarak herhangi bir devrilme ve iş kazasını engellemektedir. Aynı zamanda eksenel özelliği sayesinde dar yol ve düşük yol koşullarında duvara dayama sistemi sayesinde herhangi bir düz zemin aramaksızın her koşulda vinci emniyete alabilmeyi sağlamaktadır. Şekil 26'da vinç için hazırlanan eksenel denge ayakların katı modeli verilmiştir.



Şekil 26 : Eksenel denge ayağı

9. Kaldırma ve Katlama Sistemleri: Ana bom ile 1. bom arasındaki hareketi sağlar. Asıl işi tutulan tomruğun havaya kaldırılması kuvvetini karşılamaktır. Bu bom s

vinç bomlarının kaldırılması işini üstlenmektedir. Katlama lifti ise 1. bomun ile katlanır bom arasındaki hareketi sağlamaktır. Asıl işi bilek görevini yaparak, yerde bulunan tomruğu yakalamak için ataşmanın daha hassas kullanılması görevini gerçekleştirmektedir. Şekil 27’de kaldırma sistemleri örnek katı modeli verilmiştir.



Şekil 27 : Kaldırma ve katlama pistonu

10. Operatör Kumanda Koltuğu: Vincin kumanda edilmesini sağlayacak olan kişi yani operatörün kontrol yeridir. Operatörün oturma hizasında, ana bomun arka ve üst tarafında yer almaktır. Operatör kumandanın kollarını, hafif sağa ve sola hareket ettirerek her iki yöne de bir kör nokta oluşturmadan kullanabileceği şekilde tasarlanmıştır.

11. Kumanda ve Kontrol Sistemleri: Arka eksenel denge ayakları, teleskopik uzatma ve tomruk tutma ataşmanına verilecek hareketleri (ileri-geri ve sağ-sol) operatör koltuğunun ön kısmında bulunan valfler ve kumanda sistemleri ile sağlanmaktadır. Sistemde acil durumlara karşılık durdurma butonu koyularak vincin ve kullanıcının emniyeti sağlanmış olmaktadır.

12. Kamyon: Tasarımda kullanılacak vinçte kullanılan kamyon, 3 dingilli, 21 ton kapasiteli olan kendinden yürüyüşlü bir araçtır. Vincin taşınmasında hareket ve tahriki için kullanılır.

3.4. Hesaplamalara Ait Matematiksel Model

Yükleyicili vinçlerde mukavemet hesaplarını yapabilmek için ilk olarak kısıtlar belirlenerek tasarım modeli oluşturulur. Bu model sonucunda belirli ağırlıklar ve mesafeler elde edilir. Bu mesafelerle ve ağırlıklarla mukavemet hesapları yapılır.

Statik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L \quad (3.1)$$

σ_G : Bomların ağırlığından oluşan gerilmeler (MPa)

σ_L : Kaldırılan yükten oluşan gerilmeler (MPa)

$$\sigma_G = \frac{M_G \times c_1}{I_y} \quad (3.2)$$

$$M_G = G_1 \times L_1 + G_2 \times L_2 + G_3 \times L_3 + \dots \quad (3.3)$$

$$\sigma_L = \frac{M_L \times c_1}{I_y} \quad (3.4)$$

$$M_L = F \times k_s \times L \quad (3.5)$$

Burada; G ağırlıkları her bir bomun ayrı ayrı ağırlıkları olmak üzere, L mesafeleri, her bomun kendi ağırlık merkezinden, bulmaya çalıştığımız kritik kesite kadar olan yatay mesafelerdir. F ağırlığı yükün ağırlığıdır. I_y bulmaya çalıştığımız kritik kesitin y eksenindeki eylemsizlik momentidir. c_1 bulmaya çalıştığımız kritik kesitin y eksenine olan mesafesidir.

Statik basma gerilmesi:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A} \quad (3.6)$$

F_b : Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri (x eksenindeki kuvvetler)

A: Kritik kesit alanı

$$F_b = F \times k_s + G_x \quad (3.7)$$

Statik kesme gerilmesi:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A} \quad (3.8)$$

F_k : Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri (z eksenindeki kuvvetler)

$$F_k = F_z \times k_s + G_z \quad (3.9)$$

Dinamik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \varphi \times \sigma_L + \sigma_H \quad (3.10)$$

σ_H : Yatay kuvvetlerden oluşan gerilmeler (MPa)

$$\varphi = 1,15 \quad k_d = 1,1$$

$$M_L = F \times k_d \times L \quad (3.11)$$

Dönüşlerde, frenlemeden dolayı oluşan yatay esneme kuvveti için, düşey yükün %3'ü kullanılır.

$$M_H = 0,03 \times M_L \quad (3.12)$$

$$\sigma_H = \frac{M_H \times c_2}{I_z} \quad (3.13)$$

c_2 : Bulmaya çalıştığımız kritik kesitin z eksenine olan mesafesidir.

I_z : Bulmaya çalıştığımız kritik kesitin z eksenindeki eylemsizlik momentidir.

Dinamik basma gerilmesi:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A} \quad (3.14)$$

F_b : Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri (x eksenindeki kuvvetler)

A: Kritik kesit alanı

$$F_b = F \times k_s + G_x \quad (3.15)$$

Dinamik kesme gerilmesi:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A} \quad (3.16)$$

F_k : Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri (z eksenindeki kuvvetler)

$$F_k = F_z \times d + G_z \quad (3.17)$$

Nominal gerilmeler:

Eleman basma ve eğilmeye zorlandığı durumda toplam gerilmeler;

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b \quad (3.18)$$

Eşdeğer toplam gerilmeler:

Eğilme ve kesme gerilmeleri hesaplanır; daha sonra belirli bir mukavemet varsayımına göre birleştirilir.

$$\sigma_{top} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} \quad (3.19)$$

Emniyet gerilmesine dayanan hesap yönteminde s emniyet faktörü olmak üzere;

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{s} \quad (3.20)$$

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{ak}}{s} \quad (3.21)$$

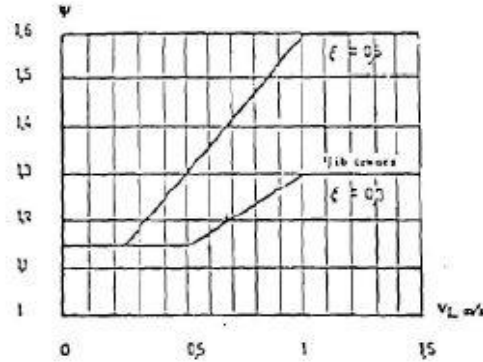
şeklinde yazılır. Bu bağıntılarda en belirsiz faktör emniyet katsayısıdır. Önemi büyük olmasına rağmen emniyet katsayısı ampirik bağlantıyla seçilir. Emniyet katsayısı çok büyük seçildiği durumda malzeme ve işçilik kaybına neden olan büyük kesit parçalar elde edilir. Çok küçük seçildiği durumda, kopma ihtimali doğar. Bu hususta bir fikir vermek üzere aşağıda bazı değerler verilmiştir.

$s = 1,5 \dots 2$ Nispeten sabit çevre şartları altında çalışan ve kolayca tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz kalan ve özellikleri çok iyi bilinen malzemeler için.

$s = 2 \dots 3$ Normal çevre şartlarında çalışan ve tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz kalan orta kaliteli malzemeler için seçilir.

Statik katsayı (k_s): Statik deneylerde vincin normal taşıma kapasitesinin 1.25 katı kadar yük asılarak test yapılır. Dinamik katsayı (k_d): dinamik deneylerde vinci normal taşıma kapasitesinin 1.1katı kadar yük asılarak vinç döndürülerek test yapılır [45].

Kaldırma yükü katsayısı kaldırma makinesinin (kren veya vincin) kaldırma hızıyla ilgili tayin edilmiş bir katsayıdır. Kaldırma yükü katsayısı “ ψ ” 1.15 değerinden daha küçük seçilemez. Şekil 28’de kaldırma yük katsayısının kaldırma hızına göre değişimi görülmektedir [46].



Şekil 28 : Titreşim katsayısı diyagramı

Tablo 9’da planlanan yükleyici vince ait, oluşturulan katı modelden alınan veriler sonucu elde edilen teknik özellikler bulunmaktadır.

Tablo 9 : Yükleyici vincin teknik özellikleri

Maksimum kaldırma kapasitesi	3 ton
Teleskobik bom	1 adet
Teleskobik bomun uzunluğu	10,6 m
Teleskobik bomun çalışma açısı	0-160°

3.5. Ağ Örgüsünün Oluşturulması

3.5.1. Sonlu Elemanlar Paket Programına Aktarma

Günümüzde bilinen sonlu elemanlar metodu ise, 1956 yılında Turner, Clough, Martin ve Top tarafından sunulmuştur [47]. Çağımızın en büyük teknolojik gelişme olarak bilinen bilgisayar teknolojisinin gelişmesi, bu yönetime çok büyük katkı sağlamıştır. Günümüzün bilgisayarları, çözülmesi aylar bulunan problemleri, belki bir saat belki bir gün gibi kısa zamanda çözmekte ve gerçek sonuçlara olabildiğince yakın, yaklaşık sonuçlar verebilmekteledir.

Genel olarak sonlu elemanın doğruluğu gerçek bir yapının modellenmesi düşünülmelidir ve doğrulama araçları deneysel model testlerde etkili olanlardan biridir [48].

Çalışmada sonlu eleman yöntemlerinde lineer analizini yaptığımız yükleyici için akma kriteri olarak von mises, metot olarak power-law seçilerek analizler ve değerlendirmeler yapılacaktır. Marc mentat programında teleskobik bom ve ana gövde için sınır şartları belirlenerek kuvvet değerleri girilmiştir. Bu koşullar sonucunda sonlu elemanlar yöntemiyle çalışan programdan maksimum ve minimum gerilme değerleri alınmıştır. Bu değerler kullanılan malzeme ve geçerliliği kabul gören Von Mises Kriterleri çerçevesinde elde edilmiştir [49].

Bu kriteri ilk kez 1865 yılında Maxwell formüle etmesine karşın genellikle matematikçi Richard Von Mises (1913)'e atfedilmektedir. Sünek malzemeler için çok iyi sonuç verdiği kanıtlanmıştır. Bu kriterle hidrostatik basınç olayına açıklık getirebilmektedir. Birim hacim genel çarpma enerjisi:

$$U_g = \frac{1}{12G} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zy}^2)] \quad (3.22)$$

Asal gerilmeler cinsinden;

$$U_g = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] \quad (3.23)$$

şeklinde yazılır.

Tek eksenli halde;

$$U_g = \frac{1}{6G} [(\sigma_0)^2] \quad (3.24)$$

Genel halde;

$$\frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] = \frac{1}{6G} [(\sigma_0)^2] \quad (3.25)$$

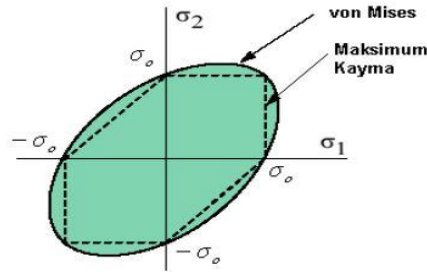
bulunur.

İki eksenli halde gerekli kısaltmalar yapılsa;

$$\sigma_3 = 0 \quad (3.26)$$

$$(\sigma_1)^2 - (\sigma_1 \times \sigma_2)^2 + (\sigma_2)^2 = \sigma_0^2 \quad (3.27)$$

bulunur ve diyagram bir şekil 28’de ki gibi elipstir [50]. Von Mises gerilmesi yapının herhangi bir yükleme durumunda plastik şekil değişimine uğramış olup olmadığını belirlemek için hesaplanan bir değerdir. Herhangi bir noktada hesaplanan gerilmeler, deneysel olarak ölçülen akma noktası ile karşılaştırılabilen, von Mises gerilmesi olarak bilinen skaler bir değer olarak yazılabilir [51]

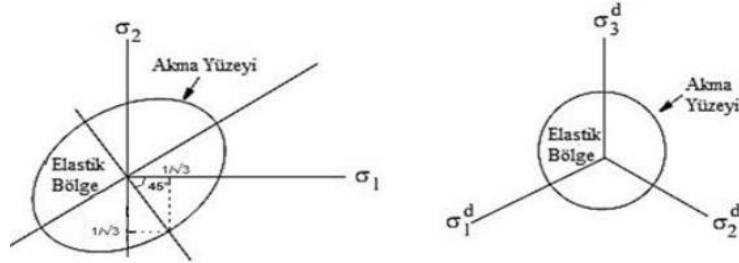


Şekil 29 : Von Mises kriteri için oluşturulan elips [44]

Bu elips maksimum kayma gerilmesi ile belirtilen köşe noktalardan geçmektedir. Üç boyutlu halde bu kriter bir silindirik yüzey gösterir ve yüzeye dik kesit bir dairedir. Sünek malzemeler için mükemmel bir kriterdir. Bu kriter hidrostatik basınç olayına açıklık getirebilmektedir ve plastisite teorisinde geniş ölçüde kullanılmaktadır [52] .

Von Mises malzeme kriteri mühendislik uygulamalarında çokça kullanılan akma modelidir. Modelin başarısı akma fonksiyonunun sürekliliği ve sünek malzemeler

üzerindeki etkin sonuç vermesiyle ilişkilidir. Malzemeye uygulanan eşdeğer (efektif) gerilmenin, malzeme için uygun gerilme eşiğinin üzerine çıkması durumunda akmanın gerçekleşeceği prensibini tanımlamaktadır.



