

**PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ
BİRİNCİ GRUP BESLEME SİSTEMİ
GÖVDE VE BIÇAK TASARIMI**

Ferda BİLİK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2006
ANKARA**

Ferda BİLİK tarafından hazırlanan PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ BİRİNCİ GRUP BESLEME SİSTEMİ, GÖVDE VE BIÇAK TASARIMI adlı bu tezin yüksek lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Nihat GEMALMAYAN
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ Anabilim Dalında Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Bedri TUÇ

Üye : Prof. Dr. Eres SÖYLEMEZ

Üye : Prof. Dr. Muammer NALBANT

Üye : Yrd. Doç. Dr. Selim TÜRKBAŞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nihat GEMALMAYAN

Tarih : 15 / 06 / 2006

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Ferda BİLİK

PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ
BİRİNCİ GRUP BESLEME SİSTEMİ, GÖVDE VE BIÇAK TASARIMI
(Yüksek Lisans Tezi)

Ferda BİLİK

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Haziran 2006

ÖZET

Her geçen gün azalan doğal kaynaklardan biri olan ağaçlar, çevreciler kadar ahşap endüstrisinin de önlemler almasına sebep olmuştur. Bu amaçla, hammaddeden yüzde yüz faydalanılabilirlik esas alınarak, özellikle kontrplak fabrikalarında atıl olarak çevreye bırakılan ve çoğu zaman yakacak olarak kullanılan kusurlu kaplama levhalarının (papel), sunta ve laminat parke üreten fabrikalarda ara dolgu malzemesi olarak tekrar kullanılabilirliği düşünülmüştür.

Papel kırpıntı makinesi de bu amacı gerçekleştirmek için tasarlanmış üç kademeli bir parçalama sistemidir. Bu makine sayesinde, kontrplak fabrikalarının çevresinde yangın tehlikesi yaratan kullanılmayan papeller kırpıntı haline getirilip sunta fabrikalarına satılarak hem ekonomik kazanç sağlanmış hem de çevre kirliliği önlenmiştir.

Bilim Kodu	: 914.1.0901
Anahtar Kelimeler	: kontrplak, atıl, papel, dolgu malzemesi, parçalama sistemi, kırpıntı
Sayfa Adedi	: 180
Tez Yöneticisi	: Yrd. Doç. Dr. Nihat GEMALMAYAN

WOOD PAPER SCRAPPING MACHINE
FIRST GROUP FEEDING SYSTEM, BODY AND KNIFE DESIGN
(M.Sc.Thesis)

Ferda BİLİK

GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
June 2006

ABSTRACT

Trees are the natural resources that numbers decrease everyday. Therefore as environmentalists wood industry was to take precautions. For this reason to use raw material definitely, defective coating wood papers which are released from the plywood factories to the environment or which are used for fuel are aimed to use again in the chipboard or laminate parquet factories as filling material.

Wood paper scrapping machine is designed for making real this aim with three step shredding system. With this machine unused wood papers near the factories which has fire risk are broke into pieces and then sold to chipboard factories. So with avoiding environmental pollution and economical benefit is gained.

Science Code	: 914.1.090
Key Words	: plywood, defective, wood paper, filling material, shredding system, scrap
Page Number	: 180
Adviser	: Yrd. Doç. Dr. Nihat GEMALMAYAN

TEŞEKKÜR

Lisans ve Yüksek Lisans eğitimim boyunca beni yönlendiren ve teknik konuda bilgilerini benden esirgemeyen tez danışmanım saygıdeğer hocam Yrd. Doç. Dr. Nihat GEMALMAYAN'a, papel kırpıntı makinesinin üretimini gerçekleştiren ve tasarım sırasında fikirleriyle katkıda bulunan MADENLER A.Ş. sahibi Kemal Bey ve kardeşlerine, şu an makinenin kullanıldığı ve böyle bir makinenin yapılması talebinde bulunarak bizleri yönlendiren Tosya Kontrplak Sanayi yetkililerine teşekkürü bir borç biliyorum.

Ayrıca, maddi ve manevi desteklerini benden esirgemeyerek beni her konuda yetiştiren aileme, manevi desteğiyle her zaman yanımda olan sevgili arkadaşım Seher Seçil ÖZCAN'a, Hidromek A.Ş. Kazıcı-Yükleyici Proje grubundaki tüm çalışma arkadaşlarıma ve Hüseyin İNAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xiii
RESİMLERİN LİSTESİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ	1
2. PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ.....	16
3. İLK PROTOTİP PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ.....	18
4. BİR TON/SAAT KIRPINTI KAPASİTELİ PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ	22
4.1. Birinci Grup Besleme Sistemi.....	23
4.2.İkinci Grup Besleme Sistemi.....	24
5. PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ ZİNCİR DİŞLİ ÇARK, KAYIŞ KASNAK VE DİŞLİ ÇARK HESAPLARI	25
5.1. Bir Numaralı Motor Milinden İki Numaralı Tambur Miline Hareket İleten Zincir Dişli Çark Hesabı	27
5.1.1. Zincir mekanizmasını etkileyen kuvvetler.....	32
5.1.2. Zincir seçimi kontrolü.....	34
5.2. İki Numaralı Tambur Milinden Beş Numaralı Merdane Miline Hareket İleten Zincir Dişli Çark Hesabı	37
5.2.1. Zincir mekanizmasını etkileyen kuvvetler.....	39
5.2.2. Zincir seçimi kontrolü.....	41

Sayfa

5.3. İki Numaralı Tambur Milinden Üç Numaralı Yönlendirici Makara Miline Hareket İleten Dişli Çark Çifti Hesabı	42
5.4. Üç Numaralı Yönlendirici Makara Milinden Dört Numaralı Merdane Miline Hareket İleten Zincir Dişli Çark Hesabı.....	48
5.4.1. Zincir mekanizmasını etkileyen kuvvetler.....	51
5.4.2. Zincir seçimi kontrolü.....	53
5.5. Yedi Numaralı Motor Milinden Altı Numaralı Kesici Bıçak Miline Hareket İleten Kayış Kasnak Hesabı	54
5.6. Sekiz Numaralı Motor Milinden Dokuz Numaralı Köşebent Dişli Sistemine Hareket İleten Kayış Kasnak Hesabı.....	62
5.7. Dokuz Numaralı Köşebent Dişli Sistemi Milinden On Numaralı Köşebent Dişli Sistemi Miline Hareket İleten Dişli Çark Çifti Hesabı	66
6. PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ TAHRİK MİLLERİ TASARIM HESAPLARI.....	70
6.1. Birinci Mil Tasarım Hesabı	70
6.2. Konveyör Üst Tambur Mili Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı.....	72
6.2.1. İkinci mil kamalı mil hesabı	81
6.3. PapeL Yönlendirici Merdane Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı	83
6.3.1. Üçüncü mil kamalı mil hesabı	90
6.4. Üst Merdane Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı	92
6.4.1. Dördüncü mil kamalı mil hesabı.....	97
6.5. Alt Merdane Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı	99
6.5.1. Beşinci mil kamalı mil hesabı.....	104
6.6. Kesici Bıçak Sistemi Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı	106
6.6.1. Altıncı mil kama yada kamalı mil hesabı	111
6.7. Yedinci Mil Tasarım Hesabı	114
6.8. Sekizinci Mil Tasarım Hesabı	115

Sayfa

6.9. Köşebent Dişli Sistemi I Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı	116
6.9.1. Dokuzuncu mil kama yada kamalı mil hesabı	123
6.10. Köşebent Dişli Sistemi II Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı	125
6.10.1. Onuncu mil kama yada kamalı mil hesabı	130
6.11. Üst Merdane Mili İtme Yayı Hesabı	132
7. PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ ANA GÖVDE TASARIMI MONTAJ RESİMLERİ VE PARÇA LİSTELERİ	137
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	166
KAYNAKLAR	168
EKLER	169
EK-1 ZET redüktör üç fazlı asenkron motor boyutları	170
EK-2 ZET redüktör güç tahvil oranı çizelgesi	171
EK-3 ZET redüktör 2KZ tip redüktör boyut çizelgesi	172
EK-4 DIN 8187 / ISO 606'a göre tek sıralı makaralı zincir boyutları	173
EK-5 Kayış malzemelerinin mekanik özellikleri	174
EK-6 SKF bilyalı rulman boyutları	175
EK-7 SKF bilyalı rulman yatağı boyutları	176
EK-8 SKF bilyalı rulman kızaklı yatak boyutları	177
EK-9 SKF eğik makaralı rulman boyutları	178
EK-10 SKF bilyalı rulman flanşlı yatak boyutları	179
ÖZGEÇMİŞ	180

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.1. Motor cinsine göre çalışma faktörü (K_0) değerleri	28
Çizelge 5.2. Güç faktörü (K_P)	28
Çizelge 5.3. DIN 8187 / ISO 606'a göre tek sıralı makaralı zincir tablosundan zincir boyutları (EK-4).....	30
Çizelge 5.4. Zincir dişli çarkının diş genişliği	32
Çizelge 5.5. Zincir dişli çarkı üzerindeki r_4 yarıçapı	32
Çizelge 5.6. Rulolu manşonlu zincirlerde yüzey basıncı, p^* daN/mm ²	35
Çizelge 5.7. Aşınma faktörü (K_a)	36
Çizelge 5.8. DIN 780'e göre standart modül değerleri.....	43
Çizelge 5.9. Dişli çark malzemelerinin yüzey basınç özellikleri	43
Çizelge 5.10. Yuvarlanma faktörü (K_α)	45
Çizelge 5.11. Dinamik veya hız faktörü (K_v)	45
Çizelge 5.12. Yüzey sertliğine göre dişli çark hesap yöntemi	45
Çizelge 5.13. Dişli çark malzemelerinin mekanik özellikleri	47
Çizelge 5.14. Sıfır dişliler için form faktörü	48
Çizelge 5.15. Dar V kayışlarının boyutları	55
Çizelge 5.16. Dar V kayış kasnağı	57
Çizelge 5.17. V kayışlarının sarılma açısı faktörü (K_β)	58
Çizelge 5.18. V kayışlarının uzunluk faktörü (K_L)	58
Çizelge 5.19. Tek bir V kayışın iletebileceği maksimum güç (P_I^*) kW	59
Çizelge 5.20. V kayışlarını döndüren kasnak çapı faktörü (k_k).....	60
Çizelge 6.1. Kamalı millerin boyutları.....	71
Çizelge 6.2. Kamalı miller için P_{em} değerleri daN/mm ²	71

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.3. Konveyör üst tambur montajına ait teknik bilgiler	74
Çizelge 6.4. İki numaralı milden üç numaralı mile hareket ileten dişli çarka ait teknik bilgiler	74
Çizelge 6.5. Bir numaralı motor milinden hareket alan ve iki numaralı tambur milini harekete geçiren zincir dişli çarkına ait teknik bilgiler	74
Çizelge 6.6. İki numaralı tambur milinden beş numaralı merdane miline hareket ileten zincir dişli çarkına ait teknik bilgiler	74
Çizelge 6.7. Papel yönlendirici merdane montajına ait teknik bilgiler	84
Çizelge 6.8. İki numaralı milden hareket alan ve üç numaralı mili harekete geçiren dişli çarka ait teknik bilgiler.....	84
Çizelge 6.9. Üç numaralı yönlendirici merdane milinden dört numaralı merdane miline hareket ileten zincir dişli çarkına ait teknik bilgiler	84
Çizelge 6.10. Üst merdane montajına ait teknik bilgiler.....	92
Çizelge 6.11. Üç numaralı milden hareket alan ve dört numaralı mili harekete geçiren zincir dişli çarka ait teknik bilgiler	92
Çizelge 6.12. Alt merdane montajına ait teknik bilgiler	99
Çizelge 6.13. İki numaralı milden hareket alan ve beş numaralı mili harekete geçiren zincir dişli çarka ait teknik bilgiler	99
Çizelge 6.14. Kesici bıçak sistemi montajına ait teknik bilgiler.....	106
Çizelge 6.15. Yedi numaralı motor milinden hareket alan ve altı numaralı mili harekete geçiren kayış kasnağına ait teknik bilgiler.....	106
Çizelge 6.16. Kamaların standart boyutları	111
Çizelge 6.17. Kama bağlantılarının p_{em} yüzey basıncı daN/mm^2	112
Çizelge 6.18. Köşebent dişli sistemi (dokuzuncu. mil) montajına ait teknik bilgiler	116
Çizelge 6.19. Dokuz numaralı milden hareket alan ve on numaralı mili harekete geçiren dişli çarka ait teknik bilgiler.....	117
Çizelge 6.20. Sekiz numaralı motor milinden hareket alan ve dokuz numaralı mili harekete geçiren kayış kasnağına ait teknik bilgiler	117
Çizelge 6.21. Köşebent dişli sistemi (onuncu. mil) montajına ait teknik bilgiler....	125

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.22. Dokuz numaralı milden hareket alan ve on numaralı mili harekete geçiren dişli çarka ait teknik bilgiler.....	126
Çizelge 6.23. Yay tellerinin mekanik özellikleri	133
Çizelge 6.24. DIN 17223'e göre yay tellerinin minimum kopma mukavemeti σ_K daN/mm ²	135

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Columbus McKinnon Corporation tekli üst bıçak ve yan aşınma plakası montaj edilmiş parçalayıcı diskler	11
Şekil 1.2. Columbus McKinnon Corporation çiftli üst bıçak ve yan aşınma plakası montaj edilmiş parçalayıcı diskler	11
Şekil 1.3. Papel kırpıntı makinesi tasarım süreci iş akış şeması	13
Şekil 3.1. İlk prototip papel kırpıntı makinesi kırpıntı eleği	19
Şekil 5.1. Papel kırpıntı makinesi birinci grup besleme sistemi tahrik millerinin numaralandırılması ve miller arasındaki ön tasarım ölçüleri	25
Şekil 5.2. Rulolu manşonlu ve manşonlu zincirlerin güç iletme kabiliyeti	30
Şekil 5.3. Zincir dişli çark boyutları	31
Şekil 5.4. Dar V kayışlarının kesit seçimi grafiği	54
Şekil 6.1. Konveyör üst tambur miline (ikinci mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi	73
Şekil 6.2. Papel yönlendirici merdane miline (üçüncü mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi	85
Şekil 6.3. Üst merdane miline (dördüncü mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi	94
Şekil 6.4. Alt merdane miline (beşinci mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi	101
Şekil 6.5. Kesici bıçak miline (altıncı mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi	107
Şekil 6.6. Köşebent dişli sistemi miline (dokuzuncu mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi	118
Şekil 6.7. Köşebent dişli sistemi miline (onuncu mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi	127
Şekil 6.8 Üst merdane mili itme yayı boyutları ve bu yaya etkiyen kuvvetlerin gösterimi	134
Şekil 7.1. Bantlı konveyör montajı	137

Şekil	Sayfa
Şekil 7.2. Bantlı konveyör merdanesi montajı	138
Şekil 7.3. Bantlı konveyör üst tambur montajı	139
Şekil 7.4. Bantlı konveyör alt tambur montajı	139
Şekil 7.5. Kesici bıçak montajı	140
Şekil 7.6. Kesici bıçak.....	140
Şekil 7.7. Parçalayıcı bıçak	141
Şekil 7.8. Köşebent dişli sistemi montajı.....	142
Şekil 7.9. Alt merdane montajı	143
Şekil 7.10. Üst merdane montajı.....	143
Şekil 7.11. Köşebent dişli sistemi montajı.....	144
Şekil 7.12. Köşebent dişli sistemi sol destek rulman yatağı	145
Şekil 7.13. Köşebent dişli sistemi sağ destek rulman yatağı	145
Şekil 7.14. Kesici bıçak sağ destek rulman yatağı	146
Şekil 7.15. Kesici bıçak sol destek rulman yatağı.....	146
Şekil 7.16. Alt merdane sağ destek rulman yatağı	147
Şekil 7.17. Alt merdane sol destek rulman yatağı.....	147
Şekil 7.18. Papel yönlendirici merdane montajı	148
Şekil 7.19. Papel kırpıntı makinesi gövdesi	149
Şekil 7.20. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine alt ve üst merdane montajı.....	150
Şekil 7.21. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine yönlendirici merdane ve kesici bıçak montajı.....	151
Şekil 7.22. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine üst kapak ve yay koruma sacı montajı	152
Şekil 7.23. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine köşebent dişli sistemi ve parçalayıcı bıçak sağ rulman yatakları montajı.....	153

Şekil	Sayfa
Şekil 7.24. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine köşebent dişli sistemi ve parçalayıcı bıçak montajı.....	154
Şekil 7.25. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine köşebent dişli sistemi ve parçalayıcı bıçak sol rulman yatakları montajı.....	155
Şekil 7.26. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine helezon destek rulman yatağı ve konveyör montajı.....	156
Şekil 7.27. Papel kırpıntı makinesi tahrik elemanları montajı.....	157
Şekil 7.28. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine üst tambur mili tahrik motoru montajı.....	158
Şekil 7.29. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine köşebent dişli sistemi, kesici bıçak ve parçalayıcı bıçak tahrik motorlarının montajı	159
Şekil 7.30. Papel kırpıntı makinesi motor millerine kayış kasnak ve zincir dişli çark montajları	160
Şekil 7.31. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine ön ve arka elek montajı ..	161
Şekil 7.32. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine helezon ve helezon kapak sacı montajı.....	162
Şekil 7.33. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine kesici bıçak ve köşebent dişli sistemi tahrik motoru kapakları ile elek kapaklarının montajı.....	163
Şekil 7.34. Papel kırpıntı makinesi son montaj görünümü	164
Şekil 7.35. Papel kırpıntı makinesi genel makine boyutları.....	165

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Kontrplak fabrikaları	1
Resim 1.2. Tosya Kontrplak Sanayi A.Ş. (TKS)'de kontrplak üretimi.....	2
Resim 1.3. Tosya Kontrplak Sanayi A.Ş. (TKS)'de papellerin papel kırpıntı makinesinde kırpıntı haline getirilmesi	3
Resim 1.4. SSI Shredder Disk ve CD parçalayıcısı	4
Resim 1.5. SSI Shredder düşük devirli ve yüksek torka sahip kağıt parçalayıcısı.....	5
Resim 1.6. SSI Shredder eşya parçalayıcısı	5
Resim 1.7. SSI Shredder lastik parçalayıcısı	6
Resim 1.9. SSI Shredder %80 hacimsel küçültme sağlayan 1 ila 150 ton/saat kapasiteli PRI-MAX tomruk parçalayıcı	7
Resim 1.10. Bollegraaf Recycling Machinery firmasının AS serisi parçalayıcıları	7
Resim 1.11. Columbia Steel Casting Corporation parçalayıcı gövdeleri	8
Resim 1.12. Columbia Steel Casting Corporation aşınmaya karşı dayanıklı parçalayıcı çekiçler.....	9
Resim 1.13. Columbia Steel Casting Corporation parçalayıcı diskler.....	9
Resim 1.14. SSI Shredder parçalayıcı bıçakları.....	10
Resim 1.15. Pulian Shredder parçalayıcı bıçakları	11
Resim 2.1. Tosya Kontrplak Sanayi A.Ş. (TKS)'de papellerin görünümü.....	16
Resim 2.2. Papel kırpıntılarının helezon içindeki görünüşü	17
Resim 3.1. İlk prototip papel kırpıntı makinesi'nin yandan görünüşünde parçalayıcı bıçak sistemi montajının perspektif görünümü	18
Resim 3.3. İlk prototip papel kırpıntı makinesi şematik yan görünüşü	20
Resim 3.4. İlk prototip papel kırpıntı makinesinde elde edilen kırpıntı görünüşü.....	21

Resim**Sayfa**

Resim 4.1. Bir ton/saat kırıntı kapasiteli papel kırıntı makinesinden elde edilen kırıntı görünüşü	22
--	----

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
a_{12}	Birinci ve ikinci mil eksenleri arasındaki mesafe
i_{12}	Çevrim oranı
b	Kamalı mil profil genişliği
c	Yay çap oranı
f_{eem}	Kayış eğilme frekansı emniyet değeri
h	Kamalı mil profil yüksekliği
g	Zincir baklasının plaka yüksekliği
m	Dişli çark modülü
n	devir sayısı
l	Kamalı mil uzunluğu
t, p	Zincir adımı
α	Kayış kanal açısı
β	Kayışın kasnak üzerine sarılma açısı
q	Zincir ağırlığı
K_0	Çalışma faktörü
K_P	Güç faktörü
K_a	Aşınma faktörü
K_E	Malzeme faktörü
K_α	Dişli çark yuvarlanma noktası faktörü
K_i	Dişli çark çevrim oranı faktörü
K_v	Hız faktörü
K_f	Form faktörü
K_β	Kayışın kasnak üzerine sarılma faktörü
K_L	Kayış uzunluk faktörü
K_t	Teorik çentik faktörü

Simgeler**Açıklama**

K_{ϕ}	Çentik faktörü
K_y	Yüzey pürüzlülük faktörü
k_k	Kasnak çapı faktörü
μ	Düz kayış için sürtünme katsayısı
μ'	V kayış için sürtünme katsayısı
A_z	z adet kayışın kesit alanı
ψ_d	Dişli çark genişlik faktörü
z_1	Döndüren zincir dişli çark diş sayısı
z_0	Hesaplanan zincir eleman sayısı
L	Zincir uzunluğu
L_w	Ortalama kayış çevre uzunluğu
L_a	Kayış dış çevre uzunluğu
L_h	Rulman ömrü
P	Mekanizmanın ilettiği güç
P^*	Zincir güç iletme kapasitesi
d_{01}	Döndüren çarkın taksimat dairesi çapı
d_{t1}	Döndüren çarkın taban dairesi çapı
d_{b1}	Döndüren çarkın diş başı çapı
d_1	Zincir makara çapı
b_1	Zincir makara genişliği
F_B	Zincir kopma mukavemeti
B_1	Zincir dişli çarkının diş genişliği
d_p	Zincir dişli çarkı çokgen çevresi iç dairesi çapı
d_s	Zincir dişli çarkı yan yüzey tornalama çapı
v_1	Çevresel hız
F_t	Teğetsel kuvvet
F_n	Normal kuvvet
F_r	Radyal kuvvet
F_g	Zincirin oluşturduğu ağırlık kuvveti
F_{ϕ}	Merkezkaç kuvveti

Simgeler**Açıklama**

F_I	Döndüren kolda meydana gelen toplam kuvvet
F_{ZDx}	Zincir dişli çarka uygulanan kuvvetin x bileşeni
F_{ZDy}	Zincir dişli çarka uygulanan kuvvetin y bileşeni
p	Yüzey basıncı
p_{em}	Emniyet yüzey basıncı
P_{Hem}	Dişli çark diş emniyet yüzey basıncı
P_{HD}^*	Sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı
S_σ	Mukavemet emniyet katsayısı
S_s	Statik emniyet katsayısı
S_D	Dinamik emniyet katsayısı
S_P	Yüzey basıncına göre emniyet katsayısı
D_{tambur}	Tambur çapı
η_{zincir}	Zincir verimi
$\eta_{dç}$	Dişli çark verimi
η_k	Kayış kasnak verimi
M	Eğilme momenti
M_{bc}	Çalışma momenti
M_b	Burulma momenti
M_{bil}	Bileşke moment
σ_K	Kopma gerilmesi mukavemet değeri
σ_{AK}	Akma gerilmesi mukavemet değeri
σ_D	Sürekli mukavemet sınırı değeri
σ_{em}	Emniyet gerilmesi
G	Ağırlık
G_{ZD}	Zincir dişli çark ağırlığı
τ_K	Kayma kopma sınırı değeri
τ_{AK}	Kayma akma sınırı değeri
τ_{em}	Kayma emniyet gerilmesi

Kısaltmalar**Açıklama**

SSI

Solid Shredder Institute

TKS

Tosya Kontrplak Sanayi A.Ş

1. GİRİŞ

Miladın ilk yüzyıllarında Eski Mısır'da halk ölülerini mumyaladıktan sonra, uygun şekilde kesilmiş ve çapraz yapıştırılmış ahşap katmanlardan üretilen kutularda saklıyorlardı. 19. yüzyılın ortalarında ilk katman soyucular Amerika'da dönmeye başladı.

Finlandiya'da ilk kontrplak fabrikası (Resim 1.1a) 1893 yılında Kiurala'da Wiikari Oy tarafından işletilmeye başlandı. İlk müşteriler daha çok sigara ve dikiş kutusu üreticileri ile mobilya sektörü oldu.



(a)



(b)

Resim 1.1. Kontraplak fabrikaları a) Finlandiya'da kurulan Kiurala'da Wiikari Oy tarafından işletilmeye başlanan ilk kontrplak fabrikası b) Wilhelm Schauman tarafından 1911 yılında kurulan kontrplak fabrikası

Yapıştırıcılardaki gelişmelerle kontrplağa değişik yeni kullanım alanları bulundu. 1960 yıllarında fenolik reçine yapıştırma ve kaplamada kullanılmaya başlandı. Hava koşullarına dayanım arttı ve dış mekânlarda kullanım mümkünleşti. 1970 yıllarında değişik kaplamalar geliştirildi ve ladin hammadde olarak kullanılmaya başlandı. Kontraplak üretimi, özellikle uçak sanayinde kullanılmak üzere I. Dünya Savaşı döneminde hız kazandı (Resim 1.1b). 1980 ve 1990'lı yıllar kontrplağı müşteri odaklı üretime yönlendirdi. Ürün seçenekleri bir anda arttı, özel kontrplaklar değişik ve yüksek beklentili alanlar için üretilmeye başlandı [1]. Ağaç endüstrisindeki hızlı gelişme sonucunda ahşap hammadde kaynaklarında önemli ölçüde azalma görüldü.

Bu durum ağaç endüstrisinin, hammaddeden yüzde yüz yararlanma ve atık oluşturmama gibi bir tasarrufa yönelmesine sebep oldu.

Özellikle kontrplak üreten fabrikalarda bu tasarrufa daha çok ihtiyaç duyuldu. Çünkü kontrplak üretiminde tomruklar önce buhar kazanlarında belirli bir ısı ve rutubetle yumuşatılmakta ve sonra kabukları çıkarılarak soyulmaya uygun boyda parçalara ayrılmaktadır (Resim 1.2a). Bu parçalama işleminden sonra, soyma makinelerinde 1...3 mm kalınlığında soyularak papel adı verilen kaplama levhaları elde edilmektedir (Resim 1.2b). Üretilen kontrplak tahtalarının enine ve boyuna göre bu levhalar kesilerek (Resim 1.2c), kusurlu olan papeller atılmaktadır (Resim 1.2d). Çevrede çok fazla yer kaplayan ve değerli olmayan bu kusurlu kaplama levhaları uzun zaman yakacak olarak kullanılmıştır.



(a)



(b)



(c)



(d)

Resim 1.2. Tosya Kontrplak Sanayi A.Ş. (TKS)'de kontrplak üretimi a) Fabrika alanında depolanan tomruklar b)Tomrukların soyma makinesinde 1 ila 3 mm kalınlığında soyularak papel elde edilmesi c) Papellerin uygun boylarda kesilmesi d) Papellerin kusurlu yada işe yaramaz bölümlerinin ayrılması

Atıl olarak çevreye bırakılan ya da yakılan bu kusurlu papellerin sunta ve/veya laminat parke üreten fabrikalarda ara dolgu malzemesi olarak kullanılabileceği fikri ile hazırlanmış olan bu tezde kusurlu papelleri kırpıntı haline getiren bir makinenin tasarımı yapılmıştır.

Papel kırpıntı makinesi olarak isimlendirilmiş olan bu makine dünyada benzer amaçla kullanılan diğer makineler incelenerek tasarlanmıştır. Fakat ilk olarak Tosya Kontrplak Sanayi’nde kullanılmak üzere yapıldığı için yalnızca 1,5 ile 2m uzunluğundaki ince kaplama levhalarının kırpıntı haline getirilmesinde kullanılmıştır (Resim 1.3). Yani dünyadaki diğer çok amaçlı kullanılan makinelerden farklı olarak tek bir ürüne yönelik üretilmiştir.



Resim 1.3. Tosya Kontrplak Sanayi A.Ş. (TKS)’de papellerin papel kırpıntı makinesinde kırpıntı haline getirilmesi

Papel kırpıntı makinesi, ince ve uzun kaplama levhalarının, manüel olarak bir ön parçalama işlemine gerek kalmadan en kısa zamanda uygun kırpıntı boyutlarına getirilmesi amaçlanarak, kademeli parçalama sistemine sahip bir makine olarak tasarlanmıştır.

Tasarım aşamasında kırıntı haline getirilecek olan papellerin malzeme karakterini öğrenmek amacıyla Mayıs 2004 tarihinde ilk prototip papel kırıntı makinesi üretilmiştir. Sonuçta, papellerin nemli olmasından dolayı ipliksi bir yapıda kırıntı elde edilmiştir. Bu da tez içerisinde açıklanmış olan ana makinenin motor devirleri, bıçak yapıları ve besleme sistemlerinin nasıl belirlenmesi gerektiği konusunda bir ön bilgi elde edilmesini sağlamıştır.

Papel kırıntı makinesinin gövde tasarımı ve bıçak konumları konusunda aynı amaçla olmasa da benzer çalışma prensibiyle tasarlanmış olan dünyadaki kırıcı-parçalayıcı (shredder) makine örnekleri incelenmiştir. Bu parçalayıcı makineler, genellikle;

- Kullanılmaz duruma gelmiş olan bilgisayar sürücüler, monitörleri, elektrik devreleri, disk ve CD'lerin parçalanmasında (Resim 1.4)



Resim 1.4. SSI Shredder Disk ve CD parçalayıcısı

- Gizlilik amaçlı kağıtların yok edilmesinde, eski dergi, kitap vb. kullanılmayan kağıtların geri dönüşümü için parçalanmasında (Bkz. Resim 1.5)



Resim 1.5. SSI Shredder düşük devirli ve yüksek torka sahip kağıt parçalayıcısı

- Çamaşır makinesi, yatak, koltuk, fırın, dolap vb. ev eşyalarının küçük parçalar haline getirilmesinde (Resim 1.6)



Resim 1.6. SSI Shredder eşya parçalayıcısı

- Otomobil, kamyon, uçak vb. ulaşım araçlarının lastiklerinin parçalanmasında (Resim 1.7)



Resim 1.7. SSI Shredder lastik parçalayıcısı

- Meyve suyu, süt, vb. içecek maddelerinin plastik ya da ince metal ambalajlarının geri dönüşümü için parçalanmasında (Resim 1.8)



Resim 1.8. SSI Shredder ambalaj parçalayıcılar

- Tomrukların kırpıntı haline getirilmesinde (Bkz. Resim 1.9)

kullanıldıkları için çok amaçlı olarak tasarlanmıştır. Bu parçalayıcı makineler sayesinde; büyük ve hantal olan, kullanılmayan malzemeler boyutsal ve hacimsel olarak küçültülmüş, bunların bekletildiği ambar alanları daraltılmış, bir yerden başka

bir yere aktarılması kolaylaştırılmış, taşıma fiyatlarının azaltılması sağlanmıştır. Bununla birlikte elde edilen ürünler başka üreticiler tarafından hammadde olarak kullanılabilmiştir [2].



Resim 1.9. SSI Shredder %80 hacimsel küçültme sağlayan 1 ila 150 ton/saat kapasiteli PRI-MAX tomruk parçalayıcı



(a)



(b)



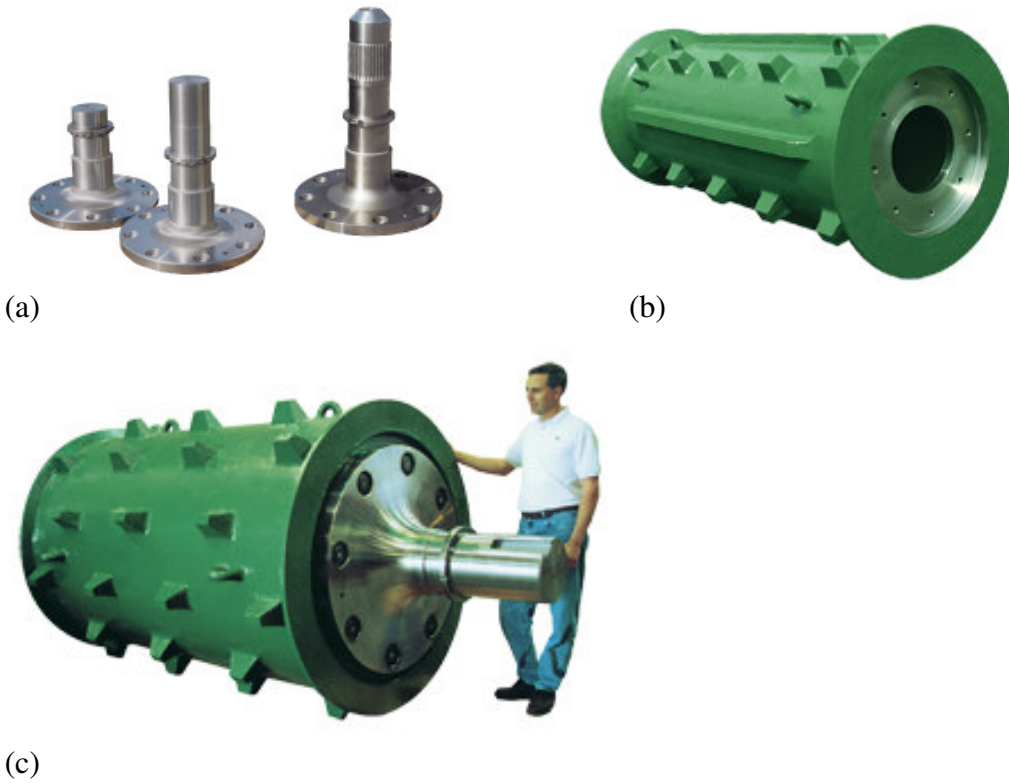
(c)



(d)

Resim 1.10. Bollegraaf Recycling Machinery firmasının AS serisi parçalayıcıları a) Parçalayıcının genel görünümü b, c, d) Konveyöre parçalanacak malzemelerin yerleştirilmesi

Papel kırıntı makinesinin konstrüksiyonu konusunda yapılan araştırma sonucunda Bollegraaf Recycling Machinery firmasının AS serisi parçalayıcıları incelenmiştir (Bkz. Resim 1.10). Bu parçalayıcı sistem 20 mm kalınlığında elik plaka üzerine yapılandırılmıştır. Parçalama işlemini gerçekleştiren kesici bıçaklar yüksek alaşımlı çeliğinden yapılmıştır. Malzemeleri maksimum derecede paralayabilmek için menteşeli iki elek bulunmaktadır. Bu parçalayıcı sistemde fazla malzeme yüklemesi yapıldığında sistem otomatik olarak durmaktadır. Parçalayıcı bıçakların sıralandığı şaft, gövdeye rulmanlı yatakla montaj edilmiştir. 55, 75, 110 ve 200 kW kapasiteli farklı motorlar kullanılmış olup, 850, 1250 ve 1650 mm olmak üzere üç farklı malzeme dolum açıklığı bulunmaktadır [3].



Resim 1.11. Columbia Steel Casting Corporation parçalayıcı gövdeleri a) Parçalayıcı gövde montaj şaftları b) Döküm parçalayıcı gövde c) Döküm parçalayıcı gövde üzerine şaft montajı

Parçalayıcı bıçakların profillerinin nasıl olması gerektiği konusunda da dünyadaki benzer parçalayıcı bıçak profilleri incelenmiş ve Resim 1.11’de, görüldüğü gibi bunların tahrik mili üzerine montajı konusunda bilgi edinilmiştir. Buna göre

parçalayıcı gövde döküm malzemedan tek parça halinde üretilebilir. Bunun dışında Resim 1.12’de verilen aşınmaya dayanıklı malzemedan yapılmış parçalayıcı çekiçlerde kullanılabilir. Böylece herhangi bir aşınma olduğunda tüm sistemin değiştirilmesi yerine bu parçalayıcı çekiçler değiştirilerek sistemin daha az maliyetle çalıştırılması sağlanabilir. Resim 1.13’de görüldüğü gibi döküm malzemedan yapılmış parçalayıcı diskler uzun bir şaft üzerine sıralanarak ta parçalayıcı sistem oluşturulabilir [4].



Resim 1.12. Columbia Steel Casting Corporation aşınmaya karşı dayanıklı parçalayıcı çekiçler



(a)



(b)

Resim 1.13. Columbia Steel Casting Corporation parçalayıcı diskler a) Şaft üzerine parçalayıcı disk montajı b) Parçalayıcı sistemin rulman yatakları

Resim 1.14a’da görüldüğü gibi dört farklı şaft üzerine helisel bir şekilde montaj edilmiş parçalayıcı diskler düşük devirli fakat yüksek torka sahip motorlarla tahrik edilerek parçalama işlemi gerçekleştirilebilir. Bu sistem genellikle lastik parçalama işleminde kullanılmaktadır. Bunun dışında Resim 1.14b’de gösterilen diskli parçalayıcı tomruk parçalama işleminde kullanılmaktadır. Burada kullanılan disklerin kesici ağız yapıları Resim 1.14a’da gösterilen disklerin ağız yapısından farklıdır [2].



(a)

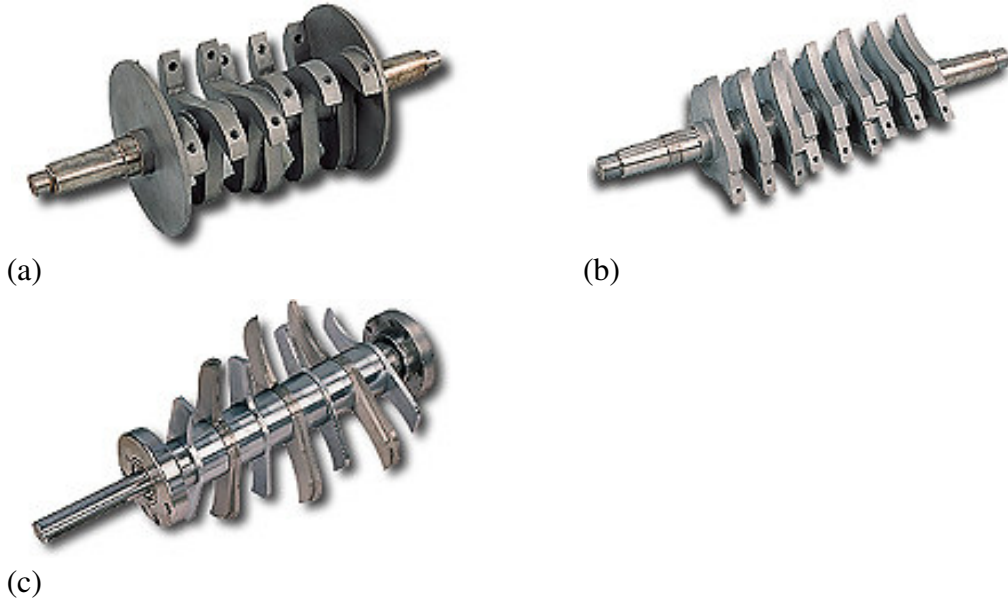


(b)

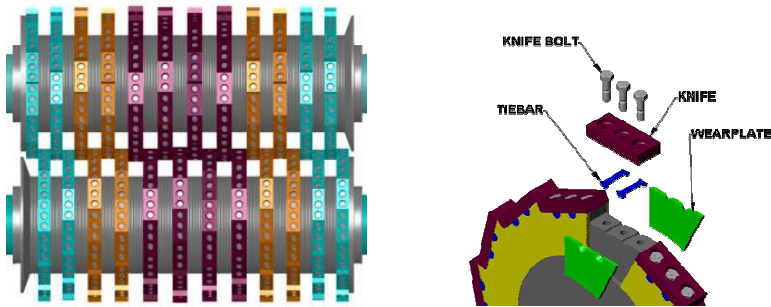
Resim 1.14. SSI Shredder parçalayıcı bıçakları a) Düşük devirli yüksek torklu lastik parçalayıcı bıçak sistemi b) %80 hacimsel küçültme sağlayan PRI-MAX tomruk parçalayıcı bıçak sistemi

Kesici yada parçalayıcı görev yapan diskler parçalanacak malzeme karakterine göre farklı şekillerde modellenebilir. Resim 1.15’de gösterilen Pulian parçalayıcılarda şaft üzerine aralarına mesafe burçları yerleştirilerek montaj edilmiş kesici bıçaklar, üçlü dairesel (Bkz. Resim 1.15a), üçgen (Bkz. Resim 1.15b) ve ikili (Bkz. Resim 1.15c) olarak tasarlanmıştır [5].

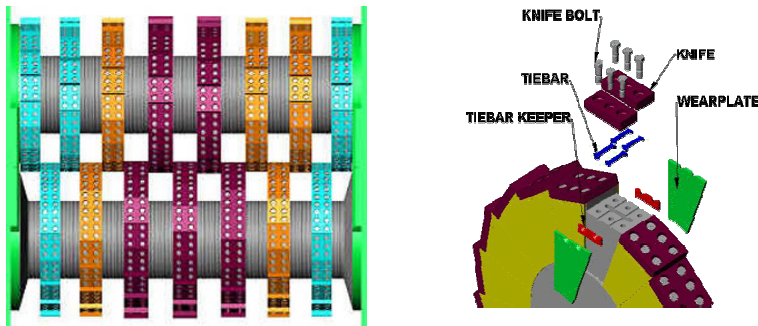
Parçalayıcı disklerin parçalama işlemi sırasında kesici ağızlarının aşınması sonucu komple olarak değiştirilmesini engellemek amacıyla Şekil 1.1 ve Şekil 1.2’de görüldüğü gibi cıvata ile montaj edilebilen kesici bıçaklar kullanılabilir. Burada Şekil 1.2’de verilen çiftli kesici bıçağa sahip diskler lastiklerin parçalanmasında kullanılmaktadır [6].



Resim 1.15. Pulian Shredder parçalayıcı bıçakları a) A 500 serisi parçalayıcı bıçak sistemi b) A 1250 serisi parçalayıcı bıçak sistemi c) AT 400 serisi parçalayıcı bıçak sistemi



Şekil 1.1. Columbus McKinnon Corporation tekli üst bıçak ve yan aşınma plakası montaj edilmiş parçalayıcı diskler



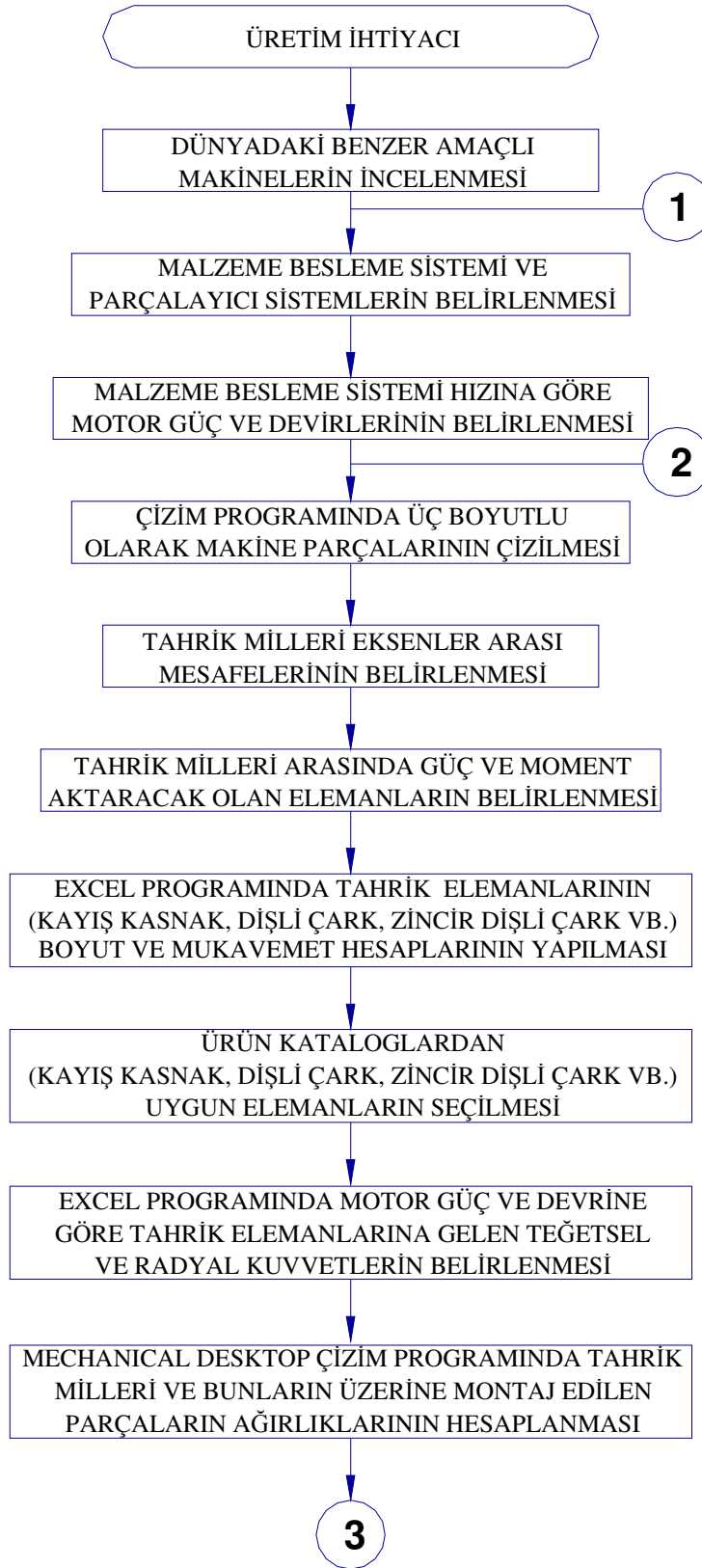
Şekil 1.2. Columbus McKinnon Corporation çiftli üst bıçak ve yan aşınma plakası montaj edilmiş parçalayıcı diskler

Yukarıdaki bıçak sistemleri yüksek torka sahip fakat düşük devirle dönen elektrik motorlarıyla tahrik edilmiş olan parçalayıcı sistemlerde kullanılmaktadır. Bu sistemler yoğunluğu fazla, büyük ya da kalın malzemelerin parçalanmasında kullanıldığı için bıçak yapıları da buna göre geniş ve kademeli olarak düşünülmüştür. Papel kırpıntı makinesinde ise yoğunluğu yaklaşık olarak $0,5\text{gr/cm}^3$ olan papeller kullanıldığı ve çok ince taneli kırpıntı elde edilmesi gerektiği için yüksek devirli elektrik motoru kullanılmış ve yukarıdaki bıçak sistemlerinin yalnızca tahrik miline montaj şekli (Bkz. Resim 1.16) ve kesici bıçakların gövdeye montajı (Şekil 1.1, Şekil 1.2) örnek alınmıştır. Tahrik millerinin gövdeye montajı rulman yatakları ile sağlanmıştır.

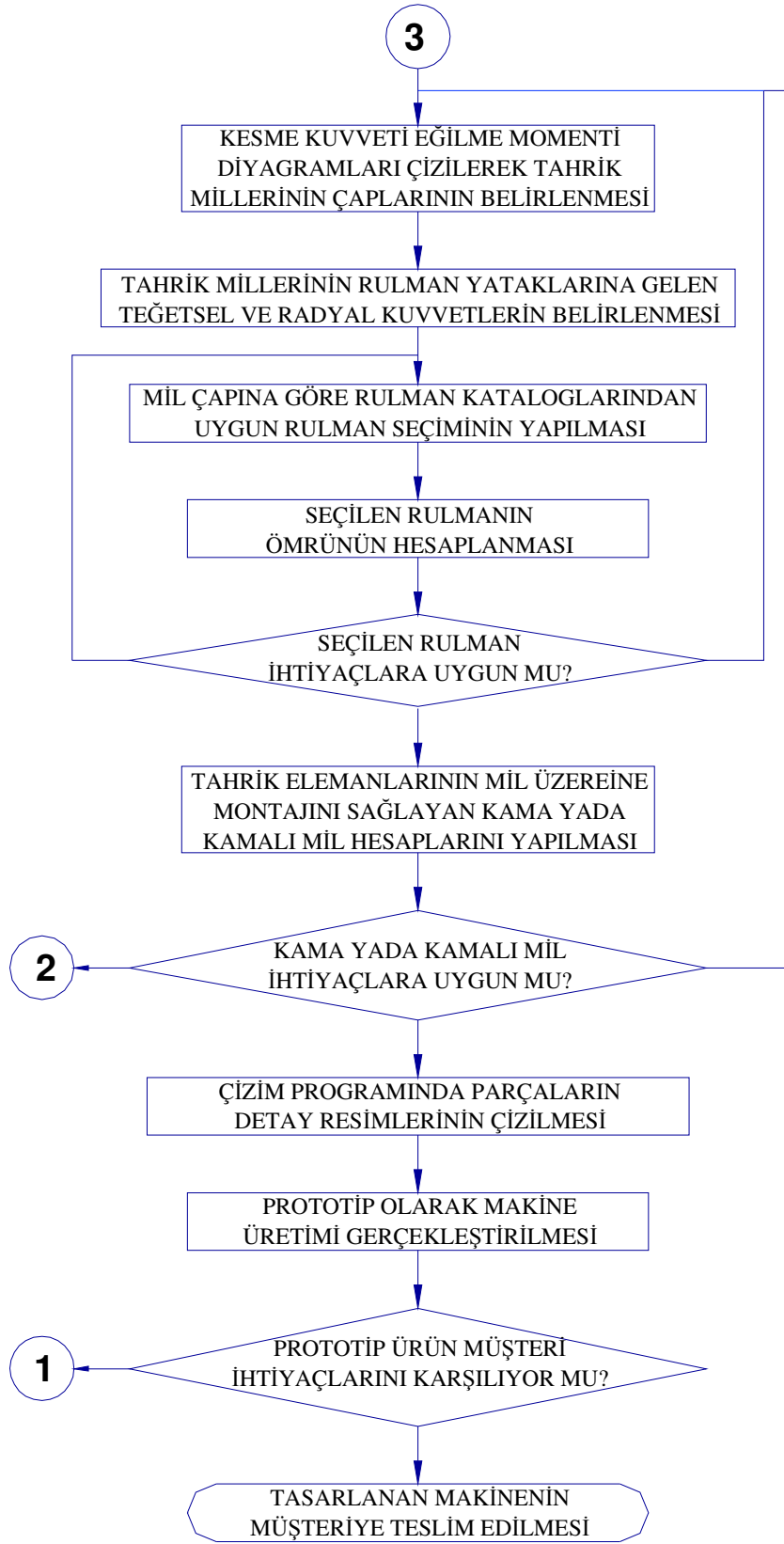
Papel boylarının yaklaşık olarak 1,5 ile 2 m olması sebebiyle papel kırpıntı makinesi birinci besleme sistemi bantlı konveyör olarak belirlenmiştir. Bantlı konveyörün devir hızı birinci bıçak devrine göre ayarlanmıştır. Ayrıca papellerin birinci bıçak ağzına paralel bir şekilde besleme yapılabilmesi için karşılıklı merdane sistemi kullanılmıştır. Bu merdanelerinde devir hızları yine birinci bıçak devrine göre ayarlanmıştır.

İstenilen kırpıntı büyüklüğünün elde edilmesi, yaklaşık 1500 d/dak hızla dönen ikinci bıçak sistemi çevresine yerleştirilmiş olan eleğin delik çaplarının küçük yada büyük yapılması ile sağlanmaktadır. Elde edilen kırpıntılar helezon yardımıyla taşıma kabına aktarılmaktadır. Helezon boyu, taşıma kabının yüksekliği ve makinenin taban yüksekliği esas alınarak tasarlanmıştır. Helezon çapı ise taşıma kabına dakikada aktarılacak olan kırpıntı miktarı ve ikinci bıçak sisteminin dakikada oluşturduğu kırpıntı miktarına göre tayin edilmiştir.

Kırpıntı haline gelen papeller ikinci bıçak sisteminin yüksek devrinden dolayı elek deliklerinden geçmeden tekrar birinci bıçak yönüne yani makinenin üst bölümüne uçuşmakta ve bu da verimi düşürmektedir. Bunu önlemek için birinci bıçak ile ikinci bıçak sistemi arasına karşılıklı olarak yerleştirilmiş ve birbirine zıt yönde dönen dişli bir ara besleme sistemi yapılmıştır. Böylece yukarıdan gelen malzeme aşağı iletilmekte fakat kırpıntı haline gelmiş olan papeller tekrar yukarı uçuşmamaktadır.



Şekil 1.3. Papel kırıntı makinesi tasarım süreci iş akış şeması



Şekil 1.3 (Devam) Papel kırpıntı makinesi tasarım süreci iş akış şeması

Bu tezde Şekil 1.3’de verilen papel kırpıntı makinesi tasarım süreci iş akış şeması dikkate alınarak Mechanical Desktop çizim programı ve Excel programlarından faydalanılarak tasarlanan papel kırpıntı makinesi detaylı olarak açıklanacaktır.

2. PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ

Papel, belirli bir ısı ve rutubetle yumuşatılan tomruğun, soyma makinelerinde ortalama 1...3 mm kalınlığında soyulması ile elde edilen ince ahşap yapraklara denir. Papeller önce kurutma işlemine daha sonra ise yapıştırma ve presleme işlemlerine tabi tutularak lamine malzeme haline getirilmektedirler.



(a)



(b)



(c)

Resim 2.1. Tosya Kontrplak Sanayi A.Ş. (TKS)'de papellerin görünümü a) Fabrika önünde bekletilen kullanılmayan papeller b) Fabrika arka alanında bekletilen kullanılmayan papeller c) Fabrika alanında yangın tehlikesi yaratan papellerin görünümü

Kontrplak üretiminde papel adı verilen bu kaplama levhaları, gerek uygun boyutlarda kesilirken ve gerekse kendi yapılarından gelen kusurlardan dolayı yüzde yüz verimle kullanılamamaktadırlar. Kesilen papeller, Tosya Kontrplak Sanayi (TKS)'nde olduğu gibi ya fabrika alanı içinde atıl olarak bekletilmekte (Bkz. Resim 2.1) ya da yakacak olarak kullanılmaktadır.

Atık papellerin fabrika alanı içinde bekletilmesi yangın tehlikesi oluşturmaktadır. Hem bu tehlikenin ortadan kaldırılması hem de bu atık papellerin tekrar kullanılmasını sağlamak amacıyla papel kırpıntı makinesinin üretilmesine karar verilmiştir.

