

**BASAMAK ÇIKABİLEN ELEKTRİKLİ
YÜK ARABASI TASARIMI**

KADİR ER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

EYLÜL - 2006

**ELECTRIC POWERED
STAIR CLIMBING LIFT CAR DESIGN**

KADİR ER

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of MECHANICAL ENGINEERING

SEPTEMBER - 2006

BASAMAK ÇIKABİLEN ELEKTRİKLİ YÜK ARABASI TASARIMI

Kadir Er

Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman: Prof. Dr. Soner Alanyalı

Eylül-2006

KADİR ER' in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “BASAMAK ÇIKABİLEN ELEKTRİKLİ YÜK ARABASI TASARIMI” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Üye : Prof.Dr. Soner ALANYALI

Üye : Yard.Doç.Dr. Nedret AYDINBEYLİ

Üye : Yard.Doç.Dr. Macit NURBAŞ

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. M. Abdurrahman KARAMANCIOĞLU

Enstitü Müdürü

ÖZET

Bu çalışmada basamak çıkabilen elektrikli bir yük arabasının prototipinin tasarımı ve imalatı hedeflenmiştir. Bu sistem özellikle taşınacak yüklerin insan gücü dışında taşınmasına izin vermeyen fiziki şartlarda ve sürekli yer değiştirecek yüklerin taşınmasında kullanılabilmesi amacıyla yapılmıştır.

SUMMARY

The scope of this study is to design and manufacture a stair climbing lift car prototype. This system is especially designed for unsuitable physical conditions where transport is dependent on labor force and for continuous transportation.

After making design calculations of prototype model manufacturing of car is realized.

TEŞEKKÜR

Gerek derslerimde ve gerekse tez alıőmalarında, bana danıőmanlık ederek, beni yönlendiren ve her türlü olanağı sağlayan danıőmanım Prof. Dr. Soner ALANYALI'ya ve derslerini aldığım Yard. Do. Dr. Ali MALKO'a teőekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiv
1. TRANSPORT TEKNİĞİ.....	1
1.1. Transport Tekniğinin Tanımı	1
1.1.2. Transport tekniğinin ilişkileri.....	2
1.2. Transport Tekniğinin Tarihçesi.....	3
1.3. Endüstriyel Taşıma.....	3
1.3.1. Dış taşıma.....	5
1.3.2. İç taşıma	5
1.4. Transport Makinalarının Sınıflandırılması.....	5
1.4.1. Kesikli taşıyıcılar	7
1.4.2. Transport ekipmanları ve seçim kriterleri	8
1.4.3. Geniş ve sınırsız alanda çalışabilen araçlar.....	9
2. YÜK TAŞIMADA KULLANILAN EL ARABALARI	11
2.1. Basamak Çıkabilen Araçlar.....	12
3. MEKANİZMA BOYUTLARI.....	14
3.1. Basamak Boyutları	14
3.2. Yuvarlanma Yarıçapı	15

3.2.1. Basamak yüksekliği ve genişliğinin minimum olması durumunda yuvarlanma yarıçapı (r_1).....	16
3.2.2. Basamak yüksekliği minimum ve genişliğinin maksimum olması durumunda yuvarlanma yarıçapı (r_2).....	17
3.2.3. Basamak yüksekliği maksimum ve genişliğinin minimum olması durumunda yuvarlanma yarıçapı (r_3).....	17
3.2.4. Basamak yüksekliği ve genişliğinin maksimum olması durumunda yuvarlanma yarıçapı (r_4).....	17
4. GÜÇ HESABI.....	19
4.1. Basamak Çıkabilmek İçin Gerekli Moment (M_{d4}).....	19
4.2. Tekerlek Taşıyıcı Plakanın Hareket Pozisyonları.....	21
4.2.1. Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_1 = 0^0$ pozisyonu.....	21
4.2.2. Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_2 = 30^0$ pozisyonu.....	23
4.2.3 Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_3 = 60^0$ pozisyonu.....	24
4.2.4 Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_4 = 90^0$ pozisyonu.....	25
4.2.5 Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_5 = 120^0$ pozisyonu.....	26
4.3. Sistemin Merdiveni Çıkabilmesi için Gerekli Güç (P_4).....	27
4.4. Zincir Mekanizması.....	28
4.4.1. Döndüren zincir dişli devri (n_3).....	28
4.4.2. Döndüren zincir dişli döndürme momenti (M_{d3}).....	28
4.4.3. Döndüren zincir dişli gücü.....	28
4.5. Redüktör ve Motor Seçimi.....	29
4.6. Elektrik Motoru Döndürme Momenti (M_{d1}).....	29
4.7 Redüktör Giriş Döndürme Momenti (M_{d2}).....	30
4.7.1. Redüktör giriş gücü (P_2).....	30

4.8. Redüktör Çıkış Döndürme Momenti (M_{d3}).....	30
4.8.1. Redüktör Çıkış Gücü (P_3).....	30
4.9. Yürütme Ünitesi Döndürme Momenti (M_{d4}).....	30
4.9.1. Yürütme Ünitesi Gücü (P_4).....	31
5. ZİNCİR DİŞLİ MEKANİZMASI.....	32
5.1. Döndüren Zincir Çarkın Diş Sayısının Tespiti (Z_3).....	32
5.2. Döndürülen Zincir Çarkın Diş Sayısının Tespiti (Z_4).....	33
5.3. Zincirin Seçilmesi	34
5.4. Döndüren Dişli Çarkın Bölüm Dairesi Çapı (D_{03}).....	37
5.5. Döndüren Zincir Dişli Bölüm Dairesi Çapı (D_{04}).....	39
5.6. Sarma Açısı (β)	40
5.7. Zincir Bakla Sayısı (x).....	40
5.8. Zincir Uzunluğu (L_z).....	41
5.9. Zincir Hızı (V_z)	41
5.10. Zincir Mekanizmasını Etkileyen Kuvvetler.....	41
5.10.1. Döndüren dişli çark çevresel kuvveti (F_t).....	42
5.10.2. Ağırlık kuvvet (F_g)	42
5.10.3. Merkezkaç kuvvet (F_c).....	43
5.10.4. Zincir Miline Etkiyen Kuvvet (F_n).....	43
5.11. Zincirin Mukavemet Kontrolü	43
5.11.1. Aşınmaya Göre Mukavemet Kontrolü.....	43
5.11.2. Kopmaya karşı mukavemet kontrolü	45
5.12. Zincir Ömrü.....	46
5.13. Zincirin Sehimi (δ).....	46

5.14. Zincirin Yağlanması.....	47
6. YÜRÜTME MEKANİZMASI	48
6.1. Ana Tahrik Mili.....	48
6.1.1. Ana Tahrik mili Kesme Kuvveti ve eğilme momenti	49
6.1.2. Ana tahrik mili Çapının Hesabı.....	51
6.2. Rulmanlı Yatak Hesabı	51
6.3. Tekerlek Taşıyıcı Plakanın Mukavemet Kontrolü	52
7. PİM VE PERNO HESABI	55
7.1. Redüktör Mili ile Küçük Dişli Arasındaki Pim Hesabı	55
7.2. Mil ile Döndürülen Dişli Arasındaki Pim Hesabı	57
7.3. Taşıyıcı Plaka ile Tekerlekler Arasındaki Pernoların Hesabı	59
8. ARABA İSKELETİ MUKAVEMET KONTROLÜ	61
9. CİVATA KONTROL HESABI.....	65
9.1. Redüktör Bağlantı Civataları Kontrolü	65
10. SONUÇ	68
11. KAYNAKLAR DİZİNİ.....	70

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Kesikli çalışan transport makinalarının çalışma süresi	7
Şekil 1.2. Forklift	10
Şekil 1.3. Transpalet.....	10
Şekil 2.1. Taşıma arabaları.....	11
Şekil 2.2. El arabaları.....	12
Şekil 2.3. Basamak çıkabilen araçların kullanım alanları	13
Şekil 3.1. Basamak boyutları	14
Şekil 3.2. Taşıyıcı plaka ile basamak boyutları arasındaki ilişki	15
Şekil 3.3. Yuvarlanma yarıçapı.....	16
Şekil 4.1. Mekanizma Tahrik Sistemi.....	19
Şekil 4.2. Taşıyıcı plaka basamak çıkış pozisyonu	20
Şekil 4.3. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_1 = 0^0$ pozisyonu.....	21
Şekil 4.4. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_2 = 30^0$ pozisyonu	23
Şekil 4.5. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_3 = 60^0$ pozisyonu	24
Şekil 4.6. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_4 = 90^0$ pozisyonu	25
Şekil 4.7. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_5 = 120^0$ pozisyonu	26
Şekil 5.1. Rulolu manşonlu zincirlerin güç iletme kabiliyeti	34
Şekil 5.2. Zincir dişli şematik görünüşü.....	37
Şekil 5.3. Zincir Sehimli	46
Şekil 6.1. Ana Tahrik Mili	48
Şekil 6.2. Ana tahrik mili yük durumu.....	49
Şekil 6.3. Ana tahrik mili kesme kuvveti ve eğilme moment diyagramları.....	50

Şekil 6.4. Taşıyıcı Plaka.....	53
Şekil 6.5. Atalet moment kesiti.....	53
Şekil 7.1. Pim bağlantısı.....	55
Şekil 7.2. Taşıyıcı tekerlek bağlantısı	59
Şekil 8.1. Çift taraflı köşe kaynağı.....	63
Şekil 9.1. Redüktör bağlantı civatalarının maruz kaldığı kuvvetler.....	65
Şekil 10.1. Özel donanımlı araçlar.....	69

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 5.1. Tavsiye edilen çark diş sayısı	33
Çizelge 5.2. Güç Faktörü (K_p)	35
Çizelge 5.3. K_0 çalışma faktörü	35
Çizelge 5.4. Zincir Boyutları	36
Çizelge 5.5 P^* emniyetli yüzey basınç değerleri	44
Çizelge 5.6. K_a aşınma faktörü değerleri.....	45
Çizelge 5.7. Zincir hızına bağlı yağlama metotları	47
Çizelge 6.1. Devir Sayısı ve Yük Emniyet Derecesine Bağlı Rulman Ömrü.....	52
Çizelge 8.1. Dinamik Zorlanmalar için kaynak faktörü.....	61

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
h	: basamak yüksekliği
s	: basamak genişliği
r	: yuvarlanma yarıçapı
R	: tekerlek yarıçapı
M_d	: Döndürme momenti
F_g	: ağırlıktan dolayı oluşan kuvvet
α	: tekerlek taşıyıcı plakanın yatayla yapmış olduğu açı
F_x	: düşey düzlemdeki tekerleğe uygulanan tepki kuvveti
F_{sx}	: düşey düzlem ile tekerlek arasında oluşan sürtünme kuvveti
F_y	: yatay düzlemde tekerleğe uygulanan tepki kuvveti
F_{sy}	: yatay düzlem ile tekerlek arasında oluşan sürtünme kuvveti
μ	: lastik ile beton arasındaki kuru sürtünme katsayısı
P	: güç
n	: devir
η	: verim
\dot{I}	: çevrim oranı

V	: çevresel hız
Z	: diş sayısı
P^*	: güç iletme kabiliyeti
K_0	: çalışma faktörü
K_a	: aşınma faktörü
\hat{C}	: Bir dişin gördüğü merkez açısı
D_0	: Bölüm dairesi çapı
D_d	: Dişdibi dairesi çapı
$D_{\dot{u}}$: Dişüstü dairesi çapı
t	: röleli zincir adımı
b_0	: diş boşluğu
β	: zincir sarma açısı
x	: bakla sayısı
δ	: sehim
σ_{AK}	: akma gerilmesi
σ_{em}	: emniyet gerilmesi
S	: emniyet katsayısı
c	: dinamik yük sayısı
I	: atalet momenti

D_G	: döndüren zincir dişli çapı
d	: redüktör mil çapı
d_p	: pim çapı
σ_{kem}	: kaynak emniyet gerilmesi
l_k	: dikiş uzunluğu
a	: dikiş kalınlığı
A_k	: dikiş alanı
v	: zayıflama faktörü
τ_{kem}	: kayma emniyet gerilmesi

1. TRANSPORT TEKNIĞİ

1.1. Transport Tekniğinin Tanımı

Transport tekniği insan ve malların bir yerden başka bir yere taşınmasını inceleyen bilim dalıdır. Transport tekniği, belirli bir amacı gerçekleştirmek için malzemelerin taşınmasını, paketlenmesini ve depolanmasını sağlayan ekipman ile metodlar, hizmetler, işlemler sistemi ve kombinasyonudur. Transport tekniği, en genel anlamda her çeşit malın taşınması, paketlenmesi ve depolanması bilimi olarak tanımlanır. Ancak son yıllarda transport işleminin uygulama alanları oldukça genişlemiştir. Taşıma uzak ve yakın mesafeler arasında olabilir. Burada trafik araçları ile olan taşımacılık anlaşılmalıdır.

Yer ve zamanın faydalı kullanımı kavramı, transport tekniğinin tanımında mutlaka yer alır. Örneğin rafta bulunması gereken bir ürün, müşteri mağazadayken herhangi bir nedenle yerinde değilse perakendeci için hiçbir değer taşımaz. Benzer şekilde bir parça veya alet iş döngüsünde istenen yer ve zamanda hazır edilemiyorsa, montaj veya üretim işlemi için hiçbir değer taşımaz. Bu nedenle doğru uygulandığında transport tekniği taşıma, paketlenme ve depolama işlemleri dışında yukarıda belirtilen yer ve zaman parametrelerine bağlı fonksiyonları da yerine getirir.

Transport tekniği, mutlaka bir sistem bağlamında incelenmelidir. Bir fabrikanın belirli alanında veya departmanında gerçekleştirilen faaliyetler, genelde diğer operasyonları da etkiler. Örnekler:

- Bir deponun verimli kullanımı üretim yapılan atölyedeki çalışmalarını olumlu yönde etkileyecektir.
- Taşıyıcı hattın fabrikaya yerleştirilme şekli, malzeme akışını iyileştirebileceği gibi tesis içindeki trafiğe engel de teşkil edebilir.
- Herhangi bir işlemde yapılacak düzeltme, şayet iş akışının bir sonraki adımında iyileşmeye neden olmuyorsa malzemelerin o hattın sonunda yığılmasından başka bir işe yaramayacaktır.

Kapsamlı transport tekniği tanımı, yer ve zamanın olumlu değerlendirilmesi ve sistem yaklaşımına ilave olarak insan faktörünü de içermelidir. İnsan, daima transport tekniğinin bir parçasıdır; operasyonun birkaç parça ekipman gerektiren basit bir işlem veya geniş kapsamlı, karmaşık ve otomatize edilmiş olması bu sonucu değiştirmez. Teknisyenler, belirtilen prosedürleri uygulamak; bakım personeli ise, ekipmanın düzenli çalışmasını ve onarım sürelerinin minimum değerde kalmasını sağlamak zorundadırlar. Ustabaşılar ve amirler, fabrikada gerçekleştirilen tüm operasyonları denetleyerek amaca yönelik üretime uygunluğu kontrol ederler. Transport operasyonlarında görev alacak personel ise işlemlerin idaresi ve güvenlik uygulamaları konusunda mutlaka eğitim görmüş olmalıdır. (İmrak, 2005)

Operasyonların gerçekleştirildiği alan veya fabrika, sistemin bir parçası olarak kabul edilmelidir. Binanın yapısı, düzlem toleransları, yangından korunma önlemleri ve enerji ihtiyacı gibi çeşitli faktörler sistemin işleyiş tarzını etkiler.

Belirtilen kavramlara ek olarak malzeme transportun tanımı, ekonomik olma koşulunu içermelidir. Parçaların ve malzemelerin belirli bir noktaya belirli bir zamanda aktarımı, kabul edilebilir maliyette ise anlamlı olacaktır.

İşlemin büyüklüğu veya mekanizasyon derecesi gibi tanımda yer almayan faktörler en az yukarıda bahsedilenler kadar önemlidir. Birkaç temel ekipman gerektiren basit ve küçük transport uygulamaları olabileceği gibi büyük, karmaşık ve otomatize edilmiş sistemler de bulunmaktadır.

1.1.2. Transport tekniğinin ilişkileri

Transport tekniği işletmeyi en kuvvetli bir şekilde etkileyen entegre bir tesistir. Ama bütün fonksiyonları işletmenin bünyesindeki faaliyetlerle gerçekleştirilir. Bu iş satınalma, malzeme kontrolü, envanter hesaplan, üretim kontrolü, malzeme hareketlerinde direkt ve mekanik yolların açılması malzemenin partiler, yığınlar veya önceden tayin edilmiş ölçü ve miktarlar konteynerlerle taşınması ve ambalajlama seksiyonu üretim kontrolü faaliyetleri içinde malzeme iletimini etkileyen hususlardır. Bugün üretim kontrol sistemi içinde taşınan malın tanınması, sayılması gibi özelliklerin sağlanması için radyo dalgaları ile uzaktan kumanda sistemlerinin bu hareket kontrol

etmeleri sağlanmaktadır. Ayrıca, üretim kontrolü içinde, üretimin mekanik teçhizat içinde envanter ve muhasebe kontrollerini yapmaları bu sistemin içindeki olaylardandır.

