İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

LİNYİT KÖMÜR TAŞIYAN BANTLI KONVEYÖRÜN TASARIMI, ANALİZİ VE KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Volkan YILDIZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrol Programı

Tez Danışmanı: Yrd.Doç.Dr. İsmail GERDEMELİ

HAZİRAN 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

LİNYİT KÖMÜR TAŞIYAN BANTLI KONVEYÖRÜN TASARIMI, ANALİZİ VE KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Volkan YILDIZ
503121614

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrol Programı

Tez Danışmanı: Yrd.Doç.Dr. İsmail GERDEMELİ

4 HAZİRAN 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121614 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Volkan YILDIZ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"LİNYİT KÖMÜR TAŞIYAN BANTLI KONVEYÖR TASARIMI, ANALİZİ VE KONTROLÜ"** 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 : **5 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **30 Mayıs 2014**

ÖNSÖZ

Tezimi hazırlama sürecinde desteklerini esirgemeyen kıymetli Sayın Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ' ye, her daim sonsuz destekleri ile yanımda olan aile bireylerim Gülten Yıldız, Dado Yıldız, Özkan Öncü'ye, yol arkadaşım Yasemin Ak'a, eğitim hayatımda anlamlı yere sahip olan ve zamansız bir anda bizden ayrılan Fatma Özcan'a ve tüm sevdiklerime maddi manevi desteklerinden dolayı sonsuz saygı ve sevgilerimle teşekkür ederim.

Mayıs 2014

Volkan YILDIZ
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xi**
KISALTMALAR ..... **xii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiv**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. GİRİŞ 1
1.1 Bantlı Konveyörler Hakkında Genel Bilgi 1
1.2 Bantlı Konveyörler Üzerine Yapılan Literatür Çalışmaları 2
1.3 Amaç ve Kapsam 3
2. BANTLI KONVEYÖRLER **5**
2.1 Bantlı Konveyörlerin Temel Prensibi 5
2.2 Bantlı Konveyörlerin Uygulama Alanları 6
2.3 Bantlı Konveyörlerin Türleri 7
2.3.1 Sürekli Bantlı Konveyörler 7
2.3.2 Kayabilen Bantlı Konveyörler 8
2.3.3 Yüksek Açılı Konveyörler 9
2.3.4 Kablolu Bantlı Konveyörler 10
2.3.5 Boru Tipi Bantlı Konveyörler 12
2.4 Bantlı Konveyör Elemanları 12
2.4.1 Konveyör Bandı 13
2.4.2 Tahrik Rulosu 15
2.4.3 Rulolar (Makaralar) 17
2.4.4 Şasi 18
2.4.5 Temizleme Aparatı 21
2.4.6 Bantlı Konveyörlerde Gergi Mekanizması 22
2.4.6.1 Pnömatik Kontrollü Gergi Sistemi Mekanizması 22
2.4.6.2 Karşı Ağırlığa Sahip Gergi Sistemi Mekanizması 23

2.4.6.3 Vidalı Gergi Sistemi Mekanizması....24
3. BANTLI KONVEYÖR KONSTRÜKSİYON HESABI, TASARIMI VE KONTROLÜ....25
3.1 Bantlı Konveyörlerin Konstrüksiyon Hesabı....25
3.1.1 Bantlı Konveyörlerde Bant Genişliği Hesabı....25
3.1.2 Rulo Aralıkları Hesabı....26
3.1.3 Yığın Malzeme Genişliği Hesabı....27
3.1.4 Tahrik Tambur Çapı Hesabı....27
3.1.5 Tahrik Kasnak Devir Sayısı Hesabı....28
3.1.6 Avare Makaraların Boyutları....28
3.1.7 Konveyör Bant Seçimi....28
3.1.8 Güç Hesabı....30
3.1.9 Tahrik Elektrik Motoru Seçimi....31
3.1.10 Tahrik Mil Çapı Hesabı....33
3.1.11 Tahrik Tambur Rulman Hesabı....34
3.1.12 Avare Ruloların Rulman Hesabı....34
3.1.13 Germe Rulosu Rulman Hesabı....35
3.1.14 Germe Rulosu Mil Çapı Hesabı....35
3.1.15 Avare Ruloların Mil Çapları Hesabı....36
3.1.16 Ina Schaefler® Raylarının Mukavemet Kontrolü....36
3.1.17 Gergi Sistemi için Pnömatik Ekipman Seçimi....38
3.2 Modelleme Programı Kullanılarak Bantlı Konveyör Tasarımı....39
3.2.1 Unigraphics® (NX) ile Bantlı Konveyör Tasarımı....40
3.2.2 Bantlı Konveyör Tasarımında Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar....41
3.2.2.1 İmalat Fizibilite Çalışması....42
3.2.2.2 Makina Tasarımında Kullanılan Optimizasyon Teknikleri....43
3.2.3 Bantlı Konveyör Pnömatik Gergi Sistem Kontrolü....43
4. BANTLI KONVEYÖR KONSTRÜKSİYON ANALİZİ....49
4.1 HyperMesh® Programı....49
4.2 HyperMesh® Programı Kullanılarak Lineer Statik Analizinin Yapılması....50
4.3 HyperMesh® Programı Kullanılarak Inertia Relief Analizinin Yapılması....52
4.4 HyperMesh® Programında Kontak Atama....53
4.5 HyperMesh® Programında 3 Boyutlu Mesh Türleri....54
4.6 HyperMesh® ile Bantlı Konveyör Gerilme Analiz Tespiti....55
4.6.1 Baş Tahrik Rulosunun Statik Analizleri....56
4.6.1.1 Germe Durumunda Baş Tahrik Rulosunun Statik Analizi....57
4.6.1.2 Çalışır Durumda Baş Tahrik Rulosunun Inertia Relief Analizi....60
4.6.2 Sonlandırıcı Rulosu Statik Analizi....62

5. SONUÇ VE ÖNERİLER 65
5.1 Sonuç 65
KAYNAKLAR 69
ÖZGEÇMİŞ 71

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: Standart Bant Genişlikleri 26
Çizelge 3.2: Taşıyıcı ve Dönüş Makara Grupları Arası Mesafe 26
Çizelge 3.3: Yaklaşık Bant Ağırlığı 30

KISALTMALAR

m/sn **:** Hız Birimi

mm **:** Uzunluk

d/dk **:** Devir

d **:** Çap

BG **:** Beygir Gücü

KW **:** Güç Birimi

N.m **:** Moment Değeri

NX **:** Unigrafics Programı

CAE **:** Bilgisayar Destekli Mühendislik

CAD **:** Bilgisayar Destekli Tasarım

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Bantlı Konveyörün Temsili Görünümü 5
Şekil 2.2: Linyit Kömür Taşıyan Bantlı Konveyör 6
Şekil 2.3: Chevrolet Araç Üretim Hattında Kullanılan Bantlı Konveyör 7
Şekil 2.4: Bantlı Konveyör ile Yığın Malzemelerin Taşınması 8
Şekil 2.5: Katlanabilen ve Taşınabilen Bantlı Konveyör Tipi 8
Şekil 2.6: Kayabilen Bantlı Konveyör Türü 8
Şekil 2.7: Thyssenkrupp® Firmasına aitYapılmış Kayabilen Bantlı Konveyör 9
Şekil 2.8: Yüksek Açılı Bantlı Konveyör 10
Şekil 2.9: Kablolu Bantlı Konveyör Tasarımına ait Bir Görüntü 10
Şekil 2.10: Kablolu Bantlı Konveyör Kullanımı 11
Şekil 2.11: Kablolu Bantlı Konveyörün Alt Makara Tahrik Sistemi 11
Şekil 2.12: Boru Tipi Bantlı Konveyör 12
Şekil 2.13: Konveyör Bandının Yapısı 12
Şekil 2.14: Konveyör Tasarımında Kullanılmış Kırmızı Renkli Bant 13
Şekil 2.15: Yatay Konumda Çalışan Tahrik Tamburu 14
Şekil 2.16: Elektrik Motorlu Tahrik Rulosu 15
Şekil 2.17: Makara Grupları 15
Şekil 2.18: Tasarımda Kullanılan Standart Üçlü Makara Grubu (20-0-20) 16
Şekil 2.19: Üst ve Alt Rulo Sistemini Taşıyan Üst Ana Konstrüksyion 17
Şekil 2.20: Üst Ana Konstrüksiyonu Destekleyen Alt Ana Konstrüksiyon 18
Şekil 2.21: Elektrik Motorunu Yere ve Ana Konstrüksiyona Sabitleyen Şasi 18
Şekil 2.22: Tahrik Rulosunun Yere Sabitlenmesi 21
Şekil 2.23: Temizleyici Aparatının Gövdeye Bağlantısı ve Tasarımı 22
Şekil 2.24: Pnömatik Kontrollü Gergi Sistemi Tasarımı 23
Şekil 2.25: Ucuna Ağırlık Asılmış Gerdirme Tamburu 24
Şekil 2.26: Vidalı Gergi Mekanizması 24
Şekil 3.1: Bantlı Konveyör Üzerinde Yeşil Renk ile Gösterilmiş Yığın Malzeme ... 25
Şekil 3.2: Tahrik Tambur Yarıçapının Gösterimi 25
Şekil 3.3: Avare Makara Boyut Kıstasları 26
Şekil 3.4: Bantlı Konveyör Tasarımında Kullanılan Bant 27

Şekil 3.5: Bantlı Konveyör Tahrik Rulosu için Seçilmiş Redüktörlü Motor 33
Şekil 3.6: Tahrik Tamburu Üzerine Etkiyen Kuvvetler..... 33
Şekil 3.7: Ina Schaeffler® Firması Kataloglarından Seçilmiş Çift Sıralı Yatak 34
Şekil 3.8: Avare Makara Rulmanı 35
Şekil 3.9: Pnömatik Gergi Sistemi Ina Schaeffler® Arabaları ve Diğer Ekipmanları 37
Şekil 3.10: Gergi Sisteminde Kullanılan Ina Schaeffler Firması Arabaları 38
Şekil 3.11: Gergi Mekanizmasında Kullanılan Pnömatik Sistem 38
Şekil 3.12: Pnömatik Bağlantının Sabitlenmesi İçin Gerekli Küresel Mafsal 39
Şekil 3.13: Pnömatik Sistemin Flanş Bağlantısı..... 39
Şekil 3.14: NX Programı İle Yapılmış olan 10m Uzunluğundaki Konveyör..... 41
Şekil 3.15: Keskin Köşe Tasarımına Sahip Montaj Parçası 42
Şekil 3.16: Şasi Konstrüksiyonun Simetrik Tasarlanmış Kaynaklı Parçası 42
Şekil 3.17: Tahrik Tamburu Mili Üzerine Açılmış Kademe 43
Şekil 3.18: Bobine Enerji Uygulandığı ve Uygulanmadığı Durum..... 44
Şekil 3.19: Gergi Sisteminin Pnömatik Kontrolünde Kullanılan 5/3 Selenoid Valf. 44
Şekil 3.20: Selenoid Valf Modeli 45
Şekil 3.21: Selenoid Valfin Yapısı ve Etkileşimleri..... 45
Şekil 3.22: Selenoid Valfin Simulink Modellemesi 46
Şekil 3.23: Selenoid Valfin Mekanik Bileşeninin Simulink Modellemesi..... 47
Şekil 4.1: HyperMesh® Programının Arayüzü 48
Şekil 4.2: Lineer Analizi Yapılmış Tahrik Rulosu 52
Şekil 4.3: Tahrik Motor Milinin Tahrik Tamburu Üzerinde Yarattığı Gerilmenin Inertia Relief Analizi Yöntemi Kullanılarak Yapılması 53
Şekil 4.4: HyperMesh® Programında Hexa mesh Yapısı ile Meshlenmiş Yapı..... 54
Şekil 4.5: Tetramesh Yapısına Sahip Model 55
Şekil 4.6: Baş Tahrik Rulosunun Tüm Sistem İçindeki Sonlu Elemanlar Modeli 56
Şekil 4.7: Tahrik Rulosu Mesh Yapısı..... 57
Şekil 4.8: Tahrik Rulosu Sonlu Elamanlar Modeli ve Sınır Şartları 58
Şekil 4.9: Tahrik Rulosunda Meydana Gelen Von Mises Gerilme Dağılımı..... 58
Şekil 4.10: Tahrik Rulosunda Meydana Gelen Yer Değiştirme Dağılımı..... 59
Şekil 4.11: Tahrik Rulosuna Ait Yataklarda Meydana Gelen Tepki Kuvveti..... 59
Şekil 4.12: Tahrik Rulosuna Ait Sınır Şartları 60
Şekil 4.13: Tahrik Rulosunda Meydana Gelen Von Mises Gerilme Dağılımı..... 61
Şekil 4.14: Tahrik Rulosunda Meydana Gelen Yer Değiştirme Dağılımı..... 61
Şekil 4.15: Sonlandırıcı Rulosu Sonlu Elamanlar Modeli ve Sınır Şartları 62

Şekil 4.16: Sonlandırıcı Rulosunda Oluşan Von Mises Gerilme Dağılımı 62
Şekil 4.17: Sonlandırıcı Rulosunda Meydana Gelen Yer Değiştirme Dağılımı..... 63
Şekil 4.18: Sonlandırıcı Rulosuna Ait Yataklarda Meydana Gelen Tepki Kuvveti .. 63
Şekil 4.19: Sonlandırıcı Rulosuna Ait Yataklarda Oluşan Tepki Momenti 64
Şekil 4.20: Sonlandırıcı Rulosuna Ait Yataklarda Oluşan Tepki Momenti 64
Şekil 5.1: Tahrik Rulosu ile Yataklar Arasındaki Mesafe..... 66
Şekil 5.2: Sonlandırıcı Rulosuna Ait Yataklarda Oluşan Tepki Momenti 66
Şekil 5.3: Tahrik Rulosu Üzerine Gelen Kuvvetin Gösterimi..... 66
Şekil 5.4: Rulosuna Ait Yataklarda Meydana Gelen Tepki Momenti..... 67
Şekil 5.5: Tahrik Rulosu Milinde Oluşan Von Mises Gerilme Dağılımı 68

SEMBOL LİSTESİ

$\boldsymbol{B}$: Bant genişliği
$\boldsymbol{Q_o}$: Taşınan Malzeme Debisi
$\boldsymbol{V}$: Hız
$\boldsymbol{P_1}$: Boşta çalıştırmak için gerekli güç
$\boldsymbol{f_1}$: Sürtünme katsayısı
$\boldsymbol{P_2}$: Malzemeyi yatay iletmek için gerekli güç
$\boldsymbol{f_2}$: Sürtünme katsayısı
$\mathbf{H}$: Yükseklik
$\boldsymbol{P_3}$: Malzemeyi düşey iletmek için gerekli güç
$\boldsymbol{P_4}$: Malzemeyi ivmelendirmek için gerekli güç
$\boldsymbol{P_5}$: Diğer güç kayıpları
$\boldsymbol{P}$: Hareket tamburuna gerekli güç
$\boldsymbol{P_m}$: Gerekli motor gücü
$\boldsymbol{\mu_1}$: Sürtünme katsayısı
$\boldsymbol{\mu_2}$: Sürtünme katsayısı
$\boldsymbol{G}$: Birim bant başına düşen malzeme ağırlığı
$\boldsymbol{T_1}$: Üst Gergi kuvveti
$\boldsymbol{T_2}$: Alt Gergi kuvveti
$\boldsymbol{T_B}$: Bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni
γ : Özgül ağırlık
$\boldsymbol{\alpha}$: Sarım açısı
$\boldsymbol{\mu}$: Sürtünme katsayısı
$\boldsymbol{n_T}$: Tambur devir sayısı
$\boldsymbol{f}$: Sehim
$\boldsymbol{C}$: Dinamik yük sayısı
$\boldsymbol{F}$: Eşdeğer yatak yükü
$\boldsymbol{L}$: Yatak ömrü
$\boldsymbol{\sigma}$: Gerilme
$\boldsymbol{C_h}$: İstenen yatak ömrü
$\boldsymbol{b}$: Yığın malzeme genişliği
$\mathbf{S_n}$: Gergi kuvveti

LİNYİT KÖMÜR TAŞIYAN BANTLI KONVEYÖRÜN TASARIMI, ANALİZİ VE KONTROLÜ

ÖZET

Bugün endüstride işletme ekonomisine en fazla etki eden faktörlerden biri malzeme iletimidir. Bantlı konveyörler, sürekli malzeme iletiminde bir çok uygulama alanları içinde en elverişli sistemi oluştururlar. Erişilebilen yüksek taşıma kapasitesi, uzun mesafelere yük taşıma yeteneği, transport yolunun kavisli olabilmesi, basit tasarım, hafif yapı, güvenilir işletme gibi özellikler bantlı konveyörleri en çok kullanılan transport makinası durumuna getirmiştir. aşınan malzemeler kuru veya ıslak, pülverize hububatta olduğu gibi tane veya kömürde olduğu gibi parça halinde olabilir.

Endüstride yaygın olarak kullanılmasını sebebi yüklü miktarlarda malzeme iletimidir. Bantlı konveyörler, sürekli malzeme iletiminde bir çok uygulama alanları içinde en elverişli sistemi oluştururlar. Yüksek kapasitede taşıma yeteneği, uzun mesafelere malzeme taşıma yeteneği, basit tasarım, hafif yapı, güvenilir işletme gibi özellikler bantlı konveyörleri en çok kullanılan transport makinası durumuna getirmiştir. Aşınan malzemeler kuru veya ıslak, pülverize hububatta olduğu gibi tane veya kömürde olduğu gibi parça halinde olabilir.

Bu çalışmada, 500 metre uzaklığa linyit kömürü taşıyan pnömatik gergi kontrollu bantlı konveyör çalışılmıştır. Bantlı Konveyörün 3D modellemesi Unigrafics® programı kullanılarak yapılmış olup, bantlı konveyör üzerinde belli kısımların Hypermesh® programı kullanılarak gerilme hesabı yapılmıştır. 3D tasarım matematik hesaplar ile doğrulanmıştır. Sonuç olarak bant germe sistemi üzerine yeni yaklaşım getirilmiştir.

Bantlı konveyörlerde, bant germe operasyonu genellikle karşı ağırlık veya vidalı mekanizmalar sayesinde uygulanmaktadır. Tasarlanmış olan bu konveyörün en büyük farkı; gerilme sistemin pnömatik mekanizmaya sahip olmasıdır. İlaveten germe mekanizması pnömatik sistem sayesinde bantı yukarıya doğru veya aşağıya doğru sıkıştırabilmektedir. Bu sayede germe rulosu hem kendi ekseni etrafında dönebilmekte olup, hem de yukarı aşağı hareket edebilmektedir.

DESIGN, ANALYSIS AND CONTROL OF BELT CONVEYOR TRANSPORTING LIGNITE COAL

SUMMARY

Transport of materials is the major topic in industrial areas. Belt conveyor systems are mostly used in transport of continous materials. Properties of the transport machines includes;

- Obtaining high transport capacities,
- Transporting to materials distantance places,
- Having radius in belt conveyor systems,
- Easy design,
- Lightweight structure,

Wearing materials may be wed or dry as pulverize grain or may be component type as coal.

Repute of belt conveyor systems comes from its easy application with design and project examples. Additionaly, 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 sytems.

In this research, pneumatic tension controlled belt conveyor system with a length of 500 meters has been studied. 3D modelling of this conveyor system has been performed using Unigraphics® programme and stress calculation of certain areas on the conveyor has been made using Hypermesh® programme. The present 3D design has been verified with mathematical calculations.

Belt tensioning operation in belt conveyors is generally performed thanks to a system with screw mounted on main drive roll or made with counterweight system. The greatest difference of this designed conveyor is that its tensioning system has been made using a pneumatic system. Additionally, the tensioning mechanism can jam the belt by moving upwards and downwards on a rail system thanks to the pneumatic system. By this means, the tensioning roll can rotate around it's own axis and can also move upwards and downwards.

Generaly, component of the belt conveyors systems include the following systems;

- Materials transporting belt system
- Upper and lower rolls
- Excitation and diversion pulleys and conveyor driving systems
- Tensioning systems
- Asistant components

In estimation of belt width, the major factors are transporting materials size and flowability properties of the materials. Because of these factors belt width is generally obtained from charts. But, this is just an initial thing and if the speed of belt system is lower than the maximum allowable speed, then it will be taken as real value for the belt width.

Diameter, length and also weight of the uppur and lower rollers are obtained because of belt width from the related charts. After, spacing between the each upper rollers is obtained because of belt width and bulk density of material from the related charts. Additionaly, spacing of upper rollers at the loading section of conveyor is taken as half of the normal value. Spacing of lower rollers is taken as 2 times the spacing of upper rollers.

Belt conveyor model was transferred to Hypermesh® to run the belt conveyor . Generaly, The run analysis in this dissertiaon are th static analysis and inertia relief analysis. After this, the related model was being meshed and then properties of the materials used in belt conveyor system was assigned.Gradually, contact and contact types was determined. All limitation was assigned and also applied for obtaining of the last result all of the conditions.

Belt conveyor systems can have a mechanical or countrerweighted like elevetaor system. The greatest difference of this designed conveyor is that its tensioning system has been made using a pneumatic system. Additionally, the tensioning mechanism can jam the belt by moving upwards and downwards on a rail system thanks to the pneumatic system. By this means, the tensioning roll can rotate around it's own axis and can also move upwards and downwards.

Later, purpose of belt conveyor were expressed and also a belt conveyor which has 1 m/s velocity, 500 t/h capacity and 500 meters horizontal length was projected with charts to carry lignite coal.

Conveyor belt system may be arranged and constructed if the following informations are related to: capasity limitation, properties of material, which whould be conveyed, form of material, bulk dencity of material to be transfered, transfering height and method of feeding. Parameters related to this information are required to obtain the drive power at the selected belt speed .A higher belt speed results in every case in lower belt tentions and in most cases a narrow belt.

When we compare between analytical calculations and finite element method for pulleys and pulleys' shafts were made, seems to what criticial analysis made. After the comparison, the conclusion didn't matched with each other for the rear pulleys and pulleys' shafts. This represents analytical calculations is incapable to determine all type of stresses but certain percentage of the accuracy obtained.

According to conclusion, some suggestions were given in the conclusion.

In this dissertation, conventional belt conveyor system;

Design of the belt conveyor system is not related to conventional belt conveyor system and also aimed original belt conveyor design. Design criterias of the belt conveyor system are the as below.

- Terms of manufacturability compliance,
- Easy assembly and disassembly structure,
- Maintenance cost,
- Ergonomic suitability,
- Designing symmetrical parts,
- Pneumatic drive tensioning system.

Consequently, a novel approach has been exhibited on design and belt tensioning.

1. GİRİŞ

1.1 Bantlı Konveyörler Hakkında Genel Bilgi

Bugün endüstride işletme ekonomisine en fazla etki eden faktörlerden biri malzeme iletimidir. Bantlı konveyörler, sürekli malzeme iletiminde bir çok uygulama alanları içinde en elverişli sistemi oluştururlar. Erişilebilen yüksek taşıma kapasitesi, uzun mesafelere yük taşıma yeteneği, transport yolunun kavisli olabilmesi, basit tasarım, hafif yapı, güvenilir işletme gibi özellikler bantlı konveyörleri en çok kullanılan transport makinası durumuna getirmiştir. aşınan malzemeler kuru veya ıslak, pülverize hububatta olduğu gibi tane veya kömürde olduğu gibi parça halinde olabilir (Gerdemeli, İmrak ve Kesikçi, 2005, s. 58).

Bantlı konveyörler esas itibari ile iki kasnak arasına gerilmiş ve rulolarla mesnetlendirilmiş sonsuz bir banttan oluşur. Normal olarak bandın üst yüzü malzemenin naklinde kullanılmakla beraber, dönüş kolundan istifade edilen konveyörlerde vardır. Malzemenin yüklenmesi ve boşaltılması konveyör boyunca herhangi bir noktasından yapılabilir (Spivakovsky ve Dyachkov, 1984, s. 10).

Gerdemeli ve diğerlerinin belirttiği üzere, "büyük kapasitede yığma malzemenin sürekli olarak uzun mesafelere yatay veya az meyille iletimi söz konusu olduğu zaman, genellikle bantlı konveyörler en uygun çözüm olmaktadır. Bu tip konveyörlerle kuru veya ıslak her türlü malzeme taşıyabilmektedirler", ayrıca vurgulandığı üzere, bu konveyörler "günümüzde özellikle maden cevherleri, kömür, kum ve tahıl gibi yığma malzemelerin iletiminde başarılı bir uygulama alanı bulmuştur. İletilecek malzeme bir veya birkaç tambur tarafından hareket ettirilen bant tarafından taşınır" (s. 41).

Malzemenin taşınacağı mesafeler uzun ve kapasite büyük olursa bantlı konveyör uygun malzemenin taşınmasında en ekonomik çözümü sağlar.