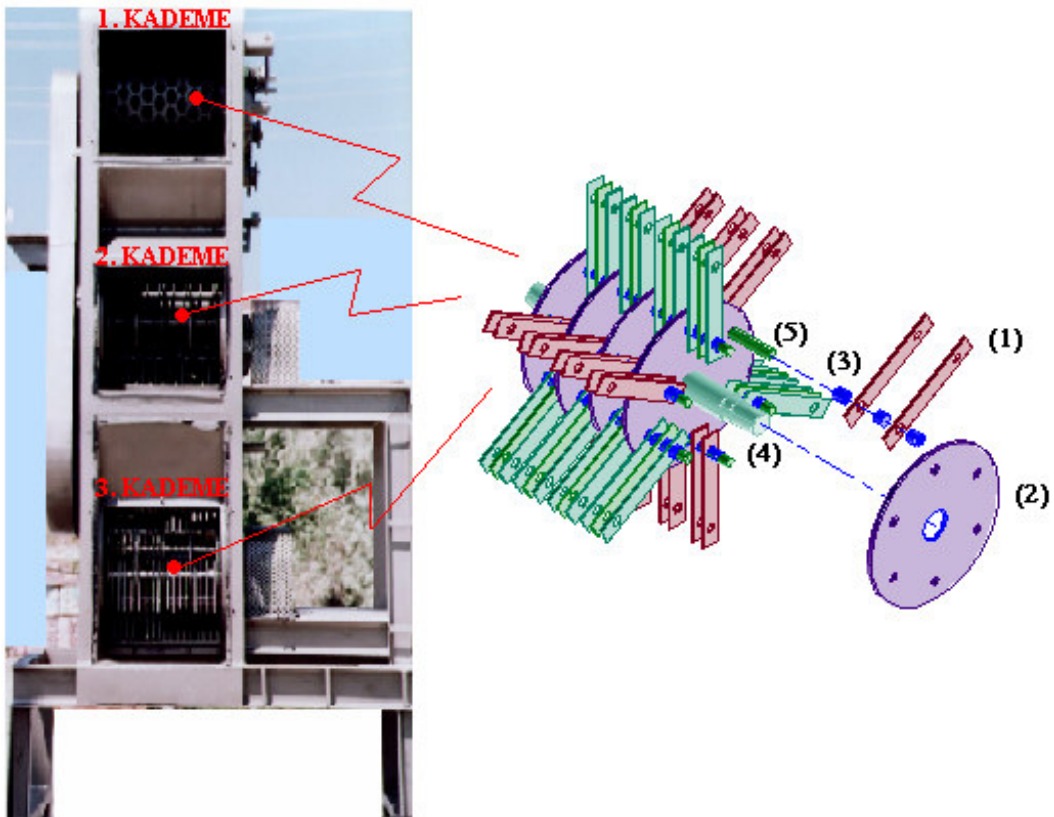
Papel kırpıntı makinesi; Tosya Kontrplak Sanayi'ndeki atık papellerin kırpıntı haline getirerek sunta fabrikalarında ara dolgu malzemesi olarak tekrar kullanılmasına imkan veren, kademeli parçalama sisteminden oluşan, tasarruf amaçlı yapılmış bir makinedir. Bu makine sayesinde fabrika alanı atık papellerden temizlenmiş ve Resim 2.2'de gösterilen kırpıntılar sunta fabrikalarına satılarak ekonomik kar elde edilmiştir.



Resim 2.2. Papel kırpıntılarının helezon içindeki görünüşü

3. İLK PROTOTİP PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ

Mayıs 2004 tarihinde Elmadağ-Hasanoğlu'nda bir atölyede yapmış olduğumuz ilk prototip papel kırpıntı makinesi üç kademeli bir parçalayıcıdır. Düşük devirle dönen ilk kademede ön parçalama işlemi gerçekleştirilmekte, diğer iki kademede ise bıçakların çevresinde bulunan elek sistemleri yardımıyla istenilen kırpıntı boyutları elde edilebilmektedir.

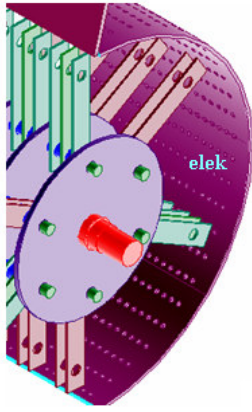


Resim 3.1. İlk prototip papel kırpıntı makinesi'nin yandan görünüşünde parçalayıcı bıçak sistemi montajının perspektif görünümü 1. Kırpma işlemi gerçekleştiren lamalar 2. Bağlantı çubuklarının sıralandığı sabitleyici diskler 3. Lamalar arasındaki uzaklığın ayarlanmasını sağlayan mesafe halkaları 4. Tahrik mili 5. Bağlantı çubukları

Tüm kademelerdeki bıçak sistemleri Resim 3.1'de görüldüğü gibi birbirleriyle benzerdir. Aralarındaki tek fark, bağlantı çubukları üzerine sıralanmış olan lamaların sayısı ve bu çubuklar üzerine serbest geçme ile montaj edilmiş lamaların dönmesini sağlayan tahrik motorlarının güç ve devirleridir. Burada birinci, ikinci ve üçüncü

kademelerdeki parçalayıcı sistemlerde bir bağlantı çubuğundaki maksimum lama sayıları sırasıyla 8, 12 ve 16 dır.

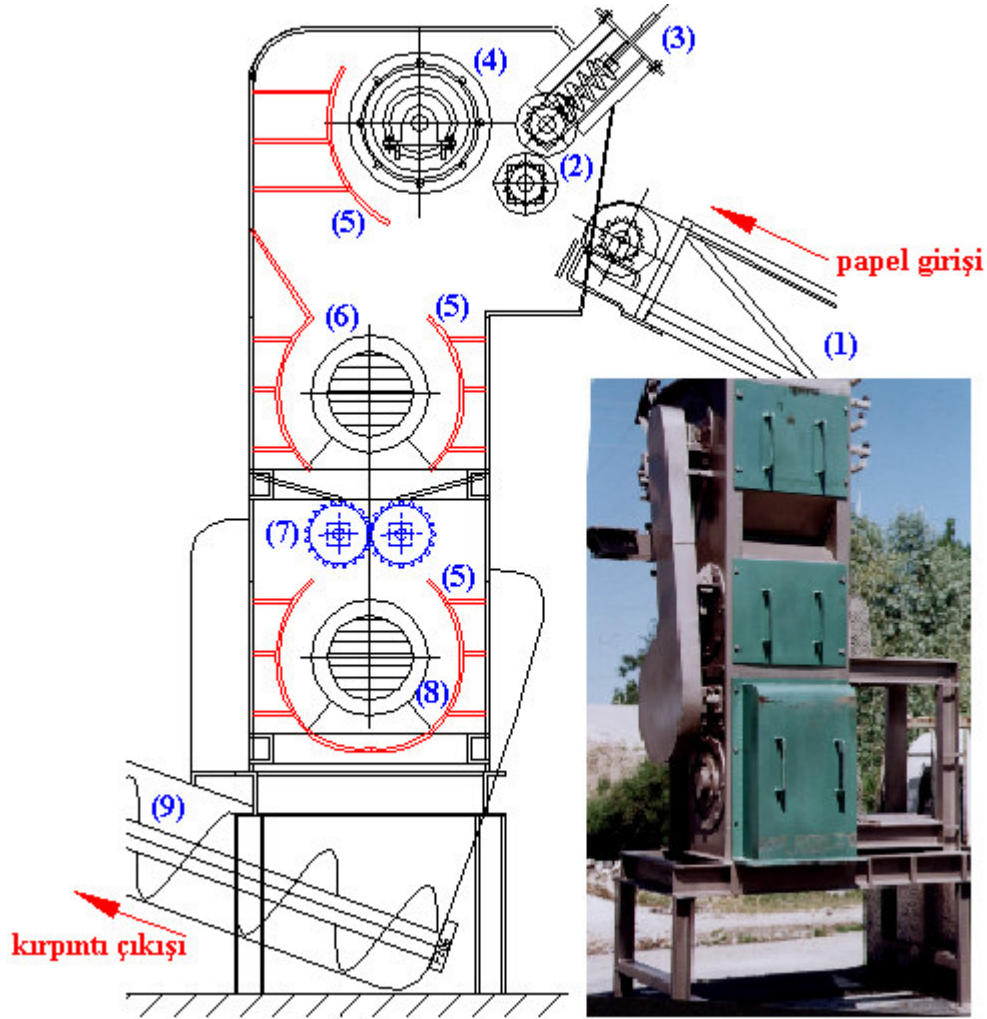
Tüm kademelerdeki bıçak sistemlerinin çevresinde Şekil 3.1’de görüldüğü gibi elekler bulunmaktadır. Bu eleklerin delik çapları birinci kademedeki en büyük (yaklaşık olarak Ø50 mm) üçüncü kademedeki ise en küçüktür (istenilen kırpıntı büyüklüğüne göre değiştirilebilir).



Şekil 3.1. İlk prototip papel kırpıntı makinesi kırpıntı eleği

Birinci ve ikinci kademedeki parçalayıcı bıçakları tahrik eden motor ortak olup bu motor ikinci kademedeki tahrik miline kaplin yardımıyla hareket aktarmaktadır. Birinci kademedeki parçalayıcı bıçak sistemi ise kayış kasnak mekanizması ile tahrik edilmektedir. Üçüncü kademedeki parçalayıcı bıçak sisteminin motoru daha yüksek devirle dönmektedir ve bu motorda tahrik miline kaplin yardımıyla hareket iletmektedir.

Papel kırpıntı makinesinde, papeller bantlı konveyör yardımıyla makine içine alınmakta ve oluşan kırpıntılar da bir helezon yardımıyla taşıyıcılara aktarılmaktadır. Tüm parçalayıcı bıçaklar saat yönünde dönmektedir. Üçüncü kademedeki parçalama işleminde kırpıntılar son halini aldığı için tane büyüklüğü oldukça küçüktür. Tahrik motorunun yaklaşık olarak 1500 dev/dak hızla dönmesinden dolayı bu kırpıntılar tekrar yukarı doğru savrulmakta ve makinenin bir süre sonra durdurulmasına sebep olmaktadır. Bu da üretim hızını düşürmektedir.



Resim 3.3. İlk prototip papel kırpıntı makinesi şematik yan görünüşü 1. Bantlı konveyör 2. Papelleri dört numaralı bıçak sistemine aktaran yönlendirici merdaneler 3. Üst merdanelerin papel üzerine bastırılmasını sağlayan yay 4. Birinci kademe parçalayıcı bıçak sistemi 5. Kırpıntı elekleri 6. İkinci kademe parçalayıcı bıçak sistemini tahrik eden motor 7. Üçüncü kademedan ikinci kademeye kırpıntı savrulmasını engelleyen köşebent dişli çifti 8. Üçüncü kademe parçalayıcı bıçak sistemini tahrik eden motor 9. Kırpıntıları taşıma kaplarına aktaran helezon

Papellerin savrulmasını önlemek için ikinci kademe ile üçüncü kademe arasında birbirine zıt yönde dönen Resim3.3'te 7 poz numarası ile gösterilmiş, bir mil üzerine makine eni uzunluğunda köşebentlerin kaynatılmasıyla üretilmiş olan köşebent dişli çifti yerleştirilmiştir. Bunların birbirine zıt yönde dönüşü dişli çark çifti ile sağlanmaktadır. Bu dişli çark çiftinin hareketi, 6 poz numaralı ikinci kademe

parçalayıcı bıçak sistemini tahrik eden motora bağlı kayış kasnak sistemi ile sağlanmaktadır.

İlk prototip çalışma ile kırpıntı haline getirilen papellerin malzeme karakteri konusunda bir ön bilgi elde edilebilmiştir. Bu malzemenin tek dezavantajı nemli olmasıdır. Bu nedenle kırpıntı işlemi sırasında papeller ipliksi bir yapı haline gelerek (Resim 3.4) elek deliklerini tıkamaktadır.



Resim 3.4. İlk prototip papel kırpıntı makinesinde elde edilen kırpıntı görünüşü

İlk prototip makine test aşamasında günde 8 saat çalıştırılmış ve saatte yaklaşık olarak 600 kg kırpıntı elde edilebilmiştir.

4. BİR TON/SAAT KIRPINTI KAPASİTELİ PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ

Prototip olarak yapılan papel kırpıntı makinesinin üretiminden sonra bir saatte elde edilen kırpıntı miktarını artırmak amacıyla yeni düşünceler ortaya konulmuş ve bunların gerçekleştirilmesi için Mechanical Desktop çizim programında üç boyutlu yeni makine tasarımı yapılmıştır.

Bu tasarlanan yeni makinede hedef üretim kapasitesini saatte 1 ton kırpıntıya çıkarmaktır. Bunun için bir ön bıçak sistemi düşünülmüş ve buna bağlı olarak prototip makinede gösterilmiş olan birinci kademedeki parçalayıcı bıçak sistemi kaldırılmıştır. Asıl kırpmanın gerçekleştirildiği üçüncü kademedeki parçalayıcı bıçak sisteminde ise lamaların boyları uzatılarak, bir saatte üretilen kırpıntı miktarının artması sağlanmış ve kırpıntılarının ipliksi yapıda olması önlenmiştir (Resim 4.1).



Resim 4.1. Bir ton/saat kırpıntı kapasiteli papel kırpıntı makinesinden elde edilen kırpıntı görünüşü

Prototip makinede ikinci kademedeki yer alan parçalayıcı bıçak sisteminin papelleri kırpma işlemi sırasında kırpıntıları tekrar üst tarafa ilettiği ve alttaki bıçağa daha az besleme yaptığı buna bağlı olarak da saatteki kırpıntı üretiminin az olduğu görülmüştür. Bu nedenle yeni tasarımda ikinci kademedeki parçalayıcı bıçak sisteminin kaldırılmasına karar verilmiştir.

Ayrıca ön bıçak sistemine papellerin paralel bir biçimde aktarılmasını sağlamak amacıyla papel yönlendirici merdane sayısı üçe çıkarılmış ve uygun pozisyonda makine gövdesine montaj edilmiştir.

Prototip çalışmada ikinci ve üçüncü kademedeki parçalayıcı bıçak sistemleri arasına yerleştirilmiş olan köşebent dişli çifti aynı amaçla bu yeni makine tasarımında da kullanılmıştır. Bu kez ikinci kademe parçalayıcı bıçak sistemi kaldırıldığı için bu dişli sistemi ön bıçak sistemi ile ikinci parçalayıcı bıçak sistemi arasına yerleştirilmiştir.

Ön bıçak sisteminde papeller bıçak boyu uzunluğunda ince şeritler haline getirildiği için bu bıçak çevresine elek yerleştirilmemiştir. Kırpıntı eleği, asıl kırpma işleminin gerçekleştirildiği ikinci grup besleme sistemindeki parçalayıcı bıçak çevresine yerleştirilmiştir.

Yukarıda anlatıldığı gibi parçalayıcı bıçak sayısı belirlendikten sonra yeni papel kırpıntı makinesi iki bölüme ayrılmıştır. İlk bölüm birinci grup besleme sistemi (first group feeding system) ve ikinci bölüm de ikinci grup besleme sistemi (second group feeding system) olarak isimlendirilmiştir.

4.1. Birinci Grup Besleme Sistemi

Papel kırpıntı makinesinde birinci grup besleme sistemi;

- Bantlı konveyör
- Papel yönlendirici merdaneler
- Ön bıçak sistemi
- Köşebent dişli çifti

olmak üzere dört elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar papelleri bir ön parçalama işlemine tabi tutarak ikinci grup besleme sistemi için gerekli malzemenin oluşturulmasını sağlamaktadırlar.

Bu tezin konusu olan birinci grup besleme sistemi, gövde ve bıçak tasarımı ilerleyen bölümlerde detaylı olarak açıklanacaktır.

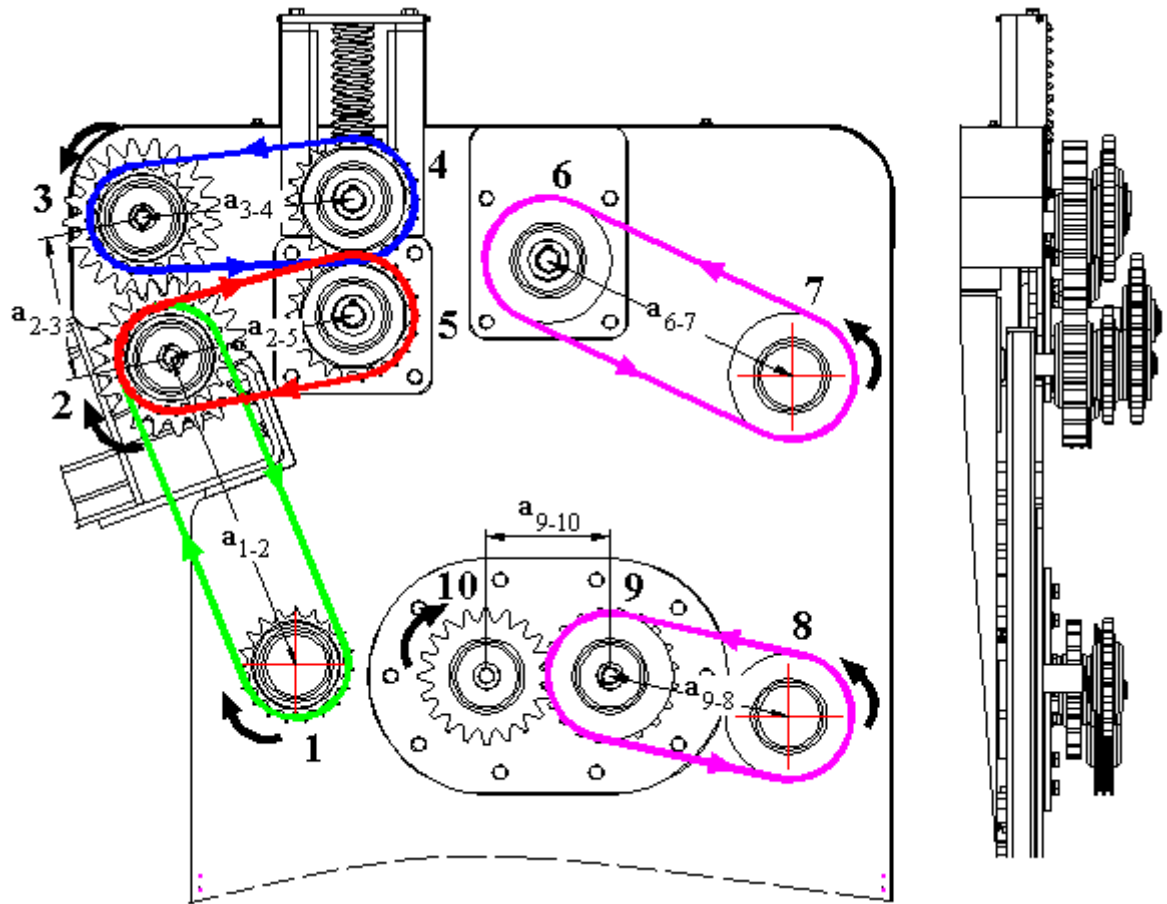
4.2.İkinci Grup Besleme Sistemi

İkinci grup besleme sistemi, papellerin sunta ya da laminat parke üreten fabrikaların ara dolgu malzemesi olarak kullanabilecekleri boyuta indirildiği ikinci parçalayıcı bıçak sistemi ve kırpıntıların taşıma kaplarına aktarılmasını sağlayan helezondan oluşmaktadır.

Bu iki elemanın tahrik sistemi tasarımı ve mukavemet hesapları “Papel Kırpıntı Makinesi İkinci Grup Besleme Sistemi Tasarımı” konulu farklı bir tezde ele alınacaktır. Bu tezde yalnızca ikinci grup besleme sistemi elemanlarının makine gövdesi içine uygun şekilde montajı için boyut analizi yapılmıştır.

5. PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ ZİNCİR DİŞLİ ÇARK, KAYIŞ KASNAK VE DİŞLİ ÇARK HESAPLARI

Papel kırpıntı makinesi tahrik elemanlarının (kayış-kasnak, zincir dişli, dişli çark) hesaplarında kolaylık sağlamak amacıyla Şekil 5.1.'de tahrik millerine numara verilmiş ve bu miller arasındaki gerçek uzaklığı bulabilmek amacıyla uygun ön tasarım uzaklıkları belirlenmiştir.



Şekil 5.1. Papel kırpıntı makinesi birinci grup besleme sistemi tahrik millerinin numaralandırılması ve miller arasındaki ön tasarım ölçüleri

Şekil 5.1'e göre bir numaralı motor milinden iki numaralı konveyör tambur miline, iki numaralı tambur milinden beş numaralı merdane miline ve üç numaralı yönlendirici makara milinden dört numaralı merdane miline hareket iletimi zincir dişli ile sağlanmaktadır. İki numaralı tambur mili ile üç numaralı yönlendirici makara

mili birbirlerine zıt yönde fakat aynı devirle dönmeleri gerektiğinden bu iki mil arasındaki hareket iletimi eşit çaptaki dişli çark çifti ile sağlanmıştır. Yedi numaralı motor milinden altı numaralı kesici bıçak miline ve sekiz numaralı motor milinden dokuz numaralı köşebent dişli sistemine hareket iletimi kayış-kasnak mekanizması ile sağlanmaktadır. Dokuz ve on numaralı köşebent dişli sistemi milleri aynı devirde fakat zıt yönde dönmeleri gerektiği için bu iki mil arasında hareket iletimi iki ve üç numaralı millerde olduğu gibi dişli çark çifti ile sağlanmıştır. Miller arasındaki ön tasarım mesafeleri;

Birinci ve ikinci mil arasında;

$$a_{12} = 476,5 \text{ mm} \quad (5.1)$$

İkinci ve beşinci mil arasında;

$$a_{25} = 276,95 \text{ mm} \quad (5.2)$$

Üçüncü ve dördüncü mil arasında;

$$a_{34} = 312,15 \text{ mm} \quad (5.3)$$

İkinci ve üçüncü mil arasında;

$$a_{23} = 209 \text{ mm} \quad (5.4)$$

Altıncı ve yedinci mil arasında;

$$a_{67} = 375 \text{ mm} \quad (5.5)$$

Sekizinci ve dokuzuncu mil arasında;

$$a_{89} = 260 \text{ mm} \quad (5.6)$$

Dokuzuncu ve onuncu mil arasında;

$$a_{910} = 180 \text{ mm} \quad (5.7)$$

olarak belirlenmiştir. Bu numaralandırmaya göre tahrik milleri arasındaki uygun hareket iletim elemanlarının seçimi ve bu elemanların mukavemet hesapları aşağıda verilecektir.

5.1. Bir Numaralı Motor Milinden İki Numaralı Tambur Miline Hareket İleten Zincir Dişli Çark Hesabı

İki numaralı konveyör tambur milinin (Bkz. Şekil 5.1) çevresel hızının yaklaşık olarak 0,9 m/s olması istenirse öncelikle bu hızın elde edilmesi için gerekli motor ve redüktör seçimi yapılır. Buna göre EK-1'den gücü 4 kW ve tipi 112M olan üç fazlı asenkron motor ve EK-2'den çıkış devri 111 dev/dak olan 2 KZ 3 tip redüktör seçilir [8]. Bu değer aynı zamanda döndüren zincir dişli çarkında devir sayısıdır. Çizelge 5.1'den elektrik motoru için çalışma faktörü $K_0 = 2$ seçilir.

Bir numaralı motor miline döndüren zincir dişli çark ve iki numaralı tambur miline döndürülen zincir dişli çark montaj edilecektir. Döndüren zincir dişli çark diş sayısı $z_1 = 19$ seçilir. Bu zincir mekanizmasındaki çevrim oranı $i_{12} = 1$ olarak kabul edilirse döndürülen zincir dişli çarkın diş sayısı;

$$z_2 = z_1 \times i_{12} = 19 \times 1 = 19 \quad (5.8)$$

olur. Çizelge 5.2'den; çalışma faktörü $K_0 = 2$, döndüren dişli çarkın diş sayısı $z_1 = 19$ ve zincir mekanizmasındaki çevrim oranı $i_{12} = 1$ için güç faktörü $K_p = 0,6$ seçilir.

Burada eksenler arası mesafe yaklaşık olarak zincir adımının 20 katı olması nedeniyle mekanizmanın ilettiği güç %85 azalacaktır (Bkz. Çizelge 5.2 not). Buna göre mekanizmanın ilettiği güç;

$$P = P_{motor} \times 0,85 = 4 \times 0,85 = 3,4 \text{ kW} \quad (5.9)$$

olur. Buradan zincirin güç iletme kapasitesi;

$$P^* = \frac{P}{K_p} = \frac{3,4}{0,6} = 5,6 \text{ kW} \quad (5.10)$$

bulunur. Bu değerlere göre Şekil 5.2'den $n_1 = 111$ dev/dak dönme hızı ve $P^* = 5,6$ kW güç değeri için tek sıralı zincir olarak 25,4×17,02 DIN 8187 zincir seçilir. Buna göre Çizelge 5.3'de verilen zincir boyutları elde edilir.

Çizelge 5.3 ve Şekil 5.3'e göre döndüren zincir dişli çarkının taksimat dairesi çapı;

$$d_{01} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{19}\right)} = 154,3 \text{ mm} \quad (5.11)$$

Döndürülen zincir dişli çarkının taksimat dairesi çapı;

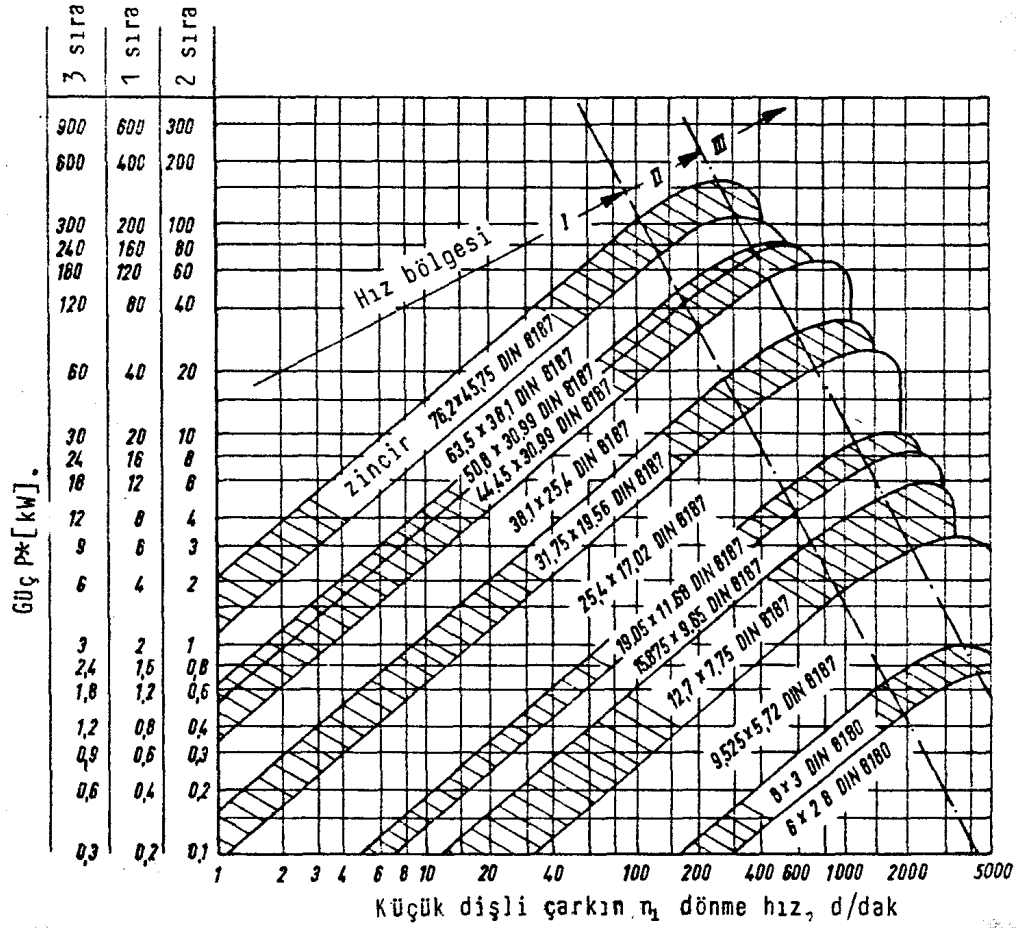
$$d_{02} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{19}\right)} = 154,3 \text{ mm} \quad (5.12)$$

Döndüren zincir dişli çarkının taban dairesi çapı;

$$d_{t1} = d_{01} - d_1 = 154,3 - 15,88 = 138,44 \text{ mm} \quad (5.13)$$

Döndürülen zincir dişli çarkının taban dairesi çapı;

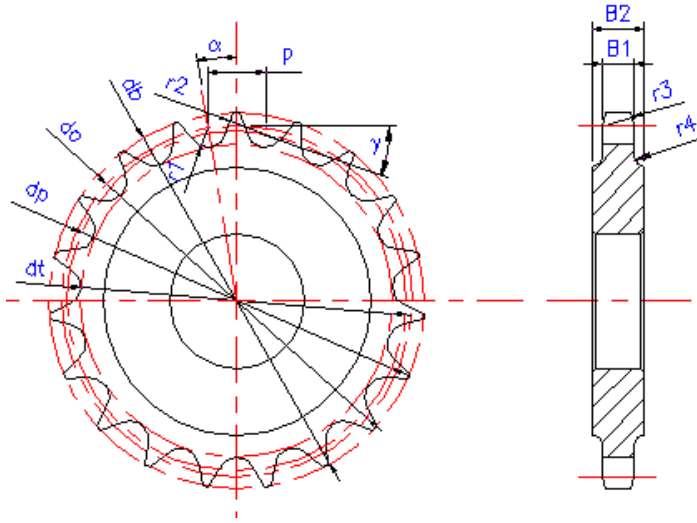
$$d_{i2} = d_{o2} - d_1 = 154,3 - 15,88 = 138,44 \text{ mm} \quad (5.14)$$



Şekil 5.2. Rulolu manşonlu ve manşonlu zincirlerin güç iletme kabiliyeti [10]

Çizelge 5.3. DIN 8187 / ISO 606'a göre tek sıralı makaralı zincir tablosundan zincir boyutları (EK-4)

Zincir adımı	$t = p = 25,4 \text{ mm}$
Zincir makara çapı	$d_1 = 15,88 \text{ mm}$
Zincir makara genişliği	$b_1 = 17,02 \text{ mm}$
Zincir baklasının plaka yüksekliği	$g = 20,5 \text{ mm}$
Ağırlık	$q = 2,6 \text{ kg/m}$
Zincir kopma mukavemeti	$F_B = 60000 \text{ N}$



Şekil 5.3. Zincir dişli çark boyutları [10, 11]

Döndüren zincir dişli çarkının diş başı çapı;

$$d_{b1} = d_{t1} + 1,1t = 138,44 + 1,1 \times 25,4 = 166,38 \text{ mm} \quad (5.15)$$

Döndürülen zincir dişli çarkının diş başı çapı;

$$d_{b2} = d_{t2} + 1,1t = 138,44 + 1,1 \times 25,4 = 166,38 \text{ mm} \quad (5.16)$$

Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4'e göre zincir hatvesi 25,4 mm için tek sıralı zincir dişli çarkın diş genişliği;

$$B_1 = 0,95 \times b_1 = 0,95 \times 17,02 = 16,169 \text{ mm} \quad (5.17)$$

Çizelge 5.5'e göre zincir hatvesi 25,4 mm için tek sıralı zincir dişli çarkın r_4 yarıçapı;

$$r_4 = 2,5 \text{ mm} \quad (5.18)$$

seçilir. Zincir dişli çarklarında zincirin oluşturduğu çokgen çevresinin iç dairesinin çapı;

$$d_p = \frac{p}{\tan\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} = \frac{25,4}{\tan\left(\frac{180^\circ}{19}\right)} = 152,21 \text{ mm} \quad (5.19)$$

olur. Zincir baklasının genişliği dişli çarkın yan yüzeyine iyi bir şekilde oturması için dişlinin yan yüzeyleri taban dairesinin altında bulunan bir çapa kadar tornalanır. Bu çap;

$$d_s = d_p - 1,05 \times g - 2 \times r_4 - 1 = 152,21 - 1,05 \times 20,5 - 2 \times 2,5 = 124,69 \text{ mm} \quad (5.20)$$

olarak bulunur. DIN 8196'ya göre burç çapı ile diş profili arasındaki u boşluğu;

$$u = 0,02 \times p = 0,02 \times 25,4 = 0,508 \text{ mm} \quad (5.21)$$

olarak tayin edilir.

Çizelge 5.4. Zincir dişli çarkının diş genişliği [10]

	$p \leq 12,7$	$p \geq 12,7$
Tek sıralı zincir	$B_1 = 0,93 \times b_1$	$B_1 = 0,95 \times b_1$
İki veya üç sıralı zincir	$B_1 = 0,91 \times b_1$	$B_1 = 0,93 \times b_1$

Çizelge 5.5. Zincir dişli çarkı üzerindeki r_4 yarıçapı [10]

$p \leq 9,525$	$r_4 \leq 1 \text{ mm}$
$9,525 < p \leq 19,05$	$r_4 \leq 1,6 \text{ mm}$
$19,05 < p \leq 38,1$	$r_4 \leq 2,5 \text{ mm}$
$p > 38,1$	$r_4 \leq 6 \text{ mm}$

5.1.1. Zincir mekanizmasını etkileyen kuvvetler

Eş. 5.11'e göre döndüren zincir dişli çarkın çevresel hızı;

$$v_1 = \frac{\pi \times d_{01} \times n_1}{60} = \frac{\pi \times (154,32 \times 10^{-3}) \times 111}{60} = 0,89 \text{ m/s} \quad (5.22)$$

Eş. 5.9 ve Eş. 5.22'ye göre zincir dişli çarkında meydana gelen çevresel kuvvet;

$$F_t = \frac{P}{v_1} = \frac{3,4}{0,89} = 3,790 \text{ kN} = 3790 \text{ N} \quad (5.23)$$

bulunur. Eş. 5.1'e göre hesaplanan zincir elemanlarının sayısı;

$$\begin{aligned} z_0 &= 2 \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} \\ &= 2 \frac{476,5}{25,4} + \frac{19+19}{2} + \left(\frac{19-19}{2\pi} \right)^2 \frac{25,4}{476,5} = 56,52 \end{aligned} \quad (5.24)$$

olur. Burada zincir eleman sayısı 57 olarak seçilirse gerçek eksenler arası mesafe;

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \left[\left(z_0 - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(z_0 - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \\ &= \frac{25,4}{4} \left[\left(57 - \frac{19+19}{2} \right) + \sqrt{\left(57 - \frac{19+19}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{19-19}{2\pi} \right)^2} \right] = 482,6 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.25)$$

olarak tayin edilir. Kullanılacak zincir uzunluğu;

$$L = z_0 \times p = 57 \times 25,4 = 1447,8 \text{ mm} \quad (5.26)$$

olur. Çizelge 5.3'e göre kullanılacak zincirin oluşturduğu ağırlık kuvveti;

$$F_g = (6,25 \dots 3) q \times a = 5 \times 2,6 \times 482,6 = 6,27 \text{ N} \quad (5.27)$$

bulunur. Çizelge 5.3 ve Eş. 5.22'ye göre merkezkaç kuvveti;

$$F_{\epsilon} = \frac{q \times v^2}{g} = \frac{2,6 \times 0,89^2}{9,81} = 0,213 \text{ N} \quad (5.28)$$

olur. Eş. 5.23, Eş. 5.27 ve Eş. 5.28'e göre döndüren kolda meydana gelen toplam kuvvet;

$$F_1 = F_t + F_g + F_{\epsilon} = 3790 + 6,27 + 0,213 = 3797,36 \text{ N} \quad (5.29)$$

bulunur. Eş. 5.23'e göre zincir mekanizmasında zincir kollarında meydana gelen kuvvetlerden dolayı mile gelen kuvvet;

$$F_n = (1,1 \dots 1,5) F_t = 1,5 \times 3790 = 5686 \text{ N} \quad (5.30)$$

olarak tayin edilir.

5.1.2. Zincir seçimi kontrolü

Yüzey basıncına bağlı olarak aşınma hesabı

Rulolu Manşonlu Zincirlerde Yüzey basıncı p^* değeri Çizelge 5.6'dan zincir hızı 0,8 m/s ve küçük dişlinin diş sayısı 19 için 276 daN/mm^2 olarak belirlenir.

Çizelge 5.7'den eksenler arası mesafe $a = 20t = 20p$, çalışma faktörü $K_0 = 2$, DIN 8187 standardı ve mekanizma çevrim oranı $i_{12} = 1$ için aşınma faktörü $K_a = 0,5$ bulunur.

Seçilen değerlere göre emniyet yüzey basıncı;

$$p_{em} = K_a \times p^* = 0,5 \times 276 = 138 \text{ daN/mm}^2 \quad (5.31)$$

olarak hesaplanır. Buna göre yüzey basıncı;

$$p = \frac{F_1}{A} = \frac{3797,19 \times 10^{-1}}{2,1 \times 10^2} = 1,81 \leq p_{em} \quad (5.32)$$

bulunur. Bu durumda seçilen zincir yüzey basıncına göre emniyetlidir.

Çizelge 5.6. Rulolu manşonlu zincirlerde yüzey basıncı, p^* daN/mm² [10]

Zincirin hızı	Yüzey basıncı, p^* daN/mm ²														
	Döndüren zincir dişli çarkının diş sayısı; z_1														
V [m/s]	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	259	271	273	276	278	281	283	265	269	291
1	217	231	238	246	252	238	261	264	269	272	273	276	280	282	265
1,5	190	204	216	225	232	222	245	248	251	254	257	260	263	265	267
2	170	184	197	206	215	209	226	232	237	241	244	247	250	253	256
2,5	154	169	183	193	202	198	213	219	223	227	231	235	239	242	246
3	139	155	168	179	189	178	204	209	213	217	221	225	228	232	235
4	116	133	147	159	170	162	185	191	195	200	204	208	211	215	216
5	95	113	130	142	152	150	170	177	182	187	191	194	198	201	205
6	-	97	113	128	139	138	158	165	169	173	178	182	186	190	193
7	-		98	112	126	125	146	153	159	163	168	172	176	180	184
8	-		-	100	114	107	136	143	150	155	159	164	168	172	175
10			-	-	93	90	117	126	133	139	143	147	152	156	159
12	-		-	-	-	-	101	112	120	126	131	136	140	143	147
15	-		-	-	-	-	80	93	101	108	114	119	124	128	132
18	-		-	-	-		-	75	83	91	97	103	109	114	116
21	-		-	-	-	-	-	-	68	77	83	90	96	101	105
24	-		-	-	-	-	-	-	51	60	68	75	82	88	93

Çizelge 5.7. Aşınma faktörü (K_a) [10]

K_0	DIN	$a = 20t$					$a = 40t$				
		$i_{12} = z_2 / z_1$					$i_{12} = z_2 / z_1$				
		1	2	3	5	7	1	2	3	5	7
1	8187, 8188, 75232	0,7	0,8	0,9	1	1	0,8	0,93	1	1,1	1,2
	8180, 8181	0,6	0,6	0,7	0,8	0,8	0,7	0,74	0,8	0,9	0,9
2	8187, 8188, 75232	0,5	0,6	0,6	0,7	0,8	0,6	0,68	0,7	0,8	0,8
	8180, 8181	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,55	0,6	0,6	0,7
3	8187, 8188, 73232	0,4	0,5	0,6	0,6	0,7	0,5	0,59	0,6	0,7	0,7
	8180, 8181	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,42	0,47	0,5	0,6	0,6
4	8187, 8138, 73232	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,54	0,6	0,6	0,7
	8180, 8181	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,4	0,43	0,5	0,5	0,5
K_0	DIN	$a = 80t$					$a = 160t$				
		$i_{12} = z_2 / z_1$					$i_{12} = z_2 / z_1$				
		1	2	3	5	7	1	2	3	5	7
1	8187, 8188, 75232	1	1,1	1,2	1,3	1,3	1,2	1,38	1,5	1,5	1,6
	8180, 8181	0,8	0,9	1	1	1,1	1	1,1	1,2	1,2	1,3
2	8187, 8188, 75232	0,7	0,8	0,9	0,9	1	0,9	1,01	1,1	1,1	1,2
	8180, 8181	0,6	0,7	0,7	0,8	0,8	0,7	0,81	0,9	0,9	0,9
3	8187, 8188, 73232	0,6	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,87	0,9	1	1
	8180, 8181	0,5	0,6	0,6	0,6	0,7	0,6	0,69	0,7	0,8	0,8
4	8187, 8138, 73232	0,6	0,7	0,7	0,7	0,8	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9
	8180, 8181	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,64	0,7	0,7	0,7

Kopmaya karşı mukavemet hesabı

Eş. 5.29 ve Çizelge 5.3'e göre statik emniyet katsayısı;

$$S_s = \frac{F_B}{F_1} \geq 7 = \frac{60000}{3797,19} = 15,8 > 7 \quad (5.33)$$

bulunur. Çizelge 5.1, Çizelge 5.3 ve Eş. 5.29'a göre dinamik emniyet katsayısı;

$$S_D = \frac{F_B}{F_1 \times K_0} \geq 5 = \frac{60000}{3797,19 \times 2} = 7,9 > 5 \quad (5.34)$$

bulunur. Buna göre seçilen zincir kopmaya karşı emniyetlidir.

5.2. İki Numaralı Tambur Milinden Beş Numaralı Merdane Miline Hareket İleten Zincir Dişli Çark Hesabı

Beş numaralı merdane milinin (Bkz. Şekil 5.1) döndürdüğü merdane dış çapı 168,3mm olup bu değer tambur çapı 193,7mm ölçüsünden küçüktür. Beş ve dört numaralı merdanelerin önünde konveyörden gelen papellerin yığılmaması için tambur çevresel hızı ile merdane çevresel hızının aynı olması gerekmektedir. Bunun içinde beş numaralı merdane miline bağlanacak olan zincir dişli çark taksimat dairesi çapı, iki numaralı konveyör tambur miline bağlanacak olan zincir dişli çark taksimat dairesi çapından büyük yapılır. Buna göre iki ve beş numaralı millere hareket veren zincir dişli çarklar arasındaki çevrim oranı;

$$i_{25} = \frac{D_{tambur}}{D_{merdane}} = \frac{193,7}{168,3} = 1,15 \quad (5.35)$$

bulunur. İki numaralı tambur miline döndüren zincir dişli çark ve beş numaralı merdane miline döndürülen zincir dişli çark montaj edilecektir. Döndüren zincir dişli çark diş sayısı $z_2 = 19$ seçilirse döndürülen zincir dişli çarkın diş sayısı;

$$z_5 = z_2 \times i_{25} = 19 \times 1,15 = 21,87 \cong 22 \quad (5.36)$$

olur. Bir ve iki numaralı miller arasında olduğu gibi burada da $25,4 \times 17,02$ DIN 8187 zincir seçilirse Çizelge 5.3’de verilen zincir boyutları elde edilir.

Çizelge 5.3 ve Şekil 5.3’e göre döndüren zincir dişli çarkının taksimat dairesi çapı;

$$d_{02} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{19}\right)} = 154,3 \text{ mm} \quad (5.37)$$

Eş. 5.36'a göre döndürülen zincir dişli çarkının taksimat dairesi çapı;

$$d_{05} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_5}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{22}\right)} = 178,48 \text{ mm} \quad (5.38)$$

Döndüren zincir dişli çarkının taban dairesi çapı;

$$d_{t2} = d_{02} - d_1 = 154,3 - 15,88 = 138,44 \text{ mm} \quad (5.39)$$

Döndürülen zincir dişli çarkının taban dairesi çapı;

$$d_{t5} = d_{05} - d_1 = 178,48 - 15,88 = 162,6 \text{ mm} \quad (5.40)$$

Döndüren zincir dişli çarkının diş başı çapı;

$$d_{b2} = d_{t2} + 1,1t = 138,44 + 1,1 \times 25,4 = 166,38 \text{ mm} \quad (5.41)$$

Döndürülen zincir dişli çarkının diş başı çapı;

$$d_{b5} = d_{t5} + 1,1t = 162,6 + 1,1 \times 25,4 = 190,54 \text{ mm} \quad (5.42)$$

Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4'e göre zincir hatvesi 25,4 mm için tek sıralı zincir dişli çarkın diş genişliği Eş. 5.17'de verilen değerle aynıdır.

Zincir dişli çarklarında zincirin oluşturduğu çokgen çevresinin iç dairesinin çapı döndüren zincir dişli çark için;

$$d_{p2} = \frac{p}{\tan\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{25,4}{\tan\left(\frac{180^\circ}{19}\right)} = 152,21 \text{ mm} \quad (5.43)$$

Döndürülen zincir dişli çark için;

$$d_{p5} = \frac{p}{\tan\left(\frac{180^\circ}{z_5}\right)} = \frac{25,4}{\tan\left(\frac{180^\circ}{22}\right)} = 176,66 \text{ mm} \quad (5.44)$$

dir. Zincir baklasının genişliği, dişli çarkın yan yüzeyine iyi bir şekilde oturması için dişlinin yan yüzeyleri taban dairesinin altında bulunan bir çapa kadar tornalanır. Bu çap Eş. 5.18 ve Eş. 5.43'e göre döndüren zincir dişli çark için;

$$d_{s2} = d_{p2} - 1,05 \times g - 2 \times r_4 - 1 = 152,21 - 1,05 \times 20,5 - 2 \times 2,5 = 124,69 \text{ mm} \quad (5.45)$$

Döndürülen zincir dişli çark için;

$$d_{s5} = d_{p5} - 1,05 \times g - 2 \times r_4 - 1 = 176,66 - 1,05 \times 20,5 - 2 \times 2,5 = 149,14 \text{ mm} \quad (5.46)$$

olarak bulunur. DIN 8196'ya göre burç çapı ile diş profili arasındaki u boşluğu Eş. 5.21'de verilen değerle aynıdır.

5.2.1. Zincir mekanizmasını etkileyen kuvvetler

Zincir mekanizmasının verimi;

$$\eta_{zincir} = 0,96....0,98 = 0,97 \quad (5.47)$$

seçilirse, döndüren zincir dişli çarkın devir sayısı;

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{111}{1} = 111 \text{ dev/dak} \quad (5.48)$$

Döndürülen zincir dişli çarkın devir sayısı;

$$n_5 = \frac{n_2}{i_{25}} = \frac{111}{1,15} = 96,44 \text{ dev/dak} \quad (5.49)$$

Eş. 5.37 ve Eş. 5.48'e göre döndüren zincir dişli çarkın çevresel hızı;

$$v_2 = \frac{\pi \times d_{02} \times n_2}{60} = \frac{\pi \times (154,32 \times 10^{-3}) \times 111}{60} = 0,89 \text{ m/s} \quad (5.50)$$

Eş. 5.9, Eş. 5.47 ve Eş. 5.50'ye göre zincir dişli çarkında meydana gelen çevresel kuvvet;

$$F_{t2} = \frac{P}{v_2} \eta_{zincir} = \frac{3,4}{0,89} 0,97 = 3,677 \text{ kN} = 3677 \text{ N} \quad (5.51)$$

bulunur. Eş. 5.2'ye göre hesaplanan zincir elemanlarının sayısı;

$$\begin{aligned} z_0 &= 2 \frac{a}{p} + \frac{z_2 + z_5}{2} + \left(\frac{z_5 - z_2}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} \\ &= 2 \frac{276,95}{25,4} + \frac{19 + 22}{2} + \left(\frac{22 - 19}{2\pi} \right)^2 \frac{25,4}{276,95} = 42,33 \end{aligned} \quad (5.52)$$

olur. Burada zincir eleman sayısı 42 olarak seçilirse eksenler gerçek arası mesafe

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(z_0 - \frac{z_2 + z_5}{2} \right) + \sqrt{\left(z_0 - \frac{z_2 + z_5}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_5 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right] = 272,78 \text{ mm} \quad (5.53)$$

olarak tayin edilir. Kullanılacak zincir uzunluğu;

$$L = z_0 \times p = 42 \times 25,4 = 1066,8 \text{ mm} \quad (5.54)$$

olur. Çizelge 5.3'e göre kullanılacak zincirin oluşturduğu ağırlık kuvveti;

$$F_g = (6,25.....3) q \times a = 5 \times 2,6 \times 272,78 = 3,55 \text{ N} \quad (5.55)$$

bulunur. Çizelge 5.3 ve Eş. 5.50'ye göre merkezkaç kuvveti;

$$F_{\epsilon} = \frac{q \times v^2}{g} = \frac{2,6 \times 0,89^2}{9,81} = 0,213 \text{ N} \quad (5.56)$$

olur. Eş. 5.51, Eş. 5.55 ve Eş. 5.56'ya göre döndüren kolda meydana gelen toplam kuvvet;

$$F_1 = F_t + F_g + F_{\epsilon} = 3677 + 3,55 + 0,213 = 3680,91 \text{ N} \quad (5.57)$$

bulunur. Eş. 5.51'e göre zincir mekanizmasında zincir kollarında meydana gelen kuvvetlerden dolayı mile gelen kuvvet;

$$F_n = (1,1.....1,5) F_t = 1,5 \times 3677 = 5515,72 \text{ N} \quad (5.56)$$

olarak tayin edilir.

5.2.2. Zincir seçimi kontrolü

Yüzey basıncına bağlı olarak aşınma hesabı

Eş. 5.57'ye göre yüzey basıncı hesaplanırsa;

$$p = \frac{F_1}{A} = \frac{3680,91 \times 10^{-1}}{2,1 \times 10^2} = 1,75 \leq p_{em} \quad (5.57)$$

bulunur. Bu durumda seçilen zincir Eş. 5.31'de verilen emniyet yüzey basıncına göre emniyetlidir.

Kopmaya karşı mukavemet hesabı

Eş. 5.57 ve Çizelge 5.3'e göre statik emniyet katsayısı;

$$S_s = \frac{F_B}{F_1} \geq 7 = \frac{60000}{3680,91} = 16,3 > 7 \quad (5.58)$$

bulunur. Çizelge 5.1, Çizelge 5.3 ve Eş. 5.57'ye göre dinamik emniyet katsayısı;

$$S_D = \frac{F_B}{F_1 \times K_0} \geq 5 = \frac{60000}{3680,91 \times 2} = 8,15 > 5 \quad (5.59)$$

bulunur. Buna göre seçilen zincir kopmaya karşı emniyetlidir.

5.3. İki Numaralı Tambur Milinden Üç Numaralı Yönlendirici Makara Miline Hareket İleten Dişli Çark Çifti Hesabı

Eş. 5.9'den zincir mekanizmasının ikinci mile (Bkz. Şekil 5.1) ilettiği güç 3,4 kW bulunmuştu. Buna göre zincir mekanizmasının verimi (Eş. 5.47) de dikkate alınarak ikinci milin çalışma momenti hesaplanırsa;

$$M_{bc2} = 955 \frac{P}{n_2} K_0 \times \eta_{zincir} = 955 \frac{3,4}{111} 2 \times 0,97 = 56,749 \text{ daNm} = 56749 \text{ daNmm} \quad (5.60)$$

bulunur. İki ve üç numaralı miller arasındaki çevrim oranı; $i_{23} = 1$ ve dişli çark verimi $\eta_{d\zeta} = 0,98$ seçilirse üçüncü milin (Bkz. Şekil 5.1) çalışma momenti;

$$M_{bc3} = i_{23} \times M_{bc2} \times \eta_{d\zeta} = 1 \times 56749 \times 0,98 = 55614 \text{ daNmm} \quad (5.61)$$

olur. Çizelge 5.8'den standart modül değeri $m = 11$ seçilir.

Çizelge 5.8. DIN 780'e göre standart modül değerleri [10]

1	<i>1,75</i>	<i>2,5</i>	<i>3,25</i>	4	<i>5,5</i>	7	<i>10</i>	<i>13</i>	<i>16</i>	22	<i>32</i>
1,25	2	2,75	3,5	4,5	6	8	<i>11</i>	<i>14</i>	<i>18</i>	25	<i>36</i>
1,5	2,25	3	3,75	5	6,5	9	12	<i>15</i>	20	28	40
Not: italik yazılı değerler özel haller için kullanılır											

Çizelge 5.9. Dişli çark malzemelerinin yüzey basınç özellikleri [10]

Malzeme Çiftleri						Malzeme Faktörü K_F [$\sqrt{\text{daN/mm}^2}$]
Pinyon			Çark			
Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü $E_1[\text{daN/mm}^2]$	Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü $E_2[\text{daN/mm}^2]$	
Çelik	St	21000	Çelik	St	21000	85,7
			Çelik döküm	GS-60	20500	85,2
				GS-52	20500	85,2
			Küresel grafitli dökme demir	GGG-50	17600	81,9
				GGG-42	17500	81,7
			Dökme kalay bronzu	G-SnBr 14	10500	70
			Dövme kalay bronzu	SnBr-8	11500	72,1
			Lamelli grafitli dökme demir (gri döküm)	GGL-25	12800	74,6
GGL-20	12000	73,1				
Çelik döküm	GS-60	20500	Çelik döküm	GS-52	20500	84,7
			Küresel grafitli dökme demir	GGG-50	17600	81,4
			Lamelli grafitli dökme demir (gri döküm)	GGL-20	12000	72,8
Küresel grafitli dökme demir	GGG-50	17600	Küresel grafitli dökme demir	GGG-42	17500	78,4
			Lamelli grafitli dökme demir (gri döküm)	GGL-20	12000	70,7
Lamelli grafitli dökme demir (gri döküm)	GGL-25	12800	Lamelli grafitli dökme demir (gri döküm)	GGL-20	12000	65,8
	GGL-20	12000				64,8

Döndüren dişli çarkın diş sayısı $z_2 = 19$ seçilirse döndürülen dişli çarkın diş sayısı;

$$z_3 = z_2 \times i_{23} = 19 \times 1 = 19 \quad (5.62)$$

Döndüren dişli çarkın taksimat dairesi çapı;

$$d_{02} = m \times z_2 = 11 \times 19 = 209 \text{ mm} \quad (5.63)$$

Döndürülen dişli çarkın taksimat dairesi çapı;

$$d_{03} = m \times z_3 = 11 \times 19 = 209 \text{ mm} \quad (5.64)$$

olur. Çizelge 5.9'dan pinyon ve çark malzemesi çelik için malzeme faktörü

$$K_E = 85,7 \sqrt{\text{daN/mm}^2} \quad (5.65)$$

seçilir. Dişli çark basınç açısı $\alpha_0 = 20^\circ$ olursa, Çizelge 5.10'dan dişli çark yuvarlanma noktası faktörü

$$K_\alpha = 1,76 \quad (5.66)$$

bulunur. Dişli çark çevrim oranı faktörü;

$$K_i = \sqrt{\frac{i_{23} + 1}{i_{23}}} = \sqrt{\frac{1 + 1}{1}} = 1,414 \quad (5.67)$$

olur. Dişli çarkların genişliği $b = 35 \text{ mm}$ seçilirse dişli çark genişlik faktörü;

$$\psi_d = \frac{b}{d_{02}} = \frac{35}{209} = 0,167 \quad (5.68)$$

bulunur. Dişli çark kalitesi 9, yüzey sertliği $\text{HB} \leq 350 \text{ daN/mm}^2$ ve çevre hızı $V < 3 \text{ m/s}$ için Çizelge 5.11'den $K_v = 1,2$ seçilir.

