İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BANTLI KONVEYÖR TASARIMI VE ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emrah Tuğberk DAYAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BANTLI KONVEYÖR TASARIMI VE ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emrah Tuğberk DAYAN

(503121505)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Yrd.Doç.Dr. İsmail GERDEMELİ

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121505 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Emrah Tuğberk DAYAN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"BANTLI KONVEYÖR TASARIMI VE ANALİZİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Yrd.Doç.Dr. İsmail GERDEMELİ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof.Dr. C. Erdem İMRAK** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Doç.Dr. Cüneyt FETVACI İstanbul Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **30 Nisan 2014**

Savunma Tarihi : **30 Mayıs 2014**

ÖNSÖZ

Çalışmada, tasarımların daha çok sezgisel olarak yapıldığı konveyörler konusu ele alınmış, geleneksel mukavemet yaklaşımları ve çizelgeler vasıtasıyla seçilen elemanların kullanılabilirliği, sonlu elemanlar yöntemi sonucunda elde edilen veriler doğrultusunda tartışılmıştır.

Çalışmam boyunca yardımını, bilgisini, tecrübesini esirgemeyen danışmanım Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ'ye, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman eksik etmeyen aileme ve eğitimim boyunca beni misafir eden, kendilerinden biri olarak gören YAŞDEMİR ailesine teşekkürlerimi sunarım.

Nisan 2014

Emrah Tuğberk DAYAN

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **ix**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xi**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xiii**
ÖZET ..... **xv**
SUMMARY ..... **xvii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Genel Özellikler 1
1.2 Kullanıldığı Yerler 1
1.3 Taşınan Malzemelerin Özellikleri 2
1.4 Konveyörlerin Avantaj ve Dezavantajları 2
1.5 Konveyörün Yapısı ve Özellikleri 2
1.6 Literatür Özeti 11
2. KONVEYÖR HESABI **13**
2.1 Bant Genişliği Tayini 13
2.2 Debi Kontrolü 16
2.3 Gerekli Güç Hesabı 19
2.3.1 Boşta çalıştırmak için gerekli güç (P_1) 20
2.3.2 Malzemeyi yatay iletmek için gerekli güç (P_2) 21
2.3.3 Malzemeyi düşey iletmek için gerekli güç (P_3) 21
2.3.4 Malzemeyi ivmelendirmek için gerekli güç (P_4) 21
2.3.5 Diğer güç kayıpları (P_5) 22
2.3.6 Hareket tamburuna toplam gerekli güç (P) 22
2.3.7 Gerekli motor gücü 22
2.4 Tahrik Düzeni ve Sürtünme Kuvvetleri 23
2.4.1 Düz çalıştırma 23
2.4.2 Saptırma tamburlu çalıştırma 25
2.4.3 Çift tamburlu çalıştırma 26
2.5 Bant Karkasının Seçimi 28
2.6 Makara Aksı Çapı 32
2.7 Karkas Tipine Göre En Az Tambur Çapları 32
2.8 Tahrik Tamburu Genişliği 32
2.9 Tahrik Tamburu Devir Sayısı 32
2.9.1 Redüktör seçimi 33
3. İNCELENECEK KONVEYÖRÜN ÖZELLİKLERİ VE PROJELENDİRİLMESİ **35**
3.1 Konveyörün Özellikleri 35
3.2 Düz Taşıyıcı Ruloların Desteklediği Bant 35
3.2.1 Bant genişliği tayini 35
3.2.2 Debi kontrolü 36
3.2.3 Bant ağırlığı 36
3.2.4 Taşıyıcı ve dönüş makaralarının temel büyüklüklerinin tayini 37
3.2.5 Hareketli elemanların birim ağırlığı 37
3.2.6 Eşdeğer konveyör uzunluğu 37
3.3 Gerekli Güç Hesabı 37

3.3.1 Boşta çalıştırmak için gerekli güç (P_1) 37
3.3.2 Yatayda iletme için gerekli güç (P_2) 38
3.3.3 Malzemeyi düşey iletmek için gerekli güç (P_3) 38
3.3.4 Malzemeyi ivmelendirmek için gerekli güç (P_4) 38
3.3.5 Diğer güç kayıpları (P_5) 38
3.3.6 Hareket tamburuna toplam gerekli güç (P) 38
3.3.7 Gerekli motor gücü 39
3.4 Tahrik Düzeni ve Sürtünme Kuvvetleri 39
3.4.1 Dönüş makaraları sürtünme kuvveti 39
3.4.2 Taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti 39
3.4.3 Bant kuvvetleri 39
3.4.4 Gergi ağırlığı 40
3.4.5 Sehim miktarı 40
3.4.6 Bant karkasının seçimi 40
3.4.7 Makara aksı çapı 41
3.4.8 Tambur çapları 41
3.4.9 Tahrik tamburu genişliği 41
3.4.10 Tahrik tamburu devir sayısı 42
3.4.11 Redüktör seçimi 42
3.5 Rulo, Tambur ve Mil Hesapları 42
3.5.1 Rulo ve rulo mili hesabı 42
3.5.2 Tahrik tamburu ve tahrik tamburu mili hesabı 45
3.5.3 Kuyruk tamburu ve kuyruk tamburu mili hesabı 47
3.5.4 Saptırma tamburu ve saptırma tamburu mili hesabı 49
3.5.5 Gergi tamburu mili hesabı 51
4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ 53
4.1 Giriş 53
4.2 Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihsel Gelişimi 54
4.3 Bantlı Konveyörün Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması 55
4.3.1 Geometrinin hazırlanması 55
4.3.2 Geometrinin sonlu eleman paket programına aktarılması 57
4.3.3 Modelin hazırlanması 59
5. SONUÇLAR, YORUMLAR VE ÖNERİLER 63
5.1 Sonuçlar ve Yorumlar 63
5.1.1 Genel yapı analizi 63
5.1.2 Bant analizi 64
5.1.3 Rulo ve rulo mili gerilme analizi 65
5.1.4 Tahrik tamburu ve mili gerilme analizi 66
5.1.5 Saptırma tamburu ve mili gerilme analizi 68
5.1.6 Gergi tamburu mili gerilme analizi 69
5.1.7 Kuyruk tamburu ve mili gerilme analizi 70
5.1.8 Şasi profilleri gerilme analizi 71
5.2 Öneriler 73
KAYNAKLAR 79
ÖZGEÇMİŞ 81

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Çeşitli karkas malzemelerinin özellikleri 4
Çizelge 1.2 : İpek dokulu karkaslarda kullanılan malzeme özellikleri..... 4
Çizelge 2.1 : θ açısına göre C_1 katsayısının değerleri..... 14
Çizelge 2.2 : Bazı önemli yığın malların özellikleri..... 15
Çizelge 2.3 : Bantlı konveyörler için bant hızları..... 16
Çizelge 2.4 : Standart bant genişlikleri..... 16
Çizelge 2.5 : Oluk açısına göre *K* değerleri..... 18
Çizelge 2.6 : 3'lü makara grubu için oluk açısına göre *K* değerleri 18
Çizelge 2.7 : Eğime bağlı kapasite indirgeme faktörü..... 18
Çizelge 2.8 : Yaklaşık bant ağırlığı 19
Çizelge 2.9 : Taşıyıcı ve dönüş makaraları temel büyüklükleri 19
Çizelge 2.10 : Taşıyıcı ve dönüş makara grupları arasında öngörülen aralıklar 20
Çizelge 2.11 : Boşaltma arabaları için gereken güç 22
Çizelge 2.12 : Bantlarda emniyet katsayısı..... 28
Çizelge 2.13 : Bantların emniyetli kopma dayanımlarına göre kullanım alanları..... 29
Çizelge 2.14 : Tekstil bantların kopma dayanımı..... 30
Çizelge 2.15 : Çelik kortlu bantların özellikleri 31
Çizelge 2.16 : Önerilen kaplama kalınlıkları..... 31
Çizelge 2.17 : Makara aksı çapı..... 32
Çizelge 2.18 : Karkas tipine göre en az tambur çapları..... 32
Çizelge 3.1 : Taşınacak malzeme özellikleri..... 35
Çizelge 3.2 : Makara temel büyüklükleri 37
Çizelge 3.3 : En az tambur çapları..... 41
Çizelge 3.4 : Standart tambur uzunlukları..... 42
Çizelge 4.1 : Kullanılan malzeme özellikleri 58
Çizelge 4.2 : Parçaların ağ örgüsünde oluşturulan elemanların boyutları..... 60

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Çelik kortlu bantlar 5
Şekil 1.2 : Çelik saclı bantlar 5
Şekil 1.3 : Farklı tip makara tertipleri 5
Şekil 1.4 : Darbeli yükler için lastik kaplı makaralar 6
Şekil 1.5 : Vidalı gergi düzeni 7
Şekil 1.6 : Kaydırmalı ağırlıklı yatay tip gergi düzeni 7
Şekil 1.7 : Ağırlık düşey gergi düzeni 7
Şekil 1.8 : Yükleme teknesi 8
Şekil 1.9 : Düz sıyırıcı ile boşaltma 8
Şekil 1.10 : Ok sıyırıcı ile boşaltma 8
Şekil 1.11 : Boşaltma arabası ile boşaltma 9
Şekil 1.12 : Döner oluk ile boşaltma 9
Şekil 1.13 : Raflı oluk ile boşaltma 9
Şekil 1.14 : Bandın silgi tertibatıyla temizlenmesi 10
Şekil 1.15 : Bandın döner tamburlu temizleme tertibatıyla temizlenmesi 10
Şekil 1.16 : Bandın döner fırçalı temizleme tertibatıyla temizlenmesi 10
Şekil 1.17 : Orta şasi enine kesiti 11
Şekil 1.18 : Baş taraf şasisi 11
Şekil 1.19 : Ağırlıklı gergi için şasi tasarımı 11
Şekil 2.1 : Konveyörler 14
Şekil 2.2 : Düz bandın hareket yönüne dik kesitte malzeme yayılışı 17
Şekil 2.3 : İkili makara grubunda malzeme yayılışı 17
Şekil 2.4 : Yatay bir konveyörde banttaki gergi kuvvetlerinin değişimi 23
Şekil 2.5 : Eğimli konveyörlerde bant germe kuvvetlerinin yayılışı 24
Şekil 2.6 : Çift saptırma tamburlu çalışma düzeni 26
Şekil 2.7 : Çift tamburlu çalışma düzeni ve gergi kuvvetleri 26
Şekil 3.1 : Düz taşıyıcı bantta malzeme yerleşimi 36
Şekil 3.2 : Rulo için kesme ve eğilme diyagramı 43
Şekil 3.3 : Rulo mili için kesme ve eğilme diyagramı 43
Şekil 3.4 : Tahrik tamburu için kesme ve eğilme diyagramı 45
Şekil 3.5 : Tahrik tamburu mili için kesme ve eğilme diyagramı 46
Şekil 3.6 : Kuyruk tamburu için kesme ve eğilme diyagramı 48
Şekil 3.7 : Kuyruk tamburu mili için kesme ve eğilme diyagramı 48
Şekil 3.8 : Saptırma tamburu için kesme ve eğilme diyagramı 50
Şekil 3.9 : Saptırma tamburu mili için kesme ve eğilme diyagramı 50
Şekil 3.10 : Gerdirme tamburu mili için kesme ve eğilme diyagramı 52
Şekil 4.1 : Bir sonlu eleman modelinde nod noktaları ve elemanlar 54
Şekil 4.2 : Bantlı konveyör tasarımı, ön görünüş 55
Şekil 4.3 : Bantlı konveyör tasarımı, sol görünüş 56
Şekil 4.4 : Bantlı konveyör tasarımı, üst görünüş 56
Şekil 4.5 : Bantlı konveyör tasarımı 56
Şekil 4.6 : ANSYS Workbench 14.5 programı karşılama ekranı 57

Şekil 4.7 : Static structural modu 57
Şekil 4.8 : Geometrinin çağırılması 58
Şekil 4.9 : Malzeme ataması 59
Şekil 4.10 : Kontakların oluşturulması 59
Şekil 4.11 : Kontak tiplerinin belirlenmesi 60
Şekil 4.12 : Eleman boyutlarının ayarlanması 61
Şekil 4.13 : Ağ örgüsünün oluşturulması 61
Şekil 4.14 : Gergi ağırlığının sisteme uygulatılması 62
Şekil 4.15 : Tüm yükleme ve sınır koşulları 62
Şekil 5.1 : Genel yapı gerilme analizi 63
Şekil 5.2 : Genel yapı birim şekil değiştirme analizi 63
Şekil 5.3 : Genel yapı sehim analizi 64
Şekil 5.4 : Bandın sehim değerleri 64
Şekil 5.5 : Bandın gerilme değerleri 65
Şekil 5.6 : Rulo gerilme değerleri 65
Şekil 5.7 : Rulo mili gerilme değerleri 66
Şekil 5.8 : Tahrik tamburu gerilme değerleri 67
Şekil 5.9 : Tahrik tamburu mili gerilme değerleri 67
Şekil 5.10 : Saptırma tamburu gerilme değerleri 68
Şekil 5.11 : Saptırma tamburu mili gerilme değerleri 68
Şekil 5.12 : Gergi tamburu mili gerilme değerleri 69
Şekil 5.13 : Kuyruk tamburu gerilme değerleri 70
Şekil 5.14 : Kuyruk tamburu mili gerilme değerleri 70
Şekil 5.15 : Bacak 15 için gerilme analizi 71
Şekil 5.16 : Bacak 16 için gerilme analizi 72
Şekil 5.17 : Bacak 17 için gerilme analizi 72
Şekil 5.18 : Bacak 18 için gerilme analizi 72
Şekil 5.19 : Ana bağlantı için gerilme analizi 73
Şekil 5.20 : Bacak 15 için gerilme analizi. (destekli) 73
Şekil 5.21 : Bacak 16 için gerilme analizi. (destekli) 74
Şekil 5.22 : Bacak 17 için gerilme analizi. (destekli) 74
Şekil 5.23 : Bacak 18 için gerilme analizi. (destekli) 74
Şekil 5.24 : Ana bağlantı için gerilme analizi. (destekli) 75
Şekil 5.25 : Bacak 15 için gerilme analizi. (farklı profilli) 75
Şekil 5.26 : Bacak 16 için gerilme analizi. (farklı profilli) 76
Şekil 5.27 : Bacak 17 için gerilme analizi. (farklı profilli) 76
Şekil 5.28 : Bacak 18 için gerilme analizi. (farklı profilli) 76
Şekil 5.29 : Ana bağlantı için gerilme analizi. (farklı profilli) 77

SEMBOL LİSTESİ

F_1 : Üçgen alanı
F_2 : Üçgen alanı
B : Bant genişliği
C_1 : Eğime bağlı katsayı
Q_d : Düz taşıyıcı rulolu bantlarda debi
V : Hız
B_d : Düz taşıyıcı rulolu bantlarda bant genişliği
B_o : Oluklu bantlarda bant genişliği
Q_o : Oluklu bantlarda debi
θ : Eğim
b : Malzeme taşınan bant genişliği
A : Malzeme kesit alanı
Q : Debi
k : Kapasite indirgeme faktörü
$Q_{eğimli}$: Eğimli konveyörde taşıma debisi
Q_{yatay} : Yatay konveyörde taşıma debisi
G_T : Taşıyıcı makara ağırlığı
L_T : Taşıyıcı makaralar arası mesafe
G_D : Dönüş makarası ağırlığı
L_D : Dönüş makaraları arası mesafe
$L_{eş}$: Eşdeğer konveyör uzunluğu
P_1 : Boşta çalıştırmak için gerekli güç
f_1 : Sürtünme katsayısı
P_2 : Malzemeyi yatay iletmek için gerekli güç
f_2 : Sürtünme katsayısı
H : Yükseklik
P_3 : Malzemeyi düşey iletmek için gerekli güç
P_4 : Malzemeyi ivmelendirmek için gerekli güç
P_5 : Diğer güç kayıpları
P : Hareket tamburuna gerekli güç
P_m : Gerekli motor gücü
T_D : Dönüş makaralarındaki sürtünme kuvveti
T_T : Taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti
μ_1 : Sürtünme katsayısı
μ_2 : Sürtünme katsayısı
G_G : Gergi ağırlığı
G : Birim bant başına düşen malzeme ağırlığı
T_a : Gergi kuvveti
T_B : Bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni
T_E : Faydalı kuvvet
α : Sarım açısı
μ : Sürtünme katsayısı
K : Birim bant genişliğindeki çekme zorlanması
K_1 : Tabaka kopma dayanımı

n_T : Tambur devir sayısı
G_B : Birim bant ağırlığı
f : Sehim
f_{em} : Emniyetli sehim
ε : Üs
C : Dinamik yük sayısı
F : Eşdeğer yatak yükü
L : Yatak ömrü
σ : Gerilme
L_h : İstenen yatak ömrü

BANTLI KONVEYÖR TASARIMI VE ANALİZİ

ÖZET

İnsanların artan ihtiyaçları doğrultusunda büyüyen işletmeler, üretim kapasitesini artırma arayışına girdi. Bunun sonucunda makineleşme artmaya başladı, artan makineleşme de malzemelerin taşınması için insan gücünden daha verimli yöntemlerin geliştirilmesi gereğini gözler önüne serdi. Bu sebeple kaldırma ve taşıma makinaları yapılmaya başlandı.

Taşıma makinalarının çeşitlerinden biri olan ve 19. Yüzyıldan beri geliştirilen bantlı konveyörler, sürekli veya parça yüklerin taşınmasında etkili bir yöntem olarak, maden ocaklarında, demir çelik fabrikalarında, termik santrallerde, cevher, kömür, kireç, sinter iletiminde, otomotiv ve gıda fabrikalarında kısacası hemen hemen her sektörde kendine yer edindi.

Bantlı konveyörlerin bu kadar popüler olması onun, zaman, mekan, maliyet tasarrufu sağlaması, tasarım ve projelendirme örnekleriyle birçok alanda birçok tesise kolayca uyarlanabilmesiyle alakalıdır. Gelişen bantlı konveyör teknolojisiyle, çetin şartların hakim olduğu engebeli arazilerde bile malzeme taşıma imkanı bulunmuştur.

Ancak konveyörlerin düz bir zemin yerine engebeli koşullarda ve yüksek uzunluklarda uygulanmak istemesi, konveyörlerin daha detaylı incelenmesi gerekliliğini doğurmuştur.

Bu çalışmada ilk olarak, konveyörlerin tarihçesinden bahsedilmiş, konveyörler ve sıklıkla kullanılan elemanları tanıtılmış, literatür taraması gerçekleştirilmiştir.

Daha sonra konveyör parçalarının nasıl seçileceği anlatılmış ve 50 metre yatay uzunluğa sahip, 2 metre yükselen ve daha sonra da 3 metre aşağıya inerek güzergahını tamamlayan, çalışma hızı 2.5 m/s olan ve taşıma debisi 250 t/h olan bir konveyörün projelendirilmesi yapılmıştır.

Sonraki aşama olarak tamburlar ile rulo için analitik hesap yapılmış, mil çapları bulunup, malzeme tayin edilmiş ve rulman seçimi yapılmıştır.

Ardından SOLIDWORKS paket programında, daha önce projelendirmesi yapılan konveyörün modellenmesi gerçekleştirilmiştir.

Yapılan model, günümüzde popülerliği giderek artan sonlu elemanlar yöntemi tanıtıldıktan sonra, ANSYS Workbench sonlu elemanlar yöntemi paket programına aktarılmış, tüm kontaklar belirlenmiş, ardından ağ yapısı örülmüş ve kuvvet uygulanmıştır.

Bu aşamalardan sonra çıkan sonuçlar, analitik hesaplarla karşılaştırılmış ve analitik hesapların gerçek sonuçları hesaplamaya elverişli olup olmadığı incelenmiştir.

Son olarak da sonuçlar yorumlanmış ve seçilen malzemelerin uygunluğu incelenmiştir, iyileştirme gereken yer olup olmadığına bakılmış, öneriler belirtilmiştir.

DESIGN AND ANALYSIS OF A BELT CONVEYOR

SUMMARY

Because of people's increasing needs, factories want to develop their production capacities. So that, mechanization facilities has developed. Due to developing mechanization facilities, factories want to find an efficient way to transport their goods. Therefore, people started to make lifting and handling machines.

One of the types of handling machine is belt conveyor which is used from nineteenth century. For handling of partial or continuous goods, belt conveyors are very efficient way. Belt conveyors are used in mining, iron and steel plants, thermal power plants, ore, coal, limestone, sinter transmission, automotive and the other sectors.

Popularity of belt conveyor comes from its easy application with design and project examples. Also its popularity depends on its savings on the field of time, place and money. Besides, goods are handled in very hard conditions with developing belt conveyor technologies.

However, usage of belt conveyors in hard conditions shows us there is a necessity for detailed analysis of belt conveyors.

In this study, firstly, the history of conveyors, conveyor types and the most common conveyor elements were described and review the literature was made. Past works to describe of tests and analysis of belt conveyors with finite element method and finite element method package programs are mentioned.

After that, projection of belt conveyor were explained and a belt conveyor which has 2.5 m/s velocity, 250t/h capacity and 50 meters horizontal length with 2 meters and -3 meters vertical length was projected with tables to carry lignite.

As a first step of projection, belt width was described as 1 meter with using of slope angle of lignite and capacity of belt conveyor. Then, belt mass was taken from table for values of lignite's density and belt width. For idlers, values of mass, diameter and width were taken from table for belt width. With this values, weight of conveyor's moving parts were calculated.

As a second step, necessity of engine power was calculated after the calculations of P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 and P. For calculations of P_1 and P_2, the values of f_1 and f_2 was taken as 0.03 and 0.02. Then, type of the motor drive was chosen as drive from head. For this selection, friction forces were calculated for idlers and belt. Also, the value of take-up force was described with friction forces which were calculated and the take-up was projected to be connected to tail pulley. Belt deflection was calculated analytically.

As a final step of projection, carcass of belt conveyor and number of plies were described. Then, axle diameters of idlers and pulleys were determined with tables. Also, head drive pulley's width was determined too. Head drive pulley's rotation speed was calculated and the reducer was chosen from the catalogue.

After the projection of belt conveyor, analytical calculations were made for the pulleys and idlers. For analytical calculations, a package program which is called MDSolids was used. MDSolids is a very useful program to make diagrams for shear force and bending moments. With using of empirical approaches and MDSolids, some calculations were made to determine shaft diameters for pulleys and idlers. Also, stress values are calculated for the pulleys and idlers. After the determination of shaft diameters, bearings were chosen for five years for pulleys and idlers with using dynamic loads which were calculated.

Projected belt conveyor was modelled in SOLIDWORKS design package program which is one of the most common design programs for designers. For the design of the belt conveyor, usage of one pulley for tail, one for head, one for take-up and three for diversion was decided. Thicknesses of pulleys were determined for all of them as ten millimeters. Also, usage of sixty seven pulleys was decided for the design. Forty six idlers of sixty seven were used to support of belt. Thicknesses of idlers were determined as four millimeters for every idler. With the tables, thickness of the belt was calculated eight millimeters.

For the chassis parts of the belt conveyor, U160 profiles were chosen for main frame, U120 profiles were chosen for supports which are thirty six, and for the connections between main frame parts, square section eighty millimeters profiles were chosen which are forty two.

After the design of belt conveyor, there was a necessity for the analysis of belt conveyor to be sure about the conveyor's safety and capability for usage. For this purpose, finite element method which is one of the realistic approaches to analyze stress, strain, deflection etc. was chosen.

Finite element method was used to analyze structures for first in 1941 and after this date, finite element method is being developed step by step. From 1970's, finite element method package programs are being developed to use for every single user. Its popularity comes from his realistic results which was taken from the comparisons between finite element method and analytical approaches.

After the presentation of finite element method, ANSYS Workbench package program was chosen to analyze the belt conveyor.

Designed belt conveyor model was transferred to ANSYS Workbench to analyze the belt conveyor. Static structural mode was opened to make linear and static analysis for the conveyor. Engineering data were given to analyze. Then model was being prepared. For the preparation of the model, materials specifications were assigned firstly. Then contacts were determined and contact types were assigned. After that, the model was divided into 804828 elements for application of finite element method. For finishing of the model preparation, all of the conditions were applied. Gravity were applied to all bodies, rotational velocity was applied to drive pulley shaft, weight of lignite was applied to belt, take-up forces were applied to take-up pulley and finally, fixed supports were applied to all supports' bottom faces.

After the preparation of the belt conveyor model, model was solved. All stresses, strains and deformations were seen for all bodies. According to results, maximum stresses occurred at main frame parts and supports which are close to drive pulley.

Necessity to decrease of the belt conveyor's price push us to revise to design. The new design had some extra supports for region of the maximum stresses, but this design didn't successful to purpose. So the final design was modelled. The final design had new supports which are U300 instead of old supports which are U120 for the region of maximum stresses. After the final design's results, St34 material was selected to use for all profiles at conveyor model.

Also deflection of the belt was compared with the analytical calculations and they matched.

A comparison between analytical calculations and finite element method for pulleys and pulleys' shafts were made. After the comparison, the results didn't matched with each other for the pulleys and pulleys' shafts. This shows analytical calculations is incapable to determine all type of stresses which occur to pulleys.

According to results, some suggestions were given as changing material or increasing of diameter to revise pulleys' shafts.

As a conclusion, finite element method is very effective and useful way to see applicability of design of belt conveyors which are only made with tables and experiences.

1. GİRİŞ

1.1 Genel Özellikler

Özellikle katı malzemelerin sürekli bir şekilde uzun mesafelere yatay veya belirli sınırlar dahilinde eğimli olarak taşınması işlerinde kullanılan taşıma araçlarının en önemlilerinden birisi de bantlı konveyörlerdir. Bu konveyörlerle kuru veya ıslak malzemelerin taşınmasının yanında kül, un, kum gibi pulvarize tarım ürünlerinde olduğu gibi taneli, kömür veya taş malzemede olduğu gibi çok parçalı malzemelerin taşınması da mümkündür.

Eğimli olarak bir malzeme taşınmasında, ortalama olarak, eğimin 20^o 'yi geçmemesi esas alınır. Normal bantlı konveyörlerde -20^o C ila + 125^o C arasındaki sıcaklık sınırları içinde çalışmak mümkün olmaktadır. Özel durumlarda iyileştirilmiş sentetik bantlar kullanıldığında çalışma sıcaklığı 170^o C 'a kadar çıkabilmektedir.

Bantlı konveyörlerin iletim mesafesi birkaç metreden 500 hatta 1000m ' ye kadar çıkmaktadır. Bant genişlikleri ise 300mm'den 3000mm'ye kadar değişmektedir. Daha uzak mesafelere taşıma yapılabilmektedir ancak özel çözümler gerekmektedir. Örnek olarak Bucraa'dan El-Aıun Atlantik limanına uzanan 100km üzerinde uzunluğu olan konveyör verilebilir. [1] Taşıma kapasiteleri, örneğin kumlu kil için $1500m^3$ / saat, kömür için 3200 ton/saat gibi sınırlara ulaşmıştır. Taşıma da 8-10 m/s ' ye kadar çıkabilmektedir. [2]

1.2 Kullanıldığı Yerler

Bantlı konveyörler malzeme iletimi yanında yükleme, boşaltma, stoklama ve stoktan alma gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Yaygın olarak kömür ve maden ocaklarında; cevher hazırlama ve zenginleştirme tesislerinde; taş kırma, eleme ve yıkama tesislerinde; dökümhanelerde kum ve kalıp taşlama işlerinde; limanlarda maden cevheri, kömür, tahıl vb. malzemelerin yüklenmesi ve boşaltılması işlerinde; kağıt, şeker sanayi ile tahıl silolarında büyük ölçüde bantlı konveyörlerden yararlanılmaktadır. [2]

1.3 Taşınan Malzemelerin Özellikleri

Bantlı konveyörlerde taşınan malzemeler parça ve yığma malzemeler olarak ikiye ayrılır. Parça malzeme tek tek sayılabilen sandık, çuval, kutu, koli vb. malzemelerdir. Yığma malzemeler ise çok parçalı, taneli ve toz halindeki malzemeler şeklinde olur. Özellikle yığma malzemelerin taşınması işleminde, bunların fiziksel özelliklerinin bilinmesi büyük önem arz eder. [2]

1.4 Konveyörlerin Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları

- Büyük iletim malı debisi,
- Oldukça düşük enerji gereksinimi,
- Düşük yatırım maliyeti, düşük hizmet ve servis masrafları,
- Basit yapım şekli ve düşük aşınma,
- İletim malının iletim esnasında oldukça iyi bir şekilde korunması,
- Çelik halatlı bantların kullanılması ile büyük mesafelere iletim.

Dezavantajları

- Yukarı doğru sınırlı iletim,
- Yüksek bant aşıntısı,
- Kısmi yüklerde kötü verim,
- Kuvvetli şekilde toz oluşturma. [1]

1.5 Konveyörün Yapısı ve Özellikleri

Bantlı konveyörler esas itibariyle iki tambur arasında gerdirilmiş ve makaralarla desteklenmiş hareketli sonsuz bir banttan ibarettir. [2]

Başlıca elemanları;

- Bant,
- Çelik şasi,
- Tahrik tamburu,
- Kuyruk tamburu,

- Makara grupları,
- Gerdirme tertibatı,
- Saptırma tamburu,
- Yükleme teknesi,
- Boşaltma teknesi,
- Temizleme düzeni,
- Döküntülerin toplandığı çukur.

Konveyör bandı: Malzemeyi nakleden bant, tamburlardan intikal eden çekme kuvvetine ve malzemeden ileri gelen ağırlık, sıcaklık ve aşınma tesirlerine mukavim olmaktadır.

Arızasız bir çalışma için bir konveyör bandının aşağıdaki özelliklere sahip olması istenir:

- Az nem çekme özelliği,
- Yüksek mukavemet,
- Düşük özgül ağırlık,
- Az uzama,
- Tamburlarda sarılma ve oluklaşmadan dolayı hasıl olan eğilme tesirlerine dayanım,
- Alternatif gerilmelere mukavemet,
- Malzemenin aşındırıcı etkisine mukavemet ve uzun ömür,
- Özel şartlar; sıcaklığa, soğuğa, iklim tesirlerine, yağa, oksitlenmeye, ozona karşı mukavemet vb.

Bandın ortasındaki karkas denen yapı çekme kuvvetini nakleder ve bandın yük taşımasını sağlar, karkas tabakaları arasındaki lastik bu tabakaları birbirine bağlar ve aynı zamanda tabakaları su geçirmez hale getirir. Alt yüzdeki lastik ise, bandın makaralar üzerinde yükün hasıl ettiği darbe sonucu ezilmesine engel olur, banda pisliklerin nüfuz etmesini önler ve tamburdan aldığı tahrik kuvvetini karkasa nakleder. Üst veya taşıyıcı yüz ise genellikle daha kalın olmakla beraber, özellikle yükleme bölgesinde malzemenin darbe tesirlerine karşı bandı korur. Karkas malzemesi, pamuk veya sentetik malzeme olabileceği gibi; iplik kortlu, çelik kortlu veya çelik sac olabilir.[2]

Çizelge 1.1, çeşitli karkas malzemelerinin özelliklerini göstermektedir.