1.2. Transport Tekniğinin Tarihçesi

Transport tekniği iki genel periyotta incelenir. Birisi 1900'a kadar olan devre diğeri onu takip eden devredir. Şüphesiz milattan 1500 yıl öncesine kadar malzeme taşımanın ilkel gelişmeleri vardır. Ama esas itibarıyla mekanik teorilerle bu gelişmeler M.Ö.450-1900 arasında olmuştur. Mekanize anlamda malzeme iletimi konveyörün iletim alanına girme ile gelişmiştir. Bu da 1900'lardan sonra otomobil endüstrisinde yapılan gelişmelerle olmuştur. İletimde mekanizasyon 1940'a kadar devam etmiş ve ondan sonra iletim otomasyon yolu ile gerçekleştirmeye başlamıştır. Bugün malzeme iletimi tamamen otomatikleşmiş bir endüstri uygulamasıdır. Burada iletim vasıtalarında olduğu kadar robotizmin gelişmesinde de bu otomasyon görülmektedir.

Gücü artırıp çalışma hızını düşüren araçların ilk uygulamalarından birisi kaldıraç ilkesinin vinçlere uygulanmasıdır. Büyük taş bloklarının kaldırılması amacıyla kullanılan eski zaman vinçlerinde tamburun manivela kolunun boyu uzun tutulmakta ve yatay vinç tamburunun çevresi üzerinde kanallar açılmakta ve bu kanallar içersine cırcır dişliler takılmaktadır. Vinç bu cırcır dişlilere geçme yaparak üzerlerinde baskı meydana getiren, eksen etrafında dönme yapabilen bir manivela kolu ile döndürülmektedir. Manivela kolunun tersine hareketinde, cırcır dişler kendileri için açılan oyuklara kaydığından manivela bulunan dişleri üzerinde boş geçmektedir. Vinç operatörü tüm ağırlığını manivela kolunun üzerine koyabilmekte ve üstelik kolları ile çekerek basamaklardan da destek alıp hareketi kuvvetlendirebilmektedir. (İmrak, 2005)

1.3. Endüstriyel Taşıma

Yüklerin bir yere taşınmasında üç temel işlem vardır; yükleme, iletim, boşaltma. Bu işlemler transport makinaları tarafından yerine getirilir. Üç işlem aynı makinanın bünyesinde toplanacağı gibi teker teker veya ikili kombinezonlar halinde bulunabilir. Bir malzeme, mal veya ürünün bir yerden başka bir yere taşınmasına kısaca

"endüstriyel taşıma" denir. Bu taşıma işlevi, kaldırma ve taşıma makinaları adı verilen transport makinaları ile sağlanır.

Endüstriyel ekonomide malzeme taşımalarının önemi büyüktür. Düzenlenmiş bir taşıma sisteminden yoksun (fabrika, maden ocağı, atölye, liman gibi) herhangi bir endüstriyel tesis veya işletme düşünülemez. Bir ürün elde etmek maksadıyla tesis içerisine taşınacak her türlü malzemenin, iletilmesi veya üretilmiş ürünlerin ekonomik olarak taşınması , taşıma sistemlerinin doğru ve isabetli seçimine bağlıdır.

Endüstriyel faaliyetlerin tümünde, keza günlük yaşamımızın önemli bir bölümünde gerek insanların gerekse ham, yarı mamul ve mamul malların kaldırılması, bir yerden başka bir yere taşınması ve depolanması her an önümüze çıkan önemli bir problem teşkil eder. Malların yer değiştirmesi işletme içinde olabileceği gibi işletmeler, şehirler hatta ülkeler arasında da olabilir.

Bir fabrika ürün haline dönüştürmek üzere , işlenmemiş malzemeler veya yarı mamul malzemeleri fabrikaya kadar taşıyarak içeriye almak ve bunları ürün haline getirmek için düzenli bir halde üretim birimlerine dağıtmak ve son ürünleri depolamak ve tüketiciye ulaştırmak üzere fabrika dışına taşımak ve fabrika üretim artıklarını da uzaklaştırmak için planlanmış dış ve iç taşıma sistemlerine ihtiyaç vardır. Bu nedenle kısaca transport diye adlandırılan işler iki gruba ayrılmaktadır:

- a) Uzak mesafe transport işleri (Dış transport)
- b) Yakın mesafe transport işleri (iç transport)

Bu ayrıma rağmen ulaştırma araçlarının yüklenmesi ve boşaltılması işlerinde transport makinalarının önemli bir rol oynaması, bantlı konveyörler veya halatlı havai hatlarla malların kilometrelerce uzaklıklara iletilmesi dikkate alındığında, yakın ve uzak mesafe transportun ne kadar iç içe olduğu ve birbirilerini tamamladıkları gerçeği ortay çıkar.Modern bir endüstriyel işletmede, önceden düzenlenmiş bir dış taşıma ve iç taşıma program ve uygulamaları ile sürekli üretim akımı ve üretim işlemleri arasında bir uyum gerçekleştirerek, zaman ve enerji tasarrufu sağladığından üretimin artması ve üretim kalitesinde iyileşme olur. (İmrak, 2005)

1.3.1. Dış taşıma

İşlenecek malzemeler (ham madde) ve yarı işlenmiş ürünler ile yardımcı maddelerin fabrika, atölye gibi üretim tesislerine getirilmesi, üretim artıklarının atılması ve imal edilen son ürünlerin tesislerden çıkarılması işlevine dış taşıma denir.

Dış taşıma, karadan (kamyon, demiryolu gibi) denizden (gemilerle), havadan da (uçaklar) gibi taşıma araçları ile sağlanır ve uzun mesafeler için taşıma aracı olarak kullanılır. Bu genel taşıma araçlarına malların yüklenebilmesi ve boşaltılması için de, malın cins ve ağırlığına bağlı olarak kaldırma makinaları adı verilen bir grup transport makinalarına ihtiyaç vardır.

Uzak mesafe transport işleri ulaştırma araçları ile yapılır. Bunlar karada karayolu ve demiryolu taşıtları; denizde gemiler; havada uçak ve helikopter gibi araçlardır. Bu tür araçlarla yapılan taşıma konularımız dışında kalmaktadır.

1.3.2. İç taşıma

Üretim tesisine (örneğin fabrika içerisine) alınmış olan malzeme ve malların ambarlara ve üretim birimlerine dağıtımı ve üretim sürecinde birim içi hareketlerin sağlanması son ürünler ile üretim artıklarının tesis içinde belirli yerlere taşınması gibi işlemlere iç taşıma denir. Üretim tesisi içerisinde, malzeme ve malların cinsi, ağırlığı gibi fiziksel ve mekanik özelliklerine ve ayrıca bunların kesikli ve sürekli taşınması konularına bağlı olarak, her türlü kaldırma ve taşıma makinaları iç taşımada kullanılır.

Yüklerin kaldırılması ve taşıma araç veya tesisleriyle (transport makinaları ile) yakın mesafelere taşınmasına yakın mesafe transport işleri denilmektedir.

1.4. Transport Makinalarının Sınıflandırılması

Kaldırma ve taşıma makinalarının çalışma ilkeleri, tasarım özellikleri ile taşınacak malzeme veya malların fiziksel ve kimyasal özelliklerinin büyük çeşitlilikler göstermeleri "kaldırma ve taşıma makinalarının" genel bir sınıflandırılmasının yapılmasını hemen hemen olanaksızlaştırır.

Ağır bir parçanın kaldırılarak belirli mesafeler içerisinde taşınması veya dökme bir malın örneğin tahılın silolara doldurulması çok ayrı özellikler gösterir. Ayrıca teleferik, asansör gibi taşıyıcılarla yük ve insan taşınması da gözönüne alındığında kaldırma ve taşıma makinalarının çeşitliliği ve bunların da sınıflandırılmasının zorluğu ortaya çıkar.

Genellikle "kaldırma ve taşıma makinalarını" çalışma ilkelerini göz önüne alarak, "Kesikli taşıyıcılar" ile "Sürekli taşıyıcılar" olarak iki büyük grupta toplamak mümkündür. "Kesikli taşıyıcılar" genellikle "kaldırma makinaları" olarak adlandırılmakta; "sürekli taşıyıcılar" ise "konveyörler" veya kısaca "taşıyıcılar" olarak adlandırılmaktadır.

Kesikli taşıyıcıları yani kaldırma makinalarını krikolar, palangalar, vinçler, krenler, asansörler ve zemin araçları olarak altı grup altında, sürekli taşıyıcıları (konveyörleri) ise, çekme elemanlı sürekli taşıyıcılar, çekme elemansız sürekli taşıyıcılar ve akışkan akımlı taşıyıcılar olarak üç grup altında sınıflandırılabilir.

Farklı amaçlar için, çok değişik işlerde kullanılan kaldırma makinalarının, büyük çeşitlilik göstermesinden dolayı genel bir sınıflandırma yapılması hemen hemen imkansızdır. Kaldırma ve taşıma makinaları ile yapılan işlere örnekler şunlardır :

1. Yer üstü ve altındaki doğal kaynaklarda mevcut (kömür, kum ve petrol gibi) hammaddelerin çıkarılması, taşınması, temizlenmesi, tasnifi veya istifi işlemlerinde tamamen veya kısmen transport makinaları kullanılır.

2. Endüstriyel tesislerde (kara, deniz ve hava taşıtları ile gelen) malı veya malzemeleri, "yükleme ve boşaltma" işleri,

3. Endüstriyel tesislerde, ambarlarda ve diğer işletmelerde (ham, yarı işlenmiş ve tam işlenmiş malzemenin) taşınması ve istifi,

4. Endüstriyel işletmelerde ağır parçaların taşınması, tezgahlara bağlanması ve işlendikten sonra tezgahdan alınması,

5. Seri imalatta "malzeme akışının" ekonomik yarar getirecek şekilde düzenlenmesi,

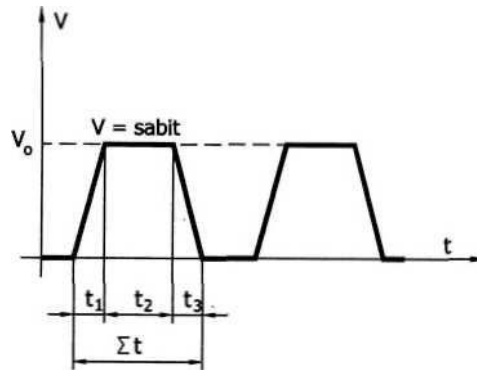
6. Büyük makina ve tesislerin montaj ve demontajında (takılıp,

sökülmesinde) ve revizyon ve onarılması,

7. İnşaat şantiyelerinde malzemelerin çeşitli maksatlarla taşınması,
8. Bir taşıtın onarım amacı ile "kaldırıp indirilmesi (kriko ile kaldırma),
9. Tane mal veya tozların borular içinde akışkanlarla taşınması
10. Ergitilmiş metallerin "potalar" ile taşınarak döküm yapılması,
11. İnsanların ve yüklerin asansörler, teleferikler veya çok katlı mağaza ve istasyonlarda yürüyen merdivenlerle taşınması,
12. Çeşitli konveyörler (bantlı, zincirli), elevatörler gibi taşıyıcılar ile mal ve malzemelerin taşınması, (İmrak, 2005)

1.4.1. Kesikli taşıyıcılar

Kesikli taşıyıcılar bir periyot (örn. bir çalışma günü) içinde devamlı çalıştırılmadan malların veya yüklerin taşınmasında ve kaldırılmasında kullanılan makinalardır. Kesikli taşıyıcılar "kaldırma makinaları" olarak da tanımlanırlar. Bu makinalar kaldırma ve taşıma işlemini tamamladıktan sonra durur ve bir sonraki işlem tekrarlanana kadar çalışmazlar. Asansör, vinç ve kren gibi kesikli çalışan transport makinalarının çalışma süresi, Şekil 1.1'de görüldüğü gibi kalkış süresi t_1 , sabit rejim hızında çalışma t_2 ve durma süresi t_3 sürelerinden oluşur.



Şekil 1.1. Kesikli çalışan transport makinalarının çalışma süresi (İmrak, 2005)

1. Kuru yük gemilerinde yükleme-boşaltma işlerinde kullanılan "borda krenleri" (konsol krenler),
2. Konteyner taşımacılığı yapan gemilerin limanlarda yükleme-boşaltma işlerinde kullanılan "konteyner krenleri" (kombine krenler),

3. Hububat, maden cevheri benzeri dökme mal taşıyan yük gemilerinin yükleme-boşaltma işlerinde kullanılan kepçeli veya kancalı "liman krenleri" veya "kombine krenler",
4. Tahliye sandallarının indirilmesinde kullanılan "metaforalar",
5. Gemilerde çapanın (demirin) indirilip-kaldırılmasında kullanılan "ırgat vinçleri",
6. Feribot ve yolcu gemilerinde kullanılan "insan asansörleri",
7. Arabalı vapur ve feribot kapaklarının açılıp-kapanmasında kullanılan "vinç donanımları",
8. Tersane ve doklarda gemi inşaatı ve tamirinde kullanılan "tersane krenleri" (talkı krenler),
9. Ambarlarda, antrepolarda ve büyük yük gemilerinde yüklerin istiflenmesinde kullanılan "istif makinaları" (fork-liftler),
10. Gemi manevra ve yanaştırılmasında kullanılan "kabestan kafaları",
11. Rıhtıma yanaşamayan büyük yük gemilerinin yüklenmesi-boşaltılması işlerinde ve kurtarma işlerinde kullanılan "maçunalar" (yüzer krenler)

Taşınan kütlelerin, taşıma mesafelerinin ve taşınan malzeme cinslerinin çok farklı olması nedeniyle kaldırma ve taşıma makinaları da çok çeşitlidir. Bu nedenle, konuyu sistematik olarak inceleyebilmek için bu makinalar sınıflandırılırlar. Sınıflandırma, çeşitli şekillerde yapılabilirse de, çoğunlukla çalışma prensipleri esas alınarak gerçekleştirilir.

1.4.2. Transport ekipmanları ve seçim kriterleri

Transport sisteminin kurulmasında uygulanan analiz ve hesaplama yöntemleri, kullanılacak ekipmanın belirlenmesinde yetersiz kalır. Aynı işleri görebilecek değişik tip ve fiyattaki araçların seçimi, yeterli teknik bilgiye sahip ve tecrübeli mühendisler tarafından yapılır.

Transport tekniğinde kullanılan araçlar, gördükleri iş ve yapı bakımından çok çeşitlidir, bu nedenle üniversal bir sınıflandırma yapmak güçtür. American Materials

Handling Society tarafından yapılan sınıflandırmada araçlar yapılarına göre 9 gruba ayrılmıştır:

- 1- Konveyörler
- 2- Vinç ve asansörler
- 3- Konumlandırma ve kontrol araçları
- 4- Endüstriyel taşıtlar
- 5- Motorlu taşıtlar
- 6- Demiryolu araçları
- 7- Deniz taşıtları
- 8- Hava taşıtları
- 9- Konteyner ve paletler

İşletme içinde yapılan transport işlemleri açısından yukarıdaki grupların sadece birkaçı önem taşır. Reed tarafından yapılan sınıflandırmaya göre fabrikalardaki malzeme hareketinde kullanılan araçlar 3 grupta toplanır:

- 1- Sabit izli araçlar
- 2- Sınırlı alanda çalışabilen araçlar
- 3- Geniş ve sınırsız alanda çalışabilen araçlar

Fabrika alanı içinde çok farklı işlerde kullanılan bu ekipmanların basit bir sınıflandırmada toplamak güçtür. Verilen bir işi yapmak üzere belli bir donanımın seçiminde taşınacak malzemenin cinsi ve miktarı, fabrika yapısı, işletme donanımı ve fabrikadaki toplam akış şekli gibi etkenler göz önüne alınır. Transportu yapılacak malzeme katı veya sıvı olabilir; kütle halinde veya parça parça taşınması istenebilir. Patlayıcı, yanıcı veya diğer malzemeleri bozucu, yani çevresine zarar verecek yapıda olabilir ve dolayısıyla özel bir dikkate gerek gösterebilir.

1.4.3. Geniş ve sınırsız alanda çalışabilen araçlar

Transport işlemini fabrikanın içinde veya dışında geçişe elverişli herhangi bir rotayı izleyerek yapabilen araçlardır. Hareket yolu, ray veya benzeri bir yolla sınırlı olmadığından taşıma alanı bakımından son derece esnek araçlardır. En büyük

üstünlükleri hareket yeteneklerinin yüksek, kullanımlarının kolay ve hızlarının yüksek oluşudur. Belirtilen avantajları ve yardımcı donanımların kolaylıkla takılabilme imkanının olması bu araçların her an servise hazır bulunmalarını ve her şekildeki parçayı rahatça taşımalarını sağlar. Ancak sürekli taşıma yapamadıkları için kullanım verimleri düşüktür.



Şekil 1.2. Forklift (CAT ürün kataloğu)

İnsangücü ile itilerek taşıma yapan iki veya dört tekerlekli el arabalarını önlerinde yer alan çatal veya platform, yükü taşıyan paletin altına sürülerek yükleme yapılır. Elle veya motorla çalışan bir hidrolik mekanizmanın sağladığı kaldırma yüksekliği, yükü ancak yerden kesecek kadardır. 2.5 tona kadar ağırlık taşıyabilen el arabası, bir işçi tarafından itilerek yükün varacağı noktaya getirilir ve boşaltma yapılır. İş akışının düzensiz ve belirsiz olduğu atölyelerde en ekonomik taşıma araçlarıdır.



Şekil 1.3. Transpalet (CAT ürün kataloğu)

2. YÜK TAŞIMADA KULLANILAN EL ARABALARI

Günlük hayatımızın içerisinde pek çok alanda yük taşıma amaçlı araçlar kullanılmaktadır. Bu araçlardan sayısal olarak en çok kullanılan çeşit, yükleri küçük mesafeler veya yükseklikler arasında taşımaya yarayan el arabalarıdır.



Şekil 2.1. Taşıma arabaları

Bu araçların en önemli özellikleri;

- Herhangi bir güzergah sınırı olmadan esnek şekilde çalışabilmeleri
- Hareket yeteneklerinin çok yüksek olması
- İhtiyaç duyulduğu zaman kurulumu gerek kalmadan kullanılabilmesi
- Her şekildeki yükü taşıyabilme esnekliği
- İstenildiği takdirde ihtiyaca göre ekstra donanım eklenebilmesi



Şekil 2.2. El arabaları (MTK kataloğu)

2.1. Basamak Çıkabilen Araçlar

Binalarda asansör bulunmaması, taşınacak malın asansöre sığmaması veya insan taşımak için tasarlanmış asansörlere ağır yüklerin yerleştirilememesi gibi sebeplerden ötürü bazı durumlarda basamak çıkabilen taşıma araçlarına ihtiyaç duyulmaktadır.

Basamak çıkabilen sistem beyaz eşya, elektronik ekipman vb. ürünlerin satıcı ve servislerinin bu ürünlerin kurulması veya taşınması sırasında oldukça rahat kullanabilecekleri bir sistemdir. Bu şekilde bir araçla taşımada ürünün çizilmesi, herhangi bir yere çarpması veya düşürülmesi gibi bir olasılık bulunmamaktadır. Benzer şekilde müzelerde tarihi eserlerin taşınmasında, eski binalarda hizmet veren şirket ve kamu kuruluşlarında ve depolarda böyle bir aracın kullanılabileceği düşünülmektedir. Ayrıca bu araçlar ihtiyaca göre özel donanımlar eklenip özürülüler veya hastalar için de kullanılabilir duruma getirilebilir.

Ülkemiz piyasasında son kullanıcıya yönelik basamak çıkabilen bir sistem üreten veya satan bir kuruluş yoktur. Yurtdışında bu konuda çalışma yapan birkaç önemli firma bulunmaktadır. Bu firmalar tasarladığımız araçta kullandığımız mekanizmadan biraz daha farklı bir mekanizma kullanmaktadırlar. Özellikle bu

firmaların ürünlerinde gövdelerinin ergonomik ve bir çok ihtiyaca cevap verebilecek şekilde esnek tasarlandığı, yüksek kullanım kolaylığı sağladığı görülmektedir.

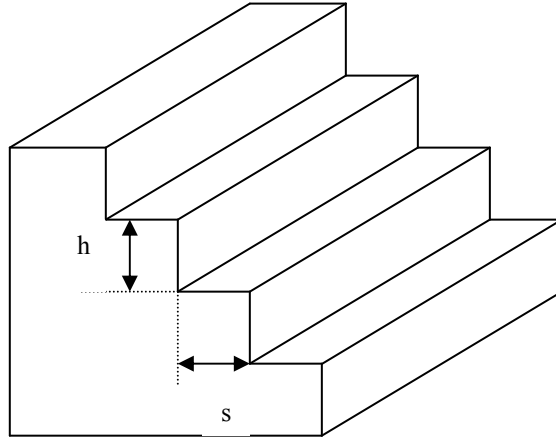


Şekil 2.3. Basamak çıkabilen araçların kullanım alanları

3. MEKANİZMA BOYUTLARI

Mekanizmanın boyutlarını belirlemede en önemli unsurlar basamak boyutlarıdır. Yapılacak arabanın kapalı mekanlar içerisinde rahat kullanılabilmesi ve hareket kabiliyetinin yüksek olması gerekmektedir. Bu nedenlerle standart basamak boyutları dikkate alınarak tasarım yapılmalıdır.

3.1. Basamak Boyutları



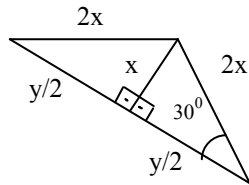
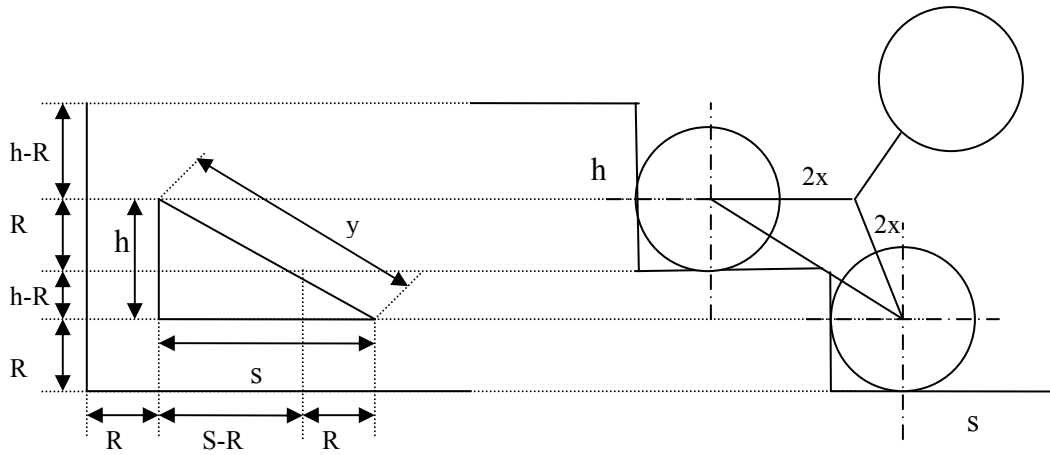
Şekil 3.1. Basamak boyutları

Şekil 3.1 de gösterilen basamak boyutları standartlara göre basamak genişliği (s) en az 280, en çok 300 mm; basamak yüksekliği (h) en az 150 mm, en çok 160 mm olmaktadır.

(Köseoğlu, 1974)

3.2. Yuvarlanma Yarıçapı

Taşıyıcı plakanın yuvarlanma yarıçapını basamak genişliği ve yüksekliğine bağlı olarak tespit etmek mümkündür.



Pisagor teoreminden bulunan aşağıdaki iki bağıntı hesaplamalarda kullanılır:

- $y^2 = h^2 + s^2$
- $(2x)^2 = x^2 + (y/2)^2$

Şekil 3.2. Taşıyıcı plaka ile basamak boyutları arasındaki ilişki

3.2.2. Basamak yüksekliği minimum ve genişliğinin maksimum olması durumunda yuvarlanma yarıçapı (r_2)

Şekil 3.2. deki bağıntı kullanılarak;

$$y_2^2 = 300^2 + 150^2$$

$$y_2 = 335$$

$$(2x_2)^2 = x_2^2 + (y_2/2)^2$$

$$x_2 = 96,8$$

$$r_2 = R + 2x_2 = 70 + 2x_2 = 263,6 \text{ mm} \quad (\text{Bkz. Şekil 3.3})$$

3.2.3. Basamak yüksekliği maksimum ve genişliğinin minimum olması durumunda yuvarlanma yarıçapı (r_3)

Şekil 3.2. deki bağıntı kullanılarak;

$$y_3^2 = 280^2 + 160^2$$

$$y_3 = 322,5$$

$$(2x_3)^2 = x_3^2 + (y_3/2)^2$$

$$x_3 = 93$$

$$r_3 = R + 2x_3 = 70 + 2x_3 = 256 \text{ mm} \quad (\text{Bkz. Şekil 3.3})$$

3.2.4. Basamak yüksekliği ve genişliğinin maksimum olması durumunda yuvarlanma yarıçapı (r_4)

Şekil 3.2. deki bağıntı kullanılarak;

$$y_4^2 = 300^2 + 160^2$$

$$y_4 = 340$$

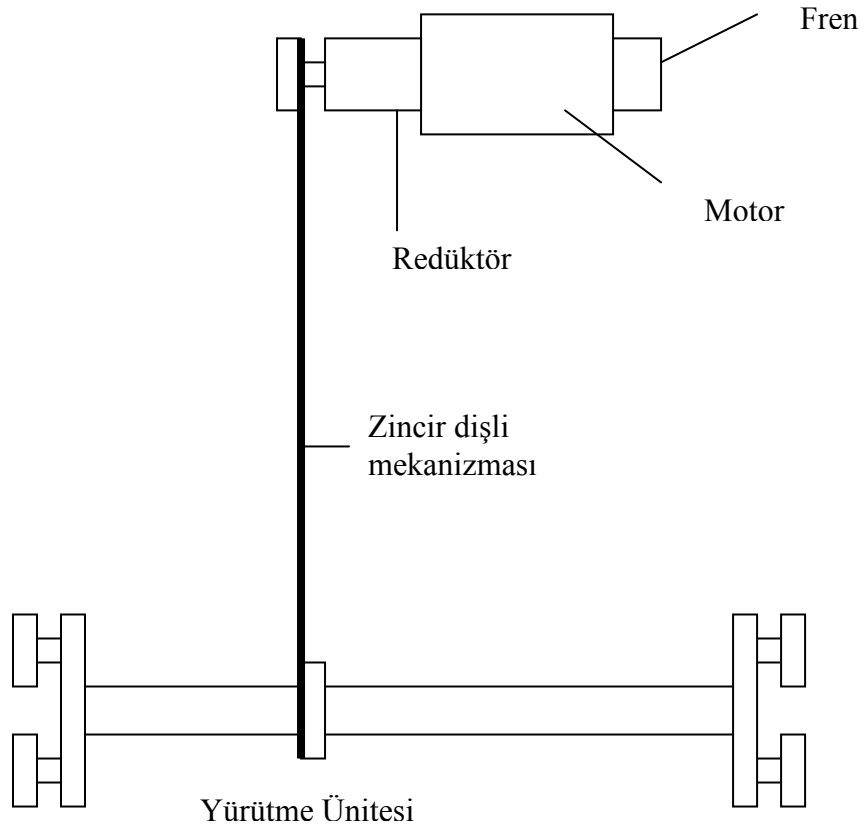
$$(2x_4)^2 = x_4^2 + (y_4/2)^2$$

$$x_4 = 98$$

$$r_4 = R + 2x_4 = 70 + 2x_4 = 266 \text{ mm} \quad (\text{Bkz. Şekil 3.3})$$

Elde edilen değerler incelendiğinde en yüksek yuvarlanma yarıçapının $r_4 = 266$ mm olduğu tespit edilmiştir. Hesaplamalarda yuvarlanma yarıçapı 270 mm olarak kullanılacaktır.

4. GÜÇ HESABI



Şekil 4.1. Mekanizma Tahrik Sistemi

Elektrik motorundan sağlanan güç redüktöre aktarılır, azalan devir zincir dişli mekanizmasına oradan da yürütme ünitesine aktarılır.

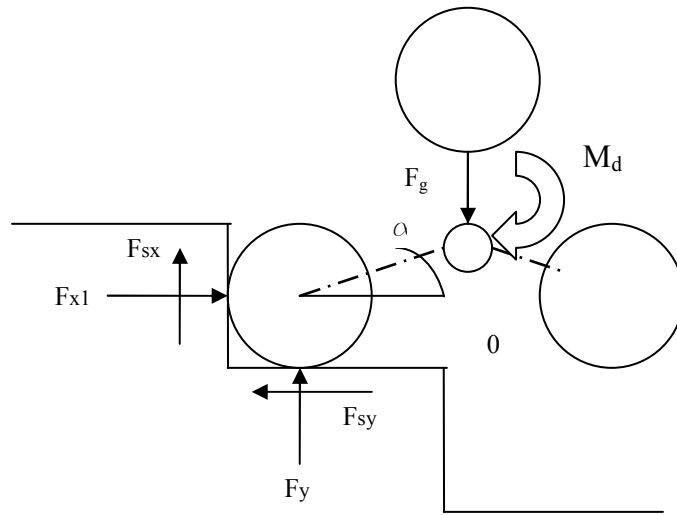
4.1. Basamak Çıkabilmek İçin Gerekli Moment (M_{d4})

$m = 100$ kg olarak kabul edildi

$r = 270$ mm Merdiven boyutlarının maksimum olması durumundaki tekerlek taşıyıcı plaka dönme yarıçapıdır.

$n = 10$ d/d kabul edildi. (sistemin emniyetli bir şekilde merdiveni çıkabilmesi için tekerlek taşıyıcı plakanın bağlı olduğu milin devir sayısıdır)

Tekerlek taşıyıcı plakanın merdiven çıkarken yatayla yapmış olduğu açının durumuna göre momentlerin incelenmesi gerekmektedir.



Şekil 4.2. Taşıyıcı plaka basamak çıkış pozisyonu

Burada ;

M_d : Döndürme momenti

F_g : ağırlıktan dolayı oluşan kuvvet

α : tekerlek taşıyıcı plakanın yatayla yapmış olduğu açı

F_x : düşey düzlemdeki tekerleğe uygulanan tepki kuvveti

F_{sx} : düşey düzlem ile tekerlek arasında oluşan sürtünme kuvveti

F_y : yatay düzlemde tekerleğe uygulanan tepki kuvveti

F_{sy} : yatay düzlem ile tekerlek arasında oluşan sürtünme kuvveti

Tekerlek taşıyıcı plakanın merkezi ile tekerlek merkezi arasındaki mesafe : 200 mm

Tekerlek yarıçapı $R = 70$ mm

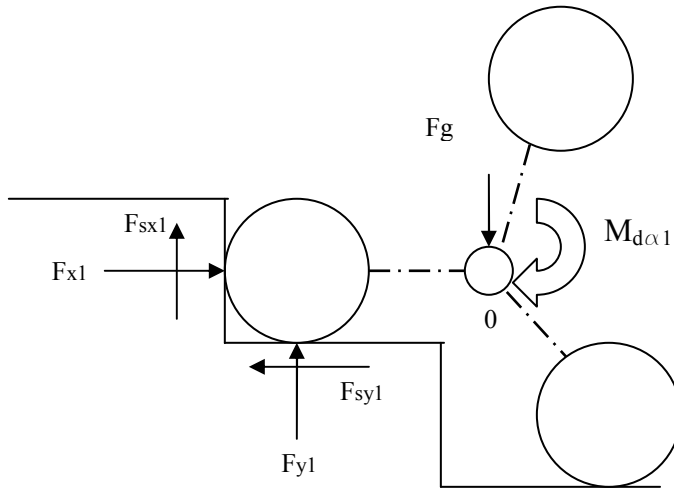
$$F_g = m \cdot g$$

$$F_g = 100 \cdot 9,81$$

$$F_g = 981 \text{ N}$$

4.2. Tekerlek Taşıyıcı Plakanın Hareket Pozisyonları

4.2.1. Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_1 = 0^0$ pozisyonu



Şekil 4.3. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_1 = 0^0$ pozisyonu

$r = 270$ mm tekerlek taşıyıcı plaka yuvarlanma yarıçapıdır.

$$F_{sx} = \mu \cdot F_x$$

$$\mu = 0,5 \quad \text{Lastik ile beton arasındaki kuru sürtünme katsayısı}$$

(Eminkahyalıgil, 1978)

$$F_{x1} = 0$$

$$F_{sx1} = \mu \cdot F_{x1}$$

$$F_{sx1} = 0$$

$$F_{y1} = F_g = 98,1 \text{ daN}$$

$$F_{sy1} = \mu \cdot F_{y1}$$

$$F_{sy1} = 0,5 \cdot 98,1$$

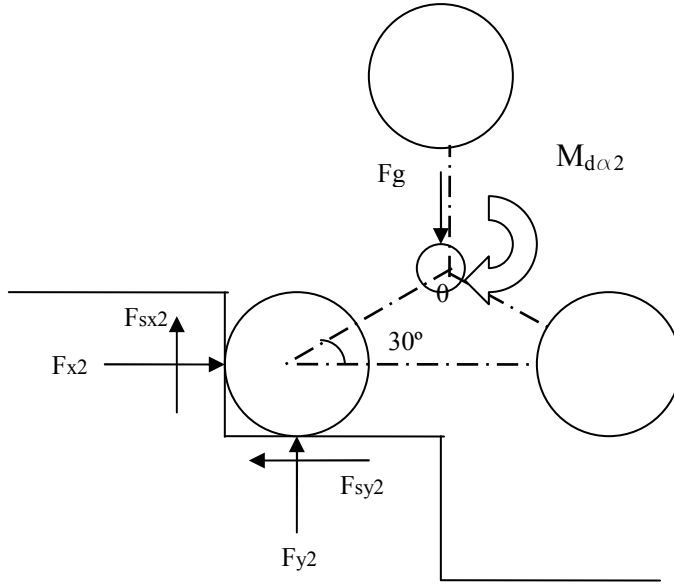
$$F_{sy1} = 49,05 \text{ daN}$$

$$+\curvearrowright \Sigma M_o = 0$$

$$-F_{sx1} \cdot 270 - F_{sy1} \cdot 70 - F_{y1} \cdot 200 + M_{d\alpha 1} = 0 \quad (\text{Bkz. Şekil 4.3.})$$

$$M_{d\alpha 1} = 23053,5 \text{ daNmm}$$

4.2.2. Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_2 = 30^\circ$ pozisyonu



Şekil 4.4. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_2 = 30^\circ$ pozisyonu

$$F_{x2} = F_g \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_{x2} = 84,96 \text{ daN}$$

$$F_{sx2} = \mu \cdot F_{x2} = 42,48 \text{ daN}$$

$$F_{y2} = F_g \cdot \sin 30^\circ = 49,05 \text{ daN}$$

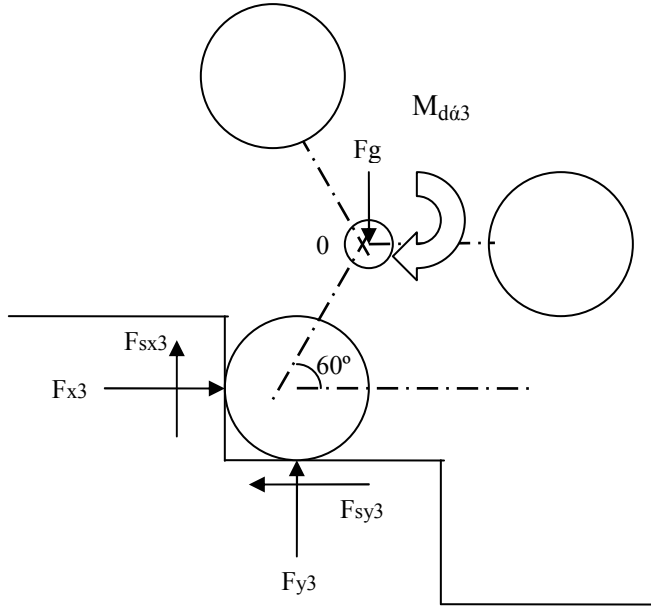
$$F_{sy2} = \mu \cdot F_{y2} = 24,525 \text{ daN}$$

$$+\curvearrowright \sum M_o = 0$$

$$-F_{sx2} \cdot (70 + 200 \cdot \cos 30^\circ) + F_{x2} \cdot 200 \cdot \sin 30^\circ - F_{sy2} \cdot (70 + 200 \cdot \sin 30^\circ) - F_{y2} \cdot 200 \cdot \cos 30^\circ + M_{d\alpha_2} = 0 \quad (\text{Bkz. Şekil 4.4.})$$

$$M_{d\alpha_2} = 14500 \text{ daNmm}$$

4.2.3 Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_3 = 60^\circ$ pozisyonu



Şekil 4.5. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_3 = 60^\circ$ pozisyonu

$$F_{x3} = F_g \cdot \cos 60^\circ$$

$$F_{x3} = 49,05 \text{ daN}$$

$$F_{sx3} = \mu \cdot F_{x3}$$

$$F_{sx3} = 24,525 \text{ daN}$$

$$F_{y3} = F_g \cdot \sin 60^\circ$$

$$F_{y3} = 84,96 \text{ daN}$$

$$F_{sy3} = \mu \cdot F_{y3}$$

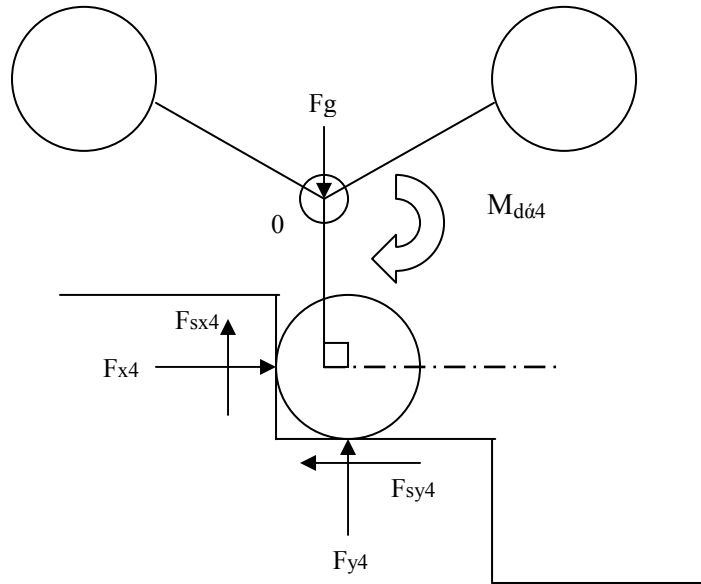
$$F_{sy3} = 42,48 \text{ daN}$$

$$+\curvearrowright \Sigma M_0 = 0$$

$$-F_{sx3} \cdot (70 + 200 \cdot \cos 60^\circ) + F_{x3} \cdot 200 \cdot \sin 60^\circ - F_{sy3} \cdot (70 + 200 \cdot \sin 60^\circ) - F_{y3} \cdot 200 \cdot \cos 60^\circ + M_{d\alpha3} = 0 \quad (\text{Bkz. Şekil 4.5.})$$

$$M_{d\alpha3} = 14500 \text{ daN}$$

4.2.4 Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_4 = 90^\circ$ pozisyonu



Şekil 4.6. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_4 = 90^\circ$ pozisyonu

$$F_{x4} = 0$$

$$F_{sx4} = \mu \cdot F_{x4}$$

$$F_{sx4} = 0$$

$$F_{y4} = F_g = 98,1 \text{ daN}$$

$$F_{sy4} = \mu \cdot F_{y4}$$

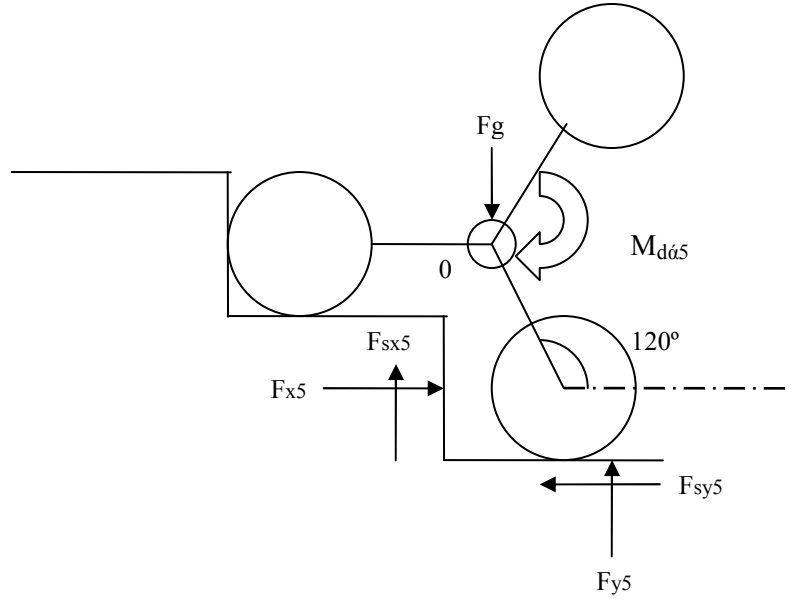
$$F_{sy4} = 49,05 \text{ daN}$$

$$+\curvearrowright \Sigma M_o = 0$$

$$-F_{sx4} \cdot 70 + F_{x4} \cdot 200 - F_{sy4} \cdot 270 + M_{d\alpha 4} = 0 \quad (\text{Bkz. Şekil 4.6.})$$

$$M_{d\alpha 4} = 13243,5 \text{ daNmm}$$

4.2.5 Tekerlek Taşıyıcı Plakanın $\alpha_5 = 120^\circ$ pozisyonu



Şekil 4.7. Tekerlek taşıyıcı plakanın $\alpha_5 = 120^\circ$ pozisyonu

$$F_{x5} = F_g \cdot \cos 60$$

$$F_{x5} = 49,05 \text{ daN}$$

$$F_{sx5} = \mu \cdot F_{x5}$$

$$F_{sx5} = 24,525 \text{ daN}$$

$$F_{y5} = F_g \cdot \sin 60^0$$

$$F_{y5} = 84,96 \text{ daN}$$

$$F_{sy5} = \mu \cdot F_{y5}$$

$$F_{sy5} = 42,48 \text{ daN}$$

$$+\curvearrowright \Sigma M_o = 0$$

$$-F_{sx5} \cdot (200 \cdot \cos 60^0 - 70) + F_{x5} \cdot 200 \cdot \sin 60^0 - F_{sy5} \cdot (70 + 200 \cdot \sin 60^0) + F_{y5} \cdot 200 \cdot \cos 60^0 + M_{d\alpha5} = 0 \quad (\text{Bkz. Şekil 4.7.})$$

$$M_{d\alpha5} = 14421 \text{ daNmm}$$

Sistemin merdiven çıkarken tekerlek taşıyıcı plakanın pozisyonlarına göre maksimum momentin olduğu durum $\alpha_1 = 0^0$ pozisyonudur. Sistemi harekete geçirebilmek için gerekli döndürme momenti;

$$M_{d\alpha1} = 23053,5 \text{ daNmm} \quad (\text{Bkz. Bölüm 4.2.1.})$$

4.3. Sistemin Merdiveni Çıkabilmesi için Gerekli Güç (P₄)

$$M_{d4} = 955 P_4 / n_4 \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

M_d : Döndürme Momenti (daN.m)

P : Güç (kw)

n : Devir Sayısı (d/d)

$$M_{d4} = 23,054 \text{ daN.mm}$$

$$232,054 = 955 \cdot P_4 / 10$$

$$P_4 = 0,241 \text{ kW}$$

4.4. Zincir Mekanizması

$\dot{I}_{34} = 1,5$ seçildi. (zincir mekanizması çevrim oranı)

$\eta_{34} = 0,97$ olarak kabul edildi (Akkurt, 1999)

4.4.1. Döndüren zincir dişli devri (n_3)

n_3 ; redüktör çıkış devrine eşittir

$$\dot{I}_{34} = n_3 / n_4$$

$$n_3 = 1,5 \cdot 10$$

$$n_3 = 15 \text{ d/d}$$

4.4.2. Döndüren zincir dişli döndürme momenti (M_{d3})

$$M_{d3} = \frac{M_{d4}}{i_{34} \cdot \eta_{34}} = \frac{23,054}{1,5 \cdot 0,97} = 15845 \text{ daNmm} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

$$M_{d3} = \frac{23,054}{1,5 \cdot 0,97}$$

$$M_{d3} = 15845 \text{ daNmm}$$

M_{d3} ; aynı zamanda redüktör çıkış momentidir.

4.4.3. Döndüren zincir dişli gücü

P_3 ; aynı zamanda redüktör çıkış gücüdür.

$$M_{d3} = 955 \frac{P_3}{n_3}$$

$$P_3 = \frac{15,845.15}{955}$$

$$P_3 = 0,249 \text{ kW}$$

4.5. Redüktör ve Motor Seçimi

Yapılan hesaplamalarda sistemin 0,5 BG'lik bir redüktörle çalışacağı bulunmuştur. Hem yapılacak olan aracın tasarımına uygun olabilmesi hem de maliyeti açısından daha uygun olduğu için monte edilmiş redüktörlü, frenli elektrik motoru sistemde kullanılmıştır.

Elektrik motorunun özellikleri;

Güç: 1 BG (0,736 kw)

Devir : 900 d/d

Voltaj : 220 V

Fren : Mekanik 220 V

Motora bağlı redüktörün özellikleri;

Güç : 1 BG (0,736 kw)

Giriş devri : 900 d/d

Çıkış devri : 15 d/d

Seçilen motor gücüne bağlı olarak meydana gelen moment ve güçler yeniden hesaplanır.

4.6. Elektrik Motoru Döndürme Momenti (M_{d1})

$$M_{d1} = 955 \frac{P_1}{n_1}$$

M_{d1} ; döndürme momenti (daN.m)

P_1 ; güç (kw)

n_1 ; devir (d/d)

$$P_1 = 0,736 \text{ kw}$$

$$n_1 = 900 \text{ d/d}$$

$$M_{d1} = 955 \frac{0,736}{900}$$

$$M_{d1} = 0,78 \text{ daNm} = 780 \text{ daNmm}$$

4.7 Redüktör Giriş Döndürme Momenti (M_{d2})

$$i_{12} = 1$$

$$\eta = 0,97$$

$$M_{d2} = M_{d1} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12}$$

$$M_{d2} = 780 \cdot 1 \cdot 0,97$$

$$M_{d2} = 756,6 \text{ daNmm}$$

4.7.1. Redüktör giriş gücü (P_2)

$$M_{d2} = 955 \frac{P_2}{n_2}$$

$$0,7566 = 955 \frac{P_2}{900}$$

$$P_2 = 0,713 \text{ kW}$$

4.8. Redüktör Çıkış Döndürme Momenti (M_{d3})

$$M_{d3} = M_{d2} \cdot i_{23} \cdot \eta_{23}$$

$$i_{23} = 60$$

$$\eta_{23} = 0,8$$

$$M_{d3} = 756,6 \cdot 60 \cdot 0,8$$

$$M_{d3} = 36316,8 \text{ daNmm}$$

4.8.1. Redüktör Çıkış Gücü (P_3)

$$M_{d3} = 955 \frac{P_3}{n_3}$$

$$36316,8 = 955 \frac{P_3}{15}$$

$$P_3 = 0,57 \text{ kW}$$

4.9. Yürütme Ünitesi Döndürme Momenti (M_{d4})

$$M_{d4} = M_{d3} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34}$$

$$M_{d4} = 36316,8 \cdot 1,5 \cdot 0,97$$

$$M_{d4} = 52841 \text{ daNmm}$$

4.9.1. Yürütme Ünitesi Gücü (P_4)

$$M_{d4} = 955 \frac{P_4}{n_4}$$

$$52841 = 955 \frac{P_4}{10}$$

$$P_4 = 0,553 \text{ kW}$$

5. ZİNCİR DİŞLİ MEKANİZMASI

Zincir mekanizması redüktör çıkışı ile tekerlek tahrik mili arasındaki güç iletiminde kullanılmaktadır.

Redüktör çıkış gücü ;

$$P_3 = 0,249 \text{ kW} \quad (\text{Bkz. Bölüm 4.4.3})$$

Redüktör çıkış devri;

$$n_3 = 15 \text{ d/d}$$

Zincir mekanizması çevrim oranı;

$$i_{34} = 1,5$$

5.1. Döndüren Zincir Çarkın Diş Sayısının Tespiti (Z_3)

Döndüren zincir dişli çapı 60 mm olarak seçilirse;

Zincir çevre hızı V_3 ;

$$V_3 = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_3}{60} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

$$V_3 = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 15}{60}$$

$$V_3 = 47 \text{ mm/s}$$

$$V_3 = 0,05 \text{ m/s}$$

Küçük ve sabit zorlamalarda ve $V= 4 \text{ m/s}$ çevre hızlarında döndüren dişli diş sayısı $Z < 16$ seçilebilir. Ancak mil çapına uyumlu olması amacıyla küçük çarklar için uygun olarak;

Çizelge 5.1. Tavsiye edilen çark diş sayısı (Akkurt, 1999)

Çark Diş Sayısı	Uygulama Alanı
6....7	El ile uygulamalı mekanizmalar
8....10	Küçük ve sabit zorlamalarda 1 m/s den küçük çevre hızlar için
11....13	Küçük ve sabit zorlamalarda 4 m/s den küçük çevre hızlar için
14.....16	7 m/s den daha küçük hızlar için
17.....25	Küçük çarklar için uygun diş sayısı
26.....80	Büyük çarklar için uygun diş sayısı
80.....120	Daha büyük çarklar için uygun diş sayısı
120 den büyük	Daha büyük çevrim oranı olan yerlerde