Çizelge 5.10. Yuvarlanma faktörü (K_α) [10]

α°	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
K_α	2	1,94	1,89	1,84	1,8	1,76	1,73	1,7	1,67	1,64	1,62	1,6	1,57

Çizelge 5.11. Dinamik veya hız faktörü (K_v) [10]

Kalite	Yüzey sertliği HB	Çevre hızı V [m/s]				
		<3	3...8	8...12	12...18	18...25
6	≤ 350	-	1	1,1	1,2	1,4
	> 350		1	1	1,1	1,2
7	≤ 350	1	1	1,2	1,3	1,5
	> 350	1	1	1,1	1,2	1,3
8	≤ 350	1,1	1,3	1,4	-	-
	> 350	1,1	1,2	1,3		
9	≤ 350	1,2	1,4	-	-	-
	> 350	1,2	1,3			

Çizelge 5.12. Yüzey sertliğine göre dişli çark hesap yöntemi [10]

Her iki dişlinin çelikten yapıldığı mekanizmalar	HB ≤ 350 daN/mm ² olan dişli çarklar yüzey basıncına göre boyutlandırılır ve mukavemete göre kontrol edilir.
	HB ≥ 350 daN/mm ² olan dişli çarklar mukavemete göre boyutlandırılır ve yüzey basıncına göre kontrol edilir.
Her iki dişli dökme demirden veya biri çelik diğeri naylon, teflon gibi metal olmayan malzemelerden yapılan mekanizmalarda kritik olan kopma olayıdır. Bu nedenle bu dişliler mukavemete göre boyutlandırılır.	

Yüzey sertliği HB ≤ 350 daN/mm² için Çizelge 5.12'ye göre dişli çark boyutları yüzey basıncına göre tayin edilir.

Eş. 5.61, 5.63'e göre dişli çark diş emniyet yüzey basıncı değeri;

$$\begin{aligned}
P_{Hem} &= K_E \times K_\alpha \times K_i \sqrt{\frac{2 \times M_{bc} \times K_v}{b \times d_{02}^2}} \\
&= 85,7 \times 1,76 \times 1,414 \times \sqrt{\frac{2 \times 55614 \times 1,2}{35 \times 209^2}} = 63,02 \text{ daN/mm}^2
\end{aligned} \tag{5.69}$$

bulunur. Yüzey basıncına göre emniyet katsayısı; $S_p = 1,2 \dots 1,5 = 1,2$ seçilirse, hesaplanan sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı değeri;

$$P_{HD}^* = P_{Hem} \times S_p = 63,02 \times 1,2 = 75,63 \text{ daN/mm}^2 \tag{5.70}$$

olur. Eş. 5.70'e göre sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı değeri; $P_{HD}^* = 77 \text{ daN/mm}^2$ seçilir.

Çizelge 5.13'ten $P_{HD}^* = 77 \text{ daN/mm}^2$ değerine göre dişli çark malzemesi olarak 34 CrMo 6 ıslah çeliği seçilir. Bu malzemenin Genel değişken zorlanma için sürekli mukavemet sınırı değeri ise $\sigma_{GD}^* = 32 \text{ daN/mm}^2$ 'dir.

Mukavemet hesabına göre emniyet katsayısı $S_\sigma = 1,5 \dots 2 = 2$ seçilirse emniyet gerilmesi;

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{GD}^*}{S_\sigma} = \frac{32}{2} = 16 \text{ daN/mm}^2 \tag{5.71}$$

olur. Çizelge 5.14'ten diş sayısı 19 için form faktörü değeri; $K_f = 2,98$ seçilir. Eş. 5.61, Eş. 5.63, Eş. 5.71'e göre dişli çark mukavemet hesabına göre kontrol edilirse;

$$\begin{aligned}
\frac{2 \times M_{bc} \times K_f \times K_v}{b \times m \times d_{02}} &\leq \sigma_{em} \\
\frac{2 \times 55614 \times 2,98 \times 1,2}{35 \times 11 \times 209} &= 4,94 < 16 \text{ daN/mm}^2
\end{aligned} \tag{5.72}$$

emniyetli olduğu görülür.

Çizelge 5.13. Dişli çark malzemelerinin mekanik özellikleri [10]

Malzeme		Kopma gerilmesi σ_K [daN/mm ²]	Sertlik HB		Genel değişken zorlanma için sürekli mukavemet sınırı değeri σ_{GD}^* [daN/mm ²]	Sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı değeri P_{HD}^* [daN/mm ²]
Grubu	Simgesi		Çekirdek	Yanak		
Genel İmalat Çelikleri	St 50	50....60	150		19	34
	St 60	60....70	180		21(20)	40
	St 70	70....85	210		24(22)	46
İslah Çelikleri	C22	50....60	140		17	44
	C45	65....80	185		20	54
	C60	75....90	210		22	62
	34Cr4	75....90	260		26	65
	37MnSi5	70....80	230		30	64
	42CrMo4	95....110	300		29	67
	34CrMo6	100....130	310		32	77
Sementasyon Çelikleri	C15	50....65	190	636	23	160
	16MnCr5	80....110	270	650	44	163
	20MnCr5	100....130	360	650	48	163
	15CrNi6	90....120	310	650	50	163
	18CrNi8	120....145	400	650	50	163
Endüksiyon veya alevle Sertleştirilmiş ıslah Çelikleri	Ck 45	65....80	190	560	27	110
	34CrMo4		270	590	48	107
	42CrMo4	95....110	280	610	43	136
	34CrNiMo6	100....130	250	590	45	127
Nitrürleme (banyo)	Ck 45	65....80	190		35	110
	42CrMo4	95....110	275		43	122
Dökme Çelikler	GS 52	52	150		15	34
	GS 60	60	175		17	42
Dökme Demir	GG 20	20	170		5	27
	GG 25	25	200		6	31
	GG 35	35	230		8	36
Sfero Döküm	GGG 42	42	180		20	36
	GGG 60	60	250		22	49
	GGG 100	100	350		24	70
Temper Döküm	GTS 35	35....40	140		19	32
	GTS 65	65....70	235		23	46

Çizelge 5.14. Sıfır dişliler için form faktörü [10]

z	12	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
K_f	3,7	3,33	3,23	3,15	3,08	3	2,98	2,95	2,9	2,86	2,82	2,78	2,73	2,7
z	27	28	29	30	35	40	45	50	65	70	80	90	100	∞
K_f	2,7	2,64	2,62	2,6	2,51	2	2,41	2,37	2,3	2,28	2,25	2,23	2,21	2,2

Eş. 5.61, Eş. 5.63'e göre ikinci mile döndüren dişli çarkın uyguladığı teğetsel kuvvet;

$$F_t = \frac{2 \times M_{bc}}{d_{02}} = \frac{2 \times 55614}{209} = 532,29 \text{ daN} \quad (5.73)$$

İkinci mile döndüren dişli çarkın uyguladığı radyal kuvvet;

$$F_r = F_t \times \tan(\alpha_0) = 532,29 \times \tan 20^\circ = 193,7 \text{ daN} \quad (5.74)$$

bulunur.

5.4. Üç Numaralı Yönlendirici Makara Milinden Dört Numaralı Merdane Miline Hareket İleten Zincir Dişli Çark Hesabı

Beş numaralı merdane milinin (Bkz. Şekil 5.1) döndürdüğü merdane çapı ile dört numaralı merdane milinin döndürdüğü merdanenin çapı aynı olup 168,3 mm dir. Aynı şekilde iki numaralı tambur milinin hareket verdiği tambur çapı ile üç numaralı yönlendirici makara milinin hareket verdiği yönlendirici makara çapı aynıdır (193,7 mm). Konveyörden kesici bıçağa aktarılacak olan papellerin merdane önünde yığılmasının engellenmesi için, tambur, yönlendirici makara ve merdanelerin çevresel hızlarının aynı olması gerekmektedir. Bunun içinde dört numaralı merdane miline bağlanacak olan zincir dişli çark taksimat dairesi çapı, üç numaralı yönlendirici makara miline bağlanacak olan zincir dişli çark taksimat dairesi çapından büyük yapılmalıdır. Buna göre üç ve dört numaralı millere hareket veren zincir dişli çarklar arasındaki çevrim oranı;

$$i_{34} = \frac{D_{\text{yönlendiricimakara}}}{D_{\text{merdane}}} = \frac{193,7}{168,3} = 1,15 \quad (5.75)$$

olur. Üç numaralı yönlendirici makara miline döndüren zincir dişli çark ve dört numaralı merdane miline döndürülen zincir dişli çark montaj edilecektir. Döndüren zincir dişli çark diş sayısı $z_3 = 19$ seçilirse döndürülen zincir dişli çarkın diş sayısı;

$$z_4 = z_3 \times i_{34} = 19 \times 1,15 = 21,87 \cong 22 \quad (5.76)$$

olur. Birinci ve ikinci miller ile ikinci ve beşinci miller arasında olduğu gibi burada da $25,4 \times 17,02$ DIN 8187 zincir kullanılırsa Çizelge 5.3’de verilen zincir boyutları elde edilir. Çizelge 5.3 ve Şekil 5.3’e göre döndüren zincir dişli çarkının taksimat dairesi çapı;

$$d_{03} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_3}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{19}\right)} = 154,3 \text{ mm} \quad (5.77)$$

Eş. 5.76’ya göre döndürülen zincir dişli çarkının taksimat dairesi çapı;

$$d_{04} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_4}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{22}\right)} = 178,48 \text{ mm} \quad (5.78)$$

Döndüren zincir dişli çarkının taban dairesi çapı;

$$d_{t3} = d_{03} - d_1 = 154,3 - 15,88 = 138,44 \text{ mm} \quad (5.79)$$

Döndürülen zincir dişli çarkının taban dairesi çapı;

$$d_{t4} = d_{04} - d_1 = 178,48 - 15,88 = 162,6 \text{ mm} \quad (5.80)$$

Döndüren zincir dişli çarkının diş başı çapı;

$$d_{b3} = d_{t3} + 1,1t = 138,44 + 1,1 \times 25,4 = 166,38 \text{ mm} \quad (5.81)$$

Döndürülen zincir dişli çarkının diş başı çapı;

$$d_{b4} = d_{t4} + 1,1t = 162,6 + 1,1 \times 25,4 = 190,54 \text{ mm} \quad (5.82)$$

Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4'e göre zincir hatvesi 25,4 mm için tek sıralı zincir dişli çarkın diş genişliği Eş. 5.17'de verilen değerle aynıdır. Zincir dişli çarklarında zincirin oluşturduğu çokgen çevresinin iç dairesinin çapı döndüren zincir dişli çark için;

$$d_{p3} = \frac{p}{\tan\left(\frac{180^\circ}{z_3}\right)} = \frac{25,4}{\tan\left(\frac{180^\circ}{19}\right)} = 152,21 \text{ mm} \quad (5.83)$$

Döndürülen zincir dişli çark için;

$$d_{p4} = \frac{p}{\tan\left(\frac{180^\circ}{z_4}\right)} = \frac{25,4}{\tan\left(\frac{180^\circ}{22}\right)} = 176,66 \text{ mm} \quad (5.84)$$

dir. Zincir baklasının genişliği, dişli çarkın yan yüzeyine iyi bir şekilde oturması için dişlinin yan yüzeyleri taban dairesinin altında bulunan bir çapa kadar tornalanır. Bu çap Eş. 5.18 ve Eş. 5.43'e göre döndüren zincir dişli çark için;

$$d_{s3} = d_{p3} - 1,05 \times g - 2 \times r_4 - 1 = 152,21 - 1,05 \times 20,5 - 2 \times 2,5 = 124,69 \text{ mm} \quad (5.85)$$

Döndürülen zincir dişli çark için;

$$d_{s4} = d_{p4} - 1,05 \times g - 2 \times r_4 - 1 = 176,66 - 1,05 \times 20,5 - 2 \times 2,5 = 149,14 \text{ mm} \quad (5.86)$$

olarak bulunur. DIN 8196'ya göre burç çapı ile diş profili arasındaki u boşluğu Eş. 5.21'de verilen değerle aynıdır.

5.4.1. Zincir mekanizmasını etkileyen kuvvetler

Döndüren zincir dişli çarkın devir sayısı;

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{23}} = \frac{111}{1} = 111 \text{ dev/dak} \quad (5.87)$$

Döndürülen zincir dişli çarkın devir sayısı;

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{34}} = \frac{111}{1,15} = 96,4 \text{ dev/dak} \quad (5.88)$$

Eş. 5.76 ve Eş. 5.87'e göre döndüren zincir dişli çarkın çevresel hızı;

$$v_3 = \frac{\pi \times d_{03} \times n_3}{60} = \frac{\pi \times (154,32 \times 10^{-3}) \times 111}{60} = 0,89 \text{ m/s} \quad (5.89)$$

Eş. 5.9, Eş. 5.47 ve Eş. 5.89'a göre zincir dişli çarkında meydana gelen çevresel kuvvet;

$$F_{t3} = \frac{P}{v_3} \eta_{d\zeta} \times \eta_{zincir} = \frac{3,4}{0,89} 0,98 \times 0,97 = 3,603 \text{ kN} = 3603 \text{ N} \quad (5.90)$$

bulunur. Eş. 5.3'e göre hesaplanan zincir elemanlarının sayısı;

$$\begin{aligned}
z_0 &= 2 \frac{a}{p} + \frac{z_3 + z_4}{2} + \left(\frac{z_4 - z_3}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} \\
&= 2 \frac{312,15}{25,4} + \frac{19 + 22}{2} + \left(\frac{22 - 19}{2\pi} \right)^2 \frac{25,4}{312,15} = 45,1
\end{aligned} \tag{5.91}$$

olur. Burada zincir eleman sayısı 45 olarak seçilirse eksenler gerçek arası mesafe

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(z_0 - \frac{z_3 + z_4}{2} \right) + \sqrt{\left(z_0 - \frac{z_3 + z_4}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_4 - z_3}{2\pi} \right)^2} \right] = 310,91 \text{ mm} \tag{5.92}$$

olarak tayin edilir. Kullanılacak zincir uzunluğu;

$$L = z_0 \times p = 45 \times 25,4 = 1143 \text{ mm} \tag{5.93}$$

olur. Çizelge 5.3 ve Eş. 5.92'ye göre kullanılacak zincirin oluşturduğu ağırlık kuvveti;

$$F_g = (6,25 \dots 3) q \times a = 5 \times 2,6 \times 310,91 = 4,04 \text{ N} \tag{5.94}$$

bulunur. Çizelge 5.3 ve Eş. 5.89'a göre merkezkaç kuvveti;

$$F_{\epsilon} = \frac{q \times v^2}{g} = \frac{2,6 \times 0,89^2}{9,81} = 0,213 \text{ N} \tag{5.95}$$

olur. Eş. 5.90, Eş. 5.94 ve Eş. 5.95'e göre döndüren kolda meydana gelen toplam kuvvet;

$$F_1 = F_t + F_g + F_{\epsilon} = 3603 + 4,04 + 0,213 = 3607,86 \text{ N} \tag{5.96}$$

bulunur. Eş. 5.90'a göre zincir mekanizmasında zincir kollarında meydana gelen kuvvetlerden dolayı mile gelen kuvvet;

$$F_n = (1,1 \dots 1,5) F_t = 1,5 \times 3603 = 5405,4 \text{ N} \quad (5.97)$$

olarak tayin edilir.

5.4.2. Zincir seçimi kontrolü

Yüzey basıncına bağlı olarak aşınma hesabı

Eş. 5.96'ya göre yüzey basıncı hesaplanırsa;

$$p = \frac{F_1}{A} = \frac{3607,86 \times 10^{-1}}{2,1 \times 10^2} = 1,72 \leq p_{em} \quad (5.98)$$

bulunur. Bu durumda seçilen zincir Eş. 5.31'de verilen yüzey basıncına göre emniyetlidir.

Kopmaya karşı mukavemet hesabı

Eş. 5.96 ve Çizelge 5.3'e göre statik emniyet katsayısı;

$$S_s = \frac{F_B}{F_1} \geq 7$$

$$S_s = \frac{60000}{3607,86} = 16,63 > 7 \quad (5.99)$$

bulunur. Çizelge 5.1, 5.3 ve Eş. 5.96'ya göre dinamik emniyet katsayısı;

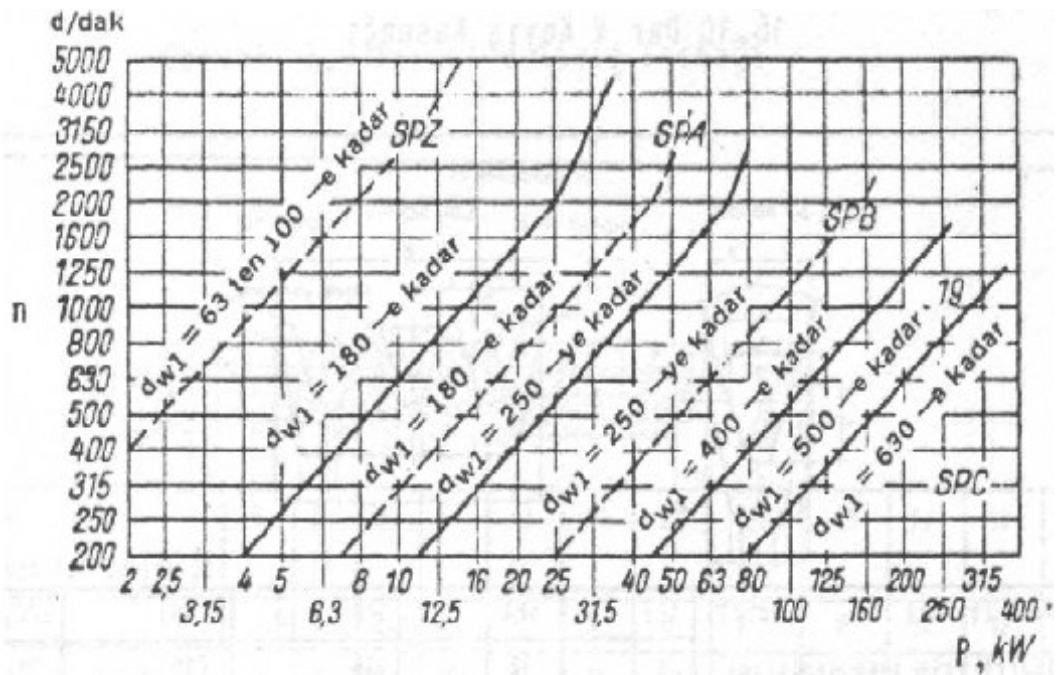
$$S_D = \frac{F_B}{F_1 \times K_0} \geq 5$$

$$S_D = \frac{60000}{3607,86 \times 2} = 8,32 > 5$$
(5.100)

bulunur. Buna göre seçilen zincir kopmaya karşı emniyetlidir.

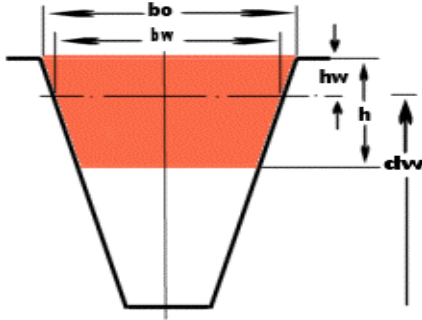
5.5. Yedi Numaralı Motor Milinden Altı Numaralı Kesici Bıçak Miline Hareket İleten Kayış Kasnak Hesabı

Altı numaralı kesici bıçak milinin (Bkz. Şekil 5.1) hareket verdiği kesici bıçağın çevresel hızının yaklaşık olarak 13 m/s olması istenirse öncelikle bu hızın elde edilmesi için gerekli motor seçimi yapılır. Buna göre EK-1'den gücü 5,5 kW ve tipi 132S olan üç fazlı asenkron motor seçilir. Motorun çıkış devri 1440 dev/dak olup bu değer aynı zamanda döndüren kayış kasnağının da devir sayısıdır. Motor devri; $n_7 = 1440$ dev/dak ve motor gücü; $P = 5,5$ kW değerlerine göre Şekil 5.4'ten kayış tipi SPZ dar V kayış olarak belirlenir.



Şekil 5.4. Dar V kayışlarının kesit seçimi grafiği [10]

Çizelge 5.15. Dar V kayışlarının boyutları [10]

Sonsuz Dar V Kayışları TS (DIN 7753)											
Genişlik	ISO Simgesi	Üst kayış genişliği	Etken genişlik	Kayış yüksekliği	Etken yükseklik	Kasnağın etken min. çapı					
		b_0 mm	b_w mm	h mm	h_w mm	d_w mm					
9,5	SPZ	9,7	8,5	8,2	2,5						
12,5	SPA	12,7	11	10,6	3	90					
19	SPB	19	16	15,8	5	160					
Simgeleme Tarzı; Profil x Dış çevre uzunluğu (veya etken uzunluk)											
Örnek; Dar V-Kayışı SPZx700L _a TS 198/4 (veya DIN 7753)											
											
Dış Çevre Uzunluğu L _a											
9,5				12,5			19				
525	950	1275	1700	750	1225	1675	2300	2950	1500	2700	3900
575	960	1300	1775	800	1250	1700	2325	3000	1600	2750	4000
600	975	1325	1825	850	1275	1725	2350	3050	1700	2800	4100
625	1000	1350	1900	875	1300	1750	2375	3100	1775	2850	4200
650	1025	1375	2000	900	1325	1800	2400	3200	1800	2900	4300
675	1037	1400	2050	950	1350	1825	2450	3300	1900	2950	4400
690	1050	1425	2200	975	1375	1875	2500	3400	2000	3000	4500
700	1060	1450	2250	1000	1400	1900	2550	3500	2100	3050	
750	1075	1475	2300	1025	1425	1925	2600		2200	3100	
800	1100	1500	2350	1050	1450	1950	2625		2300	3200	
813	1125	1525	2400	1075	1475	2000	2650		2400	3300	
825	1150	1550	2500	1100	1500	2075	2700		2450	3400	
850	1175	1600		1125	1525	2100	2750		2500	3500	
875	1200	1625		1150	1550	2150	2800		2550	3600	
900	1225	1650		1175	1600	2200	2850		2600	3700	
925	1250	1675		1200	1625	2250	2900		2650	3800	

Çizelge 5.15'ten SPZ kayış boyutları bulunur. Burada kayış kanal açısı $\alpha = 38^\circ$ seçilirse Çizelge 5.16 ve Şekil 5.4'e göre döndüren kasnak çapı

$$d_{w7} = 180 \text{ mm} \quad (5.101)$$

olarak seçilir. Çevrim oranı $i_{76} = 1$ olursa döndürülen kayış kasnağının çapı da

$$d_{w6} = \frac{d_{w7}}{i_{76}} = 180 \times 1 = 180 \text{ mm} \quad (5.102)$$

olur. Bu durumda kayışın kasnaklar üzerine sarılma açısı $\beta = 180^\circ$ olacaktır. Çizelge 5.17'den kayışın kasnak üzerine sarılma faktörü $K_\beta = 1$ olarak belirlenir. Kayışın kasnaklar üzerine sarılma açısı $\beta = 180^\circ$ için Eş. 5.5'e göre hesaplanan ortalama kayış çevre uzunluğu;

$$\begin{aligned} L_w &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_{w7} + d_{w6}) + \frac{(d_{w6} - d_{w7})^2}{4a} \\ &= 2 \times 375 + \frac{\pi}{2}(180 + 180) + \frac{(180 - 180)^2}{4 \times 375} = 1315,48 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.103)$$

olur. Hesaplanan kayış dış çevre uzunluğu ise;

$$L_a = L_w + 2 \times \pi \times h_w = 1315,48 + 2 \times \pi \times 2,5 = 1331,19 \text{ mm} \quad (5.104)$$

bulunur. Hesaplanan kayış dış çevre uzunluğu 1331,19 mm ölçüsüne göre Çizelge 5.15'den standart ortalama kayış dış çevre uzunluğu

$$L_a = 1350 \text{ mm} \quad (5.105)$$

bulunur.

Çizelge 5.17. V kayışlarının sarılma açısı faktörü (K_β) [10]

Sarılma açısı β_l [°]	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
Sonsuz V kayış için	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,63	0,68
Sonlu V kayış için	1	0,98	0,95	0,95	0,87	0,82	0,77					

Çizelge 5.18. V kayışlarının uzunluk faktörü (K_L) [10]

K_L		1,25	1,2	1,1	1,05	1	0,95	0,9	0,85
L_w mm	$b_0 = 9,7$ mm	630	710	900	1120	1600	2240	2800	3550
			800	1000	1250	1800	2500	3150	
					1400	2000			
	$b_0 = 12,7$ mm	800	900	1250	1600	2240	3150	4000	
			1000	1400	1800	2500	3550	4500	
			1120		2000	2800			
	$b_0 = 16,3$ mm	1250	1400	1600	2500	3150	4500	5600	8000
			1600	2000	2800	3550	5000	6300	
				2240		4000		7100	
	$b_0 = 18,6$ mm		1600	2000	2800	4000	5000	7100	1000
			1800	2240	3150	4500	5600	8000	
				2500	3550		6300	9000	
	$b_0 = 22$ mm		2240	2800	4000	5000	7100	9000	12500
			2500	3150	4500	5600	8000	10000	
				3550		6300		11000	

Çizelge 5.18'den $b_0 = 9,7$ mm ve $L_w = 1315,48$ mm değerleri için uzunluk faktörü $K_L = 1,05$ olarak seçilir. Bu değerlere göre yedi ve altı numaralı miller arasındaki gerçek eksenler arası mesafe;

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{2 \times L_a - \pi(d_{w7} + d_{w6}) + \sqrt{[2L_a - \pi(d_{w7} + d_{w6})]^2 - 8(d_{w6} - d_{w7})^2}}{8} \\
 &= \frac{2 \times 1350 - \pi(180 + 180) + \sqrt{[2 \times 1350 - \pi(180 + 180)]^2 - 8(180 - 180)^2}}{8} \quad (5.106) \\
 &= 392,25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

olur. Gücün mümkün olduğu kadar fazla bir şekilde iletilebilmesi için gerekli kayış sayısının bulunabilmesi için önce kayışın çevresel hızı bulunmalıdır. Bu mekanizmada kayışın çevresel hızı;

$$v_7 = \frac{\pi \times d_{w7} \times n_7}{60} = \frac{\pi \times (180 \times 10^{-3}) \times 1440}{60} = 13,571 \text{ m/s} \quad (5.107)$$

olur.

Çizelge 5.19. Tek bir V kayışın iletilebileceği maksimum güç (P_I^*) kW [10]

DIN 7753'E GÖRE DAR V KAYIŞLARI											
V	SPZ	SPA	SPB	19	SPC	V	SPZ	SPA	SPB	19	SPC
m/s	9,5	12,5				m/s	9,5	12,5			
1	0,5	0,7	1	1,2	1,5	22	6,6	9	10	12,9	17,4
2	0,9	1,3	2	2,2	2,9	23	6,7	9,2	11,3	13,1	17,5
3	1,3	1,8	2,7	3	4	24	6,9	9,3	11,4	13,2	17,6
4	1,7	2,4	3,3	3,8	5,3	25	7	9,5	11,5	13,3	17,7
5	2,1	2,8	4	4,5	6,3	26	7,1	9,6	11,6	13,3	17,7
6	2,5	3,3	4,5	5,3	7,3	27	7,2	9,7	11,6	13,3	17,6
7	2,8	3,8	5	6	8,3	28	7,3	9,8	11,6	13,2	17,5
8	3,1	4,2	5,6	6,6	9,3	29	7,4	9,8	11	13,1	17,3
9	3,4	4,7	6,2	7,3	10,2	30	7,5	9,9	11	12,9	17
10	3,7	5,2	6,7	7,9	11	31	7,5	9,9	11,4	12,7	16,5
11	4	5,5	7,3	8,5	11,8	32	7,6	9,9	11,2	12,5	16
12	4,3	5,8	7,7	9,1	12,5	33	7,6	9,9	11	12,1	15,3
13	4,5	6,2	8,2	9,6	13,3	34	7,6	9,9	10,8	11,8	14,5
14	4,8	6,6	8,6	10,2	14	35	7,6	9,8	10,5	11,4	13,6
15	5	7	9	10,7	14,6	36	7,6	9,7	10,2	10,9	12,9
16	5,2	7,3	9,4	11,1	15,3	37	7,5	9,5	9,8	10,4	12
17	5,5	7,7	9,8	11,4	15,7	38	7,5	9,3	9,4	9,8	11
18	5,7	8	10,1	11,8	16,2	39	7,4	9,1	8,9	9,2	10
19	5,9	8,3	10,4	12,1	16,6	40	7,3	8,8	8,4	8,5	9
20	6,2	8,6	10,6	12,5	16,9	50	5,8	4,2			
21	6,4	8,8	10,8	12,7	17,2	60	1,7				

Bu değere göre Çizelge 5.19'dan DIN 7753'e göre tek bir dar V kayışının iletebileceği maksimum güç; $P_1^* = 4,8 \text{ kW}$ olarak belirlenir.

Çizelge 5.20. V kayışlarını döndüren kasnak çapı faktörü (k_k) [10]

k_k		0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$d_w \text{ mm}$	$b_0 = 9,7 \text{ mm}$	63	80	90	100	112	125	160				
		71					140	180				
	$b_0 = 12,7 \text{ mm}$		90	100	112	125	140	160	200	250		
								180	224			
	$b_0 = 16,3 \text{ mm}$			140		160	180	200	250	315	355	400
								224	280			
	$b_0 = 18,6 \text{ mm}$					180	200	224	250	315	355	450
									280		400	500
	$b_0 = 22 \text{ mm}$					224	250	280	315	400	450	560
									355		500	630

Çizelge 5.20'den kayış kasnak çapı 180 mm ve üst kayış genişliği $b_0 = 9,7 \text{ mm}$ için döndüren kasnak çapı faktörü $k_k = 1,1$ bulunur. Çalışma faktörü $K_0 = 2$ olarak seçilirse dar V kayış için kayış sayısı;

$$z = \frac{P \times K_0}{P_1^* \times K_\beta \times k_k \times K_L} = \frac{5,5 \times 2}{4,8 \times 1 \times 1,1 \times 1,05} = 1,984 \cong 2 \quad (5.108)$$

olur. Kullanılan kayışın eğilme frekansına göre emniyetli olup olmadığını belirlemek için dar V kayışlarında eğilme frekansı emniyet değeri $f_{eem} = 60 \text{ 1/s}$ seçilir. Buna göre Eş. 5.107, Eş. 5.108, Eş. 5.103'ten faydalanılarak;

$$f_e = \frac{v \times z_0}{L_w} = \frac{13,571 \times 2}{1315,48 \times 10^{-3}} = 20,1 \text{ 1} < f_{eem} \quad (5.109)$$

kayış sisteminin eğilme frekansına göre emniyetli olduğu görülür.

Bu değer dar V kayış için

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{1,85}{\sin\left(\frac{38^\circ}{2}\right)} = 5,678 \quad (5.111)$$

olur. Kayış kasnağına etkiyen teğetsel kuvvette;

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{5,5 \times 10^3}{13,571} = 405,25 \text{ N} \quad (5.112)$$

olarak bulunursa kayışın gevşek koluna etkiyen kuvvet;

$$F_2 = \frac{F_t}{e^{\mu' \beta} - 1} = \frac{405,25}{e^{5,768 \times \pi} - 1} = 7,25 \times 10^{-6} \text{ N} \quad (5.113)$$

gergin koluna etkiyen kuvvet;

$$F_1 = F_2 \times e^{\mu' \beta} = 7,25 \times 10^{-6} \times e^{5,678 \times \pi} = 405,25 \text{ N} \quad (5.114)$$

olur. Buna göre kayışın kasnak üzerine bastırılması için gerekli gerdirme kuvveti;

$$F_n = F_1 + F_2 = 405,25 + 7,25 \times 10^{-6} = 405,25 \text{ N} \quad (5.115)$$

olarak bulunur. Tek bir kayışın kesit alanı;

$$A = h^2 + \frac{(b_0 - h) \times h}{2} = 8,2^2 + \frac{(9,7 - 8,2) \times 8,2}{2} = 73,39 \text{ mm}^2 \quad (5.116)$$

olursa 2 adet kayışın kesit alanı;

$$A_z = z \times A = 2 \times 73,39 = 146,78 \text{ mm}^2 \quad (5.117)$$

olur. Buna göre kayışın gergin kolunda meydana gelen çekme gerilmesi;

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{405,25}{146,78} = 2,76 \text{ N/mm}^2 \quad (5.118)$$

bulunur. EK-5'den standart kösele düz kayış kopma gerilmesi mukavemet değeri

$\sigma_K = 2,5 \text{ daN/mm}^2$ seçilirse emniyet katsayısı 2 için

$$\begin{aligned} \sigma_1 &\leq \frac{\sigma_K}{S} \\ 2,76 &< \frac{25}{2} \\ 2,76 &< 12,5 \end{aligned} \quad (5.119)$$

bulunur. Seçilen kayışın emniyetli olduğu görülür.

5.6. Sekiz Numaralı Motor Milinden Dokuz Numaralı Köşebent Dişli Sistemine Hareket İleten Kayış Kasnak Hesabı

Dokuz numaralı köşebent dişli sistemi milinin (Bkz. Şekil 5.1) hareket verdiği köşebent dişli çevresel hızının yaklaşık olarak 1,5 m/s olması istenirse öncelikle bu hızın elde edilmesi için gerekli redüktör seçimi yapılır. Buna göre EK-1'den gücü 1,1 kW ve tipi 90S olan üç fazlı asenkron motor ve EK-2'den çıkış devri 159 dev/dak olan 2KZ 05 redüktör seçilir. Bu değer aynı zamanda döndüren kayış kasnağının da devir sayısı olup $n_8 = 159 \text{ de/dak}$ 'dır. Kayış tipi yine SPZ dar V kayış olarak belirlenirse Çizelge 5.15'den kayış boyutları belirlenir.

Burada kayış kanal açısı $\alpha = 38^\circ$ seçilirse Çizelge 5.16 ve Şekil 5.4'e göre döndüren kasnak çapı

$$d_{w8} = 180 \text{ mm} \quad (5.120)$$

olarak seçilir. Çevrim oranı $i_{89} = 1$ olursa döndürülen kayış kasnağının çapı da

$$d_{w9} = \frac{d_{w8}}{i_{76}} = 180 \times 1 = 180 \text{ mm} \quad (5.121)$$

olur. Bu durumda kayışın kasnaklar üzerine sarılma açısı $\beta = 180^\circ$ olacaktır. Buna göre Çizelge 5.17'den kayışın kasnak üzerine sarılma faktörü $K_\beta = 1$ olarak belirlenir. Kayışın kasnaklar üzerine sarılma açısı $\beta = 180^\circ$ için Eş. 5.6'ya göre hesaplanan ortalama kayış çevre uzunluğu;

$$\begin{aligned} L_w &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_{w8} + d_{w9}) + \frac{(d_{w8} - d_{w9})^2}{4a} \\ &= 2 \times 260 + \frac{\pi}{2}(180 + 180) + \frac{(180 - 180)^2}{4 \times 260} = 1085,5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.122)$$

olur. Hesaplanan kayış dış çevre uzunluğu ise;

$$L_a = L_w + 2 \times \pi \times h_w = 1085,5 + 2 \times \pi \times 2,5 = 1101,2 \text{ mm} \quad (5.123)$$

bulunur. Hesaplanan kayış dış çevre uzunluğu 1101,2 mm ölçüsüne göre Çizelge 5.15'den standart ortalama kayış dış çevre uzunluğu

$$L_a = 1100 \text{ mm} \quad (5.124)$$

bulunur. Çizelge 5.18'den $b_0 = 9,7 \text{ mm}$ ve $L_w = 1085,5 \text{ mm}$ değerleri için uzunluk faktörü $K_L = 1,1$ olarak seçilir.

Bu değerlere göre sekiz ve dokuz numaralı miller arasındaki gerçek eksenler arası mesafe;

$$\begin{aligned}
a &= \frac{2 \times L_a - \pi(d_{w8} + d_{w9}) + \sqrt{[2L_a - \pi(d_{w8} + d_{w9})]^2 - 8(d_{w8} - d_{w9})^2}}{8} \\
&= \frac{2 \times 1100 - \pi(180 + 180) + \sqrt{[2 \times 1100 - \pi(180 + 180)]^2 - 8(180 - 180)^2}}{8} \quad (5.125) \\
&= 267,25 \text{ mm}
\end{aligned}$$

olur. Gücün mümkün olduğu kadar fazla bir şekilde iletebilmesi için gerekli kayış sayısının bulunabilmesi için önce kayışın çevresel hızı bulunmalıdır. Bu mekanizmada kayışın çevresel hızı;

$$v_8 = \frac{\pi \times d_{w8} \times n_8}{60} = \frac{\pi \times (180 \times 10^{-3}) \times 159}{60} = 1,498 \text{ m/s} \quad (5.126)$$

olur. Bu değere göre Çizelge 5.19'dan DIN 7753'e göre tek bir dar V kayışının iletebileceği maksimum güç; $P_1^* = 0,9 \text{ kW}$ olarak belirlenir. Çizelge 5.20'den kayış kasnak çapı 180 mm ve üst kayış genişliği $b_0 = 9,7 \text{ mm}$ için döndüren kasnak çapı faktörü $k_k = 1,1$ bulunur. Çalışma faktörü $K_0 = 2$ olarak seçilirse dar V kayış için kayış sayısı;

$$z = \frac{P \times K_0}{P_1^* \times K_\beta \times k_k \times K_L} = \frac{1,1 \times 2}{0,9 \times 1 \times 1,1 \times 1,1} = 2,02 \cong 2 \quad (5.127)$$

olur. Kullanılan kayışın eğilme frekansına göre emniyetli olup olmadığını belirlemek için dar V kayışlarında eğilme frekansı emniyet değeri $f_{em} = 60 \text{ 1/s}$ seçilir. Buna göre Eş. 5.126, Eş. 5.127, Eş. 5.122'den faydalanılarak;

$$f_e = \frac{v \times z_0}{L_w} = \frac{1,498 \times 2}{1085,5 \times 10^{-3}} = 2,725 < f_{em} \quad (5.128)$$

kayış sisteminin eğilme frekansına göre emniyetli olduğu görülür. Kayışın kasnak üzerine bastırılması için bir gerdirme kuvvetine ihtiyaç vardır. EK-5'den standart kösele düz kayış için sürtünme katsayısı;

$$\mu = 0,22 + 0,12v = 0,22 + 0,12 \times 1,498 = 0,399 \quad (5.129)$$

olarak seçilir. Bu değer dar V kayış için

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,399}{\sin\left(\frac{38^\circ}{2}\right)} = 1,228 \quad (5.130)$$

olur. Kayış kasnağına etkiyen teğetsel kuvvette;

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{1,1 \times 10^3}{1,498} = 734,04 \text{ N} \quad (5.131)$$

olarak bulunursa kayışın gevşek koluna etkiyen kuvvet;

$$F_2 = \frac{F_t}{e^{\mu' \beta} - 1} = \frac{734,04}{e^{1,228 \times \pi} - 1} = 15,82 \text{ N} \quad (5.132)$$

gergin koluna etkiyen kuvvet;

$$F_1 = F_2 \times e^{\mu' \beta} = 15,82 \times e^{1,228 \times \pi} = 749,875 \text{ N} \quad (5.133)$$

olur. Buna göre kayışın kasnak üzerine bastırılması için gerekli gerdirme kuvveti;

$$F_n = F_1 + F_2 = 749,875 + 15,82 = 765,7 \text{ N} \quad (5.134)$$

olarak bulunur. Eş. 5.117'ye göre kayışın gergin kolunda meydana gelen çekme gerilmesi;

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{749,875}{146,78} = 5,11 \text{ N/mm}^2 \quad (5.135)$$

bulunur. EK-5'den standart kösele düz kayış kopma gerilmesi mukavemet değeri $\sigma_K = 2,5 \text{ daN/mm}^2$ seçilirse emniyet katsayısı 2 için

$$\begin{aligned} \sigma_1 &\leq \frac{\sigma_K}{S} \\ 5,11 &< \frac{25}{2} \\ 5,11 &< 12,5 \end{aligned} \quad (5.136)$$

bulunur. Seçilen kayışın emniyetli olduğu görülür.

5.7. Dokuz Numaralı Köşebent Dişli Sistemi Milinden On Numaralı Köşebent Dişli Sistemi Miline Hareket İleten Dişli Çark Çifti Hesabı

Bölüm 5.6'da seçilen motor gücüne göre kayış kasnak verimi $\eta_k = 0,93$ için kayış kasnak mekanizmasının dokuzuncu mile ilettiği güç hesaplanırsa

$$P = P_{motor} \times \eta_k = 1,1 \times 0,93 = 1,023 \text{ kW} \quad (5.137)$$

bulunur. Çalışma faktörü $K_0 = 2$ seçilirse dokuzuncu milin çalışma momenti;

$$M_{bc9} = 955 \frac{P}{n_9} K_0 = 955 \frac{1,023}{159} 2 = 12,288 \text{ daNm} = 12288 \text{ daNmm} \quad (5.138)$$

bulunur. Dokuz ve on numaralı miller arasındaki çevrim oranı; $i_{910} = 1$ ve dişli çark verimi $\eta_{dç} = 0,98$ seçilirse onuncu milin (Bkz. Şekil 5.1) çalışma momenti;

$$M_{bc10} = i_{910} \times M_{bc9} \times \eta_{dç} = 1 \times 12288 \times 0,98 = 12043 \text{ daNmm} \quad (5.139)$$

olur. Çizelge 5.8'den standart modül değeri $m = 9$ seçilir. Köşebent dişli sistemi diş sayısı 10 olduğu için bu dişlilerin uygun bir şekilde dönmesini sağlamak amacıyla $z_9 = 20$ seçilir. Buna göre döndürülen dişli çark diş sayısı;

$$z_{10} = z_9 \times i_{910} = 20 \times 1 = 20 \quad (5.140)$$

Döndüren dişli çarkın taksimat dairesi çapı;

$$d_{09} = m \times z_9 = 9 \times 20 = 180 \text{ mm} \quad (5.141)$$

Döndürülen dişli çarkın taksimat dairesi çapı;

$$d_{010} = m \times z_{10} = 9 \times 20 = 180 \text{ mm} \quad (5.142)$$

olur. Dişli çarkların genişliği $b = 20$ mm seçilirse dişli çark genişlik faktörü;

$$\psi_d = \frac{b}{d_{09}} = \frac{20}{180} = 0,11 \quad (5.143)$$

olur. Dişli çark kalitesi 9, yüzey sertliği $HB \leq 350$ daN/mm² ve çevre hızı $V < 3$ m/s için Çizelge 5.11'den $K_v = 1,2$ seçilir. Eş. 5.65, Eş. 5.66, Eş. 5.67, Eş. 5.138'e göre dişli çark diş emniyet yüzey basıncı değeri;

$$\begin{aligned}
P_{Hem} &= K_E \times K_\alpha \times K_i \sqrt{\frac{2 \times M_{bc} \times K_v}{b \times d_{09}^2}} \\
&= 85,7 \times 1,76 \times 1,414 \times \sqrt{\frac{2 \times 12288 \times 1,2}{20 \times 180^2}} = 45,05 \text{ daN/mm}^2
\end{aligned} \tag{5.144}$$

bulunur. Yüzey basıncına göre emniyet katsayısı; $S_p = 1,2 \dots 1,5 = 1,2$ seçilirse, hesaplanan sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı değeri;

$$P_{HD}^* = P_{Hem} \times S_p = 45,05 \times 1,2 = 54,06 \cong 54 \text{ daN/mm}^2 \tag{5.145}$$

olur. Çizelge 5.13'ten $P_{HD}^* = 54 \text{ daN/mm}^2$ değerine göre dişli çark malzemesi olarak C45 seçilir. Bu malzemenin Genel değişken zorlanma için sürekli mukavemet sınırı değeri ise $\sigma_{GD}^* = 20 \text{ daN/mm}^2$ dir. Mukavemet hesabına göre emniyet katsayısı $S_\sigma = 1,5 \dots 2 = 2$ seçilirse emniyet gerilmesi;

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{GD}^*}{S_\sigma} = \frac{20}{2} = 10 \text{ daN/mm}^2 \tag{5.146}$$

olur. Çizelge 5.14'ten diş sayısı 20 için form faktörü değeri; $K_f = 2,95$ seçilir. Eş. 5.138, Eş. 5.141 ve Eş. 5.146'ya göre dişli çark mukavemet hesabına göre kontrol edilirse;

$$\begin{aligned}
\frac{2 \times M_{bc} \times K_f \times K_v}{b \times m \times d_{09}} &\leq \sigma_{em} \\
\frac{2 \times 12288 \times 2,95 \times 1,2}{20 \times 9 \times 180} &= 2,63 < 10 \text{ daN/mm}^2
\end{aligned} \tag{5.147}$$

emniyetli olduğu görülür. Eş. 5.138 ve Eş. 5.141'e göre dokuzuncu mile döndüren dişli çarkın uyguladığı teğetsel kuvvet;

$$F_t = \frac{2 \times M_{bc}}{d_{09}} = \frac{2 \times 12288}{180} = 133,81 \text{ daN} \quad (5.148)$$

Dokuzuncu mile döndüren dişli çarkın uyguladığı radyal kuvvet;

$$F_r = F_t \times \tan(\alpha_0) = 133,81 \times \tan 20^\circ = 48,7 \text{ daN} \quad (5.149)$$

bulunur.

6. PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ TAHRİK MİLLERİ TASARIM HESAPLARI

Bu bölümde Şekil 5.1’de numaralandırılmış olan tahrik millerinin çap ölçüleri tayin edilecek ve bu millerin ana gövdeye montajını sağlayan rulmanlar seçilecektir.

6.1. Birinci Mil Tasarım Hesabı

Birinci mil konveyör tambur miline hareket veren zincir dişli çarkın bağlandığı motor milidir (Bkz Şekil 5.1). Ana gövde tasarımı sırasında motor mili uzunluğunun yeterli olmadığı görülmüş ve mil boyunu artırabilmek için bir mesafe burcunun yapılmasına karar verilmiştir. Bu burç motor miline sıkı geçme olarak montaj edilmiş ve zincir dişli çarkının kamalı mil profili bu mesafe burcunun çapına göre tasarlanmıştır. Buna göre kullanılan mesafe burcunun çapı $d_1 = 60$ mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.1’den profil sayısı 6, kamalı mil dış çapı $d_2 = 48$ mm, iç çapı $d_1 = 42$ mm, profil genişliği $b = 10$ mm seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{42 + 48}{2} = 45 \text{ mm} \quad (6.1)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{48 - 42}{2} = 3 \text{ mm} \quad (6.2)$$

bulunur. Kamalı milde burulma momenti yan temas yüzeyi ile iletildiği için kamalı millerin profilleri yüzey basıncına maruzdur. Bölüm 5.1’de birinci milin iletlediği güç

$$P = 4 \text{ kW} \quad (6.3)$$

ve devir;

$$n_1 = 111 \text{ dev/dak} \quad (6.4)$$

olarak belirlenmişti. Buna göre iletilen moment;

$$M_{b1} = 955 \frac{P}{n_1} = 955 \frac{4}{111} = 34,414 \text{ daNm} = 34414 \text{ daNmm} \quad (6.5)$$

olur.

Çizelge 6.1. Kamalı millerin boyutları [10]

Profil Sayısı	z	6 (sadece iç merkezleme)						8						
iç çap	d_1	16	18	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62
Hafif seri	d_2				26	30	32	36	40	46	50	58	62	68
	b				6	6	7	6	7	8	9	10	10	12
Orta seri	d_2	20	22	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72
	b	4	5	5	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12

Çizelge 6.2. Kamalı miller için P_{em} değerleri daN/mm² [10]

Bağlama şekli	Çalışma tarzı	Sertleştirilmemiş	Sertleştirilmiş
Sabit	Tek yönlü	8....12	12....20
	Değişken çift yönlü	6....10	10....14
	Darbeli çift yönlü	3,5....5	4....7
Eksenel hareketli	Tek yönlü	2,5....4	4....7
	Değişken çift yönlü	2....3	3....6
	Darbeli çift yönlü	1,5....2	2....3,5
Yük altında eksenel hareketli	Tek yönlü		1....2
	Değişken çift yönlü		0,5....1,5
	Darbeli çift yönlü		0,3....1

Birinci mile bağlanan zincir dişli çarkın kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_1 = 40$ mm olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b1}}{z \times h \times l_1 \times d_0} = \frac{2 \times 34414}{6 \times 3 \times 40 \times 45} = 2,064 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.7)$$

olur. Çizelge 6.2'den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilir. Bu değer hesaplanan yüzey basıncı değerinden büyük olduğu için seçilen kamalı mil emniyetlidir.

6.2. Konveyör Üst Tambur Mili Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı

Çizelge 6.3'e göre üst tamburun tambur mili dahil tüm parçalarının yoğunluğu $7,86 \text{ gr/cm}^3$ seçilerek toplam ağırlığı hesaplanırsa;

$$G = m \times g = 67,5 \times 9,81 = 662,18 \text{ N} \quad (6.8)$$

bulunur. Ayrıca kullanılan dişli çark ve zincir dişli çarklarının malzeme yoğunlukları da $7,86 \text{ gr/cm}^3$ seçilerek ağırlıkları hesaplanırsa Çizelge 6.4'e göre dişli çarkın ağırlığı;

$$G_D = m \times g = 10,19 \times 9,81 = 99,96 \text{ N} \quad (6.9)$$

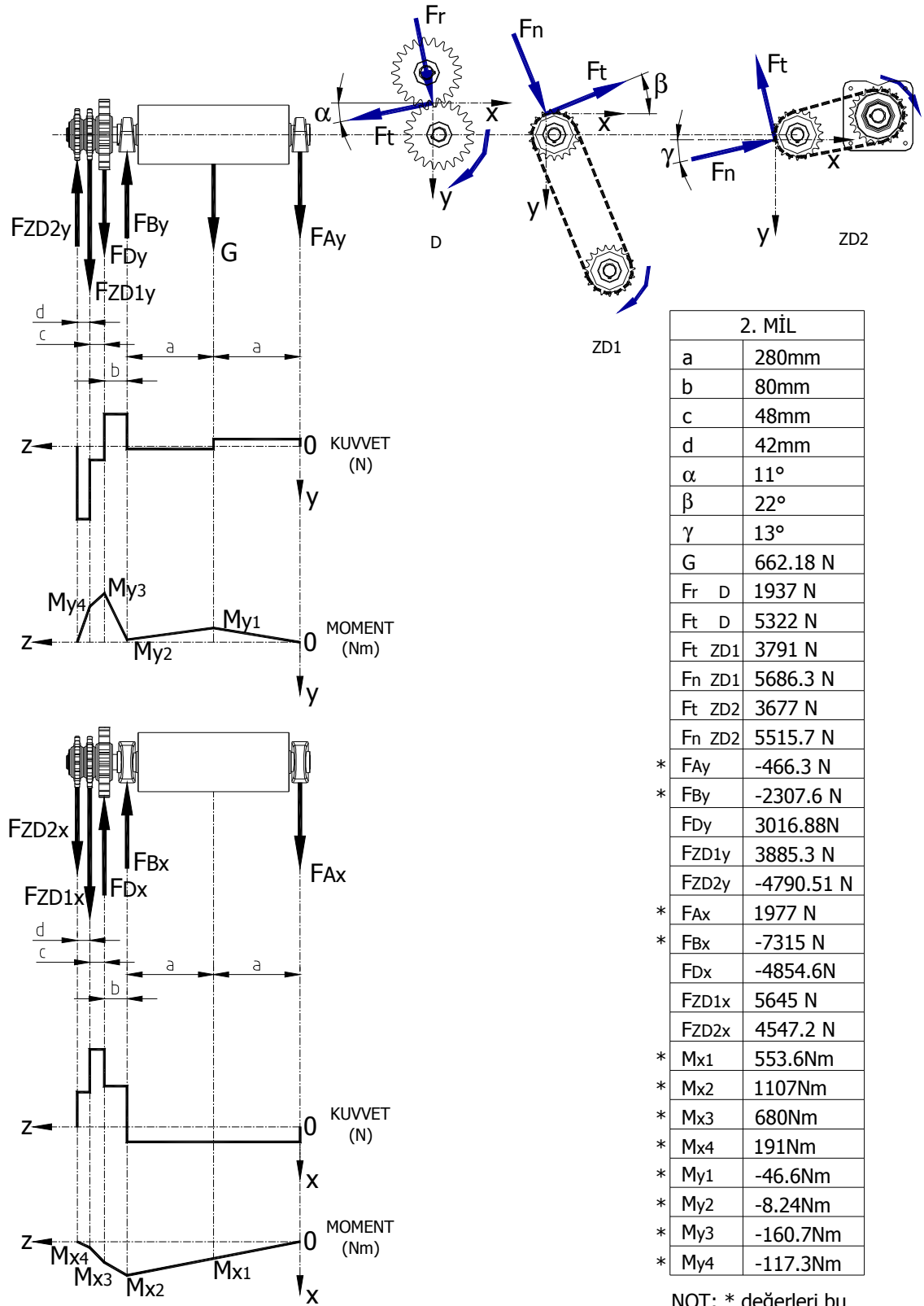
Çizelge 6.5'e göre birinci zincir dişli çarkın ağırlığı;

$$G_{ZD1} = m \times g = 3,38 \times 9,81 = 33,16 \text{ N} \quad (6.10)$$

Çizelge 6.6'ya göre ikinci zincir dişli çarkın ağırlığı;

$$G_{ZD2} = m \times g = 3,38 \times 9,81 = 33,16 \text{ N} \quad (6.11)$$

bulunur.