Çizelge 1.1: Çeşitli karkas malzemelerinin özellikleri. [3]

Malzeme	Piyasa Adı	İplik Çapı mm.	Kopma Mukavemeti kg/mm^2	Uzama %	Yoğunluk gr/cm^3
Pamuk		0.02	41-60	3-7	1.54
Suni ipek/ Viskon	Rayon/ Viskon	0.01-0.038	40-60	9-20	1.5
Polyamide	Naylon, Perlon	>0.007	70-90	16-28	1.14
Polyester	Daeron, Diolen, Trevira, Tergal, Terylene, Vestan	>0.007	74-94	11-13	1.38
Polyvinyl/ alkol	Kuralon, Vinylon	>0.007	40-80	20-25	1.30
Cam iplik		0.007-0.010	145	2-3	2.5
Çelik kort		1-5	250	1-2	7.8
Çelik saç		0.8-1.0	120	9-10	7.85

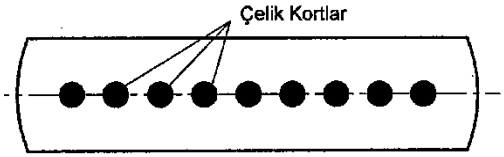
Ayrıca TS 547'ye göre pamuk, viskon, suni ipek dokulu karkaslar için kullanılabilecek lastiklerin özellikleri verilmiştir.

Çizelge 1.2, ipek dokulu karkaslarda kullanılan malzeme özelliklerini göstermektedir.

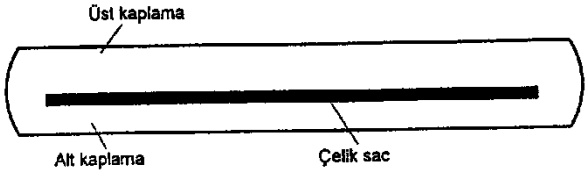
Çizelge 1.2: İpek dokulu karkaslarda kullanılan malzeme özellikleri. [3]

Sınıfı	Minimum Kopma Dayanımı kg/cm^2	Minimum Kopma Uzaması %	Shore Sertliği	Azami Aşınma Değeri mm^3
K (Kuvvetli)	250	450	61-69	225
O (Orta)	175	400		

Çelik kortlu bantlar ise daha pahalı olmakla beraber, sahip oldukları özellikler ile daha ekonomik olup özellikle uzak mesafelere malzeme iletiminde tercih edilmektedir. Ayrıca ortasında çelik kortlar, yerine yüksek dayanımlı çelik sac bulunan bantlar da yapılabilmektedir. [2]



Şekil 1.1: Çelik kortlu bantlar. [2]



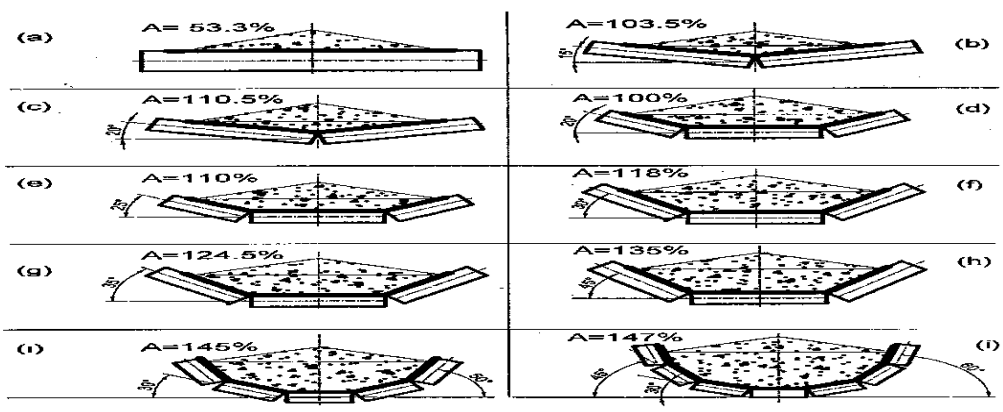
Şekil 1.2: Çelik saclı bantlar. [2]

Makaralar: Konveyör makaralarının iki görevi vardır:

- Malzemeyi taşıyan banda veya dönüş kolunda boş banda mesnetlik etmek.
- Gerektiği zaman banda oluk şeklinde bir form vermek.

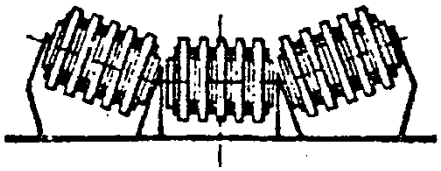
Üzerinde malzemenin taşındığı makaralara "taşıyıcı makaralar", alt tarafta sadece boş bandı taşıyan makaralara ise "dönüş makaraları" adı verilir. [2]

Taşıyıcı makaraların değişik şekillerde tertiplenmesiyle elde edilen taşıma kapasiteleri şekil 1.3'te verilmiştir.



Şekil 1.3: Farklı tip makara tertipleri. [2]

Darbeli yüklerin söz konusu olduğu konveyörlerde, bandın ezilmemesi için, şekil 1.4'teki gibi lastik kaplı makaraların kullanılması uygun olur.



Şekil 1.4: Darbeli yükler için lastik kaplı makaralar. [2]

Makaralar genellikle çelik yapı tarzında düzenlenmiş bir şasi üzerine yerleştirilir.

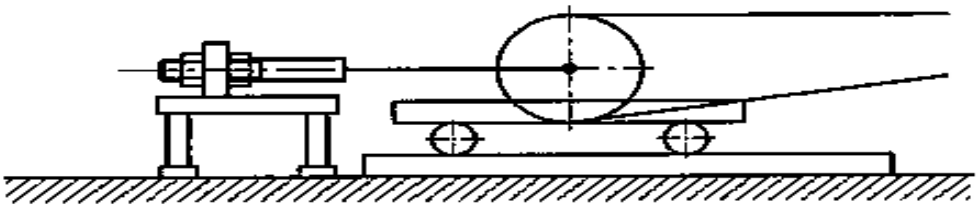
Tamburlar: Bantlı konveyörlerde bandı hareket ettiren elemanlar makara ve tamburlardır. Konveyörlerde bandı hareket ettiren ve yardımcı tamburlar olmak üzere iki çeşit tambur kullanılır. En basit konveyör tesisinde bir hareket bir de kuyruk tamburu bulunur. Bir motordan aldığı dönme hareketini sürtünme yoluyla banda uygulayarak bandın hareket etmesini dolayısıyla malzemenin iletilmesini sağlayan tambura "hareket tamburu" adı verilir. Hareket tamburu ile bandın temas yüzeyinde ölçülen sarılma açısı, konveyörün iletim özelliğini etkileyen en önemli faktördür. Bu amaçla saptırma tamburları kullanılır. Ayrıca bandın sarkmasını önlemek ve gerginliğini sağlamak amacıyla germe tamburları kullanılır. Saptırma ve germe amacıyla kullanılan bu tamburlara da "yardımcı tamburlar" adı verilir. [2]

Bant kollarında çekme kuvvetini temin etmek için konveyör sisteminde bir gergi düzeni bulunması gereklidir. Gergi düzeni şu gerekçelerle kullanılır:

- Bandın hareket aldığı tambur üzerinde kayma yapmaması,
- Bandın oluklaşmasının bozulmaması ve makaralar arasından gerekenden fazla sarkmaması,
- Bantta oluşabilecek uzama ve kısalmaları karşılamak.

Küçük tip konveyörlerde motor gücü ve dolayısıyla bandın gergin ve gevşek kollarındaki çekme kuvvetleri küçük olduğundan, basit ve ucuz olan vidalı gergi düzeni kullanılır. [2]

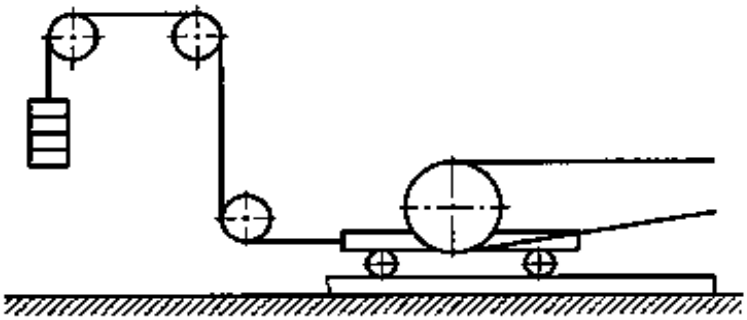
Şekil 1.5, vidalı bir gergi düzenini göstermektedir.



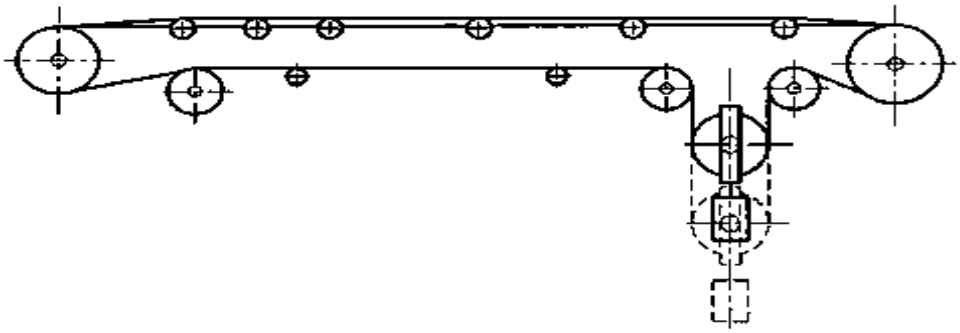
Şekil 1.5: Vidalı gergi düzeni. [2]

Vidalı gerginin iki dezavantajı vardır, bunlar gergi kuvvetini ayarlamanın ustalık istemesi ve ayarın sık sık bozulmasıdır. [2]

Boyları 60 metreyi aşan konveyörlerde otomatik gergi tercih edilmelidir. Bu gergi düzenleri, ağırlıklı, hidrolik, pnömatik ve elektrikli tipte olabilmektedir. Bunların en basiti ve kullanışlı olanı ağırlıklı tiptir. Şekil 1.6'da görülebilmektedir. Burada tambur kızak veya tekerlek üstüne oturtulur buna da ağırlıklar asılır. Şekil 1.7'de ise ağırlıklı düşey gergi görülmektedir. Burada gergi için gerekli ağırlık gevşek koldaki çekme kuvvetinin iki katı olarak hesap edilir. [2]



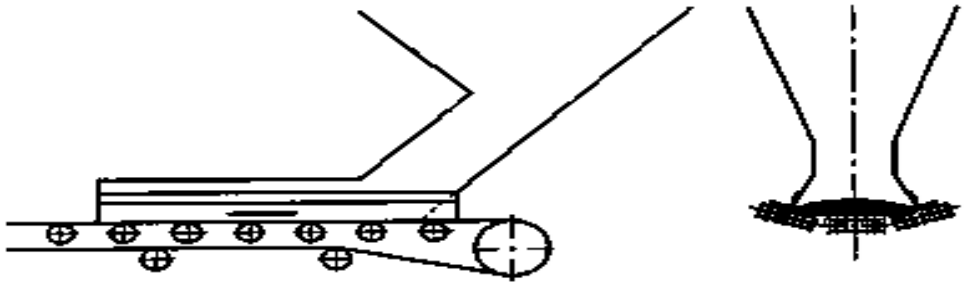
Şekil 1.6: Kaydırmalı ağırlıklı yatay tip gergi düzeni. [2]



Şekil 1.7: Ağırlıklı düşey gergi düzeni. [2]

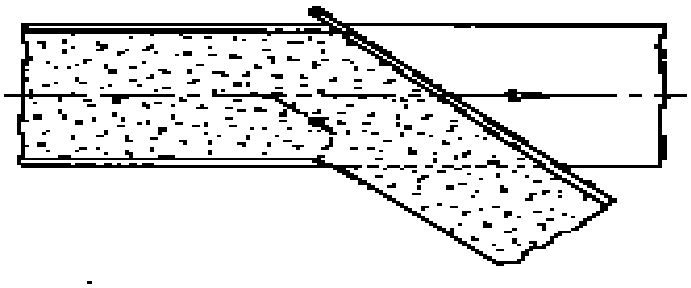
Yükleme teknesi: Bantlı konveyörlerin düzgün yüklenmemesi bant üzerinde boş ve aşırı yüklenmiş bölgeler oluşmasına, böylece kapasitenin azalmasına ve malzemenin dökülmesine sebebiyet verir. Bu nedenle bantlı konveyörlerde yüklemenin düzgün

yapılması gerekmektedir. Bir başka bantlı konveyör tarafından beslenen konveyörlerde sadece yükleme oluğunun şekline önem verilmesi yeterlidir. Bantlı konveyörler silo veya stok yığınlarından yüklendikleri zaman, malzemelerin düzgün olarak verilmesi şarttır. [2] Şekil 1.8'de bir yükleme teknesi görülmektedir.

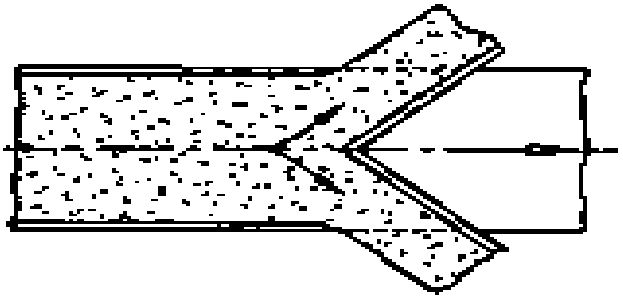


Şekil 1.8: Yükleme teknesi. [2]

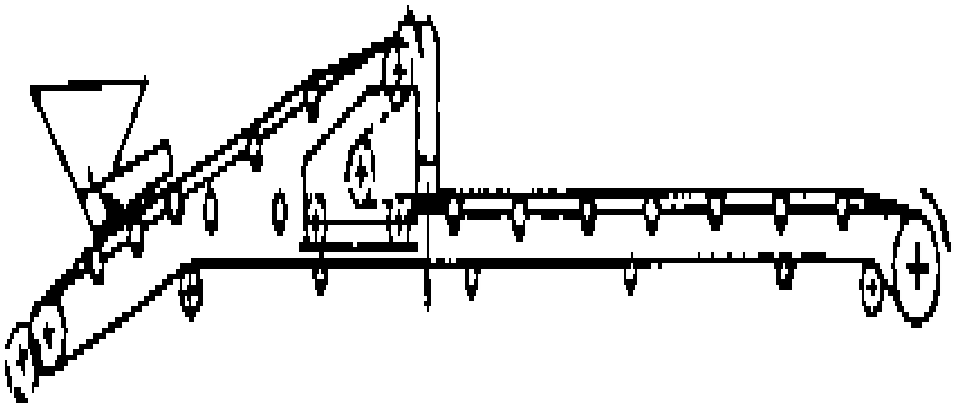
Boşaltma teknesi: Konveyörle iletilen malzemenin iletim yerinde banttan boşaltılması gerekmektedir. Bunun için boşaltma teknesi kullanılır. Bu tekneler sıyırıcı şeklinde olabildiği gibi, boşaltma arabaları ve boşaltma olukları şeklinde de olabilir. [2] Şekil 1.9, 1.10, 1.11, 1.12 ve 1.13'te çeşitli örnekler gösterilmektedir.



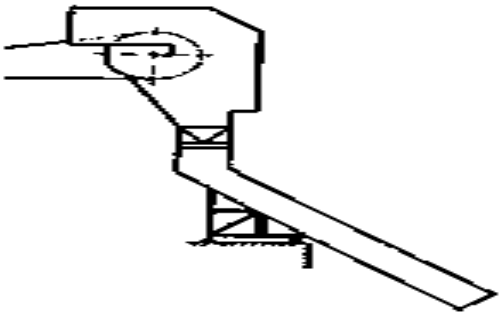
Şekil 1.9: Düz sıyırıcı ile boşaltma. [2]



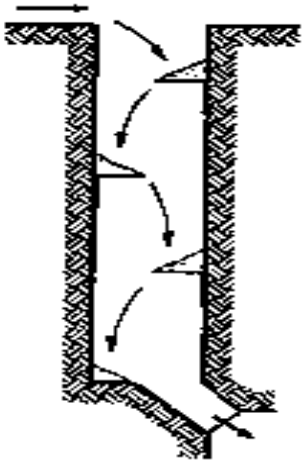
Şekil 1.10: Ok sıyırıcı ile boşaltma. [2]



Şekil 1.11: Boşaltma arabası ile boşaltma. [2]



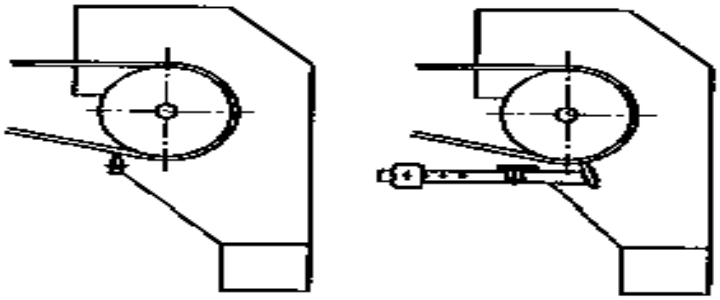
Şekil 1.12: Döner oluk ile boşaltma. [2]



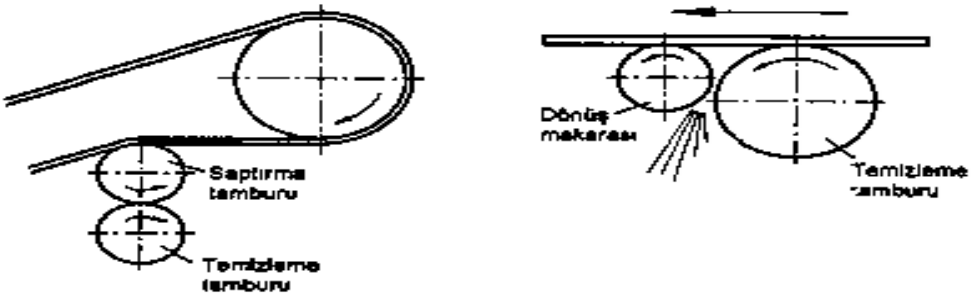
Şekil 1.13: Raflı oluk ile boşaltma. [2]

Temizleme düzeni: Bandın taşıdığı malzeme ıslak ve yapışkan türde malzeme ise bunun banda yapışarak dönüş kolunda devam etmesi, bu yol üzerinde bulunan tambur, makara ve hatta çalıştırma tertibatına zararlı olacağı aşikardır. Ayrıca bandın malzeme

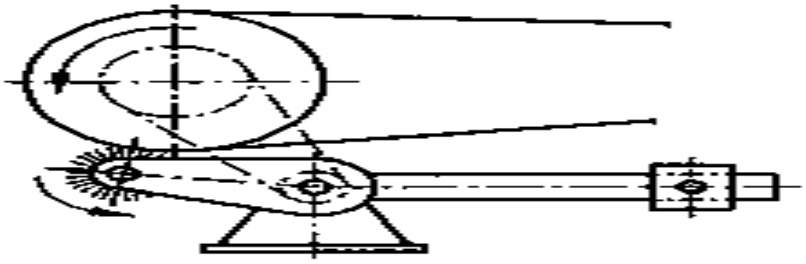
taşımayan yüzüne malzeme dökülmesi halinde, gergin olan bant nedeniyle malzemenin, tambur ve makaralarda aşınma meydana getireceği açıktır. Dökülen bu malzemenin bant ile tambur ve özellikle taşıyıcı makaralarla temasının önlenmesi gerekmektedir. Bu nedenle aşındırıcı malzeme iletiminde, taşıyıcı makara gruplarının alt kısmına banttan daha geniş bir sac plaka döşenerek bant kenarlarından dökülen malzemenin dönüş koluna düşmesi önlenmelidir. [2] Şekil 1.14, 1.15 ve 1.16'da bazı temizleme tertibatları görülmektedir.



Şekil 1.14: Bandın silgi tertibatıyla temizlenmesi. [2]



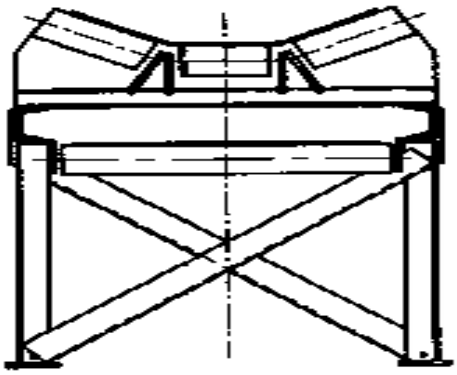
Şekil 1.15: Bandın döner tamburlu temizleme tertibatıyla temizlenmesi. [2]



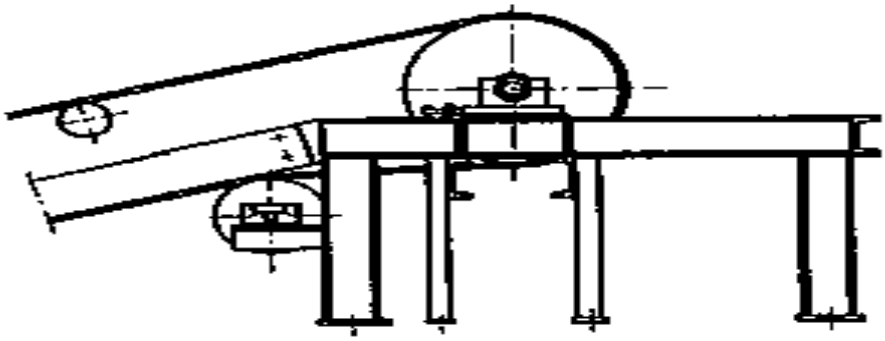
Şekil 1.16: Bandın döner fırçalı temizleme tertibatıyla temizlenmesi. [2]

Şasi: Konveyörün taşıyıcı ve dönüş makara grupları ile tamburları ve güç mekanizması bir şasi üzerine yerleştirilir. Devamlı çalışan konveyörlerde şasi tasarımı yapılırken hadde profillerinin kullanılması uygundur. Taşınabilir konveyörlerde ise

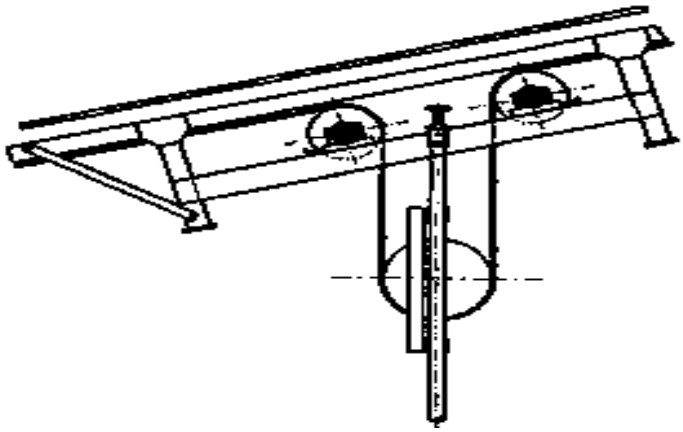
hafif profillerden veya borudan yapılmış şasiler tercih edilmelidir. [2] Şekil 1.17, 1.18 ve 1.19'da çeşitli şasi kısımları görülmektedir.



Şekil 1.17: Orta şasi enine kesiti. [2]



Şekil 1.18: Baş taraf şasisi. [2]



Şekil 1.19: Ağırlıklı gergi için şasi tasarımı. [2]

1.6 Literatür Özeti

Konveyör genel tasarımı için hazırlanmış standartlar vardır. CEMA standardı [4] ve DIN standardı [5] bunlardan başlıcalarıdır. Yine farklı standartlardan derlenmiş olan

Türk Standartları da bu amaçla hazırlanmıştır. Genel amaçlar için kauçuk veya plastik kaplanmış tekstil karkaslı konveyör bantlarının özelliklerini anlatan standart [6], tekstil bantlarının mukavemet özelliklerinin bulunmasını deneysel olarak anlatan standart [7], madenlerde kullanılacak konveyör bantların özelliklerini anlatan standart [8], konveyör gerdirme tertibatlarını anlatan standart [9] ve konveyör bant kaplama özelliklerini anlatan standart [10], bantlı konveyörlerle alakalı Türk Standartları'na örnek olarak verilebilir.

Bu standartların yanında, konveyör hesap esaslarını içeren çok sayıda kitap basılmıştır. [1,2,3,11]

Konveyörlerle malzeme taşınımı konusu farklı yöntemlerle teorik olarak bir çok kez incelenmiştir. Konveyör bandının dinamik karakteristiklerini bulmayı amaçlayan bu çalışmalar genel olarak sonlu elemanlar yöntemini kullanmakla beraber [12,13], ayrık elemanlar yöntemini baz alan çalışmalar da mevcuttur [14].

Konveyör bandının karakteristiklerini bulmayı amaçlayan çalışmalar haricinde tamburlar ve şaftlar üzerine yapılmış olan çalışmalar da mevcuttur. Jones [15], kaynaklı konveyör tamburlarının farklı ölçüleri için yorulma ömürlerini tayin etmiştir. Affolter, Piskoty, Koller, Zgraggen ve Rütti [16], 2.6 km uzunluğundaki maden ocağı konveyörünün tamburundaki yorulma üzerine bir çalışmada bulunmuşlardır. Bunun için tamburu sonlu elemanlar yöntemi kullanan ABAQUS programında modellemişlerdir. Zyl ve Al-Sahli [17], konveyör tamburunun motor mili için deneysel yöntemle ve sonlu elemanlar metodu kullanarak çeşitli çalışmalar yapmış, kırılma mekanizmalarını incelemişlerdir. Rao, Suresh ve Priyadarshini [18] ise sonlu elemanlar yöntemi kullanarak, konveyör tamburu ve mili için alternatif dizayn önerisinde bulunmuşlardır.

2. KONVEYÖR HESABI

2.1 Bant Genişliği Tayini

Dökme yükler taşındığında, bant genişliğini konveyörün kapasitesi ve nakledilen malzemenin boyutu belirler. Parça mal taşınması durumunda ise bu genişliği parçaların sayısı ve dıştan dışa ölçüleri belirler. Düz taşıyıcı rulolarla desteklenen bir bant üzerinde, serbest akışlı bir malzemenin bir ikizkenar üçgen biçimini alacağı kabul edilir. Bant kenarlarından saçılmayı önlemek için üçgenin tabanı, B bant genişliği ve φ ise yükün statik sevk açısı olmak üzere b=0.8B ve üçgenin taban açısı φ_1=0.35φ alınır. [11]

Eğimli bir konveyörde yükün muhtemel saçılmalarını önlemek tanımlamak için C_1 düzeltme katsayısı hesaba katılır. Bu katsayı konveyör eğimine bağlıdır. Bir düz bant üzerindeki yükün enine kesit alanı:

$$F_1 = \frac{bh}{2} C_1 = \frac{0.8B0.4BC_1 \tan\varphi_1}{2} = 0.16B^2 C_1 \tan(0.35\varphi) \qquad \textbf{(2.1)}$$

Bir oluklu taşıyıcı rulo takımı tarafından desteklenen bir bant üzerindeki yükün enine kesitinin F alanı, F_1 ve F_2 üçgenlerinin alanlarının toplamına eşittir. Yan ruloların eğim açısı 20° ve orta ruloların uzunluğu $P_o \approx 0.4B$ ise toplam alan:

$$F = F_1 + F_2 = 0.16B^2 C_1 \tan\varphi + 0.0435B.B = B^2(0.16C_1 \tan(0.35\varphi) + 0.0435) \qquad \textbf{(2.2)}$$

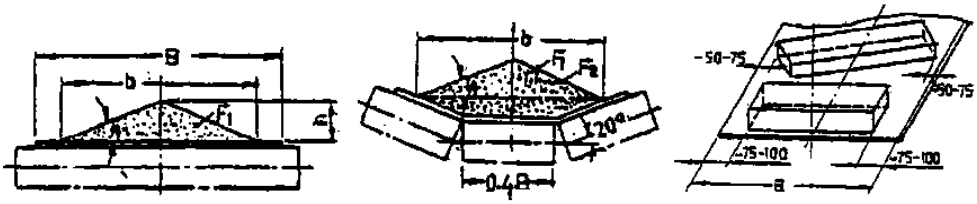
a) düz taşıyıcı ruloların desteklediği bant için debi;

$$Q_d = 3600F_1 V\gamma = 576B^2 C_1 \gamma V \tan(0.35\varphi) \text{ [t/saat]} \qquad \textbf{(2.3)}$$

ve bant genişliği:

$$B_d = \sqrt{\frac{Q_d}{576C_1 \gamma V \tan(0.35\varphi)}} \text{ [m]} \qquad \textbf{(2.4)}$$

ile hesaplanır.



(a) Tek Rulolu (b) Üç Rulolu (c) Parça Mal Taşıyan

Şekil 2.1: Konveyörler. [11]

b)oluklu bir taşıyıcı rulo takımının desteklediği bant için;

$$Q_o = 3600FV\gamma = 160B_o^{\,2}\gamma V[3.6C_1 \tan(0.35\varphi)+1] \text{ [t/saat]} \qquad \textbf{(2.5)}$$

Bant genişliği,

$$B_o = \sqrt{\frac{Q_o}{160V\gamma[3.6C_1 \tan(0.35\varphi)+1]}} \text{ [m]} \qquad \textbf{(2.6)}$$

ile hesaplanır.

Kaba bir yaklaşım için φ≈45° alınabilir. C_1 katsayısının değeri ise konveyörün θ eğim açısına göre verilmektedir; [11]

Çizelge 2.1, θ açısına göre C_1 katsayısının değerini göstermektedir.

Çizelge 2.1: θ açısına göre C_1 katsayısının değerleri. [11]

θ	0-10°	10-15°	15-20°	>20°
C_1	1	0.95	0.90	0.85

C_1 katsayısı genellikle çıkış açısının değerine göre seçilir.

Bazı malzeme özellikleri çizelgede görülmektedir;

Çizelge 2.2, bazı önemli yığın malzemelerin, yığın yoğunluğu, maksimum eğim açısı, yığın açısı (durağan ve hareketli), kayma direnç katsayısı ve tane büyüklüğü gibi özelliklerini vermektedir.

Çizelge 2.2: Bazı önemli yığın malların özellikleri. [1]

Yığın Mal	Yığın Yoğunluğu t/m^3	Maksimum Eğim Açısı	Yığın Açısı (Durağan)	Yığın Açısı (Hareketli)	Kayma Direnç Katsayısı	Tane Büyüklüğüa (mm)
Kül ve cürüf	0.7	18	50	25	3	80
Linyit kömürü	0.7	15-20	50	35	2.15	80
Demir hematit	3.2	18-20	50	35	2.15	60
Mineral	2.4	18-20	40	30	2.15	60
Hafif mineraller	2.04	15-18	35	25	2.15	60
Yulaf, arpa	0.62	14	35	25	1.85	8
Grafit	2.05	15-18	35	25	1.85	<0.5
Pişmiş kireç	1.2	15-20	35	15	2.15	30
Kuru kireç	0.5	15-18	50	15	1.85	0.2
Patates	0.7	12	25	15	1.85	60
Çakıl	1.47	18-20	45	30	3	30
Kok kömürü	0.49	15-18	50	30	3	80
İletim kömürü	0.83	17-20	45	20	2.15	160
Elenmiş kömür	0.9	15	40	20	1.85	80
Kil, balçık	1.8	15-20	45	25	1.85	1
Un	0.91	12-15	55	35	1.85	<0.5
Marn	2.15	15-18	45	30	2.15	5
Harç	1.7	12-15	45	20	3	2
Mısır, çavdar	0.735	15	35	15	1.85	6
Pirinç	1.8	12-15	45	20	3	2
Kum	0,21	20-30	40	0	2.80	2
Ağaç talaşı	0.79	15	35	25	1.85	8
Buğday	1.47	10-12	50	35	1.85	<0.5

Bant hızı;

İletim bandının hızı, taşınan malzemenin özelliklerine, istenilen kapasiteye ve bant kuvvetlerine bağlı olarak seçilmelidir. Yükleme ve boşaltma noktalarında tozutmayı önlemek bakımından, tozlu malzeme, düşük hızla iletilmelidir. Ayrıca kırılgan malzemelerin iletiminde de, ufalanmayı önlemek bakımından, bant hızının düşük seçilmesi gerekmektedir. Ağır ve keskin kenarlı malzemeler orta hızlarda iletilir. [2] Bantlı konveyörler için önerilen iletim hızları, bant genişliği ve malzeme türüne bağlı olarak verilmiştir:

Çizelge 2.3, bantlı konveyörler için önerilen iletim hızlarını, bant genişliği ve malzeme türüne bağlı olarak göstermektedir.

