

152234

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PALET SİSTEMİNİN SONLU ELEMANLAR METODU İLE MUKAVEMET
ANALİZİNİN YAPILMASI VE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Sis. Müh. İlker CAN
(514021053)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24 NİSAN 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 12 MAYIS 2004

Tez Danışmanı :
Diğer Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Adnan DİKİCİOĞLU
Doç. Dr. Murat VURAL
Doç. Dr. Hikmet KOCABAŞ

Adnan Dikicioglu
Murat Vural
Hikmet Kocabaş

152234

MAYIS 2004

ÖNSÖZ

Son iki yüzyıldan bu yana artan bir ivme ile gelişen teknoloji ve teknoloji sayesinde tanıştığımız yeni icat ve gelişmeler sahip olduğumuz teknolojinin geliştirilmemesi halinde eskiyeceği ve çok kısa bir sürede çağın gerisinde kalacağını bize göstermektedir. Sahip olduğumuz bütün üretim ve imalat teknolojileri sürekli yenilenmeli ve gelişen teknoloji takip edilerek değil teknoloji üreterek gelişmiş devletler arasında yer alabileceğimiz unutulmamalıdır. Günümüzde savaflara yön veren ülkelerin ekonomileri, ekonomilere yön veren ise sahip oldukları teknoloji düzeyidir. Kısacası, teknoloji olmadan ekonomi, ekonomi olmadan savaş yapılamaz.

Günümüzde sahip olduğumuz teknolojinin kaynağı askeri ihtiyaç ve gereklilikler sonucu yapılan araştırmaların sonucudur. Yani yeni teknoloji geliştiren bir çok ülke bu teknolojiyi savunma sanayinin yan çıktısı olarak elde etmiştir. Büyük devletlerin neden silah teknolojisindeki araştırma ve geliştirme için çok yoğun bir kaynak ve iş gücü harcadığı daha kolay anlaşılır. Bu açıdan bakıldığında savunma sanayinin önemi daha iyi anlaşılmaktadır.

Bu çalışmada silahlı kuvvetlerde önemli bir yer teşkil eden zırhlı araçların palet sisteminin sonlu elemanlar metodu ile analizi, şekil ve ağırlık optimizasyonu yapılmıştır. Bu çalışmada amaç zırhlı araçların yürüten aksamında yapılacak değişikliklerle ömrünü artırmak ve ağırlık optimizasyonu ile yürüten aksamın hafifletilmesi ve zırhlı aracın başka bir bölgesine bir ilave yapılmasına imkan vermektir.

Çalışmalarında yakın ilgisi, katkıları ve tavsiyeleri ile yol gösteren değerli hocam Prof. Dr. Adnan DİKİCİOĞLU, Doç. Dr. Faruk ELALDI ve Yük. Müh. Alb. Bekir KAZANDIR'a, yardımlarını esirgemeyen Doç. Dr. Hikmet KOCABAŞ'a ve Yrd. Doç. Dr. Şafak YILMAZ'a, her türlü fedakarlığı yapan K.K.K'lığı 1010NCU ORDUDONATIM ANA TAMİR FABRİKA MÜDÜRLÜĞÜNE, ANADOLU DÖKÜM A.Ş.'ye teşekkürü bir borç bilirim.

MAYIS, 2004

İlker CAN

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xi
SUMMARY	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Giriş	1
1.2. Paletli Araçların Tarihçesi	2
2. PALETLİ ARAÇLARIN PALET SİSTEMİ	6
2.1. Palet Sistemi	6
2.2. Palet Sistemi Tasarımı	7
2.2.1. Taşıyıcı Tekerlekler(Portör Teker)	8
2.2.2. Zeminde Tutunmanın Arttırılması	8
2.2.3. Zeminde Batmanın Azaltılması	9
2.2.4. Engel Geçiş Kabiliyetini Arttırma	9
2.2.5. Su İçinde İtici Güç	10
2.2.6. Zemin ile Temas Yüzeyi	10
2.2.7. Taşıyıcı Teker Kılavuz Yüzeyi	11
2.3. Palet Çeşitleri	11
2.3.1. Tek Pimli Paletler	12
2.3.2. Çift Pimli Paletler	14
2.3.3. Bölmeli Kesintisiz Paletler	15
2.4. Palet Sistemi Elemanları	16
2.4.1. Palet Gövdesi	19
2.4.2. Pim	19
2.4.3. Uç Bağlantısı	20
2.4.4. Yön Çatalı	20
2.4.5. Alt ve Üst ped	21
3. PALET SİSTEMİNDEN BEKLENEN PERFORMANS	24
3.1. Palet Sisteminin Maruz Kaldığı Yükler	24
3.2. Palet Sisteminden Beklenen Özellikler	24
3.3. Palet Sistemi Üretim Yöntemi	25

3.3.1. Kabuk Döküm Yöntemi	25
3.3.2. Talashlı İmalat Yöntemi	26
3.4. 4140 Çeliğinin Özellikleri	26
3.4.1. Kimyasal Bileşim	27
3.4.2. Mekanik Özellikler	28
3.5. Palet Sisteminde Görülen Hasar Nedenleri	30
3.5.1. Yorulma	30
3.5.1. Yorulmaya Etki Eden Faktörler	32
4. PALET SİSTEMİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ	33
4.1. Giriş	33
4.2. Sonlu Elemanlar Metodu	33
4.2.1. Metodun Adımları	37
4.2.1.1. Problem Geometrisinin Elemanlara Ayrılması	38
4.2.1.2. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi	39
4.2.1.3. Eleman Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi	40
4.2.1.4. Sistem Rijitlik Matrisinin Teşkili	40
4.2.1.5. Sistem Denklemlerinin Çözümü	41
4.2.2. Eleman Rijitlik Matrisi	41
4.2.3. Rijitlik Matrisinin Türetilmesi	42
4.2.4. Yer Değiştirme Fonksiyonu	45
4.2.5. Gerilme Hesabı	48
5. PALET SİSTEMİNDE PİMLERİN ŞEKİL OPTİMİZASYONU	49
5.1. Giriş	49
5.2. Pimin Modellenmesi	51
5.3. Pimin Sonlu Elemanlar Programı ile Analiz Edilmesi	53
5.3.1. Katı Modelin Programa Aktarılması	53
5.3.2. Kontak Elemanlarının Yerleştirilmesi	54
5.3.3. Ağ Yapısının Belirlenmesi	55
5.3.4. Sınır Şartlarının Tatbiki	56
5.3.5. Sonlu Elemanlar Modelinin Çözdürülmesi	57
6. PALET SİSTEMİNDE GÖVDENİN AĞIRLIK OPTİMİZASYONU	62
6.1. Giriş	63
6.2. Palet Gövdesinin Modellenmesi	63
6.3. Katı Modelin Programa Aktarılması	64
6.4. Sınır Şartlarının Tatbiki	64
6.5. Sonlu Elemanlar Modelinin Çözdürülmesi	65
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	69
KAYNAKLAR	70

EKLER

71

ÖZGEÇMİŞ

74



KISALTMALAR

SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
K/M	: Kundağı Motorlu
ZPT	: Zırhlı personel taşıyıcı
YDS	: Yorulma Dayanım Sınırı
AFS	: Amerikan Dökümcüler Birliği
SAE	: Amerikan Standartlar Enstitüsü



TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1 Tavlama sonrası SAE 4140 çeliğinin mekanik özellikleri.....	27
Tablo 3.2 SAE 4140 Çeliğinin Kimyasal Bileşimi.....	28
Tablo 3.3 SAE 4140 çeliğinin değişik temperleme sıcaklıklarına bağlı olarak mekanik özelliklerinin değişimi	29
Tablo 3.4 Isıl işlem görmüş 4140 çeliğinin özelliklerine büyüklüğün etkisi...	29
Tablo 3.5 Uygulanan ısıl işlem şartlarına bağlı olarak döküm mamulü SAE 4140 çeliğinin mekanik özelliklerinin değişimi.....	30
Tablo 3.6 Yorulma deney numunesinde çentik tür ve boyutlarının yorulma dayanım sınırına etkisi(Numune çapı 10mm, çentik tabanında çap 7mm).....	32
Tablo 5.1 Programın Aşamaları.....	53
Tablo 5.2 4140 çelik(dövme) özellikleri.....	54
Tablo 5.3 Kontak Elemanları.....	54
Tablo 5.4 Kama yuvasında oluşan gerilmenin yarıçaplara göre değişimi.....	62

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : İlk tank prototipi (1915)-Mk-1 tankı (1916).....	3
Şekil 1.2 : Fransız Renault tankı(1917)-Alman AV7 tankı(1917).....	3
Şekil 1.3 : T-155 FIRTINA K/M Obüs.....	4
Şekil 2.1 : Palet sistemi.....	7
Şekil 2.2 : Kar tırnağı.....	9
Şekil 2.3 : Boşluklu paletle normal paletin toprakta tutunması.....	11
Şekil 2.4 : Tank ve ZPT paletleri.....	12
Şekil 2.5 : ÇNRA ve ZMA Paletleri.....	12
Şekil 2.6 : Tek Pimli Palet.....	13
Şekil 2.7 : Çift Pimli palet.....	15
Şekil 2.8 : Kesintisiz kauçuk palet.....	16
Şekil 2.9 : Bölmeli kesintisiz palet.....	16
Şekil 2.10 : T-417A paleti iç kısım.....	17
Şekil 2.11 : T-417A paleti dış kısım.....	17
Şekil 2.12 : T-417A palet metal aksamı.....	18
Şekil 2.13 : Çift Pimli Palet parçaları.....	18
Şekil 2.14 : Palet pimi ve kauçuk kaplaması.....	19
Şekil 2.15 : Uç Bağlantısı.....	20
Şekil 2.16 : Yön çatalı.....	21
Şekil 2.17 : Tek pimli paletler.....	22
Şekil 2.18 : Çift pimli palet.....	23
Şekil 3.1 : SAE 4140 Çeliği (dövme) S-N eğrisi.....	31
Şekil 3.2 : SAE 4140 Çeliği (döküm) S-N eğrisi.....	32
Şekil 4.1 : Modellenecek yapı.....	36
Şekil 4.2 : Yapının sonlu eleman modeli	36
Şekil 4.3 : Modelin bir elemanının ayrıntılı gösterimi.....	36
Şekil 4.4 : Sonlu elemanlar metodunda takip edilen adımlar.....	38
Şekil 4.5 : Eleman sayısının artmasının çözümün hassasiyetine etkisi.....	39
Şekil 4.6 : Eleman sayısının artmasının çözümün hassasiyetine etkisinin grafiksel gösterimi.....	39
Şekil 4.7 : Dört yüzlü üçgen prizmatik eleman.....	46
Şekil 5.1 : Pimler manyetik partikül yöntemi ile kontrolü.....	50
Şekil 5.2 : Sıvı penetrasyon yöntemi ile tespit edilen çatlak.....	50
Şekil 5.3 : Pim ve uç bağlantı modeli.....	52
Şekil 5.4 : Pim modeli.....	52
Şekil 5.5 : Kaba ağ yapısı ile analiz.....	55
Şekil 5.6 : Hassas ağ yapısı seviye1 ile analiz.....	55
Şekil 5.7 : Hassas ağ yapısı seviye2 ile analiz.....	56
Şekil 5.8 : Hassas ağ yapısı seviye2 ile analiz.....	56
Şekil 5.9 : Tüm sistem yük tatbiki.....	57

Şekil 5.10	: Tüm sistemin analiz sonucu.....	58
Şekil 5.11	: Tüm sistemin modellenmesi ile elde edilen pim analiz sonucu.....	58
Şekil 5.12	: Tüm sistemin modellenmesi ile elde edilen analiz sonucu.....	59
Şekil 5.13	: Kama yuvasına 3 çap verilmesi elde edilen analiz sonucu.....	59
Şekil 5.14	: Kama yuvasına 5 çap verilmesi elde edilen analiz sonucu.....	60
Şekil 5.15	: Kama yuvasına 6 çap verilmesi elde edilen analiz sonucu.....	60
Şekil 5.16	: Kama yuvasına 9 çap verilmesi elde edilen analiz sonucu.....	61
Şekil 5.17	: Kama yuvasına 11 çap verilmesi elde edilen analiz sonucu.....	61
Şekil 6.1	: Palet gövdesi.....	63
Şekil 6.2	: Ağırlık optimizasyonu için kullanılan palet gövdesi.....	64
Şekil 6.3	: Sınır şartlarının tatbiki.....	65
Şekil 6.4	: Ağırlık optimizasyonu sonucu palet gövdesi.....	66
Şekil 6.5	: Optimizasyona göre palet gövdesi üzerinde yapılan değişiklik.....	66
Şekil 6.6	: Ağırlık optimizasyonu öncesi palet gövdesi gerilme dağılımı.....	67
Şekil 6.7	: Ağırlık optimizasyonu sonucunda palet gövdesi gerilme analizi.....	68



SEMBOL LİSTESİ

$\{f\}$	: Elemana etki eden kuvvetler vektörü
$[k]$	: Elemanın rijitlik matrisi
$\{u\}$	: Elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörü
$\{F\}$	: Her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler
$[K]$	: Sistemin rijitlik matrisi
$\{U\}$	: Yer değiştirme vektörü
$[B]$	: Gradyen matrisi
$[D]$	: Elastik sabitler matrisi
δU_e	: İç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisi
δW_e	: Dış kuvvetlerin virtüel işi
$\{u\}$	: Yer değiştirme bileşenleri
E	: Elastisite modülü
ν	: Poisson oranı
$[N]$	: İnterpolasyon fonksiyonu
$\{u\}^e$	: Düğüm noktasındaki yer değiştirme bileşenleri
$\{\varepsilon\}$	: Birim şekil değiştirme sütun matrisi
$\{\sigma\}$	: Gerilme
$[\partial]$	: Diferansiyel operatör matrisi
$\{\delta u^e\}$	: Virtüel düğüm noktası yer değiştirmeleri
$[J]$	: Jakobiye matrisi
K	: Dayanım sabiti
ν	: Poisson oranı

PALET SİSTEMİNİN SONLU ELEMANLAR METODU İLE MUKAVEMET ANALİZİNİN YAPILMASI VE OPTİMİZASYONU

ÖZET

Teknolojinin hızla gelişmesi mühendisler için gerekli olan hesaplama ve testlerin bilgisayar ortamında yapılabilmesini sağlamıştır. Önceden imal edilmiş bir çok malzeme analiz programları sayesinde tekrar ele alınarak yeniden tasarlanmaktadır. Silahlı kuvvetler içinde önemli bir yer tutan paletli zırhlı araçlar ve bu araçların ağırlık olarak %10'unu teşkil eden palet sisteminin incelenmesi bu araçların geliştirilmesi açısından önemlidir. Palet sisteminin geliştirilmesi bu araçlarda manevra kabiliyeti, hız ve performansı artırmaktadır.

Bu çalışmada silahlı kuvvetlerde kullanılan paletli araçların palet sisteminin maruz kaldığı yükler sonucu meydana gelen gerilmeler sonlu elemanlar metodu ile analiz edilmiş. En fazla hasara uğrayan palet parçası olan pimlerde bu hasarın sebebi olan yorulmayı azaltıcı şekil optimizasyonu ve palet gövdelerinin ise ağırlık optimizasyonu yapılmıştır.

Birinci bölümde, paletli araçların ve palet sisteminin bu araçlar için önemi, araç tasarımında meydana gelen gelişmeler ve paletli araçların keşfinden günümüze kadar olan tarihçesi anlatılmaktadır.

İkinci bölümde ise, palet sisteminin genel olarak tanımı ve işlevi anlatılmaktadır. Ayrıca bu bölümde palet tasarımında dikkat edilmesi gereken hususlar aracın diğer özelliklerinin palet sistemini nasıl etkilediği ve palet sistemi seçerken araçtan hangi performans özelliklerini beklediğimiz ve bu özelliklerin tasarıma olan etkileri anlatılmaktadır. Bölümün devamında palet çeşitleri ve bu palet çeşitlerinin hangi avantajları olduğu, palet sisteminin elemanları ve bu elemanların işlevleri anlatılmaktadır.

Üçüncü bölümde palet sisteminin performans özellikleri ele alınmaktadır. Bu bölümde palet sisteminin üretim yöntemi kısaca açıklanmış, kullanılan 4140 çeliğinin kimyasal ve mekanik özellikleri verilmiştir. Tezin hedeflerinden biri olan palet pimlerinde yorulmayı önleyici şekil optimizasyonuna geçmeden önce yorulmanın tanımı yapılmış ve yorulmaya sebep olduğu düşünülen çentik etkisi anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde, sonlu elemanlar metodunun temel özellikleri verilmiştir. Sayısal metodların kullanılma nedenleri açıklanmıştır. Genel olarak problem çözümünde takip edilen işlem sırası ve matematiksel ifadeler verilmiştir.

Beşinci bölümde, sonlu elemanlar metodu kullanılarak palet sistemi ve özellikle pimlerin gerilme analizi yapılmıştır. Palet sisteminde en fazla hasar görülen palet

pimlerinin kama yuvalarının kenar yarıçapları değiştirilerek yapılan analizler karşılaştırılmış ve gerilme yoğunlaşmasının olduğu noktalar tespit edilmiştir.

Altıncı bölümde, sonlu elemanlar metodu kullanılarak palet sisteminde ağırlık optimizasyonu yapılmıştır. Bu bölümde palet parçalarından palet gövdesi seçilmiştir. Diğer parçaların aracın hareketi esnasında sürtünme sonucu aşınmaya uğraması ve palet sistemi en az oranda gerilme sonucu hasara uğraması bu seçimde göz önüne alınmıştır.

Yedinci bölümde yapılan analiz sonuçları değerlendirilmiştir.



ANALYSIS OF TRACK SYSTEM WITH FINITE ELEMENT METHOD AND SHAPE OPTIMIZATION

SUMMARY

Rapidly developing technology gives the advantage of computer aid for the engineers who have to make calculations and tests for new materials. By the help of computer aided design and analysis programs previously designed and manufactured materials are redesigned and tested. The tracked military vehicles have an important role in modern conventional wars. The analysis of track system is essential for the future development of these vehicles. To obtain better ability of maneuver, better speed and better performance from the tracked vehicle we need to optimize the track system.

In this study due to the working conditions stresses on the tracked system used in tracked vehicles of military forces was analyzed with finite element method. Most common failure component of track system is pin. The reason of failure is fatigue shape should be optimized to reduce failure of pins. On the other hand, bulk should be optimized to reduce the weight of track system.

In the first section history of tracked vehicles and the importance of the track system for military vehicles is shortly explained.

In the second section, the function and the definition of the track system is generally clarified. Also in this section the factors which effect the track design , how the properties of vehicle affect the track system, which performance criteria is demanded on vehicle when choosing track system and how are these properties affected the design are clarified.

The third section is about performance properties of track system. The manufacturing method is shortly explained and the chemical and mechanical properties of the 4140 steel are given. One of the aims of this study is to prevent fatigue failure definition of the fatigue and the notch effect is clarified.

The forth section is about finite element method. The importance of numerical methods is explained. In the problem which way to be followed to solve simple example is explained. Some of the basic finite element mathematical formulas are given.

In the fifth section, stresses on the pins are analyzed for different radii which pin has. The analysis made with finite element method by using the computer program ANSYS. The pins are the most damaged part of the track system, by the help of the analysis the effect of radii can be seen on pins.

In the sixth section, the bulk is optimized with finite element method. In this section for bulk optimization track shoes are chosen.

In the last section, the results are evaluated and compared each other.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. Giriş

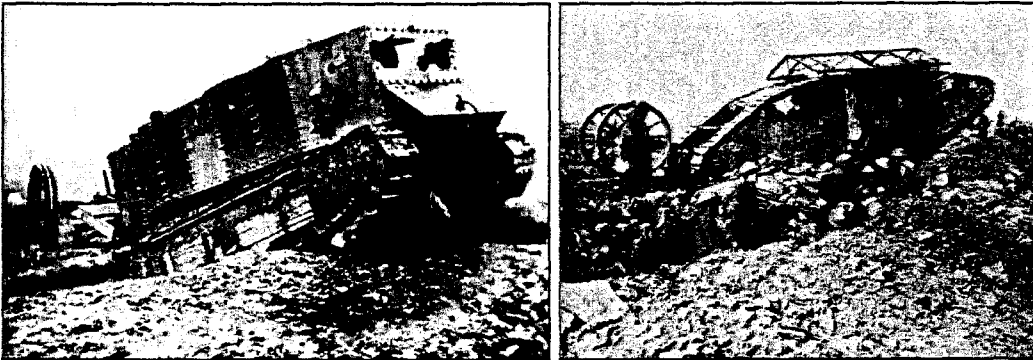
Günümüzde askeri gücün vazgeçilmez unsurlarından biri olan zırhlı araçlar kara kuvvetlerinin temel vurucu gücünü oluşturmaktadır. Zırhlı araçlar ağırlıkları kullanım alanları nedeniyle genellikle paletlidir. Bu araçlar tanklar, kundağı motorlu obüsler ve toplar, zırhlı personel taşıyıcılar, tank kurtarıcılar ve çok namlulu roket atarlarıdır. Arazide ilerleme kabiliyeti ve zırh koruması dikkate alındığında paletli araçlar silahlı kuvvetler için önemi daha iyi anlaşılır. Hızla gelişen teknoloji ile muharebelerin geçtiği alanlar genişleyerek her türlü iklim ve arazi koşulunu içine alması, bu koşullarda görev yapabilecek araçları gerekli kılmaktadır. Bu gereklilik sonucu çözüm olarak ortaya çıkan paletli araçlar muharebe sahasının bir çok ihtiyacına cevap vermesine rağmen daha fazla geliştirilmesi gerekmektedir. Bu çalışma palet sistemini ele almaktadır. Paletli araçlarda önemli bir yer tutan yürüyen aksam ve bu aksamın toplam araç ağırlığına olan oranı dikkate alındığında paletli aracın hem toplam ağırlığına hem de güç aktarımına etkisi rahatlıkla görülebilir. Bir tankın veya kundağı motorlu obüsün ortalama ağırlığının 50 ton olduğu ve bunun yaklaşık 5 tonluk kısmının paletten oluştuğunu düşünürsek palet sisteminin önemini anlayabiliriz.

