

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ENDÜSTRİYEL RULO TİPİ TEMİZLİK KÂĞIDI KESME
MAKİNESİ TASARIMI VE KESME SİSTEMİNİN ANALİZİ

BAYRAM KESMEN

KOCAELİ 2022

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ENDÜSTRİYEL RULO TİPİ TEMİZLİK KÂĞIDI KESME
MAKİNESİ TASARIMI VE KESME SİSTEMİNİN ANALİZİ

BAYRAM KESMEN

Doç. Dr. Murat MAKARACI
Danışman, Kocaeli Üniv.

Doç. Dr. Mehmet BAĞCI
Jüri Üyesi, Konya Teknik Üniv.

Doç. Dr. Ali KİBAR
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

Tezin Savunulduğu Tarih: 26.01.2022

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ

Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez/proje çalışmada,

- Bu tezin/projenin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu,
- Çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı,
- Bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi,
- Bu çalışmanın Kocaeli Üniversitesi'nin abone olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü'nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun olduğunu,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Tezin/Projenin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez/proje çalışması olarak sunmadığımı,

beyan ederim.

☒ Bu tez/proje çalışmasının herhangi bir aşaması hiçbir kurum/kuruluş tarafından maddi/alt yapı desteği ile desteklenmemiştir.

☐ Bu tez/proje çalışması kapsamında üretilen veri ve bilgiler tarafından no'lu proje kapsamında maddi/alt yapı desteği alınarak gerçekleştirilmiştir.

Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

.....

(İmza)

BAYRAM KESMEN

(Öğrencinin Adı Soyadı)

YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI

Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/projemin tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda belirtilen koşullarla kullanıma açma izninin Kocaeli Üniversitesi'ne verdiğimi beyan ederim. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak, tezimin/projemin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanımı bana ait olacaktır.

Tezin/projenin kendi özgün çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin/projenin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

Yükseköğretim kurulu tarafından yayınlanan “**Lisanüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında tezim aşağıda belirtilen koşullar haricinde YÖK Ulusal Tez Merkezi/ Kocaeli Üniversitesi Kütüphaneleri Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

☐ Enstitü yönetim kurulu kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.

☐ Enstitü yönetim kurulu gerekçeli kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 6 ay ertelenmiştir.

☒ Tezim/projem ile ilgili gizlilik kararı verilmemiştir.

.....

(İmza)

BAYRAM KESMEN

(Öğrencinin Adı Soyadı)

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez, temizlik kâğıdı sektöründe, rulo tip temizlik kâğıdı üretiminde kullanılan endüstriyel rulo tipi temizlik kâğıdı kesme makinesinin çalışma kapasitesini ve şerit bıçak malzeme ömrünü arttırmak için gerçekleştirilen sayısal ve deneysel çalışmaları içermektedir.

Tez çalışmam için bana destek olan danışman hocam Sayın Doç. Dr. MURAT MAKARACI 'ya, tez çalışmalarım boyunca ihtiyaç duyduğum deney düzeneği, malzeme ve ekipman konusunda destek veren ULUSOY ailesine ve kıymetli mesai arkadaşlarıma çok teşekkür ederim. Ayrıca eğitim hayatım ve tez çalışmalarım boyunca beni destekleyen kıymetli eşim Merve KESMEN'e, biricik aileme ve değerli dostlarıma minnetlerimi sunarım.

Ocak- 2022

Bayram KESMEN



İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ	i
YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
TABLO DİZİNİ	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	x
KISALTMALAR	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ	1
2. ENDÜSTRİYEL RULO TEMİZLİK KÂĞIDI ÜRETİM MAKİNELERİ.....	2
2.1. Temizlik kâğıdı	2
2.1.1. Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı üretim makineleri.....	3
2.2. Endüstriyel Rulo Temizlik Kâğıdı Kesme Makinesi	5
2.3. Endüstriyel Kesme Makinesi Statik ve Geçme Analizleri.....	6
2.4. Literatürde Yapılan Çalışmalar	7
3. ENDÜSTRİYEL RULO TİPİ TEMİZLİK KÂĞIDI MAKİNESİ TASARIMI.....	11
3.1. Besleme Konveyör Grubu.....	12
3.2. Boğaz Grubu	14
3.3. Kesme Grubu	15
3.4. Çıkış Konveyör Grubu	18
4. MAKİNE TAHRİK VE YATAKLAMA ELEMANLARININ MÜHENDİSLİK HESAPLAMALARI	21
4.1. Tabla Sağa-Sola Hareketi Gerçekleştirerek Ürün Kesimini Sağlayan Mekanizmanın Tahrik ve Yataklama Elemanları	21
4.1.1. Tabla ağırlıkları	22
4.2. Tahrik Elemanlarının Mühendislik Hesaplamaları.....	24
4.2.1. Motor seçimi	24
4.2.2. Kayış ve Kasnak Hesapları.....	45
4.2.3. Rulman Seçimleri.....	54
5. ÜST KASNAK MİLİNİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	57
6. BULGULAR VE TARTIŞMA	59
6.1. Kesme Sistemindeki Problemler.....	59

6.2. Gerginlik Hesaplamaları	61
6.3. Şerit Bıçak Kesme Açısı ile Bileme Tekrarı ve İlerleme	80
6.4. Ürün Yoğunluğuna ve Bıçak Genişliğine Bağlı Olarak Şerit Gerginliğinin Tespiti	84
6.5. Tez Çalışması Öncesi ve Sonrası Durum Analizi.....	87
6.6. Şerit Bıçak Ömür Formülü	88
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	90
KAYNAKLAR	92
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER	95
ÖZGEÇMİŞ	96



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Temizlik kâğıdı bobinleri	2
Şekil 2.2.	Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı üretimi için makina parkuru	3
Şekil 2.3.	Çözümlü makinelerinde açılarak hat içerisinde online olarak akan kâğıdın akış hattı	3
Şekil 2.4.	Gofraj silindiri ve üzerindeki kabartma deseni	4
Şekil 2.5.	Bobin halinden istenilen çapta log haline getirilen sarılmış ürün	4
Şekil 2.6.	Kesme-dilimle işleminden sonra tüketici kullanımına hazır hale getirilen ürünler.....	5
Şekil 2.7.	Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesi	6
Şekil 3.1.	Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesini oluşturan gruplar.....	11
Şekil 3.2.	Besleme konveyörü ayar noktaları.....	12
Şekil 3.3.	Besleme konveyörü kesme hareketi.....	13
Şekil 3.4.	İtici parçaların ileri-geri hareket mekanizması.....	14
Şekil 3.5.	Boğaz grubu ayar noktaları	15
Şekil 3.6.	Endüstriyel rulo kesme makinesi kesme grubu mekanizmaları	15
Şekil 3.7.	Denge ve gerdirmе mekanizması ve öğeleri	16
Şekil 3.8.	Dengeleme Mekanizması Kesit Görünümü	17
Şekil 3.9.	Bileme mekanizması ve öğeleri	18
Şekil 3.10.	Sargı makinesinde sarılan log halindeki ürüne ait form.....	18
Şekil 3.11.	Trim sonrası log halindeki ürün	19
Şekil 2.12.	Çıkış konveyör grubu.....	20
Şekil 4.1.	Besleme konveyörü üzerine düşen kuvvetlerin ve tablanın hareket yönleri	21
Şekil 4.2.	Tablanın toplam kütlesi ve kütle merkezi	22
Şekil 4.3.	Ürün besleme kütlesi ve kütle merkezi	22
Şekil 4.4.	İtici asker mekanizmasına ait kütle bilgisi ve kütle merkezi	23
Şekil 4.5.	Boğazların kütlesi ve kütle merkezi	23
Şekil 4.6.	Allen Brandley mühendislik yazılımı programı veri girişi-1	24
Şekil 4.7.	Allen Brandley mühendislik yazılımı programı veri girişi-2	25
Şekil 4.8.	Allen Brandley mühendislik yazılımı programı veri girişi-3	25
Şekil 4.9.	Profil 1 (%50 Senkron Çalışma)	26
Şekil 4.10.	Motor Analiz programı bileşen detayı ve sistem performansı grafiği-1	27
Şekil 4.11.	Motor Analyzer programı (%50 senkron çalışma).....	27
Şekil 4.12.	Profil 2 (%70 senkron çalışma).....	28
Şekil 4.13.	Motor Analyzer programı bileşen detayı ve sistem performansı grafiği-2	28
Şekil 4.14.	Motor Analiz programı (%70 senkron çalışma).....	29
Şekil 4.15.	Profil 3 (%70 senkron hızlı rampa çalışma).....	29
Şekil 4.16.	Motor Analiz programı bileşen detayı ve sistem performansı grafiği-3	30
Şekil 4.17.	Motor Analiz programı (%70 senkron hızlı rampa çalışma).....	30
Şekil 4.18.	MPL-B580J Motor özellikleri.....	31
Şekil 4.19.	Seçimi planlanan redüktör-1	32
Şekil 4.20.	Seçimi planlanan redüktör-2	32
Şekil 4.21.	Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPM serisi motor seçimi durumda oluşan sonuçlar-1.....	32
Şekil 4.22.	Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPM serisi motor seçimi durumda oluşan sonuçlar-2.....	33
Şekil 4.23.	Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPM serisi motor seçimi durumda oluşan sonuçlar-3.....	33

Şekil 4.24.	Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPL serisi motor seçimi durumda oluşan sonuçlar-1	34
Şekil 4.25.	Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPL serisi motor seçimi durumda oluşan sonuçlar-2	35
Şekil 4.26.	Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPL serisi motor seçimi durumda oluşan sonuçlar-3	35
Şekil 4.27.	Şerit Bıçağın Bağlı Olduğu Kasknakları Döndüren Motor	37
Şekil 3.28.	Kasknak Kütlesi	37
Şekil 4.29.	Ara konveyör	40
Şekil 4.30.	Çıkış konveyörü	43
Şekil 4.31.	Kayış loop ölçüsü	46
Şekil 4.32.	Temel yük faktörü C0 seçimi	47
Şekil 4.33.	Hız düzeltme faktörü C3 seçimi	47
Şekil 4.34.	Hata faktörü C6 seçimi	47
Şekil 4.35.	Kayış tipi belirleme diyagramı	48
Şekil 4.36.	Kayış genişliği seçim diyagramı	49
Şekil 4.37.	Kayış genişliği doğrulama faktörü	50
Şekil 4.38.	Kayış gerdirme parçası	50
Şekil 4.39.	İtici parçaların hareketini sağlayan kayışın loop ölçüsü	52
Şekil 4.40.	Kayış gerdirme parçası	52
Şekil 4.41.	SKF 30224 tek sıralı konik makaralı rulman	54
Şekil 4.42.	SKF 30215 tek sıralı konik makaralı rulman	55
Şekil 4.43.	GE 180 S tipi SKF rulman	56
Şekil 5.1.	Üst kasknak mili sayısal çözümleme ağı görüntüsü	58
Şekil 5.2.	Üst kasknak mili üzerinde oluşan Von Mises eşdeğer gerilme dağılımı	58
Şekil 6.1.	Kesme sistemi içerisinde yer alan bileme mekanizması	59
Şekil 6.2.	Kopan şerit bıçağı örneği	60
Şekil 6.3.	Şerit genişliğinde meydana gelen azalma	61
Şekil 6.4.	Kasknak ve şerit bıçağına ait ölçülerin gösterimi	62
Şekil 6.5.	Üst kasknağı hareket ettirerek şerit bıçağı gerginliğini sağlayan hidrolik silindir	62
Şekil 6.6.	Şerit genişliğine göre kesit alanı değişikliği	63
Şekil 6.7.	Hareket eden üst kasknak sisteminin toplam kütlesi	64
Şekil 6.8.	Hareketli yapının ağırlık merkezi	64
Şekil 5.9.	Üst kasknak hareketli yapı üzerinde oluşan kuvvetlerin gösterimi	65
Şekil 6.10.	Hidrolik pistonun uyguladığı net itme kuvveti	67
Şekil 6.11.	Hidrolik piston ekseninin rulman eksenine olan dik uzaklığı	68
Şekil 6.12.	Kasknak ekseninin rulman eksenine olan dik uzaklığı	68
Şekil 6.13.	Sistemin kütle merkezinin rulman eksenine olan dik uzaklığı	69
Şekil 6.14.	Üst kasknağın bağlı olduğu sisteme ait serbest cisim diyagramı	69
Şekil 6.15.	Sistemin kütlesi	70
Şekil 6.16.	Redüktörlü motorla kontrol edilen vidalı mil	70
Şekil 6.17.	Değişken yüklere ve şerit bıçak kesit alanına göre şerit bıçak üzerinde meydana gelen gerilmeler	71
Şekil 6.18.	Kesit alanı 72 mm ² olan şerit bıçağına ait Von Mises Eşdeğer Gerilmesi	72
Şekil 6.19.	Starett Marke Gerginlik Ölçüm Cihazı	73
Şekil 6.20.	Hidrolik basınç panel üzerinde kapatıldığını gösteren resim	74
Şekil 6.21.	Üst kasknağın aşağıda olduğunu gösteren resim	74
Şekil 6.22.	Şerit bıçak üzerine bağlanan gerginlik ölçüm cihazı	75
Şekil 6.23.	Hidrolik basınç panel üzerinde 41,5 bara ayarlanan sistemi gösteren resim	76

Şekil 6.24.	Hidrolik piston bağlantı noktasındaki basınç değeri	76
Şekil 6.25.	Sistemin ağırlığı alındıktan sonra şerit üzerinde ölçülen gerilme	77
Şekil 6.26.	Üst kasnağın yukarı doğru hareket etmesiyle gerilmeye başlayan şerit bıçak	77
Şekil 6.27.	Şerit genişliğinin 66.2 mm olduğunun gösterimi	78
Şekil 5.28.	Hidrolik basınç panel üzerinde 70 bara ayarlanan sistemi gösteren resim	78
Şekil 6.29.	Sisteme 70 bar basınç verildiğinde ölçülen gerginlik değeri	79
Şekil 6.30.	Değişken yüklere ve şerit bıçak kesit alanına göre şerit bıçak üzerinde meydana gelen gerilmelerin sahada ölçülmüş değerleri	80
Şekil 6.31.	0,2 kg/m ³ ve 0,3 kg/m ³ ürünler için değişken kesme açılarına göre sahada gözlemlenmiş kesme kaliteleri	81
Şekil 6.32.	Kesim örnekleri (0-Kalitesiz Kesim,1-Kaliteli Kesim)	81
Şekil 6.33.	0,2 kg/m ³ ve 0,3 kg/m ³ ürünler için değişken kesme açılarına göre sahada gözlemlenmiş şerit bıçak ömürleri	81
Şekil 6.34.	Değişken kesme açılarına göre sahada gözlemlenmiş optimum şerit bıçak bileme süreleri	82
Şekil 6.35.	Değişken kesme açılarına göre sahada gözlemlenmiş optimum şerit bıçak bileme tekrar süreleri	83
Şekil 6.36.	Şerit bıçak genişliği değişimi	84
Şekil 6.37.	Kaliteli kesim için gerekli şerit bıçak gerginliği	85
Şekil 6.38.	İdeal şerit gerginliğinin, farklı bıçak kesiti ve ürün yoğunluklara bağlı hidrolik pistonun şerit bıçak üzerine uyguladığı indirgenmiş kuvvet değerleri ..	85
Şekil 6.39.	Şerit bıçak üzerinde oluşan gerilmeleri sağlayan hidrolik piston basıncı	86
Şekil 6.40.	Şerit bıçak üzerinde oluşan gerilmelerin teorik ve ölçüm değerlerinin karşılaştırılması	86
Şekil 6.41.	Tez çalışması öncesi ve sonrası makine verimliliğinin kıyaslanması	87
Şekil 6.42.	Tez çalışması öncesi ve sonrası şerit bıçak malzeme ömrünün kıyaslanması	87
Şekil 6.43.	Şerit bıçak ömrü	88
Şekil 6.44.	Tez kapsamında yapılan endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesi	89

TABLO DİZİNİ

Tablo 2.1.	Farklı formlarda ki temizlik kâğıdı üretimleri için bobin teknik özellikleri	3
Tablo 4.1.	Motor Analiz Programı verisi-1	26
Tablo 4.2.	Motor Analiz Programı verisi-2	26
Tablo 6.1.	Şerit bıçak kesit alanı değişimleri	63
Tablo 6.2.	Hidrolik pistonun oluşturmuş olduğu itme kuvveti	67
Tablo 6.3.	Değişen Kuvvetlere Göre Şerit Bıçakta Meydana Gelen Gerilme Kuvveti	71



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

M_s	: Sürtünme Torku, (Nm)
m_T	: Toplam kütle, (kg)
g	: Yer çekim ivmesi, (m/s^2)
μ	: Sürtünme katsayısı,
l	: Mesafe, (m)
P	: Motor Gücü, (kW)
n	: Çıkış Devri, (d/d)
η	: Verim,
J_{ind}	: Motor miline indirgenmiş atalet momenti, (kgm^2)
J	: Dönen kütlelerin atalet momenti, (kgm^2)
n_1	: Motor devri (d/d)
n_2	: Dönen kütlelerin devri (d/d)
J_{mot}	: Motor atalet momenti (kgm^2)
J_{tov}	: Toplam Motor Atalet momenti, (kgm^2)
M_f	: Gerekli Tahrik Momenti, (Nm)
m	: Kütle, (kg)
F_G	: Hidrolik piston uygulayabileceği maksimum itme kuvveti,(N)
M_L	: Gerekli Motor Momenti,
v	: Hız, (m/sn)
h	: verim
D	: Çap (mm)
d	: İç çap (mm)
r	: Yarı çap (mm)
f	: Yuvarlanma direnci, (mm)
α	: Konveyörün yatayla açısı, (Derece)
μ_L	: Rulman sürtünme direnci katsayısı,
A	: Konveyör motor gücü hesaplama katsayısı,
L_W	: Kayış Boyu, (mm)
C_0	: Temel Yük Faktörü,
C_2	: Genel Yük Faktörü,
C_3	: Hız düzeltme Faktörü
C_6	: Hata düzeltme faktörü
C_W	: Uygun kayış genişliği doğrulama faktörü
C_f	: Kayış genişlik belirleme faktörü
B	: Genişlik, (mm)
τ	: Kesme gerilmesi, (MPa)
F	: Kuvvet, (N)
N	: Kalan şerit bıçak ömrü, (%)
x_0	: Şerit bıçak başlangıç genişliği, (mm)
x_1	: Son Şerit bıçak genişliği, (mm)
T	: Kalan ömür (saat)
t	: zaman, (saat)
A_b	: Şerit bıçak ömür hesaplama katsayısı
F_a	: Eksenel yük, (N)

F_r	: Radyal yük, (N)
e	: Katsayı
C	: Dinamik taşıma sayısı, (N)
L_{10h}	: Çalışma Ömrü, (Saat)
Y_1	: Yük katsayıları

KISALTMALAR

GSM	: Metrekare başına gram
Acc Percen	: Hızlanma yüzdesi
Dec Percen	: Yavaşlama yüzdesi
Dec	: Azalma
Acc Time	: Hızlanma
Dec Time	: Azalan zaman
Acc Movement	: Hızlanma hareketi
Dec Movement	: Yavaşlama hareketi
rpm	: Dakikadaki devir sayısı
Ar-Ge	: Araştırma- Geliştirme

ENDÜSTRİYEL RULO TİPİ TEMİZLİK KÂĞIDI KESME MAKİNESİ TASARIMI ve KESME SİSTEMİNİN ANALİZİ

ÖZET

Doğu Marmara Kâğıt Sektör raporuna göre 2016 yılında ülkemizde 812 bin ton temizlik kâğıdı üretilmektedir. Aynı rapordaki %3'lük üretim artışı öngörüsüne göre 2020 'deki üretim miktarı 900 000 tonun üzerine çıkmıştır. Üretilen temizlik kâğıt tiplerinin büyük bir kısmını endüstriyel rulo tipi oluşturmaktadır. Toplu hizmetlerin sunulduğu alışveriş merkezleri, hastaneler, fabrikalar, kamu ve özel şirket binaları ve benzeri yerlerde yoğun olarak endüstriyel rulo temizlik kâğıtları kullanılmaktadır.

Rulo tipi endüstriyel temizlik kâğıdı üretimi yapan üretim hatları bobin halindeki temizlik kâğıdını son kullanıcıya hazır hale getirmektedir. Bu hat içerisinde; yarı ürün halindeki temizlik kâğıdı bobini, son kullanıcı kullanım çapında, bobin genişliğinde, “log” ürünler haline getirilerek rulo tipi kesme makinesinde dilimlenerek tüketici kullanım boyutuna getirilmektedir.

Endüstriyel rulo tipi temizlik kâğıdı üretiminde yaşanan kesme-dilimleme işlemleri içerisinde yer alan bazı önemli kritik sorunlar; şerit gerginliği, şerit bıçağının tasarımı ve bileme sistemidir. Bu tezin amacı, kesme-dilimleme sorunlarını çözümleyerek kaliteli kesim yapılması ve şerit ömrünün artırılarak dilimleme işleminin verimliliğini ve sarf malzeme ömrünü arttırmaktır.

Bu çalışma kapsamında endüstriyel rulo tipi temizlik kâğıdı kesme makinesi tasarımı ile kesme sisteminin analizi yapılarak prototipi imal edilmiştir. Autodesk INVENTOR 3D çizim programında makinenin tasarımı gerçekleştirilmiş ve sonlu elemanlar yöntemi ile statik ve geçme (interface) analizleri yapılmıştır. Bu analizler saha ortamında yapılan deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmış ve sonuçların geçerli olduğu ispatlanmıştır. Sonuç olarak, şerit ömrü %17 artırılmış, verimliliği benzerlerine göre %20 daha üstün bir makine bilimsel esaslara göre tasarlanıp, analizi yapılarak imal edilmiştir. Kalan şerit ömrünü ampirik olarak tespit eden iki adet formül geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Bilgisayar Destekli Tasarım, Endüstriyel Rulo Tip Temizlik Kâğıdı, Kesme Makinesi, Statik Analiz, Sonlu Elemanlar Yöntemi.

INDUSTRIAL ROLL TYPE TISSUE PAPER CUTTING MACHINE DESIGN AND ANALYSIS OF CUTTING SYSTEM

ABSTRACT

According to the 2016 East Marmara Paper Industry report, 812 000 tons of cleaning paper was produced in Turkey. Based on 3% production increase projection of the report, the production amount in 2020 has exceeded 900 000 tons. Industrial roll tissue papers constitute a large portion of the tissue paper types produced. They are extensively used in shopping malls, hospitals, factories, public and private company buildings and similar places where services are provided.

Production lines that produce roll type industrial tissue paper make the tissue paper in the form of a bobbin ready for the end user. In this line; The semi-product tissue paper bobbin is turned into products called “log” in end-user usage diameter and bobbin width. The log products are sliced in an industrial roll type tissue paper cutting machine and brought to consumer size.

Some of the critical problems experienced in the cutting-slicing processes are; unwanted strip tension, design of strip blade and sharpening system. The aim of thesis is to solve cutting-slicing problems for enhanced cutting quality and to increase efficiency of slicing process and strip life.

Within the scope of this study, design, analysis and prototype manufacturing of the industrial roll type tissue paper cutting machine are realized. Autodesk INVENTOR 3D CAD program was used to design the machine and by static analysis was conducted by FEM and fit analyzes were performed on the same program. The results were compared with experimental studies conducted in the field environment and validity of them were proved. As a result, a machine with a productivity that is 20% higher than its peers, increased life of the strip by 17%, has been designed, analyzed and manufactured according to scientific principles. Two empirical formulations are developed to determine remaining strip life.

Keywords: Computer Aided Design, Industrial Roll Type Cleaning Paper, Cutting Machine, Static Analysis, Finite Element Method.

1. GİRİŞ

Toplu hizmetlerin sunulduğu alışveriş merkezleri, hastaneler, fabrikalar, kamu ve özel şirket binaları ve benzeri yerlerde yoğun olarak endüstriyel tip rulo temizlik kâğıtları kullanılmaktadır. Doğu Marmara Kâğıt Sektör raporuna göre 2016 yılında ülkemizde 812.000 ton temizlik kâğıdı üretilmiştir. Aynı rapordaki %3'lük üretim artışı öngörüsüyle 2020'deki üretim miktarı 900.000 tonun üzerine çıkmıştır. Üretilen temizlik kâğıt tiplerinin büyük bir kısmını endüstriyel rulo tipi oluşturmaktadır (Bayrak, H. ve diğ., 2020).

Rulo tipi endüstriyel temizlik kâğıdı üretimi yapan üretim hatları bobin halindeki temizlik kâğıdını son kullanıcıya hazır hale getirmektedir. Bu hat içerisinde; yarı ürün halindeki temizlik kâğıdı bobini, son kullanıcı kullanım çapında, bobin genişliğinde, “log” ürünler haline getirilerek rulo tipi kesme makinesinde dilimlenerek tüketici kullanım boyutuna getirilmektedir Aktepe, K. (2011).

Endüstriyel rulo tipi temizlik kâğıdı üretiminde yaşanan kesme-dilimleme işlemleri içerisinde yer alan bazı önemli kritik sorunlar; şerit gerginliğinden kaynaklanan kopmalar, şerit bıçağının tasarımından kaynaklanan iyileştirmeye açık ve bileme sistemidir. Bu tez çalışmasında kesme-dilimleme sorunlarının çözümlenerek kaliteli kesim yapılması ve şerit bıçak ömrünün arttırılması hedeflenmiştir. ve böylelikle dilimleme işleminin verimliliği ve sarf malzeme ömrü arttırılmıştır.

Bu tez aşağıda yer alan diğer bölümlerden oluşmaktadır.

Bölüm 2'de temizlik kâğıdı ve endüstriyel rulo temizlik kâğıdı üretim makineleri hakkında bilgiler ile literatürde yapılmış ilgili çalışmalara yer verilmiştir. Bölüm 3'te Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı makinesine ait kritik noktalardaki tahrik ve yataklama elemanlarının mühendislik hesaplamaları yapılmıştır. Bölüm 4'te Şerit bıçak gerdirmeye işleminin yapılmasında kritik öneme sahip olan üst kasnak milinin bilgisayar ortamında statik analizi gerçekleştirildi. Bölüm 5 Bulgular ve Tartışma kısmında kesme sistemindeki problemler ve öngörü çözüm modelleri anlatıldı. Şerit bıçak üzerinde sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirildi. Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen bulgularla sayısal incelemeler sonucunda elde edilen bulgular karşılaştırıldı. Bölüm 6 Sonuç ve Öneriler kısmında tezin özeti ve uygulama alanına yaptığı katkılar sunularak, geliştirilmesi için araştırma önerilerine yer verilmiştir.

2. ENDÜSTRİYEL RULO TEMİZLİK KÂĞIDI ÜRETİM MAKİNELERİ

2.1. Temizlik kâğıdı

Temizlik kâğıdı; sert ve yumuşak ağaçların karışımı, su ve sentetik bileşikler kullanılarak üretilir. Bir temizlik kâğıdı için oluşturma prosedürü; temel olarak hamur haline getirmeyi ve ıslatmayı, su tutma sınırını güçlendirmek veya yumuşatmak ve iyileştirmek için renk veya bileşenler eklemeyi ve son olarak gerekli şekle getirmek için sıkmayı içerir. İmal edilen temizlik kâğıdı büyük bobinlere sarılarak yarı mamul haline getirilir. Şekil 2.1.'de temizlik kâğıdı bobinleri gösterilmiştir. Bobinlerin kütleleri 200-20.000 kg arasında değişiklik gösterebilmektedir.



Şekil 2.1. Temizlik kâğıdı bobinleri

Yarı mamul halindeki bobinler temizlik kâğıdı dönüşüm makinelerinde işlenerek tüketicinin kullanımına hazırlanmaktadır. Dönüşüm makinelerinin kendi bünyelerindeki işlevlere göre dönüşüm çıktısı ürün; peçete, ”v” ve ”z” katlı kâğıt havlu, Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı, tuvalet kâğıdı gibi farklı formlara dönüştürülmektedir. Son kullanıncaya hitap edecek farklı formlarda temizlik kâğıdı üretimi yapılabilmesi için; imal edilmek istenilen formdaki ürüne uygun üretim hattına sahip olmak ve forma uygun yarı mamul bobin kullanmak gerekmektedir. Kullanılan temizlik kâğıdının teknik özelliği üretimi doğrudan etkilemektedir. Bu kapsamda farklı formlardaki temizlik kâğıdı üretiminde

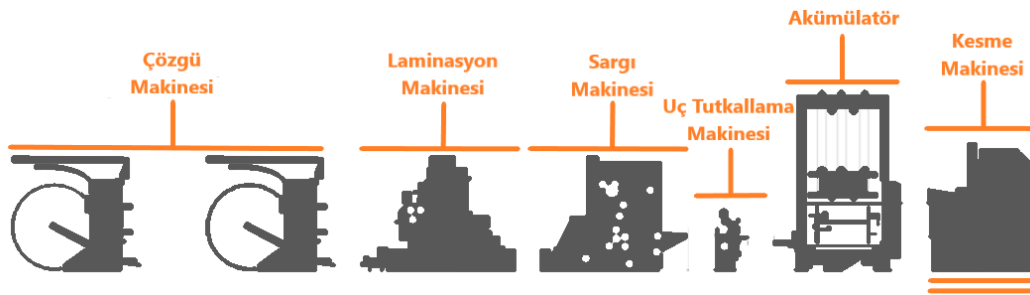
kullanılan farklı bobin teknik özellikleri örnek olarak Tablo 2.1’de farklı formlarda ki temizlik kâğıdı üretimleri için bobin teknik özellikleri de verilmiştir.

Tablo 2.1. Farklı formlarda ki temizlik kâğıdı üretimleri için bobin teknik özellikleri

	Kutu Mendil	Tuvalet Kâğıdı	Kâğıt Havlu	Peçete
GSM (g/m ²)	14-15	15-23	17-30	16-30
Krep(%)	15-23	14-25	16-20	6-16

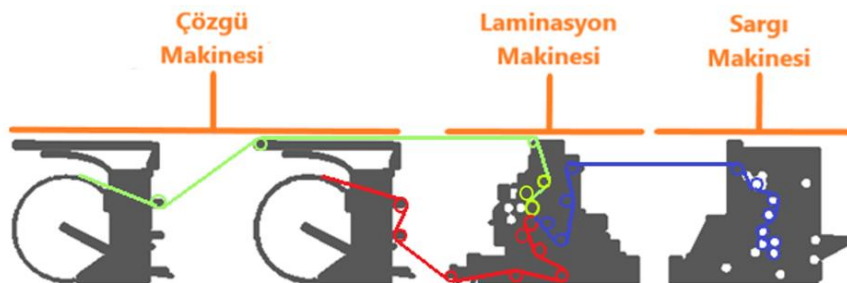
2.1.1. Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı üretim makineleri

Endüstriyel tip rulo temizlik kâğıdı üretim hatları Şekil 2.2’de Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı üretimi için makina parkuru gösterildiği gibi çözgü, laminasyon, sargı, uç tutkallama, akümülatör, kesme ve paketlenme makinelerinden oluşmaktadır.



Şekil 2.2. Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı üretimi için makina parkuru

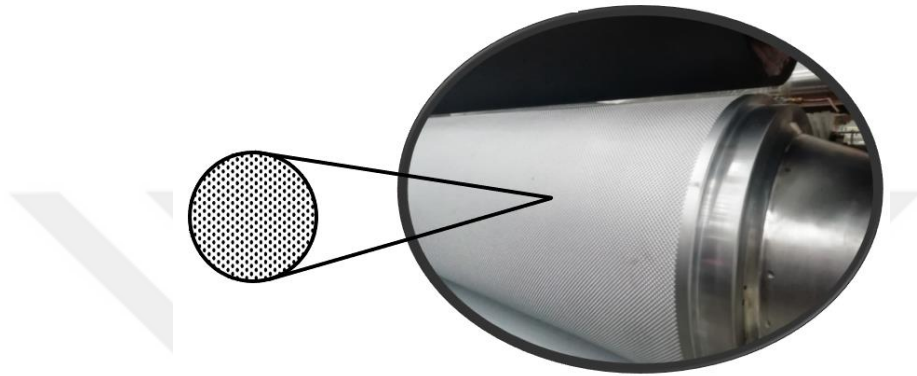
Bobin halindeki temizlik kâğıdı Şekil 2.3’te gösterilen üretim hattı içerisinde yer alan çözgü makinelerine takılmaktadır. Üretilmek istenen kat sayısına göre bobin seçimi ve çözgü makinesi seçimi yapılmaktadır. Tek kat sarılı bobin ve çift çözgü makinesi kullanılarak yapılan üretimde ilerleyiş şu şekilde işlemektedir:



Şekil 2.3. Çözgü makinelerinde açılarak hat içerisinde online olarak akan kâğıdın akış hattı

Şekil 2.3'te gösterildiği gibi çözgü makinelerinde açılan temizlik kâğıtları, laminasyon makinesine geldiğinde, her iki kat birbirine tutkal vasıtasıyla yapıştırılır. Daha sonra ise online olarak akan temizlik kâğıdı üzerine gofraj baskı yapılır.

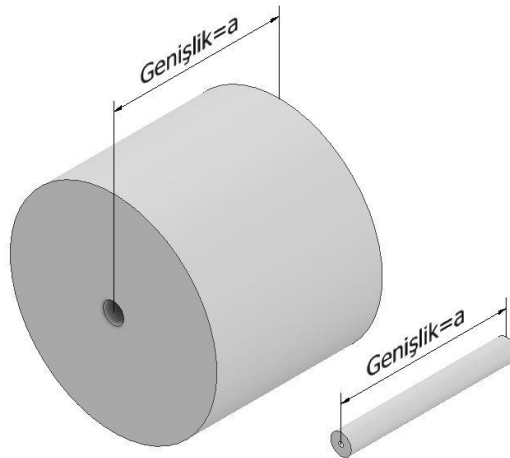
Laminasyon makinesi çıkışında; Şekil 2.4'te gösterilen gofraj deseninin kabartması üzerine çıkartılan, bobin genişliğinde 2 katlı temizlik kâğıdı online olarak akmaya devam etmektedir.



Şekil 2.4. Gofraj silindiri ve üzerindeki kabartma deseni

Sargı Makinesine ulaşan 2 katlı desenli kâğıt, mihver boru olarak tabir edilen masuranın etrafına sarılmaya başlanır. İstenilen çap ve sarım metrajına uygun olarak sarım işlemi gerçekleştirilerek kâğıt kesilir.

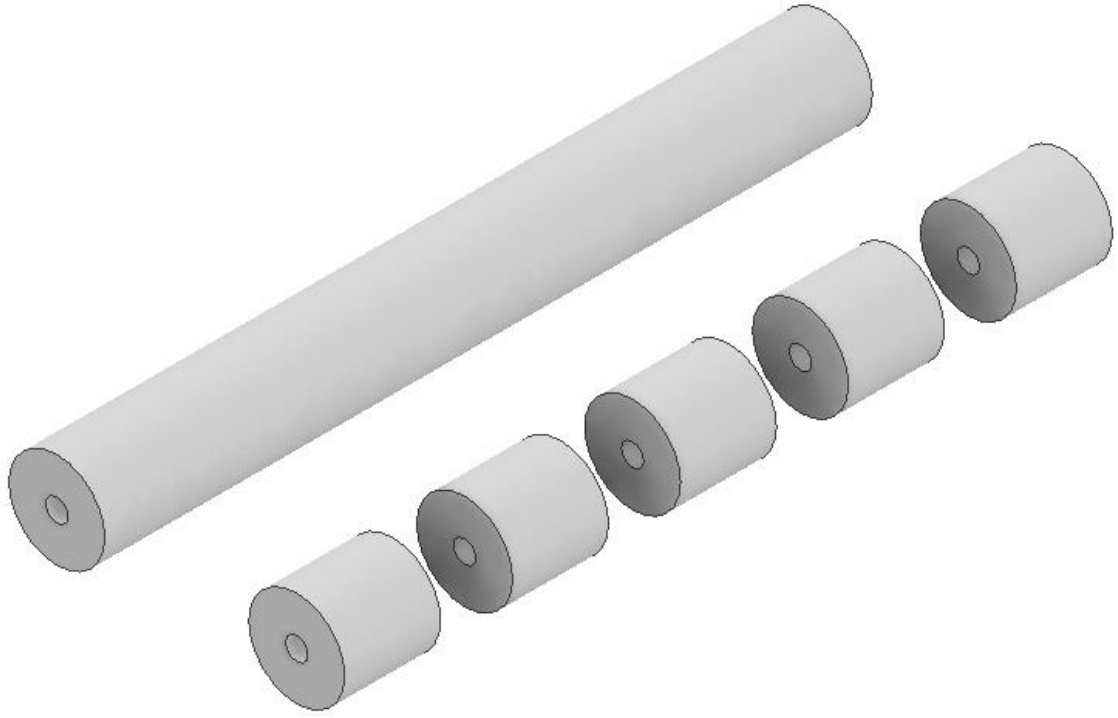
Sargı Makinesi çıkışında; bobin genişliğinde, masura etrafına sarılmış, rulo halinde, 2 katlı, ucu açık rulo temizlik kâğıdı bulunmaktadır. Sargı Makinesi sonrasında bobin genişliğinde elde edilen ve “log” olarak tabir edilen ürün Şekil 2.5'te gösterilmektedir.