Genel olarak bantlı konveyörü oluşturan unsurlar, Spivakovsky ve Dyachkov tarafından ifade edildiği üzere şunlardır:

- Malzemeyi nakleden bant,
- Bandı taşıyan ve gerektiğinde daha büyük yük kapasitesinin temini için banda form veren taşıyıcı rulolar ve dönüş ruloları,

- Tahrik yardımcı ve saptırma kasnakları ve konveyörün tahrik mekanizması,
- Gergi tertibatı,
- Yardımcı tertibatlar (s.11).

Kayışlı götürücüler geniş bir yelpaze içine giren birim yükleri ve dökme malzemeleri, yatay ya da hafifçe eğimli yörüngeler boyunca taşımakta ya da hat üretimi birimlerinde, hafif ara ürünleri bir işlemden diğerine iletmekte kullanılır. Kullanım alanları ise; güç santrallerinde yakıt taşımada, kömür ve maden ocaklarındaki yer üstü yer altı taşımalarda, metalurji sanayisinde kok ve curuf taşımada, toprak kazısı ve inşaat şantiyelerinde, besin ve hafif endüstrileri gibi alanlarda sıklıkla kullanılmaktadır (Spivakovsky ve Dyachkov, s. 10).

1.2. Bantlı Konveyörler Üzerine Yapılan Literatür Çalışmaları

Bantlı konveyörler hakkında genel bilgi ve çalışma prensibi ile ilgili başlıklar (Spivakovsky ve Dyachkov, 1984), (Westhoff, Waight ve Glancy, 1979), (Gerdemeli, İmrak ve Kesikçi, 2005) kaynakçalarından yararlanılmıştır.

Bantlı konveyörler ile ilgili matematiksel hesaplar ile (Spivakovsky ve Dyachkov, 1984), A., Konakalla Naga Sri, R., Vaitla, V., Pothamsetty (2013), (Gerdemeli, İmrak ve Kesikçi, 2005) kaynakçalarından yararlanılmıştır.

Bantlı konveyörler ile ilgili tasarımda izlenebilecek yolları Kadiroğlu, (Nesrin Bantlı Konveyorlerin Bilgisayarla Tasarımı, İstanbul, İTÜ) yüksek lisans tezinden yararlanılmıştır.

Bantlı konveyör tasarımı ve tasarım kıstaslarının oluşumu sırasında internet üzerinden bazı sayfalardan yararlanılmıştır.

Bantlı konveyör pnömatik kontrolunun selenoid valfler ile yapılabileceği dökümana Festo Firması kataloglarından ulaşılmıştır.

Farklı tür bantlı konveyör bilgisine ise (Westhoff, Waight ve Glancy, 1979) kaynakçasından yararlanılmıştır.

Linyit kömürü hakkında istatiksel bilgilerin (Türkiye Kömür İşletmeleri kurumu 2011 Linyit Kömür Raporu) kaynakçasından yararlanılmıştır.

1.3. Amaç ve Kapsam

Bu proje de konvensiyonel bantlı konveyör tasarımından uzak, özgün bir bantlı konveyor tasarımı yapılması amaçlanmıştır. Bantlı konveyör tasarımının aşamalarında dikkat edilen hususlar;

- Üretilebilirlik açısından uygunluk,
- Montaj ve de-montaj yapısının kolaylığı,
- Bakım faaliyetlerinin kolay gerçekleştirilebilmesi,
- Ergonomik açıdan uygunluk,
- Tasarım da simetrik parçaların tasarımının yapılması,
- Pnömatik tahrik üniteli gergi sisteminin tasarlanılması gibi konular üzerinde çalışılmıştır.

Aynı zamanda çalışmanın matematik esaslara dayandırılarak tasarım doğrulaması gerçekleştirilmiştir.

Tasarımı bitmiş olan Bantlı Konveyör'ün sanal ortamda (CAE) analizleri yapılmıştır. Bu sanal ortamda yapılan analizler sonucunda bantlı konveyörün hareketli kısımlarındaki gerilim dağılımları gözlemlenmesi amaçlanmıştır.

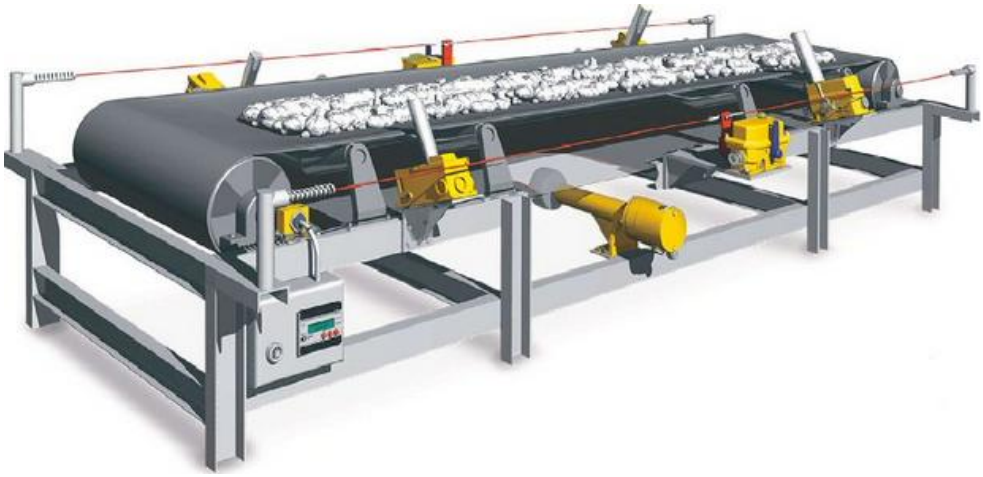
Sanal ortamda analizi yapılan Bantlı Konveyörün, pnömatik gergi sistemi selenoid valf kontrolü ile tasarlanması amaçlanmıştır.

Sonuç olarak; tezde yapılmış olan çalışmanın; matematiksel esaslara dayandırılarak özgün bir bantlı konveyör tasarımın nasıl yapılacağı ve bu tasarımın sanal ortam da analizler ile doğrulanması sonucu ile yeni nesil bantlı konveyör tasarımlarının nasıl yapılabileceği hususuna katkı sağlayacaktır.

2. BANTLI KONVEYÖRLER

2.1 Bantlı Konveyörlerin Temel Prensibi

Bantlı konveyörler taşıma güçlerini, tahrik tamburu ile gerdirme tamburu arasına yerleştirilen plastik ve türevi malzemeden yapılmış esnek ve sonsuz bir bandı tahrik eden elektrik motorundan alır. Taşıma uzaklığı, yük, motor gücü, bant gerginliği tasarım aşamasında belirleyici faktörlerdir.



Şekil 2.1: Bantlı Konveyörün Temsili Görünümü

Yük genellikle konveyör üstü bant şeridinde ilerler. Geri dönüş, konveyör altından ve boş şekilde gerçekleşir. Arıza durumlarında yükün konveyör üzerinde kaydırılarak alınması gerekebilir. Bu işlem sırasında banda zarar vermek mümkündür. Bu nedenle, bantlı konveyörlerin, arıza durumlarında yükün boşaltılması gerekmeksizin, en kısa sürede tekrar devreye alınabilmesi için özellikle bakım ve montaj-demontaj kolaylığına tasarım aşamasından başlamak üzere önem verilmelidir.

Büyük kapasitede yığma malzemenin sürekli olarak uzun mesafelere yatay veya az meyille iletimi söz konusu olduğu zaman, genellikle bantlı konveyörler en uygun çözüm olmaktadır.Bu tip konveyörlerle kuru veya ıslak her türlü malzeme taşıyabilmektedirler. Bantlı konveyörler günümüzde özellikle maden cevherleri, kömür, kum ve tahıl gibi yığma malzemelerin iletiminde başarılı bir uygulama alanı bulmuştur. İletilecek malzeme bir veya birkaç tambur tarafından hareket ettirilen bant tarafından taşınır.

Konveyörlerde kullanılan bantlar, iç yapılarına göre iki gruba ayrılır. Bunlar; dokuma bantlar ve çelik telli bantlar'dır. "TS547, Konveyör Kayışları Standardı"

kullanılan malzemelerle ilgili özellikleri verir. Dokuma bantlar; pamuk veya sentetik malzemeden olabileceği gibi iplik kordlu, çelik kordlu veya çelik sac'da olabilir. Günümüz konveyör bantlarında kapron, naylon, lavsan ve diğer sentetik elyaflar yüksek dayanımları nedeniyle kullanılmaktadır.

Sentetik ipliklerin çekme mukavemeti yüksektir ancak elastikiyet özellikleri de yüksek olduğu için tek başlarına kullanılmazlar. Bu nedenle polyester dışındaki sentetik malzemeler genellikle pamukla birlikte kullanılırlar.

2.2. Bantlı Konveyörlerin Uygulama Alanları

Bantlı konveyörler; endüstri de çoğunlukla kullanılmaktadır. Bantlı konveyörlerin başlıca kullanım alanları şunlardır:

- Kömür Madenleri
- Demir Çelik Fabrikaları
- Kireç Ocakları
- Tuğla Fabrikaları
- Kum Ocakları
- Cam Fabrikaları
- Çimento Fabrikaları
- Limanlar
- Taş Ocakları
- Karayolları
- Enerji Santralleri



Şekil 2.2 Linyit Kömür Taşıyan Bantlı Konveyör

Bantlı konveyörler otomotiv endüstrisinde kullanılabilmektedir.



Şekil 2.3 Chevrolet Araç Üretim Hattında Kullanılan Bantlı Konveyör



Şekil 2.4 Bantlı Konveyör ile Yığın Malzemelerin Taşınması.

2.3. Bantlı Konveyörlerin Türleri

2.3.1. Sürekli Bantlı Konveyörler

Bu tür bantlı konveyörler uzun mesafe gerektiren uygulamalarda sıklıkla kullanılır.

Taşınabilir: Bu tür bantlı konveyörler ise montesi, de-montesi kolay olması ve de hızlı operasyonlar için taşınabilir olması üstün özellik sağlamaktadır. Genellikte yer altı madenlerin de kullanılırlar.

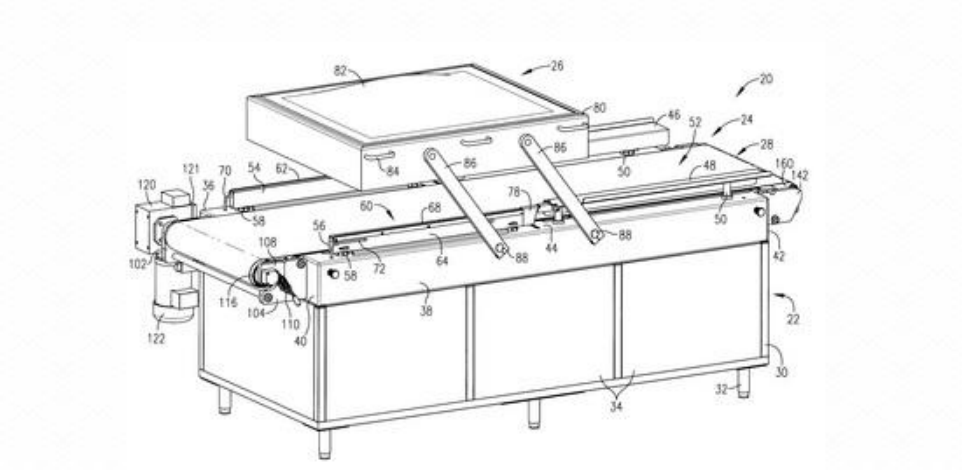


Şekil 2.5 Katlanabilen ve Taşınabilen Bantlı Konveyör Tipi

2.3.2. Kayabilen Bantlı Konveyör

Bu tür bantlı konveyörler skid üzerine veya desteklenen yapı üzerinde hizalanarak, ilerleyen malzeme akışına ters olarak kaydırılabilme imkanı sunar.

Kayabilen konveyör sistem boylamasına, yanlamasına hareket eden konveyör yapısına sahiptir. Yanal yönde konveyör sistemini kaydırmak için bir araç, konveyöre yanal yönde hareket ettirebilecek bir kol mekanizmasına sahiptir. Konveyör sistemi, boylamasına yerleştirilmiş skid serileri içermektedir. Skid sistemi sayesinde ise boylamasına hareket edebilmektedir (Westhoff, Waight ve Glancy, 1979).



Şekil 2.6 Kayabilen Bantlı Konveyör Türü (Westhoff, Waight ve Glancy, 1979)

Kayabilen konveyöre örnek; kayabilen konveyör sistemi, travers üzerine monte edilmiş ve raylar ile bağlanmış taşınabilir konveyör modüllerinden oluşur. Kaydırma

ünitesini içeren bir yan taşıyıcı, rayın bükülmesi ve konveyör modüllerinin, yan tarafa hareket etmesine neden olur.



Şekil 2.7: Thyssenkrupp Firması Tarafından Yapılmış Kayabilen Bantlı Konveyör. [15]

2.3.3. Yüksek Açılı Konveyör

Bu tür bantlı konveyörler eğim açısı yüksek uygulamalarda kullanılır. Bantlı konveyörlerin özel bir türüdür. Band çalışma şekillerine göre 3 ana türden söz edilebilir:

- Sandviç Tipi
- Yiv Tipi
- Oluk Tipi (Kesimal, 1990).

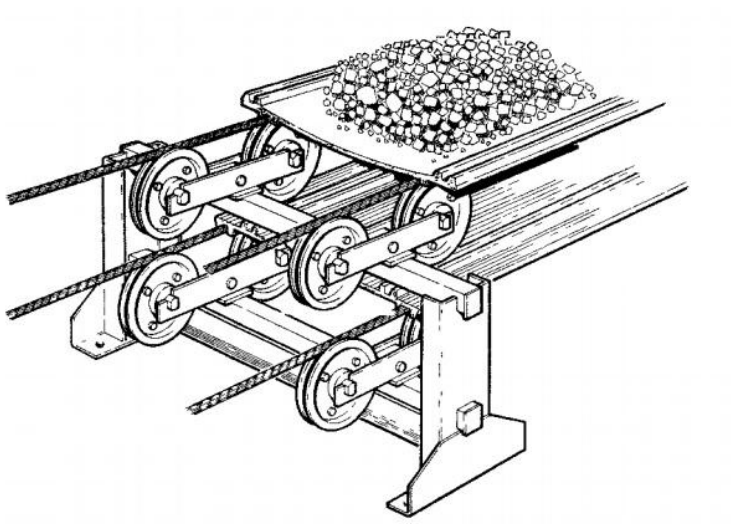
Cebesoy'un belirttiği üzere bunlar içinde "açık işletmelere en uygun olanı sandviç tipi yüksek açı bant konveyörleridir. Bu konveyörler de cevher, iki adet sentetik band arasında aynen bir sandviç gibi taşınmaktadır. Normal konveyörler gibi sandviç konveyörler tahrik ve saptama tamburlarına, baskı ve taşıyıcı rulolara, şasiye ve gerdirme ünitelerine sahiptir (1995).



Şekil 2.8: Yüksek Açılı Bantlı Konveyör. [16]

2.3.4. Kablolu Bantlı Konveyör

Çelik kablo band sistemi, her iki tarafta bulunan sonsuz iki tahrik kablosu ve bunlarla yanlardan desteklenen yine sonsuz bir bantdan oluşmaktadır. Bant yanlarında bulunan taşıyıcı kablonun çapı ile ilgili ölçüde V formu ile kabloya oturmakta ve kablolarda gidiş ve geliş makaraları üzerinde taşınmaktadır. Bant boş iken düzgün, dolduğunda doğal sepetlenme gösterecek şekilde dökülmüştür (Langley, 223).



Şekil 2.9: Kablolu Bantlı Konveyör Tasarımına ait Bir Görüntü (Langley)

Kablolu bantlı konveyör sistemlerde, tahrik ve malzeme taşıyan mekanizmalar ayrılmıştır. Tahrik kuvvetler çelik kablolu halatlar tarafından sağlanmakta olup, malzeme taşıyan ünite ise kauçuk konveyör banttır.



Şekil 2.10: Kablolu Bantlı Konveyör Kullanımı.[17]

Halat makara üzerine açılmış olan kanallar tarafından desteklenmiş olup, uzunluk boyunca düzenli aralıklara yerleştirilmiş makaralar üzerinde hareket etmektedir.



Şekil 2.11: Kablolu bantlı konveyörün alt makara tahrik sistemi. [18]

2.3.5. Boru Tipi Bantlı Konveyör

Borulu Konveyör, her türlü dökme malzemeye yönelik kapatılmış eğri taşıma sistemidir. Yükleme ve boşaltma noktalarında, konveyör sistem, geleneksel konveyörler ile aynıdır. farklılık yükleme noktasından sonra başlar, burada bant, belirli bir uzaklık boyunca özel rulo düzenlemeleri ile kendi borumsu şekline dönüştürülür. Boşaltma noktasında, son rulolar panelin ardından bant otomatik olarak açılır ve malzemeyi bir sonraki varış yerine aktarır.

Borumsu şeklinden dolayı, konveyör, yüksek eğimler (inclinations) de dahil olmak üzere yatay ve dikey eğrileri kontrol edebilir. kapalı taşıma sisteminin, taşınan materyali, iklim şartları gibi dış etkilere karşı korumasının yanı sıra, aynı zamanda malzeme kaybı ve dökülmeyi de önleyerek ortamı korur.

Boru konveyör ayrıca, kimya, çelik ve madencilik endüstrileri dahil olmak üzere, çimento fabrikası, enerji santralleri ve liman hizmetlerinde kullanılabilir.



Şekil 2.12: Boru Tipi Bantlı Konveyör. [19]

2.4. Bantlı Konveyör Elemanları

Bantlı konveyörler;

- Malzeme nakil bandı
- Tahrik düzeneği
- Saptırma tamburları
- Konveyör şasisi
- Bant temizleme düzeneği

- Pnömatik gergi düzeneği
- Taşıyıcı ve dönüş ruloları

şeklinde elemanlardan oluşmaktadır. Konveyörlerin kullanım alanlarına, taşıyacakları malzeme türlerine göre de eleman sayıları değişiklik gösterebilir.

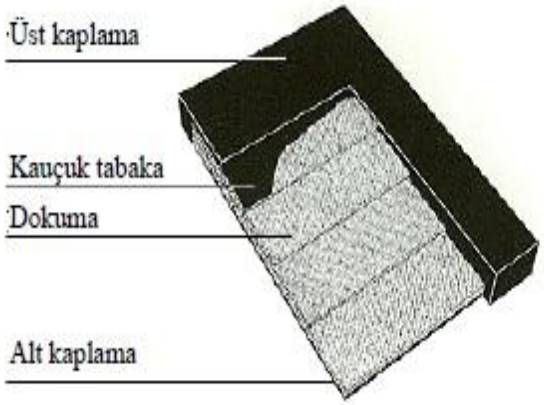
2.4.1. Konveyör Bandı

Malzemeyi nakleden bant, orta kısmında mukıaveti temin eden pamuk veya naylon ve benzeri gibi sentetik malzemelerden yapılmış birkaç tabakalı bir dokuma bulunan lastik yüzeylerden oluşturulmuştur. Karkas banttaki çekme kuvvetini nakleder ve bantın yük taşımasını sağlar. Bantın dayanımı karkas içindeki asgari tabaka hesabından elde edilir. Tabaka sayısı en az üç alınır. Bant genişliği, parçaların büyüklüğüne ve akış özelliklerine göre standartlardan alındıktan sonra hız hesaplanır.

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

- Az nem çekme özelliği
- Yüksek dayanım
- Düşük özgül ağırlık
- Az uzama
- Tamburlara sarılma ve oluklaşmadan dolayı hasıl olan eğilme etkilerine dayanım
- Eğrilik değişmelerinden hasıl olan alternatif gerilmelere dayanım
- Malzemenin aşındırıcı etkilerine dayanıklılık ve uzun ömür

En çok rastlanan bant kesitlerinde; doku paralel şeritler halinde olabilir. Bant kenarlarında daha yüksek bir dayanım sağlamak için, kenarlarda doku içeriye doğru kıvrılabilir. Geniş bir doku tabakası spriral şeklinde katlanarak yerleştirilebilir. Kenarları rijitleştirilmiş ve buna mukabil ortası daha esnek bırakılan bir karkas olabilir, böyle bir konstrüksiyonda bantın orta kısmındaki lastik tabakası daha kalın olup, aşınmanın fazla olduğu bu bölgeyi muhafaza eder. Bantı sıcak malzemeye karşı korumak üzere üst kaplamanın arasına bir asbest tabakası yerleştirilp, üst kaplama içine de bir darbe dokusu yerleştirilebilir. Darbe dokusu seyrek bir doku olup, üst kaplamanın karkasa daha iyi bağlanmasını temin için, üst kaplamanın altına yerleştirilir.



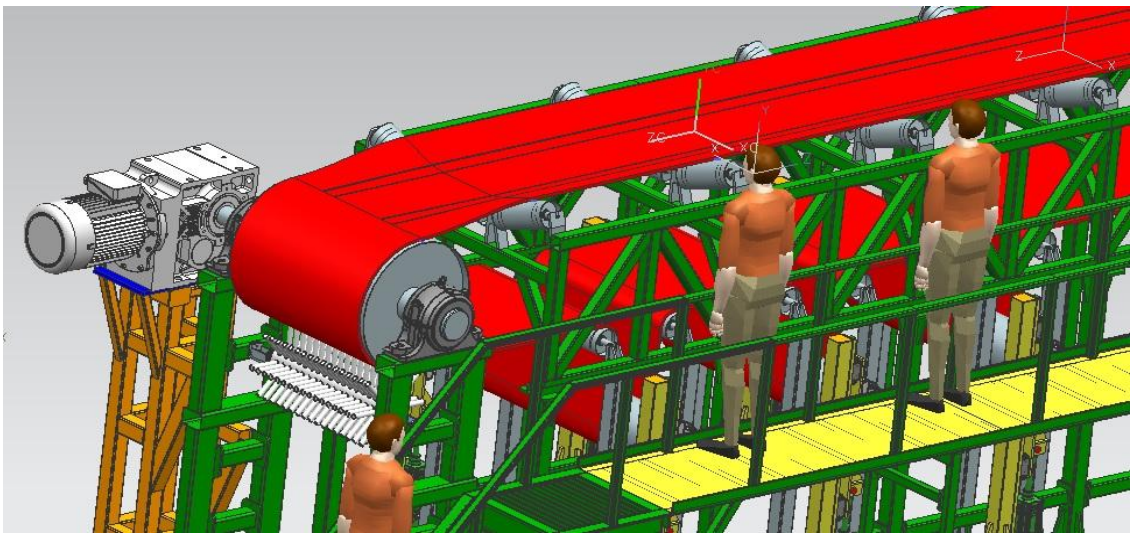
Şekil 2.13: Konveyör Bandının Yapısı (Gerdemeli ve diğ., 2005)

Bant konstrüksiyonları çeşitli imalat ve çevre faktörlerine göre çok farklı şekilde dizayn edilebilirler. Bazı bant türleri aşağıda sıralanmıştır:

- Çelik saçlı bantlar: Ortasında çelik kortlar yerine, yüksek dayanımlı çelik sac bulunan bantlarda yapılmaktadır.
- Çelik kortlu bantlar: Lastik içersine çekme kuvvetlerini taşımak üzere, çelik tellerden yapılmış kortlar yerleştirilmek suretiyle daha büyük çekme kuvvetlerini taşıyabilen ve daha uzun ömürlü olan bantlar yapılmıştır.
- Suni lastik bantlar: Lastik bandın önemsiz yerlerinden biri yağa karşı gayet hassas olmasıdır.
- Profilli bantlar: Kaplama yüzeyleri düz olan bantlar, ancak 18°-22°eğim açılarına kadar kullanılabilirler. Daha yüksek eğimlerde, malzemenin geri kaymasını önlemek için, taşıyıcı yüzeydeki bant kaplamasına özel kesitler verilir.
- Yüzeyi ince veya kaba olarak pürüzlü yapılmış bantlar: Bu bantlar hafif kutu, kitap, karton gibi hafif malzemenin naklinde kullanılabilirseler de ağır malzemenin nakline uygun değillerdir.
- Tarak yüzeyli bantlar: Bu bantların boy kesitleri tarak dişlerini andırır; bandın genişliğince uzanan bu çıkıntıların yüksekliği 6, kalınlığı 3 ve çıkıntı aralığı ise 7mm kadardır. Bu bantlar parça malzemeyi 45°'ye kadar olan eğimlerde taşıyabilirler.
- Tırnaklı bantlar: Bu bantlar daha ziyade 50°'ye kadar olan eğimlerde kullanılırlar: çıkıntılar genellikle koni şeklinde olup, birkaç sıra halinde dizilmiştir.

- U-çıkıntılı bantlar: Bu bantlarda U veya V şeklinde 15-20 mm yüksekliğinde çıkıntılar vardır. Çıkıntı aralıkları 300-500 mm arasındadır. Bu bantlar hem yığma, hem de parça malzemenin naklinde kullanılırlar.
- Lastik T-profil çıkıntılı bantlar: Bu bantlarda yüksekliği 20-150 mm olan ve ters T-kesitli çıkıntılar bandın üst yüzeyine yapıştırılmıştır. Bu bantlarda 250 mm parça iriliğine kadar malzeme 50° eğime kadar taşınabilir.
- Lastik takoz profilli çıkıntılar: Malzeme ağır ve iri parça yüzdesi fazla ise T profilli bantlar yerine, bu tip bantlar kullanılır. Gerek T, gerek takoz profilli bantlarda azami eğim U şeklinde çıkıntıları olan bantlardan 5° ye kadar daha fazla olabilir (Kadiroğlu, 1997).

