

Modüler Bantlı Taşıyıcı Bir Sistem Tasarımı ve Bant Hızının Evirici Düzeni ile Kontrolü

Design Of A Modular Belt Conveyor System And Control Of Conveyor's Belt Speed With An Inverter System

Ahmet Yasin Yeksan¹, Derya Ahmet Kocabaş¹, Ahmet Kubilay Atalay¹

¹Elektrik Mühendisliği Bölümü
İstanbul Teknik Üniversitesi

yeksan@itu.edu.tr, kocabasde@itu.edu.tr, atalaya@itu.edu.tr

Özet

Günümüzde endüstriyel faaliyetlerde malzeme iletim hızı ve sürekliliği, tesis verimliliği açısından son derece önemli bir konuma gelmiştir. Tesislerde üretilen malzemeler kimi zaman hassas ve düşük bir hızda iletilmeleri gerekirken kimi zaman da son derece yüksek hızlarda iletimleri gerekmektedir. Bu ihtiyaçlara dayanarak tesislerde kullanılan cihazların hız kontrolleri neredeyse mecburi bir uygulamaya dönüşmüştür. Bu çalışmada endüstriyel taşıma düzenlerinde kullanılan bantlı götürecüler incelenmiş çalışma ve tasarım ölçütleri üzerinde durulmuştur. Gerekli güç hesapları yapılarak bir asenkron motorun bu sistemde bir evirici devresi yardımıyla hız kontrolünün nasıl yapılacağı hakkında bilgi verilmiştir. Yapılan tasarımın ardından, bahsedilen bantın ve hız kontrol düzeninin üretimi yapılmış ve elde edilen sonuçlar çalışmada verilmiştir.

Abstract

Nowadays, material transportation and transportation speed has become extremely important in the terms of facility efficiency. In the production facilities, sometimes transmission rate should be low for sensitive applications and sometimes should be higher. Owing these reasons the control of transmission speed in production facilities has become significant. In this context, drive systems used in industrial applications has become more important. In many applications, induction machines are used since they are safe and economic and also with development in power electronics their control has become very easy. In this study, belt conveyors used in transportation system is examined and design criteria of belt conveyors are discussed. Required motor power by the system is calculated and a drive system with an inverter used to control the speed of the belt conveyor. Following the design process, a prototype has been produced. Some experiments have been conducted on the prototype and the results are given in the study.

1. Giriş

Endüstride bir malzemenin bir yerden başka bir yere taşınması başlı başına ele alınması gereken bir konudur ve endüstriyel ekonomide önemli bir rol oynar. Bunun için bir makine üretim tesisini ele alırsak; gerek bir makinenin fabrikada üretim

aşamasında gerekse makinenin üretimi için gerekli yan ürünlerin tedariki için endüstriyel taşıma elzemdir. Bunu ekonomik olarak boyutlandırırsak dışarıdan tesise getirilecek malzemeler için yapılan taşımanın cinsine göre yakıt masrafları, taşıma elemanı masrafları vs. gibi harcamalar mali bir yük oluşturmaktadır.

Endüstriyel taşıma temel olarak iki kısma ayrılabilir[4]. Bunlar harici taşıma ve dâhili taşımadır. Bahsedilen taşıma alanlarından her ikisinde birden kullanabilen sistemlerden birisi de götürecü sistemleridir. Endüstride kullanılan birçok götürecü sistem mevcuttur. Bunlar bantlı götürecüler, paletli götürecüler, yürüyen merdivenler, kürekli götürecüler, v keççeli götürecüler, askılı götürecüler ve pnömatik götürecüler olarak örneklendirilebilir.

Yapılan literatür incelemesinde götürecülerin tasarımı ile ilgili bir çok kaynağa ulaşılmış ve bu kaynaklar arasında karşılaştırma yapıldığında götürecü tasarımında geçmişte kullanılan sayısal hesaplamalar ve oluşturulan tablolarla günümüzde kullanılan veriler arasında herhangi bir fark olmadığı görülmüştür. Bu kapsamda götürecü tasarımında sunulan bilgilere sadık kalınmış ve bu doğrultuda tasarım yapılmıştır. Öte yandan literatürde asenkron motorların içyapıları, çalışma prensipleri, eşdeğer devreleri hakkında detaylı bilgilerin verildiği kaynaklar mevcuttur. Tasarım ve motor seçimi hakkında bu bilgilerden yararlanılmıştır. Asenkron motorların hız kontrolü ile ve sürüş sistemleri ile ilgili yapılan incelemelerde her geçen gün yeni bir tekniğin öne sürüldüğü ve bu tekniklerin uygulamada yerini aldığı görülmüştür. Çalışmada, öne sürülen en son tekniklerden yararlanılmaya çalışılmış ve tasarım kriterleri güncel bilgiler doğrultusunda belirlenmiştir.