Şekil 6.1. Konveyör üst tambur miline (ikinci mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi

Çizelge 6.3. Konveyör üst tambur montajına ait teknik bilgiler

kütle [kg]		67,47
hacim [mm ³]		8583700
yüzey alanı [mm ²]		1165764
Kütle atalet momenti	Lx [kgmm ²]	3849668
	Ly [kgmm ²]	303127,6
	Lz [kgmm ²]	3849668

Çizelge 6.4. İki numaralı milden üç numaralı mile hareket ileten dişli çarka ait teknik bilgiler

kütle [kg]	10,19
hacim [mm ³]	1297047,23
yüzey alanı [mm ²]	124301,85

Çizelge 6.5. Bir numaralı motor milinden hareket alan ve iki numaralı tambur milini harekete geçiren zincir dişli çarkına ait teknik bilgiler

kütle [kg]	3,38
hacim [mm ³]	429777
yüzey alanı [mm ²]	56698,26

Çizelge 6.6. İki numaralı tambur milinden beş numaralı merdane miline hareket ileten zincir dişli çarkına ait teknik bilgiler

kütle [kg]	3,38
hacim [mm ³]	429777
yüzey alanı [mm ²]	56698,26

Eş. 5.73 ve Eş. 5.74'e göre dişli çark üzerinde oluşan kuvvetlerin x ve ye bileşenleri;

$$\begin{aligned}
 F_{Dy} &= G_D + F_r \times \cos \alpha + F_t \times \sin \alpha \\
 &= 99,96 + 1937 \times \cos 11^\circ + 5322 \times \sin 11^\circ \\
 &= 3016,88 \text{ N (+ y yönünde)}
 \end{aligned}
 \tag{6.12}$$

$$\begin{aligned}
F_{Dx} &= F_r \times \sin \alpha - F_t \times \cos \alpha \\
&= 1937 \times \sin 11^\circ - 5322 \times \cos 11^\circ \\
&= -4854,6 \text{ N } (-x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.13}$$

Eş. 5.23 ve Eş. 5.30'a göre birinci zincir dişli çark üzerinde oluşan kuvvetlerin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}
F_{ZD1y} &= G_{ZD1} + F_n \times \cos \beta - F_t \times \sin \beta \\
&= 33,16 + 5686,3 \times \cos 22^\circ - 3791 \times \sin 22^\circ \\
&= 3885,3 \text{ N } (+y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.14}$$

$$\begin{aligned}
F_{ZD1x} &= F_n \times \sin \beta + F_t \times \cos \beta \\
&= 5686,3 \times \sin 22^\circ + 3791 \times \cos 22^\circ \\
&= 5645 \text{ N } (+x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.15}$$

Eş. 5.51 ve Eş. 5.56'ya göre ikinci zincir dişli çark üzerinde oluşan kuvvetlerin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}
F_{ZD2y} &= G_{ZD2} - F_t \times \cos \gamma - F_n \times \sin \gamma \\
&= 33,16 - 3677 \times \cos 13^\circ - 5515,7 \times \sin 13^\circ \\
&= -4790,51 \text{ N } (-y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.16}$$

$$\begin{aligned}
F_{ZD2x} &= -F_t \times \sin \gamma + F_n \times \cos \gamma \\
&= -3677 \times \sin 13^\circ + 5515,7 \times \cos 13^\circ \\
&= 4547,2 \text{ N } (+x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.17}$$

olur. Buna göre sağ ve sol rulman yataklarına gelen x ve y doğrultusundaki kuvvetler;

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
0 &= G \times a + F_{Dy} \times (2a + b) + F_{ZD1y} \times (2a + b + c) \\
&\quad - F_{ZD2y} \times (2a + b + c + d) - F_{By} \times 2a
\end{aligned} \tag{6.18}$$

$$\begin{aligned}
F_{By} &= \frac{G \times a + F_{Dy} \times (2a + b) + F_{ZD1y} \times (2a + b + c) - F_{ZD2y} \times (2a + b + c + d)}{2a} \\
&= \frac{662,18 \times 280 + 3016,88 \times (2 \times 280 + 80) + 3885,325 \times (2 \times 280 + 80 + 48) - 4790,51 \times (2 \times 280 + 80 + 48 + 42)}{2 \times 280} \\
&= 2307,6 \text{ N } (-y \text{ yönünde})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
0 &= F_{ZD2x} \times (2a + b + c + d) + F_{ZD1x} \times (2a + b + c) - F_{Dx} \times (2a + b) - F_{Bx} \times 2a \\
F_{Bx} &= \frac{-F_{Dx} \times (2a + b) + F_{ZD1x} \times (2a + b + c) + F_{ZD2x} \times (2a + b + c + d)}{2a} \\
&= \frac{-4854,6 \times (2 \times 280 + 80) + 5645 \times (2 \times 280 + 80 + 48) + 4547,2 \times (2 \times 280 + 80 + 48 + 42)}{2 \times 280} \\
&= 7315 \text{ N } (-x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.19}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= 0 \\
F_{Ay} &= G + F_{Dy} + F_{ZD1y} - F_{ZD2y} - F_{By} \\
&= 662,18 + 3016,88 + 3885 - 4790,5 - 2307,6 \\
&= 466,3 \text{ N } (-y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.20}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
F_{Ax} &= +F_{Dx} - F_{ZD1x} - F_{ZD2x} + F_{Bx} \\
&= 4854,6 - 5645 - 4547,2 + 7315 = 1977 \text{ N } (+x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.21}$$

olur. Bu kuvvetlere göre kesme kuvveti eğilme momenti diyagramları çizilecek olursa (Bkz. Şekil 6.1) milde meydana gelen eğilme momentleri [7-15];

İkinci milde y eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{y1} = F_{Ay} \times a = -466,3 \times 280 \times 10^{-3} = -46,6 \text{ Nm} \quad (6.22)$$

İkinci milde y eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned} M_{y2} &= (F_{Ay} + G) \times a + M_{y1} \\ &= (-466,3 + 662,18) \times 280 \times 10^{-3} - 46,6 \\ &= +54,85 - 46,6 \\ &= 8,24 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.23)$$

İkinci milde y eksenini doğrultusunda 2a+b mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$\begin{aligned} M_{y3} &= (F_{Ay} + G + F_{By}) \times b + M_{y2} \\ &= (-466,3 + 662,18 - 2307,6) \times 80 \times 10^{-3} + 8,24 \\ &= -168,94 + 8,24 \\ &= -160,7 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.24)$$

İkinci milde y eksenini doğrultusunda 2a+b+c mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned} M_{y4} &= (F_{Ay} + G + F_{By} + F_{Dy}) \times c + M_{y3} \\ &= (-466,3 + 662,18 - 2307,6 + 3017) \times 48 \times 10^{-3} - 160,7 \\ &= 43,4 - 160,7 \\ &= -117,3 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.25)$$

İkinci milde x eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{x1} = F_{Ax} \times a = 1977 \times 280 \times 10^{-3} = 553,6 \text{ Nm} \quad (6.26)$$

İkinci milde x eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$M_{x2} = F_{Ax} \times a + M_{x1} = 1977 \times 280 \times 10^{-3} + 553,6 = 553,6 + 553,6 = 1107 \text{ Nm} \quad (6.27)$$

İkinci milde x eksenini doğrultusunda 2a+b mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$\begin{aligned} M_{x3} &= (F_{Ax} + F_{Bx}) \times b + M_{x2} \\ &= (1977 - 7315) \times 80 \times 10^{-3} + 1107 \\ &= -427 + 1107 \\ &= 680 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.28)$$

İkinci milde x eksenini doğrultusunda 2a+b+c mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned} M_{x4} &= (F_{Ax} + F_{Bx} + F_{Dx}) \times c + M_{x3} \\ &= (1977 - 7315 - 4855) \times 48 \times 10^{-3} + 680 \\ &= -489 + 680 \\ &= 191 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.29)$$

İkinci milde a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_1 = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{x1}^2} = \sqrt{(-46,6)^2 + 553,6^2} = 555,6 \text{ Nm} \quad (6.30)$$

İkinci milde 2a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_2 = \sqrt{M_{y2}^2 + M_{x2}^2} = \sqrt{(8,23)^2 + 1107^2} = 1107,21 \text{ Nm} \quad (6.31)$$

İkinci milde 2a+b mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_3 = \sqrt{M_{y3}^2 + M_{x3}^2} = \sqrt{(-183,17)^2 + 677,65^2} = 701,18 \text{ Nm} \quad (6.32)$$

İkinci milde 2a+b+c mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_4 = \sqrt{M_{y4}^2 + M_{x4}^2} = \sqrt{(-117,3^2 + 191^2} = 224 \text{ Nm} \quad (6.33)$$

İkinci milde meydana gelen burulma momenti;

$$M_b = F_t \times \frac{d_{w2}}{2} = 3790,87 \times \frac{154,32}{2} \times 10^{-3} = 292,5 \text{ Nm} \quad (6.34)$$

olur. Mil malzemesi olarak St52 seçilirse bu malzemenin kopma mukavemeti;

$$\sigma_K = 52 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.35)$$

Akma mukavemeti;

$$\sigma_{AK} = 27 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.36)$$

Sürekli mukavemet sınırı;

$$\sigma_D = 0,5 \times \sigma_K = 26 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.37)$$

olur. Çentik hassasiyet faktörü;

$$q = 0,5 \quad (6.38)$$

Teorik çentik faktörü;

$$K_t = 1,4 \quad (6.39)$$

Çentik faktörü;

$$K_{\zeta} = 1 + q \times (K_t - 1) = 1,2 \quad (6.40)$$

Yüzey pürüzlülük faktörü;

$$K_y = 1,6 \quad (6.41)$$

Boyut faktörü;

$$K_b = 0,72 \quad (6.42)$$

seçilirse parçanın sürekli mukavemet sınırı;

$$\sigma_D^* = \frac{K_y \times K_b}{K_{\zeta}} \times \sigma_D = \frac{1,6 \times 0,72}{1,2} \times 26 = 24,96 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.43)$$

olur. Mile uygulanan bileşke moment;

$$\begin{aligned} M_{bil} &= \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \right) \times M_2 \right]^2 + 0,75 \times M_b^2} \\ &= \sqrt{\left[\left(\frac{27}{24,96} \right) \times 1107,24 \right]^2 + 0,75 \times 292,5^2} = 1224,23 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.44)$$

bulunur. Emniyet katsayısı $S = 2$ seçilirse mil çapı;

$$\begin{aligned}
d_2 &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{bil}}{\pi \times \frac{\sigma_{AK}}{S}}} \\
&\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1224,23 \times 10^2}{\pi \times \frac{27}{2}}} \\
&\geq 45,2 \text{ mm}
\end{aligned} \tag{6.45}$$

olur. Buna göre mil çapı 50 mm için EK-6'dan SKF YET 210 bilyalı rulman ve EK-7'den SYF 50 FM rulman yuvası seçilir. Bu rulmanın dinamik yük sayısı 27000'dir. İkinci milin sol rulman noktasına yani B noktasına uygulanan bileşke kuvvet (Bkz. Şekil 6.1);

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{7315^2 + 2307,8^2} = 7670 \text{ N} \tag{6.46}$$

İkinci milin sağ rulman noktasına yani A noktasına uygulanan bileşke kuvvet;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{1977^2 + 466,3^2} = 2031,4 \text{ N} \tag{6.47}$$

olur. Bu değerlere göre seçilen rulmanın saat cinsinden ömrü;

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) \times \left(\frac{C}{F_B} \right)^3 = \left(\frac{10^6}{60 \times 111} \right) \times \left(\frac{27000}{7670} \right)^3 = 6550 \text{ saat} \tag{6.48}$$

olur. Günde 8 saat çalıştırıldığında bu rulmanın ömrü $L_h = \frac{6550}{8 \times 365} = 2,24$ yıl olur.

6.2.1. İkinci mil kamalı mil hesabı

İkinci mil tambur mili olup bu mil üzerinde; üçüncü mile hareket ileten dişli çark, beşinci mile hareket ileten zincir dişli çark ve birinci motor milinden hareket alan

zincir dişli çark bulunmaktadır. Tek bir kama kullanıldığında kama boyu bir zincir dişli çarkı için yaklaşık olarak 56 mm, diğer zincir dişli çarkı için 50 ve dişli çark içinde 100 mm olması gerektiği için toplam hareket ileten mil uzunluğu 206 mm olacaktır. Bu durumda kamalı mil kullanılacak olursa bu uzunluk istenilen boyutlara indirilebilecek ve daha sessiz bir çalışma sağlanabilecektir. Buna göre kullanılan mil çapı 50 mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.1'den profil sayısı 8, kamalı mil dış çapı $d_2 = 50$ mm, iç çapı $d_1 = 46$ mm, profil genişliği $b = 9$ mm seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{46 + 50}{2} = 48 \text{ mm} \quad (6.49)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{50 - 46}{2} = 2 \text{ mm} \quad (6.50)$$

olacaktır. Tambur miline hareket iletimi birinci milden yani motor milinden zincir dişli çarkı ile yapıldığı ve bu çarkların çevrim oranı 1 olduğu için Bölüm 5.1'den ikinci milin ilettiği güç ve devir;

$$P = P_{motor} \times 0,85 = 4 \times 0,85 = 3,4 \text{ kW} \text{ ve } n_2 = 111 \text{ dev/dak}$$

bulunmuştu. Zincir mekanizmasında iletilen güçte zincir verimi $\eta_{zincir} = 0,97$ değeri kadar bir azalma olacağı için iletilen moment;

$$M_{b2} = 955 \frac{P}{n_1} \eta_{zincir} = 955 \frac{3,4}{111} 0,97 = 28,374 \text{ daNm} = 28374 \text{ daNmm} \quad (6.51)$$

olur. İkinci mile bağlanan zincir dişli çarkın kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{21} = 40$ mm olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b2}}{z \times h \times l_{21} \times d_0} = \frac{2 \times 28374}{8 \times 2 \times 40 \times 48} = 1,795 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \quad (6.52)$$

olur. Çizelge 6.2'den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilirse hesaplanan yüzey basıncı değerinin p_{em} 'ten küçük olduğu görülür. Bu durumda seçilen kamalı mil emniyetlidir.

İkinci mil üzerine bağlanan ve üçüncü mile hareket veren dişli çarkın yük taşıyan uzunluğu $l_{23} = 55$ mm ve beşinci mile hareket veren zincir dişli çarkın uzunluğu $l_{25} = 40$ mm seçilirse ikinci mil üzerine açılacak olan toplam kamalı mil uzunluğu;

$$l_2 = l_{21} + l_{25} + l_{23} = 40 + 40 + 55 = 135 \text{ mm} \quad (6.53)$$

olur.

6.3. Papel Yönlendirici Merdane Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı

Çizelge 6.7'ye göre papel yönlendirici merdane mili dahil tüm parçalarının yoğunluğu $7,86 \text{ gr/cm}^3$ seçilerek toplam ağırlığı hesaplanırsa;

$$G = m \times g = 64,02 \times 9,81 = 628 \text{ N} \quad (6.54)$$

bulunur. Ayrıca kullanılan dişli çark ve zincir dişli çarklarının malzeme yoğunlukları da $7,86 \text{ gr/cm}^3$ seçilerek ağırlıkları hesaplanırsa;

Çizelge 6.8'e göre dişli çarkın ağırlığı;

$$G_D = m \times g = 10,19 \times 9,81 = 99,96 \text{ N} \quad (6.55)$$

Çizelge 6.9'a göre zincir dişli çarkın ağırlığı;

$$G_{ZD} = m \times g = 3,38 \times 9,81 = 33,6 \text{ N} \quad (6.56)$$

bulunur.

Çizelge 6.7. Papel yönlendirici merdane montajına ait teknik bilgiler

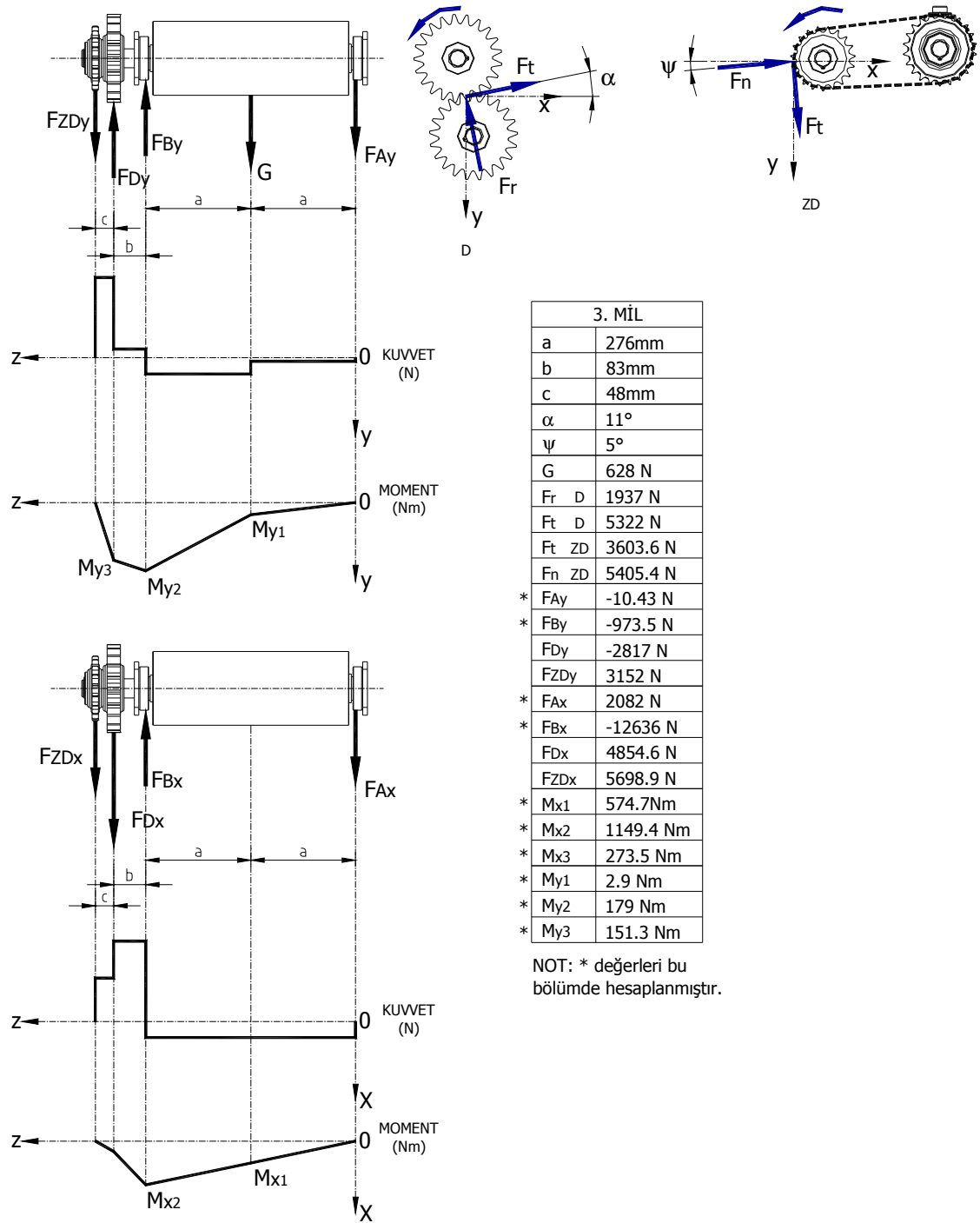
kütle [kg]		64,02
hacim [mm ³]		8145593,8
yüzey alanı [mm ²]		1119843,4
Kütle atalet momenti	Lx [kgmm ²]	3430588,5
	Ly [kgmm ²]	299624,74
	Lz [kgmm ²]	3430588,9

Çizelge 6.8. İki numaralı milden hareket alan ve üç numaralı mili harekete geçiren dişli çarka ait teknik bilgiler

kütle [kg]	10,19
hacim [mm ³]	1297047,23
yüzey alanı [mm ²]	124301,85

Çizelge 6.9. Üç numaralı yönlendirici merdane milinden dört numaralı merdane miline hareket ileten zincir dişli çarkına ait teknik bilgiler

kütle [kg]	3,38
hacim [mm ³]	429777
yüzey alanı [mm ²]	56698.26



Şekil 6.2. Papel yönlendirici merdane miline (üçüncü mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi

Eş. 5.73 ve Eş. 5.74'e göre dişli çark üzerinde oluşan kuvvetlerin x ve ye bileşenleri;

$$\begin{aligned}
F_{Dy} &= G_D - F_r \times \cos \alpha - F_t \times \sin \alpha \\
&= 99,96 - 1937 \times \cos 11^\circ - 5322 \times \sin 11^\circ \\
&= 2817 \text{ N } (-y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.57}$$

$$\begin{aligned}
F_{Dx} &= -F_r \times \sin \alpha + F_t \times \cos \alpha \\
&= -1937 \times \sin 11^\circ + 5322 \times \cos 11^\circ \\
&= +4854,6 \text{ N } (+x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.58}$$

Eş. 5.90 ve Eş. 5.97'ye göre zincir dişli çark üzerinde oluşan kuvvetlerin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}
F_{ZDy} &= G_{ZD} - F_n \times \sin \varphi + F_t \times \cos \varphi \\
&= 99,96 - 5405,4 \times \sin 5^\circ + 3603,6 \times \cos 5^\circ \\
&= 3152 \text{ N } (+y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.59}$$

$$\begin{aligned}
F_{ZDx} &= +F_n \times \cos \varphi + F_t \times \sin \varphi \\
&= +5405,4 \times \cos 5^\circ + 3603,6 \times \sin 5^\circ \\
&= 5698,9 \text{ N } (+x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.60}$$

olur. Buna göre sağ ve sol rulman yataklarına gelen x ve y doğrultusundaki kuvvetler;

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
0 &= G \times a - F_{Dy} \times (2a + b) + F_{ZDy} \times (2a + b + c) - F_{By} \times 2a \\
F_{By} &= \frac{G \times a - F_{Dy} \times (2a + b) + F_{ZDy} \times (2a + b + c)}{2a} \\
&= \frac{628 \times 276 - 2817 \times (2 \times 276 + 83) + 3152 \times (2 \times 26 + 83 + 48)}{2 \times 276} \\
&= 973,5 \text{ N } (-y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.61}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
0 &= F_{ZDx} \times (2a + b + c) + F_{Dx} \times (2a + b) - F_{Bx} \times 2a \\
F_{Bx} &= \frac{F_{Dx} \times (2a + b) + F_{ZDx} \times (2a + b + c)}{2a} \\
&= \frac{4854,6 \times (2 \times 276 + 83) + 5698,9 \times (2 \times 276 + 83 + 48)}{2 \times 276} \\
&= 12636 \text{ N (-x yönünde)}
\end{aligned} \tag{6.62}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= 0 \\
&= G - F_{Dy} + F_{ZDy} - F_{By} + F_{Ay} \\
F_{Ay} &= -628 + 2817 - 3152 + 973,5 \\
&= 10,43 \text{ N (+y yönünde)}
\end{aligned} \tag{6.63}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
&= F_{Dx} + F_{ZDx} - F_{Bx} + F_{Ax} \\
F_{Ax} &= -4854,6 - 5698,9 + 12636 \\
&= 2082 \text{ N (+x yönünde)}
\end{aligned} \tag{6.64}$$

bulunur. Bu kuvvetlere göre kesme kuvveti eğilme momenti diyagramları çizilecek olursa (Bkz. Şekil 6.2) milde meydana gelen eğilme momentleri [7-15];

Üçüncü milde y eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{y1} = F_{Ay} \times a = 10,43 \times 276 \times 10^{-3} = 2,9 \text{ Nm} \tag{6.65}$$

Üçüncü milde y eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned}
M_{y2} &= (F_{Ay} + G) \times a + M_{y1} = (10,43 + 628) \times 276 \times 10^{-3} + 2,9 \\
&= 176,1 + 2,9 = 179 \text{ Nm}
\end{aligned} \tag{6.66}$$

Üçüncü milde y eksenini doğrultusunda $2a+b$ mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$\begin{aligned} M_{y3} &= (F_{Ay} + G + F_{By}) \times b + M_{y2} = (10,43 + 628 - 973,5) \times 83 \times 10^{-3} + 179 \\ &= -27,7 + 179 = 151,3 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.67)$$

Üçüncü milde x eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{x1} = F_{Ax} \times a = 2082,4 \times 276 \times 10^{-3} = 574,7 \text{ Nm} \quad (6.68)$$

Üçüncü milde x eksenini doğrultusunda $2a$ mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned} M_{x2} &= F_{Ax} \times a + M_{x1} = 2082,4 \times 276 \times 10^{-3} + 574,7 \\ &= 574,7 + 574,7 = 1149,4 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.69)$$

Üçüncü milde x eksenini doğrultusunda $2a+b$ mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$\begin{aligned} M_{x3} &= (F_{Ax} - F_{Bx}) \times b + M_{x2} \\ &= (2082,4 - 12636) \times 83 \times 10^{-3} + 1149,4 \\ &= -875,9 + 1149,4 \\ &= 273,5 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.70)$$

Üçüncü milde a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_1 = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{x1}^2} = \sqrt{2,88^2 + 574,7^2} = 574,75 \text{ Nm} \quad (6.71)$$

Üçüncü milde $2a$ mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_2 = \sqrt{M_{y2}^2 + M_{x2}^2} = \sqrt{179^2 + 1149,5^2} = 1163,4 \text{ Nm} \quad (6.72)$$

Üçüncü milde 2a+b mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_3 = \sqrt{M_{y3}^2 + M_{x3}^2} = \sqrt{151,3^2 + 273,5^2} = 313 \text{ Nm} \quad (6.73)$$

Üçüncü milde meydana gelen burulma momenti;

$$M_b = F_t \times \frac{d_{w3}}{2} = 5321,95 \times \frac{209}{2} \times 10^{-3} = 566,14 \text{ Nm} \quad (6.74)$$

Eş. 6.43 dikkate alınarak maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre üçüncü mile uygulanan bileşke moment hesaplanırsa;

$$\begin{aligned} M_{bil} &= \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D} \right) \times M_2 \right]^2 + 0,75 \times M_b^2} \\ &= \sqrt{\left[\left(\frac{27}{24,96} \right) \times 1163,4 \right]^2 + 0,75 \times 566^2} \\ &= 1347,5 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.75)$$

olur. Emniyet katsayısı $S = 2$ seçilirse mil çapı;

$$\begin{aligned} d_3 &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{bil}}{\pi \times \frac{\sigma_{AK}}{S}}} \\ &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1347,5 \times 10^2}{\pi \times \frac{27}{2}}} \\ &\geq 46,67 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.76)$$

bulunur. Buna göre mil çapı 50 mm için EK-9'dan 32010 X makaralı rulman seçilir. Bu rulmanın dinamik yük sayısı 60500'dür. Üçüncü milin sol rulman noktasına yani B noktasına uygulanan bileşke kuvvet (Bkz. Şekil 6.2);

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{12636^2 + 973,5^2} = 12673 \text{ N} \quad (6.77)$$

Üçüncü milin sağ rulman noktasına yani A noktasına uygulanan bileşke kuvvet;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{2082,4^2 + 10,43^2} = 2082,5 \text{ N} \quad (6.78)$$

olur. Bu değerlere göre seçilen rulmanın saat cinsinden ömrü;

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) \times \left(\frac{C}{F_B} \right)^{10/3} = \left(\frac{10^6}{60 \times 111} \right) \times \left(\frac{60500}{12673} \right)^{10/3} = 27505 \text{ saat} \quad (6.79)$$

olur. Günde 8 saat çalıştırıldığında bu rulmanın ömrü $L_h = \frac{27505}{8 \times 365} = 9,4$ yıl olur.

6.3.1. Üçüncü mil kamalı mil hesabı

Üçüncü mil yönlendirici makara mili olup bu mil üzerinde; ikinci milden hareket alan dişli çark ve dördüncü mile hareket ileten zincir dişli çark bulunmaktadır. Tek bir kama kullanıldığında kama boyunun zincir dişli çarkı için 50mm ve dişli çark için de yaklaşık olarak 100 mm olması gerekmektedir. Bu durumda kamalı mil kullanılacak olursa toplam kama uzunluğu 150 mm'den daha kısa olabilecektir. Kullanılan mil çapı 50 mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.1'den profil sayısı 8, kamalı mil dış çapı $d_2 = 50$ mm, iç çapı $d_1 = 46$ mm, profil genişliği $b = 9$ mm seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{46 + 50}{2} = 48 \text{ mm} \quad (6.80)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{50 - 46}{2} = 2 \text{ mm} \quad (6.81)$$

olacaktır. Yönlendirici makara mili ile tambur milinin aynı devirde dönmeleri gerektiğinden Bölüm 5.4 ve Eş. 5.9'dan üçüncü milin ilettiği güç ve devir;

$$P = P_{motor} \times 0,85 = 4 \times 0,85 = 3,4 \text{ kW ve } n_3 = 111 \text{ dev/dak} \quad (6.82)$$

bulunur. Dişli çark mekanizmasında iletilen güçte dişli çark verimi $\eta_{d\zeta} = 0,98$ değeri kadar bir azalma olacağı için iletilen moment;

$$\begin{aligned} M_{b3} &= 955 \frac{P}{n_3} \eta_{zincir} \eta_{d\zeta} \\ &= 955 \frac{3,4}{111} 0,97 \times 0,98 = 27,807 \text{ daNm} = 27807 \text{ daNmm} \end{aligned} \quad (6.83)$$

olur. Üçüncü mile bağlanan dişli çarkın kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{32} = 55 \text{ mm}$ olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b3}}{z \times h \times l_{32} \times d_0} = \frac{2 \times 27807}{8 \times 2 \times 55 \times 48} = 1,32 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.84)$$

olur. Çizelge 6.2'den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilirse hesaplanan yüzey basıncı değerinin p_{em} 'ten küçük olduğu görülür. Bu durumda seçilen kamalı mil emniyetlidir.

Üçüncü mil üzerine bağlanan ve dördüncü mile hareket veren zincir dişli çarkın yük taşıyan uzunluğu $l_{34} = 40$ mm olarak seçilirse ikinci mil üzerine açılacak olan toplam kamalı mil uzunluğu;

$$l_3 = l_{32} + l_{34} = 55 + 40 = 95 \text{ mm} \quad (6.85)$$

olur.

6.4. Üst Merdane Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı

Çizelge 6.10. Üst merdane montajına ait teknik bilgiler

kütle [kg]		49,24
hacim [mm ³]		6265077
yüzey alanı [mm ²]		937474,6
Kütle atalet momenti	Lx [kgmm ²]	2496037
	Ly [kgmm ²]	2496036
	Lz [kgmm ²]	169709,4

Çizelge 6.11. Üç numaralı milden hareket alan ve dört numaralı mili harekete geçiren zincir dişli çarka ait teknik bilgiler

kütle [kg]	4.37
hacim [mm ³]	555479,8
yüzey alanı [mm ²]	71296,96

Çizelge 6.10'a göre üst merdane mili dahil tüm parçalarının yoğunluğu $7,86 \text{ gr/cm}^3$ seçilerek toplam ağırlığı hesaplanırsa;

$$G = m \times g = 49,24 \times 9,81 = 483 \text{ N} \quad (6.86)$$

bulunur. Ayrıca kullanılan zincir dişli çarkının malzeme yoğunluğu da $7,86 \text{ gr/cm}^3$ seçilerek ağırlığı hesaplanırsa Çizelge 6.11'e göre zincir dişli çarkın ağırlığı;

$$G_{ZD} = m \times g = 4,37 \times 9,81 = 42,87 \text{ N} \quad (6.87)$$

bulunur. Eş. 5.90 ve Eş. 5.97'ye göre zincir dişli çarkına etkiyen kuvvetlerin x ve y eksenleri doğrultusundaki bileşenleri;

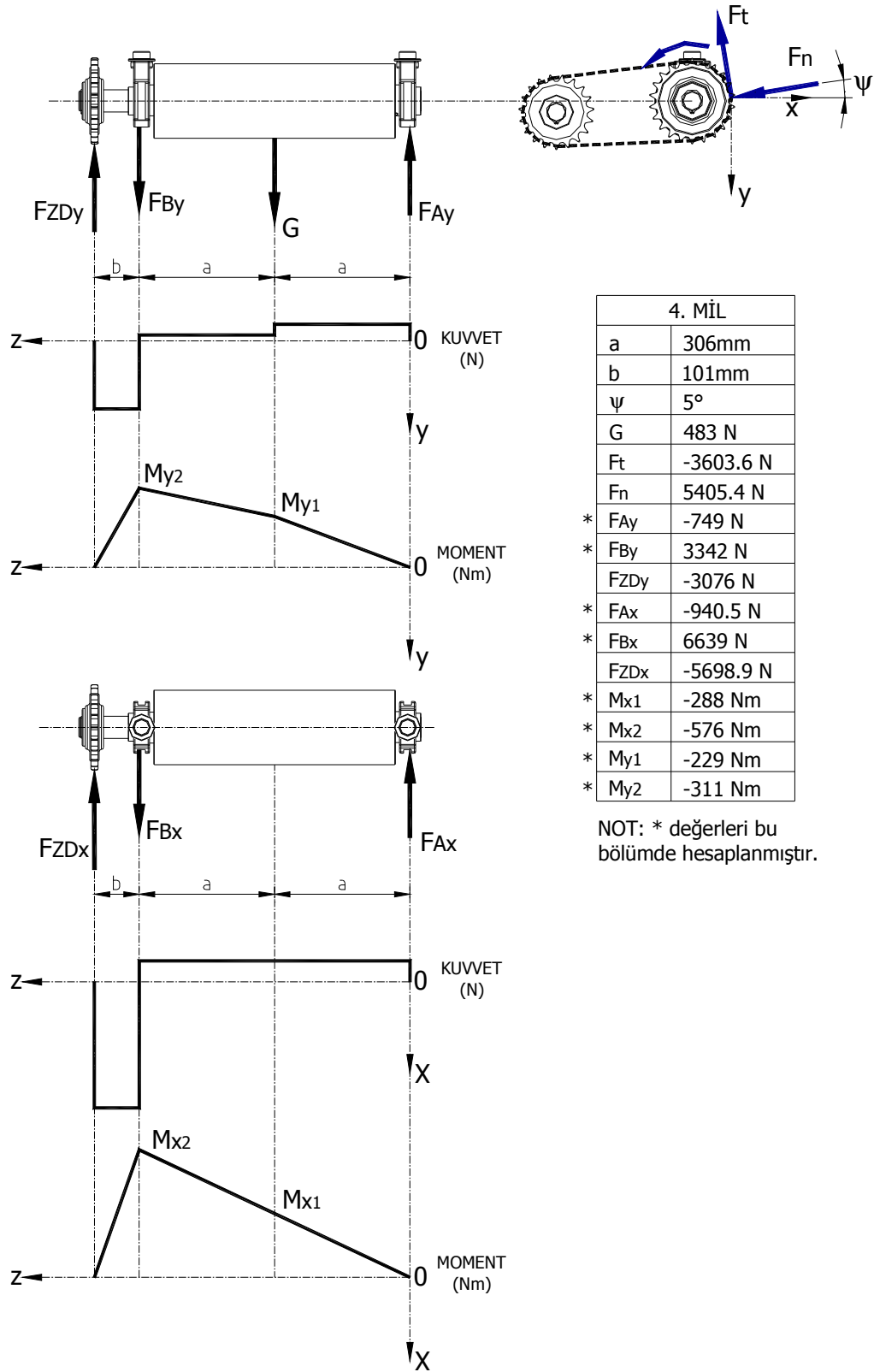
$$\begin{aligned} F_{ZDy} &= G_{ZD} - F_n \times \sin \varphi + F_t \times \cos \varphi \\ &= 42,87 + 5405,4 \times \sin 5^\circ - 3603,6 \times \cos 5^\circ \\ &= -3076 \text{ N } (-y \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.88)$$

$$\begin{aligned} F_{ZDx} &= -F_n \times \cos \varphi - F_t \times \sin \varphi \\ &= -5405,4 \times \cos 5^\circ - 3603,6 \times \sin 5^\circ \\ &= -5698,9 \text{ N } (-x \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.89)$$

olur. Buna göre sağ ve sol rulman yataklarına gelen x ve y doğrultusundaki kuvvetler;

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ 0 &= G \times a - F_{ZDy} \times (2a + b) + F_{By} \times 2a \\ F_{By} &= \frac{-G \times a + F_{ZDy} \times (2a + b)}{2a} \\ &= \frac{-483 \times 306 + 3076 \times (2 \times 306 + 101)}{2 \times 306} \\ &= 3342 \text{ N } (+y \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.90)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ 0 &= -F_{ZDx} \times (2a + b) + F_{Bx} \times 2a \\ F_{Bx} &= \frac{F_{ZDx} \times (2a + b)}{2a} \\ &= \frac{5698,9 \times (2 \times 306 + 101)}{2 \times 306} \\ &= 6639 \text{ N } (+x \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.91)$$



Şekil 6.3. Üst merdane miline (dördüncü mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= 0 \\
&= G - F_{ZDy} + F_{By} - F_{Ay} \\
F_{Ay} &= 483 - 3076 + 3342 \\
&= 749 \text{ N } (-y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.92}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
&= -F_{ZDx} + F_{Bx} - F_{Ax} \\
F_{Ax} &= -5698,9 + 6639 \\
&= 940,5 \text{ N } (-x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.93}$$

olur. Bu kuvvetlere göre kesme kuvveti eğilme momenti diyagramları çizilecek olursa (Bkz. Şekil 6.3) milde meydana gelen eğilme momentleri [7-15];

Dördüncü milde y eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{y1} = F_{Ay} \times a = -749 \times 306 \times 10^{-3} = -229 \text{ Nm} \tag{6.94}$$

Dördüncü milde y eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned}
M_{y2} &= (-F_{Ay} + G) \times a + M_{y1} = (-749 + 483) \times 306 \times 10^{-3} - 229 \\
&= -82 - 229 = -311 \text{ Nm}
\end{aligned} \tag{6.95}$$

Dördüncü milde x eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{x1} = F_{Ax} \times a = -940,5 \times 306 \times 10^{-3} = -288 \text{ Nm} \tag{6.96}$$

Dördüncü milde x eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$M_{x2} = F_{Ax} \times a + M_{x1} = -940,5 \times 306 \times 10^{-3} - 288 = -288 - 288 = -576 \text{ Nm} \quad (6.97)$$

Dördüncü milde a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_1 = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{x1}^2} = \sqrt{(-229)^2 + (-288)^2} = 368 \text{ Nm} \quad (6.98)$$

Dördüncü milde 2a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_2 = \sqrt{M_{y2}^2 + M_{x2}^2} = \sqrt{(-311)^2 + (-576)^2} = 654 \text{ Nm} \quad (6.99)$$

Dördüncü milde meydana gelen burulma momenti;

$$M_b = F_t \times \frac{d_{w4}}{2} = 3603,6 \times \frac{178,48}{2} \times 10^{-3} = 321,58 \text{ Nm} \quad (6.100)$$

Eş. 6.43 dikkate alınarak maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre dördüncü mile uygulanan bileşke moment hesaplanırsa;

$$\begin{aligned} M_{bil} &= \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \right) \times M_2 \right]^2 + 0,75 \times M_b^2} \\ &= \sqrt{\left[\left(\frac{27}{24,96} \right) \times 654 \right]^2 + 0,75 \times 321,58^2} = 760,4 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.101)$$

olur. Emniyet katsayısı $S = 2$ seçilirse mil çapı;

$$\begin{aligned}
d_4 &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{bil}}{\pi \times \frac{\sigma_{AK}}{S}}} \\
&\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 760,4 \times 10^2}{\pi \times \frac{27}{2}}} \\
&\geq 38,6 \text{ mm}
\end{aligned} \tag{6.102}$$

bulunur. Buna göre mil çapı 50 mm için EK-6'dan SKF YET 210 bilyalı rulman ve EK-8'den TU 510 M rulman yuvası seçilir. Bu rulmanın dinamik yük sayısı 27000'dir. Dördüncü milin sol rulman noktasına yani B noktasına uygulanan bileşke kuvvet (Bkz. Şekil 6.3);

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{6639^2 + 3342^2} = 7433,1 \text{ N} \tag{6.103}$$

Dördüncü milin sağ rulman noktasına yani A noktasına uygulanan bileşke kuvvet;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{940^2 + 749^2} = 1202 \text{ N} \tag{6.104}$$

olur. Bu değerlere göre seçilen rulmanın saat cinsinden ömrü;

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) \times \left(\frac{C}{F_B} \right)^3 = \left(\frac{10^6}{60 \times 111} \right) \times \left(\frac{27000}{7433} \right)^3 = 7196 \text{ saat} \tag{6.105}$$

olur. Günde 8 saat çalıştırıldığında bu rulmanın ömrü $L_h = \frac{7196}{8 \times 365} = 2,5$ yıl olur.

6.4.1. Dördüncü mil kamalı mil hesabı

Dördüncü mil merdane mili olup bu mil üzerinde; üçüncü milden hareket alan zincir dişli çark bulunmaktadır. Tek bir kama kullanıldığında kama boyunun yaklaşık

olarak 60 mm olması gerekmektedir. Bu durumda kamalı mil kullanılacak olursa kama uzunluğu daha kısa olabilecektir. Kullanılan mil çapı 50 mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.1'den profil sayısı 8, kamalı mil dış çapı $d_2 = 50$ mm , iç çapı $d_1 = 46$ mm, profil genişliği $b = 9$ mm seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{46 + 50}{2} = 48 \text{ mm} \quad (6.106)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{50 - 46}{2} = 2 \text{ mm} \quad (6.107)$$

olacaktır. Merdanelerin, tambur ve yönlendirici makara ile aynı çevresel hızda dönmesi gerektiğinden Eş. 5.9 ve Eş. 5.88'den dördüncü mile iletilen güç ve devir;

$$P = P_{motor} \times 0,85 = 4 \times 0,85 = 3,4 \text{ kW} \text{ ve } n_4 = \frac{n_3}{i_{34}} = \frac{111}{1,15} = 96,4 \text{ dev/dak}$$

bulunur. Zincir mekanizmasında iletilen güçte zincir verimi $\eta_{zincir} = 0.97$ değeri kadar bir azalma olacağı için iletilen moment;

$$\begin{aligned} M_{b4} &= 955 \frac{P}{n_4} \eta_{zincir} \eta_{d\check{c}} \eta_{zincir} \\ &= 955 \frac{3,4}{96,4} 0,97 \times 0,98 \times 0,97 = 31,044 \text{ daNm} = 31044 \text{ daNmm} \end{aligned} \quad (6.108)$$

olur. Dördüncü mile bağlanan zincir dişli çarkın kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{43} = 40$ mm olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b4}}{z \times h \times l_{43} \times d_0} = \frac{2 \times 31044}{8 \times 2 \times 40 \times 48} = 1,96 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.109)$$

olur. Çizelge 6.2'den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilirse hesaplanan yüzey basıncı değerinin p_{em} 'ten küçük olduğu görülür. Bu durumda seçilen kamalı mil emniyetlidir.

6.5. Alt Merdane Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı

Çizelge 6.12. Alt merdane montajına ait teknik bilgiler

kütle [kg]		51,04
hacim [mm ³]		6494139
yüzey alanı [mm ²]		970840,9
Kütle atalet momentleri	Lx [kgmm ²]	2922657
	Ly [kgmm ²]	2922658
	Lz [kgmm ²]	176961,7

Çizelge 6.13. İki numaralı milden hareket alan ve beş numaralı mili harekete geçiren zincir dişli çarka ait teknik bilgiler

kütle [kg]	4,37
hacim [mm ³]	555479,8
yüzey alanı [mm ²]	71296,96

Çizelge 6.12'ye göre alt merdane mili dahil tüm parçalarının yoğunluğu $7,86 \text{ gr/cm}^3$ seçilerek toplam ağırlığı hesaplanırsa;

$$G = m \times g = 51,04 \times 9,81 = 500,7 \text{ N} \quad (6.110)$$

bulunur. Ayrıca kullanılan zincir dişli çarkının malzeme yoğunluğu da $7,86 \text{ gr/cm}^3$ seçilerek ağırlığı hesaplanırsa;

Çizelge 6.13'e göre zincir dişli çarkın ağırlığı;

$$G_{ZD} = m \times g = 4,37 \times 9,81 = 42,87 \text{ N} \quad (6.111)$$

bulunur. Eş. 5.51 ve Eş. 5.56'ya göre zincir dişli çarkına etkiyen kuvvetlerin x ve y eksenleri doğrultusundaki bileşenleri;

$$\begin{aligned} F_{ZDy} &= G_{ZD} + F_n \times \sin \gamma + F_t \times \cos \gamma \\ &= 42,87 + 5515,72 \times \sin 13^\circ + 3677 \times 15 \times \cos 13^\circ \\ &= 4866,5 \text{ N } (+y \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.112)$$

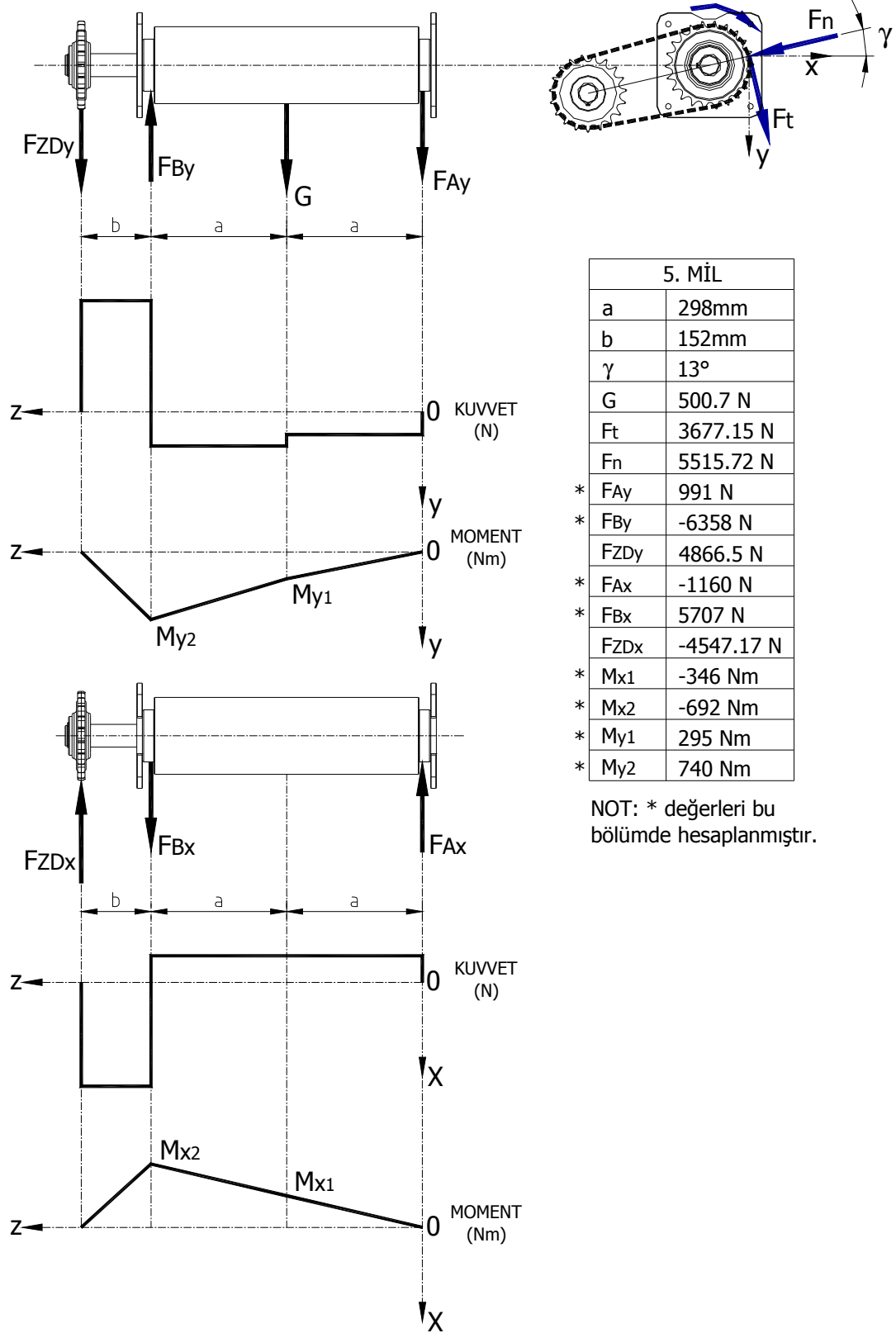
$$\begin{aligned} F_{ZDx} &= -F_n \times \cos \gamma + F_t \times \sin \gamma \\ &= -5515,72 \times \cos 13^\circ - 3677,15 \times \sin 13^\circ \\ &= -4547,17 \text{ N } (-x \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.113)$$

bulunur. Buna göre sağ ve sol rulman yataklarına gelen x ve y doğrultusundaki kuvvetler;

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ 0 &= G \times a + F_{ZDy} \times (2a + b) - F_{By} \times 2a \\ F_{By} &= \frac{G \times a + F_{ZDy} \times (2a + b)}{2a} = \frac{500,7 \times 298 + 4866,5 \times (2 \times 298 + 152)}{2 \times 298} \\ &= 6358 \text{ N } (-y \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.114)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ 0 &= -F_{ZDx} \times (2a + b) + F_{Bx} \times 2a \\ F_{Bx} &= \frac{F_{ZDx} \times (2a + b)}{2a} = \frac{4547,17 \times (2 \times 298 + 152)}{2 \times 298} \\ &= 5707 \text{ N } (+x \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.115)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ &= G + F_{ZDy} - F_{By} + F_{Ay} \\ F_{Ay} &= 6358 - 500,7 - 4866,5 = 991 \text{ N } (+y \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.116)$$



Şekil 6.4. Alt merdane miline (beşinci mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
&= -F_{ZDx} + F_{Bx} - F_{Ax} \\
F_{Ax} &= -4547,17 + 5707 = 1160 \text{ N } (-x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.117}$$

olur. Bu kuvvetlere göre kesme kuvveti eğilme momenti diyagramları çizilecek olursa (Bkz. Şekil 6.4) milde meydana gelen eğilme momentleri [7-15];

Beşinci milde y eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{y1} = F_{Ay} \times a = 991 \times 298 \times 10^{-3} = 295 \text{ Nm} \tag{6.118}$$

Beşinci milde y eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned}
M_{y2} &= (F_{Ay} + G) \times a + M_{y1} = (991 + 500,7) \times 298 \times 10^{-3} + 295 \\
&= 445 + 295 = 740 \text{ Nm}
\end{aligned} \tag{6.119}$$

Beşinci milde x eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{x1} = F_{Ax} \times a = -1160 \times 298 \times 10^{-3} = -346 \text{ Nm} \tag{6.120}$$

Beşinci milde x eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{x2} = F_{Ax} \times a + M_{x1} = -1160 \times 298 \times 10^{-3} - 346 = -346 - 346 = -692 \text{ Nm} \tag{6.121}$$

Beşinci milde a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_1 = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{x1}^2} = \sqrt{(295)^2 + (-346)^2} = 454,5 \text{ Nm} \quad (6.122)$$

Beşinci milde 2a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_2 = \sqrt{M_{y2}^2 + M_{x2}^2} = \sqrt{(740)^2 + (-692)^2} = 1012 \text{ Nm} \quad (6.123)$$

Beşinci milde meydana gelen burulma momenti;

$$M_b = F_t \times \frac{d_{w5}}{2} = 3677,15 \times \frac{178,48}{2} \times 10^{-3} = 328,14 \text{ Nm} \quad (6.124)$$

Eş. 6.43 dikkate alınarak maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre beşinci mile uygulanan bileşke moment hesaplanırsa;

$$\begin{aligned} M_{bil} &= \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D} \right) \times M_2 \right]^2 + 0,75 \times M_b^2} \\ &= \sqrt{\left[\left(\frac{27}{24,96} \right) \times 1012 \right]^2 + 0,75 \times 328,14^2} = 1131,4 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.125)$$

olur. Emniyet katsayısı $S = 2$ seçilirse mil çapı;

$$\begin{aligned} d_5 &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{bil}}{\pi \times \frac{\sigma_{AK}}{S}}} \\ &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 1131,4 \times 10^2}{\pi \times \frac{27}{2}}} \\ &\geq 44,03 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.126)$$

bulunur. Buna göre mil çapı 50 mm için EK-9'dan SKF 32010 X makaralı rulman seçilir. Bu rulmanın dinamik yük sayısı 60500'dür. Beşinci milin sol rulman noktasına yani B noktasına uygulanan bileşke kuvvet (Bkz. Şekil 6.4);

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{5707^2 + 6358^2} = 8543,6 \text{ N} \quad (6.127)$$

Beşinci milin sağ rulman noktasına yani A noktasına uygulanan bileşke kuvvet;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{1160^2 + 991^2} = 1525,3 \text{ N} \quad (6.128)$$

olur. Bu değerlere göre seçilen rulmanın saat cinsinden ömrü;

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) \times \left(\frac{C}{F_B} \right)^{10/3} = \left(\frac{10^6}{60 \times 111} \right) \times \left(\frac{60500}{8543,6} \right)^{10/3} = 102387 \text{ saat} \quad (6.129)$$

olur. Günde 8 saat çalıştırıldığında bu rulmanın ömrü $L_h = \frac{102387}{8 \times 365} = 35$ yıl olur.

6.5.1. Beşinci mil kamalı mil hesabı

Beşinci mil de merdane mili olup bu mil üzerinde; ikinci milden hareket alan zincir dişli çark bulunmaktadır. Tek bir kama kullanıldığında kama boyunun yaklaşık olarak 60 mm olması gerekmektedir. Bu durumda kamalı mil kullanılacak olursa kama uzunluğu daha kısa olabilecektir. Kullanılan mil çapı 50 mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.1'den profil sayısı 8, kamalı mil dış çapı $d_2 = 50$ mm, iç çapı $d_1 = 46$ mm, profil genişliği $b = 9$ mm seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{46 + 50}{2} = 48 \text{ mm} \quad (6.130)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{50 - 46}{2} = 2 \text{ mm} \quad (6.131)$$

olacaktır. Merdanelerin, tambur ve yönlendirici makara ile aynı çevresel hızda dönmesi gerektiğinden Eş. 5.9 ve Eş. 5.49'dan beşinci mile iletilen güç ve devir;

$$P = P_{motor} \times 0,85 = 4 \times 0,85 = 3,4 \text{ kW} \text{ ve } n_5 = \frac{n_2}{i_{25}} = \frac{111}{1,15} = 96,44 \text{ dev/dak}$$

bulunur. Zincir mekanizmasında iletilen güçte zincir verimi $\eta_{zincir} = 0,97$ değeri kadar bir azalma olacağı için iletilen moment;

$$\begin{aligned} M_{b5} &= 955 \frac{P}{n_4} \eta_{zincir} \eta_{zincir} \\ &= 955 \frac{3,4}{96,4} 0,97 \times 0,97 = 31,677 \text{ daNm} = 31677 \text{ daNmm} \end{aligned} \quad (6.132)$$

olur. Beşinci mile bağlanan zincir dişli çarkın kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{52} = 40 \text{ mm}$ olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b5}}{z \times h \times l_{52} \times d_0} = \frac{2 \times 31677}{8 \times 2 \times 40 \times 48} = 2 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.133)$$

olur. Çizelge 6.2'den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilirse hesaplanan yüzey basıncı değerinin p_{em} 'ten küçük olduğu görülür. Bu durumda seçilen kamalı mil emniyetlidir.