Şekil 2.5. Bobin halinden istenilen çapta log haline getirilen sarılmış ürün

Log halindeki ürünün uç tutkallama makinesinde açık olan ucu, rulo dış yüzeyine tutkal vasıtasıyla yapıştırılarak kapatılır. Yapıştırma sonrasında loglar, yapıştırma işlemi sonrası tutkalın kuruması için akümülatöre aktarılır.

Akümülatör logların kesme makinesine ulaşma sürelerini uzatarak tutkalın kurumasını sağlamaktadır. Kesme makinesine ulaşan loglar istenilen boyda dilimlenerek Şekil 2.6.'da gösterildiği gibi tüketicinin kullanımına hazır hale getirilmektedir.



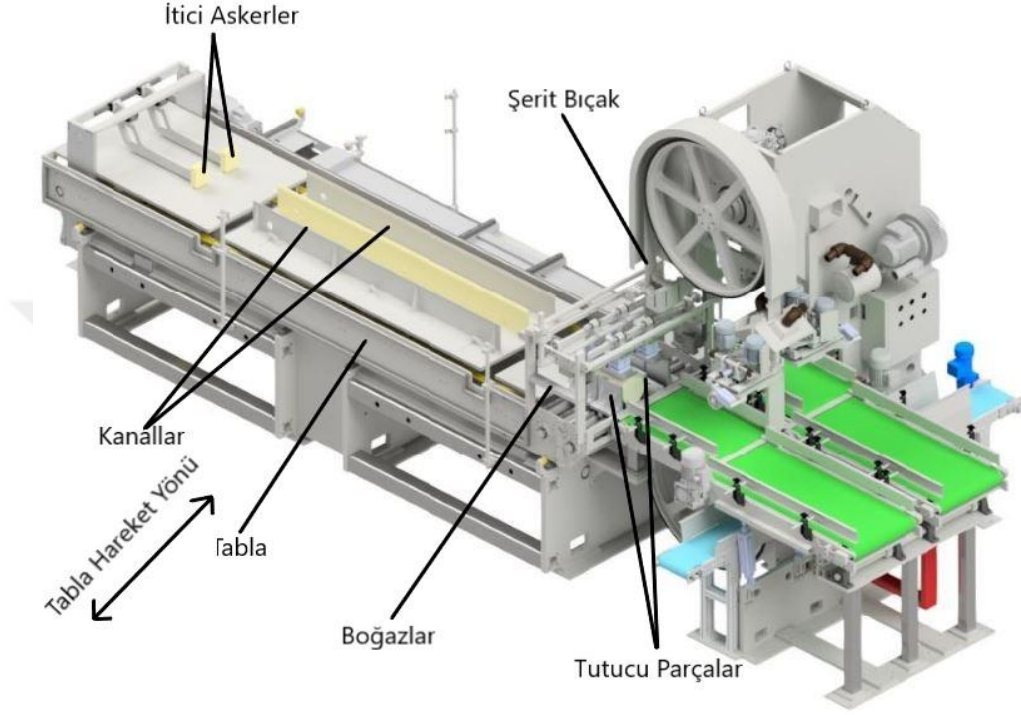
Şekil 2.6. Kesme-dilimle işleminden sonra tüketici kullanımına hazır hale getirilen ürünler

2.2. Endüstriyel Rulo Temizlik Kâğıdı Kesme Makinesi

Tipik bir endüstriyel rulo temizlik kâğıdı makinesi Şekil 2.7'de endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesi gösterilmiştir. Bu makineye bobin genişliğinde ve istenilen çapta log halindeki ürünler gelmektedir. Kesme işlemi aşağıda maddeler halinde anlatılmıştır.

- 1) Log halindeki ürünle kesme makinesi üzerinde yere alan kanallara düşer.
- 2) İtici askerler, kanallara düşen ürünleri; istenilen hızda, kesilmek istenilen boya kadar boğazlara iter ve durur.
- 3) Boğazlar içerisine giren ürün, tutucu parçalar tarafından kavranır.

- 4) Kanalları ve boğazları üzerinde taşıyan kesme tablası, şerit bıçağının kesme yönünde ileri-geri hareket ederek kesme işlemini gerçekleştirir.
- 5) Kesilen ürün sonrasında log; itici askerler tarafından tekrar ilerlettirilir ve işlemler tekrarlanır.



Şekil 2.7.Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesi

Saha çalışmalarında kullanılan endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesinde Ø100-Ø300 arası rulo şeklindeki temizlik kâğıtlarının, şerit bıçak yardımıyla kesimi yapılabilmektedir.

Makine tasarım sistematğinde parçalar grupları, gruplar makineleri ve makineler ise üretim hattını oluşturmaktadır.

2.3. Endüstriyel Kesme Makinesi Statik ve Geçme Analizleri

Bilgisayarların hayatımızı girmesiyle birlikte gelişen yazılım programları sayesinde tasarım esnasında modellerin test edilmesi imkânı doğmuştur. Mühendisliğin her dalında bilgisayar destekli mühendislik yazılımları bu imkânları genişletmiştir.

Bilgisayar ortamında gerçekleştirilen analizler, ürünlere tasarım sürecinde müdahale edilerek uygun tasarımın gerçekleştirilmesini sağlamaktadır. İlkel yapılan tasarım

süreçlerinde zaman harcanarak tasarımcının oluşturduğu modelin prototipi yapılarak saha ortamında testler gerçekleştirilirdi. Bu testler sonrasında doğru çıktıya ulaşılmaz ise tasarım ve imalat işlemi tekrarlanırdı. Bazen doğru sonucu elde etmek için tekrar eden testler sonucunda sayısız prototip kullanılırdı. Dolayısıyla bu durum Ar-Ge ve Ür-Ge çalışmalarında zaman ve maliyetlerin aşırı artmasına neden olurdu.

Günümüzde bilgisayar destekli mühendislik yazılım programları sayesinde, zaman ve maddi kayıp yaşanmadan, tasarımı bilgisayar ortamında mühendislik yazılımı kullanarak uygulamaya koyup, statik ve geçme analizleri yaparak yanlışların görülmesine ve düzeltilmesine olanak sağlanmaktadır. Yapılan analizler Ar-Ge ve Ür-Ge çalışmalarında hızlı ve düşük maliyetli sonuç alınmasını sağlamaktadır.

Bilgisayar ortamında gerçekleştirilen tasarım üzerinde dinamik simülasyonlar yapılarak geçme analizleri de gerçekleştirilebilmektedir. Yapılan simülasyon ve analizler ürünlerin gerçek hayatta uygulamasında kullanım güvenliği sağlamaktadır.

Bu çalışmada bilgisayar ortamında gerçekleştirilen tasarım çalışmaları Autodesk Inventor mühendislik yazılımı programında gerçekleştirilmiştir. Yine aynı program üzerinde statik analiz ve dinamik simülasyonlar (geçme analizleri) gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar ortamında tasarım aşamaları tamamlanan makine aksamalarının yine bilgisayar ortamında statik analiz uygulaması yapılarak; aksamda yer alan makine elemanlarının durağan halde farklı kuvvetler altında maruz kalacağı gerilmelerin tespit edilmesine ve bu gerilmeler sonrasında parçalarda meydana gelen değişimlerin gözlemlenerek parça emniyetinin teyit edilmesine olanak sağlamıştır.

2.4. Literatürde Yapılan Çalışmalar

Bilgisayar ortamında 3D model olarak tasarımı gerçekleştirilerek statik analizin yapılmasındaki amaç, prototip imalatı öncesinde tasarımı oluşturan elemanların uygunluğunun kontrolünü yaparak, tasarımın doğruluğunu sağlamaktır. Bu sayede zaman kazancı ve maliyetlerin azalması sağlanmaktadır.

Endüstriyel Rulo tipi temizlik kâğıdı kesme makinesi tasarımı bilgisayar ortamında 3 boyutlu olarak çizilir. Kritik mekanik sistemler ve bu sistemleri oluşturan ögeler için öngörü modelleri oluşturulur. Oluşturulan öngörü modelleri üzerinde statik, dinamik ve

kinematik analizler gerçekleştirilir. Elde edilen sonuçlar yorumlanarak öne çıkan model üzerinde karar kılınır. Tüm grubun tasarımı bittikten sonra hareketli ve değişken yüke maruz kalan tüm öğelerin statik analizi tekrar yapılarak tasarımın uygunluğu kontrol edilir. Analiz sonuçlarına göre gerekli değişiklikler yapılır veya aynen kabul edilir. Benzeri makine aksamlarına ait tasarım ve analizlerde literatürde bulunmaktadır.

Li X. ve diğerleri (2013) toprak işleme makinelerinde kullanılan dönme bıçağının, statik ve dinamik bıçak eksenini analiz etmek için doğal frekans, yer değiştirme, gerilme ve deformasyon elde edebilen sonlu elemanlar analiz yazılımı (NX NASTRAN) kullanmışlardır. Simülasyon sonuçlarının gerçek duruma benzer olduğunu tespit etmişlerdir. Simülasyon sonuçlarına göre çalışılabilecek uygun tasarımı gerçekleştirmişlerdir.

Selvi K.Ç. (2017) bilgisayar destekli tasarım ile rototiller için yeni bir bıçak tasarımı ve statik analizini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada 3 farklı malzeme seçimi ile dizayn edilmiş yeni tip bir bıçağın statik çözümlemesine çalışılmıştır. Bu çalışma sonucunda Sonlu elemanlar, kontrol edilebilir bileşenlerle karmaşık mühendislik problemlerini çözmek için oldukça etkili bir yöntem olduğunu ve statik analizlerinde verimli bir şekilde kullanılabileceğini tespit etmiştir. Bu yöntemlerin katı bir modelleme programı ile entegrasyonu tasarımcılara zaman, işçilik ve malzeme tasarrufu açısından avantajlar sağladığını ve döner bıçakların analizi mekanik dayanım açısından güvenilir olduğunu belirlemiştir. Ayrıca bilgisayar ortamında elde ettiği analiz sonuçları neticesinde kullanılan 3 malzemenin her birinin mekanik dayanım açısından sınır değerlerin altında olması nedeniyle piyasa koşullarında daha ucuz malzemenin seçilmesi ekonomik bir avantaj olacağını bu şekilde tespit etmiştir.

Endüstriyel rulo tip kesme makinesi içerisinde, kesme gurubunda yer alan şerit bıçağı üzerinde oluşan gerginlikler ve şerit bıçağının mekanik özellikleri, çalışma esnasında bıçak üzerinde oluşan çatlaklar ve çalışma esnasında şerit bıçağının kopması vb. durumlar bu çalışma kapsamında çalışma ortamında gerçekleştirilen deneylerde tespit edilmiştir. Saha ortamında benzer makine aksamaları üzerinde yapılan deneylerde literatürde bulunmaktadır.

Gao J. ve diğerleri (2016) şerit testere bıçağı çatlaklarının öncesi ve sonrası karşılaştırılmasını ve analizini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada bir şerit testere bıçağının

titreşim yer değiştirmesinin testere mili hızı, bıçak gerginliği, besleme hızı gibi parametreler bağlı olduğu tespit edilmiştir.

Kalincová, D. (2009) plastik deformasyon işleminden sonra şerit testere bıçağının yüzey mekanik özelliklerinin analizini gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, malzemelerin şerit testere bıçağının mekanik özelliklerindeki değişiklikleri doğrulanarak, şerit testerenin haddelenen kısımlarında artan sertlik değerlerini tespit etmiştir.

Schajer G.S. (1984) dairesel ve şerit testere gerdirme ilkelerini ve uygulamasını inceleyerek bıçak gerdirmenin işlevini açıklar ve bıçak performansını iyileştirmek ve sürdürmek için sürecin etkili bir şekilde kullanılabileceği yolları açıklamıştır.

Kuratanı, F. (2010) Daire testere üzerinde gerdirmenin etkisini doğru bir şekilde değerlendirmek, haddeleme ile gerdirilen testere bıçağının doğal frekansındaki değişikliği kullanmanın esas olduğunu kabul ederek gerilim etkisinin değerlendirmek ve gerekli modlar kullanarak doğal frekansları kolayca ölçmek için modal filtre adı verilen bir uzaysal filtreleme tekniği ile ilgili çalışmıştır.

Fujiwara, K. (2002a) şerit testere rulo-gerdirmе teorik olarak Aoyama'nın temel denklemlerini güçlendirerek analiz etmiştir. Analizde, birkaç haddeleme-gerdirmе geçişinden sonra biriken gerilim miktarı, her haddeleme-gerdirmе geçişindeki gerilim miktarının lineer birikimi olarak ifade ederek Aynı koşulda, birikmiş kron geri miktarının ifadesi için de uygulamıştır. şerit testere bıçağının enine yönünde kanaldan rulo-germe noktasına kadar olan mesafe ile şerit testere bıçağının enine yönünde kanaldan gerilim miktarının maksimum, minimum veya sıfır olduğu mesafe arasındaki ilişkiler belirleyerek açığa kovuşturmuştur. şerit testere bıçağının enine yönünde isteğe bağlı bir mesafede gerilim miktarını veya tepe sırt miktarını ayarlamak için gerekli şartları karşılamak için bir ayarlama prosedürü geliştirmiştir. şerit testere rulo-gerdirmе işlemi teorik olarak bu prosedürle kontrol edilebilmektedir.

Fujiwara, K. (2002b) tarafından geliştirilen bir şerit testere rulo-germe teorisinin geçerliliği, bir model deneyi temelinde doğrulanmıştır. Gerçek vals gerdirmе işleminin bu teori ile açık bir şekilde açıklanabileceği gösterilmiştir. Bu teoride, yuvarlanma-gerdirmе kuvveti aktarım katsayıları tanıtılmaktadır.

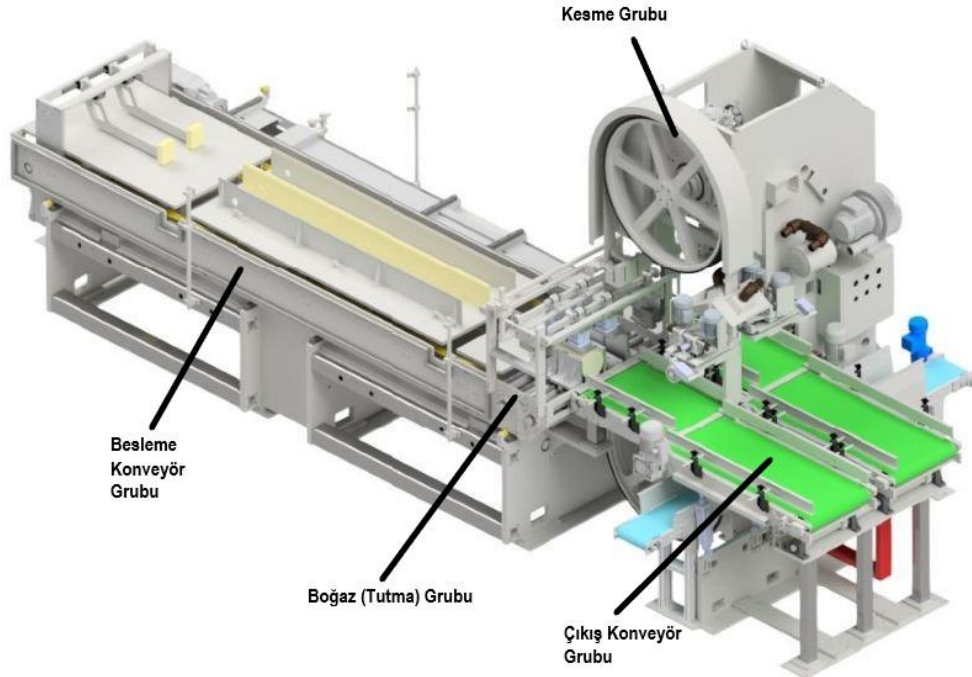
Khramshin, VR. ve diğlerleri (2016) sürekli geniş şerit sıcak haddehanede otomatik şerit gerginlik kontrolü için elektrik ve mekanik sistemin iyileştirilmesi üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir.

Zhoa-fang, J. ve diğlerleri (2017) yük altında şerit testere bıağında farklı gerdirme sistemlerinin etkisi üzerine çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada şerit testere bıçağının enine titreşim yer değiştirmesi, titreşim toplama cihazı ve analiz yazılımı kullanılarak toplanmıştır. Bu veriler kapsamında testere bıçağının yanal titreşim yer değiştirme verileri analiz edilerek şerit testerenin yük altında farklı gerdirme sistemiyle yer değiştirmesinin değişimi gözlemlenmiştir. Testere bıçağı titreşiminin önemli faktörlerinin ve en iyi çalışma parametrelerinin ortogonal deney analiziyle elde edildiğini göstermektedir.

3. ENDÜSTRİYEL RULO TEMİZLİK KÂĞIDI KESME MAKİNESİ TASARIMI

Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesi tasarımı Autodesk Inventor 2021 programı kullanılarak 3 boyutlu olarak yapılmıştır. Tasarım süreci, fizibilite çalışmalarının yapılmasıyla başlamaktadır. Fizibilite çalışmalarına, ihtiyaçlara getirilecek çözüm ve metotların literatür ve patent taramaları yapılarak başlanır. Her türlü görsel kayıt incelenir. Elde edilen veriler kapsamında tasarımın teknolojik altyapı, yetkin çalışma gücü ve şartname doğrultusunda yapılabilirliği değerlendirilerek tasarımın yapılmasına karar verilmiştir.

Tasarım esnasında çizilen her parça; boyut, ebat, malzeme tanımı ve uygulanacak özel işlem gibi spesifik bilgilere sahip olmaktadır. Çizilen her parçaya; takibinin kolay yapılabilmesi, diğer parçalarla montaj işleminin hızlı ve sorunsuz yapılabilmesi ve kaybolmasının önüne geçilmesi için sistem üzerinde bir adres verilmektedir. Adres sisteminde parçalar, grupları; gruplar ise makineyi oluşturmaktadır. Bu adres aynı zamanda parça üstüne imalat esnasında lazer markalama cihazı vasıtasıyla markalanmaktadır.

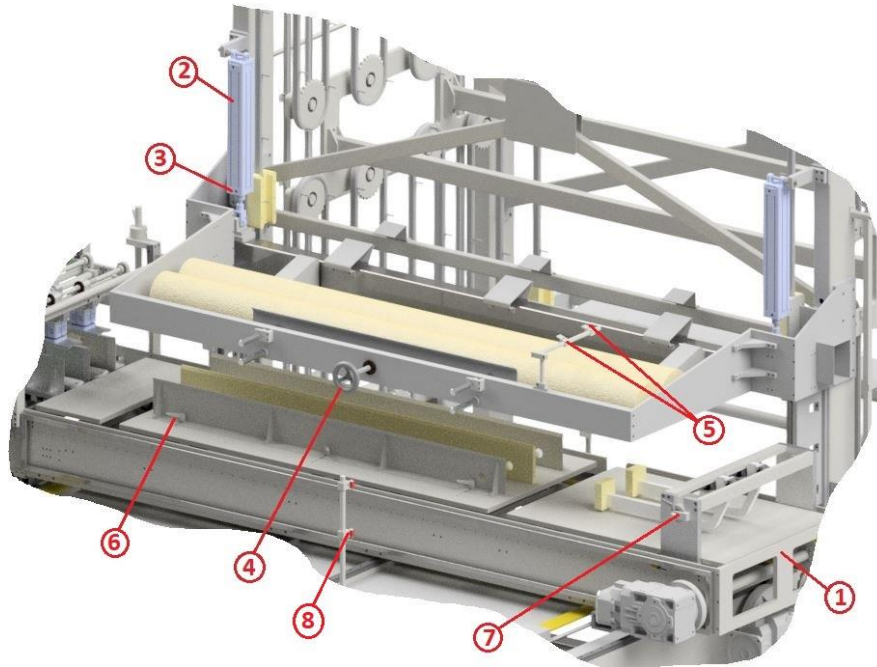


Şekil 3.1. Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesini oluşturan gruplar

Şekil 3.1’de gösterildiği gibi endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesi 4 ana gruptan oluşmaktadır. Bu gruplar ürün akış sırasıyla besleme konveyör grubu, boğaz grubu, kesme grubu ve çıkış konveyör grubudur. Tüketici kullanım çapında 1600 mm – 2800 mm boyundaki log halindeki rulolar bu makine üzerinde dilimlenerek tüketici kullanım boylarına getirilmektedir.

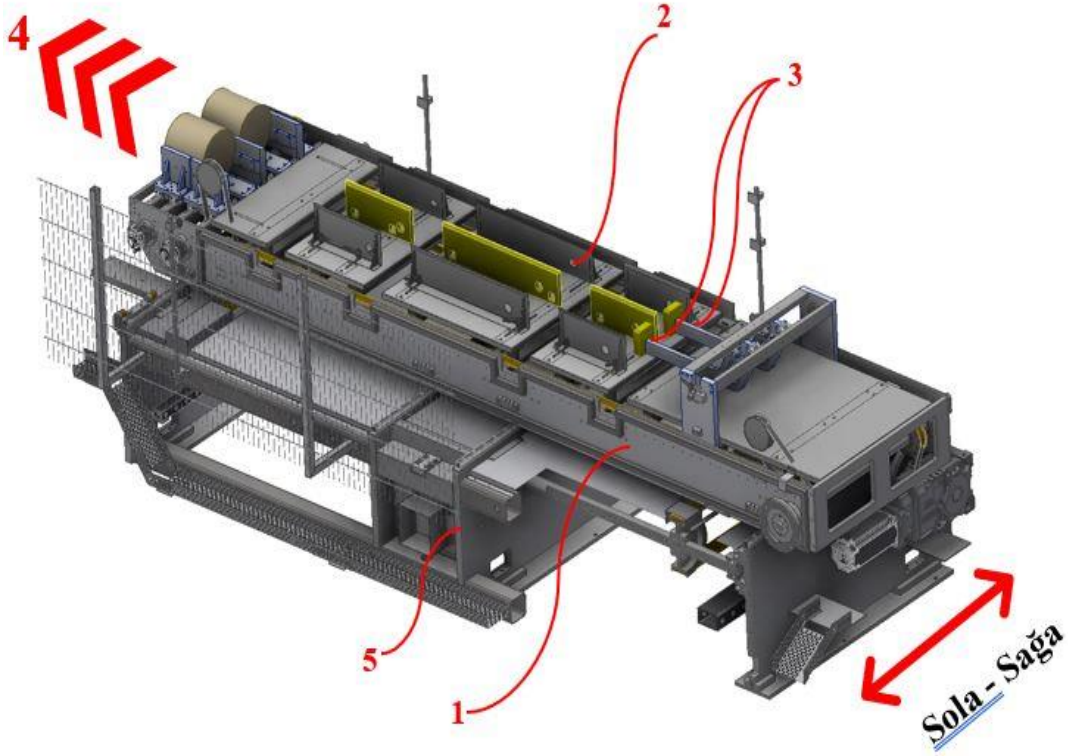
3.1. Besleme Konveyör Grubu

Kesilecek ürünlerin (Log) şerit bıçağa itildiği ve kesme işleminin gerçekleşmesi için tablanın sağ-sola hareket ettiği besleme konveyörü ayar noktaları Şekil 3.2’de gösterilmektedir. Akümülatörden gelen ürünlerin kesim için besleme konveyörüne (1) indirilmesi pnömatik silindirler (2) yardımıyla yapılır. Ürünlerin iniş ve çıkış hızları silindir veya valf üzerindeki hava kısıcılarla (3) ayarlanır. Ürünlerin çaplarına göre indirme kolundaki konumları karşı dayama sacının pozisyonu ile ayarlanır. (4) İndirme kolundaki ürün doluluğu fotoseller (5) ile takip edilmektedir. Besleme konveyörünün (1) ürünü kılavuzlaması yan destek sacları (6) ile yapılır. Aynı şekilde iticiler ürün konumuna göre ayarlanır. (7) Besleme konveyörünün doluluk takibi sensörler (8) yardımıyla yapılır.



Şekil 3.2. Besleme konveyörü ayar noktaları

Log halindeki ürünler besleme konveyöründe yer alan tabla (1) üzerindeki kanallara (2) düştükten sonra itici parçalar (3) vasıtasıyla boğaz grubuna (4) doğru itilmektedir. Tabla (1), şase (5) üzerinde yer alan lineer ray (6) üzerine arabalar vasıtasıyla konumlandırılmıştır. Kesme esnasında Motor (7) tarafından tahriklenen mil (8), kayış (9) ve kasnak (10) sistemi sayesinde tabla sağa ve sola doğru hareket etmektedir.

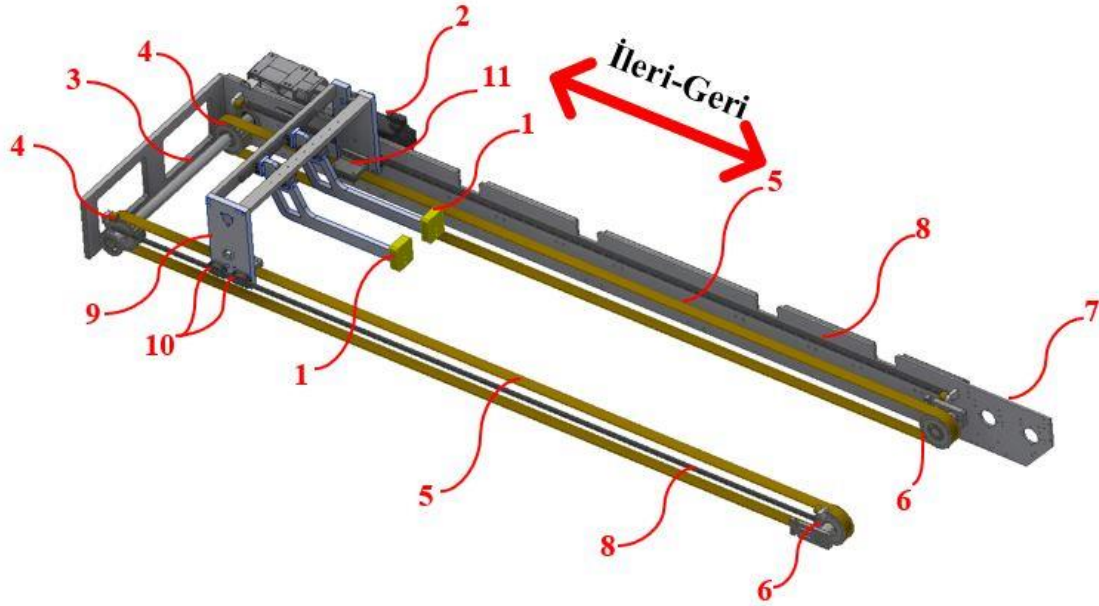


Şekil 3.3. Besleme konveyörü kesme hareketi

Şekil 3.3'te gösterilen tabla üzerinde yer alan kanallar içerisinde log halindeki ürünü boğaz grubuna doğru ilerleten itici parçalar (1) servo motor (2) vasıtasıyla hareket ettirilerek kontrol edilmektedir.

Şekil 3.3.'te gösterildiği gibi servo motor (2) çıkışında yer alan mil (3) üzerinde bulunan kasnaklar (4) ve bu kasnaklara (4) bağlı olan tahrik kayışları (5) kanal son konumunda yer alan kasnaklara (6) bağlıdır. İtici parçalar (1) sağ ve sol tarafta bulunan yan tabla şaselerinde (7) yer alan lineer raylar (8) üzerinde, itici parçaların (1) bağlı olduğu bağlantı parçaları (9) üzerinde yer alan arabalar (10) vasıtasıyla ileri-geri hareket edebilmektedir. Tahrik kayışlarının (5) bağlı olduğu kayış bağlantı parçaları (11) sayesinde itici parçaların

(1) bağılı olduğu yapı ileri-geri kayış hareketi boyunca Şekil 3.4'te gösterildiği gibi hareket etmektedir.



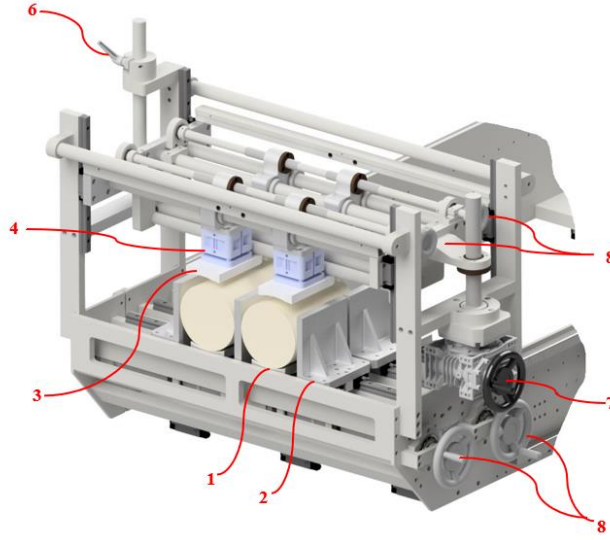
Şekil 3.4. İtici parçaların ileri-geri hareket mekanizması

3.2. Boğaz Grubu

Logların kesim esnasında tutulduğu gruptur. Alt-üst ve giriş-çıkış bölümlerinden oluşur. Ürünlerin tutulması boğaz diye tabir edilen Şekil 3.5'te gösterilen destek parçaları ile sağlanmaktadır. Kesim esnasında alt (1) ve yan (2) boğazlar sabit üst (3) boğazlar pnömatik silindirler (4) yardımıyla ürünü sıkmak için hareket ederler.

Alt ve yan boğazların ara mesafesi giriş ve çıkışta volanlar (5) ile ayrı ayrı ayarlanmaktadır. Aynı şekilde üst boğazların dikey pozisyonları kilidi (6) açıldıktan sonra volan (7) yardımıyla ayarlanabilir. Yatay konumları yine küçük volanlar (8) yardımıyla ayarlanabilir.

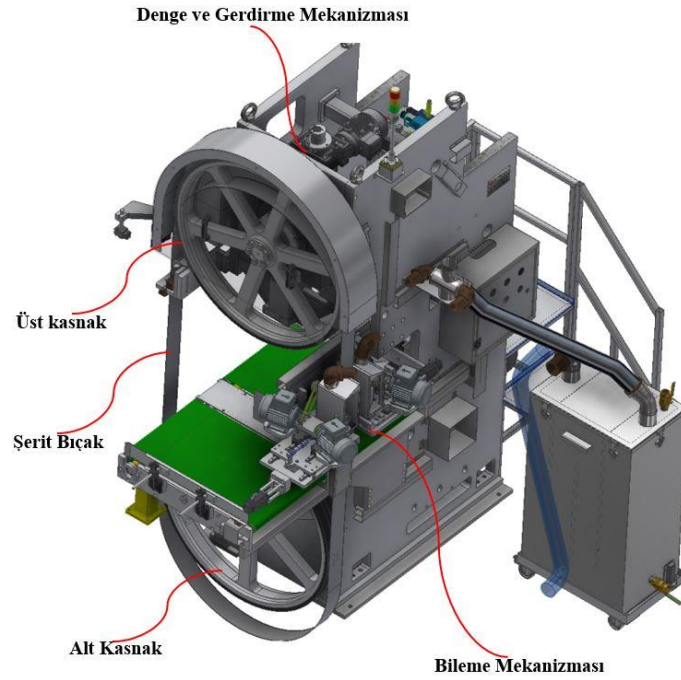
Kesilen ürünün düzgün bir yüzeye sahip olabilmesi için boğaz sıkılığının miktarı önemlidir. Boğazlar kapatıldıktan sonra ürün içerde gevşek olmamalı, hafif bir sertlikte olmalıdır.



Şekil 3.5. Boğaz grubu ayar noktaları

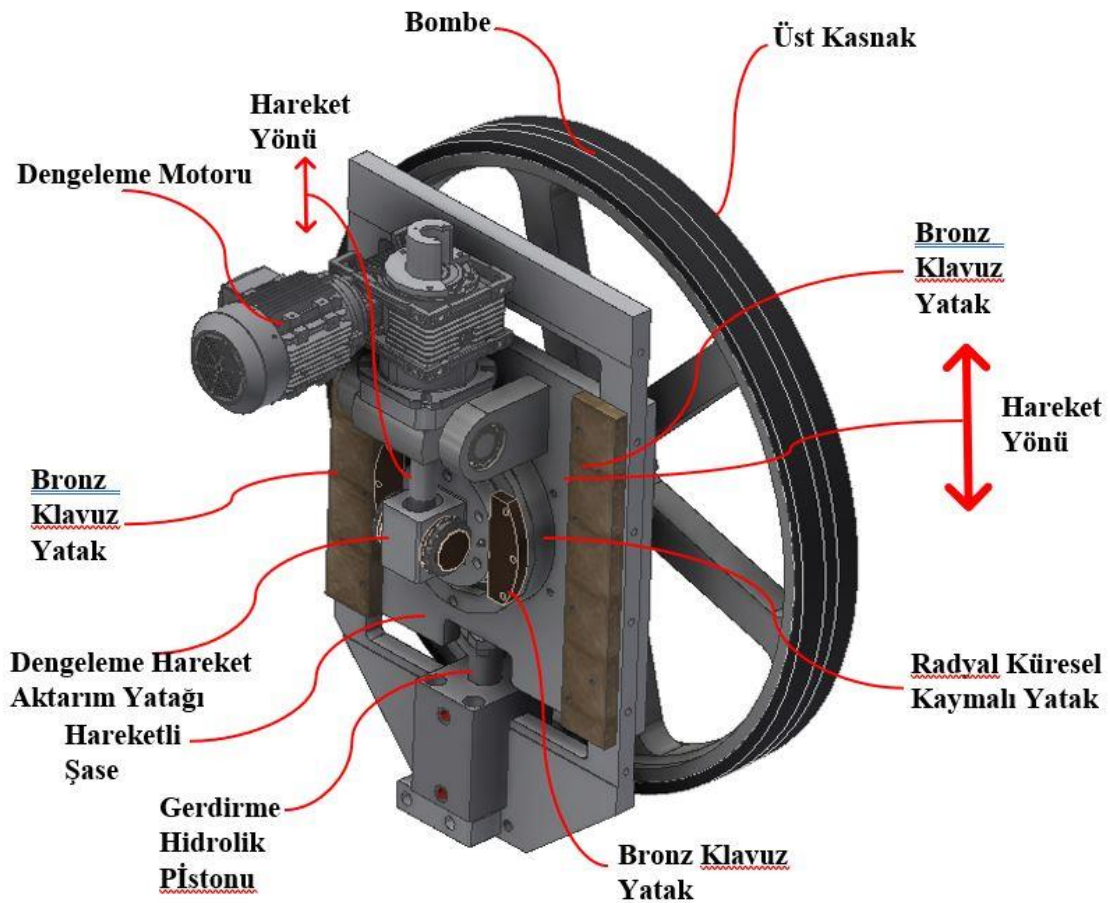
3.3. Kesme Grubu

Log halindeki ürünlerin şerit bıçak vasıtasıyla dilimlenerek tüketici kullanım boyutuna getirildiği gruptur. Şekil 3.6’da gösterilen iki kasnak arasında gerdirilerek döndürülen şerit bıçağı; boğazlar tarafından tutulan logların dilimlenmesini tablanın sağa-sola hareketi sayesinde gerçekleştirir.