Paletli araçların en çok yıpranan ve yenilenen bölümü olan palet sistemi, tasarım aşamasında yapılan analizlerle daha hafif ve daha dayanıklı hale getirilebilir. Bu amaçla kullanılan bir çok yöntem mevcuttur. Bu çalışmada, kauçuk ve metal parçalardan oluşan palet sisteminde, paletin metal aksamının analizi yapılacaktır. Kauçuk kısım daha önceki çalışmalara konu olduğu için incelenmemiştir. Analiz yöntemi olarak sonlu elemanlar yöntemini, bilgisayar programı olarak 1010ncu Ordudonatım Ana Tamir Fabrikasında lisansı bulunan Ansys 7-0 programı kullanılmıştır.

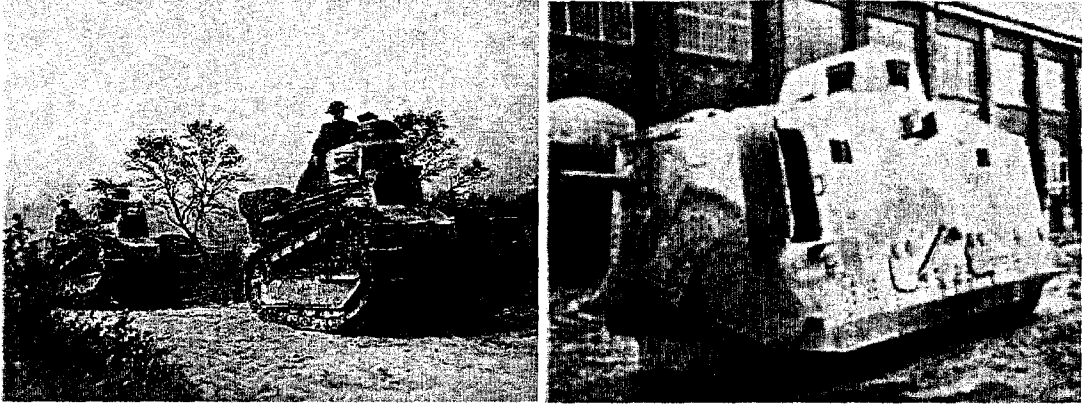
Bu çalışmada amacımız paletli aracın ağırlık olarak % 10'nu teşkil eden palet sistemin incelenmesi, şekil ve ağırlık optimizasyonunun yapılmasıdır. Ayrıca palet sisteminde yorulma çatlakları görülen palet pimlerinin stres analizini yaparak pimler üzerinde gerilme yoğunlaşmasının olduğu yerleri tespit etmektir. Bir askeri hareket esnasında paletli araçların bakımının ne kadar güç olacağı ve palet baklalarının değiştirilmesi ihtiyacı sonucu oluşabilecek zafiyet palet sisteminin ömrünü uzatmamızı gerekli kılmaktadır. Türk Silahlı Kuvvetleri bünyesinde binlerce paletli aracın faal olarak kullanılmakta olduğu ve her sene bu araçların palet sistemlerinin bakımdan geçtiği ve ömrünü tamamlamış parçaların değiştirilmesi gerektiği düşünüldüğünde en çok hasara uğrayan pimlerin analizi, sorunun tespiti ve giderilmesine katkıda bulunabilir. Paletli araçların yürüyen aksamından yani palet sisteminden yapılacak ağırlık tasarrufu aracın güç/ağırlık oranını olumlu yönde değiştirecek ve diğer önemli kısımlarına (zırh, mühimmat, yakıt) birkaç misli bir ağırlık eklenmesine olanak verecektir.

1.2. Paletli Araçların Tarihçesi

Paletli araçların tarihçesi 1770li yıllara dayanmaktadır. Askeri amaçlı olarak paletli araçlar Birinci Dünya Savaşı ile birlikte kullanılmaya başlanmıştır. İlk askeri paletli araçlar zırhlı personel taşıyıcı olarak kullanılan üzerine kaba metal plakalar vidalanmış traktörlerdi. Birinci Dünya Savaşının çıkması ve siper harpleri ile savaşın durağan bir hal alması yeni bir silah sistemine ihtiyaç duyulmasına sebep olmuştur. Gerçek manada ilk tank İngilizler tarafından Şubat 1915'te geliştirilmiştir. Fakat ilk defa Eylül 1916 da Somme muharebelerinde kullanılmıştır. İlk tanktan istenen özellikler saatte 6 km. hız yapması 5 feetlik (1,5 m.) yükseklikleri ve 8 feetlik (2,4 m.) çukurları aşması olmuştur.[1]



Şekil 1.1: İlk tank prototipi (1915) - Mk-1 tankı (1916)



Şekil 1.2: Fransız Renault tankı(1917)-Alman Tankı AV7 (1917)

Paletli araçların önemi gerçek anlamıyla İkinci Dünya Savaşında anlaşılmıştır. Savaşın ilk evrelerinde Almanya'ya üstünlük sağlayan yıldırım harbi taktiği paletli araçların sağladığı üstün manevra kabiliyeti sayesinde uygulanabilmiştir. Tel engelleri ve personel mayınlarından etkilenmemeleri paletli araçları geçmişte olduğu gibi günümüzde de vazgeçilmez kılmaktadır.[1]

Paletli araçların gücünü ve etkisini ispatladığı İkinci Dünya Savaşı ile her ülkede zırhlı birlikler kurulmuş ve paletli araçlar kullanılmaya başlanmıştır. Günümüzde kullandığımız paletli araçlar İkinci Dünya Savaşında kullanılan araçların geliştirilmesi ile elde edilmiştir. Palet sistemi de İkinci Dünya Savaşında kullanılan sistemin aynısıdır. Sadece kullanılan malzeme değişmiş ama temel tasarım fazla değişmemiştir.

Zırhlı araçlar Türk ordusuna ilk kez, 1928 yılında Fransızlardan satın alınan Renault tankı ile girmiştir. 1932 yılında Sovyet Rusya'dan bir miktar T-26 ve T-27 tankı satın alınmıştır. 1934 yılında ilk muharip tank birliği Lüleburgaz'da tank taburu olarak kurulmuştur. 1937 yılında tank alayı kurmak için Fransızlardan 100 adet Renault tankı ile İngilizlerden 16 adet Vickers tankı alınmıştır. 1943 yılında zırhlı birliklere verilen zırhlı araçlar; 25 adet Sherman, 220 adet Stuart Amerikan tankı ile 180 adet Valentine, 150 adet Scout ve 60 adet Bren-Gun-Carrier İngiliz yapısı tank ve zırhlı araçlardan oluşuyordu. Aynı yıl 75 adet Alman T-3 ve T-4 tankı satın alınmıştır. Bu tarihte şasisi Kırıkkale'de yapılan ve bir Ford motoru ile mücehhez Türk yapısı bir tankın tecrübeleri yapılmış, fakat endüstrimizin yetersizliği nedeni ile tecrübe başarısızlıkla sonuçlanmıştır.

T-26, Renault, Vickers, Valentine, Sherman, T-3, T-4 gibi çeşitli yapı ve karakterlerdeki tanklar zırhlı birliklerimizde vazife görmüşlerdir. Zırhlı birliklerimiz ancak amerikan yardımı ile birlikte aynı cins tanktan kurulu hale gelebilmiştir. Amerikalılar ilk olarak ordumuza 114 adet M-24(General Chafe) hafif tankları ile, 222 adet M-36 tank destroyeri ve 12 adet M-32 tank kurtarıcısı vermişlerdir.

1953-1954 yılları arasında, M-36 tanklarının yerini M-47 tankları almaya başlamıştır. 1968 yılında zırhlı tugayların kadrolarını tamamlamıştır. Daha sonraları benzin enjektörlü motora sahip M48A2C tanklarda envantere dahil edilmiş ve uzun yıllar M-47, M48 ve M48A2C tankları kullanılmıştır.

Teknolojik gelişmelere paralel olarak gelişmiş ülkelerde kullanılan tankların büyük ilerlemeler kaydetmesine rağmen mevcut tankların teknolojinin gerisinde kalması, Türk Silahlı Kuvvetleri'nin modernizasyon ve reorganizasyon ihtiyacını gündeme getirmiştir. Bu nedenle, mevcut M48 ve M48A1 tankları 1980 yılından itibaren Amerikan teknolojisi ile M48A5T1 tanklarına ve Alman teknolojisi ile M48A5T2 tanklarına dönüştürülmüştür.

Zırhlı birliklerin gelişmesi, Almanya'dan LEO1A1, LEO1A4 ve LEO1A3T1 tankları, Amerika'dan M60A1, M60A3 tankları alınarak devam etmiştir.[2]



Şekil 1.3: T-155 FIRTINA K/M Obüs

Zırhı araçların Türkiye’de üretilmesine yönelik çalışmalar halen devam etmektedir. Bir ilke imza atan Arifiye Tank Palet Fabrikası yerli olarak T-155 K/M Obüsü üretmeyi başarmıştır.

Soğuk savaşın sona ermesi ve Varşova paktının dağılmasıyla merkezi Avrupa’nın büyük kuvvetlerle yüz yüze kalma ihtimali azalmış olmasına rağmen, dünyanın çeşitli bölgelerinde yaşanan krizler ve dünya var oldukça hiçbir ülkenin tehditten uzak kalamayacağı gerçeği paletli muharebe araçlarını halen ülkelerin kara kuvvetlerinin en önemli silahı konumunda tutmaktadır. Öte yanda 2003 yılında yaşanan gelişmelerin sonucu olarak Kafkas ve Orta Doğu ülkelerinde tank sayısının daha da artacağı değerlendirilmektedir.[3]



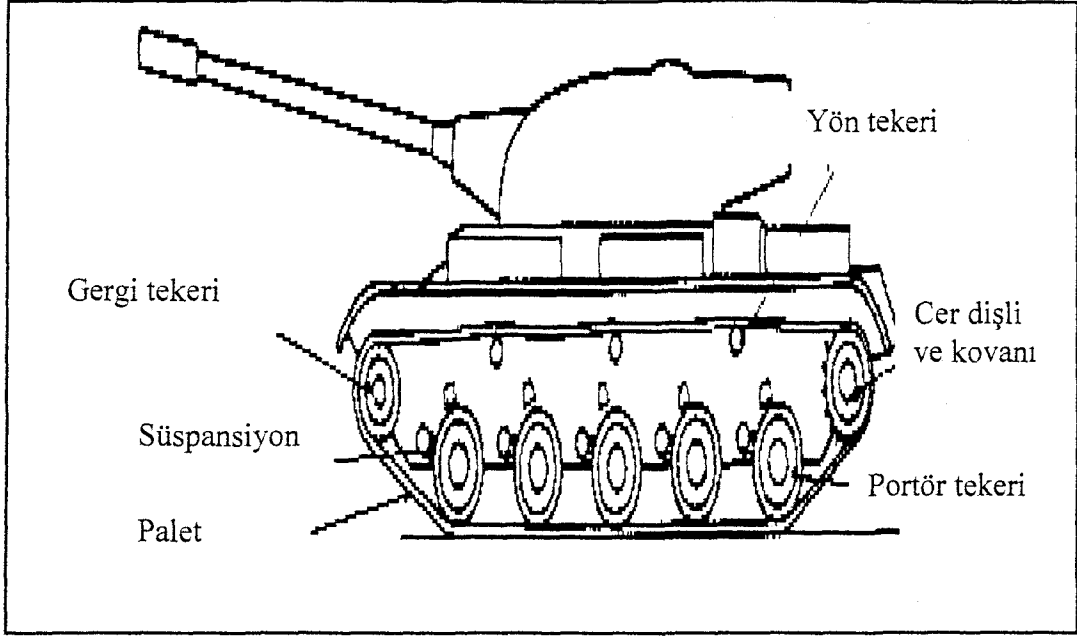
BÖLÜM 2

PALETLİ ARAÇLARDA PALET SİSTEMİ

2.1. Palet Sistemi

Bir aracın taşınabilen bir zemin(palet) üzerinde ilerlemesi aracın tasarım aşamasında bazı özelliklere sahip olmasını gerekli kılmaktadır. Genel olarak bu özellikler, aracın yapısıyla uyumlu olma, motor gücüne uygun aktarılmasını sağlama, kolay kontrol edilebilme, arazide stabilizasyon olarak sayılabilir. Her paletli araç farklı ihtiyaçlara cevap verdiği için farklı tasarım özellikleri göstermektedir. Fakat bütün paletli araçlar bazı ortak özelliklere sahiptirler. Bu özellikler[4]:

- Aracı destekleyen ve yere temas eden bir palet yüzeyi
- Temas ettiği yere sürtünme veya gömülme ile tutunma
- Portör tekerleklerinin üzerinde ilerleyebileceği bir palet yolu
- Portör tekerleklerinin palet sisteminde ilerleyebileceği kılavuz yüzeyi
- Cer dışısından ilerlemenin aktarılacağı ilerleme yüzeyi
- Menteşe veya benzeri bir birleşme yeri
- Suda itici güç sağlayan özellik (amfibi araçlar için)



Şekil 2.1: Palet sistemi

2.2. Palet Sistemi Tasarımı

Paletli araçların yüksek hızlarda performansını artırmak için üzerinde durulan vazgeçilmez konu esnek süspansiyonlardır. Bununla birlikte paletli aracı değiştiren ve ona çok yüksek bir arazi performansı veren palet sisteminin kendisidir. Kavram basittir. Üzerinde ilerlenecek bir yol serilir ve bu yol toplanıp tekrar serilir. İhtiyaç duyulan doğrusal kontrol, ağırlık dağılımı, yan denge, çeşitli arazi şartlarına uyum, yüksek hız, ağırlık azaltma, güç kaybı, titreşim gibi istekler palet tasarımında dikkate alınması gereken problemlerdir. Paletli araçların kullanıldıkları çok çeşitli arazi yapıları ve farklı hızlar her araç için farklı bir palet tasarımına ihtiyaç olduğunu göstermektedir. Hatta aynı cins olmasına rağmen farklı görevleri olan araçların palet tasarımları farklılık gösterebilir. Bu nedenle tasarım ihtiyaçları sınırlı olarak yerine getirilebilmektedir. Bazen tasarımcının değiştiremeyeceği bazı özellikler nedeniyle tasarım kriterlerine uyulmayabilir. Bunlara süspansiyon sisteminin yapısı, portör tekerleklerinin sayısı ve yapısı, paletin dış yüzeyi örnek olarak verilebilir.

Palet sistemi tasarlanırken aşağıdaki özelliklerin tümünü veya bir kısmını sağlaması istenir. Bu özellikler;

- Aracın bütün arazi yüzeylerinde tek bir eksen üzerinde olmasını sağlamalı,
- Yere temas yüzeyinin artırılarak tutunmanın desteklenmesi,

- Batmanın azaltılması için basıncın mümkün olduğunca geniş bir yüzeye dağıtılması,
- Portör tekerlerinin çukurları aşması için dengeli bir rampa sağlamalı,
- Portör tekerlerinin ilerlemesi için düzgün bir yüzey oluşturmali,
- Suda sınırlı itici güç sağlamalıdır.

Bir çok modern paletli araçta aranan diğer özellikler ise yüksek hız ihtiyacı ve stabilizasyonu sağlayacak yay süspansiyonlardan kaynaklanmaktadır. Bütün bu ihtiyaçların uzlaştırılması palet tasarımı için gereklidir.[4]

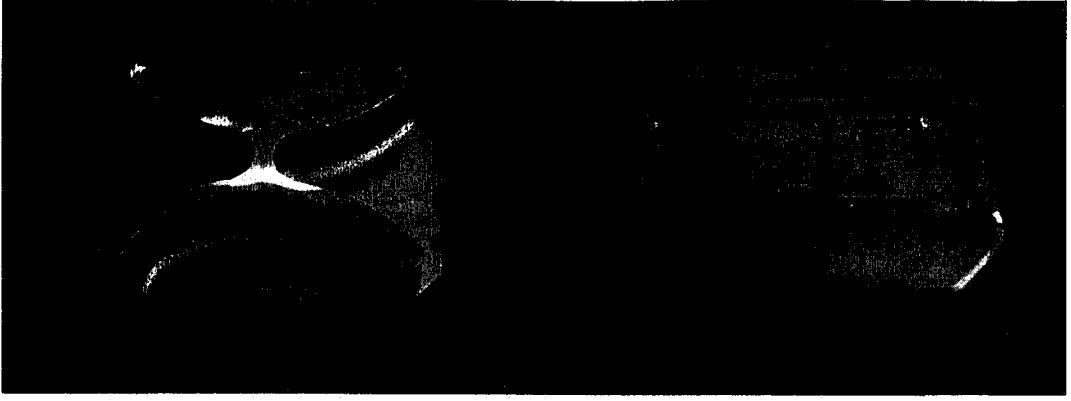
2.2.1. Taşıyıcı Tekerler (Portör Teker)

Paletli araçlarda tek tekerlek tarafından sağlanan çekiş gücü taşıyıcı tekerleklerin toprak zemine karşı hareketinden dolayı sınırlıdır. Taşıyıcı tekerlerin sayısını çoğaltılmasının çekiş gücüne etkisi aracın tekerlekler üzerinde daha rahat kaymasını sağlayarak artırılır. Paletli araçlarda palet sistemi cer dişlisinden aldığı çekiş gücünü taşıyıcı tekerleklerle aktararak aracın ağırlığının dağıtılmasına katkıda bulunur. Bu sayede sürtünme kuvvetini azaltarak çekiş gücü artırır.

Palet sisteminin kullanılması araçta çekiş gücünün aktarıldığı ve sadece yaylanmayıp, aynı zamanda yönlendirmenin yapıldığı tekerleklerdeki karmaşıklığı azaltmaktadır. Paletli araçların teker sistemleri diğer tekerlekli araçlardan daha basittir.[4]

2.2.2. Zeminde Tutunmanın Arttırılması

Azami çekiş gücünün sağlanması aracın toprağa tutunmasına ve ona uyguladığı kuvvete bağlıdır. Aracın toprağa tutunması arttıkça daha fazla bir çekiş gücü sağlanır. Rus yapısı paletli araçlarda palette kauçuk ped kullanılmadığından aracın buzlu zeminde tutunması daha iyidir. Bu eksikliği gidermek amacıyla çift pimli paletlerde buzlu zeminde palet baklalarına kauçuk ped yerine metal tırnaklar eklenmektedir. Genellikle her beş palet baklasından birine kar tırnağı ilave edilmektedir.[4]



Şekil 2.2: Kar tırnağı

2.2.3. Zeminde Batmanın Azaltılması

Paletli aracın palet sistemi ile temas ettiği toprak yüzeyi aynı aracın ağırlığını taşıyan portör tekerleklerinin temas ettiği yüzeyden çok daha büyüktür. Palet sisteminin sağladığı aracın toprakla temas ettiği bütün yüzeylere sabit bir basınç uygulamasını sağlamaktır. Her ne kadar aracın toprağa yaptığı basınç zemin özelliklerine göre değişse de palet sistemi bunu azaltmaktadır.

Çok esnek palet sistemlerinde sert zeminde hareket ederken aracın toprağa temas noktası taşıyıcı tekerlekler üzerinde olmaktadır. Çok yumuşak yüzeylerde ise portör tekerlekleri fark edilebilir bir şekilde batacağından eğer palet gergin ise aracın basıncı eşit olarak zemine dağıtılabilir. Palet sisteminin temas ettiği toplam yüzeyin %80'lik kısmında zemine aktarılan yük çok düşüktür.