Şekil 30 : $\sigma_1 - \sigma_2$ Düzleminde ve asal eksenle eş açı yapan düzlemlerde Von -Mises akma yüzeyi

İzotropik bir malzemede, σ_1 , σ_2 ve σ_3 asal gerçek gerilmeleri ise eşdeğer gerilme aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\sigma = \frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]^{1/2}}{\sqrt{2}} \quad (3.28)$$

Genel gerilme bileşenleri cinsinden ise;

$$\sigma = \frac{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)]^{1/2}}{\sqrt{2}} \quad (3.29)$$

şeklinde ifade edilmektedir. İzotropik bir malzemede (3.30) denkleminde gerilme tensöründen (vektör, skaler büyüklükler ve diğer tensörler arasındaki doğrusal ilişkileri tanımlayan geometrik nesnelerden) elde edilen eşdeğer gerilme değerlerinin genellikle malzemenin akma gerilmesinin 0,58 katının üzerine çıkması halinde plastik deformasyonun gerçekleşeceği hesaplanmaktadır [53]. Bu sınır değeri malzeme özelliklerine bağlı kalmak koşulu ile deformasyon miktarıyla ilişkili olarak değişebilmektedir. Akma değerinin, deformasyon sertleşmesini dikkate alan üstel fonksiyon ile ifadesi denklem (3.30)'de verilmiştir.

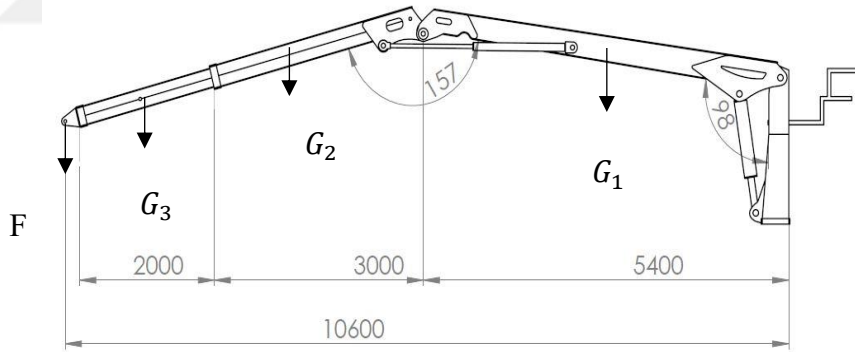
Burada,

$$\sigma_y = A(\epsilon_0 + \bar{\epsilon})^m + B\bar{\epsilon}^n \quad (3.30)$$

σ_y	Akma Gerilmesi (MPa)
ε_0	Başlangıç akma gerilmesine karşılık gelen şekil değiştirme
$\bar{\varepsilon}$	Eşdeğer şekil değiştirme
$\dot{\varepsilon}$	Eşdeğer şekil değiştirme hızı (s^{-1})
A,B,m ve n	Malzeme parametrelerini tanımlamaktadır.

BÖLÜM 4. ARAŞTIRMA BULGULARI

İmal edilmesi planlanan yükleyici vinç için şekil 30'da bilgisayar destekli program sayesinde oluşturulan katı model üzerinde etki eden yükler belirlendi. Bilinen değerler (kalınlık, uzaklık vs.) üzerinden uygulanabilecek max. kuvveti bulmakta gerekli olan hesaplamalar aşağıda ifade edildi.



Şekil 31 : Yükleyici vince ait bomlara etki eden yükler

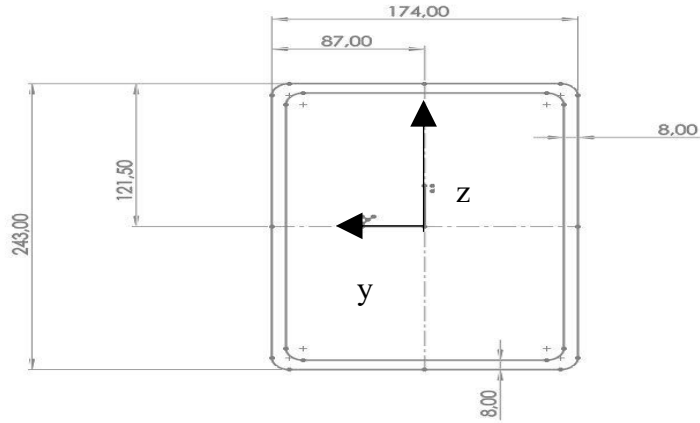
Geometrik özellikler;

Mesafe = 10.6 m , $G_3 = 1383$ N , $G_1 = 4415$ N

$F = 29430$ N , $G_2 = 1697$ N , $A = 6,416 \times 10^{-3}$ m²

4.1. Teleskopik Bomunun Statik Mukavemet Hesaplamaları

Teleskopik bomunun herhangi bir bölümden alınan kesit aşağıdaki şekil 32’de verilmiştir. Bu kesit üzerinden alınan değerlerle atalet momentinin hesaplanması için oluşturulan tablo aşağıda verilmiştir.



Şekil 32 : Teleskopik bomunun kesiti

Tablo 10 : Teleskopik bom kesitinden alınan yüzeye ait atalet momenti ve alan değerleri

	dA [m ²]	Y [m]	Z [m]	dA _y [m ²]	dA _z [m ²]
I	0,042	0,087	0,122	3,654x10 ⁻³	5,124x10 ⁻³
II	-0,036	0,079	0,114	-2,844x10 ⁻³	-4,104x10 ⁻³
Toplam	6x10 ⁻³			0,81x10 ⁻³	1,02x10 ⁻³

$$y' = \frac{\sum dA_y}{\sum dA} = \frac{0,81 \times 10^{-3}}{6 \times 10^{-3}} = 0,135 \text{ m}$$

$$z' = 0,17 \text{ m}$$

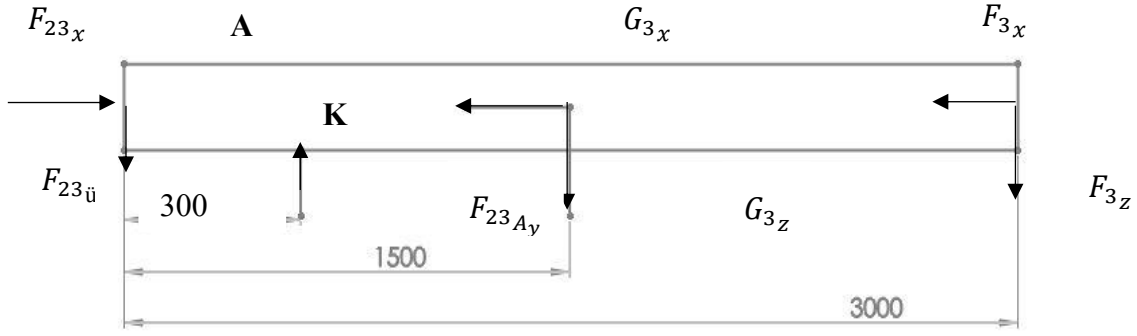
$$I_y = I_{y_1} + d_1^2 A_1 - I_{y_2} + d_2^2 A_2$$

$$= \frac{b_1 h_1^3}{12} + (z' - z_1)^2 (b_1 h_1) - \frac{b_2 h_2^3}{12} + (z' - z_2)^2 (b_2 h_2)$$

$$I_y = \frac{bh^3 - b_1 h_1^3}{12} = 5,4 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_z = 3,21 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

Teleskopik bomununa etki eden yükleri gösteren serbest cisim diyagramı Şekil 33'te verilmiştir.



Şekil 33 : Teleskopik bomunun x-z yönündeki serbest cisim diyagramı (scd)

$F_{23ü}$ (Katlanır bomun teleskopik bomundaki üst yatak kuvvet tepkisi) = ?

F_{23Ay} (Katlanır bomun teleskopik bomundaki alt yatak kuvvet tepkisi) = ?

F_{23x} (Katlanır bomun teleskopik bomundaki x yönündeki kuvvet tepkisi) = ?

$$G_{3z} = 1383 \times \cos 15 = 1336 \text{ N}$$

$$G_{3x} = 1383 \times \sin 15 = 358 \text{ N}$$

$$F_{3x} = 29430 \times \sin 15 = 7617 \text{ N}$$

$$F_{3z} = 29430 \times \cos 15 = 28427 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{23Ay} \times 300 - G_{3z} \times 1500 - F_{3z} \times k_s \times 3000 = 0$$

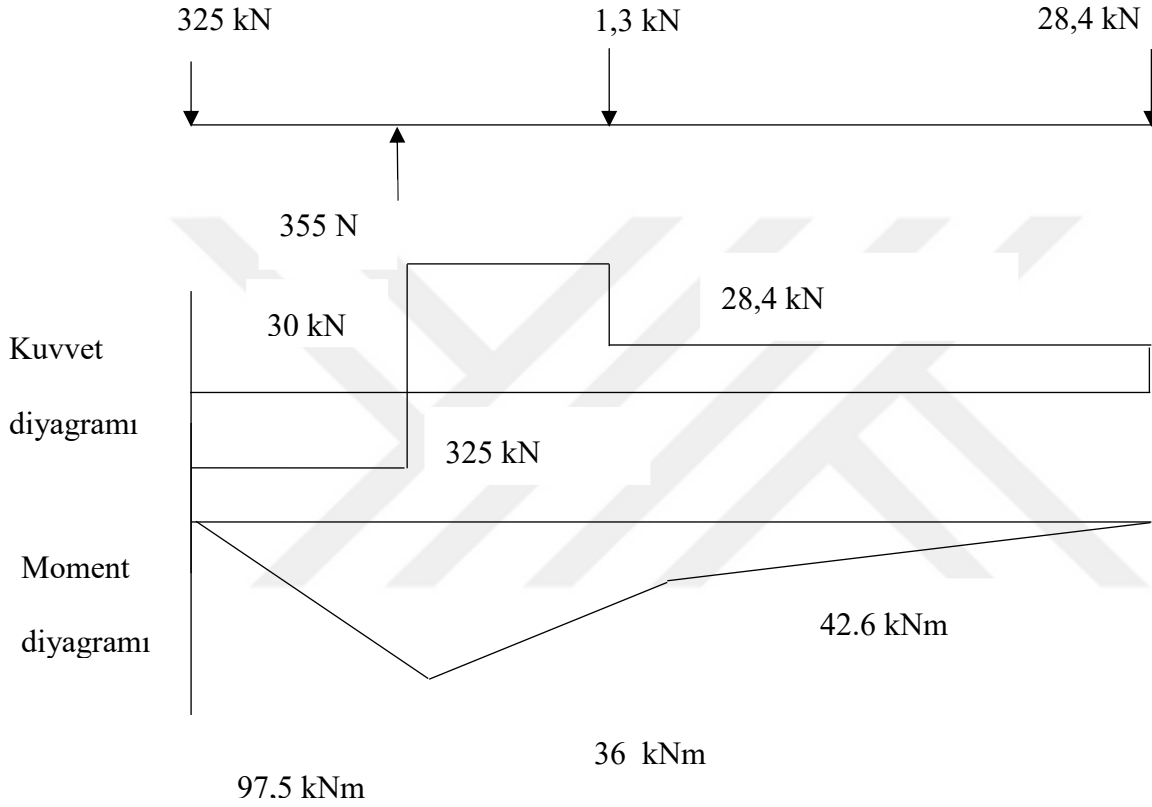
$$F_{23Ay} = 362018 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{23\ddot{u}} + F_{23A_y} - G_{3_z} - F_{3_z} \times k_s = 0 \quad F_{23\ddot{u}} = 325148 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{23_x} - G_{3_x} - F_{3_x} \times k_s = 0 \quad F_{23_x} = 9879 \text{ N}$$



Şekil 34 : Teleskopik bomundaki z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları

$$M_{\max} = F_{23\ddot{u}} \times 300 = 325 \times 0,3 = 97,5 \text{ kNm}$$

Not: Maksimum moment alt yatak olan K noktasında elde edilmiştir.

Nominal gerilme hesabı:

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$$

Statik eğilme gerilmesi:

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

σ_G hesaplanması: Uzatma bomunun kritik olan K noktasına göre bomların ağırlığından oluşan gerilmedir.

$$\sigma_G = \frac{M_G \times c_1}{I_y} = \frac{1336 \times 1,2 \times 0,122}{5,4 \times 10^{-5}} = 3,6 \text{ MPa}$$

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{F_{3z} \times k_s \times L \times c_1}{I_y} = \frac{28427 \times 1,25 \times 2,7 \times 0,122}{5,4 \times 10^{-5}} = 216,8 \text{ MPa}$$

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L = 3,6 + 216,8 = 220,4 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$$F_b = F_{3x} \times k_s + G_{3x} = 7617 \times 1,25 + 358 = 9879 \text{ N}$$

$$\sigma_b = 1,54 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b = 220,4 + 10,54 = 222 \text{ MPa}$$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$$F_k = F_{3z} \times k_s + G_{3z} = 28427 \times 1,25 + 1336 = 36,9 \text{ kN}$$

$$\tau_k = 5,8 \text{ MPa}$$

Toplam gerilme hesabı:

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)}$$

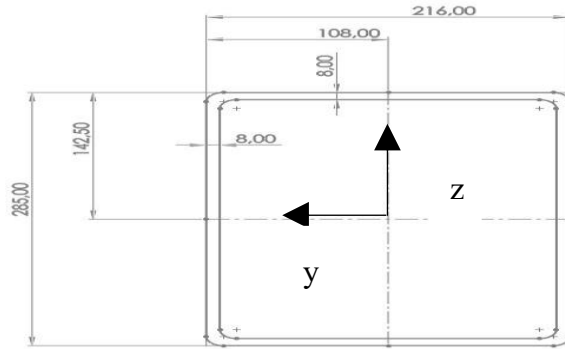
$$\sigma_{\text{top}} = 223 \text{ MPa}$$

Statik emniyet hesabı: Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 223 MPa olarak bulundu. Bomların malzemesi Strenx700MC için, bu malzemenin akma gerilmesi $\sigma_{ak} = 700 \text{ MPa}$ 'dir. Uzatma bomunu üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

$$S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{\text{top}}} = 3$$

4.2. Katlanır Bomunun Statik Mukavemet Hesaplamaları

Katlanır bomunun herhangi bir bölümden alınan kesit aşağıdaki Şekil 35'te verilmiştir. Bu kesit üzerinden alınan değerlerle atalet momentinin hesaplanması için oluşturulan tablo aşağıda verilmiştir.