Bu çalışmada taşıyıcı sistem çeşitlerinden biri olan bantlı götürecülerin tasarım kriterlerinin incelenmesi, çeşitli yük koşulları altında nasıl davranış sergiledikleri ve bu davranış biçimlerine göre bir bantlı taşıyıcının sabit hızlarda çalışabilmesi için gerekli motor gücü ve seçiminin nasıl yapılacağına dair belirlenmesi amaçlanmaktadır. Bu kapsamda yapılan çalışmanın bir de uygulamasının yapılarak teoride yapılan çalışmanın gerçekleştirilebilirliğini ortaya koymak bir diğer amaçtır.

2. Bantlı Götürücü Tasarımı

Bir bantlı götürücü tasarlanabilmesi için öncelikle belirlenmesi gereken hususlar vardır. Bunlar götürücüde taşınacak olan malzeme tipi ve ebatları, kullanılacak olan götürücü tipi, ne kadar hızda malzeme taşınacağı, bant tipi ve taşınacak malzemenin birim ağırlığı önceden belirlenmelidir. Bu değişkenlerin belirlenmesinden sonra bantlı götürücünün hesaplamaları yapılmaya başlanabilir.

2.1. Kapasite ve Birim Yükler

Birim yük taşıyan bir bantlı götürücünün kapasitesi;

$$Z_{maks} = Z * K \quad (1)$$

$$Q = \frac{G * Z_{maks}}{1000} \quad (2)$$

Z = Taşınacak parça sayısı [parça/sa]

Z_{maks} = Maksimum taşınacak parça sayısı [parça/sa]

K = Düzeltme katsayısı

G = Birim parça ağırlığı [kg]

Q = Kapasite [t/sa]

Burada düzeltme katsayısı $K \geq 1$ olarak alınır. Götürücüdeki bantın birim ağırlığı ve birim yük ağırlığı ise

$$a = \frac{3600 * v}{Z_{maks}} \quad (3)$$

$$q = \frac{G}{a} \quad (4)$$

a = Parçalar arası mesafe [m]

v = Bant hızı [m/sn]

Z_{maks} = Maksimum taşınacak parça sayısı [parça/sa]

G = Parça ağırlığı [kg]

q = Birim parça ağırlığı [kg/m]

Bant ağırlığının birim ağırlığı, dokuma bantlar için (5) ve sabit kalınlıklı metal kayışlar için (6) farklı olarak hesaplanır [3].

$$q_k = 1,1 * B * (1,25 * i + \delta_1 + \delta_2) \quad (5)$$

$$q_k = \frac{d * (B * L * \delta_i) + G_b}{L} \quad (6)$$

q_k = Bantın birim ağırlığı [kg/m]

B = Bant genişliği [m]

i = Bant kat sayısı

L = Bant uzunluğu [m]

d = Bant malzemesi yoğunluğu [kg/m³]

δ_1 = Yüklü taraf bant kalınlığı [mm]

δ_2 = Boş taraf bant kalınlığı [mm]

δ_i = Tek katlı bant kalınlığı [m]

G_b = Bağlantı parçaları ağırlığı [kg]

Aşağıda önerilen bant genişlikleri ve kat sayılarına ilişkin değerler Çizelge 1’de, denklem 5 de gösterilen bant kaplama kalınları ise birim yükler için Çizelge 2’ de verilmiştir. Avaraların dönen parçalarının ağırlığı ve birim ağırlıkları ise aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir.

$$G_d = 10 * B + 3 \quad (7)$$

$$q'_d = \frac{G_d}{l_1} \quad (8)$$

$$q''_d = \frac{G_d}{l_2} \quad (9)$$

G_d = Avaraların dönen parça ağırlığı [kg]

q'_d = Yüklü taraf avara dönen parçaları birim ağırlığı [kg/m]

q''_d = Boş taraf avara dönen parçaları birim ağırlığı [kg/m]

l_1 = Avaraların yüklü kısım tambur mesafesi [m]

l_2 = Avaraların boş kısım tambur mesafesi [m]

Çizelge 2: Birim yükler için dokuma bantların kaplama kalınlıkları.