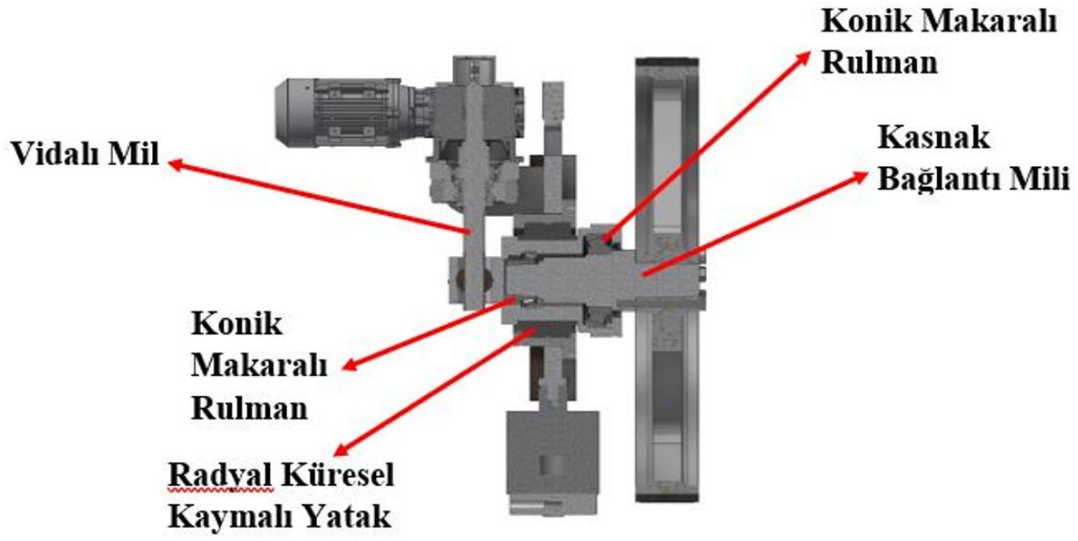


Şekil 3.6. Endüstriyel rulo kesme makinesi kesme grubu mekanizmaları

Şerit bıçak, üst kasnağın pnömatik kontrollü hidrolik sistem ile aşağıya indirilmesiyle iki kasnak arasına geçirilir. Daha sonra üst kasnak aynı sistem ile yukarı kaldırılarak şerit bıçak gerdirilir. Düşük devirde kasnaklar döndürülür ve şerit bıçağın kasnak üzerinde gezme yapmaması için denge mekanizmasında yer alan motor redüktör bağlantısıyla radyal küresel kaymalı yatak üzerinde üst kasnağın eğim açısı ayarlanır. Şerit bıçak çalışma esnasında bağlı olduğu kasnaklar üzerinde yüksek profile doğru her zaman tırmanma isteği oluşturmaktadır. Üst kasnağın bombeli yapısı ve kasnağa verilen eğim sayesinde şerit bıçağının kasnak üzerinde gezme hareketi yapmasının önüne geçilir. Şekil 3.7’de Denge ve Gerdirme Mekanizması ve öğeleri Şekil 3.8’de Dengeleme Mekanizması Kesit Görünümü gösterilmektedir.



Şekil 3.7.Denge ve gerdirme mekanizması ve öğeleri

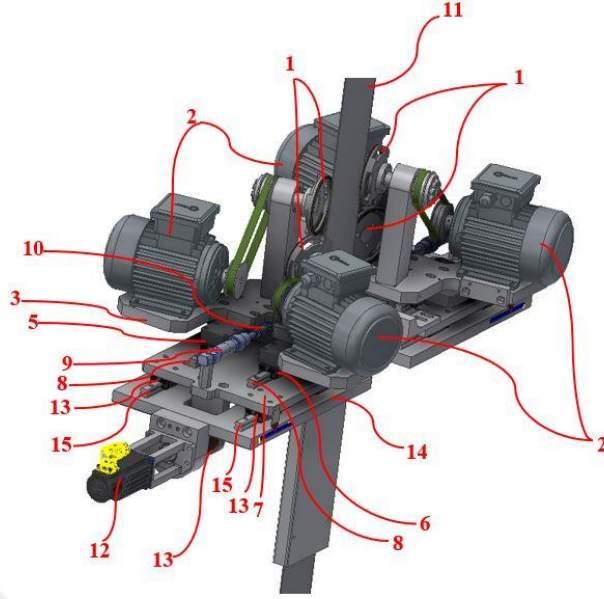


Şekil 3.8. Dengeleme Mekanizması Kesit Görünümü

Şekil 3.9’da bileme mekanizması ve öğeleri gösterilmektedir. Bileme işlemi makine çalışma esnasında gerçekleştirilmektedir. Belirli süreler arasında ve sürede bileme işlemi yapılmaktadır. Bileme taşları (1) ve motorları (2) bir tabla (3) üzerine bağlanmıştır. Bu üst tablanın (4) altında sistemi taşıyan blok (5) bulunmaktadır. Üst tabla (3); blok (5) altına bağlanan arabalar (6) vasıtasıyla alt tabla (7) üzerinde yer alan lineer ray (8) üzerinde hareket kabiliyeti kazandırmaktadır. Alt tablaya (7) bağlı olan pnömatik silindirin (9) strok sonu küresel mafsalları (10) ile blok (5) üzerine bağlanmaktadır. Bu sayede pnömatik silindir (9) stroğunun açılıp kapanmasıyla; blok (5) ve bloğun (5) üstünde yer alan üst tabla (3) ray (8) üzerinde strok boyu kadar ileri-geri hareket etmektedir. Yapının ileriye doğru hareket etmesiyle bileme taşları (1) şerit bıçağına (11) temas ederek bileme işlemini gerçekleştirirken, yapının geriye doğru hareket etmesiyle bileme taşları (1) geri çekilerek bileme işlemi durdurulmaktadır.

Şerit bıçağının (11) genişliği her bileme sonrasında bir miktar kısılmaktadır. Bu kısılma sonrasında bileme işleminin gerçekleşebilmesi için kısılma miktarı kadar tüm sistemin şerit bıçağına (11) doğru ilerletilmesi gerekmektedir.

Bu hareket; Alt tablaya (7) bağlanan vidalı milin (13) servo motor (12) tarafından hareket ettirilmesiyle gerçekleştirilmektedir. Alt tablanın (7) altına bağlanan arabalar (13), sistemi taşıyan ana şasede (14) yer alan raylar (15) üzerinde ileri-geri hareket ettirilmektedir.



Şekil 3.9.Bileme mekanizması ve öğeleri

3.4. Çıkış Konveyör Grubu

Kesilmiş ürünlerin makinadan uzaklaştırılmasını sağlayan gruptur. Sargı makinesinde masura etrafına sarılan temizlik kâğıdı, Şekil 3.10’da sargı makinesinde sarılan log halindeki ürüne ait form gösterilen formdaki logları oluşturur. Tüketici kullanıma hazır hale getirilecek olan ürünün her iki ucunda çapaksız ve düzgün olması beklenir. Bu sebeple log halindeki ürün kesme bölmesine girmesinde ilk önce trim alınarak log alın yüzeyleri düzgün hale getirilir. Daha sonra istenilen boya göre log dilimlenmeye başlar.



Şekil 3.10. Sargı makinesinde sarılan log halindeki ürüne ait form

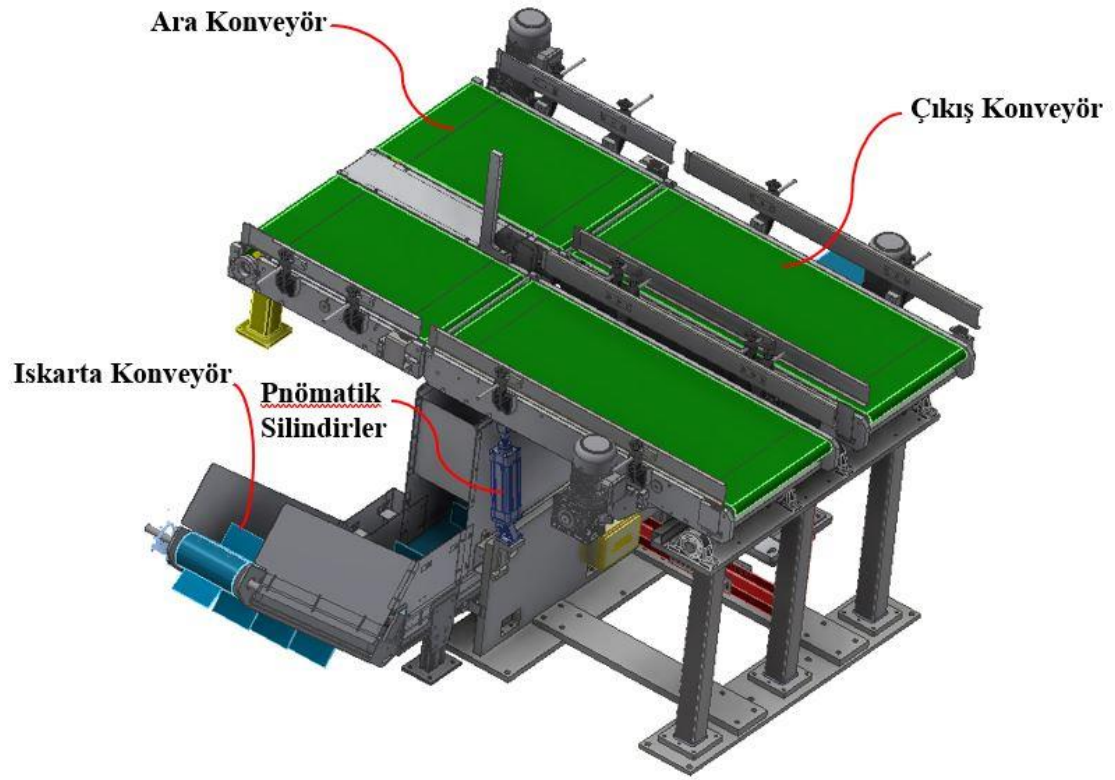


Şekil 3.11. Trim sonrası log halindeki ürün

Logların ilerlemesi dur-kalk şeklinde olmaktadır. İtici parçalar tarafından ilerletilen log halindeki ürünler boğazlara gelip ilk önce trim alınacak uzunluk kadar kesme bölgesine getirilir ve durur. Boğazlarda yer alan kavrama parçaları ürünü tutar daha sonra tabla sağa-sola hareket ederek kesme işlemi gerçekleştirilir ve Şekil 3.11’de trim sonrası log halindeki ürün kesilen kısım log halindeki üründen kopar ve kesme bölgesinde yer alan ve Şekil 3.12’ de gösterilen ara konveyör üzerine düşer ve bu konveyör bandı tarafından kesme bölgesinden uzaklaştırılır. Kesilen kısım trim ise ıskartaya, ürün ise çıkış konveyörüne aktarılır.

Tüketici kullanım boyuna getirilen ürünler üretim hattı içerisinde bir sonraki proseste paketleme işlemine tabi tutulacaktır. Bu yüzden kesilen kısım trim ise ıskartaya ayrılması gerekmektedir.

Endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesinde sistem dur-kalk şeklinde çalıştığı için trim alımı sonrası arkada kalan log; kesme bölgesine belirlenen tüketici kullanım uzunluğu kadar girer ve kesim işleminin gerçekleşmesi için durdurularak boğazlar tarafından tutulur. Bu esnada alınan trim ara konveyör üzerinde ilerletilir. Çıkış konveyörünün ilerleyiş hattı pnömatik silindirler vasıtasıyla yukarıya kaldırılır. Ara konveyörden gelen trim alt tarafta yer alan ıskarta konveyörüne düşer. Daha sonra pnömatik silindirler kapatılarak çıkış konveyör ilerleyiş hattı eski seviyesine indirilir. Arkadan gelen belirlenen tüketici uzunluğundaki ürün Şekil 3.12’de gösterilen çıkış konveyörü vasıtasıyla üretim hattı içerisinde yer alan bir sonraki prosese aktarılır.

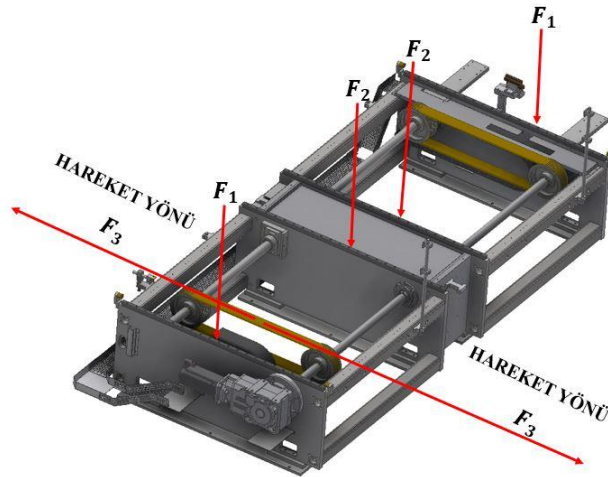


Şekil 3.12. Çıkış konveyör grubu

4. MAKİNE TAHRİK VE YATAKLAMA ELEMANLARININ MÜHENDİSLİK HESAPLAMALARI

4.1. Tabla Sağa-Sola Hareketi Gerçekleştirerek Ürün Kesimini Sağlayan Mekanizmanın Tahrik ve Yataklama Elemanları

Tablanın sağa-sola hareketi kesme bölgesine giren logların kesilmesini sağlamaktadır. Servo motor kullanılarak tahrik edilen mekanizmada iki kasnak arasında yer alan kayış üzerine bağlantısı yapılan blok-tabla sayesinde kayış hareketine göre tablanın sağa-sola hareket etmesini sağlamaktadır. Hesaplamalar yapılırken hareket ettirilmek istenen tablanın ağırlığı Inventor 3D model mühendislik yazılımı programından alınmıştır. Kesme esnasında tablanın hareket yönünün tersine oluşacak kuvvetlerin hesaplanması ihmal edilerek bunun yerine hesaplamalara güvenlik katsayısı konulmuştur. Tabla ray üzerinde hareket ettirilmektedir. Tahrik kaynağı tablanın ağırlığını sorunsuz bir şekilde ray üzerinde hareket ettirebilecek tork ve hız değerlerine sahip olması gerekmektedir. Tablanın hareket etmesi tek başına yeterli değildir. Güç kaynağı servo motor tablayı istenilen sürede ve hızda hareket ettirdikten sonra konum son noktasında fren yapıp durdurduktan sonra eski konumuna istenilen süre ve hızda geri getirip tekrar fren yapıp durdurmak zorundadır. Servo motor ve redüktör seçimi yukarıda anlatılan spesifik konular göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.1. Besleme konveyörü üzerine düşen kuvvetlerin ve tablanın hareket yönleri

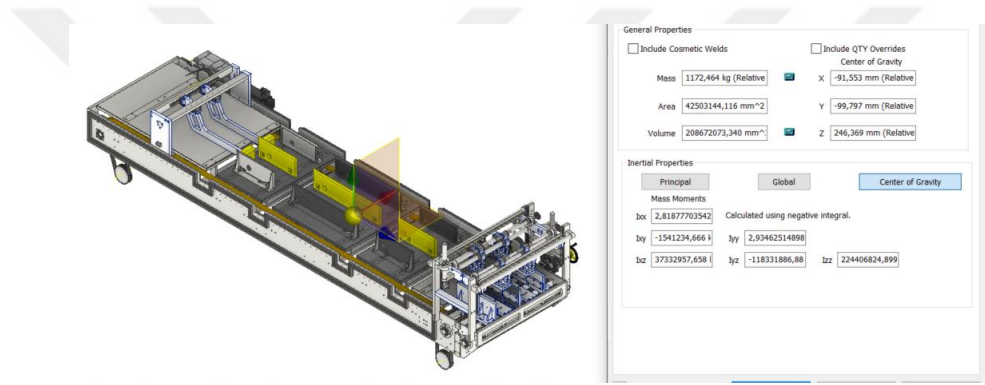
Şekil 4.1’de gösterilen F_1 ve F_2 ,tablanın ağırlığının raylar üzerine aktarıldığı kuvvet değerlerini ifade etmektedir. Bu değerler her bir ray üzerinde bulunan eş 3 araba

vasıtasıyla ray üzerine iletilmektedir. Lineer ray ve araba seçimi bu kuvvetler dikkate alınarak hesaplanmıştır.

Sistemin sağa sola hareketi için F_3 kuvveti belirlenmiş ve bu kuvvetin elde edilmesi için gerekli olacak servo motor, redüktör, kasnak, kayış, mil, rulman ve yatak hesaplamaları ve seçimleri gerçekleştirilmiştir.

4.1.1. Tabla ağırlıkları

Tabla kütlesi; ürün besleme, itici asker ve boğaz mekanizmaları olmak üzere 3 bölümden oluşmaktadır. Tablanın toplam kütlesi: 1209,464 kg ve kütle merkezi Şekil 4.2’de tablanın toplam kütlesi ve kütle merkezi gösterildiği gibidir.



Şekil 4.2. Tablanın toplam kütlesi ve kütle merkezi

4.1.1.1. Ürün besleme

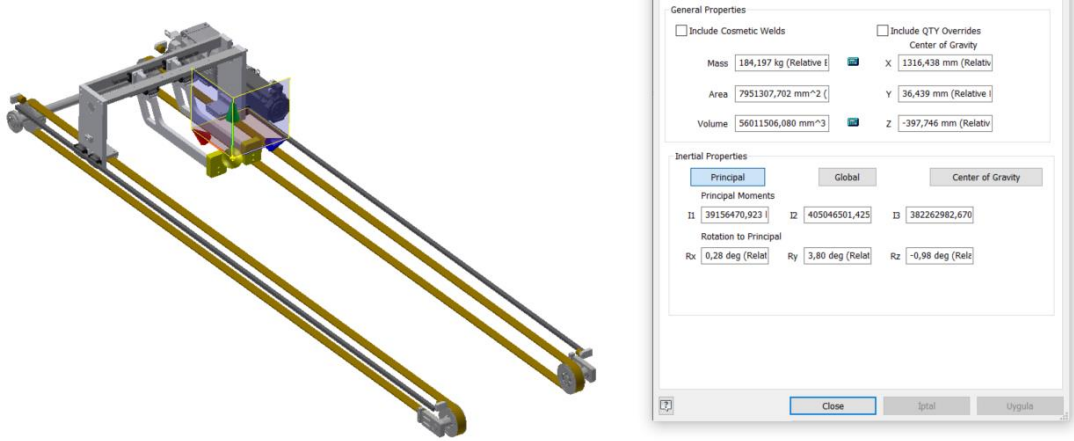
Ürün besleme mekanizmasının kütlesi Şekil 4.3’te gösterildiği gibi 235,936 kg olarak eklendi.



Şekil 4.3. Ürün besleme kütlesi ve kütle merkezi

4.1.1.2. İtici asker

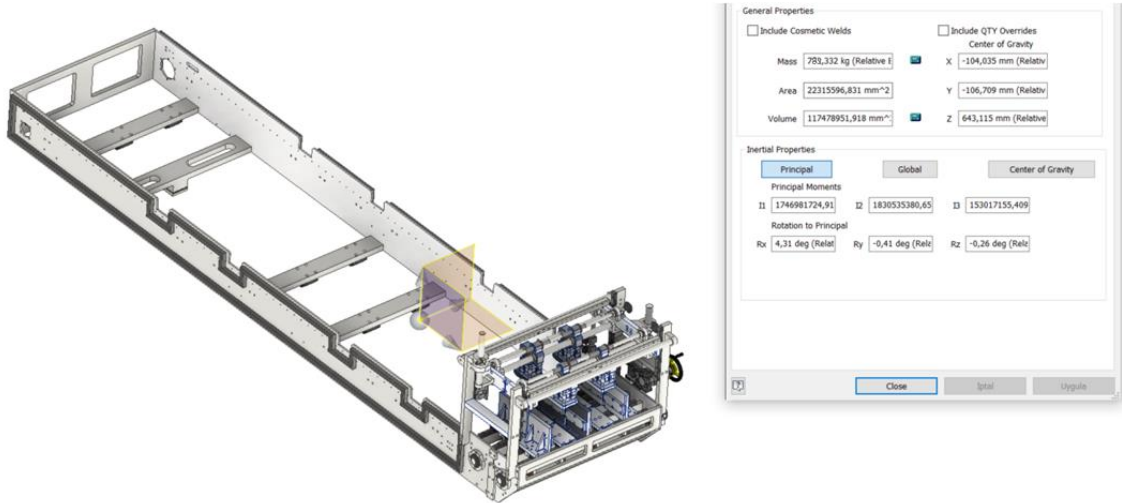
İtici asker mekanizma kütlesi Şekil 4.4'te gösterildiği gibi 184,197 kg olarak eklenmiştir.



Şekil 4.4. İtici asker mekanizmasına ait kütle bilgisi ve kütle merkezi

4.1.1.3. Boğazlar

Boğazların kütlesi Şekil 4.5'te gösterildiği gibi 789,332 kg olarak eklendi.



Şekil 4.5.Boğazların kütlesi ve kütle merkezi

4.2. Tahrik Elemanlarının Mühendislik Hesaplamaları

4.2.1. Motor seçimi

4.2.1.1. Tablanın hareketini sağlayan motor

Ray üzerinde ileri-geri hareket edecek taşıyıcı bir tablaya ait hesaplamalar yapılmıştır. Tablaya ait bilgiler aşağıdaki gibidir.

Toplam tabla kütlesi: 1209,464 kg

Maksimum Log halindeki ürün kütlesi: 25 kg x 2 (kanalardaki adet) =50 kg

Toplam hareket ettirilecek maksimum kütle: 1260 kg

Servo motorların seçimi için Rockwell Automation-Allen Brandley'e ait mühendislik yazılımı kullanılmıştır. Şekil 4.6'da Allen Brandley mühendislik yazılımı programı veri girişi-1 gösterilmektedir.

Şekil 4.6.Allen Brandley mühendislik yazılımı programı veri girişi-1

Tabla sağa sola hareketi için tahrik veren kasnak ve millerin atalet değerleri, tablanın ve kayışın ağırlığı, kasnak sayısı ve sürtünme torku aşağıda görülmektedir.

$$M_s = M_T \times g \times \mu \times l \quad (4.1)$$

$$\text{Sürtünme torku} = (1260 + 50 + 20) \times 9,81 \times 0,02 \times 1 = 260,9 \text{ Nm}$$

Şekil 4.7’de sürtünme torku ve kasnak çapları değerlerinin girişi yapıldığı pencere gösterilmektedir.

Belt Drive and Application parameters

	Driver	Idlers		
		Group 1	☐ Group 2	☐ Group 3
* Diameter mm	267.4	267.4	0	0
Inertia kg-m ²	0.225	0.205	0	0
Friction Torque N-m	260.9	0	0	0
Number of Rollers	1 Roller	3	1	1

Additional Loads:

Table Mass: 1260 kg Belt Mass: 20 kg Losses: 261 N-m

Şekil 4.7.Allen Brandley mühendislik yazılımı programı veri girişi-2

Kullanılan redüktör i: 23,7 redüksiyona sahiptir. Şekil 4.8’de motora uygun adaptör seçeneği için redüktör atalet değeri 0,0027 kg m² ve redüktör verimi 0,94 girildiği gösterilmektedir.

Ratio: - 23.7

Efficiency: - 94 %

Inertia: (Motor Side) - 0.0027 kg-m²

Friction Torque: (Motor Side) - 0 N-m

Şekil 4.8.Allen Brandley mühendislik yazılımı programı veri girişi-3

Tabla hareketi için hız profili oluşturulurken 30 kesim/dakika hız makine tasarım açısından uygundur. Tablo 4.1 ve Tablo 4.2’de tasarım açısından uygun hızın üzerinde

bazı hareket profillerinin değerleri gösterilmektedir. Bu profiller yardımı ile Motion Analyzer programı kullanılarak uygun motor ve redüktör seçilmiştir.

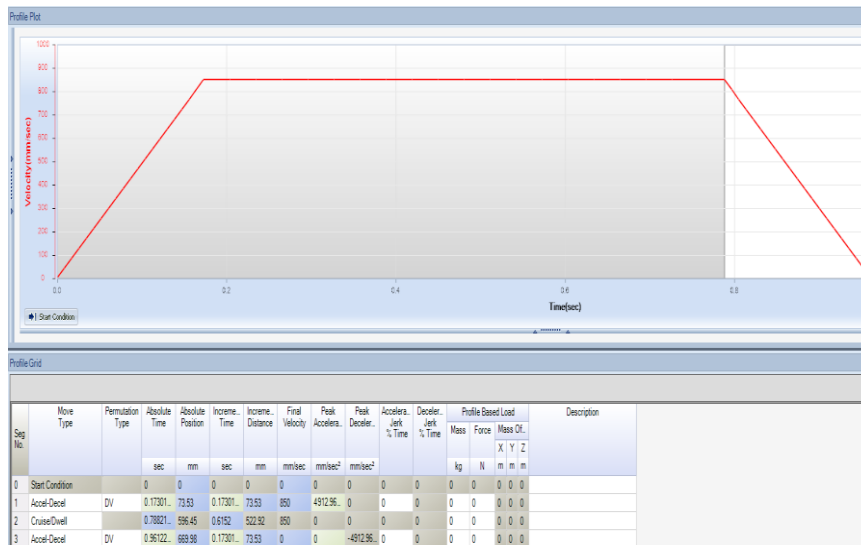
Tablo 4.1.Motor Analiz Programı verisi-1

Profil İsmi	Cut / Min	Table Synchron Percent (%)	Table Synchron	Table Wait	Acc Percent (%)	Dec Percent (%)	Acc (mm)	Dwell
I.%50 Senkron Çalışma	31,21	50	180	180	18	18	32,4	115,2
II.%70 Senkron Çalışma	43,6	70	252	108	18	18	45,36	161,28
III.%70 Senkron Hızlı Rampa Çalışma	40	70	252	108	12	12	30,24	191,52

Tablo 4.2.Motor Analiz Programı verisi-2

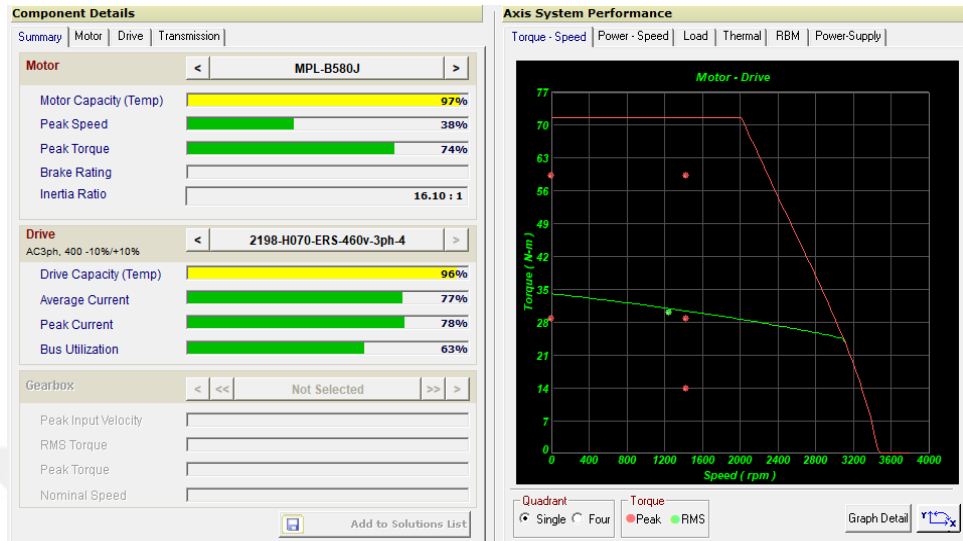
Profil İsmi	Dec (mm)	Acc Time (s)	Dwell Time (s)	Dec Time (s)	Total Movement (mm)	Acc Movement (mm)	Dec Movement (mm)	Dwell Movement (mm)	Max Speed mm/s
%50 Synchron Working	32,4	0,173	0,61519	0,17302	670	73,5365854	73,5365854	522,92683	850,028
%70 Synchron Working	45,36	0,173	0,61651	0,17339	670	73,5365854	73,5365854	522,92683	848,2
%70 Synchron Fast Ramp Working	30,24	0,126	0,798	0,126	670	45,6818182	45,6818182	578,63636	725,108

4.2.1.1.1. Profil 1 (%50 Senkron Çalışma)



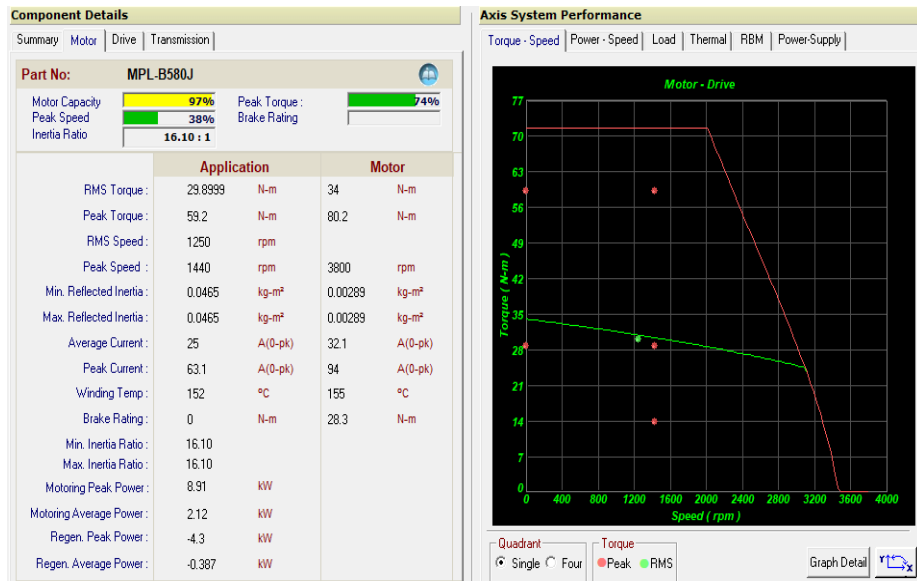
Şekil 4.9.Profil 1 (%50 Senkron Çalışma)

Şekil 4.9’da gösterilen grafikte görülen dinamik hareket profiline göre uygun motor seçimi görülmektedir.



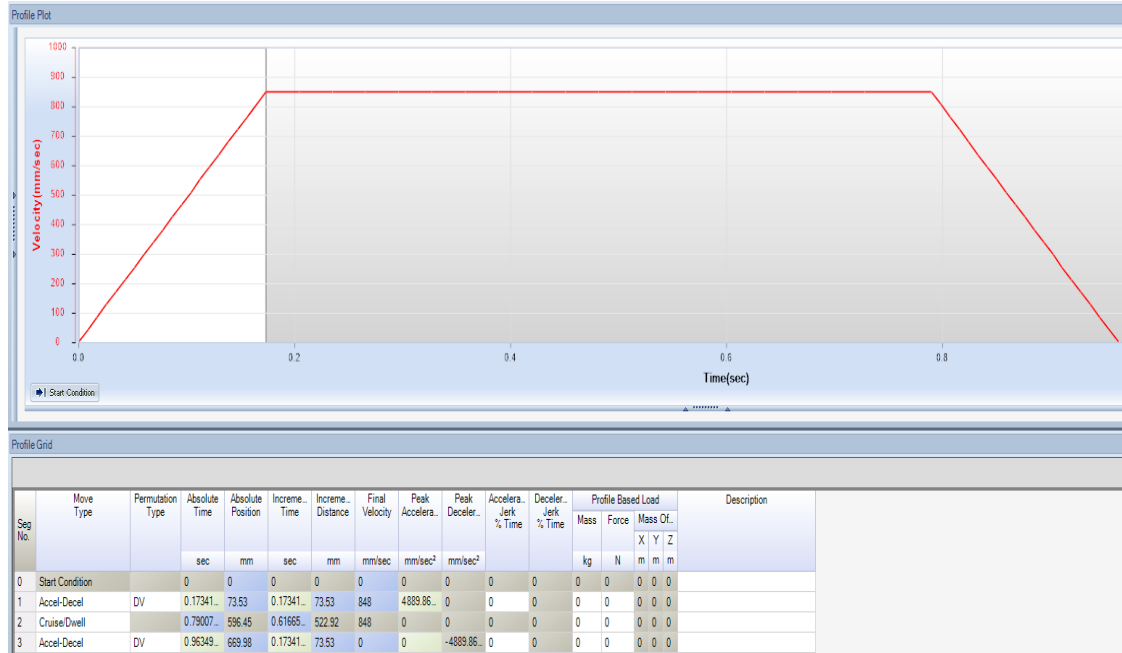
Şekil 4.10. Motor Analiz programı bileşen detayı ve sistem performansı grafiği-1

Şekil 4.10’da Inertia Ratio 16,1 olarak görülmektedir. Inertia ratio; uygulanacak sistemin ataletinin motor ataletine olan oranıdır. Bu değerin 10 un altında olması genellikle tercih edilir. Bu uygulama için kazanç değerleri ile ayar yapılarak verimli çalışma sağlanabileceği düşünüldü. (Bu değerin yüksek olmasının oluşturacağı etki motor kalkış ve duruş esnasında sallantı oluşturur.) Şekil 4.11’de %50 senkron çalışmada tork-hız profili ve motor bilgileri gösterilmektedir.



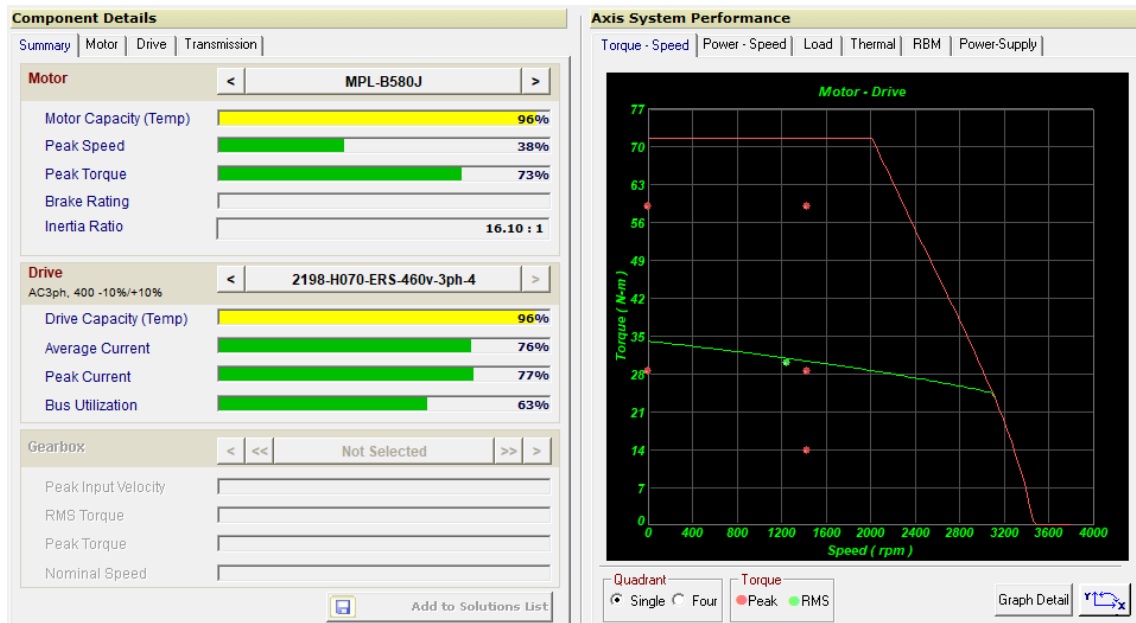
Şekil 4.11. Motor Analyzer programı (%50 senkron çalışma)

4.2.1.1.2. Profil 2 (%70 Senkron Çalışma)



Şekil 4.12.Profil 2 (%70 senkron çalışma)

Şekil 4.12'deki tabloda ve grafikte görülen sanal masterı takip ettiği senkron oranı yükselterek bir önceki profildeki hız ve rampalar ile kesim / dakika sayısının 31,21'den 43,6'ya çıkabilmesi sağlandı. Şekil 4.13'te %70 senkron çalışmada Inertia Ratio, tork-hız profili ve motor bilgileri gösterilmektedir.