Bantlı konveyör tasarımında kullanılmış olan bant modellemesi aşağıdaki resimde gösterilmiştir.



Şekil 2.14: Konveyör Tasarımında Kullanılmış Kırmızı Renkli Bant.

2.4.2. Tahrik Rulosu

Konveyör bandına hareket veren tambura tahrik tamburu adı verilir. Bir konveyördeki tahrik tamburu sayısı bir veya daha fazla olabilir. Tek tahrik tamburu olan bir konveyörde tahrik tamburundaki bant kuvvetleri ile sarım açısı arasında Euler (Eytelwein) bağıntısı vardır. Bu şekilde banttaki çekme kuvvetlerini arttırmak için iki yol vardır; sarım açısını ve sürtünme katsayısını büyütmek. Sarım açısı en az 180 derece olabilir.

Lastik, bandın döndürülmesini sağlayan mekanizmadır. Tambur ve çalıştırma mekanizması şase üzerine yerleştirilmiştir. Tahrik tamburu, lastik bandı sürtünme

etkisiyle hareket ettirir. Hareket eden bant, üzerindeki malzemeyi taşır. Eğimli olan konveyör bandı sisteminde tahrik tamburu, sürtünmeyi artırmak için kauçuk ile kaplanır.

Tahrik tamburu bantlı konveyörün boyutu (bandın uzunluğu) taşınacak malzemenin miktarına ve ağırlığına göre tespit edilir.

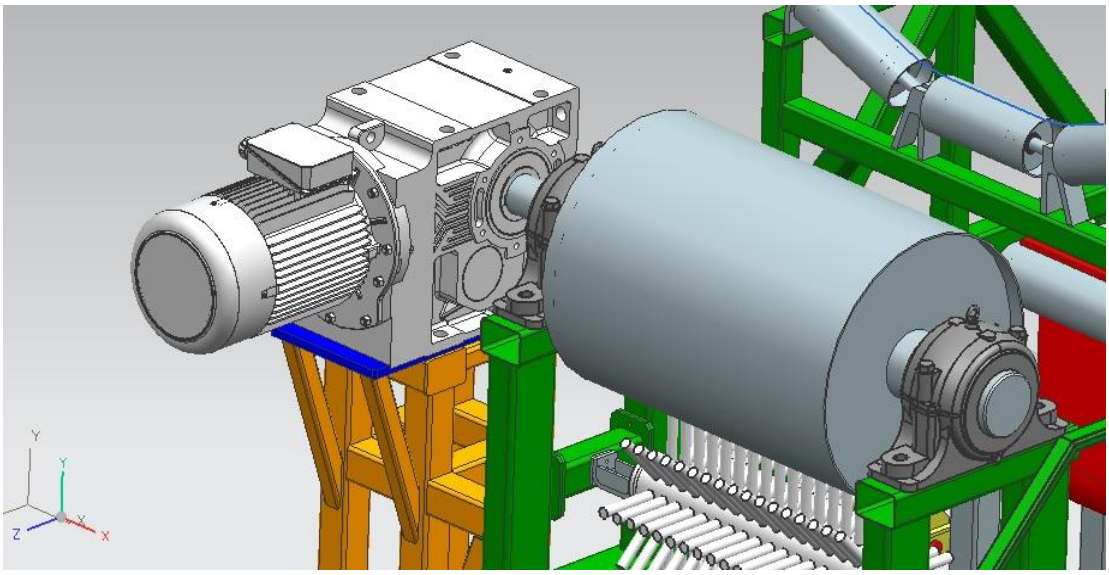
Tahrik tamburu kaplin veya kama ile redüktöre bağlanır. Redüktör ise yine kaplin ile elektrik motoruna bağlanmıştır. Elektrik motorundan alınan dairesel hareket, tambura dairesel hareket olarak alınır. Tamburun hareketi ile lastik bant doğrusal harekete dönüşür.



Şekil 2.15: Yatay Konumda Çalışan Tahrik Tamburu (Anonim, 2011)

Sürtünme katsayısını arttırmak sureti ile aynı gücü daha az çekme kuvveti ile nakledebilmek mümkündür. Bu amaçla tahrik tamburları bazen 10 - 15 mm kalınlığından lastikle kaplanır. Bu halde sürtünme katsayısı 0.20 – 0.60 arasında değişir. Hesaplarda emniyetli tarafta kalmak için; sürtünme katsayısı çıplak tamburlarda 0.25 lastik kaplılarda ise 0.35 kabul edilmektedir (Gerdemeli ve diğ., 48).

Bantlı konveyörler genellikle elektrik motoru ile tahrik edilirler. Uzun konveyörlerde genellikle çift tahrik tamburu ile ya da tek elektrik motoru tahrik edilirler.

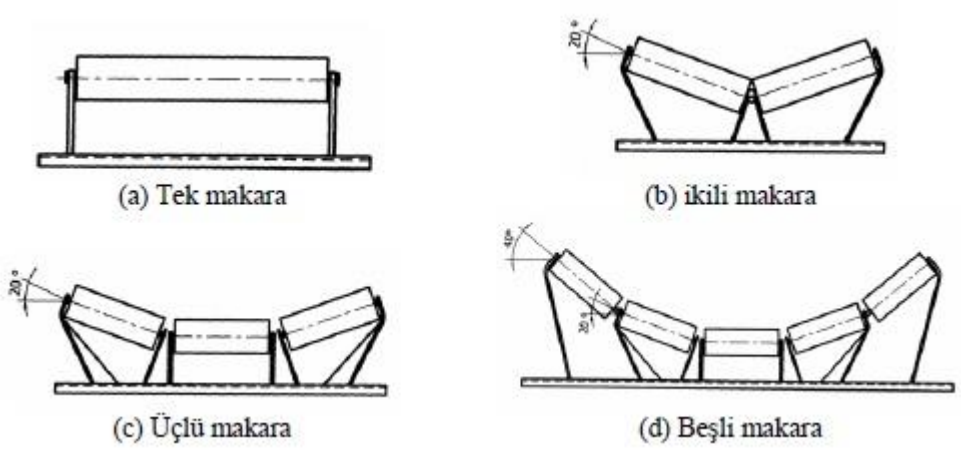


Şekil 2.16: Elektrik Motorlu Tahrik Rulosu

2.4.3.Rulolar (Makaralar)

Taşıyıcı makara (rulo) grubu en basit halde genişliği banttan daha büyük olan silindirik bir rulodan ibarettir. Bu tip düz taşıyıcı makara grupları daha çok parça malzemenin naklinde veya besleyici bantlarda kullanılır. Bantlı konveyörlerde makaraların iki önemli görevleri vardır:

- Malzemeyi taşıyan banda veya dönüş kolunda baş banda mesnetlik etmek
- Gerektiği zaman banda oluk şekli vermek



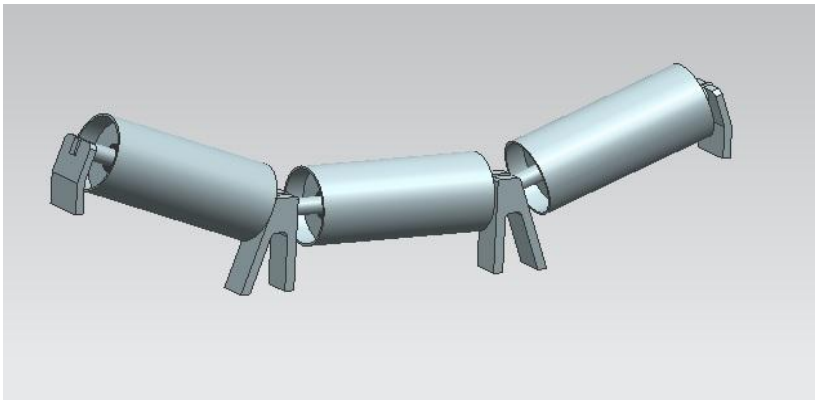
Şekil 2.17: Makara Grupları

Diğer bir uygulama ise V açılı ikili, üçlü, dörtlü ve beşli olarak tertiplenen makara gruplarıdır (**Şekil 2.17b**). Bu şekilde bandın taşıma kapasitesi arttırılmaktadır.

Günümüzde yaygın olarak yatay bir rulo ve her iki yanda da yatayla açı yapan birer rulo içeren üçlü taşıyıcı makara grupları (20-0-20 ve 45-0-45) kullanılmaktadır. Yan makaralarının eğiminin artması ile kapasite de artmaktadır (**Şekil 2.17c**).

Geniş bantlarda, banda daha iyi form verebilmek amacıyla beşli rulo grupları (40-20-0-20-40) kullanılmaktadır. Beşli rulo grupları pahalı olmalarının yanı sıra konstrüksiyon ve yağlama bakımından da güçlükler doğururlar (**Şekil 2.17d**).

Bu yüzden günümüzde en geniş bantlarda bile standart üçlü makara grubu (20-0-20) kullanılmaktadır. Üçlü bir hizada bulunan makara gruplarında, bandın sıkışmasını önlemek için makaraların üst kenarları arasındaki aralık 10 mm'den büyük olmamalıdır. Makaralar genelde çelik konstrüksiyon bir şasi üzerine mesnetlenir. Makaraları taşıyan bu şasi bant şasisine civatalarla bağlanır. Makaraların bant hareketine dik yönde ayarlanabilmesi için makara şasisi üzerindeki delikler oval yapılırlar. Makara şasisinin tasarımı makaraların kolayca sökülüp takılmasına imkan verecek şekilde olmalıdır. Ağır malzemelerin taşınacağı geniş bantlarda makara şasisinin yeteri kadar rijit olmasına dikkat etmelidir (Gerdemeli ve diğ., 44).



Şekil 2.18: Tasarımda Kullanılan Standart Üçlü Makara Grubu (20-0-20)

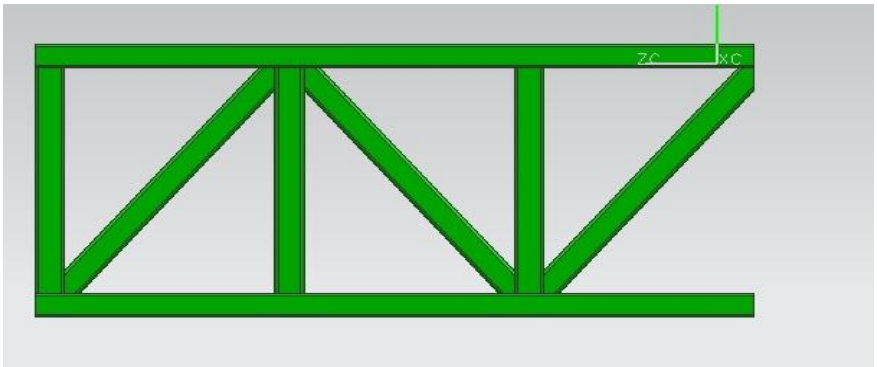
2.4.4. Şasi

Bandı taşıyan taşıyıcı ve dönüş makara grupları bir şasi üzerine tespit edilirler. Kullanma amaçlarına göre, bu şasi konstrüksiyonu farklı şekillerde olabilir. Devamlı çalışan tesislerde şasi konstrüksiyonu genellikle hadde profillerden yapılır. İnşaat işlerinde kullanılan portatif konveyör ise daha ziyade hafif profillerden veya borudan yapılmış şasi konstrüksiyonuna sahiptir. Gerek inşaat ve yol şantiyelerinde, gerekse yeraltı maden galerinde kullanılan konveyörlerin konstrüksiyonunda montaj ve sökülmenin kolay yapılabilmesine dikkat edilmelidir (Gerdemeli ve diğ., 56).

Bantlı konveyör tasarımında kullanılmış olan şasi sistemi, profil esaslı olup, uzun mesafelerde linyit kömürü taşıması sebebiyle konstrüksiyon yapısı aşağıda şekilde görüldüğü gibi tasarlanmıştır. Sistemin sürekli olması ve uzun mesafelerde çalışıyor olmasından dolayı profil yapıya sahip dikmeler kullanılmıştır. Konstrüksiyon güvenliği açısından en uygun olan çapraz bağlantı profil yöntemi kullanılmıştır.Bu tasarım sayesinde daha güvenli ve daha ucuz bir bantlı konveyör tasarımı oluşturulmuştur.

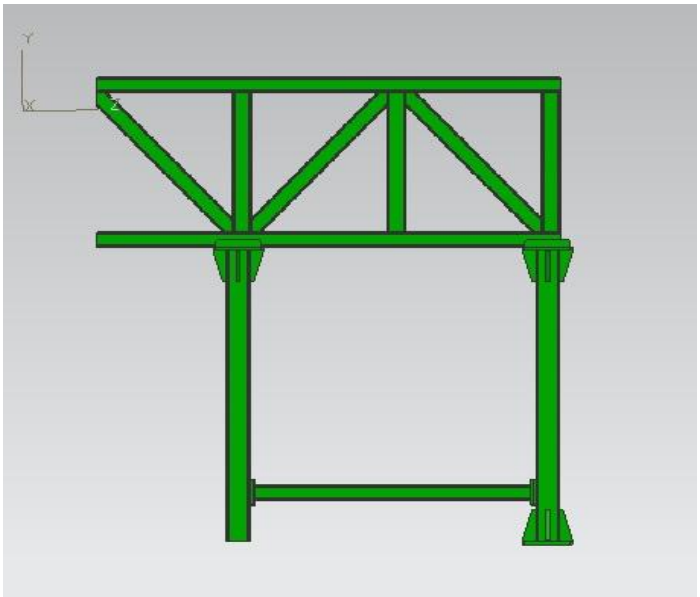
Konveyörün şasi sistemi dört kısmı ayrılarak tasarlanmıştır. Bunlar;

- Üst ana şasi
- Alt ana şasi
- Elektrik motorunu taşıyan şasi
- Tahrik rulosunu taşıyan şasi'dir.



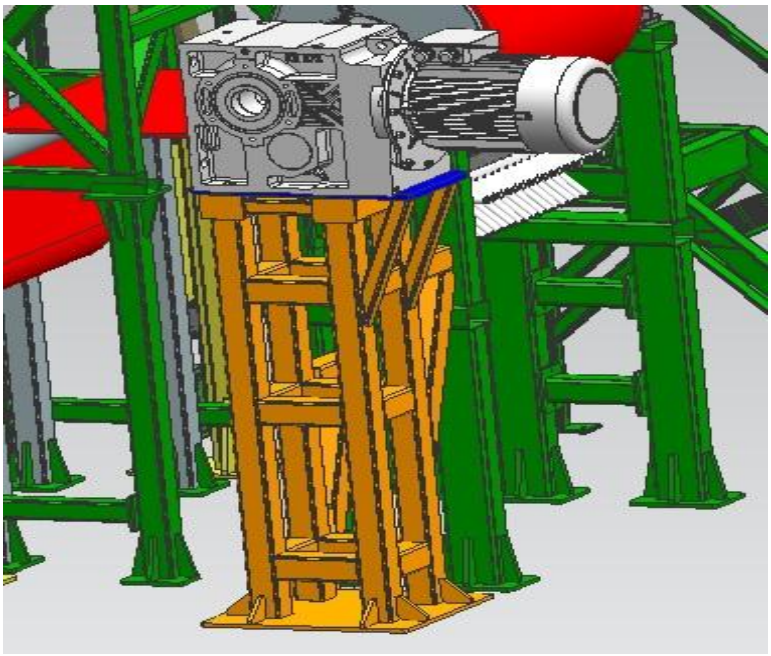
Şekil 2.19: Üst ve Alt Rulo Sistemini Taşıyan Üst Ana Konstrüksiyon

Alt ana konstrüksiyon ise tüm sistemi yere sabitlemek üzere tasarımı yapılmıştır. Dikdörtgen kesitli profiller kullanılmış olup, ara bağlantı elemanı olarak yine dikdörtgen kesitli profiller kullanılmıştır.



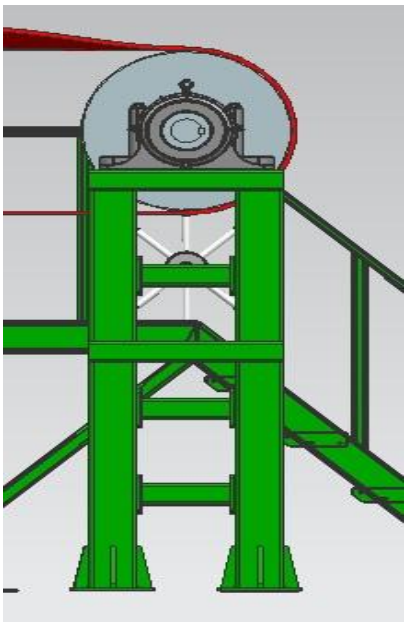
Şekil 2.20: Üst Ana Konstrüksiyonu Destekleyen Alt Ana Konstrüksiyon

Elektrik motorunun şasiye bağlantısını sağlamak üzere, dikdörtgen kesitli yapıya sahip bağlantı ekipmanı tasarlanılmıştır.



Şekil 2.21: Elektrik Motorunu Yere ve Ana Konstrüksiyona Sabitleyen Şasi Sistemi

Tahrik rulosunun taşınabilmesi ana konstrüksiyon sisteminden ayrı bir şasi sistemi tasarlanılıp, gerilmelerin çok daha fazla oluştuğu tahrik tamburunun yere sabitlemesi yapılmıştır.

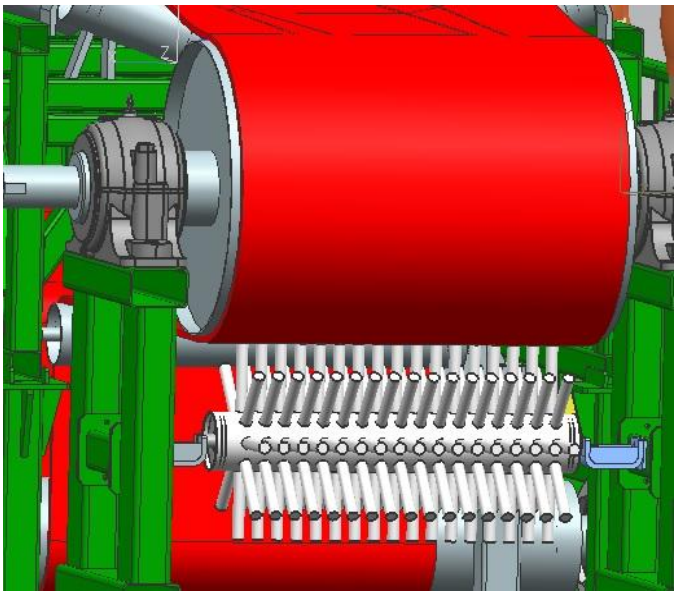


Şekil 2.22: Tahrik Rulosunun Yere Sabitlenmesi

2.4.5. Temizleme Aparatı

Bandın taşıdığı malzeme bilhassa ıslak ve yapışkan olduğu zaman, dönüş kolundaki tambur ve makaralara ve hatta tahrik ve kuyruk tamburları ile taşıyıcı makara gruplarına yapışarak konveyörün çalışmasını aksatır. Genellikle bantların sadece malzeme taşıyan yüzleri temizlenir. Bu sebeple linyit taşımakta olan bantlı konveyör de, bant temizleyici olarak farklı bir tasarım öngörülmüştür. Bu temizleme aparatı, bandın dönmesi sonucunda, linyit kömürlerin çarpması sonucu banttan ayrılmaktadır.

Bu sayede bant üzerine yapışmış olan linyit kömürleri bant üzerinden kaldırılmış olacaktır. Bantlı konveyörün ve diğer ekipmanların bu sayede ömürleri artırılmış olup, daha verimli çalışması sağlanmış olacaktır. Tasarımı nihayetlendirilmiş temizleme aparatı aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 2.23: Temizleyici Aparatının Gövdeye Bağlantısı Ve Tasarımı

2.4.6. Bantlı Konveyörlerde Gergi Mekanizmaları

Lastik bandın patinajını önlemek için zaman zaman gerdirilmesi gerekir. Gerdirme işlemi gerdirme tamburu ile yapılır. Gerdirme tamburları çeşitli şekillerde hareketlerini sağlar.

2.4.6.1. Pnömatik Kontröllü Gergi Sistemi Mekanizması

Gergi düzeni bant kollarındaki gerekli çekme küvetini temin eder. Gergi kuvvetinin az olması bakımından gergi düzenini banttaki çekme kuvvetinin en az olduğu yere yerleştirmek tercih edilmelidir.

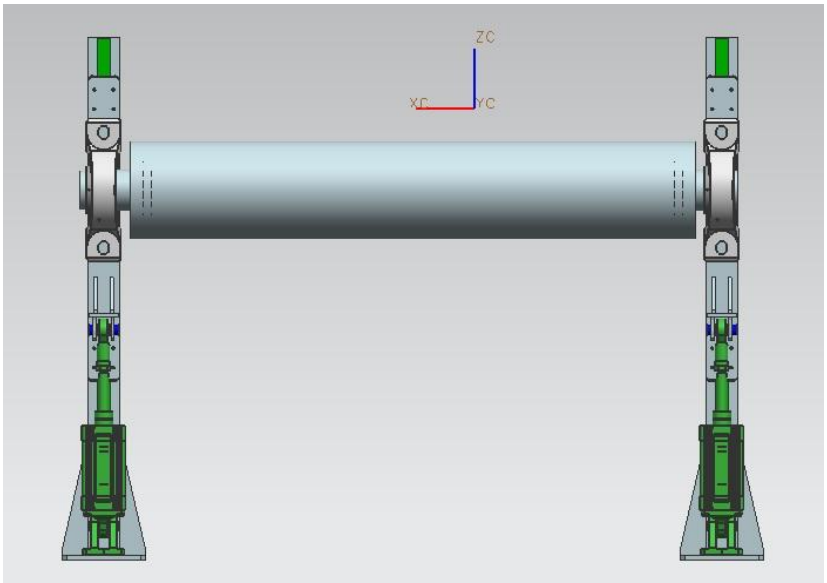
Ekseri halde gergi düzeni konstüksiyonun elverişli olduğu yere konmaktadır. Gergi düzeninin kullanılmasının dört nedeni vardır.

- Bandın tahrik tamburunda kayma yapmaması için gerekli çekme kuvvetini temin etmek.
- Yükleme bölgesinde bant oluklaşmasının bozulmaması ve bandın makaralar arasında gerekenden fazla sarkmaması için gerekli olan asgari bant kuvvetini temin etmek.
- Bantta olacak uzama ve kısalmaları karşılamak.
- Bant ekleri için bir miktar bant stoğu temin etmek. Aksi halde ek yerinin tamiri esnasında çift ek yapmak zorunluluğu ortaya çıkar (Kadiroğlu, 1997).

Bantlı konveyörde, bandın rulolar üzerinde kaymasını engellemek için farklı gergi tertibatları geliştirilmiştir. Yenilikçi bir buluş olan pnömatik kontrollu gergi sistemi, tasarımı geliştirilmiştir. Bu tasarım sayesin de bandın rulolar üzerinde boşa dönmesinin önüne geçilmiştir.

- Pnömatik gergi sistemi;
- Pnömatik sistem,
- Ina arabaları
- Ina rayı
- Rulmanlar ve gergi rulosu olmak üzere 5 önemli komponentten oluşur.

Pnömatik gergi sisteminin çalışma prensibi; hava ile çalışan pnömatik sistemin ina arabası ve rayları sayesinde aşağı yukarı hareketi mümkün kılması ve bu sayede bandın gevşemesi ya da sıkışması durumu oluşmaktadır. Gergi rulosu ina arabaları sayesin de düşey yönde hareket edebilme özelliğine sahip olup, aynı zaman da ekseni etrafında da rulmanlar sayesinde dönerek bandın sıkıştırılıp, gevşetilmesi olanak sağlamaktadır.



Şekil 2.24: Pnömatik Kontrollü Gergi Sistemi Tasarımı

2.4.6.2. Karşı Ağırlıklı Gergi Sistemi

Raylı sistemle gerdirme işlemi yapan bir sistemde gerdirme tamburu “U” demirleri üzerinde hareket eden bir arabaya yataklama sistemi ile bağlanmıştır. Tambur bağlı bir halata, kılavuz röleler yataklık eder. Halat gerdirme için yapılmış şase yataklarından geçirilerek ucuna ağırlıklar asılır.



Şekil 2.25: Ucuna Ağırlık Asılmış Gerdirme Tamburu

Ağırlıkların etkisiyle tambur dolayısıyla lastik bant gerdirilerek patinaj önlenmiş olur. Halat ucuna asılan ağırlıklar azaltılıp çoğaltılabilir. Gerdirme işleminin istenilen şekilde yapılabilmesi için ağırlıkların yere veya herhangi bir şeye değmemesi gerekir (Anonim, 2011).