Yük Nitelikleri	Malzeme	Kaplama Kalınlığı(mm)	
		Yüklü Taraf	Boş Taraf
Kağıt ya da kumaş ambalajda hafif yükler	Paketler,kutular, kitaplar	1	1
Yumuşak kaplardaki yükler	Çantalar, balyalar, denkler	1,5-3	1
Sert kaplardaki yükler	Kutular, varilleri sepetler	1,5-3 (15 kg kadar) 1,5-4	1(15kg kadr) 1-1,5
Darasız yükler	Makine parçaları, seramik eşya,yapı elemanları	1,5-6	1-1,5

2.2. Germe ve Çekme Kuvvetleri

Birim yüklerin hesaplanmasından sonra germe ve çekme kuvvetleri hesaplanabilir. Bu hesapları yapabilmek için gerekli olan eşitlikler aşağıda verilmiştir.

$$S_2 = S_1 + (q_k + q'_d) * L * w \quad (10)$$

$$S_3 = k * S_2 \quad (11)$$

$$S'_4 = S_3 + [0.5(q_k + q) + q'_d] * L_1 * w' + 0.5(q_k + q) * L_1 * \mu_1 + (0.5q_k + q'_d) * L_2 * w' + 0.5q_k * L_2 * \mu_1 + 2,7 * qB \quad (12)$$

Çizelge 1: Önerilen kauçuk kaplı bant genişlikleri ve kat sayıları.

Kayış Genişliği (mm)	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Minimum ve maksimum kat sayısı, i	3-4	3-5	3-6	3-7	4-8	5-10	6-12	7-12	8-12	8-12	9-14

$$S_4'' = S_3 + [0.5(q_k + q) + q_d'] * L * w' + 0.5(q_k + q) * L * \mu_1 \quad (13)$$

$$S_4 \leq S_1 * e^{\mu\alpha} \quad (14)$$

S_1 = Tamburda oluşan 1. germe kuvveti [kg]
 S_2 = Tamburda oluşan 2. germe kuvveti [kg]
 S_3 = Tamburda oluşan 3. germe kuvveti [kg]
 S_4 = Tamburda oluşan 4. germe kuvveti [kg]
 S_4' = Boşaltma pulluğu kullanılması durumunda tamburda oluşan 4. germe kuvveti [kg]
 S_4'' = Boşaltmanın yalnızca kuyruk tamburunda olması durumunda tamburda oluşan 4. germe kuvveti [kg]
 q_k = Bantın birim ağırlığı [kg/m]
 q = Birim parça ağırlığı [kg/m]
 q_d' = Yüklü taraf avara dönen parçaları birim ağırlığı [kg/m]
 μ = Tambur sürtünme katsayısı
 μ_1 = Bant kızaklar arası sürtünme katsayısı
 α = Bantın tambura sarılma açısı [radyan]
 w = Avara direnç katsayısı
 L = Bant uzunluğu [m]
 L_1 = Tahrik tamburuna olan bant uzunluğu [m]
 L_2 = Boşaltma pulluğuna olan bant uzunluğu [m]
 B = Bant genişliği [m]
 k = Kuvvet düzeltme çarpanı

Çizelge 3 : Avaralar için direnç katsayıları.

İşletme Koşulları	İşletme koşullarının özellikleri	Avaralar için w katsayısı	
		Düz	Oluklu
Uygun	Temiz , kuru ortam,aşındırıcı toz yok	0,018	0,02
Orta	Isıtılan ortamda çalışmıyor, sınırlı miktarda aşındırıcı toz, normal hava nemi	0,022	0,023
Kötü	Isıtılmayan ortamda ya da açık havada çalışma, büyük ölçüde aşındırıcı toz,aşırı nem ya da yatak çalışmasını kötületiren etkenler	0,035	0,04

$$W_{cev} = k' * (S_1 + S_4) \quad (15)$$

$$W_0 = S_4 - S_1 + W_{cev} \quad (16)$$

W_{cev} = Çevirme kuvveti [kg]

W_0 = Çekme kuvveti [kg]

S_1 = Tamburda oluşan 1. germe kuvveti [kg]

S_4 = Tamburda oluşan 4. germe kuvveti [kg]

k = Düzeltme katsayısı

Denklem 15'de verilen k' düzeltme katsayısı %3-5 arası seçilen bir değerdir.