Çizelge 2.3: Bantlı konveyörler için, bant genişliği ve malzeme türüne göre bant hızları. [2]

Bant Genişliği (mm)	Buğday ve kuru kum gibi hafif ve serbest akabilen malzeme	Çakıl, ince taş, kömür gibi elenmiş veya orta derecede serbest akan malzeme	Tuvenan kömür, kaba kırılmış taş veya cevher gibi parçalı ve orta derecede ağır veya aşındırıcı malzeme	Taş kömürü, sert cevher vb. ağır, keskin köşeli veya çok aşındırıcı malzeme
300-350	2	1.25	-	-
400-450	2.50	1.50	1.25	-
500-650	3	2	1.75-2.00	1.25
750-900	3.75	2.50	2.00-2.25	1.50
1000-2000	4.25	2.75-3	2.25-2.5	1.75

Hesaplanan bant genişliği ile standart bant genişliklerinden uygun olanı seçilir;

Çizelge 2.4, standart bant genişliklerini göstermektedir.

Çizelge 2.4: Standart bant genişlikleri. [2]

DIN22102	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
TS5477	-	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	-	-	-

2.2 Debi Kontrolü

Malzemenin bant kenarlarından dökülmemesi için bir kenar payı bırakılmalıdır. Bu kenar payı TS3964 ISO5048'e göre bandın her bir yanında (0.05*B*-0.025*B* arasında) (m) olmalıdır. Buna göre malzeme taşınan bant genişliği;

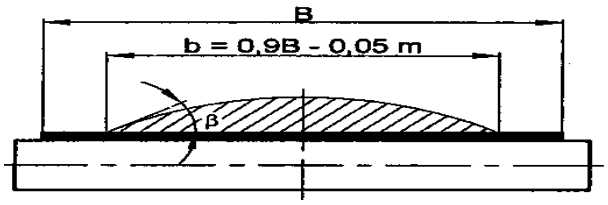
$$b=(0.9B-0.05)\ [\text{m}] \qquad \textbf{(2.7)}$$

alınmalıdır. 2000 mm'den geniş bantlarda bu büyüklük,

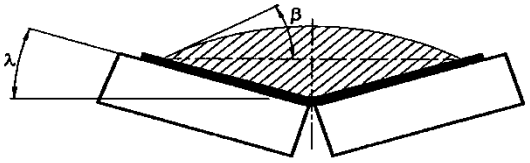
$$b=B-0.25\ [\text{m}] \qquad \textbf{(2.8)}$$

olarak önerilmektedir.

Şekil 2.2, düz bandın hareket yönüne dik kesidindeki malzeme yayılışını, şekil 2.3 ise ikili makara grubunda malzeme yayılışını göstermektedir.



Şekil 2.2: Düz bandın hareket yönüne dik kesitte malzeme yayılışı. [2]



Şekil 2.3: İkili makara grubunda malzeme yayılışı. [2]

Malzemenin bant üzerinde parabolik bir şekil aldığı düşünülürse, düz bir bantta malzeme kesit alanı için;

$$A = \frac{2}{3}bh \tag{2.9}$$

Eşitliği yazılır. Burada b=0.9B-0.05 ve h=b/10 alınabilir. Böylece

$$A = \frac{1}{15}(0.9B - 0.05)^2 \tag{2.10}$$

Olur. Yük kapasitesi için;

$$Q = 3600Av\gamma \text{ [t/saat]} \tag{2.11}$$

Eşitliği göz önüne alındığında,

$$Q = 240v\gamma(0.9B - 0.05)^2 \text{ [t/saat]} \tag{2.12}$$

Eşitliği bulunur. Aynı düşünce ile, oluklu 3'lü makara grubu için yük kapasitesi,

$$Q = 440v\gamma(0.9B - 0.05)^2 \text{ [t/saat]} \tag{2.13}$$

Olarak hesaplanabilir. [2]

Bantlı konveyörün taşıma kapasitesinin bir başka şekilde hesaplanması da mümkündür. Ampirik bir şekilde $A \approx K.b^2$ alınabilir. Bu eşitlikte;

a) Düz bantlar için K=0,067,

b) Oluklu 2li makara grubu için,

Çizelge 2.5: Oluk açısına göre *K* değerleri. [2]

λ	15°	20°	25°
K	0.125	0.140	0.151

c) Oluklu 3lü makara grubu için,

Çizelge 2.6: 3'lü makara grubu için oluk açısına göre *K* değerleri. [2]

λ	20°	25°	30°	35°	40°
K	0.130	0.143	0.153	0.162	0.169

Yatay malzeme taşınmasına ait yukarıdaki teorik kapasiteden yararlanılarak eğimli çalışan bir konveyörün kapasitesini bulmak mümkündür. Bunun için eğim açısına bağlı ve indirgeme faktörü adı verilen bir *k* katsayısı kullanılır. Böylece eğimli konveyörün taşıma kapasitesi,

$$Q_{eğimli} = k.Q_{yatay} \text{ [t/saat]} \qquad \textbf{(2.14)}$$

olur. [2] Bu indirgeme faktörü *k*, konveyörün eğimine bağlı olarak aşağıda verilmiştir.

Çizelge 2.7: Eğime bağlı kapasite indirgeme faktörü. [2]

Konveyör eğim açısı φ	k
6°	0.98
8°	0.97
10°	0.95
12°	0.93
14°	0.91
21°	0.78
22°	0.76
23°	0.73
24°	0.71
25°	0.68
26°	0.66
28°	0.61
30°	0.56

2.3 Gerekli Güç Hesabı

Gerekli gücün bulunabilmesi için öncelikle aşağıdaki aşamalar tamamlanmalıdır.

- Bant ağırlığının bulunması

Çizelge 2.8: Yaklaşık bant ağırlığı [daN/m]. [19]

Bant genişliği (mm)	Malzemenin Yığma Özgül Ağırlığı (t/m^3)		
	0.45-1.20	1.2-2.00	2.00-3.00
300	3.1	3.8	3.9
350	3.7	4.5	4.6
400	4.2	5.2	5.3
450	4.6	6.0	6.1
500	5.2	6.7	6.8
550	5.7	7.8	8.0
600	6.2	8.5	9.2
650	6.6	9.0	9.8
700	7.3	9.5	10.6
750	7.6	10.3	11.6
800	12.0	12.5	15.0
900	13.4	14.0	17.0
1000	15.0	16.0	19.2
1400	22.5	25.5	29.2
1600	27.6	30.3	33.5
1800	30.0	36.0	38.0
2000	33.0	40.0	42.0

Bant genişliği, malzeme yığma özgül ağırlığı için seçim yapılır.

- Taşıyıcı ve dönüş makaraları temel büyüklükleri tayini

Çizelge 2.9: Taşıyıcı ve dönüş makaraları temel büyüklükleri. [19]

Bant Genişliği B (mm)	Makara Çapı D (mm)	Üçlü grup		İkili grup		Dönüş makarası	
		L	G_T	L	G_T	L	G_T
300	89	125	6.1	200	5.0	380	4.6
	108	125	7.0	200	6.5	380	5.8
400	89	160	8.3	250	6.0	500	5.4
	108	160	8.4	250	7.6	500	6.7
500	89	200	7.5	315	7.2	600	6.4
	108	200	9.8	315	9.2	600	7.8
650	89	250	9.0	-	-	750	8.0
	108	250	11.4	-	-	750	9.6
	133	250	15.8	-	-	750	12.7
800	108	315	13.8	-	-	950	12.0
	133	315	18.6	-	-	950	16.0
1000	133	380	21.6	-	-	1150	19.0
1200	133	465	25.4	-	-	1400	23.0
1400	133	530	28.3	-	-	1600	26.0

Bant genişliğine göre tayin yapılır.

- Hareketli elemanların birim ağırlığı

$$G_1 = 2G_B + \frac{G_T}{L_T} + \frac{G_D}{L_D} \qquad \textbf{(2.15)}$$

Formülü yardımıyla hesaplanır. Buradaki L_T ve L_D çizelgeden seçilir.

Çizelge 2.10: Taşıyıcı ve dönüş makara grupları arasında öngörülen aralıklar. [19]

Bant Genişliği (mm)	L_T (mm) Malzemenin özgül ağırlığı (t/m^3)						Dönüş Makarası L_D (mm)
	0.5	0.8	1.2	1.6	2.0	2.4	
300-400	1600	1500	1500	1500	1400	1400	3000
450-550	1600	1500	1400	1400	1400	1400	3000
600-700	1500	1500	1400	1400	1200	1200	3000
750-850	1500	1400	1200	1200	1000	1000	3000
900	1400	1400	1200	1200	1000	1000	3000
1000	1400	1400	1200	1000	1000	900	2700
1200	1200	1200	1000	1000	900	900	2700
1400	1200	1200	1000	1000	900	900	2700
1600-1800	1200	1000	1000	900	900	900	2500
2000	1200	1000	1000	900	900	900	2500

- Eş değer konveyör uzunluğu hesaplanır.

$$L_{eş} = L + 45 \qquad \textbf{(2.16)}$$

Bu aşamalardan sonra gerekli güç hesabına başlanır.

2.3.1 Boşta çalıştırmak için gerekli güç (P_1)

Konveyörler boşta çalıştıkları zaman hareket düzeninden aşağıdaki kayıpları karşılayacak gücü çekerler. Bu kayıplar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Tambur ve makaralardaki sürtünme kayıpları,
- Bandın oluklaşması, tambur ve makaralara sarılması esnasında sürekli olarak meydana gelen şekil değiştirme sonucu oluşan kayıplar,
- Tambur ve makaraların çeşitli imalat, montaj, işletme ve bakım hataları sebebiyle kasması sonucu artan sürtünme kayıpları,

- Bandın konveyörün sabit kısımlarına sürtünmesinden ileri gelen kayıplar.

$$P_1 = \frac{f_1 G_1 L_{eş} v}{75} \text{ [BG]} \quad \textbf{(2.17)}$$

f_1 sürtünme katsayısı ile ilgili bir büyüklük olup, değeri 0.015 ila 0.04 arasında alınabilir. [2]

2.3.2 Malzemeyi yatay iletmek için gerekli güç (P_2)

$$P_2 = \frac{f_2 Q L_{eş}}{270} \text{ [BG]} \quad \textbf{(2.18)}$$

f_2=0.02-0.04 arasında alınabilir. [2]

$$Q_{hesap} = \frac{Q}{k}, \; k \text{ çizelge 2.7'den alınır.} \quad \textbf{(2.19)}$$

2.3.3 Malzemeyi düşey iletmek için gerekli güç (P_3)

Malzemeyi düşey olarak H metre yükseltmek veya indirmek için gerekli güç,

$$P_3 = \pm \frac{QH}{270} \text{ [BG]} \quad \textbf{(2.20)}$$

ile bulunur. Malzemenin yukarı çıkarılması konumunda (+) aşağıya indirilmesi konumunda ise, (–)işareti göz önüne alınmalıdır. [2]

2.3.4 Malzemeyi ivmelendirmek için gerekli güç (P_4)

Oluk ve besleyicilerden banta yüklenen malzemenin hızı genellikle bant hızından düşüktür. Düşük hızdaki bu malzemeyi bantın hızına yükseltmek için ek bir güce ihtiyaç vardır. [2]

$$P_4 = \frac{Q(v^2 - v_m{}^2)}{2650} \text{ [BG]} \quad \textbf{(2.21)}$$

Genellikle ihmal edilir.

2.3.5 Diğer güç kayıpları (P_5)

- Bant tarafından hareket ettirilen boşaltma arabaları,
- Bağımsız hareketli boşaltma arabaları,
- Yükleme tekneleri veya yan kılavuz levhaları,
- Sıyırıcılar,
- Temizleme tertibatı,

Şeklinde sıralanabilir. [2]

Bunlardan en önemlisi bant tarafından hareket ettirilen boşaltma arabalarına harcananı olup bu güç kaybı bant genişliğine bağlı olarak çizelgede verilmiştir.

Çizelge 2.11: Bant tarafından hareket ettirilen boşaltma arabaları için gereken güç. [2]

Bant genişliği (mm)	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
Gerekli güç (BG)	1	1.5	1.9	2.5	3.5	5.0	6.0	8.0

2.3.6 Hareket tamburuna toplam gerekli güç (P)

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 \ \text{[BG]} \qquad \textbf{(2.22)}$$

Denklemiyle hesaplanır.

Ancak ortamda kirlilik ve çalışma şartlarından kaynaklanan olumsuzluklar varsa P_1 ve P_2 güçleri %60-%80 arasında arttırılır. [2]

2.3.7 Gerekli motor gücü

Konveyörü çalıştıran motorun gücünün hareket tamburu miline iletilmesinde oluşan kayıplar göz önüne alınarak gerekli motor gücü bulunur. Elekrik motoru ile çalıştırılma durumunda ilk hareket kolaylığı bakımından bu güç %10-%40 arttırılmalıdır. Verim (η), 0,80-0,96 olmak üzere motor gücü;

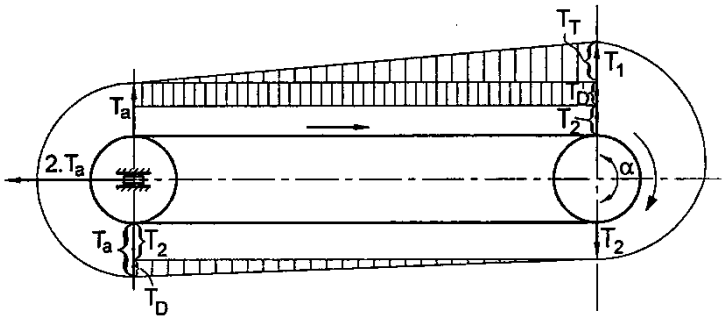
$$P_m = (1.1 \div 1.4)\frac{P}{\eta} \ \text{[BG]} \qquad \textbf{(2.23)}$$

Denklemiyle hesaplanır. [2]

2.4 Tahrik Düzeni ve Sürtünme Kuvvetleri

2.4.1 Düz çalıştırma

Genellikle küçük konveyörlerde uygulanan bu sistemde hareket kaynağı ön tarafta bazen de arkada bulunur. Düz çalıştırma sistemi uygulanan yatay konveyörlerde T_1 ve T_2 gergi kuvvetlerini temin etmek için banta bir öngerilme verilmesi gerekmektedir. [2] Şekil 2.4'te yatay bir konveyörde bant çevresi boyunca banttaki gergi kuvvetlerinin değişimi görülmektedir.



Şekil 2.4: Yatay bir konveyörde bant çevresi boyunca banttaki gergi kuvvetlerinin değişimi. [2]

Dönüş makaralarındaki sürtünme kuvveti,

$$T_D = \mu_1 \left(G_B + \frac{G_D}{L_D} \right) L_{eş} \text{ [N]} \tag{2.24}$$

ve taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti,

$$T_T = \mu_2 \left(G_B + \frac{G_T}{L_T} + \frac{Q}{3.6V} \right) L_{eş} \text{ [N]} \tag{2.25}$$

μ_1=0.02 ile 0.025

μ_2=0.025 ile 0.03 arasında alınabilir. [2]

Banta gerekli ön germeyi vermek için kuyruk tamburu bir kızak üzerine oturtulur ve vidalı veya ağırlıklı bir germe tertibatı kullanılırsa gereken ağırlık,

$$G_G = 2(T_2 + T_D) = 2T_a \text{ [N]} \tag{2.26}$$

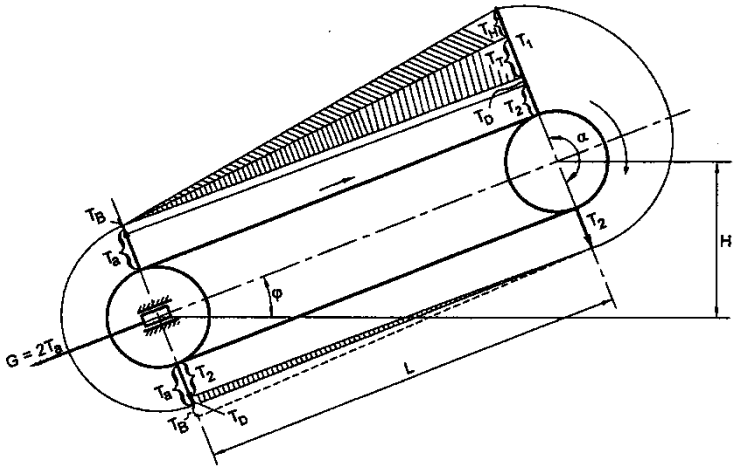
olmalıdır. [2]

Hareket tamburuna yakın konumlandırılırsa,

$$G_G = 2T_2 \text{ [N]} \tag{2.27}$$

olur.

Eğimli malzeme iletiminde kullanılan konveyörlerdeki bant germe kuvvetlerinin yayılışı şekil 2.5'teki gibidir.



Şekil 2.5: Eğimli konveyörlerde bant germe kuvvetlerinin yayılışı. [2]

Bu durumda yatay malzeme iletiminden farklı olarak malzemenin düşey hareketini temin etmek için banttaki ek gergi kuvveti ve eğimden doğan bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni de göz önüne alınmalıdır. [2]

Kuyruk tamburundaki gergi kuvveti,

$$T_a = T_2 + T_D - T_B \text{ [N]} \tag{2.28}$$

olur. Burada,

$$T_D = \mu_1 \left(G_B \cos\varphi + \frac{G_D}{L_D} \right) L_{eş} \text{ [N]} \tag{2.29}$$

ve bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni,

$$T_B = G_B Sin\varphi L_{eş} \text{ [N]} \tag{2.30}$$

olarak bulunur. Kuyruk tamburundaki gergi kuvveti sarılma açısı boyunca sabit kalır. Ön tamburdaki germe kuvveti, T_a değerinden itibaren, taşıyıcı makaralar nedeniyle doğrusal olarak T_1 kuvvetine artar. T_1 germe kuvveti, T_a kuvvetine ek olarak bant boyunca bileşeni T_B taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti T_T ve malzemeyi düşey iletmek için gerekli T_H germe kuvvetlerinin toplamında oluşur. [2] Bu büyüklük formüle edilirse;

$$T_1 = (T_2 + T_D - T_B) + T_T + T_H + T_B \tag{2.31}$$

$$T_1 = T_2 + T_D + T_T + T_H \tag{2.32}$$

olur. Burada,

$$T_T = \mu_2 \left(\left(G_B + \frac{Q}{3.6V} \right) \cos\varphi + \frac{G_T}{L_T} \right) L_{eş} \tag{2.33}$$

$$T_H = \frac{Q}{3.6V} L \sin\varphi = \frac{Q}{3.6V} H \tag{2.34}$$

Gergi tamburu kuyruk tamburunda olduğu takdirde gerekli ağırlık,

$$G_G = 2T_a = 2(T_2 + T_D - T_B) \tag{2.35}$$

olur.

Gergi tamburu ön ve arka tamburlar arasında bir yerde ise hareket tamburundan gergş tertibatına kadar olan kısımdaki sürtünme kuvvetleri ve bant ağırlığı bileşenleri göz önüne alınmalıdır. [2]

2.4.2 Saptırma tamburlu çalıştırma

Tamburdaki döndürme gücü,

$$P = \frac{T_E v}{75} \tag{2.36}$$

eşitliğinde,

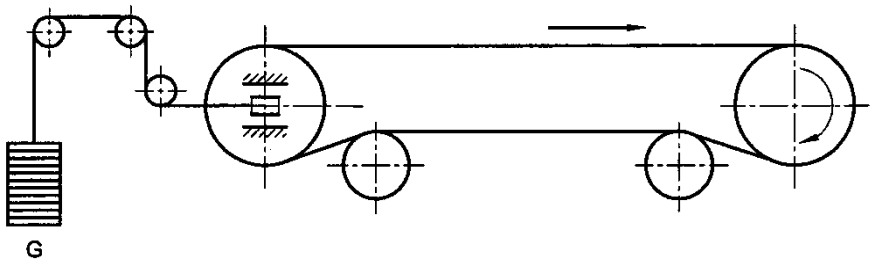
$$T_E = T_1 - T_2 \text{ ve } \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \quad \textbf{(2.37)}$$

bağıntıları yerine yazılarak, T_1 e göre düzenleme yapılırsa,

$$T_1 = \frac{75P}{v} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad \textbf{(2.38)}$$

yazılır.

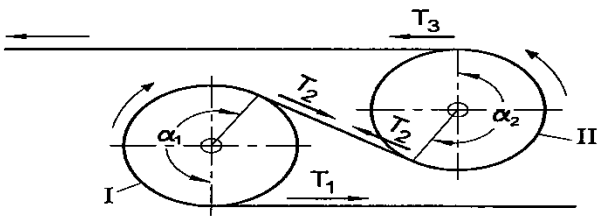
Küçük konveyörlerde tek saptırma kasnağıyla sarım açısı α, 210-220°'ye kadar çıkartılabilir. Konveyörde saptırma kasnağı baş ve kuyruk tamburlarında birlikte kullanılırsa (çift saptırma kasnağı) sarım açılarının bir miktar daha arttırılması mümkündür. (Şekil 2.6) Bu durumda baş ve kuyruk tamburları daha büyük çaplı, buna karşılık saptırma tamburları daha küçük çaplı seçilerek sarım açısı 260-270°'ye kadar çıkartılabilir. [2]



Şekil 2.6: Çift saptırma tamburlu çalışma düzeni. [2]

2.4.3 Çift tamburlu çalıştırma

Çok yüksek kapasiteli geniş konveyörlerde ya tek motor ve çift dişli mekanizması ile çalıştırılan çift hareket tamburu vardır veya her iki hareket tamburu da bağımsız iki elektrik motoru ile çalıştırılır. Böylece 420-500°'ye varan toplam sarım açıları elde edilir. [2] Şekil 2.7'de çift tamburlu çalıştırma düzenine bir örnek gösterilmektedir.



Şekil 2.7: Çift tamburlu çalışma düzeni ve gergi kuvvetleri. [2]

Şekil 2.7'ye göre,

$$T_1 = e^{\mu\alpha} T_2 \tag{2.39}$$

ve tamburdaki faydalı kuvvet,

$$T_{E1} = T_1 - T_2 = T_1 \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_1}} \tag{2.40}$$

olur. II numaralı hareket tamburunda ise,

$$T_2 = e^{\mu\alpha_2} T_3 \tag{2.41}$$

Bu durumda faydalı kuvvet için,

$$T_{E2} = T_2 - T_3 = T_2 \frac{e^{\mu\alpha_2} - 1}{e^{\mu\alpha_2}} \tag{2.42}$$

yazılır. T_{E1} ve T_{E2} etken çekme kuvvetleri I ve II numaralı tamburların güçleri ile orantılıdır. Yani,

$$\frac{T_{E1}}{T_{E2}} = \frac{P_1}{P_2} \tag{2.43}$$

yazılabilir. Böylece,

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\alpha_2} \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_2} - 1} \tag{2.44}$$

elde edilir. Her iki hareket tamburundaki sarım açıları eşit ise $\alpha_1=\alpha_2=\alpha$ olacağından,

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\alpha} \tag{2.45}$$

olacaktır. Eşitliğinden de anlaşılacağı üzere birinci hareket tamburunun çekme gücü ikinciye nazaran daha fazladır.

Çift tamburlu çalıştırmada tamburla bant arasındaki kaymayı önlemek için ikinci tambur biraz daha küçük çaplı yapılmalıdır. [2]

2.5 Bant Karkasının Seçimi

Banttaki çekme kuvveti genellikle bantın hareket tamburuna sarıldığı uçta en büyük değerdedir. Hareket tamburundaki güç belli ise bant kuvveti,

$$T_E = \frac{Pv}{75} \tag{2.46}$$

$$T_1 = T_E \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \tag{2.47}$$

Eşitlikleri yardımıyla bulunabilir. [2] İşletme esnasında bir konveyör bandı:

- Malzemeyi hareket ettirmek için gerekli çekme kuvveti
- Bandın tamburlar ve makaralar üzerinden geçerken eğilmesi
- Bandın yanal yönde oluklaşmasından ileri gelen eğilmesi
- Bandın yanal yönde oluklaşmasından ileri gelen eğilmesi
- Bandın makaralar ve tambur üzerinden geçerken oluşan santrifüj kuvvet gibi etkiler altında kalır. [2]

Bandın santrifüj etkisiyle makaralar ve tambur üzerindeki eğilme etkisi ihmal edilecek kadar azdır. Bant hesabında yükün sadece karkas tarafından taşındığı, elastik modülü düşük olan lastiğin ise yük taşımadığı ve karkası sadece dış etkilere karşı koruduğu kabul edilir. Banttaki eğilme zorlanmaları da, çekme zorlanmasının yanında ihmal edilecek büyüklükte olduğundan bant sadece çekme kuvvetine göre hesaplanır, diğer zorlanmalar ise bir emniyet katsayısı içinde düşünülür. [2]

Çizelge 2.12, bantlardaki emniyet katsayısını, tabaka sayılarına göre vermektedir.

Çizelge 2.12: Bantlarda emniyet katsayısı. [2]

Tabaka (kat) sayısı (z)	3-5	6-9	10-14
Emniyet katsayısı (S)	11	12	13

Bandın hem enine hem boyuna doğrultuda eğilme rijitliği nedeniyle mümkün mertebe 6 kattan fazla seçilmemesi uygundur. [2]

Bantlı konveyörlerde emniyet katsayısı seçilirken konveyörün uzunluğu da göz önünde bulundurulur. 100 metre aks mesafeli bantlarda emniyet katsayısı en az 10 alınmakla birlikte 500 metrenin üstündeki aks mesafelerinde daha büyük değerler seçilmelidir. [2]

Banttaki en büyük çekme kuvveti T_1 için birim bant genişliğinde oluşan çekme zorlanması,

$$K = \frac{T_1}{B} \qquad \textbf{(2.48)}$$

Olarak bilindiği takdirde emniyetli bant gerilmesi K_{em}=S.K değeri bulunur. Bu emniyetli gerilme değeri için seçilebilecek bant türü çizelge 2.13'te verilmiştir.

Çizelge 2.13: Bantların emniyetli kopma dayanımlarına göre kullanım alanları. [2]

Bandın emniyetli kopma dayanıı K_{em} (daN/cm)	Doku malzemesi				
	B	Z	R/RP	E/EP/EZ	Fe
40	X				
50	X				
63	X				
80	X				
100	X	X			
125	X	X			
160	X	X			
200	X	X			
250	X	X			
315	X	X			
400	X	X			
500	X	X			
630	X	X			
800		X	X	X	X
1000			X	X	X
1250			X	X	X
1600			X	X	X
2000			X	X	X
3150			X	X	X
4000			X	X	X
5000					X
6300					X

Konveyörde kullanılacak bandın kat sayısını bulmak için seçilen bandın kopma dayanımı K_1 esas alınmalıdır. Yani banttaki gerilme,

$$SK = zK_1 = K_{em} \tag{2.49}$$

eşitliğine uymalıdır. Buradan banttaki kat sayısı,

$$z = \frac{SK}{K_1} = \frac{K_{em}}{K_1} \tag{2.50}$$

eşitliği ile tespit edilir.

Tekstil bantlar çizelge 2.14, çelik kortlu bantlar çizelge 2.15'te verilmiştir.

Çizelge 2.14: Tekstil bantların kopma dayanımı. K_1 (daN/cm- her kat için) [2]

Bant Genişliği (mm)	Boyuna (çözgü)	Enine (atkı)
Pamuklu		
B25	25	10
B50	50	20
B63	63	25
B80	80	32
Viskonlu		
Z60	60	32
Z80	80	35
Z100	100	40
Z125	125	50
Rayon		
R80	80	48
R110	110	55
R120	120	60
R160	160	80
Polyamid		
EP100	100	40
EP125	125	50
EP160	160	65
EP200	200	80
EP250	250	80
EP315	315	80
EP400	400	100
EP500	500	100
EP630	630	120
Çelik kordlu		
Fe500	500	
Fe600	600	
Fe700	700	
Fe800	800	
Fe900	900	
Fe1000	1000	
Fe1200	1200	
Fe1600	1600	
Fe2000	2000	
Fe2500	2500	
Fe3150	3150	
Fe4000	4000	
Fe5000	5000	

Ayrıca çizelge 2.15'e göre kaplama kalınlıkları belirlenmelidir.

Çizelge 2.15: Çelik kortlu bantların özellikleri. [2]

Tip	Standart kort çapı (mm)	Bant kalınlığı (mm)	Bant ağırlığı (daN/m^2)	Kopma mukavemeti (daN/cm)	Emniyetli çekme dayanımı (daN/cm)
Fe500	2.5	12.5	16.0	500	71.5
Fe600	2.5	12.5	16.4	600	85.5
Fe700	3.0	13.0	17.5	700	100.0
Fe800	3.0	13.0	17.9	800	114.0
Fe900	3.3	13.3	18.5	900	128.0
Fe1000	3.7	13.7	19.6	1000	143.0
Fe1250	4.3	14.3	21.2	1250	179.0
Fe1600	4.6	14.6	22.9	1600	229.0
Fe2000	5.9	17.9	27.6	2000	285.0
Fe2500	7.4	19.4	31.2	2500	357.0
Fe3150	8.0	20.0	34.7	3150	450.0
Fe4000	10.5	23.4	42.5	4000	571.0
Fe5000	10.5	24.5	47.5	5000	714.0
Fe6000	11.5	25.5	53.1	6000	857.0

Çizelge 2.16: Önerilen kaplama kalınlıkları. [2]

Malzeme	Açıklama	Üst kaplama kalınlığı (mm)	Alt kaplama kalınlığı (mm)
Yığma malzeme			
Hafif	Ağaç talaşı, baca tozu, çok ince kömür vb.	2.0	0.8-1.0
Az aşındırıcı	Kum, bitümlü kömür, 75 mm'den küçük taş veya kömür vb.	2.0-3.0	0.8-1.0
Aşındırıcı	Antrasit kömürü, kök, sinter 250 mm'den küçük cevher, kömür veya kireçtaşı	2.5-6.0	1.6-2.0
Ağır ve aşındırıcı	250 mm'den büyük taş, ağır ve keskin kenarlı cevherler, kuvartz vb.	6.0-12.0	2.0
Parça malzeme			
Hafif yükler	Kağıt veya bez torbalar içinde kitap, paket vb.	1.0	1.0
Yumuşak ambalajlı malzeme	Sert kutular içinde 15 daN'a kadar ağırlıkta paket, balya ve torbalar	1.5-3.0	1.0
15 daN'dan ağır parçalar	Kutu, varil ve sepetler	1.5-4.5	1.0-1.5
Ambalajsız malzeme	Makina parçaları, seramik parçalar, makina elemanları vb.	1.5-6.0	1.0-1.5

2.6 Makara Aksı Çapı

Çizelge 2.17'den rulo çapına göre belirlenir.