2.4.6.3. Vidalı Gergi Sistemi

Vidalı gergi sistemi ile bandın esnekliğinin alınması sağlanır.



Şekil 2.26: Vidalı Gergi Mekanizması. [20]

3. BANTLI KONVEYÖR KONSTRÜKSİYON HESABI, TASARIMI VE ANALİZİ

3.1. Bantlı Konveyörün Konstrüksiyon Hesabı

Konveyörler; istenilen şartlarda maksimum verim elde etmek ve aynı zamanda daha güvenilebilir yapılar olarak tasarlanabilmeleri için matematiksel hesaplar dogrultusunda tasarımları yapılmalıdır. Matematiksel olarak hesaplanan bu parametreler aynı zaman da tasarım doğrulama imkanını bize sunmaktadır.

Linyit kömürü taşıyan bantlı konveyör tasarımı yapılırken, matematik hesaplar göz önüne alınarak yapılmıştır. Bu sayede tasarımsal olarak, gerçeğe daha yakın, isteklerimizi karşılayan bir tasarım ortaya çıkarılmış oldu.

Bu tez de genel olarak ele alınmış bantlı konveyörün özellikleri;

- 500 metre yatay hat boyunca malzeme nakline sahip,
- Kapasitesinin 250 ton/saat olan,
- Oluklu (20-0-20) tipi konstrüksiyon yapısına sahip olup, linyit kömür taşımaktadır.
- Yük aktarma hızı 1 m/s olacaktır.

3.1.1 Bantlı Konveyörde Bant Genişliği Hesabı

Bantlı konveyörlerin bant hızı, taşıdıkları malzemenin cinsi, tane büyüklüğü gibi faktörlere göre değişmektedir. Bandın, taşıdığı malzeme cinsine göre hızını ifade eden tablo değeri;

Konveyör tasarımında kullanılan bant genişliği formülü;

$$B_0 = \sqrt{\frac{Q_O}{160.v.\gamma[3{,}6.C_1.tg\ 0{,}35.\varphi\ + 1]}} \qquad \textbf{(3.1)}$$

$Q_O = 200\ ton/saat$

v= 1m/sn (Cetvel 17, Spivakovsky ve Dyachkov, s. 49)

$\gamma = 0.7\ ton/m^3$ (Cetvel 19, Spivakovsky ve Dyachkov, s. 51)

$C_1 = 1$

$\varphi = 45°$

$$B_0 = \frac{200}{160.1.0.7[3,6.1.tg\ 0,35.45\ +1]} \quad \textbf{(3.2)}$$

Bo= 940 mm ≈ 1000 mm alınabilir.

Çizelge 3.1: Standart bant genişlikleri.[13]

DIN22102	300	400	500	650	800	1000	1200	1400
TS5477	-	400	500	650	800	1000	1200	1400

3.1.2. Rulo Aralıkları Hesabı

Bantlı konveyörlerde rulo aralıkları genişliğinin tayini, bant genişliğine karşılık gelen tablo değerlerine göre belirlenir.

Tablo değerine göre, 1000 mm bant genişliğine karşılık gelen rulo aralıkları;

$L_{üst}$= 1300 mm (Tablo 10, Spivakovsky ve Dyachkov)

alt makara arası mesafe, üst makara arası mesafenin iki katına denktir.

L_{alt}= 2600 mm olarak seçilmiştir.

Çizelge 3.2: Taşıyıcı ve dönüş makara grupları arasında öngörülen aralıklar.[13]

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

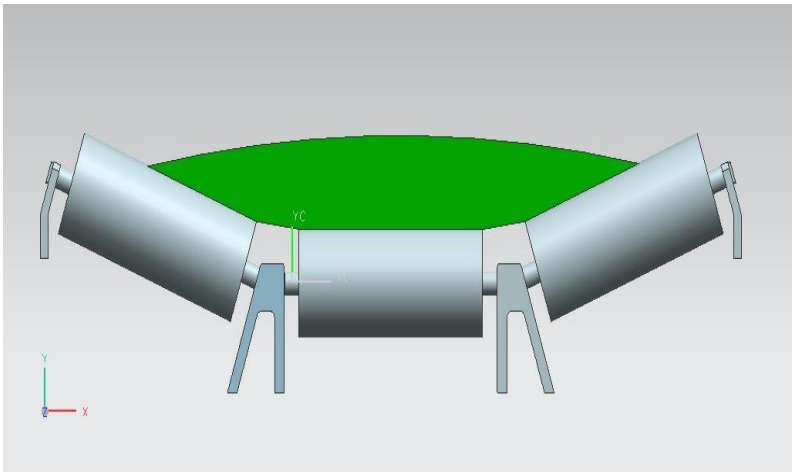
3.1.3. Yığın Malzeme Genişliği Hesabı

Yığın malzeme genişliği hesaplanırken, bant boyu genişliği dikkate alınır.

Yığın malzeme genişliği formulü;

$$b = 0{,}98.B - 0{,}05m \quad \textbf{(3.3)}$$

b=850 mm



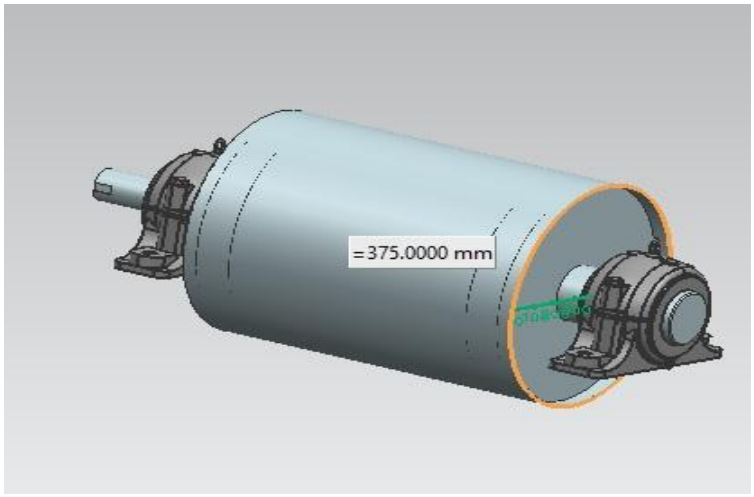
Şekil 3.1: Bantlı Konveyör Üzerinde Yeşil Renk ile Gösterilmiş Yığın Malzeme

3.1.4. Tahrik Tambur Çapı Hesabı

$$d = \ 0{,}125 \ldots..0{,}189 \ .z\ [m] \quad \textbf{(3.4)}$$

d= (0,125.6)= 750 mm

Et kalınlığı 5,5 mm'dir.



Şekil 3.2: Tahrik Tambur Yarçapının Gösterimi

3.1.5. Tahrik Kasnak Devir Sayısı Hesabı

Tahrik kasnak devir hesabı, aşağıdaki formul kullanılarak elde edilir.

v= 1m/s

d=750 mm

$$n = \frac{60.1}{\pi . 0{,}75} \qquad \textbf{(3.5)}$$

n=25,4 d/dk ≈ 26 d/dk alınabilir.

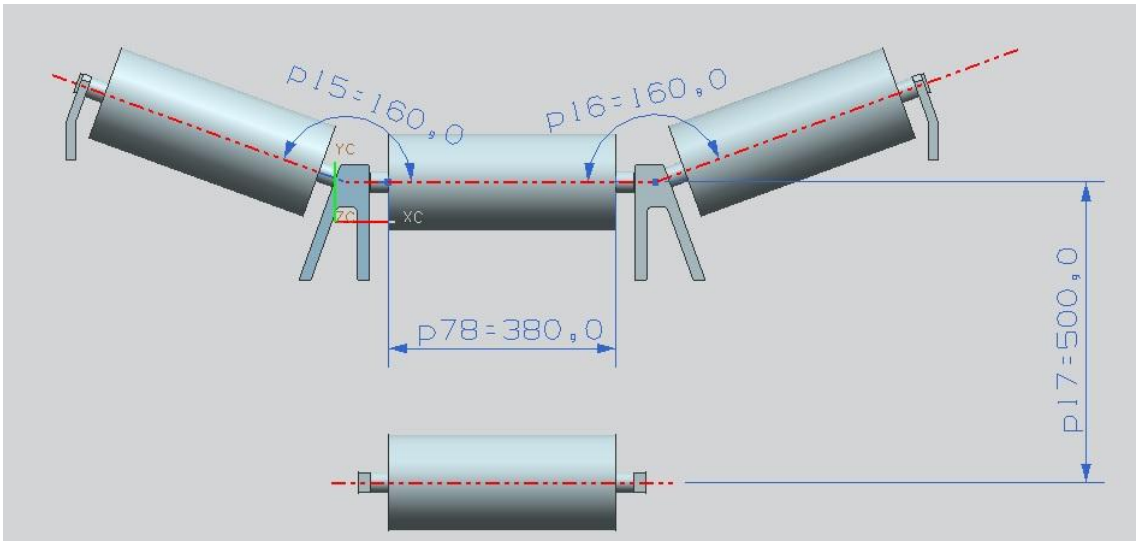
3.1.6. Avare Makaraların Boyutları

Tablo' dan bant genişliği 1000 mm'ye karşılık gelen avare makara boyutları;

Genişlik (L): 380 mm (Tablo 11a, Spivakovsky ve Dyachkov, s. 27)

Çapı (D): 160 mm (Tablo 11a, Spivakovsky ve Dyachkov, s. 27)

Alt rulo ile üst rulo arası mesafe ise 500 mm olarak alınmalıdır.



Şekil 3.3: Avare Makara Boyut Kıstasları

3.1.7. Konveyör Bant Seçimi

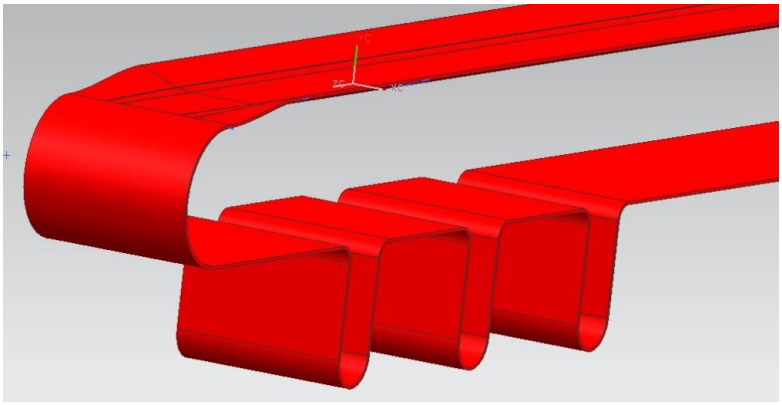
Konveyör bandı, malzemenin nakledilmesine ilaveten hareket için gerekli olan çekme kuvvetine, malzemenin mekanik ve korozif aşındırma tesirine, rutubete ve sıcaklığa dayanıklı olmalıdır. Konveyör bandı ayrıca malzemenin yüklenme bölgesinde darbe tesirine, rulolara yaslanmasından ve kasnaklara sarılmasından ötürü eğilmeye ve santrifuj kuvvete de maruzdur (Gerdemeli ve diğ., s.42).

Orta kısmında mukavemeti temin eden pamuk veya naylon vb sentetik malzemeden yapılmış birkaç tabakalı bir dokuma bulunan lastik bantlar,yukarıdaki şartları en iyi şekilde sağladıklarından dolayı geniş bir uygulama alanı bulmuşlardır. Arızasız bir çalışma için bir konveyör bandının aşağıdaki özelliklere sahip olması istenir:

- Az nem çekme
- Yüksek mukavemet
- Düşük özgül ağırlık
- Az uzama
- Tamburlara sarılma ve oluklaşmadan dolayı hasıl olan eğilme tesirlerine mukavemet
- Eğrilik değişmelerinden hasıl olan alternatif gerilmelere mukavemet
- Malzemenin aşındırıcı tesirlerine mukavemet ve uzun ömür
- Darbeye yüksek dayanım
- Düşük ağırlıkta ve uzamada, enine ve boyuna yüksek elastisite
- Kimyasal bileşenlerden etkilenmeme (Gerdemeli ve diğ., s. 59).

Bantlı konveyör tasarımında kullanılan bandın özellikleri;

- Müsaade edilebilen maksimum bant gerilmesi 125 kg cm
- EP250 (Bez tipi), kat adeti= 6
- Bandın üst kalınlığı 6mm olup alt kalınlığı 3 mm'dir. Bandın toplam kalınlığı ise 17 mm'dir.
- Bant ağırlığı 19,55 kg/m^2 (www.derbyconveyor.com/bant-secımı-3html)



Şekil 3.4: Bantlı Konveyör Tasarımında Kullanılan Bant.

Çizelge 3.3: Yaklaşık bant ağırlığı [daN/m]. [13]

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

3.1.8. Güç Hesabı

Bir bantlı konveyörün tahrik tamburuna sarılan bantın gergin ve gevşek kollarındaki çekme kuvvetleri sıra ile T_1 ve T_2 ise tahrik tamburundaki dönme momenti denklem (3.6) ile tayin edilir.

$$M_D=(T_1-T_2).\ D/2 \qquad \textbf{(3.6)}$$

Tahrik tamburundaki güç ise;

$$T_E=T_1-T_2 \qquad \textbf{(3.7)}$$

$$N=T_E/75.v\ (BB) \qquad \textbf{(3.8)}$$

Bantlı konveyörlerdeki tahrik gücü iki türlü hesaplanabilir:

- bant genişliği, kapasite ve konveyörün ana boyutları bilindiğine göre tahrik gücü hesaplanır; bundan sonra T_1 ve T_2 bant kuvvetleri bu güç değerinden hareket edilerek hesaplanır.
- bant kuvvetleri hesaplanır, tahrik tamburunun iki tarafındaki bant çekme kuvvetleri hesaplandıktan sonra, denklem (**3.8**) yardımı ile güç hesaplanabilir.

Küçük ve düz bantlı konveyörlerde 1.hesap yolu; uzun, konkav ve konveks eğri kısımları bulunan konveyörlerde ise 2. hesap yolunun kullanılması tercih edilir.

Birinci hesap yolunda bantı tahrik için gerekli gücün beş bileşenden ibaret olduğu kabul edilir.

- Konveyörü boşta çalıştırmak için gerekli güç
- Malzemeyi yatay nakletmek için gerekli güç
- Malzemeyi düşey nakletmek için gerekli güç
- Malzemeyi ivmelendirmek için gerekli güç
- Diğer güç kayıplarını karşılamak için gerekli güç

Bantlı konveyörler boşta çalıştıkları zaman, tahrik düzeninden aşağıdaki kayıpları karşılayacak gücü çekerler.

- tambur ve makaralardaki sürtünme kayıpları
- bandın oluklaşması, tambur ve makaralara sarılması esnasında sürekli olarak meydana gelen şekil değiştirmesinden ileri gelen kayıplar.
- makara ve tamburların çeşitli imalat, montaj, işletme ve bakım hataları nedeniyle kasmasından dolayı artan sürtünme kayıpları.
- bandın konveyörün sabit kısımlarına sürtmesinden ileri gelen kayıplar.

Yatay gücün tayininde de, boşta çalışma gücünde olduğu gibi, eşdeğer konveyör uzunluğuna göre hesap yapılır.

Bantlı konveyörler genellikle elektrik motoru ile tahrik edilirler. Motorun devir sayısı tahrik tamburunkinden oldukça fazla olduğundan, araya enaz iki kademeli bir dişli kutusu koymak gerekir.

Tahrik tamburundaki bant kuvvetleri ile bantın tambura sarım açısı arasında aşağıdaki münasebet vardır.

$$T_1=T_2.e^{ma} \qquad \textbf{(3.9)}$$

Buna göre tahrik tamburunda bant kuvvetinin değişimi bir logaritmik spiral eğrisi şeklindedir (Kadioğlu, s. 15).

3.1.9. Tahrik Motor Seçimi

Tahrik motor seçimi için 3 önemli gücün tespiti yapılmalıdır. Bunlar;

- Sistemi boşa çalıştırmak için gerekli güç
- Malzemeyi yatay nakledilmek için gerekli güç
- Malzemeyi düşey nakletmek için gerekli güç

Boş bandı tahrik etmek için gerekli güç;

$$N_1=\frac{\mu_{1.W_T.\ Lo+45\ .V}}{270}=\frac{(0{,}03).(19{,}55).545}{75} \quad \textbf{(3.10)}$$

$$N_1=4{,}26\ BG \quad \textbf{(3.11)}$$

Malzemeyi yatay nakletmek için gerekli güç;

$$\frac{\mu_{1.Q.\ Lo+45\ .V}}{270}=\frac{(0{,}03).(200).545}{270} \quad \textbf{(3.13)}$$

$$N_2=12{,}1\ BG \quad \textbf{(3.14)}$$

Toplam gerekli güç ise;

$$N_T=N_1+N_2 \quad \textbf{(3.15)}$$

N_T=12,1+4,26= 16,3 BG ≈ N_T=20 BG alınabilir.

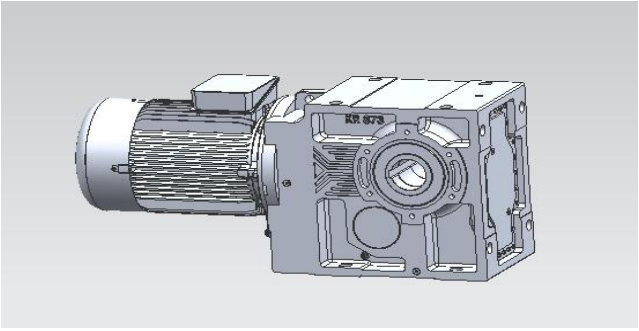
Tahrik mekanizması verimi 0,9 alınırsa;

20/9 = 22,2 BG ≈ 30 BG alınabilir. 22 KW'a denk gelmektedir.

Tahrik motorunun seçimi Yılmaz Redüktör® firması kataloglarından seçilmiştir. Seçilmiş olan motorun özellikleri;

- Motor gücü 30 KW,
- Motor çıkış devri 26 d/dk
- Çıkış Tork değeri 7691 N.m
- Çevrim oranı i = $\frac{1}{54}$
- Servis faktörü f_s=1,7
- Ürün kodu MR873-180L/4

Ağırlığı 665 kg olup redüktörlü motordur.



Şekil 3.5. Bantlı konveyörün tahrik rulosu için seçilmiş redüktörlü elektrik motoru.

3.1.10. Tahrik Mil Çapı Hesabı

$$S_n = \frac{75.N}{V} \quad \textbf{(3.16)}$$

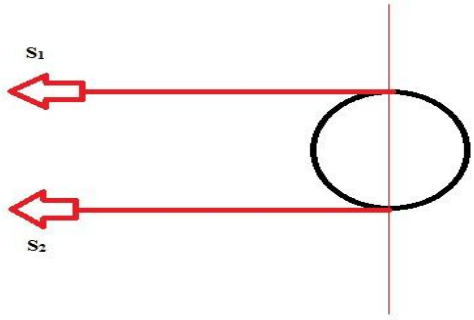
S_n= 2250 kg

$\mu = 0{,}3$

$\beta = \pi$

$$S_1 = S_n.\frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta}-1} = 3700 \text{ kg} \quad \textbf{(3.17)}$$

$$S_2 = S_n.\frac{1}{e^{\mu\beta}-1} = 1451 \text{ kg} \quad \textbf{(3.18)}$$



Şekil 3.6: Tahrik Tamburu Üzerine Etkiyen Kuvvetler

$T_{eff} = T_1 - T_2$ (Efektif Burulma) **(3.19)**

Tork hesabı;

$$T = \frac{T_1 - T_2 \ .K_t.D}{2} \quad \textbf{(3.20)}$$

$T = \frac{37000-14510 \ .(1{,}25).750}{2}$ =10542,1 KN.mm

T= 10542,1 KN.mm

Bileşke kuvvet hesabı;

$$\varphi = \frac{2.\pi.(90 - \beta/2)}{360} \quad \textbf{(3.21)}$$

β=180° için φ=0 değeri alınabilir.

$$T_{res} = \sqrt{(T_1.\sin\varphi + T_2.\sin(-\varphi))^2 + (T_1.cos\varphi + T_2.\cos(-\varphi))^2} \quad \textbf{(3.22)}$$

T_{res}= 51510 N

Bileşke kuvvet olan T_{res} değerine göre uygun mil çapı tablodan 180 mm olarak seçilmiştir. (Konakalla Naga Sri, Vaitla ve Pothamsetty (2013))

3.1.11. Tahrik Tambur Rulman Hesabı

Herbir yatağa gelen kuvvetler;

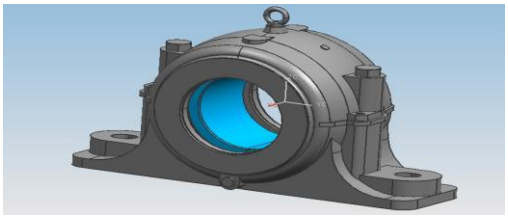
F_1=F_2= 51510/2 = 25755 N

L_h= 12000 h (Ömür)

$$C_h = F.\ \sqrt{L_h.60.n.10^{-6}} \quad \textbf{(3.23)}$$

C_h= 6838,5 kg

Dinamik eşdeğer yük sayısına ve de her bir yatağa gelen kuvvet değerine göre INA Schaeffler® kataloglarından iç çapı 180 mm olan çift sıralı masuralı yatak seçilmiştir.



Şekil 3.7: INA Schaeffler® Firması Kataloglarından Seçilmiş Olan Çift Sıralı Yatak

3.1.12. Avare Ruloların Rulman Hesabı

Avare ruloların ağırlığı yaklaşık 30 kg'dır. Her biri yatağa gelen kuvvet;

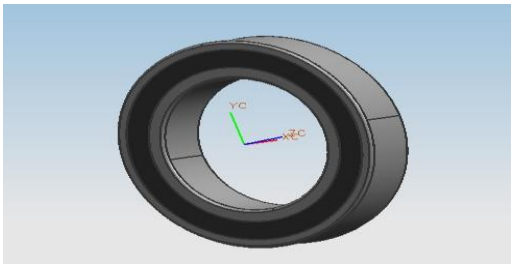
F_a=F_b= 15 kg

L_h= 12000 h (Ömür)

$$C_h = F.\ \sqrt{L_h.60.n.10^{-6}} \quad \textbf{(3.24)}$$

C_h= 40 daN

INA Schaeffer kataloglarından, dinamik yük sayısı ve herbir rulmana gelen kuvvete göre 35 mm çapında tek sıralı yatak seçilmiştir.



Şekil 3.8: Avare Makara Rulmanı

3.1.13.Germe Rulo Rulman Hesabı

Germe kuvveti: $2.S_2$= 2. (1451 kg)- 100 kg= 2802 kg

F_a=F_b= 2802/2 = 1401 kg

Bantlı konveyör tasarımında, kullanılacak yatak ebatlarının ve de konstrüksiyon ebatlarının büyümesinin önüne geçilmesi için 3 gergi mekanizması kullanılmıştır.

Her bir gergi rulmanlarına gelen kuvvet;

F= $\frac{1401}{3}$

F= 467 kg

$$C_h = F. \sqrt[3]{L_h . 60 . n . 10^{-6}} \quad \textbf{(3.25)}$$

C_h= 1240 kg

3.1.14. Germe Rulosu Mil Çapı Hesabı

Germe rulosu üzerine eğilme momenti etkimektedir. Bu değer;

M_e= (934 kg).(850 mm)

M_e= 793900 daN.mm

$$M_b = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ak} . M_e}{\sigma^*}\right)^2} \quad \textbf{(3.26)}$$

M_b= 2398489,4 daN.mm

M_b değerini kullanarak gerekli minimum mil çapı hesabı yapılır.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32.M_b.S}{\pi.\sigma_{ak}}} \quad \textbf{(3.27)}$$

D= 117 ≈ 120 mm alınabilir.

3.1.15.Avare Ruloların Mil Çapları

Her bir rulo ağırlığı 30 kg olup, ağırlık merkezinin rulman mesafesine olan uzaklığı 750 mm'dir.