Şekil 35 : Katlanır boma ait kesiti

Tablo 11 : Katlanır bom kesitinden alınan yüzeye ait atalet momenti ve alan değerleri

	dA [m ²]	Y [m]	z [m]	dA _y [m ²]	dA _z [m ²]
I	0,062	0,108	0,1425	6,67 x 10 ⁻³	8,835 x 10 ⁻³
II	-0,0538	0,1	0,1345	-5,38 x 10 ⁻³	-7,2361 x 10 ⁻³
Toplam	8,2 x 10 ⁻³			1,29 x 10 ⁻³	1,6 x 10 ⁻³

$$y' = \frac{\sum dA_y}{\sum dA} = \frac{1,29 \times 10^{-3}}{8,2 \times 10^{-3}} = 0,16 \text{ m}$$

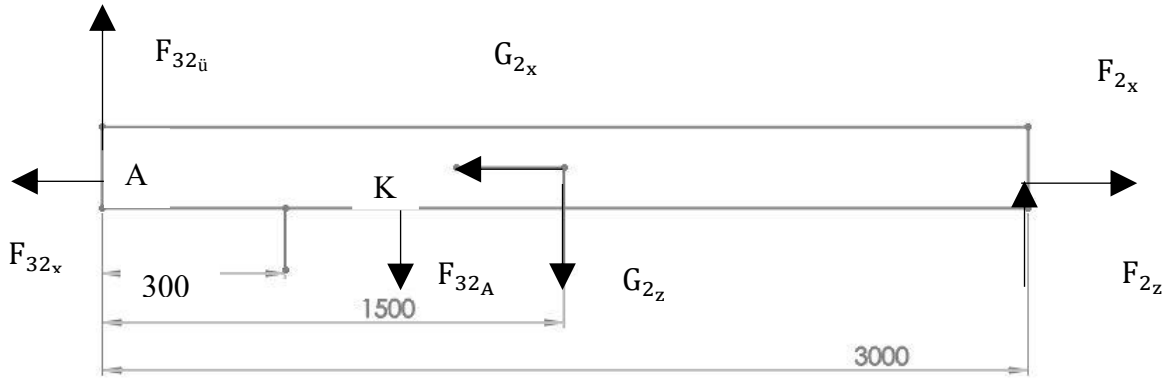
$$z' = 0,2 \text{ m}$$

$$I_y = 9,23 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_z = 6 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$A = 7,76 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Katlanır boma etki eden yükleri gösteren serbest cisim diyagramı Şekil 36'da verilmiştir.



Şekil 36 : Katlanır bomun x-z yönündeki serbest cisim diyagramı (scd)

$$F_{23\ddot{u}}=F_{32\ddot{u}}= 325148 \text{ N}$$

$$F_{23A_y}=F_{32A}= 362018 \text{ N}$$

$$F_{23_x}= F_{32_x}= 9879 \text{ N}$$

$$G_{2_z}= 1697 \times \cos 15 = 1639 \text{ N}$$

$$G_{2_x}= 1697 \times \sin 15 = 439 \text{ N}$$

F_{2_x} (Teleskopik bomun katlanır bomundaki x yönündeki kuvvet tepkisi) = ?

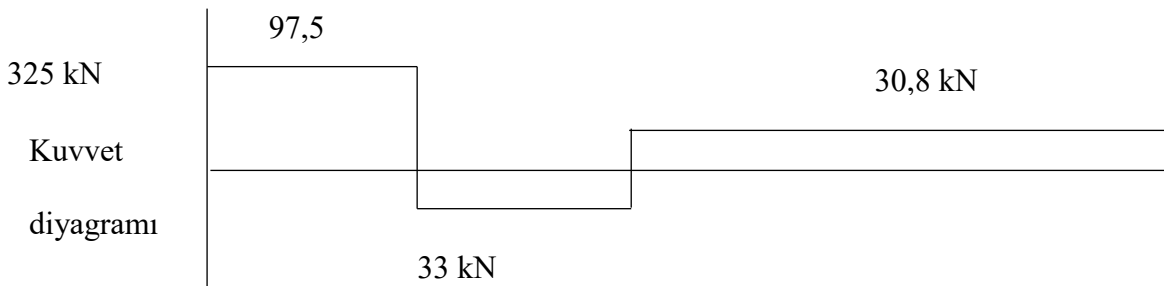
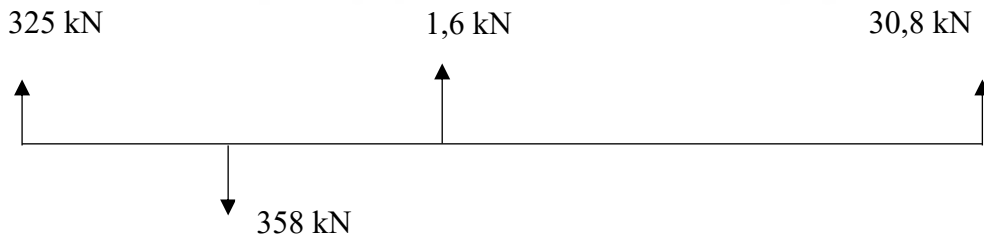
F_{2_z} (Teleskopik bomun katlanır bomundaki z yönündeki kuvvet tepkisi) = ?

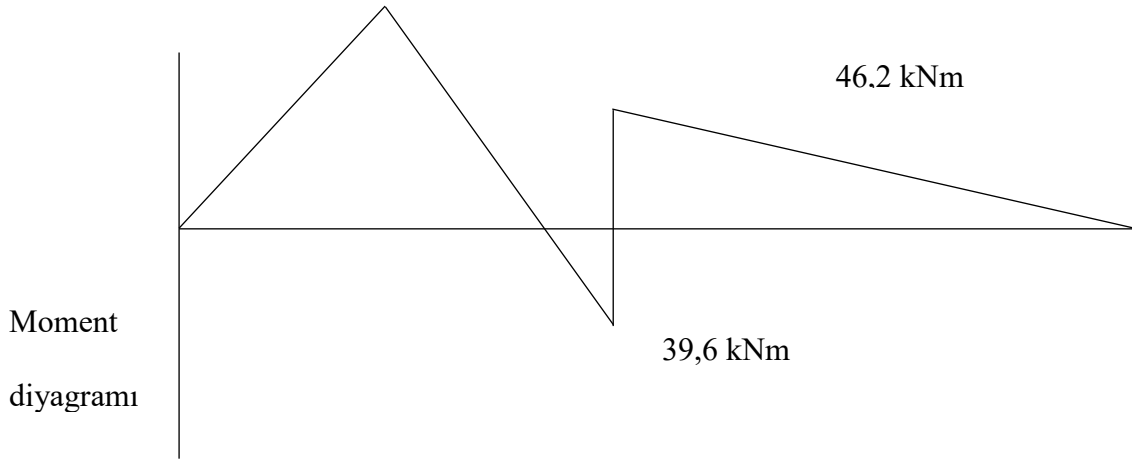
$$\sum F_z = 0$$

$$F_{32\ddot{u}} - F_{32A_y} - G_{2_z} + F_{2_z} \times k_s = 0 \quad F_{2_z} = 30807 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{32_x} - G_{2_x} - F_{2_x} \times k_s = 0 \quad F_{2_x} = 7552 \text{ N}$$





Şekil 37 : Uzatma bomundaki z yönündeki scd, kuvvet ve moment diyagramları

$$M_{\max} = F_{32\ddot{u}} \times 300 = 325 \times 0,3 = 97,5 \text{ kNm}$$

Not: Maksimum moment alt yatak olan K noktasında elde edildi.

Nominal gerilme hesabı:

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$$

Statik eğilme gerilmesi:

$$\Sigma \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

σ_G hesaplanması: Katlanır bomunun kritik olan K noktasına göre bomların ağırlığından oluşan gerilmedir.

$$\sigma_G = \frac{M_G \times c_1}{I_y} = \frac{1697 \times 1,2 \times 0,143}{9,23 \times 10^{-5}} = 3,2 \text{ MPa}$$

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{F_{2z} \times k_s \times L \times c_1}{I_y} = \frac{30807 \times 1,25 \times 2,7 \times 0,143}{9,23 \times 10^{-5}} = 161 \text{ MPa}$$

$$\sum \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L = 3,2 + 161 = 164,2 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$$F_b = F_{2x} \times k_s + G_{2x} = 7552 \times 1,25 + 439 = 9879 \text{ N}$$

$$\sigma_b = 130 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b = 164,2 + 130 = 294,2 \text{ MPa}$$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$$F_k = F_{2z} \times k_s + G_{2z} = 30807 \times 1,25 + 1639 = 40148 \text{ N}$$

$$\tau_k = 52 \text{ MPa}$$

Toplam gerilme hesabı:

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)}$$

$$\sigma_{\text{top}} = 308 \text{ MPa}$$

Statik emniyet hesabı:

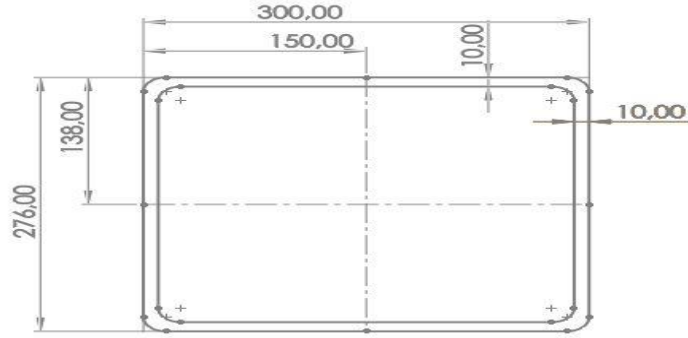
Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 308 MPa olarak bulundu. Bomların malzemesi Strenx700MC için, bu malzemenin akma gerilmesi $\sigma_{ak} = 700 \text{ MPa}$ 'dir.

Uzatma bomunu üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

$$S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{\text{top}}} = 2,3$$

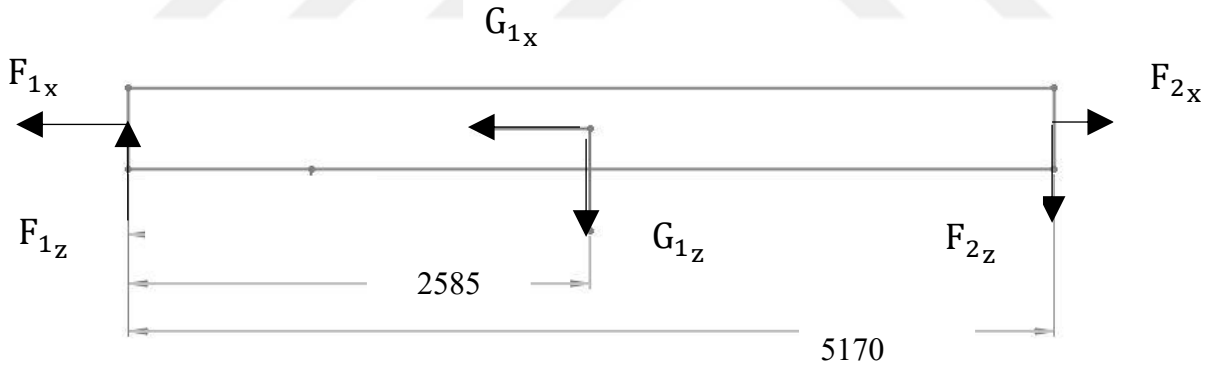
4.3. 1. Bomun Statik Mukavemet Hesaplamaları

1.bomunun herhangi bir bölümünden alınan kesit aşağıdaki şekil 37’de verilmiştir. Bu kesit üzerinden alınan değerlerle atalet momentinin hesaplanması için oluşturulan tablo aşağıda verilmiştir.