Esnekliği az olan palet sistemlerinde palet sistemi zemin üzerinde taşıyıcı tekerler için bir köprü gibi davranmaktadır. Bu sayede yumuşak zeminde çok iyi bir basınç dağılımı oluşturulur ve zeminde aracın batması (gömülmesi) en az seviyede olur ve paletin dönme direnci düşer. Paletin dönme direnci aracın zemine yaptığı basınçla ilgilidir. Paletin dönme direncinin en düşük olduğu an aracın yaptığı azami (max) basıncın ortalama basınca eşit olduğu andır. Çift pimli paletler yumuşak zeminde dönme direncini düşürecek şekilde ayarlanabilir. Paletin gerginliği değiştirilerek yumuşak zeminde batma ve tutunma özellikleri geliştirilir.[4]

2.2.4. Engel Geçiş Kabiliyetini Arttırma

Tekerlekli bir araçta engel geçme kabiliyetini arttırmak için taşıyıcı teker sayısını çoğaltmak veya çekiş sağlayan tekerler ilave etmek gerekir. Paletli araçlarda engel geçme kabiliyeti çok daha gelişmiştir. Palet sistemi çukurların ve portör

tekerleklerinin arasında bir köprü vazifesi görür. Cer dişlisi ve gergi tekerinin sağladığı eşit olarak uzanan rampa sayesinde engelleri aşar. Paletli aracın aşabileceği engel yüksekliği aracın boyu kadar cer dişlisinin yüksekliği ile alakalıdır. Cer dişlisi yerden ne kadar yüksekte ise o kadar yüksek engelden aşılabılır.[4]

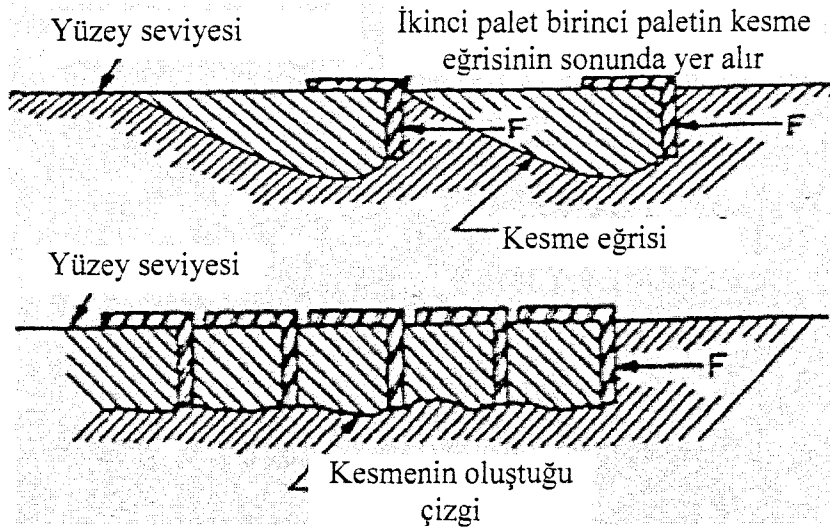
2.2.5. Su İçinde İtici Güç

Son yıllarda meydana gelen gelişmeler amfibi araçlara olan ihtiyacı arttırmıştır. Pervane ve sujetleri tasarımı zorlaştırmaktan çok aracın ağırlığını arttırmakta ve içinde enkaz ve çöküntü bulunan sularda sorun çıkarmaktadır. Amfibi araçlar için paletlerin suda itici güç oluşturması istenen bir özelliktir. ZPT/GZPT gibi hafif paletli araçlar amfibi özelliklere sahiptir. Tanklar ve K/M obüsler ağırlıkları fazla olduğu için suda yüzemezler.

2.2.6. Zemin İle Temas Yüzeyi

Palet sistemi aracın ağırlığını her çeşit arazi üzerinde taşıyacak yeterlilikte olmalıdır. Hafif bir tank için toprak yüzeye yapılan ortalama basınç 8 psi (ortalama bir insanın ayaklarının uyguladığı basınç) kadardır. Ağır tankların ise yere uyguladıkları basınç çok daha yüksektir. Ağır bir paletli aracın yere uyguladığı ortalama basınç 12,5 psi kadardır. Özel amaçlı olarak üretilen ve sadece karlı zeminde kullanılan araçların yere uyguladıkları basınç ise 0,5 psi kadar düşük olabilmektedir. Palet genişliğine karar verirken paletin zemin ile yeterli teması sağlaması ve paletin uzunluğu dikkate alınır. Palet sisteminin dar ve uzun olması çekiş gücünü katkıda bulunur, fakat palet sistemi uzadıkça aracın yönlendirilmesi zorlaşır. Bu nedenle palet sisteminin uzunluğu paletlerin merkezden merkeze yan mesafesinin 1,1–1,8 katı ile sınırlıdır.

Yere temas eden düz yüzey belli bir miktar tutunma sağlar. Tutunmayı arttırmak maksadıyla palet yüzeyine yivler ve girintiler eklenir. Palet baklalarının çoğuna tutunmayı arttırmak için kazıcı tırnaklar eklenmiştir. Toprağa temas eden yüzeyler genel olarak tek bir kazıcı tırnak veya bir seri kaburga şeklindedir. Yere temas eden yüzeylerde kauçuk pedler sıkça kullanılmaktadır. Kauçuk pedler titreşimi azalttığı gibi çok sert zeminlerde tutunmayı arttırmaktadır. Karlı zeminde hareket kabiliyetini arttırmak için son olarak boşluklu palet baklaları geliştirilmiştir.



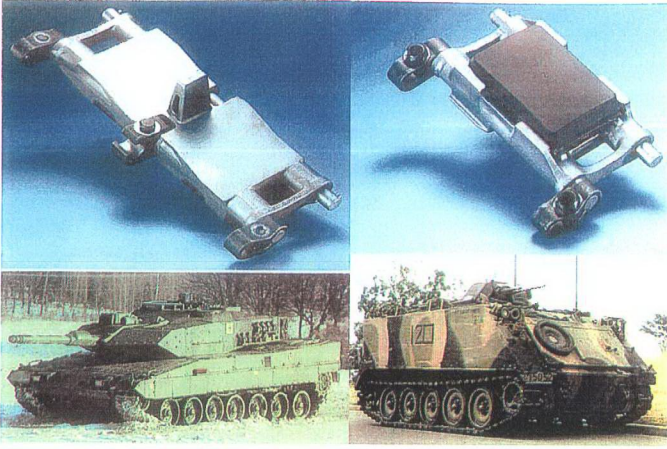
Şekil 2.3: Boşluklu paletle normal paletin toprakta tutunması

2.2.7. Taşıyıcı Teker Kılavuz Yüzeyi

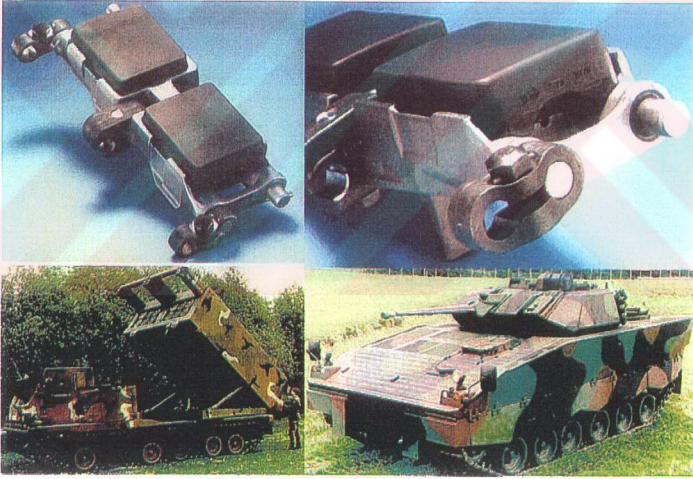
Paletli araçlara yüksek hız sağlamak için palet sisteminin araçtaki yerleşimi taşıyıcı tekerleklerle düz bir yol oluşturacak şekilde olmalıdır. Kılavuz yüzeyinin genişlik ve sayısı taşıyıcı tekerlerinin tipi ve boyutları ile uyumlu olmalıdır. Örnek vermek gerekirse, çiftli portör tekerleri için palet boyunca iki kılavuz yüzey gerekmektedir. Günümüzde kullanılan bir çok tasarımda paletin taşıyıcı teker yönündeki yüzeyinde kauçuk kullanılmaktadır. Kılavuz yüzeydeki kauçuk sadece titreşim ve sesi azaltmakla kalmayıp taşıyıcı teker ve palet sisteminin kullanım ömrünü arttırmakta hareket esnasında çamur ve karların donma ile palete yapışmasını güçleştirmektedir. Palet baklaları ile çer dişlisinin dişleri arasındaki mesafe (pitch mesafesi) birbirleriyle bağlantılı olmalıdır. Çünkü süspansiyon sistemi taşıyıcı teker ile palet baklalarının etkileşmesinden oluşan titreşimleri karşılamamaktadır. Bu tasarım özelliği boşluklu palet baklalarının çer dişlisinden diş atlamamaları için önem arz etmektedir. Palet sistemine dönüşlerde ve araca kumanda esnasında oluşan yan kuvvetler araç gövdesinden portör tekeri ve süspansiyon sistemi aracılığı ile aktarılır.

2.3. Palet Çeşitleri

Her palet baklası istenilen uzunlukta palet oluşturmak üzere birbiriyle birleştirilmiş yada tutturulmuş palet uç bağlantılarından oluşur. Palet ve bağlantıları ile cer dişlisinin dişleri birbirine geçerler. Bu da gücün araç motorundan palete aktarılmasını sağlar. Araç paletlerin üstünde dönen taşıyıcı (portör) tekerleklerin üstündedir. Paletin cer dişlisi tarafından döndürülmesi aracı hareket ettirir.[5]



Şekil 2.4: Tank ve ZPT paletleri[6]

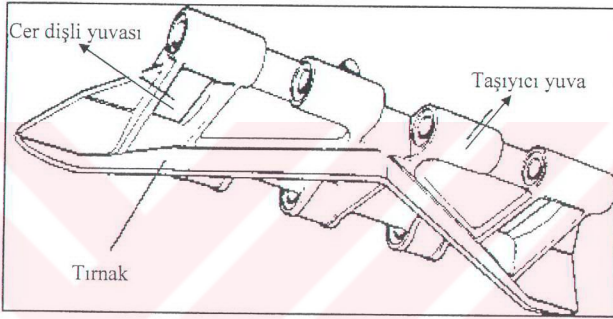


Şekil 2.5: ÇNRA ve ZMA Paletleri[6]

2.3.1. Tek Pimli Paletler

Tek pimli paletler birbirine benzer ve paralel sürekli bir yapıdadır. Menteşede olduğu gibi taşıyıcı ön yuvalar önde diğer palet baklasının arka taşıyıcı yuvası ile birleşir ve iki palet baklasından tek pim geçer. Bu tür paletler hafif ve gerilmeye dayanıklıdır ve

tahrip edilmeleri zordur. Genellikle bütün eski Sovyet yapısı araçlar bu tür palet kullanır. Tek pimli paletleri kuru ve canlı olmak üzere iki kısımda inceleyebiliriz. Kuru tip paletlerin basit ve en genel örneği T-34 serisi araçlardır. Kuru pim(kauçuk kaplamasız) boş taşıyıcı yuvada hareket eder ve bir vidayla emniyete alınmasına bile gerek yoktur. Pim palet basitçe gövdenin iz düşümünde iç kısımdan yerleştirilir. Gövde, palet her geçtiğinde pimi yerine iter. Bu sistemin dezavantajı yüksek oranda metalin metalle sürtünmesi sonucu oluşan aşınma ve sürtünmeden kaynaklanan hareket direncidir.



Şekil 2.6: Tek Pimli Palet

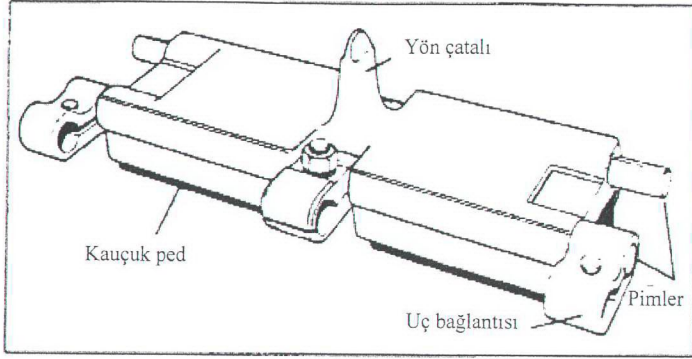
Bu tür paletlerde aşınmayı azaltmak için bağlantı noktalarının sertleştirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle bu tür paletler deformasyon sertleşmesi sağlamak amacıyla yüksek oranda magnezyum içerirler. Tek pimli paletler genellikle çalışma esnasında boldurlar ve sık olarak gergi tekerlerinin ayarlanması gerekir. Ayarlama limitlerine ulaşıldığında asıl zor olan kısım çalışma şartları sonucu ciddi şekilde aşınmış ve bükülmüş pime sahip bir palet baklasının arazi şartlarında değiştirilmesidir.

Bu olumsuzluğu gidermek amacıyla pimlerde kauçuk kaplama (bushing) kullanılır. Kauçuk kaplama metalleri izole ettiğinden metalin metale sürtünmesi sonucu oluşacak aşınma engellenir. Bu tür paletlerde genellikle hegzagonal pimler kullanılır ve pimin dışı kauçukla kaplanır. Pimlerin hegzagonal olması bu araçlarda yaylanmaya sebep olur. Çünkü palet baklaları birbirleriyle genellikle açı yaparlar. Bunun sonucu olarak aracın düz hareketlerinde palet sistemi strese maruz kalır. Palet araçtan söküldüğünde palette kıvrılma eğilimi görülür. Bu nedenle bu paletlere canlı

paletler (live track) denilir. Bu paletlerde palet sisteminin ömrü artık kauçuk kaplamanın ömrü ile ölçülmektedir. Çünkü metalin metalle teması engellenmiştir. Kauçuk kaplamanın dayanıklılığı ile ilgili asıl sorun kauçuğun hem aracın hareketinden kaynaklanan doğrusal gerilmeye hem de palet baklasının cer dişlisi ve gergi tekerinden geçerken meydana gelen kayma (kesme) gerilmesine maruz kalmasıdır. Bu tür paletlerde çok az bir çalışma sarkması bırakılır. Kauçuk kaplama uzadıkça kayma (kesme) gerilmesi de artmaktadır. Fakat palet genişleyemediği için ağır araçların hareketi için uzun kauçuk kaplama ihtiyaç vardır. Hafif araçlar için kauçuk kaplama ihtiyacı sınırlıdır.[7]

2.3.2. Çift Pimli Paletler

Çift pimli paletlerde palet baklaları birbirine bağımsız uç bağlantıları ile bağlanmıştır. Pimler silindir şeklinde ve kauçuk kaplamalıdır. Çift pimli paletlerde paleti sökmek için pimleri çıkarmaya gerek yoktur. Uç bağlantılarının sökülmesi yeterlidir. Bu sayede tek pimli paletlere oranla yaklaşık iki misli kauçuk kaplama kullanılmasına imkan verir, sonuçta kauçuk üzerindeki kayma gerilmesi düşer. Pimlerin uç kısımları düzleştirilir veya kama yuvası açılır. Bu işlemin maksadı pimlerin uç bağlantısı içinde dönmesini engellemektir. Geniş çift pimli paletlerde ortada bulunan bir bağlantı parçası önem kazanmaktadır. Palet sisteminde kauçuğun bulunması bu paletlerin yaylanmasına imkan vermektedir. Yaylanma ise cer dişlisinde paletin dış atlmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle çift pimli palet sistemleri tek pimli palet sistemlerine göre daha gergindirler. Harekatın yollara bağlı olduğu ülkelerde genellikle yollara zarar vermemek için çift pimli paletlerde kauçuk ped kullanılır.[7]



Şekil 2.7: Çift pimli palet

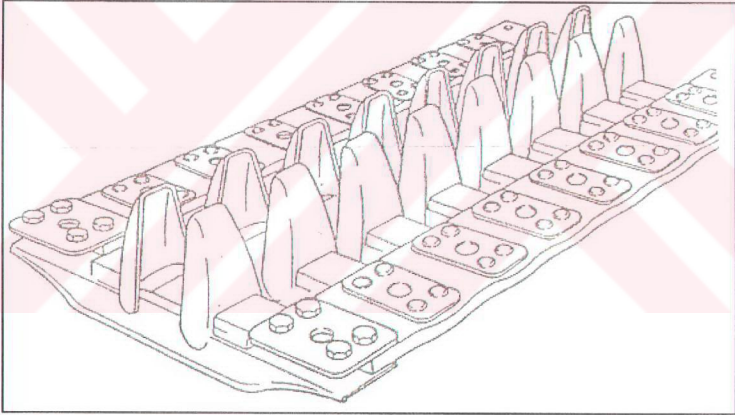
Çift pimli paletler diğer palet çeşitlerine göre daha ağır ve daha pahalıdır. Çift pimli paletlerin tercih edilmesinin sebebi kullanım ömürlerinin diğer paletlerin yaklaşık iki misli olmasıdır. Ortalama olarak çift pimli bir paletin ömrü 8000 km.(5000 mil)'dir.

2.3.3. Bölmeli Kesintisiz Paletler

Bölmeli kesintisiz paletler, merkezi kılavuz parçalar, patinaj turnakları ve çiviatayla tutturulmuş plakalarla sabitlenmiştir. Bölmeli kesintisiz palet, örme ve çelik kabloları kaplayan geniş kauçuk şeritler içerir. Palet çeneleri ve plakaları kauçuk saplamalarıyla patinaj turnaklarına ve palet çenesinin taşıyıcı tekerlek tarafına tutturulur. Bölmeli kesintisiz paletler sekiz adetlik bloklar halinde ikmal edilir. Bölmeli kesintisiz paletlerin pimli bağlantı noktaları yoktur ve kauçuk taşıyıcı tekerlekler ile kullanıldıklarında sessizdirler ve karayollarında araçların daha hızlı gitmesine imkan verirler. Kauçuk paletlerde kesintisiz palet sınıfında değerlendirilir. Paletli araçtan hız, sessizlik ve hafiflik istendiğinde ihtiyaca cevap verir. Bu üstünlüklerine rağmen ağır araçlarda kullanılması uygun değildir.[5]



Şekil 2.8: Kesintisiz kauçuk palet

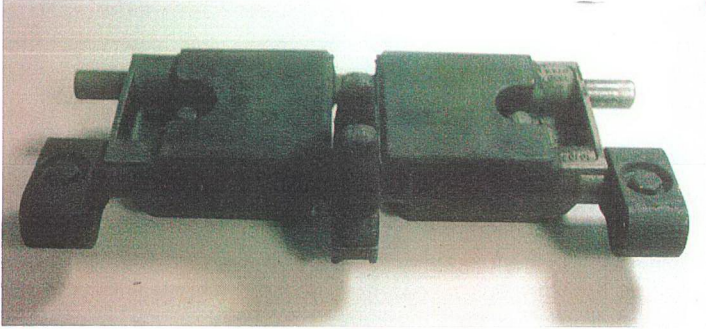


Şekil 2.9: Bölmeli kesintisiz palet

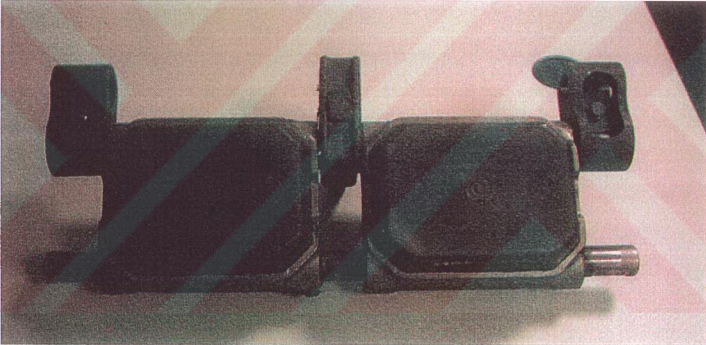
2.4. Palet Sisteminin Elemanları

Çift pimli paletleri başlıca beş ana parçaya ayırmak mümkündür. Bu parçalar palet gövdesi, pim, yön çatalı, uç bağlantısı, alt ve üst kauçuk peddir. Uzun paletlerde pimin ortadan da bir bağlantı ile diğer pime bağlanması gerekmektedir. Bu yön çatalı ile sağlanabilir. Bazı kısa paletlerde yön çatalı gövdeyle birlikte olabilir. Bu

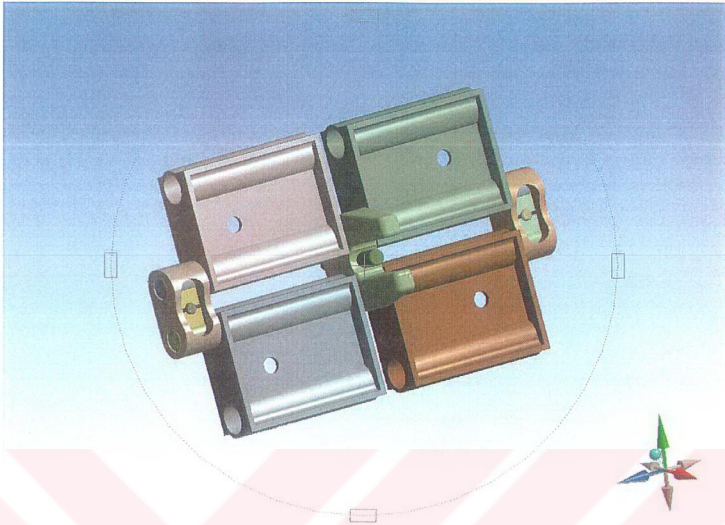
Çalışmada kullanılan palet çift pimli T-417A paletidir. T-417A paleti T-417 paletinin modernizasyonu sonucunda üretilmiş olan bir palettir.



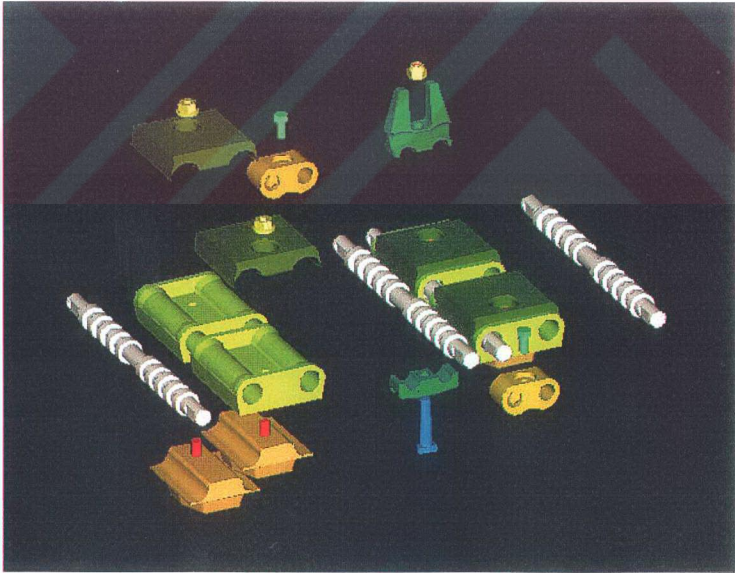
şekil 2.10: T-417A paleti iç kısım



şekil 2.11: T-417A paleti dış kısım



Şekil 2.12: T-417A palet metal aksamı



Şekil 2.13: Çift Pimli Palet parçaları

2.4.1. Palet Gövdesi

Palet sisteminde yerle temasın sağlandığı parçadır. Çift pimli paletlerde alt ve üst kauçuk ped ilave edilir. Tek pimli paletlerde kauçuk ped kullanılmakla beraber genelde yere temas eden yüzey metaldir. Patinaj tırnaklarının metal olması iklim ve arazi yapısı ile yakından ilgilidir. Türkiye gibi askeri hareketin yollara bağlı kaldığı ülkelerde kauçuk pedli gövdeler kullanılır. Yoğun kış koşullarının hakim olduğu ve hareketin yollara bağlı olmadığı Rusya gibi ülkelerde metal patinaj tırnaklı gövdeler kullanılır. Yoğun kış koşullarında kauçuk pedli aracın hareketini kolaylaştırmak için her beş palet baklasından birine metal tırnak takılır.