M_e=750.30= 22500 daN.mm

$$M_b = \sqrt{(\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_d}.\mathrm{Me})^2} \quad \textbf{(3.28)}$$

M_b=67975.8 daN.mm

Mil çapları ise;

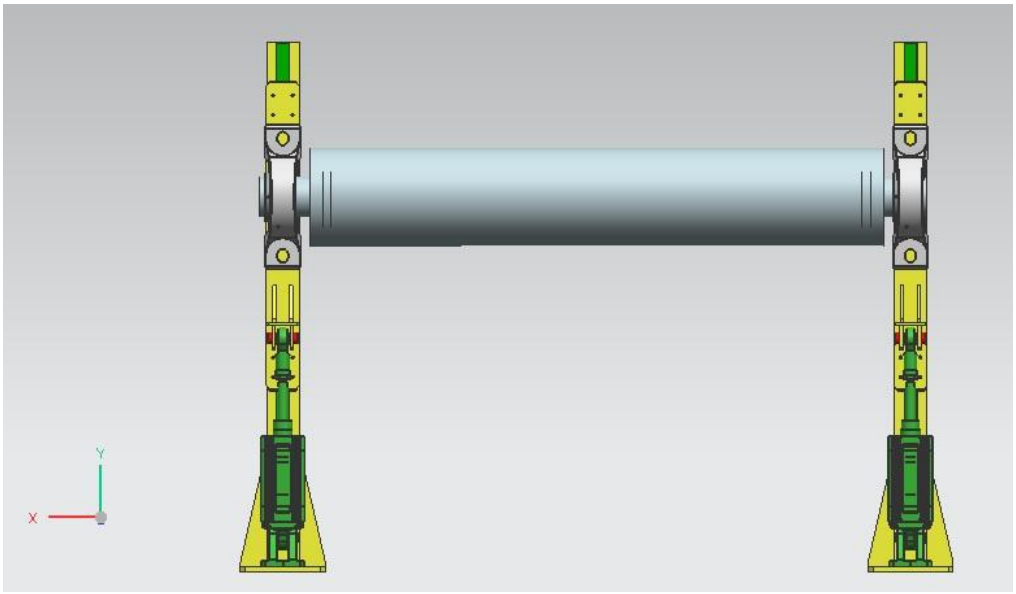
$$D = \sqrt[3]{\frac{32.\mathrm{Mb.S}}{\pi.\sigma_{ak}}} \quad \textbf{(3.29)}$$

D=35 mm

3.1.16. Ina Schaefler® Arabaların Mukavemet Kontrolu

Ina Schaefler® arabalarının gergi sisteminde en genel fonksiyonu, rulo sisteminin y ekseni doğrultusunda hareket kabiliyeti kazandırmasıdır. Bu hareket sayesinde ruloya sarılı olan bandın sıkıştırılması gerçekleşmektedir.

Statik yükleme sonucunda yapılan hesaplamalarda Ina Schaefler arabalarının, gergi sistemi yükünü güvenli olarak taşıdığı belirlenmiştir.



Şekil 3.9: Pnömatik Gergi Sistemi Ina Schaefler Arabaları ve Diğer Ekipmanları

Bantlı konveyör hattı üzerine, üç adet gergi sistemi eklediğimiz için herbirine gelen kuvvet;

$$F = \frac{2802}{3}$$

F=934 kg

2 sağ profil üzerinde 2 de sol profil üzerinde olmak üzere toplam gergi sistemin de 4 adet Ina Schaefler arabaları kullanılmaktadır.

Tek bir profil üzerinde ki arabalara gelen kuvvet ise 467 kg'dır. Ina Schaefler® taşıyabileceği maksimum moment değerleri;

M_y= 2485 N.m

M_z= 2485 N.m

$M_{x=}$ 3610 N.m

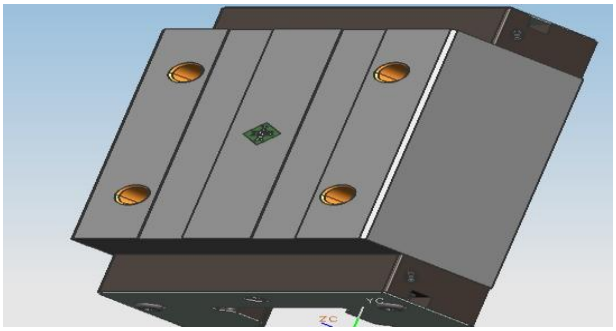
Ina Schaefler arabaların her birinin taşıyabileceği maksimum yük: F=141000 N.

Kritik dönme moment eksenimiz y ekseni olduğu için;

M_e= (467).(750).10= 3465 N.m

Bir Ina Schaefler arabası üzerine gelen M_e= 1732,5 N.m

Ina Scaefler® arabaların Y ekseni moment değeri ile karşılaştırıldığında, emniyetli olduğu görülmektedir. Emniyet katsayısı 1,4 olarak belirlenmiştir.

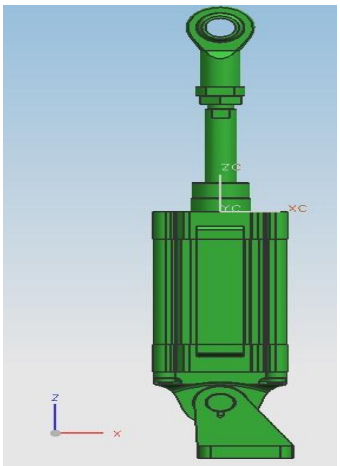


Şekil 3.10: Gergi Sisteminde Kullanılan Ina Scaefler® Arabası

3.1.17. Gergi Sistemi İçin Pnömatik Ekipman Seçimi

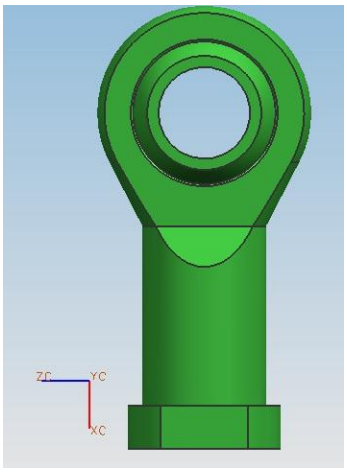
Bantlı konveyörün gergi sisteminde kullanılan pnömatik Festo® firmasının kataloglarından seçilmiş olup ürün kodu DNC-125-100-P olup özellikleri ise;

- Çift yönlü hareket kabiliyetine sahip,
- Piston çapı 32 mm
- Strok değeri 100 mm
- Kuvvet değer aralığı (415...1870) N
- $G_{1/8}$ pnömatik bağlantı özelliklerine sahiptir.



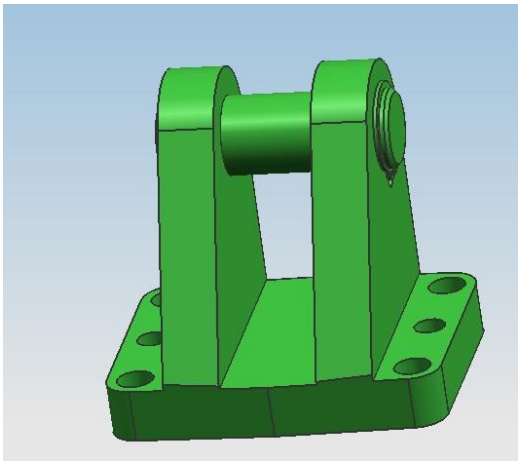
Şekil 3.11: Gergi Mekanizmasında Kullanılan Pnömatik Sistem

Seçilmiş olan pnömatik sistemin, yere sabitlenmesi için ilgili ekipmanlar Festo® ürün kataloğlarından seçilmiştir. Bu ekipmanlar; SGS-M27X2 kodlu küresel mafsal seçilmiştir.



Şekil 3.12: Pnömatik Bağlantının Sabitlenmesi İçin Gerekli Küresel Mafsal

Pnömatik sistem için gerekli, flanş bağlantısı Festo® ürün kataloğlarından seçilmiş olup, LBG-125 kodlu üründür.



Şekil 3.13: Pnömatik Sistemin Flanş Bağlantısı

3.2. Modelleme Programı Kullanarak Bantlı Konveyör Tasarımı

Gelişen teknoloji, makina ve araçların daha zor koşullarda çalışmasını gerektirmektedir. Buna paralel olarak, bütün elemanların üretiminde kullanılacak olan bantlı konveyörün tasarımı ve seçimi de önem kazan- maktadır Çok pahalı makina ve araçların sağlıklı çalışması makinaların fiyatı ile karşılaştırılmayacak kadar ucuz olan bantlı konveyörlerin doğru seçimine bağlıdır. Bantlı konveyörlerin seçimi ve tasarımı bütünüyle düşünülmeli son anda tasarımı tamamlayan standart bir makina olmaktan çıkarılmalıdır. Bu yaklaşım uzun vadede zaman ve para kaybını önler ve tasarımın niteliğini arttırır. Bantlı konveyörün çalıştığı elemanların tasarımının da İstenen koşullarda olması, üretimde temel ilkedir. Bu çalışmada bantlı konveyörün bir örneği olan yan bantlı konveyörlerin tasarlanmış ve ölçekli teknik

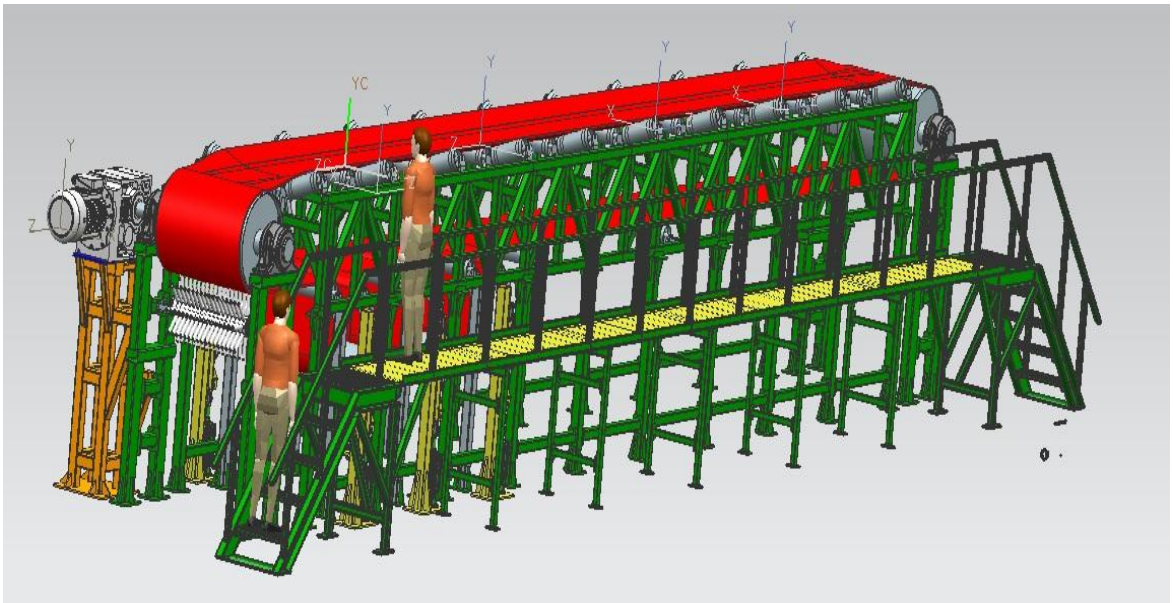
resmin hazırlanması incelenmiştir. Seçilen konveyörü oluşturan teknik.resmi saklanarak daha sonra istenildiğinde herhangi bir teknik resim içersine ilave edilebilmekte ve hazırlanan değişik ebattaki bantlardan oluşan kütüphane tekrar tekrar kullanılabilmektedir.

Bilgisayar tekniğinin hızla yayılmasıyla günümüzün artan taleplerini karşılamak için, daha fazla çözümler bulabilmek için üretimde optimizasyon gerekli. Bantlı konveyörlerin her türlü güncel soruları karşılamak için, en kısa zamanda onların çözümünü standartlara uygun olarak bulmak için bir bilgisayar programı ile kendine özgü üretim şartlarına göre hesaplanması ve tasarım edilmesi gereklidir (Kadiroğlu, s. 5).

Mühendislik tasarımları oluşturulurken, CAD (Computer Aided Design) programlamaları ile 3 boyutlu tasarım ürünleri oluşturulur. Bunların sanal ortamda analizlerinin yapılabilmesi için CAE (Computer Aided Engineering) programları kullanılır.

3.2.1. Bantlı Konveyörün Unigrafics Modelleme Programı Kullanılarak Tasarımı

Genel olarak, makina imalatı veya mekanizma tasarımı yapılırken, kullanıcı dostu programların yanı sıra, işlem aksiyonlarının fazlalığından dolayı kısa zamanda tasarımın bitirilmesi gerekmektedir. Bu sebepten dolayı, bantlı konveyör tasarımı hem içerisinde mekanizmalar barındırması hem de çok sayıda farklı türden ekipmanların kısa sürede ve hata payı düşük şekilde tasarlanmaları için Unigrafics® programı bu tez de kullanımı uygun görülmüştür.



Şekil 3.14: NX® Programı Kullanılarak Yapılmış Olan Temsili 10 m Uzunluğundaki Bantlı Konveyör Tasarımı

3.2.2. Bantlı Konveyör Tasarımında Dikkat Edilen Hususlar

Bantlı konveyör tasarımında dikkat edilmesi gereken hususlar;

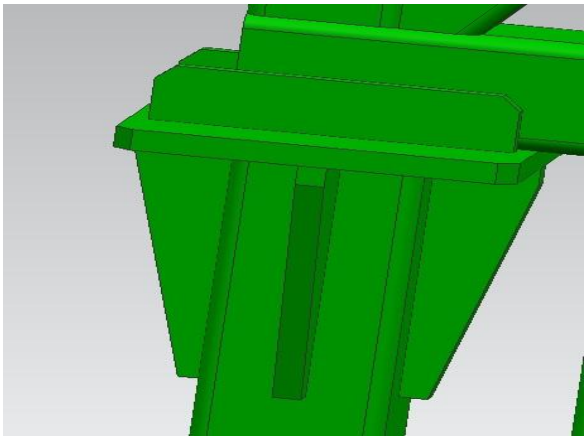
- Taşınacak malzemenin özelliklerinin iyi bilinmesi,
- Konveyör bandı üzerine gelen kuvvete göre doğru bant seçiminin yapılması,
- Standart ürünlerin kullanımı,
- Konveyör sistemlerinin devreye alınmasının kolaylığı,
- Bakım onarım esnasında ergonomik çalışma imkanı,
- Cad programları ile modelleme yapılırken, çoğunluklu basit ve simetrik parça tasarlanması,
- İmalat fizibilitesinin düşünülmesi ve aynı zamanda imalat açısından kolay ürün eldesi,
- Montaj kolaylığı sağlayabilecek ekipmanların tasarımı ve seçimi,
- Montaj esnasında yaralanmalara sebep verebilecek, keskin köşe gibi yerlerin tasarım esnasında daha radius'lu tasarlanması.

gibi unsurlar bantlı konveyör tasarımı öncesi göz önünde bulundurulması gerekenlerdir.

3.2.2.1. İmalat Fizibilite Çalışması

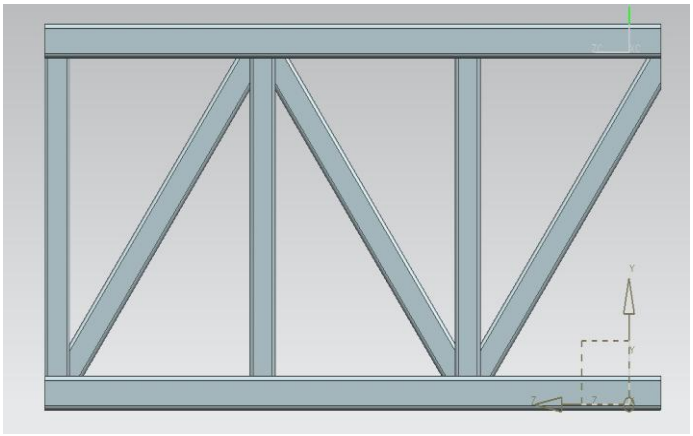
İmalat fizibilitesi göz önünde bulundurulması ile bantlı konveyör imalatının daha kolay ve az tehlikeli şekilde gerçekleştirilmesi söz konusu olmaktadır.

Keskin köşe yapısına sahip olmayan parça tasarımları gerçekleştirilip, imalat esnasında hem ucuz hem de yaralanmalara müsade edilmemesi sağlanılmıştır.



Şekil 3.15: Keskin Köşe Tasarımına Sahip Montaj Parçası

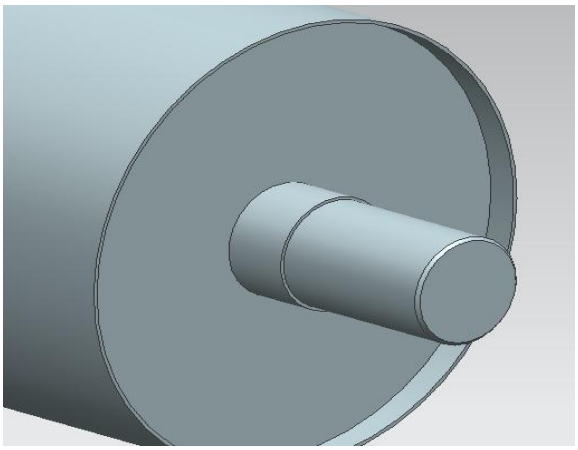
Simetrik parçaların tasarımının gerçekleştirilmesi ile imalat fizibilitesi artırılmış olur. Bu sebepten dolayı tasarımı yapılacak bantlı konveyörlerin simetrik parça sayı adedinin fazla olması sağlanmalıdır. Örnek olarak; konveyör sisteminin şasi kaynaklı grubunun simetrik olması buna örnek verilebilir.



Şekil 3.16: Şasi Konstrüksiyonun Simetrik Tasarlanmış Kaynaklı Parçası

Bir diğer imalat fizibilitesi ve aynı zamanda gerilme dağılımlarına da düzgün geçiş imkanı sağlayan, mil üzerlerinde ki kademelerdir.

Kademeler rulman bağlantılarında, milin daha düzgün oturma yüzeyi eldesi için de açılmaktadırlar.



Şekil 3.17: Tahrik Tamburu Mili Üzerine Açılmış Kademe

3.2.2.2. Bantlı konveyör Tasarımında Kullanılan Optimizasyon Teknikleri

Optimizasyon teknikleri hususunda, bantlı konveyör işletilmesinde önemli konular mevcuttur. Bu optimizasyon tekniklerinin başlıcaları;

- Konveyör bakımlarını düzenli takip yapılıp, takibinin edilmesi,
- Konveyör bandı üzerindeki yüklemelerinin düzenli takibi,
- Az enerji tüketen kontrol ve aygıtlarının kullanılması,
- Konveyör performanslarının düzenli test edilmesi,
- Ergonominin konveyör tasarımına katkısının sağlanılması

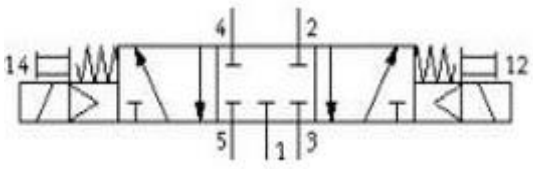
Bu gibi teknikler optimizasyon açısından önem taşımaktadır.

3.2.3. Bantlı Konveyör Pnömatik Gergi Sistem Kontrolü

Soğutma sistemlerinde akışkan geçmesini elektrik sinyaliyle açıp kapayan veya akışkanın yönünü değiştiren selenoid valfler yaygın olarak kullanılmaktadır.

Direkt etkili selenoid valfler küçük kapasiteli sistemlerde akışkan geçişini sadece manyetik bobin etkisiyle açıp kapayan akış kontrol elemanıdır.

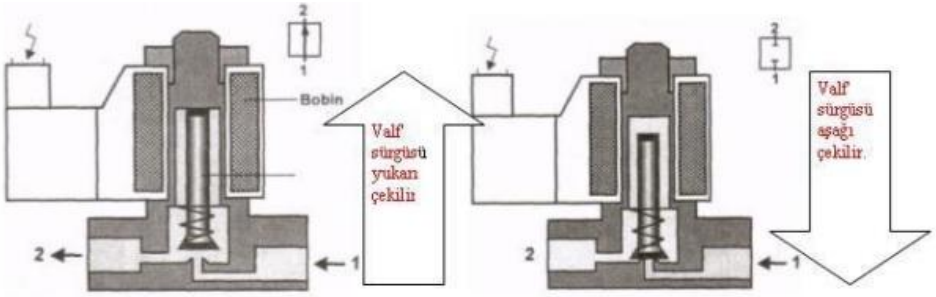
Pilot kontrollü selenoid valflerde büyük kapasiteli sistemlerde kullanılır. Bu tip valflerden manyetik bobin etkisine ilaveten akışkan basıncı etkisinde de yararlanılmaktadır. Valf içerisinde piston iki kuvvetin etkisiyle hareket ederek akış geçişini durdurup açabilir veya ısı pompalarında olduğu gibi akışkanın yönünü değiştirebilir.



Şekil 3.17: Pnömatik Sistem Hava Kontrolü için Kullanılmış olan 5/3 Selenoid Valf

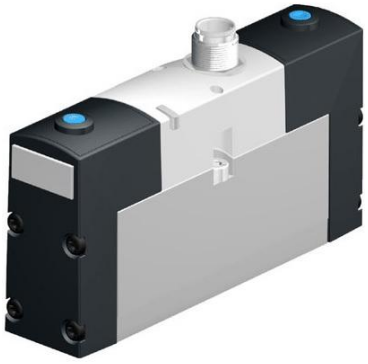
Selenoid kumandalı valfler, pnomatik ve elektrik enerjisinin avantajlarından faydalanırlar. Bunlar elektropnomatik çeviriciler olarak adlandırılır ve işaret çıkışı için bir pnomatik valften ve bir elektrikli anahtarlama elemanından (selenoid bobin) meydana gelir.

Selenoid bobine elektrik gerilim uygulanırsa elektromanyetik bir kuvvet oluşur. Bu kuvvet, valf çubuğu ile bağlanmış bobin çekirdeğini hareket ettirir. Selenoid bobine akım gitmez ise manyetik kuvvet ortadan kalkar. Valf kurucu yayı kuvveti sayesinde başlangıç konumuna gelir.(Anonim, 2007)



Şekil 3.18: Bobine Enerji Uygulandığı ve Uygulanmadığı Durum (Anonim, 2007)

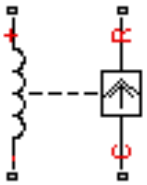
Gergi sisteminin selenoid valf ile kontrolunde Festo® firması kataloglarından seçilmiş **Şekil 3.19**'daki ürün kullanılmıştır.



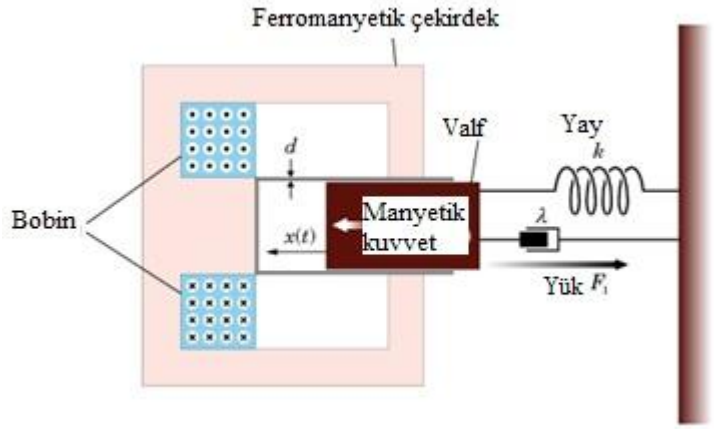
Şekil 3.19: Gergi Sisteminin Pnömatik Kontrolunde Kullanılan 5/3 Selenoid Valf.

Geleneksel bir basınç kontrol valfinde, valfin çalışma basıncının kontrolü için bir sıkıştırma yayı kullanılır. Oransal valflerde bu yayın yerine bir DC selenoid kullanılır. Kuvvet içinden geçen akıma bağlı olan selenoid ile ayarlanır.

Pnömatik sistemin kontrolünde aşağıdaki selenoid modeli kullanılır.



Şekil 3.20: Selenoid Valf Modeli.



Şekil 3.21: Selenoid Valfin Yay, Damper Eleman Olarak Modellenmesi.

Dönüş yayı, opsiyoneldir,. Modelden bu yayın etkilerini uzaklaştırmak üzere, yay sabit parametresi sıfır değerine ayarlanır. Bir konum fonksiyonu olarak valfe yönelik hareket denklemi olan x, aşağıdaki gibidir:

$$F_1 + m.\frac{dy}{dx^2}^2 + \lambda.\frac{dy}{dx} + k.x = F_e \qquad \textbf{(3.30)}$$

Fe elektromanyetik kuvveti göstermekte olup, F_1 yük kuvvetini, λ viskoz damping miktarını gösterirken m ise valf kütlesini temsil etmektedir. Elektromanyetik kuvvet, selenoid akımı ve indüktansı ile ilintilidir.

$$F_e = \frac{1}{2}.i^2\frac{\partial L(x)}{\partial x} \qquad \textbf{(3.31)}$$

İndüktans,

$$\frac{\partial L(x)}{\partial x} = \frac{-\beta}{(\alpha+\beta.x)^2} \qquad \textbf{(3.32)}$$

α ve β katsayı parametreleridir. Akım i_0 için selenoid'in kuvvet stroke ilişkisi;

$$F = \frac{1}{2}.{i_0}^2.\frac{-\beta}{(\alpha+\beta.x)^2} \quad \textbf{(3.33)}$$

Selenoid blok iki belirli kuvvet sayesinde α ve β ve stroke ölçümlerini çözer. + kutuptan - kutuba akan pozitif akım, sistemde negatif kuvvetleri oluşturur.

Selenoid valf posisyonuna bağlı olan L indüktansı olarak modellenmiştir. Zamanla değişen induktans için geri Emf aşağıdaki formul ile tanımlanır.