Şekil 38 : 1. bomunun kesiti

$$I_y = 1,34 \times 10^{-4} \text{ m}^4, \quad I_z = 1,53 \times 10^{-4} \text{ m}^4, \quad A = 0,01112 \text{ m}^2$$



Şekil 39 : 1.bomunun x-z yönündeki serbest cisim diyagramı (scd)

1. bomununa etki eden yükleri gösteren serbest cisim diyagramı şekil 38’de verilmiştir.

$$F_{2x} = 7552 \text{ N}$$

$$F_{2z} = 30807 \text{ N}$$

$$G_{1z} = 4415 \times \cos 8 = 4372 \text{ N}$$

$$G_{1x} = 4415 \times \sin 8 = 615 \text{ N}$$

$$F_{1x} \text{ (1.bomdaki x yönündeki kuvvet tepkisi)} = ?$$

$$F_{1z} \text{ (1. bomdaki z yönündeki kuvvet tepkisi)} = ?$$

$$\sum F_z = 0$$

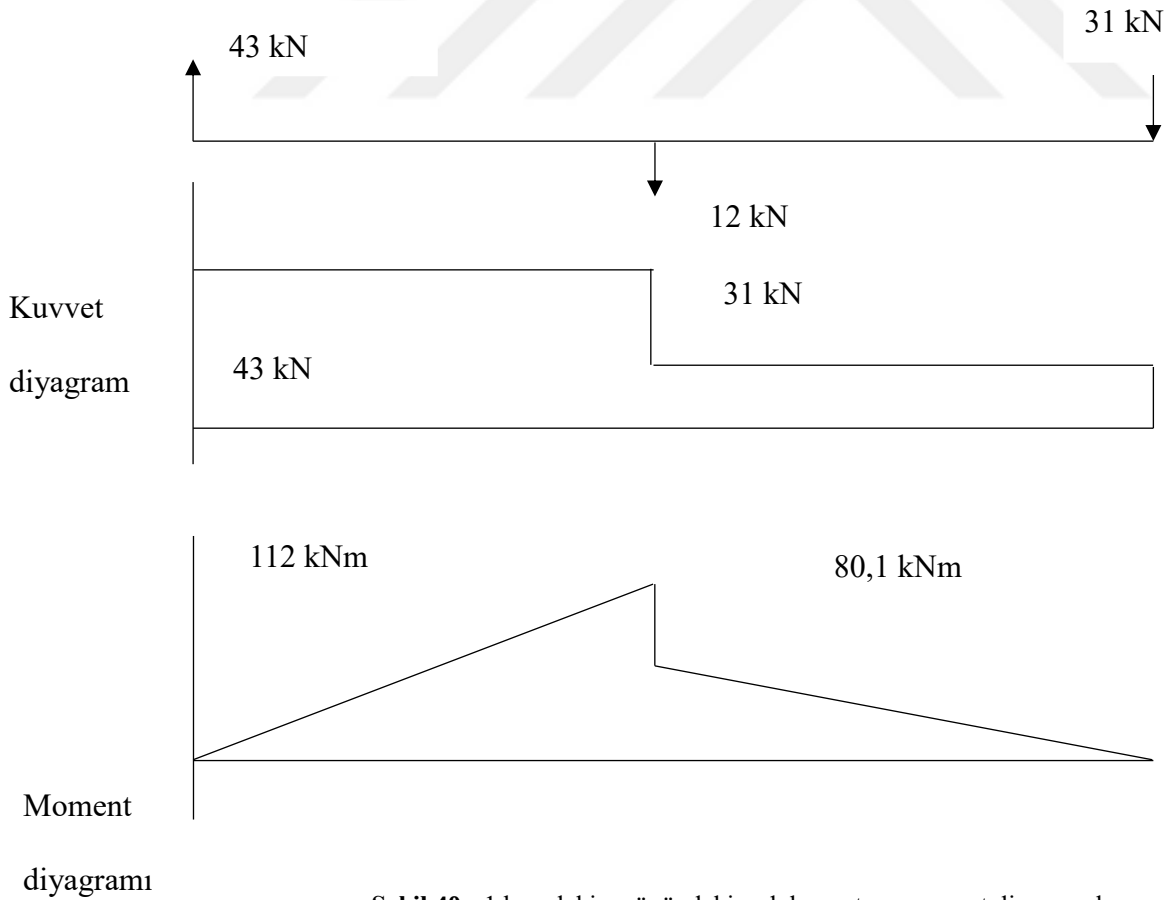
$$F_{1z} - G_{1z} - F_{2z} \times k_s = 0$$

$$F_{1z} = 42881 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{1x} + G_{1x} - F_{2x} \times k_s = 0$$

$$F_{1x} = 8825 \text{ N}$$



Şekil 40 : 1.bomdaki z yönündeki sed, kuvvet ve moment diyagramları

Nominal gerilme hesabı:

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b$$

Statik eğilme gerilmesi:

$$\Sigma \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L$$

σ_G hesaplanması:

$$\sigma_G = \frac{M_G \times c_1}{I_y} = \frac{4415 \times 2,585 \times 0,138}{1,34 \times 10^{-4}} = 11,7 \text{ MPa}$$

σ_L hesaplanması:

$$\sigma_L = \frac{F_{1z} \times k_s \times L \times c_1}{I_y} = \frac{42881 \times 1,25 \times 2,585 \times 0,138}{1,34 \times 10^{-4}} = 143 \text{ MPa}$$

$$\Sigma \sigma_e = \sigma_G + \sigma_L = 11,7 + 143 = 154,7 \text{ MPa}$$

Basma gerilmesi hesabı:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A}$$

Kritik kesite etki eden basma kuvvetleri:

$$F_b = F_{1x} \times k_s + G_{1x} = 8825 \times 1,25 + 615 = 11646 \text{ N}$$

$$\sigma_b = 110 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_b = 154,7 + 110 = 264,7 \text{ MPa}$$

Kesme gerilmesi hesabı:

$$\tau_k = \frac{F_k}{A}$$

Kritik kesite etki eden kesme kuvvetleri:

$$F_k = F_{1z} \times k_s + G_{1z} = 42881 \times 1,25 + 4372 = 57973 \text{ N}$$

$$\tau_k = 52 \text{ MPa}$$

Toplam gerilme hesabı:

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)}$$

$$\sigma_{\text{top}} = 280 \text{ MPa}$$

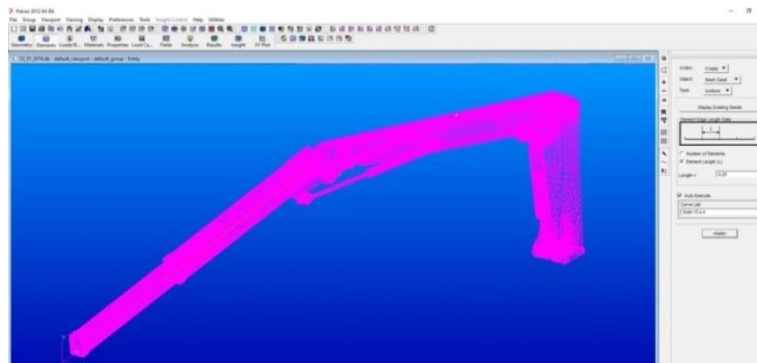
Statik emniyet hesabı: Statik hesaplar sonucunda maksimum gerilme 280 MPa olarak bulundu. Bomların malzemesi Strenx700MC için, bu malzemenin akma gerilmesi $\sigma_{\text{ak}} = 700 \text{ MPa}$ 'dır. Uzatma bomunu üzerinde oluşan statik emniyet katsayısı;

$$S = \frac{\sigma_{\text{ak}}}{\sigma_{\text{top}}} = 2,5$$

4.4. Modelin Sonlu Elemanlar Uygulamaları

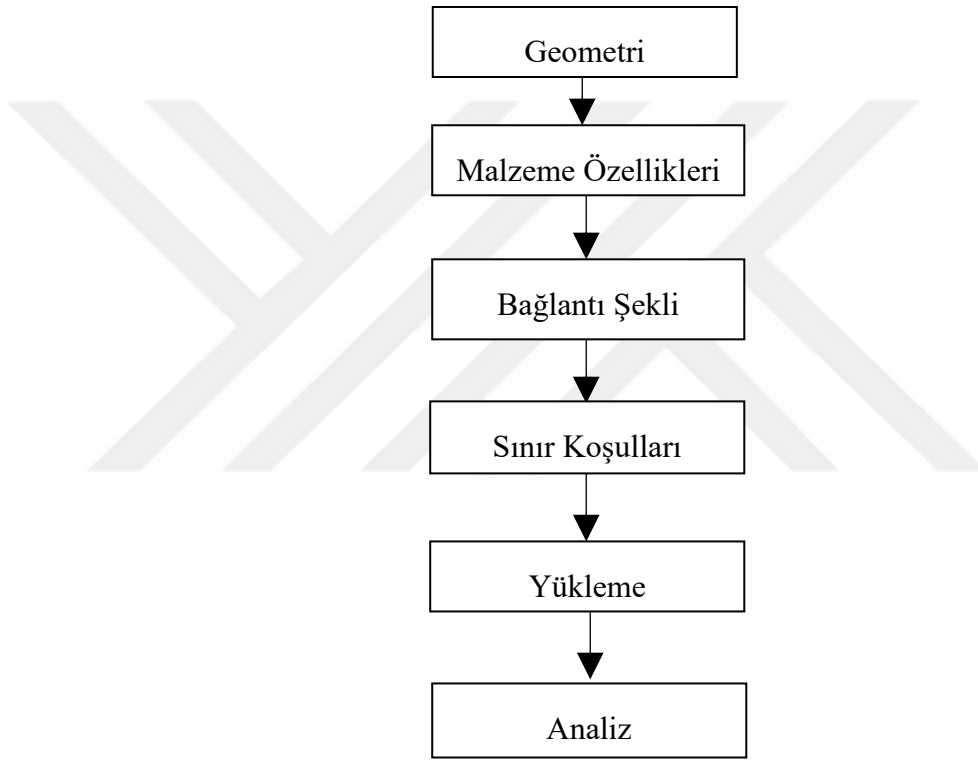
Modele uygulanan sonlu elemanlar yöntemi ile imalatı yapılacak olan vincin malzeme ve gerilmelere karşı sistemin vermiş olduğu tepkiyi öğrenerek imalat öncesi ön analiz yapılacaktır. Bu işlem kademesi, üretimlerde maliyet ve zaman açısından son derece önem arz etmektedir.

Modelin sonlu eleman yöntemleriyle analizinin yapılması için ilk olarak 3 boyutlu olarak Solidworks programında çizilen katı modelin Patran programına aktarılması sağlandı. Bu program, aktarılan katı modelin alt problemlere bölme şeklinde örgülendirilmesi (meshlenmesi) sağladı. Bu sayede katı modelle de daha ayrıntılı analiz yapılmasına, incelemelerin detaylandırılmasına olanak verildi.



Şekil 41 : Patran programında katı modelin meshlenmesi

Patran programında meshlenen model, dışa aktarma sayesinde Marc Mentat programında açıldı. Burada yapılacak işlemler sonucunda ise, modelin gerçekte yapılacak olana maksimum yüklemeye karşı gösterebileceği yaklaşık yük dayanımı sonucu öğrenilmiş oldu. Modelde bulunan malzemelerin parametre değerleri aşağıda karşılık gelen parametre ataması işlemi yapıldı. Bağlantı tipi olarak ayırık parçalar ayırık, kaynaklı parçalar kaynaklı olarak seçildi. Başlangıç koşulu olarak ise, modelin dip kısmı kamyon monteli olarak düşünüldüğünden bir yere sabit olarak giriş yapıldı. Yükleme olarak vincin uç kısmına 3 ton maksimum yük değeri girildi.



Şekil 42 : Marc Mentat akış şeması

Sonlu elemanlar analiz yöntemi (FEM) hesaplamaları makroskopik ve mikroskopik deformasyon davranışlarını simüle eder. [54].

Plastik malzeme davranışını modellemek için von mises malzeme modelinde incelendi. Yukarıda ki belirtildiği üzere von mises malzeme modeli, denklem (3.30) kullanılarak üstel akma fonksiyonu şeklinde modele uygulanmış ve modelde oluşan eşdeğer gerilmenin, malzeme için uygun gerilme sınırının üzerine çıkması durumunda,

plastik deformasyonun gerçekleşeceği prensibine göre tanımlandı. İhtiyaç duyulan malzeme parametreleri de diğer gerekli özelliklerle birlikte Tablo 16’da verildi.

Çalışmada yapılacak analizler çerçevesinde yeniden yükleme söz konusu olmadığı için ve analizin başlangıç durumunda eşdeğer birim şekil değiştirme ve eşdeğer birim şekil değiştirme oranının değişimi ihmal edilerek denklem (3.30) aşağıdaki (4.1) denklemine dönüşür:

$$\bar{\varepsilon} = 0 \quad \dot{\varepsilon} = 0$$

$$\sigma_y = A\varepsilon_0^m \quad (4.1)$$

Analiz başlangıcında, elastik bölgede Hooke Kanunu geçerli olacağından,

$$\sigma_y = E\varepsilon_0 \quad (4.2)$$

(4.2) denklemi (4.1) denkleminde eşitlenerek, elastisite modülü E’ye bağlı olarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$A\varepsilon_0^m = E\varepsilon_0$$

$$\varepsilon_0^{m-1} = \frac{E}{A} \quad (4.3)$$

Denklem (4.3)’de görüldüğü gibi, deformasyon sertleşmesinin analize dahil edilmesi için malzeme parametreleri olan A,E ve m belirlenerek modellere ilave edildi.

Tablo 12 : Von Mises malzeme modeline ait malzeme parametreleri [55]

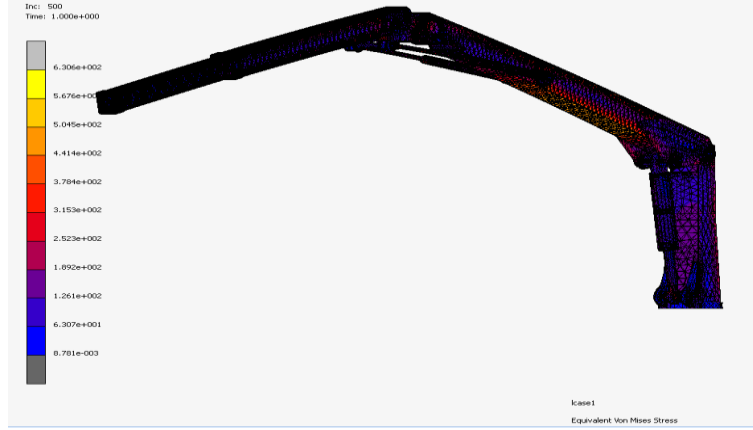
SEA Yazılımı	MSC Marc
Geometri	3 Boyutlu katı modeli
Malzeme Modeli	Elastik- Plastik
Akma Kriteri	Von Mises-Power Law
Eleman Tipi	Tetrahedral

Elastik-Plastik Gövde	63
Analiz Adım Zamanı	Sabit Zaman Adımı
Temas Tipi	Ayrık- Kaynaklı
Sürtünme Modeli	Coulomb Bilinear Displacement
Sürtünme Katsayısı	0,1
Başlangıç Koşulları	Var
Analiz Süresi	Ort. 4599 s

Yukarıdaki tablolarda verilen sonlu elemanlar yöntemi ile ilgili analizin yapılması için gerekli değerlerle örnek bir analiz yapıldı. Girilen değerler sonucunda işlemin bitmesi neticesinde modelde oluşan renk değişimleri yanda belirtilen renk skalalarına karşılık gelen değerlere göre gerilme dayanımı yorumlanabildi.