2.4.2. Pim

Palet gövdelerini uç bağlantısı yardımıyla birbirine bağlayan parçadır. Tek pimli paletlerde genellikle hegzagonal pimler kullanılmaktadır. Çift pimli paletlerde ise silindirik pimler mevcuttur. Uç bağlantısına tutturulması maksadıyla uçlarına kama yuvaları açılmıştır.



Şekil 2.14: Palet pimi ve kauçuk kaplaması

2.4.3. Uç Bağlantısı

Palet gövdelerinin içinden geçen pimleri birbirine bağlayarak palet baklalarından palet sistemini oluşturur. Çift pimli paletlerde bulunur. Güç aktarımı cer dişlisinden uç bağlantısı ile palete geçer, kısaca cer dişlisine temas eden kısım uç bağlantısıdır. Bu nedenle diğer parçalara oranla daha fazla aşınmaya maruz kalır.



Şekil 2.15: Uç Bağlantısı

2.4.4. Yön Çatalı

Yön çatalları aracın hareketi esnasında veya dönüşlerde palet sisteminin yerinde çıkmasını önlemek amacıyla palete ilave edilen portör tekerlekleri arasından veya portörün dış kısmından hareket eden parçalardır. Yön çatalları çeşitli şekillerde olabilir, fakat istenen özellikleri aynıdır. Bunlar taşıyıcı tekeri üstünden aşmasını engelleme ve bu esnada taşıyıcı tekerlere en az zararı vermedir. Yön çatallarının yükseklikleri cer kovanının iç ve dış çapı, gergi tekeri çapı ile alakalıdır. Yön çatalları palet baklaları cer dişlisi etrafında dönerken açıklık oluşturacak şekilde yuvarlanmalıdır. Her ne kadar yüksek yön çatallı aracın istikamette kalmasına yardımcı olsa da yön çatallarının uçları sivriltilmemelidir. Sivri uçlu yön çatalları paletten çıkma ve palet atma durumunda portör tekerlerinde şiddetli aşınma ve hasara sebep olmaktadır.

Çiftli portör tekeri olan araçlarda ortada tekli yön çatallı kullanılır. Yön çatalının genişliği hareket halinde ve dönüşlerde meydana gelen gerilmeyi taşıyacak şekilde tespit edilir. Yön çatalının köşeleri yuvarlatılmış, açısı ise yüksekliği ile alakalı

olarak tespit edilmiştir. Tekli portör tekerlerinde kullanılan yön çatalı genellikle portör tekeri ve süspansiyonların etkisiyle çiftlidir (çatal şeklinde). Bu yön çatalının dış kenarları dikeyle 10° açı yapacak şekilde içeriye doğrudur.



Şekil 2.16: Yön çatalı

2.4.5. Alt Ve Üst Kauçuk Ped

Aracın palet ve palet aksamında kauçuk palet ve taşıyıcı tekerlek tertibatlarında metal yüzeylerin birbirine temasını en aza indirmek amacıyla kullanılır. Bu ayrıca patinaj turnaklarının çelikten yapılması durumuyla karşılaştırıldığında aracın hareketi esnasında gürültüyü en az seviyeye indirir. Yol darbelerinin ve yola verilen hasarın azaltılmasını sağlar. Çelik paletle kullanılan kauçuk ayrıca belirli arazi şekillerinde aracın çekişini artırır. Belirli palet aksamlarının temas noktalarına uygulanan kauçuk sürtünmeyi, aşınmayı ve gürültüyü azaltır ve paletin genel çalışmasını iyileştirir.



Şekil 2.17: Tek pimli paletler



Şekil 2.18: Çift pimli palet

BÖLÜM 3

PALET PERFORMANS KRİTERLERİ

3.1. Palet Sisteminin Maruz Kaldığı Yükler

Askeri paletli araçların normal taktik tekerlekli araçlara kıyasla ağırlıklarının çok fazla olması bu araçların yürüten aksamının daha fazla yüke maruz kalmasına dolayısıyla daha çabuk hasara uğramasına sebep olmaktadır. Palet sisteminde en fazla yüke maruz kalan palet pimleridir. Maruz kaldıkları bu yük neticesinde paletlerde yorulma çatlakları görülmektedir. Kauçuk kaplaması değiştirilerek tekrar kullanılan pimler çatlak kontrolüne tabi tutulur. Bu kontrol manyetik partikül metodu ile yapılır. Çatlak kontrolü 0,7 KA ile manyetize edilir. Kontrol sonucu pimler demanyetize edilerek tekrar kullanılır. Yapılan testler sonucu araç hareket halinde iken pimlere ortalama 7500 kg.lık bir yük ektiği tespit edilmiştir. Gelen azami yük ise 20000 kg. civarındadır.

3.2. Palet Tasarımından Beklenen Özellikler

- Palet sisteminin aracın toplam ağırlığına olan oranını düşürmek
- Paletli aracın güç kaybını azaltmak
- Yüksek statik ve dinamik yüzme
- Değişken arazi yapılarında (çamur,kar, buz) yüksek çekiş gücü
- Yüksek dayanım
- Palet atmaya karşı direnç
- Asgari titreşim ve taşıyıcı teker hareketi
- Tedarik ve üretim kolaylığı
- Yüksek hız performansı

3.3. Palet Sisteminin Üretim Yöntemi

Palet sisteminde incelediğimiz metal aksamın her parçası farklı yöntemlerle imal edilmektedir. Palet sisteminde genellikle yüksek mukavemetli çelik alaşımları kullanılmaktadır. İncelediğimiz T-417A paletinde kullanılan çelik SAE 4140 numaralı çeliktir. Palet gövdeleri kabuk kalıplama yöntemi ile imal edilmekte palet pimleri ve uç bağlantı elemanları ASİL ÇELİK AŞ'den alınan 4140 çeliğinin talaşlı imalat yöntemleri ile işlenmesiyle imal edilmektedir. Yön çatalı ise sivil sektörden dövme yarı mamul şeklinde tedarik edilmektedir.

3.3.1. Kabuk Döküm Yöntemi

İkinci Dünya Savaşı sırasında Alman Johannes Croning tarafından kabuk kalıba döküm yöntemi croning veya c-yöntemi olarak adlandırılır. Kabuk kalıplamada kullanılan kalıp malzemesi , ince taneli kum ile bağlayıcı olarak katılan ve yüksek sıcaklıkta sertleşen termoset reçinenin karışımıdır. Kum tane inceliği arzulanan yüzey kalitesine göre seçilir. İnce taneli kum daha çok bağlayıcı reçine gerektireceğinden daha pahalı olur. Kabuk kalıplamada kullanılan kum 66-72 AFS (Amerikan Dökümcüler Birliği) tane büyüklüğünde %7 nem ve azami %0,05 kil içermektedir. Kullanılan bağlayıcı reçinelerle kalıp malzemesi çok yüksek dayanımlara ulaştığından, ince kalıp biçiminde kalıpların kullanılması yeterli olur. Metal malzemeden üretilen levhali modellerin yüzeylerine kalıplamadan önce özel bir sıvı püskürtülerek kalıptan kolay ayrılmalari sağlanır. Daha sonra yaklaşık 200°C sıcaklığa ısıtılan modeller, kum-reçine karışımıyla kaplanır. Model yüzeyine püskürtülen sıvı, modeli temiz tutar ve kalıp kumunun modele yapışmasını önler. Kalıp malzemesi model üzerinde kısa bir süre (yaklaşık 5 ila 20 saniye) tutulur. Bu sırada model yüzeyine temas ederek ısınan reçine sertleşir ve model üzerinde sıcaklık ve tutma süresi ile kalınlığı ayarlanabilen ince bir kabuk oluşur. Kabuk istenilen kalınlığa ulaştığında (6-12mm), sertleşmemiş ve bağlanmamış kum geriye dökülür. Tam sertleşmeyi sağlamak için kabuk modelden çıkarılmadan önce 315°C sıcaklıkta birkaç dakika tutulur ve böylece yeterli dayanıma kavuşan kabuk, modelden ayrılır.

Kalıplar iki veya daha çok parçalı yapılır ve daha sonra yapıştırılarak birleştirilir. Döküm sırasında kalıbın biçim değiştirmesini (şişmesini) önlemek için kalıplar genellikle bir dolgu malzemesinin içine gömüldükten sonra sıvı metal ile doldurulur.

Kabuk kalıp yöntemi ile ısıtılmış metal kutular içinde maça üretimi de mümkündür. Maçalar çok kısa süre içinde sertleştiğinden yöntem çok hızlıdır elde edilen maçaların kalitesi de mükemmeldir.[8]

3.3.2. Talaşlı İmalat Yöntemi

Döküm olarak, genelde palet gövdesi imal edilmektedir. Paletlerin döküm parçaları standart şekillerine gelmesi için talaşlı imalata tabi tutulurlar. Döküm sonunda palet parçalarının yolluk ve besleyiciler kesilir ve normalize fırınında talaşlı imalat için uygun sertliğe gelmesi sağlanır. Bu sertlik değeri 5-12 Rockwell olmalıdır. Talaşlı imalat ile palet parçaları kaba boyuttan gerçek boyuta getirilir. Bu evrede derin delik delme işlemi ile palet gövdesindeki delikler istenilen boyutlara getirilir. Pimler ise Asil Çelik AŞ'den kabuk soyulmuş ve taşlanmış olarak alınmaktadır. Talaşlı imalat evresinde pimplere broşla kama yuvaları açılmaktadır.

3.4. SAE 4140 Çeliğinin Özellikleri

SAE 4140 çeliği ıslah çeliği olup, orta karbonlu düşük alaşımlı çelikler sınıfına girer. Alaşım elementi olarak karbondan(C) başka krom(Cr) ve molibden(Mo) içerir.

SAE 4140 çeliğini diğer bir 4000 serisi çeliği olan 4130 çeliğinden ayıran özellik daha yüksek oranda karbon içermesidir. 4140 çeliği, iyi dayanım, sertlik ve orta derece sertleştirilebilirlik özelliklerinin kombinasyonunu gerektiren uygulamalarda ve orta derecede servis şartlarında kullanılır. Karbon oranının yüksek olması sayesinde 4130 çeliğinden daha fazla dayanıma ve soğuk deformasyon sertleşmesi özelliğine sahiptir, fakat şekillendirilebilme ve kaynak yapılabilme özelliklerinde biraz fedakarlık edilmektedir. Su verme ve temperleme sonucu çekme dayanımı 1650 MPa kadar çıkmaktadır. Bu çelik 480°C sıcaklığa kadar kullanılabilir, fakat bunun üzerindeki sıcaklıklarda sıcaklığın artması ile birlikte mukavemette hızlı bir şekilde düşer. Malzeme yüzeyi ısıtma işlemi ve karbürleme ile kolaylıkla sertleştirilebilir. Diğer martenzitik ve ferritik çelikler gibi, 4140 çeliği de düşük sıcaklıklarda sünek-gevrek geçişe uğrar. Burada geçiş sıcaklığı ısıtma işlemi ve gerilme yoğunlaşmasına bağlı olarak değişir. Yüksek dayanım seviyelerinde ısıtma işlemi yapıldığında hidrojen gevrekliği maruz kalır. 190°C'de 2-4 saat kadar sertleştirme ısıtma işlemi yapıldığında süneklik korunabilir.[9]

4140 çeliği, bağlantı elemanı, krank mili, petrol kuyusu delme ucu, yüksek basınçlı tüp, dişli, ve maşa çenesi gibi çeşitli yüksek dayanımlı makine parçalarında kullanılmaktadır.

4140 çeliklerine uygulanan standart ısıt işlemler normalleştirme, tavlama, sertleştirme, temperleme ve küreselleştirmedir.

Normalleştirme işlemi, 845-900°C sıcaklıkta yapılır. Bekleme zamanı kalınlığa göre değişir. Östenitleme sonrası havada soğutma ile ince bir perlitik yapı oluşur.

Tavlama işlemi, 845-875°C sıcaklıkta yapılır. Bekleme zamanı kalınlığa bağlıdır. Fırında soğutulur. 815°C'de östenitlenmiş, 665°C'ye kadar her bir saat için 10°C soğutulmuş ve sonra havada soğutulmaya bırakılmış 4140 çeliğinde elde edilen değerler Tablo 3.1'de gösterilmiştir.

Tablo 3.1: Tavlama sonrası SAE 4140 çeliğinin mekanik özellikleri[10]

Çekme dayanımı (MPa)	Akma dayanımı (MPa)	Uzama (%)	Büzülme (%)	Sertlik değeri (HB)
655	417	25,7	56,9	197

Sertleştirme işlemi, 830-870°C sıcaklıkta yapılır. Bekleme süresi kalınlığa bağlıdır. Yağda soğutulur.

Temperleme işlemi, 175-230°C veya 370-675°C sıcaklıkta yarım saat bekletilerek yapılır. Hava ile veya su verme ile soğutulur. Temperleme sıcaklığı ve bu sıcaklıkta bekleme zamanı, istenen sertliğe bağlıdır. Temper gevrekliğinden kaçınmak için genellikle 4140 çeliği 230-370°C sıcaklıkta temperlenmez. 4140 çeliğinde temper gevrekliği görülmez.

Küreselleştirme işlemi, 760-775°C sıcaklıkta 6-12 saat bekletilerek yapılır. Yavaşça soğutulur. Böylece mükemmel işlenebilirlik özelliği sağlayan bir ferritik matriste kaba küresel sementit parçacıklar içeren bir makro yapı oluşur.[9]

3.4.1. Kimyasal Bileşim

SAE 4140 çeliği alaşım elementi olarak Cr ve Mo içermektedir(Tablo 3.2). Bu düşük miktarlardaki alaşım elementleri bu çeliğe üstün özellikler kazandırmaktadır. Bu

özelliklerden bazıları sırası ile, sertleşme derinliğinin, çekme dayanımının, akma dayanımının ve sertliğinin artırması olarak ele alınabilir. Örneğin, SAE 4140 çeliği yüzeyden itibaren 25.4mm mesafede 54HRC elde edilirken, bu değer SAE 1040 çeliğinde 20HRC'ye düşmektedir.

Tablo 3.2: SAE 4140 Çeliğinin Kimyasal Bileşimi[10]

Alaşım elementi	Ağırlık(%)
Karbon(C)	0,38-0,42
Mangan(Mn)	0,75-1,0
Krom(Cr)	0,8-1,1
Molibden(Mo)	0,15-0,25
Silisyum(Si)	0,15-0,30
Kükürt(S)	0,035max
Fosfor(P)	0,035max

3.4.2. Mekanik Özellikler

Tablo 3.3 su verme ile temperlenmiş 4140 çeliğinin mekanik özelliklerini özetlemektedir. Görüldüğü gibi farklı temperleme sıcaklıklarına bağlı olarak 1965MPa'dan 810MPa'a kadar değişen çekme dayanımı değerleri göstermekte olan çelik, akma dayanımı olarak ta 174MPa ile 690MPa arasında değer almaktadır.

Tablo 3.3: SAE 4140 çeliğinin değişik temperleme sıcaklıklarına bağlı olarak mekanik özelliklerinin değişimi[9]

845°C sıcaklıktan yağda soğutulan 13mm çapındaki dairesel çubuk					
Temperleme sıcaklığı (°C)	Çekme dayanımı (MPa)	Akma dayanımı (MPa)	Uzama 50mm'de (%)	Büzülme (%)	Sertlik değeri (HB)
205	1965	1740	11	42	578
260	1860	1650	11	44	534
315	1720	1570	11,5	46	495
370	1590	1460	12,5	48	461
425	1450	1340	15	50	429
480	1300	1210	16	52	388
540	1150	1050	17,5	55	341
595	1020	910	19	58	311
650	900	790	21	61	277
705	810	690	23	65	235

Çok fazla sertleştirilebilme özelliği olmamasından dolayı 4140 çeliği ısıtılmasında, özellikle yüksek dayanım seviyelerinde, bölüm büyüklüğü özellikle dikkate alınmalıdır. Büyüklüğün, sertlik ve çekme özelliklerine etkisi Tablo 3.4'de verilmiştir.

Tablo 3.4: Isıl işlem görmüş 4140 çeliğinin özelliklerine büyüklüğün etkisi[9]

Çap (mm)	Çekme dayanımı (MPa) ₁	Akma dayanımı (MPa)	Uzama 50mm'de (%)	Büzülme (%)	Sertlik değeri (HB)
25	1140	985	143	15	335
50	920	750	109	18	302
75	860	655	95	19	293

Sabit östenitleme sıcaklığında(870°C) östenitleme işlemi gerçekleştirildikten sonra; tavlama, normalleştirme, su verme ve su verme+temperleme işlemine tabi tutulan döküm mamulü Ç 4140 çeliklerinin sertlik değeri, çekme dayanımı, akma dayanımı,

% uzama ve % kesit daralması değerleri test edilmiştir. Elde edilen değerler Tablo 3.5'te gösterilmektedir[10].

Tablo 3.5: Uygulanan ısıtım işlem şartlarına bağlı olarak döküm mamulü SAE 4140 çeliğinin mekanik özelliklerinin değişimi

Uygulanan ısıtım işlem	Sertlik (Brinell)	Akma dayanımı (MPa)	Çekme dayanımı (MPa)	Uzama (%)	Büzülme (%)
Tavlama	200	422	579	17	37
Normalleştirme	280	610	950	11	32
Su verme	580	1059	1059	0	0
Su verme ve 550°C'de temperleme	345	820	922	10	21
Su verme ve 600°C'de temperleme	316	750	910	11	25
Su verme ve 650°C'de temperleme	275	680	892	17	35

3.5. Palet Sisteminde Görülen Hasar Nedenleri

3.5.1. Yorulma

Uygulamada kullanılan birçok makine parçası tekrarlı yüklere ve titreşimlere maruz kalmaktadır. Bu koşullar altında çalışan metalik malzemeden yapılmış parçalarda, gerilmeler malzemenin statik mukavemetinden küçük olsa dahi belirli bir çevrim sayısından sonra yüzeyde bir çatlama ve bunu takip eden kopma olayı meydana gelir. Meydana gelen bu olay 'yorulma' olarak adlandırılır. Tasarımda malzemelerin ekonomik kullanılmasını göz önünde tutma zorunluluğu vardır. Bu sebeple düşük güvenlik katsayılarının kullanılabilmesi için yorulma ve mekanizmasının iyi incelenmesi gerekli olmuştur. Çünkü yorulmaya etki eden faktörlerin fazla olması ve uygulamada statik yüklemeye nadir rastlanması sebebi ile günümüzde meydana gelen hasarların önemli bir kısmı yorulmadan ileri gelmektedir. İstatistikler çeşitli

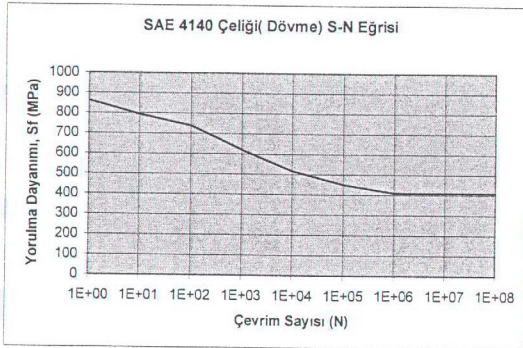
mühendislik malzemelerinde meydana gelen hasar verilerine bakıldığında yorulmanın büyük payı olduğu görülmüştür.[11]

Yorulma olayında gerilmenin alt ve üst sınır değerleri önem taşıdığından sinüzoidal olarak kabul edilebilir.alt ve üst gerilmelerin oranına “Gerime Oranı”(R) ismi verilir.