6.6. Kesici Bıçak Sistemi Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı

Çizelge 6.14. Kesici bıçak sistemi montajına ait teknik bilgiler

kütle [kg]		110,98
hacim [mm ³]		14121718,2
yüzey alanı [mm ²]		1405092,91
Kütle atalet momentleri	Lx [kgmm ²]	3641832,72
	Ly [kgmm ²]	3641832,56
	Lz [kgmm ²]	631212,75

Çizelge 6.15. Yedi numaralı motor milinden hareket alan ve altı numaralı mili harekete geçiren kayış kasnağına ait teknik bilgiler

kütle [kg]	6,15
hacim [mm ³]	782383,6
yüzey alanı [mm ²]	93827,65

Çizelge 6.14'e göre kesici bıçak malzemesi yoğunluğu 7,84 g/cm³ ve diğer parçaların yoğunluğu 7,86 gr/cm³ seçilerek kesici bıçak sisteminin toplam ağırlığı hesaplanırsa;

$$G = m \times g = 110,98 \times 9,81 = 1088,7 \text{ N} \quad (6.134)$$

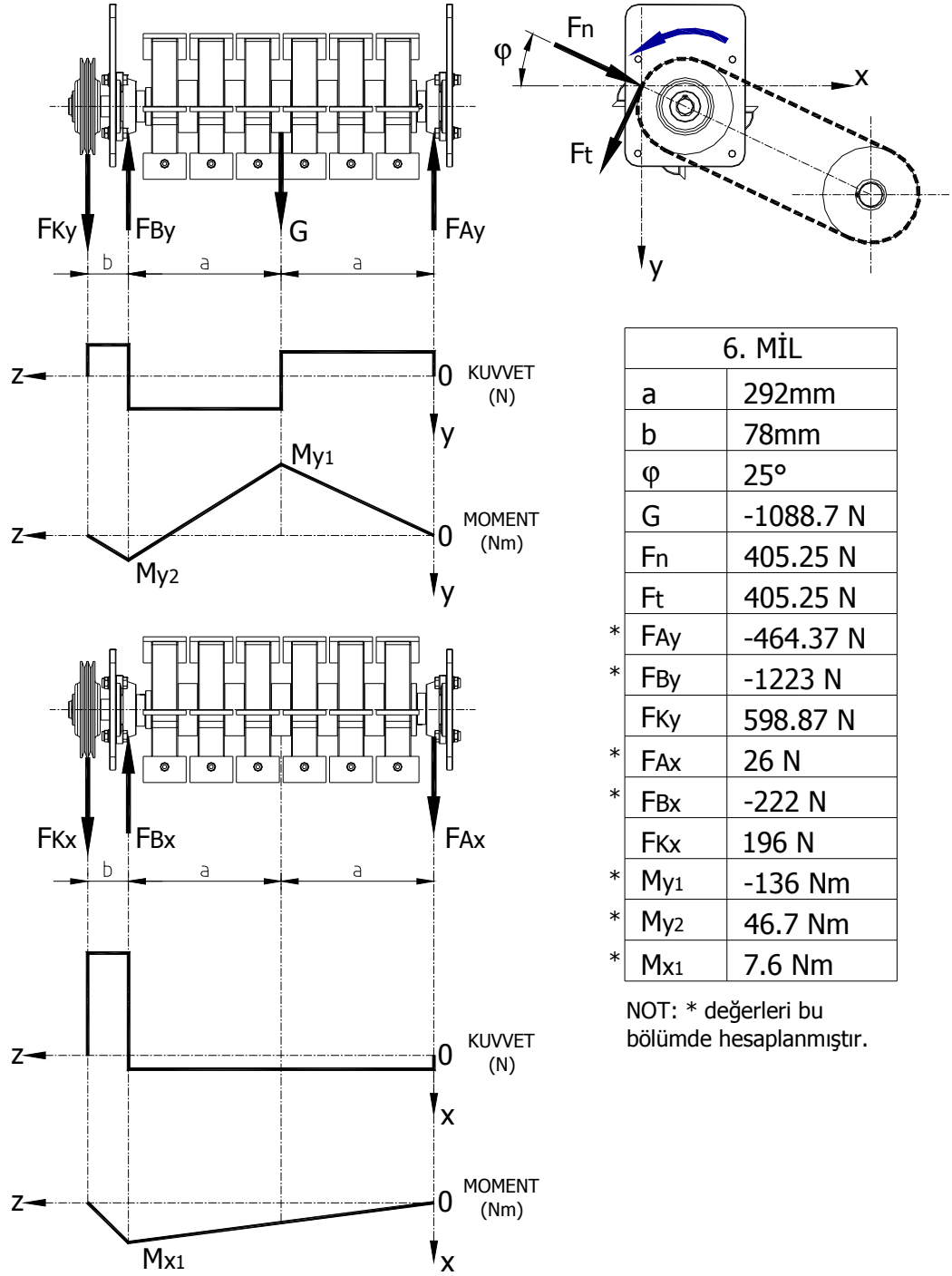
bulunur. Ayrıca kullanılan kayış kasnağının malzeme yoğunluğu da 7,86 gr/cm³ seçilerek ağırlığı hesaplanırsa;

Çizelge 6.15'e göre kayış kasnağının ağırlığı;

$$G_K = m \times g = 6,15 \times 9,81 = 60,33 \text{ N} \quad (6.135)$$

bulunur.

Eş. 5.112 ve Eş. 5.115'e göre kayış kasnağına etkiyen kuvvetlerin x ve y eksenleri doğrultusundaki bileşenleri;



Şekil 6.5. Kesici bıçak miline (altıncı mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi

$$\begin{aligned}
 F_{Ky} &= G_k + F_t \times \cos \psi + F_n \times \sin \psi \\
 &= 60,33 + 405,25 \times \cos 25^\circ + 405,25 \times \sin 25^\circ \\
 &= 598,87 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{6.136}$$

$$\begin{aligned}
F_{Kx} &= -F_t \times \sin \psi + F_n \times \cos \psi \\
&= -405,25 \times \sin 25^\circ + 405,25 \times \cos 25^\circ \\
&= 196 \text{ N}
\end{aligned} \tag{6.137}$$

olur. Buna göre sağ ve sol rulman yataklarına gelen x ve y doğrultusundaki kuvvetler;

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
0 &= G \times a + F_{Ky} \times (2a + b) - F_{By} \times 2a \\
F_{By} &= \frac{G \times a + F_{Ky} \times (2a + b)}{2a} \\
&= \frac{1088,7 \times 292 + 598,87 \times (2 \times 292 + 78)}{2 \times 292} = 1223 \text{ N } (-y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.138}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
0 &= F_{Kx} \times (2a + b) - F_{Bx} \times 2a \\
F_{Bx} &= \frac{F_{Kx} \times (2a + b)}{2a} = \frac{196 \times (2 \times 292 + 78)}{2 \times 292} = 222 \text{ N } (-x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.139}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= 0 \\
&= G + F_{Ky} - F_{By} - F_{Ay} \\
F_{Ay} &= G + F_{Ky} - F_{By} \\
&= 1088,7 + 598,87 - 1223 = 464,37 \text{ N } (-y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.140}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
&= F_{Kx} - F_{Bx} + F_{Ax} \\
F_{Ax} &= F_{Bx} - F_{Kx} = 222 - 196 = 26 \text{ N } (+x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.141}$$

olur. Bu kuvvetlere göre kesme kuvveti eğilme momenti diyagramları çizilecek olursa (Bkz. Şekil 6.5) milde meydana gelen eğilme momentleri [7-15];

Altıncı milde y eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{y1} = F_{Ay} \times a = -464,37 \times 292 \times 10^{-3} = -136 \text{ Nm} \quad (6.142)$$

Altıncı milde y eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned} M_{y2} &= (-F_{Ay} + G) \times a - M_{y1} = (-464,37 + 1088,7) \times 292 \times 10^{-3} - 136 \\ &= 89,3 - 136 = 46,7 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.143)$$

Altıncı milde x eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{x1} = F_{Ax} \times a = 26 \times 292 \times 10^{-3} = 7,6 \text{ Nm} \quad (6.144)$$

Altıncı milde x eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{x2} = F_{Ax} \times a + M_{x1} = 26 \times 292 \times 10^{-3} + 7,6 = 7,6 + 7,6 = 15,2 \text{ Nm} \quad (6.145)$$

Altıncı milde a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_1 = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{x1}^2} = \sqrt{(-136)^2 + (7,6)^2} = 136 \text{ Nm} \quad (6.146)$$

Altıncı milde 2a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_2 = \sqrt{M_{y2}^2 + M_{x2}^2} = \sqrt{46,7^2 + 15,3^2} = 49 \text{ Nm} \quad (6.147)$$

Altıncı milde meydana gelen burulma momenti;

$$M_b = F_t \times \frac{d_{w6}}{2} = 405,25 \times \frac{180}{2} \times 10^{-3} = 36,473 \text{ Nm} \quad (6.148)$$

Eş. 6.43 dikkate alınarak maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre beşinci mile uygulanan bileşke moment hesaplanırsa;

$$\begin{aligned}
 M_{bil} &= \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \right) \times M_2 \right]^2 + 0,75 \times M_b^2} \\
 &= \sqrt{\left[\left(\frac{27}{24,96} \right) \times 49 \right]^2 + 0,75 \times 36,47^2} = 150,26 \text{ Nm}
 \end{aligned} \tag{6.149}$$

olur. Emniyet katsayısı $S = 2$ seçilirse mil çapı;

$$\begin{aligned}
 d_6 &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{bil}}{\pi \times \frac{\sigma_{AK}}{S}}} \\
 &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 150,26 \times 10^2}{\pi \times \frac{27}{2}}} \\
 &\geq 22,5 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{6.150}$$

bulunur. Buna göre mil çapı 40 mm için Ek-6'dan SKF YET 208 bilyalı rulman ve EK-10'dan FY 508 M rulman yuvası seçilir. Bu rulmanın dinamik yük sayısı 23600'dür. Altıncı milin sol rulman noktasına yani B noktasına uygulanan bileşke kuvvet (Bkz. Şekil 6.5);

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{222^2 + 1223^2} = 1243 \text{ N} \tag{6.151}$$

Altıncı milin sağ rulman noktasına yani A noktasına uygulanan bileşke kuvvet;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{26^2 + 464,34^2} = 465 \text{ N} \tag{6.152}$$

olur. Bu değerlere göre seçilen rulmanın saat cinsinden ömrü;

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) \times \left(\frac{C}{F_B} \right)^3 = \left(\frac{10^6}{60 \times 1440} \right) \times \left(\frac{23600}{1243,24} \right)^3 = 79167 \text{ saat} \quad (6.153)$$

olur. Günde 8 saat çalıştırıldığında bu rulmanın ömrü $L_h = \frac{79167}{8 \times 365} = 27$ yıl olur.

6.6.1. Altıncı mil kama yada kamalı mil hesabı

Çizelge 6.16. Kamaların standart boyutları [10]

d	Uygu ve Gömme Kaması				Yassı Kama			Oyuk Kama	
$> \leq$	$b \times h$	t_1	t_2		$b \times h$	t_1	t_2	$b \times h$	t_2
			a	b					
10....12	4x4	2,5	1,2	1,8					
12....17	5x5	3	1,7	2,3					
17....22	6x6	3,5	2,2	2,8					
22....30	8x7	4	2,4	3,3	8x5	1,3	3,2	8x3,5	3,2
30....38	10x8	5	2,4	3,3	10x6	1,8	3,7	10x4	3,7
38....44	12x8	5	2,4	3,3	12x6	1,8	3,7	12x4	3,7
44....50	14x9	5,5	2,9	3,8	14x6	1,4	4	14x4,5	4
50....58	16x10	6	3,4	4,3	16x7	1,9	4,5	16x5	4,5
58....65	18x11	7	3,4	4,4	18x7	1,9	4,5	18x5	4,5
65....75	20x12	7,5	3,9	4,9	20x8	1,9	5,5	20x6	5,5
75....85	22x14	9	4,4	5,4	22x9	1,8	6,5	22x7	6,5
85....95	25x14	9	4,4	5,4	25x9	1,9	6,4	25x7	6,4
95....110	28x16	10	5,4	6,4	28x10	2,4	6,9	28x7,5	6,9
110....130	32x18	11	6,4	7,4	32x11	2,3	7,9	32x8,5	7,9
130....150	36x20	12	7,1	8,4	36x12	2,8	8,4	36x9	8,4
150....170	40x22	13	8,1	9,4	40x14	4	9,1		
170....200	45x25	15	9,1	10	45x16	4,7	10		
a- Gömme Kaması için b-Uygu Kaması için									
Kama Uzunlukları	8	10	12	14	16	18	20	22	25
	28	32	36	40	45	50	56	63	70
	80	90	100	110	125	140	160	180	200
	220	250	280	315	355	400			

Altıncı mil kesici bıçak mili olup yedi numaralı motor milinden kayış kasnağı ile hareket almaktadır. Kayış kasnağı mile uygu kaması ile bağlanırsa kullanılan mil çapı $d_6 = 40$ mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.16'dan;

Kama genişliği; $b = 12$ mm

Kama yüksekliği; $h = 8$ mm

Mil üzerindeki kama kanalı yüksekliği; $t_1 = 5$ mm

Göbek üzerindeki kama kanalı yüksekliği; $t_2 = 3,3$ mm

seçilir. Uygu kamalarının kesme gerilmeleri oldukça düşük olduğu için yüzey basıncına göre hesaplamalar yapılır. Buna göre Çizelge 6.17'den göbek malzemesi çelik ve zorlanma şekli genel değişken zorlanma için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 6$ daN/mm² seçilir.

Çizelge 6.17. Kama bağlantılarının p_{em} yüzey basıncı daN/mm² [10]

Göbek malzemesi	Zorlanma		
	statik	genel değişken	tam değişken
Çelik, dökme çelik	8....15	6.....10	4.....6
Çelik sertleştirilmiş	10.....20	8....15	5.....10
Dökme demir	5.....10	4....7	2....5

Bölüm 5.5'de altıncı mile iletilen güç ve devir;

$$P = 5,5 \text{ kW ve } n_6 = 1440 \text{ dev/dak}$$

olarak belirlenmişti. Buna göre iletilen moment;

$$M_{b6} = 955 \frac{P}{n_6} \eta_k = 955 \frac{5,5}{1440} 0,93 = 3,392 \text{ daNm} = 3392 \text{ daNmm} \quad (6.154)$$

olur. Yük taşıyan kama uzunluğu ise;

$$l_7 = \frac{4M_{b7}}{h \times d_7 \times p_{em}} = \frac{4 \times 3392}{8 \times 40 \times 6} = 7,06 \text{ mm} \quad (6.155)$$

bulunur. Kullanılan kayış kasnağının kesit genişliği 48 mm olduğu için Çizelge 6.16'dan standart kama uzunluğu 20 mm olarak seçilebilir.

Sistemin daha sessiz çalışması istenirse kamalı milde kullanılabilir. Bu durumda; Kullanılan mil çapı 40 mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.1'den profil sayısı 6, kamalı mil dış çapı $d_2 = 38 \text{ mm}$, iç çapı $d_1 = 32 \text{ mm}$, profil genişliği $b = 8 \text{ mm}$ seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{32 + 38}{2} = 35 \text{ mm} \quad (6.156)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{38 - 32}{2} = 3 \text{ mm} \quad (6.157)$$

bulunur. Kullanılan kayış kasnağının kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{67} = 48 \text{ mm}$ olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b6}}{z \times h \times l_{67} \times d_0} = \frac{2 \times 3392}{8 \times 3 \times 48 \times 35} = 0,22 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.158)$$

olur. Çizelge 6.2'den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilirse hesaplanan yüzey basıncı değerinin p_{em} 'ten küçük olduğu görülür. Bu durumda seçilen kamalı mil emniyetlidir. Bu tasarımda da kamalı mil kullanılmıştır.

6.7. Yedinci Mil Tasarım Hesabı

Yedinci mil kesici bıçak miline hareket veren kayış kasnağının bağlandığı motor milidir (Bkz Şekil 5.1). Ana gövde tasarımı sırasında motor mili uzunluğunun yeterli olmadığı görülmüş ve mil boyunu artırabilmek için bir mesafe burcunun yapılmasına karar verilmiştir. Bu burç motor miline sıkı geçme olarak montaj edilmiş ve kayış kasnağının kamalı mil profili bu mesafe burcunun çapına göre tasarlanmıştır. Buna göre kullanılan mesafe burcunun çapı $d_7 = 60$ mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6-1'den profil sayısı 6, kamalı mil dış çapı $d_2 = 52$ mm, iç çapı $d_1 = 46$ mm, profil genişliği $b = 12$ mm seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{46 + 52}{2} = 49 \text{ mm} \quad (6.159)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{52 - 46}{2} = 3 \text{ mm} \quad (6.160)$$

bulunur. Kamalı milde burulma momenti yan temas yüzeyi ile iletildiği için kamalı millerin profilleri yüzey basıncına maruzdur. Bölüm 5.5'de yedinci milin iletlediği güç ve devir;

$$P = 5,5 \text{ kW ve } n_7 = 1440 \text{ dev/dak}$$

olarak belirlenmişti. Buna göre iletilen moment;

$$M_{b7} = 955 \frac{P}{n_7} = 955 \frac{5,5}{1440} = 3,6476 \text{ daNm} = 3647,6 \text{ daNmm} \quad (6.161)$$

olur. Kullanılan kayış kasnağının kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{76} = 48$ mm olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b7}}{z \times h \times l_{67} \times d_0} = \frac{2 \times 3647,6}{6 \times 3 \times 48 \times 49} = 0,17 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.162)$$

olur. Çizelge 6.2'den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilir. Bu değer hesaplanan yüzey basıncı değerinden büyük olduğu için seçilen kamalı mil emniyetlidir.

6.8. Sekizinci Mil Tasarım Hesabı

Sekizinci mil köşebent dişli sistemine moment aktaran kayış kasnağının bağlandığı motor milidir (Bkz Şekil 5.1). Ana gövde tasarımı sırasında motor mili uzunluğunun yeterli olmadığı görülmüş ve mil boyunu artırabilmek için bir mesafe burcunun yapılmasına karar verilmiştir. Bu burç motor miline sıkı geçme olarak montaj edilmiş ve kayış kasnağının kamalı mil profili bu mesafe burcunun çapına göre tasarlanmıştır. Buna göre; kullanılan mesafe burcunun çapı $d_8 = 40$ mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.1'den profil sayısı 6, kamalı mil dış çapı $d_2 = 38$ mm, iç çapı $d_1 = 32$ mm, profil genişliği $b = 8$ mm seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{32 + 38}{2} = 35 \text{ mm} \quad (6.163)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{38 - 32}{2} = 3 \text{ mm} \quad (6.164)$$

bulunur. Kamalı milde burulma momenti yan temas yüzeyi ile iletildiği için kamalı millerin profilleri yüzey basıncına maruzdur. Bölüm 5.6’da sekizinci milin iletlediği güç ve devir;

$$P = 1,1 \text{ kW ve } n_8 = 159 \text{ dev/dak}$$

olarak belirlenmişti. Buna göre iletilen moment;

$$M_{b8} = 955 \frac{P}{n_8} = 955 \frac{1,1}{159} = 6,6069 \text{ daNm} = 6606,9 \text{ daNmm} \quad (6.165)$$

olur. Kullanılan kayış kasnağının kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{89} = 48 \text{ mm}$ olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b8}}{z \times h \times l_{89} \times d_0} = \frac{2 \times 6606,9}{6 \times 3 \times 48 \times 35} = 0,44 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.166)$$

olur. Çizelge 6.2’den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilir. Bu değer hesaplanan yüzey basıncı değerinden büyük olduğu için seçilen kamalı mil emniyetlidir.

6.9. Köşebent Dişli Sistemi I Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı

Çizelge 6.18. Köşebent dişli sistemi (dokuzuncu. mil) montajına ait teknik bilgiler

kütle [kg]		52,9
hacim [mm ³]		6730449
yüzey alanı [mm ²]		1726167
Kütle atalet momentleri	Lx [kgmm ²]	2724384
	Ly [kgmm ²]	2724384
	Lz [kgmm ²]	181629,3

Çizelge 6.19. Dokuz numaralı milden hareket alan ve on numaralı mili harekete geçiren dişli çarka ait teknik bilgiler

kütle [kg]	5,04
hacim [mm ³]	640813,5
yüzey alanı [mm ²]	79182,74

Çizelge 6.20. Sekiz numaralı motor milinden hareket alan ve dokuz numaralı mili harekete geçiren kayış kasnağına ait teknik bilgiler

kütle [kg]	6,32
hacim [mm ³]	803684,53
yüzey alanı [mm ²]	93099,52

Çizelge 6.18'e göre köşebent dişli sistemi mili dahil tüm parçalarının yoğunluğu 7,86 gr/cm³ seçilerek toplam ağırlığı hesaplanırsa;

$$G = m \times g = 52,9 \times 9,81 = 519 \text{ N} \quad (6.167)$$

bulunur. Ayrıca kullanılan dişli çark ve kayış kasnağının malzeme yoğunlukları da 7,86 gr/cm³ seçilerek ağırlıkları hesaplanırsa Çizelge 6.19'a göre dişli çarkın ağırlığı;

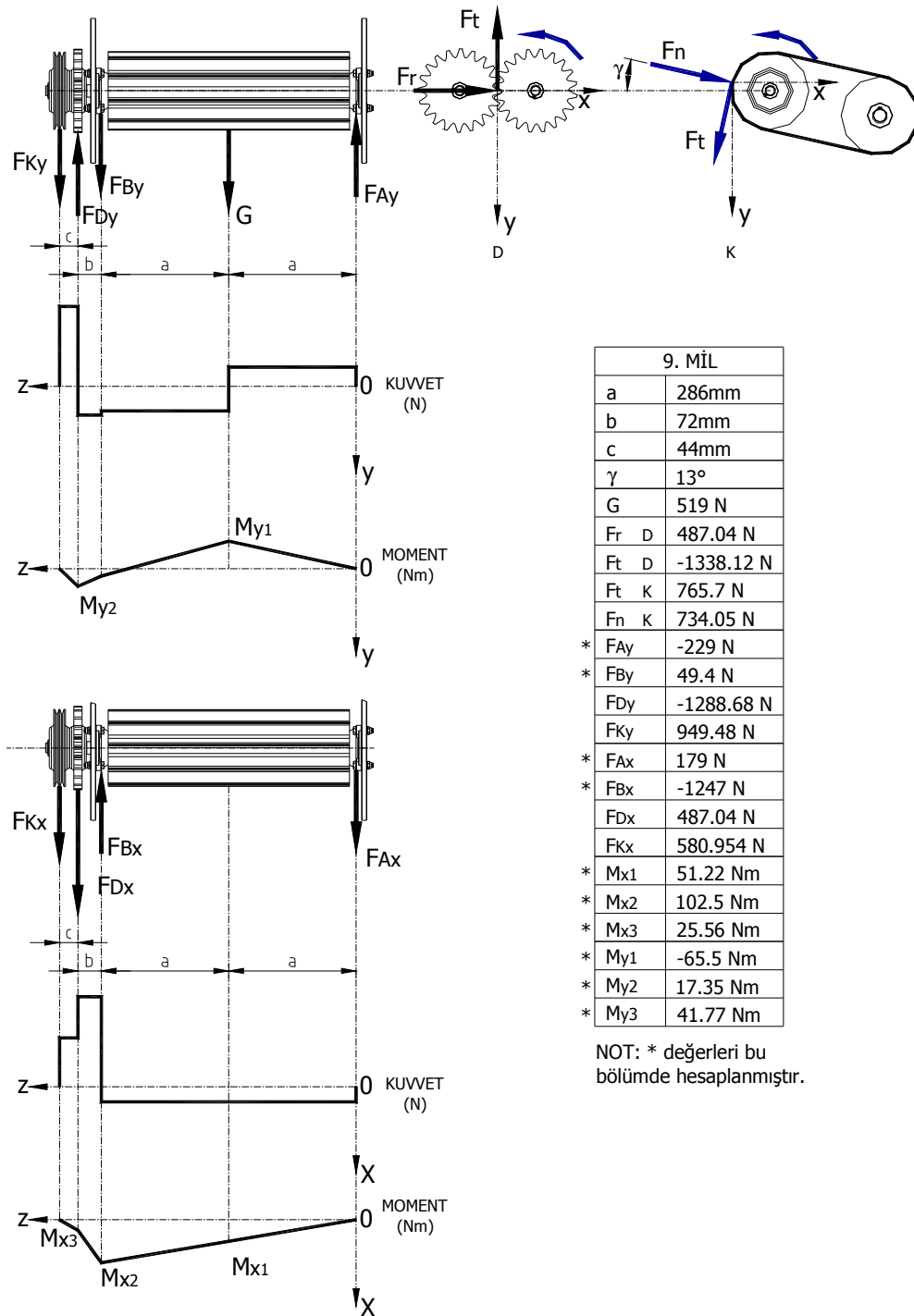
$$G_D = m \times g = 5,04 \times 9,81 = 49,44 \text{ N} \quad (6.168)$$

Çizelge 6.20'ye göre kayış kasnağının ağırlığı;

$$G_K = m \times g = 6,32 \times 9,81 = 62 \text{ N} \quad (6.169)$$

bulunur. Eş. 5.148 ve Eş. 5.149'a göre dişli çarka etkiyen kuvvetlerin x ve y eksenleri doğrultusundaki bileşenleri;

$$\begin{aligned} F_{Dy} &= G_D + F_r \times \cos 90 + F_t \times \sin 90 \\ &= 49,44 + 487,04 \times \cos 90^\circ - 1338,12 \times \sin 90^\circ \\ &= 1288,68 \text{ N } (-y \text{ yönünde}) \end{aligned} \quad (6.170)$$



Şekil 6.6. Köşebent dişli sistemi miline (dokuzuncu mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi

$$\begin{aligned}
 F_{Dx} &= F_r \times \sin 90 - F_t \times \cos 90 \\
 &= 487,04 \times \sin 90^\circ - 1338,12 \times \cos 90^\circ \\
 &= 487,04 \text{ N } (+x \text{ yönünde})
 \end{aligned}
 \tag{6.171}$$

Eş. 5.131 ve Eş. 5.134'e göre kayış kasnağına etkiyen kuvvetlerin x ve y eksenleri doğrultusundaki bileşenleri;

$$\begin{aligned}
 F_{Ky} &= G_K + F_t \times \cos \gamma + F_n \times \sin \gamma \\
 &= 62 + 765,7 \times \sin 13^\circ + 734,05 \times \cos 13^\circ \\
 &= 949,48 \text{ N } (+ y \text{ yönünde})
 \end{aligned} \tag{6.172}$$

$$\begin{aligned}
 F_{Kx} &= -F_t \times \sin \gamma + F_n \times \cos \gamma \\
 &= -734,05 \times \sin 13^\circ + 765,7 \times \cos 13^\circ \\
 &= 580,954 \text{ N } (+ x \text{ yönünde})
 \end{aligned} \tag{6.173}$$

olur. Buna göre sağ ve sol rulman yataklarına gelen x ve y doğrultusundaki kuvvetler;

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 0 &= G \times a - F_{Dy} \times (2a + b) + F_{Ky} \times (2a + b + c) + F_{By} \times 2a \\
 F_{By} &= \frac{-G \times a + F_{Dy} \times (2a + b) - F_{Ky} \times (2a + b + c)}{2a} \\
 &= \frac{-519 \times 286 + 1288,68 \times (2 \times 286 + 72) - 949,48 \times (2 \times 286 + 72 + 44)}{2 \times 286} \\
 &= 49,4 \text{ N } (+ y \text{ yönünde})
 \end{aligned} \tag{6.174}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 0 &= F_{Kx} \times (2a + b + c) + F_{Dx} \times (2a + b) - F_{Bx} \times 2a \\
 F_{Bx} &= \frac{F_{Dx} \times (2a + b) + F_{Kx} \times (2a + b + c)}{2a} \\
 &= \frac{487,04 \times (2 \times 286 + 72) + 580,95 \times (2 \times 286 + 72 + 44)}{2 \times 286} \\
 &= 1247 \text{ N } (- x \text{ yönünde})
 \end{aligned} \tag{6.175}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= 0 \\
&= G - F_{Dy} + F_{Ky} - F_{Ay} + F_{By} \\
F_{Ay} &= 519 - 1288,68 + 949,48 + 49,4 \\
&= 229 \text{ N } (-y \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.176}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
&= F_{Dx} + F_{Kx} - F_{Bx} + F_{Ax} \\
F_{Ax} &= -487,04 - 580,95 + 1247 \\
&= 179 \text{ N } (+x \text{ yönünde})
\end{aligned} \tag{6.177}$$

olur. Bu kuvvetlere göre kesme kuvveti eğilme momenti diyagramları çizilecek olursa (Bkz. Şekil 6.6) milde meydana gelen eğilme momentleri [7-15];

Dokuzuncu milde y eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{y1} = F_{Ay} \times a = -229 \times 286 \times 10^{-3} = -65,5 \text{ Nm} \tag{6.178}$$

Dokuzuncu milde y eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned}
M_{y2} &= (-F_{Ay} + G) \times a + M_{y1} = (-229 + 519) \times 286 \times 10^{-3} - 65,5 \\
&= 82,85 - 65,5 = 17,35 \text{ Nm}
\end{aligned} \tag{6.179}$$

Dokuzuncu milde y eksenini doğrultusunda 2a+b mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$\begin{aligned}
M_{y3} &= (F_{Ay} + G + F_{By}) \times b + M_{y2} = (-229 + 519 + 49,4) \times 72 \times 10^{-3} + 17,35 \\
&= 24,42 + 17,35 = 41,77 \text{ Nm}
\end{aligned} \tag{6.180}$$

Dokuzuncu milde x eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{x1} = F_{Ax} \times a = 179 \times 286 \times 10^{-3} = 51,22 \text{ Nm} \quad (6.181)$$

Dokuzuncu milde x eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned} M_{x2} &= F_{Ax} \times a + M_{x1} = 179 \times 286 \times 10^{-3} + 51,22 \\ &= 51,22 + 51,22 = 102,5 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.182)$$

Dokuzuncu milde x eksenini doğrultusunda 2a+b mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$\begin{aligned} M_{x3} &= (F_{Ax} - F_{Bx}) \times b + M_{x2} = (179 - 1247) \times 72 \times 10^{-3} + 102,5 \\ &= -76,94 + 102,5 = 25,56 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.183)$$

Dokuzuncu milde a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_1 = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{x1}^2} = \sqrt{(-65,5)^2 + 51,22^2} = 83,18 \text{ Nm} \quad (6.184)$$

Dokuzuncu milde 2a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_2 = \sqrt{M_{y2}^2 + M_{x2}^2} = \sqrt{(17,35)^2 + 102,5^2} = 104 \text{ Nm} \quad (6.185)$$

Dokuzuncu milde 2a+b mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_3 = \sqrt{M_{y3}^2 + M_{x3}^2} = \sqrt{(41,7)^2 + 25,56^2} = 48,97 \text{ Nm} \quad (6.186)$$

Dokuzuncu milde meydana gelen burulma momenti;

$$M_b = F_t \times \frac{d_{w9}}{2} = 734,05 \times \frac{180}{2} \times 10^{-3} = 66,064 \text{ Nm} \quad (6.187)$$

Eş. 6.43 dikkate alınarak maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre üçüncü mile uygulanan bileşke moment hesaplanırsa;

$$\begin{aligned} M_{bil} &= \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D} \right) \times M_2 \right]^2 + 0,75 \times M_b^2} \\ &= \sqrt{\left[\left(\frac{27}{24,96} \right) \times 104 \right]^2 + 0,75 \times 66,064^2} = 126,13 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.188)$$

olur. Emniyet katsayısı $S = 2$ seçilirse mil çapı;

$$\begin{aligned} d_9 &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{bil}}{\pi \times \frac{\sigma_{AK}}{S}}} \\ &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 126,13 \times 10^2}{\pi \times \frac{27}{2}}} \\ &\geq 21,2 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.189)$$

bulunur. Buna göre mil çapı 30 mm için EK-6'dan SKF YET 206 bilyalı rulman ve EK-10'dan FY 506 M rulman yuvası seçilir. Bu rulmanın dinamik yük sayısı 15000'dir. Dokuzuncu milin sol rulman noktasına yani B noktasına uygulanan bileşke kuvvet (Bkz. Şekil 6.6);

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{1247^2 + 49,4^2} = 1248 \text{ N} \quad (6.190)$$

Dokuzuncu milin sağ rulman noktasına yani A noktasına uygulanan bileşke kuvvet;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{179^2 + 229^2} = 291 \text{ N} \quad (6.191)$$

olur. Bu değerlere göre seçilen rulmanın saat cinsinden ömrü;

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) \times \left(\frac{C}{F_B} \right)^3 = \left(\frac{10^6}{60 \times 159} \right) \times \left(\frac{15000}{1248} \right)^3 = 181965 \text{ saat} \quad (6.192)$$

olur. Günde 8 saat çalıştırıldığında bu rulmanın ömrü $L_h = \frac{181965}{8 \times 365} = 62$ yıl olur.

6.9.1. Dokuzuncu mil kama yada kamalı mil hesabı

Dokuzuncu mil köşebent dişli mekanizması mili olup üzerinde sekiz numaralı motor milinden hareket almak için bir kayış kasnağı ve on numaralı diğer köşebent dişli miline moment aktarması için bir dişli çark bulunmaktadır. Kayış kasnağı ve dişli çark bu mile uygu kaması ile bağlanırsa kullanılan mil çapı $d_9 = 30$ mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.16'dan;

Kama genişliği; $b = 12$ mm

Kama yüksekliği; $h = 8$ mm

Mil üzerindeki kama kanalı yüksekliği; $t_1 = 5$ mm

Göbek üzerindeki kama kanalı yüksekliği; $t_2 = 3,3$ mm

seçilir. Uygu kamalarının kesme gerilmeleri oldukça düşük olduğu için yüzey basıncına göre hesaplamalar yapılır. Buna göre Çizelge 6.17'den göbek malzemesi çelik ve zorlanma şekli genel değişken zorlanma için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 6$ daN/mm² seçilir.

Bölüm 5.6'da dokuzuncu mile iletilen güç ve devir;

$P = 1,1$ kW ve $n_9 = 159$ dev/dak

olarak belirlenmişti. Buna göre iletilen moment;

$$M_{b9} = 955 \frac{P}{n_g} \eta_k = 955 \frac{1,1}{159} 0,93 = 6,14443 \text{ daNm} = 6144,43 \text{ daNmm} \quad (6.193)$$

olur. Yük taşıyan kama uzunluğu ise;

$$l_{98} = \frac{4M_{b9}}{h \times d_9 \times p_{em}} = \frac{4 \times 6144,43}{8 \times 30 \times 6} = 17,07 \text{ mm} \quad (6.194)$$

bulunur. Kullanılan kayış kasnağının kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{98} = 48 \text{ mm}$ olarak seçilir. Aynı zamanda bu mil üzerine 10 numaralı köşebent dişli miline hareket aktaran dişli çarkta bağlanmaktadır. Bu dişli çarkın yük taşıyan kesit genişliği $l_{910} = 40 \text{ mm}$ dir. Buna göre toplam kama uzunluğu;

$$l_9 = l_{98} + l_{910} = 48 + 40 = 88 \text{ mm} \quad (6.195)$$

olur. Çizelge 6.16'dan standart kama uzunluğu 80 mm olarak seçilebilir.

Sistemin daha sessiz çalışması istenirse kamalı milde kullanılabilir. Bu durumda; Kullanılan mil çapı 30 mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.1'den profil sayısı 6, kamalı mil dış çapı $d_2 = 28 \text{ mm}$, iç çapı $d_1 = 23 \text{ mm}$, profil genişliği $b = 6 \text{ mm}$ seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{23 + 28}{2} = 25,5 \text{ mm} \quad (6.196)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{28 - 23}{2} = 2,5 \text{ mm} \quad (6.197)$$

bulunur. Kullanılan kayış kasnağının kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{98} = 48$ mm olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b9}}{z \times h \times l_{98} \times d_0} = \frac{2 \times 6144.4}{6 \times 2,5 \times 48 \times 25,5} = 0,67 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.198)$$

olur. Çizelge 6.2'den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilirse hesaplanan yüzey basıncı değerinin p_{em} 'ten küçük olduğu görülür. Bu durumda seçilen kamalı mil emniyetlidir.

Dokuzuncu mil üzerine bağlanan ve onuncu mile hareket veren dişli çarkın yük taşıyan uzunluğu $l_{910} = 40$ olarak seçilirse ikinci mil üzerine açılacak olan toplam kamalı mil uzunluğu;

$$l_9 = l_{98} + l_{910} = 48 + 40 = 88 \text{ mm} \quad (6.199)$$

olur. Bu tasarımda da kamalı mil kullanılmıştır.

6.10. Köşebent Dişli Sistemi II Montajında Mil Çapı ve Rulman Hesabı

Çizelge 6.21. Köşebent dişli sistemi (onuncu. mil) montajına ait teknik bilgiler

kütle [kg]		46,39
hacim [mm ³]		5902454
yüzey alanı [mm ²]		1628124
Kütle atalet momenti	Lx [kgmm ²]	1969608
	Ly [kgmm ²]	159780,2
	Lz [kgmm ²]	1969608

Çizelge 6.22. Dokuz numaralı milden hareket alan ve on numaralı mili harekete geçiren dişli çarka ait teknik bilgiler

kütle [kg]	5,04
hacim [mm ³]	640813,5
yüzey alanı [mm ²]	79182,74

Çizelge 6.21'e göre köşebent dişli sistemi mili dahil tüm parçalarının yoğunluğu 7,86 gr/cm³ seçilerek toplam ağırlığı hesaplanırsa;

$$G = m \times g = 46,39 \times 9,81 = 455 \text{ N} \quad (6.200)$$

bulunur. Ayrıca kullanılan dişli çark malzeme yoğunluğu da 7,86 gr/cm³ seçilerek ağırlık hesaplanırsa;

Çizelge 6.22'ye göre dişli çarkın ağırlığı;

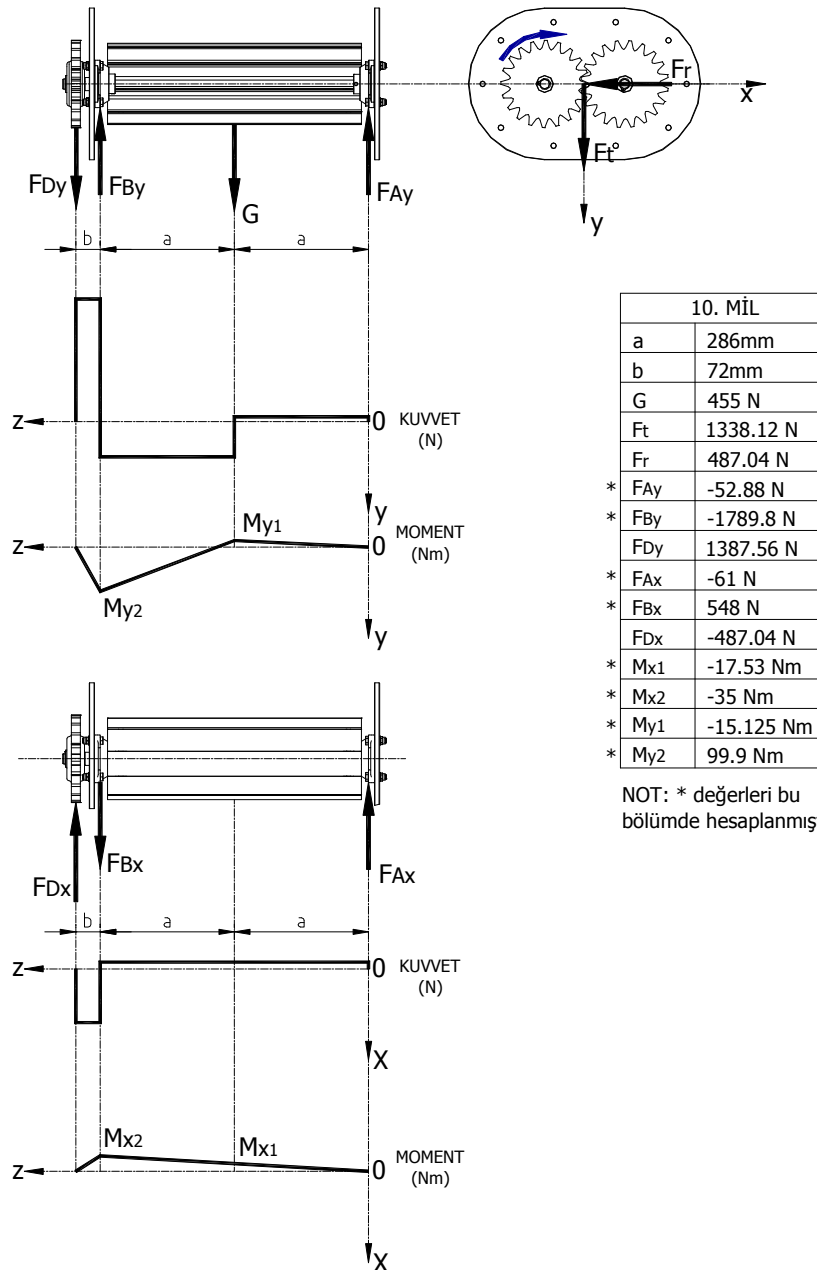
$$G_D = m \times g = 5,04 \times 9,81 = 49,44 \text{ N} \quad (6.201)$$

bulunur. Eş. 5.148 ve Eş. 5.149'a göre dişli çark üzerine gelen kuvvetlerin x ve y eksenleri doğrultusundaki bileşenleri;

$$\begin{aligned} F_{Dy} &= G_D + F_r \times \cos 90 + F_t \times \sin 90 \\ &= 49,44 + 487,04 \times \cos 90^\circ + 1338,12 \times \sin 90^\circ \\ &= 1387,56 \text{ N (+ y yönünde)} \end{aligned} \quad (6.202)$$

$$\begin{aligned} F_{Dx} &= F_r \times \sin 90 + F_t \times \cos 90 \\ &= -487,04 \times \sin 90^\circ + 1338,12 \times \cos 90^\circ \\ &= -487,04 \text{ N (- x yönünde)} \end{aligned} \quad (6.203)$$

olur. Buna göre sağ ve sol rulman yataklarına gelen x ve y doğrultusundaki kuvvetler;



Şekil 6.7. Köşebent dişli sistemi miline (onuncu mile) x ve y eksenleri doğrultusunda etkiyen kuvvet ve momentlerin gösterimi

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 0 &= G \times a + F_{Dy} \times (2a + b) - F_{By} \times 2a \\
 F_{By} &= \frac{G \times a + F_{Dy} \times (2a + b)}{2a} \\
 &= \frac{455 \times 286 + 1387,56 \times (2 \times 286 + 72)}{2 \times 286} = 1789,8 \text{ N (+ y yönünde)}
 \end{aligned}
 \tag{6.204}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
0 &= -F_{Dx} \times (2a + b) + F_{Bx} \times 2a \\
F_{Bx} &= \frac{F_{Dx} \times (2a + b)}{2a} \\
&= \frac{487,04 \times (2 \times 286 + 72)}{2 \times 286} = 548 \text{ N (+ x yönünde)}
\end{aligned} \tag{6.205}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= 0 \\
&= G + F_{Dy} - F_{Ay} - F_{By} \\
F_{Ay} &= 455 - 1387,56 - 1789,8 = 52,88 \text{ N (-y yönünde)}
\end{aligned} \tag{6.206}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
&= -F_{Dx} + F_{Bx} - F_{Ax} \\
F_{Ax} &= -487,04 + 548 = 61 \text{ N (- x yönünde)}
\end{aligned} \tag{6.207}$$

bulunur. Bu kuvvetlere göre kesme kuvveti eğilme momenti diyagramları çizilecek olursa (Bkz. Şekil 6.7) milde meydana gelen eğilme momentleri [7-15];

Onuncu milde y eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{y1} = F_{Ay} \times a = -52,88 \times 286 \times 10^{-3} = -15,125 \text{ Nm} \tag{6.208}$$

Onuncu milde y eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned}
M_{y2} &= (-F_{Ay} + G) \times a + M_{y1} = (-52,88 + 455) \times 286 \times 10^{-3} - 15,125 \\
&= 115 - 15,125 = 99,9 \text{ Nm}
\end{aligned} \tag{6.209}$$

Onuncu milde x eksenini doğrultusunda a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{x1} = F_{Ax} \times a = 61,31 \times 286 \times 10^{-3} = -17,53 \text{ Nm} \quad (6.210)$$

Onuncu milde x eksenini doğrultusunda 2a mesafesinde meydana gelen eğilme momenti

$$\begin{aligned} M_{x2} &= F_{Ax} \times a - M_{x1} = -61,31 \times 286 \times 10^{-3} - 17,53 \\ &= -17,53 - 17,53 = -35 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.211)$$

Onuncu milde a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_1 = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{x1}^2} = \sqrt{(-15,125)^2 + (-17,53)^2} = 23,15 \text{ Nm} \quad (6.212)$$

Onuncu milde 2a mesafesinde meydana gelen bileşke eğilme momenti;

$$M_2 = \sqrt{M_{y2}^2 + M_{x2}^2} = \sqrt{(99,9)^2 + (-35)^2} = 106 \text{ Nm} \quad (6.213)$$

Onuncu milde meydana gelen burulma momenti;

$$M_b = F_t \times \frac{d_{w10}}{2} = 1338,12 \times \frac{178,48}{2} \times 10^{-3} = 119,41 \text{ Nm} \quad (6.214)$$

Eş. 6.43 dikkate alınarak maksimum şekil değiştirme enerjisi varsayımına göre üçüncü mile uygulanan bileşke moment hesaplanırsa;

$$\begin{aligned} M_{bil} &= \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \right) \times M_2 \right]^2 + 0,75 \times M_b^2} = \sqrt{\left[\left(\frac{27}{24,96} \right) \times 106 \right]^2 + 0,75 \times 119^2} \\ &= 154,3 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.215)$$

olur. Emniyet katsayısı $S = 2$ seçilirse mil çapı;

$$\begin{aligned}
d_{10} &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{bil}}{\pi \times \frac{\sigma_{AK}}{S}}} \\
&\geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 154,3 \times 10^2}{\pi \times \frac{27}{2}}} \\
&\geq 22,66 \text{ mm}
\end{aligned} \tag{6.216}$$

bulunur. Buna göre mil çapı 30 mm için EK-6'dan SKF YET 206 bilyalı rulman ve EK-10'dan FY 506 M rulman yuvası seçilir. Bu rulmanın dinamik yük sayısı 15000'dir. Onuncu milin sol rulman noktasına yani B noktasına uygulanan bileşke kuvvet (Bkz. Şekil 6.7);

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{548,34^2 + (-1789,8)^2} = 1872 \text{ N} \tag{6.217}$$

Onuncu milin sağ rulman noktasına yani A noktasına uygulanan bileşke kuvvet;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-61,31)^2 + (-52,88)^2} = 80,96 \text{ N} \tag{6.218}$$

olur. Bu değerlere göre seçilen rulmanın saat cinsinden ömrü;

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) \times \left(\frac{C}{F_B} \right)^3 = \left(\frac{10^6}{60 \times 159} \right) \times \left(\frac{15000}{1872} \right)^3 = 53937 \text{ saat} \tag{6.219}$$

olur. Günde 8 saat çalıştırıldığında bu rulmanın ömrü $L_h = \frac{53937}{8 \times 365} = 18,5$ yıl olur.

6.10.1. Onuncu mil kama yada kamalı mil hesabı

Onuncu mil köşebent dişli mekanizması mili olup üzerinde dokuz numaralı diğer köşebent dişli milinden hareket almak için bir dişli çark bulunmaktadır. Dişli çark bu

mile uygu kaması ile bağlanırsa kullanılan mil çapı $d_{10} = 30$ mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.16'dan;

Kama genişliği; $b = 10$ mm

Kama yüksekliği; $h = 8$ mm

Mil üzerindeki kama kanalı yüksekliği; $t_1 = 5$ mm

Göbek üzerindeki kama kanalı yüksekliği; $t_2 = 3,3$ mm

seçilir. Uygu kamalarının kesme gerilmeleri oldukça düşük olduğu için yüzey basıncına göre hesaplamalar yapılır. Buna göre Çizelge 6.17'den göbek malzemesi çelik ve zorlanma şekli genel değişken zorlanma için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 6$ daN/mm² seçilir.

Bölüm 5.7'de onuncu mile iletilen güç ve devir;

$P = 1,1$ kW ve $n_{10} = 159$ dev/dak

olarak belirlenmişti. Buna göre iletilen moment;

$$\begin{aligned} M_{b10} &= 955 \frac{P}{n_{10}} \eta_k \eta_{d,\zeta} \\ &= 955 \frac{1,1}{159} 0,93 \times 0,98 = 6,0215 \text{ daNm} = 6021,5 \text{ daNmm} \end{aligned} \quad (6.220)$$

olur. Yük taşıyan kama uzunluğu ise;

$$l_{10} = \frac{4M_{b10}}{h \times d_{10} \times p_{em}} = \frac{4 \times 6021,5}{8 \times 30 \times 6} = 16,726 \text{ mm} \quad (6.221)$$

bulunur. Kullanılan dişli çarkın yük taşıyan kesit genişliği $l_{109} = 40$ mm olduğu için Çizelge 6.16'dan standart kama uzunluğu 36 mm olarak seçilebilir.

Sistemin daha sessiz çalışması istenirse kamalı milde kullanılabilir. Bu durumda; Kullanılan mil çapı 30 mm olduğu için bu çapa uygun olarak Çizelge 6.1'den profil sayısı 6, kamalı mil dış çapı $d_2 = 28$ mm, iç çapı $d_1 = 23$ mm, profil genişliği $b = 6$ mm seçilirse kamalı milin ortalama çapı;

$$d_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{23 + 28}{2} = 25,5 \text{ mm} \quad (6.222)$$

ve profil yüksekliği;

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{28 - 23}{2} = 2,5 \text{ mm} \quad (6.223)$$

bulunur. Kullanılan kayış kasnağının kesit genişliği yani kamalı milin yük taşıyan uzunluğu $l_{109} = 40$ mm olarak seçilirse tek bir mil profiline uygulanan yüzey basıncı;

$$p = \frac{2M_{b10}}{z \times h \times l_{109} \times d_0} = \frac{2 \times 6021,5}{6 \times 2,5 \times 40 \times 25 \times 5} = 0,787 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.224)$$

olur. Çizelge 6.2'den bağlama şekli sabit ve çalışma tarzı tek yönlü sertleştirilmemiş kamalı mil için emniyet yüzey basıncı değeri $p_{em} = 8 \text{ daN/mm}^2$ seçilirse hesaplanan yüzey basıncı değerinin p_{em} 'ten küçük olduğu görülür. Bu durumda seçilen kamalı mil emniyetlidir.

6.11. Üst Merdane Mili İtme Yayı Hesabı

Papel kırpıntı makinesi ana gövde tasarımında yay montajında kullanılan burcun dış çapı dikkate alınarak yayın iç çapı (Bkz. Şekil 6.8);

$$D_i = 40 \text{ mm} \quad (6.225)$$

olarak belirlenir. Yay teli çapı 6.5 mm olursa yayın ortalama çapı;

$$D = D_i + d = 40 + 6,5 = 46,5 \text{ mm} \quad (6.226)$$

olur. Buradan yayın çap oranı;

$$c = \frac{D}{d} = \frac{46,5}{6,5} = 7,15 \quad (6.227)$$

olur. Çizelge 6.23'den soğuk çekilmiş tel için yayın DIN standardı A bulunur. Buna göre Çizelge 6.24'den yay tel çapı $d = 6,5$ mm için yayın minimum kopma mukavemeti $\sigma_K = 113$ daN/mm² bulunur. Çizelge 6.23'den yay tel çapı 6.5 mm için yay malzemesi kayma akma sınırının (τ_{AK}) kopma mukavemetine (σ_K) oranı;

$$\frac{\tau_{AK}}{\sigma_K} = 0,42 \text{ olarak tayin edilir.}$$

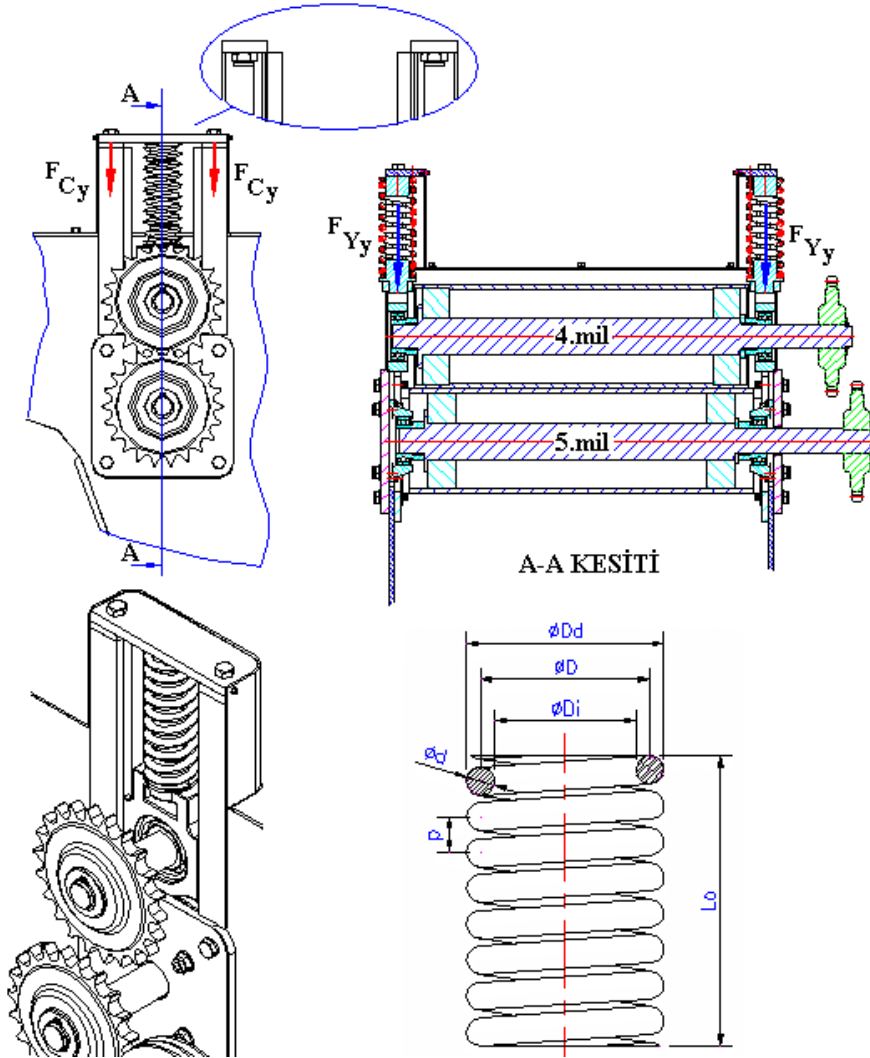
Çizelge 6.23. Yay tellerinin mekanik özellikleri [10]

Malzeme		Çap değerleri [mm]	$\frac{\tau_{AK}}{\sigma_K}$	$\frac{\tau_D}{\sigma_K}$
AISI Standardı	DIN Standardı			
Piyano teli	C	0.10....6.5	0,4	0,21
Yağda temperlenmiş tel	B	0.5....12	0,45	0,23
Soğuk çekilmiş tel	A	0.7....12	0,42	0,22
Krom vanadyum teli	FD	0.8....12	0,46	0,2
Krom silikon	VD	1.6....10	0,51	0,2

Helisel yaylarda S emniyet katsayısı $S = 1,5$ veya tehlikeli durumlarda $S = 1,5 \dots 2,5$ arasında alınabilir. Buna göre yay malzemesinin kayma akma sınırı emniyet gerilmesi;

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} = \frac{0,42 \times \sigma_K}{2} = \frac{0,42 \times 113}{2} = 23,73 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.228)$$

olur.



Şekil 6.8 Üst merdane mili itme yayı boyutları ve bu yaya etkiyen kuvvetlerin gösterimi

Yaylar kıvrılmış durumda oldukları için tel kesitlerinin iç kısmında bir gerilme artışı olur. Yani çentik etkisi meydana gelir. Bu durumda yaylarda çentik ve kesme etkisi Wahl faktörü (K_0) adı altında bir faktörle dikkate alınır. Burada;

$$K_0 = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} = \frac{4 \times 7,15 - 1}{4 \times 7,15 - 4} + \frac{0,615}{7,15} = 1,2 \quad (6.229)$$

olur.