Çizelge 4: Sürtünme katsayıları ve $e^{\mu\alpha}$ değerleri.

Tambur Türü ve atmosferik koşullar	Sürtünme katsayısı	Sarılma açısı (derece ve radyan için) $e^{\mu\alpha}$ değerleri				
		180	210	240	300	360
		3,14	3,66	4,19	5,24	6,28
Dökme demir yada çelik tambur, çok nemli atmosfer, kirli	0,1	1,37	1,44	1,52	1,69	1,87
Ağaç yada lastik kaplanmış tambur, çok nemli atmosfer, kirli	0,15	1,6	1,73	1,87	2,19	2,57
Dökme demir yada çelik tambur, nemli atmosfer, kirli	0,2	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51
Dökme demir yada çelik tambur, kuru atmosfer, tozlu	0,3	2,56	3	3,51	4,81	6,59
Ağaç kaplı tambur, kuru atmosfer, tozlu	0,35	3	3,61	4,33	6,25	9,02
Lastik kaplı tambur, kuru atmosfer, tozlu	0,4	3,51	4,33	5,34	8,12	12,4

2.3. Motor ve Redüktör Seçimi

Germe, çevirme ve çekme kuvvetlerinin hesaplanmasıyla arık motor gücü hesabı yapılabilir [3]. Buna göre motor gücü;

$$N = \frac{W_0 * v}{102 * \eta_g * \eta_r} \quad (17)$$

N = Motor gücü [kW]

W_0 = Çekme kuvveti [kg]

v = Bant hızı [m/sn]

η_g = Götürücü verimi

η_r = Redüktör verimi

olarak hesaplanır. Redüktör için ise bir tambur çapı belirlenmeli ve istenen bant hızı değerine göre çizgisel hızdan açısal hıza geçiş yapılmalıdır [19].

$$n_r = \frac{v * 60}{\pi * D} \quad (18)$$

n_r = Redüktör devir sayısı [d/dak.]

v = Bant hızı [m/sn]

D = Tambur çapı [m]

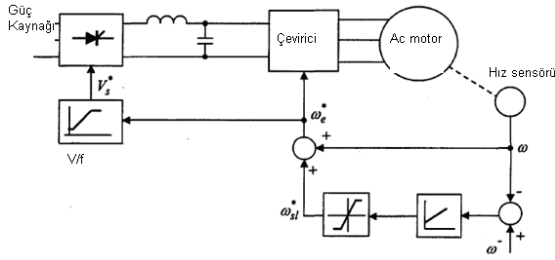
Hesaplanan redüktör ve motor değerleri için standart değerler seçilerek bant tasarımı tamamlanır.

2.4. Hız Kontrol Yöntemi ve Evirici Seçimi

Güç elektroniği düzenleri ile yapılacak kontrollerde iki çeşit hız kontrol yöntemi uygulanabilir. Bunlardan birisi açık çevrim hız kontrolü diğeri ise kapalı çevrim hız kontrolüdür.

Açık çevrim hız kontrolünde motor hızı yükten bağımlı hareket eder. Yani yük arttıkça hız azalacak sabit kalmayacaktır.

Açık çevrim hız kontrolünde bahsedilen hız dalgalanmalarının meydana gelmesi istenmiyorsa bu durumda daha hassas kontrolü sağlayan kapalı çevrim hız kontrol düzenleri kullanılmalıdır. Kapalı çevrim hız kontrol düzenlerinin birçok uygulaması literatürde mevcuttur. Bu çalışmada ise kayma ayarlı kapalı çevrim hız kontrolü incelenecektir. Şekil 3.9 da kayma ayarlı kapalı çevrim hız kontrolünün blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 1: Kayma ayarlı kapalı çevrim hız kontrolü.