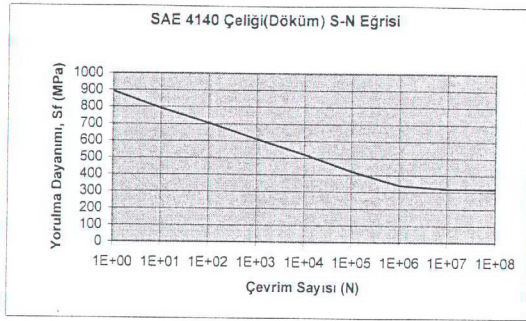
$$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} \quad (3.1)$$

Bu oran -1 ile +1 arasında bir değerdir. R= -1 ise değişken yükleme(alt ve üst gerilmelerin değerleri aynı, yönleri farklı), R=0 ise dalgalı yükleme (alt gerilme sıfır) R= +1 ise statik yükleme (alt ve üst gerilmeler eşit)'dir. Yorulmada kullanılan Wöhler (S-N) diyagramları ile bir malzemenin kaç çevrim (N) sonra çatlayacağı veya kırılacağını belirleyebiliriz. Malzemenin N çevrim sonunda çatlama veya kopma gösterdiği gerilme, yorulma dayanımı veya yorulma dayanım sınırı olarak tanımlanır. N malzemenin yorulma ömrünü gösterir. Genellikle çelik malzemelerde eğri belirli bir noktadan sonra yataylaşmaktadır. Yataylaşmanın başladığı noktaya tekabül eden gerilme değerine ‘Yorulma Sınırı’ veya ‘Yorulma Dayanım Sınırı’ (YDS) denir. Çeliklerde 10^6 - 10^9 çevrim sayısından sonra eğride yataylaşma görülür. Demir dışı malzemelere ait Wöhler diyagramları incelendiğinde ise eğrilerde herhangi bir yataylaşmanın olmadığı görülür. Demir çelik grubu malzemeler YDS altındaki periyodik gerilmelerde sonsuz bir ömre sahip iken, demir dışı malzemelerin yorulma ömrü sınırlıdır.[11]

Pratikte demir çelik grubu malzemeler için $YDS = \mu 0.5\sigma$



Şekil 3.1: SAE 4140 Çeliği (dövme) S-N eğrisi



Şekil 3.2: SAE 4140 Çeliği (döküm) S-N eğrisi

3.5.1. Yorulmaya Etki Eden Faktörler

Yorulma dayanımına etki eden faktörler; gerilme etkisi, çentik etkisi, yüzey etkisi, boyut etkisi, çekme dayanımı etkisi, koşulların etkisidir. Bu çalışmada bu faktörlerden sadece çentik etkisi ile ilgilenildiğinden sadece bu konu üzerinde durulmuştur.

Malzemede çentik, delik ve ani değişimlerin bulunması yorulma dayanımını ve yorulma ömrünü büyük ölçüde azaltmaktadır. Malzemede görülen bu tür süreksizlikler gerilme konsantrasyonuna ve dolayısıyla çatlak başlangıcına neden olurlar. Çentik etkisi çentiğin şekil ve boyutlarına bağlıdır.[11]

Tablo 3.6: Yorulma deney numunesinde çentik tür ve boyutlarının yorulma dayanım sınırına etkisi(Numune çapı 10mm, çentik tabanında çap 7mm)[11]

Çentik Şekli ve Boyutu	Yorulma Dayanım Sınırına Etkisi(%)
250mm Yarıçaplı yiv	0
25mm Yarıçaplı yiv	5
6mm Yarıçaplı yiv	10
Küçük kavisli Çıkıntı	25
90 açılı çıkıntı	50
90 açılı V Çentik	65

Makine parçalarında ani kesit daralmaları, yağ deliği, yolluk, vida dişi ve benzeri kısımlar daima çentik etkisi gösterir. Bu parçaların dizaynında çentik etkisini

minimumu indirecek uygun şekil ve boyutlar ile uygun imalat yöntemleri seçilmelidir. Çentikli parçaların yorulma dayanımları çentiksiz parçalardan daha düşüktür.[11]

BÖLÜM 4

SONLU ELEMANLAR METODU

4.1. Giriş

Vazgeçilmez yaşamın parçalarından olan mamul ve hizmetler, mühendislik fiziğinin yasaları, malzeme ve doğal enerji kaynaklarını insanların yararına kullanması ile ortaya çıkmaktadır.

Mühendisler üzerinde çalışacakları problemi modelleyerek işe başlarlar. Çözüme ulaşabilmek için problemde karşılaşılan fiziksel büyüklükler arasındaki ilişki matematiksel formüllerle ifade edilir. Kullanılan matematiksel ifadeler genelde diferansiyel, integral ve cebrik formda olmaktadır. Çoğu zaman karşılaşılan problemler analitik yöntemler kullanılarak çözülecek tarzda olmamaktadır. Bu, sınır şartlarının ve problem geometrisinin basit olmamasından kaynaklanmaktadır. Sonuca ulaşabilmek için çeşitli sayısal metotlar kullanılmaktadır. Böylece, bilgisayar ortamında çok hızlı bir şekilde sonuca gitmek mümkün olmaktadır.

4.2. Sonlu Elemanlar Metodu

Hayatta karşılaştığımız her olay fizik kanunları ve matematiksel ifadeler ile açıklanmaya çalışılır. Bu olayların biyolojik, jeolojik veya mekanik olması durumu değiştirmez. Her olay kendine ait büyüklükler yardımı ile cebirsel, diferansiyel ve integral denklemler yardımı ile büyük ölçüde ifade edilebilir. Karşılaşılan problemler ne kadar karmaşık olursa olsun tarihin her devrinde o devrin ihtiyaçlarına cevap verecek derecede modellenmeye çalışılmış ve her devirde alınan örnekler yardımı ile insanlığın kullanımına arz edilmiştir. Sonlu elemanlar metodu, ilk olarak 1950'li yıllarda uzay-uçak teknolojisinde karmaşık yapıların gerilme analizi için geliştirilmiştir. Günümüzde biomekanikten nükleer teknolojiye bir çok alanda ve farklı problemlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Mekanik, termal ve aerodinamik yüklere maruz, değişik şekilli delikler bulunan bir kanaldaki basıncı belirlemek, deniz suyundaki kirlilik oranını belirlemek veya atmosferdeki hareketleri, bir hortum

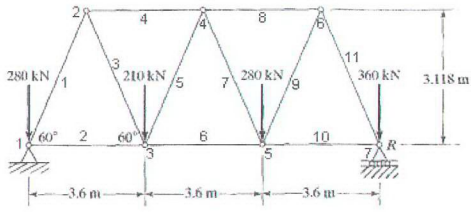
veya kasırmanın oluşum mekanizmasını anlamak ve önceden belirlemek üzere havanın modelini oluşturmak karşılaşılan karmaşık problemlerden birkaçıdır.

Karşılaşılan problemler her zaman kolayca kavranıp çözülemezler. Bundan dolayı karmaşık bir problem, bilinen veya kavranması daha kolay alt problemlere ayrılarak daha anlaşılır bir hale getirilir. oluşturulan alt problemler çözülüp birleştirilerek esas problem çözülebilir. Mühendislik uygulamalarında problemlerin karmaşıklığı sebebiyle genellikle problemlerin tam çözümü yerine, kabul edilebilir seviyede bir yaklaşık çözüm tercih edilmektedir. [12]

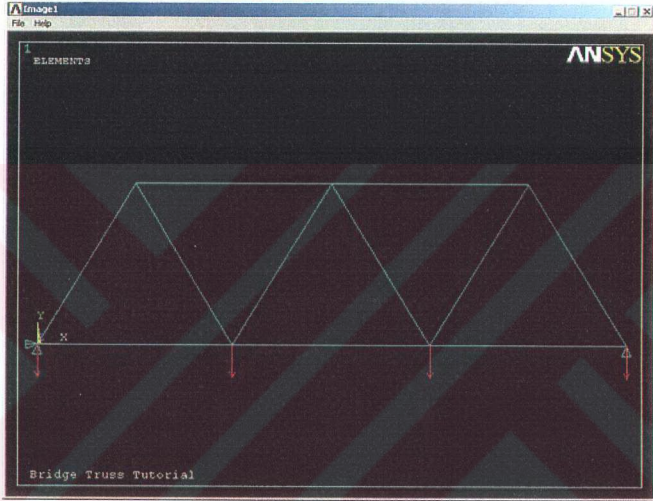
Sonlu elamanlar metodu; karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir. Diğer bir ifadeyle, alan denklemlerinin çözümü için kullanılan sayısal bir tekniktir. Metot, malzemenin herhangi bir yerine uygulanan yüklemenin malzemenin herhangi bir yerinde meydana gelen gerilmeleri, uzamaları ve yer değiştirmeleri hesaplamak için kullanılmaktadır. Kiriş gibi basit parçalar için yer değiştirme ve gerilmeler elle kolaylıkla hesaplanabilir, fakat, yükleme, malzeme ve şekil gibi çeşitli düzensizlikler hesaba katılırsa öyle bir noktaya gelinir ki gerçekçi olmayan varsayımlar kullanmadan çözüme ulaşmak mümkün olmaz. Bu günler de, SEM endüstride yaygın şekilde kullanılmaktadır ve analitik metotlarla analiz edilmesi çok zor mühendislik yapıların ve parçaların tasarım prosesinin önemli bir parçasıdır. [13]

Bu metodun esas aldığı prensip yapının küçük bir bölgesinin fiziksel davranışını doğru olarak ifade eden denklem ve bağların türetilmesidir. Parça geometrisi, sonlu eleman adı verilen basit geometrik şekilli bölgelerin topluluğu olarak ifade edilir. Elemanlar birbirlerine düğüm noktalarından bağlıdır. Parçayı çok sayıda küçük bölgelere bölmek ve bu bölgeleri birbirine birleştiren bağları kullanmakla, yapıdaki gerilme ve yer değiştirmeleri hesaplamak mümkündür.

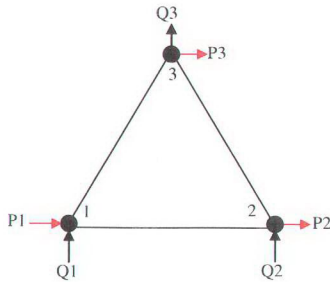
Şekil 4.1'de gösterilen yapının basit elemanlar kullanılarak küçük parçalara bölünmüş sonlu elemanlar modeli Şekil 4.2'de gösterilmektedir.



Şekil 4.1 Modellenekcek yapı



Şekil 4.2 Yapının sonlu eleman modeli



Şekil 4.3 Modelin bir elemanın ayrıntılı gösterimi

Sürekli bir ortamda gerilme, yer değiştirme vb. gibi alan değişkenleri sonsuz sayıda farklı değere sahiptir. Eğer sürekli bir ortamın belirli bir bölgesinin de aynı şekilde sürekli ortam özelliği gösterdiği biliniyorsa, bu alt bölgede alan değişkenlerinin değişimi sonlu sayıda bilinmeyişi olan bir fonksiyon ile tanımlanabilir. Bilinmeyen sayısının az yada çok olmasına göre seçilen fonksiyon lineer yada yüksek mertebeden olabilir. Sürekli ortamın alt bölgeleri de aynı karakteristik özellikleri gösteren bölgeler olduğundan, bu bölgelere ait alan denklem takımları birleştirildiğinde bütün sistemi ifade eden denklem takımı elde edilir. Denklem takımının çözümü ile ortamdaki alan değişkenleri sayısal olarak elde edilir. [12]

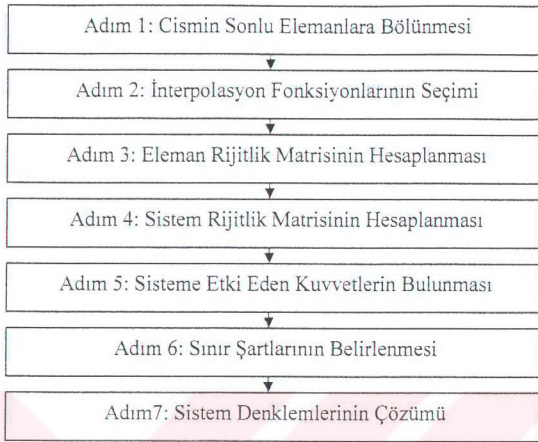
Sonlu elemanlar yönteminin kullanılması ve bilgisayarların sanayiye girmesiyle, bugüne kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen bir çok makine elemanının (motor blokları, pistonlar vs.) kolayca incelenebilmesi, hatta çizim esnasında mukavemet analizlerinin kısa bir sürede yapılarak optimum dizaynının gerçekleştirilmesi mümkün olabilmektedir.

Sonlu elemanlar metodunu diğer nümerik metotlardan üstün kılan başlıca özellikler şunlardır: [12]

- a) Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeni ile ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.
- b) Bir veya bir den çok delik ve köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.
- c) Değişik malzeme ve geometrik özellikleri olan cisimler incelenebilir.
- d) Sebep sonuç ilişkisine ait problemlere, genel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş kuvvetler ve yer değiştirmeler cinsinden formüle edilebilir. Bu özellik problemlerin anlaşılmasının ve çözülmesini mümkün kılar ve basitleştirir.
- e) Sınır şartları kolayca uygulanabilir.

4.2.1. Metodun Adımları

Sonlu elemanlar metodu, problemin tipine, geometrisine, kullanılan malzemeye ve sınır şartlarına bakılmaksızın Şekil 4.4'de gösterilen adımları takip eder. [12]

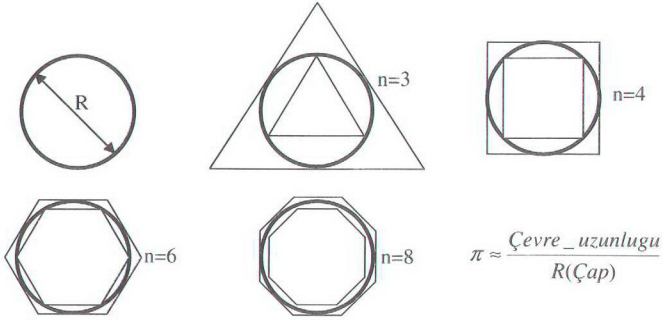


Şekil 4.4: Sonlu elemanlar metodunda takip edilen adımlar

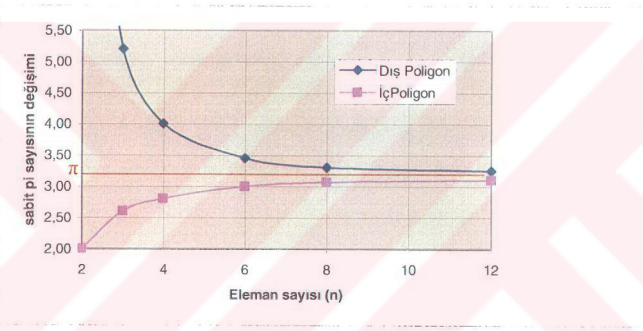
4.2.1.1. Problem Geometrisinin Elemanlara Ayrılması

Problemi sonlu sayıda basit geometrik şekilli elemanlara ayırmak ilk adımı teşkil eder. Her bir sonlu eleman, uzaydaki konumları global eksen takımına bağlı koordinatlarca verilen, düğüm noktalarına sahiptir. Mevcut sonlu elemanların geometrik şekli interpolasyon fonksiyonları ile düğüm noktalarının koordinatları cinsinden tanımlanır.

Problem geometrisinin elemanlara ayrılması tamamen mühendislik düşüncesine dayalıdır. Eleman seviyesinin ne olacağı analizi yapan kişinin analiz amacına bağlıdır. [13] Elemanlar ne kadar küçük olursa sayısal çözüm o kadar gerçek çözüme yaklaşıp. Şekil 4.5 ve 4.6’da eleman sayısının artmasının çözüme etkisi gösterilmiştir. [14] Sayısal modelleme, problemin sınır şartlarının ve malzeme özelliklerinin matematiksel olarak ifade edilmesini gerektirmektedir. Analiz edilecek bir problemin karmaşık geometrisinin tam tanımı, yüzeyindeki sonsuz sayıda noktanın konumunun belirlenmesi ile sağlanır. Bu da sonsuz sayıda denklemin çözülmesini gerektirmektedir. bu nedenle geometri yaklaşık olarak makul sayıda elemanla ele alınır. elemanların geometrik şekli düğüm noktalarının koordinatları cinsinden interpolasyon fonksiyonu ile tayin dilmektedir. [15]



Şekil 4.5 Eleman sayısının artmasının çözümünün hassasiyetine etkisi



Şekil 4.6: Eleman sayısının artmasının çözümün hassasiyetine etkisinin grafiksel gösterimi

4.2.1.2. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi

İnterpolasyon fonksiyonu alan değişkeninin eleman üzerindeki değişimini temsil etmektedir. İnterpolasyon fonksiyonunun belirlenmesi seçilen eleman tipine ve çözülecek denklemin derecesine bağlıdır. Ayrıca interpolasyon fonksiyonları şu şartları sağlamalıdır:

a) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeni ve alan değişkeninin en yüksek mertebeden bir önceki mertebeye kadar olan kısmi türevleri eleman sınırlarında sürekli olmalıdır.

b) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeninin bütün türevleri, eleman boyutları limitte sifıra gitse bile alan değişkenini karakterize etmelidir.

c) Seçilen interpolasyon fonksiyonu koordinat değişimlerinden etkilenmemelidir.

Hem yukarıdaki şartları sağlamalı hem de türev ve integral almadaki kolaylığından dolayı interpolasyon fonksiyonu olarak genelde polinomlar seçilir. Seçilen polinom, yukarıdaki şartların gerçekleşmesi uygun terimleri ihtiva etmelidir. [12]

4.2.1.3. Eleman Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi

Elemana etki eden dış etkenler ile alan değişkenleri arasında bir ilişki kurmak ve elemanın fiziksel davranışını tanımlamak için eleman rijitlik matrisi kullanılır. Eleman rijitliğini elde ederken çözülecek problemin konusu, alan değişkeni, seçilen eleman tipi, seçilen interpolasyon fonksiyonu, eleman özelliklerini elde ederken kullanılan metod gibi pek çok faktör göz önüne alınmak durumundadır. Etki eden bu faktörlere göre de eleman rijitliğinin elde edilmesinde değişik yollar izlenir. Katı cisim mekanizminden rijitlik matrisi hesaplanır. Bu hesap için kullanılan metodların çoğu toplam potansiyel enerjinin minimize edilmesine dayanır.

4.2.1.4. Sistem Rijitlik Matrisinin Teşkili

Sistemin düğüm sayısı ve düğümlerdeki serbestlik derecesine bağlı olarak sistem rijitlik matrisi oluşturulur. Eleman ağı ile temsil edilen sistemin özelliklerinin bulmak için eleman özelliklerinin birleştirilmesi gerekmektedir. Her bir elemanın özelliklerinin ifade eden matris denklemleri birleştirilerek tüm çözüm bölgesinin özelliklerini ifade eden matris denklemleri elde edilir. Her bir eleman için oluşturulan rijitlik matrisleri, elemanın sahip olduğu düğüm numaralarına bağlı olarak sistem rijitlik matrisinin ilgili satır ve sütununa yerleştirilir. Farklı elemanlar tarafından ortak kullanılan düğümlerde, terimler sistem rijitlik matrisinin ilgili satır ve sütununda üst üste toplanır. Elemanların birbirlerine bağlandığı yerde alan değişkeninin değeri bu noktayı paylaşan her elemenda aynıdır. Sistemin matris denklemleri tek bir elemanın matris denklemleri ile aynı formda olmasına rağmen tüm düğüm noktalarını ihtiva ettiğinden daha fazla sayıda terime sahiptir. Düğüm numaralandırma işlemi uygun şekilde yapıldığı takdirde sistem rijitlik matrisinde elemanlar diyagonal üzerinde üst üste toplanır. Eleman matrislerinin birleştirilmesi sayısal bilgisayarlar tarafından yapılmaktadır. Rijitlik matrisi genelde simetriktrir.

4.2.1.5. Sistem Denklemlerinin Çözümü

Çözüm için, sistemin sınır şartlarında göz önüne alınarak rijitlik matrisinin tersinin almak yeterlidir. Fakat bilgisayar kapasitesi ve bilgisayar zamanı açısından çok büyük matrislerin çözümünü ters alma işlemi ile yapmak yerine Gauss eliminasyon yöntemi ile daha az kapasite ve daha kısa sürede yapmak mümkün olmaktadır.

Denklemin çözümü neticesinde birincil bilinmeyenlerin değerleri bulunur. Elastik gerilme-deformasyon analizinde birincil bilinmeyen yer değiştirmelerdir. Birim şekil değiştirmeler elastisite teorisindeki bağıntılar kullanılarak elde edilir. Gerilmeler ise Hook Kanunu yardımı ile birim şekil değiştirmelerden hesaplanmaktadır.

Eleman içindeki birim şekil değiştirme ve gerilmeler ise interpolasyon fonksiyonları ve düğüm noktası değerleri yardımı ile elde edilir.

4.2.2. Eleman Rijitlik Matrisi

Sonlu elemanlar metodunda, problem yapısı birbirlerine düğüm noktalarından bağlanan elemanlar grubu ile modellenir. Çözüme ise, temel gerilme-birim şekil değiştirme ifadelerini ve komşu elemanlardan düğüm noktaları üzerinden aktarılan kuvvetler sistemi kullanılarak her bir elemandaki çökmelerin hesaplanması ile ulaşılır. Birim şekil değiştirme, düğüm noktalarının çökmelerinden elde edilir. Gerilmeler birim şekil değiştirmelerinden elde edilir. Her düğüm noktasındaki kuvvet diğer düğüm noktalarındaki kuvvetlere bağlıdır. elemanlar yay sistemine benzer davranır ve tüm kuvvetler dengede olana kadar şekil değiştirirler. Bu da aynı zamanda çözülmesi gereken lineer denklemler sistemini ifade eder. [16]

Rijitlik matrisi tatbik edilen kuvvetler nedeniyle düğüm noktalarının ne kadar yer değiştirdiğini tanımlayan bir yay sabiti olarak düşünülebilir. Matris formu aşağıda gösterilmiştir.

$$\{f\} = [k]\{u\} \quad (4.1)$$

Formülde $\{f\}$ elemana etki eden kuvvetler vektörü, $[k]$ elemanın rijitlik matrisi ve $\{u\}$ ise elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörüdür. Rijitlik matrisi düğüm noktalarının koordinatları ve malzemenin elastik sabitlerinden oluşmaktadır.