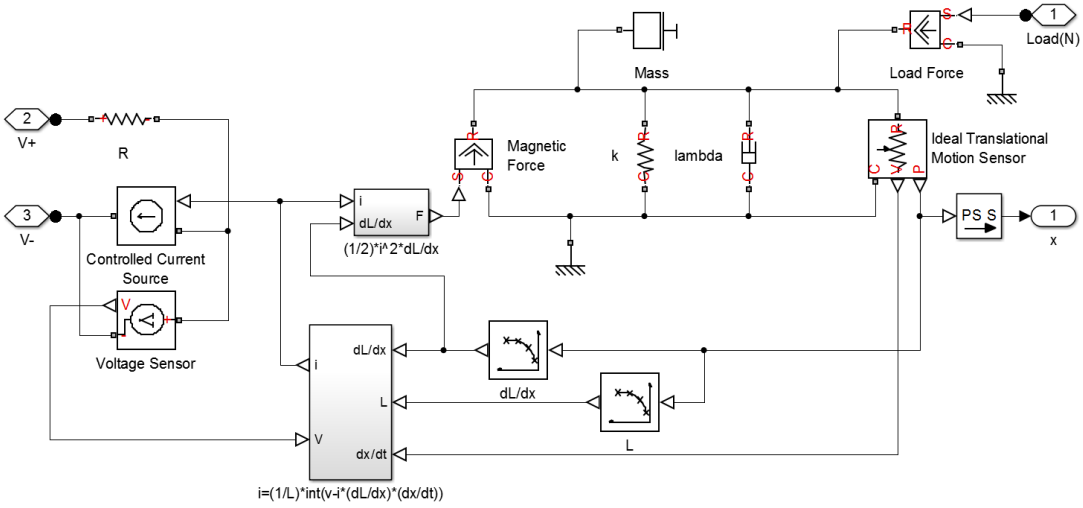
$$v = L.\frac{di}{dt} + i.\frac{dL}{dt} \quad \textbf{(3.34)}$$

Indüktans (L) x'e bağlı olduğu zaman,

$$v = L.\frac{di}{dt} + i.\frac{dL}{dx}.\frac{dx}{dt} \quad \textbf{(3.35)}$$

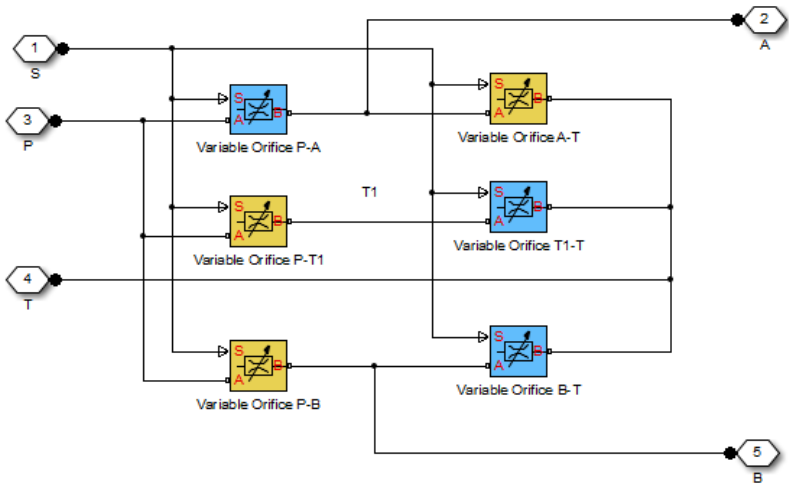
dL/dx ile aşağıdaki ilişikili denklem kullanılarak kuvvet-strok çıkarılabilir.

$$\text{Kuvvet} = 0.5i^2.\frac{dL}{dx} \quad \textbf{(3.36)}$$



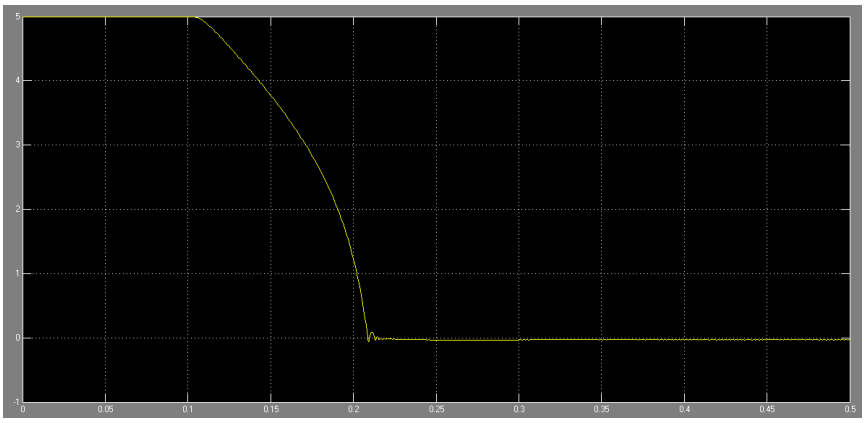
Şekil 3.22: Selenoid Valfin Simulink Modellemesi.

Şekil 3.22 yaylı selenoid'in elektronik kısmını göstermektedir. Güç olmadığı zaman, yay valfi bobinin merkezinden + 5 mm uzaklığa çeker. t=0.1 saniyede güç verildiğinde ise valf, bobinin merkezine çekilir. t=0.3 saniyede, 10N luk dış yük valfe eklenir.



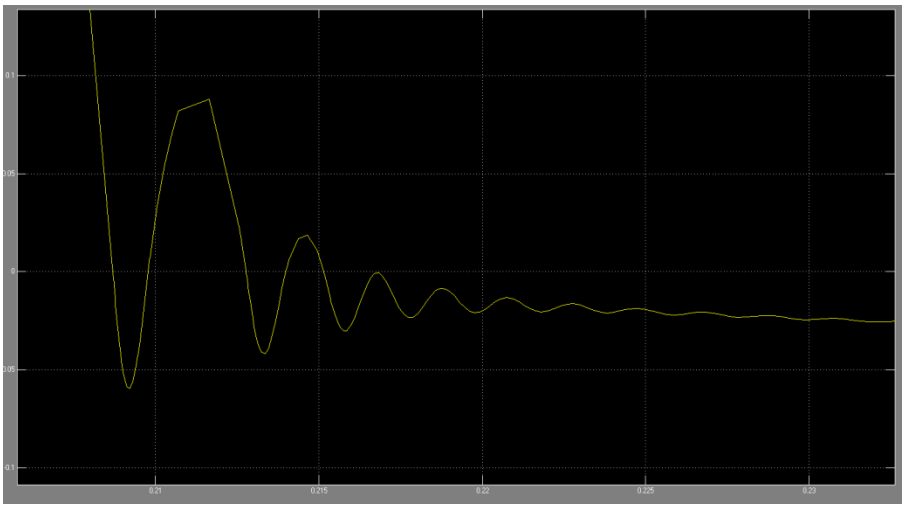
Şekil 3.23: Selenoid Valfin Mekanik Bileşeninin Simulink Modellemesi.

Bantlı konveyörde kullanılan gergi sisteminin pnömatik kontrolü, selenoid valf ile yapılmaktadır. Dolayısıyla sistemin girişi akım olup, çıkışı ise valf'in deplasman hareketidir. Matematiksel denklemler sayesinde, girişin çıkışa oranı olan ve aynı zamanda valfin hareketini temsil eden çıktının grafiği aşağıda ektedir.



Şekil 3.24: Selenoid Valf Deplasmanın Zamana Göre Grafiği.

Şekil 3.24 grafiğinde, selenoid valf deplasmanının zamana göre değişim grafiğini göstermektedir. Grafikte yaklaşık 0.2 saniye ile 0.25 saniye arasında osilasyon hareketi yapmaya başlayarak rejime gelmiştir. Kararlı bir yapıya sahiptir.



Şekil 3.25: Selenoid Valf Deplasmanının Osilasyon Hareketinin Başladığı ve Rejime Girdiği Durum Görüntüsü.

4. BANTLI KONVEYÖR KONSTRÜKSİYON ANALİZİ

4.1. HyperMesh® Programı

HyperMesh® programı gelişmiş özellikleri ile birlikte modelleri hızlı ve son derece yüksek kalitede meshlemenize imkan tanır.

Yüksek kalitede mesh oluşturma yetenekleri:

- Yüzey meshleme
- Solid map hexa meshleme
- Tetra mesh
- CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) mesh
- SPH (Smooth Particle Hydrodynamics) mesh

Bu özellikler ise yüzey ve katı modellerin kabuk ve katı olarak meshlenmesi, morphing teknolojisi ile yeni tasarım değişikliklerinin varolan mesh üzerinden update edilmesi, değişen kalınlığa sahip karmaşık modellerin arayüzeyinin (mid-surface) otomatik olarak oluşturulmasıdır. Otomatikleştirilmiş tetra ve hexa mesh özellikleri ile mesh oluşturma zamanının düşürülmesi ve batch mesh özelliği ile geometri temizliği yapılmadan minimum kullanıcı müdahalesi ile büyük boyutlardaki parçaların meshlenmesidir.

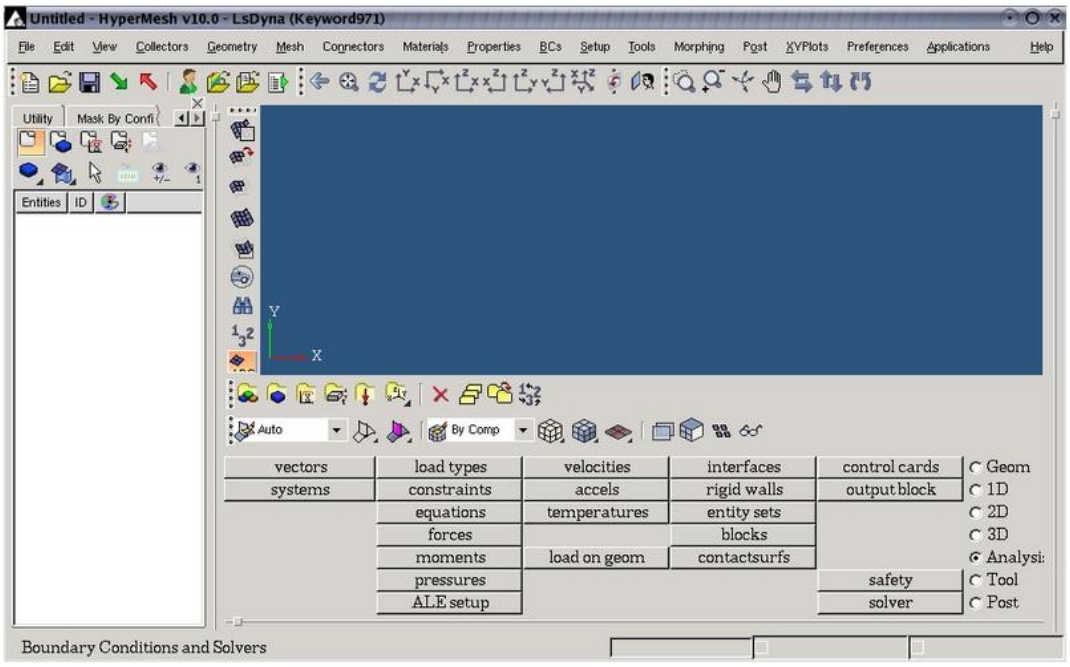
HyperMesh® ayrıca kapalı bir hacmi yüksek kaliteli first ve second order tetragonal elemanlar ile meshleyebilir.

Tetra-mesh modülü güçlü AFRL algoritmasını kullanmaktadır. Kullanıcılar yapısal ve CFD uygulamaları için eleman growth opsiyonlarını kontrol edebilirler, tetrahedral bir mesh için tria veya quad eleman seçerek lokal bölgeleri yeniden meshleyebilirler.

HyperMesh® programının üstün özellikleri ise;

- Endüstrinin en geniş ve en kapsamlı CAD ve CAE çözücü arayüzü desteği,
- Proses ve adımlarınn makro yaratılarak otomatikleştirilmesi,
- Kullanıcıların Tcl/Tk aracını kullanarak HyperMesh ile tamamen uyumlu çalışan kendi uygulamalarını oluşturabilmeleri,
- Desteklenmeyen çözücüler için HyperMesh veritabanı kullanılarak hazırlanan kullanıcı tanımlı template dosyaların export edilebilmesi,

- Açık mimari tasarım ve uyarlama fonksiyonları ile herhangi bir kullanıcı ortamına uyması,
- Karmaşık geometrilerin modelleme işlemleri ile yüksek hızda, yüksek kalitede otomatik mesh, hexa mesh ve tetra mesh oluşturulması için basitleştirilmesi,
- Yeni tasarım değişikliklerinin, varolan mesh üzerinden esnek morphing araçları kullanılarak model geliştirme maliyetinin düşürülmesi,
- El ile yapılan geometri temizleme ve meshleme işleminin Batch Mesher teknolojisi ile devreden çıkarılması, bu şekilde kullanıcının modelleme verimliliğinin büyük bir oranda artırılması
- Kullanımı kolay, basit bir şekilde yapılmış sezgisel grafiksel kullanıcı arayüzü ile herhangi bir kimsenin yazılımı öğrenebilmesi, bu şekilde kadrodaki diğer çalışanların eğitim masrafı azalır.
- Master bağlantı dosyası ile otomatik olarak bağlantılar (bolts, spot welds, adhesives, seam welds) yaratılabilmesidir.



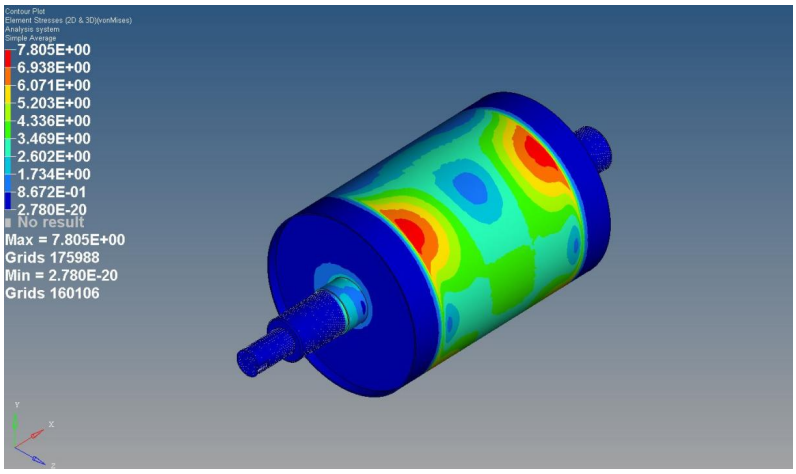
Şekil 4.1: HyperMesh® Programının Arayüzü

4.2. HyperMesh® Programı Kullanılarak Lineer Statik Analizinin Yapılması

Lineer statik analizi, yapılış yöntemleri maddeler halinde gösterecek olursak,

1. Öncelikle geometri import edilir. File / İmport / Geometry.

2. Malzeme oluşturulur. Collector toolbar / material / Type = ISOTROPIC, Card image= MAT1 / Create+Edit / Malzeme özellikleri girilir.
3. Property oluşturulur. Collector toolbar / property / type = 2D veya 3D/ card image = psolid veya pshell / material seçilir / create+edit / kalınlık girilir.
4. Oluşturulan komponente, property atanır. Collector toolbar / components / update / property seç
5. Mesh işlemi tamamlanır.
6. Birden çok komponent varsa kaynaklar ve bağlantı elemanları oluşturulur.
7. Sınır şartları için load collector oluşturulur. Collector toolbar / loadcollector / no card image.
8. Sınır şartları oluşturulur. Pages / Analysis / Constraints / nodlar seçilir / sınır şartları seçilir. Birden çok yerde mevcut olan sınır şartları tek bir collector içinde oluşturulmalı.
9. Kuvvetler için load collector oluşturulur. Collector toolbar / load collector / no card image.
10. Kuvvetler oluşturulur. Pages / Analysis / Forces / nod seçilir / kuvvetin x, y, z yönündeki bileşenleri girilir.
11. Eğer bir statik analizde birden çok lokasyonda kuvvetler (momentler) uygulanıyorsa, önce bu kuvvetler 10. Maddedeki gibi oluşturulur. Sonrasında bileşke kuvvet için loadcollector oluşturulur. Collect toolbar / loadcollector / card image = LOAD / create+edit / LOAD_NUM_SET= kuvvet adedi / S(1) ilk kuvvete ait çarpan, L(1) ilk kuvvet, S(2) ikinci kuvvete ait çarpan, L(2) ikinci kuvvet olarak atanır.
12. Loadstep olusturulur. Pages / Analysis / Loadsteps. Lineer statik analiz için sadece SPC ve LOAD kutucukları işaretlenerek, bunlara sınır şartı ve kuvvet atanır.
13. Eğer statik analiz sonucunda tepki kuvvetleri okunmak istenirse, Loadstep sayfasında, Edit / User Comments kısmında OUTPUT / MPCFORCES kutucuğu seçilir.
14. Analiz başlatılır. Pages / Analysis / Optistruct



Şekil 4.2: Linear Analizi Yapılmış Tahrik Rulosu.

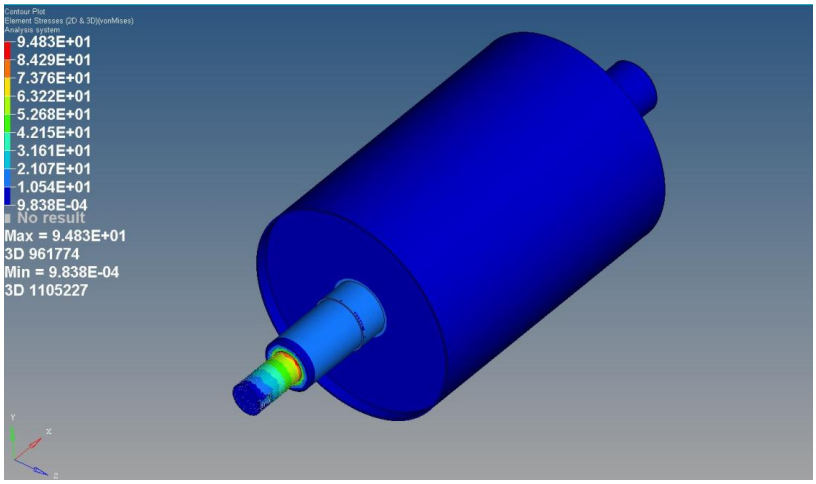
4.3. HyperMesh® Programı Kullanılarak Inertia Relief Analizinin Yapılması

İnertia Relief analizi sabit ivmeli sistemlerde, sisteme uygulanan toplam kuvvete eş değer ve zıt yöndeki kuvveti, tüm nodlara eşit şekilde dağıtıp uygulayarak sistemin statik olarak dengede olmasını sağlar. Böylelikle çözümü oldukça uzun sürebilecek explicit analiz yerine statik analiz kullanılabilir ve sistemde ivmelenmeden ötürü meydana gelecek gerilmeler belirlenebilir.

Inertia Relief analizinin yapılış yöntemlerini maddeler halinde gösterecek olursak,

1. Öncelikle geometri import edilir. File / İmport / Geometry.
2. Malzeme oluşturulur. Collector toolbar / material / Type = ISOTROPIC, Card image= MAT1 / Create+Edit / Malzeme özellikleri girilir.
3. Property oluşturulur. Collector toolbar / property / type = 2D veya 3D/ card image = psolid veya pshell / material seçilir / create+edit / kalınlık girilir.
4. Oluşturulan komponente, property atanır. Collector toolbar / components / update / property seç
5. Mesh işlemi tamamlanır.
6. Birden çok komponent varsa kaynaklar ve bağlantı elemanları oluşturulur.
7. 2 tip inertia analizi tanımlamak mümkündür. Kısıtlanmış harketlerin analizi ve kısıtsız hareketlerin analizi.
8. Kısıtlanmış hareketler söz konusu ise sistemde sınır şartları tanımlanmalıdır. Bunun için öncelikle load collector tanımlanır. Collector toolbar / loadcollector / no card image.

9. Sınır şartları oluşturulur. Pages / Analysis / Constraints / nodlar seçilir / sınır şartları seçilir / LOAD TYPE = SUPORT1.
10. Hareketi dengeleyecek karşıt denge kuvvetlerinin yönlerini tanımlar.
11. Kuvvetler için load collector oluşturulur. Collector toolbar / load collector / no card image.
12. Kuvvetler oluşturulur. Pages / Analysis / Forces / nod seçilir / kuvvetin x, y, z yönündeki bileşenleri girilir.
13. Loadstep olusturulur. Pages / Analysis / Loadsteps
14. SUPORT1 kutucuğu seçilir, sınır şartı kollektörü atanır.
15. LOAD kutucuğu seçilir, kuvvet kollektörü atanır.
16. Kontrol kartı atanır. Bunun için Pages / Analysis / Control cards / Param / INREL V1 = -1 olarak seçilir.
17. Analiz koşturulur.



Şekil 4.3: Tahrik Motor Milinin Tahrik Tamburu Üzerinde Yarattığı Gerilmenin Inertia Relief Analizi Yöntemi Kullanılarak Yapılması.

4.4. HyperMesh® Programında Kontak Atama

1. Öncelikle, bağımsız kontak yüzeyi oluşturulur. Bunun için ; Pages / Analysis / Contact surfaces / solid faces / card image= SURF / kontak yüzeylerindeki nod ve elemanlar seçilir.
2. Bağımlı nod lar oluşturulur. Bunun için, Analysis / entity sets/ card image = set grid / set type = not ordered / entity= nodes kontak nodları seçilir.
3. Kontak tanımı oluşturulur. Bunun için, Analysis / interfaces / create kısmında name= isim gir, type = contact / create butonuna basılarak kontak grubu oluşturulur.

4. Daha sonra Analysis / interfaces / add kısmında master = csurf sec, slave = sets seç ve iki kısmı da update et.
5. Card image kısmında edit / type = freze. SRCHDIS = kontak yüzeyleri arasındaki mesafeden büyük olacak şekilde seçilmelidir.
6. Review da kontak doğruluğuna bakılabilir.

4.5. HyperMesh® Programında 3 Boyutlu Mesh Türleri

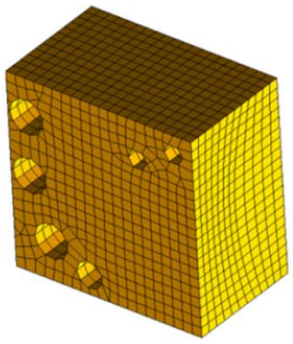
Düzgün ve kaliteli bir mesh oluşturmak, sonuçların doğruluğu açısından çok önemlidir. Düzgün atılmış bir mesh sonrasında yapacağınız analizler , gerçeğe daha yakın ve düzenli olacaktır.

Parça veya Montaj bazında bir analiz yapılacağı zaman elde edilen sonuçların gerçek değerlerine yakın çıkmasında en büyük etkenlerden biri mesh olayıdır. Mesh yapısının kalitesi ve mesh parametrelerinin iyi tanımlanması durumunda daha realist bir çözüme ulaşılır. Bunun için mesh konusunu mantığı iyi anlaşılması ve iyi kullanılması gerekir.

HyperMesh® analiz programında birden fazla mesh türleri mevcuttur. Fakat tezde analizleri yapılan tasarım 3 boyutlu tetramesh yapısı ile meshlenmiştir.

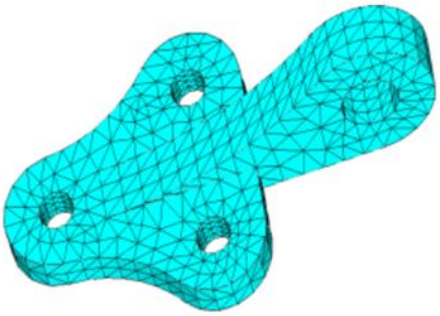
3 boyutlu meshler tür olarak,

- Tetramesh
- Hexa mesh olarak ayrılmaktadır.



Şekil 4.4. HyperMesh® Programında Hexa mesh Yapısı ile Meshlenmiş Yapı.

Tetramesh yapısına sahip elementler, hacim yüzeyin belli alanına sınırlı katman türüne ihtiyaç duyulduğu zaman kullanılırlar.



Şekil 4.5. Tetramesh Yapısına Sahip Model.