Kontrol düzeninde bahsedilebilecek en büyük engel motorun kararsız hale geçmesidir. Asenkron motorun moment-hız eğrisi ile yük eğrisi birleştirilirse bu eğriler iki noktada kesişir. Motorun kararlılık incelemesi bu noktalara göre yapılır. Herhangi bir hız değişiminde asenkron motor bahsedilen kesişim noktalarına geri dönebiliyorsa kararlı, dönemiyor ise kararsız çalışma durumundadır. Buna göre, kaymanın büyük olduğu yerdeki kesişme noktasında motor kararsız, kaymanın düşük olduğu yerdeki kesişme noktasında motor kararlı çalışır. Bu problem kayma frekansı maksimum momenti geçmeyecek şekilde kayma ayarlaması ile aşılar [11]. Şekil 3.9 da gösterilen düzende hata PI kontrolör ve sınırlayıcıdan geçerek kayma komutu ω_{sl} 'i üretir. Kayma, frekans komutu üretmek üzere geri besleme hız işaretine eklenir. Frekans komutu ω_e aynı zamanda düşük stator frekansındaki ani düşmeyi telafi eden V/f fonksiyonundan geçerek gerilim kontrol işaretinin V_s , elde edilmesini sağlar [11]. Kontrol devrelerinde kontrol işaretleri genellikle darbe genişlik modülasyonu kullanılarak üretilir.

Uygulamada kullanılacak olan evirici seçimi ise kullanılacak olan motor gücüne ve verim ihtiyacına göre yapılır. Ayrıca kullanılacak olan eviricin kapalı çevrim çalışma durumlarına uygun topolojiye sahip olması gerekmektedir.

3. Örnek Tasarım

Bir bantlı götürecüde değişen yük miktarlarında bant hızını sabit tutan bir motor hız kontrolü yapmak amacıyla bir bant tasarımı yapılacaktır. Bunun için Bölüm II'de verilen tasarım ölçütleri izlenerek tasarım tamamlanacaktır.

Bu amaçla saatte 10000 parça malı 1 m/s bant hızıyla taşıyacak, 2 m uzunluğunda, 10 cm genişliğinde bir bantlı götürecü tasarlanacaktır. Bant malzemesi AISI 304 karışımı paslanmaz çelik olacak ve bant taşıyıcı makaralar yerine plastik kızaklar üzerinde kayacaktır.

Taşınacak malzemelerin ebatları 10 cm'i geçmeyecektir ve parça ağırlıkları 5 kg olacaktır. Bant yatay zeminde hareket

edecektir. Bu ön bilgiler kapsamında tasarıma başlanır. Bant genişliğimiz belli olduğu için bantın kapasite hesabı yapılır bunun için denklem 1 ve 2 kullanılır. Düzeltme katsayısı olarak 1,25 değeri kullanılacaktır.

$$\begin{aligned} Z_{maks} &= 10000 \cdot 1,25 \\ Z_{maks} &= 12500 \text{ parça/saat} \\ Q &= (5 \cdot 12500) / 1000 \\ Q &= 1,25 \text{ ton/saat} \end{aligned}$$

Kapasite hesaplarının ardından birim yük hesapları yapılır. Bu hesaplar yapılırken çalışma kapsamında Bölüm 2'de verilen formüllerde düzeltme ve tasarıma uygun yeni önermeler yapılmıştır. Bölüm 4'te verilen birim yük ağırlık hesaplarında verilen formüller doküman bant kullanılması durumunda geçerlidir. Bu çalışmada ise modüler çelik bant kullanılacaktır. Bu durumda bantın yük taşıyan ve boş kısımlarında herhangi bir kalınlık değişimi söz konusu değildir. Bu kapsamda denklem 5 revize edilerek 6 elde edilmiştir. Ayrıca tasarımda bantın taşıyıcı rulolar üzerinde değil plastik kızaklar üzerinde kayması istenmektedir. Bu yüzden avara ağırlıkları için hesaplama yapmaya gerek yoktur ve daha sonra kullanılan eşitliklerde bu değerler yerine 0 yazılarak revize edilmiştir. Buna göre denklem 3, 4 ve 6 kullanılır.

$$\begin{aligned} a &= (3600 \cdot 1) / 12500 \\ a &= 0,288 \text{ m} \\ q &= 5 / 0,288 \\ q &= 17,36 \text{ kg/m} \\ q_k &= (8030 \cdot (0,1 \cdot 4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}) + 1,5) / 4 \\ q_k &= 2,38 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

Birim ağırlık hesaplarının ardından germe, çevirme ve çekme kuvvetlerinin hesabı yapılabilir. Taşıyıcı avara kullanılmadığı için hesaplarda bu kısımlarda eşitlik yerlerine 0 değeri yazılır. Germe kuvvetlerinin hesabı için denklem 4.10, 4.11, 4.13 ve 4.14 kullanılır. S4 hesabı için 4.13 denklemi kullanılır. Boşaltma pulluğu kullanılmayacak ve direk boşaltma uygulanacağı için 4.13 denklemi daha büyük bir değer verir. w , μ ve $e^{\mu\alpha}$ değerleri için Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4 kullanılır. Hesap kolaylığı için w seçimi düz makara sistemi için seçilmiş ve 0,022 olarak belirlenmiştir. μ değeri ise kirli ortam, nemli atmosfer için çelik tamburun sürtünme katsayısı 0,2 ve $e^{\mu\alpha}$ değeri 1,87 olarak belirlenmiştir. μ_1 değeri ise plastik üzerinde kayan çelik için 0,25'tir. k değeri ise 1.07 alınmıştır.