Sistemi oluşturan elemanlar için aşağıdaki matris elde edilir.

$$\{F\} = [K]\{U\} \quad (4.2)$$

$$\{F\} = \text{Her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler} \quad \{F\} = \sum_e [f]$$

$$[K] = \text{Tüm elemanlardaki rijitlik matrislerinin birleştirilmesi ile oluşan sistemin rijitlik matrisi} \quad \{K\} = \sum_e [k]$$

$$\{U\} = \text{Yer değiştirme vektörü}$$

Burada bilinmeyenler, yer değiştirmelerdir. Gauss eliminasyon yöntemi ile her bir düğüm noktasındaki yer değiştirmeler hesaplanır.

Yer değiştirme vektörü, $[B]$ gradyen matrisi ve $[D]$ elastik sabitler matrisi ile çarpıldığında her bir düğüm noktasındaki gerilmeler hesaplanır.

$$[U] = [K]^{-1} \{F\} \quad (4.3)$$

$$\{\sigma\} = [D] [B] \{u\}^e \quad (4.4)$$

4.2.3. Rijitlik Matrisinin Türetilmesi

Eleman rijitlik matrisini elde etmek için virtüel işler prensibi kullanılır. Bu prensibe göre, tatbik edilen kuvvetler ile dengede olan bir yapının virtüel yer değiştirmesi halinde dış kuvvetlerin virtüel işi yapıdaki iç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisine eşittir.

$$\delta U_e = \delta W_e \quad (4.5)$$

δU_e : İç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisi

δW_e : Dış kuvvetlerin virtüel işi

Üç boyutlu halde yer değiştirme bileşenleri aşağıda gösterilmiştir.

$$\{u\} = [u, v, w]^T \quad (4.6)$$

Burada u,v ve w sırasıyla x,y ve z doğrultularındaki bileşenleri göstermektedir. Gerilme ve şekli değiştirmeler aşağıda gösterilmiştir.

$$\{\sigma\} = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{yz}, \tau_{xz}, \tau_{xy}]^T \quad (4.7)$$

$$\{\varepsilon\} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}, \gamma_{xy}]^T \quad (4.8)$$

Gerilme ile şekil değiştirmeler arasındaki ilişki aşağıda ifade edilmiştir.

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon\} \quad (4.9)$$

Burada $[D]$, 6×6 boyutlarında elastisite matrisidir.

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,5-\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5-\nu \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

Yapıdaki gerilme ve birim şekil değiştirme dağılımlarını hesaplamak için öncelikle birim şekil değiştirmeler ile yer değiştirmeler arasındaki bağıntıyı tesis etmek gerekmektedir. Eleman içindeki her hangi bir noktanın yer değiştirmesi o noktanın koordinatlarının bir fonksiyonudur. Bu fonksiyon düğüm noktalarının koordinatları cinsinden ifade edilebilir. Bu polinom ifadesi ile, düğüm noktalarındaki değerlerden eleman içindeki her hangi bir noktanın yer değiştirmesi tayin edilebilmektedir. Bu fonksiyon interpolasyon fonksiyonu olarak adlandırılır.

$$\{u\} = [N] \{u\}^e \quad (4.11)$$

$\{u\}$ Yer değiştirme bileşenleri

$[N]$ İnterpolasyon fonksiyonu

$\{u\}^e$ Düğüm noktasındaki yer değiştirme bileşenleri

Şekil değiştirmelerle yer değiştirmeler arasındaki bağıntı şu şekilde ifade edilebilir.

$$\{\varepsilon\} = [\partial] \{u\} = [\partial] [N] \{u\}^e = [B] \{u\}^e \quad (4.12)$$

$[B]$ Gradyen matrisi

$\{\varepsilon\}$ Birim şekil değiştirme sütun matrisi

$[\partial]$ Diferansiyel operatör matrisi

$$\{\varepsilon\} = \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial w}{\partial z}, \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right]^T \quad (4.13)$$

Gradyen matrisi birim şekil değiştirme bileşenleri ile düğüm noktası yer değiştirme bileşenlerini birbirine bağlamaktadır.

Gerilme matrisi (4.9) ve (4.14) yardımı ile (4.15)'deki şekilde yazılabilir.

$$\{\varepsilon\} = [B] \{u\}^e \quad (4.14)$$

$$\{\sigma\} = [D] [B] \{u\}^e \quad (4.15)$$

Virtüel düğüm noktası yer değiştirmeleri $\{\delta u^e\}$ için virtüel birim şekil değiştirme enerjisi,

$$\delta U_e = \int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \quad (4.16)$$

dir. Dış kuvvetlerin virtüel işi,

$$\delta W_e = \{\delta u^e\}^T \{f\} \quad (4.17)$$

Virtüel işler prensibi gereği (4.16) ve (4.17) numaralı denklemleri eşitlenirse aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = \{\delta u^e\}^T \{f\} \quad (4.18)$$

Gerilme ve birim şekil değiştirme ifadeleri yerine eşitlikleri yazılırsa,

$$\int_V \{\delta u^e\}^T [B]^T [D] [B] \{u^e\} dV = \{\delta u^e\}^T \{f\} \quad (4.19)$$

Virtüel ve gerçek yer değıştirmeler hacimsel integraldan bağımsız olduğundan aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\{\delta \ u^e\}^T \left(\int_v [B]^T [D] [B] dV \right) \{u^e\} = \{\delta \ u^e\}^T \{f\} \quad (4.20)$$

Eşitliğin her iki tarafındaki $\{\delta \ u^e\}^T$ silinirse aşağıdaki ifade elde edilir.

$$[k] \{u\}^e = \{f\} \quad (4.21)$$

Buradan eleman rijitlik matrisi,

$$[k]_e = V_e [B]^T [D] [B] \quad (4.22)$$

olarak elde edilir.

4.2.4. Yer Değıştirme Fonksiyonu

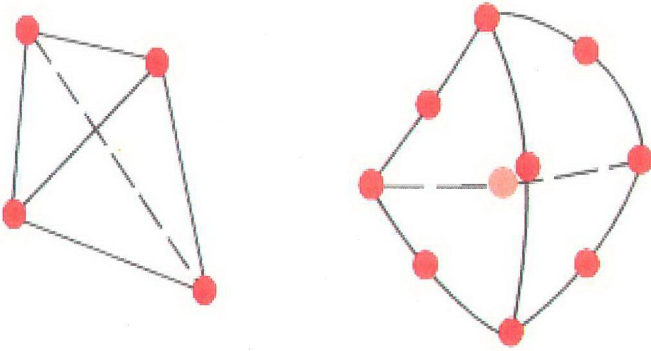
Yer değıştirme fonksiyonları sonlu eleman içinde sürekli ve tüm elemanlarla uyumlu olacak şekilde seçilir. Uyumluluk şartı, yük altında deformasyon neticesinde komşu elemanların birbiri üzerine binmemesi veya arada süreksizlik olmamasıdır.

Tipik bir üçgen prizmatik eleman Şekil 4.7’de verilmiştir. Her düğümde üç adet serbestlik derecesi bulunmaktadır. Bu durumda yer değıştirme vektörü,

$$\{u\} = [u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, u_6, u_7, u_8, u_9, u_{10}, u_{11}, u_{12}]^T \quad (4.23)$$

dir. i düğüme ait yer değıştirmeler ise $3i-2$, $3i-1$, $3i$ olarak numaralandırılır. Toplam serbestlik derecesinin N olması durumunda, genel yer değıştirme vektörü ise aşağıda gösterilmiştir.

$$\{U\} = [U_1, U_2, U_3, \dots, U_N]^T \quad (4.24)$$



Şekil 4.7: Dört yüzlü üçgen prizmatik eleman

Eleman modellemesi için dört adet şekil fonksiyonu seçilir. Şekil fonksiyonlarının genel kuralı nedeniyle ilgili düğümlerde 1 diğer düğümlerde 0 değerinin almaktadır. Şekil 4.7'de verilen eleman dikkate alınarak tanımlanan şekil fonksiyonu aşağıdadır.

$$N_1 = r, N_2 = s, N_3 = t, N_4 = 1 - r - s \quad (4.25)$$

Şekil fonksiyonunun gösterimi aşağıdaki şekildedir.

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

İzoparametrik gösterimi nedeniyle şekil fonksiyonları aynı zamanda koordinat tanımlamasında da kullanılmaktadır.

$$x = N_1x_1 + N_2x_2 + N_3x_3 + N_4x_4 \quad (4.27a)$$

$$y = N_1y_1 + N_2y_2 + N_3y_3 + N_4y_4 \quad (4.27b)$$

$$z = N_1z_1 + N_2z_2 + N_3z_3 + N_4z_4 \quad (4.27c)$$

Buradan $x_{ij} = x_i - x_j$ yardımı ile aşağıdaki denklemleri elde edilir.

$$x = x_4 + x_{14}\Gamma + x_{24}S + x_{34}t \quad (4.28a)$$

$$y = y_4 + y_{14}\Gamma + y_{24}S + y_{34}t \quad (4.28b)$$

$$z = z_4 + z_{14}\Gamma + z_{24}S + z_{34}t \quad (4.28c)$$

Kısmi türevler zinciri kullanılarak u deplasman bileşeni için aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial u}{\partial r} \\ \frac{\partial u}{\partial s} \\ \frac{\partial u}{\partial t} \end{array} \right\} = [J] \left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} \end{array} \right\} \rightarrow [J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial r} & \frac{\partial y}{\partial r} & \frac{\partial z}{\partial r} \\ \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

Jakobiyen matrisin türevini aldığımızda aşağıdaki ifade elde edilir.

$$[J] = \begin{bmatrix} x_{14} & y_{14} & z_{14} \\ x_{24} & y_{24} & z_{24} \\ x_{34} & y_{34} & z_{34} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

Jakobiyen matrisinin tersi $[A]$ olarak ifade edildiğinde aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} \end{array} \right\} = [A] \left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial u}{\partial r} \\ \frac{\partial u}{\partial s} \\ \frac{\partial u}{\partial t} \end{array} \right\} \quad (4.31)$$

Burada, $[A]$ aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$[A] = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} y_{24}z_{34} - z_{24}x_{34} & y_{34}z_{14} - z_{34}y_{14} & y_{14}z_{24} - z_{14}y_{24} \\ z_{24}x_{34} - x_{24}z_{34} & z_{34}x_{14} - x_{34}z_{14} & z_{14}x_{24} - x_{14}z_{24} \\ x_{24}y_{34} - y_{24}x_{34} & x_{34}y_{14} - y_{34}x_{14} & x_{14}y_{24} - y_{14}x_{24} \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

Şekil değiştirme-yer değiştirme ilişkisi, gradyen matrisini $[B]$ ile göstermek suretiyle 4.14 numaralı denklem ile ifade edilir. İşlem sonucu aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$a = -(y_{24}z_{34} - z_{24}x_{34} + y_{34}z_{14} - z_{34}y_{14} + y_{14}z_{24} - z_{14}y_{24}) \quad (4.33a)$$

$$b = -(z_{24}x_{34} - x_{24}z_{34} + z_{34}x_{14} - x_{34}z_{14} + z_{14}x_{24} - x_{14}z_{24}) \quad (4.33b)$$

$$c = -(x_{24}y_{34} - y_{24}x_{34} + x_{34}y_{14} - y_{34}x_{14} + x_{14}y_{24} - y_{14}x_{24}) \quad (4.33c)$$

Bu durumda, $[B]$ 'nin bütün elemanları sabit olup sonuçta elemana ait şekil değiştirmeler de sabit olarak elde edilecektir.

4.2.5. Gerilme Hesabı

Gerilmeler (4.15) eşitliğinden bulunabilmektedir, fakat, üç boyutlu durumda asal gerilmelerin hesaplanması için (3x3) boyutlu olan gerilme tensörünün invaryantlarından yararlanılır. Gerilme tensörünün invaryantları,

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad (4.34a)$$

$$I_2 = \sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_x \sigma_z - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2 - \tau_{xy}^2 \quad (4.34b)$$

$$I_3 = \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2\tau_{yz}\tau_{xz}\tau_{xy} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{xz}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 \quad (4.34c)$$

şeklindedir. Buradan,

$$a = \frac{I_1^2}{3} - I_2, \quad b = -2\left(\frac{I_1}{3}\right)^3 - \frac{I_1 I_2}{3} - I_3, \quad c = 2\sqrt{\frac{a}{3}}, \quad \vartheta = \frac{1}{3}a \cos\left(-\frac{3b}{ac}\right) \quad (4.35)$$

yardımı ile asal gerilmeler aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\sigma_1 = \frac{I_1}{3} + c \cos \vartheta \quad (4.35a)$$

$$\sigma_2 = \frac{I_1}{3} + c \cos\left(\vartheta + \frac{2\pi}{3}\right) \quad (4.35b)$$

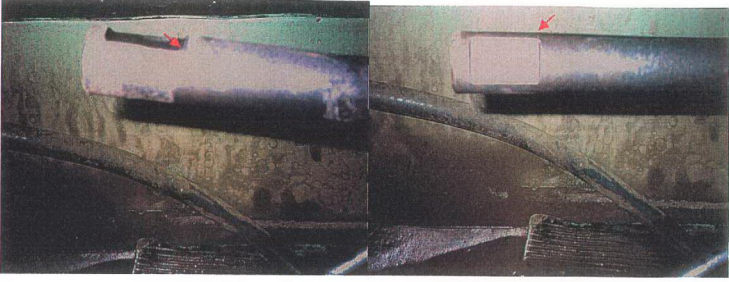
$$\sigma_3 = \frac{I_1}{3} + c \cos\left(\vartheta + \frac{4\pi}{3}\right) \quad (4.35c)$$

BÖLÜM 5

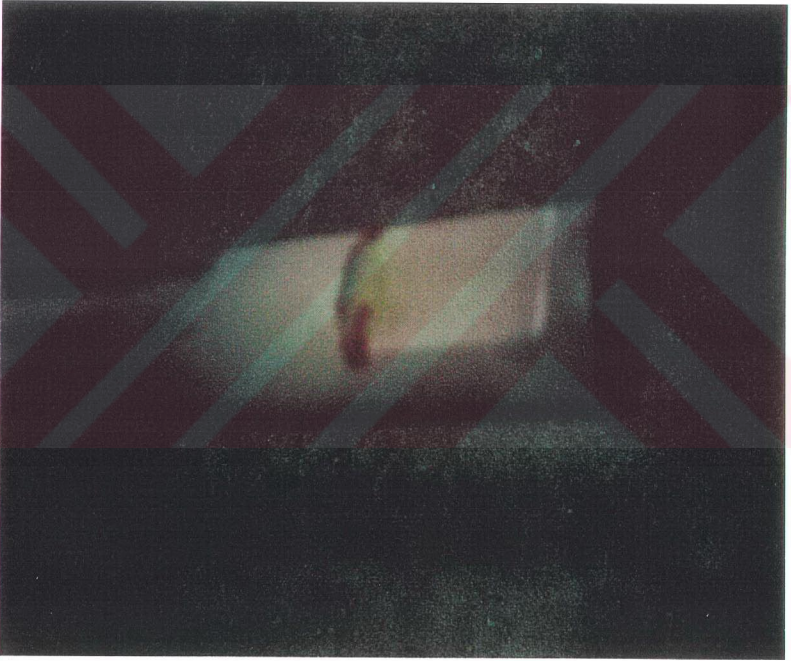
PALET SİSTEMİNDE PİMLERİN ŞEKİL OPTİMİZASYONU

5.1. Giriş

Palet sistemi aracın yürüten aksamını oluşturmaktadır, bu nedenle araç her hareket ettiğinde aracın ağırlığını taşımakta ve aracın ilerleyebilmesi için portör tekerlerine uygun bir satıh oluşturmaktadır. Aracın ağırlığı ve ivmelenmesi arttıkça palet sistemine gelen yük ve gerilim artmaktadır. Palet baklaları en az yük ve gerileme aracın altında olduğu zaman yani aracı taşıdığı zaman maruz kalır, en fazla gerilmeye ise cer kovani tarafından çekilirken maruz kalır. Palet sisteminde hasarlar genellikle yorulma ve aşınma sonucunda oluşmaktadır. Palet sisteminde en fazla hasar pimlerde görülmektedir. Görülen bu hasar pimlerin uç bağlantısına tutturulması maksadıyla açılan kama yuvasının iç köşesinde yorulma çatlağı şeklindedir. Bu yuvanın açılmasıyla pimde çentik etkisi oluşturulmaktadır. Çentik etkisi gerilme yoğunlaşmasına sebep olmakta sonuçta yorulma çatlakları görülmektedir. Şekil optimizasyonunun amacı yorulma çatlaklarının görüldüğü kama yuvalarının iç kısımlarına çap vererek çentik etkisini azaltmak ve sonlu elemanlar yöntemi ile sonuçları karşılaştırmaktır. Paletlerin metal kısımlarının ömürleri kauçuk kısımlardan çok daha fazladır, ömrünü tamamlayan kauçuk kısımlar fabrikada metalden ayrılarak kontrole tabi tutulmakta ve kontrol sonucu sağlam pimler tekrar kauçuk kaplanarak kullanılmaktadır. Pimler manyetik partikül yöntemi ile kontrole tabi tutulmaktadır. Bu yöntemde pimler önce manyetize edilmekte üzerine çatlağın görülmesini sağlayacak sıvı püskürtülmekte ve daha sonra ultraviyole ışık altında 0,7 KA uygulanarak çatlaklar tespit edilmektedir. Yapılan kontrol sonucu çatlak tespit edilen pim Şekil 5-1 de görülmektedir.



Şekil 5.1: Pimler manyetik partikül yöntemi ile kontrolü



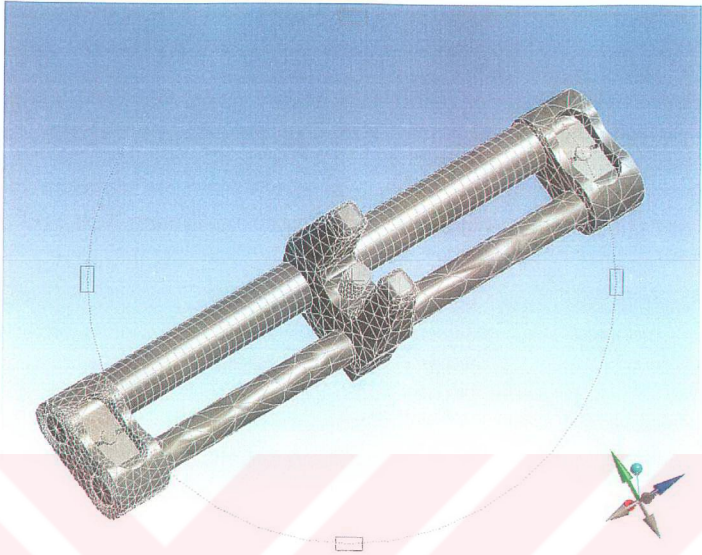
Şekil 5.2: Sıvı penetrasyon yöntemi ile tespit edilen çatlak

Şekil optimizasyonu fabrikada uygulanmış ve başlangıçta 3 olan iç köşe yarıçapları zamanla 5, 6 ve 9'a kadar çıkarılmış en son olarak 11 denenmektedir. Yapılan şekil optimizasyonunun sonlu elemanlar yöntemi ile analizi ve sonuçların karşılaştırılması

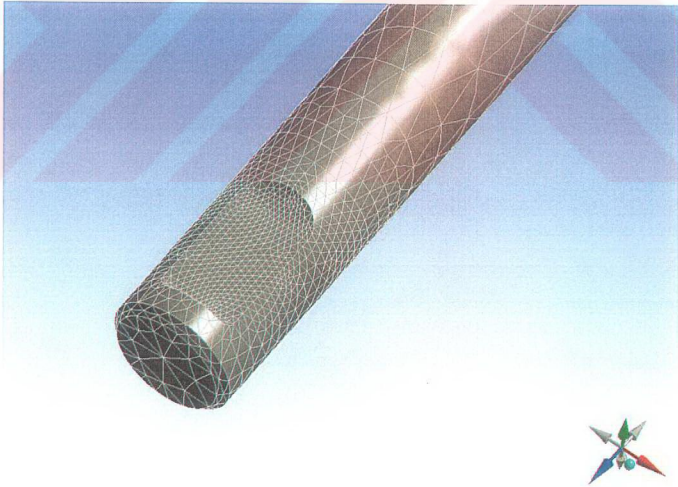
ile yapılan işlemin ne kadar doğru olduğu test edilmiş olacaktır. Tabi gerçek test arazi şartlarında araçların üzerinde olmaktadır.

5.2. Pimin Modellenmesi

Pimin modellenmesinde Solid-Works programı kullanılmıştır. Palet sistemi içinde pimin analizini yapabilmek için sadece pimin modellenmesi yeterli olmamaktadır. Öncelikle bütün parçaların gerçek boyutlara uygun olarak tek tek katı modeli oluşturulmuş, sonra bunlar birleştirilerek palet sistemi modellenmiştir. Pim sistem içinde diğer parçalarla etkileşimde bulunmakta yükün aktarılması çer dışlisinde uç bağlantısına oradan pime ve tekrar kauçuk kaplama, ve gövde vasıtasıyla diğer pime olmaktadır. Palet sisteminde pime en fazla yükün geldiği an çer dişli tarafında çekilme anıdır. Pimi gerçeğe ne kadar uygun modellersek o kadar doğru sonuç alabiliriz. Bunu sağlamak maksadıyla pime yükün iletildiği uç bağlantı elemanında modellenmesi ve analize dahil edilmesi gerekmektedir, palet gövdesine bu aşamada yükü uygun olarak verebildiğimizden dolayı gerek yoktur, yön çatalı ise ihmal edilmeyecek oranda çok tesir etmektedir. Sınır şartlarını dikkatli belirlenmesi gerekmektedir. Pimi tutan kısım gövde ters yönde çeken kısım ise uç bağlantısıdır. Uç bağlantısının içinde bulunan kama belli bir torkla sıkıştırıldığı için ihmal edilemez ve modele dahil edilmek zorundadır.