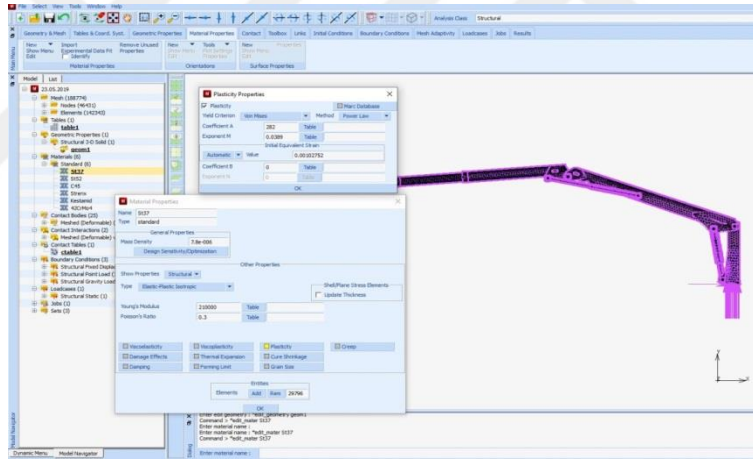
Güvenli yüklerin belirlenmesi için esnek çok gövdeli dinamik yaklaşımlar mobil vincin devrilmesini önler. Vincin bomu önemli ölçüde deformasyona sahip tek elementtir. Vincin birleştirilmiş sert ve elastik hareketleri formüle edildi ve dinamik analizi gerçekleştirmek için yazılım geliştirildi [56].

Şekil 43'te, projede imalatı yapılan yükleyicinin sonlu elemanlar analizinde istenilen yük karşısında vermiş olduğu gerilme şekillendirildi. Bu şekilde yanda verilen renk skalalarına göre yük karşısında, malzemelerin göstermiş olduğu dayanım bilgisi çıkarıldı. Renklendirmelerden çıkarılan sonuçlarla, parçalarda iyileştirilme ya da değişimler gibi gerekli önlemler alındı.



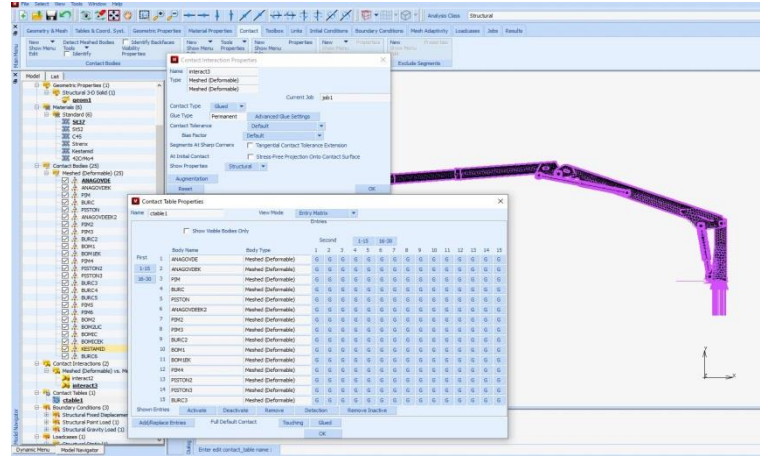
Şekil 43 : Çalışmada oluşturulan 3-boyutlu sürekli ortam sonlu elemanlar modeli

Şekil 44'te ise, hangi parçada hangi malzemenin kullanıldığı ve seçilen parçalara tek tek malzemenin mekanik ve plastite özelliklerinin girildiği gösterilmektedir.

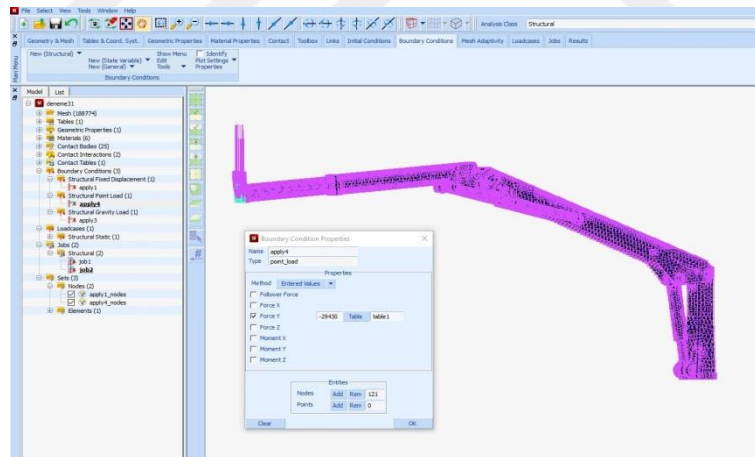


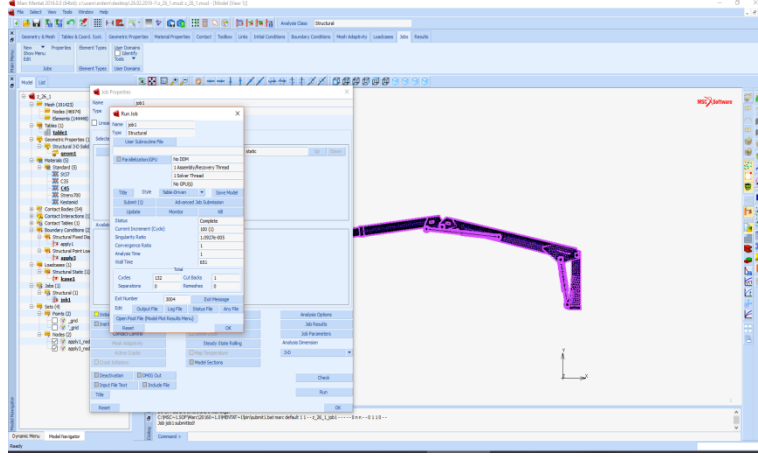
Şekil 44 : Marc programında katı modele malzeme parametre atanması

Şekil 45'te ise önceden girilen parçaların birbiri ile olan bağlantı tipi (kaynaklı-ayrık) girildi. Bu bilgi sayesinde analizi yapılacak parçaya, gerçek imalat şekli verilmiş oldu.



Şekil 46’da parçaya yüklenen sınır koşul değerleri girildiği gösterilmektedir. İlk olarak gerçekte yüklenecek olan yük miktarının değeri girildi ve sonrada vincin arka şaseye sabit bir şekilde monteli olacağı planlandığından dolayı, analizde vincin alt kısmı sabitlenmiş olarak girildi. Şekil 47’de girilen bu değer sonucunda parçanın çalıştırılması istenmiş ve çıkan sonucun şekli verilmektedir.





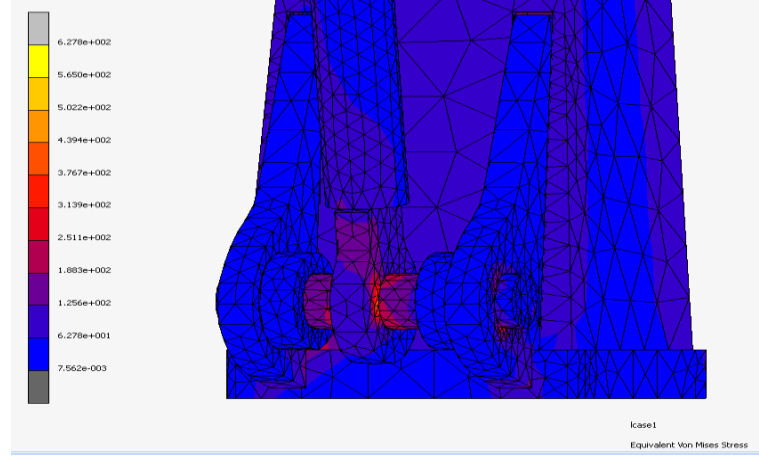
Şekil 47 : Sonlu elemanlarda analizin tamamlanması sonucu

Çıkan sonuçların gerçeğe yakın olmasıyla girilen değerler değiştirilerek farklı seçeneklerde elde edilecek sonuçlar denendi. Analizlerde değişken parametreler denenerek birçok sayıda farklı analizlerle farklı sonuçlar elde edilerek, bunun sonucunda yorumlamalar yapıldı. Şekil 48’de değiştirilen parametreler belirtilerek çıkan sonuçları gösteren tablonun şekli belirtilmektedir. Örneğin; istenilen yükten daha az ve daha fazla yükleme değeri girilmesi, yakınsama oranının değiştirilmesi, adım sayısının artırılıp azaltılması, başlangıç koşullarında değişiklik yapılması sonuçlarında oluşan tablo verilmiştir.

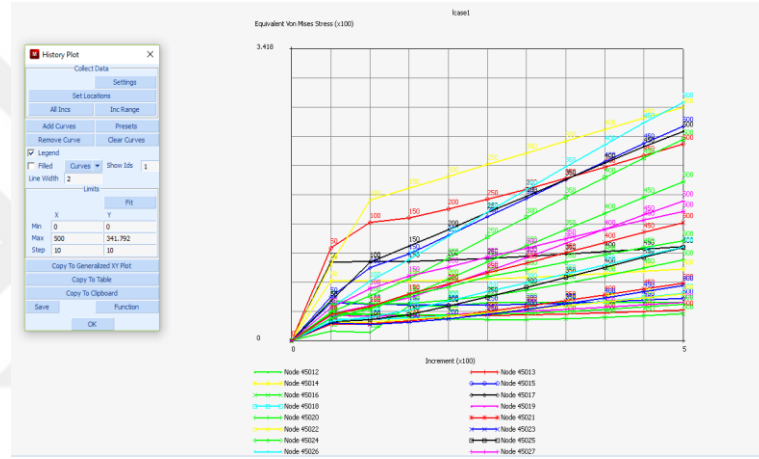
Modelin analizde renk değişimi olan bölgeler ayrıntılı olarak incelenip zaman içindeki değişimini veren eğri oluşturuldu. Şekil 49’da pime gelen gerilme sonucu renklendirme görülmektedir ve bunun sonucunda oluşan zamana bağlı noktasal eğriler verilmiştir.

	EXIT NUMBER	CONVERGENCE RATIO	ANALYSIS TIME	GEOMETRIC PROPERTIES - ASSUMED STRAIN	ANALYSIS OPTIONS - ADVANCED OPTIONS - ASSUMED STRAIN	POINT LOAD	GRAVITY LOAD	LOADCASE - LOADS	CONTACT BODIES	CONVERGENCE TESTING - RELATIVE FORCE TOLERANCE	STEPS	CUT BACKS ALLOWED	INITIAL LOADS	FOLLOWER FORCE	ADVANCED CONTACT CRITERION	CONTACT CONTROL TYPE COILS/BILINAR (DISPLACEMENT)	EQUIVALENT YOUNG MODULUS	MEAN NORMAL STRESS
DOSYA18	3001	1	0	✓	✓	1.2 TON	✓	ALL SELECTED	X	0.1	100	150	FIXED DISPLACEMENT SELECTED	✓	STRESS	X		
DOSYA15	3004	1	1	X	✓	1.2 TON	✓	EXCEPT FOR GRAVITY	✓ GLUED	0.1	100	150	X	NO FOLLOWER FORCE	STRESS	✓ 0.1	6.53E-05	4.91E-05
DOSYA16	3004	1	1	X	✓	1.2 TON	✓	EXCEPT FOR GRAVITY	✓ GLUED	0.1	100	150	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	STRESS	✓ 0.1	6.25E-05	4.91E-05
DOSYA17	3002	0.65932	0	X	✓	1.2 TON	✓	EXCEPT FOR GRAVITY	TOUCHING	0.1	100	150	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	STRESS	✓ 0.1		
DOSYA25	3004	1	1	✓	✓	1.2 TON	✓	EXCEPT FOR GRAVITY	✓ GLUED	0.1	100	150	GRAVITY SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	✓ 0.1	6.25E-05	4.91E-05
DOSYA 1.16.36	3004	0.007374	1	X	X	1.3000 N	✓	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.05	100	150	GRAVITY SELECTED	✓	STRESS	✓ 0.1	6.25E-05	3.42E-05
DOSYA 16.1				X	X	1.2 TON	✓	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	100	150	EXCEPT FOR POINT LOAD	NO FOLLOWER FORCE	STRESS	✓ 0.1		
DOSYA31_01_2019	3002	0.9956	0	X	X	1.3000 N	X	ALL SELECTED	TOUCHING	0.1 RESIDUALS	100	10	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	✓ 0.05		
DOSYA31_01_2019.2	3002	0.9956	0	✓	✓	1.3000 N	X	ALL SELECTED	1 BODY	0.1 RESIDUALS	100	10	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	✓ 0.15		
DOSYA31_01_2019.3	3002	0.9956	0	X	X	1.3000 N	X	ALL SELECTED	1 BODY	0.1 RESIDUALS	100	10	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	✓ 0.15		
DOSYA31_01_2019.5	3002	0.9956	0	X	X	1.3000 N	X	ALL SELECTED	TOUCHING	0.1 RESIDUALS	100	10	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	✓ 0.15		
DOSYA31_01_2019.18	3009	0.07048	0.0057519	✓	X	1.2000 N	✓	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	1000	50	EXCEPT FOR GRAVITY LOAD	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	✓ 0.1	1.39E-05	2.75E-05
DOSYA31_01_2019.17	3009	0.02409	0.0060377	X	X	1.2000 N	✓	EXCEPT FOR GRAVITY	✓ GLUED	0.1	200	20	EXCEPT FOR GRAVITY LOAD	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	✓ 0.1	1.76E-05	2.47E-05
DOSYA31_01_2019.16	3002	0.02836	0	X	X	1.3000 N	✓	EXCEPT FOR GRAVITY	TOUCHING	0.1	200	20	EXCEPT FOR GRAVITY LOAD	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	NONE		
DOSYA31_01_2019.15	3002	0.02046	0	X	X	1.3000 N	X	ALL SELECTED	TOUCHING	0.1	100	10	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	NONE		
DOSYA31_01_2019.14	3002	0.007379	0	X	X	1.3000 N	X	ALL SELECTED	TOUCHING	0.1	100	10	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	FORCE	NONE		
DOSYA28_01_2019.22	3020	0.3333	0.21	X	X	1.3000 N	X	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	100	100	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	STRESS	✓ 0.1		
DOSYA28_01_2019.21	3004	0.007379	1	X	X	1.3000 N	X	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	100	100	ALL SELECTED	NO FOLLOWER FORCE	STRESS	✓ 0.1	5.3464	
DOSYA28_01_2019.20																		
DOSYA1	3004	1	1	X	X	1.3 TON	X	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	100	150	FIXED DISPLACEMENT SELECTED	✓	STRESS	✓ 0.1	6.25E-05	5.57E-05
DOSYA2	3004	0.003029	1	X	X	1.2 TON	X	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	100	150	FIXED DISPLACEMENT SELECTED	✓	STRESS	✓ 0.1	6.23E-02	5.59E-05
DOSYA3	3004	1	1	X	X	1.2 TON	X	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	100	150	FIXED DISPLACEMENT SELECTED	✓	STRESS	✓ 0.1	6.25E-02	4.91E-05
DOSYA4	3004	1	1	X	X	1.2 TON	✓	EXCEPT FOR GRAVITY	✓ GLUED	0.1	100	150	EXCEPT FOR POINT LOAD	✓	STRESS	✓ 0.1	6.25E-02	4.91E-05
DOSYA5	3004	0.003029	1	X	X	1.2 TON	✓	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	100	150	EXCEPT FOR POINT LOAD	✓	STRESS	✓ 0.1	6.25E-02	5.59E-05
DOSYA6	3002	0.4114	0	X	X	1.2 TON	X	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	100	150	EXCEPT FOR POINT LOAD	✓	STRESS	✓ 0.1		
DOSYA8	3020	1	0.42	X	X	1.2 TON	✓	ALL SELECTED	✓ GLUED	0.1	100	150	EXCEPT FOR POINT LOAD	✓	STRESS	✓ 0.1	6.25E-02	3.43E-05