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 + 2,38 \cdot 2 \cdot 0,022 \\ S_2 &= S_1 + 0,105 \text{ kg} \\ S_3 &= 1,07 \cdot S_2 \\ S_3 &= 1,07 \cdot S_1 + 0,112 \text{ kg} \\ S_4 &= S_3 + [0,5(2,38 + 17,36)]^2 \cdot 0,022 + 0,5(2,38 + 17,36)^2 \cdot 0,25 \\ S_4 &= S_3 + 5,37 \text{ kg} \\ S_4 &= 1,07 \cdot S_1 + 5,482 \text{ kg} \\ S_4 &\leq S_1 \cdot e^{\mu\alpha} \quad 1,07 \cdot S_1 + 5,482 \leq S_1 \cdot 1,87 \\ S_1 &= 6,85 \text{ kg} \\ S_2 &= 6,985 \text{ kg} \\ S_3 &= 7,44 \text{ kg} \\ S_4 &= 12,81 \text{ kg} \end{aligned}$$

Germe kuvvetleri hesabı bu şekilde tamamlanır ve çevirme ve çekme kuvvetleri hesaplanır. Bu hesaplamalar için denklem 15 ve 16 kullanılır. Denklem 15'te kullanılan k katsayısı Bölüm II'de belirtilen aralıkta 0,05 olarak alınırsa [3];

$$W_{\text{gev}}=0,05*(12,81+6,85)$$

$$W_{\text{gev}}=0,981 \text{ kg}$$

$$W_0= 12,81-6,85+0,981$$

$$W_0= 6,941 \text{ kg}$$

olarak hesaplanır. Kuvvet hesaplarının tamamlanması ile bantlı götücüye ilişkin mekanik hesaplar bitmiştir. Gerekli motor gücü hesabı denklem 17 ye göre yapılır. Burada bantlı götücü verimi %75 ve redüktör verimi %85 olarak alınmıştır.

$$N=(6,941*1)/(102*0,75*0,85)$$

$$N=0,11 \text{ kW}$$

Redüktör hızı ise denklem 18 e göre hesaplanır. Tambur çapı ise 0,12m olarak seçilmiştir.

$$n_r= (1*60)/(\pi*0,12)$$

$$n_r= 159 \text{ d/dak}$$

Hesaplanan motor gücüne göre bir asenkron motor seçimi yapılırsa 0,18 kW, 4 kutuplu bir motor sistem için yeterlidir. Ancak çalışma kapsamında motor hız kontrolü yapılacaktır. Mevcut imkanlar dahilinde olan motor 0,75 kW gücündeki motor çalışmada kullanılmıştır. Buna göre bu çalışma düzeni için 0,75 kW, 4 kutuplu, 1370 d/dak. bir asenkron motor ve 140 d/dk 10:1 çevirme oranına sahip sonsuz dişli bir redüktör seçimi yapılmıştır [20][21].

Çalışma için kullanılan asenkron motorun hız kontrolünü sağlamak için bir evirici kullanılacaktır. Kapalı çevrim hız kontrolünü sağlamak için redüktör çıkışına hızı ölçmek için bir enkoder, enkoderden gelen bilgiyi DGM'ye çevirmek için bir enkoder kartı ve bir DGM evirici düzeni kullanılacaktır. Evirici için çalışma gücü motor gücüne uygun 0,75 kW seçilmiştir. Hız okuyan enkoder için ise yeterli bir geri besleme yapmak için 500 darbe/dak. oranı seçilmiştir.