Şekil 5.3: Pim ve uç bağlantı modeli



Şekil 5.4: Pim modeli

5.3. Pimin Sonlu Elemanlar Programı İle Analiz Edilmesi

Pimin katı modeli oluşturulduktan sonra katı model sonlu elemanlar programına aktarılır. Sonlu elemanlar programında geometry kısmından parçanın özellikleri ve kullanılan malzeme girilir. Mesh bölümünde parçanın ağ yapısı oluşturulur. Ağ yapısı oluşturulurken dikkat edilecek konu analiz açısından önemli olan kısımların hassas bir ağ yapısı ile bölünmesi gerekli olmayan kısımlarda basitleştirme yapılmasıdır. Kontak elemanları birleştirilmiş parça için bilgisayar otomatik olarak atamaktadır. Sınır şartları belirlenirken aracın ilk harekete başlarken maruz kaldığı azami yük seçilmiştir. Bu yük pim başına 20 ton yani 200000 Newton dur. Yük pime uygulanırken uygulama noktası olarak uç bağlantı elemanı seçilmiş ve iki uca eşit olarak 100000 Newton uygulanmıştır. Sistemin sabit olarak tutulacağı noktalar seçilirken palet gövdesi sabit tutulmuştur. Analiz esnasında palet gövdesinin modellenmesinin çözüme fazla tesir etmediği tespit edilmiş, tutulacak nokta ikinci pim üzerinde seçilmiştir. Analiz programı olarak verilerin kolay değiştirilebilmesini sağlayan Ansys WorkBench programı kullanılmıştır.

Programın uygulama aşamaları Tablo 5.1’de gösterilmektedir.

Tablo 5.1 Programın Aşamaları

Katı Model Oluşturulması	Geometry
Kontak Elemanı Atanması	Contact
Ağ Yapısının Oluşturulması	Mesh
Sınır Şartlarının Tatbiki	Environment
Çözüm	Solution

5.3.1. Katı Modelin Programa Aktarılması

Bu bölümde CAD programı olan Solid Works ile çizdiğimiz birleştirilmiş katı model Ansys Workbench programı içinde açılır. Palette kullanılan her parça aynı özellikte değildir. Pim, uç bağlantısı ve yön çatalı dövme 4140 çeliği, palet gövdesi döküm 4140 çeliği pimin kaplamaları ise kauçuktur. Programın geometry bölümünden her parçanın malzeme özellikleri ayrı ayrı girilir. Malzeme özelliklerini normal mühendislik malzemeler için programın kütüphanesinden seçilebilir, fakat

analiz yaptığımız palet pimleri yüksek mukavemetli dövme çelikten imal edildikleri için parça özellikleri programın kütüphanesine eklememiz gerekmektedir. Kullanılan malzemenin özellikleri Tablo 5.2’de verilmiştir.

Tablo 5.2: 4140 çelik(dövme) özellikleri

Name	Type	Value
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	1.98×10^{11} MPa
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.3
Mass Density	Temperature-Independent	7,850.0 kg/mm ³
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	1.1×10^{-8} 1/°C
Specific Heat	Temperature-Independent	0.0 J/kg.°C
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	1,100.0 MPa
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	970.0 MPa
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	900.0 MPa
Compressive Ultimate Strength	Temperature-Independent	0.0 MPa

5.3.2. Kontak Elemanlarının Yerleştirilmesi

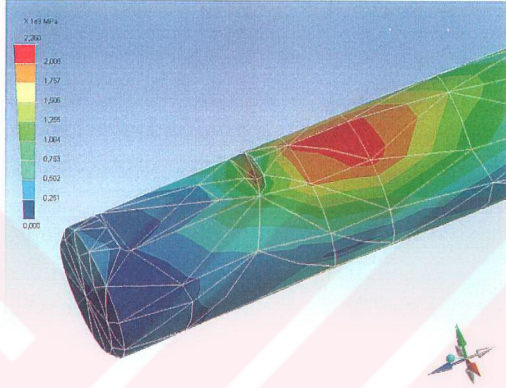
Katı modelini oluşturduğumuz parçaları birbiri ile ilişkilendirerek paleti oluştururuz. Bu sırada verdiğimiz her ilişki bir temas yüzeyi oluşturur, bu yüzeyler program tarafından otomatik olarak algılanmaktadır. Uygun ilişkiler manuel olarak ta girilebilmektedir.

Tablo 5.3: Kontak Elemanları

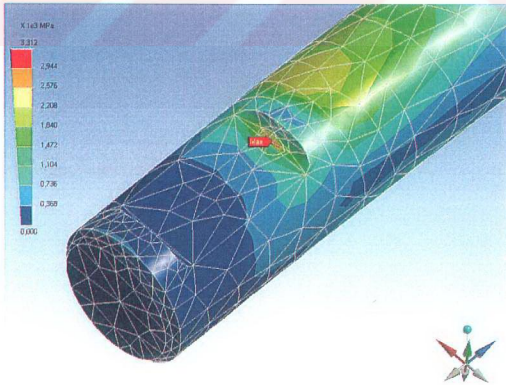
Name	Type	Associated Parts	Normal Stiffness	Scope Mode	Behavior
"Contact Region"	Bonded	"pim" and "ucbağlantı"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 3"	Bonded	"kama" and "ucbağlantı"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 4"	Bonded	"gövde" and "ucbağlantı"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 5"	Bonded	"kamacivata" and "ucbağlantı"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 8"	Bonded	"kama" and "pim"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 10"	Bonded	"kaucuk" and "pim"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 12"	Bonded	"catalaltı" and "pim"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 13"	Bonded	"catal" and "pim"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 25"	Bonded	"kamacivata" and "kama"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 27"	Bonded	"catalaltı" and "gövde"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 28"	Bonded	"catal" and "gövde"	Program Controlled	Automatic	Symmetric

5.3.3. Ağ Yapısının Belirlenmesi

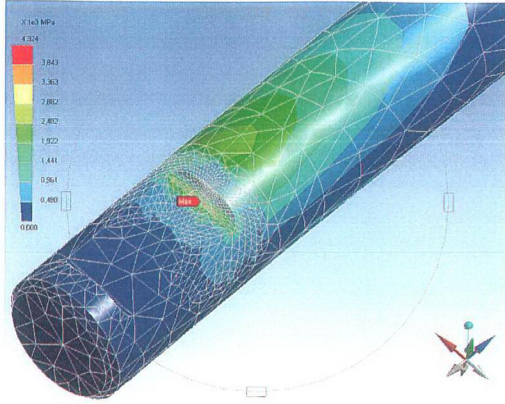
Sonlu elemanlar metoduyla analiz yapılırken seçilen eleman sayısının ve tipinin değiştirilmesiyle gerçek sonuca ne kadar yaklaşılabileceği Şekil 4.5 te açıklanmıştır. Farklı ağ yapıları kullanıldığında diğer özellikler değişmemesine rağmen sonuçlar farklı çıkmaktadır. Çok kaba ağ yapısı ve az sayıda eleman kullanılması her ne kadar çözümü kolaylaştırırsa da gerçek sonuçlardan o kadar uzaklaşmaktadır.



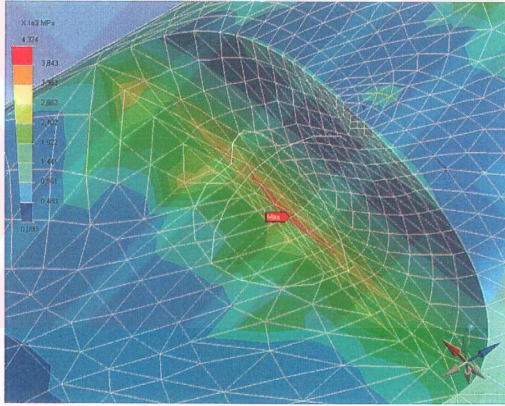
Şekil 5.5: Kaba ağ yapısı ile analiz



Şekil 5.6: Hassas ağ yapısı seviye1 ile analiz



Şekil 5.7: Hassas ağ yapısı seviye2 ile analiz



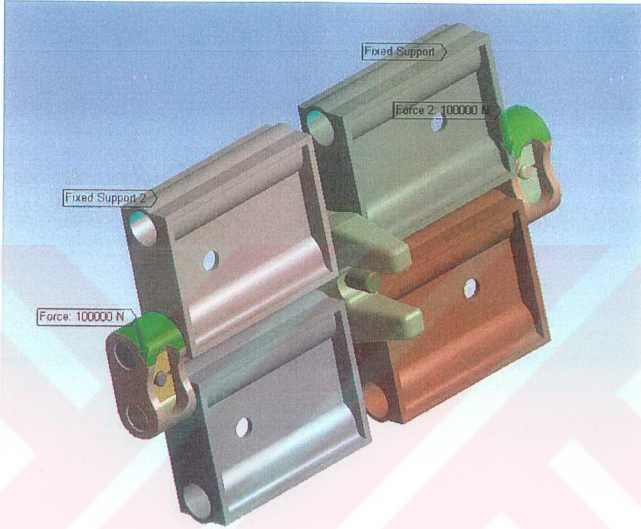
Şekil 5.8: Hassas ağ yapısı seviye2 ile analiz

Aynı sınır şartlarının ve malzeme özelliklerinin uygulandığı fakat farklı ağ yapılarının kullanıldığı 3 farklı analizde (Şekil 5.5, 5.6, 5.7) gerilme yoğunlaşmasının olduğu noktanın yerinin ve değerinin nasıl değiştiği görülmektedir.

5.3.4. Sınır Şartlarının Tatbiki

Palet sistemi analiz edilirken palete gelen azami yük dikkate alınarak analiz yapılmıştır. Yapılan testler sonucu pimlere ortalama 7500 kg.lık bir yük etki etmektedir. Gelen azami yük ise 20000 kg. kadardır. Pimin en fazla nereden gerilmeye

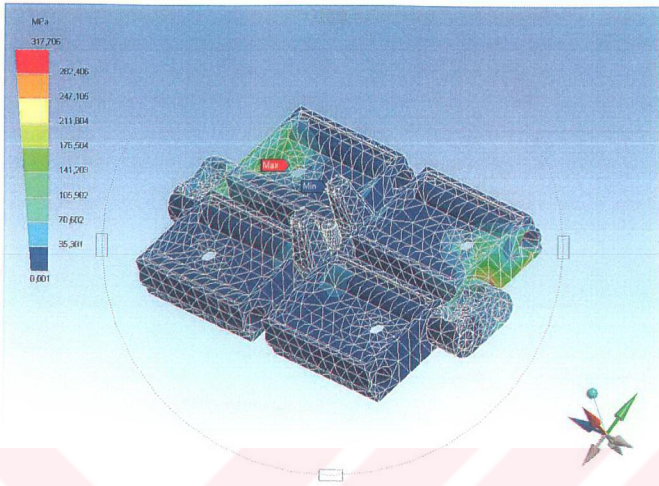
maruz kaldığını tespit edebilmek için yük başlangıçta uç bağlantı elemanı üzerinden yani palet baklası cer dişlisinden geçerken uygulanmış ve analiz edilmiştir. Diğer çözümlerde ise pimi yük palet gövdesinin bulunduğu noktadan yani palet baklası cer dişlisine gelmeden önce uygulanmıştır. Pimlerin sabitlendiği nokta ise yine palet gövdesi olarak alınmıştır.



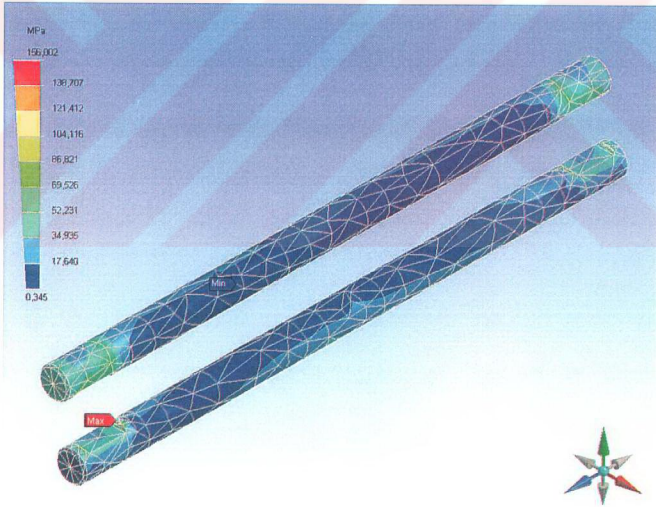
Şekil 5.9: Tüm sistem yük tatbiki

5.3.5. Sonlu Elemanlar Modelinin Çözdürülmesi

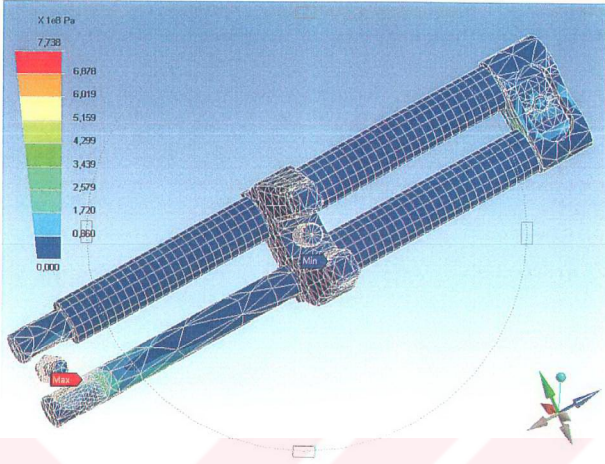
Sonlu elemanlar programı ile yapılan gerilme (stress) analizi sonucu pime açılan kama yuvasında köşe yarıçapları büyüdükçe gerilme yoğunlaşmasının azaldığı görülür.



Şekil 5.10: Tüm sistemin analiz sonucu



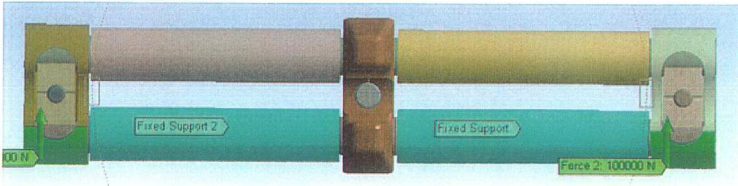
Şekil 5.11: Tüm sistemin modellenmesi ile elde edilen pim analiz sonucu



Şekil 5.12: Tüm sistemin modellenmesi ile elde edilen analiz sonucu

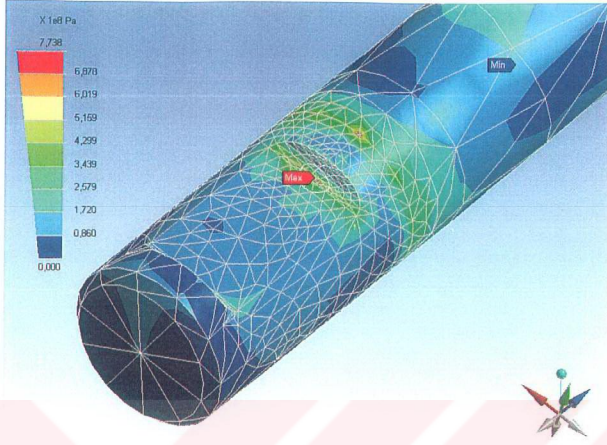
Pimlere açılan kama yuvalarının iç köşe çaplarını değiştirerek yapılan analizlerde gerilme yoğunlaşmasının olduğu yerin kama yuvasının iç kısmı olduğu görülmüştür. Fabrikaya gelen pimlerde görülen çatlaklarında bu noktalarda görülmesi analizin doğru sonuç verdiğini göstermektedir. Pimlerde çentik etkisi nedeniyle yorulmaya sebep olan kama yuvalarının iç köşelerine verilecek 5, 6, 9 ve 11mm'lik yarıçapların gerilme yoğunlaşmasını azaltıcı etkisi olacaktır.

Analiz esnasında işlemleri hızlandırmak amacıyla palet gövdesi analizden çıkarılmış ve palet kauçuk pedin dış yüzeyinden tutulmuştur. Analizlere temel olan yük tatbiki Şekil5.13'te görülmektedir. Kauçuk kaplama gövde içinde yayılarak %95-98 oranında pim ile gövde arasındaki boşluğu doldurmaktadır. Gerçek sonuca yaklaşabilmek için kauçuk palet gövdesindeki boşluğu dolduracak şekilde modellenmiştir.



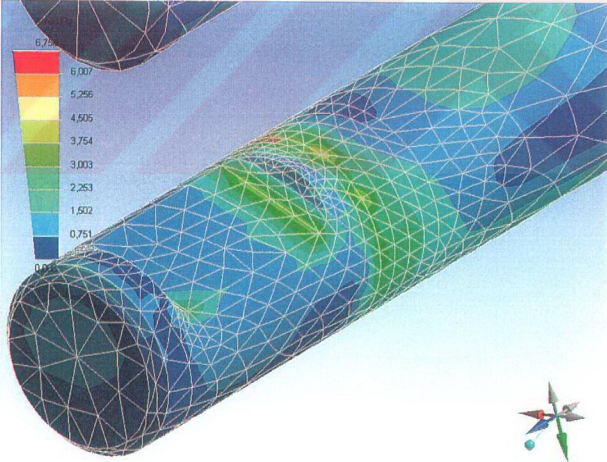
Şekil 5.13: Analize esas yük tatbiki

Kama iç köşe yarıçapı 3mm olan pimin analizi:



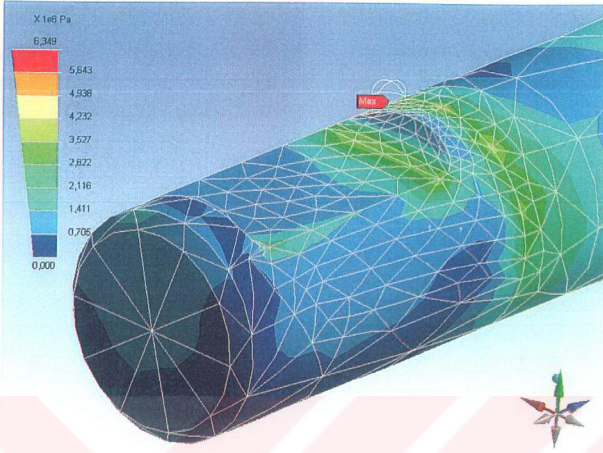
Şekil 5.14: Kama yuvasına 3mm yarıçap verilmesi elde edilen analiz sonucu

Kama iç köşe yarıçapı 5mm olan pimin analizi:



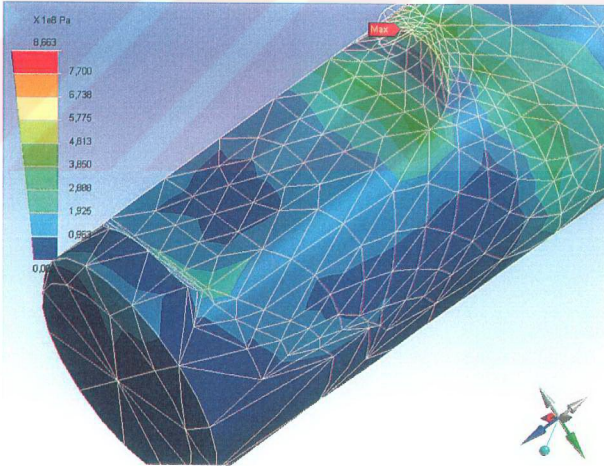
Şekil 5.15: Kama yuvasına 5mm yarıçap verilmesi elde edilen analiz sonucu

Kama iç köşe yarıçapı 6mm olan pimin analizi:



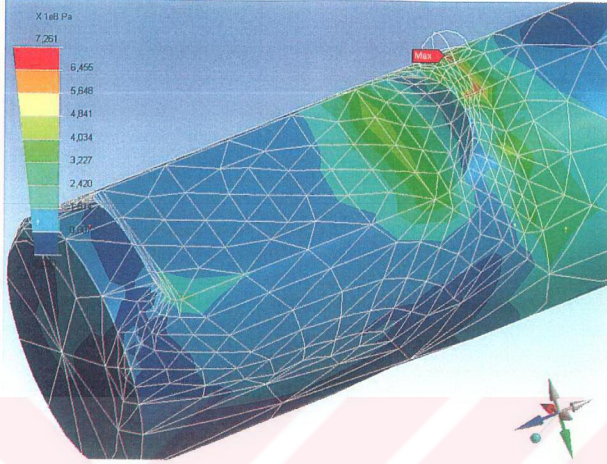
Şekil 5.16: Kama yuvasına 6mm yarıçap verilmesi elde edilen analiz sonucu

Kama iç köşe yarıçapı 9mm olan pimin analizi:



Şekil 5.17: Kama yuvasına 9mm yarıçap verilmesi elde edilen analiz sonucu

Kama iç köşe yarıçapı 11mm olan pimin analizi:



Şekil 5.17: Kama yuvasına 11mm yarıçap verilmesi elde edilen analiz sonucu

Analiz sonucunda kama yuvasının iç çapı büyüdükçe gerilme yoğunlaşmasının olduğu kısımda gerilme değerleri düşmekte ve gerilmenin azami olduğu nokta kama yuvasından farklı bir bölge olmaktadır.