Çizelge 2.17: Makara aksı çapı.

Makara çapı (mm)	Aks çapı (mm)
100	15
125	20
150	25
175	30

2.7 Karkas Tipine Göre En Az Tambur Çapları

Karkas tipine göre en az tambur çapları çizelge 2.18'e göre seçilir.

Çizelge 2.18: Karkas tipine göre en az tambur çapları. [2]

Kat (tabaka) sayısı (z)	B50-Z100 R70-EP100			Z125 B63-P160 R100-RP150			RP160 B80-P200			RP200-EP250			RP200 EP300		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
2	200	150	150	250	200	150	300	250	200	300	250	200	550	400	350
3	300	250	200	350	300	200	450	350	300	600	500	400	600	500	400
4	400	300	250	450	350	300	600	450	350	600	500	400	700	600	500
5	500	400	350	600	450	350	675	600	450	750	600	500	900	700	600
6	600	450	400	675	500	450	900	675	600	900	750	600	1100	900	700
7	675	600	450	750	675	500	1050	750	675	1050	900	675	1250	1100	800
8	750	675	500	900	750	600	1200	900	675	1200	1000	750	1400	1150	900
9	900	675	600	1050	900	600	1350	1050	900	1350	1050	900	1550	1250	1100
10	1050	750	675	1200	900	675	1500	1200	950	1500	1200	1050	1800	1400	1250
12	1200	900	750	1350	1050	900	1800	1350	1050	1800	1500	1200	2100	1800	1400

2.8 Tahrik Tamburu Genişliği

Bant genişliği 1000 mm'ye kadar olan konveyörlerde, tambur genişliği bant genişliğinden 50 mm fazla, bant genişliği 1000 mm'den fazla ise tambur genişliği bant genişliğinden 75 ile 100 mm fazla alınır. [11]

2.9 Tahrik Tamburu Devir Sayısı

$$n_T = \frac{60v}{\pi D} \qquad \textbf{(2.51)}$$

denkleminden hesaplanır.

2.9.1 Redüktör seçimi

P_m, n_T ve motora takılabilecek mil çapına göre seçilir.

3. İNCELENECEK KONVEYÖRÜN ÖZELLİKLERİ VE PROJELENDİRİLMESİ

3.1 Konveyörün Özellikleri

Çizelge 2.2'den linyit için seçim yapılır. Özellikler çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1: Taşınacak malzeme özellikleri.

Yoğunluk (t/m^3)	Yığın açısı (derece)		Tane büyüklüğü (mm)	Maksimum eğim açısı (derece)
	Statik	Dinamik		
0.7	50	35	80	15-20

3.2 Düz Taşıyıcı Ruloların Desteklediği Bant

3.2.1 Bant genişliği tayini

Taşıma debisi, Q_d =250 [t/h],

Yükün statik şev açısı φ=50^o ,

C_1 , θ eğimine bağlı katsayı ve çizelge 2.1'den 15^o için seçilirse, 0.95 olarak alınabilir. Ancak yapıda bir iniş ve bir yükseliş olduğundan emniyet açısından 0.85 seçilir.

V , orta ağırlıkta kömür gibi malzemeler ve 1000-2000mm bant genişliği için, çizelge 2.3 kullanılarak 2.5 [m/s] olarak seçilir.

Tüm bu değerler denklem 2.4'te yerine konulursa,

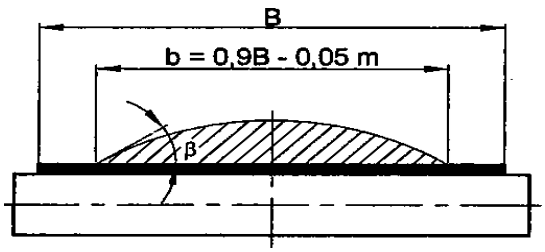
$$B_d = \sqrt{\frac{250}{576.0,85.0,7.2,5.\tan(0,35.50)}} = 0,962 \text{ metre} \qquad \textbf{(3.1)}$$

olarak bulunur.

Çizelge 2.4'te standart bant genişliklerine bakıldığında, 1000 mm genişlikteki bandın seçilmesi gerektiği anlaşılır.

3.2.2 Debi kontrolü

Taşınacak malzeme düz taşıyıcı rulolu bantta, şekil 3.1'deki gibi bir yerleşime sahiptir.



Şekil 3.1: Düz taşıyıcı bantta malzeme yerleşimi.

B=1000mm için ve K=0,067 için, denklem 2.7 ve $A \approx K.b^2$ 'den faydalanarak,

$$b = \left(0,9.1000 - 0,05\right) = 0,85 \text{ metre} \qquad \textbf{(3.2)}$$

$$A = 0,067.0,85^2 = 0,0484 \text{ m}^2 \qquad \textbf{(3.3)}$$

bulunur.

k indirgeme faktörü çizelge 2.7'den 10^o eğim için 0.95 seçilirse, denklem 2.11 ve 2.14'ten

$$Q_{yatay} = 3600.0,0484.2,5.0,7 \cong 305 \text{ [t/h]} \qquad \textbf{(3.4)}$$

$$Q_{eğimli} = 0,95.305 = 290 \text{ [t/h]} \qquad \textbf{(3.5)}$$

olarak bulunur. Buna göre seçtiğimiz bant uygundur.

3.2.3 Bant ağırlığı

1000 mm bant genişliği, 0.7 t/m^3 özgül ağırlık için çizelge 2.8'den G_B=15 daN/m olarak seçilir.

3.2.4 Taşıyıcı ve dönüş makaralarının temel büyüklüklerinin tayini

1000 mm bant genişliği için çizelge 2.9'dan seçim yapılır. Yapılan seçim çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2: Makara temel büyüklükleri.

	Taşıyıcı makara	Dönüş makarası
D	133 mm	133 mm
L	1150 mm	1150 mm
G	19 daN	19 daN

3.2.5 Hareketli elemanların birim ağırlığı

1000 mm bant genişliği, 0.7 t/m^3 özgül ağırlık için çizelge 2.10'dan L_T=1400mm ve L_D=2700mm seçilir. Buna göre,

$$G_1 = 2.15 + \frac{19}{1,4} + \frac{19}{1,4} = 50,6 \text{ [daN/m]} \quad \textbf{(3.6)}$$

olarak bulunur.

3.2.6 Eşdeğer konveyör uzunluğu

L=50 metre konveyör uzunluğu için,

$$L_{eş} = 50 + 45 = 95 \text{ metre} \quad \textbf{(3.7)}$$

olarak bulunur.

3.3 Gerekli Güç Hesabı

3.3.1 Boşta çalıştırmak için gerekli güç (P_1)

f_1=0.03 için, denklem 2.17 kullanılarak,

$$P_1 = \frac{0,03.50,6.95.2,5}{75} = 4,807 \text{ [BG]} \quad \textbf{(3.8)}$$

olarak bulunur.

3.3.2 Yatayda iletme için gerekli güç (P_2)

f_2=0.02 alınırsa, k=0.95 için denklem 2.18 ve 2.19 yardımıyla,

$$Q_{hesap} = \frac{250}{0,95} = 263[\text{t/h}] \quad \textbf{(3.9)}$$

$$P_2 = \frac{0,02.263.95}{270} \cong 2,8 \ \textbf{[BG]} \quad \textbf{(3.10)}$$

3.3.3 Malzemeyi düşey iletmek için gerekli güç (P_3)

Denklem 2.20 vasıtasıyla, malzemeyi 2 metre yukarı çıkarmak ve 3 metre aşağıya indirmek için gerekli güç sırasıyla hesaplanır.

$$P_3 = + \frac{263.2}{270} = 1,948 \ \textbf{[BG]} \quad \textbf{(3.11)}$$

$$P_3 = - \frac{263.3}{270} = -2,92 \ \textbf{[BG]} \quad \textbf{(3.12)}$$

olarak bulunur.

3.3.4 Malzemeyi ivmelendirmek için gerekli güç (P_4)

Kapasitemiz düşük ve hızımız çok yüksek olmadığından ihmal edilir.

3.3.5 Diğer güç kayıpları (P_5)

1000mm bant genişliği için, çizelge 2.11'den 3.5 BG olarak bulunur.

3.3.6 Hareket tamburuna toplam gerekli güç (P)

Denklem 2.20 vasıtasıyla,

$$P = 4,807 + 2,8 - 2,92 + 1,948 + 0 + 3,5 = 10,135 \ \textbf{[BG]} \quad \textbf{(3.13)}$$

olarak bulunur. Ancak ortamda kirlilik ve çalışma şartlarından kaynaklanan olumsuzluklar varsa P_1 ve P_2 güçleri %60-%80 arasında arttırılır.

Böylece,

$$P = (4,807 + 2,8)1,6 - 2,92 + 1,948 + 0 + 3,5 \cong 15 \text{ [BG]} \quad \textbf{(3.14)}$$

3.3.7 Gerekli motor gücü

η= 0.85 için, denklem 2.23'ten faydalanılarak,

$$P_m = 1,1\frac{15}{0,85} \cong 20 \text{ [BG]} \cong 15 \text{ [kW]} \quad \textbf{(3.15)}$$

bulunur.

3.4 Tahrik Düzeni ve Sürtünme Kuvvetleri

Konveyör tahriki baş tamburdan yapılacaktır. Çift saptırma kasnaklı olacaktır. Gergi tertibatı konveyörün kuyruk tamburu etrafında olacaktır.

3.4.1 Dönüş makaraları sürtünme kuvveti

μ_1=0.025 alınırsa, denklem 2.24'ten

$$T_D = 0,025\left(15 + \frac{19}{2,7}\right)95 = 52,34 \text{ [N]} \quad \textbf{(3.16)}$$

olarak bulunur.

3.4.2 Taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti

μ_2=0.03 alınırsa, denklem 2.25'ten,

$$T_T = 0,03\left(15 + \frac{19}{1,4} + \frac{250}{3,6.2,5}\right)95 = 160,59 \text{ [N]} \quad \textbf{(3.17)}$$

bulunur.

3.4.3 Bant kuvvetleri

Denklem 2.36, 2.37 ve 2.38 kullanılarak, $\alpha=210^o$ ve μ=0,3 için,

$$T_E = \frac{75.20}{2,5} = 600 \text{ [daN]} \quad \textbf{(3.18)}$$

$$600 = T_1 - T_2 \text{ ve } \frac{T_1}{T_2} = e^{0,3.3,665} \cong 3 \quad \textbf{(3.19)}$$

$$T_1 = 3T_2 \quad \textbf{(3.20)}$$

$$T_1 = 900\,[\text{daN}] \text{ ve } T_2 = 300\,[\text{daN}] \quad \textbf{(3.21)}$$

olarak bulunur.

3.4.4 Gergi ağırlığı

Denklem 2.26'dan faydalanarak,

$$G_G = 2(300 + 52,34) = 704,68 \text{ [daN]} \quad \textbf{(3.22)}$$

olarak bulunur.

3.4.5 Sehim miktarı

$$f \le \frac{L_T{}^2 (G_B + G)}{8T_1} \cong 11.65 \text{ [mm]} \quad \textbf{(3.23)}$$

$$f_{em} = 0,02.L_T = 0,02.1400 = 28 \text{ [mm]} \quad \textbf{(3.24)}$$

$f_{em} > f$ olduğundan emniyetlidir. **(3.25)**

G, birim bant boyu üzerine düşen malzeme ağırlığıdır. Şu şekilde hesaplanır,

$$G = \frac{Q}{v} \text{ [daN/m]} \quad \textbf{(3.26)}$$

$$G = \frac{69,44kg/s}{2,5m/s} \cong 27,8 \text{ [kg/m] ya da [daN/m]} \quad \textbf{(3.27)}$$

3.4.6 Bant karkasının seçimi

Denklem 2.48, 2.50, çizelge 2.12 ve 2.14 kullanılarak, emniyet katsayısı 11 ve B25 karkas seçilirse,

$$K = \frac{900}{100} = 9\,[\text{daN/cm}] \tag{3.28}$$

$$z = \frac{11.9}{25} = \frac{99}{25} \cong 4\,\text{kat uygundur.} \tag{3.29}$$

Ayrıca çizelge 2.16 kullanılarak, aşındırıcı malzeme için, üst tabaka 3 mm, alt tabaka 2 mm, toplam bant kalınlığı da 8 mm olarak belirlenir.

3.4.7 Makara aksı çapı

Çizelge 2.17'den 133 mm çaplı makara için 25 mm olarak alınır.

3.4.8 Tambur çapları

4 kat B25 pamuklu karkas için, tambur ölçüleri önerilmemiştir. Emniyetli olması da düşünülerek, B50 karkas için önerilen değerler kullanılır. Çizelge 2.18'den alınan değerler, çizelge 3.3'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.3: En az tambur çapları.

A	B	C
400	300	250

Ancak DIN22101'e göre standartlara çaplara bakılarak,

A=400 mm (tahrik tamburu),

B=320 mm (baş, kuyruk, gergi, yüksek germe tamburları),

C=320 mm (alçak germe tamburu),

olarak belirlenir.

3.4.9 Tahrik tamburu genişliği

$1000 + 50 = 1050$ [mm] olarak önerilmiş. **(3.30)**

Standart tambur uzunlukları çizelgesi 3.4 kullanılırsa,

Çizelge 3.4: Standart tambur uzunlukları. (TS1551)

Bant genişliği (mm)	Tambur uzunluğu (mm)
300	400
400	500
500	600
650	750
800	950
1000	1150
1200	1400

Buna göre 1150 mm olarak seçim yapılır.

3.4.10 Tahrik tamburu devir sayısı

Denklem 2.51 kullanılarak,

$$n_T = \frac{60.2,5}{\pi 0,4} = 120 \text{ [d/d]} \qquad \textbf{(3.31)}$$

olarak bulunur.

3.4.11 Redüktör seçimi

Pm=15 kW ve çıkış devri 120 d/d olan motorlu redüktör ihtiyacı için, DR72-160L/4 seçilir. [20] Seçilen ürün 361kg olup, çıkış momenti 1163 Nm'dir ve çıkış mili girişi 70 mm çapındadır.

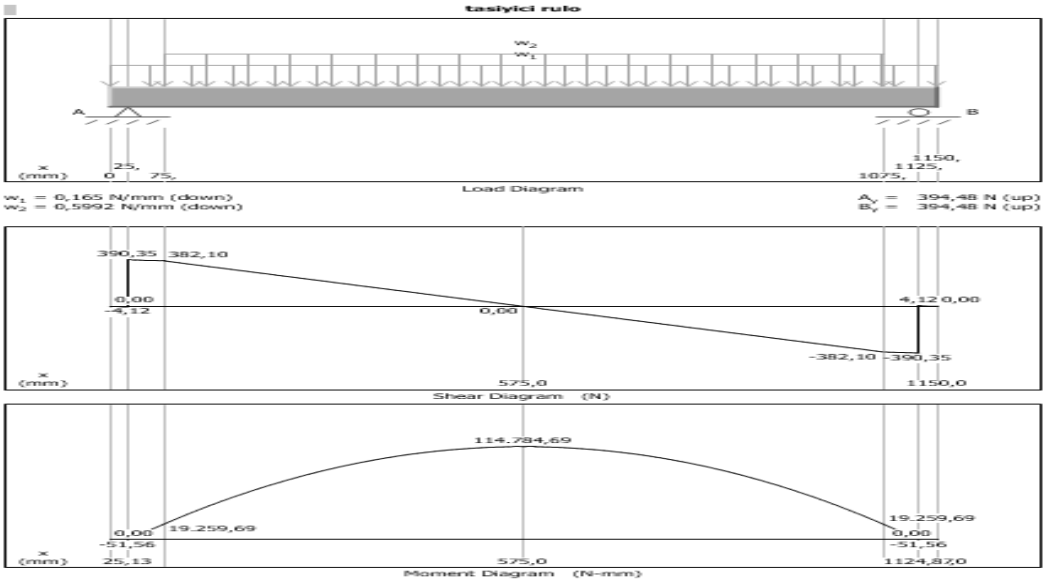
3.5 Rulo, Tambur ve Mil Hesapları

Rulolara ve tamburlara gelen yükler ancak ampirik(kabaca) olarak hesaplanabilmektedir.

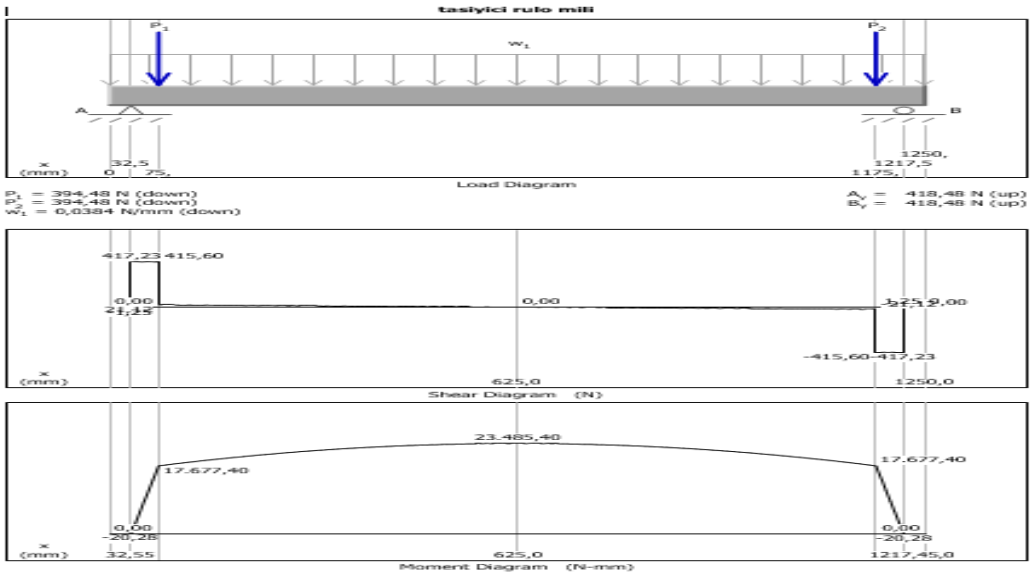
3.5.1 Rulo ve rulo mili hesabı

Ruloya, rulo ağırlığı ve bandın kendi ağırlığıyla, taşınan malzeme ağırlığı etki etmektedir. Rulo ağırlığı 19 daN seçilmişti. Taşıyıcı rulolara göre hesap yapılırsa, bandın birim ağırlığıyla malzeme birim ağırlığı toplanıp, taşıyıcı rulolar arası önerilen mesafe (1400mm) çarpılarak rulo üstüne gelen ağırlık da bulunmuş olur.

Mile ise, rulodan gelen yük ile birlikte, milin kendi ağırlığı etki etmektedir. Milin kendi ağırlığıysa, 4.8 daN olarak düşünülmüştür. Buna göre oluşturulan diyagramlar şekil 3.2 ve 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.2: Rulo için kesme ve eğilme diyagramı.



Şekil 3.3: Rulo mili için kesme ve eğilme diyagramı.

$$\sigma_{maks} = \frac{(M_e)_{maks}}{I_x} y_{maks} \tag{3.32}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_e}{\pi\sigma_{em}}} \tag{3.33}$$

Ruloda oluşan gerilme hesabı; rulo dış çapı 133mm iç çapı 125mm seçilmişti. Buna göre denklem 3.32 kullanılarak,

$$\sigma_{maks} = \frac{114785}{\frac{\pi(133^4 - 125^4)}{64}} \frac{133}{2} = 2,26 \text{ [MPa]} \quad \textbf{(3.34)}$$

bulunur.

Rulo mili çapı da, denklem 3.33 kullanılarak ve Fe50 malzemesi seçilerek, Fe50 için emniyetli gerilme 100MPa olduğu göz önünde bulundurulduğunda,

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.23485,40}{\pi.100}} \cong 14 \text{ [mm]} \quad \textbf{(3.35)}$$

olarak bulunur. Ancak tablolarda 25mm önerildiği için, mil çapı 25mm olarak tasarımda kullanılır.

Rulo rulmanı seçimi de bu aşamada yapılabilir. Tasarımda kullanılacak rulmanların 5 sene ömürlerinin olması beklenmektedir. Bilyalı olmaları istenmektedir. Ayrıca rulo devri, 361 d/d olarak alınır. ε= 3 olarak alınır.

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^{\varepsilon} \quad \textbf{(3.36)}$$

$$L = \frac{L_h 60n}{10^6} \quad \textbf{(3.37)}$$

$$L_h = 24saat * 360gün * 5yıl = 43200saat \quad \textbf{(3.38)}$$

$$L = \frac{43200.60.361}{10^6} = 935,712.10^6 \text{ [devir]} \quad \textbf{(3.39)}$$

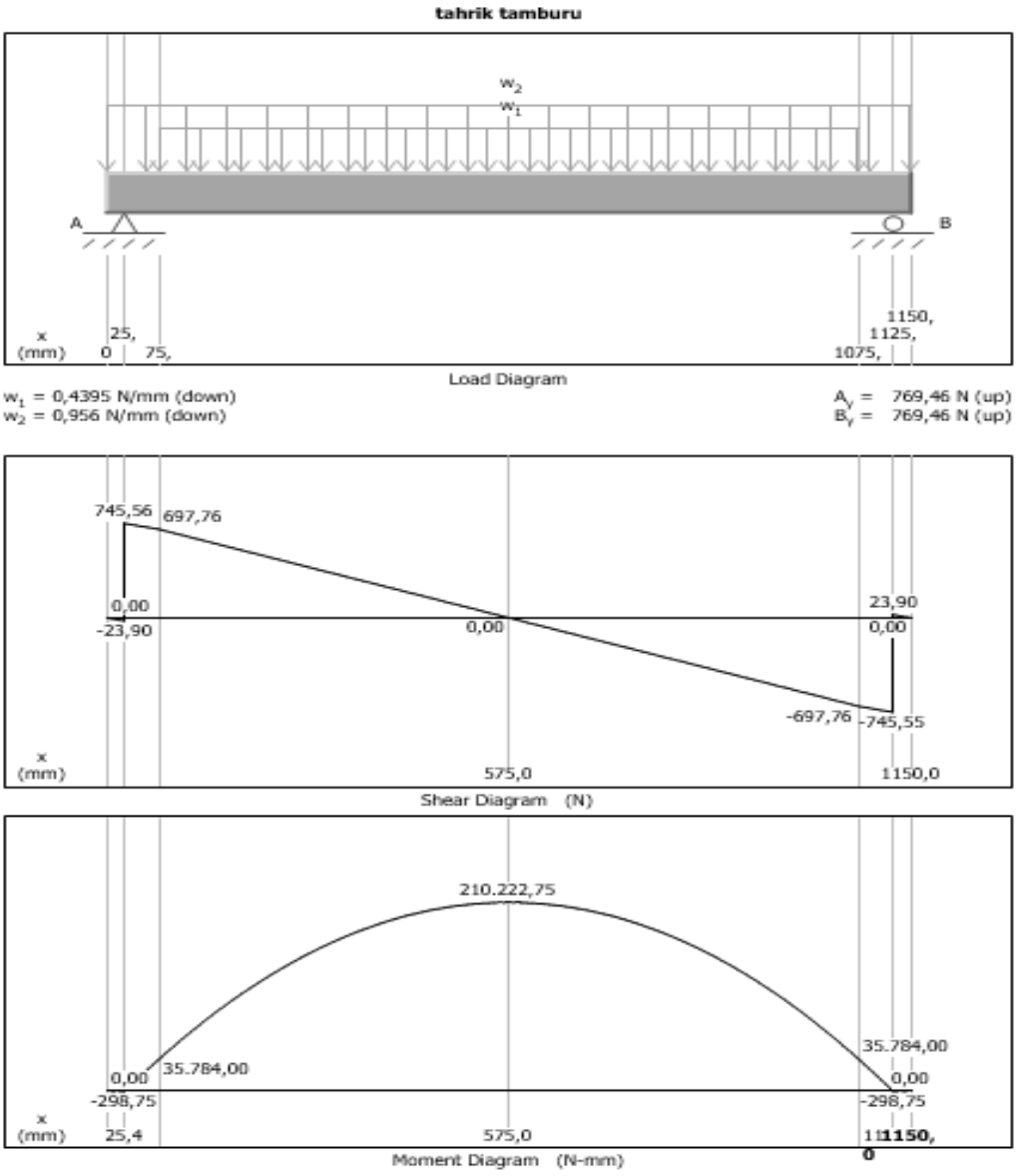
$$C = 418,48\sqrt[3]{935,712} \cong 4093 \text{ [N]} \quad \textbf{(3.40)}$$

SKF firmasından 16005 nolu rulman seçilir.[21]

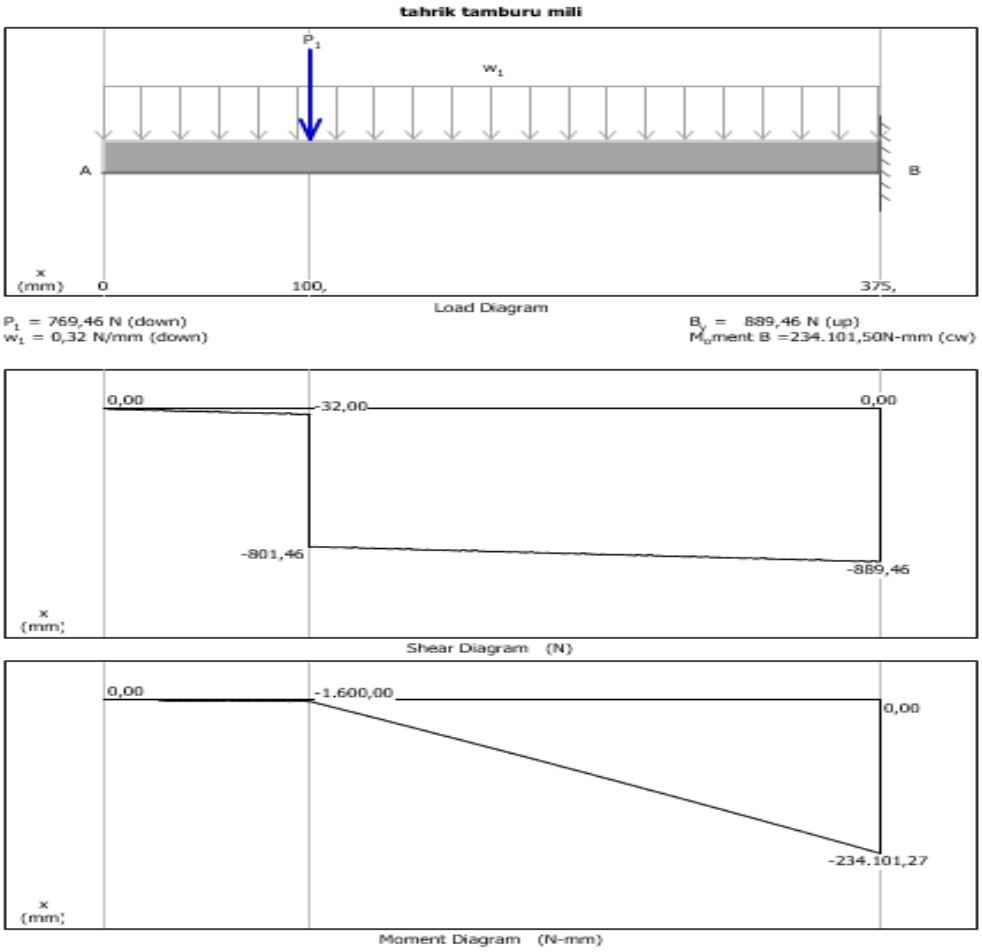
3.5.2 Tahrik tamburu ve tahrik tamburu mili hesabı

Tambura, tambur ağırlığı ve bandın kendi ağırlığıyla, taşınan malzeme ağırlığı etki etmektedir. Tambur ağırlığı 110 daN alınır. Bandın birim ağırlığıyla, malzeme birim ağırlığı toplanıp, en yakın rulo ile arasındaki mesafenin yarısı çarpılıp (1540/2 mm), tambura sarılı kısım (733 mm) da bandın birim ağırlığıyla çarpılıp, bu iki çarpım toplanırsa, tambur üstüne gelen ağırlık da bulunmuş olur.

Mile ise, tamburdan gelen yük ile birlikte, milin kendi ağırlığı etki etmektedir. Milin kendi ağırlığıysa, 12 daN olarak düşünülmüştür. Buna göre oluşturulan diyagramlar şekil 3.4 ve 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.4: Tahrik tamburu için kesme ve eğilme diyagramı.



Şekil 3.5: Tahrik tamburu mili için kesme ve eğilme diyagramı.

Tamburda oluşan gerilme hesabı; tambur dış çapı 400mm, iç çapı 380mm seçildi. Buna göre denklem 3.32 kullanılarak,

$$\sigma_{maks} = \frac{210222,75}{\frac{\pi(400^4 - 380^4)}{64}} \frac{400}{2} = 0,180 \text{ [MPa]} \qquad \textbf{(3.41)}$$

bulunur.

Tambur mili çapı da, denklem 3.33 kullanılarak ve Fe50 malzemesi seçilerek, Fe50 için emniyetli gerilme 100MPa olduğu göz önünde bulundurulduğunda,

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.234101,27}{\pi.100}} \cong 29 \text{ [mm]} \qquad \textbf{(3.42)}$$

olarak bulunur. Ancak burulma ve eşdeğer gerilme için de kontrol yapılmalıdır. Burulma için, Fe50 için τ_{em}=18 MPa olduğu göz önüne alınarak,

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_b}{\pi\tau_{em}}} \tag{3.43}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16.1163}{\pi.18000000}} = 0,069 metre = 69\,[\text{mm}] \tag{3.44}$$

Son olarak, Fe50 malzemesi için $\sigma_{eşem}$=63 MPa alınarak, eşdeğer gerilmeye göre mil çapı hesabı yapılırsa,

$$M_{eş} = \sqrt{M_e{}^2 + \frac{1}{2}M_b{}^2} \tag{3.45}$$

$$M_{eş} = \sqrt{234^2 + \frac{1}{2}1163^2} = 855 Nm = 855000\,[\text{Nmm}] \tag{3.46}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.855000}{\pi.63}} \cong 52\,[\text{mm}] \tag{3.47}$$

olarak bulunur. En büyük değer olan 69 mm esas alınmalıdır. Ancak motora girmesi gereken mil çapı 70 mm olduğundan, mil çapı 70 mm olarak seçilir.

Tahrik tamburu rulmanı seçimi; tasarımda kullanılacak rulmanların 5 sene ömürlerinin olması beklenmektedir. Bilyalı olmaları istenmektedir. Ayrıca rulo devri, 120 d/d olarak alınır. ε= 3 olarak alınır. Denklem 3.34 ve 3.35'ten,

$$L_h = 24 saat * 360 gün * 5 yıl = 43200 saat \tag{3.48}$$

$$L = \frac{43200.60.120}{10^6} = 311,04.10^6 \text{ [devir]} \tag{3.49}$$

$$C = 889,46\sqrt[3]{311,04} \cong 6027 \text{ [N]} \tag{3.50}$$

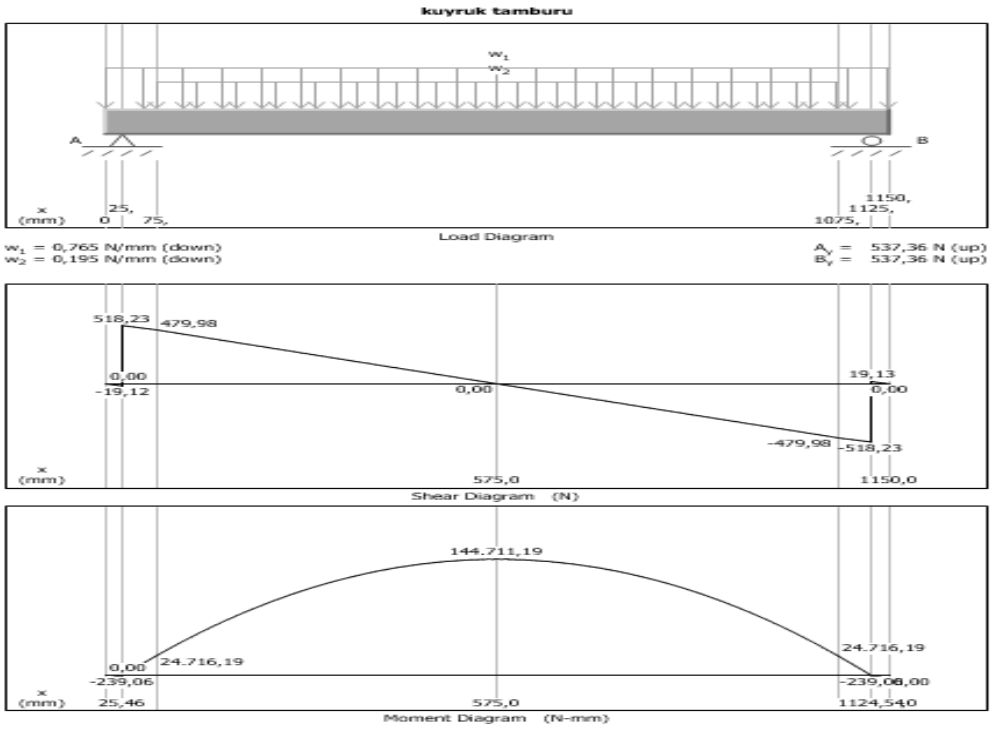
SKF firmasından 61814 nolu rulman seçilir. [21]

3.5.3 Kuyruk tamburu ve kuyruk tamburu mili hesabı

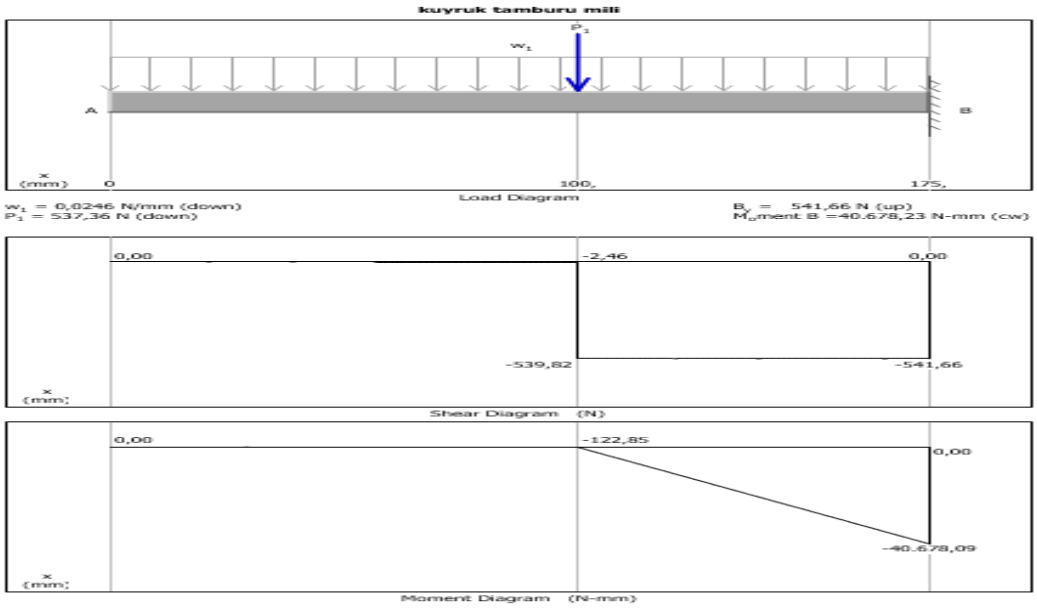
Tambura, tambur ağırlığı ve bandın kendi ağırlığıyla, taşınan malzeme ağırlığı etki etmektedir. Tambur ağırlığı 88 daN alınır. Bandın birim ağırlığıyla, malzeme birim ağırlığı toplanıp, en yakın rulo ile arasındaki mesafenin yarısı çarpılıp (500/2 mm),

tambura sarılı kısım (586.4 mm) da bandın birim ağırlığıyla çarpılıp, bu iki çarpım toplanırsa, tambur üstüne gelen ağırlık da bulunmuş olur.

Mile ise, tamburdan gelen yük ile birlikte, milin kendi ağırlığı etki etmektedir. Milin kendi ağırlığıysa, 0,43 daN olarak düşünülmüştür. Buna göre oluşturulan diyagramlar şekil 3.6 ve 3.7'de verilmiştir.



Şekil 3.6: Kuyruk tamburu için kesme ve eğilme diyagramı.



Şekil 3.7: Kuyruk tamburu mili için kesme ve eğilme diyagramı.

Tamburda oluşan gerilme hesabı; tambur dış çapı 320mm, iç çapı 300mm seçildi. Buna göre denklem 3.32 kullanılarak,

$$\sigma_{maks} = \frac{144711,19}{\frac{\pi(320^4 - 300^4)}{64}} \frac{320}{2} = 0,198 \text{ [MPa]} \quad \textbf{(3.51)}$$

bulunur.

Tambur mili çapı da, denklem 3.33 kullanılarak ve Fe50 malzemesi seçilerek, Fe50 için emniyetli gerilme 100MPa olduğu göz önünde bulundurulduğunda,

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.40678,09}{\pi.100}} \cong 16 \text{ [mm]} \quad \textbf{(3.52)}$$

olarak bulunur. Ancak standart mil çaplarından biri olan 20 mm seçilir.

Kuyruk tamburu rulmanı seçimi; tasarımda kullanılacak rulmanların 5 sene ömürlerinin olması beklenmektedir. Bilyalı olmaları istenmektedir. Ayrıca rulo devri, 150 d/d olarak alınır. ε= 3 olarak alınır. Denklem 3.34 ve 3.35'ten,

$$L_h = 24saat * 360gün * 5yıl = 43200saat \quad \textbf{(3.53)}$$

$$L = \frac{43200.60.150}{10^6} = 388,8.10^6 \text{ [devir]} \quad \textbf{(3.54)}$$

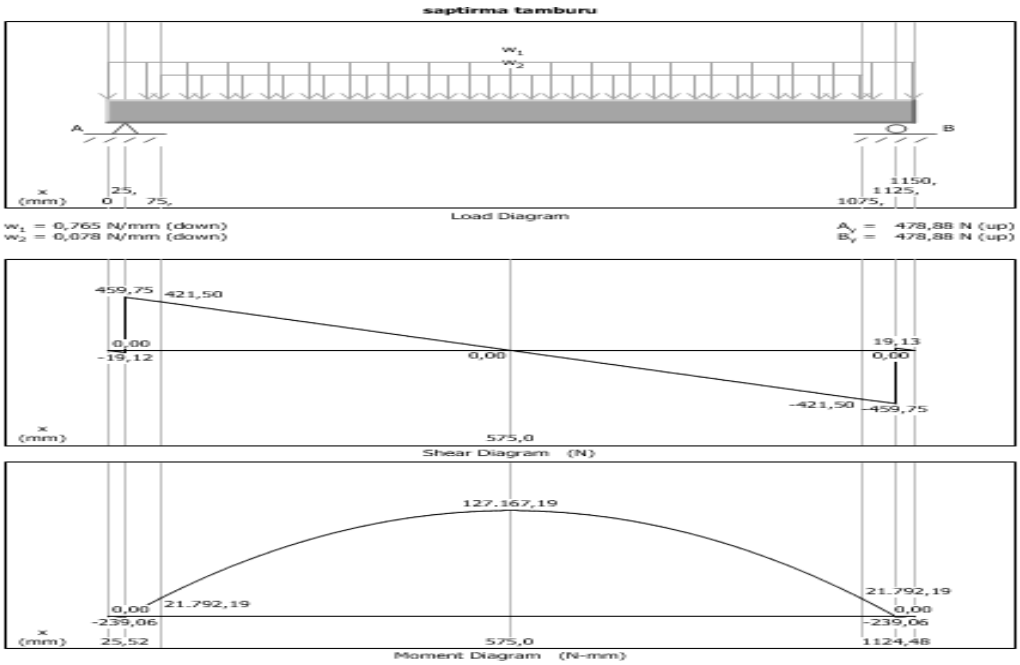
$$C = 541,66\sqrt[3]{388,8} \cong 3954 \text{ [N]} \quad \textbf{(3.55)}$$

SKF firmasından 6004 nolu rulman seçilir. [21]

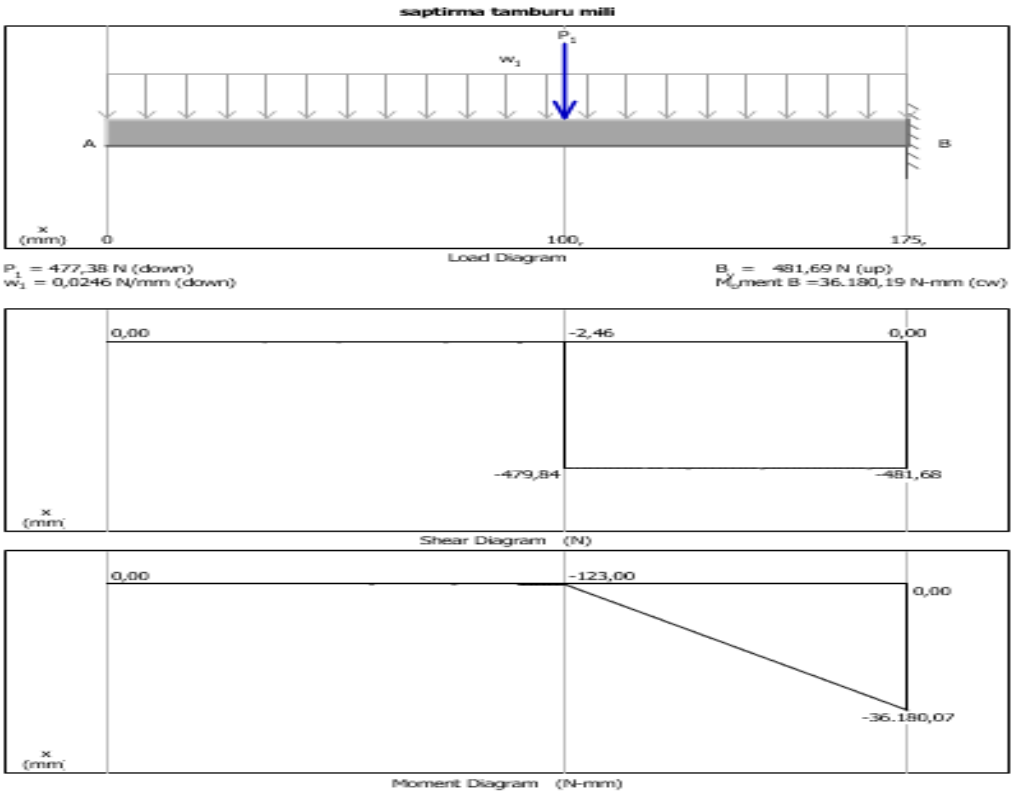
3.5.4 Saptırma tamburu ve saptırma tamburu mili hesabı

Tambura, tambur ağırlığı ve bandın kendi ağırlığı etki etmektedir. Tambur ağırlığı 88 daN alınır. Bandın birim ağırlığıyla, en yakın rulo ile arasındaki mesafenin yarısı (1040/2 mm) çarpılarak, tambur üstüne gelen ağırlık da bulunmuş olur. Bu mesafe, tahrik tamburuna yakın olan saptırma tamburu için geçerlidir. Diğer saptırma tamburları için, gerekli hesap yapılamaz, gergi ağırlığından gelen etki bilinememektedir.

Mile ise, tamburdan gelen yük ile birlikte, milin kendi ağırlığı etki etmektedir. Milin kendi ağırlığıysa, 0,43 daN olarak düşünülmüştür. Buna göre oluşturulan diyagramlar şekil 3.8 ve 3.9'da verilmiştir.



Şekil 3.8: Saptırma tamburu için kesme ve eğilme diyagramı.



Şekil 3.9: Saptırma tamburu mili için kesme ve eğilme diyagramı.

Tamburda oluşan gerilme, tambur dış çapı 320mm, iç çapı 300mm seçildi. Buna göre denklem 3.32 kullanılarak,

$$\sigma_{maks} = \frac{127167,19}{\frac{\pi(320^4 - 300^4)}{64}} \frac{320}{2} = 0,174 \text{ [MPa]} \quad \textbf{(3.56)}$$

bulunur.

Tambur mili çapı da, denklem 3.33 kullanılarak ve Fe50 malzemesi seçilerek, Fe50 için emniyetli gerilme 100MPa olduğu göz önünde bulundurulduğunda,

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.36180,07}{\pi.100}} \cong 16 \text{ [mm]} \quad \textbf{(3.57)}$$

olarak bulunur. Ancak standart mil çaplarından biri olan 20 mm seçilir.

Saptırma tamburu rulmanı seçimi; tasarımda kullanılacak rulmanların 5 sene ömürlerinin olması beklenmektedir. Bilyalı olmaları istenmektedir. Ayrıca rulo devri, 150 d/d olarak alınır. ε= 3 olarak alınır. Denklem 3.34 ve 3.35'ten,

$$L_h = 24saat * 360gün * 5yıl = 43200saat \quad \textbf{(3.58)}$$

$$L = \frac{43200.60.150}{10^6} = 388,8.10^6 \text{ [devir]} \quad \textbf{(3.59)}$$

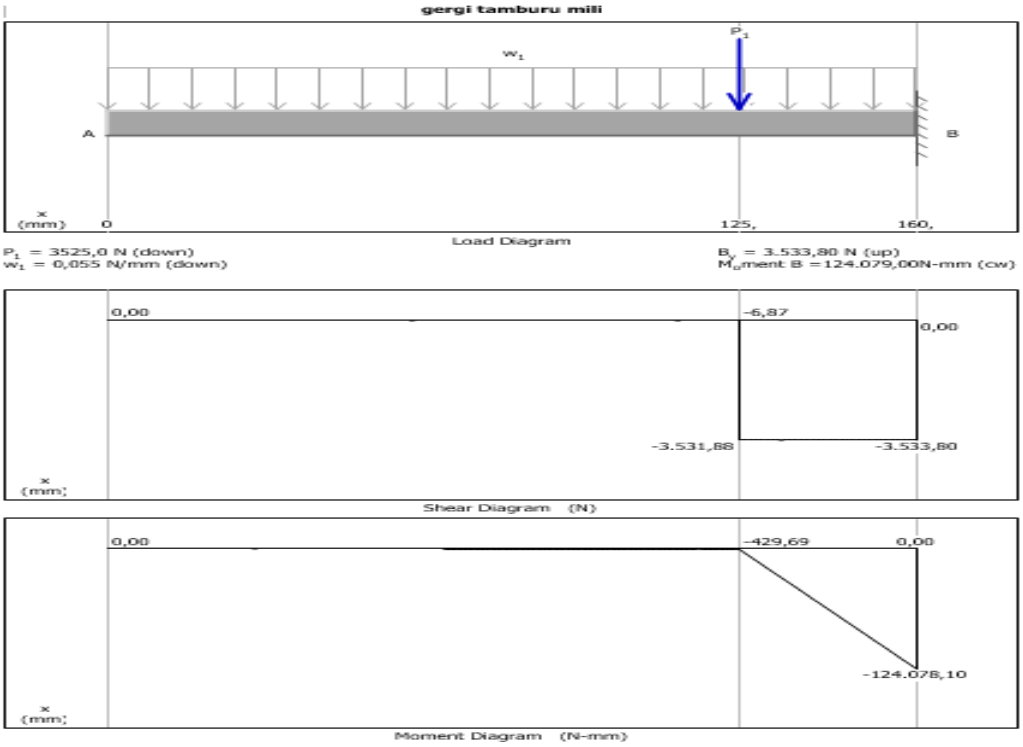
$$C = 481,69\sqrt[3]{388,8} \cong 3516 \text{ [N]} \quad \textbf{(3.60)}$$

SKF firmasından 16004 nolu rulman seçilir. [21]

3.5.5 Gergi tamburu mili hesabı

Mile, milin kendi ağırlığı ve gergi ağırlığı etki etmektedir. Milin kendi ağırlığıysa, 0,88 daN olarak düşünülmüştür. Buna göre oluşturulan diyagramlar şekil 3.10'da verilmiştir. Gerdirme tamburu için gerilme hesabı yapılmamıştır.

Burada gergi tamburu için gerilme hesabı yapılmamasının sebebi, bu bölgede diğer bölgelerden farklı olarak, tamburun bandı değil de bandın tamburu taşıyor olmasıdır.



Şekil 3.10: Gerdirme tamburu mili için kesme ve eğilme diyagramı.

Tambur mili çapı da, denklem 3.33 kullanılarak ve Fe50 malzemesi seçilerek, Fe50 için emniyetli gerilme 100MPa olduğu göz önünde bulundurulduğunda,

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.124078,10}{\pi.100}} \cong 24 \text{ [mm]} \tag{3.61}$$

olarak bulunur. Emniyet açısından mil çapı olarak 30 mm seçilir.

Gergi tamburu rulmanı seçimi; tasarımda kullanılacak rulmanların 5 sene ömürlerinin olması beklenmektedir. Makaralı yataklı olmaları istenmektedir. Ayrıca rulo devri, 150 d/d olarak alınır. ε= 3/10 olarak alınır. Denklem 3.34 ve 3.35'ten,

$$L_h = 24saat * 360gün * 5yıl = 43200saat \tag{3.62}$$

$$L = \frac{43200.60.150}{10^6} = 388,8.10^6 \text{ [devir]} \tag{3.63}$$

$$C = 3533,8\sqrt[\frac{10}{3}]{388,8} \cong 21143 \text{ [N]} \tag{3.64}$$

SKF firmasından N206ECM kodlu rulman seçilir. [21]

4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

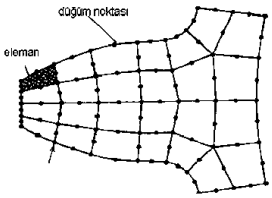
4.1 Giriş

Sonlu elemanlar metodu; karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir. Metodun üç temel niteliği vardır: İlk olarak, geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit alt bölgelere ayırır. İkincisi her elemandaki, sürekli fonksiyonlar, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir. Üçüncü kabul ise, aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin belirli noktalardaki (düğüm noktaları) değerleri elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır. Kullanılan yaklaşım fonksiyonları interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır. [22]

Sonlu elemanlar metodunda temel fikir sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar (genellikle polinomlar) ile temsil etmektir. Bunun anlamı bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün (örneğin deplasmanın) değeri o elemanın nodlarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler nodlardaki değerlerdir. Bir varyasyenel prensip (örneğin; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının nodlardaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi,

$$[K][D]=[R] \qquad \textbf{(4.1)}$$

şeklindedir. Burada [D] büyüklük alanının nodlardaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör, [R] bilinen yük vektörü ve [K] ise bilinen sabitler matrisidir. Gerilme analizinde [K] rijitlik matrisi olarak bilinmektedir. [23] Şekilde bir sonlu eleman modelinde nod noktaları ve elemanlar gösterilmektedir.



Şekil 4.1: Bir sonlu eleman modelinde nod noktaları ve elemanlar.

Sonlu elemanlar metodunun kullanılması ve bilgisayarların sanayiye girmesiyle, bugüne kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen birçok makina elemanının (motor blokları, pistonlar vs.) kolayca incelenebilmesi, hatta çizim esnasında mukavemet analizlerinin kısa bir sürede yapılarak optimum dizaynın gerçekleştirilmesi mümkün olabilmiştir. Sonlu elemanlar metodunu diğer nümerik metodlardan üstün kılan başlıca unsurlar şöyle sıralanabilir,

- Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.
- Bir veya birden çok delik veya köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.
- Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir.
- Sebep sonuç ilişkisine ait problemler, genel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan

genelleştirilmiş kuvvetler ve yer değiştirmeler cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar metodunun bu özelliği problemlerin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.

- Sınır şartları kolayca uygulanabilir. [22]

4.2 Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metotlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960) virtuel iş prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telâffuz edilmiştir. Metodun üç- boyutlu problemlere uygulanması iki-boyutlu teoriden sonra kolayca gerçeklenmiştir (örneğin, Argyis (1964)).

İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome (1963)), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher (1969)). Araştırıcılar 1960'lı yılların başlarında non-lineer problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak non-lineer problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanısıra dinamik problemlerde sonlu elemanlar metoduyla incelenmeye başlandı (Zienkiewicz ve diğerleri (1966) ve Koening ve Davids (1969)). 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir.

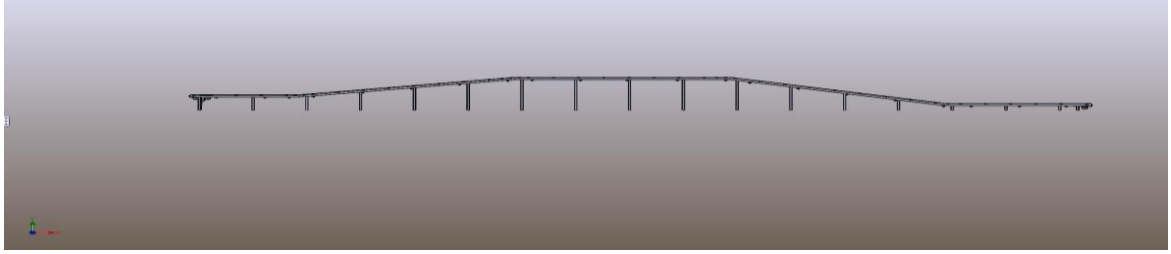
Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960 'lı yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer bir çok alana uygulanmaktadır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı. 1990 yıllarının ortaları itibarîyle sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır. [23]

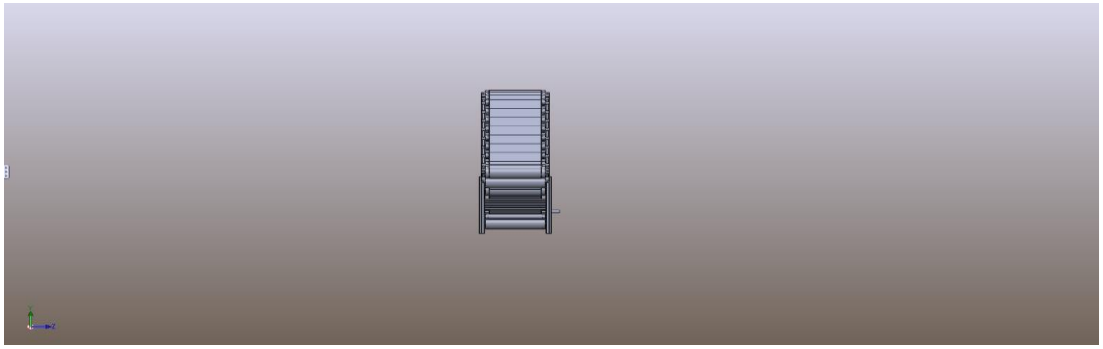
4.3 Bantlı Konveyörün Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

4.3.1 Geometrinin hazırlanması

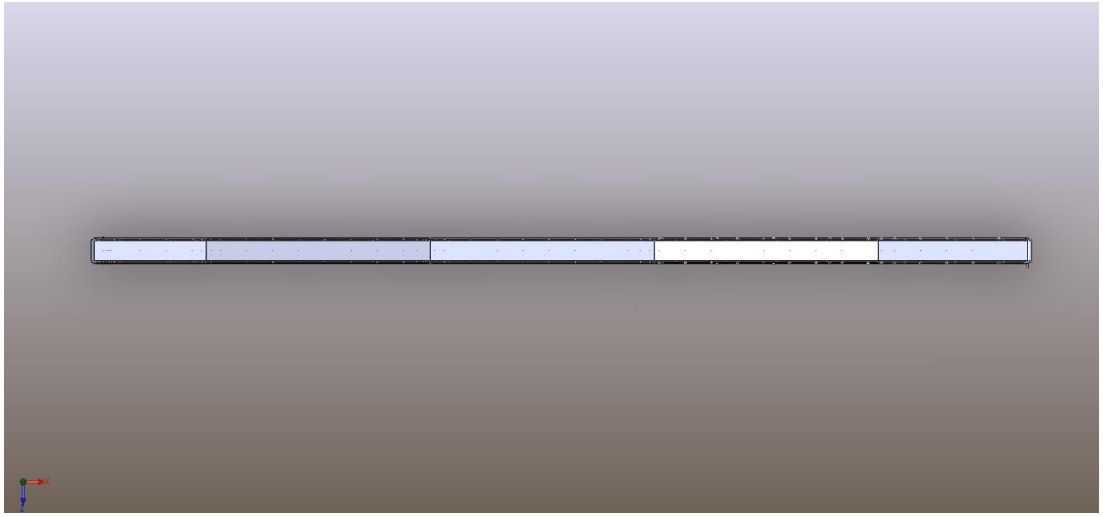
Sonlu elemanlar yönteminin uygulanabilmesi için önce geometrinin oluşturulması gerekmektedir. Bu amaçla popülerliği giderek artan Solidworks paket programının, 2013 versiyonunun kullanılmasına karar verilmiş ve bantlı konveyörün tasarımı yapılmıştır. Yapılan tasarım, şekil 4.2, 4.3, 4.4 ve 4.5'te verilmektedir.



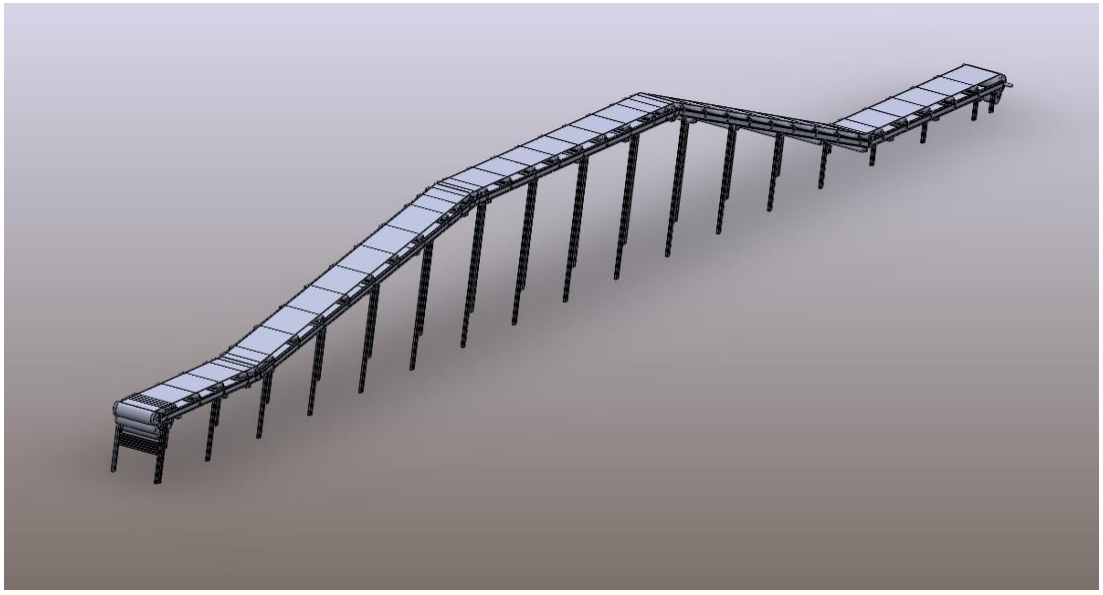
Şekil 4.2: Bantlı konveyör tasarımı, ön görünüş.



Şekil 4.3: Bantlı konveyör tasarımı, sol görünüş.



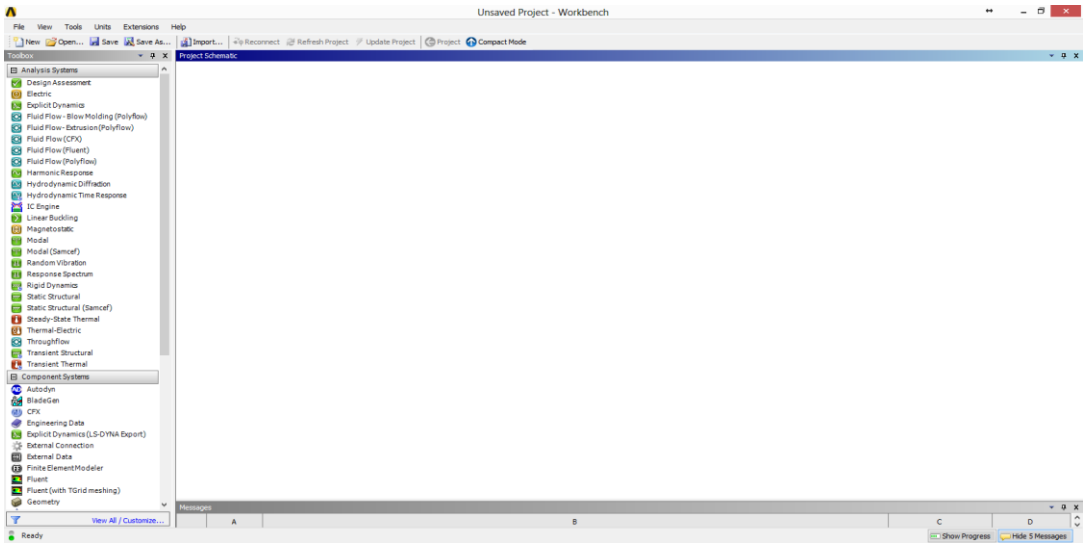
Şekil 4.4: Bantlı konveyör tasarımı, üst görünüş.



Şekil 4.5: Bantlı konveyör tasarımı.

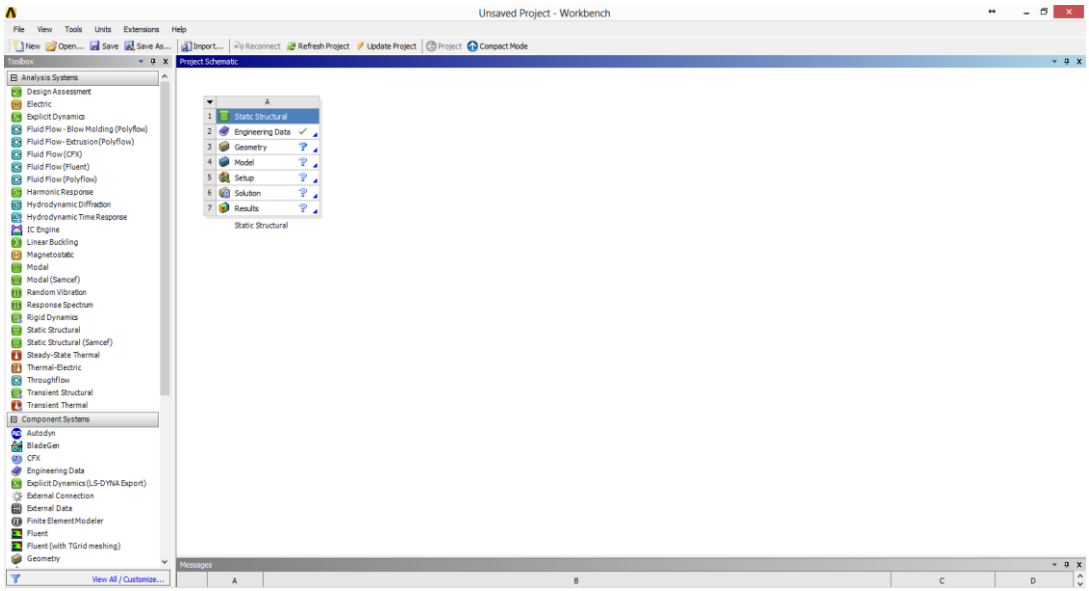
4.3.2 Geometrinin sonlu eleman paket programına aktarılması

Sonlu elemanlar yönteminin uygulanacağı paket program, ANSYS Workbench 14.5 olarak belirlenmiştir. Geometrinin aktarımı için öncelikle program çalıştırılır. Şekil 4.6'daki gibi bir ekranla karşılaşılır.



Şekil 4.6: ANSYS Workbench 14.5 programı karşılama ekranı.

Daha sonra sol tarafta bulunan menüden, yapılmak istenen analiz tipi seçilebilmektedir. Lineer ve statik bir analiz yapılması amaçlandığından, "static structural" modu seçilir. Bu mod seçildiğinde karşılaşılacak ekran şekil 4.7'de verilmiştir.



Şekil 4.7: Static structural modu.

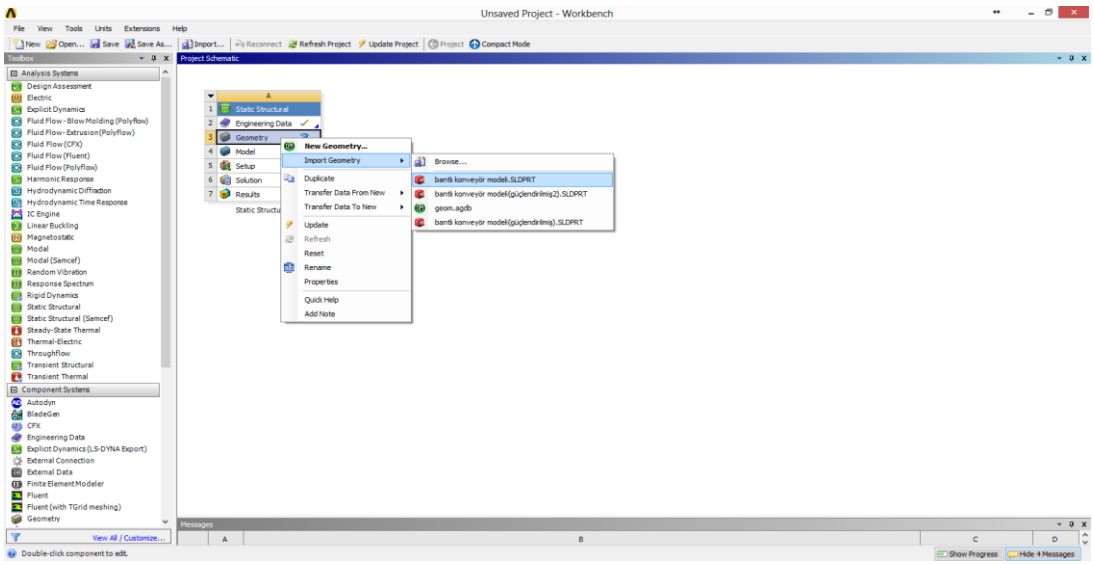
Bu aşamada ilk olarak malzeme dataları girilmelidir. Bunun için engineering data seçilerek, değerler girilir. Kullanılan malzeme özellikleri çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1: Kullanılan malzeme özellikleri.

Malzeme	Yoğunluk	Akma gerilmesi (çekme)	Akma gerilmesi (basma)	Kopma gerilmesi	Elastisite modülü
St50	7.85 gr/cm^3	300 MPa	300 MPa	500 MPa	210 GPa
B25	1.54 gr/cm^3	-	-	12.5 MPa	6250 MPa

Burada B25 malzemesi için verilen değerler, analizde kullanılan bandın boyutlarıyla hesaplanabilmektedir. B25 malzemesinin çekme dayanımı 25 daN/cm 'dir, 4 kat bant için bu değer 100 daN/cm olmaktadır. Kaplama malzemesinin yük taşımadığı varsayılmaktadır. 100 daN/cm değeri bandın birim genişlik için sahip olduğu çekme dayanımıdır. Ancak geleneksel kopma dayanımı birim alan için verilir, bu yüzden bu değer bant kalınlığına (8mm) bölünmelidir. Böylece 125 daN/cm^2 değeri bulunur. Bu da 12,5 MPa değerine eşittir. Elastisite modülü ise, bandın(karkasların) %0.2 birim uzamada akmadan kopacağını varsayarak, 6250 MPa olarak kabul edilir. Bandın ortotropik özellikleri ihmal edilir.[16]

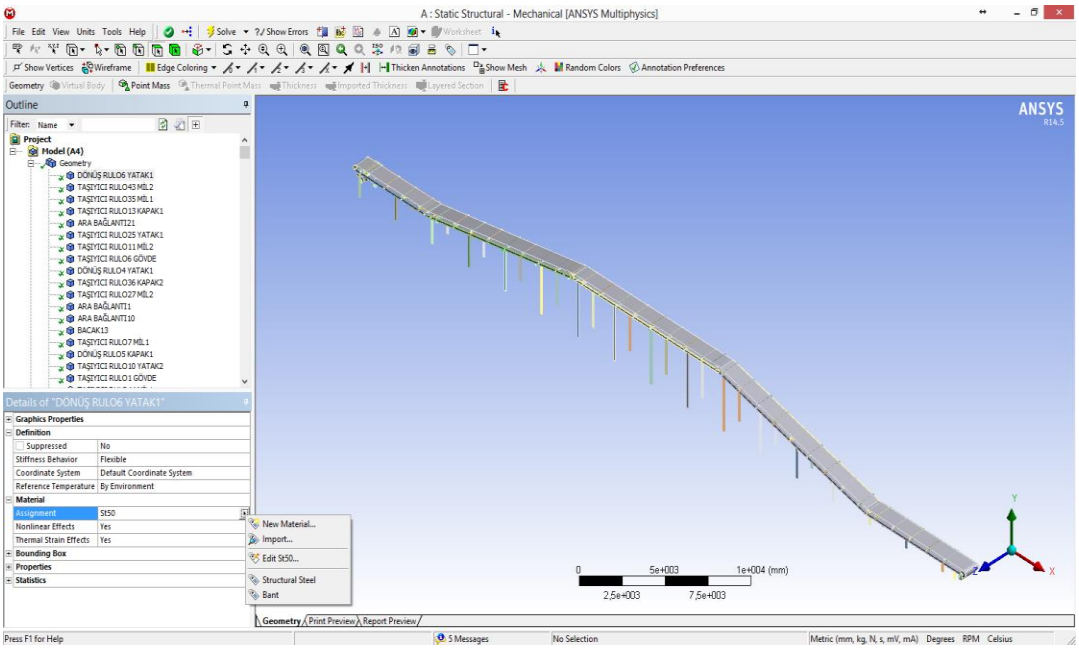
Malzeme özellikleri girildikten sonra, "geometry" sekmesine sağ tıklanır ve "import geometry" kısmından, solidworks paket programıyla hazırlamış olduğumuz geometri çağırılır. (Şekil 4.8)



Şekil 4.8: Geometrinin çağırılması.

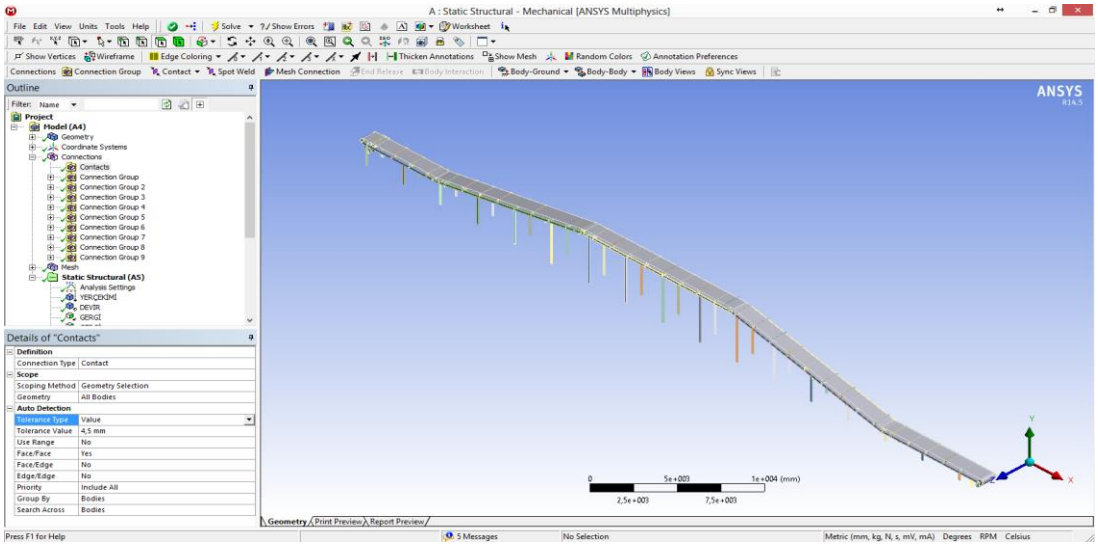
4.3.3 Modelin hazırlanması

Bu aşamaya geçiş için “model” sekmesi çift tıklanır. Açılan pencerede öncelikle tüm parçalara malzeme ataması yapılır. (Şekil 4.9)



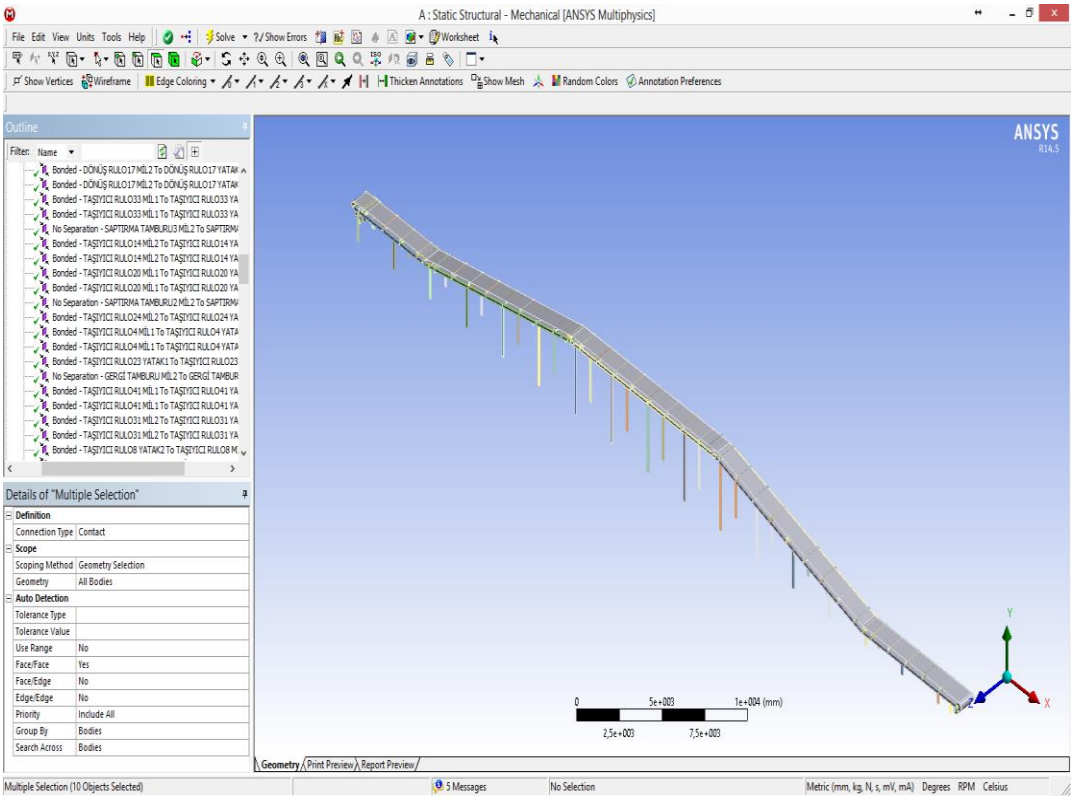
Şekil 4.9: Malzeme ataması.

Bunun akabinde, kontakların oluşturulması ve kontak tiplerinin belirlenmesi gerekmektedir. Öncelikle programın oluşturmuş olduğu tüm kontaklar silinir ve tolerans değeri 4.5 mm ayarlanarak kontaklar tekrar oluşturulur. Böylece olması gereken 856 kontağın hepsi tanımlanmış olur. (Şekil 4.10)



Şekil 4.10: Kontakların oluşturulması.

Daha sonra kontak tipleri belirlenmelidir. Hareketli parçalar için “no seperation”, sabit parçalar için ise “bonded” kontak tipi seçilir. (Şekil 4.11)



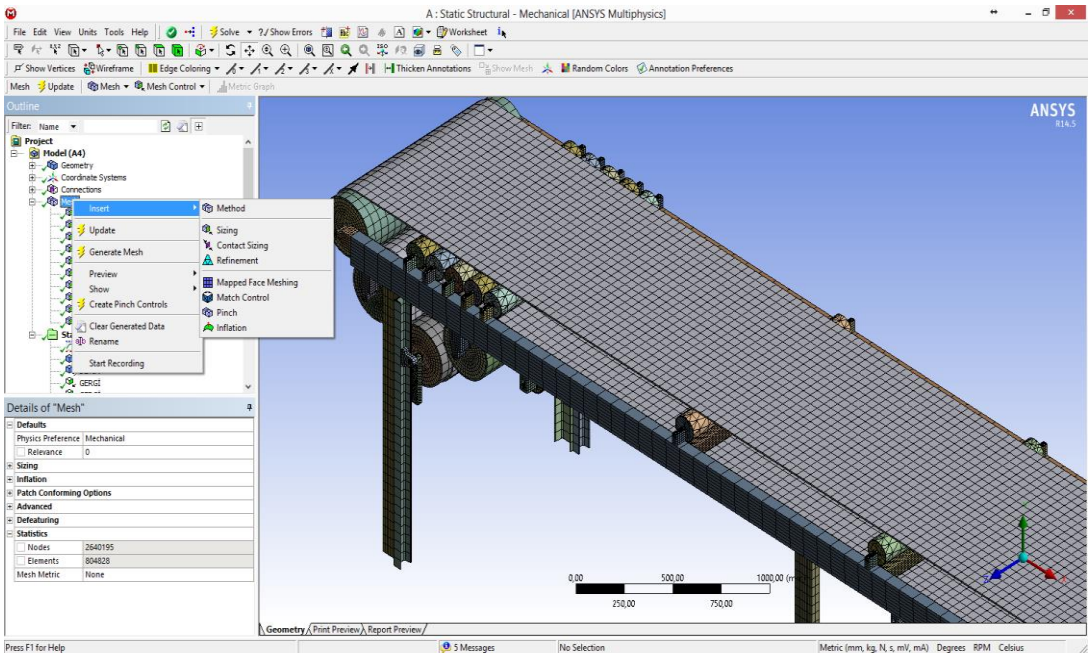
Şekil 4.11: Kontak tiplerinin belirlenmesi.

Kontakların belirlenmesinden sonra, çözümün doğruluğu açısından hayati öneme sahip olan, ağ örgüsü oluşturulmalıdır. Bu aşamada “sizing” verilmesi ağın kalitesini arttırmakla beraber, çözümü rahatlatacaktır. Ağ örgüsü oluşturulurken, tüm parçalara “sizing” verilmiştir. Bant kabuk elemanla, diğer parçalar ise katı elemanla örülmüştür. Eleman boyları çizelge 4.2’de verilmiştir.

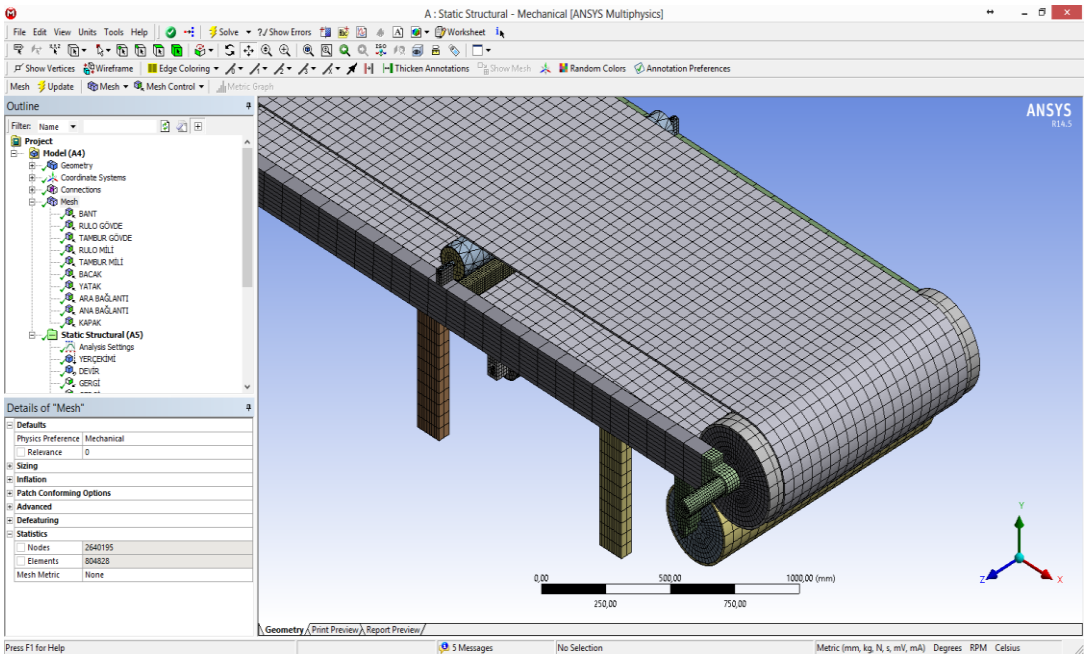
Çizelge 4.2: Parçaların ağ örgüsünde oluşturulan elemanların boyutları.

Parça	Eleman boyu (mm)	Parça	Eleman boyu (mm)
Bant	50	Ara bağlantı	10
Rulo-tambur gövde	50	Ana bağlantı	100
Rulo-tambur mil	50	Yatak	15
Bacak	50	Kapak	20

Buna göre oluşturulan ağ örgüsünün bir bölümü şekil 4.12 ve 4.13’te görülmektedir. Ağ örgümüz 2640195 düğüm ve 804828 elemandan oluşmaktadır.

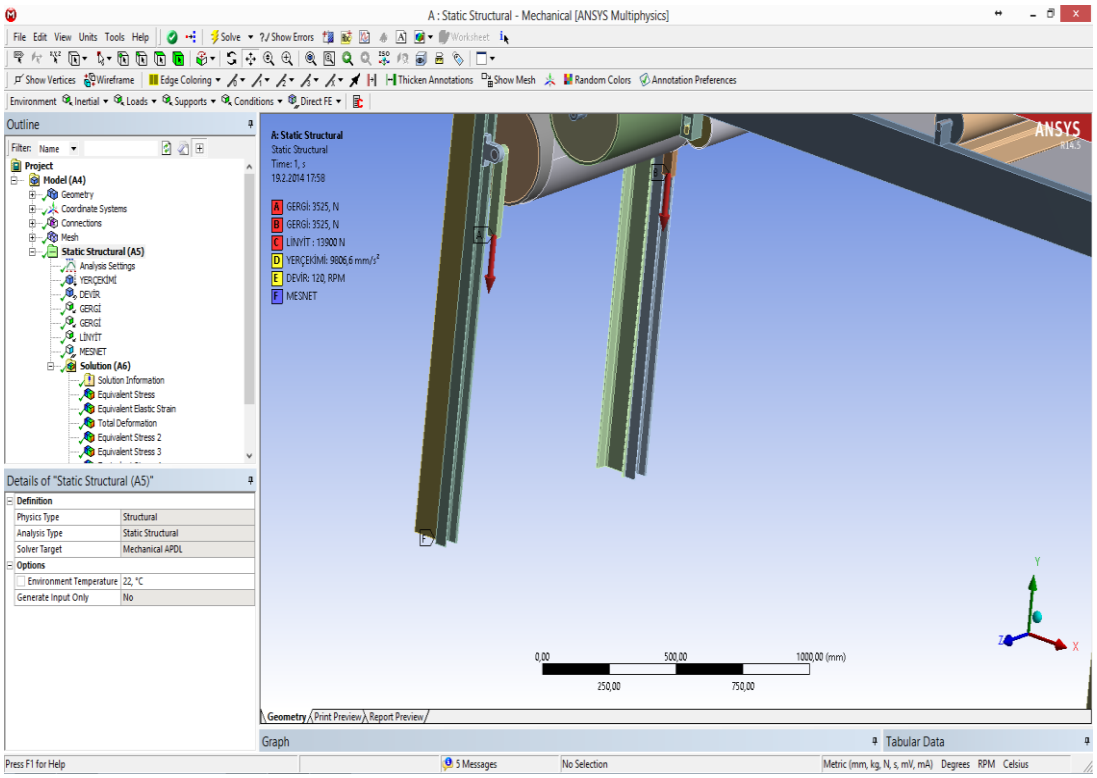


Şekil 4.12: Eleman boyutlarının ayarlanması.

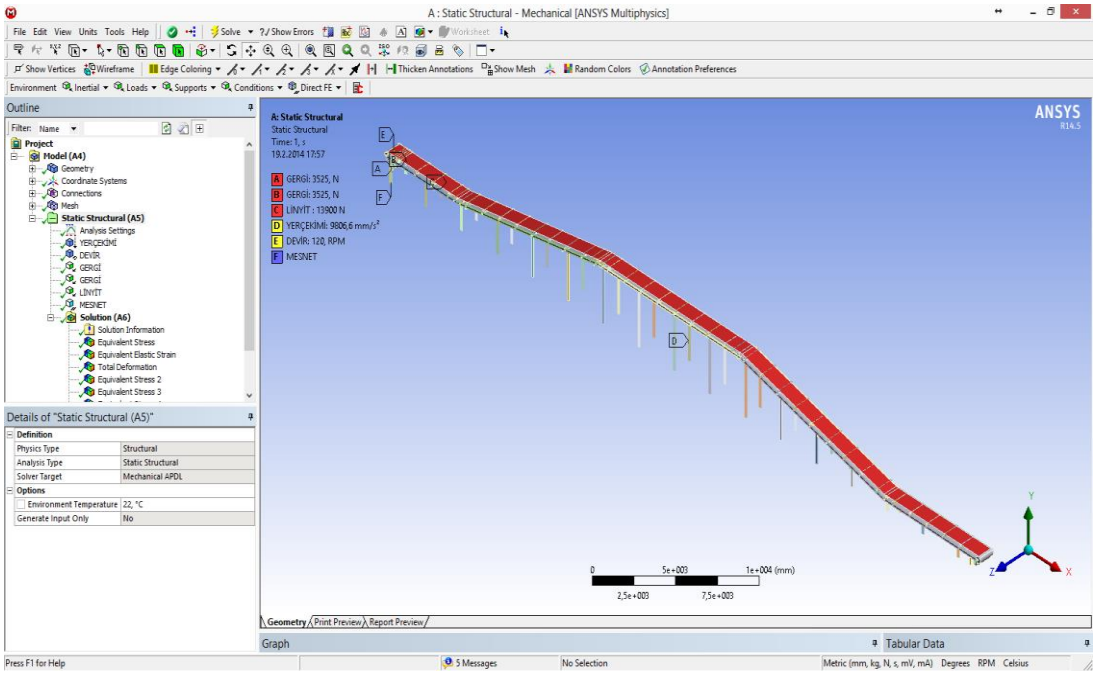


Şekil 4.13: Ağ örgüsünün oluşturulması.

Son olarak konveyöre etkiyen yükler ve sınır koşulları programa tanıtılarak model kurulumu tamamlanır. Bacaklar sabit olarak mesnetlenmiştir. Tahrik tamburu miline 120 d/d dönüş verilmiştir, linyitin ağırlığı 13900N olarak uygulanmış, gergi ağırlığı da şekil 4.14'teki gibi etki ettirilmiştir. Ayrıca tüm uygulamalar da 4.15'te görünmektedir.



Şekil 4.14: Gergi ağırlığının sisteme uygulatılması.



Şekil 4.15: Tüm yükleme ve sınır koşulları.

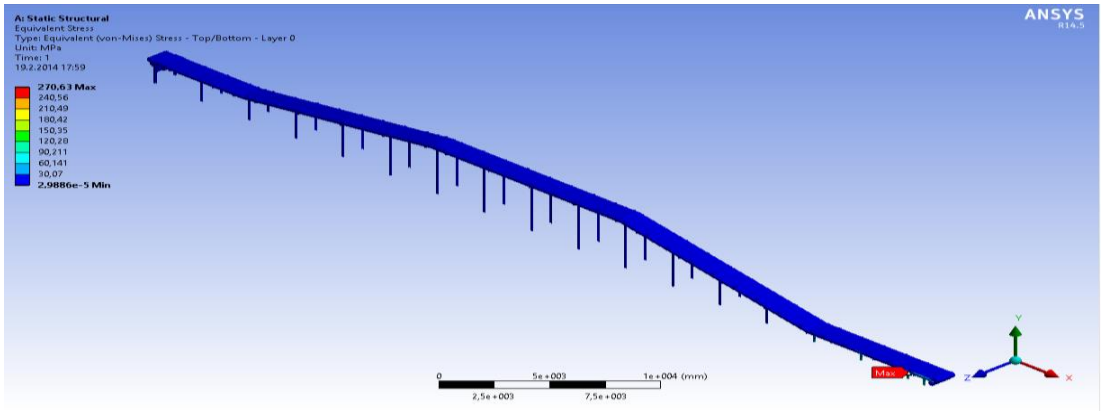
5. SONUÇLAR, YORUMLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar ve Yorumlar

4. bölümde kurulan modele göre yapılan çözümler sonucunda, rulolar ve rulo milleri, tahrik tamburu ve milleri, saptırma tamburları ve milleri, kuyruk tamburu ve milleri, gergi tamburu mili, bant ve şasi profilleri üzerinde durulmuştur. Noktasal hatalardan kaynaklanan aşırı gerilmeler dikkate alınmamıştır.

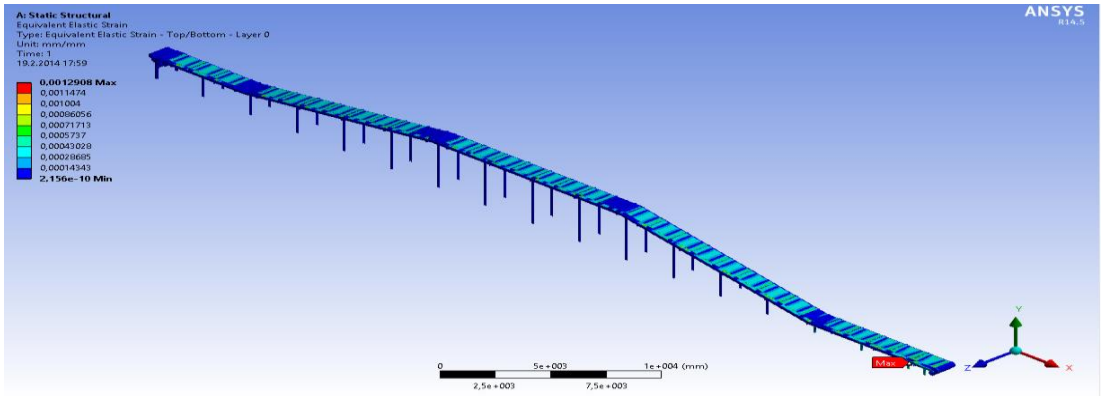
5.1.1 Genel yapı analizi

Genel yapı gerilme analizinde, yapının görüntüsü şekil 5.1'deki gibidir.

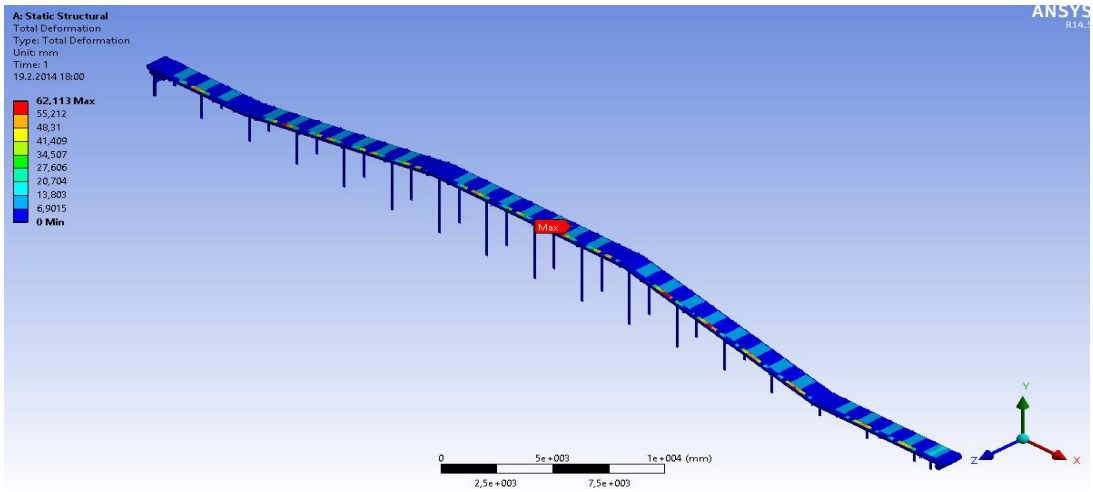


Şekil 5.1: Genel yapı gerilme analizi.

Birim şekil değiştirme ve sehim değerleri ise şekil 5.2 ve 5.3'te verilmektedir.



Şekil 5.2: Genel yapı birim şekil değiştirme analizi.

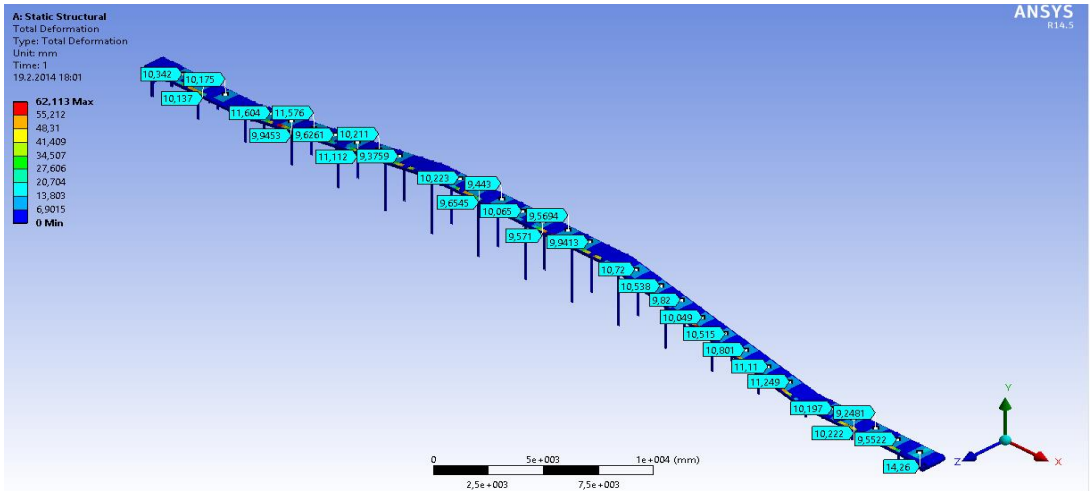


Şekil 5.3: Genel yapı sehim analizi.

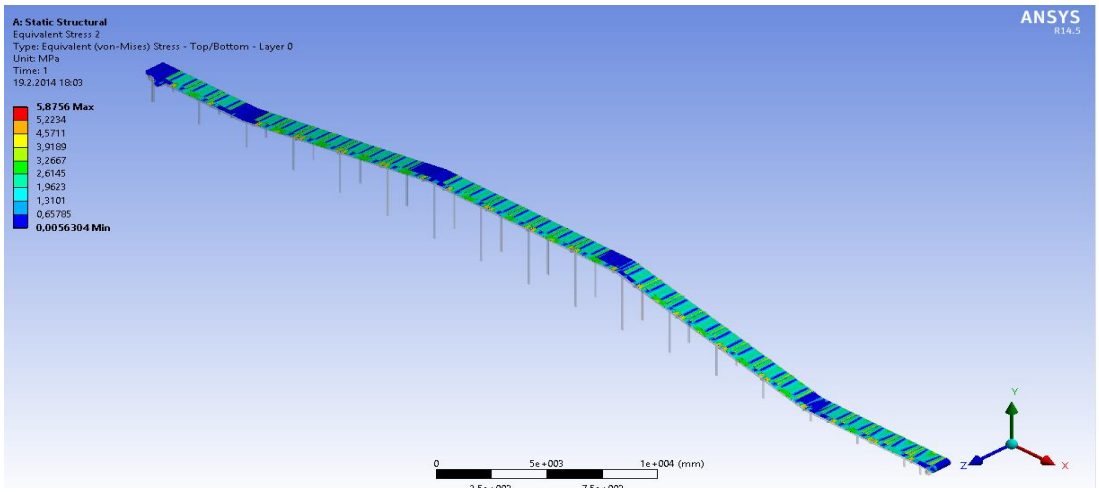
Bu sonuçlara bakıldığında kesin hüküm vermek zordur, çünkü yapı farklı özelliklere sahip malzemelerden kurulmuştur. Mavi alan, 30 MPa' a kadar olan gerilme değerlerini ifade etmektedir ancak, eğer bantta 30 MPa gerilme var ise bu bandın kopacağı anlamına gelir. Çünkü Bant dayanımı 12.5 MPa'dır. Bu sebeple parçaların ayrı ayrı incelenmesinde yarar vardır.

5.1.2 Bant analizi

Bant analizinde, gerilme ve sehim değerlerine bakılır. Sonuçlar şekil 5.4 ve 5.5'te verilmiştir.



Şekil 5.4: Bandın sehim değerleri.

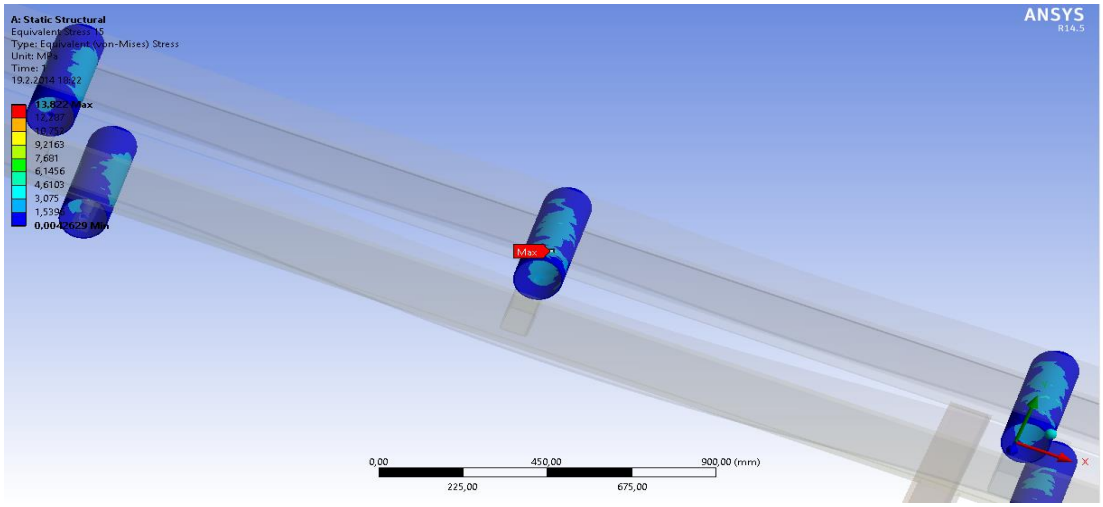


Şekil 5.5: Bandın gerilme değerleri.

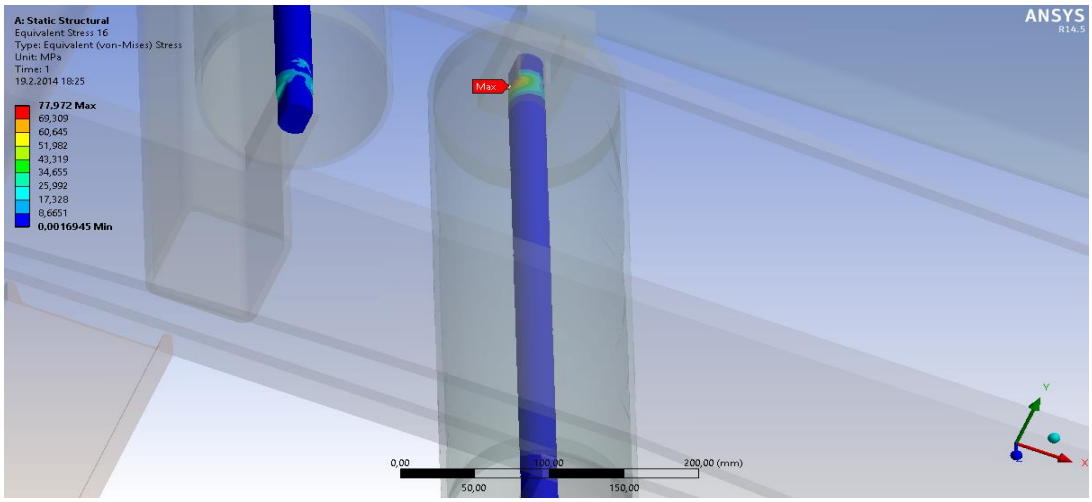
Çıkan sonuçlara bakıldığında bandın sehim değeri 3. bölümde analitik olarak hesaplanan 11.65 mm değerine oldukça yakındır (Tahrik tamburuna yakın bölgedeki sehimin 14.26 çıkması, oradaki aralığın 1400mm değil 1540mm olmasındandır) ve emniyetli sehim değeri olan 28 mm'den küçüktür. Gerilme değeri de maksimum 5.876 MPa olarak gözükmektedir ve bu değer de bandın çekme dayanımı değeri olan 12.5 MPa'dan küçüktür.

5.1.3 Rulo ve rulo mili gerilme analizi

Yapıda 67 adet rulo ve mili bulunmaktadır. Bunlardan 46 adedi taşıyıcı rulo görevi üstlenmekte ve 21 adedi de dönüş rulosu olarak görev yapmaktadır. Rulolar ve milleri gruplandırılarak gerilme değerlerine bakıldığında elde edilen sonuçlar şekil 5.6 ve 5.7'de gösterilmektedir.



Şekil 5.6: Rulo gerilme değerleri.



Şekil 5.7: Rulo mili gerilme değerleri.

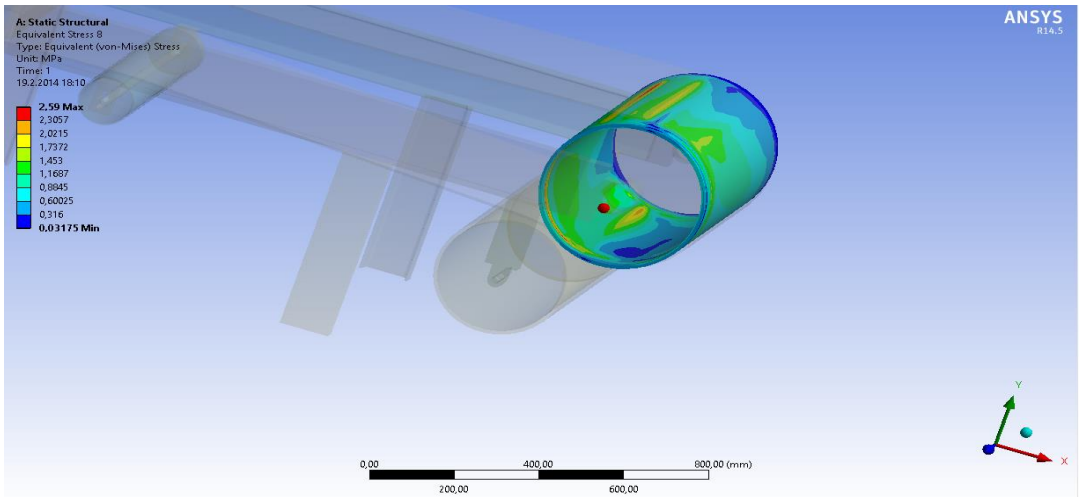
Rulo gerilme değerlerine bakıldığında en büyük gerilmenin 13.822 MPa olduğu görülmektedir. Ancak bu değer yanıltıcıdır, incelemelerde noktasal olarak beklenenden fazla çıkan gerilmeler görülmektedir, bunlar örgü yapısında noktasal olarak görülen hatalardır. Genel olarak rulolarda meydana gelen gerilmelerin 3 MPa civarında olduğunu söyleyebiliriz. Analitik hesabımızda ise bu değer 2.26 MPa civarı çıkmıştır. Yaklaşık %30 değerinde oluşan bu farkın sebebi rulo ve tamburlara gelen yüklerin ancak tahmini olarak hesap edilebilmesinden ileri gelmektedir. Kesin hesap yapılamamaktadır. Rulo milinde maksimum gerilme 77.972 MPa olarak çıkmıştır. Bu sonuç da yanıltıcıdır. Tasarımdan kaynaklı ani kesit değişimi sonucu bu şekilde yükseltmiştir, gerilme yığılması oluşmuştur. Ayrıca maksimum gerilmenin çıktığı mil, bandın bir miktar yön değiştirdiği ve rulo-bant temas yüzeyinin bir miktar daha arttığı rulodadır. Maksimum gerilmenin çıkmış olduğu mil haricinde, diğer millerde gerilme 18 MPa civarındadır. Denklem 3.32'den faydalanırsak, analitik hesap,

$$\sigma_{maks} = \frac{32.23485,40}{\pi.25^3} = 15,31 \text{ [MPa]} \qquad \textbf{(5.1)}$$

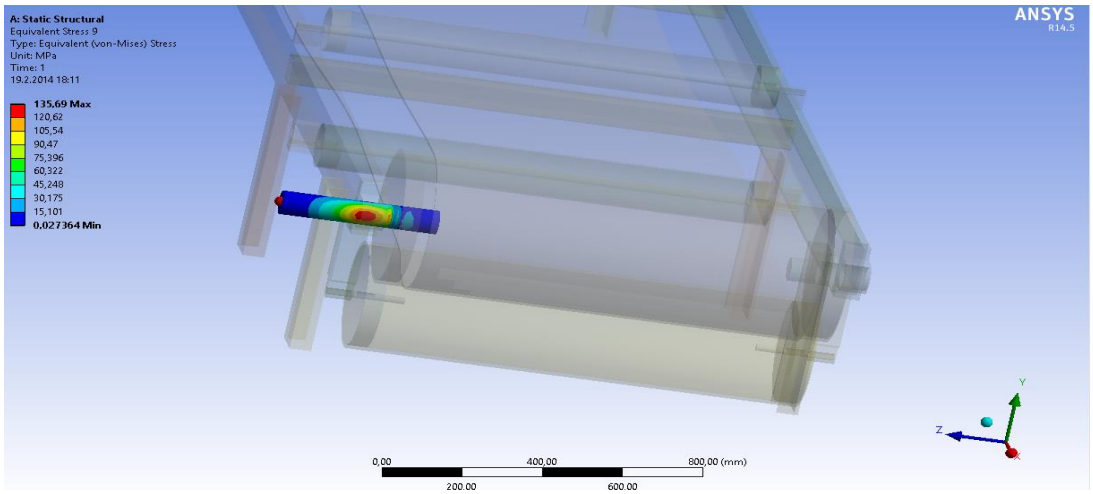
olarak bulunur. Yaklaşık yüzde %20 hata payı ile bu değer kabul edilebilir. Sınırlar içerisindedir.

5.1.4 Tahrik tamburu ve mili gerilme analizi

Tahrik tamburu ve milinin gerilme analizi sonuçları şekil 5.8 ve 5.9'da verilmiştir.



Şekil 5.8: Tahrik tamburu gerilme değerleri.



Şekil 5.9: Tahrik tamburu mili gerilme değerleri.

Tahrik tamburuna gelen yükleri belirlemek çok zordur. Çünkü konveyör çalışmaya başladıktan sonra oluşan kuvvetler tamburu bastırmaya çalışmakta tambur da bu esnada saptırma tamburuna temas etmektedir. Bu da gerilmelerin bir miktar daha fazla çıkmasına sebep olmaktadır. Sadece eğilmeye göre yapılan analitik hesapta tamburda 0.180MPa oluştuğu gözlenmiştir. Buna burulma etkisini de katarsak, eşdeğer gerilme olarak,

$$\sigma_{maks} = \frac{855000}{\frac{\pi(400^4 - 380^4)}{64}} \frac{400}{2} \cong 0,734 \ \text{[MPa]} \qquad \textbf{(5.2)}$$

değeri bulunur. Bu da sonlu elemanlar yöntemi sonucunun yaklaşık olarak %64 farklı olduğunu göstermektedir. Tambur mili de, yatakla olan temas noktasında gerilme

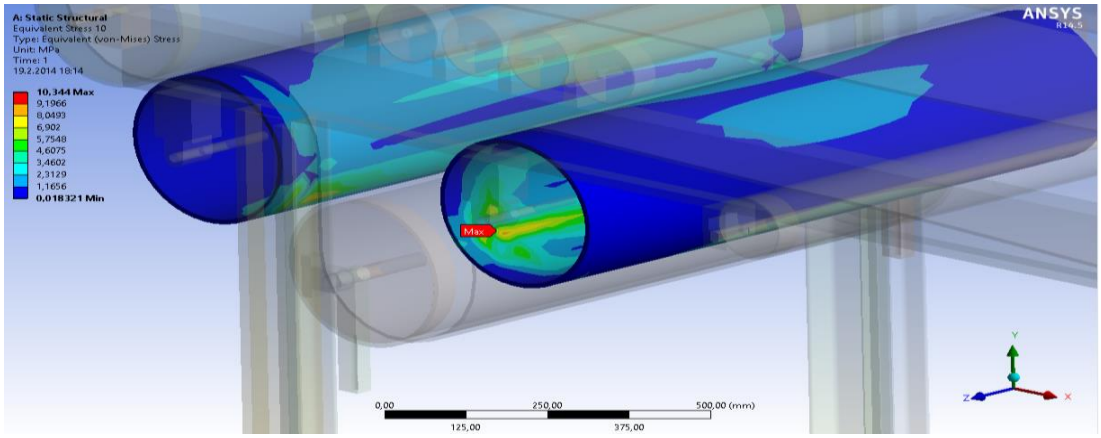
yığılması yaratarak olması gerekenden fazla sonuç vermiştir. Gerilme dağılımına bakarak, çıkması gereken sonucun 120MPa civarında olması gerektiği anlaşılmaktadır. Analitik hesabımız ise,

$$\sigma_{maks} = \frac{32.855000}{\pi.70^3} \cong 26 \ [\text{MPa}] \qquad \textbf{(5.3)}$$

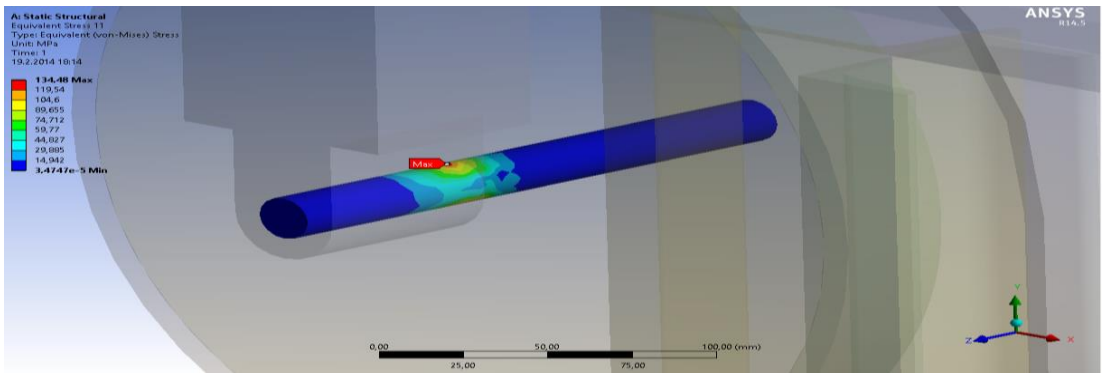
sonucunu vermektedir. Burada bu kadar farklı sonuç çıkması, daha önce de bahsedilen analitik hesapların zorluğu ve tamburun hareketi sonucunda oluşan ekstra gerilmelerle açıklanabilir.

5.1.5 Saptırma tamburu ve mili gerilme analizi

Yapıda bulunan saptırma tamburları 3 adettir. 2 adedi kuyruk tamburu bölgesinde ve 1 adedi de tahrik tamburu yanında bulunmaktadır. Gerilme analizi yapıldığında en büyük gerilmelerin çıktığı saptırma tamburu şekil 5.10'da, saptırma tamburu mili ise 5.11'de gösterilmektedir.



Şekil 5.10: Saptırma tamburu gerilme değerleri.



Şekil 5.11: Saptırma tamburu mili gerilme değerleri.

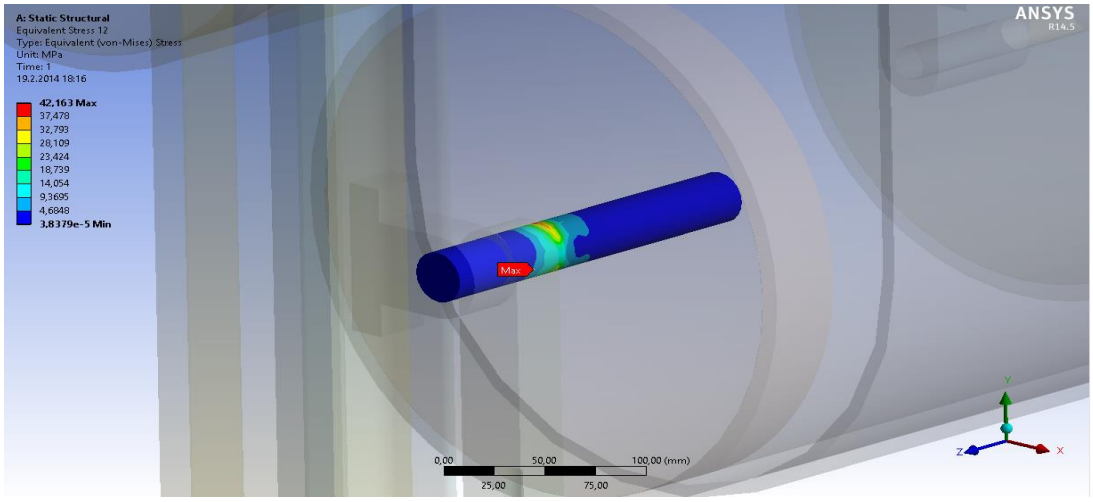
Sonuçlara göre tamburdaki maksimum gerilme 10,344 MPa, milde ise 134,48 MPa olarak ortaya çıkmıştır. Analitik hesaplarda ise bu değerler, tambur için 0,174MPa ve mil için ise,

$$\sigma_{maks} = \frac{32.36180,07}{\pi.20^3} \cong 46 \text{ [MPa]} \qquad \textbf{(5.4)}$$

Sonuçların bu kadar farklı olmasının sebebi, tambur için gergi tertibatının etkisinin analitik olarak hesaplanamaması ve mil için de yatağın mili kesmeye çalışması gösterilebilir. Dikkatle incelendiğinde milin yatağa giriş kısmı haricinde diğer bölgelerde maksimum gerilmenin, 45-60 MPa aralığında olduğu gözlenebilir.

5.1.6 Gergi tamburu mili gerilme analizi

Gergi tamburu mili, saptırma ve kuyruk tamburu millerinden farklı olarak 30 mm çapında seçilmiştir. Gergi ağırlığı uygulandığında mil üzerinde oluşan gerilmeler şekil 5.12'de gösterilmektedir.



Şekil 5.12: Gergi tamburu mili gerilme değerleri.

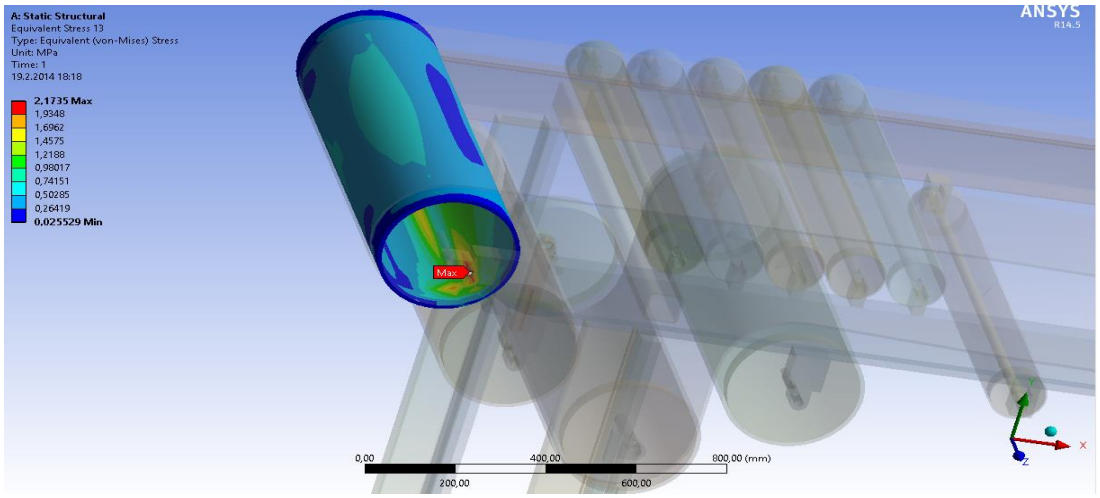
Gergi tamburu milinde oluşan maksimum gerilme 42.163 MPa olarak görülmektedir. Analitik hesap yapıldığında ise,

$$\sigma_{maks} = \frac{32.124078,10}{\pi.30^3} \cong 46,8 \text{ [MPa]} \qquad \textbf{(5.5)}$$

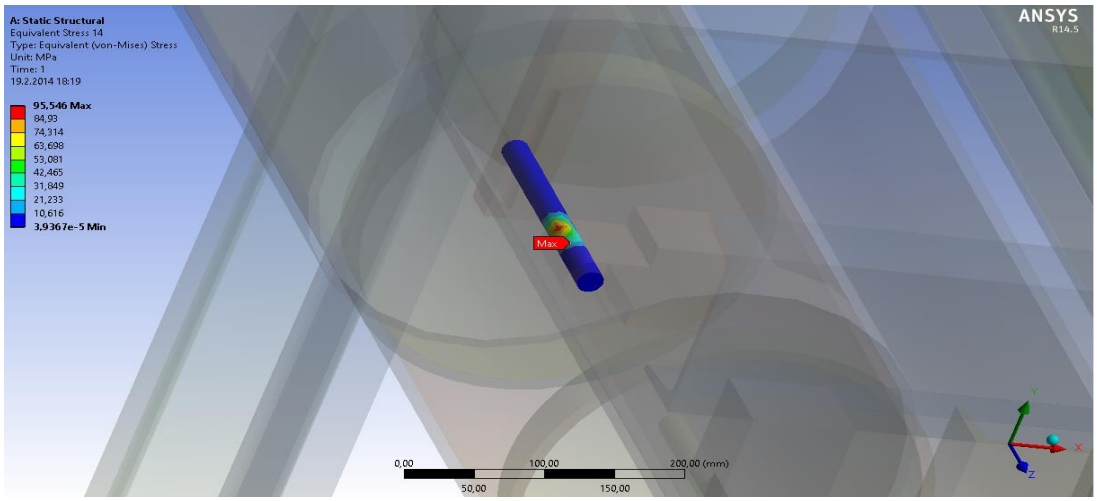
değeri bulunur. Gergi tamburu miline, sadece kendi ağırlığı ve gergi ağırlığı etkidiği için sonuçlar yakın çıkabilmiştir. Hata oranı yaklaşık %10'dur.

5.1.7 Kuyruk tamburu ve mili gerilme analizi

Kuyruk tamburu saptırma ve gergi tamburuyla aynı ebatta olup 320 mm dış ve 300 mm iç çapa sahiptir. Kuyruk tamburu mili çapı da 20 mm'dir. Yapılan analizin sonuçları şekil 5.13 ve 5.14'te gösterilmektedir.



Şekil 5.13: Kuyruk tamburu gerilme değerleri.



Şekil 5.14: Kuyruk tamburu mili gerilme değerleri.

Kuyruk tamburunda oluşan maksimum gerilme 2.1735 MPa olarak görülmektedir. Milde oluşan gerilme ise 95,546 MPa olarak görülmektedir. Tambur için, analitik hesap bölümünde sadece eğilme için yapılan hesap verilmişti, burulmayı da katarak eşdeğer gerilme incelendiğinde,

$$\sigma_{maks} = \frac{694075,8}{\frac{\pi(320^4 - 300^4)}{64}} \frac{320}{2} \cong 0,95 \text{ [MPa]} \quad \textbf{(5.6)}$$

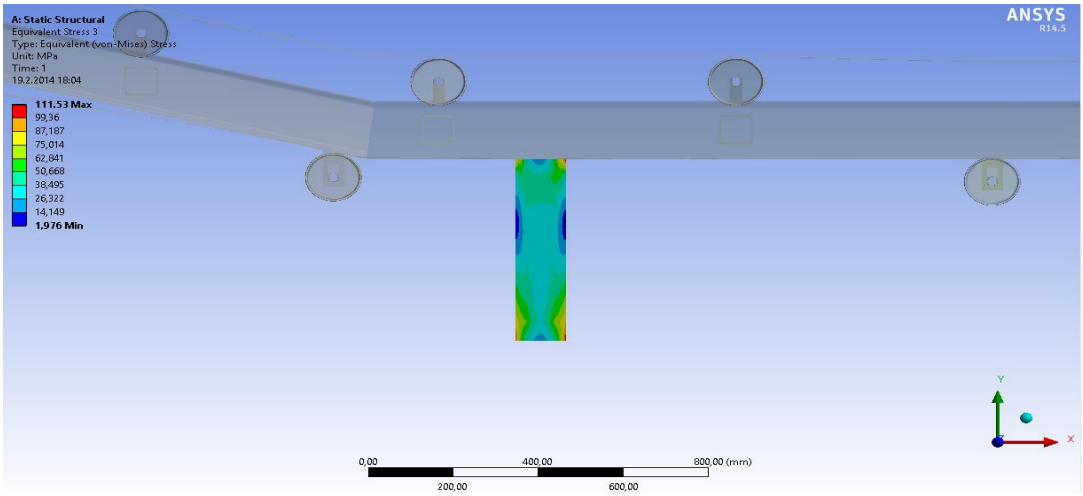
olarak bulunur. Görüldüğü gibi bu değer tamburda oluşan maksimum gerilmenin yarısı kadardır, bunun sebebi daha önce açıklandığı gibi, tasarımdan dolayı saptırma tamburuyla kuyruk tamburunun, bandın hareketi ile birbirine baskı uygulaması ve gerilmeleri arttırmasıdır. Yoksa genel olarak bakıldığında temas bölgeleri haricinde maksimum gerilmenin 0,98 MPa dolaylarında olduğu görülmektedir. Milin analitik hesabına bakıldığında,

$$\sigma_{maks} = \frac{32.44205,04}{\pi.20^3} \cong 56,29 \text{ [MPa]} \quad \textbf{(5.7)}$$

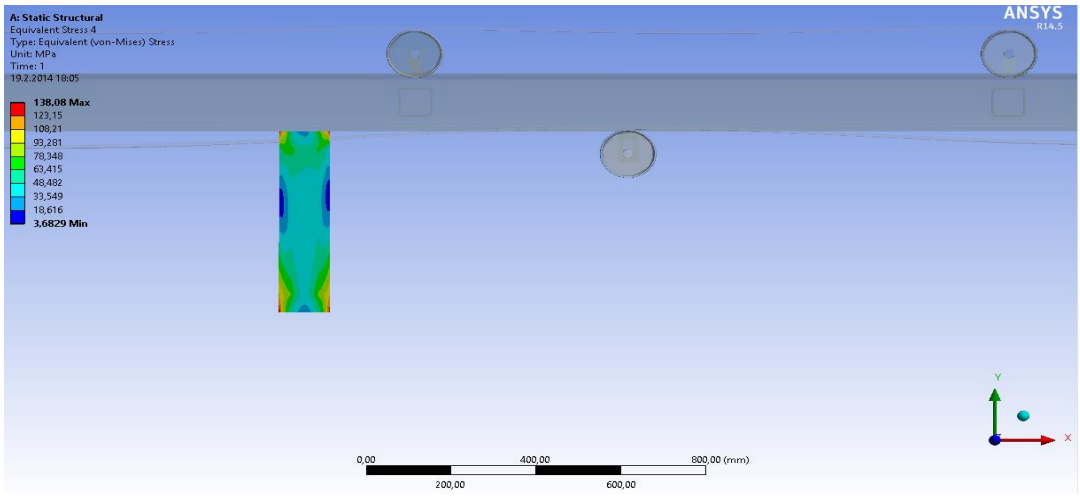
olarak bulunur. Ancak bu değer sonlu elemanlar yöntemiyle bulunmuş olan, 95,546 MPa değerinden küçüktür. Bunun sebebi, milin yatakla birleştiği bölgede kesmeye maruz kalması ve gerilme yığılması oluşmuş olmasındandır. Milin yataktan sonra maruz kaldığı maksimum gerilme 42,5 MPa civarındandır. Bu da bizim sonucumuzla yaklaşık %80 oranında örtüşmektedir.

5.1.8 Şasi profilleri gerilme analizi

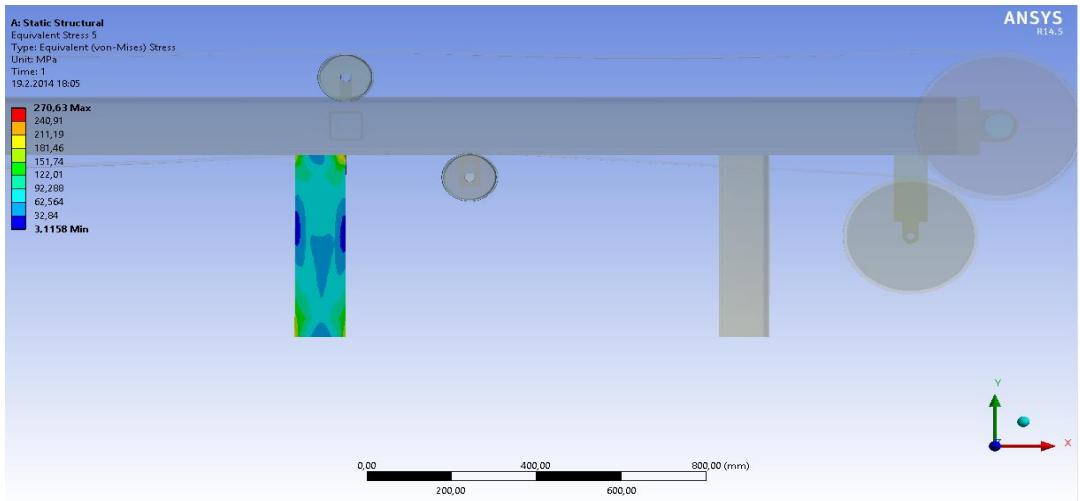
Şasi profilleri ana bağlantılar için 160'lık, bacaklar için 120'lik U, ara bağlantılar için ise 80'lik kare profil olarak seçilmiştir. Gerilme analizi sonucunda elde edilen değerler şekil 5.15, 5.16, 5.17, 5.18 ve 5.19'da gösterilmektedir.



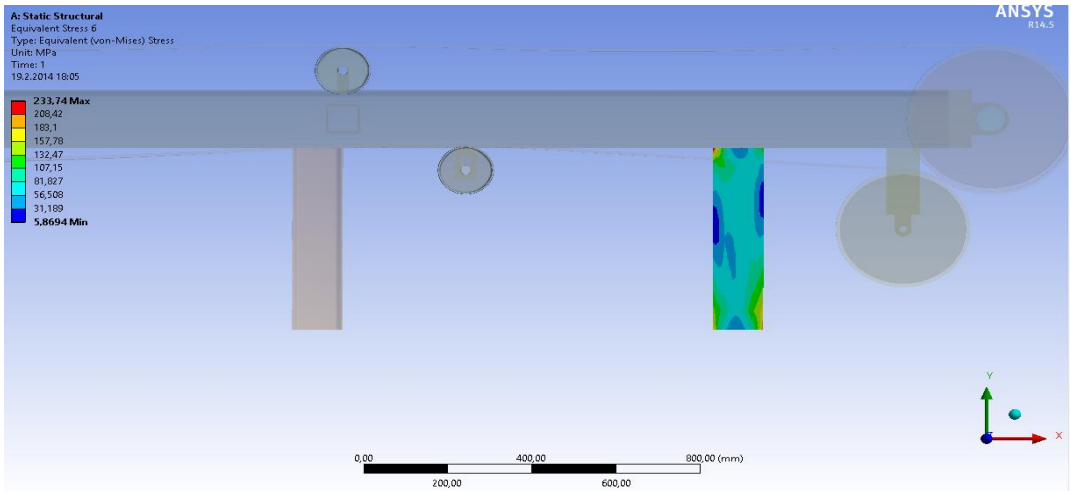
Şekil 5.15: Bacak 15 için gerilme analizi.



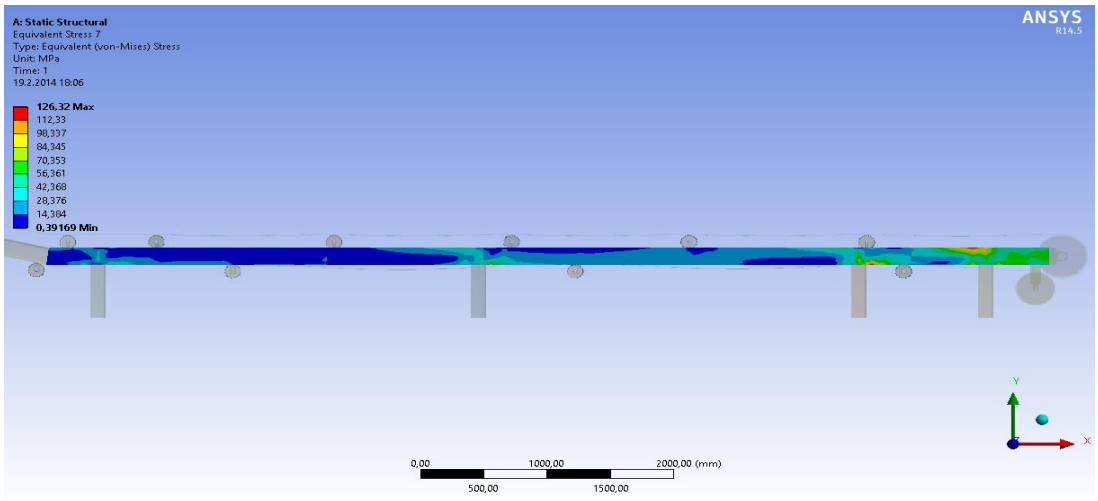
Şekil 5.16: Bacak 16 için gerilme analizi.



Şekil 5.17: Bacak 17 için gerilme analizi.



Şekil 5.18: Bacak 18 için gerilme analizi.

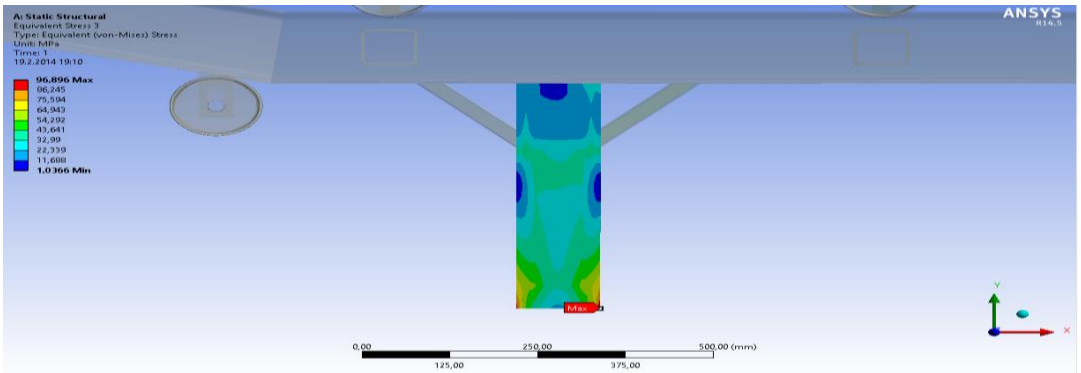


Şekil 5.19: Ana bağlantı için gerilme analizi.

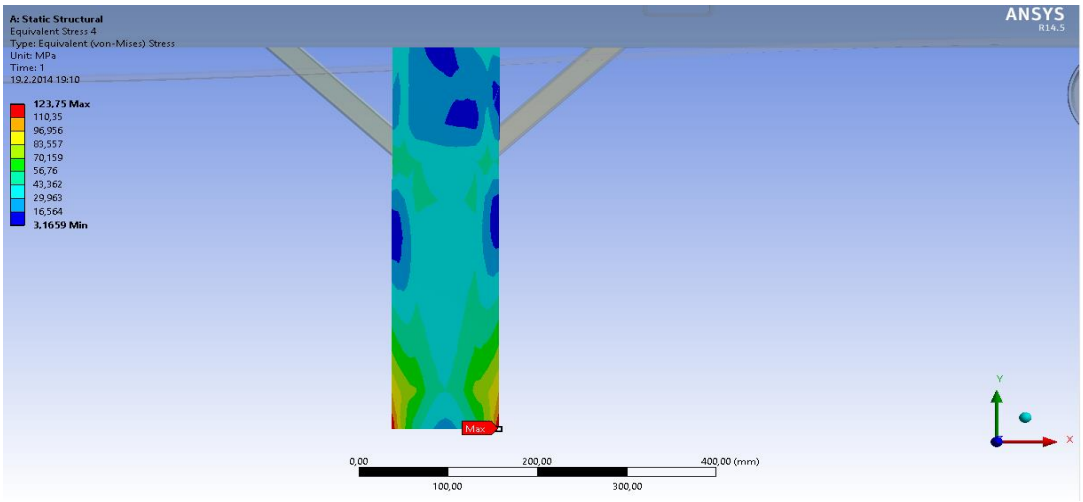
Sonuçlara göre maksimum gerilmeler, bacak 15 için 111.53 MPa, bacak 16 için 138.08 MPa, bacak 17 için 270.63 MPa, bacak 18 için 233.74 MPa ve ana bağlantı için 126.32 MPa olmaktadır.

5.2 Öneriler

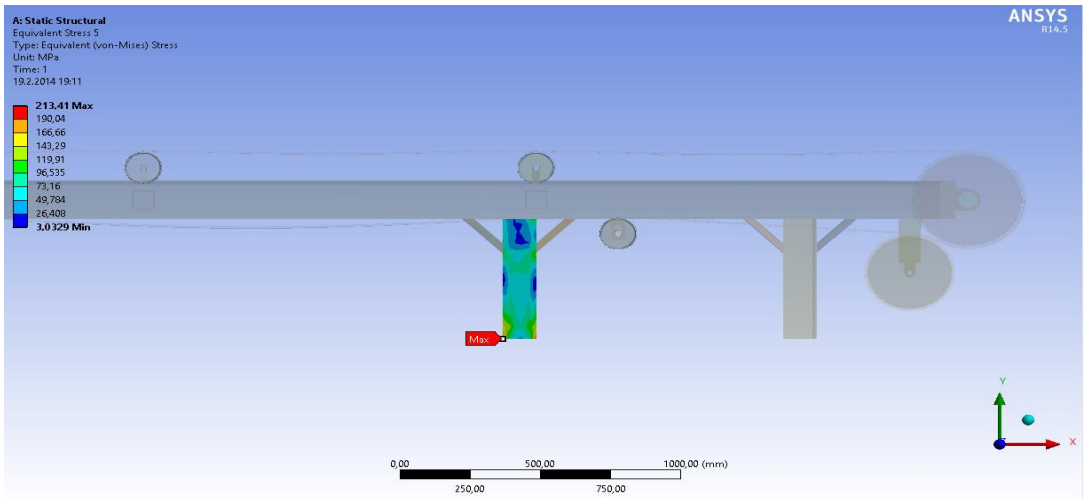
Bant, tamburlar, rulolar, rulo ve gergi tamburu milleri emniyetlidir. Ancak, tahrik, saptırma ve kuyruk tamburu milleri, st50 malzemesinin miller için verilen emniyetli gerilmesi 100MPa değerini ya geçmekte ya da bu değere yakın sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, bu millerin ya yarıçapları arttırılmalı, ya yatak içine geçen bölgeleri faturalandırılmalı ya da malzemesi değiştirilmelidir. Ayrıca bu bölgelerde kullanılacak rulmanlar da analiz sonuçlarına göre değiştirilmelidir. Şaside bulunan bacak 15, 16, 17, 18 ve ana bağlantı maksimum gerilmeleri vermektedir. Bu nedenle çeşitli uygulamalar yapılabilir. İlk olarak destek elemanları eklediğimizde çıkan sonuçlar şekil 5.20, 5.21, 5.22, 5.23, 5.24'te gözlemlenebilmektedir.



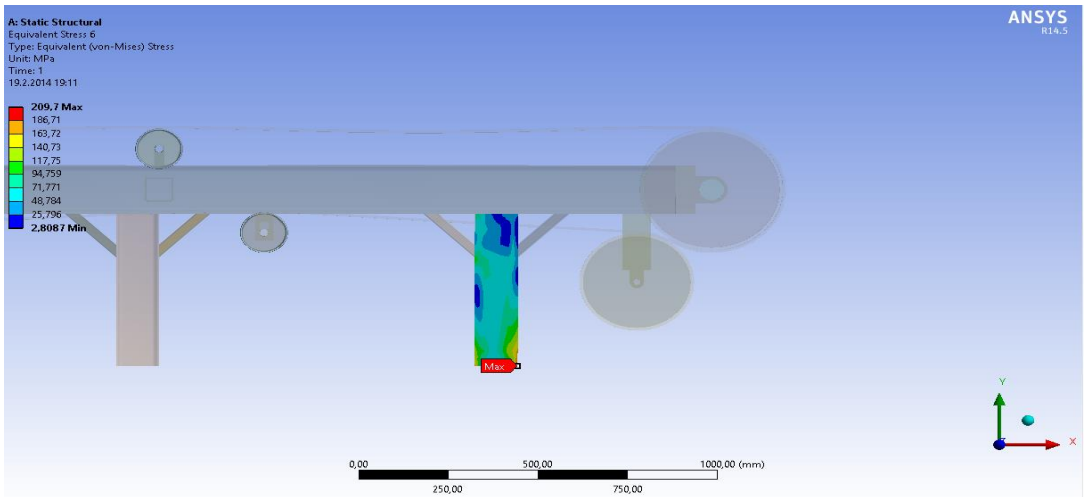
Şekil 5.20: Bacak 15 için gerilme analizi. (destekli)



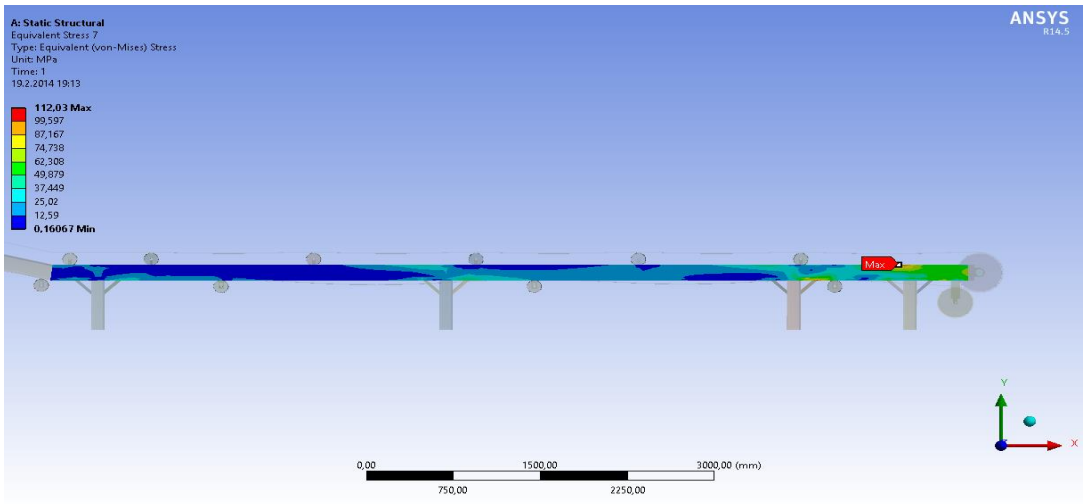
Şekil 5.21: Bacak 16 için gerilme analizi. (destekli)



Şekil 5.22: Bacak 17 için gerilme analizi. (destekli)



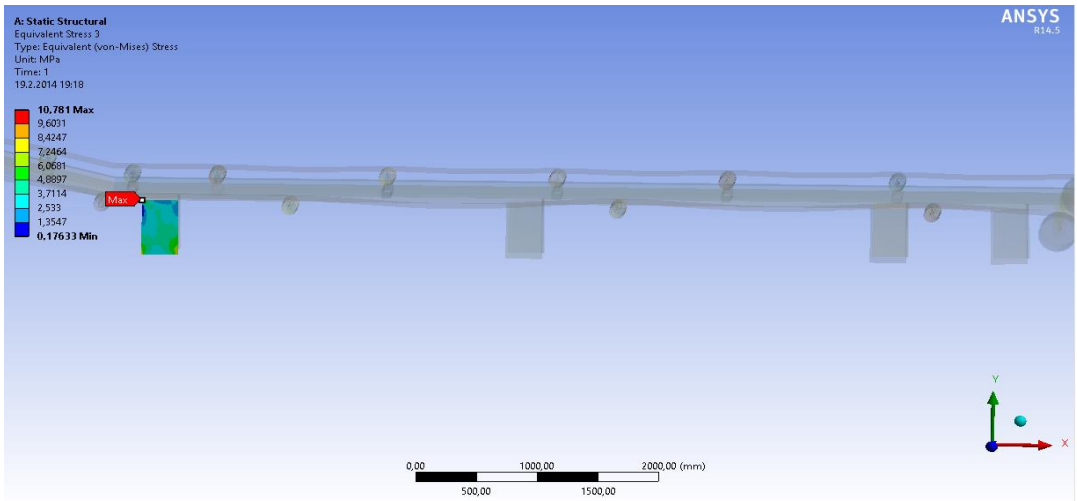
Şekil 5.23: Bacak 18 için gerilme analizi. (destekli)



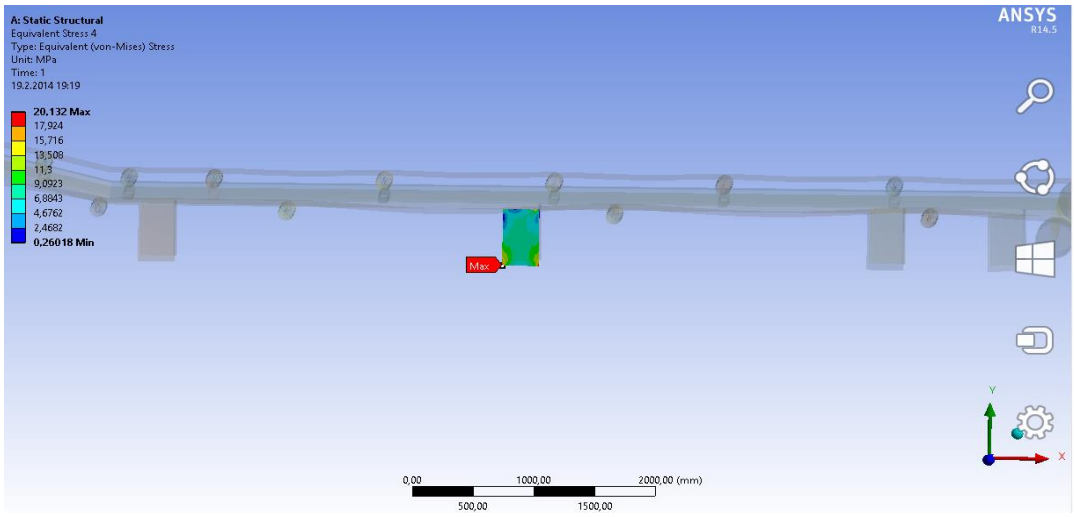
Şekil 5.24: Ana bağlantı için gerilme analizi. (destekli)

Bu sonuçlar incelendiğinde destek elemanları kullanıldığında arzu edilen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir. Bunun sebebi bacak üst kısımlarının destek elemanlarıyla güçlendirilmiş olmasına rağmen alt kısımların hiçbir iyileştirme işlemi görmemesi ve bunun sonucunda bacakların yerle birleşim yaptığı noktalarda gerilme yığılmaları oluşması gösterilebilir.

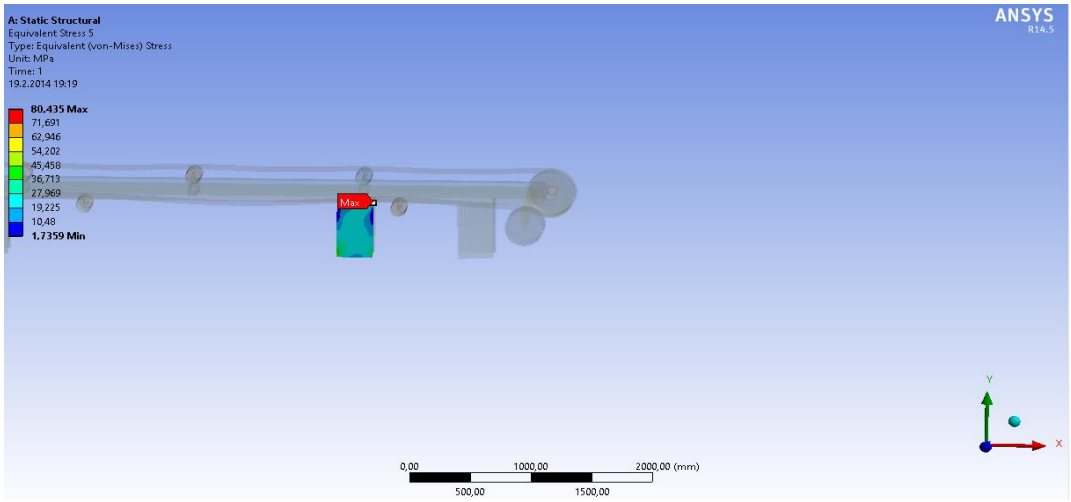
Bu olumsuzluğu gidermek için, başka bir yönteme yönelmek daha sağlıklı olacaktır. Bu sebeple destek elemanlarından vazgeçilerek bacak profillerinin, tahrik tamburuna yakın bölgelerde değiştirilmesi düşünülmüştür. Bu amaçla U120 olan bacak profilleri tahrik tamburu yakınlarında U300 ile değiştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar şekil 5.25, 5.26, 5.27, 5.28, 5.29 da gösterilmektedir.



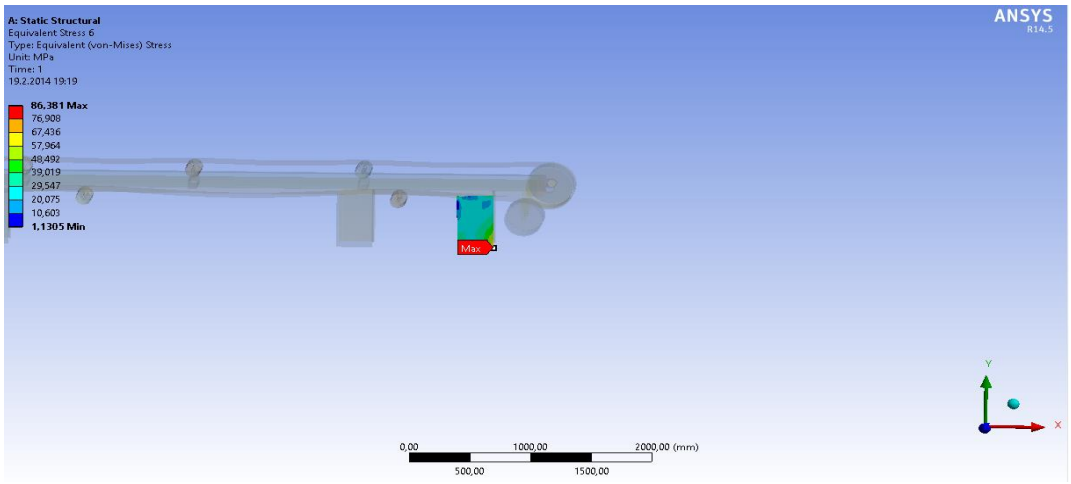
Şekil 5.25: Bacak 15 için gerilme analizi. (farklı profilli)



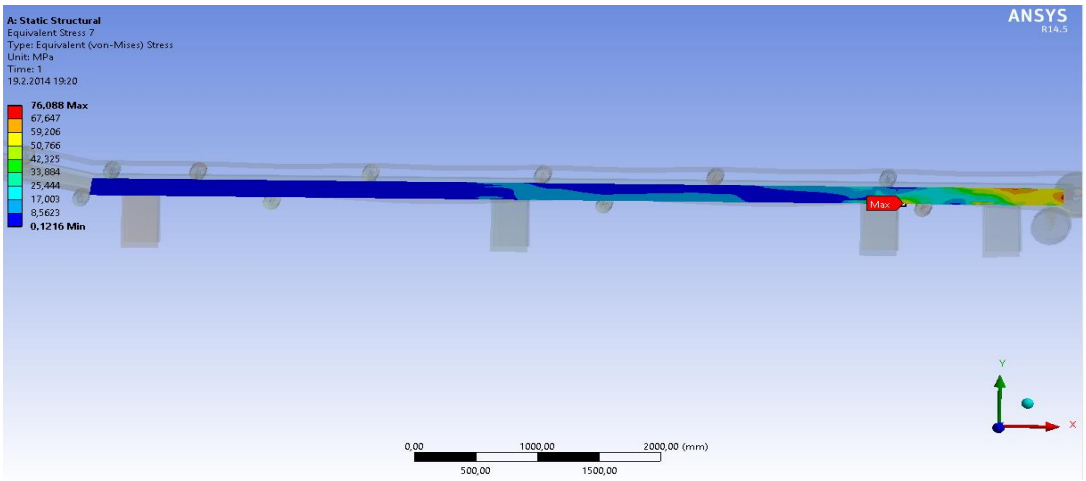
Şekil 5.26: Bacak 16 için gerilme analizi. (farklı profilli)



Şekil 5.27: Bacak 17 için gerilme analizi. (farklı profilli)



Şekil 5.28: Bacak 18 için gerilme analizi. (farklı profilli)



Şekil 5.29: Ana bağlantı için gerilme analizi. (farklı profilli)

Bu sonuçlar incelendiğinde, maksimum gerilmeler, bacak 15 için 10.781, bacak 16 için 20.132, bacak 17 için 80.435, bacak 18 için 86.381, ana bağlantı için 76,088 MPa olarak bulunur. Böylece profil değişimiyle hem maksimum gerilme değerleri indirilmiş olur, hem de başlangıçta kullanılması düşünülen St50'den yapılma profiller yerine St34'ten yapılma profiller kullanılabilir (St34 Profil için emniyetli gerilme değeri 136MPa olarak kabul edilmiştir). Böylece maliyetler de azaltılmış olur.

Sonuç olarak, bantlı konveyörün sonlu elemanlar yöntemiyle analizi, kullanılacak parçaları sadece tablolar vasıtasıyla seçilebilen ve tasarımı ancak sezgisel olarak yapılabilen konveyörlerin yorumlanabilmesini sağlamıştır. Ayrıca analitik olarak yapılan hesapların, tamburların, millerin ve ruloların üzerine gelen yükleri tam olarak ortaya koyamayacağını da göstermiştir. Normal şartlar altında ancak imalat bittikten ve konveyör çalışmaya başladıktan sonra görülebilecek sıkıntılar daha proje aşamasında tespit edilebilmiş ve çözüm önerileri sunulabilmiştir.

Gelecek çalışmalarda deneysel yöntemlerle hesaplamalar yapılması, sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan hesaplamaların tutarlılığını anlamak açısından faydalı olacaktır. Ayrıca görülmüştür ki, tablolarda önerilen ölçüler fazlasıyla güvenli sonuçlar alınmasını sağlamaktadır. Bu tabloların epey önceki yıllarda hazırlandığı göz önüne alındığında, bilgisayar destekli mühendislik hesaplamalarıyla tabloların optimize edilmesi ve yeni standartlar oluşturulması gerektiği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Demirsoy, M., (2005), Transport Tekniği, Cilt 2. Birsen Yayınevi, İstanbul.

[2] Cürgül, İ., (2010), Taşıma Tekniği. Birsen Yayınevi, İstanbul.

[3] Aşık, E., Bantlı Konveyörler. T.M.M.O.B. Makina Mühendisleri Odası, Ankara.

[4] CEMA. (2007), Belt Conveyors for Bulk Materials 6th Ed., Conveyor Equipment Manufacturers Association, USA.

[5] DIN 22101, Subat, 1982. Belt Conveyors for Bulk Materials - Bases for calculation and design. *DIN*.

[6] TS 547 EN ISO 14890, Nisan, 2004. Kauçuk veya Plastik Kaplanmış Tekstil Karkaslı Bantlarının Özellikleri.

[7] TS EN ISO 283-1, Nisan, 2004. Tekstil Konveyör Bantları, Bölüm 1: Kopma Mukavemeti, Kopma Uzaması ve Referans Yükte Uzamanın Tayini.

[8] TS EN 22721, Nisan, 2008. Konveyör Bantlar Özellikler.

[9] TS ISO 3870, Şubat, 2000. Konveyör Bantlar Gerdirme Tertibatları.

[10] TS ISO 10247, Nisan, 2004. Konveyör Bantları Sınıflandırma.

[11] Gerdemeli, İ. , İmrak C. E. , Kesikçi M. K. , (2005), Sürekli Transport Sistemleri. Birsen Yayınevi, İstanbul.

[12] Lodewijks, G., (1996), Dynamics of Belt Systems, doktora tezi. TUdelft Hollanda.

[13] Kurt S., Gerdemeli İ., Cengiz C., (2012), Analysis of Belt Conveyor Using Finite Element Method. Internation Virtual Journal.

[14] Huque, S. T. (2004), Analytical and numerical investigations into belt conveyor transfers, doktora tezi. University of Wollongong.

[15] Jones, D. R. H. (1995), Fatique Failures of Welded Conveyor Drums. Engineering Failure Analysis, Vol 2, No 1 pp 59-69.

[16] Affolter, Ch. , Piskoty, G. , Koller, R. , Zgraggen, M. , Rütti, T. F. , (2007), Fatique In The Shell of a Conveyor Drum. Engineering Failure Analysis 14, 1038-1052.

[17] Zyl, G. , Al-Sahli, A., (2013), Failure Analysis of Conveyor Pulley Shaft. Case Studies in Engineering Failure Analysis 1, 144-155.

[18] Rao, A. M. , Suresh, G., S., V., Priyadarshini, D., (2012), Alternate Design and Optimization of Conveyor Pulley Using Finite Element Analysis. International Journal of Engineering Research and Technology Vol 1 Issue 7.

[19] Cürgül, İ., Feyzullahoğlu,E., (2003), Transport Tekniği Problemleri, Birsen Yayınevi, İstanbul.

[20] Yılmaz Redüktör, Ürün Kataloğu.

[21] Skf Rulman, Ürün Kataloğu.

[22] Topçu, M., Taşgetiren, S., (1998), Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu. Mühendislik Fakültesi Matbaası, Denizli.

[23] Url-1 < http://www.biymed.com/femmuh/analiz/fem/seynedir.htm >, alındığı tarih: 23.02.2014

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Emrah Tuğberk DAYAN

Doğum Yeri ve Tarihi: Kırklareli / 15.10.1990

Adres: Maltepe / İstanbul

E-posta: dayane@itu.edu.tr

Lisans: Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2012.

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- Gerdemeli İ., Kurt S., Dayan E. T., 2014: Finite Element Analysis Of Belt Conveyor. *International Congress –Innovative Technologies*, September 10-12, 2014 Leiria, Portugal.