Bu seçilen sistemde motorun redüktör çıkışına bağlı olan enkoder milin her turunu ölçümler. Ölçüm hassasiyeti enkoderin darbe üretimine bağlıdır. Kullanılan enkoder dakika da 500 darbe üretebilmektedir. Her tur bir darbeyi temsil ettiği düşünülürse çalışmada hesaplanan 159 devir/dak. değerindeki hız değeri için enkoderin yapacağı çözümleme miktarı her devir için 3 darbeye karşılık gelmektedir. Bu hız kontrolü için yeterli bir oran olup daha hassas kontroller için bu çözümleme oranı artırılması gerekir. Enkoderden gelen bu hız bilgisi bir frekans değerine çevrilerek eviriciye girilen frekans değeri ile karşılaştırılır. Bir fark oluşması durumunda eviricide mevcut bulunan kontrolör sistemi hız artırmı yada düşürülmesi için bir DGM üretir. Üretilen DGM işaretleri eviricinin anahtarlama elemanın çalışma oranını belirler. Bu şekilde hız girilen referans değerine sabit tutulur.

4. Deneysel Çalışma

Hesaplamaları yapılan götücünün üretimi gerçekleştirilmiş ve bir takım deneyler yapılmıştır. Götürücü açık çevrim ve kapalı çevrim çalışma modlarında denenmiş ve sonuçlar aşağıda verilmiştir.

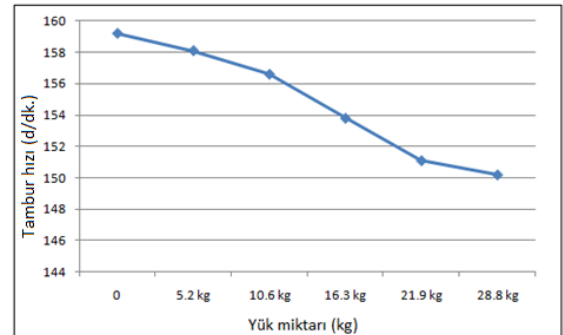
Deneysel çalışma sonunda hız kontrolü yapılmadığı durumda, motorun beklendiği gibi artan yük miktarına bağlı olarak hızında düşmeler tespit edilmiştir. Bant üzerine 28,8 kg

Çizelge 5: Hız kontrolü yapılmadan yapılan ölçümler.

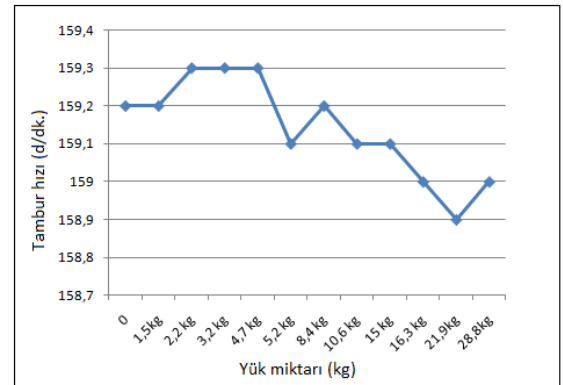
Yük Miktarı	Hız [d/dak.]
Boşta(56.7Hz)	159,2
5,2 kg	158,1
10,6 kg	156,6
16,3 kg	153,8
21,9 kg	151,1
28,8 kg	150,2

Çizelge 6: Hız kontrolü devresinin eklenmesi ile yapılan ölçümler.

Yük Miktarı	Hız [d/dak.]
Boşta(50Hz)	150,4
Boşta(56.7Hz)	159,2
1,5kg	159,2
2,2 kg	159,3
3,2 kg	159,3
4,7 kg	159,3
5,2 kg	159,1
8,4 kg	159,2
10,6 kg	159,1
15 kg	159,1
16,3 kg	159
21,9kg	158,9
28,8kg	159



Şekil 2: Hız kontrolsüz durumda değişen yük-bant hızı grafiği.



Şekil 3: Hız kontrollü durumda değişen yük-bant hızı grafiği.

değerinde yük yerleştirildiğinde bant hızının 159,2 d/dk hızından 150,2 d/dk hızına düştüğü görülmektedir. Buna karşılık hız kontrolünün uygulandığı durumda, 28,8 kg yük değerinde, bant hızının 159 d/dk değerinde düştüğü gözlenmektedir. Bant hızı önceki durumda %5,6 oranında azalmakta iken hız kontrolünün yapıldığı durumda en fazla %0,18 oranında azalmakta ve %0,063 oranında artmaktadır. Motorun 50 Hz çalışmada istenen bant hızı değerlerini sağlamadığı bunun için bir frekans ayarı yapılması gerektiği görülmüştür. Bunun nedeni ise kullanılan redüktör değerinin standart değerlerde istenilen hızı vermemesidir

Bantın 28,8 kg çalışması durumunda motordan talep edilen güç Bölüm 5'te hesaplandığı üzere yaklaşık 0,11 kW'tır. Anma gücü 0,75 kW olan motor elde olan imkanlar ile ancak bu değere kadar yüklenebilmiştir.