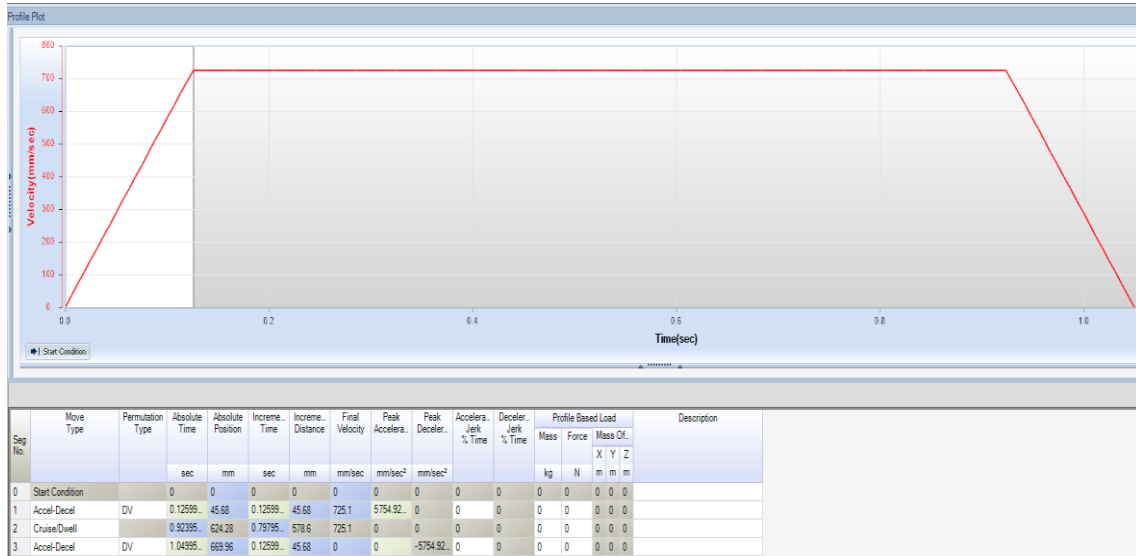
Şekil 4.13.Motor Analyzer programı bileşen detayı ve sistem performansı grafiği-2



Şekil 4.14.Motor Analiz programı (%70 senkron çalışma)

Şekil 4.14'te %70 senkron çalışmada tork-hız profili ve motor bilgileri gösterilmektedir.

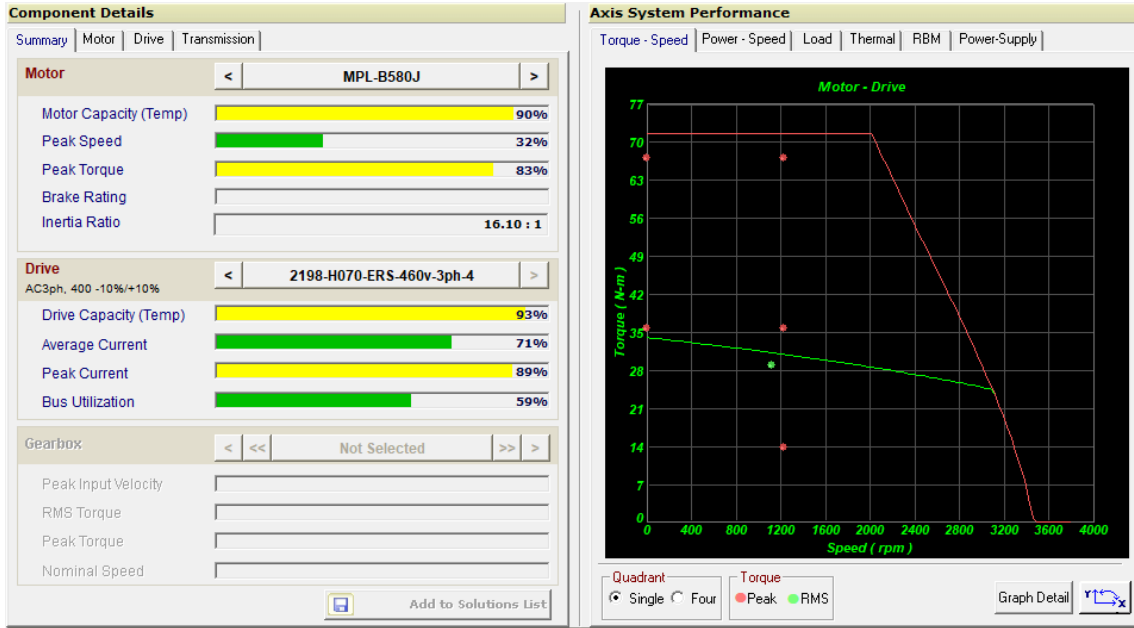
4.2.1.1.3. Profil 3 (%70 Senkron Hızlı Rampa Çalışma)



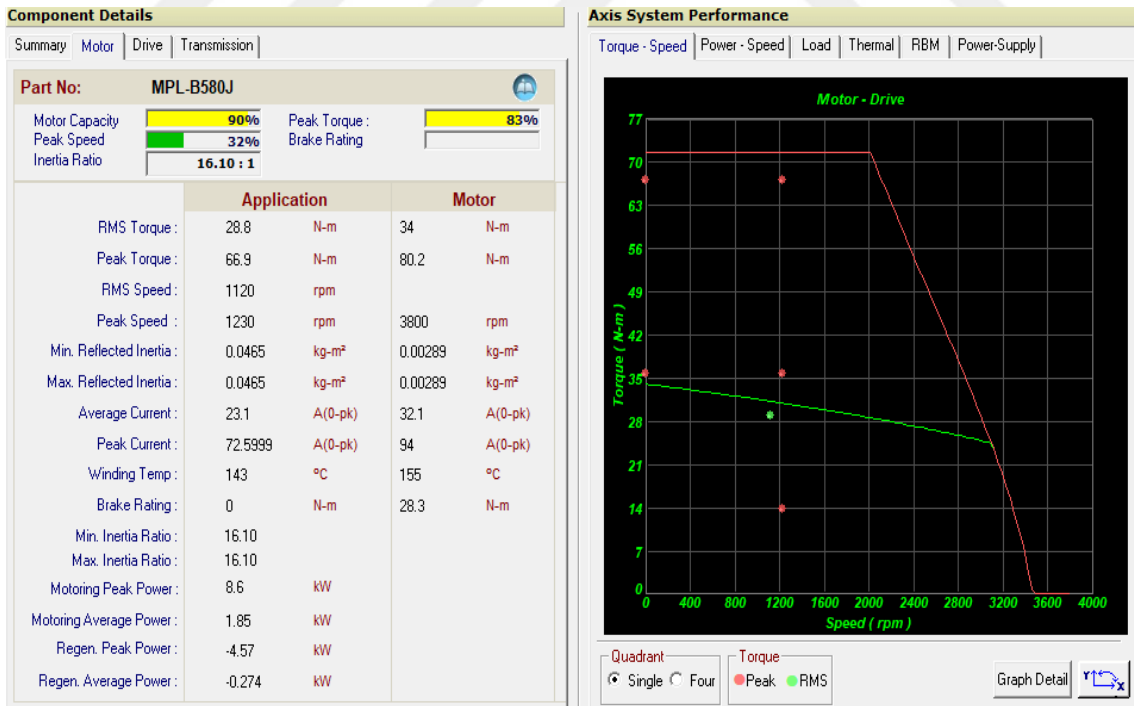
Şekil 4.15.Profil 3 (%70 senkron hızlı rampa çalışma)

Şekil 4.15.'te Tabloda ve grafikte görülen sanal masterı takip ettiği senkron oranı %70 olarak maksimum hıza ulaşma rampası 45,68 mm ye düşürülürse, sabit hızla 578 mm hareket ederek en büyük çaptaki ürünü hız değişimi olmadan kesebilir. Bu durumda 40

kesim / dakika hızdan daha fazla hız, eksen için mümkün görünmüyor. Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’de Inertia Ratio, tork-hız profili ve motor bilgileri gösterilmektedir.



Şekil 4.16.Motor Analiz programı bileşen detayı ve sistem performansı grafiği-3



Şekil 4.17.Motor Analiz programı (%70 senkron hızlı rampa çalışma)

4.2.1.1.4. Motor ve Redüktör Seçimi

Şekil 4.17’de Motor Analyzer Programında (%70 Senkron Hızlı Rampa Çalışma) gösterildiği gibi uygulama için motor rms (root mean square- ortalama karekök) tork değeri maksimum 28,8 Nm, peak tork değeri ise maksimum 66,9 Nm görülmektedir.

Bulletin MPL Motor Performance Specifications with Kinetix 5700 (400V-class) Drives

Rotary Motor Cat. No.	Rated Speed rpm	Speed, max rpm	System Continuous Stall Current A 0-pk	System Continuous Stall Torque N-m (lb-in)	System Peak Stall Current A 0-pk	System Peak Stall Torque N-m (lb-in)	Motor Rated Output kW	Kinetix 5700 (480V AC input)
MPL-B580J	3800	3800	32.0	34.0 (301)	81.3	73.0 (646)	7.9	2198-D057-ERS3
					94.0	81.0 (717)		2198-S086-ERS3

Şekil 4.18.MPL-B580J Motor özellikleri

Yukarıda Şekil 4.18. de değerleri görülen motor MPL-B580J nominal tork değeri 34 Nm ve Peak tork değeri D057 sürücü için 73 Nm yukarıdaki profillere uygundur.

$$\text{Nominal Tork} = \text{Çevrim oranı} \times \text{Motor torku} \times \text{verim} \quad (4.2)$$

$$\text{Maksimum Tork} = \text{Çevrim oranı} \times \text{Maksimum motor torku} \times \text{verim} \quad (4.3)$$

$$\text{Efektif Tork} = ((\text{Motor Peak torku} \times \text{rampa çıkış süresi} + \text{rms tork} \times \text{maksimum hızda ilerleme süresi} + \text{Motor peak torku} \times \text{rampa iniş süresi}) / ((\text{Toplam süre}))) \quad (4.4)$$

$$\text{Efektif Tork değerine göre Servis faktörü} = (\text{Redüktör Torku}) / ((\text{Efektif tork} \times \text{redüksiyon çevrim oranı} \times \text{verim})) \quad (4.5)$$

$$\text{Peak Tork değerine göre Servis faktörü} = (\text{Redüktör Torku}) / ((\text{motor peak tork değeri} \times \text{redüksiyon çevrim oranı} \times \text{verim})) \quad (4.6)$$

Redüktör seçimi Denklem (4.2), (4.3), (4.4), (4.5) ve (4.6) kullanılarak gerçekleştirilir;

$$\text{Nominal tork} = 23,8 \times 34 \times 0,94 = 760 \text{ Nm}$$

$$\text{Maksimum tork} = 23,8 \times 73 \times 0,94 = 1633 \text{ Nm}$$

$$\text{Acc ramp} = 0,173\text{s}, \text{Dec Ramp} = 0,173, \text{Dwell} 0,79\text{s} \text{ Wait} = 0,364 \text{ s}$$

Bekleme için % 35 nominal tork uygulandığı düşünülmüştür.

$$\text{Efektif Tork} = (73 \times 0,173 + 29,9 \times 0,79 + 73 \times 0,173 + 12 \times 0,364) / (0,173+0,79+0,173+0,364) = 35,498 \text{ Nm}$$

Efektif tork değerine göre redüktör servis faktörü = $1950 / (35,498 \times 23,8 \times 0,94) = 2,49$

Peak tork değerine göre servis faktörü = $1950 / (66,9 \times 23,8 \times 0,94) = 1,32$

Seçimi planlanan redüktörlere ait teknik özellikler Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de gösterilmiştir.

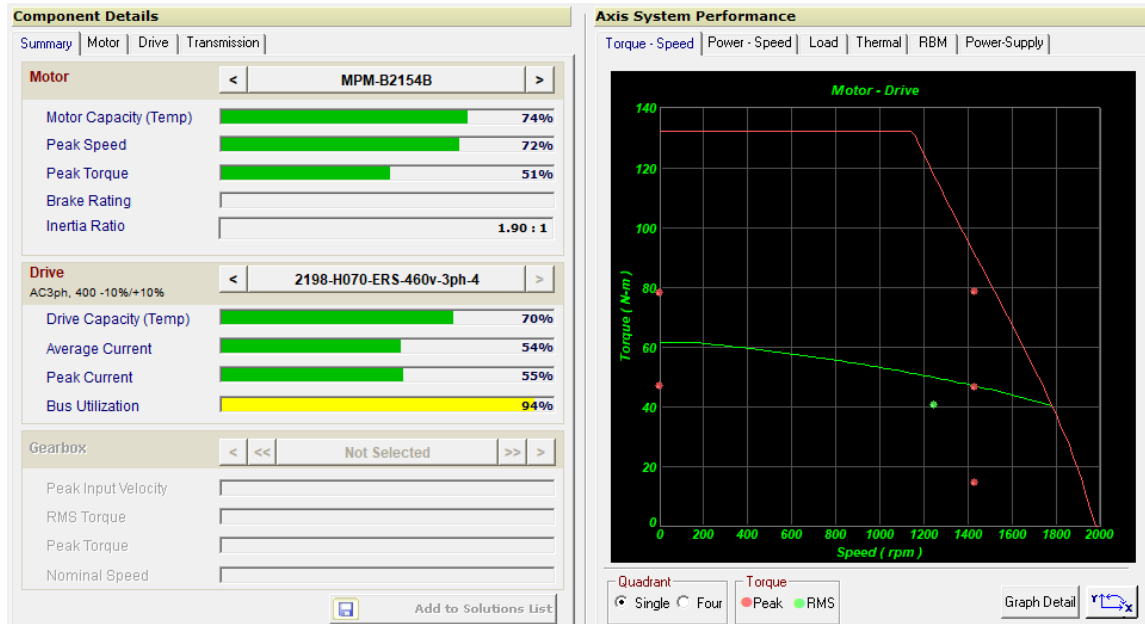
	i	n ₁ = 1400 min ⁻¹				
		n ₂ min ⁻¹	M _{n2} Nm	P _{n1} kW	R _{n1} N	R _{n2} N
A 55 3_23.8	23.8	59	1950	13.2	2640	26000

Şekil 4.19.Seçimi planlanan redüktör-1

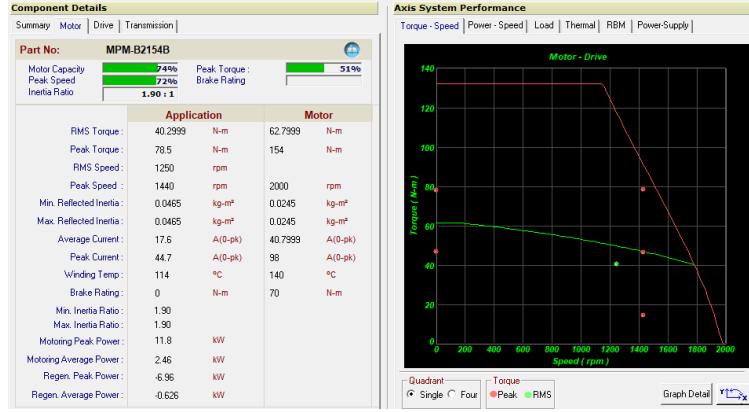
	i	n ₁ = 2800 min ⁻¹				
		n ₂ min ⁻¹	M _{n2} Nm	P _{n1} kW	R _{n1} N	R _{n2} N
A 60 3_27.9	27.9	101	2800	32	2780	27700
A 60 3_31.7	31.7	88	2800	29	2790	29000

Şekil 4.20.Seçimi planlanan redüktör-2

Atalet oranını düşürmek için rotor ataleti yüksek motor seçilirse hareketlerin dinamik olması kaynaklı aşırı tork gereksinimi olacaktır. Profil 2 (%70 senkron çalışma) için MPM serisi motor seçimi durumda oluşan sonuçlar Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de gösterilmektedir.



Şekil 4.21.Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPM serisi motor seçimi durumunda oluşan sonuçlar-1



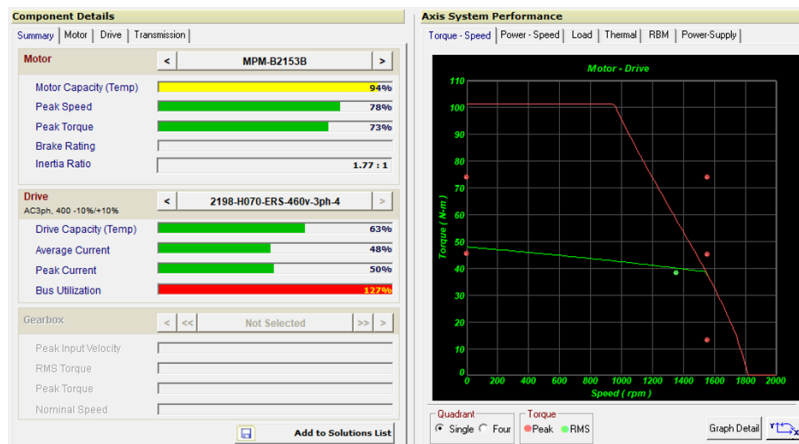
Şekil 4.22.Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPM serisi motor seçimi durumunda oluşan sonuçlar-2

$$\text{Efektif Tork} = (78,5 \times 0,173 + 40,2 \times 0,79 + 78,5 \times 0,173 + 12 \times 0,364) / (0,173+0,79+0,173+0,364) = 42,13 \text{ Nm}$$

$$\text{Efektif tork değerine göre redüktör servis faktörü} = 1950 / (42,13 \times 23,4 \times 0,94) = 2,1$$

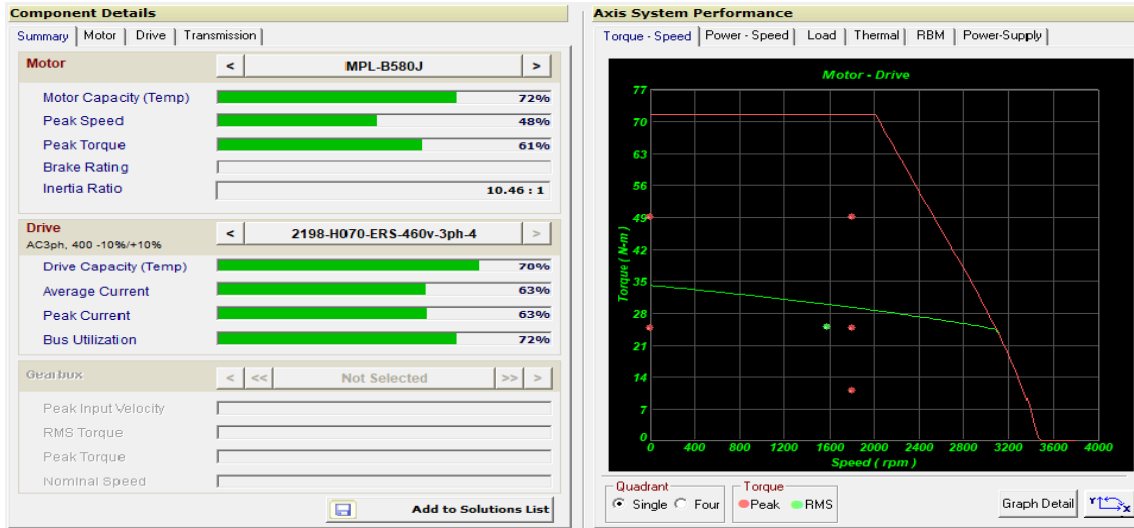
$$\text{Peak tork değerine göre servis faktörü} = 1950 / (78,5 \times 23,4 \times 0,94) = 1,12$$

Peak tork değerine göre redüktör uygun görünmüyor. Bir büyük gövde redüktör için en yakın ratio değeri 25,7 değeri için tekrar gözden geçirme yapılır. Şekil 4.23 'te görüldüğü gibi bu redüksiyon değerinde motor hızı kaynaklı sorun görülmektedir. Bir büyük gövde motora geçmek gerekmektedir. Yüksek motor ve redüktör maliyeti ve boyutların tasarımıdaki montaj açısından problem çıkartabilmesi nedeni ile bu ürün grubu tercih edilmemiştir.



Şekil 4.23.Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPM serisi motor seçimi durumunda oluşan sonuçlar-3

Atalet oranını düşürmek için MPL (dinamik) serisi motor için redüksiyon oranı arttırılabilir veya ataleti daha yüksek motor seçilebilir. Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPL serisi motor seçimi ve İ:29,9 redüksiyon için; oluşan sonuçlar Şekil 4.24'te görülmektedir.



Şekil 4.24.Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPL serisi motor seçimi durumunda oluşan sonuçlar-1

$$\text{Efektif Tork} = (49,1 \times 0,173 + 24,9 \times 0,79 + 49,1 \times 0,173 + 12 \times 0,364) / (0,173+0,79+0,173+0,364) = 27,3 \text{ Nm}$$

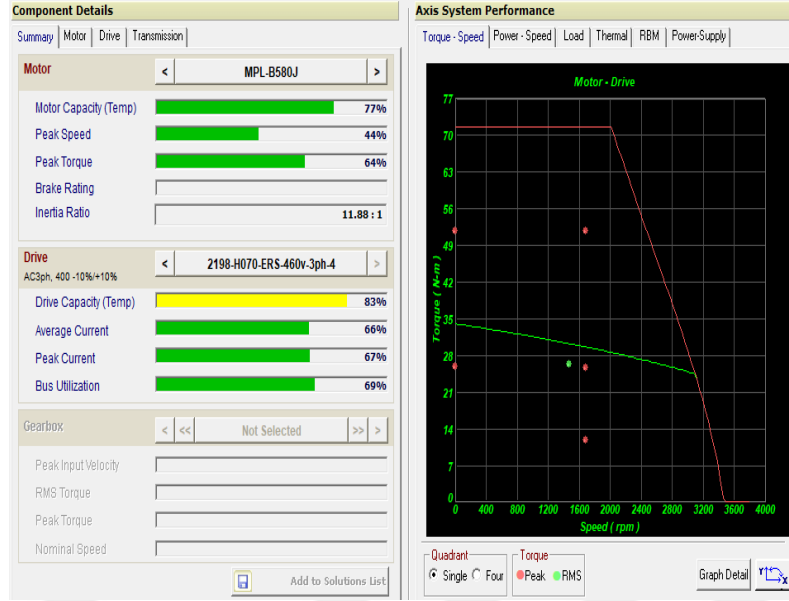
$$\text{Efektif tork değerine göre redüktör servis faktörü} = 1700 / (27,3 \times 29,9 \times 0,94) = 2,21$$

$$\text{Uygulama Peak tork değerine göre servis faktörü} = 1700 / (49,1 \times 29,9 \times 0,94) = 1,23$$

$$\text{Motor Peak tork değerine göre servis faktörü} = 1700 / (71 \times 29,9 \times 0,94) = 0,85$$

Servis faktörü değeri motor nominal değerleri için düşük. Bir üst gövde redüktöre geçilebilir.

Bir üst gövde (A60) yakın redüksiyon değeri i: 27,9 Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPL serisi motor seçimi ve İ: 27,9 redüksiyon için; oluşan sonuçlar Şekil 4.25'te görülmektedir.



Şekil 4.25.Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPL serisi motor seçimi durumda oluşan sonuçlar-2

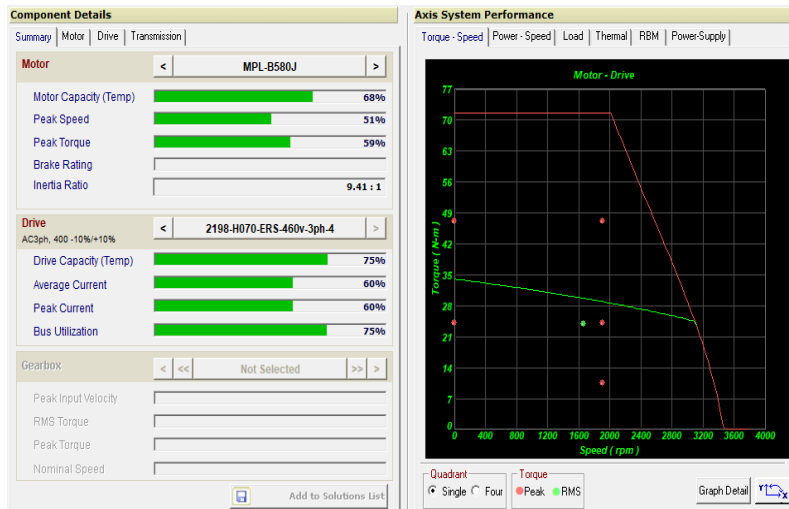
$$\text{Efektif Tork} = (51,7 \times 0,173 + 26,2 \times 0,79 + 51,7 \times 0,173 + 12 \times 0,364) / (0,173+0,79+0,173+0,364) = 28,63 \text{ Nm}$$

$$\text{Efektif tork değerine göre redüktör servis faktörü} = 2800 / (28,63 \times 27,9 \times 0,94) = 3,72$$

$$\text{Uygulama Peak tork değerine göre servis faktörü} = 2800 / (51,7 \times 27,9 \times 0,94) = 2,06$$

$$\text{Motor Peak tork değerine göre servis faktörü} = 2800 / (71 \times 27,9 \times 0,94) = 1,5$$

Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPL serisi motor seçimi ve İ: 31,7 redüksiyon için; oluşan sonuçlar Şekil 4.26'da görülmektedir.



Şekil 4.26.Profil 2 (%70 Senkron Çalışma) için MPL serisi motor seçimi durumda oluşan sonuçlar-3

Efektif Tork = $(47,1 \times 0,173 + 23,9 \times 0,79 + 47,1 \times 0,173 + 12 \times 0,364) / (0,173+0,79+0,173+0,364) = 26,36 \text{ Nm}$

Efektif tork değerine göre redüktör servis faktörü = $2800 / (26,36 \times 31,7 \times 0,94) = 3,56$

Uygulama Peak tork değerine göre servis faktörü = $2800 / (47,1 \times 31,7 \times 0,94) = 1,99$

Motor Peak tork değerine göre servis faktörü = $2800 / (71 \times 31,7 \times 0,94) = 1,32$

Seçim Sonucu:

En Ekonomik Çözüm

Motor BULLETİN MPL MOT.34NM 3800RPM REF: MPL-B580J-MK72AA

Redüktör REDÜK.A 55 3 UH60 F1B 23.8 SC130B B3 İ:23,8 1600NM

Alternatif Çözüm 1

Motor BULLETİN MPL MOT.34NM 3800RPM REF: MPL-B580J-MK72AA

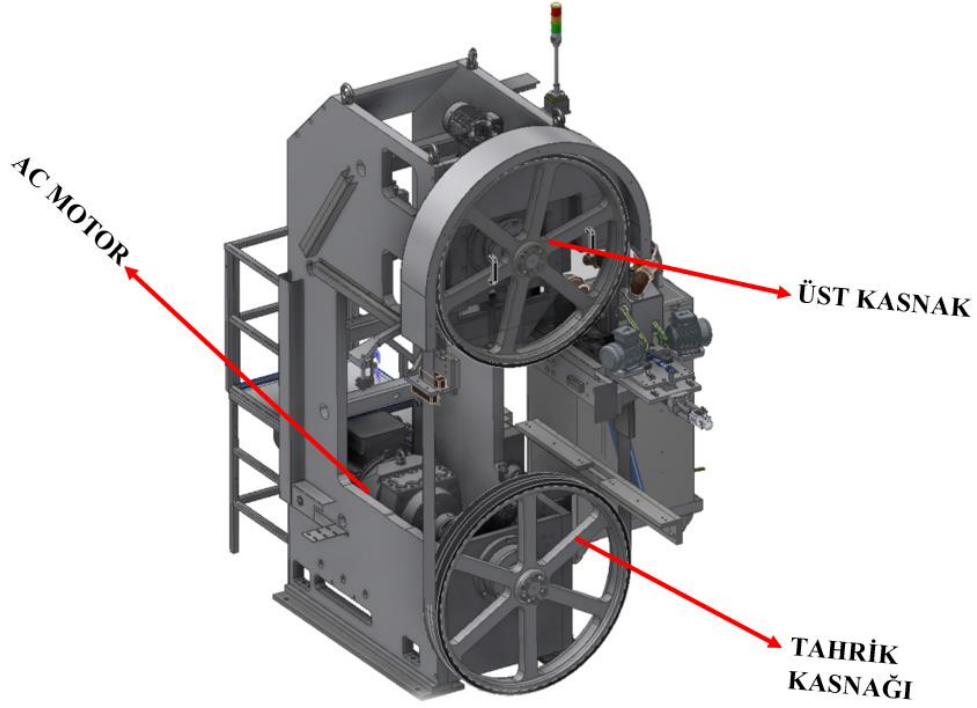
Redüktör REDÜK.A 60 3 UH60 F1B 31.7 SC130B B3 İ:31,7 2800NM

Alternatif Çözüm 2

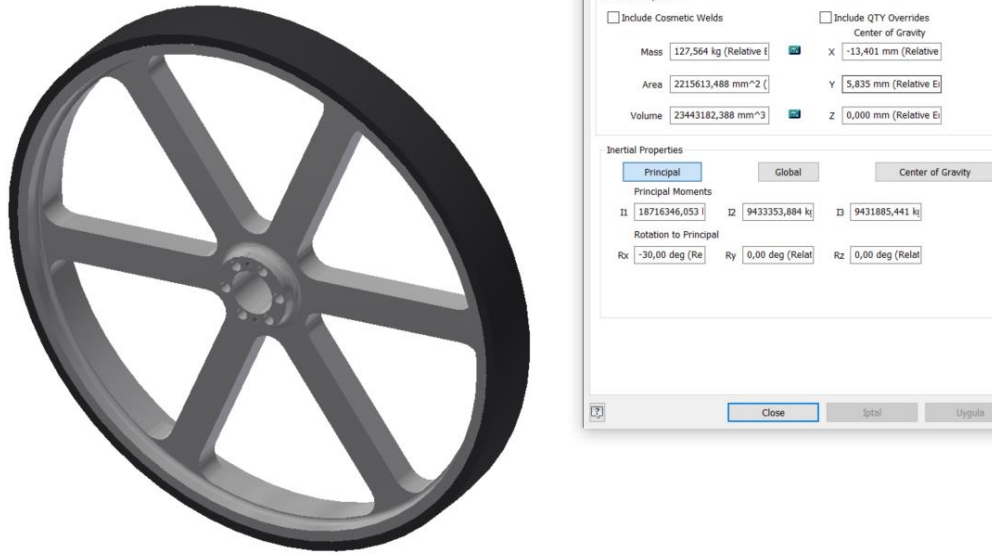
Motor BULLETİN MPL MOT.34NM 3800RPM REF: MPL-B580J-MK72AA

Redüktör REDÜK.A 60 3 UH60 F1B 27.9 SC130B B3 İ:27,9 2800NM

4.2.1.2. Şerit Bıçağın Bağlı Olduğu Kasnakları Döndüren Motorun Seçimi



Şekil 4.27.Şerit Bıçağın Bağlı Olduğu Kasnakları Döndüren Motor



Şekil 4.28.Kasnak Kütlesi

Şekil 4.27’de şerit bıçağın hareketini sağlayan tahrik elemanları gösterilmektedir. Şekil 4.28’ de ise şerit bıçağın takıldığı kasnağa ait kütle gösterilmektedir. Sistemin hareketi için seçilen motorun özellikleri aşağıda belirtilmiştir.

P=30 kw (Güç)

Çıkış devri=109 d/d

Çıkış Momenti=2555 Nm

Çevrim Oranı=13,58

Motor Çıkış milindeki dönme momenti (Böge A. 2011).;

$$M_{\zeta} = 9550 \times \frac{P \times \eta}{n} \quad (4.7)$$

Çıkış Momenti (Nm) P: Motor Gücü (Kw)

n: Redüktör Çıkış Devri (d/d)

η : Redüktör Verimi

Motor miline indirgenmiş atalet momenti (Kutay, M. 2003):

$$J_{ind} = \frac{J \times n_2^2}{n_1^2} \quad (4.8)$$

J_{ind} : Motor miline indirgenmiş atalet momenti [$kg \ m^2$]

J: Dönen kütlenin atalet momenti [$kg \ m^2$]

n_1 : Motor devri [d/d]

n_2 : Dönen kütlenin devri [d/d]

Toplam motor ataleti (Pahl, G. ve Beitz, W 1976):

$$J_{Top} = J_{Mot} + \frac{J_{Ind}}{\eta} \quad (4.9)$$

J_{mot} = Motor atalet momenti ($kg \ m^2$)

J_{ind} = Mile indirgenmiş Atalet momenti ($kg \ m^2$)

J_{top} = Toplam Motor Atalet momenti ($kg \ m^2$)

$$M_f = m \times g \times \mu_k \quad (4.10)$$

M_f = Gerekli Tahrik Momenti (Nm)

m=Kütle (kg)

g = yer çekimi ivmesi (m/s^2)

μ_k =sürtünme katsayısı 0,005

F_G = Hidrolik piston uygulayabileceği max. İtme kuvveti (N)

Gerekli tahrik momenti (4.10) denklemi kullanılarak bulunur:

$$M_f = [(m \times g) + F_G] \times \mu_k$$

$$= [(127,5 \times 9,81) + 60000] \times 0,005 \times \frac{75}{1000} = 22,96 \text{ Nm}$$

$$M_L = M \frac{n_2}{n_1 \times \eta} \quad (4.11)$$

M_L = Gerekli Motor Momenti

n_1 =Motor çıkış devri d/d

n_2 =Kasnak devri d/d

η =motor verimi 0,92

Denklem (4.11) kullanılarak gerekli motor momenti hesaplanır:

$$M_L = M \frac{n_2}{n_1 \times \eta} = 22,96 \times \frac{300}{109 \times 0,92} = 68,69 \text{ Nm}$$

Denklem (4.8) kullanılarak mile indirgenmiş atalet momenti hesaplanır:

Kasnağın ataleti INVENTOR mühendislik yazılımı ile hesaplanmıştır:

$$J_k = 9,45 \text{ kg } m^2$$

$$J_{ind} = \frac{J \times n_2^2}{n_1^2} = \frac{9,45 \times 300^2}{109^2} = 71,58 \text{ kg } m^2$$

Denklem (4.9) kullanılarak toplam atalet hesaplanır. Motor ataletini baştan bilmediğimizden ve oransal olarak küçük olduğundan ihmal edilir;

$$J_{Top} = J_{Mot} + \frac{J_{ind}}{\eta} = \frac{71,58}{0,92} = 77,80 \text{ kg } m^2$$

$$M_m = \frac{J_{Top} \times n_1}{9,55 \times t_k} \quad (3.12)$$

$$M_{TOP}=M_m+M_L \quad (3.13)$$

Motor kalkış ataletini (4.12) ve (4.13) denklemleri kullanarak hesaplanır:

Ancak bu momentteki bir tahrik, kütleyi ilk harekete geçirmekte yeterli olmayacaktır. Motor gücünün tespiti için, motorun kalkış süresini 1 sn ile sınırlandırılmıştır (Yılmaz Redüktör, 2011);

$$t_k= 1s$$

$$M_m = \frac{J_{Top} \times n_1}{9,55 \times t_k} = \frac{77,8 \times 109}{9,55 \times 0,5} = 1776 \text{ N}$$

$$M_{TOP}=1776 \text{ Nm} + 68,69 = 1844,7 \text{ Nm}$$

Kalkış momenti 1844,7 Nm üzerinde olan bir motor gerekmektedir.