Şekil 48 : Seçimlerin değiştirildiğinde çıkan sonuçlar



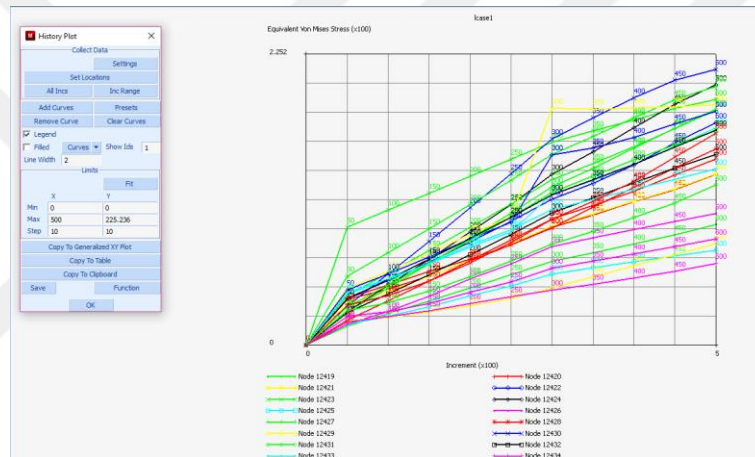
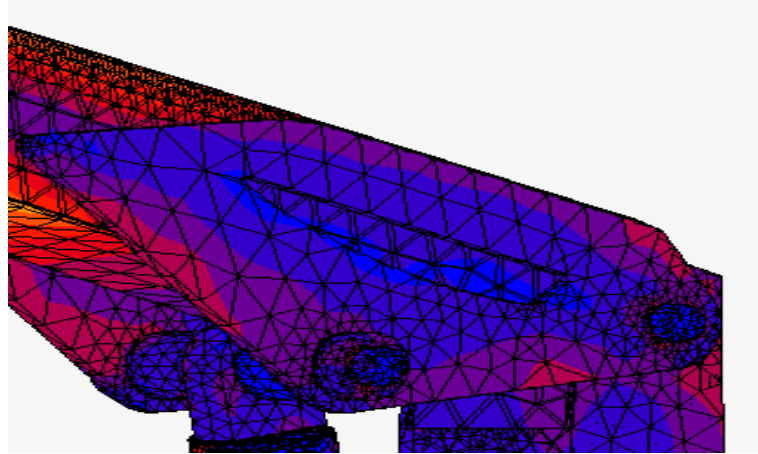
(a)



(b)

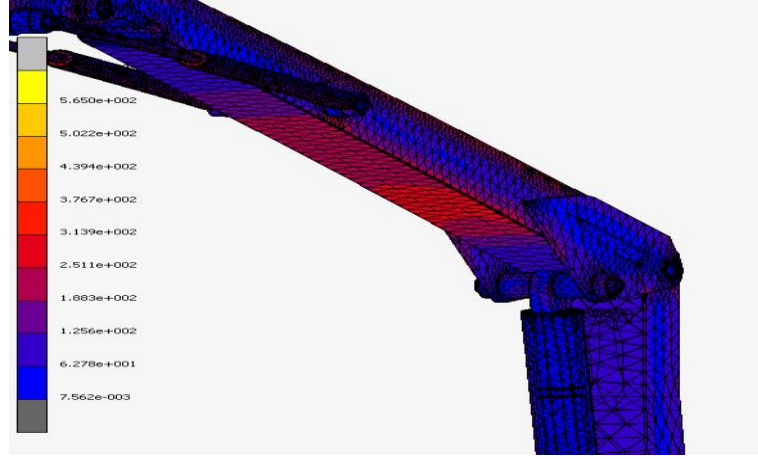
Şekil 49 : Sonlu elemanlar yöntemine (a) ana gövde ki pim ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme

Şekil 50’de, bomun bağlantı yerinde pimle olan yere ek parçaya gelen gerilme sonucu renklendirme görülmektedir ve bunun sonucunda oluşan zamana bağlı noktasal eğriler verilmiştir.

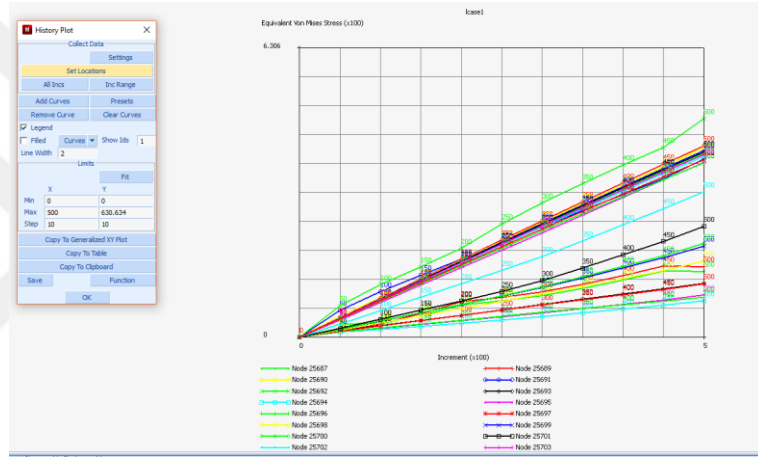


Şekil 50 : Sonlu elemanlar yöntemine (a) boma ek parça ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme

Şekil 51’de, ana gövde bomunun alt yüzeyine gelen gerilme sonucu renklendirme görülmektedir ve bunun sonucunda oluşan zamana bağlı noktasal eğriler verilmiştir.



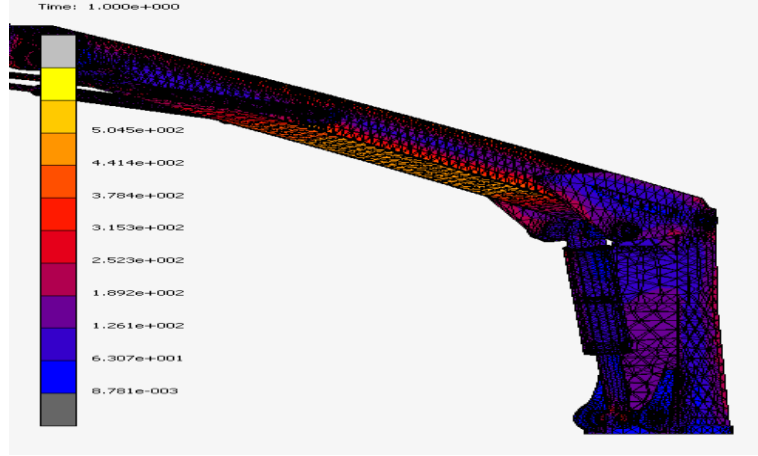
(a)



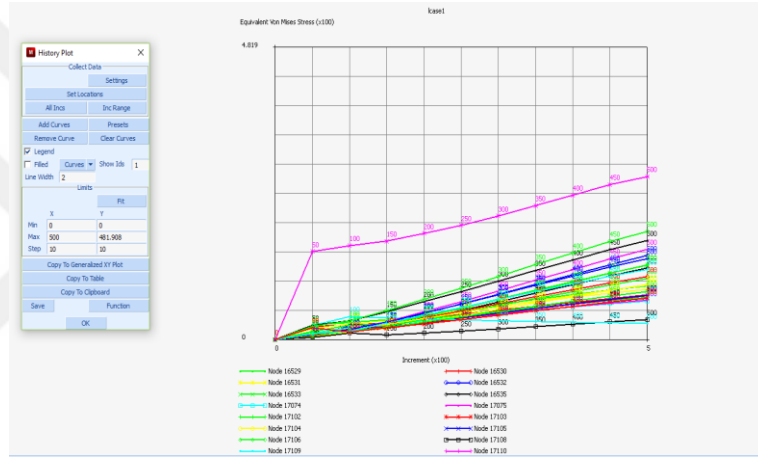
(b)

Şekil 51 : Sonlu elemanlar yöntemine ana gövde alt yüzeyi (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme

Şekil 52’de, hidrolik silindirler bağlantı noktalarına gelen gerilme sonucu renklendirme görülmektedir ve bunun sonucunda oluşan zamana bağlı noktasal eğriler verilmiştir.



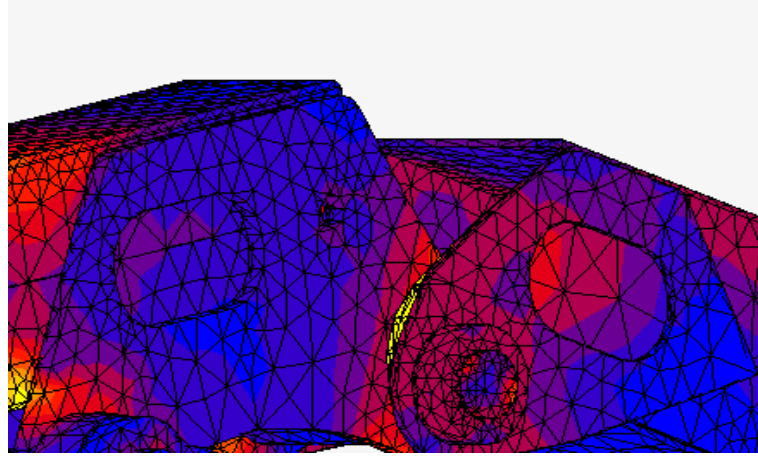
(a)



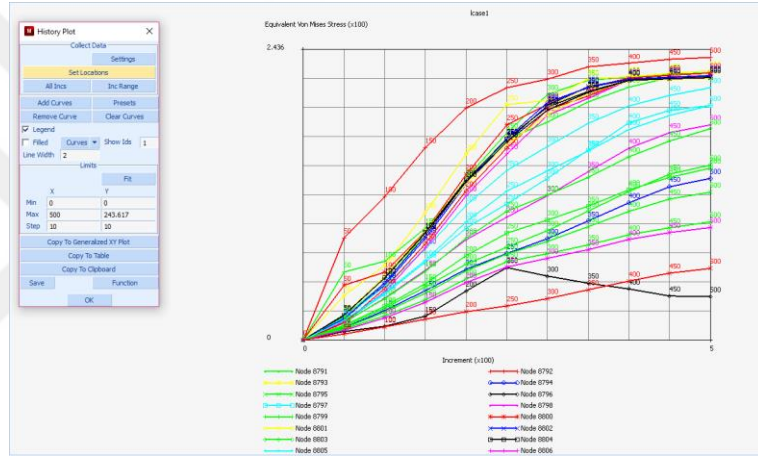
(b)

Şekil 52 : Sonlu elemanlar yöntemine hidrolik silindirler bağlantı noktalarının (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme

Şekil 53'te, ana gövde ve bom arası bağlantı pimine gelen gerilme sonucu renklendirme görülmektedir ve bunun sonucunda oluşan zamana bağlı noktasal eğriler verilmiştir.



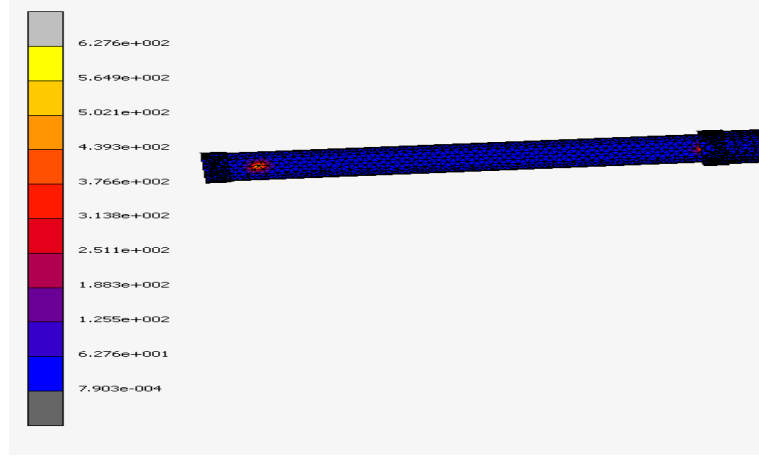
(a)



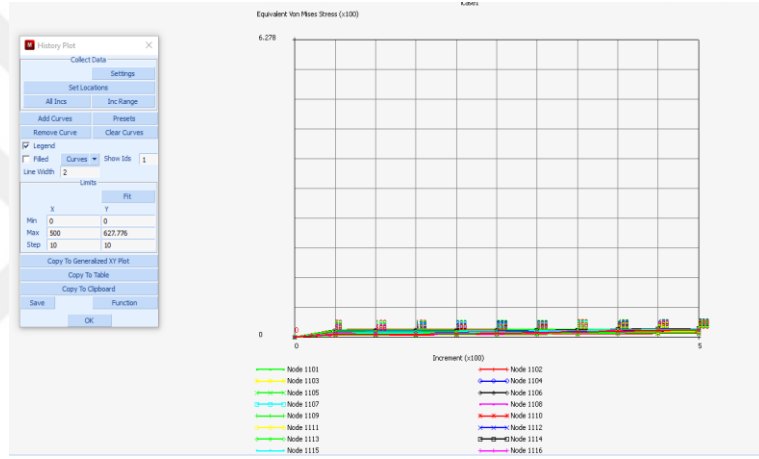
(b)

Şekil 53 : Sonlu elemanlar yöntemine ana gövde ve bom arası bağlantı pimi (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme

Şekil 54'te, uzatma bomuna gelen gerilme sonucu renklendirme görülmektedir ve bunun sonucunda oluşan zamana bağlı noktasal eğriler verilmiştir.



(a)



(b)

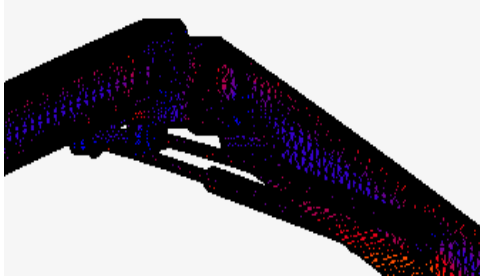
Şekil 54 : Sonlu elemanlar yöntemine uzatma bomu (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme

Analizlerde yapılan yüklemelerden birkaçının sonuçları tablo halinde aşağıda belirtilmiştir.

Tablo 13 : St-37, St-52, C-45 Çelikleri için Akma Sınır σ_{ak} değerleri

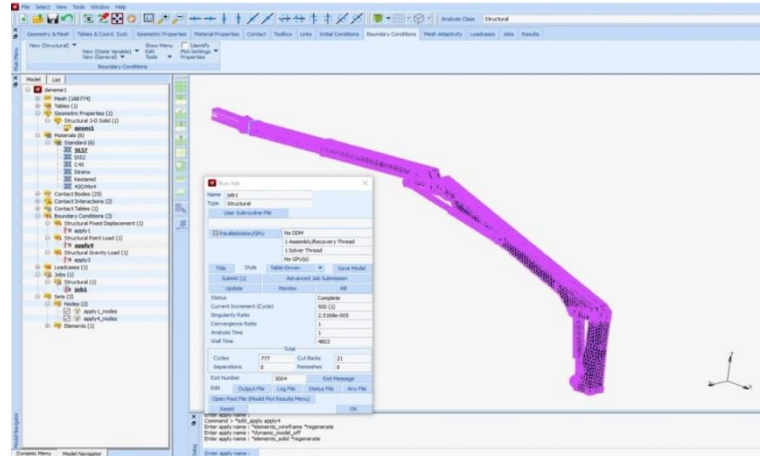
Çelik Cinsleri	Akma Sınırı σ_{ak} [N/mm ²]	Ara Değerde Yüklemeye Hali (1,5 T)	Beyan edilen Yüklemeye Hali (2 T)	Max. Yüklemeye Hali (3 T)
St-37	235	100-200	150-250	200-300
St-52	315	200-250	250-320	280-350
C-45	580	500-550	550-600	570-620

Yukarıdaki tabloda, malzemenin gerçek akma değerlerine karşılık, yapılan farklı yüklemeler sonucunda oluşan gerilme değerleri verilmiştir. Bazı değerlerin akma değerinden fazla çıktığı yerlerde resimlerde de yukarıda görüldüğü gibi gerilme yığılmaları oluşmaktadır. Bunlar için önlem olarak da gerek görülen yerlere direnç kazandırmak için bayraklar veya malzeme seçimlerinde değişiklikler yapıldı.

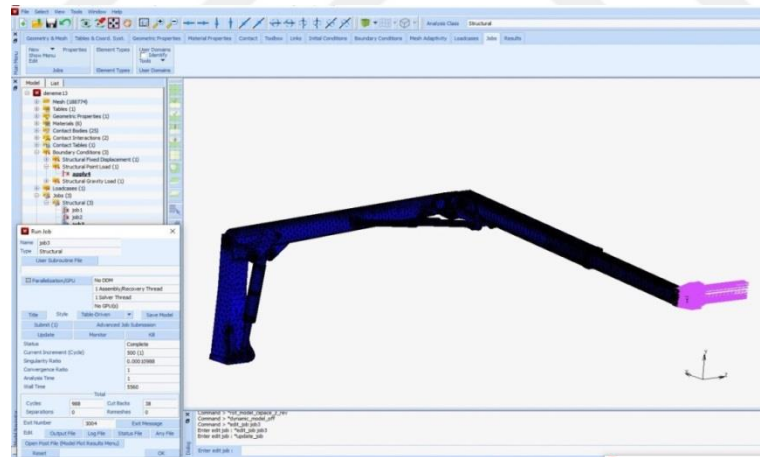


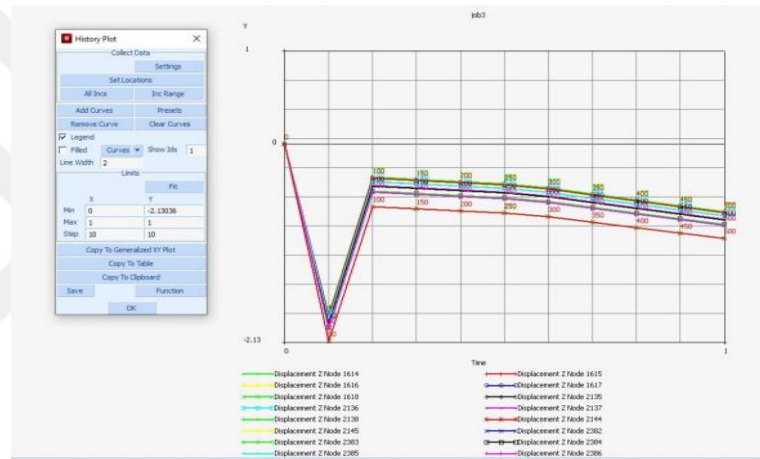
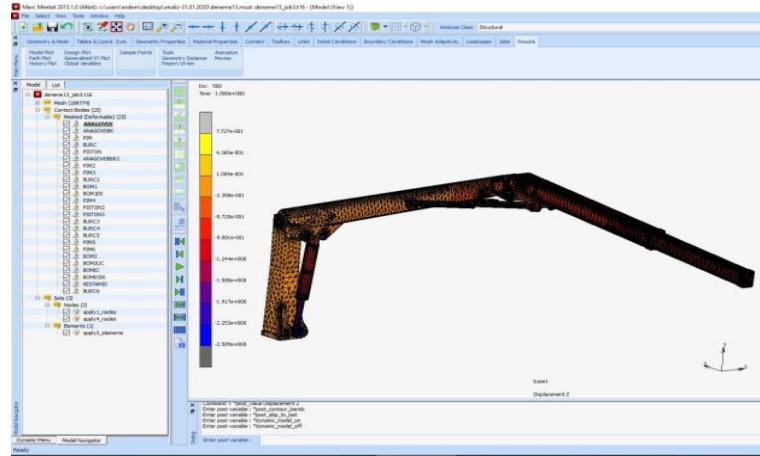
Şekil 55 : Analiz sonucu direnç kazandırılan bölgeler

Diğer iki ekseninde de yükleme yapıldığında karşılaşılabilecek sonuçlar merak edildiğinden, ilk olarak Şekil 55'te x eksenine yükleme yapılmış hali ve sonucu gösterilmektedir. Şekil 56'da ise z eksenine yükleme yapıldı.



x yönünde yapılan yükleme istenilen zaman değerlerinde sonuç vermediğinden ve daha sonra uzun sürelerde denenmesine rağmen bir yakınsaklık sağlanmadığından dolayı sonuca ulaşılamadı.





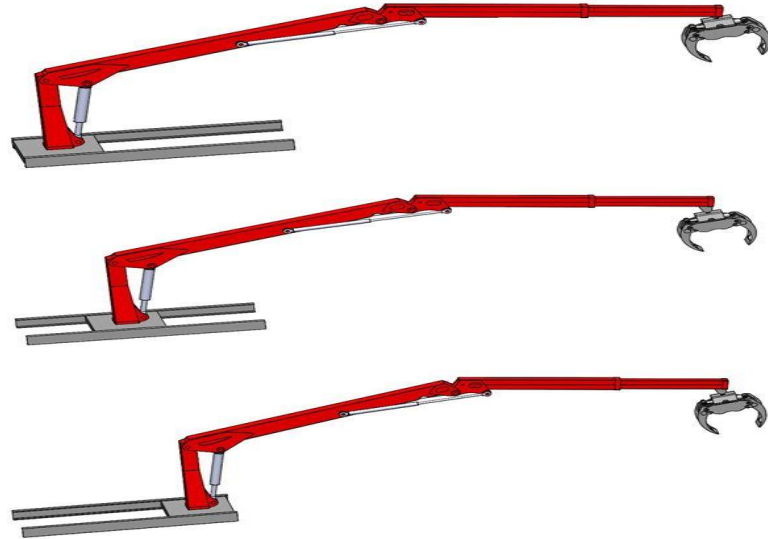
Şekil 58 : Sonlu elemanlar yöntemine göre oluşan farklılıklar (a) ve (b) üzerindeki analizi zamana bağlı inceleme

Şekil 58 ‘de z ekseninde yapılan yükleme sonucunda oluşabilecek gerilmelere karşı renklendirmeler ve zamana bağlı noktasal eğriler belirtilmiştir. Bu iki eksen de yükleme şekli gerçek hayatta pek karşılaşılabilecek durum olmamaktadır.

BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Yapılan bu tez çalışmasında, üretimi gerçekleştirilen bir hidrolik tertibatlı yükleyici vincin, müşteri istekleri doğrultusunda tasarımı değiştirilmiş ve bugüne kadar detaylıca yapılmamış olan mühendislik araştırmaları, hesap ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analizleri gerçekleştirilip gerekli optimizasyon çalışmaları yapılarak sistem için en uygun konstrüksiyon belirlenmesi, ardından prototip üretimi gerçekleştirilmiştir.

Bu tezde tasarım ve analizini sağlayan programlar olan SolidWorks, Patran ve Marc Mentat paket programı kullanılmıştır. SolidWorks programı modülü ile geliştirilecek vince ait katı model oluşturulmuş ve sonlu elemanlar yöntemi ile mühendislik analizleri yapılmıştır. Elde edilen teorik değerler, tasarım ve analiz sonuçlarına uygun olarak imalatı gerçekleştirilmiş vinç üzerinde yapılmış olan test ve deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, şekilsel ve mukavemetsel değişikliklerle daha uzun mesafelere uzanabilmesi ve daha fazla yük kaldırabilmesi sağlanılmıştır. Sağlamlık ve hafifliğin önemli olduğu kadar estetik bir görünümüyle de ön plana çıkması nedeniyle, yapılan çalışmalarla vincin muadil örneklerine oranla kaba ve hantal görüntüsü ortadan kaldırılarak, daha estetik bir görünüme kavuşmuştur.



Şekil 59 : Kızak sisteminin aşamalı yürütülmesinin 3 boyutlu katı modellemesi

Projede amaçlanan özellikler, etki (tarama) alanını genişletmek, bom mesafesini uzatmak, yükleme kapasitesini arttırmak ve bunları yaparken makinenin hafifliğini sağlamaktır. Bu özelliklere ek olarak oynar-kayar kızak mekanizması ile yatayda hareket alanını genişletilmiştir. Yükleme kapasitesini arttırmak için ise ana gövdenin dip kısmı güçlendirilmiştir. Makineye kazandırılan bu artırıcı fonksiyonların yanı sıra, yükleyicinin hafifliği artı özellik oluşturmıştır. Amaçlanan tüm özellikler, malzeme seçimi ve sonlu elemanlar yöntemleri ile bilgisayar ortamında önceden oluşabilecek hataların önüne geçilerek zaman ve maliyet kaybı engellenmiştir.

Yönetmeliklerdeki sınır yükseklikler (en fazla 4m) ve genişlikler (en fazla 2,55m) gibi daha birçok şartlar dikkate alınarak yönetmeliklere uygun basit ve şık görünümlü bir vinç ortaya çıkartılması sağlanmıştır. Maksimum yük olarak seçilen 3 ton beyan edilen yükün 1,5 katı olacak yük olup, analizler sonucu bu değeri de karşılamış bulunmaktadır. Gerçekte en fazla yüklenebilecek yük karşısında parçanın göstermiş olduğu yük dayanımı sonuçları bize seçilen malzemenin ve kalınlığının uygunluğu göstermiştir. Analizde bazı yerlerde oluşan renk değişiklikleri, renk skalalarında belirtilen gerilme değeri malzemenin akma değerinden fazla olduğunu ve bunun sonucu olarak hangi bölgelerde gerilme yığılmalarını belirtmiş ve gerekli yerlere önlem amaçlı ek destek saclar kaynatılmıştır. Örneğin; iyileştirilmesi amacıyla 1. boma kaynaklı olan ek parçaların alanları genişletilerek kesit alanı büyütülmüş ve boma destek sağlanmıştır.

Beyan edilen yüke göre ilimizin bağlı olduğu makine mühendisleri odasınca yetkili mühendis tarafından ilgili kontroller yapılarak uygun rapor düzenlenmiştir. Şekil 59'daki rapora göre, imal halindeki yükleyici vincin uygun görülen yerlerine CE ve yerli üretim etiketleri, korumalıları yerleştirilmiş ve yük kaldırması gibi sunulan özelliklerinin doğruluğu kesinleşmiştir.

Kamyon şasesinin son kısmında bulunan arka yere basan eksenel denge ayaklarından yapılan test sonuçlarında şasenin baş kısmında denge ayaklarının yapılması gerektiği sonucuna varılmış ve bir adet çıkma ayaklar yapılması vincin yere daha sağlam basmasını sağlamakla birlikte zorlu arazi şartlarında emniyetinin artırılması hedeflenmektedir. Kamyon seçiminde ise 3 ya da 4 dingilli kamyonların tercih edilmesi gerekmektedir.

Gelecekte yapılacak olan imalat projelerinde ve yeni vinç tasarımlarında söz konusu hususlar dikkate alınarak yapıldığında maliyetler azaltılabilir. Yapılan analizler sonucunda, kullanılan malzemelerin seçiminin doğru bir şekilde yapıldığı kanıtlanmıştır. Seçilen malzemelerin yapılan mukavemet hesapları sonucunda çıkan emniyet katsayısı iyi sonuçlar vermiştir. Malzeme maliyetlerinde, işçilik maliyetlerinde ve vinç ağırlığında gerçekleştirilen azaltma çalışmaları sayesinde yurtdışı kaynaklı yüksek kaliteli malzeme kullanımı büyük oranda düşürülmüş, ileride planlanan seri üretim halinde ülke ekonomisine de büyük katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Projenin/tezin sonuç çıktısı olarak şekil 61’de ise, tezinde konusunu oluşturan artırılmış fonksiyon kabiliyetli tomruk yükleyici vinç üretimi Zere Sanayi ve Ticaret A.Ş. firması tarafından imal edilmiş ve imal edilen vincin bomlarının uzatılmış ataşman ve eksenel denge ayağının açık-kapalı resimleri verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 61 : İmal edilen vincin (a) açık ve (b) kapalı hali

KAYNAKLAR

1. Tuncer, M.M. and Kaya Ö.N., 2010, Orman ve su kaynakları orman ve su ekosistem ilişkisi.
2. Demir, M., 1997, Dağlık arazide orman transport planlarının önemi ve etkileri, İstanbul Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi, 47(1-2-3-4), 49-56.
3. Öztürk, T., 2001, Bölmeden çıkarma çalışmalarında kullanılan özel orman traktörleri üzerine bir araştırma, İstanbul Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi, 51(2), 101-110.
4. Seçkin, Ö.B., 2014, Türkiye’de bölmeden çıkarma işlerinin mekanizasyon çalışmaları, İstanbul Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi, 33(1), 201-221.
5. Acar, H.H., 2016, Tomrukların kamyonu yüklenmesi çalışmalarında taşınabilir el vinci ve polietilen oluk kombinasyonu sistemi, İstanbul Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi, 66(1), 329-339.
6. Seçkin, B., 1981, Orman nakliyatında yükleme ve boşaltma işleri üzerine araştırmalar , Journal of the Faculty of Forestry, Istanbul University, 31(2), 118-166.
7. Acar, H.H., 1998, Transport tekniği , KTÜ Orman Fakültesi Yayın, (56), 235.
8. Koçer, H., 2009, Bir hidrolik mobil vincin tasarım, analiz ve optimizasyonu, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü ,Konya, Yüksek Lisans Tezi, 32-34.
9. Wu, J.J., Whittaker, A.R., Cartmell, M.P., 2000, Dynamic responses of structures to moving bodies using combined finite element and analytical methods, International Journal of Mechanical Sciences, 43, 2555–2579.
10. Karamolla, M., 2005, Kule vinçlerin matematik modellemesi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa, Doktora Tezi, 33.
11. Özkan, İ., 2005, Computer aided design and analysis of frame crane, Dokuz Eylül University ,Graduate School Of Natural And Applied Sciences, İzmir, Ms Thesis,
12. Erdik, A., 2006 , Portal Kren Gövdesinin Sonlu Elemanlarla Modellenmesi ve Statik Gerilme Analizi, İTÜ,Fen Bilimleri Enstitüsü, 2-4.
13. Uçar M., Çavdar A., Çelik H. K., 2007, Hidrolik bom tipi örnek bir krende statik yükleme sonucu oluşan gerilmelerin sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesi, 2007, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, (4) 23-30.

14. Karahan, M., 2007, İki kademeli teleskopik vincin tasarım ve analizi, Atatürk Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum Yüksek Lisans Tezi.
15. Ünal, B., 2008, Jib portal kren konstrüksiyonun modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Yüksek Lisans Tezi.
16. Valansi, A., 2008, Hidrolik kreyn tasarım, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Yüksek Lisans Tezi.
17. Koçer, H., 2009, Bir hidrolik mobil vincin tasarım, analiz ve optimizasyonu, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, Yüksek Lisans Tezi.
18. Kayaoğlu, E., 2009, Kren konstrüksiyonunda kullanılan dikdörtgen levhaların yayılı yük altındaki davranışının incelenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Yüksek Lisans Tezi.
19. Taşdemir, B., 2012, Jib kren tasarımı ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Yüksek Lisans Tezi.
20. Yurt, H., 2012, 60 ton kapasiteli krenin mukavemet ve dinamik kontrolü, Yıldız Teknik Üniversitesi ,Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Lisans Tezi.
21. Candaş, A., 2013, Bir jib krenin deneysel gerilme gerilme analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Yüksek Lisans Tezi.
22. Akay, A.E., Sert, M., Gülci, N. (2014). Hafif Eğimli Arazilerde Benzinli El Vinci ile Bölmeden Çıkarma Çalışmalarının Verim Açısından Değerlendirilmesi. II. Ulusal Akdeniz Orman ve Çevre Sempozyumu, 22-24 Ekim, Isparta.
23. Vuorinen E., Hosseini N. etc., 2020, Mechanical and microstructural evaluation of high performance steel (S700MC) for road restraint systems, Engineering Failure Analysis, 108(2020)104251
24. <http://vinciturkiye.com/vinc/tek-kirma-nedir-cift-kirma-nedir/>.
25. Acar, H.H., 1998, An investigation on the loading and unloading operations in Artvin forest district, Turkish Journal of Agriculture and Forestry, 22(5), 507-514.
26. Bayoğlu, S. and Ö.B. Seçkin, 1984, Tarım traktörleri ve ormancılıkta yararlanma imkanları, İstanbul Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi, 34(1), 63-75.
27. Maffeis, I., Signori R., Fassi G. , Ceresoli R. , 2018, Device for remotely commanding a crane, United States Patents, 5.

28. Acar, H., 1998, Artvin orman işletme müdürlüğünde yükleme-boşaltma çalışmalarının teknik açıdan incelenmesi, Tr. J. of Agriculture and Forestry, 22, 507-513.
29. Acar, H.H. and N. Şentürk, 1993, Artvin orman işletme müdürlüğünde bölmeden çıkarma araçlarının teknik açıdan incelenmesi, İstanbul Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi. 44(1-2), 113-120.
30. Akay A.E., 2004, Identifying the Factors Influencing the Cost of Mechanized Harvesting Equipment, KSÜ. Fen ve Mühendislik Dergisi, 7(2),65-70
31. Zander, J., 1980. Ergonomics in Tropical Agriculture and Forestry, Unasylva, (3), 32.
32. Jokiluoma, H., Tapola, H., 1993. Forest Worker Safety and Health in Finland, Unasylva, (4), 44.
33. Menemencioğlu K., 2006. Ormancılıkta Üretim İşlerinde Çalışma Koşulları ve İş Kazaları Üzerine Araştırma, Süleyman Demirel Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi Seri: A, Sayı: 2, Yıl: 2006, ISSN: 1302-7085, 1-12.
34. Atalay O. ve Kılıç Ö., 2015, Balık Kılıcı Yöntemi ile Mobil Vinç Kazası Olası Nedenlerinin İncelenmesi, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 30 (1), 73-78 ss.
35. Novy F. et al, 2020, Fatigue properties of welded Strenx 700 MC HSLA steel after ultrasonic impact treatment application , Materials Today: Proceedings journal.
36. <https://www.metalurjimalzeme.net/itab-haz-heat-affected-zone/>, 2018.
37. Acar, H., 1998, Giresun orman bölge müdürlüğü üretim araçlarının teknik ve ekonomik açıdan incelenmesi. TÜBİTAK Doğa Dergisi, 22: p. 2,143-150.
38. AK, A., 2010, Kamyon üstü vinçler. Kardelen Mühendislik Makine Otomativ. Sanayi ve Ticaret Anonim Şirketinin Sunumu.
39. SSAB, 2017, Strenx700Mc, The high-strength structural steel at 700 MPa. Retrieved from: <https://www.ssab.co.uk/products/brands/strenx/products/strenx-700-mc>
40. AKKUŞ, A., 2011, Yakma Alın Kaynağı ile Birleştirilmiş Farklı Çelik Barların Mekanik Özelliklerinin Araştırılması. Cumhuriyet Science Journal. 38(4), 165-175.
41. Özsoy, A., 1991, Çeliğin borlanmasında borür tabakası, geçiş zonu ve ana matriksin özelliklerinin iyileştirilmesi.

42. Meriç, D., H. Gedikli, and H. İpek, 2015, Kompozit Tüpün Yarılma Ve Deformasyonla Enerji Sönümleme Özelliklerinin Deneysel Ve Sayısal İncelenmesi.
43. <https://www.esnmetal.com/4140-celigi/>, 2019.
44. Demirezen, M., M. Bayrak, and F. Öztürk, 2006, Dın 41Cr4 ve Dın 42CrMo4 çeliklerde ısıtılma işleminin mekanik özelliklere etkisinin araştırılması teknolojisi, 9(2).
45. Karahan, M., 2007, İki Kademeli Teleskopik Vincin Tasarım ve Analizi, 99 Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, Yüksek Lisans Tezi.
46. Esen, İ., 2009, Hareketli Yükler Altındaki Köprülü Kren Kirişlerinin Dinamik Mukavemet Analizi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
47. Becker, A.A., 1992, The boundary element method in engineering: a complete course: McGraw-Hill Companies.
48. Özdemir, Ö., 2016, Malzeme bilimi ,Malzeme Bilimi ve Mühendisliğine Giriş, 12.
49. Wu J., 2006, Finite element analysis and vibration testing, Measurement, 740-749.
50. Güder, Y., 2014, Mobil vinçlerde teleskobik bom ve jib bom mekanizmasının tasarımı, analizi ve optimizasyonu., Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü ,Konya, Yüksek Lisans Tezi, 11-13.
51. <https://www.simscale.com/blog/2017/04/von-mises-stress/>, 2019.
52. Karagöz, M., 2010, Mobil vinç robot kabinin tasarımı ve analizi, Selçuk Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 157.
53. Huebner, K., 1974, Finite element method- Stress analysis and much more. Machine Design, 46, 92-99.
54. Emori K., 2020, FEM simulation of polymeric foam with random pore structure: Uniaxial compression with loading rate effect, Polymer Testing, 82.
55. Fetvacı, C., 2001, Düz Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Metodu İle Modellenmesi Ve Gerilmelerin İncelenmesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 51.
56. Kılıçaslan S., Balkan T. ve İder S.K., 1999, Tipping Loads Of Mobile Cranes With Flexible Booms, Journal of Sound and Vibration 223(4), 645-657

ÖZGEÇMİŞ

Duygu Gizem İHTİYAROĞLU 1993 yılında Giresun’da doğdu. 2011 yılında Giresun Dereli Anadolu Lisesi’ni bitirdi. 2016 yılında TÜBİTAK 2241-A Sanayi Odaklı lisans bitirme tezi olarak Basınç Geciktirmeli Osmoz (Pressure Retarded Osmosis-PRO) konu aldı. 2017 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden mezun oldu. 2018 yılı Giresun Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Periyodik Kontrol Muayene Personeli Temel Eğitimi (MMO), Araç Projelendirme Mühendis Yetkili Teknik Sorumlu (TSE) sertifikalarına sahiptir. Kasım 2018’den beri Zere Sanayi ve Ticaret A.Ş. ’de mühendis olarak çalışmakta olup orta derecede İngilizce bilmektedir.