Bölüm 2'de yapılan formül revizyonunun sonucu görmek amacıyla bant ağırlığı ölçülmüş ve 9,8 kg olduğu tespit edilmiştir. Eşitlikte öngörülen değerler yerine yazıldığında ise bant ağırlığı 9,53 kg olarak hesaplanmıştır. Bant ağırlığında %2,75'lik bir yanılma payı olduğu görülmektedir. Bu fark bant kalınlığının tasarlanandan yaklaşık 0,1 mm daha kalın olmasından ve bağlantı parçalarının ağırlığının tam olarak belirlenememesinden kaynaklanmaktadır.

5. Sonuç

Çalışma kapsamında birim yükü yatay düzlemde taşıyan bantlı götürücüler üzerinde durulmuştur. Bir bantlı götürücü tasarımında göz önüne alınması gereken bant genişliği, kapasite, hız, bant kuvvetleri ve gerekli motor-redüktör düzenleri üzerinde durulmuştur. Bahsedilen düzenlerin hesap esasları anlatılmış ve bir örnek tasarım çalışma kapsamında yapılmıştır.

Tasarım esnasında hesaplanan değerler başarı ile uygulama projesine dönüştürülmüştür. Tasarım aşamasında hesaplanan değerler üretimi yapılan bantlı götürücü üzerinde büyük bir doğruluk payıyla sağlanmıştır. Hız kontrolü için seçilen düzende ise frekans ve hız değerlerinde sapmalar olduğu görülmüştür.

Bunun sebebi standart çevrim oranlarında üretilen redüktörler ve üretim kaynaklı hatalardır.

Çalışmadaki kazanımlardan biri, katı ve esnemez malzemeden yapılan bantlarda denklem 6'da önerilen eşitliğin kullanılması hesap kolaylığı açısından önemli bir fayda sağlayacaktır.

Yapılan bu çalışma ile literatürde oldukça eski kalmış olan bilgiler gözden geçirilmiş ve yeni kullanılmaya başlanmış bant malzemeleri ile bir tasarımın nasıl yapılacağı detaylı olarak açıklanmıştır.

6. Kaynaklar

- [1] **Aşık, E.**, “Bantlı konveyörler,” Ankara: TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayınları, 1988.
- [2] **Gerdemeli, İ., İmrak, C. E., Kesikçi, M. K.**, “Sürekli transport sistemleri,” Birsan Yayınevi, İstanbul, 2005.
- [3] **Spivakovsky, A. & Dyachkov, V.**, “Götürücüler (konveyörler) ve ilgili donatımı 2. Baskı, Cerit, A. M. Çev.,” Maya Yayıncılık, Ankara, 1984.
- [4] **Özdaş, M.N.**, (1961). “Bandlı konveyörler,” Berksoy Matbaası, İstanbul, 1961.

- [5] **Chapman, S.J.**, “Electric Machinery Fundamentals 4th ed.,” Mc Graw Hill, Singapore, 2005.
- [6] **Gopal, K.D.**, “Fundamentals of Electrical Drives 2nd ed.” Alpha Science International Ltd., India, 2001.
- [7] **Mergen, F., Zorlu, S.**, “Elektrik Makineleri II Asenkron Makineler,” Birsan Yayınevi, İstanbul, 2005.
- [8] **Schuiskey, W. and Çetin, İ.**, “Elektrik Motörleri 1. Kısım,” Fatih Yayınevi.
- [9] **Mohan, N., Undeland, M.T., Robbins, W.P.**, “Güç Elektroniği 2. Baskı Tuncay, N., Gökaşan, M., Boğosyan, S., Çev.,” Literatür Yayıncılık, İstanbul, 2007.
- [10] **Konuk, A.**, “Bantlı Konveyör Nakliyat Sistemlerinin Ekonomik ve Teknik Olarak Karşılaştırılması,” Madencilik, Mart-Haziran, Cilt:XXI, No: 1-2, 1982.
- [11] **Adar, N.G.**, “İndüksiyon Motorunun Sensörsüz Hız Kontrolü Uygulaması,” Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, İstanbul, 2008.