Seçilen motor;

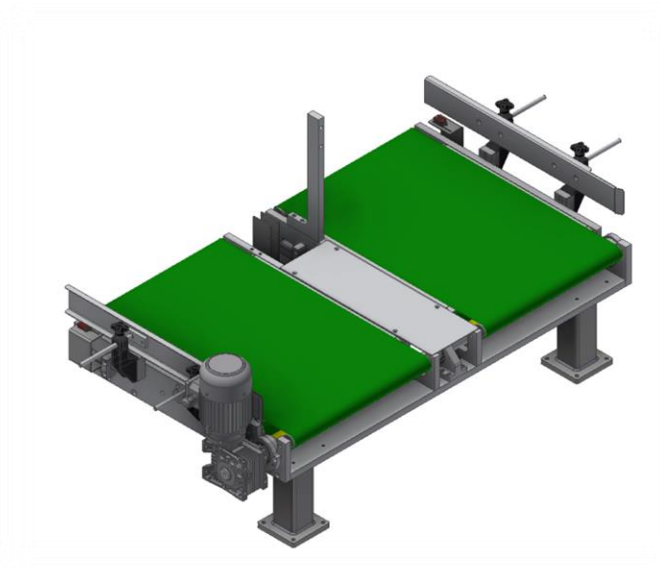
$$P=30 \text{ kw (Güç)}$$

$$\text{Çıkış devri}=109 \text{ d/d}$$

$$\text{Çıkış Momenti}=2555 \text{ Nm}$$

$$\text{Çevrim Oranı}=13,58$$

4.2.1.3. Ara Konveyörü Motor Seçimi



Şekil 4.29.Ara konveyör

Şekil 4.29’da ara konveyör gösterilmektedir. PVC bant konveyör ile ürünler çıkış konveyörüne nakledilmektedir. Konveyör bilgileri aşağıdaki gibidir:

Günde 16 saat 2 çevrim/saat

Konveyör uzunluğu: 750 mm

Rulo göbekleri: Rulmanlı, Rulman çapı: 32 mm

Rulo çapları: 40 mm

Konveyör tahrik tamburu çapı: 54 mm

Konveyör hızı: 1 m/sn

Konveyör kapasitesi: 80 ton/saat

Bant Ağırlığı: 10 kg/m

Verim:0,8

Konveyör eğimi: 0 derece

m: Konveyör üzerindeki toplam bant + yük ağırlığı [kg]

v: Bant hızı [m/s]

h : Verim

D: Destek tamburları çapı [mm]

d: Destek tambur rulmanları göbek çapı[mm]

f: Yuvarlanma direnci [mm]

α : Konveyörün yatayla açısı [derece]

g: yerçekimi ivmesi [m/s²]

μ : Sürtünme direnç katsayısı

μ_L : Rulman sürtünme direnci katsayısı

A: Konveyör motor gücü hesaplama katsayısı

Tambur Devri :

$$n_{Tambur} = \frac{v \times 60}{\pi \times D} \times \frac{1 \times 60}{\pi \times 0,054} = 353,6 \text{ d/d} \quad (4.14)$$

Bir anda bant üzerindeki yük :

$$m_{yük} = \frac{Q \times l}{60 \times \pi \times D \times n} \times 1000 = \frac{80 \times 0,75}{60 \times \pi \times 0,054 \times 353,6} = 16,67 \text{ kg} \quad (4.15)$$

Bantın ağırlığı;

$$m_{Bant} = 1,5 \times 10 = 15 \text{ kg} \quad (4.16)$$

Toplam Ağırlık;

$$m_{Top} = m_{Bant} + m_{yük} = 16,67 + 15 = 31,67 \text{ kg} \quad (4.17)$$

$$A = \left[\frac{2}{D} \times \left(\mu_L \times \left(\frac{d}{2} \right) + f \right) + \sin \alpha \right] \times g \quad (4.18)$$

$$= \left[\frac{2}{40} \times \left(0,005 \times \left(\frac{32}{2} \right) + 7 \right) + \sin 0 \right] \times 9,81 = 3,47$$

$$A = 3,47$$

$$P = \frac{A \times m \times v}{1000 \times 0,8} = \frac{3,47 \times 31,67 \times 1}{1000 \times 0,8} = 0,137 \text{ kW} \quad (4.19)$$

Aynı motor ile eş bir bant daha tahrik edileceği için x 2 olarak alınır: $0,137 \times 2 = 0,274$ kW

Bu durumda seçilen motor parametreleri:

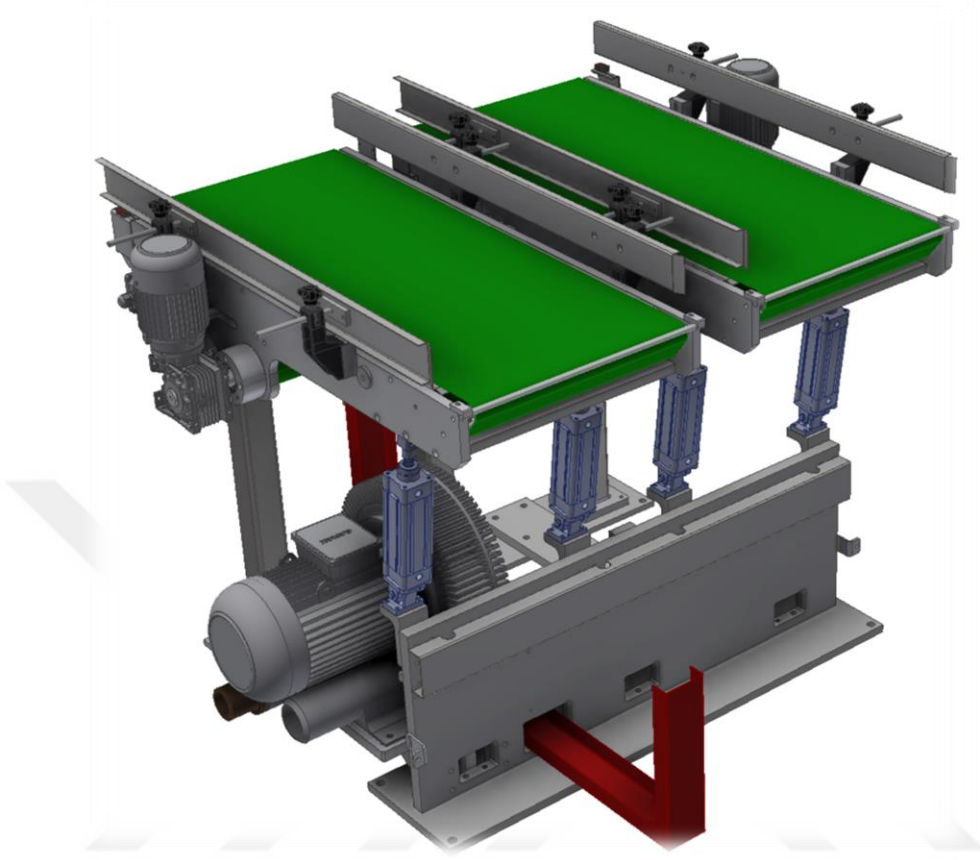
0,37 kW

150 d/d

i=9,5

Servis faktörü 3

4.2.1.4. Çıkış Konveyörü Motor Seçimi



Şekil 4.30.Çıkış konveyörü

Şekil 4.30’da çıkış konveyörü gösterilmektedir. PVC bant konveyör ile ürünler çıkış konveyörüne nakledilmektedir. Konveyör bilgileri aşağıdaki gibidir:

Günde 16 saat 2 çevrim/saat

Konveyör uzunluğu: 1,2 mm

Rulo göbekleri: Rulmanlı, Rulman çapı: 32 mm

Rulo çapları: 40 mm

Konveyör tahrik tamburu çapı: 84 mm

Konveyör hızı: 1 m/sn

Konveyör kapasitesi: 80 ton/saat

Bant Ağırlığı: 10 kg/m

Verim:0,8

Konveyör eğimi: 0 derece

Tambur devri denklem (4.14) kullanılarak hesaplanır:

$$n_{Tambur} = \frac{v \times 60}{\pi \times D} = \frac{1 \times 60}{\pi \times 0,084} = 227,3 \text{ d/d}$$

Bir anda bant üzerindeki yük denklem (4.15) kullanılarak hesaplanır:

$$m_{yük} = \frac{Q \times l}{60 \times \pi \times D \times n} \times 1000 = \frac{80 \times 1,2}{60 \times \pi \times 0,084 \times 227,3} = 26,67 \text{ kg}$$

Bantın ağırlığı denklem (4.16) kullanılarak hesaplanır:

$$m_{Bant} = 2,5 \times 10 = 25 \text{ kg}$$

Toplam Ağırlık denklem (4.17) kullanılarak hesaplanır:

$$m_{Top} = m_{Bant} + m_{yük} = 26,67 + 25 = 51,67 \text{ kg}$$

Denklem (4.18) kullanılarak A değeri bulunur:

$$A = \left[\frac{2}{D} \times \left(\mu_L \times \left(\frac{d}{2} \right) + f \right) + \sin \alpha \right] \times g$$
$$= \left[\frac{2}{40} \times \left(0,005 \times \left(\frac{32}{2} \right) + 7 \right) + \sin 0 \right] \times 9,81 = 3,47$$

$$A = 3,47$$

Denklem (4.19) kullanılarak güç değeri hesaplanır:

$$P = \frac{A \times m \times v}{1000 \times 0,8} = \frac{3,47 \times 51,67 \times 1}{1000 \times 0,8} = 0,22 \text{ kW}$$

Seçilen Motor;

0,37 kW

150 d/d

i=9,5

Servis faktörü 3

4.2.2. Kayış ve Kasnak Hesapları

4.2.2.1. Tablanın Sağa ve Sola Hareketini Sağlayan Kayışların Hesabı

Kayış, üzerinde dişler bulunan kayış, mukavemet verici elyaf ve koruyucu yanaklardan meydana gelir. Kayış, hassas olarak dökülerek volkanize edilir. Dişli kayışta: yüksek evsafılı, kesme mukavemeti yüksek, çeşitli ortamlarda stabil neopren karışımları veya plastik malzemeler (polyüretan), Mukavemet verici elyafda: helisel sarılmış çelik veya cam elyafı, Yanaklarda: Sürtünmeye mukavim polyamid (naylon) kullanılır. Kayışlar genel olarak sonsuz uzunlukta imal edilmekle birlikte özel olarak belirli çaplarda sonlu kayışlar da imal edilir. Sonsuz kayışlar kaynatılarak birleştirilir. Kayışlar, tek taraflı olduğu gibi çift taraflı da imal edilirler. Dişli kayışların halen (1974) bir standardı yoktur, fakat üzerinde çalışılmaktadır. Dişli Kayışlar metrik ve inch olarak boyutlandırılmaktadır. Kasnaklar, kullandıkları yere göre çelik, dökme demir, hafif metaller veya suni malzemelerden (plastik malzeme) imal edilirler. Kasnak üzerindeki dişler çok hassas olarak minimum yüzey pürüzlülüğü ile işlenmelidir. Bu yüzeyler form freze veya yuvarlanma metodu ile imal edilir ve taşlanır. Kayışların kasnaktan çıkmasına mani olmak için kasnakların iki yanları ince saçlarla sınırlandırılır (URL-1)

Kesme işlemini gerçekleştirmede kritik öneme sahip olan tablanın sağa ve sola hareketini gerçekleştiren 2 adet kayış ve 4 adet kasnak bulunmaktadır. Tasarımı gerçekleştirilen grupta kullanılan kasnak ve kayışlar, şekil olarak bağlı güç iletim mekanizmalarından dişli kayış kasnak sistemi seçilmiştir. Dişli kayışlar şekil bağlı mekanizmalardır. Kayışların üstün taraflarıyla (Hafiflik, yüksek çevresel hızlar, yağlama gerektirmemeleri vb.), zincirlerin üstün tarafları (Kayma olmaması, düşük ön gerilmeler vb.) dişli kayışlarda toplanmıştır. Çevre kuvveti, dişli çark mekanizmalarında olduğu gibi dişli kasnak üzerindeki dişler tarafından iletilir (URL-1)

Kasnaklar: Adet=4, diş sayısı (z_1)=(z_2)=60

Bölüm Dairesi çapı (d_o)=Ø267,38 mm

Kasnak Merkezleri arası uzaklık (a) = 1140 mm

Kayış boyu ise şu formül ile bulunur (Shigley, J. E., Mischke, C.R.. 1996):

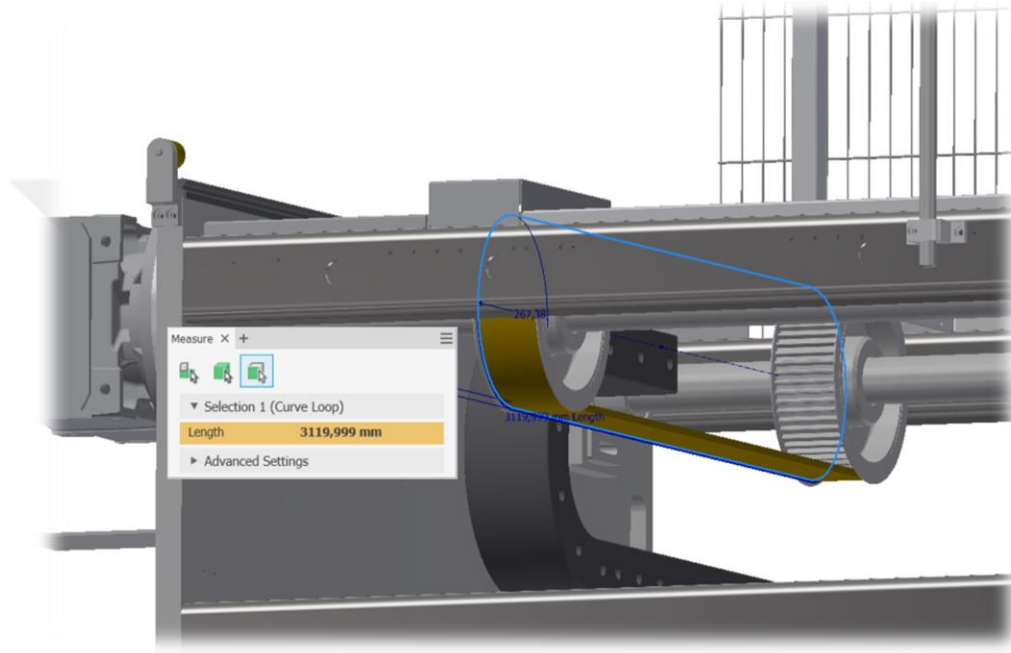
$$L_w = 2a + \frac{\pi}{2} (d_{o1} + d_{o2}) + \frac{(d_{o2} - d_{o1})^2}{4a} \quad (3-20)$$

$$L_w = 2 \times 1140 + \frac{\pi}{2}(267,38 + 267,38) + \frac{(267,38 - 267,38)^2}{4 \times 1140}$$

$$L_w = 2280 + 839,99 + 0$$

$$L_w = 3119,9 \text{ mm' dir.}$$

Elde edilen ölçünün mühendislik yazılım programından doğrulaması yapılmıştır. Şekil 4.31'de Inventor programından alınan kayışa ait uzunluk ölçüsü gösterilmektedir.



Şekil 4.31.Kayış loop ölçüsü

Uygun kayış seçimi için gerekli değerler tespit edilir ve katalog üzerinden seçim yapılır. Katalog üzerinden seçim yapılabilmesi için ilk önce genel yük faktörü belirlenir.

Sistemin hareketi için genel yük faktörü;

$$C_2 = C_0 + C_3 + C_6 \quad (4.20)$$

C_2 = Genel Yük Faktörü

C_0 = Temel Yük Faktörü

C_3 = Hız düzeltme Faktörü

C_6 = Hata düzeltme faktörü

Basic load factor c_0				
Load type and examples for work machines	Load type and examples for drive machines			
	Continuous running		Non-continuous running	
	Electric motor Turbine running at high speed Reciprocating engine with higher quantity of cylinders		Hydraulic motor Turbine running at low speed Reciprocating engine with lower quantity of cylinders	
	Basic load factor c_0 with daily operation times			
	up to 1.0 h	up to 1.0 h	up to 1.0 h	over 1.0 h
Light drives, shock-free with smooth running characteristics Measurement devices Film cameras Office machines Conveyor systems (light goods)	1.3	1.4	1.4	1.5
Medium drives, operation with smaller to medium intermittent shock strain Mixing machines Kitchen machines Printing shop machines Textile machines Packaging machines Conveyor systems (heavy goods)	1.6	1.7	1.8	1.9
Heavy drives, operation with medium to high intermittent shock strain Tool machines Wood processing machines Eccentric drives Conveyor systems (heavy goods)	1.8	1.9	2.0	2.1
Extremely heavy drives, operation with high constant shock strain Mills Crushers Extruders Piston pumps/compressors Lifting appliances	2.0	2.1	2.2	2.3

Şekil 4.32. Temel yük faktörü C_0 seçimi

Sistemin çalışma süresi günlük 16 saatten azdır. Yükleme tipi olarak tekstil makineleri benzer özellik taşımaktadır. Bu veriler dikkate alınarak Şekil 4.32 üzerinde kontrol yapılırsa C_0 değerinin 1.6 olduğu görülmektedir.

Speed correction i	Speed correction factor c_3
1.00–0.80	0.0
0.79–0.57	0.1
0.56–0.40	0.2
0.39–0.28	0.3
0.27 and smaller	0.4

Şekil 4.33. Hız düzeltme faktörü C_3 seçimi

Kasnaklar eş olduğu için C_3 değeri Şekil 4.33'te gösterilen katalog verisine göre "0" olarak alınır.

Operating conditions	Fatigue correction factor c_6
Use of tension or guide idlers	0.2
Operating time 16 to 24 hours	0.2
Only infrequent or occasional operation	– 0.2

Şekil 4.34. Hata faktörü C_6 seçimi

Sistemde kayış gerdirme kullanıldığı için Şekil 4.34'te gösterilen katalog verisine göre C_6 değeri 0,2 olarak alınır. Denklem (4.20) kullanılarak genel yük faktörü belirlenir.

$$C_2 = C_0 + C_3 + C_6$$

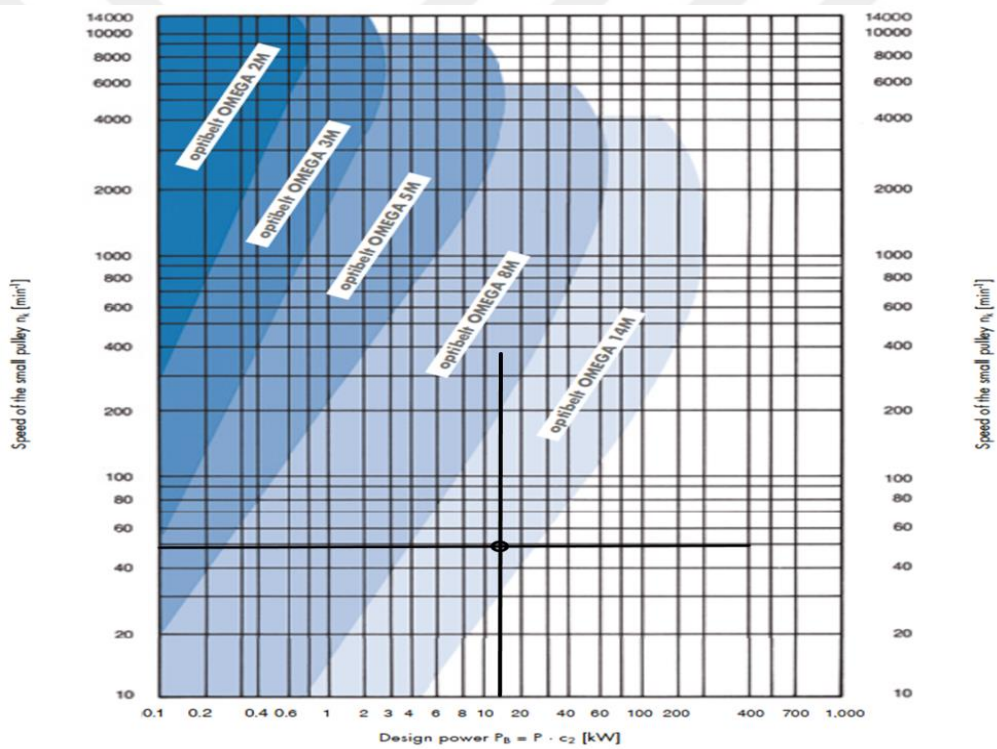
$$C_2 = 1.6 + 0 + 0.2$$

$$C_2 = 1.8$$

$$P_B = P \times C_2 \quad (4.21)$$

Kayış tahrikinde kullanılan motorun gücü $P = 7.9 \text{ kW}$

$$C_2 = 1.8 \quad P_B = 7.9 \times 1.8 = 14.22 \text{ kW} \quad \text{Eş Kasnakların hızı} = 53 \text{ rpm}$$



Şekil 4.35. Kayış tipi belirleme diyagramı

Şekil 4.35'te yer alan diyagrama göre veriler kontrol edildiğinde 14M tipinde kayış tipi tercih edilmiştir.

Nominal power P_N [kW] for profile and design 14M and a timing belt width of 40 mm																		
Speed of the small pulley n_s [min ⁻¹]	Number of teeth on the small pulley z_k																	
	28	29	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	52	56	64	72	80	
	Pitch diameter of the small pulley d_{wk} [mm]																	
	124.78	129.23	133.69	142.60	151.52	160.43	169.34	178.25	187.17	196.08	204.99	213.90	231.73	249.55	285.21	320.86	356.51	
10	0.17	0.20	0.20	0.23	0.29	0.30	0.34	0.36	0.38	0.40	0.42	0.44	0.49	0.53	0.61	0.68	0.74	
20	0.35	0.37	0.43	0.49	0.55	0.63	0.68	0.72	0.76	0.80	0.83	0.89	0.97	1.04	1.19	1.34	1.50	
40	0.72	0.78	0.84	0.98	1.10	1.25	1.34	1.42	1.52	1.59	1.69	1.76	1.93	2.10	2.39	2.69	2.99	
60	1.07	1.15	1.27	1.44	1.64	1.88	2.03	2.14	2.27	2.39	2.52	2.65	2.90	3.14	3.58	4.03	4.49	
100	1.79	1.93	2.10	2.42	2.77	3.11	3.37	3.58	3.79	4.00	4.20	4.41	4.85	5.23	5.98	6.72	7.48	
200	3.60	3.90	4.20	4.80	5.50	6.20	6.80	7.20	7.60	8.00	8.40	8.90	9.70	10.50	12.00	13.50	15.00	
300	4.90	5.30	5.70	6.60	7.50	8.50	9.20	9.70	10.30	10.80	11.40	12.00	13.10	14.20	16.50	18.90	21.30	
400	6.10	6.60	7.10	8.20	9.30	10.50	11.40	12.00	12.70	13.30	14.00	14.70	16.10	17.40	20.10	22.90	25.80	
500	7.20	7.80	8.40	9.60	11.00	12.30	13.30	14.10	14.80	15.60	16.40	17.20	18.70	20.20	23.30	26.40	29.60	
600	8.20	8.90	9.50	11.00	12.50	14.00	15.10	15.90	16.80	17.70	18.50	19.40	21.10	22.70	26.10	29.50	32.90	
700	9.10	9.90	10.60	12.20	13.90	15.60	16.80	17.70	18.60	19.50	20.50	21.40	23.20	25.00	28.60	32.20	35.80	
800	10.00	10.80	11.60	13.40	15.10	17.00	18.30	19.30	20.30	21.30	22.20	23.20	25.20	27.00	30.80	34.50	38.20	
950	11.30	12.10	13.10	14.90	16.90	19.00	20.40	21.40	22.50	23.60	24.60	25.70	27.70	29.70	33.60	37.40	41.10	
1000	11.60	12.60	13.50	15.40	17.50	19.60	21.00	22.10	23.20	24.30	25.40	26.50	28.50	30.50	34.40	38.20	41.90	
1200	13.10	14.10	15.10	17.30	19.50	21.80	23.40	24.50	25.70	26.80	28.00	29.10	31.20	33.20	37.10	40.70	44.10	
1450	14.60	15.70	16.90	19.20	21.70	24.20	25.90	27.10	28.30	29.40	30.60	31.70	33.80	35.70	39.20	42.30	44.80	
1600	15.40	16.60	17.80	20.30	22.80	25.50	27.10	28.30	29.50	30.70	31.80	32.90	34.90	36.60	39.80	42.30	44.10	
1800	16.40	17.70	18.90	21.50	24.10	26.80	28.50	29.70	30.90	32.00	33.00	34.00	35.80	37.30	39.80	41.30	43.00	
2000	17.30	18.60	19.80	22.50	25.20	28.00	29.70	30.80	31.90	32.90	33.80	34.70	36.20	37.40	38.90			
2200	18.60	19.30	20.60	23.30	26.10	28.90	30.50	31.50	32.50	33.40	34.20	35.00	36.10	36.70				
2400	20.10	20.70	21.30	24.00	26.70	29.50	31.10	32.00	32.80	33.50	34.20	34.70	35.30	35.40				
2600	21.50	22.10	22.70	24.40	27.20	29.90	31.40	32.10	32.70	33.20	33.70	33.90	34.00					
2850	23.10	23.80	24.40	25.60	27.40	30.00	31.30	31.80	32.10	32.30	32.40	32.30	31.70					
3000	24.10	24.70	25.30	26.50	27.50	30.10	31.00	31.60	31.50	31.50	31.40	31.60						
3500			28.00	29.10	30.00	30.70	31.20	31.50	31.70									
4000				30.80	31.40													

Power ratings for other belt widths can be calculated by multiplying by the width correction factors.

Power ratings for other belt widths can be calculated by multiplying by the width correction factors.

Şekil 4.36.Kayış genişliği seçim diyagramı

Kasnak hızları ve çaplarına göre Şekil 4.36’da yer alan diyagram üzerinde yapılan seçim 3,58 olarak gösterilmiştir. Sistemde yer alan motor gücü 7,9 kW olduğuna göre;

$$C_w = \frac{P}{C_f} \quad (4.22)$$

C_w =Uygun kayış genişliği doğrulama faktörü

P =Motor gücü

C_f = Kayış genişlik belirleme faktörü

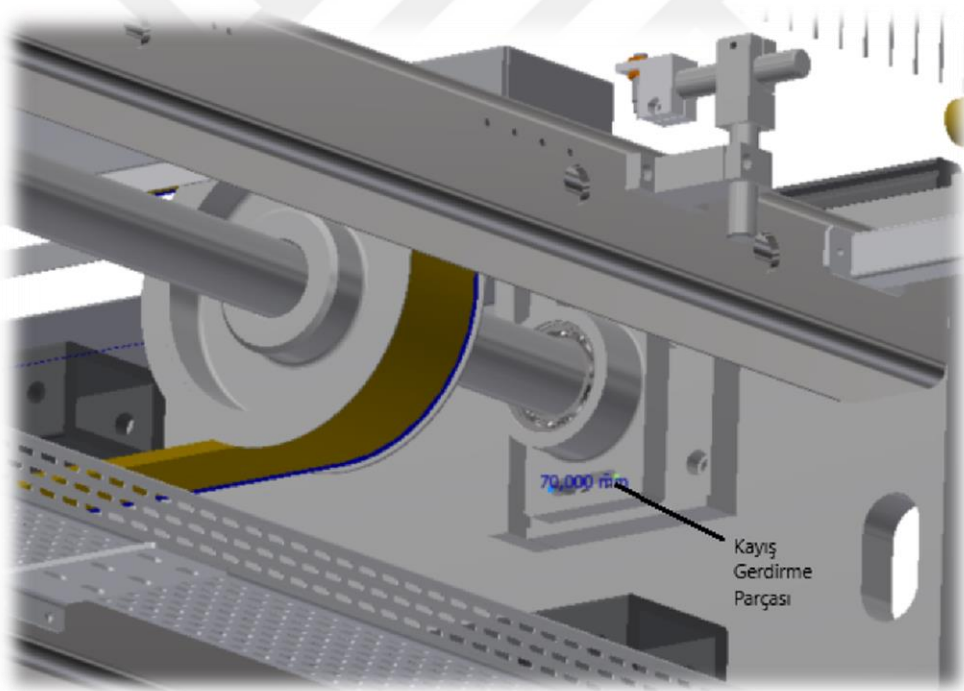
Denklem (4.22) kullanılarak uygun kayış genişliği belirlenir:

$$C_w = \frac{P}{C_f} = \frac{7,9}{3,58} = 2,20$$

Width correction factor					
Profile and design 14M					
Standard belt width [mm]	40	55	85	115	170
Factor	1.00	1.50	2.50	3.47	5.28

Şekil 4.37.Kayış genişliği doğrulama faktörü

Şekil 4.36'da yer alan diyagram ve Şekil 4.37'de gösterilen tablo üzerinden 85 mm genişlik seçilmiştir. Standart kayışlara bakıldığında en yakın uzunluk ise 3150 mm olduğu belirlenerek seçim yapılmıştır. Hesaplanan kayış boyu ile sistemde kullanılan kayış boyu arasındaki fark olan yaklaşık 30 mm ise, bir gerdirme parçası vasıtasıyla giderilmiştir. Şekil 4.38'de kayış gerdirme parçası gösterilmektedir.



Şekil 4.38.Kayış gerdirme parçası

Sisteme tahrik veren motorun bilgileri şu şekilde belirlenmiştir:

P:7,9 kw

Motor devri ;3800 rpm

Redüktör oranı; 1:23,8

$$\text{Çıkış devri; } \frac{3800}{23,8} = 159,66 \text{ rpm} = 2,66 \text{ rps} \quad (4.23)$$

Harekette alınması gereken yol: 743 mm

$$\text{Kasnak çevresi} = \pi d_o = 839,9 \text{ mm} \quad (4.24)$$

$$\frac{743}{839,39} = 0,88 \times 60 = 53,1 \text{ rpm turda hareket tamamlanır.} \quad (4.25)$$

Daha önceden yapılan hesaplamalarda durma ve kakış süreleri toplamda 0,346 saniye olduğu tespit edilmişti.

Kayış hızı

$$v = \frac{t \times z \times n}{60 \times 1000} = \frac{14 \times 60 \times 53,1}{60 \times 1000} = 0,74 \text{ m/s kayış hızı} \quad (4.26)$$

4.2.2.2. İtici Parçaların Hareketini Sağlayan Kayışların Hesabı

Kasnaklar: Adet=4, diş sayısı (z1)=(z2)=60

Bölüm Dairesi çapı (do)=Ø156,15 mm

Kasnak Merkezleri arası uzaklık (a) = 3745 mm

Kayış boyu ise denklem (4.20) kullanılarak hesaplanır (Shigley, J. E., Mischke, C.R.. (1996):

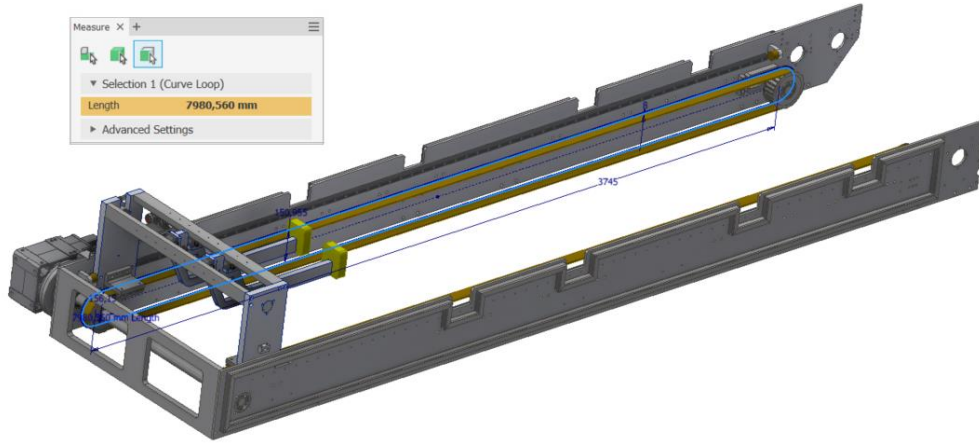
$$L_w = 2a + \frac{\pi}{2} (d_{o1} + d_{o2}) + \frac{(d_{o2} - d_{o1})^2}{4a}$$

$$L_w = 2 \times 3745 + \frac{\pi}{2} (156,15 + 156,15) + \frac{(156,15 - 156,15)^2}{4 \times 3745}$$

$$L_w = 7490 + 490,55 + 0$$

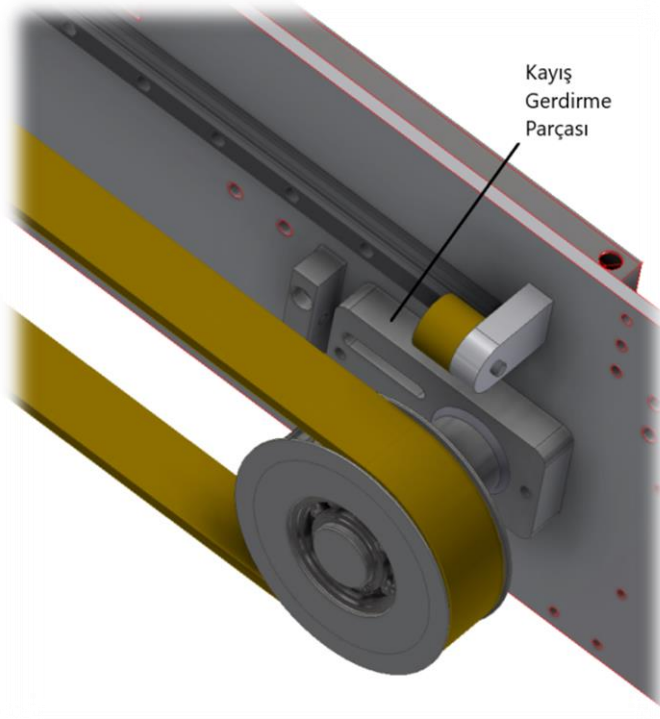
$$L_w = 7980,55 \text{ mm'dir.}$$

Elde edilen ölçünün mühendislik yazılım programından doğrulaması yapılmıştır. Şekil 4.39'da Inventor programından alınan kayışa ait uzunluk ölçüsü gösterilmektedir.



Şekil 4.39.İtici parçaların hareketini sağlayan kayışın loop ölçüsü

İlgili standart kayış kataloğundan çıkan sonuca en yakın olacak şekilde seçim yapılmıştır. Seçilen kayış; AT20 tipinde 50 mm genişlik ve 8000 mm uzunluğundadır. Hesaplanan kayış boyu ile sistemde kullanılan kayış boyu arasındaki fark olan yaklaşık 120 mm ise, bir gerdirme parçası vasıtasıyla giderilmiştir. Şekil 4.40'ta kayış gerdirme parçası gösterilmektedir.



Şekil 4.40.Kayış gerdirme parçası

Sisteme tahrik veren motorun bilgileri şu şekildedir;

P:7,9 kw

Motor devri ;3800 rpm

Redüktör oranı; 1:5.2

Denklem (3.23) kullanılarak çıkış devri hesaplanır:

$$\text{Çıkış devri;} \frac{3800}{5,2} = 730,76 \text{ rpm}$$

Denklem (3.26) kullanılarak kayış hızı hesaplanır (Shigley, J. E., Mischke, C.R.. (1996).

Kayış hızı

$$v = \frac{t \times z \times n}{60 \times 1000} = \frac{20 \times 60 \times 428,09}{60 \times 1000} = 8,5 \text{ m/s kayış hızı}$$

Doğrulaması;

Harekette alınması gereken yol: 3500 mm

Denklem (4.24) kullanılarak kasnak çevresi hesaplanır

$$\text{Kasnak çevresi} = \pi d_o = 490,55 \text{ mm}$$

Denklem (4.25) kullanılarak devir hesaplanır

$$\frac{3500}{490,55} = 7,13 \times 60 = 428,09 \text{ rpm turda hareket tamamlanır.}$$

$$\frac{\text{Toplam log uzunluğu}}{\text{Max. ürün uzunluğu}} + 2 = \text{Kesim hareketi}$$

(3.27)

$$\text{Toplam log uzunluğu} = 2800 \text{ mm}$$

$$\text{Max. ürün uzunluğu} = 210 \text{ mm}$$

$$\left\lceil \frac{\text{Toplam log uzunluğu}}{\text{Max. ürün uzunluğu}} \right\rceil + 2 = \left\lceil \frac{2800}{210} \right\rceil + 2 = \lceil 13,33 \rceil + 2 = 13 + 2 = 15$$

Dakikada 15 log kesimi yapılması için 15x15=225 defa itici askerlerin dakikada durup kalkması gereklidir. Motorun dur kalk süresi 0,15 saniye olduğuna göre;

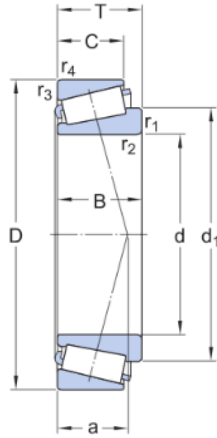
$$0,15 \times 225 = 33,75 \text{ s durup kalkma süresi} \quad (4.28)$$

$$60 - 33,75 = 26,25 \text{ s ilerleme süresi} \quad (4.29)$$

$$26,25 \text{ s süre içinde } 3500 \text{ mm yol için (dakika başına) } 8 \text{ m/sn bulunur} \quad (4.30)$$

4.2.3. Rulman Seçimleri

Üst kasnak yataklamasında mil yataklamasını gerçekleştiren 1 adet DIN 720 SKF 30224 Tek sıralı konik makaralı rulman ile 1 adet DIN 720 SKF 30215 Tek sıralı konik makaralı rulman kullanılmıştır.



Şekil 4.41. SKF 30224 tek sıralı konik makaralı rulman

Şekil 4.41’de gösterilen DIN 720 SKF 30224 Tek sıralı konik makaralı rulmana ait özellikler aşağıdaki gibidir.

İç çap (d)= 120 mm

Dış Çap (D)= 215 mm

Genişlik (B)= 43,5 mm

C = 417 kN

C_o = 465 kN

n= 300 rpm

$$\frac{F_a}{F_r} < e \quad (4.30)$$

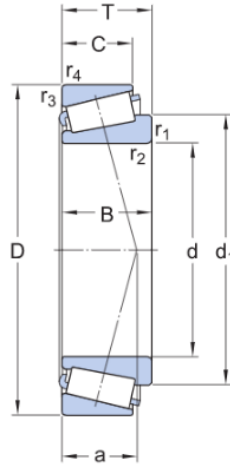
$$F_a = \text{İhmal edilmiştir. } F_r = 40000 \text{ N } \frac{F_a}{F_r} < e$$

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad (4.31)$$

$$P = 40000 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (4.32)$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{16666}{300} \left(\frac{417000}{40000} \right)^{10/3} = 137\,498.2 \text{ saat ömür hesaplanmıştır.}$$



Şekil 4.42.SKF 30215 tek sıralı konik makaralı rulman

Şekil 4.42’de gösterilen DIN 720 SKF 30215 tek sıralı konik makaralı rulman ait özellikler aşağıdaki gibidir.

İç çap (d)= 75 mm

Dış Çap (D)= 130 mm

Genişlik (B)= 27,25 mm

C = 171 kN

C_o= 176 kN

n= 300 rpm

$$\frac{F_a}{F_r} < e$$

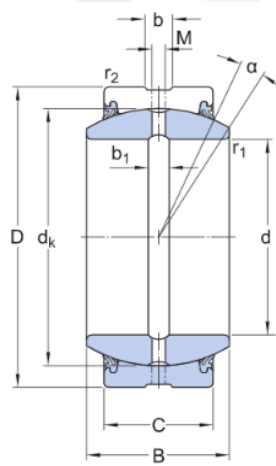
$$F_a = \text{İhmal edilmiştir. } F_r = 20000 \text{ N } \frac{F_a}{F_r} < e$$

$$P = F_r + Y_1 F_a$$

$$P = 20000 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{16666}{300} \left(\frac{171000}{20000} \right)^{10/3} = 71\,000.9 \text{ saat ömür hesaplanmıştır.}$$



Şekil 4.43. GE 180 S tipi SKF rulman

Üst kasnak şerit gezmesini engellemek için radyal kaymalı küresel rulmanla yataklanarak, redüktörlü motorla kontrol edilen vidalı mil sayesinde üst kasnak açısı ayarlanmaktadır. Bu yataklamada 1 adet GE 180 S tipi SKF rulman kullanılmıştır.

Şekil 4.43' te gösterilen GE 180 S tipi SKF rulmana ait özellikler aşağıdaki gibidir.

İç çap (d)= 180 mm

Dış Çap (D)= 260 mm

Genişlik (B)= 105 mm

C = 1 530 kN

C_o= 7 650 kN

5. ÜST KASNAK MİLİNİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Üst kasnak mili üzerinde oluşan kuvvetlere karşı kullanılan mil çapının yeterli olup olmadığı teorik ve bilgisayar ortamında yapılan simülasyonla kontrol edilmiştir. Kesme grubu içerisinde kritik bir öneme sahip olan üst kasnak mili yüksek şerit gerginliklerine artan kuvvetlerin etkisinde kesilme gerilmesine maruz kalmaktadır.

Kuvvetin uygulandığı noktadaki çap=Ø100 mm

$$\text{En küçük mil çapına göre kesit} = A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (5.1)$$

$$A = \frac{\pi 100^2}{4} = 7853,98 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (5.2)$$

$$\tau = \text{Kesme gerilmesi } N/mm^2$$

F=Uygulanan maksimum kuvvet

A= Kesit alanı mm^2

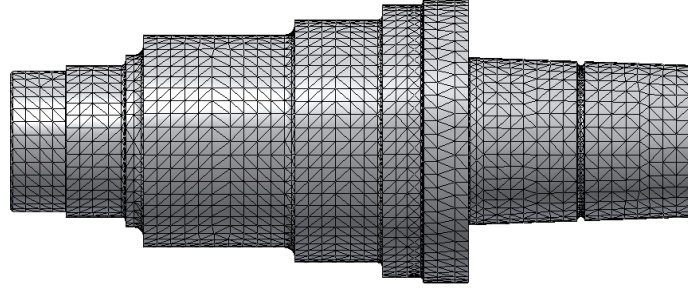
$$\tau = \frac{60000}{7853,98} = 7,64 \text{ N/mm}^2$$

Mil C4140 malzemeden üretilmiştir C4140 malzeme özellikleri;

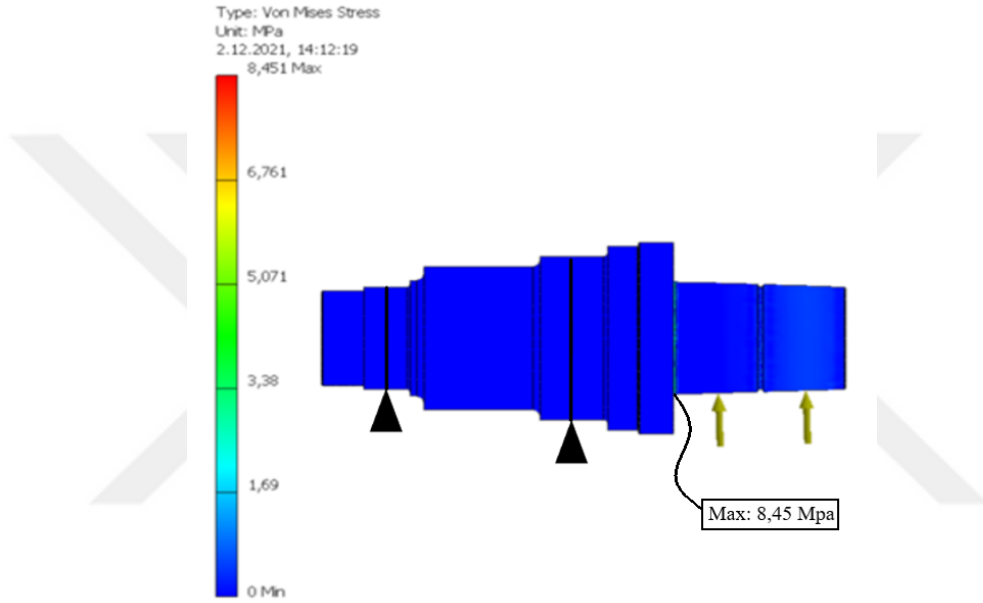
Akma Dayanımı= 420 MPa

Kopma dayanımı= 655 MPa

Bilgisayar ortamında Inventor programı kullanılarak statik FEM analizi gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümleme ağı için ortalama hücre boyutu 0,02 mm, minimum hücre boyutu ise 0,01 mm olarak alınmıştır. Şekil 5.1’de alınan sayısal çözümleme ağının yoğunluğu gösterilmektedir. Şekil 5.2’de gösterilen noktalardan, oluşması tahmin edilen maksimum kuvvet olan 60000 N uygulanmıştır. Ayrıca belirtilen mesnet noktalarından sabitlenerek sınır şartları uygulanmıştır.



Şekil 5.1.Üst kasnak mili sayısal çözümleme ağı görüntüsü



Şekil 5.2.Üst kasnak mili üzerinde oluşan Von Mises eşdeğer gerilme dağılımı

Analiz sonucunda Şekil 5.2’ de gösterildiği gibi maksimum eşdeğer gerilme 8,45 MPa olarak bulunmuştur. Malzemenin akma mukavemeti 420 MPa dir. Bu değerden oldukça küçük olduğu görülmüştür. Bilgisayar ortamında yapılan analizler ve teorik hesaplamalara göre üst kasnak mili malzemesi ve çapı mukavemet açısından uygundur.

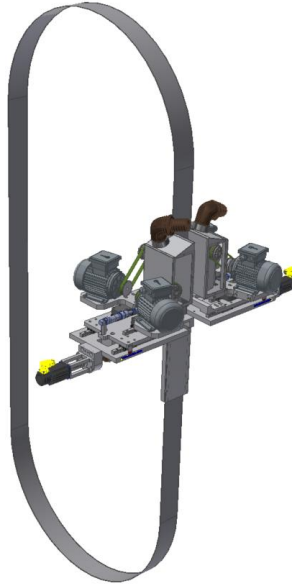
6. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde kesme sistemindeki problemler ve öngörü çözüm modelleri ele alınacaktır.

6.1. Kesme Sistemindeki Problemler

Kesme sisteminde yer alan şerit bıçağının tasarımı ürünlerin istenilen hassasiyet ve kalitede kesilmesini, makine verimliliğini ve şerit bıçağın ömrünü doğrudan etkilemektedir. Doğru kesme açısına ve uzunluğuna sahip olmayan şerit bıçağı istenilen kalitede ürünü kesmemekte, kesmesi durumunda çok kısa sürede körelmekte ve sürekli bilenmesi gerekmektedir. Aşırı bileme sonucunda ise şerit bıçağı genişliği kısa zamanda azalmaktadır. Bıçak ömrünün azalmasıyla, bıçak değişimi için makine durma süreleri artmaktadır. Şekil 6.1’de Kesme Sistemi içerisinde yer alan bileme mekanizması gösterilmektedir.

Saha ortamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar ile şerit bıçağına ait optimum değerler tespit edilmesi beklenmektedir. Şerit bıçağının kesme açısı ve bu kesme açısının oluşturulduğu kesme uzunluğu yapılan deneyler sonucunda belirlenmesi hedeflenmektedir. Bu deneyler 2 farklı yoğunluktaki ürün grupları kullanılarak gerçekleştirilmesi planlanmıştır.



Şekil 6.1.Kesme sistemi içerisinde yer alan bileme mekanizması

Kesme Sisteminde yer alan Şerit bıçak her ürün kesiminden sonra bir miktar körelmektedir. Bu körelmenin giderilmesi ve bıçağın keskinliğinin sağlanması için şerit

bıçak belirli aralıklar bilenmektedir. Her bileme sonrasında şerit bıçağının genişliği bir miktar azalmaktadır. Şerit bıçağın ilk takılması esnasında gerginlik ayarı yapılarak konumlandırılır. Bileme sonrasında genişliği azalan şerit bıçağı aynı gerginlik ayarında tutulması için farklı basınçlar da kuvvetlerde gerdirilmesi gerekmektedir. Bu sebeple belirli aralıklarla operatör makineyi durdurur ve el ile gerginlik kontrolü yapar. Şerit bıçağın kullanımlar sonrasında bileme nedeniyle şerit bıçağın genişliğinin iyice azalmasıyla, gerginlik artmakta malzemenin akma noktasına yaklaşmasına ve kopmasına neden olmaktadır. Şekil 6.2’ de kopan şerit bıçak örneği gösterilmektedir.



Şekil 6.2.Kopan şerit bıçağı örneği

Şerit bıçak kopmalarının önüne geçmek için şerit bıçak üzerinde oluşan yüklerin belirlenerek teorik olarak ve bilgisayar ortamında mühendislik yazılım programlarıyla simüle edilmesi, elde edilen teorik ve simülasyon değerlerin karşılaştırılması, sonraki aşamada ise çalışma ortamında gerçekleştirilecek deneylerle elde edilen verilerin doğrulunun teyit edilmesi planlanmaktadır. Elde edilen veriler otomasyon yazılım programıyla makinenin paneline işlenmesi, bir genişlik sensorü vasıtasıyla şerit bıçağın genişlik kontrolünün yapılarak sistemin gerginlik değerinin ayarlanması planlanmaktadır. Şekil 6.3’te şerit genişliğinde meydana gelen azalma gösterilmektedir.



Şekil 6.3.Şerit genişliğinde meydana gelen azalma

6.2. Gerginlik Hesaplamaları

Kesme sisteminde kullanılan şerit bıçak BOHLER malzeme olarak temin edilmektedir. Kocaeli Üniversitesi Sürekli Eğitim, Araştırma ve Uygulama Merkezi KOÜSEM-KARTEAM analiz merkezinde yapılan spektrometre analiz sonuçlarına göre 1.60605 c75 malzeme olduğu tespit edilmiştir. Şekil 6.4'te şerit bıçak kesiti gösterilmektedir.

Spektrometre analiz sonuçlarına göre; 1.60605 c75

%98,0 Fe, %0,812 C, %0,191 Si, %0,658 Mn, %0,0405 P, %0,0020 S, %0,128 Cr, %0,0226 Mo, %0,0488 Ni, %0,0020 Al, %0,0105 Cu, %0,0010 Nb %0,0013 Ti, %0,0035 V, %0,0073 W, %0,001 Pb, %0,002 Sn, %0,0005 Ca, %0,002 Zr, %0,002Zn, %0,0064 Bi, %0,002As, %0,0118Se, %0,005Sb

C75 malzeme için;

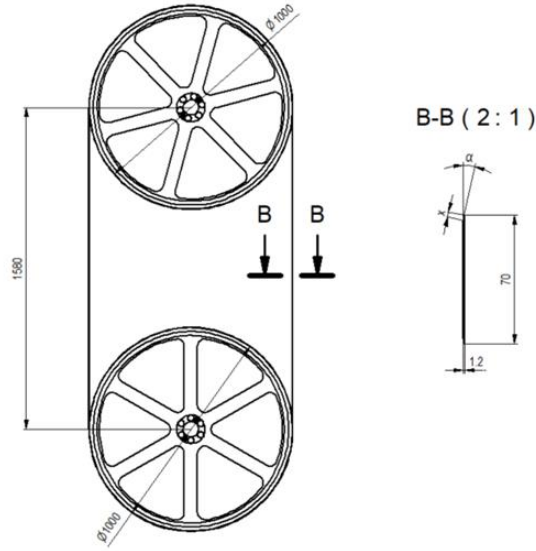
Akma Dayanımı; 550 N/mm^2

Kopma dayanımı 640 N/mm^2

Kasnak çapı: 1000 mm

İki kasnak arası mesafe: 1580 mm

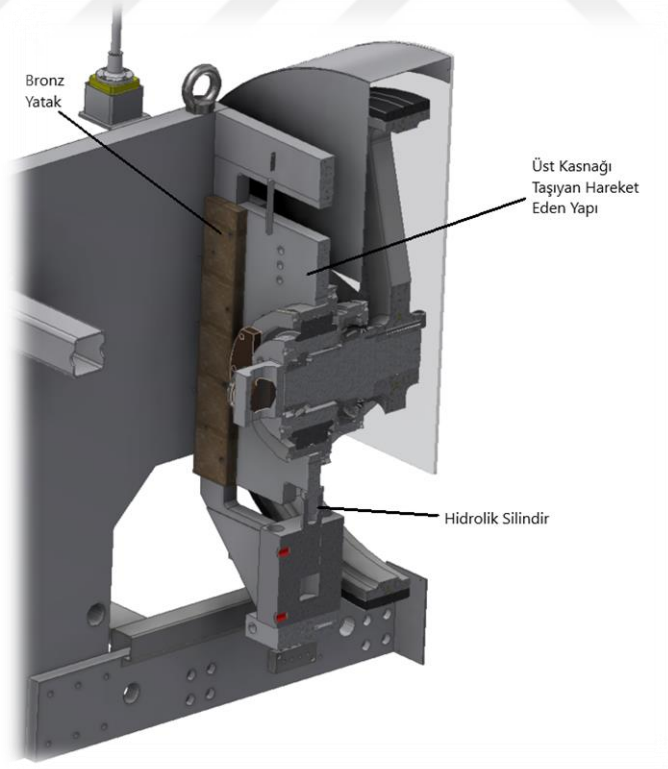
Kasnak Devri: 1400 rpm



Şekil 6.4.Kasnak ve şerit bıçağına ait ölçülerin gösterimi

Sistemin gerdirilmesinde kullanılan ve Şekil 6.5'te gösterilen AMF 6926D-200 hidrolik silindirin uyguladığı kuvvet değeri;

1 bar basınç için itme kuvveti= 503 N



Şekil 6.5.Üst kasnağı hareket ettirerek şerit bıçağı gerginliğini sağlayan hidrolik silindir.

Şerit bıçağı genişliği 70 mm olarak kullanılmaya başlar ve 40 mm'e kadar şerit bıçağı kullanılmaya devam eder.

$$A = w \times t \quad (6.1)$$

A=Kesit alan

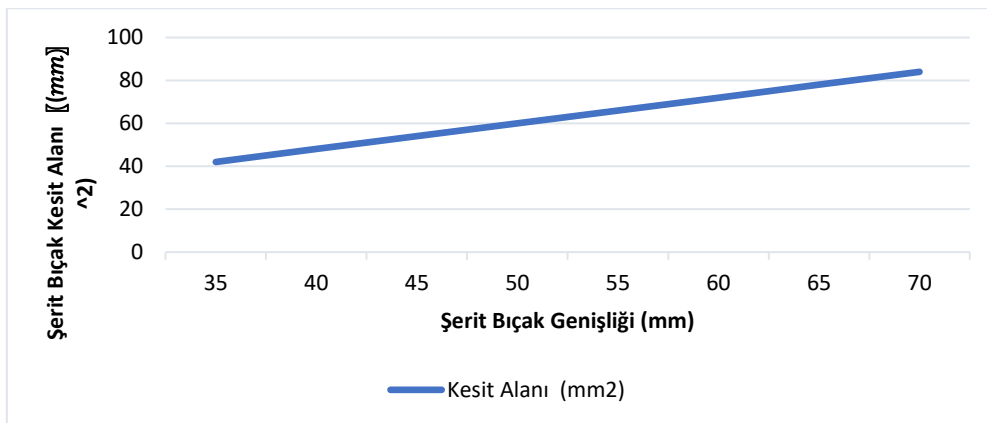
w=Şerit bıçak genişliği

t= Şerit bıçak kalınlığı

Denklem (6.1) kullanılarak elde edilen değerler değişimleri Tablo 6.1'de gösterilmiştir. Şerit genişliğine göre kesit alanındaki değişiklik Şekil 6.6'da yer alan grafikte gösterilmektedir.

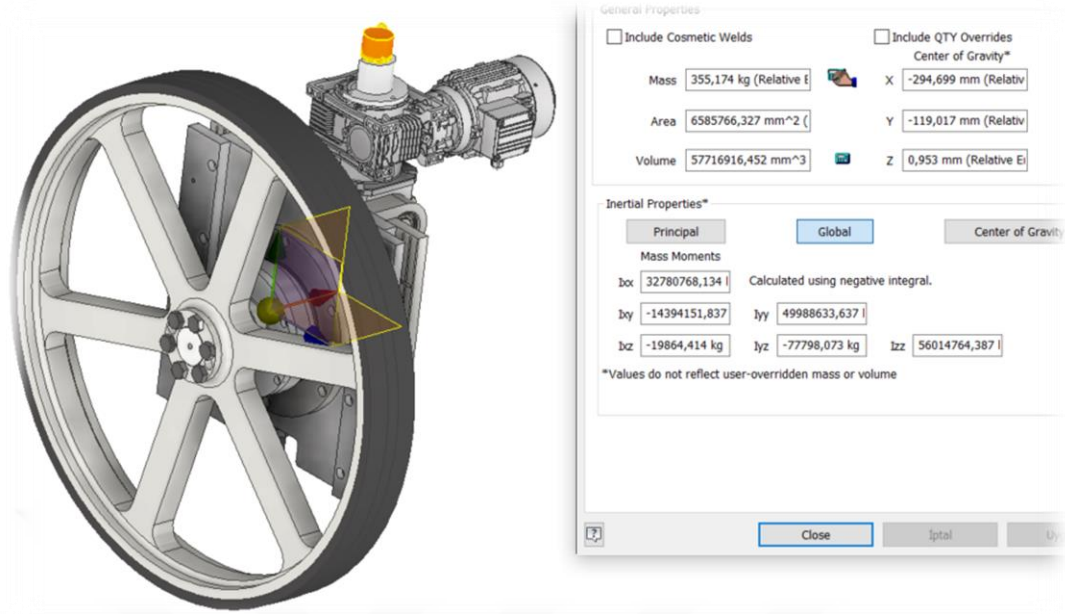
Tablo 6.1.Şerit bıçak kesit alanı değişimleri

Şerit Bıçağı Genişliği w (mm)	Şerit Bıçak kalınlığı t (mm)	Şerit Bıçak Kesit Alanı (mm^2)
70	1,2	84
65	1,2	78
60	1,2	72
55	1,2	66
50	1,2	60
45	1,2	54
40	1,2	48



Şekil 6.6. Şerit genişliğine göre kesit alanı değişikliği

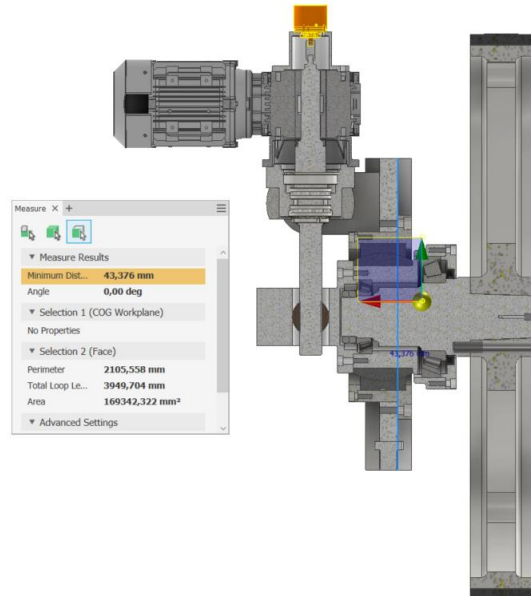
Hareket eden üst kasnak sisteminin toplam kütlesi; 355,1 kg olarak Şekil 6.7’de hesaplanmıştır.



Şekil 6.7.Hareket eden üst kasnak sisteminin toplam kütlesi

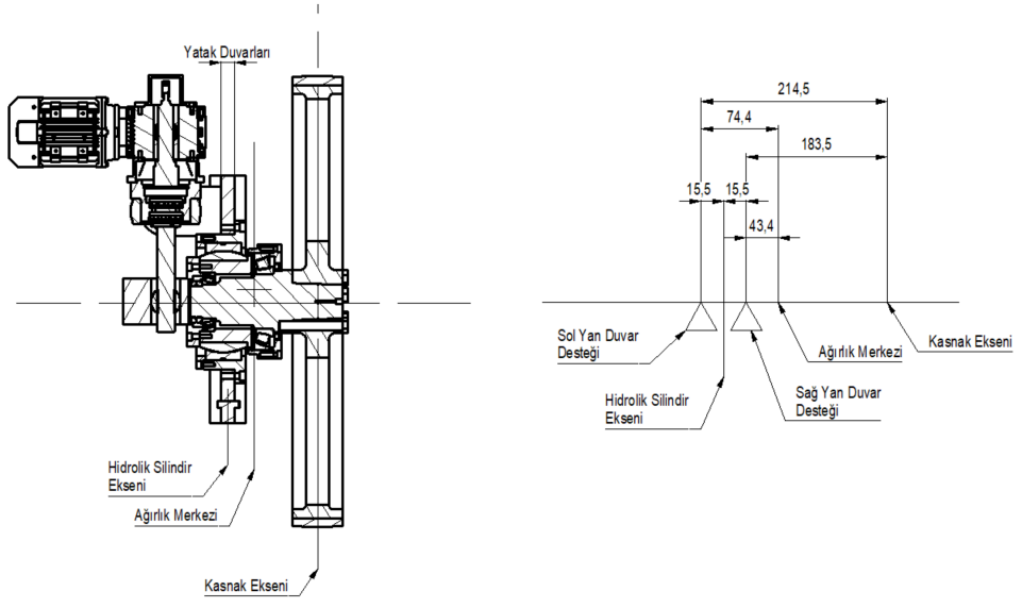
Şekil 6.8’de Inventor programından alınan yapının kütlesi gösterilmektedir. Yapının kütlesinin oluşturmuş olduğu eylemsizlik kuvveti;

$$F=m \times g = 355,1 \times 9,81= 3483,5N \quad (6.2)$$



Şekil 6.8.Hareketli yapının ağırlık merkezi

Şekil 6.9’da üst kasnak hareketli yapı üzerinde oluşan kuvvetler ve serbest cisim diyagramı gösterilmektedir. Yapının ağırlık merkezinin hareket ekseninden olan kaçıklığının oluşturduğu moment aşağıda bulunmuştur:



Şekil 6.9.Üst kasnak hareketli yapı üzerinde oluşan kuvvetlerin gösterimi

$$\sum M=0 \quad (6.3)$$

$$M=F_K \times x \quad (6.4)$$

M=Moment

F_K =Sistemin ağırlığının oluşturduğu kuvvet

x_1 = Ağırlık merkezinin sağ yan duvara olan mesafesi

x_2 = Ağırlık merkezinin sol yan duvara olan mesafesi

Denklem (6.3) ve (6.4) kullanılarak aşağıdaki hesaplamalar gerçekleştirilirse;

$$M=F_K \times x_1$$

$$M= 3483,5 \times 43,4 = 151184 \text{ N.mm}$$

$$\sum M=0 \Rightarrow F \times 15,5 = 151184 \text{ N.mm}$$

$$F_1=9753\text{N (Sağ yan duvarda oluşan kuvvet)}$$

$$M=F_K \times x_2$$

$$M=3483,5 \times 74,4 \text{ mm} = 259172 \text{ N.mm}$$

$$\sum M=0 \Rightarrow F \times 15,5 \text{ mm} = 259172 \text{ N.mm}$$

$$F_2=16720 \text{ N (Sol yan duvarda oluşan kuvvet)}$$

Toplam = 26 473 N Sistemin hareketi için uygulanması gereken net kuvvet

Bronz-Çelik sürtünme katsayısı= 0,16 -0,6 arasındadır. Kasıntı olduğu için bu değer maksimum 0,6 seçilmiştir.

$$F \times \mu = F_{\text{sürtünme}} \quad (6.5)$$

$$26\,473 \times 0,6 = 15\,883 \text{ N} = 15,9 \text{ kN sürtünme kuvveti}$$

$$3443,5 \text{ N} = 3,44 \text{ kN Sistemin Ağırlığı}$$

Sistemin hareket edebilmesi için gereken minimum kuvvet;

$$F=3,44 \text{ kN}+15,9 \text{ kN}=19,32 \text{ kN} \quad (6.6)$$

Sahada yapılan ölçümlerde hidrolik silindirin itme basıncı 39 bar olduğunda sistem hareket etmektedir. Sahada yapılan ölçümler teorik hesabı doğrulamaktadır. Saha ortamındaki makine üzerinde yer alan panel üzerinden hidrolik pistonun basıncı manuel olarak kontrol edilmektedir. Panel üzerinden yapılan ölçümlerde 39 bar hidrolik basınçta sistemin yukarı kalkmaya başladığı tespit edilmiştir.

Sisteme verilen hidrolik basınç değerleri ve hidrolik silindirin şerit bıçak üzerine uyguladığı kuvvet değerleri aşağıdaki Tablo 6.2’de verilmiştir. Şekil 6.10’da hidrolik pistonun uyguladığı net itme kuvvetinin hidrolik basınca göre değişiminin grafiği gösterilmektedir.

$$F_{\text{Hidrolik Silindir itme}} = \frac{\pi d^2}{4} \times 1 \text{ bar} \quad (6.7)$$

$$F_{\text{Hidrolik Silindir itme}} = \frac{\pi (80 \text{ mm})^2}{4} \times 0,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

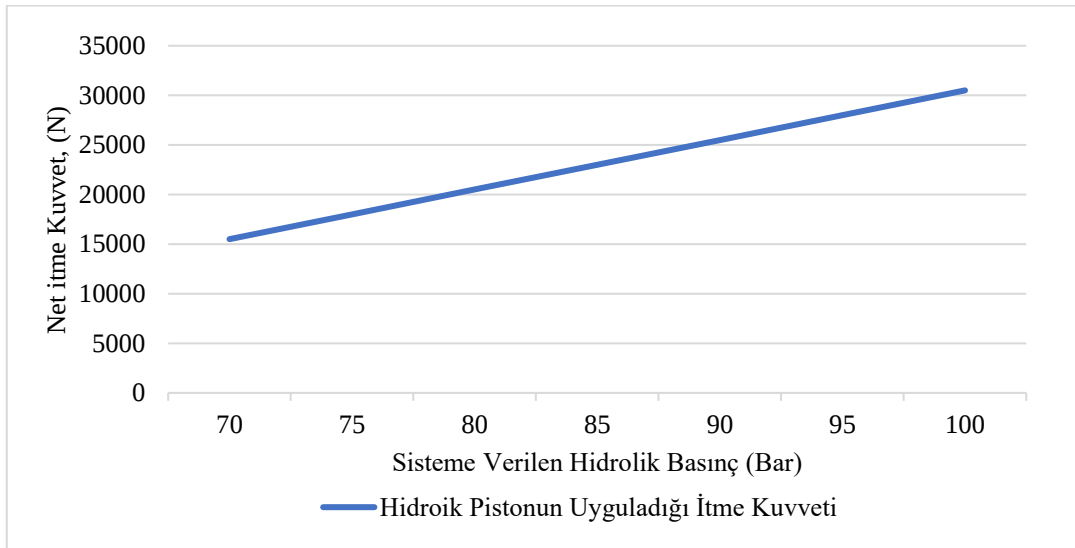
$$F_{Hidrolik\ Silindir\ itme} = 5026,5 \text{ mm}^2 \times 0,1 \frac{N}{\text{mm}^2} = \sim 503 \text{ N}$$

$$39 \text{ bar} \times 503 = \mathbf{19,6 \text{ kN.}}$$

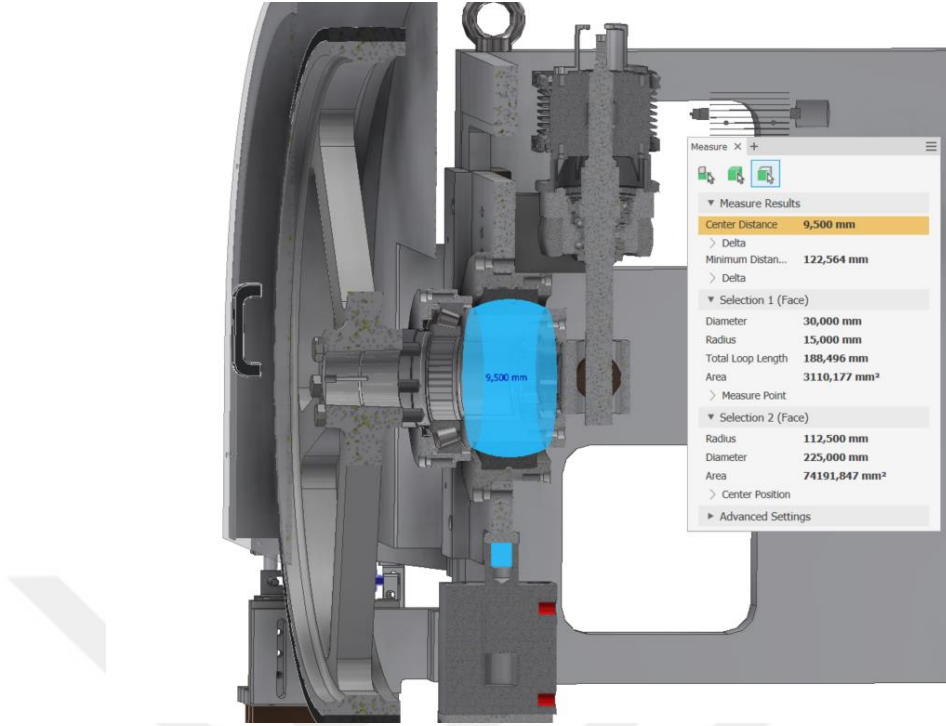
(6.8)

Tablo 6.2.Hidrolik pistonun oluşturmuş olduğu itme kuvveti

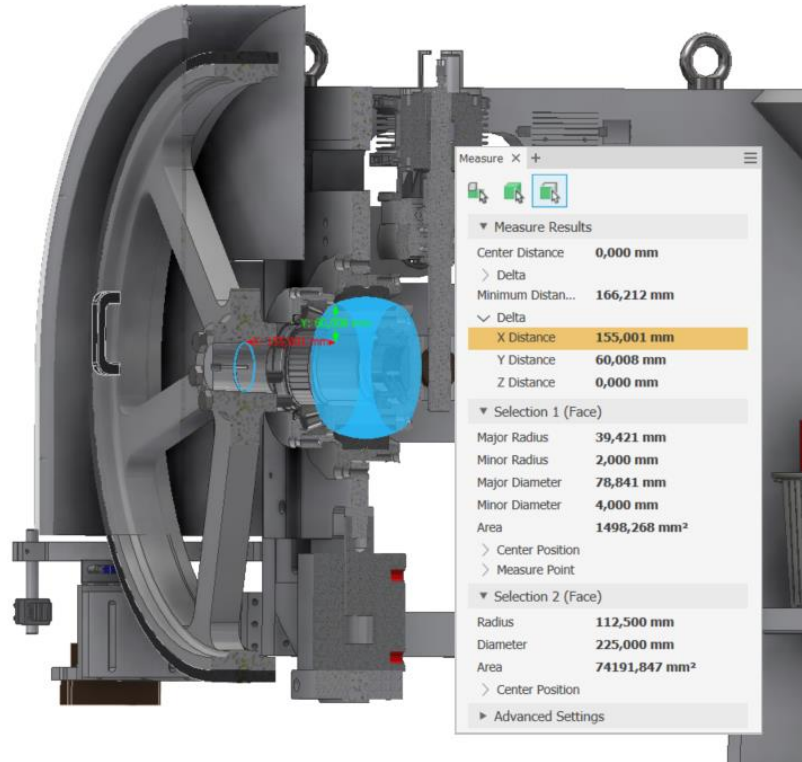
Sisteme Verilen Hidrolik Basınç (bar)	Sistemin Ağırlığı alındıktan sonraki basınç (bar)	Hidrolik pistonun Uyguladığı Net İtme Kuvveti (N)
70	31	15 500
75	33	18 000
80	41	20 500
85	43	23 000
90	51	25 500
95	53	28 000
100	61	30 500



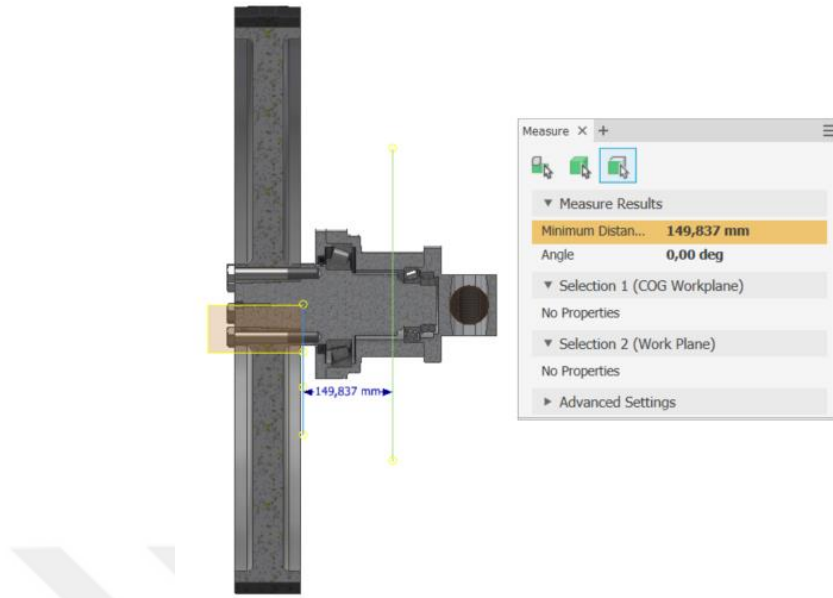
Şekil 6.10.Hidrolik pistonun uyguladığı net itme kuvveti



Şekil 6.11.Hidrolik piston ekseninin rulman eksenine olan dik uzaklığı

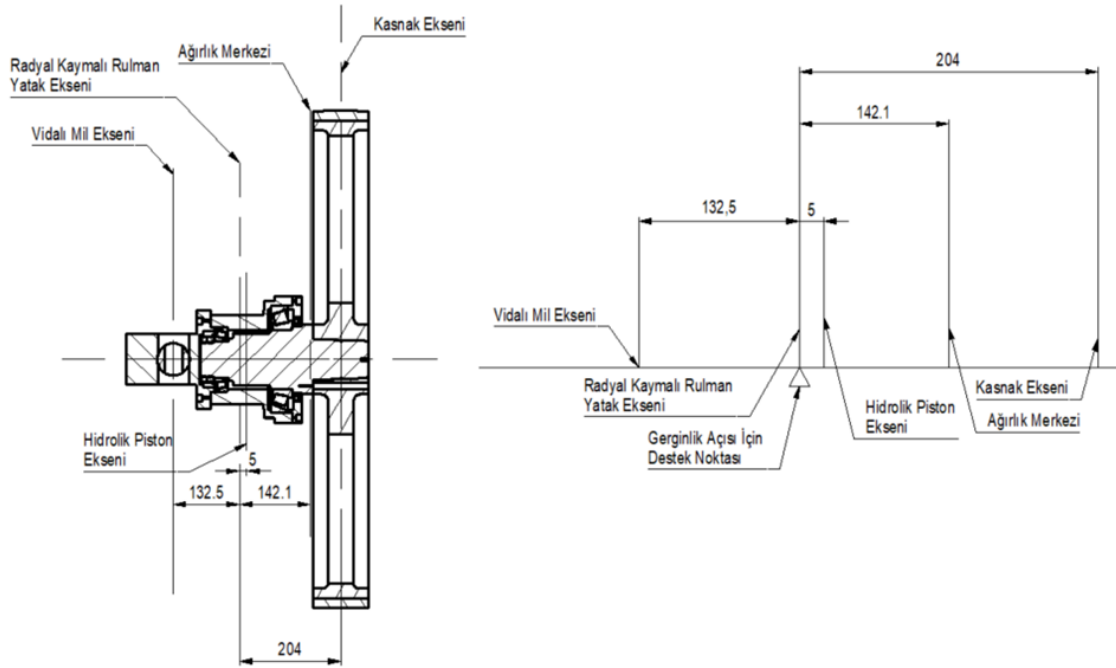


Şekil 6.12.Kasnak ekseninin rulman eksenine olan dik uzaklığı

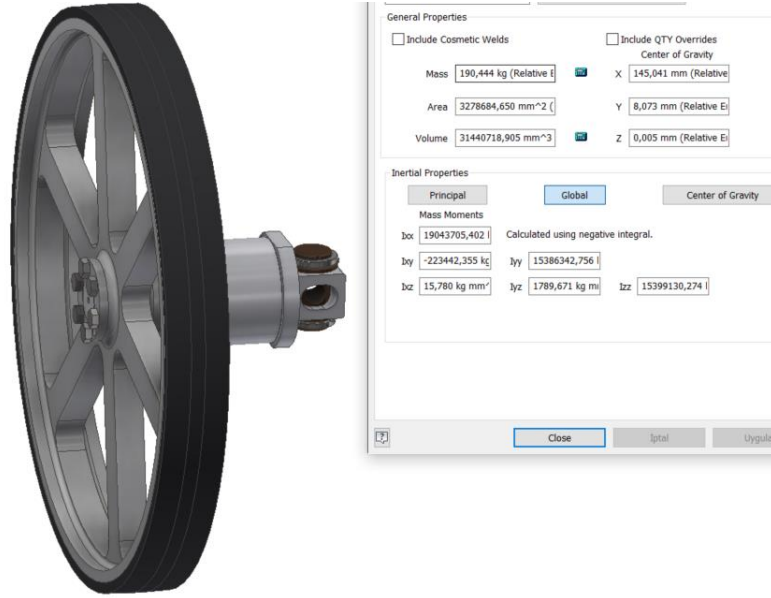


Şekil 6.13.Sistemin kütle merkezinin rulman eksenine olan dik uzaklığı

Şekil 6.11’de hidrolik piston ekseninin rulman eksenine olan dik uzaklığı, Şekil 6.12’de kasnak ekseninin rulman eksenine olan dik uzaklığı ve Şekil 6.13’te sistemin kütle merkezinin rulman eksenine olan dik uzaklığı gösterilmektedir. Sistemin serbest cisim diyagramı Şekil 6.14’te gösterilmektedir.

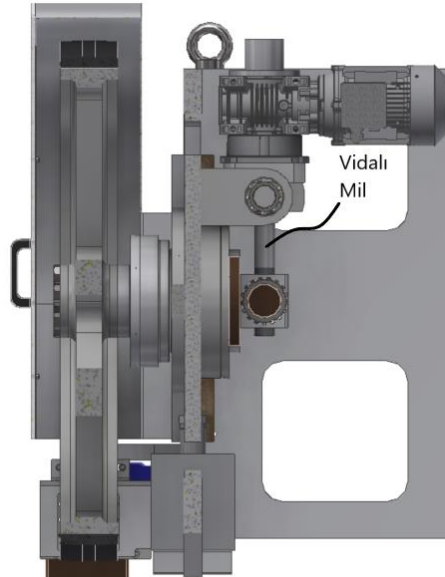


Şekil 6.14.Üst kasnağın bağlı olduğu sisteme ait serbest cisim diyagramı



Şekil 6.15.Sistemin kütlesi

Şekil 6.15'te Inventor programından alınan sistemin kütlesi gösterilmektedir. Sistemin sağ tarafında yer alan kasnak eğimini ayarlayan ve redüktörlü motor tarafından kontrol eden vidalı mil sayesinde moment etkisi ortadan kaldırılmıştır. Şekil 6.16'da redüktörlü motorla kontrol edilen vidalı mil gösterilmektedir. Bu hesaplama kasnak eğimini ayarlayan redüktörlü motorun güç hesabında kullanılacaktır.



Şekil 6.16.Redüktörlü motorla kontrol edilen vidalı mil

Şekil 6.17'de verilen grafikten alınan kuvvet değerlerine göre işlem yapılırsa;

$$\sum F = -2F + F_{Hidrolik\ Silindir} = 0 \quad (6.9)$$

$$2F = F_{Hidrolik\ Silindir}$$

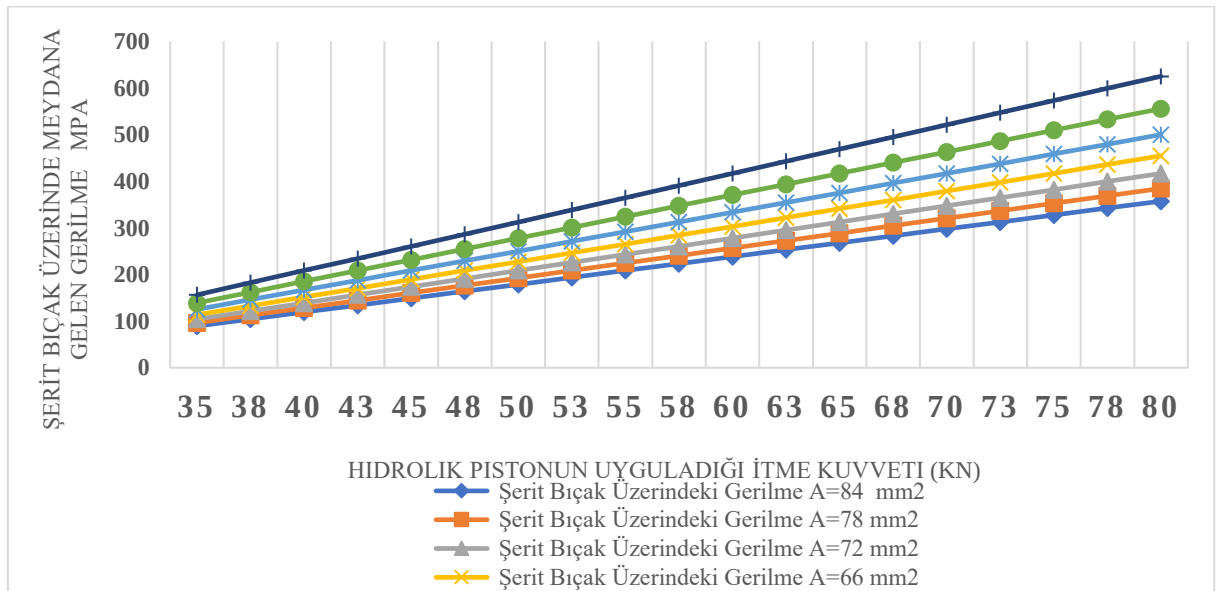
$$F = \frac{F_{Hidrolik\ Silindir}}{2}$$

$$\frac{15000}{2} = 7500 \text{ N}$$

F kuvvetini bulma işlemi tüm basınç değerlerinin oluşturduğu itme kuvveti için hesaplandığında aşağıdaki Tablo 6.3'te yer alan verileri elde edilmiştir. (Kayıplar ihmal edilmiştir.)

Tablo 6.3. Değişen Kuvvetlere Göre Şerit Bıçakta Meydana Gelen Gerilme Kuvveti

Hidrolik pistonun Uyguladığı Net İtme	F Değeri (N)	Şerit Bıçak Kesit Alanı	Şerit Bıçak Üzerindeki Gerilme (Mpa)
15 000	7500	84	89,29
17 500	8750	84	104,17
20 000	10000	84	119,05
22 500	11250	84	133,93
25 000	12500	84	148,81
27 500	13750	84	163,69
30 000	15000	84	178,57

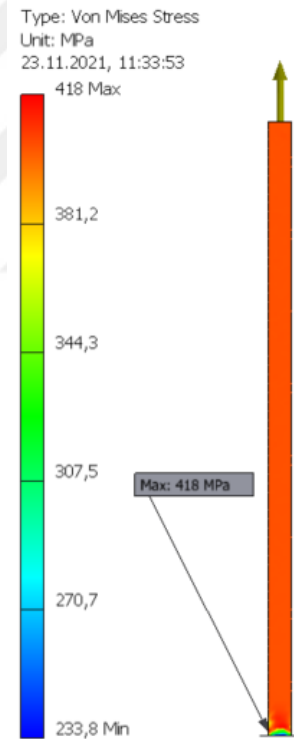


Şekil 6.17. Değişken yüklere ve şerit bıçak kesit alanına göre şerit bıçak üzerinde meydana gelen gerilmeler

C75 malzemeden imal edilen şerit bıçak üzerinde çekme kuvvetinin oluşturmuş olduğu gerilmeler Şekil 6.17’de değişken kuvvetlere göre ve şerit bıçağı kesit alanına göre hesaplanarak grafik haline getirilmiştir.

C75 malzemeden yapılan şerit bıçağın kopma dayanımı 640 Mpa’dır. Şekil 6.2’de gösterilen şerit bıçağı kopmasının kopma dayanımına yakın bir kuvvete maruz kalmasından kaynaklandığı yapılan hesaplamalar sonucu Şekil 6.17’de elde edilen grafikten yorumlanmaktadır.

Kesme işleminin sorunsuz gerçekleşmesi için istenen şerit gerginliği 180-240 Mpa aralığındadır. Bu gerginliği oluşturacak kuvvet değişkenlere bağlı olarak 10 kN ile 25 kN arasında değişmektedir. Şerit bıçağın kopması için bu değerlerin çok üzerinde 50 kN çekme kuvvetine maruz kalması gerekmektedir.



Şekil 6.18.Kesit alanı 72 mm^2 olan şerit bıçağına ait Von Mises Eşdeğer Gerilmesi

Bilgisayar ortamında mühendislik yazılım programı Inventor ile Şekil 6.18’de gösterilen şerit bıçağının Sonlu Elemanlar Analizi yapılmıştır. Simülasyon sonucunda elde edilen gerilme değerleri, Şekil 6.17’de gösterilen grafikte yer alan değerlerle örtüşmektedir.

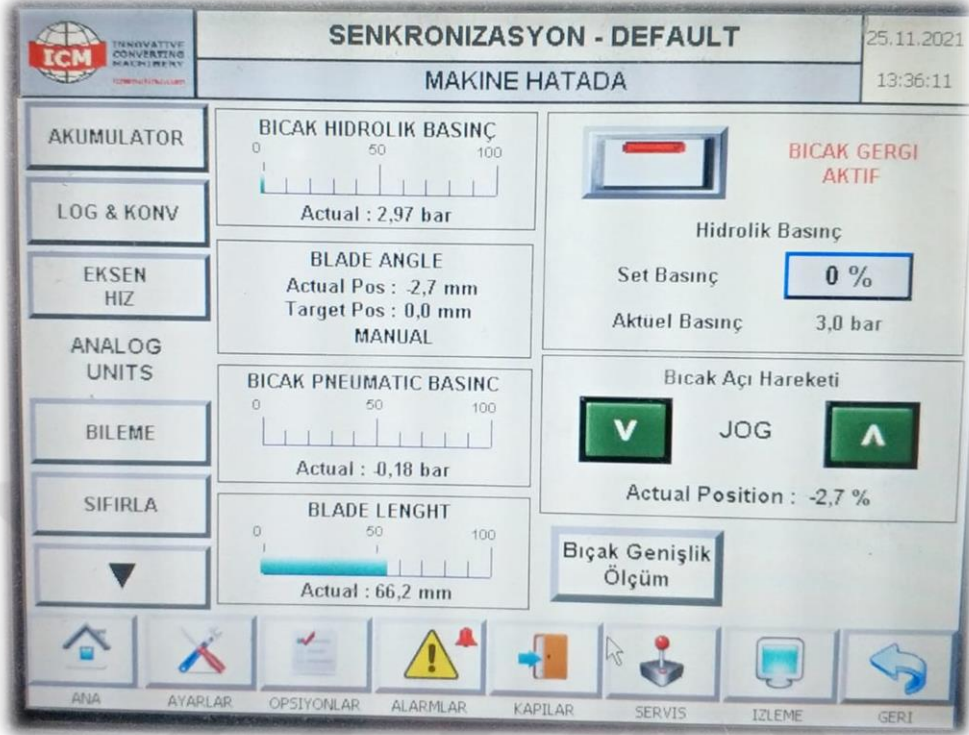
Teori hesaplamaların ve bilgisayar ortamında elde edilen simülasyon sonuçlarının çalışma ortamındaki doğruluğunu kanıtlamak için; farklı kesitlere sahip şerit bıçağı üzerinde gerçekleştirilen deneylerde aşağıdaki veriler elde edilmiştir.

Yapılan hesaplamalara ve elde edilen simülasyon verilerine göre hidrolik pistonun uyguladığı kuvvetin değişken parametrelere göre şerit bıçak üzerinde oluşturmuş olduğu gerginliklerin doğruluğunu, çalışma ortamında teyit etmek için gerçekleştirilmiştir. Gerginlik ölçümleri Şekil 6.19’da gösterilen hata oranı $\pm \%4$ olan Starrett marka gerginlik ölçüm cihazıyla gerçekleştirilmiştir.

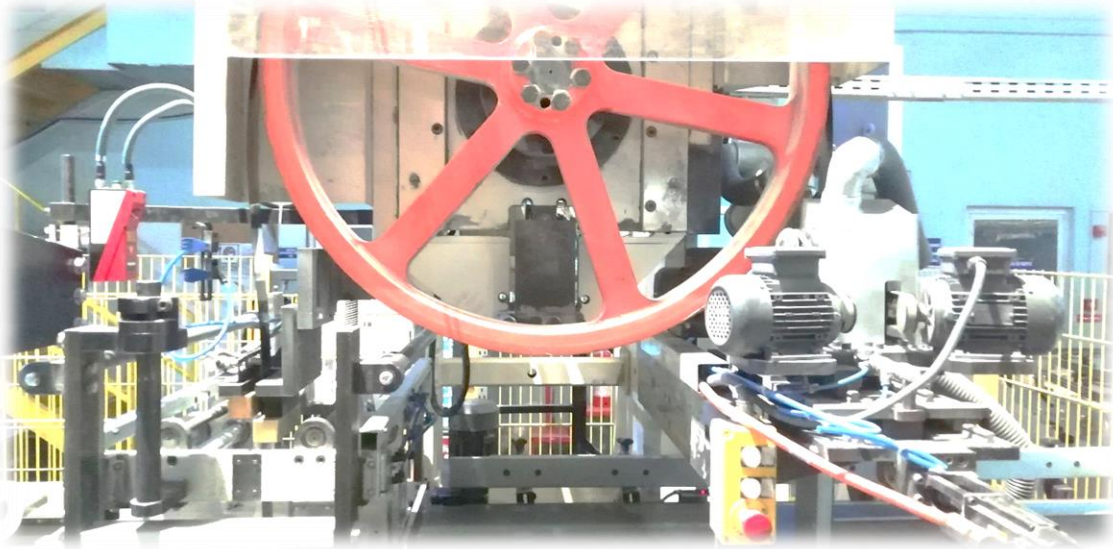


Şekil 6.19.Starrett Marke Gerginlik Ölçüm Cihazı

Hidrolik Silindirin basıncı boşaltılarak hareketli kasnağın Şekil 6.21’de gösterildiği gibi tamamen aşağıya inmesi sağlanır. Şekil 6.20’de hidrolik basıncın panel üzerinde kapatıldığı gösterilmektedir.

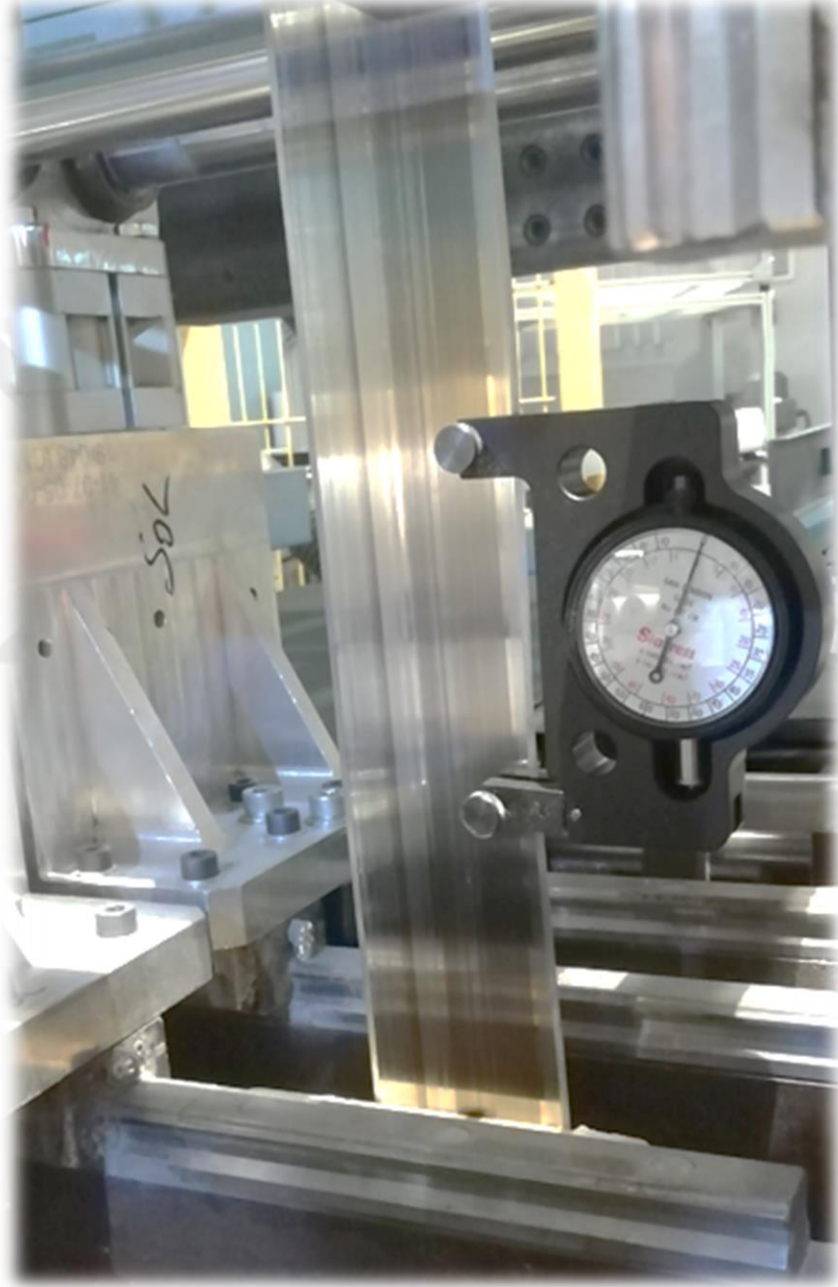


Şekil 6.20.Hidrolik basınç panel üzerinde kapatıldığını gösteren resim



Şekil 6.21.Üst kasnağın aşağıda olduğunu gösteren resim

Üst kasnak aşağıya indikten sonra, gerginlik ölçüm cihazı Şekil 6.22’de gösterildiği gibi sabit mandalı üst kasnak tarafında hareketli mandalı ise alt kasnak tarafında olacak şekilde şerit bıçağının tam ortasına bağlanır.



Şekil 6.22.Şerit bıçak üzerine bağlanan gerginlik ölçüm cihazı

Sistemin ağırlığını almak için panelden hidrolik basınç Şekil 6.23’te gösterildiği gibi 41,5 bara çıkarılır. Bu basınç değerinde üst kasnak yukarı doğru hareket etmeye başlamaktadır.



Şekil 6.23.Hidrolik basınç panel üzerinde 41,5 bara ayarlanan sistemi gösteren resim

Sisteme verilen hidrolik basıncın tam değerini kontrol amaçlı hidrolik piston öncesinde dijital ve manuel manometreyle ölçümler kontrol edilir. Panelden girilen 41,5 bar değeri Şekil 6.24'te gözüktüğü gibi piston girişindeki hat üzerinden ölçüldüğünde 39 bar olarak okunmaktadır. 2,5 bar basınç farkı her basınç değerinde olduğu tespit edilmiştir



Şekil 6.24.Hidrolik piston bağlantı noktasındaki basınç değeri

Sistemin ağırlığı alındıktan sonra gerginlik ölçüm cihazı kontrol edilerek şerit bıçak üzerinde Şekil 6.25'te gösterildiği gibi herhangi bir gerilmenin olmadığı tespit edilir.



Şekil 6.25.Sistemin ağırlığı alındıktan sonra şerit üzerinde ölçülen gerilme

Daha sonra hidrolik pistonu basınç verilerek Şekil 6.26’da gösterildiği gibi üst kasnağın yukarıya doğru hareket etmesi sağlanır ve şerit bıçak gerilmeye başlamaktadır.



Şekil 6.26.Üst kasnağın yukarı doğru hareket etmesiyle gerilmeye başlayan şerit bıçak
Şerit bıçağın kesit alanı genişliğiyle doğru orantılı olarak değişmektedir. Şerit bıçak bilindikçe genişliği azalmakta ve kesit alanı azalmaktadır. Şekil 6.27’de 66.2 mm olarak ölçülen şerit bıçağı gösterilmektedir.



Şekil 6.27.Şerit genişliğinin 66.2 mm olduğunun gösterimi

Sistemin ağırlığının alınması için gereken basınç değeri tespit edildikten sonra 66 mm şerit genişliği ve 1,2 mm şerit kalınlığı için Şekil 6.17’de yer alan grafiğe bakıldığında 79,2 mm^2 kesit alanına sahip olduğu görülen şerit bıçak için, Şekil 6.28’de gösterildiği gibi 70 bar basınç değerinde gerginlik ölçüm aletiyle gerilme değeri ölçülür.



Şekil 6.28.Hidrolik Basınç Panel Üzerinde 70 Bara Ayarlanan Sistemi Gösteren Resim

70 Bar olarak verilen basınç değeri hidrolik piton girişinde manometre üzerinde kontrol edildiğine 67,5Bar olarak okunmaktadır. 67,5 Bar basınç değeri hidrolik pistonu verildiğinde, Şekil 6.10’da yer alan grafik üzerinde bakıldığında 33,9 kN’luk bir itme kuvveti oluşmaktadır.



Şekil 6.29.Sisteme 70 bar basınç verildiğinde ölçülen gerginlik değeri

Panelden verilen basınç değeri sistem üzerinde yer alan 2 farklı noktadan manometreyle ölçülerek teyit edildikten sonra sisteme verilen basınç değerine göre hidrolik pistonun oluşturduğu İtme kuvveti Tablo- üzerinden not edilir. Daha sonra gerginlik ölçüm aleti üzerinden değer okunur. Gerginlik ölçüm üzerinde yere alan değerlerin birimi 100 KGS/cm² cinsindir. Bu değer MPa yani N/mm² ‘ye çevrilerek not edilir.

33,9 kN’luk bir itme kuvvetinden 19,32 kN sistem ağırlığı çıkarılarak şerit bıçak gerginliği için harcanan kuvvet değeri olan 14,58 kN bulunur.

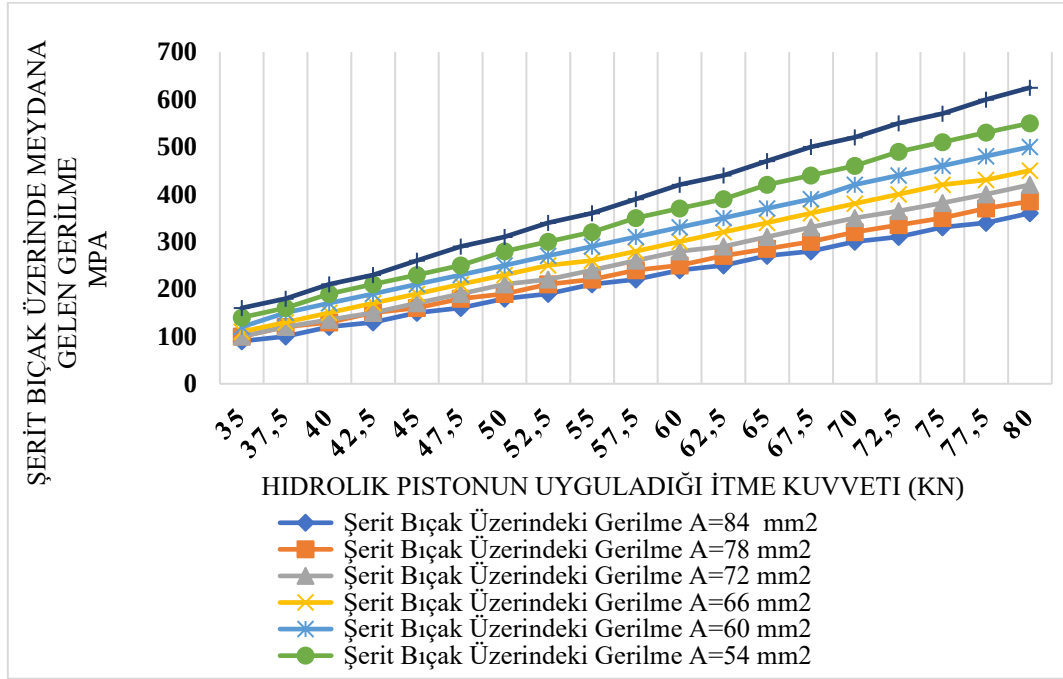
Kasnak üzerinden her iki kola eşit dağılan kuvvet değeri;

$$14,58 / 2 = 7,29 \text{ kN'dur.} \quad (5.10)$$

Şekil 5.28’de 14,58kN’luk bir itme kuvvetinin oluşturmuş olduğu gerginlik değeri 90 MPa yani 90 N/mm² olarak ölçüldüğü gösterilmiştir.

Farklı basınç kuvvetlerinde ve farklı kesit alanlarına sahip şerit bıçağı için ölçümler tekrarlanır. Ölçümler sonucunda elde edilen veriler düzenlenerek Şekil-grafik haline

getirilir ve Şekil 6.17’de yer alan grafiklerle kıyaslanarak yapılan çalışmaların doğrulukları teyit edilir.

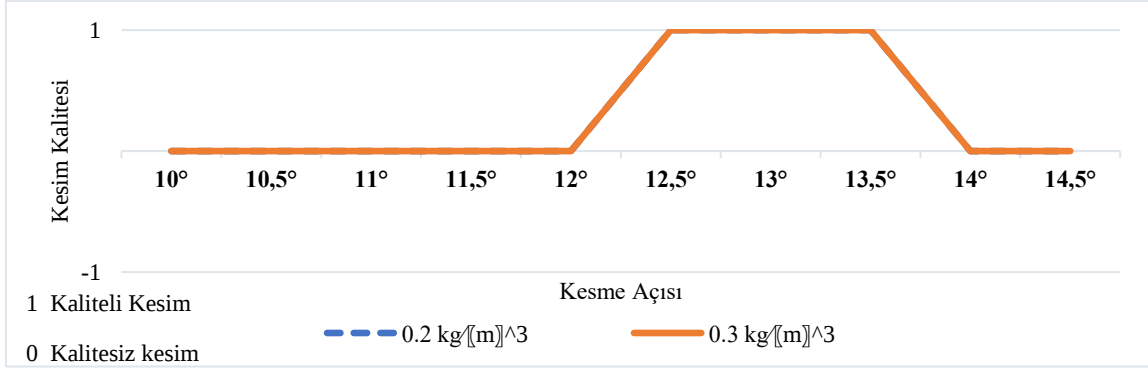


Şekil 6.30. Değişken yüklere ve şerit bıçak kesit alanına göre şerit bıçak üzerinde meydana gelen gerilmelerin sahada ölçülmüş değerleri

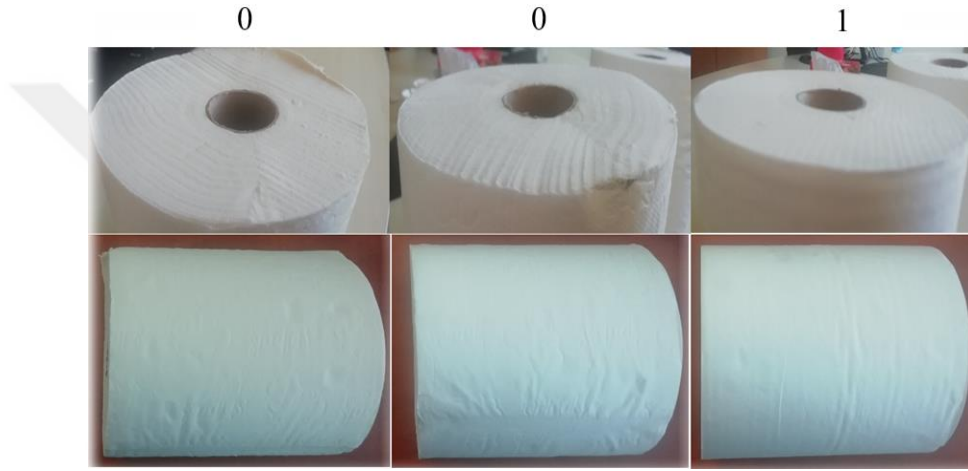
Şekil 6.17 ve Şekil 6.30’da yer alan grafikler kıyaslandığında yapılan teori hesaplamaların ve simülasyon çalışmalarının sonuçlarının gerçek sonuçlarla örtüştüğü teyit edilmiştir.

6.3. Şerit Bıçak Kesme Açısı ile Bileme Tekrarı ve İlerleme

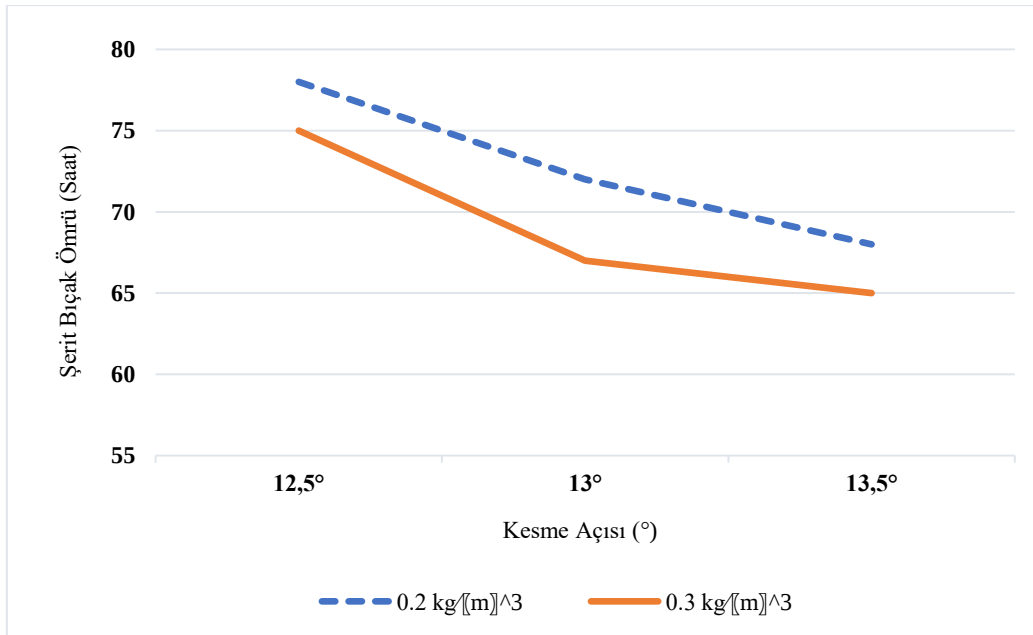
Kaliteli kesim yapabilmek ve bıçak ömrünü maksimum sürede tutabilmek için uygun kesme açısının belirlenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda gerçekleştirilen deneylerde rulo temizlik kâğıdı sektörel pazarında en çok kullanılan ürün yoğunlukları olan 0,2 kg/m³ ve 0,3 kg/m³ ürünler için farklı kesme açlarına sahip şerit bıçaklar, kesme kalitesi ve bıçak ömrü değerleri gözlemlenerek optimum kesme açısı belirlenmiştir. Şekil 6.31’de farklı ürün yoğunlukları kullanılarak gerçekleştirilen kesme işleminde kaliteli kesim gerçekleştiren kesme açıları gösterilmektedir. Kaliteli ve kalitesiz kesim örnekleri Şekil 6.32’de gösterilmektedir.



Şekil 6.31. 0,2 kg/m³ ve 0,3 kg/m³ ürünler için değişken kesme açılarına göre sahada gözlemlenmiş kesme kaliteleri

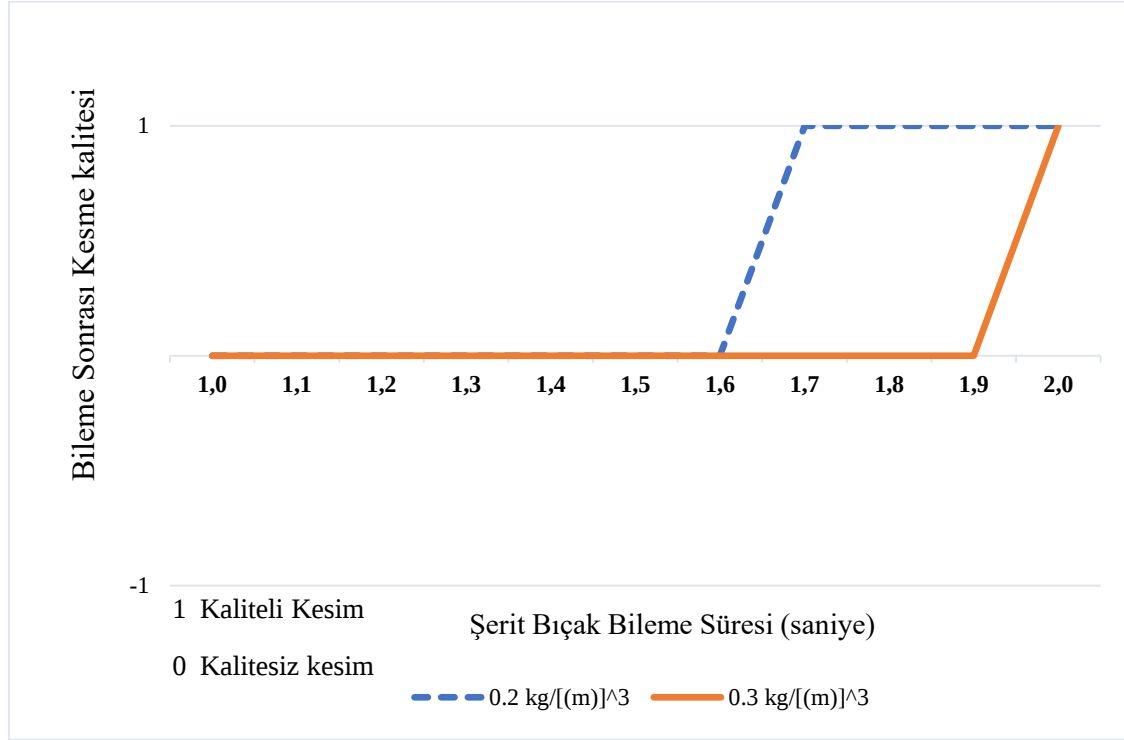


Şekil 6.32. Kesim örnekleri (0-Kalitesiz Kesim, 1-Kaliteli Kesim)



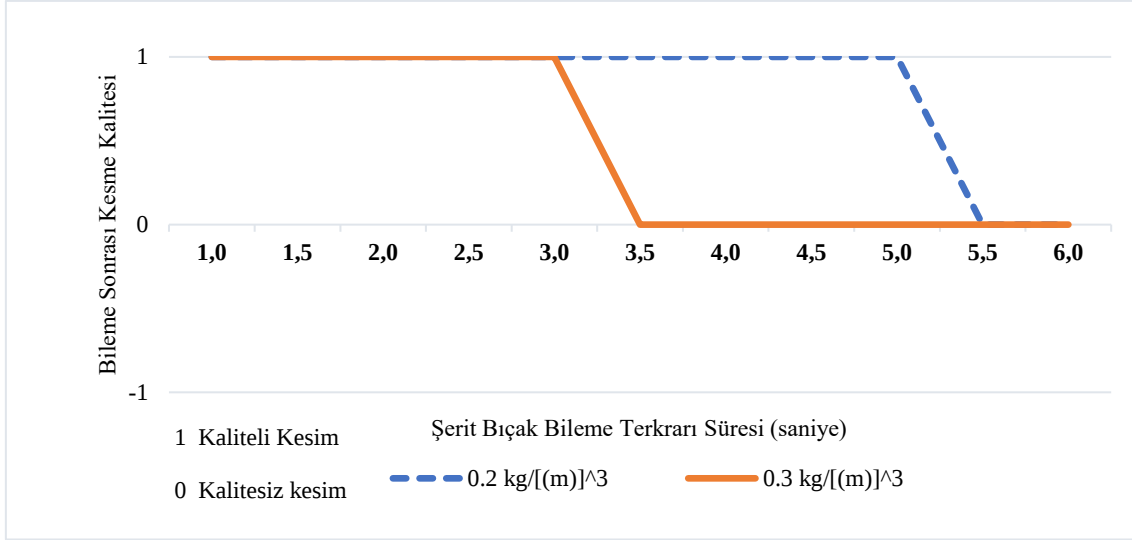
Şekil 6.33. 0,2 kg/m³ ve 0,3 kg/m³ ürünler için değişken kesme açılarına göre sahada gözlemlenmiş şerit bıçak ömürleri

Şekil 6.31 ve Şekil 6.33'te yer alan grafikler incelenerek uygun kesme açısı tespit edilir. Şekil 6.32'de yer alan grafiğe bakıldığında $12,5^\circ$ ile $13,5^\circ$ arasındaki değerlerin kesim kalitesi için uygun olduğu gözükmemektedir. Şekil 6.33'te yer alan grafik incelendiğinde ise bu aralıkta yer alan kesme açılarında sahip şerit bıçaklarının çalışma ortamında izlenen ömürleri yer almaktadır. $12,5^\circ$ kesme açısına sahip olan şerit bıçağının en fazla ömür süresine ulaştığı gözlemlenmektedir.



Şekil 6.34. Değişken kesme açılarına göre sahada gözlemlenmiş optimum şerit bıçak bileme süreleri

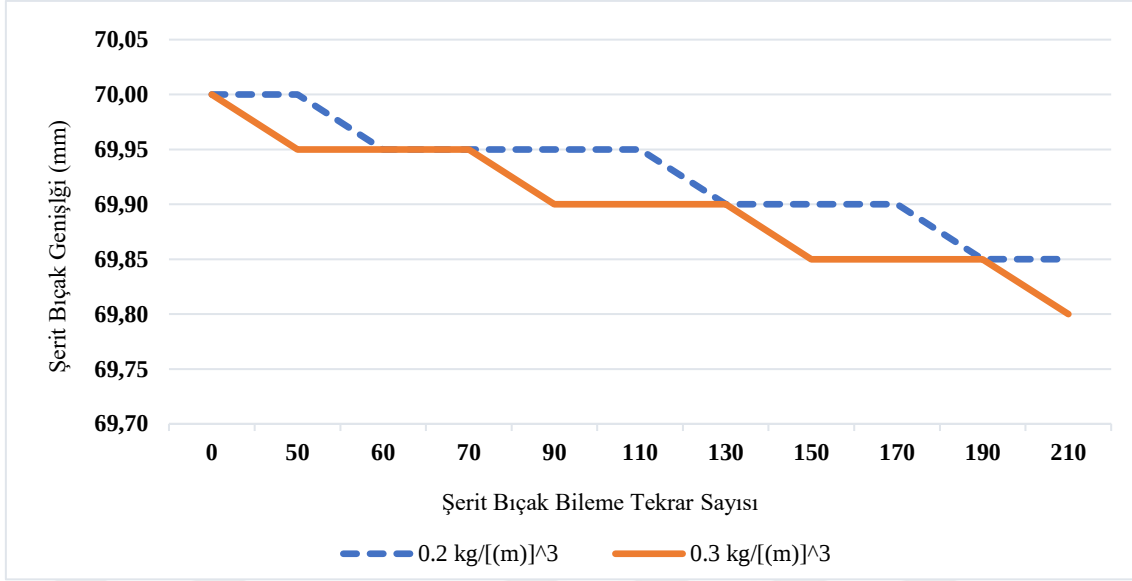
Farklı ürün yoğunlukları için gerçekleştirilen bileme sürelerini belirleme deneyinde; çalışma ortamında şerit bıçağın kaliteli kesim yapabilecek forma gelmesi için gereken bileme süresi incelenmiştir. Şekil 6.34'te gösterilen sonuçlara göre $0,2 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde 1,7 saniye $0,3 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde ise en az 2 saniye bileme yapılması gerekmektedir.



Şekil 6.35. Değişken kesme açlarına göre sahada gözlemlenmiş optimum şerit bıçak bileme tekrar süreleri

Deney çalışma ortamında bıçak bileme tekrar süresinin her 1 saniyede yapılması başlanarak kesilen ürünler kontrol edilmiştir. Kontrol sonrası kesilen ürün uygunsa bileme tekrar süresi arttırılarak devam edilmiştir. Şekil 6.35'te gösterilen sonuçlara göre $0,2 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde 5 saniyede bir, $0,3 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde ise en az 3 saniyede bir bileme yapılması gerekmektedir. Aksi takdirde bıçak köreldiği için kesim işlemi istenilen kalitede yapılamamaktadır.

Her kesim işleminden sonra şerit bıçak körelmekte ve kesim işleminin yapılabilmesi için bilenmektedir. Her bileme sonrasında şerit genişliği belirli bir miktar azalmaktadır. Gerçekleştirilen deneyde farklı yoğunluktaki ürünlerin daha önceden belirlenen bileme süreleri ve tekrarları uygulanarak, şerit bıçak genişliğinde meydana gelen kısalmaları belirleyerek, bileme sisteminin kaç bileme tekrarından sonra şerit bıçağa (şerit bıçak genişliği kısaldığı için) yanışması gerektiği incelenmiştir. Bu kapsamda çalışma ortamında $0,2 \text{ kg/m}^3$ ve $0,3 \text{ kg/m}^3$ yoğunluğu sahip ürünler $12,5^\circ$ kesme açısına sahip, $0,2 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde 5 saniyede bir 1,7 saniye bileme $0,3 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde ise en az 3 saniyede bir 2 saniye bileme yapılarak şerit bıçak genişliğinin kısalması incelenerek bileme sisteminin bu kısalmaya bağlı olarak şerit bıçağa doğru ilerleme miktarı ve zamanı tespit edilmiştir.



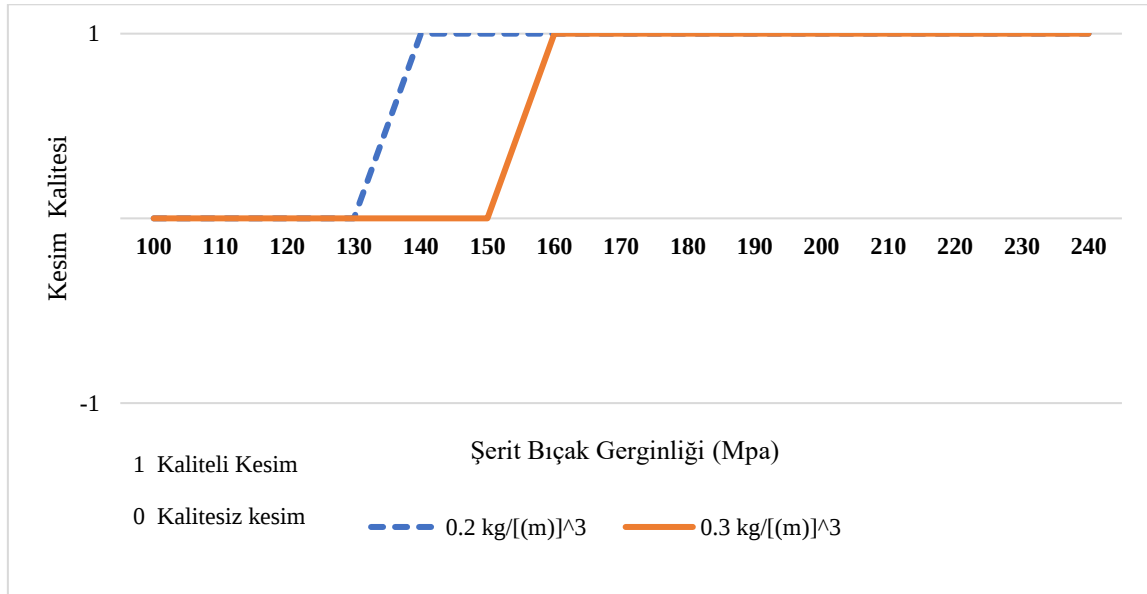
Şekil 6.36.Şerit bıçak genişliği değişimi

Farklı yoğunlukta ürün kesimlerine bağlı olarak şerit bıçak genişliğinde gerçekleşen kısaltmalar grafikte verilmiştir. Şekil 6.36’da gösterilen sonuçlara göre $0,2 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde her 130 bilemede $0,1 \text{ mm}$, $0,3 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde ise her 100 bilemede $0,1 \text{ mm}$ şerit bıçak genişliğinin kısaldığı gözlemlenmektedir. Bu kapsamda bileme sistemi $0,2 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde her 130 bilemede $0,1 \text{ mm}$, $0,3 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğunda ürün kesiminde ise her 100 bilemede $0,1 \text{ mm}$ şerit bıçağına yaklaşması gerektiği tespit edilmiştir.

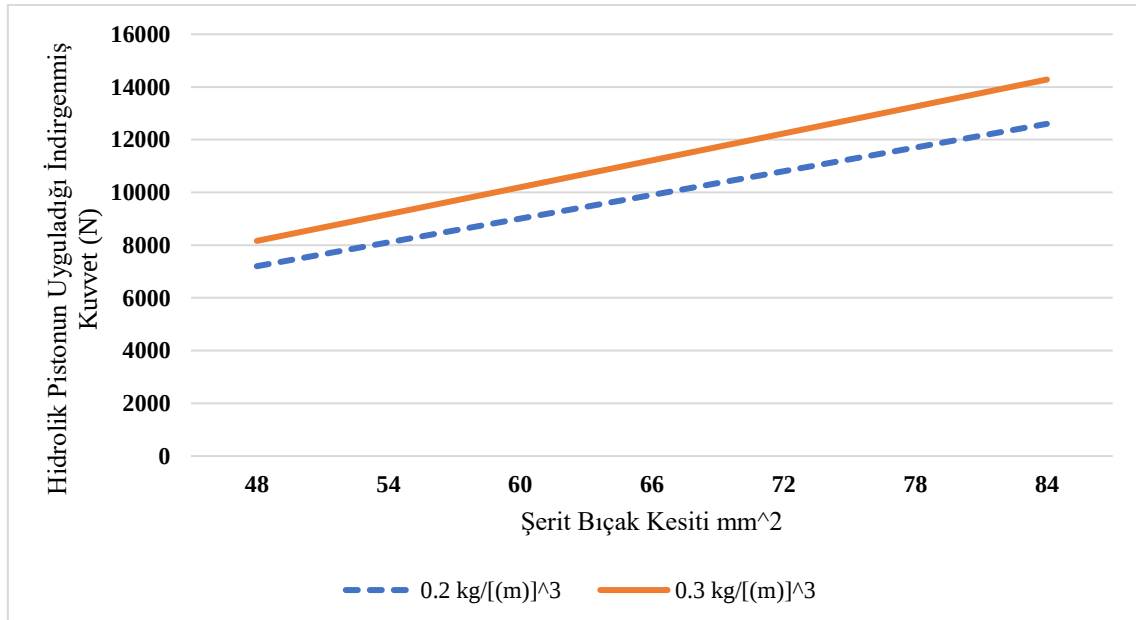
6.4. Ürün Yoğunluğuna ve Bıçak Genişliğine Bağlı Olarak Şerit Gerginliğinin Tespiti

$0,2 \text{ kg/m}^3$ ve $0,3 \text{ kg/m}^3$ yoğunluğu sahip ürünler için kesme işleminin kaliteli yapılmasını ve bıçak ömrünün maksimum sürede olması için değişken şerit bıçak genişliğine bağlı olarak gerekli gerginlik değeri tespit edilmesi gerekmektedir. Her kesim işleminden sonra şerit bıçak körelmekte ve kesim işleminin yapılabilmesi için bilinmektedir. Her bileme sonrasında şerit genişliği belirli bir miktar azalmaktadır. Şerit bıçağının genişliğinin kısılması şerit gerginliğini arttırmaktadır. Gerçekleştirilecek deneyde çalışma ortamında farklı yoğunluktaki ürünlerin kesimi esnasında kaliteli kesim yapılabilmesi için gerekli şerit gerginliğinin tespit edilmesi ve bu şerit gerginliğinin stabil tutulması için uygulanması gereken gergi kuvvetinin tespiti yapılmıştır. Şekil 6.37’de Kaliteli kesim için gerekli şerit bıçak gerginliği değeri farklı yoğunluklar için gösterilmektedir. Şerit bıçak gerginliği hidrolik piston tarafından uygulanan kuvvetle üst

kasnağın yukarı kaldırılmasıyla elde edilmektedir. Değişen bıçak genişliğine (kesitine) bağlı olarak hidrolik pistonun uygulaması gerektiği kuvvetin tespiti yapılarak, bu kuvvetler için gerekli basınç değeri belirlenmiştir. Şekil 6.38’de ideal şerit gerginliğinin, farklı bıçak kesiti ve ürün yoğunluklara bağlı hidrolik pistonun şerit bıçak üzerine uyguladığı indirgenmiş kuvvet değerleri gösterilmektedir.

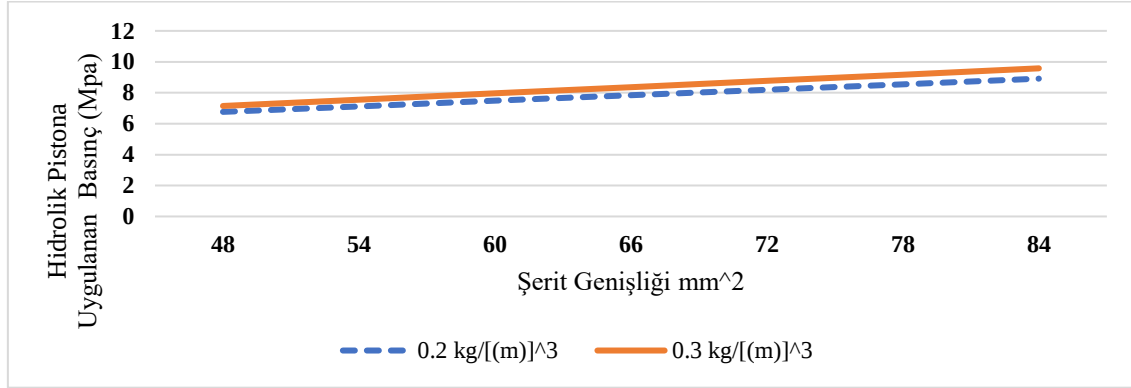


Şekil 6.37. Kaliteli kesim için gerekli şerit bıçak gerginliği

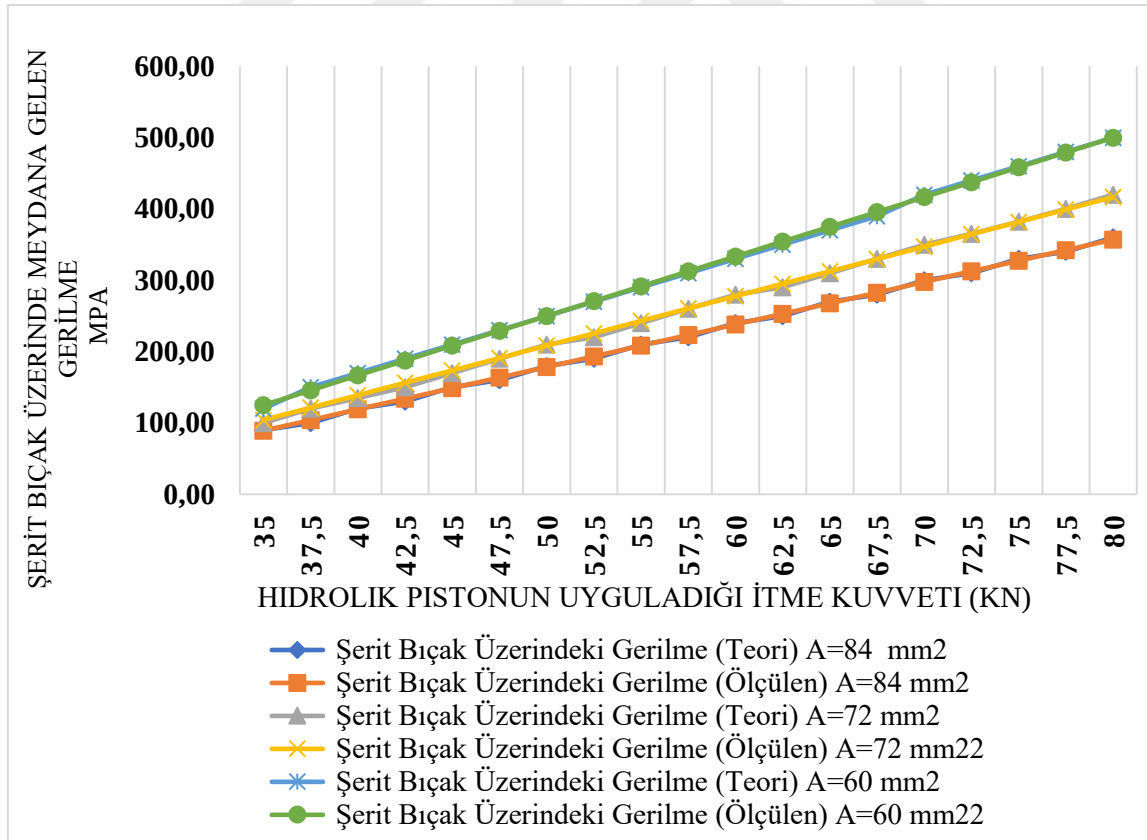


Şekil 6.38. İdeal şerit gerginliğinin, farklı bıçak kesiti ve ürün yoğunluklara bağlı hidrolik pistonun şerit bıçak üzerine uyguladığı indirgenmiş kuvvet değerleri

Şerit bıçak üzerinde oluşturulan kuvvet değerleri farklı yoğunluktaki ürünlerin kesimine bağlı olarak Şekil 6.37’de gösterildiği değer aralıklarında olması gerekmektedir. Bu değer aralıklarında şerit gerginliği muhafaza edilirse kaliteli kesim gerçekleşmektedir. Bu gerilmeleri oluşturacak hidrolik pistonu verilmesi gereken basınç değerleri Şekil 6.39’da yer alan grafikte gösterilmiştir. Ayrıca Şerit bıçak üzerinde oluşan gerilmelerin teorik ve ölçüm değerlerinin karşılaştırılması Şekil 6.40’ ta gösterilmiştir.



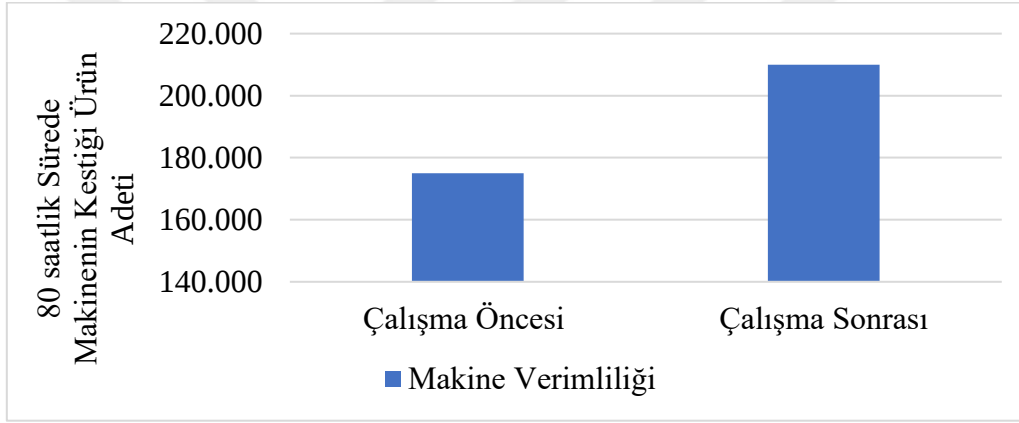
Şekil 6.39.Şerit bıçak üzerinde oluşan gerilmeleri sağlayan hidrolik piston basıncı



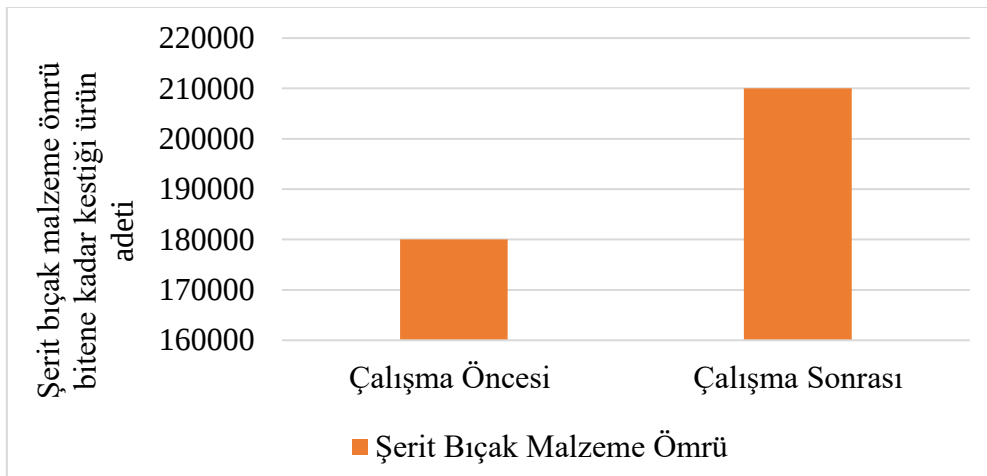
Şekil 6.40. Şerit bıçak üzerinde oluşan gerilmelerin teorik ve ölçüm değerlerinin karşılaştırılması

6.5. Tez Çalışması Öncesi ve Sonrası Durum Analizi

Elde edilen değerler makine üzerinde oluşturulan yazılım içerisine veri olarak girilmiştir. Makine bu verilere göre sistemi kurgulamaktadır. Şerit bıçağının genişliği bir sensor tarafından izlenerek gerginlik otomatik olarak ayarlanmaktadır. Belirlenen optimum değerler sayesinde kesme kalitesi yüksek tutularak şerit bıçak ömrü arttırılmıştır. Şekil 6.41’de gösterilen grafikte bu çalışma öncesinde ve sonrasında makine verimliliği, Şekil 6.42de gösterilen grafikte ise bu çalışma öncesi ve sonrası şerit bıçak malzeme ömrü kıyaslanmıştır. İncelemeler 2 hafta, günlük 16 saat saha ortamında gözlem yapılarak gerçekleştirilmiş 80 saatlik verilerin koyulmasının yeterli olduğu değerlendirilmiştir. Kıyaslama için yapılan gözlemlerde $0,2 \text{ kg/m}^3$ yoğunluğa sahip ürünler kullanılmıştır.



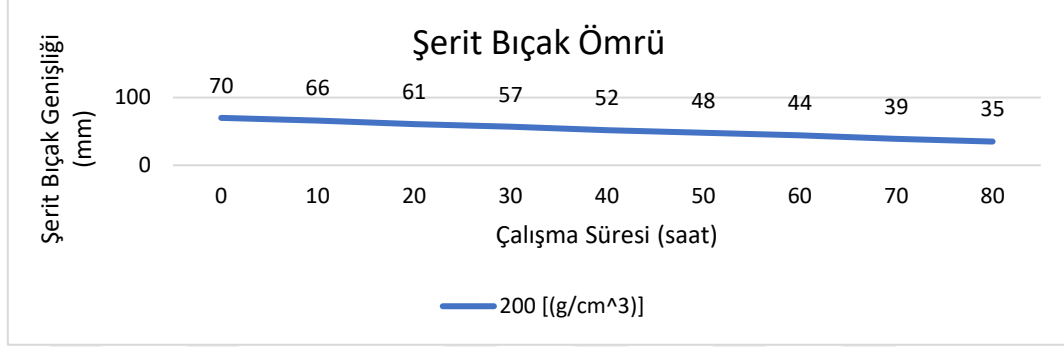
Şekil 6.41. Tez çalışması öncesi ve sonrası makine verimliliğinin kıyaslanması



Şekil 6.42. Tez çalışması öncesi ve sonrası şerit bıçak malzeme ömrünün kıyaslanması

6.6. Şerit Bıçak Ömür Formülü

Sahada yapılan gözlemler neticesinde; takribi 6000 kesim işlemi sonrası şerit bıçak genişliğinin yaklaşık 1 mm kısaldığı, 80 saat çalışma sonunda ise Şekil 6.43'te gösterildiği gibi 35 mm kısalarak ömrünün bittiği tespit edilmiştir.



Şekil 6.43.Şerit bıçak ömrü

Gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda; şerit ömrü %17 artırılmış, verimliliği benzerlerine göre %20 daha üstün bir makine bilimsel esaslara göre tasarlanıp, analizi yapılarak imal edilmiştir. Kalan şerit ömrünü deneysel olarak tespit eden iki adet formülasyon (6.11 ve 6.12) geliştirilmiştir. Bu formülasyon kullanılarak şerit bıçağının kalan ömrü hesaplanabilmektedir. Ayrıca bu formülasyon şerit bıçağın çalıştığı makinenin yazılımına da aktarılarak bıçak ömür takibinin yapılmasını sağlamaktadır.

$$N = \frac{(x_0 - x_1)}{x_1} \times 100 \quad (6.11)$$

N: Kalan şerit ömrü (%)

x_0 : Şerit Bıçak Başlangıç genişliği

x_1 : Son Şerit Bıçak Genişliği

$$T = \frac{(A_b - t)}{A_b} \times 100 \quad (6.12)$$

T: Kalan ömür (saat)

t: Kullanılan zaman (saat)

A_b : Katsayı

$A_b=80$ (İdeal deneysel parametreler için hesaplanmıştır.)



Şekil 6.44. Tez kapsamında yapılan endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesi

Gerçekleştirilen tüm çalışmalar Şekil 6.44'te gösterilen endüstriyel rulo temizlik kâğıdı kesme makinesi üzerinde çalışma ortamında gerçekleştirilmiştir. Çalışma esnasında ıskarta haline gelen temizlik kağıdı ürünleri geri dönüşüme kazandırılarak israf olması engellenmiştir

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında, “Endüstriyel Temizlik Kâğıdı Ruloları Kesme Makinesi” endüstriyel adıyla “Band Saw” makinesinin incelenmesi yapılarak Kesme Sisteminde var olan problemlere çözüm getirilerek makinenin kesim kalitesi iyileştirilmiş, sarf malzeme ömrü artırılmış ve operatöre olan bağımlılık azaltılmıştır. Bu çalışmadaki sonuçlar temizlik kâğıdı sektöründe yerel ve global pazarda en çok kullanılan $0,2 \text{ kg/m}^3$ ve $0,3 \text{ kg/m}^3$ yoğunluklara sahip ürünler üzerinde gerçekleştirilen çalışmalarla elde edilmiştir.

Kesme sisteminde yer alan şerit bıçak üzerinde deneysel çalışmalara başlamadan önce teori hesaplamaları yapılmış bu hesaplamalar bilgisayar ortamında gerçekleştirilen simülasyonlarla kıyaslanmıştır. Daha sonra çalışma ortamında deneyler gerçekleştirilerek elde edilen sonuçların doğruluğu teyit edilmiştir.

Bu çalışma sonucunda Kesme kalitesini ve şerit bıçak ömrünü doğrudan etkileyen aşağıdaki parametrelerin değerleri tespit edilmiştir.

1. Şerit bıçak kesme açısı
2. Şerit bıçak bileme süresi
3. Şerit bıçak bileme tekrar zamanı
4. Şerit bıçak bileme ilerleme zamanı
5. Şerit bıçak bileme ilerleme miktarı
6. Şerit bıçak gerginlik değeri

Bu kapsamda çalışmaların gerçekleştiği ortam şartları ve makinenin sağlandığı durumlarda şerit bıçak kesme açısı; $12,5^\circ$, şerit bileme süreleri $0,2 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğu için 1,7 saniye ve $0,3 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğu için 2 saniye , şerit bıçak bileme tekrar zamanları; $0,2 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğu için her 5 saniyede 1 ve $0,3 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğu için her 3 saniyede 1, şerit bıçak bileme ilerleme zamanı ve miktarı; $0,2 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğu için her 130 bilemede, $0,3 \text{ kg/m}^3$ ürün yoğunluğu için ise her 100 bilemede 0,1 mm olarak belirlenmiştir. Şerit bıçak gerginlik optimum değeri ise 130 ile 150 MPa arası olarak tespit edilmiştir.

Gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda; şerit ömrü %17 artırılmış, verimliliği benzerlerine göre %20 daha üstün bir makine bilimsel esaslara göre tasarlanıp, analizi yapılarak imal edilmiştir. Kalan şerit ömrünü deneysel olarak tespit eden iki adet formülasyon (6.11 ve

6.12) geliştirilmiştir. Bu formülasyon makinenin yazılımına aktarılarak, kontrol sistemi ve yazılımın işleviyle anlık şerit bıçak malzeme ömrünün takibi yapılabilir hale getirilmiştir.

Bundan sonraki iyileştirme çalışmaları için şu öneriler dikkate alınabilir:

1. Farklı malzemelerden imal edilen şerit bıçakların aynı çalışmalara tabi tutularak sonuçlarının karşılaştırılması
2. Bileme sisteminde yar alan bileme taşlarının ve tanecik boyutlarının değiştirilerek çalışmanın tekrarlanması
3. Şerit bıçak üzerine soğutma ya da yağlama işlemi gerçekleştirilerek çalışmanın tekrarlanması

KAYNAKLAR

- Aktepe, K. (2011). Endüstriyel Temizlik Kâğıdı Ruloları Kesme Makinası Tasarımı ve Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 283052
- Akkurt, M. Kent M. (1986). *Makina Elemanları*, Birinci Cilt, 2.Baskı Birsen Yayınevi,
- Allen Brandley and Rockwell Automation. Motor Analyzer Desing Motion Control Systems 7.20
- Autodesk Inventor Nastran 2021 Tutorial
- Bayrak, H., Bayrak, C. ve Güvendikler, M. E. (2020) Doğu Marmara Kağıt Sektör Raporu, *Doğu Marmara Kalkınma Ajansı*. doi: 2020 SAR-KR-009,132.
- Böge A.(2011). *Handbuch Maschinenbau. Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik* 20.Auflage
- Fujiwara K.(2002a).Theoretical Analysis of Bandsaw roll-tensioning. *J Wood Sci* 48:277-282. JAPAN
- Fujiwara K.(2002b). Experimental Verification of Bandsaw Roll-Tensioning Theory. *Journal of Wood Science* 48,359-364 JAPAN
- Gao J.,Jiang Z.,Zhang ,Li H.,Shen D.,Zhao H. (2016) Band Saw Blade Crack before and after Comparison and Analysis of experiments. *MATEC Web of Conferences* 68,02003 ICIEA 2016.
- Gao J., Yu J., Zhu g., Xiao-min, Lai, Dou j., (2000), The elastic dynamics analysis of band saw Tightening system. *Journal of Forestry Research*. 11,pp. 27-32
- Huabin W., (1989), The band saw blade saw hanging position effect of stress distribution and stability of wood industry of blade width, 4, pp. 5-11,
- Jin-gui Gao, (2001), Band sawing machines for mechanical computer simulation and experimental study of tensioning system [dissertation], Northeast Forestry University. Library
- Kalincova D.(2009).An Influence of The Surface Rolling on Mechanical Properties of The Band Saw Blades. *Materials Engineering*, Vol.16,2009,No.2
- Khramshin VR.,Radionov A.A.,Kornilov G.P.,Odintsov KE.(2016) Improvement of Electric and Mechanical System for Automated Strip Tension Control at Continuous Wide-Strip Hot-Rolling Mill. *Procedia Engineering*, volume 150, 11-17 RUSSIA

- Kuratanı F.(2010).Modal Filter for A Disk And İts Application To The Evaluation of Tensioning Effect On Circular Saw. Transactions of the japan Society of Mechanical Enineers Series C 76(765),1280-1286 JAPAN
- Kutay, M. Güven Ders Notları, *Berner Fachhochschule*, Bern 1970-2003
- Lev X., Effect of technical state of Des sawing machine for cutting process dynamics. (Translated) *woodworking machine*, 4, pp. 8-42, (1989)
- Li X., Wang, H. and Zhang, R. (2013). Based on Nastran Finite Element Analysis of Rotary Blade, *Axis.Applied Mechanichcs and Materials* Vols. 397-400. China
- Merkle, D., Schrader, B., Festo, M. T. (1993). *Hidrolik Temel Seviye Öğretim Kitabı* TP 501, İSTANBUL
- Optibelt Belt Catalogue, (2021)
- Pahl, G. ve Beitz, W. *Konstruktionslehre*, Springer Verlag, 1976
- Selvi K.Ç. (2017). Bilgisayar Destekli Tasarım İle Rototoiller İçin Yeni Bir Bıçak Tasarımı Ve Statik Analizi. *Inmateh Agricultural Engineering* Vol. 53, No.3/2017. Turkey
- Schajer G.S. (1984). Understanding Saw Tensioning. *Holz alz Roh-und Wekstoff* 42, 425-430. USA
- Shigley, J. E., Mischkle, C.R.. (1996). *Handbook of Machine Design*. Second Edition. McGraw-Hill. USA
- Skf Bearing Catalogue (2021)
- Tieling Z., (1988), The band saw blade tensioning force influence on the stability of the saw blade experimental research dissertation. Northeast Forestry University Library,
- URL-1:(1994). *Kuvvete bağlı güç iletim mekanizmaları*, <https://docplayer.biz.tr/64981630-Kuvvet-bagli-guc-gletgm-mekangzmalari-ayig-kasnak-mekanizmalari.html/>, (8 Aralık 2021)
- Yılmaz Redüktör, (2011). *Mekanik Uygulama Örnekleri*.
- Yongshou P. (1984), is in wood cutting. Fukui. At resistance in the analysis of the tool (first report), *Journal of wood*, 5, pp. 46-51,
- Young, W. C., Budynas, R. G. (2020), *Roark's Formulas*,
- Zhoa-fang J.,Gao J.,Zhang J.,Zhao H.,Luo L.(2017).Beihua Üniversity.Wood Processing Machinery CHINA

Zhu G., Wang et al H., Research on the production line of Chinese modern material production line. Harbin, *Northeast Forestry University press*, September, pp. 2-10, (1989)



KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

- Sarı,C., **Kesmen B.**,Kibar, A., Gofraj Sistemindeki Lastik Silindirin Soğutulmasının Deneysel Olarak İncelenmesi. *9. Uluslararası Mühendislik ve Doğa Bilimleri Konferansı*, Ankara, Türkiye,13-14-15 Kasım 2020
- Çobanbaşı.E., Sarı C., **Kesmen B.**, Ulusoy U., Zeren Serkan., Paketleme Makinesi İçin Yeni Bir Kam Mekanizmasının Katı Cisim Dinamik Analizi *International Modern Scientific Research Congress-It*, İstanbul, Turkey 23-25 Kasım 2021



ÖZGEÇMİŞ

İlk ve lise öğrenimini İstanbul’da tamamlamıştır. 2001 yılında Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği’ni kazanmış ve 2005 yılında mezun olmuştur. Üniversite mezuniyeti sonrası kısa bir yurt dışı tecrübesinin ardından, ICM Makine ve Mühendislik firmasında Proje Mühendisi olarak göreve başlamıştır. Bu süre içersin de firmanın ürettiği makinelerin tasarımı ve geliştirmesinde çeşitli görevler yapmış ve firmanın TÜBİTAK-TEYDEB projelerinde aktif görevler almıştır.

2018 yılında firmanın Ar-ge merkezi olmasıyla halen firmada Ar-ge yöneticisi olarak görevine devam etmektedir.