Çizelge 6.24. DIN 17223'e göre yay tellerinin minimum kopma mukavemeti σ_K daN/mm² [10]

d mm	Telin Cinsi					d mm	Telin Cinsi				
	A	B	C	FD	VD		A	B	C	FD	VD
1	160	194	231	180	170	3,2	134	158	183	155	146
1,05	159	193	230	180	170	3,4	132	156	181	155	146
1,1	159	192	229	180	170	3,6	130	154	178	151	143
1,2	157	190	226	175	165	3,8	129	152	175	151	143
1,25	156	189	224	175	165	4	128	151	173	151	143
1,3	155	188	223	175	165	4,25	127	149	172	147	140
1,4	153	186	220	175	155	4,5	125	147	170	147	140
1,5	152	184	217	170	160	4,75	123	145	166	147	140
1,6	150	182	215	170	160	5	121	142	163	143	137
1,7	149	180	212	170	160	5,3	119	140	161	143	137
1,8	147	178	210	170	160	5,6	117	138	158	143	137
1,9	146	176	207	170	160	6	115	135	155	143	137
2	145	175	206	165	155	6,3	114	134	154	143	137
2,1	144	173	203	165	155	6,5	113	132	152	139	133
2,25	143	171	200	165	155	7	111	129	148	139	133
2,4	141	169	197	165	155	7,5	109	127	148	139	133
2,5	140	167	194	160	150	8	107	124	148	132	
2,6	139	165	193	160	150	8,5	104	122	140	132	
2,8	137	163	189	160	150	9	102	120	138	132	
3	135	160	188	155	146	9,5	101	117	136	132	
						10	100	115	135	128	
A	Düşük ve statik zorlanmalarda helisel yaylar										
B	Orta, sabit ve değişken zorlanmalarda helisel yaylar										
C	Yüksek değişken zorlanmalarda helisel yaylar										
FD	Orta değişken zorlanmalarda yaylar										
VD	Yüksek değişken zorlanmalarda yaylar										

Yay itme kuvvetin (F_{yy}) yaklaşık olarak 40 daN/mm² olması istenirse yay kesitinin iç kısmında meydana gelen gerilme;

$$\tau = K_0 \frac{8 \times F_{yy} \times c}{\pi \times d^2} = 1,2 \frac{8 \times 40 \times 7,15}{\pi \times 6,5^2} = 20,83 \text{ daN/mm}^2 \quad (6.230)$$

şeklinde olur. Bu değer emniyet gerilmesinden küçük ya da eşit olmalıdır. Eş. 6.228'e göre emniyet gerilmesi $23,73 \text{ daN/mm}^2$ olduğu için seçilen yay bu itme kuvvetini sağlamaktadır.

Yük altında çalışan yay sarım sayısı $i = 8$ seçilirse yayın tel uzunluğu;

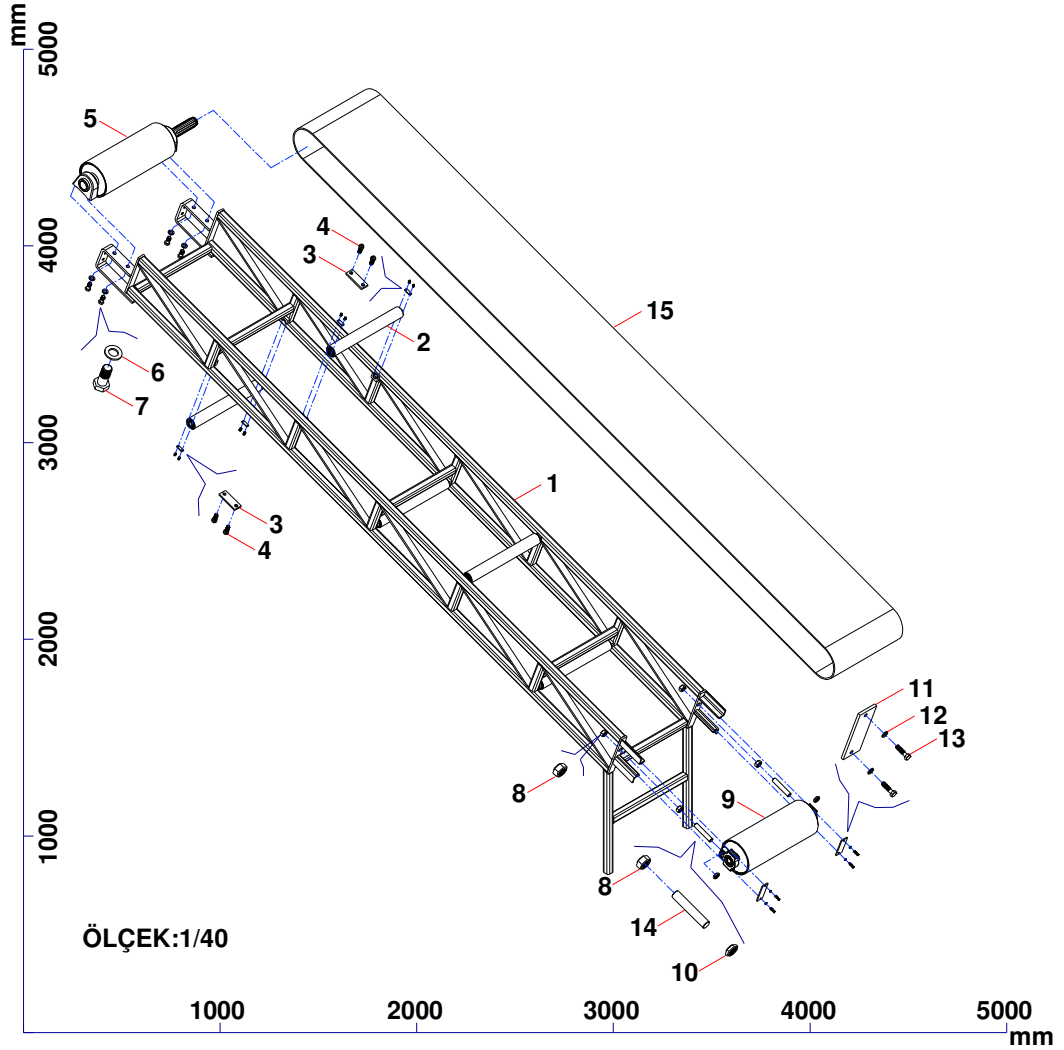
$$l = D \times \pi \times i = 46,5 \times \pi \times 8 = 1169 \text{ mm} \quad (6.231)$$

bulunur. Yay teli malzemesinin kayma modülü $G = 8300 \text{ daN/mm}^2$ olarak belirlenirse yük uygulandığında yayda meydana gelecek kısalma;

$$\delta = \frac{8 \times F_y \times c^3 \times i}{G \times d} = \frac{8 \times 40 \times 7,15^3 \times 8}{8300 \times 6.5} = 17,34 \text{ mm} \quad (6.232)$$

olur [7-15] . Böylece papeller iki merdane arasına girdiğinde üst merdane max 17 mm yukarı çıkabilecektir. Papel kalınlığı da yaklaşık 2 mm olduğu için birkaç papel üst üste gelse bile bu mesafe yeterli olacaktır.

7. PAPEL KIRPINTI MAKİNESİ ANA GÖVDE TASARIMI MONTAJ RESİMLERİ VE PARÇA LİSTELERİ

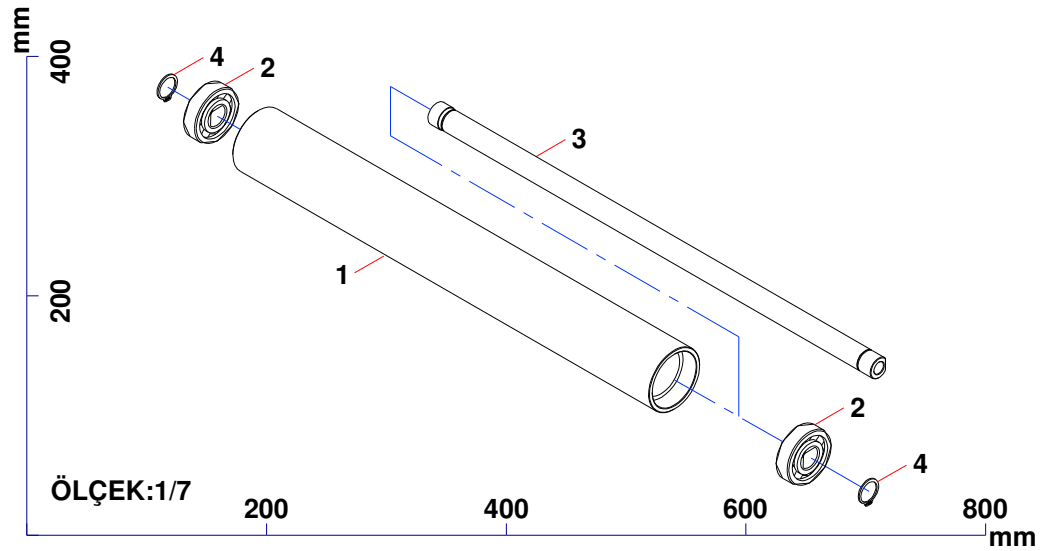


Şekil 7.1. Bantlı konveyör montajı 1. Bantlı konveyör iskeleti kaynaklı montajı 2. Bantlı konveyör merdanesi 3. Merdane sabitleme laması (40x15x3lama) 4. Merdane sabitleme civatası (M5x14) 5. Konveyör üst tambur montajı 6. Tambur montaj pulu 7. Tambur montaj civatası (M16x40) 8. Bant gerdirme mili ayar somunu (M22x1,5) 9. Konveyör alt tambur montajı 10. Bant gerdirme mili sabitleme somunu (M22x1,5) 11. Alt tambur laması (120x40x5 lama) 12. Alt tambur laması sabitleme pulu 13. Alt tambur laması sabitleme civatası (M6x1x25) 14. Bant gerdirme mili (M22x1,5x100) 15. Konveyör bandı (8430x7 mm)

Bu bölümde yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen bilgilere dayanılarak papel kırpıntı makinesi montajı, montaj elemanları ve montaj sırası dikkate alınarak

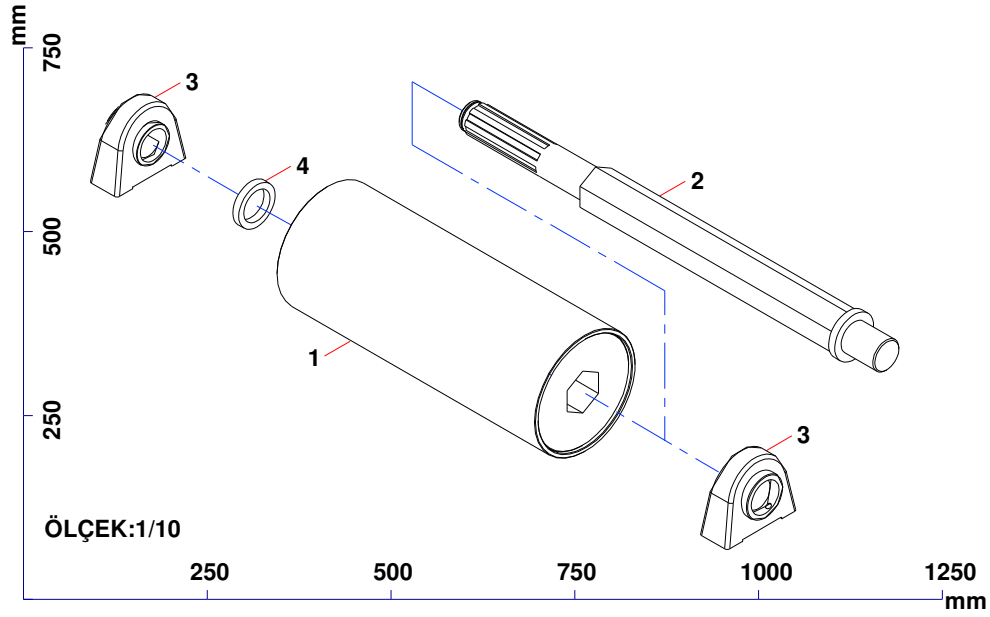
şekiller halinde gösterilmiştir. Bu şekillerde verilen montaj elemanlarının teknik özellikleri de şekil açıklamalarında verilmiştir.

Şekil 7.1’de bantlı konveyör montajında konveyör üzerinde bandın kolayca dönmesini sağlamak amacıyla yapılmış merdanelerin montajı, motordan hareket alarak konveyör bandının dönmesini sağlayan üst tambur montajı ve konveyör bandının gerdirilmesini sağlayan alt tambur montajı yer almaktadır.

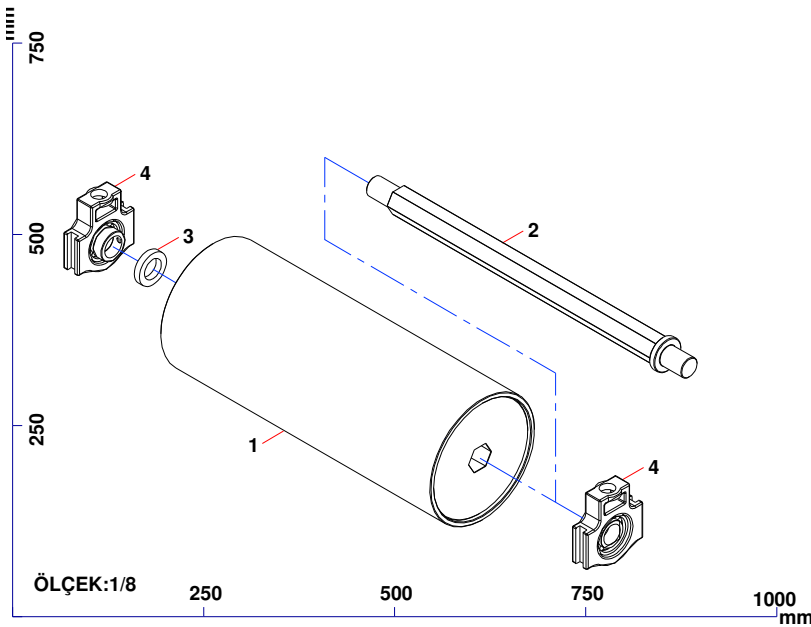


Şekil 7.2. Bantlı konveyör merdanesi montajı 1.Konveyör merdanesi(Ø60,3x8x491,5 boru) 2. Konveyör merdane rulmanı (DIN 625 T1-6304-Ø20xØ52x15) 3. Konveyör merdane mili 4. Konveyör merdane segmanı (DIN 471-20 x 1,2)

Şekil 7.1’de verilen bantlı konveyör merdanesinin ön montajı Şekil 7.2’de, konveyör üst tamburunun ön montajı Şekil 7.3’te ve konveyör alt tamburunun ön montajı Şekil 7.4’te detaylı olarak gösterilmiştir. Şekil 7.3 ve Şekil 7.4’teki montajlarda gösterilen tamburlar dış çapı 193,7 mm olan boruların her iki tarafına içine altıgen yuva açılmış burçlar kaynatılarak üretilmiştir. Bunun dışında Şekil 7.2’de gösterilen konveyör merdane milinin her iki tarafı kanallı yapılarak dönmesi engellenmiştir. Bu merdanelerden konveyör montajında, üç adedi konveyör iskeletinin altında ve iki adedi de konveyör iskeletinin üstünde olacak şekilde toplam beş adet kullanılmıştır.

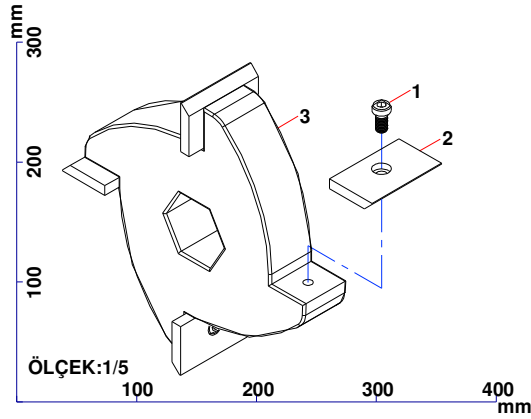


Şekil 7.3. Bantlı konveyör üst tambur montajı (2.mil) 1.Konveyör üst tambur kaynaklı montajı 2. Konveyör üst tambur mili (Ç1040 Ø75x803, AA60x490, Ø46xØ50x137) 3. Konveyör üst tambur rulmanı (SKF (SYF50 FM) rulman yatağı (YET 210, SYF 510) rulman) 4. Konveyör üst tambur montaj pulu (St52 Ø70xØ50,5x11.5)

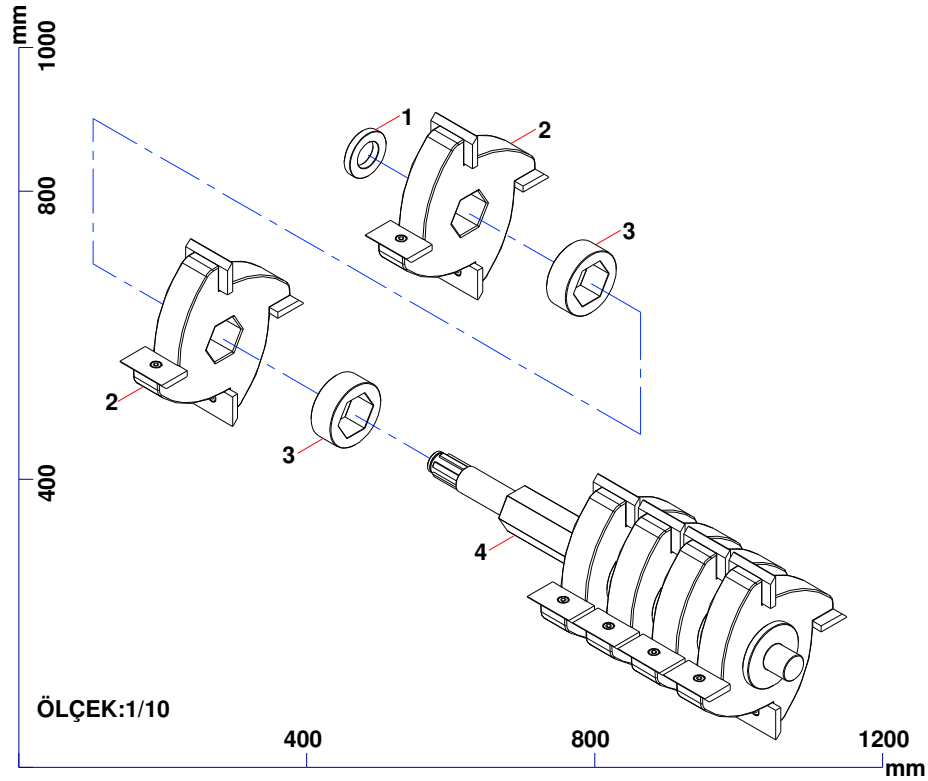


Şekil 7.4. Bantlı konveyör alt tambur montajı 1.Konveyör alt tambur kaynaklı montajı 2. Konveyör alt tambur mili (Ç1040 Ø50x583.42, AA36x490) 3. Konveyör alt tambur montaj pulu (St52 Ø50xØ31x9,42) 4.Konveyör alt tambur rulmanı (SKF TU 506 M rulman yuvası ve YET 206 rulman)

Şekil 7.4'te gösterilen alt tambur montajında konveyör bandının gerdirilerek tambur üzerinde kaymadan dönmesini sağlamak amacıyla kızaklı rulman yuvası kullanılmıştır. Konveyör bandının gerdirilmesi Şekil 7.1'de gösterilen M22x1,5 bant gerdirme mili ayar somunları ile yapılmaktadır.

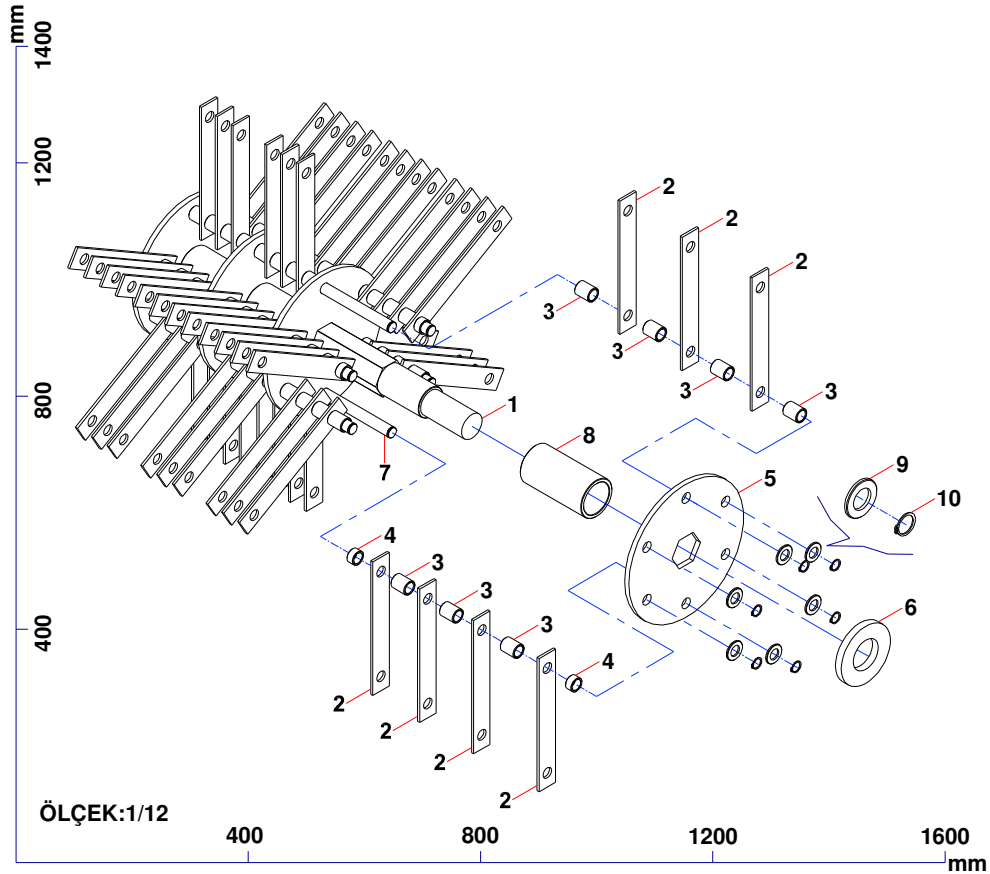


Şekil 7.5. Kesici bıçak montajı 1.Kesici bıçak montaj civatası (M10x20) 2. Kesici bıçak (82x50x10) 3. Kesici bıçak gövdesi (St 52 Ø260xAA60x50)



Şekil 7.6. Kesici bıçak (6. mil) 1.Kesici bıçak montaj pulu 2. Kesici bıçak montajı 3. Kesici bıçak montaj ara burcu 4. Kesici bıçak mili

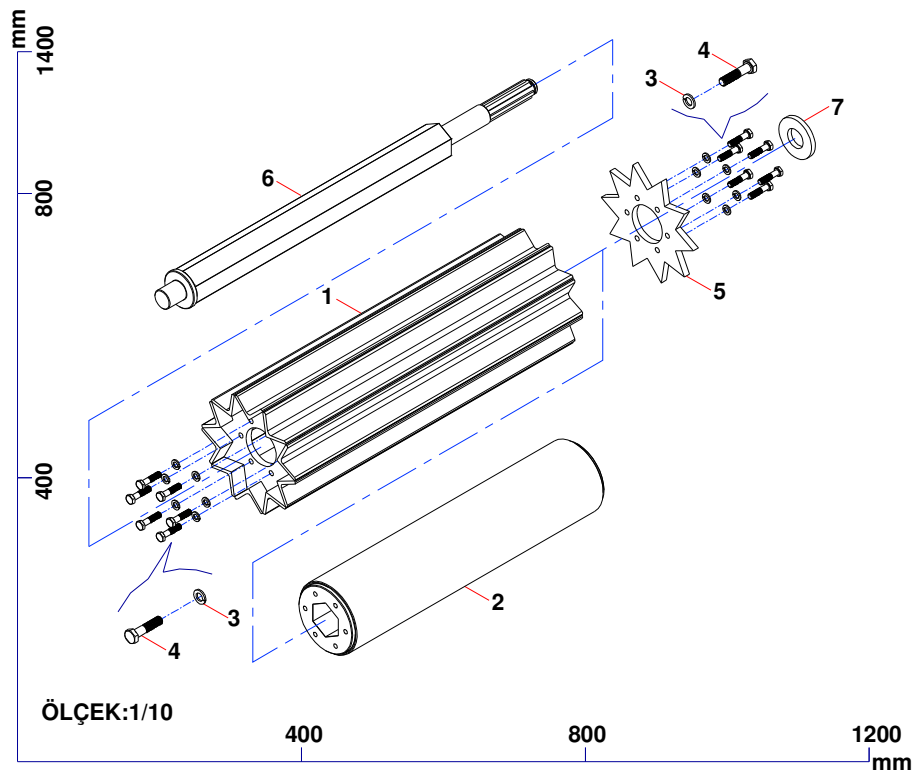
Papellerin ince şeritler halinde kesilmesini sağlayan kesici bıçaklar önce Şekil 7.5'te görüldüğü gibi kesici bıçak gövdesine alyen civata ile montaj edilmekte ve daha sonra da Şekil 7.6'da görüldüğü gibi aralarına mesafe burçları yerleştirilerek kesici bıçak miline montaj edilmektedir.



Şekil 7.7. Parçalayıcı bıçak 1. Parçalayıcı bıçak mili (Ç1040 Ø120x733, AA61x487, Ø50x100) 2. Parçalayıcı bıçaklar (St 52 280x40x5) 3. Parçalayıcı bıçak uzun ara mesafe burcu (DIN 2448 Ø26,9x3,2x33) 4. Parçalayıcı bıçak kısa ara mesafe burcu (DIN 2448 Ø26,9x3,2x14) 5. Parçalayıcı bıçak montaj diskleri (St52 Ø280x10) 6. Parçalayıcı bıçak montaj pulu (St52 Ø120xØ61x14) 7. Parçalayıcı bıçak montaj çubuğu (Ç1040 Ø20x500) 8. Parçalayıcı bıçak disk ara mesafe burcu (DIN 2448 Ø76.1x7,1x145) 9. Pul (DIN 125-1-B21) 10. Segman (DIN 471 19x1,2)

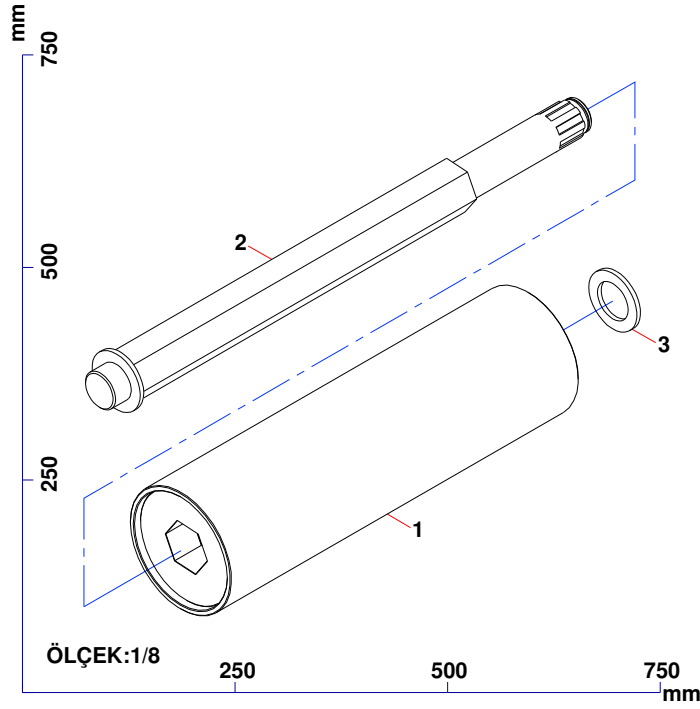
Şekil 7.7'de papellerin kırpıntı haline getirilmesini sağlayan parçalayıcı bıçağın montajı gösterilmektedir. Burada 2 poz numarası ile gösterilen parçalayıcı bıçaklar aralarına mesafe burçları da eklenerek 7 poz numaralı montaj çubukları üzerine üçerli ve dörderli gruplar halinde dizilir. Bu bıçaklar montaj çubukları üzerinde

dönebilmektedirler. Altı adet montaj çubuğu üzerine her bir parçalayıcı bıçak grubu montaj edildikten sonra 5 poz numaralı montaj diskleri ve 8 numaralı disk ara mesafe burçları 1 poz numaralı parçalayıcı bıçak mili üzerine montaj edilir. Daha sonra diğer kesici bıçak grubunun montajı yapılır. Son disk montajı da yapıldıktan sonra montaj çubukların uç kısımlarına 9 poz numaralı pul ve 10 poz numaralı segman takılarak sabitleme işlemi gerçekleştirilir.

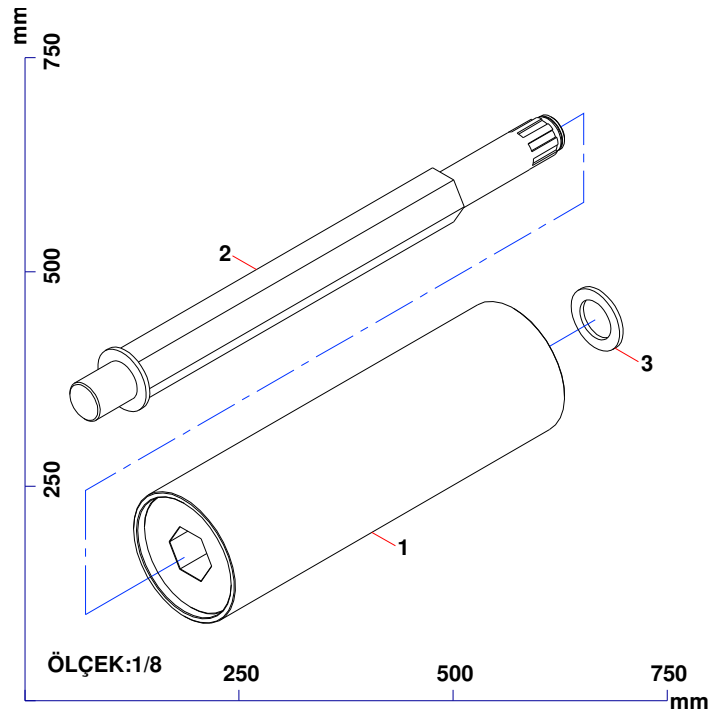


Şekil 7.8. Köşebent dişli sistemi montajı (9. mil) 1. Köşebent dişli kaynaklı montajı 2. Köşebent dişli sistemi gövdesi 3. Köşebent dişli-gövde civata pulu 4. Köşebent dişli-gövde montaj civatası (M8x35) 5. Köşebent dişli sistemi kapak sacı (St52 Ø184xØ60x10) 6. Köşebent dişli sistemi montaj mili (Ç1040 Ø60x736.5, AA50x511, Ø28xØ23x88) 7. Köşebent dişli sistemi montaj pulu (St52 Ø65xØ31x7,5)

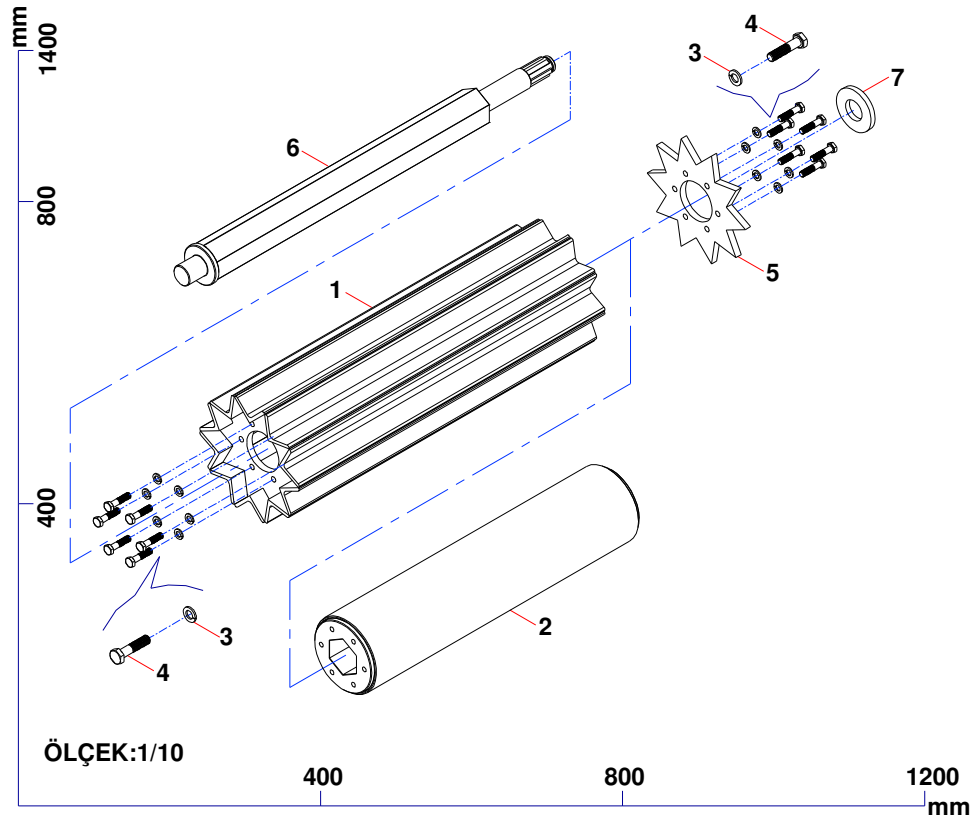
Şekil 7.9 ve Şekil 7.10’da papellerin kesici bıçak ağzına paralel bir şekilde besleme yapılmasını sağlayan alt ve üst merdane montajları gösterilmiştir. Burada 1 poz numaralı merdane gövdeleri dış çapı 168.3 mm olan boruların her iki tarafına altıgen yuva açılmış burçlar kaynatılarak üretilmiştir.



Şekil 7.9. Alt merdane montajı (5. Mil) 1. Alt merdane gövdesi 2. Alt merdane mili (Ç1040 Ø80x798, AA60x559, Ø50xØ46x41,5) 3. Alt merdane montaj pulu (St52 Ø80xØ51x6)



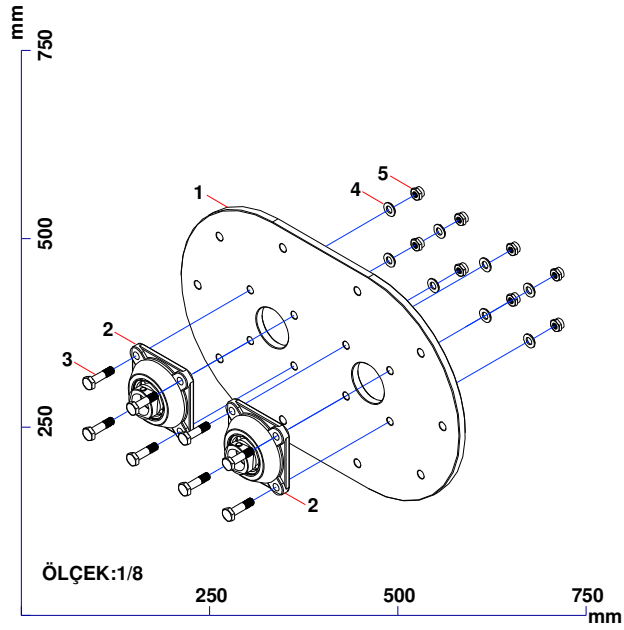
Şekil 7.10. Üst merdane montajı (4. mil) 1. Üst merdane gövdesi 2. Üst merdane mili (Ç1040 Ø80x773, AA60x523, Ø50xØ46x41,3) 3. Üst merdane montaj pulu (St52 Ø80xØ51x6)



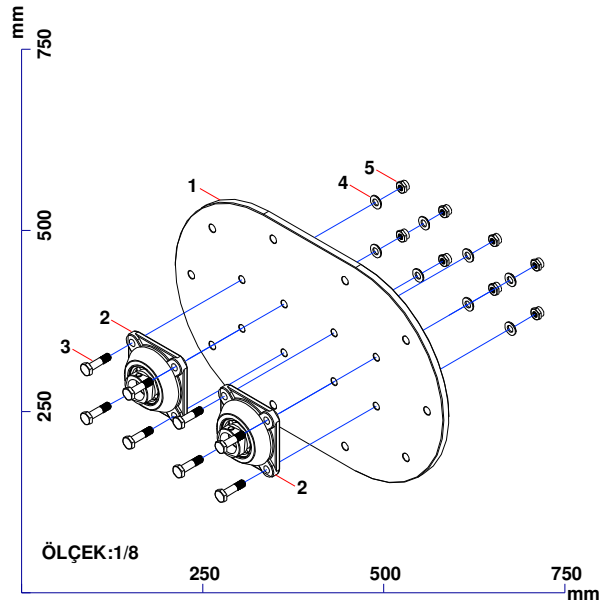
Şekil 7.11. Köşebent dişli sistemi montajı (10. mil) 1. Köşebent dişli kaynaklı montajı 2. Köşebent dişli sistemi gövdesi 3. Köşebent dişli-gövde civata pulu 4. Köşebent dişli-gövde montaj civatası (M8x35) 5. Köşebent dişli sistemi kapak sacı (St52 Ø184xØ60x10) 6. Köşebent dişli sistemi montaj mili (Ç1040 Ø60x689,5, AA50x511, Ø28xØ23x39) 7. Köşebent dişli sistemi montaj pulu (St52 Ø65xØ31x7,5)

Şekil 7.8 ve Şekil 7.11’de kırpıntı haline gelen papellerin makine içinde tekrar yukarı uçuşmalarını önleyen köşebent dişli sistemi montajları gösterilmektedir. Bu sisteme köşebent dişli sistemi denmesinin sebebi 5 poz numaralı kapak sacı etrafına 10 adet 40x40 köşebentin kaynatılarak üretilmiş olmasıdır.

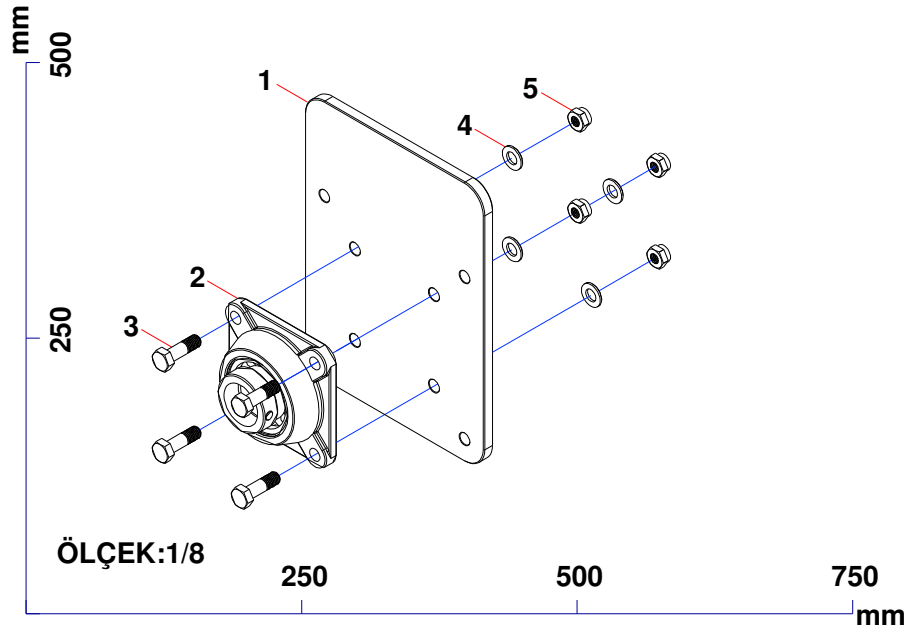
Şekil 7.12 ve Şekil 7.13’te köşebent dişli sistemlerinin makine gövdesine montajını sağlayan sağ ve sol rulman yataklarının destek saclarına montajı gösterilmektedir. Şekil 7.14 ve Şekil 7.15’de de Şekil 7.6’da verilen kesici bıçağın makine gövdesine montajını sağlayan sağ ve sol rulman yataklarının destek saclarına montajları gösterilmiştir.



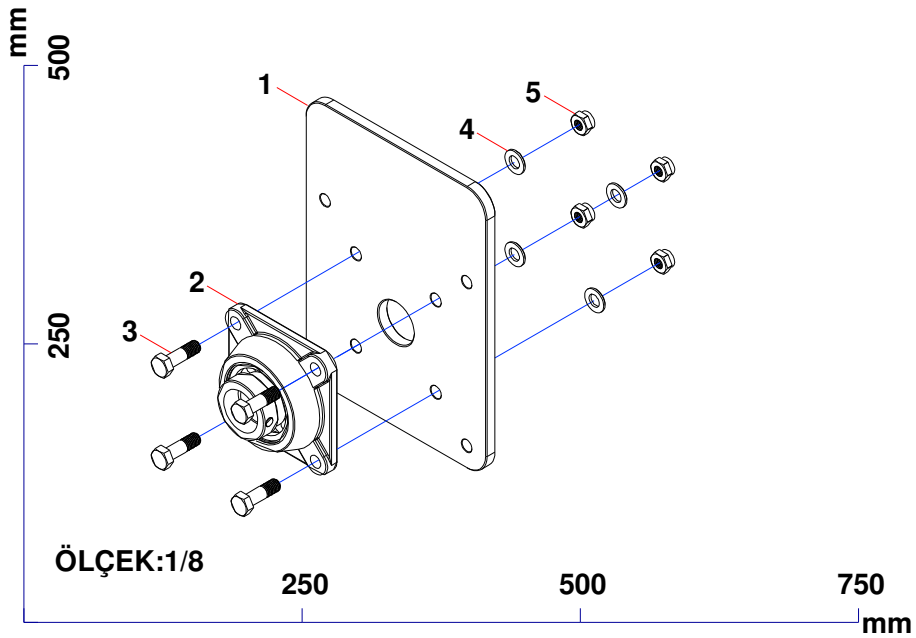
Şekil 7.12. Köşebent dişli sistemi sol destek rulman yatağı 1. Sol destek rulman yatağı sacı (St52 12mm) 2. Sol destek rulman montajı (SKF YET 206 rulman, FY 506 M rulman yatağı) 3. Sol destek rulman montaj civatası (M10x40) 4. Sol destek rulman montaj pulu 5. Sol destek rulman montaj somunu



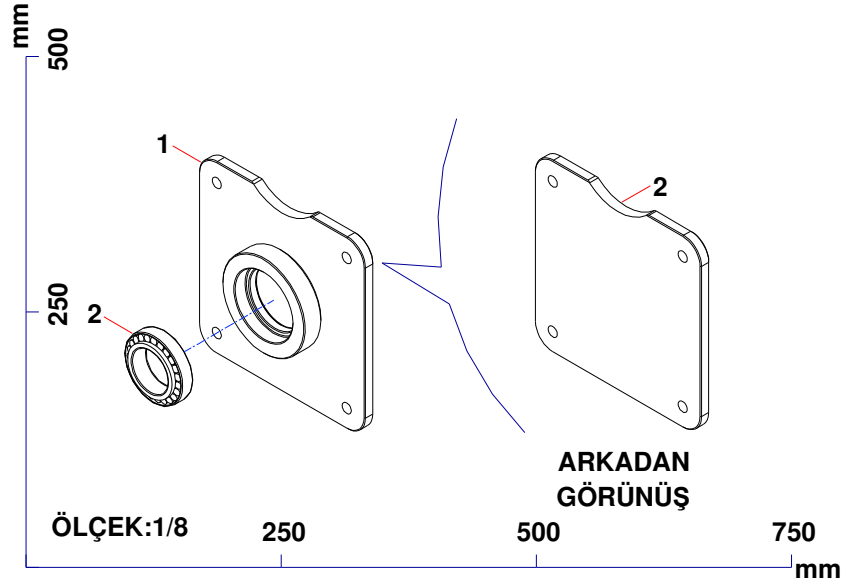
Şekil 7.13. Köşebent dişli sistemi sağ destek rulman yatağı 1. Sağ destek rulman yatağı sacı (St52 12mm deliksiz) 2. Sağ destek rulman montajı (SKF YET 206 rulman, FY 506 M rulman yatağı) 3. Sağ destek rulman montaj civatası (M10x40) 4. Sağ destek rulman montaj pulu 5. Sağ destek rulman montaj somunu



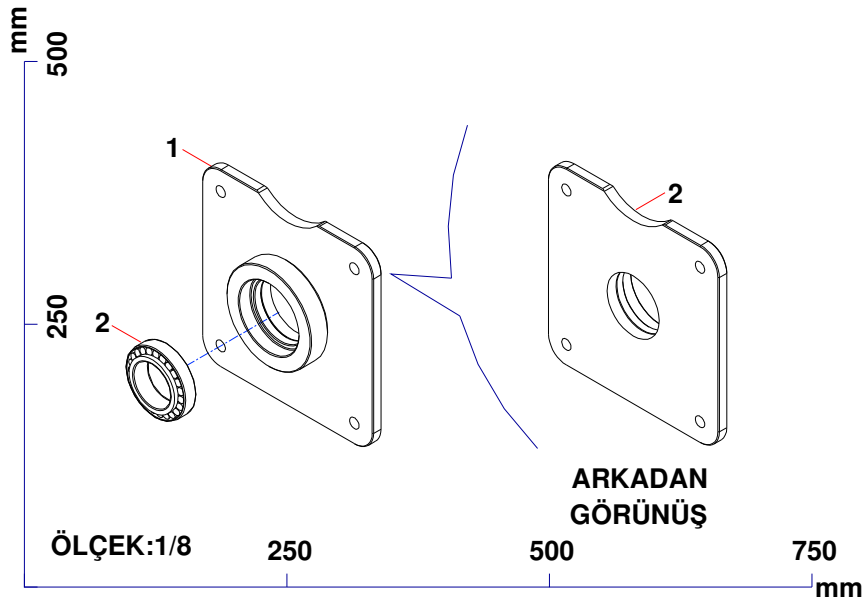
Şekil 7.14. Kesici bıçak sağ destek rulman yatağı 1. Sağ destek rulman yatağı sacı (St 52 310x230x12 deliksiz) 2. Sağ destek rulman montajı (SKF YET 208 rulman, FY 508 M rulman yatağı) 3. Sağ destek rulman montaj civatası (M12x40) 4. Sağ destek rulman montaj pulu 5. Sağ destek rulman montaj somunu



Şekil 7.15. Kesici bıçak sol destek rulman yatağı 1. Sol destek rulman yatağı sacı (St 52 310x230x12) 2. Sol destek rulman montajı (SKF YET 208 rulman, FY 508 M rulman yatağı) 3. Sol destek rulman montaj civatası (M12x40) 4. Sol destek rulman montaj pulu 5. Sol destek rulman montaj somunu

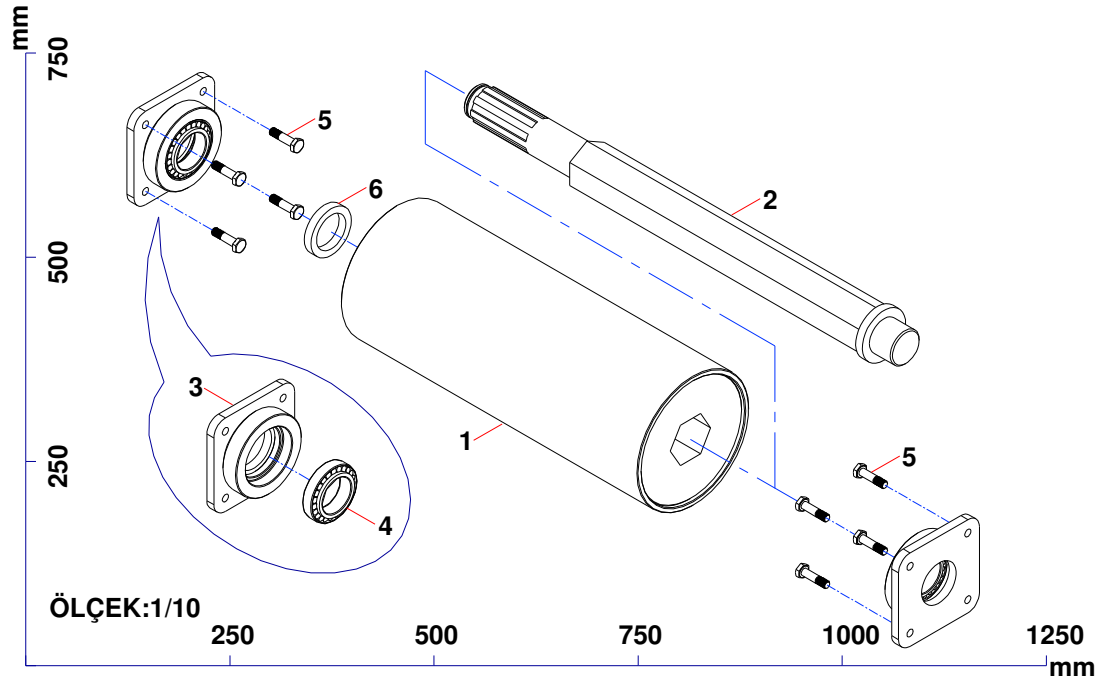


Şekil 7.16. Alt merdane sağ destek rulman yatağı 1. Sağ destek rulman yatağı sacı kaynaklı montajı (deliksiz) 2. Sağ destek rulman montajı (SKF DIN 720-32010X-Ø50xØ80x20 makaralı rulman)



Şekil 7.17. Alt merdane sol destek rulman yatağı 1. Sol destek rulman yatağı sacı kaynaklı montajı 2. Sol destek rulman montajı (SKF DIN 720-32010X-Ø50 x Ø80 x 20 makaralı rulman)

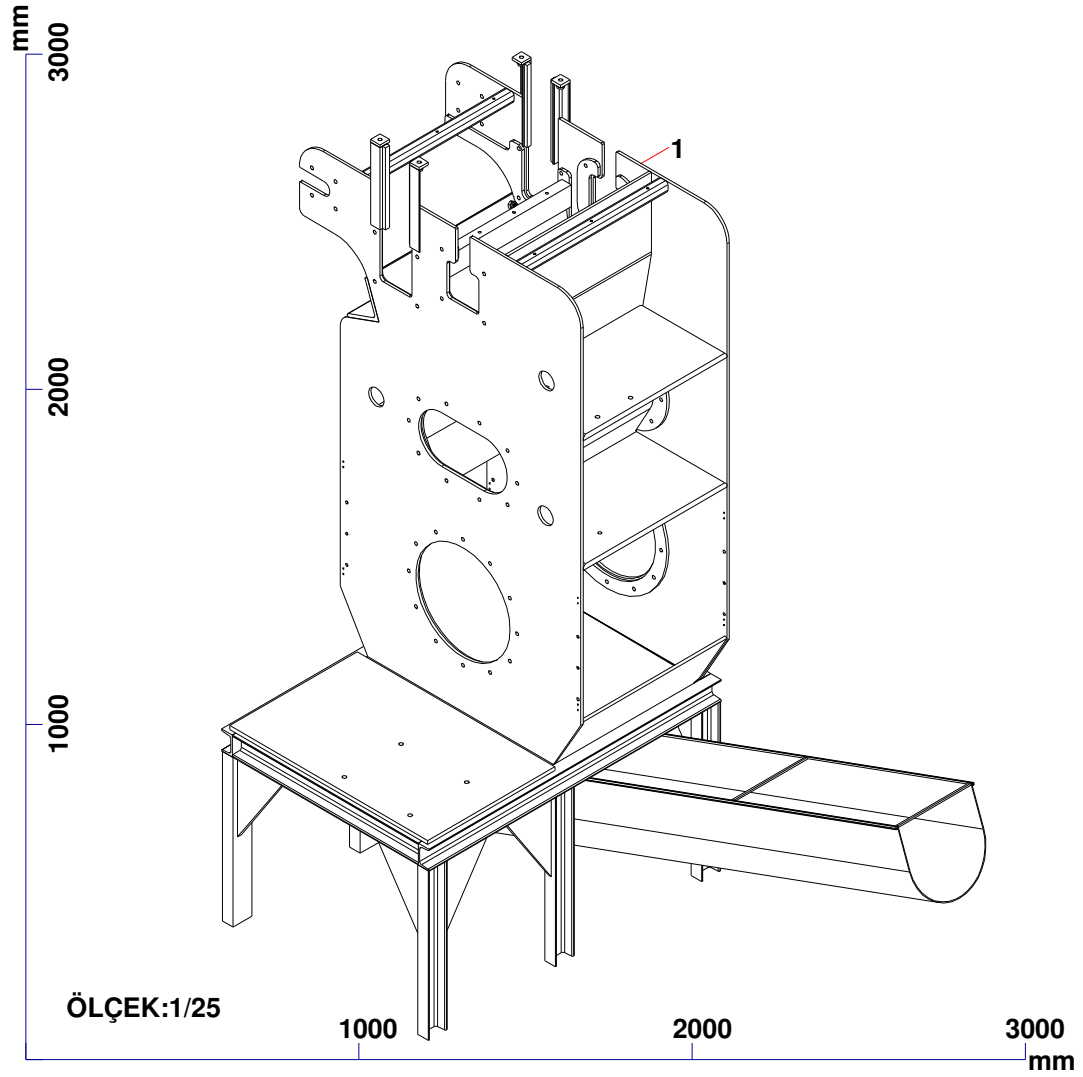
Şekil 7.16 ve Şekil 7.17’de Şekil 7.9’da verilen alt merdanenin makine gövdesine montajını sağlayan sağ ve sol rulmanların destek saclarına montajları gösterilmiştir.