Tablo 5.4: Kama yuvasında oluşan gerilmenin yarıçaplara göre değişimi

Yarıçap(mm)	Kama yuvasında oluşan azami gerilme(Mpa)	Gerilme yoğunlaşmasının olduğu yer
3	774	Kama yuvası
5	529	Pim Gövdesi
6	491	Pim Gövdesi
9	481	Pim Gövdesi
11	484	Pim Gövdesi

BÖLÜM 6

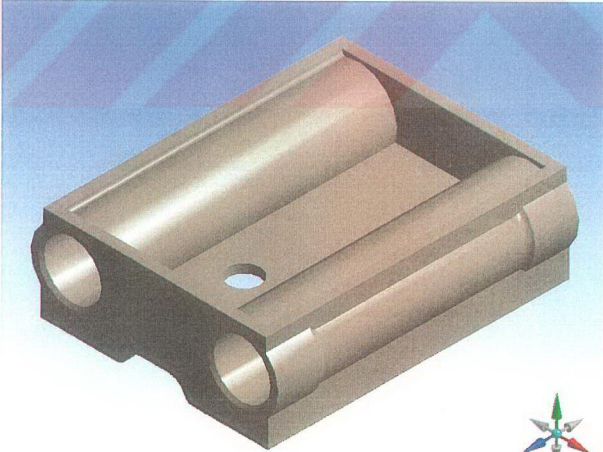
PALET SİSTEMİNDE GÖVDENİN AĞIRLIK OPTİMİZASYONU

6.1. Giriş

Bir tankın veya kundağı motorlu obüsün ortalama ağırlığının 50 ton olduğu ve bunun yaklaşık 5 tonluk kısmının paletten oluştuğunu düşünürsek palet sisteminde ağırlık optimizasyonunun önemini anlayabiliriz. Palet sistemi aracın yaklaşık ağırlığının %10'luk bir kısmını teşkil etmektedir.

6.2. Palet Gövdesinin Modellenmesi

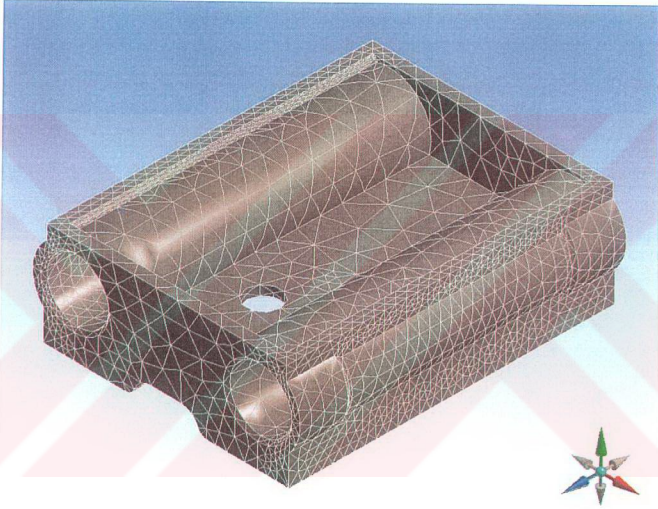
Palet gövdesinin modellenmesinde pimin katı modelini oluşturulurken kullandığımız Solid-Works programı kullanılmıştır. Palet gövdesinin ağırlık optimizasyonunu yapabilmek için sadece gövdenin modellenmesi yeterli olmaktadır. Katı model teknik resme uygun boyutlarda modellenmiştir.



Şekil 6.1: Palet gövdesi

6.3. Katı Modelin Programa Aktarılması

Bu bölümde CAD programı olan Solid Works ile çizdiğimiz birleştirilmiş parça Ansys Workbench programı içinde açılır. Palette kullanılan her parça aynı özellikte değildir. Programın geometry bölümünden parçanın malzeme özellikleri ayrı ayrı girilir. Malzeme özelliklerini normal mühendislik malzemeler için programın kütüphanesinden seçilebilir, fakat analiz yaptığımız palet gövdesi yüksek mukavemetli dökme çelikten imal edildikleri için parça özellikleri programın kütüphanesine eklememiz gerekmektedir.



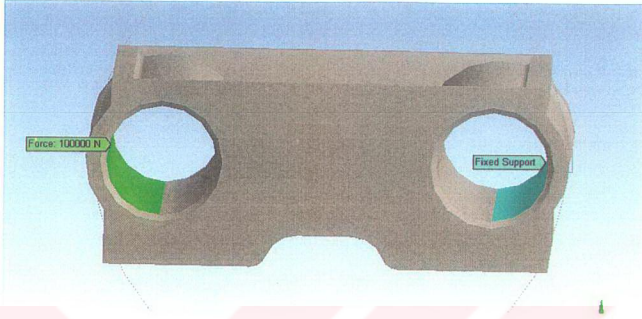
Şekil 6.2: Ağırlık optimizasyonu için kullanılan palet gövdesi

Programın Malzeme kütüphanesine eklediğimiz döküm 4140 çeliğinin özellikleri dövme yapıdan daha düşük mukavemet değerlerine sahiptir.

6.4. Sınır Şartlarının Tatbiki

Palet gövdesinin ağırlık optimizasyonu için palet sadece cer dişlisi tarafında çekildiği anda uygulanan kuvvet verilerek çözüm elde edilmiştir. Herhangi bir emniyet katsayısı kullanılmamıştır. Bu nedenle palet gelen azmi yük üzerinden hesaplamalar yapılmıştır. Genel olarak gövde için 100000 Newton'luk yük

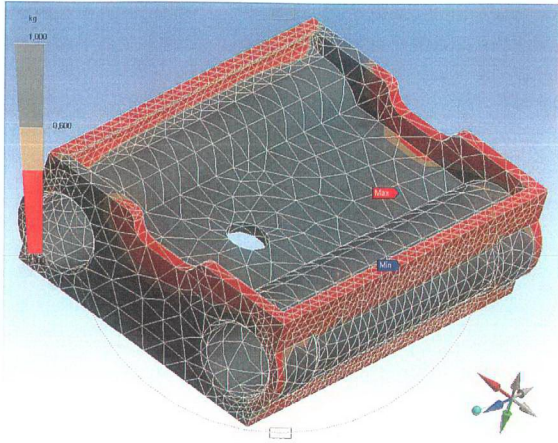
kullanılmıştır. Palet gövdesi pim yuvasından sabitlenerek sınır şartları tatbik edilmiştir. Ağırlık optimizasyonu yapılırken kauçuk kaplamanın etkisi ihmal edilmiştir.



Şekil 6.3: Sınır şartlarının tatbiki

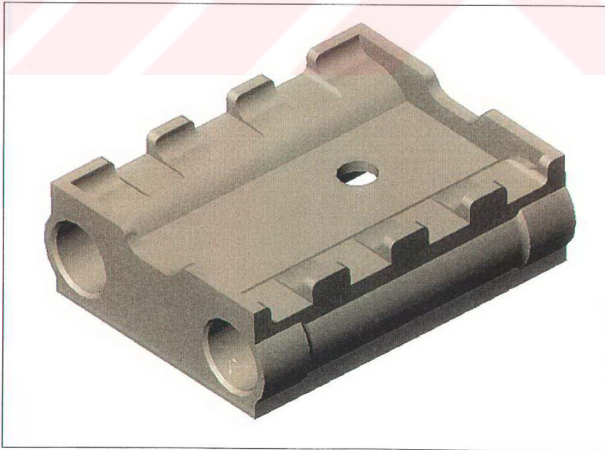
6.5. Sonlu Elemanlar Modelinin Çözdürülmesi

ANSYS paket programı ile yaptığımız palet gövdesinin ağırlık optimizasyonu ile elde ettiğimiz sonuç bize ağırlık azaltabileceğimiz noktaları göstermektedir. Her palet baklasında iki gövde bulunmaktadır. Ağırlık optimizasyonu sonucu alınan değer her gövdede 600 gr.lık bir azaltmaya imkanı vermektedir. Fakat aracın çalışma koşulları ve kauçuk aksam dikkate alınarak yapılan ağırlık azaltması buna imkan vermemektedir. Analiz yapılırken statik yükler kullanılması ve sınır şartları belirlenirken palet gövdesinde pim yuvalarının tüm yüzeyinin seçilmesi sonucu etkilemektedir.



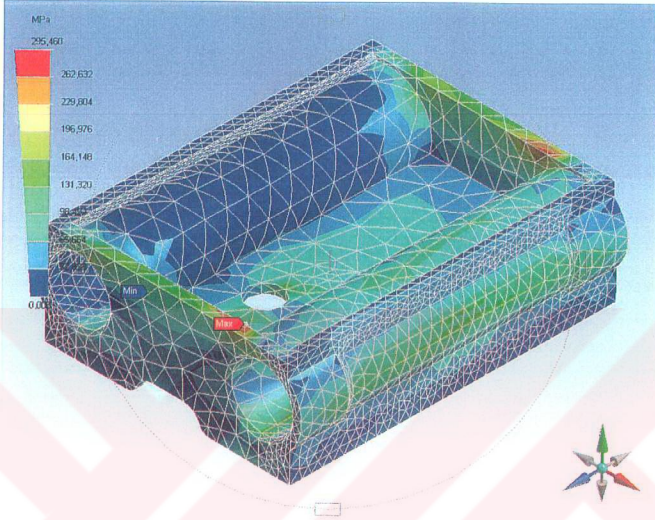
Şekil 6.4: Ağırlık optimizasyonu sonucu palet gövdesi

Şekil 6.4'te görüldüğü gibi optimizasyon sonucunda, palet gövdesinde kauçuk pedi tutması için eklenen dış kısımlarda ağırlık azaltılması yapılabileceği gösterilmektedir. Fakat bu kısımların kesilmesi kauçuk pedin aşınmasını ve sıyrılmasını arttıracığından sakıncalıdır. Bu nedenle bu kısımlar kauçuk pedi tutacak biçimde Şekil 6.5 de azaltılmıştır.



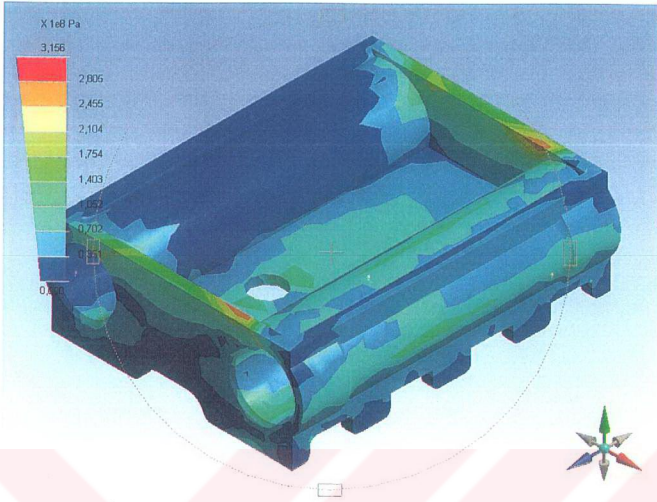
Şekil 6.5: Optimizasyona göre palet gövdesi üzerinde yapılan değişiklik

Ağırlık optimizasyonu sonucunda yaklaşık olarak her gövdede 200 gr.lık bir azaltma sağlanmıştır. Araçta 170 adet palet baklası olduğu düşünüldüğünde palet baklası başına 400gr. Toplamda ise 68 kg.lık bir ağırlık optimizasyonu yapılmıştır.



Şekil 6.6: Ağırlık optimizasyonu öncesi palet gövdesi gerilme dağılımı

Ağırlık optimizasyonu öncesi palet gövdesi gerilme analizi Şekil 6.6'te görülmektedir. Ağırlık optimizasyonu sonucunda yapılan gerilme analizi ise Şekil 6.7'da görüldüğü gibidir. Ağırlık optimizasyonu sonucu gerilme yoğunlaşmasının olduğu bölgeler değişmemiştir.



Şekil 6.7: Ağırlık optimizasyonu sonucunda palet gövdesi gerilme analizi

Ağırlık optimizasyonu ile hedeflenen aracın yürüyen aksamının hafifletilmesidir. Fakat palet sistemi önceden ağırlık optimizasyonu ile geliştirildiğinden hedeflenen miktarda bir ağırlık optimizasyonuna gidilememiştir. Yapılan analiz sonucu bilgisayar 600 gr.dan fazla miktarda ağırlığın azaltılabileceğini gösterse de paletin kauçuk aksamı buna imkan vermemektedir. Yapılan bu analizde statik yükler kullanılmıştır. Dinamik analiz yapan bilgisayar programları kullanıldığında daha başarılı sonuçlar alınabilir.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Yapılan analiz sonuçları incelendiğinde 5nci bölümde palet pimlerinin kama yuvalarında yapılan şekil optimizasyonu ile çentik etkisi azaltılarak pimlerin yorulma ömürlerinin arttırılması hedeflenmiştir. Sadece pimlerin şekil optimizasyonu ile yetinmeyip pimleri kama ile beraber şekil optimizasyonuna tabi tutarak daha sağlıklı sonuçlar alınabilir. 5nci bölümde iç köşe yarı çaplarının arttırılması çentik etkisi sonucu oluşacak gerilme yoğunlaşmasının yerini değiştirerek pimin ömrünü etkilemektedir.

Pimin optimizasyonu kadar pimi uç bağlantı içinde tutan kamanın da optimize edilmesinde yarar vardır. Bu çalışmada sadece pime açılan kama yuvasını incelenmiştir. Kama ile ilgili çalışma yapılmamıştır , kamanın pime temas eden yüzeyi kavisli olarak üretilip test edilmesi farklı sonuçlar verebilir.

Palet sistemi için hayati öneme sahip olan ağırlık optimizasyonun ele alındığı 6ncı bölümde yapılan analiz sonucu elde edilen değerler çok düşüktür bunun sebebi T-417A paletinin T-417 paletinde optimize edilerek geliştirilmiş olmasıdır. Analiz sonucu elde edilen kısım üzerine yük gelmemesine rağmen sınır şartları belirlenirken çözüme dahil etmediğimiz alt ve üst pedin tutunduğu dış kenardır. Bu kenarın kesilmesi kauçuk pedlerin palet gövdesinden daha çabuk sıyrılmasını sağlayacağı için sakıncalıdır. Bu nedenle paletin bu kısmında kademeli olarak parça çıkarılması ve kauçuk pedi tutması için bazı bölümler bırakılmıştır.

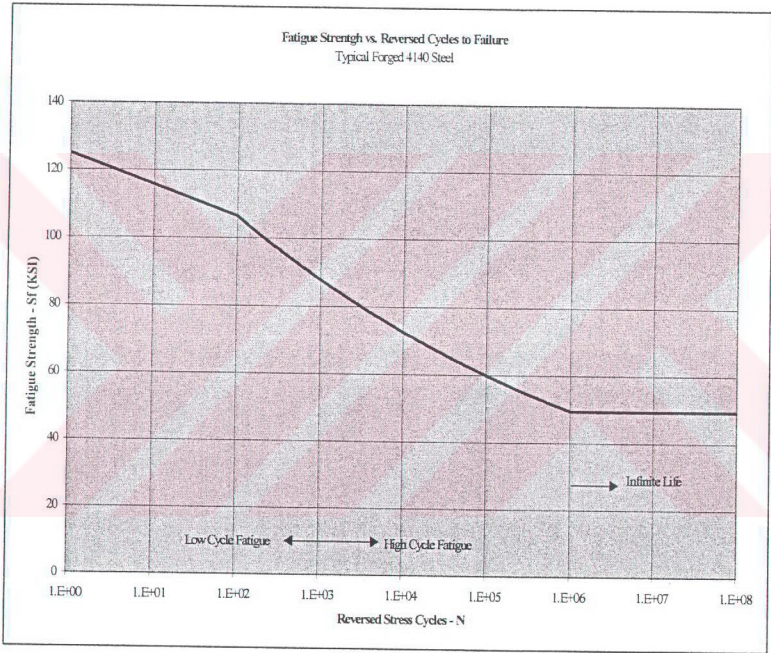
..

KAYNAKLAR

- [1] www.wikipedia.com Tank history
- [2] Özlü, F., 1997. Modern Tank Sistemi Ne Olmalı?, *Savunma Sanayiindeki Teknolojik Gelişmeler Sempozyumu*, KHO, Ankara, 5-6 Haziran, s. 795-804.
- [3] KKY 315-1, 2000. Kara Harp Silah ve Araçları Yardımcı Yayını, K.K. Basımevi ve Basılı Evrak Depo Müdürlüğü, Ankara
- [4] Military books: **Vehicle design handbook**, 1967. Section 11, Tracked vehicle
- [5] KKT 9-2530-200-24, 2000. Paletler ve Aksamı Denetleme, Sınıflandırma Standartları, 2,3 ve 4ncü Kademe Bakımı, K.K.Basımevi, Ankara
- [6] www.diehl.com
- [7] www.panzergruppe.com, september 1996, All about tracks
- [8] Aran, A., 1999. Metal Döküm Teknolojisi, Birsan Yayınevi, İstanbul
- [9] **Metals Handbook Volume 1**, 1990. Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys, USA
- [10] Şen, U., 1993. Çeşitli Yenileme İşlemlerine Uğratılan SAE 4140 Tank Palet Çeliklerinin Özellikleri, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [11] Kayalı, S. ve diğ., 1997. Hasar Analizi Ders Notları, Metalurji Mühendisleri Odası, İstanbul
- [12] Topcu, M. ve Taşgetiren, S., 1998. Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Matbaası, Denizli
- [13] Şanlıtürk, K., Finite Element Method Course Notes
- [14] Huebner, K.H., 1974. Stres Analysis And Much More, *Machine Design*, January 1974, 92-99.
- [15] Beer, G. ve Watson, J.O., 1994. Introduction to Finite and Boundary Element Methods for Engineers, John Wiley

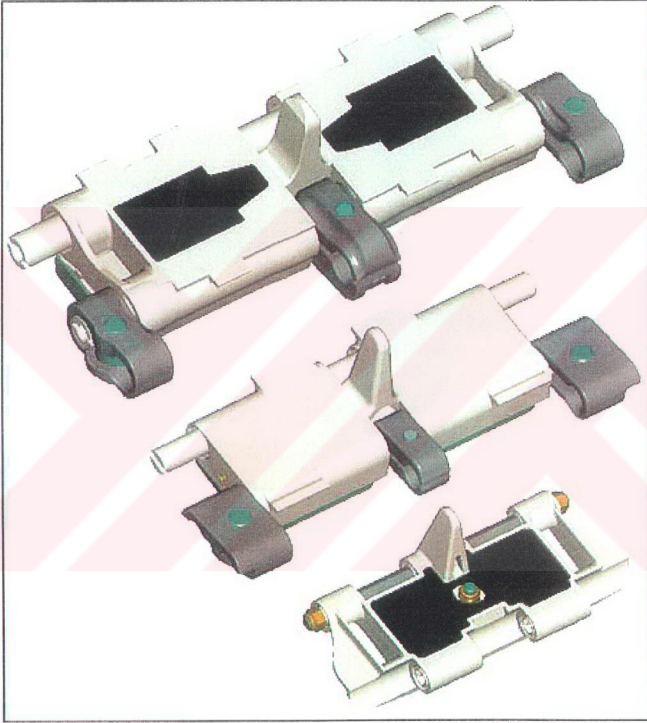
EKLER

EK-A

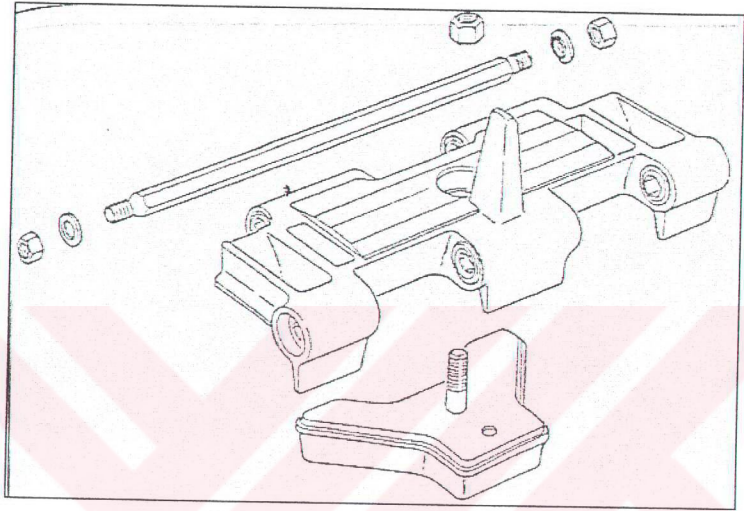


Şekil A-1: 4140 çeliğine ait S-N eğrisi

EK-B



Şekil B-1: İngiliz tank paletleri



Şekil B-2: Hegzagonal tek pimli palet

ÖZGEÇMİŞ

İlker CAN 1975 yılında Tekirdağ'da doğmuştur. İlkokulu Elazığ'da liseyi ise Konya'da Meram Anadolu lisesinde tamamlamıştır. 1993 yılında Kara Harp Okuluna girmiş ve 1997 yılında Piyade Teğmen olarak mezun olmuştur. 1997 yılında Piyade Okul Komutanlığında ve Dağ Komando Okul Komutanlığında subay temel kursunu tamamlayarak 9ncu P.Tüm. 57nci Komd. Tb.'na tayin olmuştur. 2001 yılında Dağ Komd. Okulu ve Eğt Mrk. K.'lığına tayin olmuş, bu görevi esnasında K.K.K. adına yüksek lisans yapmaya hak kazanmış ve 2002 tarihinde İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Savunma Teknolojileri Bölümü, Malzeme, Tasarım, ve İmalat Teknolojileri bölümünde yüksek lisans eğitimine başlamıştır.