Çizelge 5.1 den $Z_3 = 18$ seçildi

5.2. Döndürülen Zincir Çarkın Diş Sayısının Tespiti (Z_4)

$$Z_3 = 18$$

$$i_{34} = 1,5$$

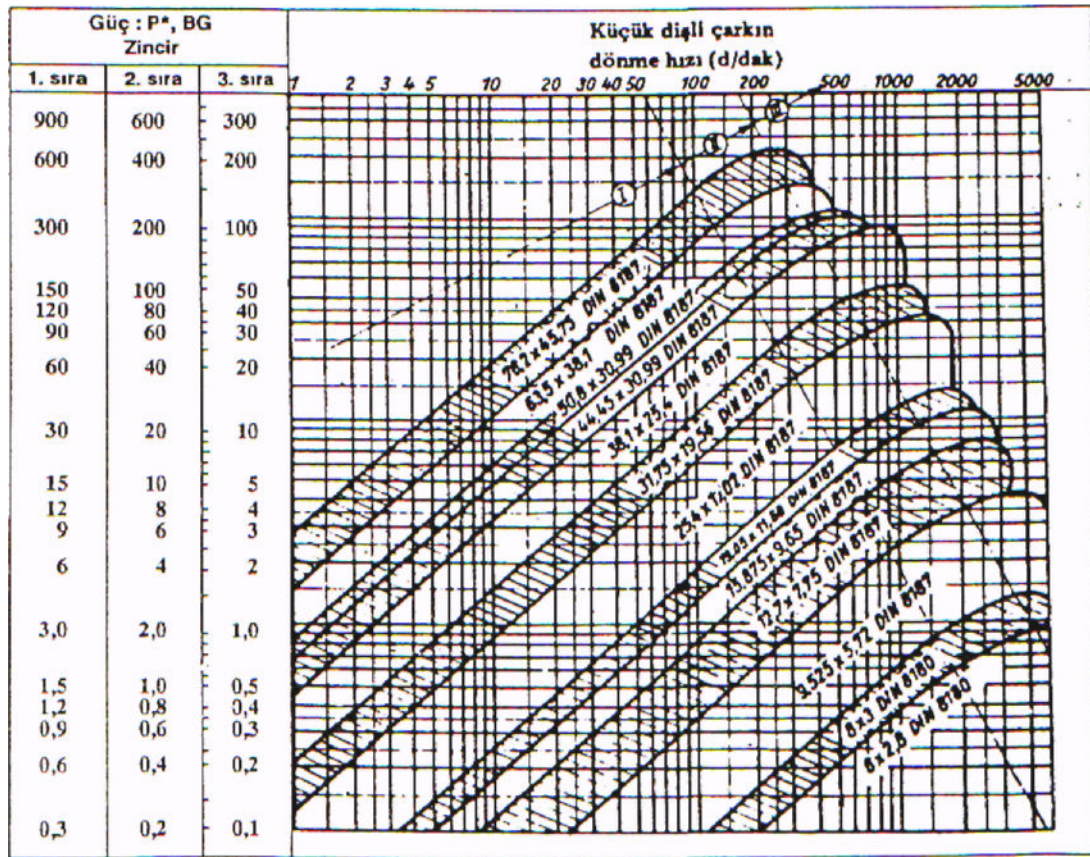
$$i_{34} = Z_4 / Z_3$$

$$1,5 = \frac{Z_4}{18}$$

$$Z_4 = 27 \text{ diş}$$

5.3. Zincirin Seçilmesi

Zincirler genellikle güç iletme kabiliyetine göre seçilir. Değişken zorlamalara ve aşınmaya maruz kaldığı için zincir mekanizmasının güç iletme kabiliyeti, zincir blokların yorulması, rulo ve burçların yorulması ve izafi hareket halinde bulunan yüzeylerin aşınması gibi olaylar tarafından sınırlanmaktadır. Pratikte belirli koşullar altında zincirlerin güç iletme kabiliyetleri, standartlarda veya imalatçı firmaların kataloglarında genellikle diyagram halinde verilmektedir. DIN normuna göre rulolu manşonlu ve burçlu zincirlerin güç iletme kabiliyeti (P^*), döndüren çarkın devir sayısına bağlı olarak Şekil 5.1. de verilmiştir.



Şekil 5.1. Rulolu manşonlu zincirlerin güç iletme kabiliyeti

(Akkurt, 1999)

$$P^* = P / K_p$$

ile bulunur. Burada K_p ; güç faktörü çizelge de verilmiştir. P ; mekanizmanın ilettiği güç, K_0 ; çalışma faktörü değeri de Çizelge 5.3. de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Güç Faktörü (K_p) (Akkurt, 1999)

Çevrim oranı $i_{21} = z_2/z_1$	$K_p = 1$ z_1					$K_p = 2$ z_1					$K_p = 3$ z_1					$K_p = 4$ z_1				
	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25
1 : 1	(0,39)	0,73	0,83	0,92	1,11	(0,28)	0,54	0,60	0,67	0,81	(0,24)	0,42	0,52	0,58	0,70	(0,22)	(0,34)	0,43	0,53	0,64
2 : 1	0,50	0,83	0,93	1,05	1,26	(0,36)	0,60	0,68	0,76	0,92	(0,27)	0,52	0,59	0,66	0,80	(0,25)	0,43	0,54	0,61	0,73
3 : 1	0,59	0,88	1,00	1,12	1,36	0,43	0,65	0,73	0,82	0,99	(0,33)	0,56	0,63	0,71	0,86	(0,27)	0,51	0,58	0,65	0,79
5 : 1	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,70	0,79	0,89	1,09	0,40	0,60	0,69	0,77	0,94	(0,33)	0,57	0,63	0,71	0,86
>7 : 1	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,93	0,95	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00	(0,35)	0,59	0,67	0,75	0,92

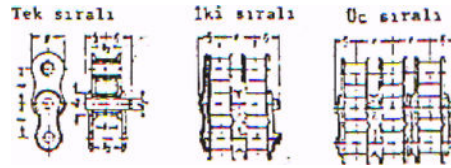
$n = 80 \times t$ için güç % 115'e kadar büyütülecek; $n = 20 \times t$ için güç % 85'e kadar azaltılacak

Çizelge 5.3. K_0 çalışma faktörü (Akkurt, 1999)

Döndürülen sistemin cinsi	K_0				
	Motorun cinsi r				
	Elektrik veya türbin	Buhar veya su türbini	İçten yanmalı		
			1 sil.	2 sil.	3 sil.
Santrifuj pompaları, jeneratörler, tekstil makineleri, v.s.	1	1,5	3	2	2
Takım tezgahları; karıştırıcılar, hafif vantilatörler, hafif kbrüklü makineler, dengeleme makineleri, hafif konveyörler	1,5	2	4	2,5	2,5
Ağır vantilatörler ve kbrüklü makineleri, vakum pompaları, tel çekme ve ağaç işleme makineleri	2	2,5	4	3	3
Kompresörler, kaldırma ve transport makineleri, elevatörler, kalenderler	2,5	3	4,5	4	4
Haddelme makineleri, presler ve çekişler değirmenler, kırıcılar.	3	4	5,5	5	5

Hesaplanan P^* değeri ile, döndüren çarkın devir sayısına bağlı olarak Şekil 5.1 diyagramdan zincir tipi seçilir ve burada verilen değerlere göre Çizelge 5.4'den zincir boyutları bulunur.

Çizelge 5.4. Zincir Boyutları (Akkurt, 1999)



Taksi- mat	İç geniş- lik b ₁ min	b ₂ (maks)	b ₃ min.	d ₁	d ₂	z	maksimum			Tek sıralı			İki sıralı			Üç sıralı		
							g	f ₁	f ₂	İzemes yüzeği A cm ²	Kopma kuvveti F _k , daN (min.)	Ağırlık q kg/m	İzemes yüzeği A cm ²	Kopma kuvveti F _k , daN	Ağırlık q kg/m	İzemes yüzeği A cm ²	Kopma kuvveti F _k , daN	Ağırlık q kg/m
6	2,8	4,1	4,2	4	1,85	-	5	4,7	3,7	0,07	300	0,12	-	-	-	-	-	-
8	3	4,7	4,8	5	2,3	5,64	7,5	5,5	4,5	0,10	500	0,18	0,21	900	0,36	-	-	-
12,7	3,3	5,6	5,8	7,75	3,65	-	10,5	6	4,8	0,22	800	0,40	-	-	-	-	-	-
	4,88	7,2	7,4	7,75	3,65	-	10,5	7,1	5,6	0,24	800	0,44	-	-	-	-	-	-
25,4	17,02	25,45	25,75	15,88	8,27	31,88	24	24,5	18	2,10	1500	2,7	4,21	18000	5,4	6,31	11500	8,0
30	17,02	25,45	25,75	15,88	8,27	-	24	24,5	18	2,10	1500	2,5	-	-	-	-	-	-
31,75	19,56	29	29,3	19,05	10,17	36,45	27	27,7	20,3	2,95	5500	3,6	5,9	10000	7,2	8,85	14000	11
38,1	25,4	37,92	38,32	25,4	14,63	48,36	36	37,2	26,6	5,54	12000	6,7	11,09	21500	13,5	16,64	30000	21
44,45	30,99	46,58	47,08	27,94	15,87	59,56	41	42,3	32,5	7,40	14000	8,3	14,81	25000	16,6	22,22	36000	25
50,8	30,99	47	47,5	29,21	17,6	58,55	44	46,4	36,5	8,37	18000	10,5	16,73	32000	21,0	25,1	45000	32
63,5	38,1	55,75	56,45	39,37	22,87	72,29	60	52	39,2	12,75	27000	16,0	25,5	48000	32,0	38,25	68000	48
76,2	45,75	70,56	71,36	48,26	29,22	91,21	70	64,4	49,2	20,61	40000	25,0	41,23	70000	50,0	61,85	100000	75

Redüktör çıkış gücü aynı zamanda döndüren çarkın gücünü verir.

$$P_3 = 0,249 \text{ kW}$$

$$n_3 = 15 \text{ d/d}$$

Çizelge 5.3'den $K_0 = 1$ seçilerek,

$i_{34} = 1,5$ ve $z_3 = 18$ değerlerine göre Çizelge 5.2'den

$$K_p = 0,5 \text{ bulunur}$$

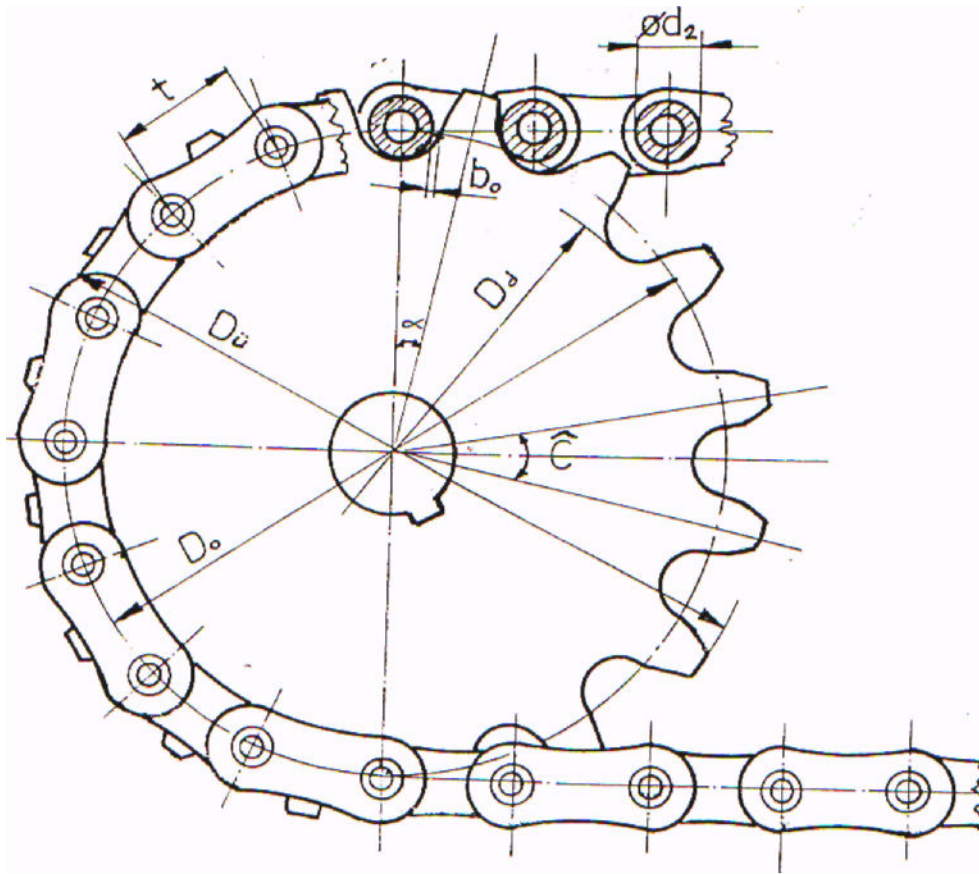
$$P^* = \frac{P_3}{K_p}$$

$$P^* = \frac{0,791}{0,5}$$

$$P^* = 0,67 \text{ BG}$$

Buna göre Şekil 5.1.'den 15,875x9,65x DIN 8187 zincir seçilebilir. Konstrüksiyonda sistem boyutlarına daha uygun olduğu için 12,7x7,75x DIN 8187 özelliklerindeki zincir seçilmiştir.

5.4. Döndüren Dişli Çarkın Bölüm Dairesi Çapı (D_{03})



Şekil 5.2. Zincir dişli şematik görünüşü (Akkurt, 1999)

$$\hat{C} = \frac{360}{z} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

$$\alpha = \frac{\hat{C}}{2} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

\hat{C} : Bir dişin gördüğü merkez açısı

D_0 = Bölüm dairesi çapı

D_d = Dişdibi dairesi çapı; $D_d = D_0 - d_2$

$D_{\bar{u}}$ = Dişüstü dairesi çapı; $D_{\bar{u}} = D_0 + d_2$

d_2 : zincir rulosu çapı

$$D_0 = \frac{t}{\sin \alpha} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

t: röleli zincir adımı

z: zincir dişli diş sayısı

b_0 : diş boşluğu

$$b_0 = 0,1d_2 \dots 0,2d_2 \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

$z_3 = 18$ diş, $t = 12,7$ mm ve $d_2 = 4,45$ mm olduğuna göre,

dişdibi dairesi ve dişüstü dairesi çapı;

$$\hat{C} = \frac{360}{18}$$

$$\hat{C} = 20^\circ$$

$$\alpha = 10^\circ$$

$$D_{03} = \frac{t}{\sin \alpha}$$

$$D_{03} = \frac{12,7}{\sin 10^\circ}$$

$$D_{03} = 73,13 \text{ mm}$$

$$D_{d3} = D_{03} - d_2$$

$$D_{d3} = 73,13 - 4,45$$

$$D_{d3} = 68,68 \text{ mm}$$

$$D_{ü3} = D_{03} + d_2$$

$$D_{ü3} = 73,13 + 4,45$$

$$D_{ü3} = 77,58 \text{ mm}$$

Diş boşluğu;

$$b_0 = 0,15 d_2$$

$$b_0 = 0,15 \cdot 4,45$$

$$b_0 = 0,667 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

5.5. Döndüren Zincir Dişli Bölüm Dairesi Çapı (D_{04})

$z_4 = 30$ ve $t = 12,7$ için

$$\hat{C} = \frac{360}{z}$$

$$\hat{C} = \frac{360}{30}$$

$$\hat{C} = 12$$

$$\alpha = 6^0$$

$$D_{04} = \frac{t}{\sin \alpha}$$

$$D_{04} = \frac{12,7}{\sin 6^0}$$

$$D_{04} = 121,49 \text{ mm}$$

$$D_{d4} = D_{04} - d_2$$

$$D_{d4} = 121,49 - 4,45$$

$$D_{d4} = 117,04 \text{ mm}$$

$$D_{ü4} = D_{04} + d_2$$

$$D_{ü4} = 121,49 + 4,45$$

$$D_{ü4} = 125,94 \text{ mm}$$

5.6. Sarma Açısı (β)

Eksenler arası mesafe $a = 300 \text{ mm}$ olarak tasarlanmıştır.

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_{o4} - D_{o3}}{2a} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{121,49 - 73,13}{2.300}$$

$$\beta = 170^0$$

5.7. Zincir Bakla Sayısı (x)

$$x = 2 \cdot \frac{a}{t} + \frac{z_3 + z_4}{2} + \left(\frac{z_4 - z_3}{2\Pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} \quad (\text{Cürgül, 1990})$$

$$x = 2 \cdot \frac{300}{12,7} + \frac{18+30}{2} + \left(\frac{30-18}{2\Pi} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{300}$$

$x = 72$ adet bakla seçildi

5.8. Zincir Uzunluğu (L_z)

$$L_z = t \cdot x$$

$$L_z = 12,7 \cdot 72$$

$$L_z = 914 \text{ mm}$$

5.9. Zincir Hızı (V_z)

$$V_z = \frac{\Pi \cdot D_{o3} \cdot n_3}{60}$$

$$V_z = \frac{\Pi \cdot 73,13 \cdot 15}{60}$$

$$V_z = 0,06 \text{ m/s}$$

5.10. Zincir Mekanizmasını Etkileyen Kuvvetler

Çalışma sırasında zincirin döndüren ve döndürülen kol olmak üzere iki kısımdan oluşur.

Döndüren koldaki toplam kuvvet;

$$F_{\text{top}} = F_t + F_g + F_\zeta$$

Burada;

F_t – çevresel kuvvet

F_g – döndüren koldaki ağırlıktan dolayı oluşan ağırlık kuvveti

F_ζ – merkezkaç kuvveti

5.10.1. Döndüren dişli çark çevresel kuvveti (F_t)

$$F_t = \frac{2.M_{d3}}{D_{o3}}$$

$$D_{o3} = 73,13$$

$$M_{d3} = 36316,8 \text{ daNmm} \quad (\text{Bkz. Bölüm 2.8})$$

$$F_t = \frac{2.36316,8}{73,13}$$

$$F_t = 993 \text{ daNmm}$$

5.10.2. Ağırlık kuvvet (F_g)

$$F_g = \frac{g.a^2}{8.\delta} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

Pratikte yukarıdaki bağıntı kullanılır. Burada; q – 1 metre zincirin ağırlığı, a – eksenler arası mesafe ve δ – zincirin sehimidir. Genellikle sehim, eksenler arası mesafeye bağlı olarak verilir. Örneğin δ 'nın, a mesafesine göre %2 ila %4 değerleri arasında olması halinde,

$$F_g = (6,25 \dots 3).q.a \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

olur. İlke olarak F_g kuvveti, F_t kuvvetinin %10'unu veya daha azını oluşturduğu durumda, hesapta göz önüne alınmaz.

$$\delta = \%4 . a \quad \text{kabul edildi.}$$

$$F_g = 3.q.a$$

$$q = 0,95 \text{ kg/m}$$

$$a = 300 \text{ mm}$$

$$F_g = 3.0,95.0,3$$

$$F_g = 0,855 \text{ kg}$$

$$F_g = 0,83 \text{ daN}$$

F_g çok küçük olduğundan sıfır olarak kabul edilebilir.

5.10.3. Merkezkaç kuvvet (F_ζ)

$$F_\zeta = \frac{q.V^2}{g} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$V = 0,06 \text{ m/s}$$

$$F_\zeta = \frac{0,95.0,06^2}{9,81}$$

$$F_\zeta = 0,00015$$

F_ζ merkezkaç kuvveti çok küçük olduğundan sıfır olarak kabul edilebilir.

Buna göre zincire gelen toplam kuvvet;

$$F_{\text{top}} = F_t + F_g + F_\zeta$$

$$F_{\text{top}} = 993 \text{ daN}$$

5.10.4. Zincir Miline Etkiyen Kuvvet (F_n)

$$F_n = (1,1 \dots 1,5).F_{\text{top}} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

$$F_n = 1,1.F_{\text{top}}$$

$$F_n = 1,1.993$$

$$F_n = 1092 \text{ daN}$$

5.11. Zincirin Mukavemet Kontrolü

Zincirin aşınmaya ve kopmaya karşı kontrol edilmesi gerekir.

5.11.1. Aşınmaya Göre Mukavemet Kontrolü

Aşınma hesabı yüzey basıncına bağlı olarak hesaplanır.

$$\frac{F_{\text{top}}}{A} \leq P_{\text{em}}$$

$$A = b_2.d_2$$

Burada;

A – standartlara göre zincirin yük taşıyan temas yüzey alanı,

P_{em} – emniyetli yüzey basınç değeri,

b_2 – burcun tam boyu

d_2 – perno çapıdır.

$$P_{em} = K_a \cdot P^*$$

Çizelge 5.5 P^* emniyetli yüzey basınç değerleri (Akkurt, 1999)

Zincirin hızı $v_2, m/s$	Yüzey basıncı, p^* daN/mm ²														
	Küçük dişlinin diş sayısı, z_1														
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥25
0,1	319	319	319	320	320	321	324	326	326	327	331	331	331	331	335
0,2	285	298	306	307	308	308	310	310	310	313	316	318	321	323	325
0,4	264	276	281	288	290	292	295	297	299	300	302	303	305	308	311
0,6	246	256	266	273	276	279	283	284	287	289	290	292	296	300	303
0,8	229	243	250	258	262	267	271	273	276	278	281	283	285	289	291
1	217	231	238	246	252	259	261	264	269	272	273	274	280	282	285
1,5	190	204	216	225	232	238	245	248	251	254	257	260	263	265	267
2	170	184	197	206	215	222	226	232	237	241	244	247	250	253	256
2,5	154	169	183	193	202	209	213	219	223	227	231	235	239	242	246
3	139	155	168	179	189	198	204	209	213	217	221	225	228	232	235
4	116	133	147	159	170	178	185	191	195	200	204	208	211	215	218
5	95	113	130	142	152	162	170	177	182	187	191	194	198	201	205
6	-	97	113	128	139	150	158	165	169	173	178	182	186	190	193
7	-	-	98	112	126	138	146	153	159	163	168	172	178	180	184
8	-	-	-	100	114	125	136	143	150	155	159	164	168	172	175
10	-	-	-	-	93	107	117	126	133	139	143	147	152	156	159
12	-	-	-	-	-	90	101	112	120	126	131	136	142	143	147
15	-	-	-	-	-	-	80	93	101	108	114	119	124	128	132
18	-	-	-	-	-	-	-	75	83	91	97	103	109	114	118
21	-	-	-	-	-	-	-	-	68	77	83	90	96	101	105
24	-	-	-	-	-	-	-	-	51	60	68	75	82	88	93

P^* : çizelge 3.5 de verilen emniyetli yüzey basınç değerleri

K_a : çizelge 3.6 da verilen ve diğer haller için geçerli olan aşınma faktörüdür.

Çizelge 5.6 dan $K_a = 0,8$

Çizelge 5.5 den $P^* = 326 \text{ daN/mm}$ bulunur

$$P_{em} = K_a \cdot P^*$$

$$P_{em} = 0,8 \cdot 326$$

$$P_{em} = 260,8 \text{ daN/mm}^2$$

Çizelge 5.4 den

$$b_2 = 7,75 \text{ mm}$$

$$d_2 = 4,45 \text{ mm}$$

$$A = b_2 \cdot d_2$$

$$A = 7,75 \cdot 4,45$$

$$A = 34,48 \text{ m}^2$$

$$\frac{F_{top}}{A} \leq P_{em}$$

$$\frac{1092}{34,48} \leq 260$$

$$31,66 \leq 260 \text{ daN/mm}^2$$

olduğundan zincir yüzey basıncına karşı emniyetlidir.

Çizelge 5.6. Ka aşınma faktörü değerleri (Akkurt, 1999)

K _o	DIN	K _a																			
		a=20 t					a=40 t					a=80 t					a=160 t				
		i ₁₂ =Z ₂ /Z ₁					i ₁₂ =Z ₂ /Z ₁					i ₁₂ =Z ₂ /Z ₁					i ₁₂ =Z ₂ /Z ₁				
		1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7
1	8187,8188,73232	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15	1,00	1,13	1,19	1,27	1,32	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57
	8180,8181	0,65	0,64	0,70	0,78	0,82	0,66	0,74	0,80	0,87	0,92	0,80	0,90	0,95	1,02	1,06	0,99	1,10	1,16	1,22	1,26
2	8187,8188,73232	0,50	0,58	0,64	0,72	0,76	0,60	0,68	0,73	0,79	0,84	0,73	0,82	0,87	0,93	0,97	0,91	1,01	1,06	1,12	1,19
	8180,8181	0,40	0,46	0,51	0,58	0,61	0,48	0,55	0,58	0,63	0,67	0,58	0,66	0,70	0,75	0,78	0,73	0,81	0,85	0,90	0,92
3	8187,8188,73232	0,44	0,50	0,55	0,62	0,66	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,63	0,71	0,75	0,80	0,83	0,78	0,87	0,92	0,96	0,99
	8180,8181	0,35	0,40	0,44	0,49	0,52	0,42	0,47	0,50	0,55	0,57	0,50	0,56	0,60	0,64	0,66	0,62	0,69	0,73	0,77	0,79
4	8187,8188,73232	0,40	0,46	0,51	0,57	0,61	0,48	0,54	0,58	0,63	0,67	0,58	0,65	0,69	0,74	0,77	0,72	0,80	0,84	0,89	0,91
	8180,8181	0,32	0,37	0,40	0,45	0,48	0,38	0,43	0,46	0,50	0,53	0,46	0,52	0,55	0,59	0,61	0,58	0,64	0,67	0,71	0,73

5.11.2. Kopmaya karşı mukavemet kontrolü

Kopmaya karşı mukavemet kontrolü zincirlerin kopma mukavemet değerlerine (F_k) göre hesaplanır. Çizelge 5.4 de zincirlerin kopma mukavemet değerleri verilmiştir.

Statik emniyet katsayısı;

$$S_s = \frac{F_{Bmin}}{F_{top}} \quad (\text{Cürgül, 1990})$$

Olmalıdır.

Burada:

F_{Bmin} : zincirin kopma mukavemeti

F_{top} : zincire gelen toplam kuvvet

S_s : statik emniyet katsayısıdır.

$$F_{Bmin} = 2000 \text{ daN}$$

$$F_{top} = 993 \text{ daN}$$

$$S_s = \frac{2000}{993} = 2,01$$

Her ne kadar genel kullanımda bu değerin 7 den fazla olması istenmekteyse bile, konstrüksiyonun küçük olması nedeniyle kopma dayanımının 2 katı emniyet olması yeterli olacaktır.

5.12. Zincir Ömrü

Zincirlerin ömürleri;

Sabit makinalarda $L_h = 15000$ saat

Motorlu taşıtlarda $L_h = 150000$ km (Oktay, 1973)

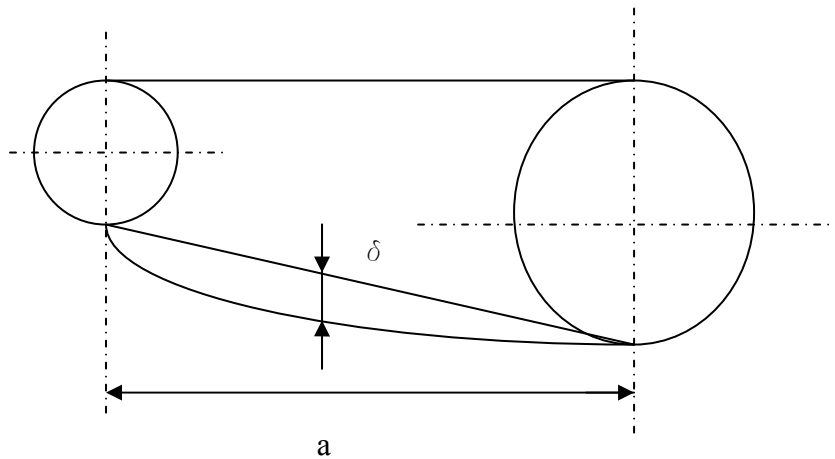
olarak kabul edilir. Bu kabule göre kullanılan zincir aracın 15000 saatlik çalışmasını sağlayabilecektir.

5.13. Zincirin Sehimi (δ)

Zincirin yükü karşılamayan gevşek kolunda hafif bir sehimi olmalıdır. Şekil 5.3 de gösterilen sehimi oranı;

$$\delta = (0,01 \dots 0,03).a \quad (\text{Oktay, 1973})$$

olmalıdır. Dişli zincirlerde daha az sarkma olursa zincire aşırı bir ön gergi verilmiş olur; fazla olursa sallantı yapma ve dişli çarktan kurtulma riski vardır.



Şekil 5.3. Zincir Sehimi

$\delta = 0,01 \cdot a$ seçilirse

$a = 300$ mm olduğuna göre;

$\delta = 0,01 \cdot 300 = 3$ mm sehim olmalıdır.

5.14. Zincirin Yağlanması

Zincir mekanizmasında yağlama metodu zincirin hızına bağlı olarak değişir. Çizelge 5.7. de zincir hızlarına göre yağlama metotları verilmiştir. Sistemde kullanılan zincirin çevre hızı 0,5 m/s'den küçük olduğu için gres ile veya yağdanlıkla yağlama yapılmalıdır.

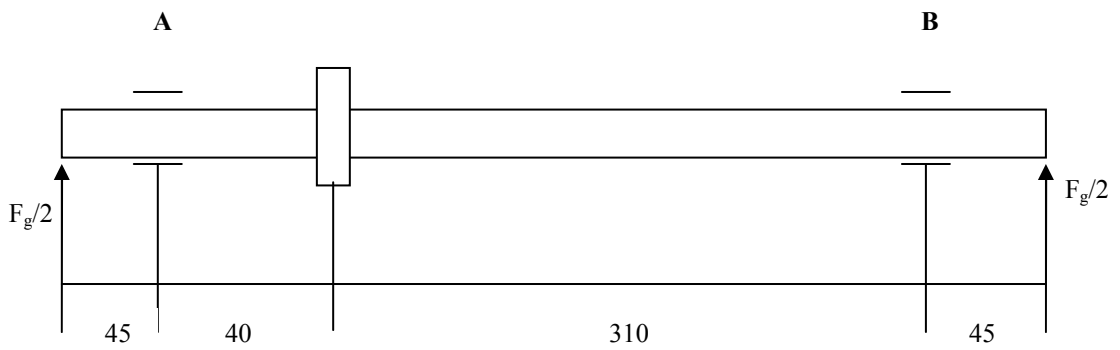
Çizelge 5.7. Zincir hızına bağlı yağlama metotları (Akkurt, 1999)

Zincir Hızı (m/s)	Yağlama Metodu
<0,5	Gres ile veya yağdanlıkla yağlama
<1,5	Dakikada 4 ila 14 damla arasında yağ damlatarak yağlama
<7	Banyolu yağlama veya dakikada 20 damla damlatılarak yağlama
<12	Basınçlı yağlama

6. YÜRÜTME MEKANİZMASI

Yürütme mekanizması; tekerlek taşıyıcı plaka, ana tahrik mili ve tekerleklerden oluşmaktadır.

6.1. Ana Tahrik Mili

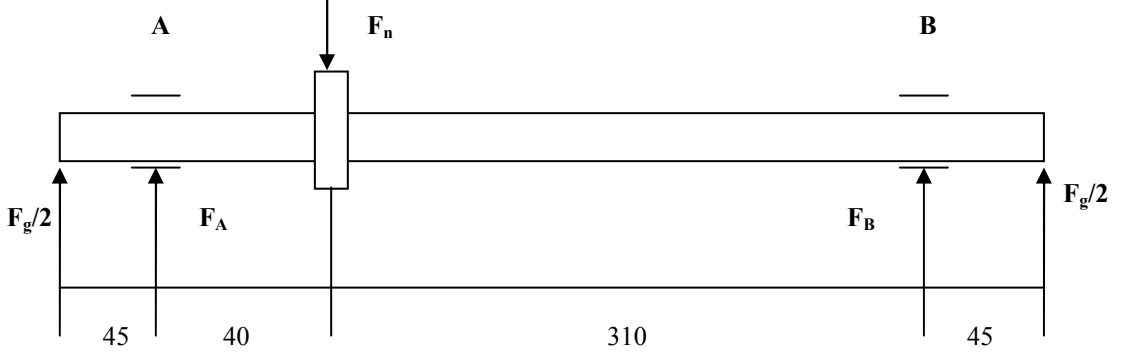


Şekil 6.1. Ana Tahrik Mili

Şekil 6.1. de gösterilen St 37-3 malzemesinden yapılan milin üzerinde altı köşe oyuklu civata ile bağlanan bir zincir dişli bulunmaktadır.

Tahrik mili, arabanın yüklü ağırlığı ve zincir mekanizmasının etkisinde eğilmeye maruz kalmaktadır.

6.1.1. Ana Tahrik mili Kesme Kuvveti ve eğilme momenti



Şekil 6.2. Ana tahrik mili yük durumu

$$F_{\text{top}} = 993 \text{ daN}$$

Zinciri zorlayan toplam kuvvet (Bölüm 5.10.1 den)

$$F_n = 1092 \text{ daN}$$

Zincir mekanizmasında mili etkileyen kuvvet

(Bölüm 5.10.4. den)

$$+\curvearrowright \Sigma M_A = 0 \quad \frac{F_g}{2} \cdot 45 + F_n \cdot 40 - F_B \cdot 350 - \frac{F_g}{2} \cdot 395 = 0 \quad (\text{Bkz. Şekil 6.2.})$$

$$49,05 \cdot 45 + 1092 \cdot 40 - 49,05 \cdot 395 - F_B \cdot 350 = 0$$

$$F_B = 75,75 \text{ daN}$$

$$+\curvearrowright \Sigma M_B = 0 \quad \frac{F_g}{2} \cdot 395 + F_n \cdot 310 + F_A \cdot 350 - \frac{F_g}{2} \cdot 45 = 0 \quad (\text{Bkz. Şekil 6.2.})$$

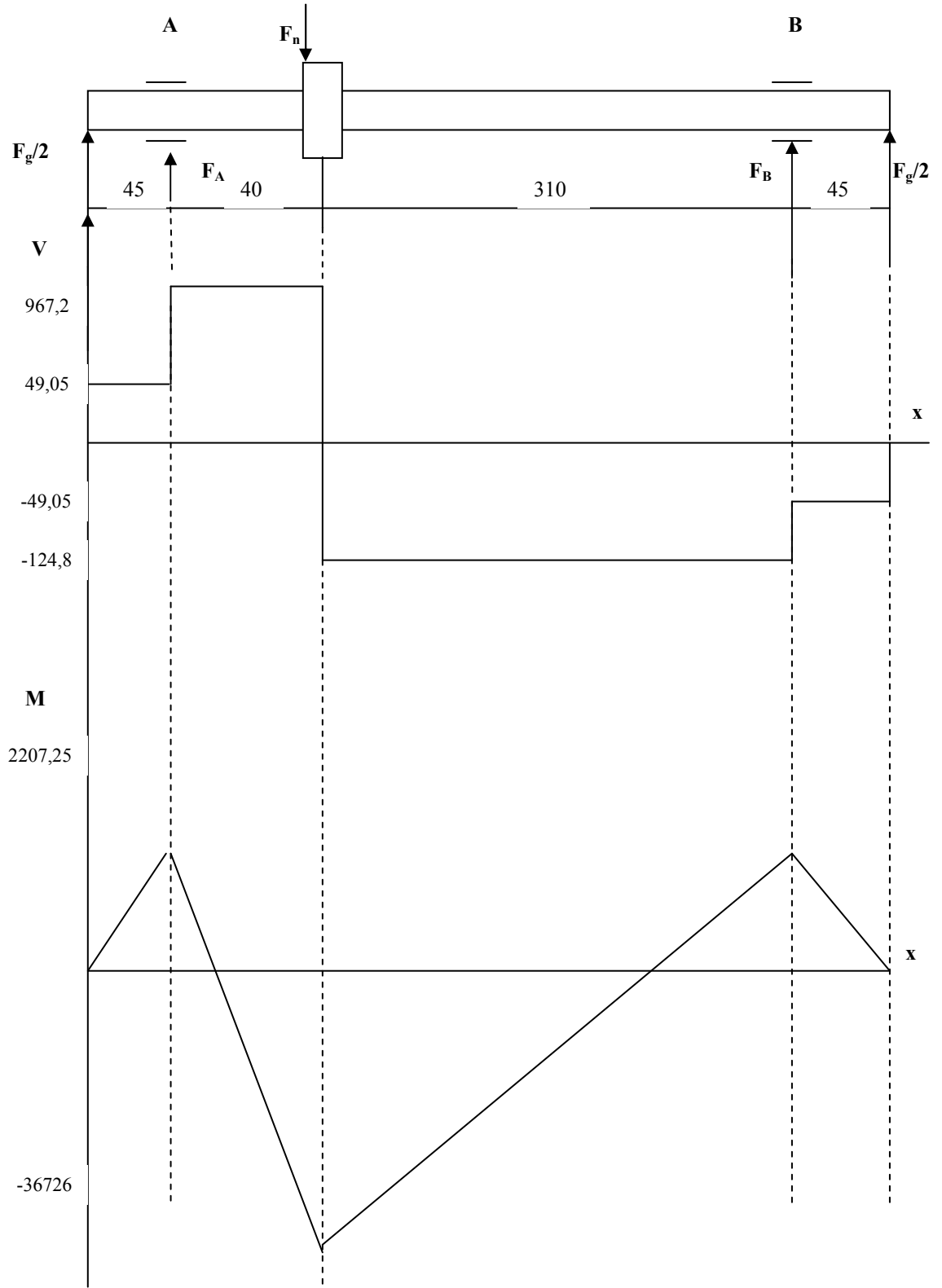
$$49,05 \cdot 395 + 1092 \cdot 310 + F_A \cdot 350 - 49,05 \cdot 45 = 0$$

$$F_A = 918,15 \text{ daN}$$

Oluşan maksimum eğilme momenti;

$$M_e = F_A \cdot 40$$

$$M_e = 36726 \text{ daNmm}$$



Şekil 6.3. Ana tahrik mili kesme kuvveti ve eğilme moment diyagramları

Burada;

V : Kesme kuvvetini

M : Eğilme momentini

göstermektedir.

6.1.2. Ana tahrik mili Çapının Hesabı

Mil eğilmeye maruz kalacağı için mil çapı eğilmeye göre belirlenir.

Mil çapı d ile ifade edilirse, dolu bir mil için eğilme gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{32.M_e}{\pi.d^3} \leq \sigma_{em} \quad (\text{R.C Hibbeler, 1997})$$

şeklinde yazılır. Böylece boyutlandırma için gereken mil çapı

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.M_e}{\pi.\sigma_{em}}}$$

bulunur.

$$\text{Dönen miller için : } \sigma_{em} = \frac{\sigma_{AK}}{S}, \quad S = 4 \dots 6$$

bağlantıları kullanılabilir.

$$\text{St-37 malzeme için } \sigma_{AK} = 17 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Eğilme momenti: } M_e = 36726 \text{ daN}$$

$$\sigma_e = \frac{\sigma_{AK}}{S} = \frac{17}{4} = 4,25 \text{ daN/mm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.36726}{\pi.4,25}}$$

$$d = 44 \text{ mm seçilir.}$$

6.2. Rulmanlı Yatak Hesabı

Mil çapına göre SKF 6008 sabit bilyeli rulman seçildi. SKF 6008 rulman için,

c: dinamik yük sayısı

$$c = 1320 \text{ kg}$$

Maksimum yatak yükü

$$P = F_g / 2 = 49,05 \text{ daN}$$

$$n = 10 \text{ d/d}$$

Yük emniyet derecesi (c/p)

$$c/p = 1320/50$$

$$c/p = 27$$

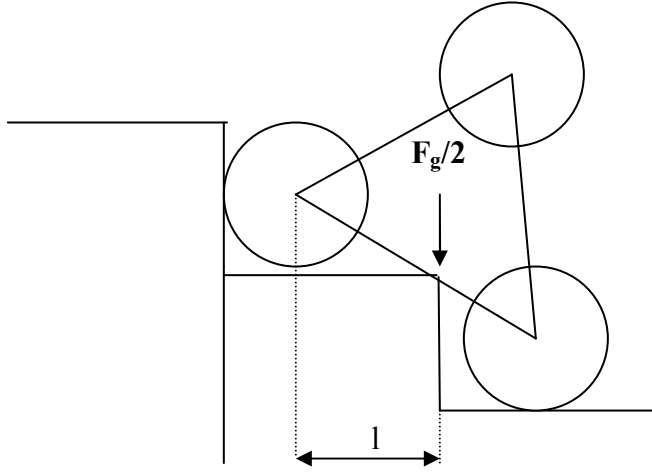
Seçilen rulman için yatak yükünün çok küçük olması ve buna bağlı olarak yük emniyet derecesinin büyük çıkmasıyla Çizelge 6.1 den rulman ömrünün 200000 saatten fazla olacağı görülür.

Çizelge 6.1. Devir Sayısı ve Yük Emniyet Derecesine Bağlı Rulman Ömrü (Oktay, 1971)

Saat olarak ömür L_{10h}	Dakikadaki devir sayısı													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100														
500				1.06	1.24	1.45	1.56	1.68	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67
1000			1.15	1.34	1.56	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36
1250		1.06	1.24	1.45	1.68	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63
1600		1.15	1.34	1.56	1.82	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91
2000	1.06	1.24	1.45	1.68	1.96	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23
2500	1.15	1.34	1.56	1.82	2.12	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56
3200	1.24	1.45	1.68	1.96	2.29	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93
4000	1.34	1.56	1.82	2.12	2.47	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32
5000	1.45	1.68	1.96	2.29	2.67	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75
6300	1.56	1.82	2.12	2.47	2.88	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20
8000	1.68	1.96	2.29	2.67	3.11	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70
10000	1.82	2.12	2.47	2.88	3.36	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23
12500	1.96	2.29	2.67	3.11	3.63	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81
16000	2.12	2.47	2.88	3.36	3.91	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43
20000	2.29	2.67	3.11	3.63	4.23	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11
25000	2.47	2.88	3.36	3.91	4.56	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83
32000	2.67	3.11	3.63	4.23	4.93	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6
40000	2.88	3.36	3.91	4.56	5.32	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5
50000	3.11	3.63	4.23	4.93	5.75	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4
63000	3.36	3.91	4.56	5.32	6.20	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4
80000	3.63	4.23	4.93	5.75	6.70	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5
100000	3.91	4.56	5.32	6.20	7.23	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6
200000	4.93	5.75	6.70	7.81	9.11	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6

6.3. Tekerlek Taşıyıcı Plakanın Mukavemet Kontrolü

Tekerlek taşıyıcı plaka eğilmeye maruz kaldığından sistemin eğilmeye göre mukavemet kontrolü yapılacaktır.

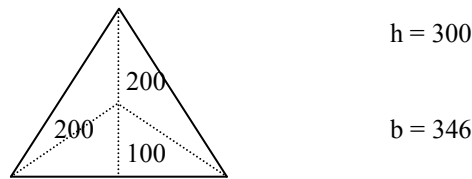


Şekil 6.4. Taşıyıcı Plaka

Hesaplamlarda kolaylık sağlaması amacıyla tekerlek taşıyıcı plakanın üçgen olduğu varsayılırsa; (Şekil 6.4.)

$$\sigma = \frac{M.c}{I} \quad (\text{R.C. Hibeler, 1997})$$

plakanın dayanımı formülüne göre yapılacaktır.



Şekil 6.5. Atalet moment kesiti

Buna göre Şekil 6.5. de verilen plakanın atalet momenti;

$$I = \frac{1}{36} b \cdot h^3 \quad (\text{R.C. Hibeler, 1997})$$

$$I = \frac{1}{36} \cdot 346 \cdot 300^3$$

$$I = 2595.10^5 \text{ mm}^4$$

Plakanın maruz kaldığı eğilme momenti;

$$M = \frac{F_g}{2} \cdot l$$

$$M = 49,05 \cdot 200$$

$$M = 9810 \text{ daNmm}$$

Plakada oluşan gerilme ise;

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I}$$

$$\sigma = \frac{9810 \cdot 200}{2595 \cdot 10^5}$$

$$\sigma = 7,4 \cdot 10^{-3} \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{AK}}{S} = \frac{24}{2} = 12 \text{ daN/mm}^2$$

$$7,4 \cdot 10^{-3} \leq 12$$

olduğuna göre taşıyıcı plaka eğilmeye göre emniyetlidir.

7. PİM VE PERNO HESABI

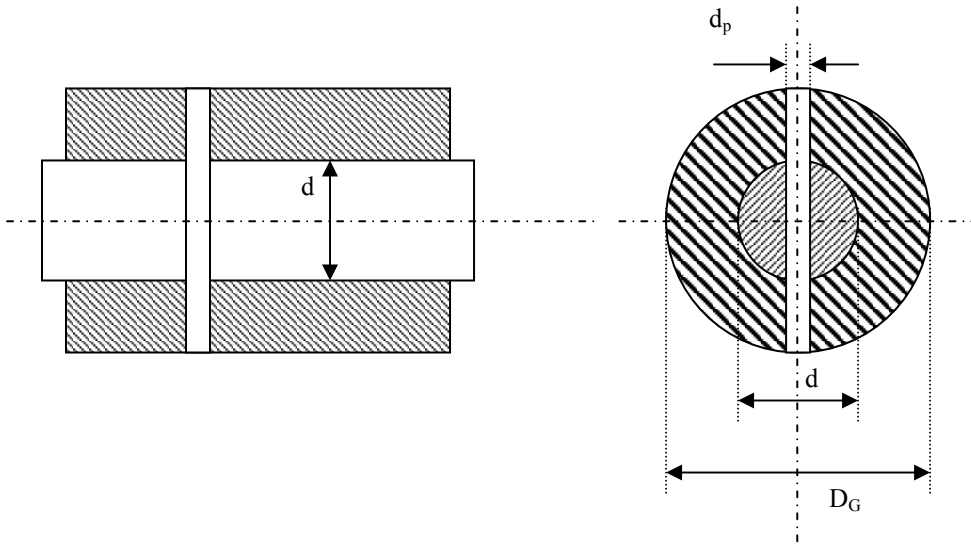
Motordan iletilen gücün hareket organlarına aktarılmasındaki bağlantılarda pimler ve pernelar kullanılmıştır. Pimler ve pernelar kullanıldıkları yerlerde yüzey basıncına ve kesme kuvvetine maruz kalmaktadır. Seçilen pim ve perneların kontrol hesabı buna göre yapılacaktır.

7.1. Redüktör Mili ile Küçük Dişli Arasındaki Pim Hesabı

Redüktör mili ile döndüren zincir dişli arasındaki bağlantı pim ile sağlanmıştır. Pim ile gövde arasındaki basınç;

$$p = \frac{4.M_b}{(D_G^2 - d^2).d_p} \leq p_{em} \quad (\text{Akkurt,1999})$$

formülüyle hesaplanır.



Şekil 7.1. Pim bağlantısı (Akkurt,1999)

Burada;

M_b ; Mile etkiyen döndüren momenti (M_{d3})

D_G ; Döndüren zincir dişli çapı

d ; Redüktör mil çapı

d_p ; pim çapı

$$M_b = M_{d3} = 36316,8 \text{ daNmm}$$

$$D_G = 60 \text{ mm}$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$d_p = (0,2 \dots 0,3) \cdot d$$

(Akkurt, 1999)

$$d_p = 0,3 \cdot 25 = 7,5 \text{ mm}$$

Değerler yerine konulursa:

$$p = \frac{4.36316,8}{(60^2 - 25^2) \cdot 7,5}$$

$$p = 6,51 \text{ daN/mm}^2$$

Bu değer;

$$S = \frac{\sigma_{AK}}{\frac{K_\zeta}{K_y} \cdot P_{\max}}$$

$$S = \frac{23}{\frac{1}{0,8} \cdot 6,51}$$

$$S = 2,7$$

olduğuna göre emniyetlidir.

Pim ile gövde arasındaki kesme kuvveti;

$$\tau = \frac{M_b}{\frac{\pi \cdot d_p^2 \cdot d}{4}} \leq \tau_{em} \quad (\text{Akkurt, 1999})$$

$$\tau = \frac{36316,8}{\pi \cdot 7,5^2 \cdot 25}$$

$$\tau = 8,22 \text{ daN/mm}^2$$

Emniyet durumu incelenirse;

$$S = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\zeta} \cdot \frac{\tau_D}{\tau_g} \quad \text{formülünden,}$$

$$\tau_D = 0,5 \cdot \sigma_K$$

$$\sigma_K = 60 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_D = 30 \text{ daN/mm}^2$$

$$S = \frac{1,0,8}{1} \cdot \frac{30}{8,22}$$

$S = 2,9$ emniyetli olduğu anlaşılır.

7.2. Mil ile Döndürülen Dişli Arasındaki Pim Hesabı

Tahrik mili ile döndürülen zincir dişli arasındaki bağlantı pim ile sağlanmıştır.

Pim ile gövde arasındaki basınç;

$$p = \frac{4 \cdot M_b}{(D_G^2 - d^2) \cdot d_p} \leq p_{em}$$

formülüyle hesaplanır.

Burada;

M_b ; Mile etkiyen döndüren momenti (M_{d4})

D_G ; Döndürülen zincir dişli çapı

d ; Mil çapı

d_p ; pim çapı

$$M_b = M_{d4} = 52481 \text{ daNmm}$$

$$D_G = 90 \text{ mm}$$

$$d = 45 \text{ mm}$$

$$d_p = (0,2 \dots 0,3) \cdot d$$

$$d_p = 0,3 \cdot 45 = 13,5 \text{ mm}$$

Değerler yerine konulursa:

$$P = \frac{4.52481}{(90^2 - 45^2) \cdot 13,5}$$

$$p = 2,56 \text{ daN/mm}^2$$

Bu değer;

$$S = \frac{\sigma_{AK}}{\frac{K_{\phi}}{K_y} \cdot p_{\max}}$$

$$S = \frac{23}{\frac{1}{0,8} \cdot 2,56}$$

$$S = 7,2$$

olduğuna göre emniyetlidir.

Pim ile gövde arasındaki kesme kuvveti;

$$\tau = \frac{M_b}{\pi \cdot d_p \cdot d} \leq \tau_{em}$$

$$\tau = \frac{52481}{\pi \cdot 13,5^2 \cdot 45}$$

$$\tau = 8,15 \text{ daN/mm}^2$$

Emniyet durumu incelenirse;

$$S = \frac{K_b \cdot K_y}{K_{\phi}} \cdot \frac{\tau_D}{\tau_g} \quad \text{formülünden,}$$

$$\tau_D = 0,5 \cdot \sigma_K$$

$$\sigma_K = 60 \text{ daN/mm}^2$$

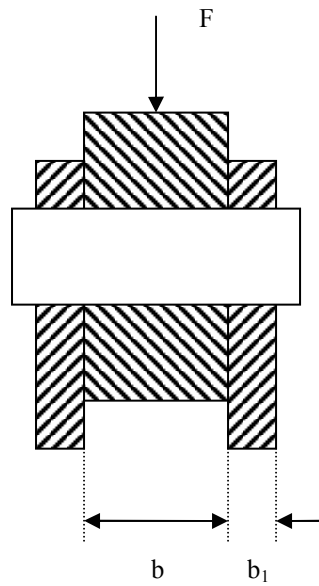
$$\tau_D = 30 \text{ daN/mm}^2$$

$$S = \frac{1,0,8}{1} \cdot \frac{30}{8,15}$$

$$S = 2,95 \text{ emniyetli olduğu anlaşılır.}$$

7.3. Taşıyıcı Plaka ile Tekerlekler Arasındaki Pernoların Hesabı

Yapılan aracın her iki tarafında bulunan taşıyıcı plakalara üçer adet tekerlek perno bağlantısıyla tutturulmuştur. Pernolar yüklü aracın ağırlığına maruz kaldıklarından dolayı, yüzey basıncına ve eğilmeye karşı kontrol edilmelidirler.



Şekil 7.2. Taşıyıcı tekerlek bağlantısı (Akkurt, 1999)

Yüzey basıncı;

$$p = \frac{F}{b.d} \leq p_{em}$$

$F = F_g / 2$ oluşabilecek maksimum ağırlık olursa;

$$p = \frac{49,05}{34.20} = 0,07 \text{ daN/mm}^2$$

Oluşan basınç sıfır kabul edilebilecek kadar küçük bir değerdir.

Eğilme durumu kontrol edildiğinde;

$$\sigma_e = \frac{F.(b + b_1)/4}{\pi.d^3 / 32}$$

$$\sigma_e = \frac{49,05.(34 + 4)/4}{\pi.20^3.4}$$

$$\sigma_e = 0,59 \text{ daN/mm}^2$$

Bu değerin de oldukça küçük bir değer olmasından seçilen pernoların bu büyüklükteki yükleme için fazlasıyla emniyetli olduğu görülmektedir.

8. ARABA İSKELETİ MUKAVEMET KONTROLÜ

Arabanın iskeleti 30 mm çapında demir boru profillerin kaynak yoluyla birleştirilmesinden oluşmaktadır. Birleşme noktaları düz köşe kaynağı ile yapılmıştır. Yapılan bu kaynak dikişleri bazı çekme kuvvetlerine, bazı noktalarda ise kesme kuvvetine maruz kalmaktadır. Özellikle kaynak hesabı yüklemenin maksimum olduğu kritik noktada yapılmıştır.

Çekme kuvvetine göre;

$$\sigma = \frac{F}{A_k} = \frac{F}{\sum_a \cdot \ell_k} = \sigma_{\text{kem}} \quad (\text{Cürgül, 1990})$$

$$\sigma_{\text{kem}} = v \cdot \sigma_{\text{em}}$$

$$v = v_1 \cdot v_2 \cdot v_3$$

Kesme kuvvetine göre;

$$\tau_k = \frac{F}{A_k} = \frac{F}{\sum_a \cdot \ell_k} = \tau_{\text{kem}}$$

Burada;

σ_{kem} : kaynak emniyet gerilmesi

ℓ_k : dikiş uzunluğu

a : dikiş kalınlığı

A_k : dikiş alanı

v : zayıflama faktörü

τ_{kem} : kayma emniyet gerilmesi

v_1 , dikiş kaynak faktörü, dikiş şekline ve zorlanma durumuna bağlı bir katsayıdır. Statik zorlanmalarda bütün dikiş şekilleri için bu faktör 1 olarak alınır. Dinamik zorlanmalarda ise Çizelge 8.1.'deki değerler kullanılır.

v_2 , kaynak kalitesi faktörü, kaynağın kalitesine bağlı olarak;

I. Kalite için : $v_2=1,0$

II. Kalite için : $v_2=0,8$

III Kalite için : $v_2=0,5$

v_3 , darbe faktör, çalışma esnasında, işletme şartlarından dolayı makinalarda oluşan darbelerin göz önünde bulundurulmasıdır. Darbe faktörü darbenin şiddetine göre aşağıdaki şekilde bulunur.








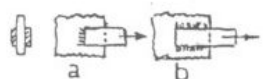
Ufak ve zayıf darbelerde : $v_3 = 1 \dots 0,9$

Orta darbelerde : $v_3 = 0,8, - 0,7$

Kuvvetli darbelerde : $v_3 = 0,5$

Çok kuvvetli darbelerde : $v_3 = 0,3$

Çizelge 8.1. Dinamik Zorlanmalar için kaynak faktörü (Cürgül, 1990)

	DİKİŞ CİNSİ	V_1 Zorlanma cinsi		
		çekme-basma	Eğilme	Kesme
Alın dikişi	V Dikişi, dikiş dibi kaynak edilmemiş 	0,5	0,8	0,4
	V Dikişi, dikiş dibi kaynak edilmiş 	0,7	0,85	0,55
	X Dikişi 	0,7	0,8	0,55
Köşe(bogaz) kaynağı	Tek taraflı düz dikiş 	0,2	0,1	0,2
	İki taraflı düz dikiş 	0,35	0,7	0,35
	İki taraflı çökük dikiş 	0,4	0,85	0,4
	İki taraflı K-dikişi 	0,55	0,8	0,45
a) Alın köşe dikişi		a) 0,22		
b) Yan köşe dikişi		b) 0,25		

$$v_1 = 0,35$$

(Bkz. Çizelge 8.1.)

$$v_2 = 1$$

$$v_3 = 1$$

$$v = v_1 \cdot v_2 \cdot v_3$$

$$v = 0,35 \cdot 1 \cdot 1$$

$$v = 0,35$$

St 37 malzeme için $\sigma_{ak} = 23 \text{ daN/mm}^2$ $s = 2$ seçilirse

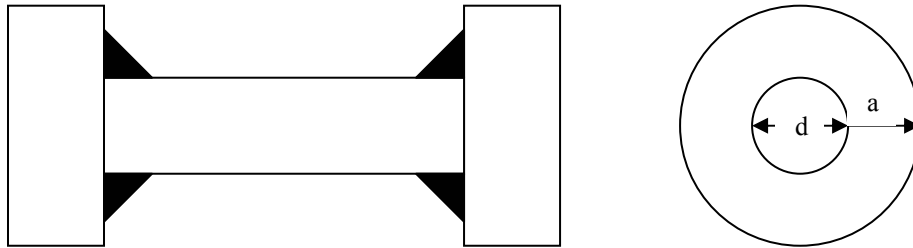
$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{s}$$

$$\sigma_{em} = \frac{23}{2} = 11,5 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{kem} = v \cdot \sigma_{em}$$

$$\sigma_{kem} = 0,35 \cdot 11,5$$

$$\sigma_{kem} = 4,025$$



Şekil 8.1. Çift taraflı köşe kaynağı

Boru kesiti dairesel olduğuna göre kaynak alanı;

$$A_k = \pi \frac{(2a + d)^2}{4} - \pi \frac{d^2}{4} = \pi \cdot a \cdot (a + d) \quad (\text{Şekil 8.1.})$$

$$A_k = \pi \cdot 1 \cdot (1 + 30)$$

$$A_k = 97,4 \text{ mm}^2$$

$$F = F_g$$

$$F = 98,1 \text{ daN}$$

$$\sigma = \frac{F}{A_k}$$

$$\sigma = \frac{98,1}{97,4} = 1 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma = 1 < \sigma_{\text{kem}} = 4,025$$

olduğuna göre kaynak dikişleri emniyetlidir.

Kesme kuvvetine göre kaynak kontrolü,

$$\tau_{\text{AK}} = 0,58 \cdot \sigma_{\text{AK}} \quad (\text{Cürgül, 1990})$$

$$\tau_{\text{kem}} = 0,58 \cdot \sigma_{\text{kem}}$$

$$\tau_{\text{kem}} = 0,58 \cdot 4,025$$

$$\tau_{\text{kem}} = 2,355$$

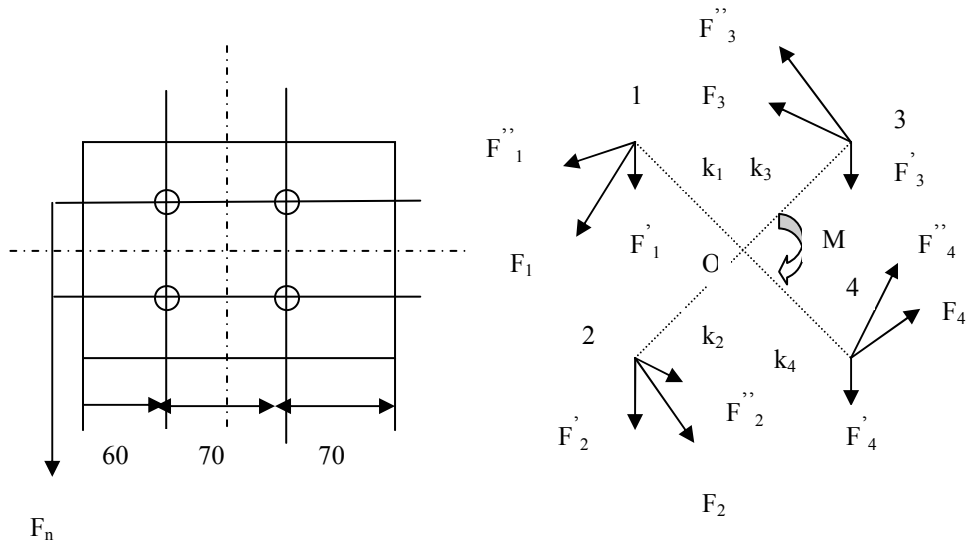
$1 < 2,355$ olduğuna göre dikişler kesmeye karşı emniyetlidir.

9. CİVATA KONTROL HESABI

Elektrik motoru, motor freni ve redüktör motorun üretildiği fabrikada birleştirilmiş ve sistemin tek parça olarak çalışması sağlanmıştır. Motor sistemi redüktör üzerinden civatalarla monte edilmiştir.

9.1. Redüktör Bağlantı Civataları Kontrolü

Redüktör ana gövdeye dik bir şekilde kaynaklanmış saç plaka üzerine dört adet M12 civata ile monte edilmiştir. Redüktör bu plaka üzerinde düz durduğundan, bağlantı civataları sadece kesme kuvveti etkisindedir.



Şekil 9.1. Redüktör bağlantı civatalarının maruz kaldığı kuvvetler

Şekil 9.1. de dönme merkezine göre kuvvetlerin dağılımı ve her bir civataya gelen kuvvetler gösterilmiştir.

Dönme merkezine göre moment;

$$M = F_n \cdot d$$

$$F_n = 1092 \text{ daN}$$

$$d = 100 \text{ mm}$$

$$M = 1092.100$$

$$M = 109200 \text{ daNmm}$$

Civataların dönme merkezine olan uzaklığı

$$k = k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = \sqrt{20^2 + 35^2} = 40,3$$

Her bir civataya gelen birinci eksendeki kesme kuvveti;

$$F'_1 = F'_2 = F'_3 = F'_4 = \frac{F_n}{4} = 273 \text{ daN}$$

Her bir civataya gelen ikinci eksendeki kesme kuvveti;

$$F''_1 = F''_2 = F''_3 = F''_4 = \frac{M \cdot k}{k_1^2 + k_2^2 + k_3^2 + k_4^2} = \frac{M}{4 \cdot k}$$

$$F''_1 = F''_2 = F''_3 = F''_4 = \frac{109200}{4 \cdot 40,3} = 677,5 \text{ daN}$$

Buna göre civatalara düşen bileşke kuvvetler;

$$1 \text{ nolu civata ; } F_1 = 950 \text{ daN}$$

$$2 \text{ nolu civata ; } F_2 = 950 \text{ daN}$$

$$3 \text{ nolu civata ; } F_3 = 404,5 \text{ daN}$$

$$4 \text{ nolu civata ; } F_4 = 404,5 \text{ daN}$$

1 ve 2 nolu civatalarda oluşan kesme kuvveti maksimum olduğuna göre bu civataların kontrolü yapılmalıdır.

$$F_{\max} = 950 \text{ daN}$$

$$\tau_k = \frac{F_{\max}}{A}$$

$$A = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$$

M12 civata için;

Diş dibi çapı ; $d_i = 10,4$ mm

Kesit alanı ; $A = 92,1$ mm²

4.6 kalite civata için $\tau_{em} = 11$ daN/mm² (Oktay, 1971)

$$\tau_k = \frac{950}{92,1} = 10,3$$

$$10,3 < 11$$

olduğuna göre civatalar emniyetlidir.

10. SONUÇ

Çalışmaya başlamadan önce piyasadaki taşıma araçları incelenmiş, yurt dışında benzer işlev gören araçlarla ilgili bilgi toplanmıştır. Yapılan bu araştırmalarda arabanın taşıma kapasitesine göre çeşitli ölçülerde imal edilerek satıldığı, yurtiçinde benzer herhangi bir ürünün satışının yapılmadığı ve yurtdışında daha farklı bir mekanizma kullanan bir modelin üretildiği tespit edilmiştir.

Yapılan araştırmalardan sonra, araştırmada prototip modelin oluşturulması amacıyla piyasadaki en küçük ölçülerde olan arabanın iskeleti yaptırılmıştır. Aracın mukavemet hesabı yapılırken gövdenin tümü için değil kritik noktalar için hesaplamalar yapılmıştır. Bu gövdeye göre piyasadaki motorlar araştırılmış, uygun olabilecek bir seçim için bilgi toplanmıştır. En iyi seçimin motor, redüktör ve frenin bir arada olduğu sistem tercih edilmiştir.

Bu çalışmada amaç olarak basamak çıkabilen bir prototip mekanizmanın tasarımının yapılarak uygulamada çalışması hedef alındığından; imalatı sırasında mümkün olduğu kadar ekonomik ve boyut olarak küçük malzemeler seçilmiştir.

Yapılan sistemin en büyük dezavantajı elektriği kablo ile almasıdır. Akülü bir sistem kurulması ve seçilen motorun boyutlarının daha küçük olması durumunda ciddi bir satış piyasasına sahip olabileceği düşünülmektedir.

Binalarda asansör bulunmaması, taşınacak malın asansöre sığmaması veya insan taşımak için tasarlanmış asansörlere ağır yüklerin yerleştirilememesi gibi sebeplerden ötürü bazı durumlarda basamak çıkabilen taşıma araçlarına ihtiyaç duyulmaktadır.

Basamak çıkabilen sistem beyaz eşya, elektronik ekipman vb. ürünlerin satıcı ve servislerinin bu ürünlerin kurulması veya taşınması sırasında oldukça rahat kullanabilecekleri bir sistemdir. Bu şekilde bir araçla taşımada ürünün çizilmesi, herhangi bir yere çarpması veya düşürülmesi gibi bir olasılık bulunmamaktadır. Benzer şekilde müzelerde tarihi eserlerin taşınmasında, eski binalarda hizmet veren şirket ve kamu kuruluşlarında ve depolarda böyle bir aracın kullanılabileceği düşünülmektedir.

Ayrıca bu araçlar Şekil 10.1. 'de görüldüğü gibi ihtiyaca göre özel donanımlar eklenip özürülüler veya hastalar için de kullanılır duruma getirilebilir.

Ülkemiz piyasasında son kullanıcıya yönelik basamak çıkabilen bir sistem üreten veya satan bir kuruluş yoktur. Yurtdışında bu konuda çalışma yapan birkaç önemli firma bulunmaktadır. Bu firmalar tasarladığımız araçta kullandığımız mekanizmadan biraz daha farklı bir mekanizma kullanmaktadırlar. Özellikle bu firmaların ürünlerinde gövdelerinin ergonomik ve bir çok ihtiyaca cevap verebilecek şekilde esnek tasarlandığı, yüksek kullanım kolaylığı sağladığı görülmektedir.



Şekil 10.1. Özel donanımlı araçlar (MTK ürün kataloğu)

KAYNAKLAR DİZİNİ

Akkurt, M., 1999, Makina Elemanları Cilt I, II, **Birsen Yayınevi**, İstanbul.

Akkurt, M., 1990, Makina Elemanları Problem Çözümleri, **İ.T.Ü. Makina Fakültesi**, İstanbul.

Akkurt, M., 1994, Makina Elemanları Problemleri, **İ.T.Ü. Makina Fakültesi**, İstanbul.

Bağcı, M. Ve Bağcı, C., 1989, Teknik Resim Cilt I, **Aşama matbaacılık Sanayi**, Ankara.

Bengisu, O., 2000, Makine Konstrüksiyonuna Giriş, **Birsen Yayınevi**, İstanbul.

Bernard, F. and Bru, A., 1971, Makine ve Konstrüksiyon Elemanları Cilt IV, Çeviren: Antan T. ve Köktürk, U., **İ.T.Ü. Makine Fakültesi**, İstanbul.

Creamer, R.H, 1984, Machine Design, **Addison-Wesley publishing Company**, Massachusetts.

Cürgül, i., 1990, Makina Elemanları cilt I, **Yıldız Üniversitesi Yayınları**, İstanbul.

Decker and Kabus, 1974, Çözümlü Makine Elemanları Problemleri Cilt I, II, Çeviren; Beneyyat, L, **Güven Kitapevi**, İstanbul.

Eminkahyagil, E.,1978, Konstrüksiyon El Kitabı, **Ankara Yüksek Teknik Öğretmen Okulu Basımevi**, Ankara.

Kama Sanayi Tipi Tekerlek Katalogu.

Köseoğlu, S., 1974, Teorik Etüt ve Pratik Sayısal Örneklerle Merdivenlerin Statik ve Betonarme Hesapları, **Matbaa Teknisyenleri Matbaası**, İstanbul.

İmrak, E., 2005, Endüstriyel Taşıma ve Depolama

Hibbeler, R.C., 1997 Mechanics of Materials, **Prentice Hall** New Jersey.

Oktay, S., 1973, Makina Elemanları Cilt IV, **Birsen yayınevi**, İstanbul.