Şekil 7.18. Papel yönlendirici merdane montajı(3.mil) 1. Papel yönlendirici merdane gövdesi kaynaklı montajı 2. Papel yönlendirici merdane mili (Ç1040 Ø75x743, AA60x502, Ø50XØ46x96) 3. Papel yönlendirici merdane rulman yatağı sacı kaynaklı montajı 4. Rulman (SKF DIN 720-32010X-Ø50 x Ø80 x 20 makaralı rulman) 5. Papel yönlendirici merdane rulman montaj cıvatası (M10x50)

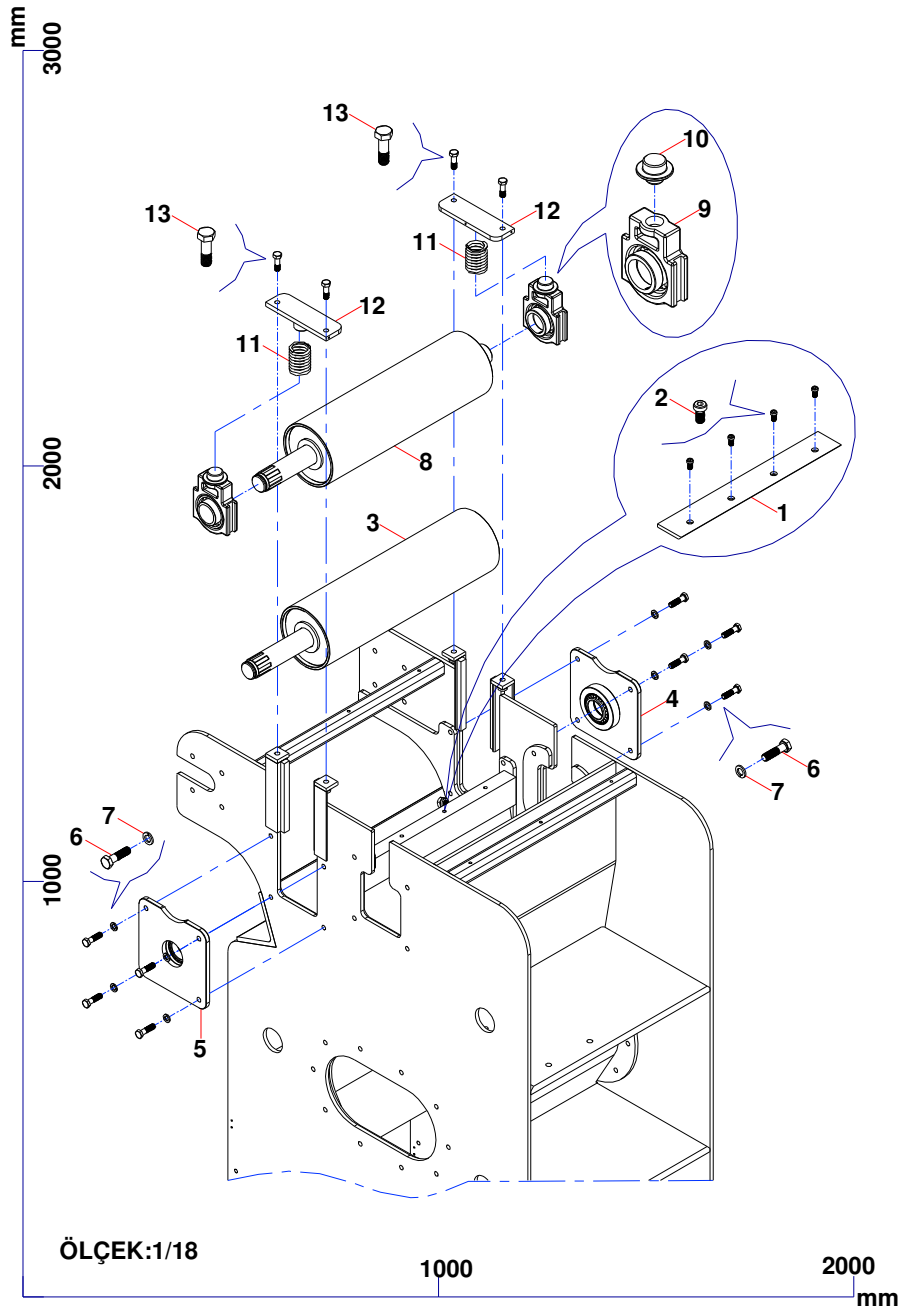
Şekil 7.18’de papellerin alt ve üst merdane tamburlarına aktarılmasını sağlayan yönlendirici merdane montajı görülmektedir. Burada 1 poz numaralı merdane gövdesi, dış çapı 193,7 mm olan borunun her iki ucuna, üzerine altıgen yuva açılmış burçların kaynatılmasıyla elde edilmiştir.

Şekil 7.19’da Papel Kırpıntı Makinesi gövde kaynaklı montajı gösterilmektedir. Burada önce 10 mm kalınlığındaki yan gövde sacları kaynatılmakta ve daha sonra U profillerin bayraklarla desteklenerek kaynatılması ile elde edilen alt gövde üzerine kaynaklı montajı gerçekleştirilmektedir. Son olarak helezon dış gövde sacı makine gövdesine kaynatılmaktadır.

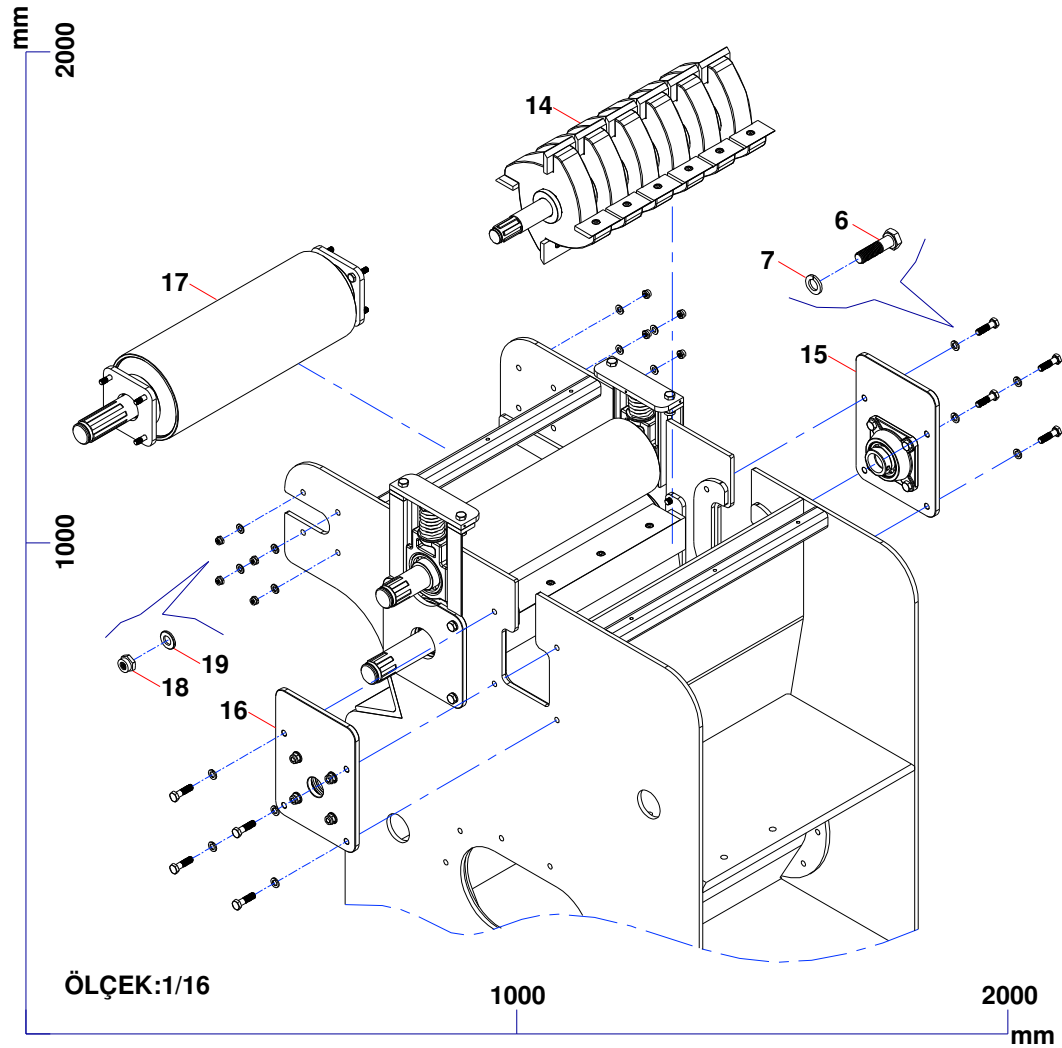


Şekil 7.19. Papel kırpıntı makinesi gövdesi 1. Papel kırpıntı makinesi gövde kaynaklı montajı

Şekil 7.20’de Şekil 7.19’da verilen gövde üzerine alt ve üst merdane montajları gösterilmektedir. Burada alt merdane gövde üzerinde uygun pozisyona getirildikten sonra sağ ve sol rulman yatakları merdane miline takılır ve 6 poz numaralı montaj civataları ile makine gövdesine sabitlenir. Daha sonra üst merdane miline 9 poz numaralı rulmanlar takılır ve gövde üzerindeki kızaklara yerleştirilerek üst merdanenin sabitlenmesi sağlanır.

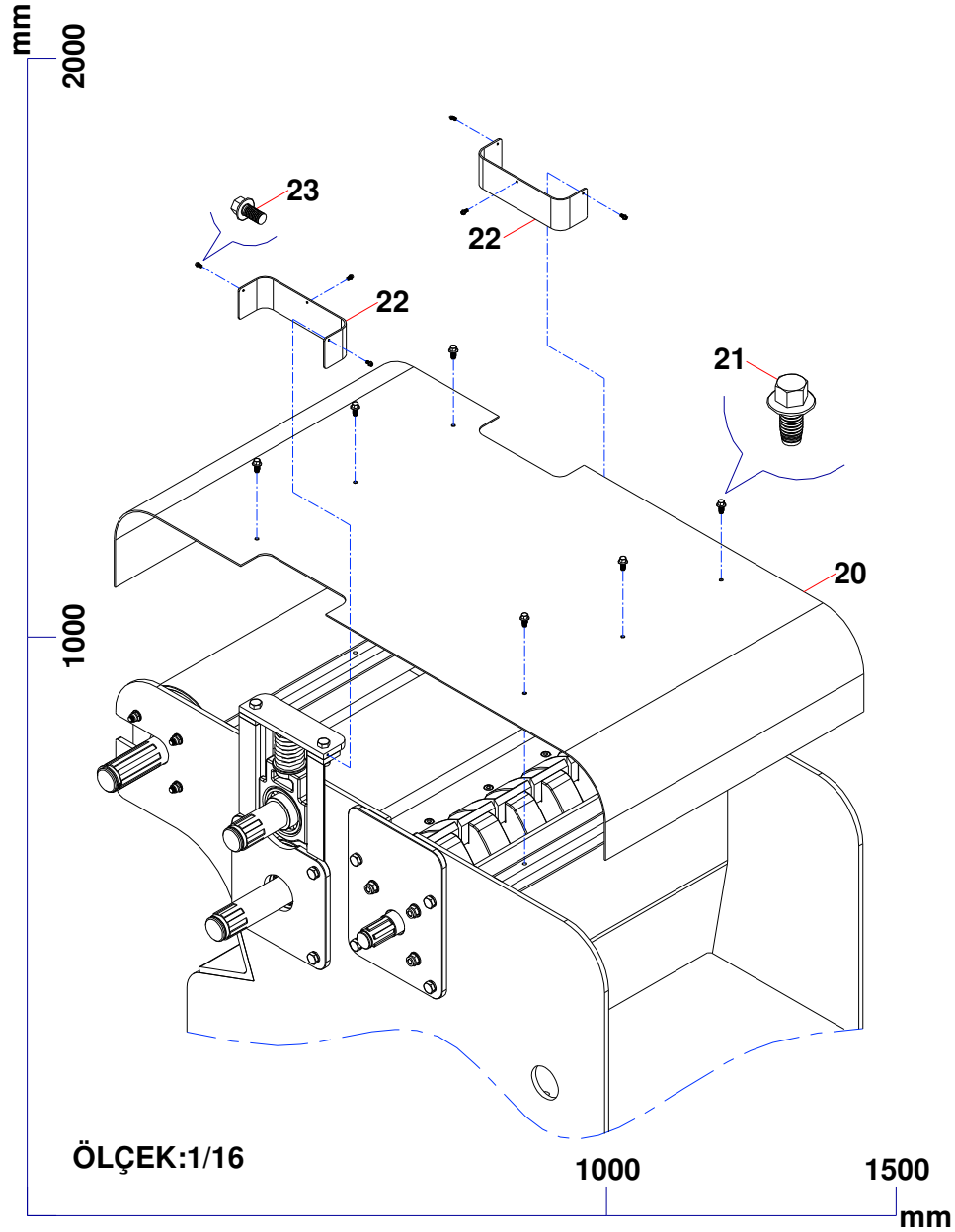


Şekil 7.20. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine alt ve üst merdane montajı
 1.Kesici bıçak (10x80x545 high strength low alloy steel) 2. Kesici bıçak civatası (M10x20) 3.Alt merdane (5. mil) 4. Alt merdane sağ destek rulman yatağı 5. Alt merdane sol destek rulman yatağı 6. Montaj civatası (M12x45) 7. Montaj civatası pulu 8. Üst merdane (4.mil) 9. Üst merdane sağ ve sol destek kızaklı rulman yatağı (SKF YET 210 rulman, TU 510 M rulman yatağı) 10. Yay-rulman bağlantı burcu (Ø30xØ38xØ60x53) 11. Merdane baskı yayı (Ø10 x Ø50 x 165 DIN 17223) 12. Baskı yayı sabitleme sacı kaynaklı montajı 13. Baskı yayı sabitleme sacı civatası (M12x40)



Şekil 7.21. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine yönlendirici merdane ve kesici bıçak montajı 6. Montaj civatası (M12x45) 7. Montaj civatası pulu 14.Kesici bıçak (6.mil) 15.Kesici bıçak sağ destek rulman yatağı 16. Kesici bıçak sol destek rulman yatağı 17.Papel yönlendirici merdane montajı (3.mil) 18. Papel yönlendirici merdane montaj somunu 19. Pul

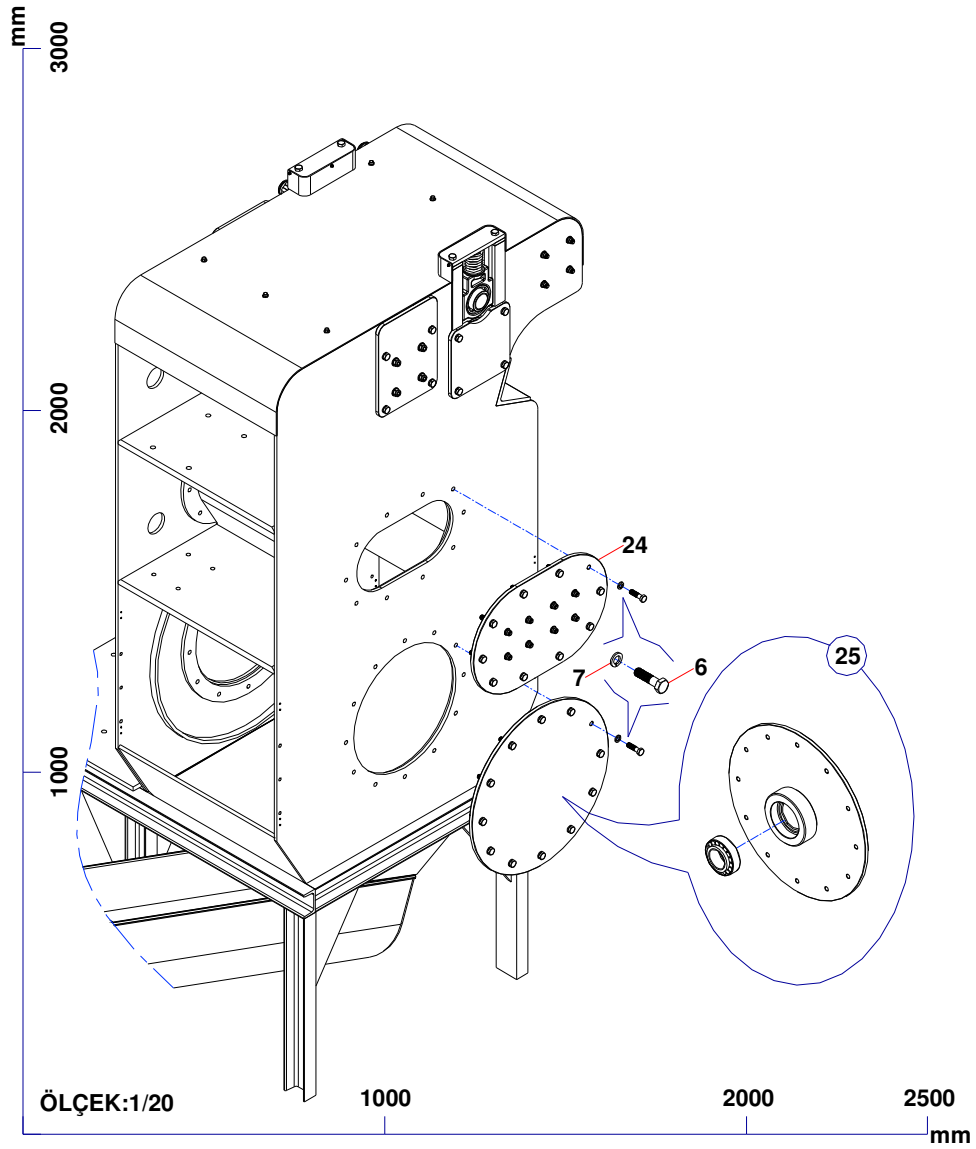
Şekil 7.21’de makine gövdesi üzerine Şekil 7.18’de verilen papel yönlendirici merdane ve Şekil 7.6’da verilen kesici bıçağın montajı gösterilmektedir. Kesici bıçak, alt merdane montajında olduğu gibi önce gövde üzerinde uygun pozisyona getirilir ve daha sonra sağ ve sol rulman yatakları kesici bıçak mili üzerine takılır. Montaj civatası yardımıyla gövde üzerine sabitlenir.



Şekil 7.22. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine üst kapak ve yay koruma sacı montajı 20. Üst kapak sacı (St 52 3 x631mm) 21. Üst kapak sacı montaj cıvatası 22. Yay koruma sacı (St 52 3 x160mm) 23. Yay koruma sacı montaj cıvatası (M4x0.7x8)

Makine gövdesi üzerine yönlendirici merdane, alt ve üst merdane, kesici bıçak montajı yapıldıktan sonra Şekil 7.22’de gösterilen üst kapak sacı makine gövdesine civatalanır. Yay koruma sacları da makine gövdesine montaj edildikten sonra makine üst montajı tamamlanmış olur.

Şekil 7.23'te makine gövdesine Şekil 7.16'da verilen köşebent dişli sistemi sağ destek rulman yatağı ve parçalayıcı bıçak sağ destek rulman yatağı montajları gösterilmiştir.

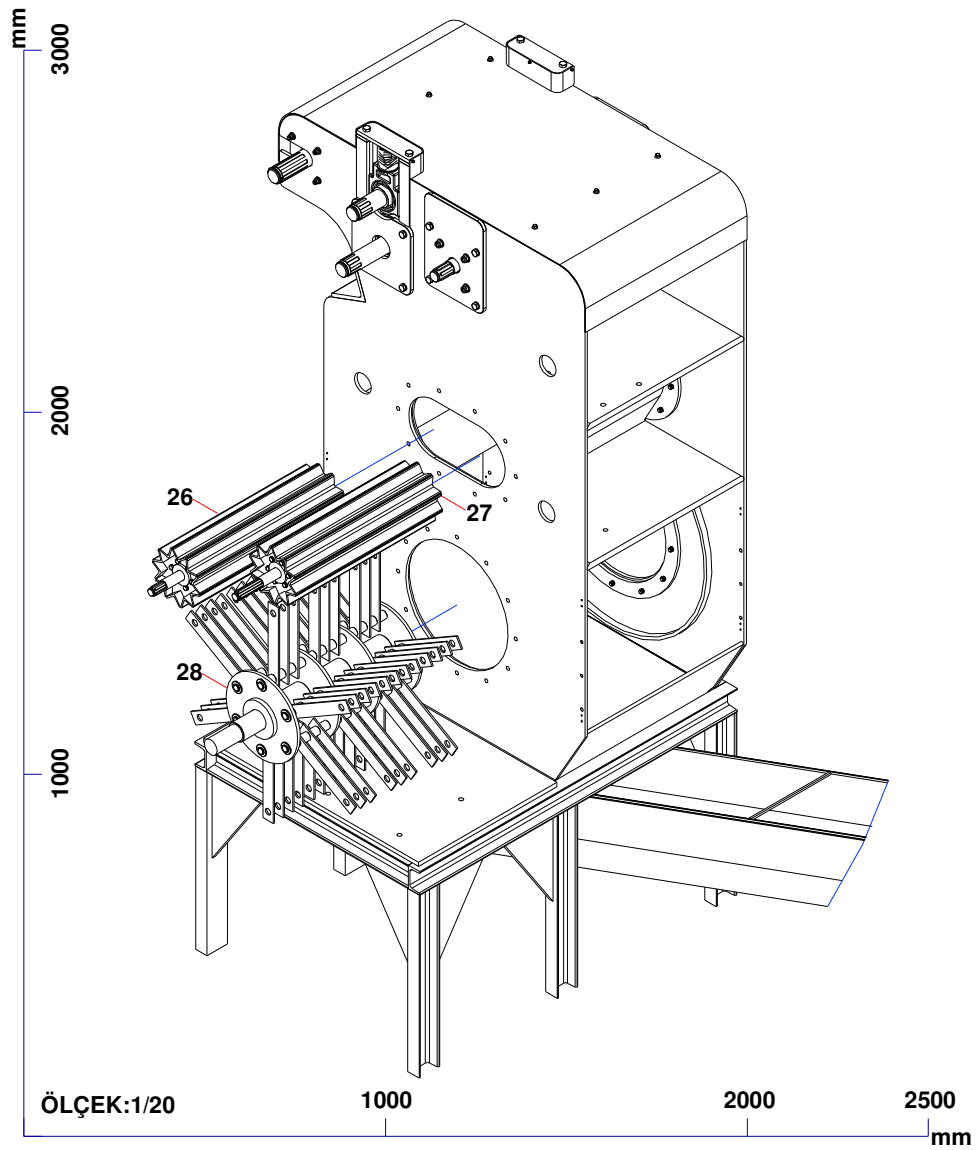


Şekil 7.23. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine köşebent dişli sistemi ve parçalayıcı bıçak sağ rulman yatakları montajı 6. Montaj cıvatası (M12x45) 7. Montaj cıvatası pulu 24. Köşebent dişli sistemi sağ destek rulman yatağı 25. Parçalayıcı bıçak sağ destek rulman yatağı

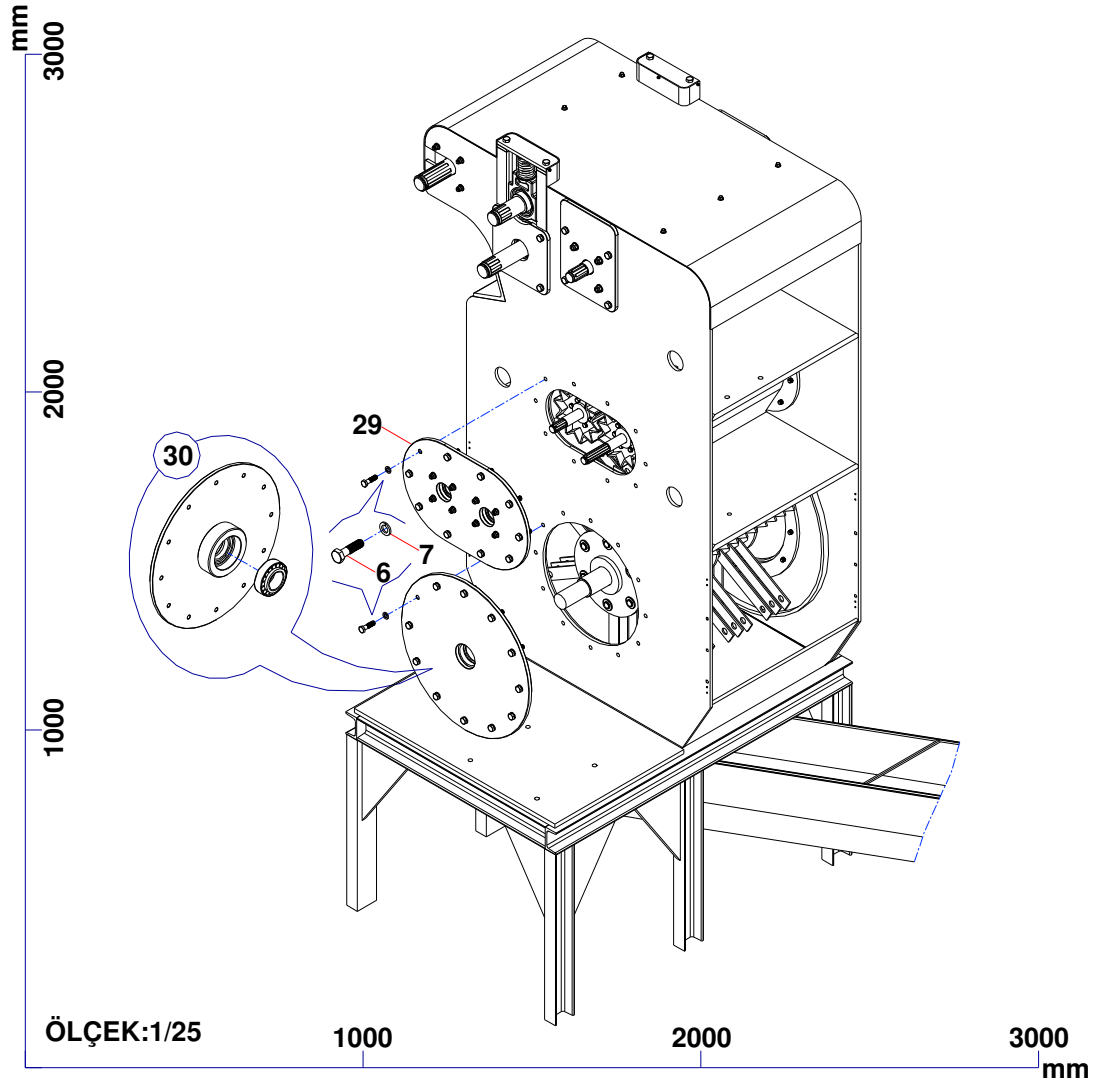
Sağ destek rulman yatakları gövdeye montaj edildikten sonra Şekil 7.24'te görüldüğü gibi makinenin sol tarafından Şekil 7.8 ve Şekil 7.11'de verilen köşebent dişli sistemleri, milleri rulman yuvalarına gelecek şekilde montaj edilir. Şekil 7.25'te

görüldüğü gibi Şekil 7.12’de gösterilen sol destek rulman yatağı da dişli sistemi millerine takılarak köşebent dişli sistemleri civata ile makine gövdesine sabitlenir.

Aynı şekilde Şekil 7.7’de verilen parçalayıcı bıçak, makinenin sol tarafından mili rulman yatağına gelecek şekilde montaj edilir. Şekil 7.25’te görüldüğü gibi sol destek rulman yatağı da gövdeye montaj edildikten sonra makine alt montajı tamamlanmış olur.



Şekil 7.24. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine köşebent dişli sistemi ve parçalayıcı bıçak montajı 26. Köşebent dişli sistemi (10.mil) 27. Köşebent dişli sistemi (9.mil) 28. Parçalayıcı bıçak

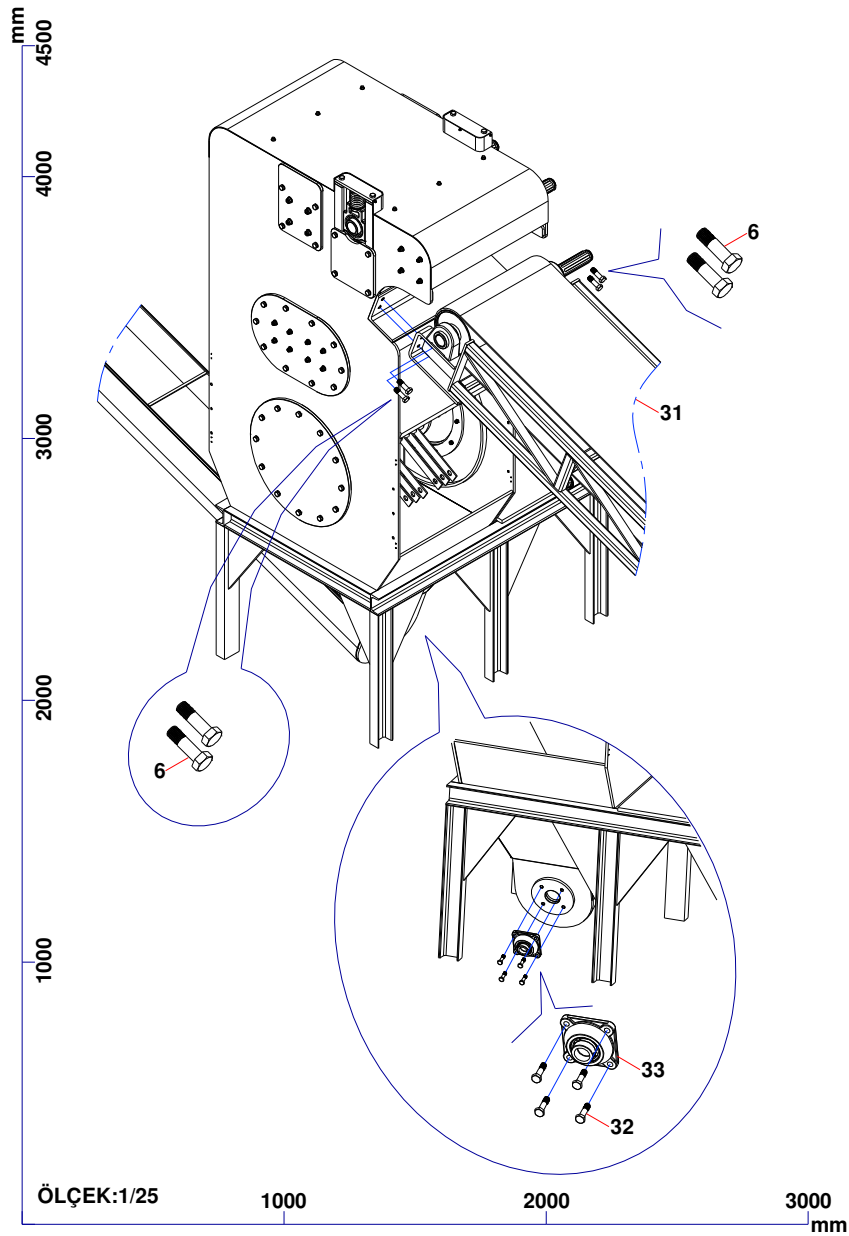


Şekil 7.25. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine köşebent dişli sistemi ve parçalayıcı bıçak sol rulman yatakları montajı 6. Montaj cıvatası (M12x45) 7. Montaj cıvatası pulu 29. Köşebent dişli sistemi sol destek rulman yatağı 30.Parçalayıcı bıçak sol destek rulman yatağı

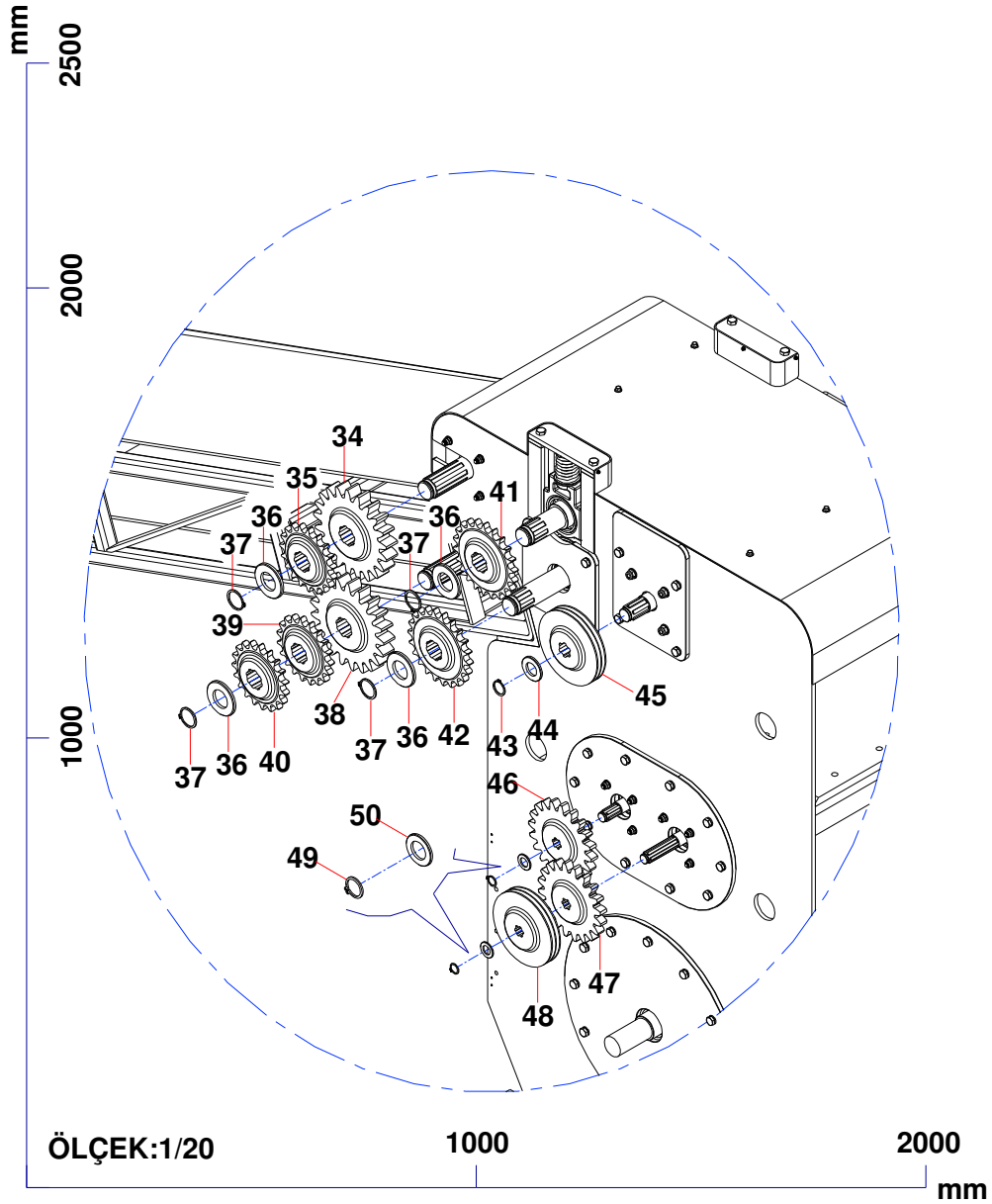
Şekil 7.26’da papel kırpıntıların taşıma kaplarına aktarılmasını sağlayan helezonun makine gövdesine montajını sağlayan helezon destek rulman yatağı montajı gösterilmiştir. Şekil 7.1’de gösterilmiş olan bantlı konveyörün makine gövdesine montajı da yine Şekil 7.26’da gösterilmiştir.

Şekil 7.27’de konveyör üst tambur milinden yönlendirici merdane miline hareket iletimini sağlayacak olan dişli çark ve zincir dişli çark montajı gösterilmiştir. Burada 39 poz numaralı zincir dişli çark motor miline bağlanmış zincir dişli çarkından

hareket almaktadır. Bu hareket 38 poz numaralı dişli çark yardımıyla yönlendirici makara miline, 40 poz numaralı zincir dişli çarkı ile de alt merdane miline iletilmektedir. Üst merdane miline ise yönlendirici merdane miline takılmış olan 35 poz numaralı zincir dişli çark hareket aktarmaktadır. Böylece dört mil tek bir motordan tahrik edilmektedir.

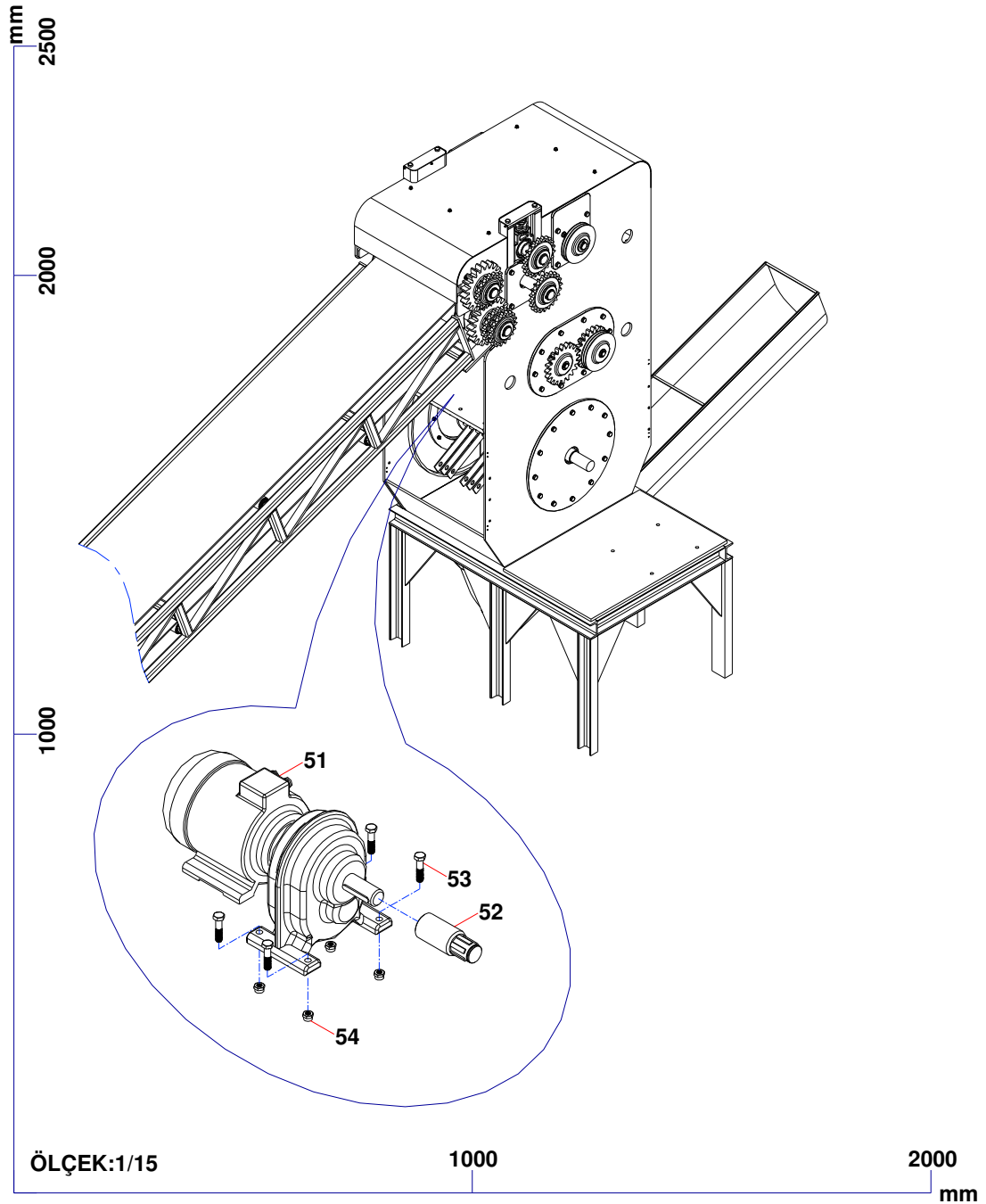


Şekil 7.26. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine helezon destek rulman yatağı ve konveyör montajı 6. Montaj civatası (M12x45) 31. Bantlı konveyör 32. Helezon destek rulman yatağı (SKF YET 206 rulman, FY 506 M rulman yatağı) 33. Helezon destek rulman yatağı montaj civatası (M10x40)

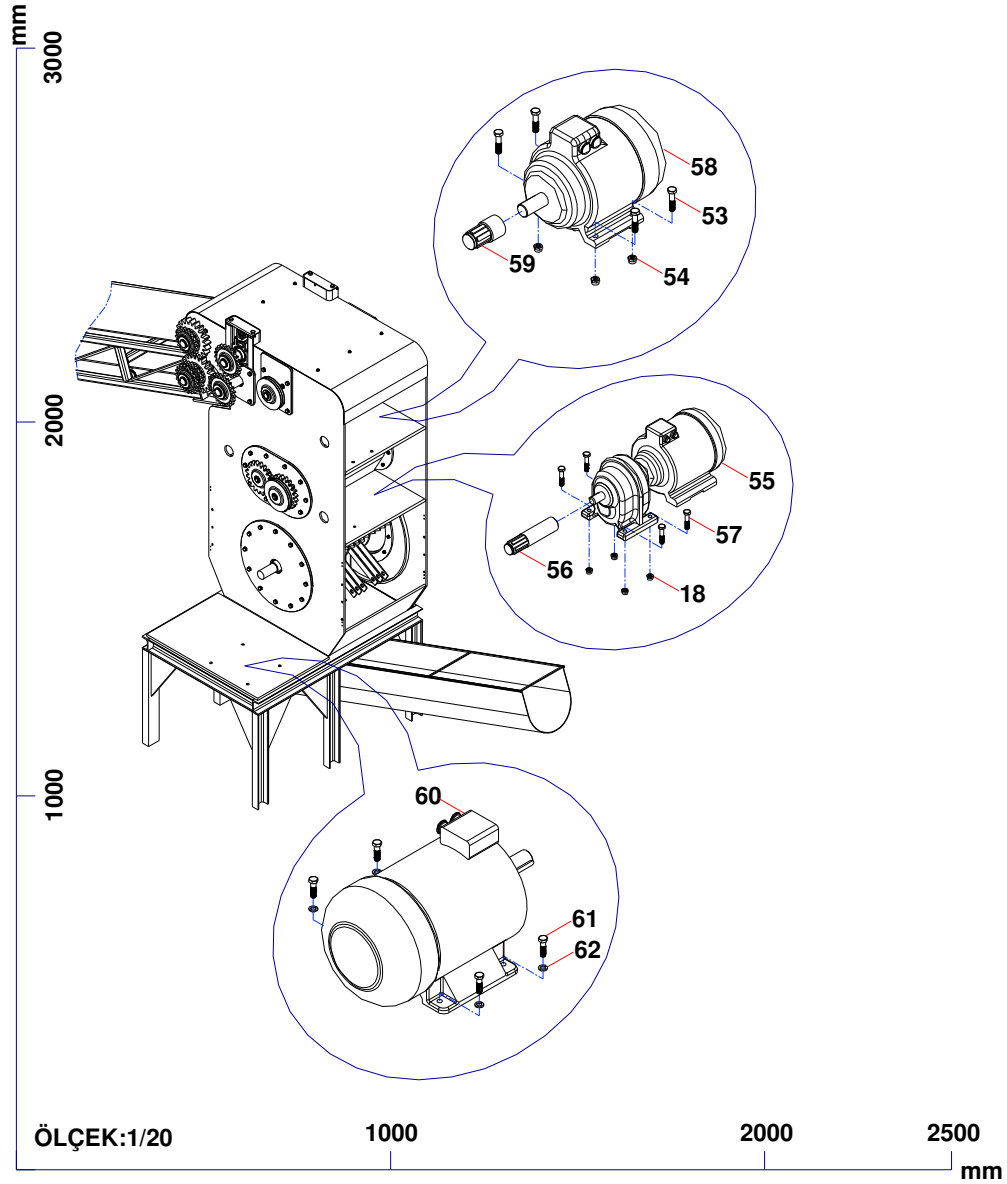


Şekil 7.27. Papel kırpıntı makinesi tahrik elemanları montajı 34. Dişli çark (3.mil) (Ø209, modül=11) 35. Dördüncü mile hareket ileten zincir dişli çarkı (3.mil) (1" 19 diş, Ø154,32) 36. Pul 37. Segman (DIN 471-45x2,5) 38. Dişli çark (2.mil) (Ø209, modül=11) 39. Birinci milden hareket alan zincir dişli çarkı (2.mil) (1" 19 diş, Ø154,32) 40. Beşinci mile hareket ileten zincir dişli çarkı (1" 19 diş, Ø154,32) 41. Üçüncü milden hareket alan zincir dişli çarkı (4.mil) (1" 22 diş, Ø178,48) 42. İkinci milden hareket alan zincir dişli çarkı (5.mil) (1" 22 diş, Ø178,48) 43. Segman (DIN 471-32x2) 44. Pul 45. Yedinci milden hareket alan kayış kasnağı (6.mil) (Ø180, iki kanallı kasnak, TS185-SPZ kayış) 46. Dişli çark (9. mil) (Ø180, modül:9) 47. Dişli çark (10. mil) (Ø180, modül:9) 48. Sekizinci milden hareket alan kayış kasnağı (9.mil) (Ø180, iki kanallı kasnak, TS185-SPZ kayış) 49. Segman (DIN 471-22x1,75) 50. Pul

Şekil 7.28’de konveyör üst tambur milini tahrik eden redüktörün makineye montajı gösterilmiştir. Redüktör miline uygun pozisyonda zincir dişli çarkın bağlanabilmesini sağlamak amacıyla 52 poz numaralı mesafe burcu takılır.



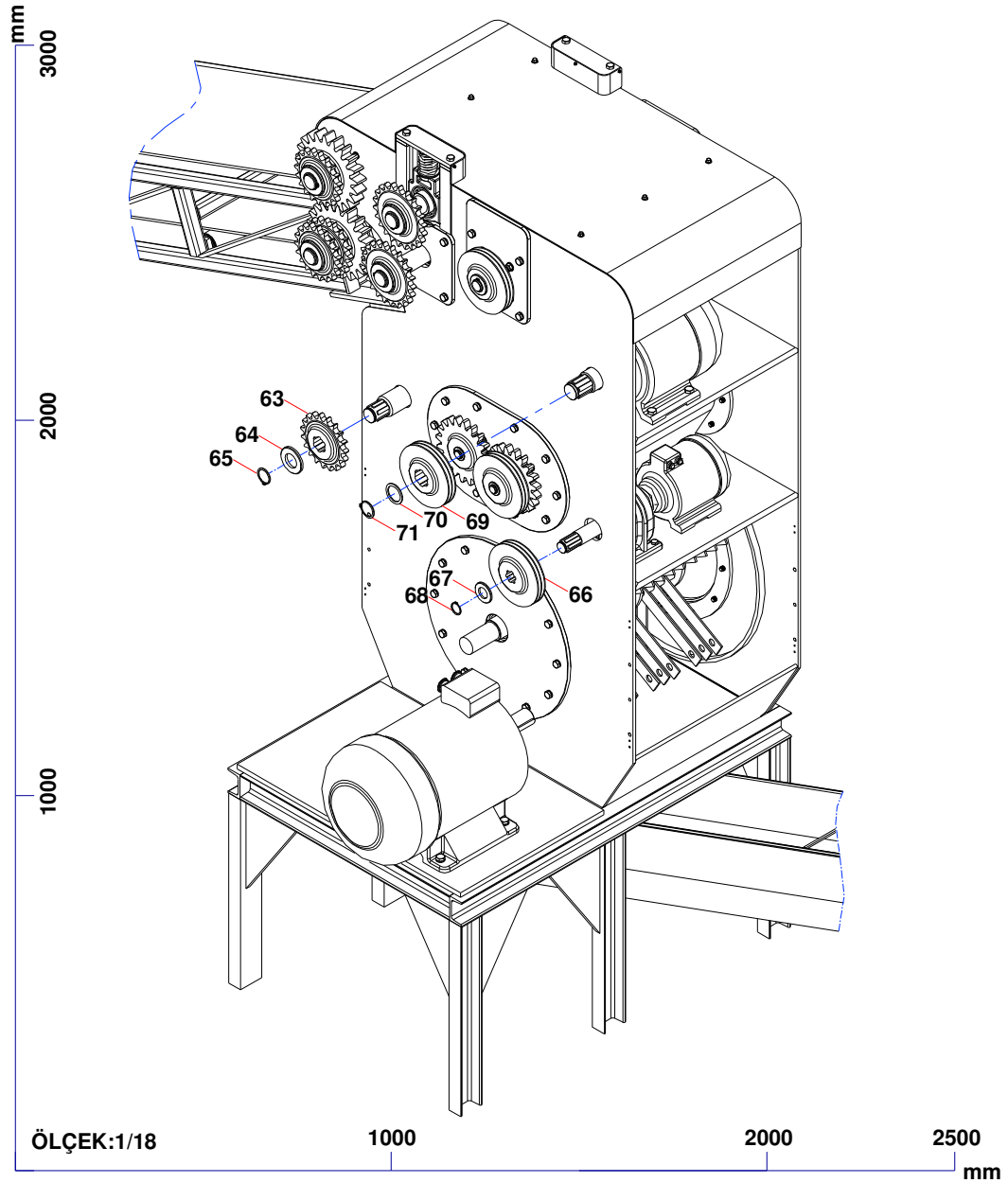
Şekil 7.28. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine üst tambur mili tahrik motoru montajı 53. Motor montaj civatası (M14x60) 54. Motor montaj somunu 51. Zet redüktör 4 kW motor 3KZ redüktör (159 dev/dak) 52. Mesafe burcu (Ø60x156xØ42xØ48)



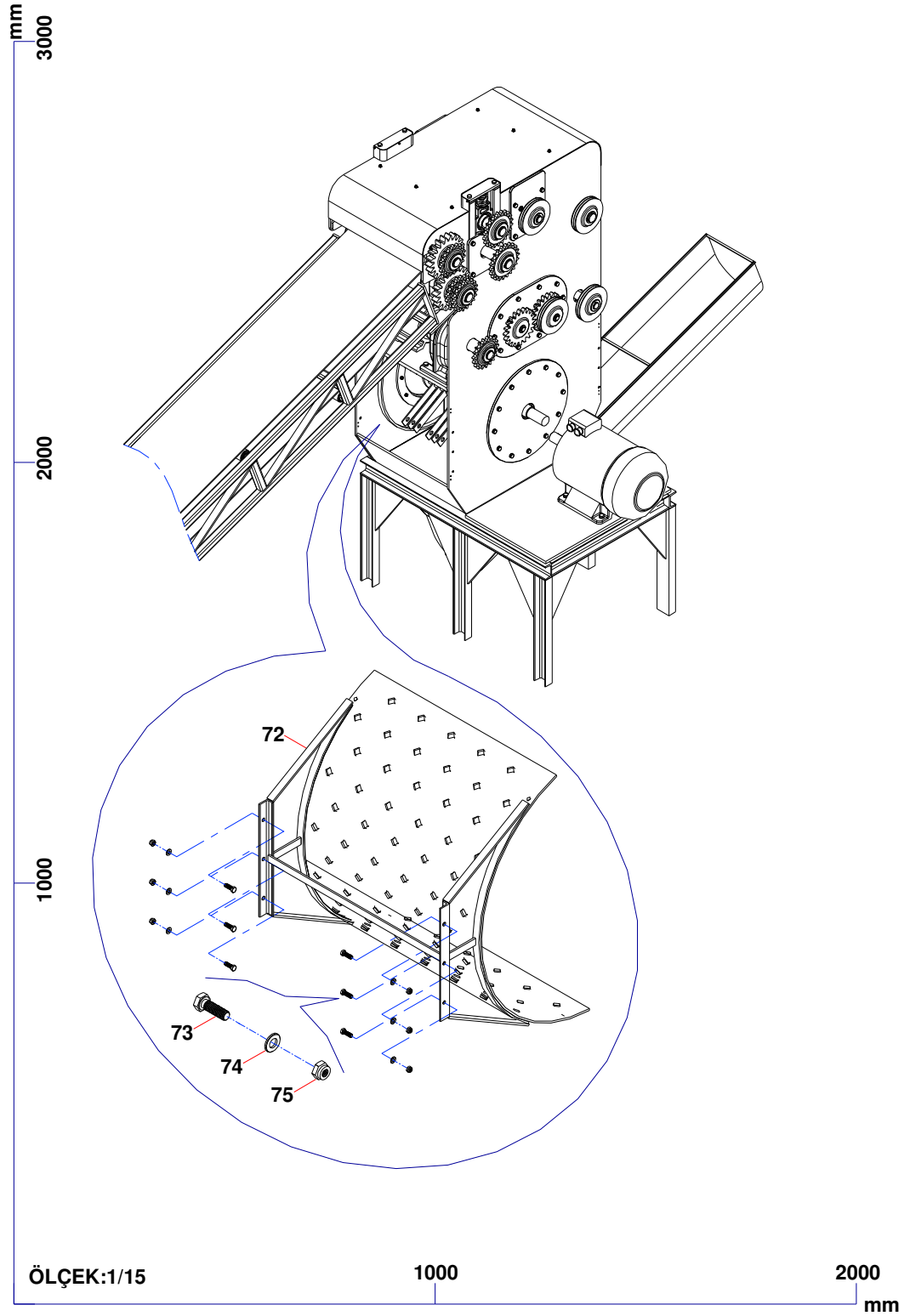
Şekil 7.29. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine köşebent dişli sistemi, kesici bıçak ve parçalayıcı bıçak tahrik motorlarının montajı 18. Somun (DIN 6925-M10) 53. Motor montaj civatası (M14x60) 54. Motor montaj somunu 55. Zet redüktör 1.1 kW motor 2KZ05 redüktör (159 dev/dak) 56. Mesafe burcu (Ø40x170xØ32xØ38) 57. Redüktör montaj civatası (M10x50) 58. Zet redüktör 5.5 kW motor (1440 dev/dak) 59. Mesafe burcu (Ø60x110xØ46xØ52) 60. Zet redüktör 18.5 kW motor 61. Motor montaj civatası (M14x50) 62 Pul

Şekil 7.29'da kesici bıçak milini ve köşebent dişli sistemi milini döndürecek olan motor ve redüktörün makine gövdesine montajı gösterilmiştir. Bu şekilde 56 ve 59 poz numarası ile verilmiş olan mesafe burçları, normalde kısa olan motor mili ve

redüktör miline kayış kasknaklarının uygun pozisyonlarda bağlanmasını sağlamak amacıyla takılmaktadır.



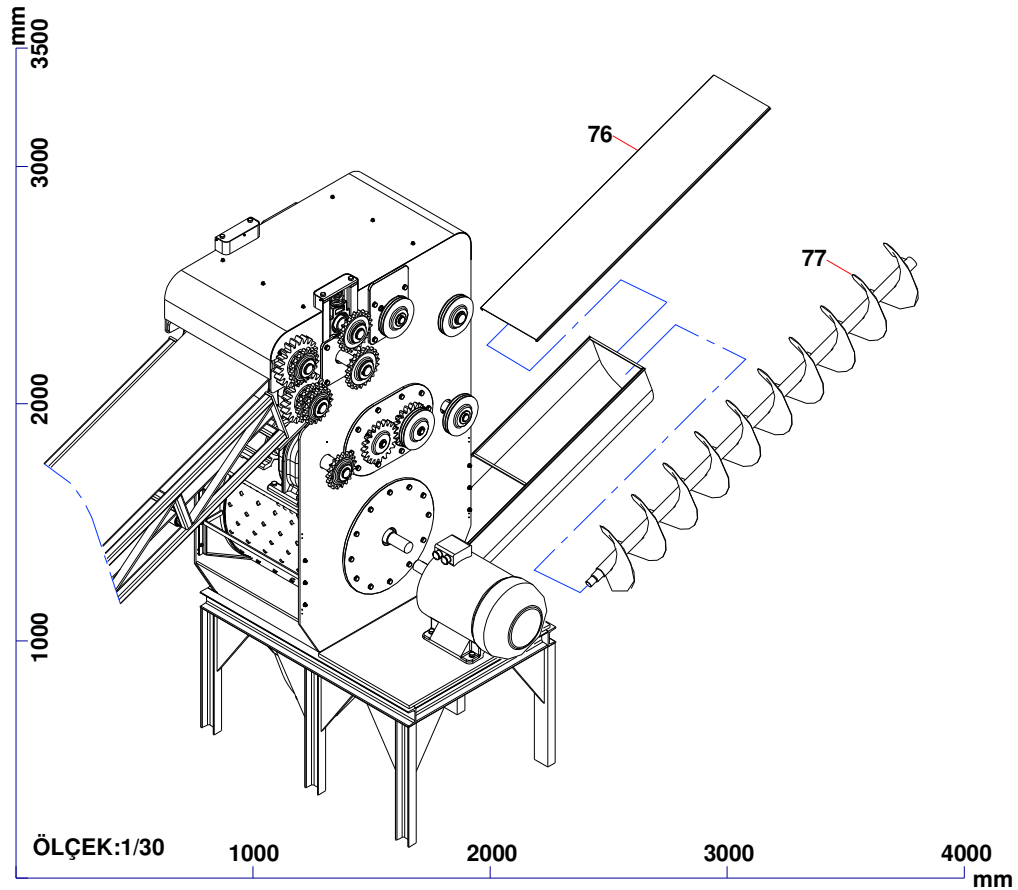
Şekil 7.30. Papel kırpıntı makinesi motor millerine kayış kasknak ve zincir dişli çark montajları 63. İkinci mile hareket ileten zincir dişli çarkı (1.mil) (1" 19 diş, Ø154.32) 64. Pul 65. Segman (DIN 471-42 x 2,5) 66. Dokuzuncu mile hareket ileten kayış kasknağı (8.mil) (Ø180, iki kanallı kasknak, TS185-SPZ kayış) 67. Pul 68. Segman (DIN 471-32x1,5) 69. Altıncı mile hareket ileten kayış kasknağı (7.mil) (Ø180, iki kanallı kasknak, TS185-SPZ kayış) 70. Pul 71. Segman (DIN 471-45x1,75)



Şekil 7.31. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine ön ve arka elek montajı 72. Elek 73. Elek montaj civatası (M8x25) 74. Pul 75. Somun (DIN 985-M8)

Şekil 7.30'da üst tambur miline hareket ileten zincir dişli çarkın, kesici bıçak miline hareket ileten kayış kasnağının ve köşegen dişli sistemine hareket ileten kayış kasnağının motor millerine montajı görülmektedir.