HyperMesh® programında bir, iki ve üç boyutlu elemanlar ile mesh oluşturulabilir. Üstelik bu elemanların geometrisini manual olarak değiştirmek, Jakobiyen, Warpage, Skew gibi matematiksel parametrelerini kontrol etmek mümkündür. HyperMesh®' te kullanılabilecek eleman tipleri kısaca şöyle sıralanabilir:

Bir boyutlu mesh elemanları;

- Çubuk elemanlar,
- Yay elemanlar,

İki boyutlu mesh elemanlar;

- Plate elemanları,
- Kabuk elemanlar,

Üç boyutlu mesh elemanlar;

- Tetra ve hekza elemanlar

4.6. Hypermesh® ile Bantlı Konveyör Gerilme Analiz Tespiti

Tasarımı yapılmış olan bantlı konveyörün, bilgisayar destekli mühendislik (CAE) programlarından biri olan Hypermesh® 12 programı kullanılarak;

- Tahrik rulosu üzerinde meydana gelen von Mises gerilmeleri
- Tahrik rulosu yataklarına gelen tepki kuvvetleri,
- Sonlandırıcı rulo üzerinde meydana gelen von Mises gerilmeleri
- Pnömatik gergi sisteminin rulosu üzerinde meydana gelen von Mises gerilemeleri,
- Pnömatik gergi sisteminin Ina Schaefler arabaları üzerine gelen kuvvetleri

bulunarak, tezin sonuç kısmında matematiksel değerler ile karşılaştırılmıştır.

Hypermesh® programı diğer bilgisayar destekli analiz programları ile karşılaştırıldığında, mesh kalitesinin daha üstün olduğu görülmektedir.

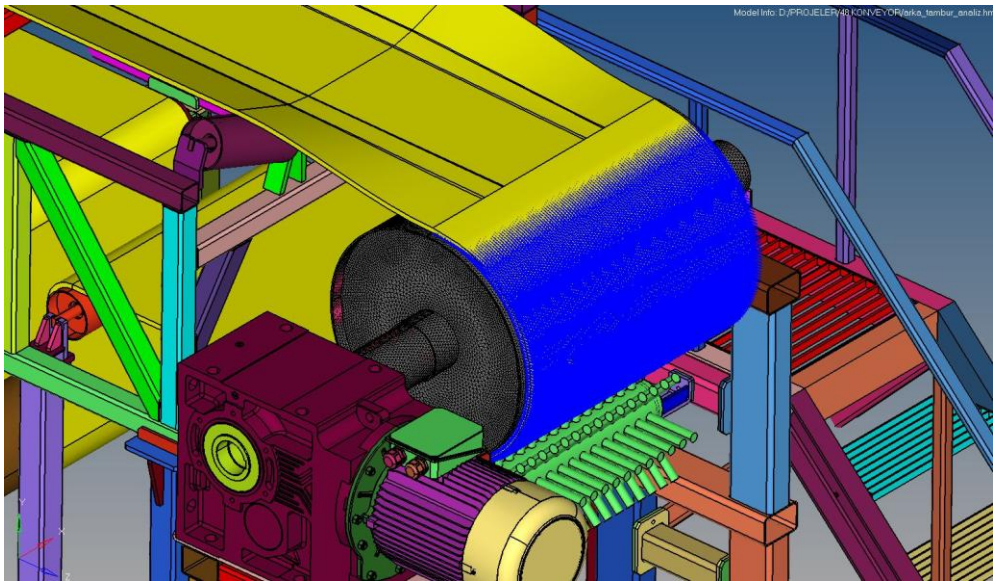
Sonlu elemanlar analizi gerçekleştirirken , düzgün ve kaliteli bir mesh oluşturmak, sonuçların hassaslığı açısından çok önemlidir. Düzgün oluşturulmuş bir mesh sonrasında yapılacak analizler gerçeğe daha yakın sonuçlar verecektir. Üstelik düzgün oluşturulmuş mesh yapısı gerilme yığılmalarını daha iyi yansıtarak, yorulma dayanımı açısından olumsuz bölgelerin tespitine imkan verecektir. Statik analizlerde gerilme değeri akma dayanımının altında olsa da keskin köşeler, çentikler yorulma açısından her zaman büyük risk oluştururlar.

4.6.1. Baş Tahrik Rulosunun Statik Analizleri

Bantlı konveyörlerde, baş tahrik rulosu, bant germe kuvvetinin yanı sıra motorun uyguladığı torka da maruz kalır. Üstelik tahrik rulosu sürekli dönme hareketi gerçekleştirdiğinden, kendi ağırlığı nedeniyle dinamik eğilme gerilmelerinin de etkisindedir.

Yükleme koşulları dışında, rulolardaki ani kesit değişimleri, keskin kenarlar, yüksek gerilmeleri oluşturan nedenlerin başında gelir. Tüm bu nedenlerden dolayı, baş tahrik rulosunun sonlu eleman analizi büyük önem arz etmektedir.

Tüm sistem içinde baş tahrik rulosunun sonlu elemanlar modeli **Şekil 4.6**'da gösterilmektedir.



Şekil 4.6: Baş Tahrik Rulosunun Tüm Sistem İçindeki Sonlu Elemanlar Modeli

Baş tahrik rulosunun sonlu elemanlar analizinde 10 mm boyutlarında 3 boyutlu tetra elemanlar kullanılmıştır. Elemanların oluşturulmasının ardından Tet collapse kriteri ile eleman kontrolleri gerçekleştirilmiştir.

Baş tahrik rulosu malzemesi ST52 olup mekanik özellikleri aşağıda verilmiştir.

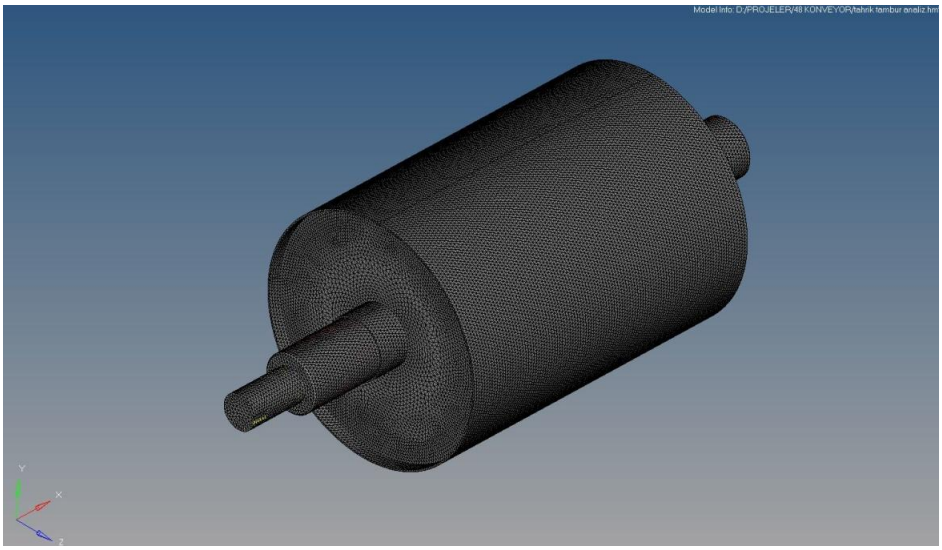
Elastisite Modülü = 210 GPa

Poisson Oranı=0.3

Özkütle= 7,9 E-09 ton /mm3

Akma Dayanımı = 355 Mpa

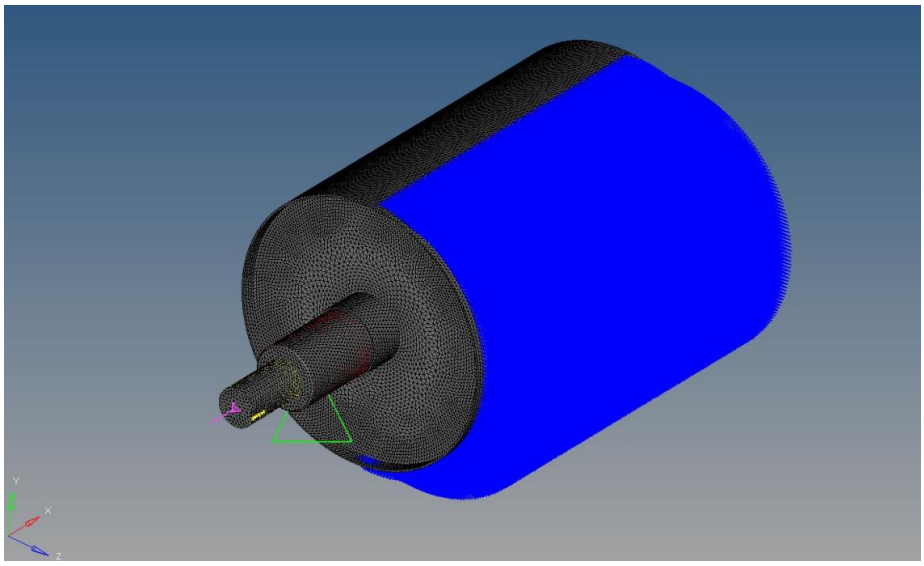
Tahrik rulosunun tetra elemanlarla oluşturulmuş mesh yapısı **Şekil 4.7**'de gösterilmektedir.



Şekil 4.7: Tahrik Rulosu Mesh Yapısı

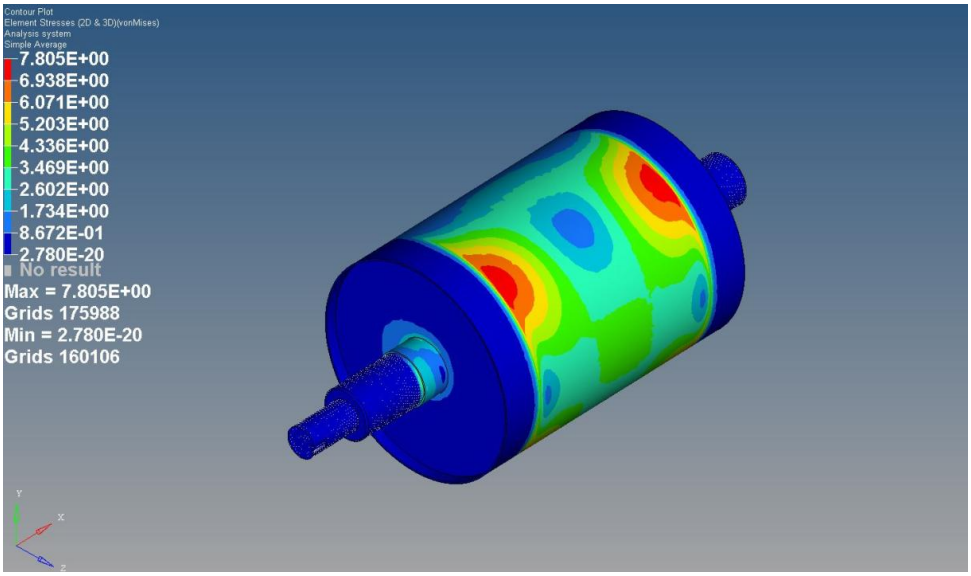
4.6.1.1. Germe Durumunda Baş Tahrik Rulosunun Statik Analizi

Germe durumunda baş tahrik rulosuna sadece banttaki germe kuvvetleri etkiyecektir. Germe kuvvetleri toplandığında tahrik rulosuna etkiyecek toplam kuvvetin 51510 N olduğu hesaplanır. Bu yük, tahrik rulosunun bantla temas eden yüzeyine yayılı olarak uygulanacaktır. Tahrik rulosu yatak millerinden sabitlenmiş olup tüm eksenlerde yer değiştirmesi kısıtlanmıştır. Baş tahrik rulosunun yükleme koşulları ve sonlu elemanlar modeli **Şekil 4.8**'te gösterilmektedir.



Şekil 4.8: Tahrik Rulosu Sonlu Elemanlar Modeli ve Sınır Şartları

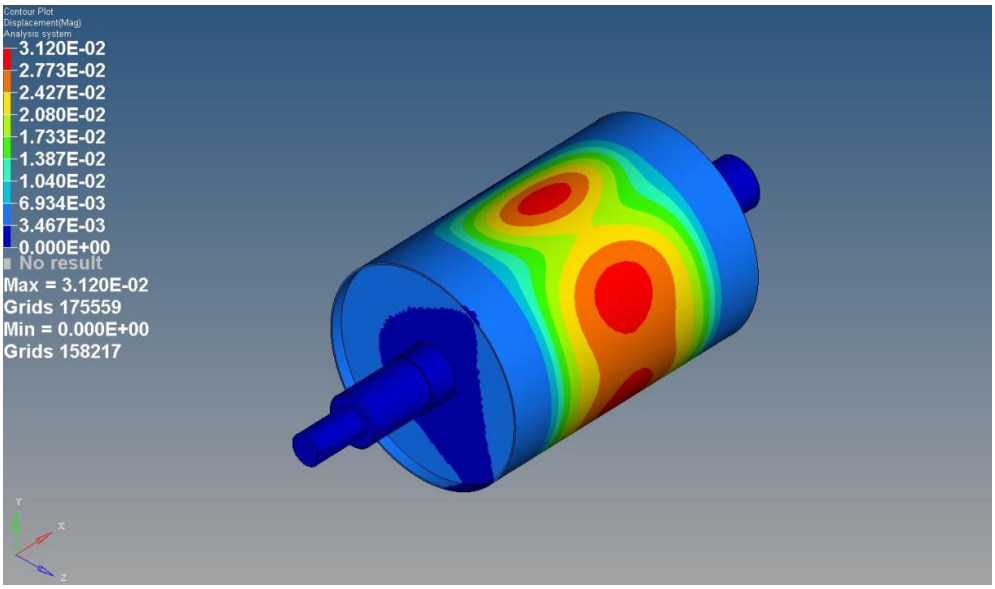
Gerçekleştirilen statik analiz sonucunda tahrik rulosunda meydana gelen Von Mises Gerilme dağılımı **Şekil 4.9**'te gösterilmiştir.



Şekil 4.9: Tahrik Rulosunda Meydana Gelen Von Mises Gerilme Dağılımı (MPa)

Şekil 4.9'da görüldüğü gibi tahrik rulosunda meydana gelen maksimum gerilme 7.8 MPa olup rulonun bantla temas eden kısmında oluşmuştur. Malzeme akma dayanımının 355 MPa olduğu göz önüne alınırsa sistem oldukça güvenlidir.

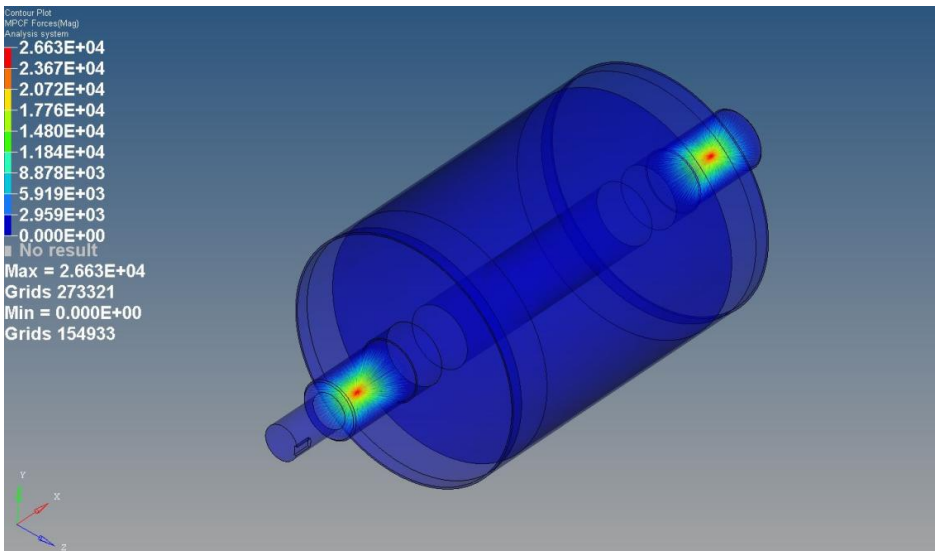
Öte yandan tahrik rulosu üzerinde oluşan yer değiştirme dağılımı ise **Şekil 4.10**'de gösterilmektedir.



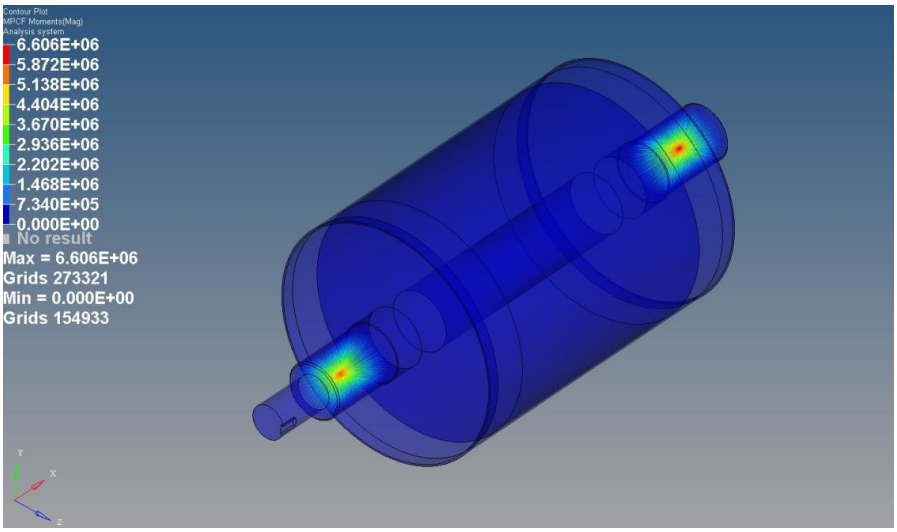
Şekil 4.10: Tahrik Rulosunda Meydana Gelen Yer Değiştirme Dağılımı (mm)

Şekil 4.10'de görüldüğü üzere tahrik rulosunda meydana gelen maksimum yer değiştirme 0,03 mm olup sistem elastik şekil değiştirme bölgesinde kalmıştır.

Sistemde dayanım için önemli diğer bir hususta tahrik rulosuna ait yataklarda meydana gelen tepki kuvvet ve momentleridir. Tepki kuvveti ve momentleri Hypermesh® programında MPC Force ve MPC Moment komutları ile hesaplanabilmektedir. Tahrik rulosuna ait yataklardaki tepki kuvveti ve momenti **Şekil 4.11** ve **Şekil 4.12**'de gösterilmektedir.



Şekil 4.11: Tahrik Rulosuna Ait Yataklarda Meydana Gelen Tepki Kuvveti (N)



Şekil 4.12: Tahrik Rulosuna Ait Yataklarda Meydana Gelen Tepki Momenti (Nmm)

Şekil 4.11 ve **Şekil 4.12**'den anlaşıldığı üzere yataklarda meydana gelen tepki kuvveti 26630N tepki momenti ise 6600 Nm'dir. Uygulanan germe kuvvetinin 51510 N olduğu hatırlanırsa Hypermesh® programının %3'lük bir hatayla tepki kuvvetlerini belirlediği anlaşılır.

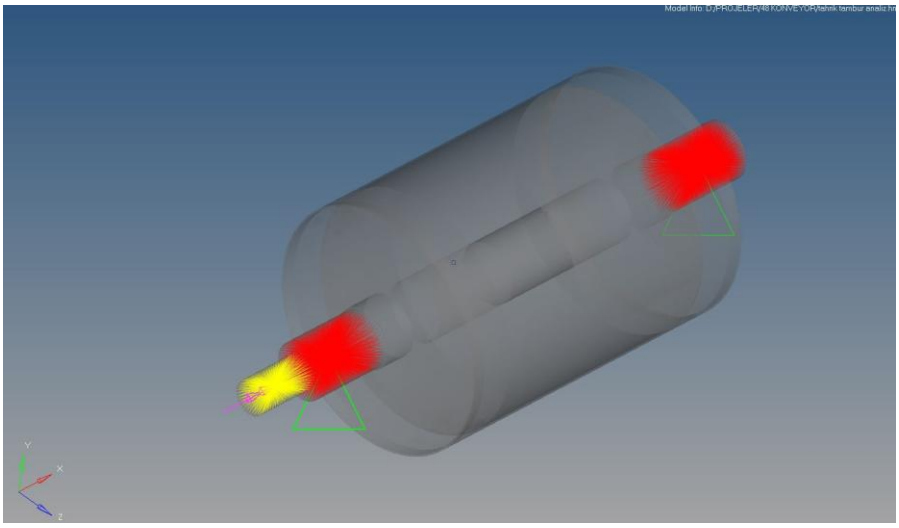
4.6.1.2. Çalışır Durumunda Baş Tahrik Rulosunun İnertia Relief Analizi

Tahrik rulosunun çalışır durumdayken statik analizinin yapılabilmesi için İnertia Relief oluşturulması gerekmektedir. İnertia Relief analizi sabit ivmeli sistemlerde, sisteme uygulanan toplam kuvvete eş değer ve zıt yöndeki kuvveti, tüm nodlara eşit şekilde dağıtıp uygulayarak sistemin statik olarak dengede olmasını sağlar. Böylelikle çözümü oldukça uzun sürebilecek explicit analiz yerine statik analiz kullanılabilir ve sistemde ivmelenmeden ötürü meydana gelecek gerilmeler belirlenebilir.

Tahrik rulosuna çalışır durumda iken sisteme motor mili ekseni doğrultusunda 7691 Nm tork ve z ekseninde yayılı olarak 51510 N değerinde germe kuvveti uygulanacaktır.

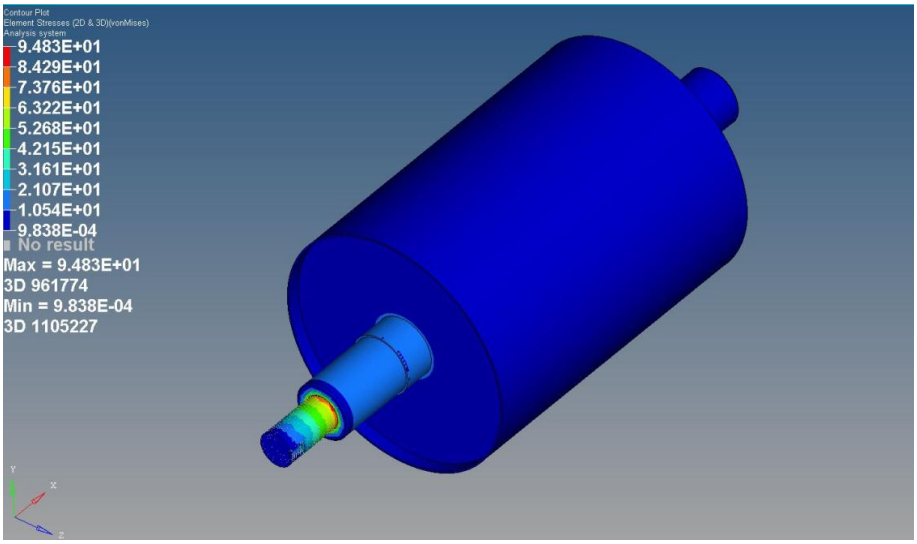
Tahrik rulosu sonlu elemanlar modeli **Şekil 4.13**'de gösterilmektedir. Sisteme kırmızı ile gösterilen bölgelerde Suport atanmıştır. Suport terimi, İnertia Relief analizlerde gerekli olan virtual kuvvetlerin oluşturulması için uygulanan sınır şartlarına işaret eder.

Öte yandan sisteme sarı ile gösterilen bölgelerden tork yükü uygulanmıştır.



Şekil 4.13: Tahrik Rulosuna Ait Sınır Şartları

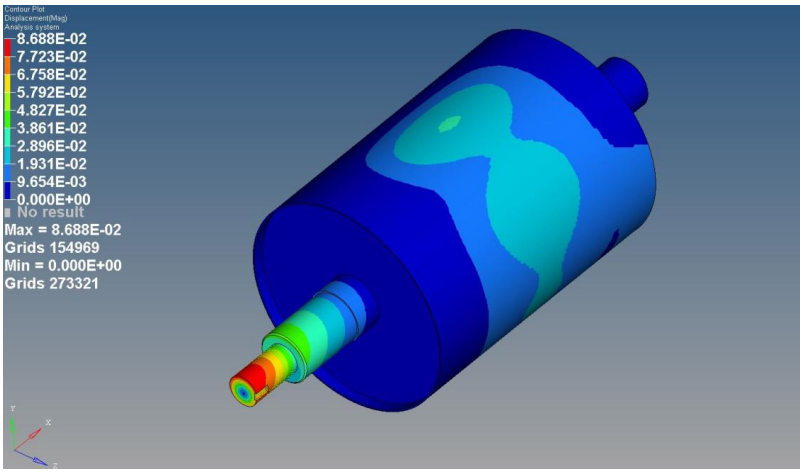
Gerçekleştirilen inertia relief analizi sonucunda tahrik rulosunda meydana gelen Von Mises gerilme dağılımı **Şekil 4.14**' de gösterilmektedir.



Şekil 4.14: Tahrik Rulosunda Meydana Gelen Von Mises Gerilme Dağılımı (MPa)

Şekil 4.14'de görüldüğü üzere tahrik rulosunda çalışır durumda iken meydana gelen maksimum Von Mises gerilme değeri 94.8 MPa olup rulonun yataklama milinde maydana gelmiştir. Malzeme akma dayanımı 355 MPa olduğuna göre sistemin emniyetli olduğu kabul edilebilir. Germe durumunda gerilmenin 7,8 Mpa olduğu göz önüne alınırsa, motorun uyguladığı torkun, rulo üzerinde çok daha büyük gerilmelere yol açtığı anlaşılır.

Çalışır durumda tahrik rulosunda meydana gelen yer değiştirme dağılımı ise **Şekil 4.15**' de gösterilmektedir.

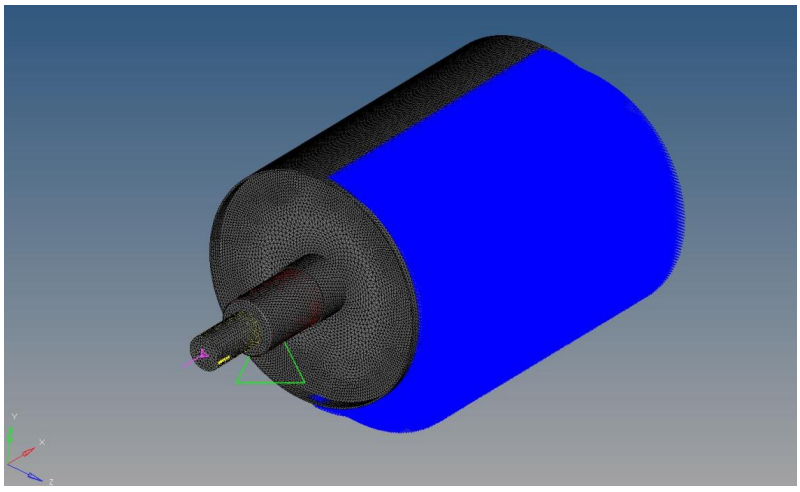


Şekil 4.15: Tahrik Rulosunda Meydana Gelen Yer Değiştirme Dağılımı (Mm)

Şekil 4.15'da görüldüğü üzere tahrik rulosunda meydana gelen maksimum yer değiştirme 0.086 mm olup sistem küçük yer değiştirme bölgesinde kalmıştır.

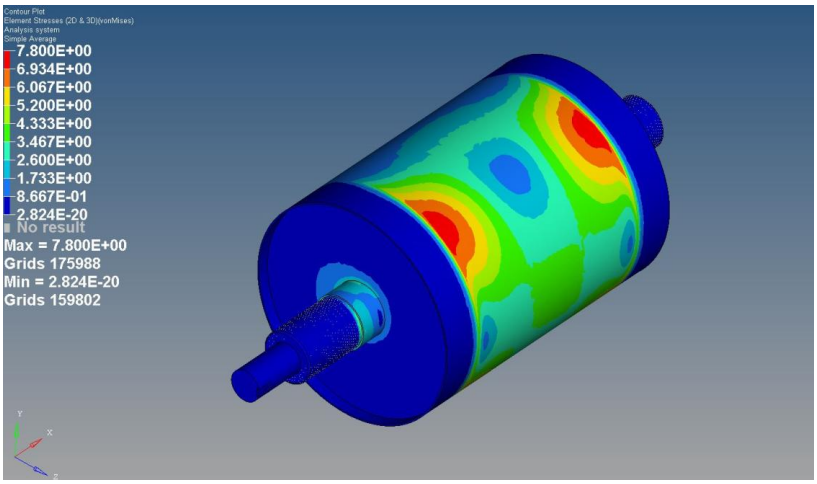
4.6.2 Sonlandırıcı Rulosu Statik Analizi

Sonlandırıcı rulosuna sadece banttaki germe kuvvetleri etkiyecektir. Germe kuvvetleri toplandığında sonlandırıcı rulosuna etkiyecek toplam kuvvetin 51510 N olduğu hesaplanır. Bu yük, sonlandırıcı rulosunun bantla temas eden yüzeyine yayılı olarak uygulanacaktır. Sonlandırıcı rulosu yatak millerinden sabitlenmiş olup tüm eksenlerde yer değiştirmesi kısıtlanmıştır. Sonlandırıcı rulosunun yükleme koşulları ve sonlu elemanlar modeli **Şekil 4.16**' de gösterilmektedir.



Şekil 4.16: Sonlandırıcı Rulosu Sonlu Elamanlar Modeli ve Sınır Şartları

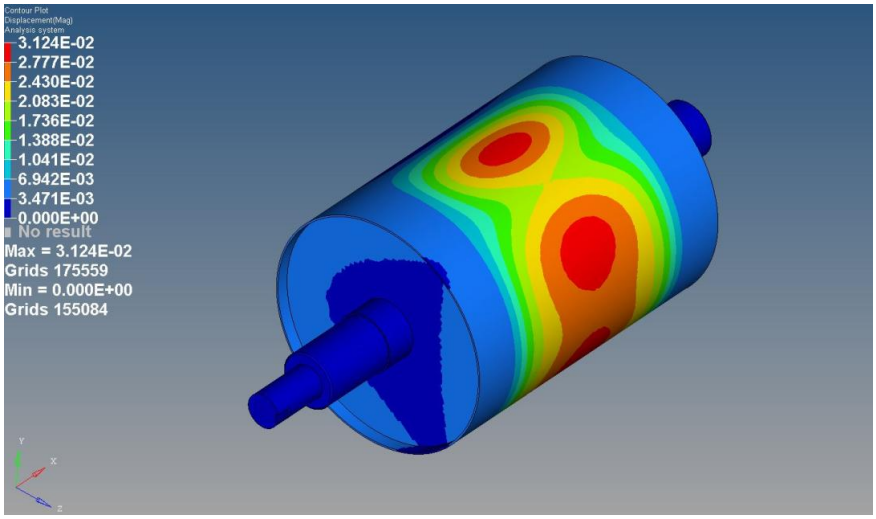
Gerçekleştirilen statik analiz sonucunda sonlandırıcı rulosunda meydana gelen von Mises gerilme dağılımı **Şekil 4.17**' de gösterilmiştir.



Şekil 4.17: Sonlandırıcı Rulosunda Oluşan Von Mises Gerilme Dağılımı (MPa)

Şekil 4.17'de görüldüğü gibi tahrik rulosunda meydana gelen maksimum gerilme 7.8 MPa olup rulonun bantla temas eden kısmında oluşmuştur. Malzeme akma dayanımının 355 MPa olduğu göz önüne alınırsa sistem oldukça güvenlidir.

Öte yandan sonlandırıcı rulosu üzerinde oluşan yer değiştirme dağılımı ise **Şekil 4.18**' da gösterilmektedir.

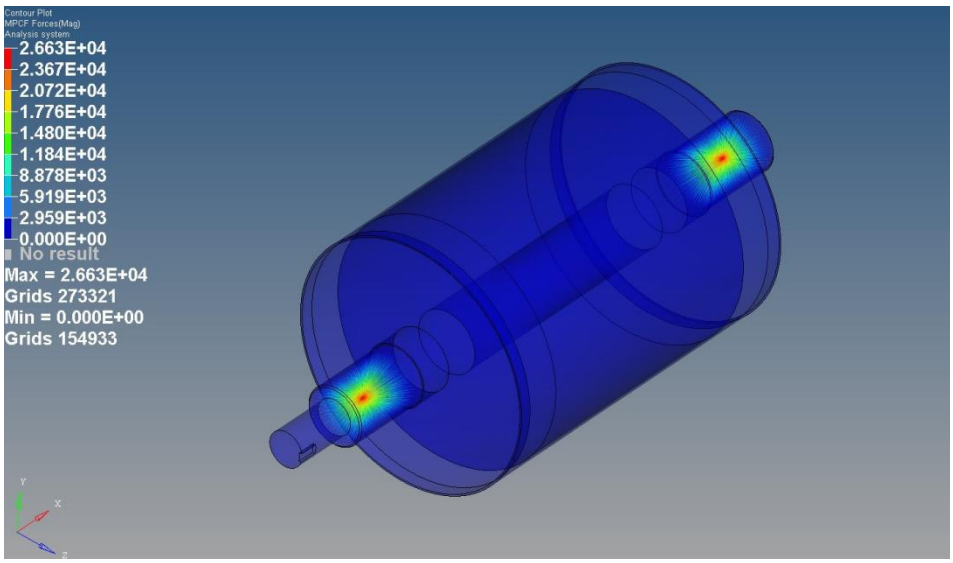


Şekil 4.18: Sonlandırıcı Rulosunda Meydana Gelen Yer Değiştirme Dağılımı (mm)

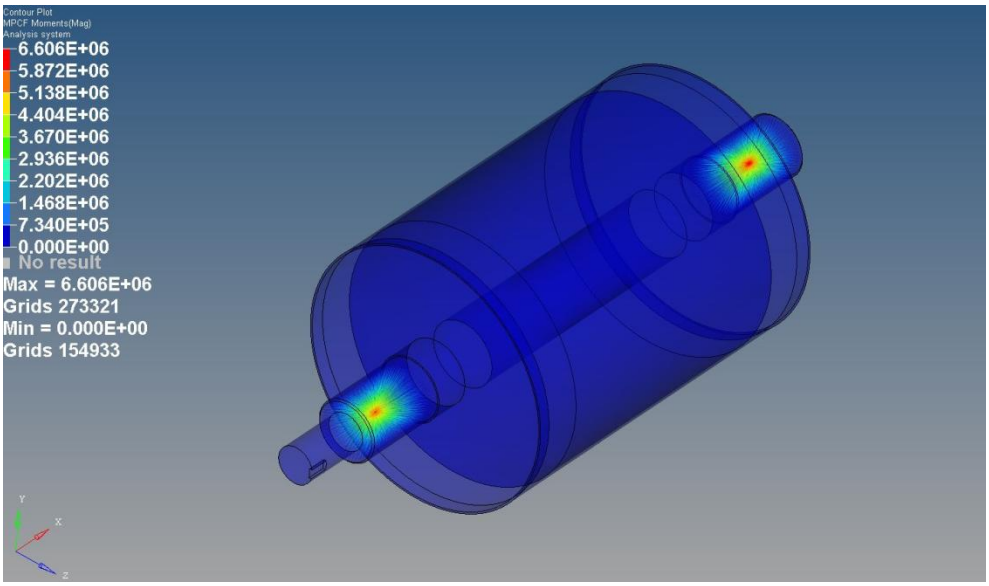
Şekil 4.18'te görüldüğü üzere sonlandırıcı rulosunda meydana gelen maksimum yer değiştirme 0,03 mm olup sistem elastik şekil değiştirme bölgesinde kalmıştır.

Sistemde dayanım için önemli diğer bir hususta tahrik rulosuna ait yataklarda meydana gelen tepki kuvvet ve momentleridir. Tepki kuvveti ve momentleri Hypermesh® programında MPC Force ve MPC Moment komutları ile

hesaplanabilmektedir. Tahrik rulosuna ait yataklardaki tepki kuvveti ve momenti **Şekil 4.19** ve **Şekil 4.20**' de gösterilmektedir.



Şekil 4.19: Sonlandırıcı Rulosuna Ait Yataklarda Meydana Gelen Tepki Kuvveti (N)



Şekil 4.20: Sonlandırıcı Rulosuna Ait Yataklarda Oluşan Tepki Momenti (Nmm)

Şekil 4.19 ve **Şekil 4.20**'ten anlaşıldığı üzere yataklarda meydana gelen tepki kuvveti 26630N tepki momenti ise 6600 Nm' dir.

Sonlandırıcı rulo üzerindeki gerilme, yer değiştirme değerleri sonuç şekillerinden anlaşıldığı üzere tahrik rulosunun germe durumunda oluşan değerleriyle aynıdır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuç

Tez çalışması 500 metre uzaklığa linyit kömürü taşıyan pnömatik gergi kontrollu bantlı konveyörü üzerinedir. Bantlı Konveyörün Unigrafics® programı kullanılarak modellenmiştir.

Bantlı konveyör üzerinde gerilme hesabı Hypermesh® programı kullanılarak hesaplanmıştır.

Üç boyutlu tasarım validasyonu matematik hesaplamalar ile yapılmıştır.

Linyit kömür taşıyan bantlı konveyörlerde, germe sistemi genellikle karşı ağırlık veya vidalı gergi sistemi ile yapılmaktadır. Yapılan bu çalışmada gergi sistemi pnömatik sistem mekanizması kurularak, sağlanmıştır. İlaveten germe mekanizması pnömatik sistem sayesinde bantı yukarıya doğru veya aşağıya doğru sıkıştırabilmektedir. Bu sayede germe rulosu hem kendi ekseni etrafında dönebilmekte olup, hem de yukarı aşağı hareket edebilme özelliği kazandırılmıştır.

Aynı zamanda çalışmanın matematik esaslara dayandırılarak tasarım doğrulaması gerçekleştirilmiştir.

Tasarımı bitmiş olan bantlı konveyör'ün sanal ortamda (CAE) analizleri yapılmıştır. Bu sanal ortamda yapılan analizler sonucunda bantlı konveyörün hareketli kısımlarında ki gerilim dağılımları gözlemlenilmiştir.

Pnömatik gergi sistemi selenoid valf kontrolü ile. tahrik edilmiştir.

Sonuç olarak; yapılmış olan çalışmanın; matematiksel esaslara dayandırılarak özgün bir bantlı konveyör tasarımın nasıl yapılacağı ve bu tasarımın sanal ortamda analizler ile doğrulanması sonucu ile yeni nesil bantlı konveyör tasarımlarının nasıl yapılabileceği hususuna katkı sağlayacaktır.

Analiz sonuçlarına göre karşılaştırma yapacak olursak,

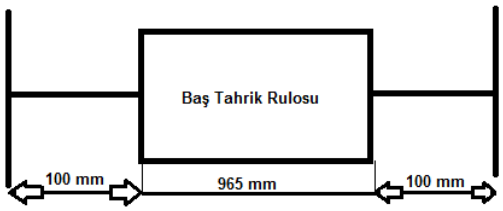
<u>Baş tahrik rulosu germe durumunda yatak kuvvetleri ve moment hesabı</u>;

- Baş tahrik rulosu ağırlığı 11145 N'dur.
- Toplam germe değeri 51110 N'dur.

Bileşke kuvvet ise;

$\overline{51110^2 + 11145^2} = 52311$ N olarak bulunur.

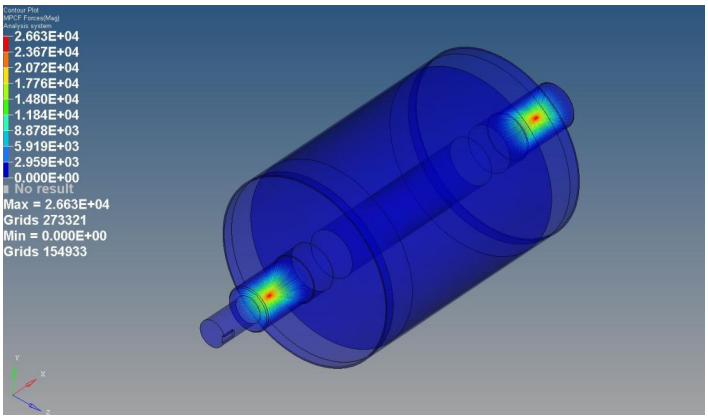
Baş tahrik rulosu ile rulman bağlantıları arasındaki mesafe aşağıdaki **Şekil 5.1** gösterilmiştir.



Şekil 5.1: Tahrik Rulosu ile Yataklar Arasındaki Mesafe.

Yataklara gelen tepki kuvvetleri ise 26155 N'dur.

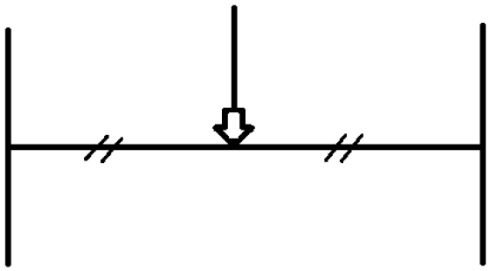
Yaptığımız analiz sonucunda Baş Tahrik Rulosunda oluşan kuvvet 26630 idi.



Şekil 5.2: Tahrik Rulosuna Ait Yataklarda Meydana Gelen Tepki Kuvveti (N)

Karşılaştıracak olursak, matematiksel olarak %98 lik bir oran ile doğrulamış olduk.

Aynı şekilde Baş Tarik Rulosuna Yükün Tam ortadan etkidiğini düşünecek olursak,

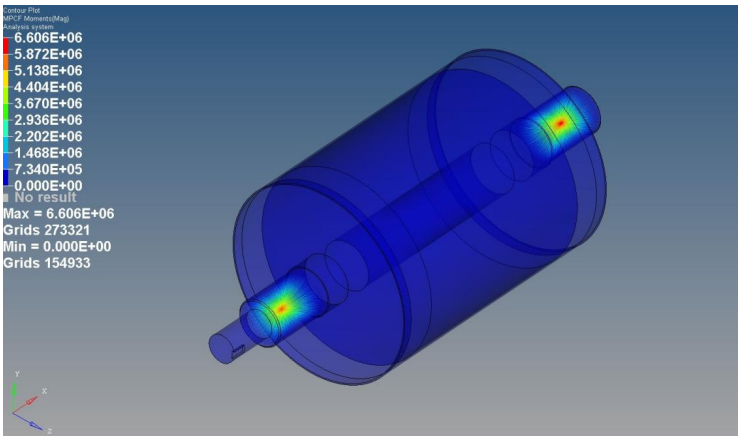


Şekil 5.3: Tahrik Rulosu Üzerine Gelen Kuvvetin Gösterimi.

Yataklara gelen moment değerlerini hesaplayacak olursak,

$$\frac{F.L}{8} = \frac{52311\,.1162}{8} = 7.6\ \text{N.m} \qquad (\mathbf{5.1})$$

Analiz sonucunda Baş Tahrik Rulosunda meydana gelen moment değeri 6.6 N.m idi.



Şekil 5.4: Tahrik Rulosuna Ait Yataklarda Meydana Gelen Tepki Momenti (Nmm).

Analiz sonuçları, matematik sonuçlar ile karşılaştırıldığında % 86'lık bir oran ile doğrulanmış oldu.

Tahrik Tambur mili kritik bölgesinde gerilme

Dolu kesitler için;

$$Q_{\text{eğilme}} \frac{M_{\text{eğilme}}}{\frac{\pi . d^3}{32}} = \frac{2424500}{673000} = 3.6 \text{ MPa} \qquad (5.2)$$

Ağırlık kuvvetinin yol açtığı eğilme gerilmesini bulabilmek için,

Yatak tepki kuvveti 5572.5 N'dur.

Yatak tepki momenti ise aşağıdaki denklemler yardımıyla bulunur.

$$M = \frac{w . L^2}{2} = 9.5 \frac{N}{mm} \qquad (5.3)$$

$$M_{yatak} \frac{9.5 \ . 1165^2}{12} = 1000000 \text{ N.mm} \qquad (5.4)$$

Moment= 1000000-100.5572=-442800 N.mm

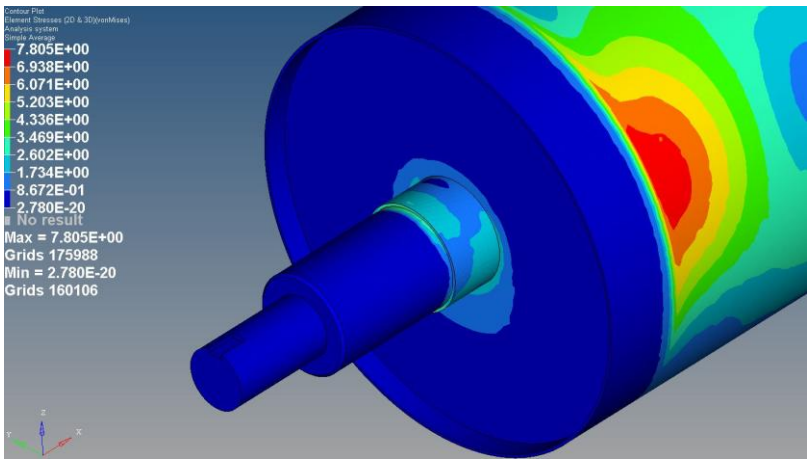
$$\frac{M_{egilme}}{\frac{\pi . d^3}{32}} = \frac{442800}{673000} = 0.65 \text{ MPa} \qquad (5.5)$$

Bileşke gerilmeyi hesaplarsak,

$$\sqrt{3.6^2 + 0.65^2} = 3.65 \text{ MPa}$$

Analiz sonucuna göre tambur mili kritik bölgesinde gerilme değeri 3.46 MPa bulundu.

Analiz sonuçları, matematik sonuçlar ile karşılaştırıldığında % 94'lük bir oran ile doğrulanmış oldu.



Şekil 5.5: Tahrik Rulosu Milinde Oluşan Von Mises Gerilme Dağılımı (MPa)

Çalışır Durumda Tahrik Rulosunda Meydana Gelen Gerilmeler

Eşdeğer gerilme teorisi denklemi,

$$Q_{eş} = \sqrt{Q^2 + 3.\tau^2} \qquad (5.6)$$

$$\tau = \frac{M_{burulma}}{\frac{\pi . d^3}{16}} = \frac{7691000}{1346000} \qquad (5.7)$$

τ buradan 5.7 MPa bulunur.

$$Q_{eş} = \sqrt{(3.65)^2 + 3.(5.7)^2}$$

$Q_{eş}$ buradan 10.5 Mpa olarak bulunur.

Analiz sonuçlarına göre çalışır durumda tahrik rulosunda meydana gelen yaklaşık olarak 12 Mpa değerinde çıkmaktadır.

Analiz sonuçları, matematik sonuçlar ile karşılaştırıldığında % 87'lik bir oran ile doğrulanmış oldu.

Sonuç olarak bant germe sistemi ve bantlı konveyör tasarımı üzerine yeni yaklaşım getirilmiştir.

KAYNAKÇA

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

[2] James R. Westhoff, Harry H. Waight, John J. Glancy (1979). Shiftable conveyor.

[3] Kesimal, A. (1990). The Comparison of Truck and High Angle Conveyor (HAQ in Surface Mine, Yüksek Lisans Tezi, Nottingham Üniversitesi.

[4] Kadiroğlu, Nesrin (1997). Bantlı Konveyorlerin Bilgisayarla Tasarımı, İstanbul,

İTÜ Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi.

[5] Anonim, (2011). Metalurji Teknolojisi, Ankara, Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları.

[6] Tamzok, Dr. N., Özcan M., Özel G., Demirkol Ö., Demir E., Babayiğit, S. S. (2012). Kömür Sektörü Raporu 2011. Ankara. Türkiye Kömür İşletmeleri Kurumu.

[7] Honghong, Chen (2010). Optimizing Belt Conveyor Manufacturing. Savonıa Üniversitesi Yayınlanmamış Lisans Tezi.

[8] Cebesoy, T., (1995) **"**Açik İşletmelerde Yüksek Açılı Bant Konveyor Uygulamaları". Madencilik. Cilt No. XXXIV. Sayı No. 3.

[9] Anonim, (2007). Elektrik, Elektronik Teknolojisi, Ankara, Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları.

[10] A., Konakalla Naga Sri, R., Vaitla, V., Pothamsetty (2013)." Design And Selecting The Proper Conveyor Belt" IJAET/ Vol. IV/ Issue II / April- 2013/

43-49.

[11] Yılmaz Redüktör, Ürün Kataloğu.

[12] Ina Schhaefler, Ürün Kataloğu

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

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

[15] Url-1 < http://www.krupprobins.com/images/Mining/shift1.jpg **>,** alındığı tarih: 23.02.2014

[16]Url-2 < http://www.oncukonveyor.com.tr/UrunDetay.aspx?Id=86**) >,** alındığı tarih: 10.03.2014

[17] Url-3 < http://www.jlv.com.au/cable-hauled.php **>,** alındığı tarih: 08.04.2014

[18] Url-4 < http://www.jlv.com.au/cable-hauled.php **>,** alındığı tarih: 04.04.2014

[19] Url-5 < http://gondwanalanddiamonds.com/Conveyors.html **>,** alındığı tarih: 01.04.2014

[20] Url-6 < http://megep.meb.gov.tr/mte_program_mod/Conveyors.html **>,** alındığı tarih: 02.04.2014

CURRICULUM VITAE



VOLKAN YILDIZ

Adres : Abdi ipekçi mah. Ayazma Cad. 1561 Sok. No:7. Darıca/Kocaeli

Telefon : 90 (537) 378 19 63

E-Mail : volkan19.yildiz@gmail.com

Doğum Yeri ve Tarihi : KOCAELI - 18.06.1989

Eğitim Bilgileri

İstanbul Teknik Üniversitesi

06.2012 - … Makina Mühendisliği Fakültesi, Yüksek Lisans Öğrencisi

Kocaeli Üniversitesi **3.10 / 4.00**

09.2009 - 12.2012 Mühendislik Fakültesi, Lisans. Metalurji ve Malzeme Mühendisliği

Lisans Tezi: "Tubular Sistemlerin Co Ekstrüzyon Yöntemi İle Üretilmesi"

Kocaeli Üniversitesi **3.15 / 4.00**

09.2008 - 06.2012 Mühendislik Fakültesi, Lisans. Makina Mühendisliği

Lisans Tez: "Piezo Malzemelerin Talaşlı İşleme Tezgahlarında Kullanımı"

İş Tecrübesi

Hexagon Studio A.Ş.

08.2013-.... Araç Gövde Tasarım Mühendisi

Altınay Robot Teknolojileri A.Ş.

08.2012-08.2013 Mekanik Tasarım Mühendisi