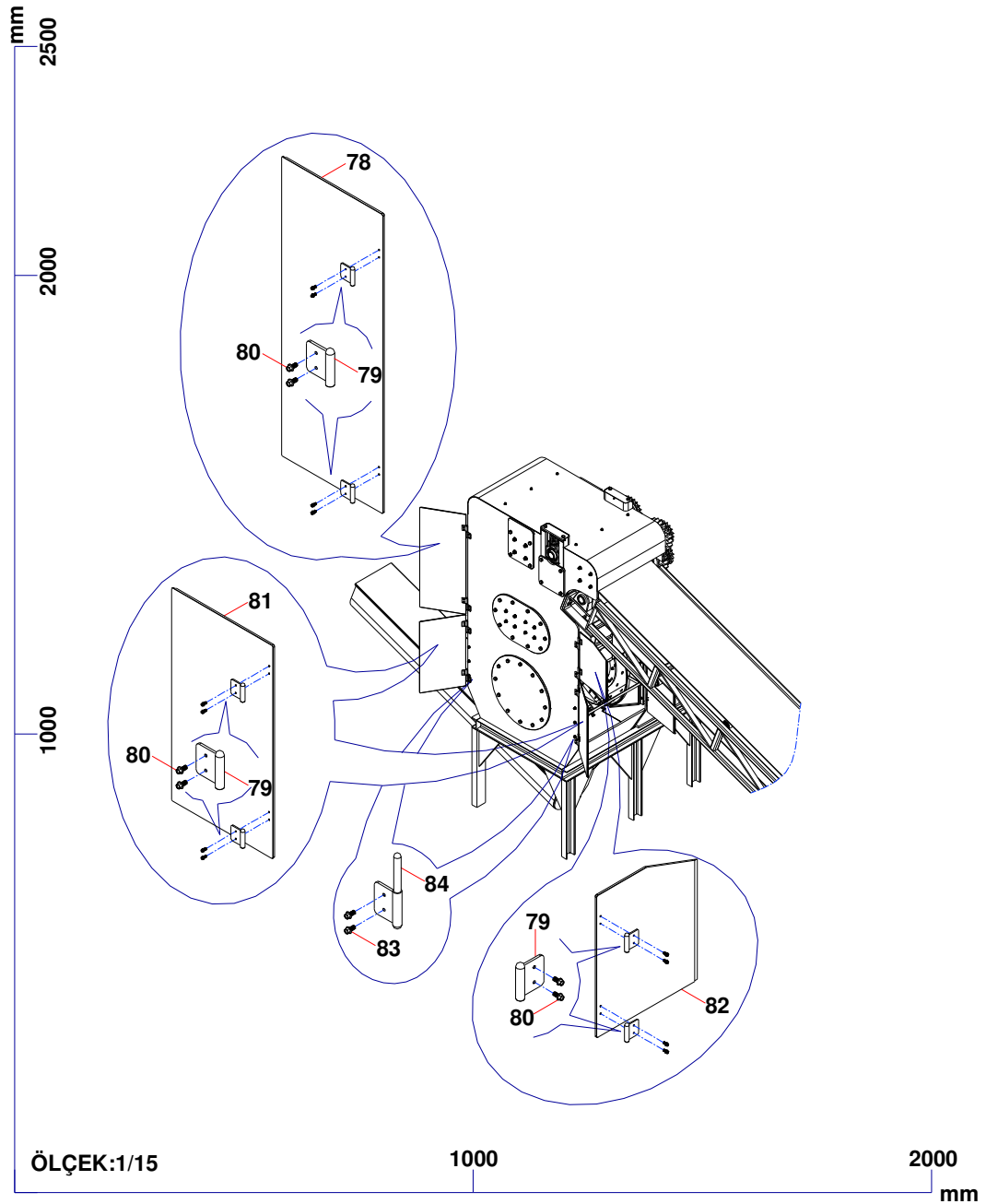
Şekil 7.31'de parçalayıcı bıçak sisteminde kırpıntı haline gelen papellerin helezon sistemine geçişini sağlayan eleklerin montajı gösterilmiştir. Elekler makine gövdesi yan duvarlarına civata yardımıyla sabitlenmektedir. İstenilen kırpıntı boyutu elek deliklerinin çap ölçüleri değiştirilerek elde edilebilir.



Şekil 7.32. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine helezon ve helezon kapak sacı montajı 76. Helezon kapak sacı (330x2x1480) 77. Helezon (Ø300xhatve200x10)

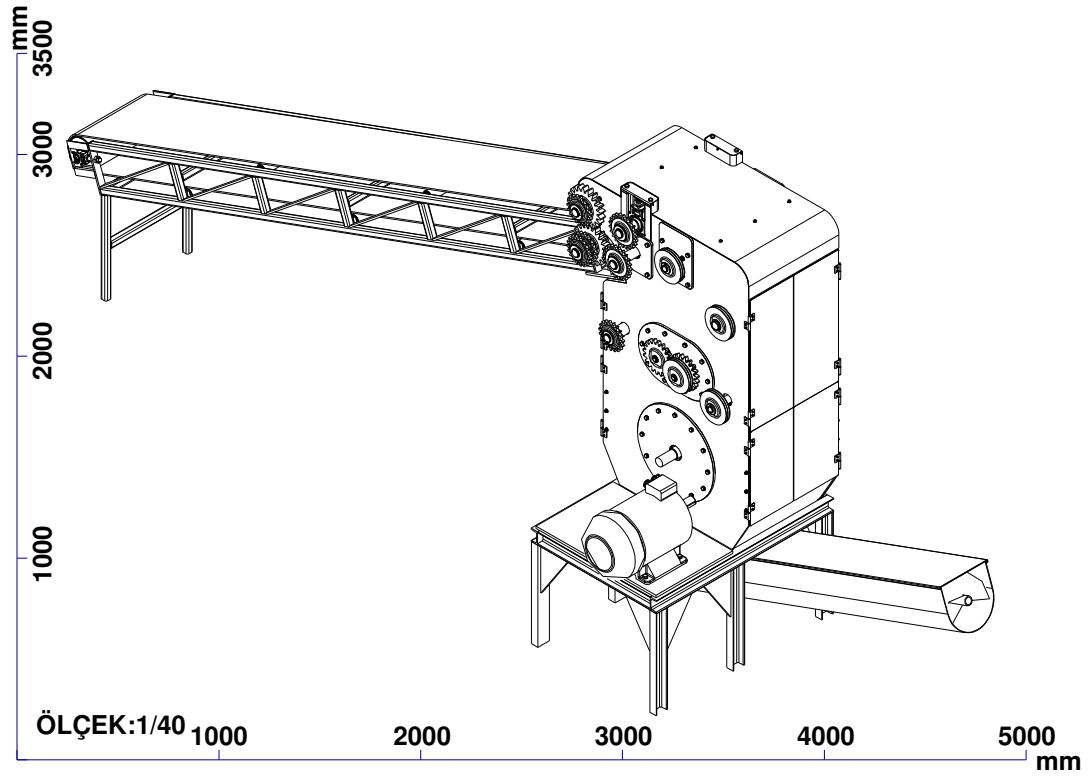
Şekil 7.32'de 77 poz numarası ile gösterilmiş olan helezon boyu taşıma kaplarının boyutlarına göre uzatılabilir. 76 poz numaralı helezon kapak sacı takılarak papel kırpıntılarının dışarı savrulması engellenmektedir.

Şekil 7.33’de makine gövdesine ön ve arka elek kapağı, üst tambur mili tahrik motoru kapağı, kesici bıçak mili tahrik motoru ve köşegen dişli sistemi tahrik motoru kapağı montajı görülmektedir.

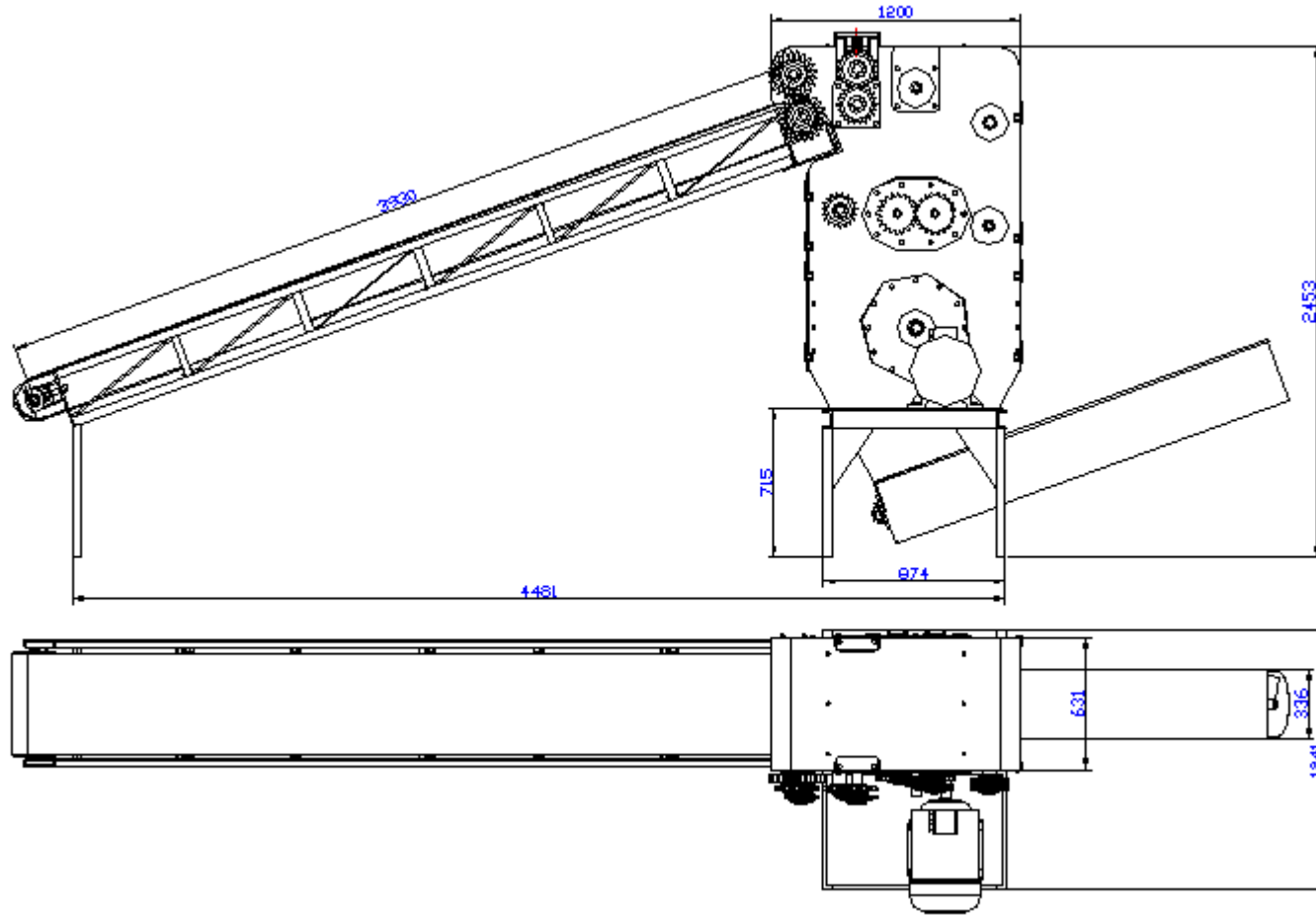


Şekil 7.33. Papel kırpıntı makinesi ana gövde iskeletine kesici bıçak ve köşebent dişli sistemi tahrik motoru kapakları ile elek kapaklarının montajı 78. Kapak (St 52 5mm) 79. Menteşe (kapak tarafı) 80. Menteşe montaj civatası (M4x0.7x8) 81. Elek kapağı (St 52 5mm) 82. Kapak (St 52 5 mm) 83. Menteşe montaj civatası 84. Menteşe (gövde tarafı)

Şekil 7.34’de genel makine montajının son görüntüsü verilmiştir. Şekil 7.35’de ise papel kırpıntı makinesi genel makine boyutları görülmektedir. Buna göre yaklaşık olarak makine yüksekliği 2,5 metre, uzunluğu 4,5 metre ve genişliği 1,25 metredir.



Şekil 7.34. Papel kırpıntı makinesi son montaj görünümü



Şekil 7.35. Papel kırpıntı makinesi genel makine boyutları

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yaşamımızda birçok alanda kullanılmaya başlanılan kontrplak, artan talep ve hızla tükenen hammadde kaynakları sebebiyle ağaç endüstrisinin hammaddeden yüzde yüz yararlanma ve atık oluşturmama gibi bir tasarrufa yönelmesine sebep olmuştur. Bu tasarruf önlemlerinden biri olan papel kırpıntı makinesinin üretilmesi ile Tosya Kontrplak Sanayi A.Ş.'de fabrika alanı içinde atıl durumda bekletilen kusurlu kaplama levhaları (papeller) kırpıntı haline getirilebilmiştir. Elde edilen kırpıntılar sunta fabrikalarına ara dolgu malzemesi olarak satılarak ekonomik yönden kar elde edilmiştir.

Tasarım sırasında ilk önce prototip bir papel kırpıntı makinesi yapılmış ve malzeme karakteri konusunda bilgi sahibi olunmuştur. Ayrıca bir saatte 600 kg. kırpıntı elde edilerek yeni makine tasarımında bu miktarın 1 ton/saat kırpıntıya çıkarılması hedeflenmiştir.

Motor ve redüktör kataloglarından sisteme uygun devir ve güçte motor ve redüktör seçimi yapılmış ve Excel hesap tablosunda zincir dişli, kayış kasnak ve dişli çark hesapları yapılarak tahrik millerinin eksenler arası mesafeleri belirlenmiştir. Zincir dişli ve kayış kasnak kataloglarından sisteme uygun zincir ve kayış seçimleri yapılmıştır. Yine Excel hesap tablosunda zincir dişli çark, kayış kasnak ve dişli çark sistemlerine gelen kuvvetler belirlenerek tahrik millerinin mukavemet hesapları yapılmış ve mil çapları belirlenmiştir. Bu millerin yataklanmasında kullanılacak olan rulmanların ömür hesapları Excel hesap tablosunda yapılarak rulman kataloglarından uygun rulman seçimi yapılmıştır.

Excel hesap tablosunda yapılan hesaplar dikkate alınarak Mechanical Desktop çizim programında sistemi oluşturan parçalar üç boyutlu olarak modellenmiş ve ana sistem montajında montaj sırası esas alınarak kaynaklı montaj adı altında alt montaj grupları oluşturulmuştur. Sistemi oluşturan parçaların tasarımı yapılırken bu parçaların üretim ve montaj kolaylığı dikkate alınarak bu parçaların üretileceği hammadelerin kolay bulunabilirliği ve ekonomik olması sağlanmıştır.

Prototip üretilen papel kırpıntı makinesinden sonra yapılan hesaplamalar sonucunda yeni bir papel kırpıntı makinesi üretilerek 1 ton/saat kırpıntı olarak belirlenen hedef gerçekleştirilmiştir. Buna göre günde 8 saat çalıştırılan papel kırpıntı makinesinin günlük kırpıntı üretimi miktarı 8 ton olarak belirlenmiştir.

Yalnızca tek tip bir ürün için tasarlanmış olan bu parçalayıcı makine dünyadaki örneklerde olduğu gibi farklı ürünlerin parçalanmasında kullanılmak üzere çok amaçlı bir makine olarak da tasarlanabilir. Ayrıca tekerlekli bir şasi üzerine gövde tasarımı yapılarak papel kırpıntı makinesi mobil hale getirilebilir.

Kontrplak üretimi sırasında papeller elde edilmeden önce tomruklar önce havuzlarda ıslatıldığı için oluşan papeller nemli olmaktadır. Bu nem kusurlu papellerin kırpıntı haline getirilmesi sırasında papel kırpıntı makinesinin çalışmasında bir dezavantaj oluşturmaktadır. Papellerin nem oranları konusunda bir araştırma yapılarak papel kırpıntı makinesinin veriminin artırılması sağlanabilir.

Papel kırpıntılarının kullanılacağı sunta fabrikalarının istedikleri kırpıntı boyutları konusunda bir araştırma yapılarak papel kırpıntı makinesi parçalayıcı bıçak ve elek sistemlerinin çeşitliliği artırılabilir.

Tez içinde Şekil 7.6'da gösterilen kesici bıçak sisteminde bıçakların mil üzerine helisel bir biçimde sıralandığı farklı mil tasarımı yapılarak mile gelen yük ve buna bağlı eşdeğer gerilmeler azaltılabilir.

Papel kırpıntı makinesinin gürültü testleri yapılarak gürültüye sebep olabilecek zincir dişli çarklar yerine triger kayış kasnak kullanılarak yeni tasarımlar oluşturulabilir.

Tez içinde Şekil 7.7'de gösterilen parçalayıcı bıçak sistemini tahrik eden motorun aşırı zorlanmasını önlemek amacıyla volan sisteminin kullanıldığı farklı bir papel kırpıntı makinesi tasarlanabilir

KAYNAKLAR

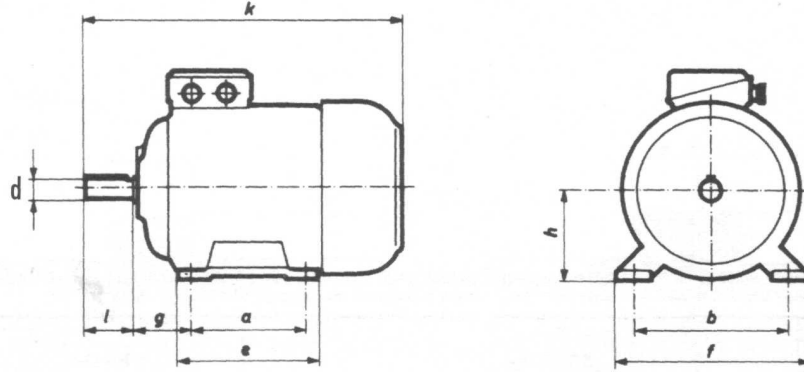
1. İnternet: WISA Ağaç ürünleri, <http://www.wisa.com.tr/html> (2005).
2. İnternet: SSI Shredding Systems, Inc., <http://www.ssiworld.com/products.htm> (2005).
3. İnternet: Bollegraaf Recycling Machinery, http://www_bollegraaf_com-images-HBS-2 (2005).
4. İnternet: Columbia Steel Casting Co. Inc., <http://www.columbiasteel.com> (2005).
5. İnternet: Pulian Shredder ,<http://www.pulian.com> (2005).
6. İnternet: Columbus McKinnon Corporation, <http://www.cms shredders.com> (2005).
7. Hibbeler, R. C., “Engineering Mechanics - Statics and Dynamics 7nd ed.”, **Prentice Hall** , New Jersey, 29- 410 (1995).
8. Hibbeler, R. C., “Mechanics of Materials 4th ed.”, **Prentice Hall** , New Jersey, 177-189, 255-282, 558-569, (2000).
9. Robert L.Mott, P.E., “Machine Elements in Mechanical Design”, **Charles E. Merrill Publishing Company** , Ohio, 133-149, 196-220, 260-279, 387-403, 439-463 (1985).
10. Akkurt, M., “Makine Elemanları Cilt I-II”, **Birsen Yayınevi** , İstanbul, 162-170, 212-222, 346-352, 447-515, 639-672, 690-713 (2000).
11. Tuluğ, F., “Teknik Resim ve Proje Okuma Cilt III.”, **Petkim Petrokimya Holding A.Ş.** , İzmir, 44-50, 56-59, 110-115 (1191).
12. Norton, R.L. “ Machine Design An Integrated Approach 2nd ed.”, **Prentice Hall**, New Jersey , 539-559, 653-667, 683-733, 797-802 (2000)
13. Shigley , J E. “Mechanical Engineering Design 3th ed”, **McGraw-Hill Kogakusha, Ltd.**, Tokyo, 295-318, 319-346, 398-455, 504-523 (1977)
14. Gediktaş, M. “Makine Elemanları Problemleri”, **Fatih Yayınevi**, İstanbul, 228-266, 367-400, 415-447 (1982)
15. Meriam, J.L., “Statik”, **Birsen Yayınevi**, İstanbul, 18-199 (1991).

EKLER

EK-1 ZET redüktör üç fazlı asenkron motor boyutları

3 FAZLI ASENKRON MOTORLARIN BOYUTLARI
Dimensions of non-synchronized motors

ZET REDÜKTÖR



TAM YÜKTEKİ ÇALIŞMA DEĞERLERİ Performances under full load						ASENKRON MOTORLARIN KONSTRÜKSİYON ÖLÇÜLERİ Construction Dimensions Non - Synchronized Motors								
GÜÇ Power		TİP Type	AKIM Current		DEVİR SAYISI Number of Speeds	a	b	d	e	f	g	h	l	k
kW	HP	GM	220V A	380V A	1/Dak	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
0.25	0.34	71 71	1.82 1.38	1.00 0.80	915 1380	90 90	112 112	14 14	108 108	140 140	45 45	71 71	30 30	242 242
0.37	0.50	80 71	1.90 1.57	1.10 0.91	915 1410	100 90	125 112	19 14	125 108	160 140	50 45	80 71	40 30	273 242
0.55	0.75	80 80	2.76 2.60	1.60 1.50	917 1380	100 100	125 125	19 19	125 125	160 160	50 50	80 80	40 40	273 273
0.75	1	90 S 80	3.81 3.34	2.20 1.93	917 1395	130 100	140 125	24 19	130 125	180 160	56 50	90 80	50 40	300 273
1.1	1.5	90 L 90 S	5.22 4.75	3.05 2.75	907 1380	130 130	140 140	24 24	155 130	180 180	56 56	90 90	50 50	325 300
1.5	2	100 L 90 L	6.40 6.00	3.70 3.47	940 1405	140 125	160 140	28 24	175 155	200 180	63 56	100 90	60 50	365 325
2.2	3	112 M 100 L	8.85 9.10	5.12 5.25	940 1420	140 140	190 160	28 28	175 175	235 200	70 63	112 100	60 60	383 365
3	4	132 S 100 L	12.93 12.23	7.50 7.10	945 1420	140 140	216 160	30 28	180 175	260 200	89 63	132 100	80 60	447 365
4	5.5	132 M 112 M	16.60 15.60	9.60 9.00	950 1420	178 140	216 190	38 28	218 175	260 235	89 70	132 112	80 60	485 383
5.5	7.5	132 M 132 S	22.30 20.70	12.90 12.00	945 1440	178 140	216 216	38 38	218 180	260 260	89 89	132 132	80 80	485 447
7.5	10	160 M 132 M	27.00 27.00	15.60 15.60	963 1448	210 178	254 216	42 38	260 218	318 260	108 89	160 132	110 80	592 485
11	15	160 L 160 M	39.48 38.79	22.80 22.40	956 1459	254 210	254 254	42 42	304 260	318 318	108 108	160 160	110 110	636 592
15	20	180 L 160 L	53.17 55.07	30.70 31.80	962 1450	279 254	279 254	48 42	329 304	360 318	121 108	180 160	110 110	691 636
18.5	25	200 L 180 L	63.91 65.12	36.90 37.60	972 1457	305 241	318 279	55 48	365 291	400 360	133 121	200 180	110 110	745 653
22	30	200 L 180 L	75.16 76.90	43.40 44.40	969 1457	305 279	318 279	55 48	365 329	400 360	133 121	200 180	110 110	745 691

NOT: Ölçüler "GAMAK" marka motorlara görelerdir.

EK-2 ZET redüktör güç tahvil oranı çizelgesi

2KZ, 2KZF, 2KZT, FT - TİPİ REDÜKTÖRLERİN GÜC - TAHVİL ORANI ÇİZELGESİ

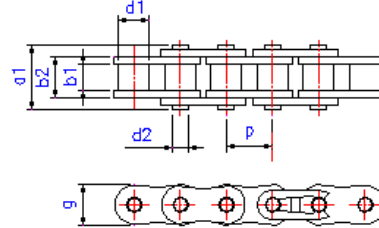
ZET REDÜKTÖR

Power Reduction Ratio Table of 2KZ, 2KZF, 2KZT, FT - Type Reducers

TAHVİL ORANI 6.3 - 70
Reduction Ratio 6.3 - 70

TAHVİL ORANI Reduction Ratio	GİRİŞ - ÇIKIŞ DEVİR SAYISI d / d		REDÜKTÖR MODELİ - Model of reducer													
	Input - Output Speeds R.P.M.		05	1	2	3	4	5	6	7						
i	n ₁	n ₂	REDÜKTÖRE GİRİŞ GÜCÜ (HP) - Input power (HP)													
5	1500 1000 750	300 200 150	2.8 1.9 1.4	5 3.3 2.5												
5.45	1500 1000 750	275 183 137	2.6 1.7 1.3	4.5 3 2.2	8.8 5.8 4.3											
6.3	1500 1000 750	240 159 120	2.3 1.5 1.1	4 2.7 2	11.7 7.8 5.7											
7.1	1500 1000 750	211 141 107	2 1.3 1	3.5 2.4 1.8	10.3 6.9 5.2	20.6 13.8 10.4										
8	1500 1000 750	187 125 94	1.8 1.2 0.9	3.1 2.1 1.6	6 4 3	9.1 6.1 4.5	18.2 12.2 9									
9	1500 1000 750	167 111 83.2	1.6 1 0.8	2.8 1.9 1.4	5.3 3.5 2.6	8.1 5.5 4.1	16.2 11 8.2	25 17 12								
10	1500 1000 750	150 100 75	1.4 0.9 0.7	2.6 1.7 1.3	4.8 3.2 2.4	7.4 4.9 3.7	14.8 9.8 7.4	23 15 11								
11.2	1500 1000 750	134 89 67	1.3 0.8 0.6	2.3 1.5 1.2	4.3 2.9 2.1	6.5 4.3 3.3	13 8.5 6.6	20 13 10								
12.5	1500 1000 750	120 80 60	1.1 0.75 0.58	2.1 1.4 1	3.8 2.5 1.9	5.8 3.9 2.9	11.6 7.8 5.8	18 12 9	33 22 16							
14	1500 1000 750	106 71 53.5	1 0.7 0.52	1.8 1.2 0.9	3.4 2.3 1.7	5.1 3.4 2.6	10.2 6.8 5.2	16 10 8	29 19 14							
16	1500 1000 750	94 62.5 47.5	0.9 0.6 0.46	1.6 1.1 0.8	3 2 1.5	4.6 3.1 2.4	9.2 6.2 4.8	14 9 7	26 17 13	39 26 19						
18	1500 1000 750	83.5 55.5 41.7	0.81 0.54 0.4	1.4 0.92 0.7	2.7 1.8 1.4	4.1 2.7 2.1	8.2 5.4 4.2	12.8 8.5 6.4	23 15 11	34 23 17						
20	1500 1000 750	75 50 37.5	0.73 0.48 0.36	1.3 0.85 0.63	2.4 1.6 1.2	3.7 2.4 1.8	7.4 4.8 3.6	11.5 7.7 5.7	20 13 10	31 20 15						
22.4	1500 1000 750	67 44.6 33.3	0.65 0.43 0.32	1.13 0.75 0.56	2.2 1.43 1.1	3.3 2.2 1.6	6.6 4.4 3.2	10.2 6.8 5.1	18 12 9	28 18 13						
25	1500 1000 750	60 40 30	0.58 0.39 0.29	1 0.58 0.51	1.9 1.3 1	2.9 1.9 1.5	5.8 3.8 3	9.2 6.1 4.6	16 11 8	25 16 12						
28	1500 1000 750	53.5 35.7 26.8	0.52 0.34 0.26	0.90 0.60 0.45	1.72 1.15 0.9	2.6 1.8 1.3	5.2 3.6 2.6	8.2 5.4 4.1	15 10 7.5	22 14 11.2						
35.5	1500 1000 750	42.5 28.2 21.1	0.41 0.27 0.2	0.71 0.47 0.35	1.36 0.9 0.7	2.1 1.4 1.1	4.2 2.8 2.2	6.5 4.3 3.2	11.8 7.8 5.8	17 11 8.7						
40	1500 1000 750	37.5 25 18.7	0.36 0.24 0.18	0.63 0.41 0.31	1.2 0.8 0.6	1.8 1.2 0.9	3.6 2.4 1.8	5.7 3.8 2.8	10.4 7 5.2	15.7 10.5 7.8						
45	1500 1000 750	33.3 22.2 16.6	0.32 0.21 0.16	0.56 0.38 0.28	1.1 0.7 0.5	1.6 1.1 0.8	3.2 2.2 1.6	5.1 3.4 2.5	9.3 6.1 4.6	14 9.3 7						
50	1500 1000 750	30 20 15		0.50 0.34 0.25	0.96 0.65 0.48	1.5 1 0.75	3 2 1.5	4.6 3.1 2.3	8.4 5.5 4.1	12.5 8.4 6.2						
63	1500 1000 750	23.8 15.9 11.9				1.2 0.8 0.6	2.4 1.6 1.2	3.6 2.4 1.8	6.6 4.4 3.3	10 6.6 5						
71	1500 1000 750	21.1 14 10.5				1.0 0.7 0.52	2.12 1.41 1.05	3.1 2.1 1.5	5.8 3.8 2.9	8.8 5.8 4.4						

EK-4 DIN 8187 / ISO 606'a göre tek sıralı makaralı zincir boyutları



ISO ve TS no.	adım		Makara Genişliği	Makara Çapı	Pim Çapı	İç Genişlik	Plaka Yüksekliği	Pim Uzunluğu	Toplam Genişlik	Yük Alanı	Kopma Mukavemeti	Ağırlık
	p		b_1	d_1	d_2	b_2	g	a_1	a_3	A	F_B	q
	inch	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	N	kg/m
06B-1	0,38	9,525	5,72	6,35	3,28	8,53	8,3	13,5	16,8	0,28	9000	0,41
08B-1	0,5	12,7	7,75	8,51	4,45	11,3	11,6	17	19	0,5	18000	0,7
10B-1	0,63	15,88	9,65	10,16	5,08	13,28	14,6	19,6	22	0,67	22400	0,9
12B-1	0,75	19,05	11,68	12,07	5,72	15,62	15,9	22,7	25,1	0,89	29000	1,15
16B-1	1	25,4	17,02	15,88	8,28	25,4	20,5	36,1	42,4	2,1	60000	2,6
20B-1	1,25	31,75	19,56	19,05	10,19	29	25,7	40,4	47,6	2,96	95000	3,7
24B-1	1,5	38,1	25,4	25,4	14,63	37,9	33	53,8	60,6	5,54	160000	6,9
28B-1	1,75	44,45	30,99	27,94	15,9	46,5	37	63,3	72,8	7,39	200000	8,6
32B-1	2	50,8	30,8	29,21	17,81	45,5	41,2	65,1	73,6	8,1	250000	9,5
40B-1	2,5	63,5	38,1	39,37	22,89	55,7	51,5	78,9	91,3	12,75	355000	15,1
48B-1	3	76,2	45,72	48,26	29,24	70,5	63,5	98,5	124	20,61	560000	24,5
56B-1	3,5	88,9	53,34	53,98	34,32	81,3	77	114,7	140	27,9	850000	36,5
64B-1	4	101,6	60,96	63,5	39,4	92	93,3	130	143	36,25	1120000	50
72B-1	4,5	114,3	68,58	72,39	44,5	103,8	105,3	147	161	46,19	1400000	65

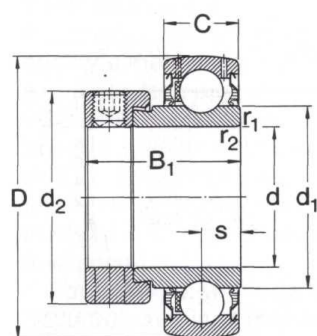
EK-5 Kayış malzemelerinin mekanik özellikleri

Kayışın Cinsi			V [m/s]	σ_{em} [daN/mm ²]	f_c [1/s]	s/D ₁	t [°C]	σ_K [daN/mm ²]	E [daN/mm ²]	E _e [daN/mm ²]	$\gamma \cdot 10^{-3}$ [daN/mm ³]	μ
Kösele	Standart	S	30	0,4	5	0,03	35	2,5	25	7	1	Et tarafı $\mu=0,22+0,12v$
	Bükülür	G	40	0,45	10	0,04	35	3	35	6	0,95	
	Yüksek derecede bükülür	HGL	50	0,55	25	0,05	45	3,5	45	5	0,9	Kıl tarafı $\mu=0,33+0,02v$
		HGC	50	0,6	25	0,05	70	3,75	45	5	1,2	
Kauçuk	Kauçuk-Balata-Pamuk		40	0,44	30	0,04	45	5,5	80	5	1,25	0,5
	Kauçuk-Pamuk		40	0,4	30	0,03	70	5,3	90	5	1,25	0,5
	Balata-Pamuk		40	0,44	30	0,04	40	5,8	120	5	1,25	0,5
	Balata-Kord		40	0,52	20	0,05	40	6,8	135	3	1,25	0,5
Tekstil	Yapay ipek emprenge		50	0,42	40	0,04	70	5		4	1	0,35
	Sentetik yün		50	0,4	40	0,04	70	5		4	1,1	0,8
	Pamuk		50	0,37	40	0,05	70	4,2	95	4	1,3	0,3
	Deve Yünü		50	0,4	30	0,05	70	3,5	45	4	1,1	0,3
	Dokuma		60	0,9	80	0,06	70	10		4	0,95	0,3
	Naylon, Perlon		65	1	80	0,04	75	20		6	1,1	0,15
Çekme tabakası Naylon, Perlon veya Polyamidden yapılan çok tabakalı kayış	Çalışma tabakası	Kösele	80	1,9	80	0,01	60	20	55	25	1,1	Köseledeki gibi
		Kauçuk	100	1,9	80	0,01	75	20	55	25	1,15	0,75

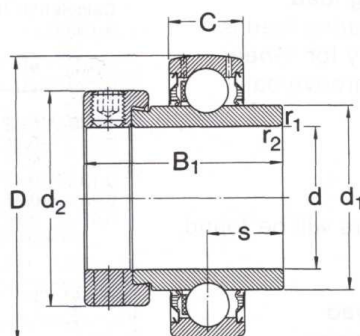
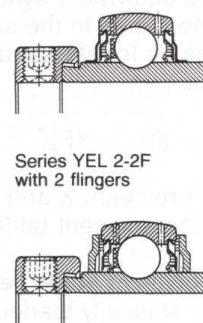
EK-6 SKF bilyalı rulman boyutları

Y-bearings with eccentric locking collar

d 12–60 mm



Series YET 2

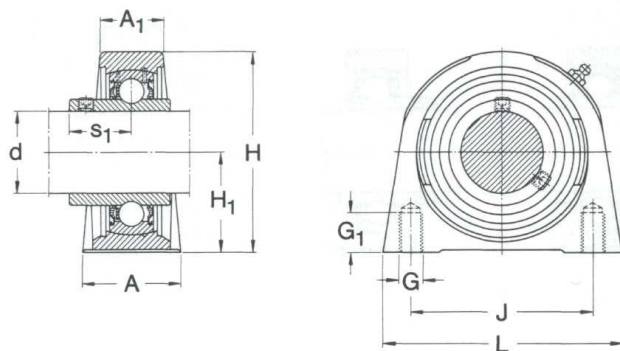
Series YEL 2
without flingersSeries YEL 2-2F
with 2 flingersSeries YEL 2-2FF
with 2 flocked flingers

Dimensions								Basic load ratings		Fatigue load limit	Mass	Designations		
d	d ₁	d ₂	D	B ₁	C	s	r _{1,2} min	dynamic C ¹⁾	static C ₀	P _u	Bear- ing	Bearings without flingers	with 2 flingers	with 2 flocked flingers
mm								N		N	kg	–		
12	24,2	28,6	40	28,6	12	6,5	0,3	7 350	4 750	140	0,13	YET 203/12	–	–
15	24,2	28,6	40	28,6	12	6,5	0,3	7 350	4 750	140	0,12	YET 203/15	–	–
17	24,2	28,6	40	28,6	12	6,5	0,3	7 350	4 750	140	0,11	YET 203	–	–
	24,2	28,6	40	37,3	12	13,9	0,3	7 350	4 750	140	0,13	YEL 203	YEL 203-2F	YEL 203-2FF
20	28,2	33	47	31	14	7,5	0,6	9 800	6 550	196	0,16	YET 204	–	–
	28,2	33	47	43,7	14	17,1	0,6	9 800	6 550	196	0,19	YEL 204	YEL 204-2F	YEL 204-2FF
25	33,7	37,4	52	31	15	7,5	0,6	10 800	7 800	232	0,18	YET 205	–	–
	33,7	37,4	52	44,4	15	17,5	0,6	10 800	7 800	232	0,23	YEL 205	YEL 205-2F	YEL 205-2FF
30	39,7	44,2	62	35,7	18	9	0,6	15 000	11 200	335	0,30	YET 206	–	–
	39,7	44,2	62	48,4	18	18,3	0,6	15 000	11 200	335	0,36	YEL 206	YEL 206-2F	YEL 206-2FF
35	46,1	55,6	72	38,9	19	9,5	1	19 600	15 300	455	0,49	YET 207	–	–
	46,1	55,6	72	51,1	19	18,8	1	19 600	15 300	455	0,55	YEL 207	YEL 207-2F	YEL 207-2FF
40	51,8	60,3	80	43,7	21	11	1	23 600	19 000	560	0,62	YET 208	–	–
	51,8	60,3	80	56,3	21	21,4	1	23 600	19 000	560	0,70	YEL 208	YEL 208-2F	YEL 208-2FF
45	56,8	63,5	85	43,7	22	11	1	25 500	21 600	640	0,65	YET 209	–	–
	56,8	63,5	85	56,3	22	21,4	1	25 500	21 600	640	0,74	YEL 209	YEL 209-2F	YEL 209-2FF
50	62,5	69,9	90	43,7	22	11	1	27 000	23 200	695	0,73	YET 210	–	–
	62,5	69,9	90	62,7	22	24,6	1	27 000	23 200	695	0,89	YEL 210	YEL 210-2F	YEL 210-2FF
55	69,1	76,2	100	48,4	25	12	1	33 500	29 000	865	0,98	YET 211	–	–
	69,1	76,2	100	71,4	25	27,8	1	33 500	29 000	865	1,20	YEL 211	YEL 211-2F	YEL 211-2FF
60	75,6	83,7	110	77,8	26	31	1,5	40 500	36 000	1 060	1,60	YEL 212	YEL 212-2F	YEL 212-2FF

¹⁾ If these bearings are mounted on shafts machined to tolerance h6 or better then the C values may be multiplied by 1,3

EK-7 SKF bilyalı rulman yatağı boyutları

Y-bearing plummer block units
with cast housing
d 20–60 mm

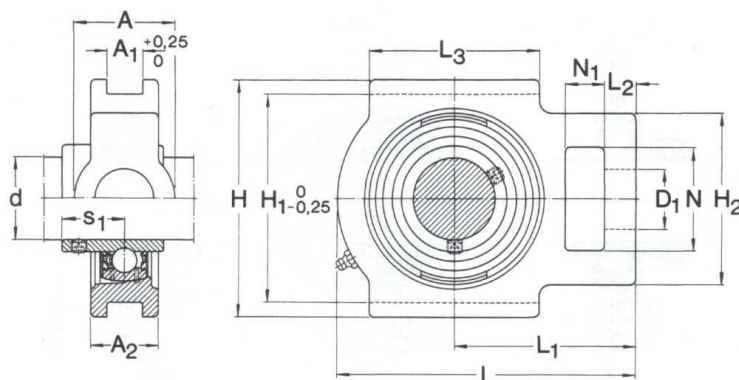


Dimensions										Mass	Designations	Housing	Y-bearing
d	A	A ₁	H	H ₁	J	L	G	G ₁	s ₁		Unit ¹⁾		
mm										kg	—		
20	32	21	64	33,3	50,8	65	M 8	14	23,5	0,45	SYF 20 FM	SYF 504	YET 204
									26,6	0,48	SYF 20 WM	SYF 504	YEL 204
									18,3	0,43	SYF 20 TF	SYF 504	YAR 204-2F
									20,5	0,43	SYF 20 KG	SYF 504	362004 BTN
25	36	22	70	36,5	50,8	70	M 10	15	23,5	0,53	SYF 25 FM	SYF 505	YET 205
									26,9	0,58	SYF 25 WM	SYF 505	YEL 205
									19,8	0,52	SYF 25 TF	SYF 505	YAR 205-2F
									20,5	0,52	SYF 25 KG	SYF 505	362005 BTN
30	40	25	82	42,9	76,2	98	M 10	15	26,7	0,92	SYF 30 FM	SYF 506	YET 206
									30,1	0,98	SYF 30 WM	SYF 506	YEL 206
									22,2	0,90	SYF 30 TF	SYF 506	YAR 206-2F
									23	0,90	SYF 30 KG	SYF 506	362006 BTN
35	45	27	92	47,6	82,6	103	M 10	15	29,4	1,30	SYF 35 FM	SYF 507	YET 207
									32,3	1,35	SYF 35 WM	SYF 507	YEL 207
									25,4	1,20	SYF 35 TF	SYF 507	YAR 207-2F
									24,5	1,20	SYF 35 KG	SYF 507	362007 B
40	48	30	98	49,2	88,9	116	M 12	20	32,7	1,55	SYF 40 FM	SYF 508	YET 208
									34,9	1,65	SYF 40 WM	SYF 508	YEL 208
									30,2	1,50	SYF 40 TF	SYF 508	YAR 208-2F
									27	1,50	SYF 40 KG	SYF 508	362008 B
45	48	32	107	54	95,3	120	M 12	22	32,7	1,85	SYF 45 FM	SYF 509	YET 209
									34,9	1,95	SYF 45 WM	SYF 509	YEL 209
									30,2	1,80	SYF 45 TF	SYF 509	YAR 209-2F
50	54	34	113	57,2	101,6	135	M 16	25,5	32,7	2,25	SYF 50 FM	SYF 510	YET 210
									38,1	2,40	SYF 50 WM	SYF 510	YEL 210
									32,6	2,20	SYF 50 TF	SYF 510	YAR 210-2F
55	60	35	125	63,5	118	150	M 16	26	36,4	3,05	SYF 55 FM	SYF 511	YET 211
									43,6	3,30	SYF 55 WM	SYF 511	YEL 211
									33,4	3,00	SYF 55 TF	SYF 511	YAR 211-2F

¹⁾ The units SYF-WM are also available with flingers or flocked flingers; they then carry the suffixes F or L, e.g. SYF 20 WF or SYF 20 WL.
The units SYF-TF are also available with flocked flingers or without flingers; they then carry the suffixes L or M, e.g. SYF 20 TL or SYF 20 TM.

EK-8 SKF bilyalı rulman kızaklı yatak boyutları

Y-bearing take-up units with cast housing d 20–55 mm

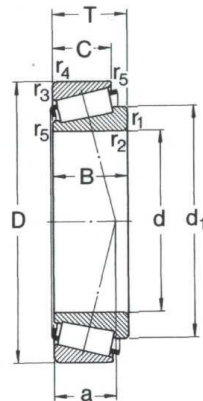


Dimensions															Mass	Designations	Housing	Y-bearing
d	A	A ₁	A ₂	D ₁	H	H ₁	H ₂	L	L ₁	L ₂	L ₃	N	N ₁	s ₁	kg	Unit ¹⁾		
mm																–		
20	34	13,5	25	19	92	76	54	97	62	10	54	32	16	23,5	0,75	TU 20 FM	TU 504 M	YET 204
														26,6	0,78	TU 20 WM	TU 504 M	YEL 204
														18,3	0,73	TU 20 TF	TU 504 M	YAR 204-2F
														20,5	0,73	TU 20 KG	TU 504 M	362004 BTN
25	34	13,5	25	19	91	76	53	100	64	10	52	33	16	23,5	0,78	TU 25 FM	TU 505 M	YET 205
														26,9	0,83	TU 25 WM	TU 505 M	YEL 205
														19,8	0,77	TU 25 TF	TU 505 M	YAR 205-2F
														20,5	0,77	TU 25 KG	TU 505 M	362005 BTN
30	37	13,5	28	22	104	89	56	114	70	10	57	37	16	26,7	1,25	TU 30 FM	TU 506 M	YET 206
														30,1	1,30	TU 30 WM	TU 506 M	YEL 206
														22,2	1,25	TU 30 TF	TU 506 M	YAR 206-2F
														23	1,20	TU 30 KG	TU 506 M	362006 BTN
35	37	13,5	30	22	103	89	64	129	78	12	64	38	17	29,4	1,55	TU 35 FM	TU 507 M	YET 207
														32,3	1,60	TU 35 WM	TU 507 M	YEL 207
														25,4	1,45	TU 35 TF	TU 507 M	YAR 207-2F
														24,5	1,45	TU 35 KG	TU 507 M	362007 B
40	49	17,5	33	29	115	101	83	145	88	15	83	50	19	32,7	2,35	TU 40 FM	TU 508 M	YET 208
														34,9	2,45	TU 40 WM	TU 508 M	YEL 208
														30,2	2,30	TU 40 TF	TU 508 M	YAR 208-2F
														27	2,30	TU 40 KG	TU 508 M	362008 B
45	49	17,5	35	29	117	101	83	144	87	15	83	49	19	32,7	2,35	TU 45 FM	TU 509 M	YET 209
														34,9	2,45	TU 45 WM	TU 509 M	YEL 209
														30,2	2,30	TU 45 TF	TU 509 M	YAR 209-2F
50	49	17,5	36	29	117	101	83	149	90	16	86	49	19	32,7	2,45	TU 50 FM	TU 510 M	YET 210
														38,1	2,60	TU 50 WM	TU 510 M	YEL 210
														32,6	2,40	TU 50 TF	TU 510 M	YAR 210-2F
55	64	27	41	35	146	130	102	171	106	19	95	64	25	36,4	3,90	TU 55 FM	TU 511 M	YET 211
														43,6	4,15	TU 55 WM	TU 511 M	YEL 211
														33,4	3,85	TU 55 TF	TU 511 M	YAR 211-2F

¹⁾ The units TU-WM are also available with flingers or flocked flingers; they then carry the suffixes F or L, e.g. TU 20 WF or TU 20 WL.
The units TU-TF are also available with flocked flingers or without flingers; they then carry the suffixes L or M, e.g. TU 20 TL or TU 20 TM.

EK-9 SKF eğik makaralı rulman boyutları

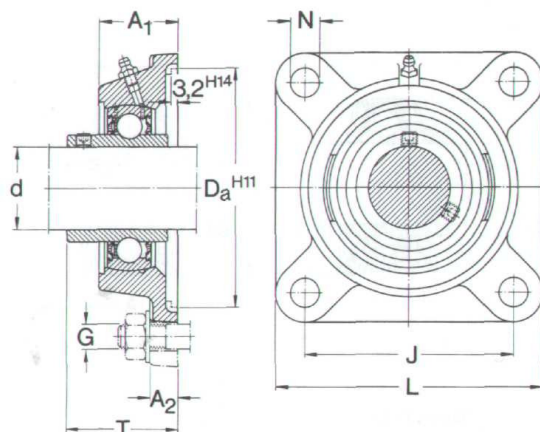
Taper roller bearings
single row
d 35–50 mm



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation	Dimension Series to ISO 355
d	D	T	C	C ₀	P _u	Lubrication grease	oil	kg	–	–
mm			N	N	N	r/min				
35 (cont.)	80	22,75	72 100	73 500	8 500	5 000	6 700	0,52	30307	2FB
	80	22,75	61 600	67 000	7 800	4 500	6 000	0,52	31307	7FB
	80	32,75	95 200	106 000	12 200	4 800	6 300	0,73	32307	2FE
	80	32,75	93 500	114 000	13 200	4 500	6 000	0,80	32307 B	5FE
40	68	19	52 800	71 000	7 800	5 300	7 000	0,27	32008 X	3CD
	75	26	79 200	104 000	11 600	5 000	6 700	0,51	33108	2CE
	80	19,75	61 600	68 000	7 650	4 800	6 300	0,42	30208	3DB
	80	24,75	74 800	86 500	9 800	4 800	6 300	0,53	32208	3DC
	80	32	105 000	132 000	15 300	4 300	5 600	0,77	33208	2DE
	85	33	121 000	150 000	17 300	4 500	6 000	0,90	T2EE 040	2EE
	90	25,25	85 800	95 000	11 000	4 500	6 000	0,72	30308	2FB
	90	25,25	73 700	81 500	9 650	4 000	5 300	0,72	31308	7FB
	90	35,25	117 000	140 000	16 300	4 000	5 300	1,00	32308	2FD
	90	35,25	108 000	140 000	16 300	4 000	5 300	1,10	32308 B	5FD
45	75	20	58 300	80 000	8 800	4 800	6 300	0,34	32009 X	3CC
	80	26	84 200	114 000	12 900	4 500	6 000	0,56	33109	3CE
	85	20,75	66 000	76 500	8 650	4 500	6 000	0,48	30209	3DB
	85	24,75	80 900	98 000	11 200	4 500	6 000	0,58	32209	3DC
	85	24,75	73 700	93 000	11 000	4 300	5 600	0,60	32209 B	5DC
	85	32	108 000	143 000	16 300	4 000	5 300	0,82	33209	3DE
	95	29	89 700	112 000	12 900	3 600	4 800	0,92	T7FC 045	7FC
	95	36	147 000	186 000	21 200	4 000	5 300	1,20	T2ED 045	2ED
	100	27,25	108 000	120 000	14 600	4 000	5 300	0,97	30309	2FB
	100	27,25	91 300	102 000	12 500	3 400	4 500	0,95	31309	7FB
	100	38,25	140 000	170 000	20 400	3 600	4 800	1,35	32309	2FD
	100	38,25	134 000	176 000	20 000	3 600	4 800	1,45	32309 B	5FD
50	80	20	60 500	88 000	9 650	4 500	6 000	0,37	32010 X	3CC
	80	24	69 300	102 000	11 400	4 500	6 000	0,45	33010	2CE
	82	21,5	72 100	100 000	11 000	4 500	6 000	0,43	K-JLM 104948/K-JLM 104910	–
	85	26	85 800	122 000	13 700	4 300	5 600	0,59	33110	3CE
	90	21,75	76 500	91 500	10 400	4 300	5 600	0,54	30210	3DB
	90	24,75	82 500	100 000	11 600	4 300	5 600	0,61	32210	3DC
	90	24,75	82 500	104 000	12 500	4 000	5 300	0,65	32210 B	5DC
	90	28	106 000	140 000	16 300	4 000	5 300	0,75	K-JM 205149/K-JM 205110	–
	90	28	106 000	140 000	16 300	4 000	5 300	0,75	K-JM 205149/K-JM 205110 A	–
	90	32	114 000	160 000	18 300	3 800	5 000	0,90	33210	3DE
	100	36	154 000	200 000	22 800	3 800	5 000	1,30	T2ED 050	2ED
	105	32	108 000	137 000	16 000	3 200	4 300	1,20	T7FC 050	7FC

EK-10 SKF bilyalı rulman flanşlı yatak boyutları

Y-bearing flanged units with cast housing d 12–100 mm



Dimensions									Mass	Designations	Housing	Y-bearing
d	A ₁	A ₂	D _a	J	L	N	G	T		Unit ¹⁾		
mm									kg	–		
12	26	11	55,6	54	76	11,5	10	39,1	0,48	FY 12 FM	FY 503 M	YET 203/12
								32,9	0,47	FY 12 TF	FY 503 M	YAR 203/12-2F
15	26	11	55,6	54	76	11,5	10	39,1	0,47	FY 15 FM	FY 503 M	YET 203/15
								32,9	0,45	FY 15 TF	FY 503 M	YAR 203/15-2F
17	26	11	55,6	54	76	11,5	10	39,1	0,46	FY 17 FM	FY 503 M	YET 203
								40,4	0,48	FY 17 WM	FY 503 M	YEL 203
								32,9	0,44	FY 17 TF	FY 503 M	YAR 203-2F
20	29,5	11	68,3	63,5	86	11,5	10	42,5	0,62	FY 20 FM	FY 504 M	YET 204
								45,6	0,65	FY 20 WM	FY 504 M	YEL 204
								37,3	0,60	FY 20 TF	FY 504 M	YAR 204-2F
								39,5	0,60	FY 20 KG	FY 504 M	362004 BTN
25	30	12	74,6	70	95	11,5	10	42,5	0,78	FY 25 FM	FY 505 M	YET 205
								45,9	0,83	FY 25 WM	FY 505 M	YEL 205
								38,8	0,77	FY 25 TF	FY 505 M	YAR 205-2F
								39,5	0,77	FY 25 KG	FY 505 M	362005 BTN
30	32,5	13	93,7	82,5	108	11,5	10	46,7	1,10	FY 30 FM	FY 506 M	YET 206
								50,1	1,20	FY 30 WM	FY 506 M	YEL 206
								42,2	1,10	FY 30 TF	FY 506 M	YAR 206-2F
								43	1,10	FY 30 KG	FY 506 M	362006 BTN
35	34,5	13	106,4	92	118	14	12	50,4	1,50	FY 35 FM	FY 507 M	YET 207
								53,3	1,55	FY 35 WM	FY 507 M	YEL 207
								46,4	1,40	FY 35 TF	FY 507 M	YAR 207-2F
								45,5	1,45	FY 35 KG	FY 507 M	362007 B
40	38,5	14	115,9	101,5	130	14	12	56,7	1,95	FY 40 FM	FY 508 M	YET 208
								58,9	2,05	FY 40 WM	FY 508 M	YEL 208
								54,2	1,90	FY 40 TF	FY 508 M	YAR 208-2F
								51	1,90	FY 40 KG	FY 508 M	362008 B

¹⁾ The units FY-WM are also available with flingers or flocked flingers; they then carry the suffixes F or L, e.g. FY 17 WF or FY 17 WL.
The units FY-TF are also available with flocked flingers or without flingers; they then carry the suffixes L or M, e.g. FY 12 TL or FY 12 TM.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : BİLİK Ferda
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 13.03.1981 Erzincan
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (312) 280 07 35
Faks :
e-mail : ferda.bilik@hidromek.com.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Makine Mühendisliği Bölümü	2003
Lise	Eryaman Lisesi	1998

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2004-2006	Hidromek A.Ş	Proje Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce