

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MEKANİK TAHRİKLİ İNSAN ASANSÖRLERİNDE
DİNAMİK PROBLEMLERİN İNCELENMESİ ve
KONSTRÜKSİYON DEĞERLENDİRMELERİ**

Makina Müh. Sinan DAVASLIGİL

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı

:Prof. Necati TAHRALI (YTÜ)

Doç. Dr. İsmail Yücel
Doç. Dr. Ahmet F. Alkan

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vi
ÖNSÖZ.....	vii
ÖZET.....	viii
ABSTRACT	ix
1 Mekanik Asansörlere Genel Bakış	1
1.1 Giriş.....	1
1.2 Asansör Tahrik Grubu Elemanları.....	1
1.2.1 Kabin.....	6
1.2.2 Karşı Ağırlık.....	6
1.2.3 Askı Elemanları	6
1.2.4 Asansör Makinası	7
1.2.5 Elastik Kaplin	8
1.2.6 Sonsuz Vidalı Redüktör	8
2 Titreşimi İncelenecek Olan Asansörün Mekanik Hesaplamaları	10
3 Mekanik Asansörlerde Meydana Gelebilecek Titreşimler.....	17
3.1.1 Tahrik kasnağı ile halatların iyi merkezlenmemesinden oluşabilecek titreşimlerin incelenmesi	17
3.1.2 Rayların Merkezinde Doğru Montaj Yapılmaması	30
3.1.3 Patenlerde Meydana Gelen Aşınmadan Doğan Titreşimlerin İncelenmesi	46
3.2 Asansör Tahrik Bölümünün İncelenmesi.....	53
3.2.1 Sonsuz Vida Mekanizmasında Diş Aşınması Sebebiyle Meydana Gelen Titreşim Ve Analizi	61
3.2.2 Asansör Tahrik Grubunda Volanın Ağırlık Merkezinde Eksen Kaçıklığı Olması Durumunda Meydana Gelen Titreşimler Ve Analizleri.....	67
3.2.3 Kaplinden Meydana Gelecek Titreşimlerin İncelenmesi.....	73
3.2.4 Tahrik Grubu Elemanlarının Aynı Anda Etkimesi Durumunda Meydana Gelecek Titreşimlerin İncelenmesi.....	77
4 Sonuçlar.....	82
KAYNAKLAR.....	83

EKLER	84
Ek1	3D Mekanik Asansör	85
Ek2	Patent Bloğu	86
Ek3	3D Mekanik Asansör	87
Ek4	Halat Şişesi	88
Ek5	Patent.....	89
ÖZGEÇMİŞ	90



SİMGE LİSTESİ

N	Motor gücü
v	Hız
η	Verim
S	Maksimum artan yük
Q	Kabin yükü
P	Kabin ağırlığı
G	Karşı ağırlık
H	Halat ağırlığı
i	Çevrim oranı
G	Kayma modülü
k_p	Kılavuz paten yay katsayısı
k_h	Halat şişesi yay katsayısı
A_h	Halat kesit alanı
E	Elastisite modülü
l_h	Halat uzunluğu
ω_n	Doğal frekans
ν	Zorlayıcı frekans
a	Numune yüzey uzunluğu
z	Diş sayısı
δ_{st}	Statik çökme miktarı
I	Kesit atalet momenti
m	Modül
e	Eksen kaçıklığı
w	Açısal hız

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Kasnak	5
Şekil 1.2 Asansör Makinası	7
Şekil 1.3 Elastik Kaplin.....	7
Şekil 1.4 Asansör Makinası İçindeki Sonsuz Vidalı Redüktör	9
Şekil 2.1 Çevre Kuvveti Şeması	12
Şekil 2.2 Hatasız Sistemde Kuvvetler Şeması.....	15
Şekil 3.1 Katlardaki Kuvvetler	20
Şekil 3.2 Halat-Kabin sisteminin genel matematik modeli	21
Şekil 3.3 Ray-paten sisteminin krokisi.....	24
Şekil 3.4 Eşdeğer yay katsayılarının zaman göre değişimi	25
Şekil 3.5 Rezonans grafiği.....	31
Şekil 3.6 $F(a)$ fonksiyonu	33
Şekil 3.7 Titreşim genliği –yüzey uzunluğu grafiği.....	35
Şekil 3.8 Autocad Yüzey Profili	37
Şekil 3.9 Rayların birbirlerine kılavuzlanması	38
Şekil 3.10 Ray konsolları	39
Şekil 3.11 Kılavuz rayların konsollara tutturulması	39
Şekil 3.12 Yanlış ray montaj şeması	40
Şekil 3.13 $F(t)$ fonksiyonu	43
Şekil 3.14 Genliğin zamana göre değişimi	44
Şekil 3.15 Paten ray bağlantısı	46
Şekil 3.16 Yüzey profili	47
Şekil 3.17 $F(a)$ fonksiyonu	48
Şekil 3.18 Titreşim genliği-yüzey grafiği	50
Şekil 3.19 Autocad Yüzey Profili	52
Şekil 3.20 Asansör tahrik grubu	53
Şekil 3.21 Asansör tahrik bölümünün matematik modeli	54
Şekil 3.22 Sistemin gerçek hali	55
Şekil 3.23 Sistemin tek serbestlik dereceli hali	58
Şekil 3.24 Sonsuz dişli	61
Şekil 3.25 $F(t)$ fonksiyonu.....	64
Şekil 3.26 Genlik Fonksiyonları	65
Şekil 3.27 Titreşim genliği fonksiyonu	66
Şekil 3.28 $F(t)$ fonksiyonu.....	70
Şekil 3.29 Genlik Fonksiyonları	71
Şekil 3.30 Titreşim genliği fonksiyonu	72
Şekil 3.31 $F(t)$ fonksiyonu.....	73
Şekil 3.32 Titreşim genlikleri fonksiyonu	74
Şekil 3.33 Titreşim genliği fonksiyonu	75
Şekil 3.34 Zorlayıcı kuvvetler	77
Şekil 3.35 Toplam zorlayıcı kuvvet grafiği	78
Şekil 3.36 Titreşim genlikleri fonksiyonu.....	79
Şekil 3.37 Titreşim genliği fonksiyonu	80

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Moment değerine göre alınacak verim	10
Çizelge 2.2 Taşıma kapasitesine göre kabin ağırlıkları	11
Çizelge 2.3 Taşıma kapasitesine göre kabin ağırlıkları	16
Çizelge 3.1 Katlara göre açı değişimi	19
Çizelge 3.2 Yayların değerleri	21
Çizelge 3.3 Zamana bağlı yay sabitleri	26
Çizelge 3.4 Hızlanma veya yavaşlama halinde rezonans durumu	29
Çizelge 3.5 Doğal frekans ve rezonans durumu(asansör sabit hızda).....	30
Çizelge 3.6 Hızlanma veya yavaşlama halinde rezonans durumu	31
Çizelge 3.7 Yüzey pürüzlülük değerleri.....	36
Çizelge 3.8 Ray arası mesafeler.....	42
Çizelge 3.9 Yüzey pürüzlülük değerleri.....	51
Çizelge 3.10Eşdeğer yay katsayıları	60



ÖNSÖZ

İXX. yüzyılın sonlarına doğru gelişen teknoloji sayesinde yüksek katlı binaların yapımı hız kazanmış dolayısıyla bu durum yük ve insanların düşey doğrultuda rahat ve çabuk taşınabilmesi için asansör tesislerine duyulan ilginin artmasına sebep olmuştur.

Talebin artması ile özellikle Avrupa da bu sektördeki teknolojik gelişmeler hız kazanmış, dinamik problemler azaltılmıştır.

Ne var ki, bu gelişmeler sayesinde dinamik problemler azaldıysa da üretici firmalardan alınan asansör malzemelerinin montajında, tolerans değerlerinin dışına çıkılması, işletim sırasında düzenli bakımların yapılmaması, çeşitli güvenlik sorunlarının ve arızalarının yanı sıra titreşim problemlerinin de meydana gelmesine sebebiyet vermektedir.

Bu çalışmada, montaj hatalarından ve malzemelerin yorulmasından kaynaklanan (aşınma) dinamik problemler incelenmiş, bu durumların önüne geçilebilmesi için önemli noktalar belirtilmiştir.

Bu çalışmamda yardımlarını benden esirgemeyen değerli hocam Sayın Prof. Necati Tahralı' ya ve arkadaşım Mak. Müh. Kerim Ozan Gökoğlan' a teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Mekanik tahrikli asansörler günümüzde en yaygın kullanılan asansör tipidir. Bu asansörler çoğunlukla insan taşıdığı için montajının da çok dikkatli yapılması gerekmektedir. Herhangi bir hata sonucunda dinamik problemler oluşur. Bu dinamik problemler ilk başta hissedilmese bile önlem alınmaz ise zamanla büyüyerek tehlikeli boyutlara ulaşabilmektedir. Meydana gelen gelen bu dinamik problemler parçaların yorulmalarına ve aşınmalarına sebep olmaktadır. Bu olaylar parça ömürlerinin daha kısa olmasına neden olur ki bu da ekonomik olarak istenmeyen bir durumdur.

Bu çalışmada ilk önce üzerinde dinamik problemlerin analizi yapılacak bir asansörün mekanik hesaplamaları ve teknik boyutlandırılması yapılmıştır. Araştırma içerisinde bu asansörde dinamik problemlere sebep olabilecek bölümler teker teker ele alınarak örnek hesaplarla incelenmiştir. Bu problemlerden meydana gelen titreşim genlikleri bilgisayar programı (MATLAB) ile bulunmuş ve grafikleri çıkarılmıştır. Bölümlerin en sonunda ise rezonans kontrolleri yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Mekanik, asansör, dinamik problemler, insan, rezonans

ABSTRACT

Mechanical driven elevators are widely used in our days. The installation must be done very carefully because these elevators mostly carry humans. In the case there is a fault in installation, dynamic problems can occur and cause dangerous results, if they are not handled at the beginning. These problems cause as a result life of parts is shortened which is economically unwanted.

In this study the mechanical calculations for an elevator, of which the dynamic problems will be analyzed, are done and the technical drawings are made. Then the parts of an elevator which can cause dynamic problems are examined one by one with sample calculations. The vibration amplitudes that are caused by these problems are calculated with the software MATLAB and the graphs are drawn. Finally the resonances are checked.

Keywords: Mechanic, elevator, dynamic problems, human, resonance



1. MEKANİK ASANSÖRLERE GENEL BAKIŞ

1.1 Giriş

Günümüzde yüksek yapıların artışı asansör tesislerinde önemi artırmıştır. Yükün iletilmesi hareketini bir boyutlu (çizgisel) olarak yapan asansörler değişik amaçlarla kullanılmaktadır. Sadece yük taşımak için kullanılan asansörlerin insan asansörlerinde farkı, hızlarının düşük olması ve kabin görevini yapan kasanın daha sağlam ve taşınacak malzemelere daha uygun bir yapıda olmasıdır.

Mekanik asansörler konvansiyonel asansörlerdir. İlk olarak Otis tarafından 1889 yılında sonsuz vida mekanizmalı ve halat tamburlu, elektrik motoru ile direkt bağlantılı mekanik asansörler yapılmış ve daha sonra hızla bu asansörler teknik ve konfor bakımından geliştirilmiştir.

Tahrik kasnaklı sistemlerin diğer tahrik sistemlerine göre bazı üstünlükleri vardır. Asansör hareket mesafesi pratik olarak sınırsızdır. Makine yapısı, bina yüksekliğine ya da asansör hareket mesafesine bağlı değildir. Tahrik kasnağı, çok sayıda halat kullanım olanağını verir. Bu da işletme güvenliğinin artmasına, ayrıca daha küçük çaplı kasnak kullanımına yol açar.

Ek1 de bir mekanik asansör kuyusunun detaylı izometrik çizimi gösterilmiştir.

1.2 Asansör Tahrik Grubu Elemanları

Halat donanımlı asansörler, üzerinde halat sarılmış olan kasnağın karşı ağırlık ile dengelenmiş kabinleri hareket ettirmesi prensibiyle çalışırlar. Mekanik donanımlı olarak sürtünmeli tahrik mekanizması dışında asansör tahrik grubunda, fren donanımı, redüktör olarak bir sonsuz vida mekanizması, kabin ve karşı ağırlığın üzerinde çalıştığı kılavuz raylar, tehlike anında devreye giren paraşüt düzenleri ve tamponlar ile kapı açma kapama mekanizmaları bulunmaktadır.

Asansör makineleri redüktörlü ve redüktörsüz olarak iki ana gruba ayrılır. Redüktörsüz makineler esas olarak çok düşük devirli (70-150 d/dak) bir doğru akım motoru, fren ve tahrik kasnağından oluşur. Bunlar 2 m/s lik hızların üzerindeki asansörlerde kullanılır. Redüktörlü makineler ise tahrik kasnağı veya tamburdan, motor, fren ve sonsuz vida mekanizması oluşur. Bu tip makineler düşük hızlarda (2 m/s ye kadar) kullanılırlar. Tahrik, üç fazlı alternatif akım motorları veya yüksek devirli doğru akım motorlarıyla sağlanır. Küçük kapasiteli

asansörlerde sürtünme etkili disklerin de kullanıldığı görülmektedir.

Asansör makinesi veya vincinden başka bir asansör tesisini meydana getiren başlıca mekanik elemanlar, kabin, karşı ağırlık, saptırma kasnakları, taşıyıcı halatlar, dengeleme halat ve zincirleri, kılavuz raylar, paraşüt düzeni, hız regülatörü, tamponlar, kapı mekanizmaları v.b.'dir. Elektrik motorundan aldığı hareketi istenilen çalışma hızına dönüştüren eleman ise sonsuz vida mekanizmasıdır.

Sürtünmeli tahrik prensibine göre çalışan tahrik grubu, kaldırma yüksekliğinden bağımsız olması nedeniyle yaygın kullanımı sağlanmıştır. Asansör tahrik grubu gibi kaldırma makinelerinin tasarımında, sürtünmeli tahrik mekanizmalarından faydalanılır. Sessiz çalışması ve büyük yer kaplamaması asansör tahrik grubu olarak kullanımlarını yaygınlaştırmıştır.

Sürtünmeli tahrik grubu elemanları :

- asenkron elektrik motoru
- elastik kaplin
- dişli kutusu (sonsuz vida mekanizması)
- tahrik kasnağı (askı halatları ile) dır.

Kullanılan elemanlar modüler konstrüksiyon prensiplerine uygun olarak standart elemanlarından seçilmiş, montaj ve tamir kolaylığı sağlanmıştır.

Asansör makineleri, özel asansör elektrik motoru, fren tertibatı, tahrik kasnağı ile teçhiz edilmiş bir sonsuz vida redüktöründen oluşmaktadır. Gövde ile muhafaza edilmiş dişli grubu verimli bir güç iletimi ve tam bir çalışma güvenliği sağlamaktadır.

Sürtünmeli tahrikte kullanılan tahrik grubunda redüktör olarak genellikle bir sonsuz vida mekanizması kullanılmaktadır. Tahrik kasnağı bu dişli çarkın mili üzerine tespit edilmiştir. Sonsuz vida mekanizması, dökme demir bir kartel içinde monte edilen bir sonsuz vida ile bir dişli çarktan oluşmaktadır. Çevrim oranı genellikle 1:25 ile 1:50 aralığındadır. Bu mekanizmalar, sessiz çalışmaları ve boyutlarının küçük olmaları nedeniyle sürtünmeli tahrik gruplarında kullanılmaya son derece uygun elemanlardır. Büyük güçleri yüksek çevrim oranlarında iletebilme özellikleri arasındadır. Ayrıca değişik motor devir sayıları ve kasnak çapları kullanılarak istenilen hızlar minimum çevrim oranlarında sağlanabilmektedir. Bu mekanizmaların iki ana elemanı sonsuz vida ve karşı çarktır. Sonsuz vida malzemeleri olarak

tornalanmış vidalar (St60 ve St70), frezelenmiş, taşlanmış ve sertleştirilmemiş (C45 ve 42CrMo4), frezelenmiş, taşlanmış ve sertleştirilmiş (C15 ve 16MnCr5) kullanılmaktadır. Karşı çark malzemesi olarak ise, kum veya kokil kalıba döküm (G-SnBz12) ile savurma döküm (GZ-SnBz12) malzemeleri seçilmektedir. Genellikle sonsuz vida mili üst konumda olan konstrüksiyonlar tercih edilmektedir. Sonsuz vida mekanizmalarında sertleştirilmiş alaşımlı çelikten yapılmış bir vida iki radyal bir aksenal bilyalı yatak ile yataklanmıştır. Karşı çark üst konumda veya alt konumda bulunabilir. Üst konumda bulunan karşı çark hafif veya orta güçler derecesindeki makineler için tercih edilmektedir.

Kılavuz raylar asansör tesisinde kabini ve karşı ağırlığı düşey hareketlerde ayrı ayrı kılavuzlamak ve yatay hareketlerini minimuma indirmek, paraşüt tertibatının çalışması durumunda kabini durdurmak maksadıyla kullanılır. Kabin ve karşı ağırlığın düşey doğrultularını korur, dönmesini engeller. Aynı zamanda paraşüt düzeninin kabini tutmak için kullanacağı elemanlar raylardır. Genellikle soğuk çekme çelik T-profilleri kullanılır. Karşı ağırlık için gergin yuvarlak profilli çelik çubuktan yada köşebentten yapılabilir. Kabin ve karşı ağırlık en azından iki rijit çelik kılavuz rayı tarafından kılavuzlanmaktadır. Bu raylar çekme gerilmesi 370 N/mm^2 ile 520 N/mm^2 arasında olan yapı çeliklerinden imal edilir. Kılavuz rayının yüzey pürüzlülüğü $3.2 \mu\text{m} < R_a < 6.3 \mu\text{m}$ arasındadır. Kılavuz raylarının dik arasındaki mesafenin bütün uzunlukları boyunca sabit olması önemlidir. Ayrıca kılavuz raylarının flaşlarının arka kısımları bağlantı levhası için düz bir yüz oluşturacak şekilde işlenmiştir. Bağlantı levhası kılavuz rayların uç kısmından en az 4 civata ile tespit edilmeli ve kalınlığı kılavuz ray kalınlığı kadar olmalıdır. Kılavuz ray en alt uçta kuyu içinde desteklenmeli ve bütün ray boyunca destekler belli aralıklarla yerleştirilmelidir. Destekler bağlantıları ve destek duvarları yatay kuvvetleri dengeleyecek düzeyde olmalıdır.

Kabin ve karşı ağırlık ayrı ayrı kılavuz rayına patenler ile alt ve üst kısımlarından kılavuzlanmaktadır. Kılavuzlama yapan patenler ,

a)Kaymalı paten

b)Döner paten

c)Tekerlekli paten olmak üzere üç ayrı tiptir.

Kayar patenler, 2 m/s altındaki orta ve düşük hızda çalışan asansörlerde kullanılmaktadır.

Kayma süresi, kabin hareketine ilave bir kuvvet yaratabilmekte ve kılavuz raylara sabit basınç

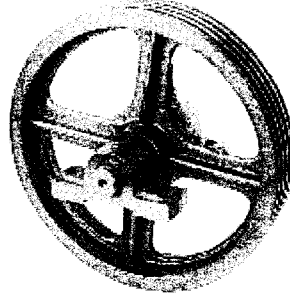
uygulamaktadır. Pabuçların gövdesi dökme demirden ,tampon bölgesi neopran veya benzeri özellikte plastik esaslı malzemeden imal edilir. Aşınma dayanıklılığını artırmak ve daha uzun ömür sağlamak için molibdendisülfat ilave edilmektedir. Kılavuz raylar otomatik olarak yağlanmak suretiyle sürtünme direnci azaltılmakta ve çalışma koşulları iyileştirilmektedir.

Kayar patenlerin raylara kılavuzlanmasını tutturulması Ek2 de belirtilen paten bloğu vasıtasıyla gerçekleşmektedir.

Döner patenler, yüksek hızlı asansörlerde tercih edilirler. Ancak yumuşak bir kullanım ve sürtünme kayıplarının azaltılması nedeniyle ve dolayısıyla güçten kazanç sağlanması sebebiyle orta hızlı asansörlerde de kullanılırlar.

Tekerlekli patenler ise, kılavuz raylara sürekli temas halinde bulunan üç adet kendi etrafında dönebilen ve rulmanlı yataklı tekerlekten oluşmaktadır. Tekerlekler plastik veya poliüretandan imal edildiğinden titreşimler oldukça azaltılmıştır ve sesiz çalışma, düşük sürtünme sağladıklarından tercih edilmektedirler. Tekerlekli patenlerin bulunduğu kılavuz raylar yağlanmamış olarak bulunmalıdırlar.

Tahrik kasnakları genellikle GG-18 veya GG-22 dökme demirlerden imal edilirler. Aşınmaya karşı dayanıklı olması için dökme demire %10 ile %50 oranında çelik katılarak Brinell Sertliği $HB = 200-220 \text{ daN/mm}^2$ olan malzemeler veya molibdenli alaşımlar yapılarak Brinell Sertliği $HB = 200-250 \text{ daN/mm}^2$ olan malzemeler kullanılmaktadır. Tahrik kasnakları daha yüksek sertlik değerleri için ,yüzeyi sertleştirilmiş dökme çeliklerden de imal edilirler. Hafif yapıda olmaları istendiğinden genellikle destek elemanlı olarak dizayn edilirler. Sürtünmeli tahrik mekanizmasında, yük ve dengeleme ağırlığı bir tahrik kasnağı üzerinden geçirilen askı halatlarının uçlarına bağlanmaktadır. Karşı ağırlığın hesaplanmasında taşıyıcı kabin ağırlığı ile faydalı yükün genellikle %40 ile %50 oranında bir kısmının ağırlıkları toplamının dengelenmesi konusu dikkate alınır. Tahrik kasnağının konstrüktif boyutlandırılması için askı halatları esas alınmaktadır. Tahrik kasnağı mili yataklarına radyal ve sonsuz vida mekanizmasının karşı çarkından aksenal yükler gelmektedir. Bu nedenle seçilecek rulmanların, bu yükleri karşılaması gerekir. Büyük yüklerin kaldırıldığı tahrik mekanizmalarında makaralı oynak rulmanlar , küçük yüklerde ise bilyeli sabit rulmanlar en uygun çözümlerdir.



Şekil 1.1 Kasnak, [3]

Kabinle karşı ağırlığın aralığını açmak için çok defa serbest dönüşlü bir saptırma makarası gereklidir. Bundan başka makine dairesinin yukarıda olmadığı hallerde, halat palanga donanımı yapıldığı durumlarda bir çok halat makarası kullanılması gereklidir.

Sürtünmeli tahrik gruplarında,tahrik elemanı olarak 6 yuvarlak kordonlu bazen de 7 veya 8 kordonlu çelik tel halatlar kullanılmaktadır. Halat çapı minimum 8 mm olarak seçilen çelik tel halatların kopma mukavemeti 1570 N/mm^2 veya 1770 N/mm^2 olmaktadır. Tahrik mekanizmasında genellikle 4 adet Seale tipi çelik tel halat kullanılmaktadır. Asansör makinelerinde askı halatı olarak çoğunlukla paralel sarımlı halatlar kullanılmaktadır. Paralel sarımlı halatlar olarak Seale veya Warrington halatı yaygın kullanılmaktadır. Paralel sarımlı halatın kordonlarındaki eşit sarımlı halatlarda kordon içindeki teller aynı uzunluğa sahiptir. Bu tip halatlar, çapraz sarımlı veya düz sarımlı kordonlardan meydana gelmektedir. Halat bağlantılarında kullanılan halat kepeçlerinin,halat çapına göre adetleri ve sıkma momentleri uygun seçilmelidir.

Asansörlerde her türlü dizayn, kapasite ve hızlarda tahrik kasnağı ve halatlar arasındaki müsaade edilen maksimum kayma miktarı için limit belirlenemez. Farz edin ki, asansör değişken hızlarda değişken yükler kaldırıyor,orta katlarda ve ana katlarda uygun duruşlar içeriyor,bu durumda güvenlik sorunu olmamakla beraber asansör bakımı ön plana çıkmaktadır. Bu durumda asansör bakımının düzenli yapılması ile güvenlikte sağlanmış olur. Tahrik kasnağı üzerinde bazı halat kayma hareketleri bütün mekanik asansörler için normaldir, bununla beraber, kabin veya karşı ağırlığın hareketinden dolayı kasnak, mekanik asansörlerdeki temel güvenlik özelliğini kaybederek aşınır ve kaldırma için halata gerekli olan sürtünme kabiliyetini iletmez.

1.2.1 Kabin

Asansör kabini yük ve insanların katlar arasında taşınmasında kullanılan çelik profil iskeleti ile askı halatlarına bağlı, kapılı veya kapısız olabilen çelik konstrüksiyonlardır. Kabinler çelik bir zemin ve taşıyıcı iskeletten meydana getirilir. Kabin iskeleti yan duvarlar ve tavanla kaplanarak kapalı bir hacim yaratılır. Kabinler asansör trafik durumuna ve taşıdıkları yük miktarı ve cinsine göre şekillendirilir. Kabin, duvar ve tavan kalınlığı en az 2 mm saçtan olmalıdır.

Eni ve boyu arasında en az 0.5 oran bulunmalıdır. Kabin malzemesi olarak farklı malzemeler kullanılabilir ancak aranacak temel nitelik sağlamlık ve kolayca tutuşmamalıdır. korumalı camların kalınlığı en az 4mm, telli camların kalınlığı en az 6mm olmalıdır.

Asansör kabinleri kapılı ve kapısız olmak üzere iki tarzda bulunabilir. Kabin kapısının bulunmaması halinde giriş yönündeki kuyu duvarının sıvalı ve pürüzsüz olmalıdır. Taban alanı, fazla yüklenmemesi için, taşınan insan sayısına göre üstten sınırlandırılmıştır. Otomatik kumandalı asansörlerde, kabin içinde kat kumanda, alarm ve durdurma düğmeleri takımı ya da vatmanlı asansörlerde kumanda kolu vardır. Otomatik kapılarda kabin içinde kat göstergesi de bulunur. Kılavuz raylara 4 noktada dayanan kayıcı elemanlar yada lastik rulolar kabinin dıştan alt ve üst bölümlerine konulur. Asansör paraşüt düzeni kabinin üst yada alt girişlerine yerleştirilir.

Basit yük ve inşaat asansörlerinde, kabin yerine yük platformu uygulanır. İnsan taşıyan asansörlerde kabin içinde estetik ve konfora özen gösterilir. Hasta taşıyan asansörün kabini, sedye arabası ve sürücüsünü alacak ölçüde derin yapılıdır.

1.2.2 Karşı Ağırlık

Karşı ağırlık kabin ağırlığının tam yükünün 0.4 ya da 0.5'ini karşılayacak değerde seçilir. Kolay taşınabilmesi ve miktar ayarlanması bakımından birbiriyle bağlanabilecek dökme demir parçalar halinde yapılır. Karşı ağırlık çelik bir çerçeve yardımcı ağırlıklar ve çelik çerçeveye tutturulmuş yönlendirme elemanlarından oluşmaktadır. Yardımcı ağırlıklar genellikle dökme demirden veya çelik levhalardan imal edilebilir.

1.2.3 Askı Elemanları

Asansörlerde genellikle yük taşıyıcı elemanlar çelik tel halatlardır. TS 1918/7 veya DİN 3058 Seale tipi halatları asansörde yaygın olarak kullanılmaktadır. İnsan taşıyan asansörlerde en az

iki halat kullanılmalı ve halat çapı 8 mm den az olmamalıdır.

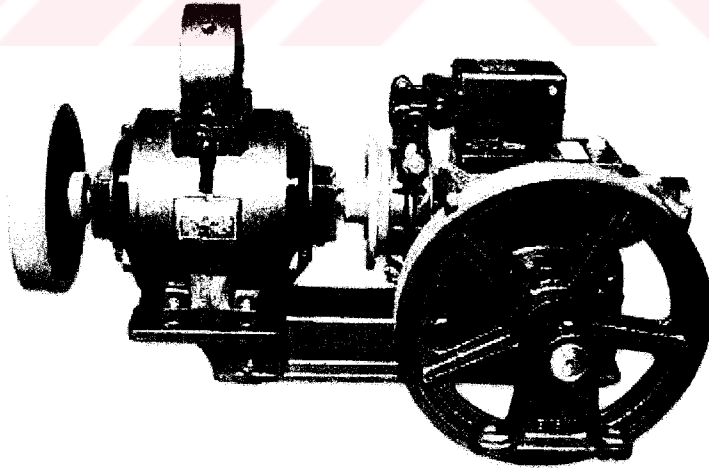
Çelik tel halatlar, zamanla eskimekle beraber ani olarak kopmaya karşı güvenli elemanlardır. Periyodik muayenelerle kullanılmayacak duruma gelip gelmedikleri test uygulanarak anlaşılır. İşletme ömürleri 5-15 yıl kadardır.

1.2.4 Asansör Makinası

Asansör makinesi, genellikle elektrik motorlu ve tahrik kasnaklıdır.(Şekil 1.2)Redüktörlü ve redüktörsüz olmak üzere iki çeşidi vardır. Sonsuz vida mekanizmasının, sessiz çalışması küçük hacimde büyük çevrim oranı sağlaması ve düşük veriminin frenlemeye yardımcı olması yönünden asansörde yaygın kullanımını sağlamıştır. Asansörde kullanılan elektrik motoru, özel yapılmış, kaymalı Ward – Leonard grubu elemanı olarak, doğru akım motoru yer alır. Bu durumda asansör hızı istenildiği gibi ayarlanarak rahat bir ivme hareketi sağlanabilir.

Tek devirli asenkron motorlar, hızı az olan asansörlerde kullanılır. 0.75 m/s den fazla hızlı asansörlerde, özellikle duruş sırasındaki negatif ivmeli hareketin verdiği rahatsızlığı azaltmak için, kutup sayısı değişebilen çift devirli motor uygulanır.

Asansörlerde redüktör olarak, yaygın olarak kullanılan sonsuz vida mekanizmasının dışında planet mekanizmaları da kullanılmaktadır.



Şekil 1.2 Asansör Makinası, [2]

Redüktörsüz asansörlerde, tahrik kasnağı doğrudan doğruya, güçlü doğru akım elektrik motorunun miline kama ile bağlıdır.

1.2.5 Elastik Kaplin

Sürtünmeli tahrik grubunun en bilinen ve yaygın uygulaması olan asansör tahrik grubunun yapımında hassas işçilik gerektiren ve pahalı olan mono blok konstrüksiyonlardan kaçınılarak mil uçları elastik kaplin ile birleştirilebilir. Elastik kaplinler, bazı küçük montaj hatalarını denkleştirdikleri gibi ani demontaj ve frenleme sırasındaki darbeleri de sönmölemektedir.



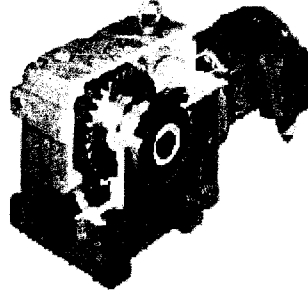
Şekil 1.3 Elastik kaplin, [1]

Pernolu elastik kaplinler kısa süreli, sınırlı şiddetteki ve yeterli yükseklikteki frekansa sahip darbe momentleri, darbe enerjisinin bir kısmını belli bir süre için elastik olarak depolayarak azaltmaktadır.

Kaplinin her iki yarısı dinamik olarak dengelenmiş olmaktadır. Kaplin boyutlarının gerektiğinde büyük tutulması tam bir çalışma güvenliği sağlamaktadır. Pernolu elastik kaplini oluşturan elemanlar lastik tampon, kavrama kasnakları, sağlama, somun ve kamadır.

1.2.6 Sonsuz Vidalı Redüktör

Sürtünmeli tahrikte kullanılan tahrik grubunda redüktör olarak genellikle bir sonsuz vida mekanizması kullanılmaktadır. Tahrik kasnağı bu dişli çarkın mili üzerine tespit edilmiştir. Sonsuz vida mekanizması, dökme demir bir kartel içinde monte edilen bir sonsuz vida ile dişli çarktan oluşmaktadır. Çevrim oranı genellikle 1:25 ile 1:50 arasındadır. Bu mekanizmalar, sessiz çalışmaları ve boyutlarının küçük olmaları nedeniyle sürtünmeli tahrik grubunda kullanılmaya son derece uygun elemanlardır.(Şekil 1.4)



Şekil1.4 Asansör makinası içindeki sonsuz vidalı redüktör, [3]

Büyük güçleri yüksek çevrim oranlarında iletebilme özellikleri arasındadır. Ayrıca değişik motor devir sayıları ve kasnak çapları kullanılarak istenilen hızlar minimum çevrim oranlarında sağlanabilmektedir.

Bu mekanizmaların iki ana elemanı sonsuz vida ve karşı çarktır. Sonsuz vida malzemeleri olarak tornalanmış vidalar (St60 ve St70), frezelenmiş, taşlanmış ve sertleştirilmemiş (C15 ve 16MnCr5) kullanılmaktadır. Genellikle sonsuz vida mili üst konumda olan konstrüksiyonlar tercih edilmektedir.

Sonsuz vida mekanizmalarında sertleştirilmiş alaşımli çelikten yapılmış vida iki radyal bir aksenal bilyeli yatak ile yataklanmıştır. Karşı çark üst konumda veya alt konumda bulunabilir. üst konumda bulunan karşı çark, hafif veya orta güçler derecesindeki makineler için tercih edilmektedir. Büyük çevrim oranlarının sağlanmasında kullanılan tek ağızlı vidalarda verim orta mertebede bulunmaktadır. Buna karşılık sistem tersinir olmadığı için daha kolay bir şekilde durdurulabilmektedir. Sonsuz vida mekanizmaları, küçük hacim ve ağırlıkla yüksek çevrim oranlarına imkan vermektedir .genel olarak normal evolvent dişli ve silindirik sonsuz vidadan meydana gelmektedir.

2 TİTREŞİMİ İNCELENECEK OLAN ÖRNEK ASANSÖRÜN MEKANİK HESAPLAMALARI:

Asansörlerde kullanılan elektrik motorları güç olarak hesaplanırken en kötü şart kabul edilen, tam yükte, maksimum hızda, aşağıdan yukarıya hareket halindeki durumu dikkate alınır. Bu durumda motor gücü:

$$N = \frac{(S * V)}{(102 * \eta)} \text{ KW} \quad (2.1)$$

olur.

S: Maksimum artan yük (N)

V: Asansör hareket hızı (m/s)

η : makine motorun verimi

Burada verim η sistemde oluşan momente bağlı olarak Çizelge 2.1 'den alınmaktadır. Moment değeri ise (2.2) denkleminde görüldüğü gibi kasnak yarıçapı ile maksimum artan yükün çarpılması ile bulunur. Sonuç olarak verim maksimum artan yüke bağlıdır.

Çizelge 2.1 Moment değerine göre alınacak verim (İmrak, 2000)

Moment değeri (Nm)	Verim η
<1200	0.30
1200-2000	0.45
2000-3000	0.6
3000-5500	0.7

$$M = \left(\frac{D}{2}\right) * S \quad (2.2)$$

D: kasnak çapı (m)

S : maksimum artan yük (N)

Maksimum artan yük ise

$$S = (P+Q+H)-G \quad (2.3)$$

denklemlerle hesaplanır.

Q: Kabin yükü (N)

P: kabin ağırlığı(N)

G: karşı ağırlık (N)

H: Halat ağırlığı (kg)

Halat ağırlığı ise

$$H = (L \cdot g_h) \quad (2.4)$$

'dan bulunur.

L: Halat uzunluğu

g_h : Halatın özgül ağırlığı (N/m)

Halat boyu

$$L = n \cdot [(Durak\ sayısı - 1) \cdot a] + Mak.\ Dairesi\ Bölümü + 2 \cdot (Kuyu\ Üst\ Boşluğu) \quad (2.5)$$

'dır. Karşı ağırlık direkt olarak kabin yükü Q ve kabin ağırlığı P ile orantılıdır. Karşı ağırlık

$$G = P + \frac{Q}{2} \quad (2.6)$$

formülü ile hesaplanmaktadır.

Cizelge 2.2 Taşıma kapasitesine göre kabin ağırlıkları, (İmrak, 2000)

İnsan Sayısı	Kabin Yükü	Kabin Ağırlığı	İnsan Sayısı	Kabin Yükü	Kabin Ağırlığı
2	1600	2500-3500	10	8000	8000-12000
4	3150	4000-6000	16	12500	10000-16000
6	4500	5500-8000	21	16000	15000-20000
8	6300	7000-10000	33	25000	20000-40000

Çizelge 2.2 de insan sayısına bağlı olarak kabin yükü ile kabin ağırlıkları yaklaşık belirtilmiştir.

Aynı zamanda (2.1) denkleminde bahsettiğimiz motor gücü

$$N = \frac{\pi * n_1 * M_d}{30} \quad (2.8)$$

denklemini ile de hesaplanır.

M_d : Kasnak döndürme momenti

n_1 :Motor mili devir sayısı

Kasnağın devir sayısı ise çevrim oranına göre

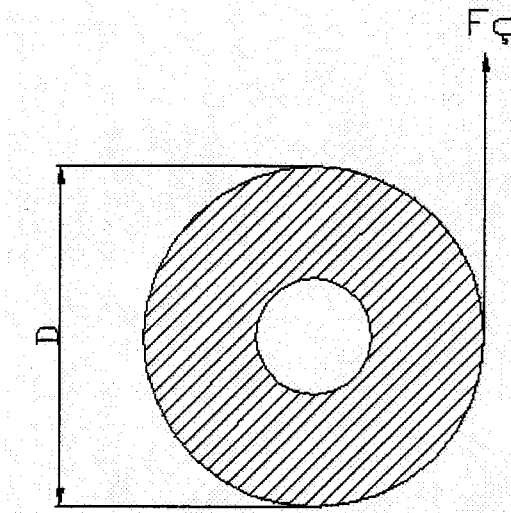
$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.7)$$

denkleminde bulunur.

n_2 : tahrik kasnağı mili devir sayısı

Çevre kuvveti ise

$$F_c = \frac{M_d}{d/2} \quad (2.9)$$



Şekil 2.1 Çevre kuvveti şeması

Örnek Hesap:

$P = 4562.6 \text{ N}$ (Pro Engineer programında hesaplandı)

$Q = 3200 \text{ N}$ (4 kişilik bir asansörde insan ağırlığı)

Halat uzunluğu (2.5) bağıntısı kullanılarak

$L = n \cdot (\text{durak sayısı} - 1) \cdot \text{Kat yüksekliği} + \text{Mak.Dairsi bölümü} + 2 \cdot (\text{Kuyu Üst boşluğu})$

$$= 4 \cdot [(6-1) \cdot 2.8] + 1.5 + 2 \cdot 1.5 = 60.5 \text{ m}$$

olarak bulunur.

10 mm çaplı 8*19 Seale tipi halat için birim kütle ağırlığı Çizelge 2.3'dan 0.348 kg/m bulunur.

Buradan da halat kütlesi (2.4) denklemi kullanılarak

$$H = L \cdot g_h = 60.5 \cdot 0.348 = 21.05 \text{ kg} = 210.5 \text{ N}$$

bulunur.

Karşı ağırlık ise (2.6) denklemi kullanılarak

$$G = P + \frac{Q}{2} = 4562.6 + \frac{3200}{2} = 6162.6 \text{ N}$$

bulunur

Bulunan bu değerler (2.3) denkleminde yerine yazılarak

$$S = (P+Q+H)-G = (4562.6+3200+210.5)-6162.6 = 1810.5 \text{ N}$$

maksimum artan yük bulunmuş olur.

Kasnak çapı ise

$$D = 40 \cdot d = 40 \cdot 10 = 400 \text{ mm} = 0.4 \text{ m}$$

olarak 10mm çaplı halat için kabul edilmiştir

Buradan moment değeri (2.2) denkleminde

$$M = \frac{D}{2} \cdot S = \frac{0.4}{2} \cdot 1810.5 = 362.1 \text{ Nm}$$

bulunur.

Bu momente göre verim Çizelge 2.1 'den 0.3 alınmıştır.

Böylelikle motor gücü (2.8) denkleminde

$$N = \frac{(S*V)}{102*\eta} = \frac{(181.05*1)}{102*0.3} = 5.92 \text{ Kw}$$

bulunur.

Çevrim oranı $i=32$ olduğundan tahrik kasnağı mil devir sayısı (2.7) denkleminde

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow 32 = \frac{1500}{n_2} \quad n_2=46.875 \text{ d/dak}$$

olarak bulunur.

Yukarıda bulunan tahrik kasnağı mil devir sayısı aynı zamanda tahrik kasnağı devir sayısıdır.

Buna göre tahrik kasnağı döndürme momenti ise (2.8) denkleminde

$$N = \frac{\pi * n}{30} * M_d = \frac{\pi * 46.875}{30} * M_d = 5920 \text{ W}$$

$$M_d = \frac{5920 * 30}{\pi * 46.875} = 1206.01 \text{ Nm}$$

olarak bulunur.

Bu döndürme momenti yardımıyla kasnaktaki çevre kuvveti hesaplanabilir.Çevre kuvveti (2.9) denkleminde

$$F_c = \frac{M_d}{d/2} = \frac{1206.01}{0.2} = 6030.05 \text{ N}$$

bulunur.

Bu kuvvet kasnağın halatı yukarı çekmek için gerekli olan kuvvettir.

Şekil 2.2 gösterilen kuvvetler şemasına göre kabin üzerine etkiyen kuvvetleri şöyle sıralamak mümkündür.

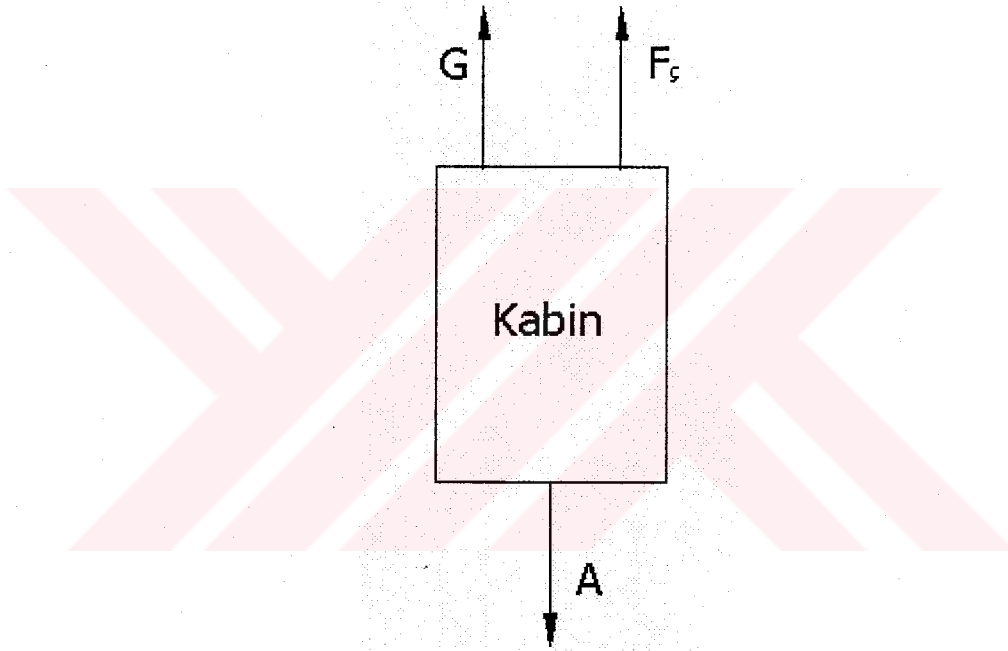
- Karşı ağırlıktan meydana gelen tepki kuvveti G

- Döndürme momentinden bulunan çevre kuvveti F_{ϕ}
- Sisteminden ağırlığından oluşan kuvvet A

$$G=6162.6 \text{ N (2.6 denkleminde hesaplanmıştır)}$$

$$F_{\phi}=6030.05 \text{ N (2.9 denkleminde hesaplanmıştır)}$$

$$A= P+Q=7762.6 \text{ N}$$



Şekil 2.2 Hatasız sistemde kuvvetler şeması

Bu durumda kabini yukarıya kaldırmak için gerekli kuvvet

$$F=12192.65-7762.6=4430.05 \text{ N olacaktır.}$$

Bu kuvvet sadece -y ekseni boyunca etkiyecektir.

Tez boyunca yapılacak olan hesaplamalarda yukarıda görüldüğü üzere 5 katlı 1 m/s hareket hızlı asansör tesisi dikkate alınacak ve titreşim analizleri bu örnek asansör üzerinde yapılacaktır.

Ek3 de bu tarz bir mekanik asansörün üç boyutlu çizimi gösterilmiştir.

Çizelge 2.3 Halat mukavemet değerleri (İmrak, 2000)

Halat Anma Çapı		Birim Kütle Ağırlığı ≈ kg/m	Teorik Kopma Kuvveti F_t				En Küçük Kopma Kuvveti F_{min}			
			Anma Kopma Mukavemeti N/mm^2							
D_N	Tol %		1570 N/mm^2		1770 N/mm^2		1570 N/mm^2		1770 N/mm^2	
			kN	kgf	kN	kgf	kN	kgf	kN	kgf
10		0.348	53.6	5470	60.5	6150	45.1	4590	50.8	5170
11		0.422	64.9	6610	73.2	7440	54.5	5560	61.5	6250
12		0.502	77.2	7870	87.1	8850	64.9	6810	73.2	7440
13		0.589	90.7	8240	102	10400	76.1	7760	85.9	8730
14		0.683	105	10700	119	12100	88.8	9000	99.6	10100
15		0.784	121	12300	136	13800	101	10300	114	11600
16		0.892	137	14000	155	15700	115	11800	130	13200
17		1.01	155	15800	175	17800	130	13300	147	14900
18	+5	1.13	174	17700	196	19900	146	14900	165	16700
19	0	1.26	194	19700	218	22200	163	16600	183	18600
20		1.39	215	21900	242	24600	180	18400	203	20700
22		1.69	260	26500	293	29800	218	22200	246	25000
24		2.01	309	31500	348	35400	260	26400	293	29800
26		2.36	363	36900	409	41600	305	31000	343	34900
28		2.73	421	42900	474	48200	353	36000	398	40500
32		3.57	549	56000	619	63000	461	47000	520	52900
36		4.52	695	70800	784	79700	584	59500	658	66900
40		5.57	858	87500	968	98400	721	73500	813	82600
44		6.75	1040	106000	1170	119000	872	88900	983	100000

3 MEKANİK ASANSÖRLERDE MEYDANA GELEN TİTREŞİMLER

Mekanik tip asansörlerde iki farklı sebepten oluşan titreşimler mevcuttur:

1. Kabini hareket ettiren yardımcı elemanların hatalı montajlarından ve aşınmalarından dolayı oluşan titreşimler
 - Tahrik kasnağı ile halatlarının iyi merkezlenmemesi,
 - Rayların hatalı montajı,
 - Kılavuz patenlerin aşınması.
2. Asansörün tahrik grubunun (motor-makina) oluşturduğu titreşimler
 - Tahrik kasnağını döndüren dişli çarkın dişlerinin aşınması,
 - Volanın ağırlık merkezi ile dönme eksenini arasındaki eksen kaçıklığı,
 - İki mili birbirine bağlayan kaplından dolayı millerin aynı ekseninde bulunmaması.

Bu sebepler teker teker ele alınarak incelenecek ve her biri için ayrı ayrı örnek hesaplamalar yapılacaktır.

3.1.1 Tahrik Kasnağı ile Halatların İyi Merkezlenmemesinden Oluşabilecek Titreşimlerin İncelenmesi

Asansör halatları, tahrik kasnağı ile kabin arasında Ek4 resmedilen halat şişeleri vasıtasıyla tam düşey olarak tespit edilmelidir. Bu durumda, asansör motoru tarafından tahrik edilen tahrik kasnağı, halatlar yardımıyla kabine tam düşey bir kuvvet uygulayacak, asansör yatay kuvvetlere maruz kalmadan düşey doğrultuda hareket edecektir.

Ancak, asansör tahrik kasnağının kabini iyi merkezliememesi nedeniyle halatlar düşey doğrultuda bir açı yapacaktır. Bu sebeple, asansör kabin kılavuz patenlerine gereksiz yatay kuvvetler olarak gelecek, bu durum bir titreşime sebebiyet verecektir.

Bu kuvvetin, kabin zemin katta iken belirli bir açıyla kabini çekmeye zorlaması durumunda, kabinde meydana gelen yatay kuvvetler paten bloğuna etkir. Bu durumda paten bloklarındaki yaylar çekiye veya basıya zorlanırlar. Bu kuvvetler, kabin yukarı çıktıkça açı değişikliği nedeniyle değişir.

Örnek Hesap:

Asansör askı halatlarının 1° hatalı montaj yapıldığı kabul edilir ve hesaplamalar bu kabule dayalı olarak yapılırsa kabin kılavuz patenlerine gelen yatay kuvvetler aşağıdaki gibi olur.

Kat arası mesafe $a=2.8$ m ve kabinin hızı $v=1$ m/s olduğuna göre katlar arasından geçiş zamanı

$$t_{\text{geçiş}} = \frac{a}{v} = \frac{2.8}{1} = 2.8 \text{ saniye}$$

olur.

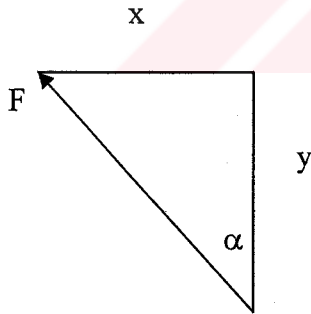
5 katlı bir bina göz önüne alınırsa asansörün hareket mesafesi

$$L=2.8*5= 14 \text{ m}$$

olmaktadır.

Halat montaj hatası 1° kabul edilirse;

Kabin zemin katta iken $\alpha=1^\circ$



$y=17800$ mm olduğuna göre(Şekil 3.3'de detaylı olarak gösterilmiştir.)

$$\tan \alpha = \frac{x}{y} \rightarrow \tan 1^\circ = \frac{x}{17800} \rightarrow x = 310 \text{ mm}$$

olur.

x mesafesi kabinin hareketi boyunca değişmediğinden y değiştikçe açıda değişmektedir. Her kat için açı değişimleri Çizelge 3.1 'te gösterilmiştir.

Açının zamana göre değişmesi ise hem düşey yönde (halat yönünde) Şekil 2.2 'de gösterilen kuvvetlerin bileşkesinin değişmesine hem de yatay yönde (kılavuz paten yönünde) kuvvet oluşmasına sebep olmaktadır.

Bu açılara göre her katta hem düşey yönde hem de yatay yönde sisteme etkiyen kuvvetler

Şekil 3.1 'de gösterilmiştir.

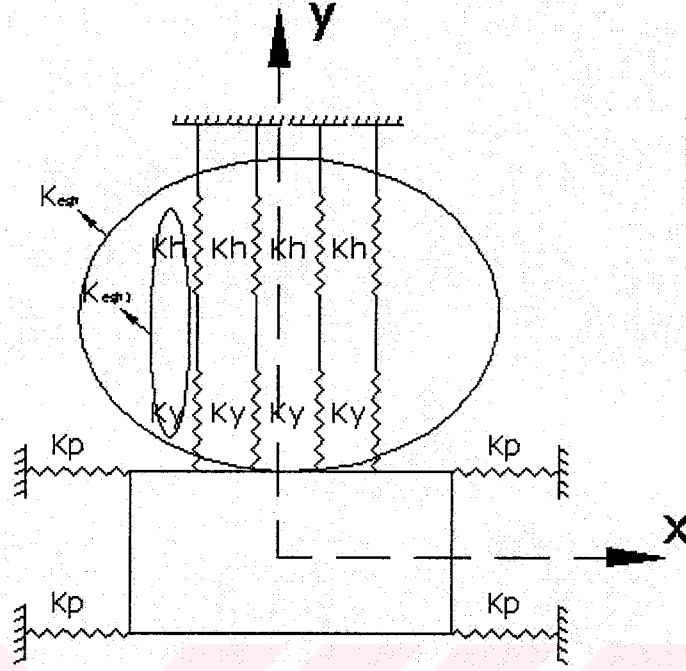
Çizelge 3.1 Katlara göre açı değişimi

Katlar	t [s]	Halat uzunluğu [mm]	α [°]
Zemin kat	0	17800	1
	1	16800	1.06
	1.4	16200	1.10
	2	15800	1.12
1.kat	2.8	15000	1.18
	3	14800	1.20
	3.5	14300	1.24
	4	13800	1.29
	4.2	13600	1.31
	5	12800	1.39
2.kat	5.6	12200	1.46
	6	11800	1.50
	6.5	11300	1.57
	7	10800	1.64
	7.5	10300	1.72
	8	9800	1.81
3.kat	8.4	9400	1.89
	9	8800	2.02
	9.5	8300	2.14
	10	7800	2.28
	10.5	7300	2.43
4.kat	11.2	6600	2.69
	11.5	6300	2.82
	12	5800	3.06
	12.5	5300	3.35
	13	4800	3.70
	13.5	4300	4.12
5.kat	14	3800	4.66

KAT NUMARALARI	KATLARDAKİ EKSEN KAÇIKLIĞI	SİSTEME ETKİYEN KUVVETLER (N)	YATAY VE DÜŞEY KUVVETLER (N)	BİLEŞKE KUVVETLER (N)
0	1°			
1	1.18°			
2	1.46°			
3	1.89°			
4	2.69°			
5	4.66°			

Şekil 3.1 Katlardaki kuvvetler

Sistemin Matematik Modellenmesi:



Şekil 3.2 Halat-Kabin sisteminin genel matematik modeli

Şekil 3.2 halat-kabin sisteminin matematik modelini göstermektedir. Bu modelde sistem hatasız ise sadece $-y$ ekseninde zorlanmış titreşimler mevcut olup, sistem hatalı ise hem $-x$ eksenini yönünde hemde $-y$ eksenini boyunca tek serbestlik dereceli zorlanmış titreşimler mevcuttur. Paten bloklarında meydana gelen titreşimler $-x$ ekseninde, halat bölümünde meydana gelen titreşimler $-y$ ekseninde kabul edilmiştir. Bu yüzden sistemi iki farklı titreşim modeli olarak incelenecektir.

Sistemi incelemeye geçmeden önce kılavuz paten yayları ile halat şisesindeki yayların değerleri Çizelge 3.2 'te verilmiştir

Çizelge 3.2 Yayların değerleri

	Paten yayı	Halat Şisesi yayı
Tel çapı (d) [mm]	3.2	7.23
İç çap (Di) [mm]	10.71	25.13
Dış çap (Da) [mm]	17.11	39.59
Sarım sayısı (i)	8	5

Yay sabitinin bulunması

$$k = \frac{G * d^4}{8 * D_0^3 * i} \quad (3.1)$$

G: kayma modülü

Kayma modülü çelikler için 83000 N/mm² 'dir

D₀ : ortalama çap

$$D_0 = \frac{D_d + D_i}{2} \quad (3.2)$$

D_d : yayın dış çapı

D_i : yayın iç çapı

d : yayın tel çapı

i : sargı sayısı

Paten yayı katsayısı şöyle bulunur:

Ortalama çap Çizelge 3.2'den alınarak (3.2) denkleminde

$$D_0 = \frac{D_d + D_i}{2} = \frac{17.11 + 10.71}{2} = 13.91 \text{ mm}$$

bulunur.

Böylelikle paten yayı katsayısı (3.1) denkleminde

$$k_p = \frac{G * d^4}{8 * D_0^3 * i} = \frac{83000 * 3.2^4}{8 * 13.91^3 * 8} = 50.53 \text{ N/mm}$$

bulunur.

Halat şişesi yayı ise (3.1) ve (3.2) denklemlerinden

$$D_0 = \frac{D_d + D_i}{2} = \frac{39.59 + 25.13}{2} = 32.36 \text{ mm}$$

$$k_h = \frac{G * d^4}{8 * D_0^3 * i} = \frac{83000 * 7.23^4}{8 * 32.36^3 * 5} = 167.32 \text{ N/mm}$$

bulunur.

Halatıda bir yay olarak düşünürsek onun yay sabiti ise şöyle bulunur:

$$k_h = \frac{E * A_h}{l_h} \quad (3.3)$$

E : Elastisite modülü

A_h : halat kesit alanı

$$A_h = \frac{\pi * d_h^2}{4} \quad (3.4)$$

d_h : halat çapı

l_h : halat uzunluğu

$$E = 21 * 10^4 \text{ N/mm}^2$$

$$d_h = 10 \text{ mm}$$

Halatın kesit alanı (3.4) denkleminde

$$A_h = \frac{\pi * d_h^2}{4} = \frac{\pi * 10^2}{4} = 78.54 \text{ mm}^2$$

bulunur.

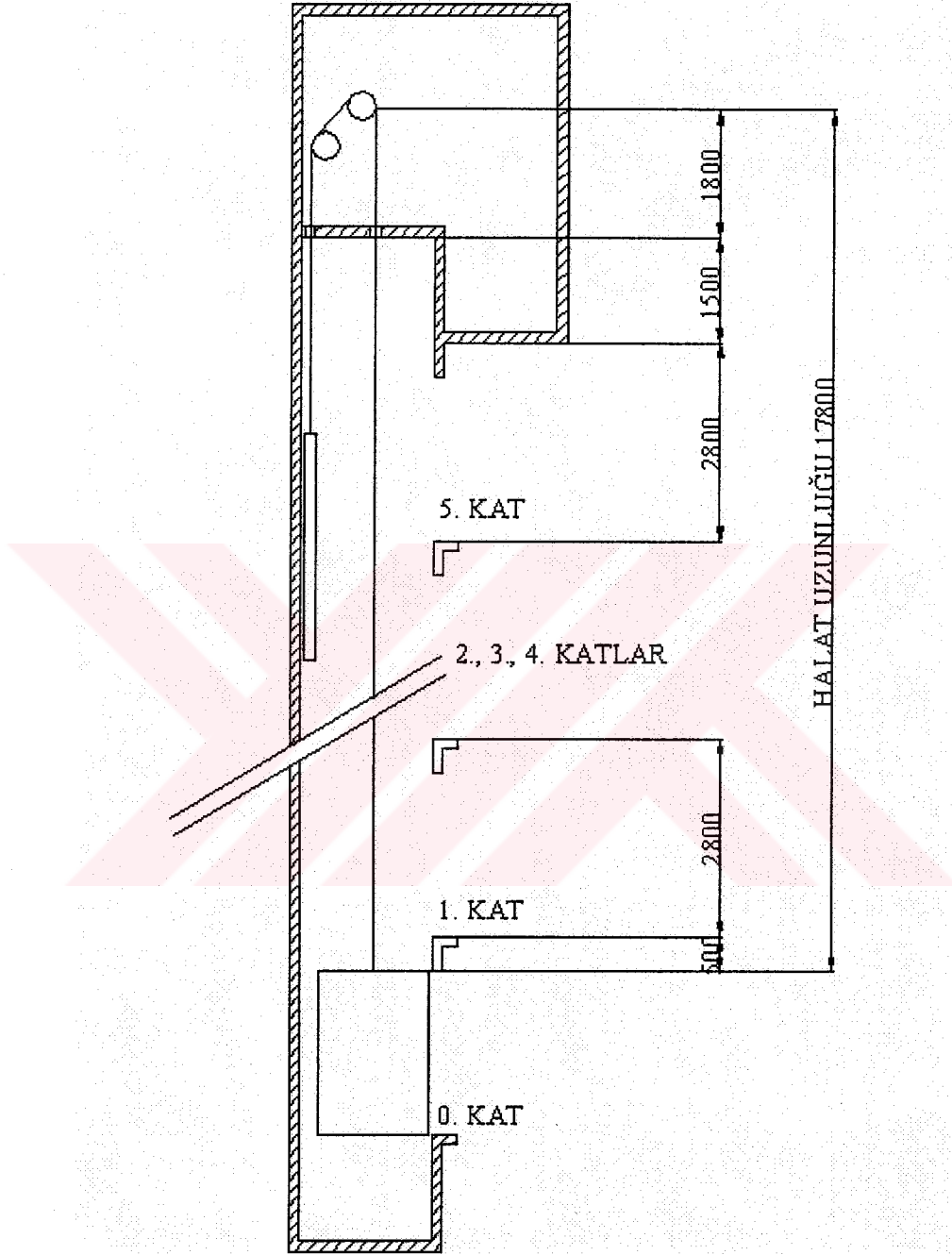
Halat uzunluğu l_h ise kabinin hareketi sırasında değişeceğinden sistemde halatın oluşturacağı yay sabitide kattan kata değişmektedir. Halat uzunlukları her kat için Şekil 3.3'de detaylı olarak gösterilmiştir.

Örnek olarak kabin zemin katta iken halatın uzunluğu.

$l_h = 17800 \text{ mm}$ olacağından yay katsayısı (3.3) denkleminde

$$k_h = \frac{E * A_h}{L_h} = \frac{210000 * 78.54}{17800} = 926.6 \text{ N/mm}$$

olur.



Şekil 3.3 Ray-paten sisteminin krokisi

Bu durumda halat şişesi yayı ile halatın meydana getirdiği eşdeğer yay katsayısı yaylar birbirlerine seri bağlandığından

$$\frac{1}{(k_{eş})_{h1}} = \frac{1}{k_y} + \frac{1}{k_h}$$

$$(k_{eş})_{h1} = \frac{1}{\frac{1}{k_y} + \frac{1}{k_h}} = \frac{1}{\frac{1}{167.32} + \frac{1}{926.6}} = 141.73 \text{ N/mm}$$

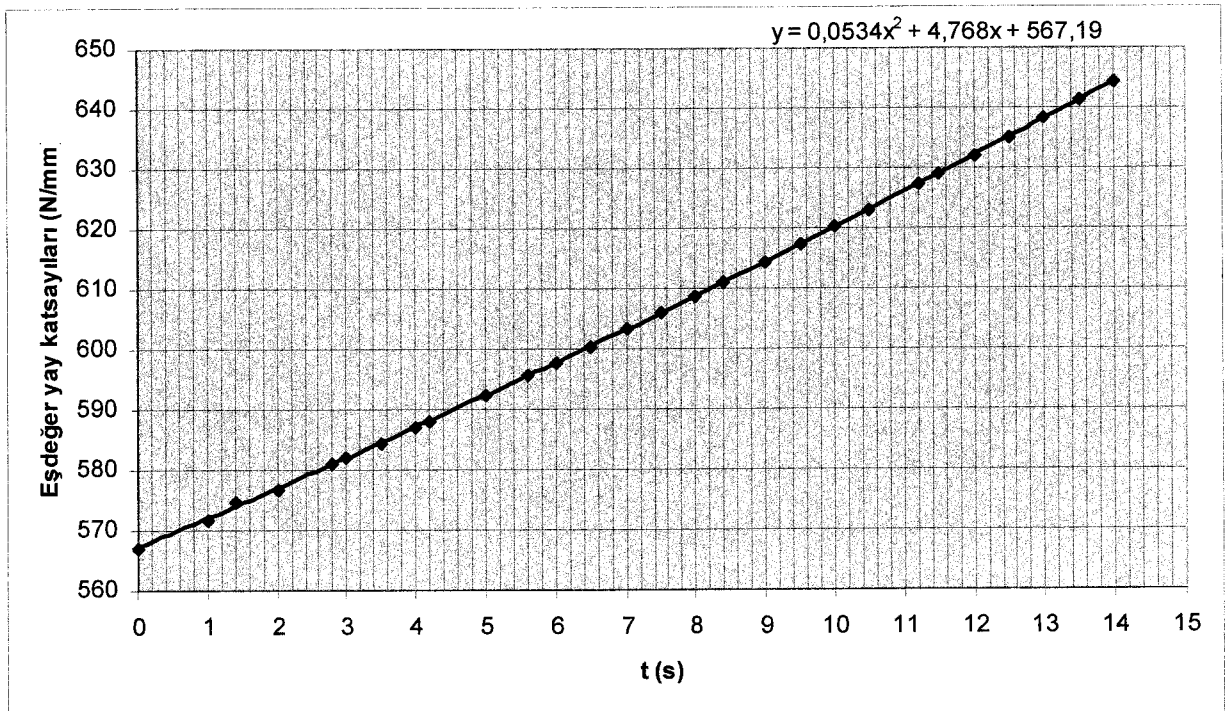
olarak bulunur.

Zemin katta 4 halat kabine bağlı olduğundan gerçek eşdeğer yay katsayısı $(k_{eş})_h$ yaylar paralel bağlandığından

$$(k_{eş})_h = (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1}$$

$$(k_{eş})_h = 4 * 141.73 = 566.92 \text{ N/mm}$$

bulunur. Zamana bağlı olarak her kat için gerçek eşdeğer yay katsayısı Çizelge 3.3'te gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 3.4 'te eşdeğer yay katsayılarının zamana göre değişiminin grafiği gösterilmiştir. Bu grafik MS Excel programında çizdirilip fonksiyonu buldurulmuştur.



Şekil 3.4 Eşdeğer yay katsayılarının zaman göre değişimi

Çizelge 3.3 Zamana bağlı yay sabitleri

Kat	t [s]	l_h [mm]	k_h [N/mm]	$(k_{ef})_{h1}$ [N/mm]	$(k_{ef})_h$ [N/mm]
Zemin kat	0	17800	926.60	141.73	566.91
	1	16800	981.75	142.96	571.82
	1.4	16200	1018.11	143.70	574.81
	2	15800	1043.89	144.21	576.82
1. kat	2.8	15000	1099.56	145.22	580.89
	3	14800	1114.42	145.48	581.91
	3.5	14300	1153.38	146.12	584.49
	4	13800	1195.17	146.77	587.09
	4.2	13600	1212.75	147.03	588.14
	5	12800	1288.55	148.09	592.36
2.kat	5.6	12200	1351.92	148.89	595.57
	6	11800	1397.75	149.43	597.73
	6.5	11300	1459.59	150.11	600.45
	7	10800	1527.17	150.80	603.19
	7.5	10300	1601.30	151.49	605.96
	8	9800	1683.00	152.19	608.76
3.kat	8.4	9400	1754.62	152.75	611.01
	9	8800	1874.25	153.61	614.43
	9.5	8300	1987.16	154.33	617.30
	10	7800	2114.54	155.05	620.20
	10.5	7300	2259.37	155.78	623.13
4.kat	11.2	6600	2499.00	156.82	627.28
	11.5	6300	2618.00	157.27	629.07
	12	5800	2843.69	158.02	632.09
	12.5	5300	3111.96	158.78	635.13
	13	4800	3436.13	159.55	638.2
	13.5	4300	3835.67	160.33	641.3
5.kat	14	3800	4340.37	161.11	644.44

Sistemin hareket denkleminin ve doğal frekansın bulunması:

Sistemin toplam enerjisini (E_t) artış hızı sisteme verilen güce (P_{net}) eşit olduğuna göre

$$\frac{dE_t}{dt} = P_{net} \quad (3.5)$$

olacaktır.

Burada E_t sistem tarafından depo edilen tüm kinetik ve potansiyel enerjileri içerir. Denklemin sağ tarafındaki P_{net} ise sisteme verilen net toplam güç olup; dış kuvvet ve momentlerin sisteme verdikleri güçleri (+) işaretli, sistemin dışarı verdiği mekanik güç ile sönümleyici tarafından yayılan ısı gücünü (-) işaretli olarak

$$P_{net} = \sum P_g - \sum P_v - \sum P_d \quad (3.6)$$

yazılabilir.

$\sum P_g$: Sisteme verilen mekanik güçler toplamı

$\sum P_v$: Sistemden çevreye verilen mekanik güçler toplamı

$\sum P_d$: Sönümleyici elemanlardan çevreye atılan ısı güçleri toplamı

Kinetik enerji $E_k = \frac{1}{2} m \dot{x}^2$ Potansiyel enerji $E_p = \frac{1}{2} k_{(keş)p} x^2$

$$E_t = E_k + E_p = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} k_{(keş)p} x^2 \quad (3.7)$$

Sistem her ne kadar zorlanmış bir titreşime maruz kalmış gibi gözüksede zorlayıcı kuvvetin harmonik olmamasından dolayı sistem serbest titreşim hareketi yapıyor. Sistem aşağıda incelendiği gibi rezonansa girmemekte, hatalı ve hatasız sistem arasında meydana gelen fark ise sadece kılavuz paten yaylarına da yük binmesidir. Ama bu gereksiz yükler patenlerin normalinden daha çabuk ve daha yüksek mertebelerde aşınmasına yol açarlar. Sebebi ise bu gereksiz yüklerin kılavuz paten yaylarına sürekli olarak etkimesidir.

Bu yüzden sistem hatalıda olsa hatasızda olsa $P_{net} = 0$ alınarak çözülecektir.

Halat şişesi yaylarında:

Sistemin ana denklemi

$$m(t) \cdot \ddot{x} + k_{(es)h}(t) \cdot x = 0 \quad (3.8)$$

olarak tanımlanır.

Buradan doğal frekans ise

$$w_n = \sqrt{\frac{k_{(es)h}(t)}{m(t)}} \quad (3.9)$$

olur.

Burada $m(t)$ kütleinin zaman bağılı olduğunu gösteren fonksiyondur. Kütle (m) kabin ağırlığının değişmemesine rağmen kabin içindeki yükün değişmesinden ötürü her kata göre farklı değerler alabilir. Kabin içerisinde bulunan faydalı yük her katta göre bir fonksiyona bağılı olamayacağından tüm hesaplamalarda kütleinin sabit olduğu kabul edilerek sistemler çözülmüştür.

$m=320+456.26=776.26$ kg (320 kg 4 kişinin ağırlığı olup 456.26 kg ise kabin-karkas ağırlığıdır.)

Doğal frekans ise eşdeğer yay sabitinin zamana bağılı olarak değişmesinden dolayı her kattta farklı bir değer alacaktır.(3.9) denklemine göre doğal frekans değerleri Çizelge 3.5 'de gösterilmiştir.

Zorlayıcı frekans, asansörün hızlanma, yavaşlama veya sabit hızda gitmesine göre değişeceğinden, tahrik kasnağının devir sayısına bağılıdır.

$$v = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 46.875}{30} = 4.91 \text{ rd/s}$$

bulunur.

n : tahrik kasnağı devir sayısı d/dak (Denklem 2.8'den hesaplanmıştır.)

Asansörün hızlanma ve yavaşlama anlarında ise zorlayıcı frekans değiştiğinden bu durumda da rezonans kontrolü yapmak gerekir.

Asansör kattan kata giderken 2.8 saniyenin 0.75 saniyesini hızlanma ve 0.75 saniyesinide

yavaşlama için kullanılmaktadır.

Hızlanma veya yavaşlama anında rezonans durumu ise Çizelge 3.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.4 Hızlanma veya yavaşlama halinde rezonans durumu

v (rd/s)	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	4.908
v (Hz)	0	0.08	0.16	0.24	0.32	0.40	0.48	0.56	0.64	0.72	0.78
$(w_n)_h$ (rd/s)	0.84										
$(w_n)_h$ (Hz)	0.134										
$v/(w_n)_h$	0	0.6	1.2	1.8	2.4	3	3.6	4.2	4.8	5.4	6

Paten yaylarında ise

Sistemin ana denklemi

$$m(t) \cdot \ddot{x} + k_p \cdot x = 0 \quad (3.10)$$

olarak tanımlanır. Burada doğal frekans

$$w_n = \sqrt{\frac{k_p}{m(t)}} \quad (3.11)$$

olur.

Kütle sabit kabul edildiğinden doğal frekans (3.11) denkleminde

$$w_n = \sqrt{\frac{50530}{776.26}} = 8.068 \text{ rd/s}$$

olur. Bu durumda sistemin hızlanma veya yavaşlama anındaki rezonans durumu Çizelge 3.6 da detaylı olarak gösterilmiştir.

Asansör, hızlanırken veya yavaşlarken Şekil 3.5 de gösterilen rezonans bölgesinden geçmektedir. Ancak zorlayıcı frekans ve doğal frekansın çakışma süresi çok kısa olduğundan sistem aşırı derecede zorlanmamaktadır. Asansörün sabit hızda gitmesi durumunda ise

sistemin frekansı rezonans bölgesinden geçmemektedir.

Paten yaylarında rezonansın olmadığı Çizelge 3.6 da gösterilmiştir.

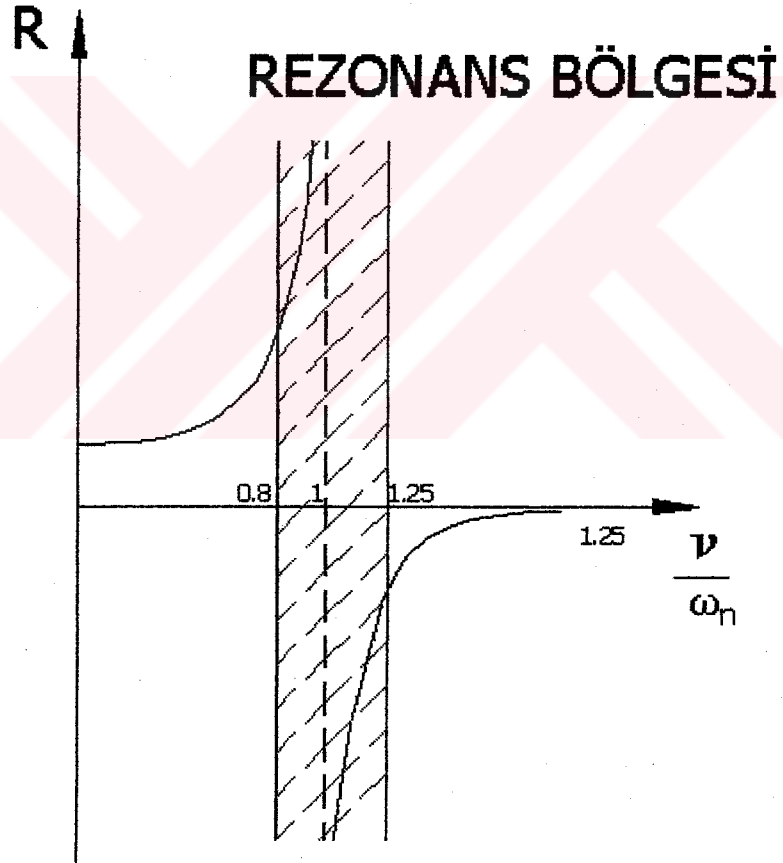
Sonuç olarak tahrik kasnağı ile halatların iyi merkezlenmemesi sadece paten yaylarının üzerine gereksiz yüklerin binmesine sebep olmaktadır. Bu gereksiz yükler sistemi rezonansa sokmamasına rağmen titreşim oluşturur. Bu durum titreşimden etkilenen paten bloğunun yorulmasına, patenin ray yüzeyinde darbe oluşturmaya ve patenin yüzeyinde girinti çıkıntılara sebebiyet verir. Paten yüzeyinde oluşan bu aşınmalarda aşağıda incelenmiştir.

Çizelge 3.5 Doğal frekans ve rezonans durumu(asansör sabit hızda)

Katlar	Zaman (s)	Doğal frekans (w_n)	Rezonans oranı ($\gamma/(w_n)_h$)
Zemin kat	0	27.02	0.181
	1	27.14	0.181
	1.4	27.21	0.18
	2	27.26	0.18
1.kat	2.8	27.36	0.179
	3	27.38	0.179
	3.5	27.44	0.179
	4	27.50	0.178
	4.2	27.53	0.178
	5	27.62	0.177
2.kat	5.6	27.70	0.177
	6	27.75	0.177
	6.5	27.81	0.176
	7	27.88	0.176
	7.5	27.94	0.175
	8	28.00	0.175
3.kat	8.4	28.06	0.175
	9	28.13	0.174
	9.5	28.20	0.174
	10	28.27	0.173
	10.5	28.33	0.173
4.kat	11.2	28.43	0.172
	11.5	28.47	0.172
	12	28.54	0.172
	12.5	28.60	0.171
	13	28.67	0.171
	13.5	28.74	0.17
5.kat	14	28.81	0.17

Çizelge 3.6 Hızlanma veya yavaşlama halinde rezonans durumu

v (rd/s)	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	4.908
v (Hz)	0	0.08	0.16	0.24	0.32	0.40	0.48	0.56	0.64	0.72	0.78
$(\omega_n)_p$ (rd/s)	8.068										
$(\omega_n)_p$ (Hz)	1.28										
$v/(\omega_n)_p$	0	0.0625	0.125	0.1875	0.25	0.3125	0.375	0.4375	0.5	0.5625	0.6



Şekil 3.5 Rezonans grafiği (Tahralı ve Kaya, 1999)

Bu gereksiz yüklerin kılavuz patenlerde oluşan aşınmaları incelersek

Sistemin ana denklemi

$$m \cdot \ddot{x} + k_p \cdot x = F(t) \quad (3.12)$$

olur. Burada tek bir kılavuz paten kullanılmıştır.

Burada $F(t)$ fonksiyonu bulunması için öncelikle TS 971 e göre alınan 25 mm yüzey uzunluğundaki bir numunenin Autocad programında aşınan yüzeyinin profili çıkartılmış daha sonra Çizelge 3.7 'de gösterilen değerlere göre Matlab programında Robus Loess iterasyon metodu kullanılarak grafik için gerekli olan noktalar oluşturulmuştur. Bu noktalardan ise uygun olan eğri geçirilmiştir. Böylelikle de program bize eğrinin denklemini vermiştir. Aşağıda görüldüğü eğrinin denklemi 3 dereceden bir Fourier serisidir.

$$F(a) = a_0 + a_1 \cdot \cos(\nu a) + b_1 \cdot \sin(\nu a) + a_2 \cdot \cos(2\nu a) + b_2 \cdot \sin(2\nu a) + a_3 \cdot \cos(3\nu a) + b_3 \cdot \sin(3\nu a) \quad (3.13)$$

$$a_0 = 1.356$$

$$a_1 = -0.045$$

$$a_2 = -0.05$$

$$a_3 = -0.26$$

$$b_1 = -0.1257$$

$$b_2 = 0.26$$

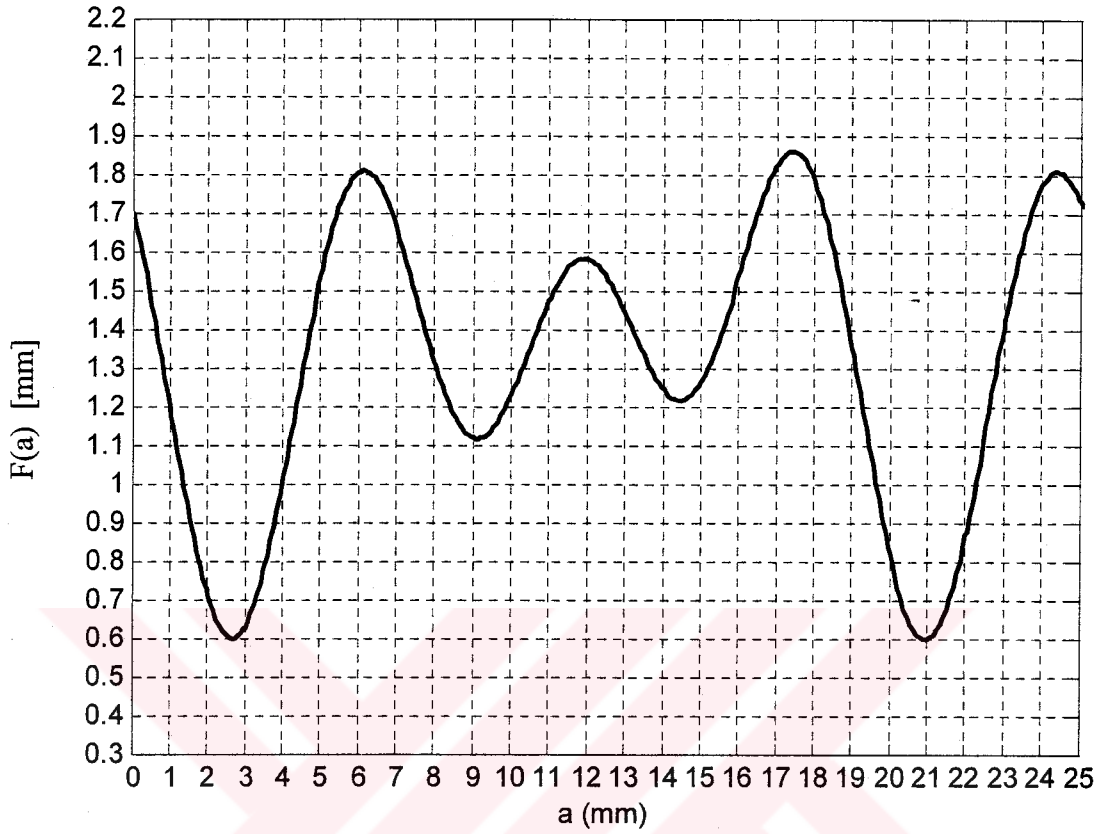
$$b_3 = 0.3361$$

$$\nu = 0.14$$

(3.13) denkleminde zorlayıcı kuvvet $F(a)$ yerine yazılırsa

$$776.26 \cdot \ddot{x} + 50530 \cdot x = 1,356 - 0.045 \cdot \cos(0.3438a) - 0.1257 \cdot \sin(0.3438a) - 0.05 \cdot \cos(0.6876a) - 0.2623 \cdot \sin(0.6876a) + 0.3361 \cdot \cos(1.0314a) - 0.1404 \cdot \sin(1.0314a)$$

olur. Şekil 3.6 'de $F(a)$ fonksiyonun grafiği gösterilmiştir.



Şekil 3.6 F(a) fonksiyonu

Matlabta sistemi çözmek için iki yol mevcuttur. Birinci yol aşağıda detaylı bir şekilde anlatıldığı gibi diferansiyel denklemi laplace dönüşü yaparak çözmektedir.

1. `syms s a x`
2. `denklem='776.26*D(D(x))(a)+50530*x(a)=1.356-0.045*cos(0.3438*a)-
0.13*sin(0.3438*a)+0.05*cos(0.6876*a)-
0.2623*sin(0.6876*a)+0.3361*cos(1.0314*a)-0.1404*sin(1.0314*a)';`
3. `donusum=laplace(denklem,a,s);`
4. `cozum=subs(donusum,{'laplace(x(a),a,s)', 'x(0)', 'D(x)(0)'}, {x, 0, 0})`
5. `X=solve(cozum,x)`
6. `x=ilaplace(X,s,a)`

Diferansiyel denklemin nasıl çözüldüğünden bahsederek, programın birinci satırında Laplace dönüşümünü yapmak için gerekli s parametresi ile genlik (x) ve yüzey uzunluğu (a) parametreleri sembolik olarak tanımlanmıştır. İkinci satırda ise diferansiyel denklemin tanımı yapılmıştır. Üçüncü satırda diferansiyel denklemin s parametresine bağlı Laplace dönüşümü yapılmıştır. Dördüncü satırda ise çözüm fonksiyonunun Diferansiyel denklem çözümü için gerekli olan başlangıç şartları belirtilmiştir. Bu başlangıç şartları a=0 için x=0 , $\dot{x}=0$ dır. Beşinci satırda bu dönüşüm yapılmış olup çözüm bulunmuştur. Altıncı satırda da ters Laplace alınarak çözüm fonksiyonuna geri dönüşüm yapılmıştır

İkinci yol ise Matlabta diferansiyel denklem çözüm komutu olan dsolve komutunu kullanarak çözüm yapmaktır.

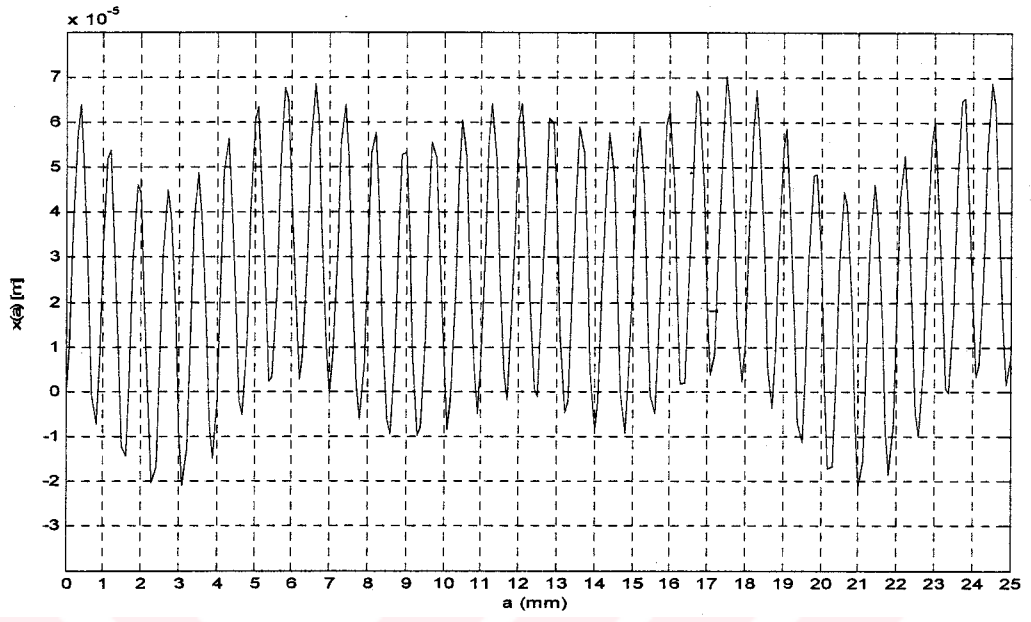
```
S=dsolve('776.26*D2x=-50530*x-(1.356-0.045*cos(0.3438*a)-
0.13*sin(0.3438*a)+0.05*cos(0.6876*a)-0.2623*sin(0.6876*a)+0.3361*cos(1.0314*a)-
0.1404*sin(1.0314*a))','x(0)=0','Dx(0)=0')
```

Burada D2x x fonksiyonunun ikinci türevidir.(\ddot{x})Başlangıç şartları a=0 için x=0 , $\dot{x}=0$ girilip sistem çözümü için S matrisi tanımlanmıştır..Sistemde çözüm olan titreşim genliği fonksiyonunu bulmak için ise komut satırına x=S*x yazmak yeterlidir.

Bu iki yoldanda çözüm olan genlik fonksiyonu

$$x(a)= 0.27e-4+0.676e-5*\cos(1.0314*a)-0.28e-5*\sin(1.0314*a)-0.337e-4*\cos(8.068*a)+0.92e-6*\sin(8.068*a)-0.89e-6*\cos(0.3438*a)-0.258e-5*\sin(0.3438*a)+0.1e-5*\cos(0.6876*a)-0.523e-5*\sin(0.6876*a)$$

olarak bulunur.



Şekil 3.7 Titreşim genliği –yüzey uzunluğu grafiği

Çizelge 3.7 Yüzey pürüzlülük değerleri

Numune Uzunluğu (a) [mm]	Acad Yüzey Profili değerleri [mm]	Uydurulan eğri değerleri F(a) [mm]
0	1.67	1.69
1	1.18	1.19
2	0.71	0.71
3	0.63	0.62
4	1.01	1.00
5	1.53	1.53
6	1.79	1.8
7	1.64	1.65
8	1.30	1.31
9	1.12	1.11
10	1.22	1.22
11	1.46	1.47
12	1.56	1.58
13	1.42	1.44
14	1.24	1.24
15	1.26	1.26
16	1.54	1.53
17	1.81	1.82
18	1.76	1.78
19	1.31	1.35
20	0.8	0.81
21	0.6	0.59
22	0.88	0.86
23	1.4	1.40
24	1.76	1.77
25	1.71	1.73

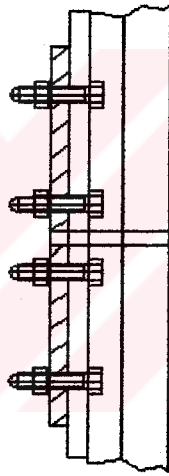


Şekil 3.8 Autocad yüzey profili

3.1.2 Rayların Merkezinde Doğru Montaj Yapılmaması

Mekanik asansörlerde kabin ve karşı ağırlığın kılavuzlanmasının asansör raylarınca sağlandığı belirtilmişti. Asansör rayları asansör montaj akışında birinci sırayı alan aşamadır. Asansör montajı öncelikle rayların montajı daha sonra kat kapılarının montajı daha sonra da diğer parçaların montajı şeklinde gerçekleştirilir.

Asansör rayları boyları 5 m uzunluğunda olan soğuk çekilmiş, T şeklinde profillerdir. Ray boylarının uzun olması sebebiyle düşey doğrultuda dikliği en zor sağlanan asansör parçasıdır. Asansör rayları alt ve üst kısımlarda dişi ve erkek bölümlerden oluşmuştur. İki rayın birbirine kılavuzlanması bu dişler sayesinde gerçekleşir ve daha sonra özel üretilmiş ray flanşları ile Şekil 3.9 'de görüldüğü gibi sabitlenir.



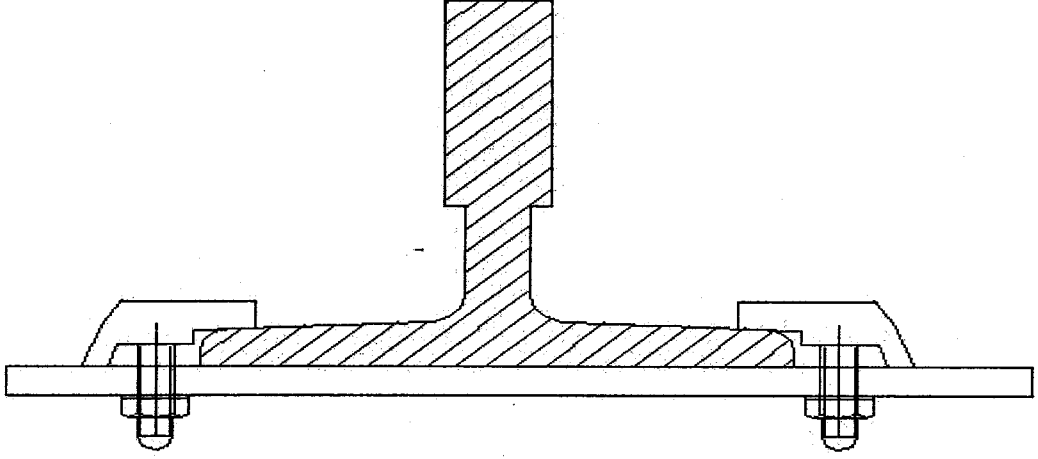
Şekil 3.9 Rayların birbirlerine kılavuzlanması

Ancak bu kılavuzlama mesafesinin en genel kullanımı ile 7.5 cm olduğu göz önüne alınırsa mesafenin yetersiz kalacağı ortadadır. Bu bakımdan asansör ray montajında ray duvara sabitlenirken çok hassas bir işçilik gerekmektedir.

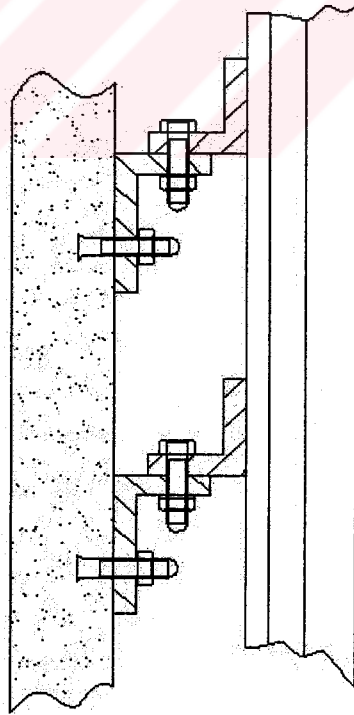
Montaj aşamasında kılavuz raylar aşağıda detaylıca açıklandığı gibi sabitlenir.

Asansör projesinden alınan ray arası ölçülerine göre öncelikle kuyu üstünden altına kadar şakül atılır. Atılan bu şakül hassas bir biçimde alt ve üstten sabitlenir. Duvardaki şakül kaçıklığı da göz önüne alınarak kılavuz rayların sabitlenmesini sağlayan ray konsolları duvara Şekil 3.11 'deki gibi çakılır. Daha sonra asansör kılavuz rayları bu konsollara Şekil 3.10 'de

görüldüğü gibi tırnaklar vasıtası ile tutturulur.



Şekil 3.10 Ray konsolları



Şekil 3.11 Kılavuz rayların konsollara tutturulması

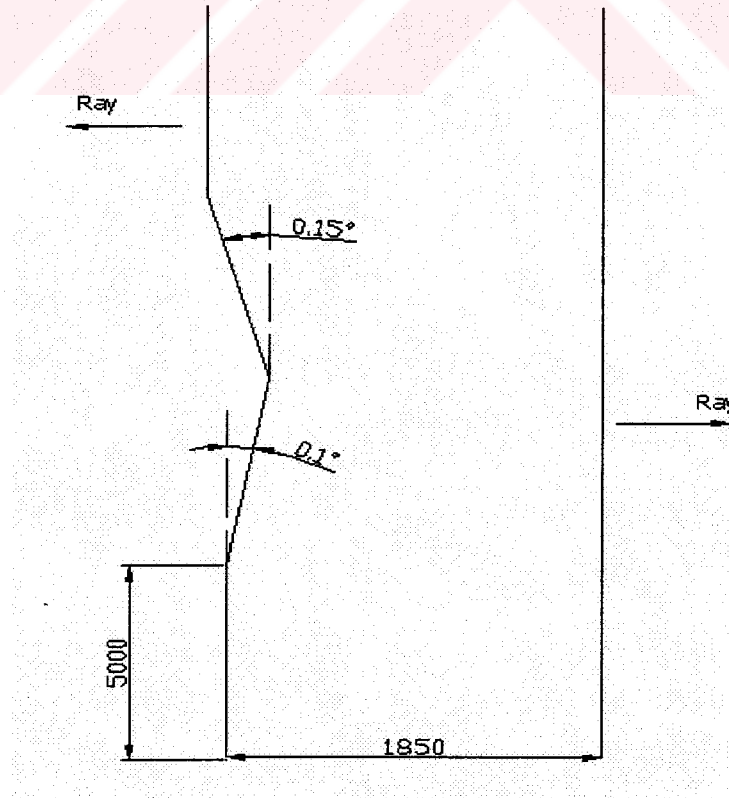
Bu aşamada kılavuz rayların tam dikey olarak montajı ve karşılıklı bulunan iki kılavuz ray ağzının düzleminin birbirine paralel olmasına dikkat edilmelidir. Şayet kılavuz raylarda oluşabilecek en ufak bir açısal sapma asansör kabini içinde çeşitli titreşimlere sebebiyet verecektir.

Aşağıda yapılan hesaplamalarda konunun daha iyi anlaşılabilmesi için hatasız ve hatalı ray montajı durumunda, sistemde meydana gelecek problemler örnek bir hesaplama ile açıklanmaya çalışılacaktır.

Asansör kabini kılavuz raylar vasıtasıyla düşey doğrultuda doğrusal olarak hareket ettiği yukarıda açıklanmıştır. Bu raylarda oluşabilecek bir ölçü kaçıklığı, asansör kabini raylara kılavuzlayan patenlere direk olarak etkimektedir. Bu etki paten bloğu içinde bulunan paten yaylarının çeki veya bası kuvvatlerine maruz kalmasına sebebiyet verir. Şayet ray arası uzaklık artarsa yaylar çekiye, ray arası ölçüsü azalır ise paten yayları basıya maruz kalacaktır.

Örnek Hesap:

Aşağıdaki örnek hesapta rayların ikinci boyu konulurken 0.1° , üçüncü boyu konulurken 0.15° hata yapıldığı kabul edilmiş ve ray arası değişimi bu kabule göre hesaplanıp titreşim analizi bu sonuçlara göre yapılmıştır.



Şekil 3.12 Yanlış ray montaj şeması

Hatasız sistemde raylar arası mesafe $R=1850$ mm olup açısal sapmalardan dolayı mesafeler Autocad programında çizim yoluyla hesaplanmıştır.

Asansörün 2.saniyesinde raylar arası mesafe $A=1847.9056$ olmaktadır.Bu durumda üst paten yaylarında meydana gelen yerdeğiştirme

$$X=R-A=1850-1847.9056=2.0944 \text{ mm} \quad (3.13)$$

olmaktadır.

Şekil 2.2 'de gösterilen matematik modelde paten yayları karşılıklı bulunduğundan üzerlerinde oluşan yerdeğiştirme 2.18 denkleminde $x=\frac{X}{2}=1.0472$ mm olacaktır.Bu durumda yaya gelen kuvvet ise

$$F= k_p * x = 50.53 * 1.0472 = 52.9105 \text{ N} \quad (3.14)$$

olur.

Asansörün her kata göre üst paten yaylarına gelen kuvvetler Çizelge 2.10 'ta gösterilmiştir.

$$m * \ddot{x} + k_p * x = F(t) \quad (3.15)$$

Burada $F(t)$ fonksiyonu Çizelge 3.8'da gösterilen değerlere göre Matlab programında bulunmuştur.Bu programda öncelikle Çizelge 3.8 'deki veriler girilip daha sonra Robus Loess iterasyon metodu kullanılarak grafik için gerekli olan noktalar oluşturulmuştur.Bu noktalardan ise uygun olan eğri geçirilmiştir.Böylelikle de program bize eğrinin denklemini vermiştir.Aşağıda görüldüğü eğrinin denklemi 2 dereceden bir fourier serisidir.

$$F(t) = a_0 + a_1 * \cos(vt) + b_1 * \sin(\theta t) + a_2 * \cos(2vt) + b_2 * \sin(2vt) \quad (3.16)$$

$$a_0=136.4$$

$$a_1=-99.06$$

$$a_2=-37.39$$

$$b_1=62.93$$

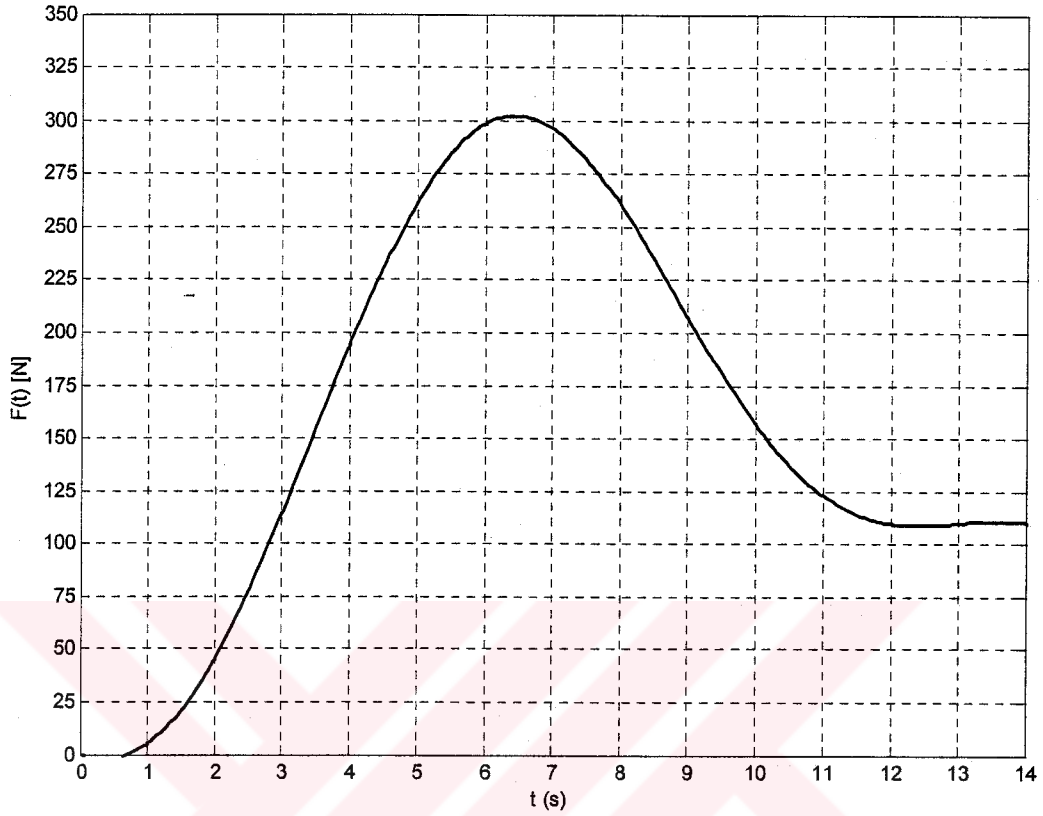
$$b_2=-47.58$$

$$v=0.3425$$

Çizelge 3.8 Ray arası mesafeler

t [s]	Ray arası mesafe [mm]	Yer deęiřtirme [mm]	Birim yay için yer deęiřtirme [mm]	Yayın tepki kuvveti [N]
0	1850	0	0	0
1	1850	0	0	0
2	1847.91	2.09	1.05	52.92
3	1845.29	4.71	2.36	119.06
4	1842.67	7.33	3.67	185.20
5	1840.05	9.95	4.97	251.35
6	1837.43	12.57	6.28	317.49
7	1838.31	11.69	5.85	295.44
8	1840.05	9.95	4.97	251.35
9	1841.80	8.20	4.10	207.25
10	1843.54	6.46	3.23	163.15
11	1845.29	4.71	2.36	119.06
12	1845.64	4.36	2.18	110.24
13	1845.64	4.36	2.18	110.24
14	1845.64	4.36	2.18	110.24

Şekil 3.13 'da $F(t)$ fonksiyonun grafiği gösterilmiştir.



Şekil 3.13 F(t) fonksiyonu

3.15 denkleminde zorlayıcı kuvvet F(t) yerine yazılırsa

$$m \cdot \ddot{x} + k(t) \cdot x = 136.4 - 99.06 \cdot \cos(0.3425t) + 62.93 \cdot \sin(0.3425t) - 37.39 \cdot \cos(0.685t) - 47.58 \cdot \sin(0.685t)$$

olur.

Matlabta aşağıdaki programlardan biri yazılarak sistem çözülmüştür:

1. `syms s t x`
2. `denklem='776.26*D(D(x))(t)+50530*x(t)=136.4-99.06*cos(0.3425*t)+62.93*sin(0.3425*t)-37.39*cos(2*0.3425*t)-47.58*sin(2*0.3425*t)';`
3. `donusum=laplace(denklem,t,s);`
4. `cozum=subs(donusum,{'laplace(x(t),t,s)', 'x(0)', 'D(x)(0)'}, {x, 0, 0})`
5. `X=solve(cozum,x)`

$$6. \quad x = \text{ilaplace}(X, s, t)$$

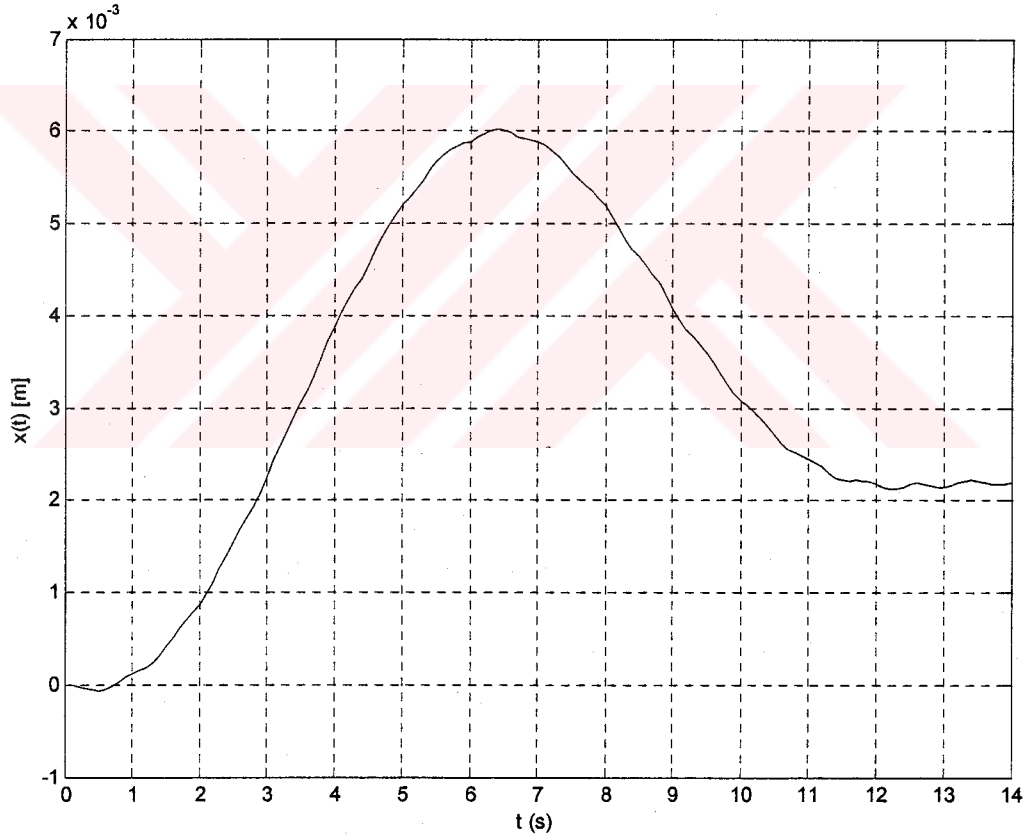
yada

$$S = \text{dsolve}('776.26*D2x = -50530*x - (136.4 - 99.06*\cos(0.3425*t) + 62.93*\sin(0.3425*t) - 37.39*\cos(2*0.3425*t) - 47.58*\sin(2*0.3425*t))', 'x(0)=0', 'Dx(0)=0')$$

$$X = S*x$$

Bu çözüme göre titreşim genliği fonksiyonu

$$X(t) = 0.27e-2 - 0.745e-3*\cos(0.685*t) - 0.95e-3*\sin(0.685*t) - 0.197e-2*\cos(0.3425*t) + 0.125e-2*\sin(0.3425*t) + 1e-5*\cos(8.0681*t) + 0.28e-4*\sin(8.0681*t) \text{ dir. (Şekil 3.14)}$$



Şekil 3.14 Genliğin zamana göre değişimi

Rezonans kontrolü:

Sistemin doğal frekansı

$$w_n = \sqrt{\frac{k_p}{m}} = \sqrt{\frac{50530}{776.26}} = 8.07 \text{ rd/s}$$

'dir.

Sistemin zorlayıcı frekansları ise F(t) fonksiyonunda görüldüğü gibi

$v_1 = 0.3425 \text{ rd/s}$ ve $v_2 = 0.685 \text{ r/s}$ 'dir.

$$\frac{v_1}{w_n} = \frac{0.3425}{8.07} = 0.04 \quad , \quad \frac{v_2}{w_n} = \frac{0.685}{8.04} = 0.08$$

Her iki sonuca göre sistem Şekil 3.5 de görüldüğü gibi rezonans altı bölgede çalışmaktadır.

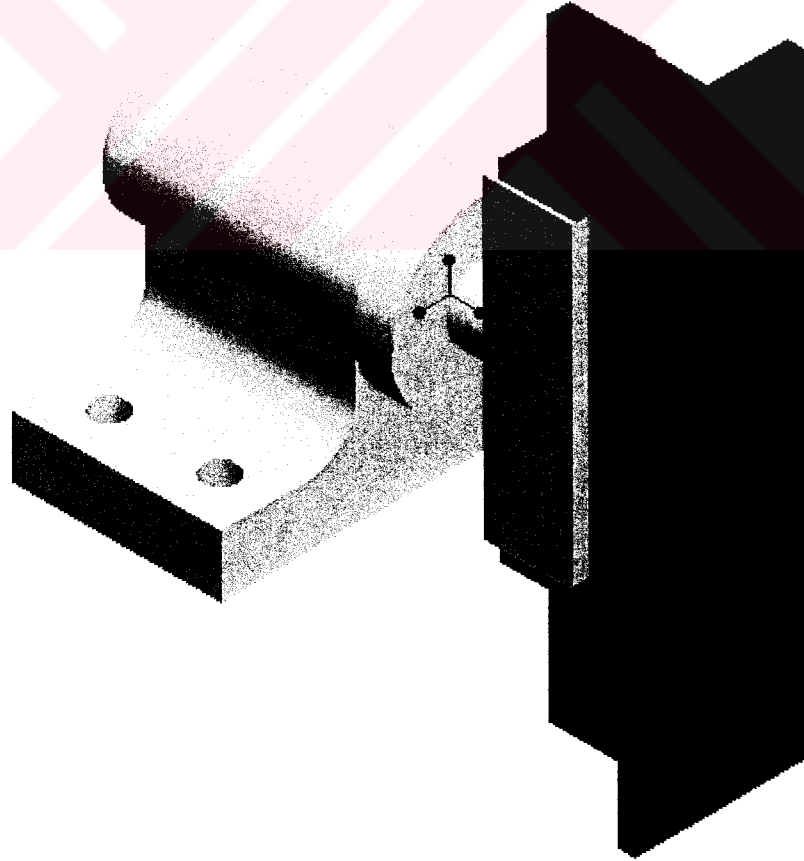


3.1.2 Patenlerde meydana gelen aşınmadan doğan titreşimlerin incelenmesi

Kabin ve karşı ağırlık kılavuz raylarının patenler ile alt ve üst kısımdan kılavuzlanmakta ve kılavuzlama yapan patenlerin kayan, dönen veya tekerlekli olmak üzere 3 çeşit olduğu daha önce belirtilmişti.

Kayan patenler, 2 m/s altındaki orta ve düşük hızda çalışan asansörlerde kullanılmaktadır. Döner patenler ve tekerlekli patenler ise yüksek hız ve titreşimsiz seyahatler için geliştirilmiştir.

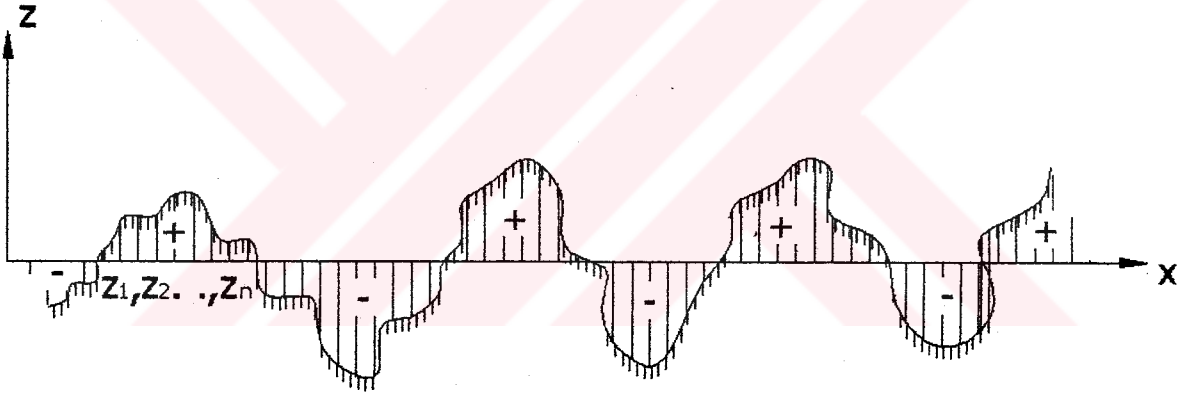
Ülkemizde mevcut bulunan asansör tesislerinin büyük çoğunluğu 2 m/s altındaki hızlarda seyahate izin veren tesislerdir. Haliyle büyük çoğunlukla kullanılan paten cinsi kayar paten cinsidir. Kayar paten kılavuz raylara Şekil 3.15 'deki gibi kılavuzlanır. Bununla beraber kayar patenler fiyatları bakımından da diğer patenlere göre çok daha fazla kullanım alanı bulmuştur.



Şekil 3.15 Paten ray bağlantısı

Kayar patenler, kayma süresi boyunca kabin hareketine ilave bir kuvvet yaratmakta ve kılavuz raylara sabit basınç uygulamaktadır. Ray ve patenler, birbirine göre izafi olarak hareket ettiklerinden raylar, patenin aşınmasına sebep olur. Bunun sebebi, rayların çekme gerilmesi $\sigma_c = 370 \text{ n/mm}^2 - 520 \text{ N/mm}^2$ arasında olan yapı çeliklerinden, patenin ise neopran veya benzeri özellikte plastik esaslı malzemeden imal edilmesidir. Her ne kadar patenlere aşınmaya dayanıklılığı arttırmak ve daha uzun ömür sağlamak için molibdendisülfat ilave edilirse, paten, yüzey sertliği $3,2 \mu\text{m} < R_a < 6,3 \mu\text{m}$ arasında değişen raylar karşısında aşınmaya maruz kalır.

Bu aşınan yüzeylerin profili, bir profilometre yardımı ile tek düzlemde elde edilirse Şekil 3.16 'deki gibi yüzey inişli çıkışlı bir grafik halinde görülür. Profilometre ile elde edilmiş yüzey, aşağıda furye analizi yardımı ile sinüzoidal dalgalar şekline dönüştürülmüş ve bu denkleme göre meydana gelecek titreşim genlikleri hesaplanmıştır.



Şekil 3.16 Yüzey profili (Bozacı,2003)

Örnek Hesap:

Öncelikle TS 971 e göre alınan 25 mm yüzey uzunluğundaki bir numunenin Autocad programında aşınan yüzeyinin profili çıkartılmış daha sonra Çizelge 3.9 'de gösterilen değerlere göre Matlab programında uygun fourier serisi geçirilmiştir.

$$m \cdot \ddot{x} + k_p \cdot x = F(t) \quad (3.17)$$

$$F(t) = a_0 + a_1 \cdot \cos(vt) + b_1 \cdot \sin(vt) + a_2 \cdot \cos(2vt) + b_2 \cdot \sin(2vt) + a_3 \cdot \cos(3vt) + b_3 \cdot \sin(3vt) \quad (3.18)$$

$$a_0 = 0.5852$$

$$a_1=0.0706$$

$$b_1=0.2889$$

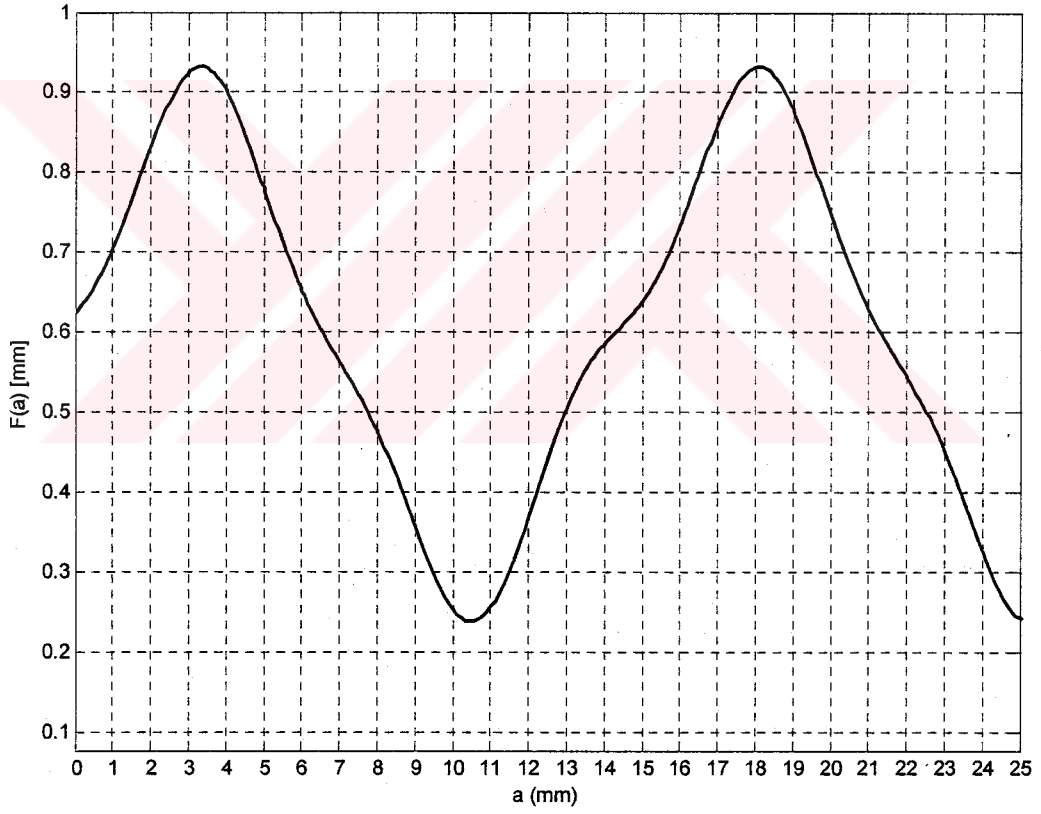
$$a_2=-0.006$$

$$b_2=-0.01$$

$$a_3=-0.02$$

$$b_3=-0.04$$

$$v=0.4258$$



Şekil 3.17 F(a) fonksiyonu

Zorlayıcı kuvvet paten yaylarına etkidüğinden (3.17) denkleminde yay katsayısı olarak 3.1.1 bölümünden

$$k_p = \frac{G * d^4}{8 * D_0^3 * i} = \frac{83000 * 3.2^4}{8 * 13.91^3 * 8} = 50.53 \text{ N/mm}$$

alınmıştır. Bu durumda (3.17) denkleminde değerler yerine yazılırsa

$$776.26 * \ddot{x} + 50.53 * x = 4.433 - 0.9993 * \cos(0.387t) - 0.1679 * \sin(0.387t) \\ + 0.046 * \cos(0.774t) + 0.06 * \sin(0.774t) - 0.15 * \cos(1.161t) - 0.016 * \sin(1.161t)$$

bulunur.

Bu denklemi çözdürmek için gerekli olan Matlab programları ise şöyledir:

1. `syms s a x`
 2. `denklem='776.26*D(D(x))(a)+50530*x(a)=0.5852+0.0706*cos(0.4258*a)+0.2889*s
in(0.4258*a)-0.006*cos(0.8516*a)-0.01*sin(0.8516*a)-0.02*cos(1.2774*a)-
0.04*sin(1.2774*a)';`
 3. `donusum=laplace(denklem,a,s);`
 4. `cozum=subs(donusum,{'laplace(x(a),a,s)','x(0)','D(x)(0)'},{x,0,0});`
 5. `X=solve(cozum,x)`
 6. `x=ilaplace(X,s,a).`
1. `S=dsolve('776.26*D2x=-50530*x-
(0.5852+0.0706*cos(0.4258*a)+0.2889*sin(0.4258*a)-0.006*cos(0.8516*a)-
0.01*sin(0.8516*a)-0.02*cos(1.2774*a)-0.04*sin(1.2774*a))','x(0)=0','Dx(0)=0')`
 2. `x=S*x`

Çözüm olarak titreşim genliği fonksiyonu

$$X(a) = 0.116e-4 - 0.12e-6 * \cos(0.8516*a) - 0.2e-6 * \sin(0.8516*a) - 0.153e-6 * \sin(8.0681*a) - 0.12e-4 * \cos(8.0681*a) + 0.14e-5 * \cos(0.4258*a) + 0.57e-5 * \sin(0.4258*a) - 0.41e-6 * \cos(1.2774*a) - 0.812e-6 * \sin(1.2774*a) \text{ bulunmuştur.}$$

Bu çözüme göre titreşim genliği ile zaman grafiği ise Şekil 3.18 'te gösterilmiştir.

Rezonans kontrolü:

Sistemin doğal frekansı

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{50530}{776.26}} = 8.068 \text{ rd/s}$$

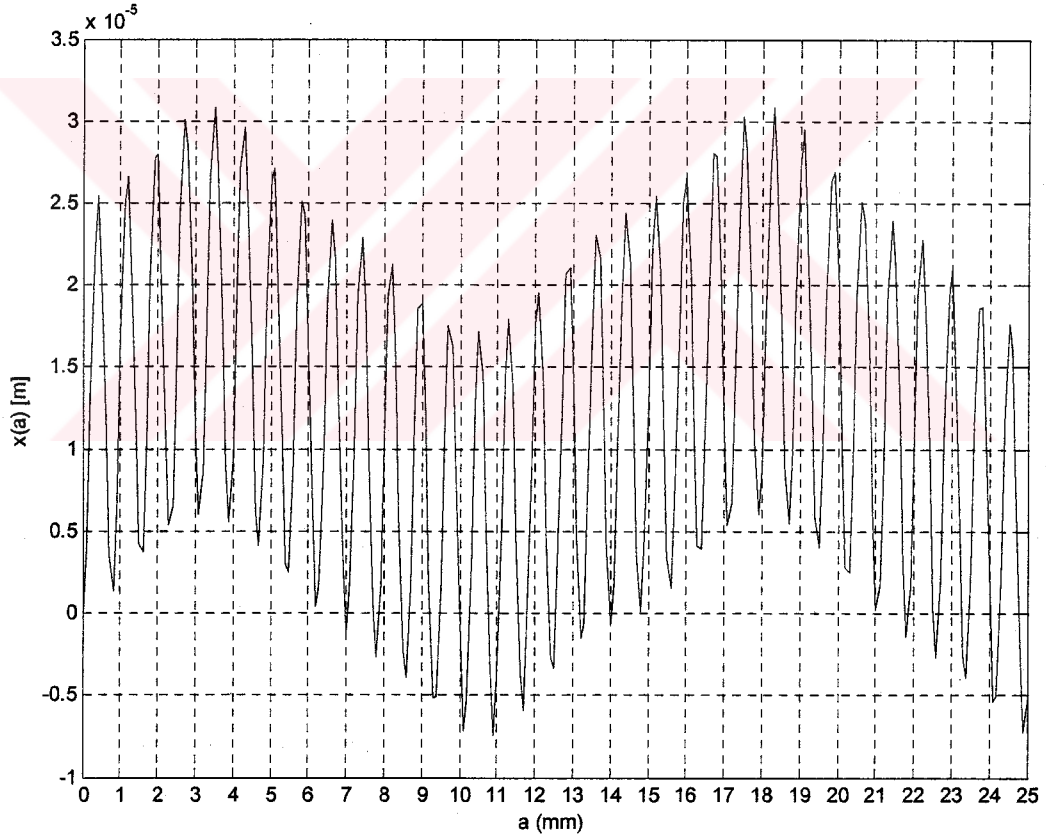
2.2 bölümünde bulunmuştu.

Zorlayıcı frekans

$v=0.387 \text{ rd/s}$ olduğundan

$$\frac{v_1}{w_n} = \frac{0.4258}{8.068} = 0.053, \quad \frac{v_2}{w_n} = \frac{0.8516}{8.068} = 0.106, \quad \frac{v_3}{w_n} = \frac{1.2774}{8.068} = 0.158$$

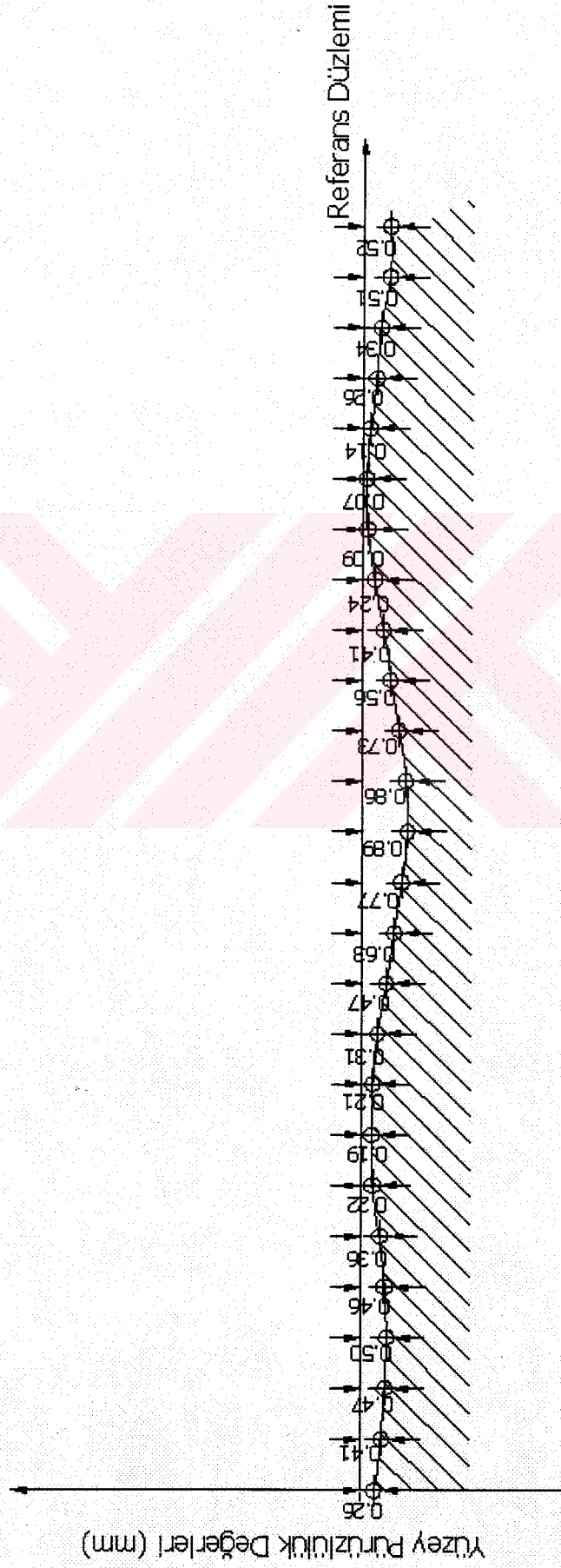
sistem rezonans altı bölgede çalışmaktadır.



Şekil 3.18 Titreşim genliği-yüzey grafiği

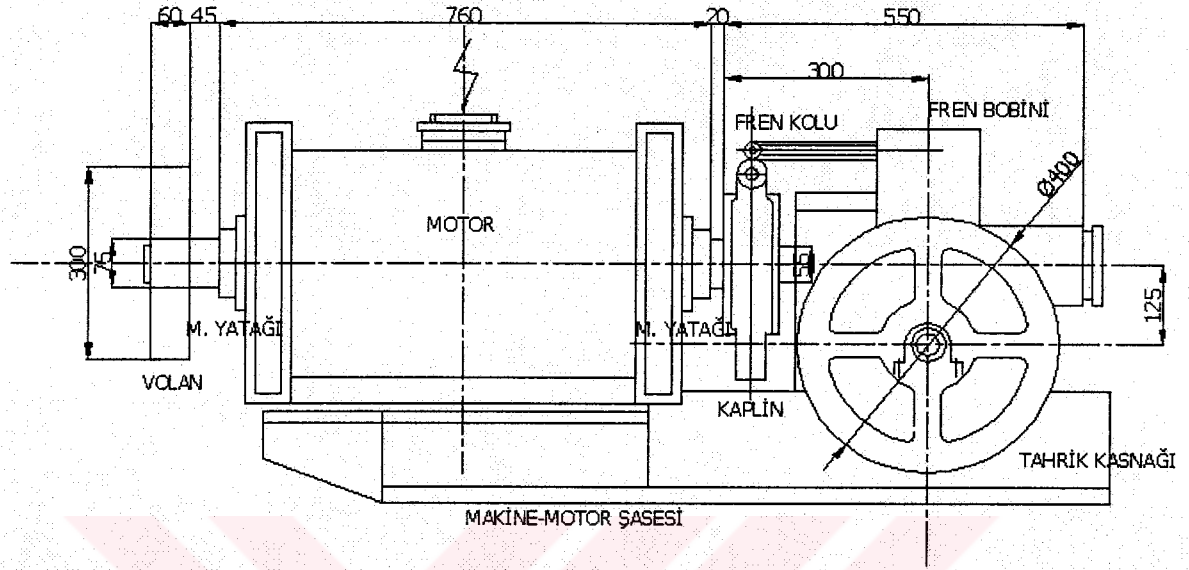
Çizelge 3.9 Yüzey pürüzlülük değerleri

Numune uzunluğu (a) [mm]	Autocad değerleri [mm]	Uydurulan eğri değerleri F(a) [mm]
0	0.26	0.62
1	0.41	0.70
2	0.47	0.83
3	0.50	0.92
4	0.46	0.90
5	0.36	0.78
6	0.22	0.65
7	0.19	0.56
8	0.21	0.47
9	0.31	0.35
10	0.47	0.25
11	0.63	0.25
12	0.77	0.37
13	0.89	0.50
14	0.86	0.58
15	0.73	0.64
16	0.56	0.73
17	0.41	0.86
18	0.24	0.93
19	0.09	0.88
20	0.07	0.75
21	0.14	0.62
22	0.26	0.54
23	0.34	0.45
24	0.51	0.35
25	0.52	0.24



Şekil 3.19 Autoca yüzey profili

3.2 Asansör tahrik bölümünün (motor-makina) incelenmesi



Şekil 3.20 Asansör tahrik grubu

Şekil 3.20 'de görüldüğü gibi asansörün tahrik sistemi genel olarak beton bir zeminden oluşan makine motor şasesi üstüne oturmuş asansöre tahrik gücünü veren bir motor ile motor milini dengelemek için kullanılan volan, motor mili ile sonsuz dişli milini birbirine bağlayan kaplin ve sonsuz dişli mekanizmasından oluşur. Makine motor bölümünde oluşabilecek bir titreşim makine motor şasesinden direkt olarak tahrik kasnağına, buradan da halatlar vasıtası ile kabine gider.

3. bölümünün başında da belirtildiği gibi asansör tahrik bölümünde titreşim yaratacak 3 temel parça vardır. Bu parçalar volan, kaplin ve sonsuz dişli mekanizmasıdır. Volan ile kaplinden oluşabilecek titreşimler aynı türdendir ama sonsuz dişli mekanizmasından farklı bir titreşim oluşur.

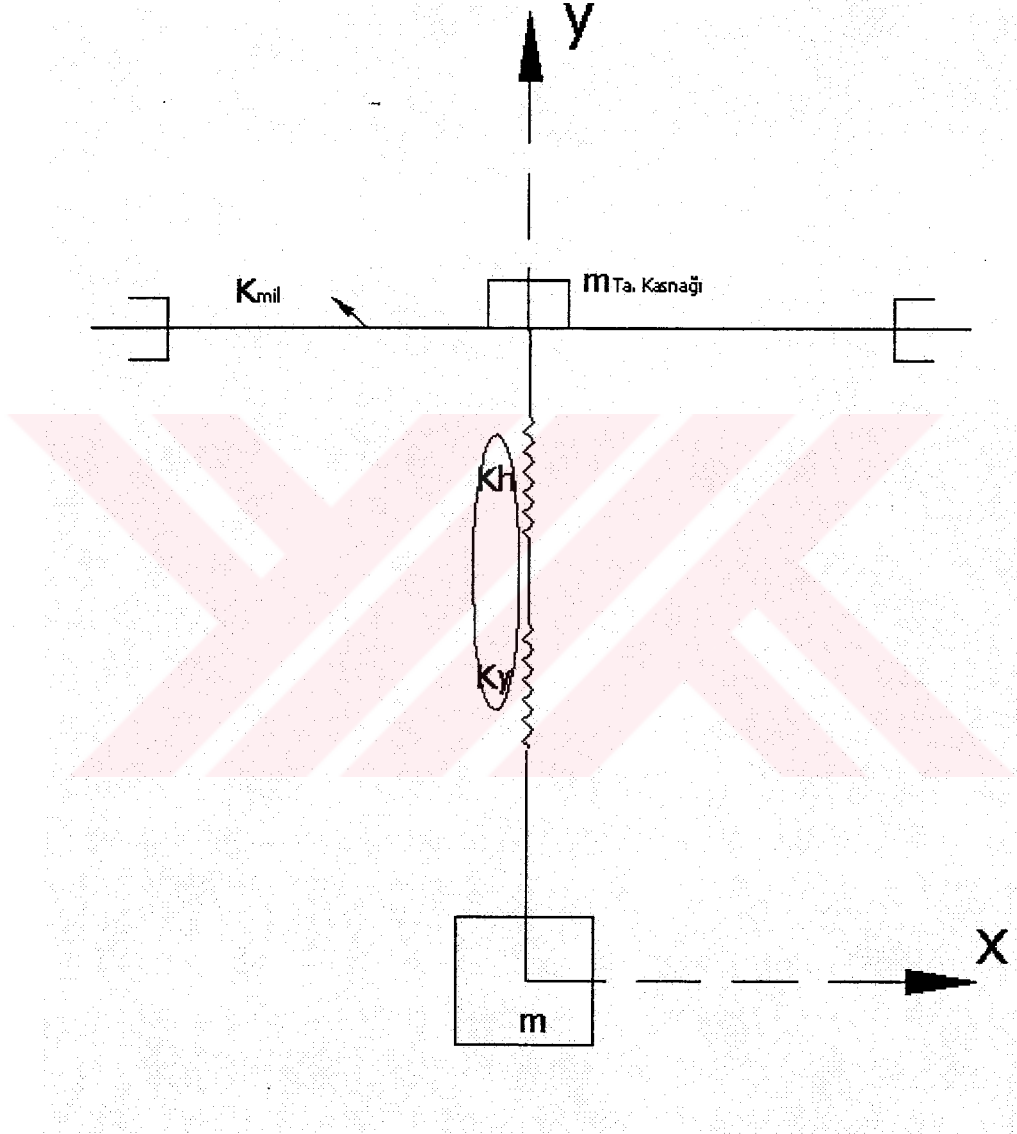
Volan veya kaplinden oluşabilen titreşim ağırlık merkezinin dönme eksenini farklı eksende bulunması sebebiyle oluşan eksen kaçıklıklarından meydana gelir.

Sonsuz dişli mekanizmasında meydana gelecek titreşim ise dişlilerden herhangi birinin aşınması ve açısının bozulması sebebiyle olur.

Aşağıdaki bölümlerde bu temel elemanlardan kısaca bahsedilmiş olup yarattıkları titreşimler

lokal olarak örnek hesaplarla incelenmiştir. Ayrıca son bölümde ise bu elemanlardan oluşabilecek titreşimlerin aynı anda sisteme etkimesi durumu incelenmiştir.

Sistemin matematik modellenmesi

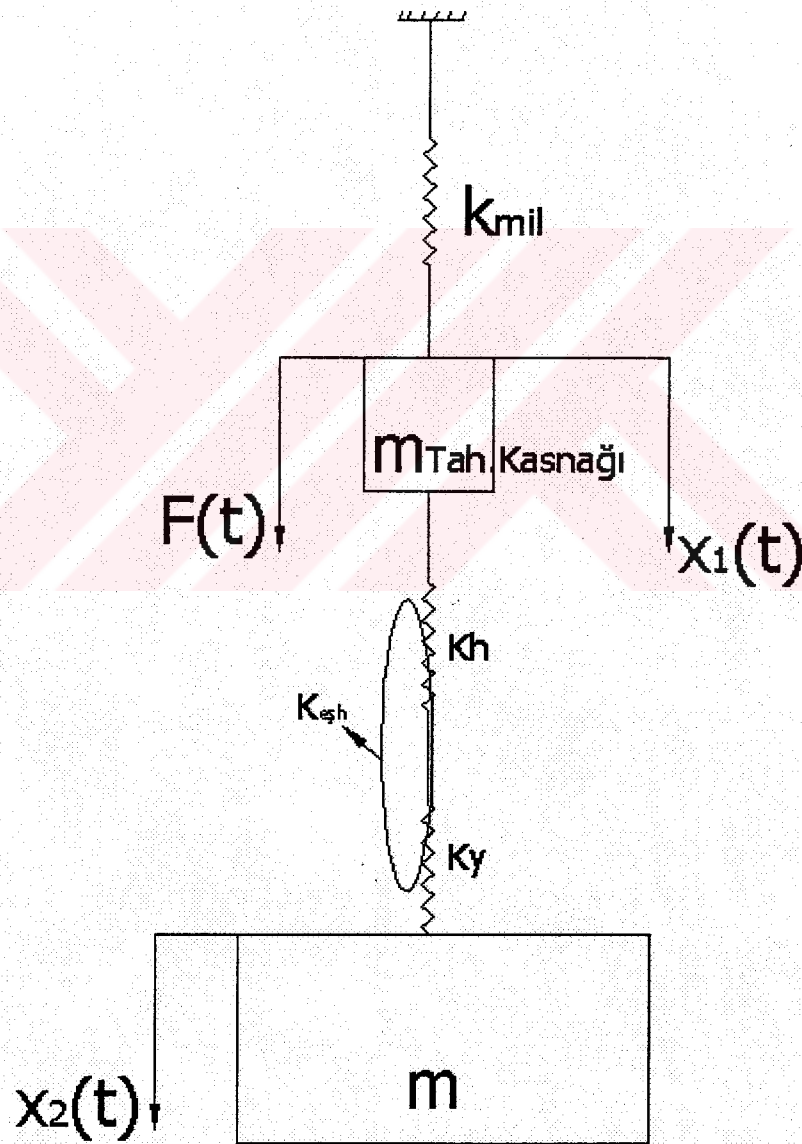


Şekil 3.21 Asansör tahrik bölümünün matematik modeli

Şekil 3.21 de gösterilen matematik modelde asansörün tahrik bölümünden(makina motor) meydana gelecek zorlayıcı kuvvet yukarıda anlatıldığı gibi beton bir zeminden oluşan makina motor şaşesinden direkt olarak mili zorlayacaktır. Bu durumda milde eğilme titreşimleri oluşacağı gibi halatlar vasıtasıyla kabinede titreşimler meydana gelecektir. Burada sistem iki farklı durum için incelenecek ve karşılaştırma yapılacaktır.

Birinci durumda ise sistemin gerçek hali düşünülerek çözüm yapılacaktır. Şekil 3.22 de sistemin gerçek hali için dinamik eşdeğer modeli gösterilmiştir. Bu durumda sistem iki serbestlik derecesine sahiptir. İkinci durumda ise sistemde tahrik kasnağı kütlesi $m_{Tah.Kasnağı}$ kabin kütesinden m çok küçük olduğundan ihmal edilerek sistem çözümü yapılacaktır. Şekil 3.23 de gösterilen sistemin dinamik eşdeğer modeline göre sistem tek serbestlik derecesine sahiptir.

1.Durum



Şekil 3.22 Sistemin gerçek hali

Şekil 3.22 de görülen iki serbestlik dereceli sistemler her kütleye ait bir tane olmak üzere iki hareket denkleminde sahiptir. Buna bağlı olarak sistemin iki doğal frekansı mevcuttur. Burada bulunan zorlayıcı kuvvete $F(t)$ olan, kaplin ve sonsuz dişliden meydana gelir ve aşağıdaki bölümlerde sayısal olarak bulunarak sistem incelenecektir.

Milin yay sabiti ise şöyle bulunmaktadır:

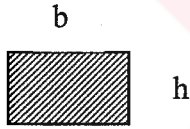
$$\delta_{st} = \frac{G * I^3}{3 * E * I} \quad (3.20)$$

'dır

E =Elastiklik modülü (daN/mm²)

I =Kesit atalet momenti (mm⁴)

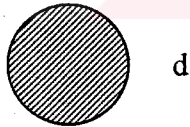
Kesit atalet momenti ise



Kesit dikdörtgen ise

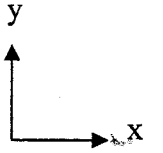
$$I_x = \frac{b * h^3}{12} \text{ (mm}^4\text{)}$$

$$I_y = \frac{h * b^3}{12} \text{ (mm}^4\text{)}$$



Kesit dairesel ise

$$I_x = I_y = \frac{\pi * d^4}{64} \text{ (mm}^4\text{)}$$



'dır. Bu durumda

$$G = m * g = k * \delta_{st} = k * x_{st}$$

olduğuna göre milin yay katsayısı

$$k = \frac{G}{\delta_{st}}$$

$$k = \frac{3 * E * I}{L^3} \text{ (N/mm)}$$

olarak bulunur.

Kesit atalet momenti kesit dairesel olduğu için

$$I_x = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 120^4}{64} = 10178760.2 \text{ mm}^4$$

$$E=210000 \text{ daN/mm}^2$$

Bu durumda milin yay sabiti

$$k_{mil} = \frac{3 * E * I}{L^3} = \frac{3 * 210000 * 10178760}{430^3} = 80654.77 \text{ daN/mm} = 806547.7 \text{ N/mm}$$

olur.

$$k_{eş} = 644.44 \text{ N/mm (Bölüm 3.1.1 de bulunmuştu.)}$$

Sistemin diferansiyel denkleminin çıkarılması:

$$m_{\text{Tah.kasnağı}} = m_1$$

$$m = m_2 \text{ olmak üzere}$$

sistemin iki diferansiyel denklemi mevcuttur.

1. $m_1 * \ddot{x}_1 = F(t) - k_{mil} * x_1$
2. $m_2 * \ddot{x}_2 = -(k_{eş})_h * (x_2 - x_1)$

Bu iki diferansiyel denklemi matris formunda yazarsak

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_{mil} & 0 \\ -(k_{eş})_h & (k_{eş})_h \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F(t) \\ 0 \end{pmatrix}$$

olur.

Burada sistemi açıklamak gerekirse; aşağıda örnek hesaplarla incelenecek olan volandan, kaplından veya dişliden ya da hepsinin aynı anda etkimesi durumunda oluşacak zorlayıcı kuvvet betondan meydana gelen makine motor şasesinden direkt olarak tahrik kasnağına etmektedir. Bu Şekil 3.22 de gösterilen sistemde zorlayıcı kuvveti tahrik kasnağı kütlesi $m_{\text{tah.kasnağı}}$ üzerinde göstermek mümkündür. Diferansiyel denklem sisteminde görüleceği gibi ikinci denklemde zorlayıcı kuvvet sıfırdır. Bu da kabin kütlelerinin serbest hareket yapması anlamına gelmektedir. Ama bu serbest hareket zorlayıcı kuvvetin etkisinden oluşmaktadır. Ayrıca diferansiyel denklem yazılırken eşdeğer halat yaylarının hem x_1 hem de x_2 hareketi altında bası ve çekiye zorlandığı görülmektedir. Sistemin iki serbestlik derecesi olduğundan

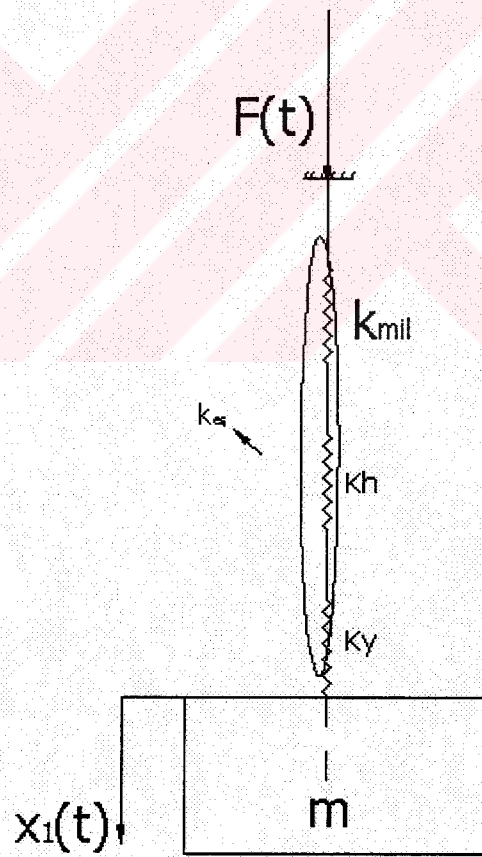
iki doğal frekansının olması doğaldır. Bu doğal frekaslar

$$w_{n_1} = \sqrt{\frac{k_{mil}}{m_1}}$$

$$w_{n_2} = \sqrt{\frac{(k_{es})_h}{m_2}}$$

olmaktadır. Birinci doğal frekans w_{n_1} sadece milin eğilme titreşimlerinden meydana gelir. İkinci doğal frekans ise halat kabin sisteminden oluşmaktadır.

2.Durum



Şekil 3.23 Sistemin tek serbestlik dereceli hali

Şekil 3.23 den de görülen sistemde tahrik kasnağı kütlesi ihmal edildiğinden iki serbestlik

dereceli sistem bir serbestlik dereceli sisteme dönüşmüştür. Bu durumda sistemin diferansiyel denklemi çıkarılmadan önce sistemde eşdeğer yay katsayılarının bulunması gerekir. Burada bulunan zorlayıcı kuvvete $F(t)$ volan, kaplin ve sonsuz dişliden meydana gelir ve aşağıdaki bölümlerde sayısal olarak bulunarak sistem incelenecektir.

Bu durumda sistemin eşdeğer yay katsayısı

Mil ile halat bölümü birbirlerine seri bağlı olduklarından

$$k_{es} = \frac{1}{\frac{1}{k_{mil}} + \frac{1}{k_y}}$$

olur.

Katlar arası zamanın kısa olması sebebiyle titreşim genlikleri asansörün son kattaki durumu gözönüne alınarak hesaplanacaktır.

Asansörün son kattaki eşdeğer yay katsayısı

$$k_{es} = \frac{1}{\frac{1}{k_{mil}} + \frac{1}{(k_{es})_h}} = \frac{1}{\frac{1}{806547.7} + \frac{1}{644.44}} = 643.92 \text{ N/mm}$$

olmaktadır.

Çizelge 3.10 de eşdeğer yay sabitleri gösterilmektedir. Eşdeğer yay katsayılarının da milin yay katsayısının çok büyük mertebede olduğu dikkate alınırsa sistemin ilk bölümünde anlatılan halat kabin sistemindeki eşdeğer yay katsayılarından farklı olmadığı görülmektedir. Çünkü eşdeğer halat ile mil birbirlerine seri bağlandıklarından değerleri milin yay katsayısının yüksek olmasından dolayı çok küçük mertebede değişir. Sistemin doğal frekansının da eşdeğer yay katsayısına bağlı olduğundan çok ufak mertebede değişmelidir. Bu durum aynı zamanda titreşim genliğinin de aşağıdaki bölümlerdeki grafiklerde görüleceği gibi çok ufak mertebelerde değiştiği saptanmıştır.

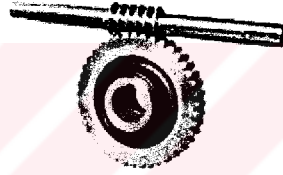
Çizelge 3.10 Eşdeğer yay katsayıları

Kat	t [s]	k_{mil} [N/mm]	$(k_{es})_h$ [N/mm]	k_{es} [N/mm]
Zemin kat	0	806547.7	566.91	562.95
	1		571.82	567.79
	1.4		574.81	570.74
	2		576.82	572.72
1. kat	2.8		580.89	576.74
	3		581.91	577.74
	3.5		584.49	580.28
	4		587.09	582.85
	4.2		588.14	583.88
	5		592.36	588.04
2.kat	5.6		595.57	591.20
	6		597.73	593.33
	6.5		600.45	596.01
	7		603.19	598.71
	7.5		605.96	601.44
	8	608.76	604.20	
3.kat	8.4	611.01	606.42	
	9	614.43	609.78	
	9.5	617.30	612.61	
	10	620.20	615.47	
	10.5	623.13	618.35	
4.kat	11.2	627.28	622.44	
	11.5	629.07	624.20	
	12	632.09	627.17	
	12.5	635.13	630.17	
	13	638.2	633.19	
	13.5	641.3	636.24	
5.kat	14	644.44	639.33	

3.2.1 Sonsuz Vida Mekanizmasında Diş Titreşim ve Analizi

Aşınması Sebebiyle Meydana Gelen

Sonsuz vida tahrik mekanizması, birbiri ile kesişmeyen ve aralarında (ekseriyetle 90° lik) bir açı bulunan iki mili bağlayan bir mekanizmadır. Sistem, bir civata ile somundan meydana gelmektedir. Bir civata aksenal ilerlemeksizin döner ve somun da dönemeyecek şekilde emniyete alınır, o takdirde somun bir öteleme (aksenal ilerleme) hareketi yapar. Şimdi somunun üst yarısı atılır ve alt yarısında ise, civatanın dönme ekseninden oldukça uzakta bir M noktası tespit edilirse, o zaman somun bu nokta etrafında bir dönme hareketi yapar. Sonsuz vidanın 360° lik bir dönüşünde, çarkta sonsuz vidanın ağız sayısı kadar diş dönmüş olur. Sonsuz vidanın ağız sayısı g ve sonsuz vida çarkının diş sayısı z ile gösterilirse çevrim oranı $i = g / z$ ile ifade edilir.



Şekil 3.24 Sonsuz dişli, [3]

Sonsuz vida, aynı profilde bir kremayera tekabül eder. Kremayerde profilin paralel hareketi, burada dönme ve dişlerin eğik durumu ile sağlanır. Buna göre sonsuz vida yerine bir grup kremayer alınabilir ve çarkın da bu kremayerlere tekabül eden diş profilleri genel diş kanunundan tayin edilir. Bütün bu kısmi çarkların hepsinin yuvarlanma daireleri aynı büyüklüktedir. Bundan anlaşılacağı üzere çark ortasının normal profili, kremayer ile tam bir kavrama durumunda olan bir dişli çarkın evolvent diş profilinden ibarettir. Diğer kesit düzlemlerine ait profiller ise tamamen başka şekiller arz etmektedir.

Bu sebeptendir ki, evolvent çarklarda eksenler mesafesindeki ufak montaj hatalarının işletmeye tesiri olmadığı halde, sonsuz vida mekanizmasında durum böyle değildir. Bilakis sonsuz vida mekanizması küçük montaj hatalarından dahi müteessir olur ve gayet itinalı bir şekilde yataklanması gerekir.

Çarkların diş kırılmasından ziyade hemen her zaman şiddetli aşınmalar yüzünden kullanılmaz hale geldikleri malum bir vakadır. Aşınma sebebi, kavrayan diş yüzeyleri arasındaki büyük

yüzey basıncı (plastik deformasyon) ve izafi kayma hareketidir.

Yukarıda anlatılan detaylar göz önüne alındığında aşınan dişlilerin çalışma sırasında titreşime neden olacağı açıktır. Aşağıda dişlilerin aşınması sebebi ile meydana gelen titreşimleri ve analizleri örnek hesaplamada belirtilmiştir.

Örnek Hesap:

Zorlayıcı kuvvet şöyle bulunmaktadır.

$$z_2 = \frac{n_1 * z_1}{n_2} = \frac{D}{m} \quad (3.21)$$

Sonsuz dişli ile karşılık eksenleri arasında uzaklık $R=125$ mm

Bu durumda $D=2*R=2*125=250$ mm olur

Modül $m=5$ olduğuna göre

Bu durumda z_2 diş sayısı 2.24 dekleminde

$$z_2 = \frac{D}{m} = \frac{250}{5} = 50$$

olur.

Çevrim oranı $i = \frac{1}{32}$ olduğuna göre sarı dişlinin devir sayısı 1 d/dak olduğunda tahrik kasnağı 32 d/dak olmaktadır.

Frekans ise

$$f = n_{\text{sarı}} * z_{\text{sarı}} \quad (3.22)$$

olur.

Zorlayıcı frekans (3.22) dekleminde

$$f = 1 * 50 = 50 \text{ darbe/dak} = 0.83 \text{ darbe/s} = 0.83 \text{ Hz}$$

olmaktadır

Zorlayıcı frekansta birim değişikliğine gidersek

$$\nu = 2 * \pi * f$$

(3.23)

$$\nu = 2 * \pi * 0.83 = 2.61 \text{ rd/s}$$

olur

$$N = \frac{(S * V)}{102 * \eta} = \frac{(181.05 * 1)}{102 * 0.3} = 5.92 \text{ Kw}$$

$$N = \frac{\pi * n}{30} * M_d = \frac{\pi * 1500}{30} * M_d = 5920$$

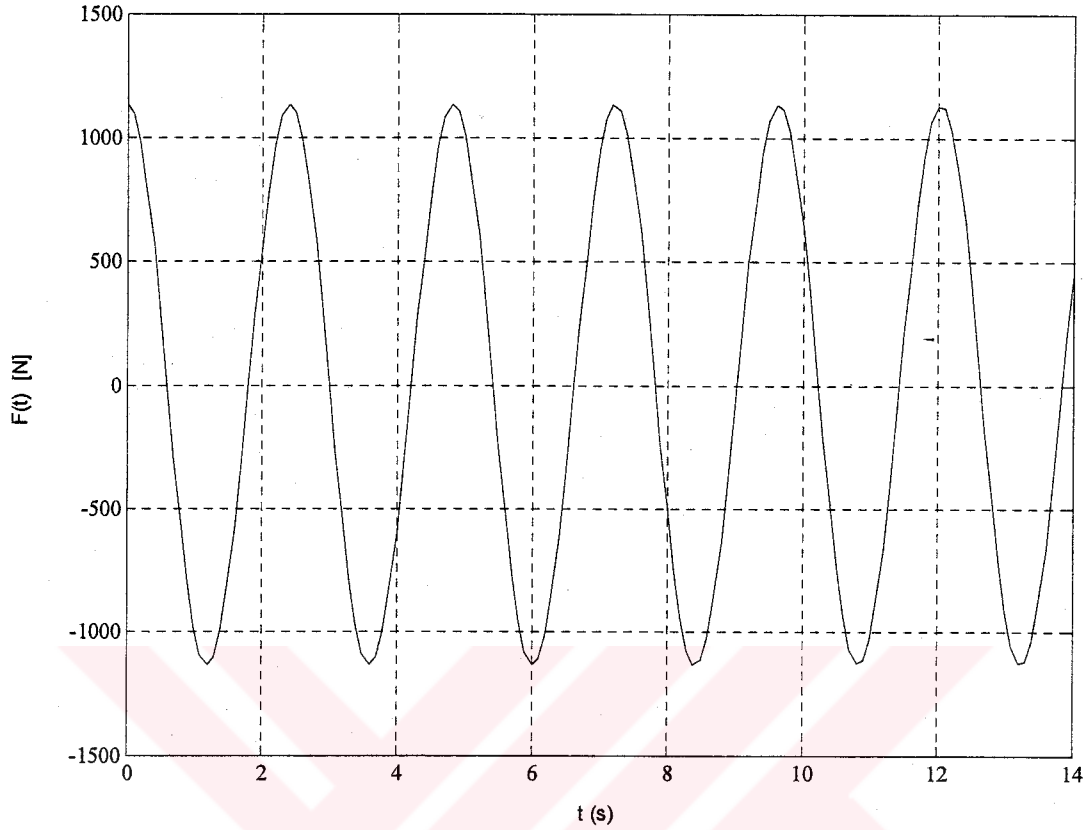
$$M_d = \frac{5920 * 30}{\pi * 1500} = 37.69 \text{ Nm}$$

$$F_c = \frac{M_d}{d/2} = \frac{37.69}{0.035} = 1134 \text{ N}$$

Burada bulunan çevre kuvveti sistemin zorlayıcı kuvveti olmaktadır. Dişlide oluşabilecek herhangi bir aşınma tüm sistemde periyodik olarak tekrar edecek bir titreşime sebep olacağından zorlayıcı kuvvetin harmonik olması gerekmektedir. Bu durumda zorlayıcı kuvvet

$$F(t) = 1134 * \cos(2.61t)$$

olur.



Şekil 3.25 F(t) fonksiyonu

Kabin 5. kata çıktığında aşağıdaki Matlab programı yazılarak titreşim genliğinin fonksiyonu 1.durum için buldurulmuştur.

İki dereceli diferansiyel denklem sistemleri aşağıdaki Matlabta yazılan programla çözdürülmüştür.

$$1. S=dsolve('5*D2x_1=-806547.7*x_1+1134*cos(2.61*t)', '776.26*D2x_2=-644.44*(x_2-x_1)', 'x_1(0)=0', 'Dx_1(0)=0', 'x_2(0)=0', 'Dx_2(0)=0')$$

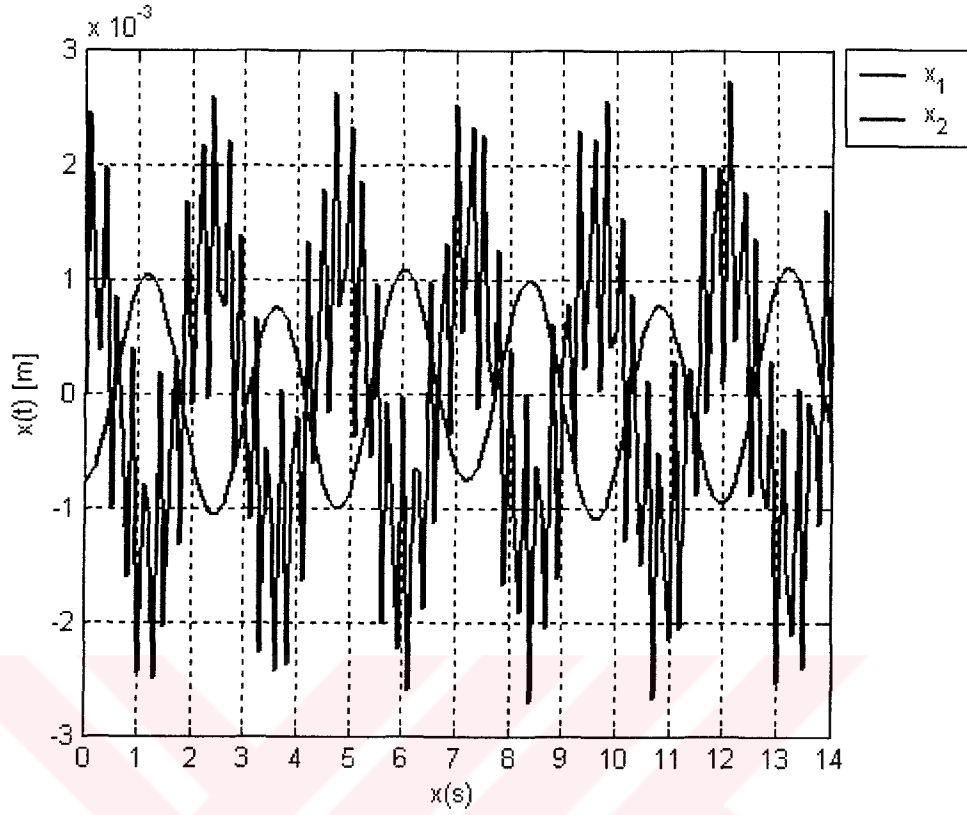
$$1. x_1=S.x_1$$

$$1. x_2=S.x_2$$

Buna göre sistemin genlik fonksiyonları şöyledir:

$$X_1(t)=-0.0014*\cos(401.6336*t)+0.0014*\cos(2.61*t)$$

$$X_2(t)=-0.9514e-3*\cos(2.62*t)+0.724e-8*\cos(401.6336*t)+0.195e-3*\cos(0.911*t)$$



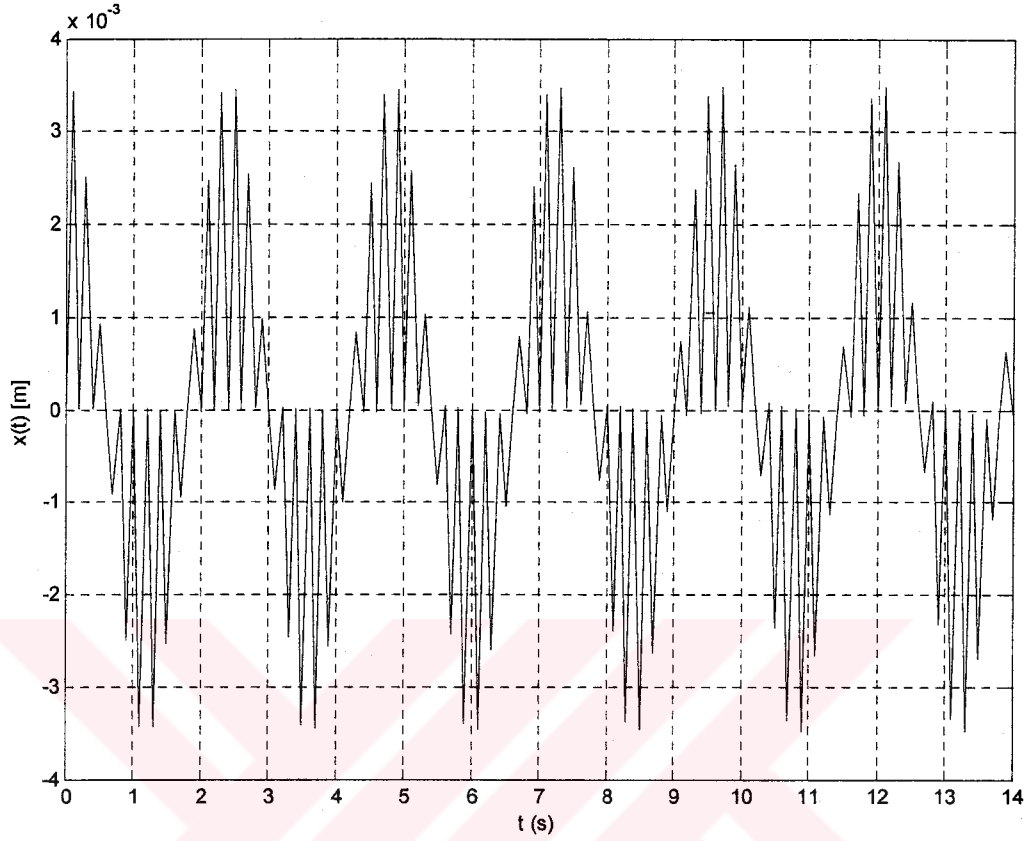
Şekil 3.26 Genlik Fonksiyonları

Kabin 5. kata çıktığında aşağıdaki Matlab programı yazılarak titreşim genliğinin fonksiyonu 2.durum için buldurulmuştur.

1. `syms s t x`
2. `denklem='776.26*D(D(x))(t)+643925*x(t)=1134*cos(2.61*t)';`
3. `donusum=laplace(denklem,t,s);`
4. `cozum=subs(donusum,{'laplace(x(t),t,s)','x(0)','D(x)(0)'},{x,0,0});`
5. `X=solve(cozum,x)`
6. `x=ilaplace(X,s,t)`

$x(t)=0.178e^{-2}*\cos(2.61*t)-.178e^{-2}*\cos(28.8*t)$ olmaktadır. (Şekil 3.24)

Genlik fonksiyonları her katta farklı bir değer almasına karşın zamanın çok kısa olması nedeniyle titreşimin olabilmesi için kabinin son kata çıktığı andaki durum incelenmiştir.



Şekil 3.27 Titreşim genliği fonksiyonu

Rezonans kontrolü:

Sistemin doğal frekansı yay katsayısının zaman bağılı değişmesinden dolayı her kata göre değişmektedir.

Zorlayıcı frekans ise denklem

$$\nu = 2 * \pi * 0.83 = 2.61 \text{ rd/s}$$

bulunmuştur.

5 kattaki doğal frekans ise

$$w_n = \sqrt{\frac{643925}{776.26}} = 28.8 \text{ rd/s}$$

$$\frac{\nu}{w_n} = \frac{2.61}{28.8} = 0.09 \text{ Son katta rezonans yoktur.}$$

3.2.2 Asansör Tahrik Motorundaki Volanın Ağırlık Merkezinde Eksenel Kaçıklık Olması Durumunda Meydana Gelen Titreşimler ve Analizleri

Alternatif akımlı asenkron motor en önemli tahrik makinesidir. Bu makinenin statoru, direkt şebekeye bağlı üç sargıyı (R,S,T) ihtiva etmekte ve üç ayrı fazdan dolayı bir mıknatısı döner alan meydana getirmektedir. Bu alanın dönme sayısı $n = \frac{60 * f}{p}$ ifadesi ile hesaplanır. Burada

f, alternatif akımın frekansı (ekseriya 50 / s), p ise kutup çifti sayısıdır.

Şimdi bu döner alanın içine dönebilir şekilde yataklanmış, homogen ve kapalı sargılı bir rotor yerleştirilirse, bu rotor dururken bir yanı kısa devre olan bir transformatör özelliği arz eder. Bu sebepten bilezikli rotorun akım devresine ilk hareket dirençleri sokulması gerekir. Dönen alanın endüksiyon hatları, rotor sargısının münferit iletkenlerini keser ve bunların içinde gerilmeler meydana getirir ki bu da rotoru döner alan yönünde harekete geçirir. Rotor hızlanır ve döner alanın hızını yakalamaya çalışır.

Asansör motoru bu hareket sırasında titreşim ve ivme düzgünsüzlükleri gösterir. İşte bu düzgünsüzlüklerden kurtulmak için motor milinin arka kısmına dönme düzgünsüzlüklerini küçültmek maksatıyla volan yerleştirilir. Kütle atalet momenti θ olan ve ω açısal hızı ile döner bir tekerlek $A = \frac{\theta * \omega^2}{2}$ kg.m lik bir kinetik enerjiye sahiptir. Volanı ω açısal hızına çıkartmak için ivme işi olarak bu kadar bir enerjinin sarfi gerekmektedir. Devir sayısı azaldığı veya motor tamamen dururken volan bu enerjinin bir kısmını veya tamamını geri verir.

Çember çapı, volana müsaade edilen çevre hızı ile tahdid edilmiştir.

Şayet yukarıda sözü edildiği gibi enerjiyi depo etmeye yarayan ve yavaşlama yahut duruş hallerinde enerjisini geri vermesi gereken volanın ağırlık merkezi volanın dönme merkezinde değilse bu durumda motorda titreşim meydana gelecektir. Motordaki bu titreşim kaplin vasıtası ile makineye, oradan tahrik kasnağına, oradan da tahrik kasnağı üzerinde bulunan taşıyıcı halatlara iletilecek, kabin bu titreşimlere endirekt olarak maruz kalacaktır.

Asansör makine-motor üreticileri günümüzde gelişen teknoloji ile birlikte mükemmele yakın üretim yapsalar da asansör elektrik motorunda işletim sırasında oluşabilecek arızalar volanın çıkarılmasını gerektirebilir. Genelde asansör makine dairelerinin küçük ve standartlara uygun olmayışı , motorun ağırlığının da hayli fazla olması asansör motorunun parçalara ayrılarak makine dairesinden indirilmesini gerektirebilir. Volanın ve kaplinin sökülerek tekrar yerine

takılması sırasında şayet volan veya kaplin mükemmel derecede merkezlenmezse o halde volan da eksen kaçıklığı olacak bu eksen kaçıklığıda aşağıda detaylı olarak hesabı yapılmış dinamik problemlere sebebiyet verecektir.

Örnek Hesap:

Şekil 3.20 de gösterilen asansörün tahrik sisteminde volanın ağırlık merkezi ile dönme merkezinin çakışması bir eksen kaçıklığına sebep olacak, bu eksen kaçıklığıda hem makina motor milinde hemde kabin –halat sisteminde titreşim yaratacaktır.

Volanda meydana gelen bu eksen kaçıklığı ise daha çok volanın çıkarılıp takılması sırasında veya dönmesi sırasında dönme eksenine yakın yerlerde parçaçık kopması (aşınma) ile gerçekleşir.

Bu eksen kaçıklığından doğacak kuvvet ise

$$F = m * e * \omega^2 \quad (3.24)$$

olur.

Bu örnek hesapta volan Pro Engineer programında simüle edilip eksen kaçıklığı bulunmuştur.

Buna göre volanın eksen kaçıklıkları

$$e_x = 0.0065 \text{ m}$$

$$e_y = 0.0084 \text{ m}$$

bulunmuştur.

Bu durumda denklem (3.24) 'e göre

$$F_x = m * e_x * \omega^2 = 10.4 * 0.0065 * 157.08^2 = 1667.97 \text{ N}$$

$$F_y = m * e_y * \omega^2 = 10.4 * 0.0084 * 157.08^2 = 2155.53 \text{ N}$$

Bu durumda bileşke kuvvet

$$F = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2}$$

$$F = \sqrt{(1667.97)^2 + (2155.53)^2} = \sqrt{1667.97^2 + 2155.53^2} = 2725.52 \text{ N}$$

Volanda meydana gelen eksen kaçıklığı sürekli olduğuna göre zorlayıcı kuvvetin harmonik olması gerekmektedir

Zorlayıcı frekans ise

$$\nu = \frac{\pi * n}{30} \quad (3.25)$$

dir

n:Milin devir sayısı (d/dak)

Milin devir sayısının bölüm 2.1'de $n=1500$ d/dak olduğu belirtilmişti. Bu durumda zorlayıcı frekans denklem (3.25)'e göre

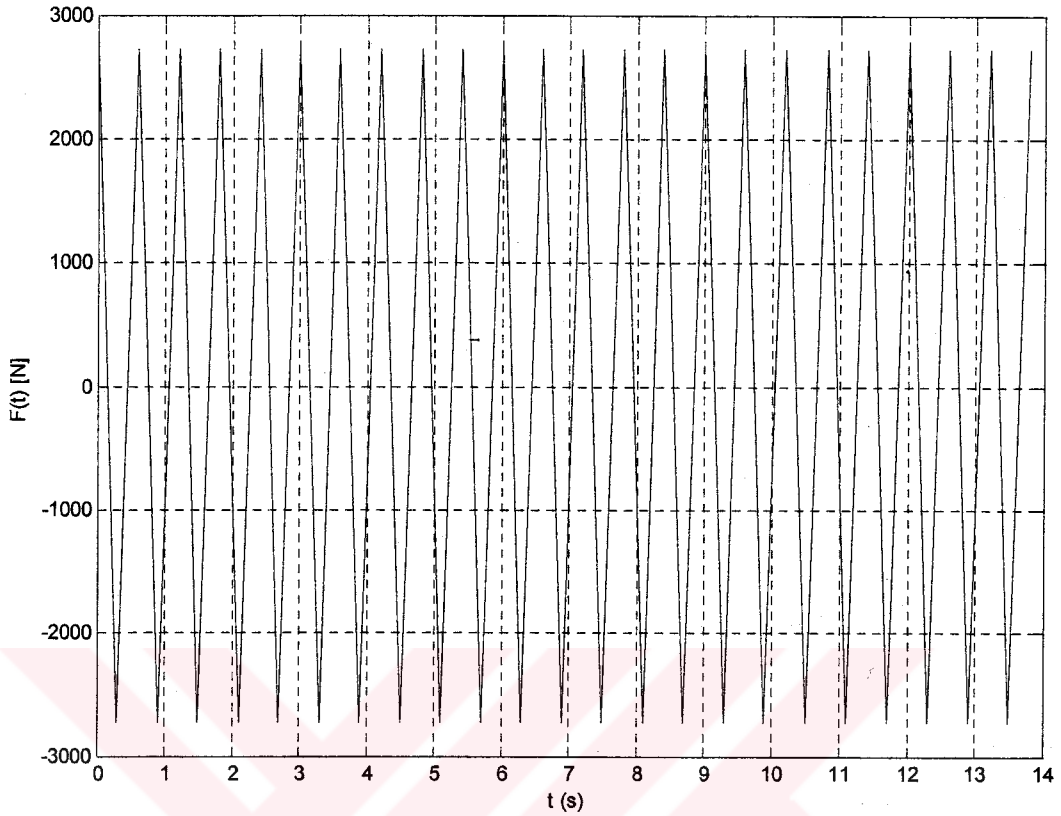
$$\nu = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 1500}{30} = 157.08 \text{ rd/s}$$

olur

Volanda meydana gelen eksen kaçıklığı sürekli olduğuna göre zorlayıcı kuvvetin harmonik olması gerekmektedirBuna göre zorlayıcı kuvvet

$$F(t) = 2725.52 * \cos(157.08t)$$

olur.Zorlayıcı kuvvetin grafiği Şekil 3.28 te gösterilmiştir.



Şekil 3.28 F(t) fonksiyonu

Kabin 5. kata çıktığında aşağıdaki Matlab programı yazılarak titreşim genliğinin fonksiyonu 1.durum için buldurulmuştur

İki dereceli diferansiyel denklem sistemleri aşağıdaki Matlabta yazılan programla çözdürülmüştür.

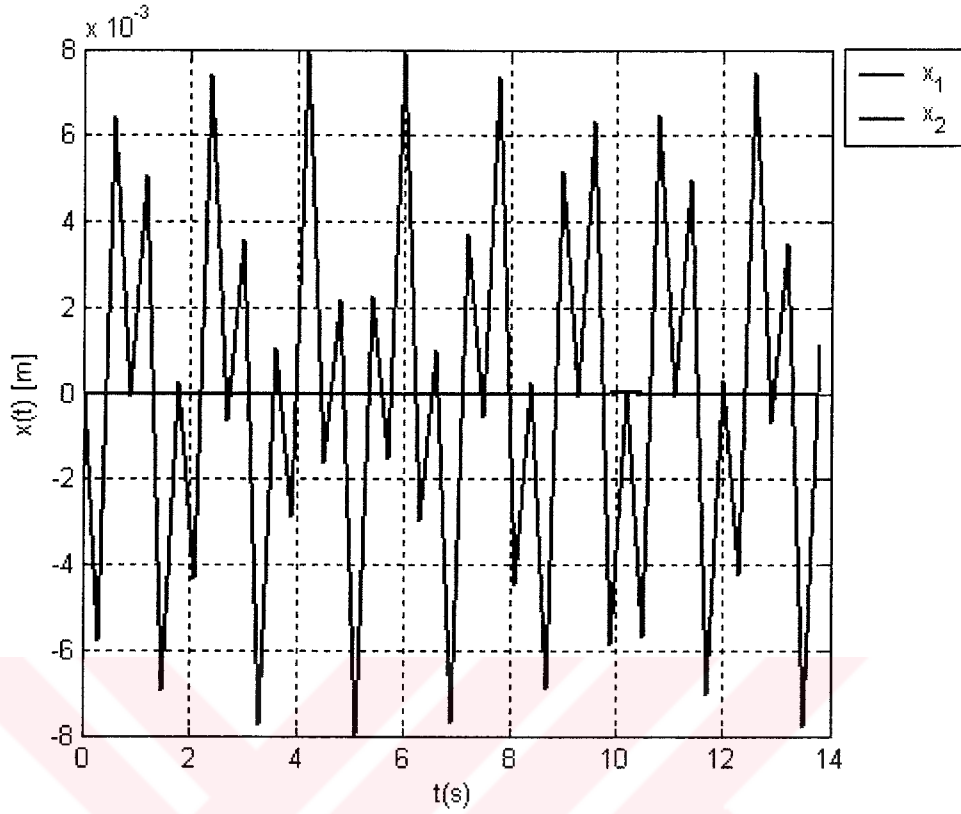
1. $S = dsolve('5*D2x_1 = -806547.7*x_1 + 2725.52*cos(157.08*t)', '776.26*D2x_2 = -644.44*(x_2 - x_1)', 'x_1(0) = 0', 'Dx_1(0) = 0', 'x_2(0) = 0', 'Dx_2(0) = 0')$
2. $x_1 = S.x_1$
3. $x_2 = S.x_2$

Buna göre sistemin genlik fonksiyonları şöyledir:

$$X_1(t) = -0.004*cos(401.6336*t) + 0.004*cos(157.08*t)$$

$$X_2(t) = -0.114e^{-6} \cos(0.911t) + 0.21e^{-6}$$

$$7 \cos(401.6336t) - 0.13e^{-6} \cos(157.08t)$$



Şekil 3.29 Genlik Fonksiyonları

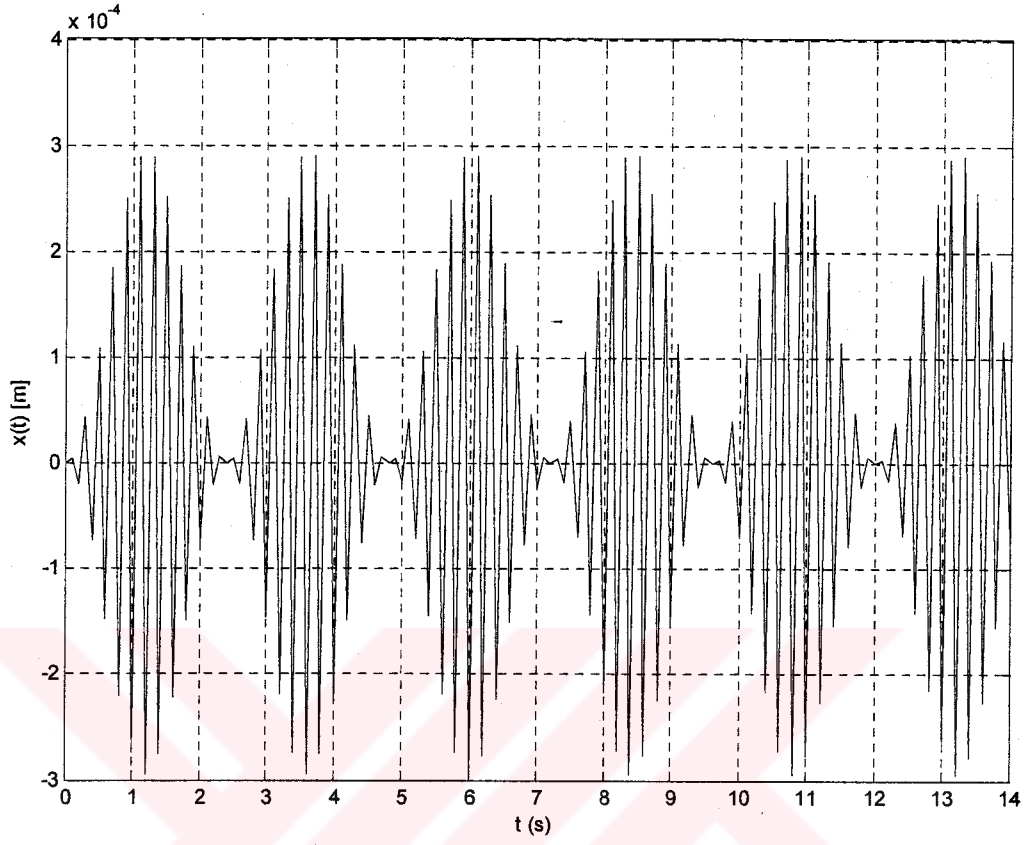
Kabin 5. kata çıktığında aşağıdaki Matlab programı yazılarak titreşim genliğinin fonksiyonu 2.durum için buldurulmuştur.

1. `syms s t x`
2. `denklem='776.26*D(D(x))(t)+643925*x(t)=2725.52*cos(157.08*t)';`
3. `donusum=laplace(denklem,t,s);`
4. `cozum=subs(donusum,{'laplace(x(t),t,s)','x(0)','D(x)(0)'},{x,0,0});`
5. `X=solve(cozum,x)`
6. `x=ilaplace(X,s,t)`

Çözüm fonksiyonu

$$x(t) = 0.147e^{-3} \cos(28.8t) - 0.147e^{-3} \cos(157.08t)$$

bulunmuştur. (Şekil 3.30)



Şekil 3.30 Titreşim genliği fonksiyonu

3.2.3 Kaplinden Meydana Gelecek Titreşimlerin İncelenmesi

Asansör tahrik grubunda kullanılan kaplin hakkında detaylı bilgi bölüm 1.2.5 te verilmişti. Kaplinin herhangi bir sorundan dolayı ayarsızlığı iki mil arasında bir eksen kaçıklığı meydana getirecek, buda sistemde titreşim yaratacaktır.

Örnek Hesap:

Bu eksen kaçıklığından doğacak kuvvet ise

$$F = m * e * \omega^2 \quad (3.26)$$

olur..

Buna göre kaplinden doğan eksen kaçıklığı

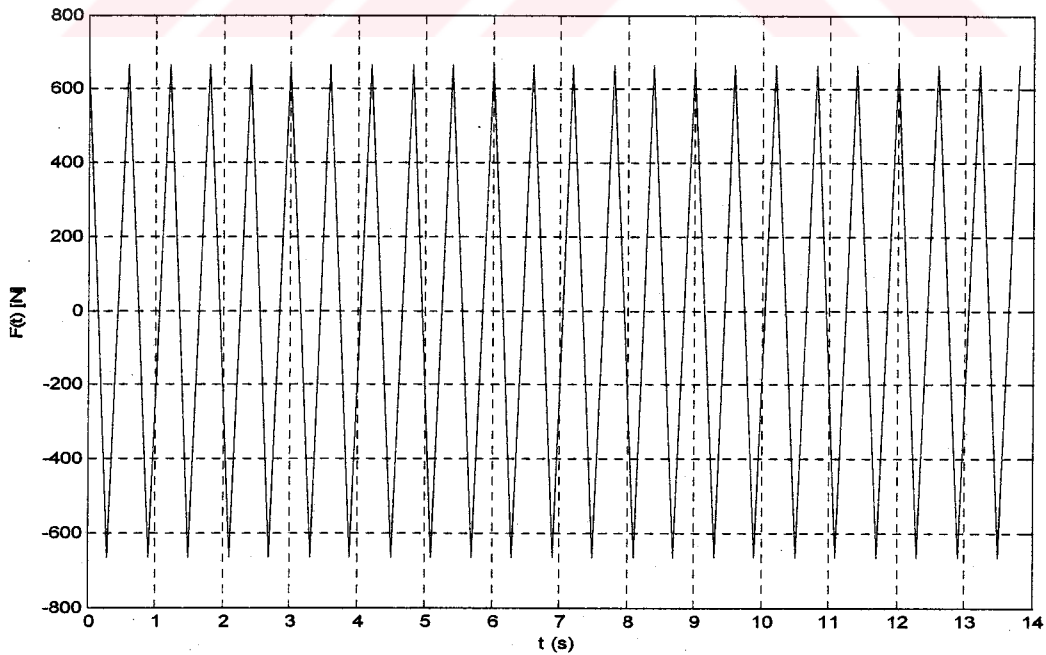
$$e = 0.0045 \text{ m}$$

bulunmuştur. Bu durumda denklem (3.26) 'e göre

$$F = m * e * \omega^2 = 6 * 0.0045 * 157.08^2 = 666.2 \text{ N}$$

Bu durumda zorlayıcı kuvvet ise

$$F(t) = 666.2 * \cos(157.08t)$$



Şekil 3.31 F(t) fonksiyonu

İki dereceli diferansiyel denklem sistemleri aşağıdaki Matlabta yazılan programla çözdürülmüştür.

$$1. S = dsolve('5*D2x_1 = -806547.7*x_1 + 2725.52*cos(157.08*t)', '776.26*D2x_2 = -644.44*(x_2 - x_1)', 'x_1(0) = 0', 'Dx_1(0) = 0', 'x_2(0) = 0', 'Dx_2(0) = 0')$$

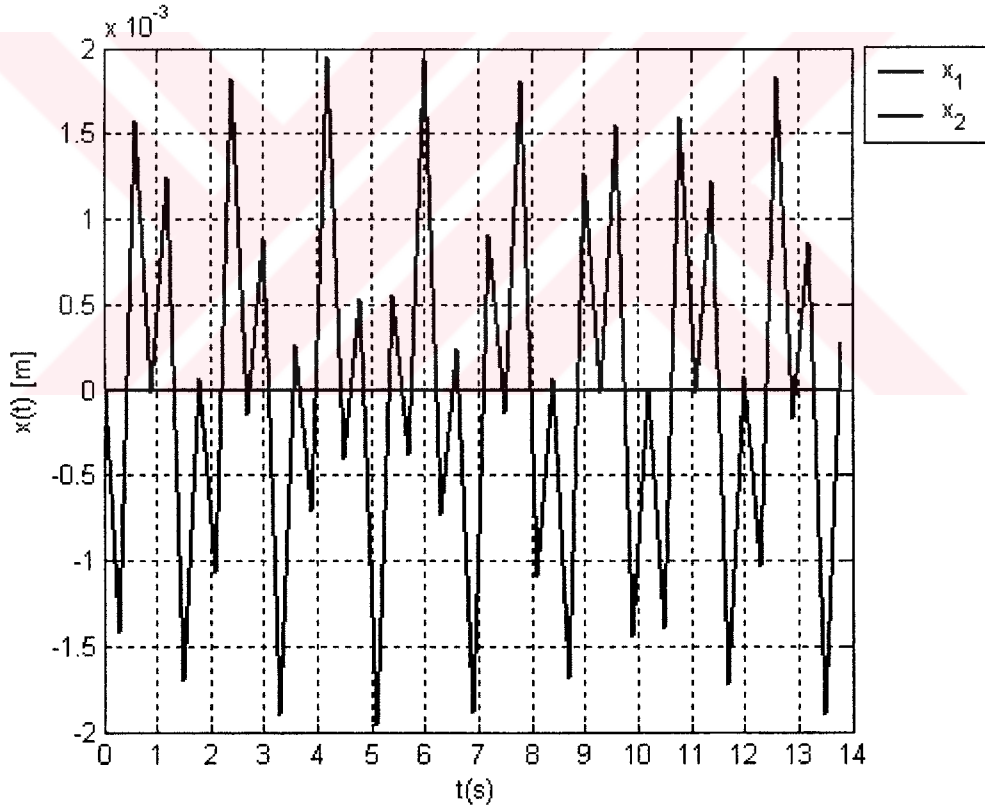
$$2. x_1 = S.x_1$$

$$3. x_2 = S.x_2$$

Buna göre sistemin genlik fonksiyonları şöyledir.

$$X_1(t) = -0.98e-3*cos(401.6336*t) + 0.98e-3*cos(157.08*t)$$

$$X_2(t) = -0.28e-7*cos(0.911*t) + 0.5e-8*cos(401.6336*t) - 0.328e-7*cos(157.08*t)$$



Şekil 3.32 Titreşim genlikleri fonksiyonu

$$1. syms s t x$$

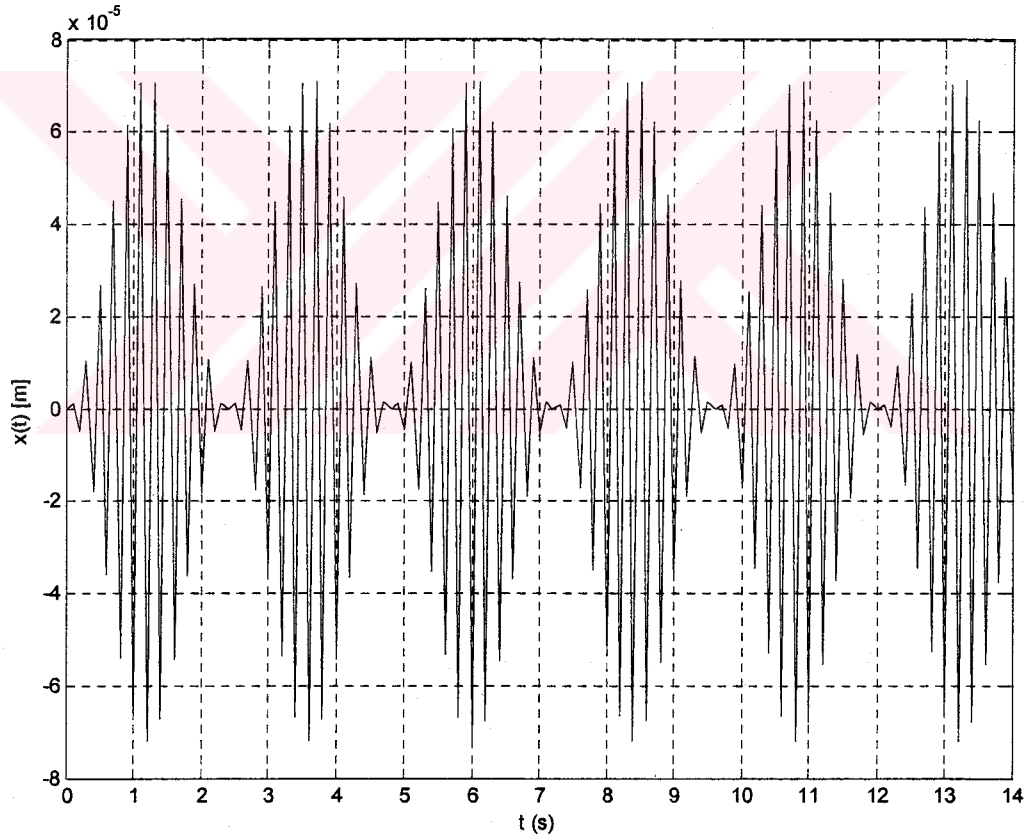
$$2. denklem = '776.26*D(D(x))(t) + 643925*x(t) = 666.2*cos(157.08*t)';$$

3. $donusum=laplace(denklem,t,s);$
4. $cozum=subs(donusum,\{laplace(x(t),t,s)',x(0)',D(x)(0)'\},\{x,0,0\});$
5. $X=solve(cozum,x)$
6. $x=ilaplace(X,s,t)$

Buradan genlik fonksiyonu

$$X(t)=0.356e-4*\cos(28.801*t)-0.356e-4*\cos(157.08*t)$$

olmaktadır.



Şekil 3.33 Titreşim genliği fonksiyonu

Rezonans kontrolü:

Zorlayıcı frekans ise (3.25) denkleminde

$$\nu = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 1500}{30} = 157.08 \text{ rd/s}$$

bulunmuştur.

5 kattaki doğal frekans ise

$$\omega_n = \sqrt{\frac{639330}{776.26}} = 28.7 \text{ rd/s}$$

olur.

$$\frac{\nu}{\omega_n} = \frac{157.08}{28.7} = 5.47$$

Son katta rezonans yoktur.

3.2.4 Tahrik Grubu Elmanlarının Aynı Anda Etkimesi Durumunda Meydana Gelecek Titreşimlerin İncelenmesi

Sistemin ana denklemini

$$m \cdot \ddot{x} + k_{es} \cdot x = F_1 + F_2 + F_3$$

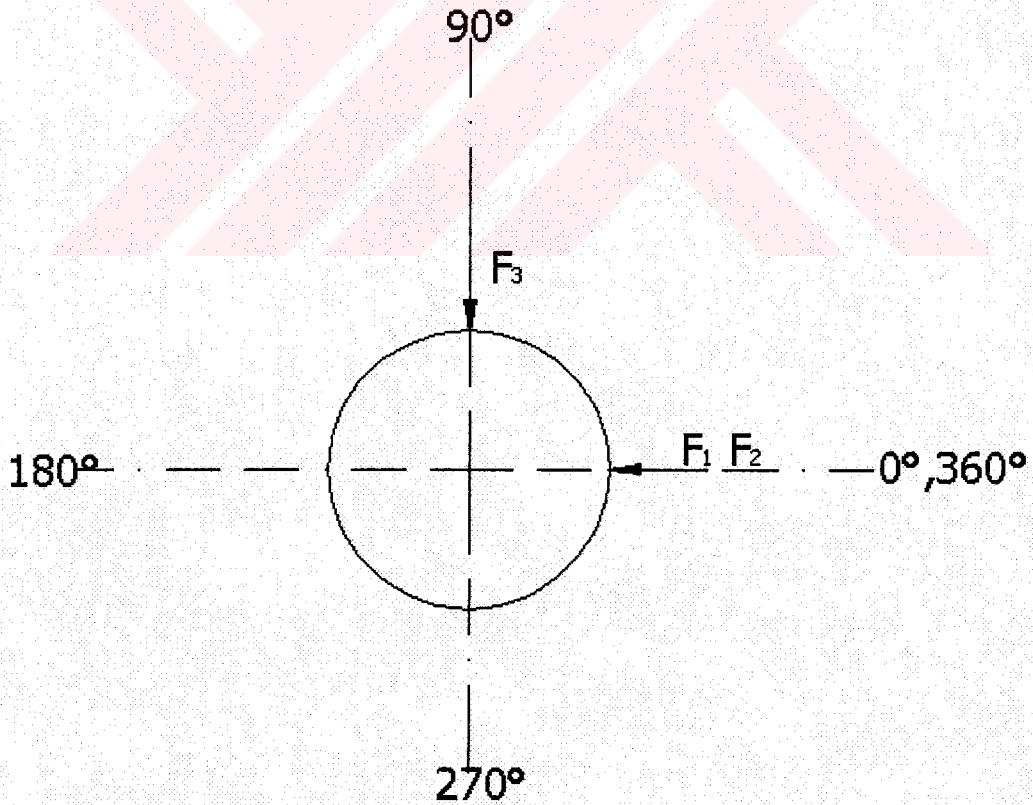
olarak yazabiliriz

Sisteme etkiyen kuvvetler Şekil 3.34 de görüldüğü gibi faz farklı etkiyorsa aşağıdaki gibi yazılır.

$$F_1 = 1134 \cdot \cos(2.61t)$$

$$F_2 = 2725.52 \cdot \cos(157.08t)$$

$$F_3 = 666.2 \cdot \cos(157.08t + 90^\circ)$$



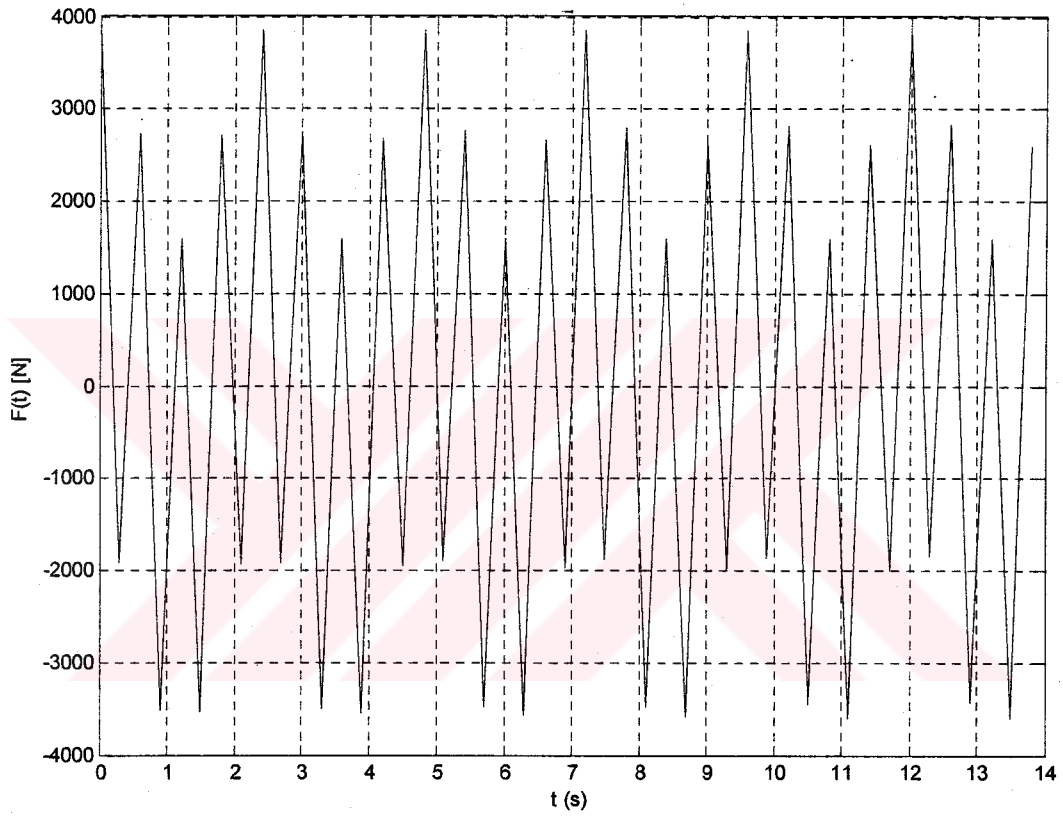
Şekil 3.34 Zorlayıcı kuvvetler

Toplam zorlayıcı kuvvet

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = 1134 * \cos(2.61t) + 2725.52 * \cos(157.08t) + 666.2 * \cos(157.08t + 90^\circ)$$

olur.

Bu durumda zorlayıcı kuvvetlerin toplamının grafiği Şekil 3.35 da gösterilmiştir.



Şekil 3.35 Toplam zorlayıcı kuvvet grafiği

Sistemin ana denklemi ise

$$776.26 * \ddot{x} + 639.33 * \dot{x} = 1134 * \cos(2.61t) + 2725.52 * \cos(157.08t) + 666.2 * \cos(157.08t + 90^\circ)$$

olur.

İki dereceli diferansiyel denklem sistemleri aşağıdaki Matlabta yazılan programla çözdürülmüştür.

$$1. S=dsolve('5*D2x_1=-806547.7*x_1+2725.52*cos(157.08*t)', '776.26*D2x_2=-644.44*(x_2-x_1)', 'x_1(0)=0', 'Dx_1(0)=0', 'x_2(0)=0', 'Dx_2(0)=0')$$

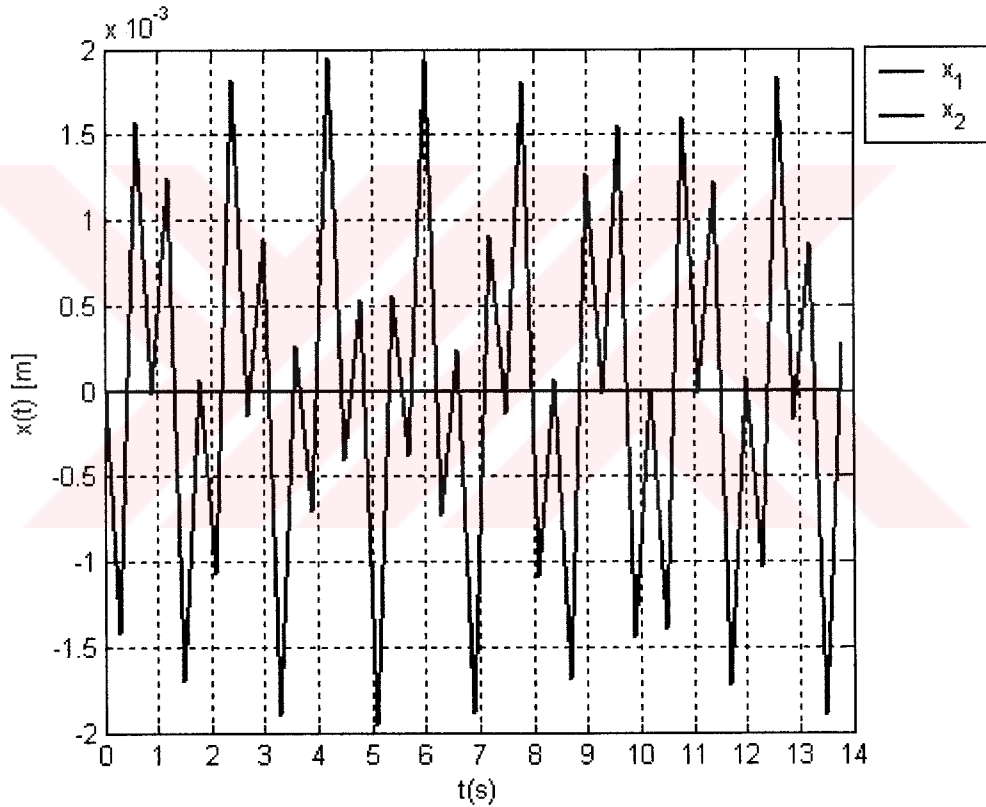
$$2. x_1=S.x_1$$

$$3. x_2=S.x_2$$

Buna göre sistemin genlik fonksiyonları şöyledir.

$$X_1(t)=-0.98e-3*cos(401.6336*t)+0.98e-3*cos(157.08*t)$$

$$X_2(t)=-0.28e-7*cos(0.911*t)+0.5e-8*cos(401.6336*t)-0.328e-7*cos(157.08*t)$$



Şekil 3.36 Titreşim genlikleri fonksiyonu

Bu diferansiyel denklem aşağıdaki program ile çözdürülür.

$$1. syms s t x$$

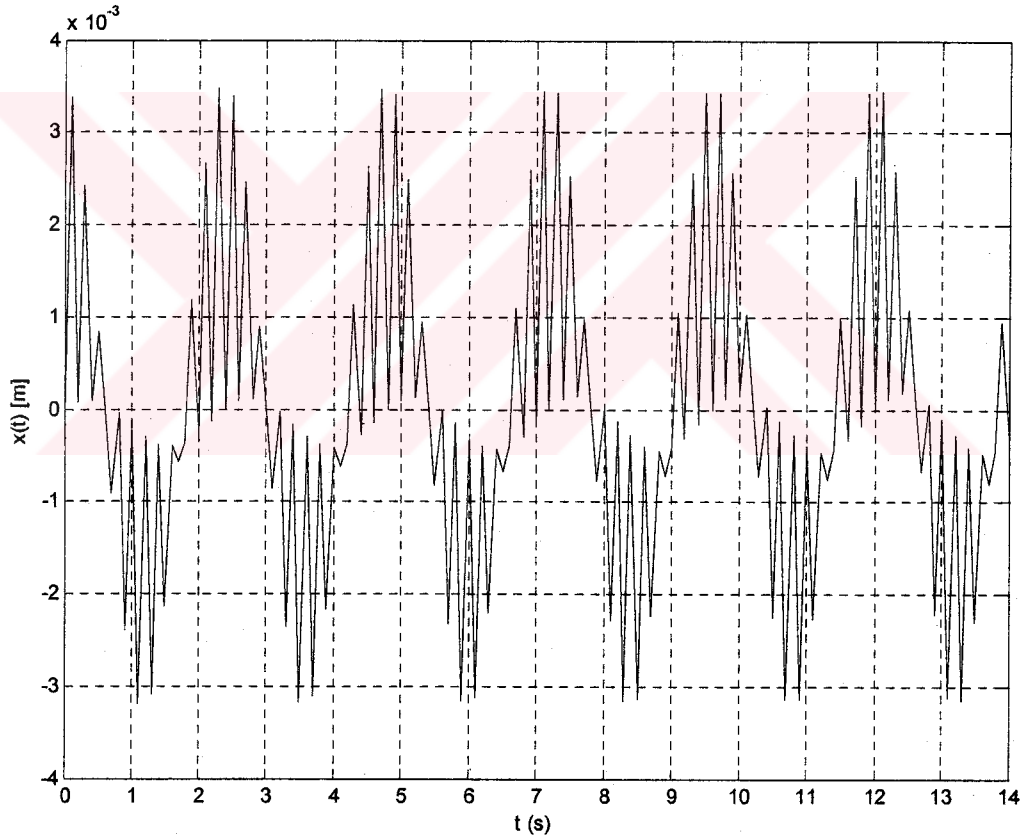
$$2. denklem='776.26*D(D(x))(t)+643925*x(t)=1134*cos(2.61*t)+2725.52*cos(157.08*t)+666.2*cos(157.08*t+1.57)';$$

3. $donusum=laplace(denklem,t,s);$
4. $cozum=subs(donusum,\{ 'laplace(x(t),t,s)', 'x(0)', 'D(x)(0)' \}, \{ x, 0, 0 \});$
5. $X=solve(cozum,x)$
6. $x=ilaplace(X,s,t)$

Titreşim genliği fonksiyonu ise

$$x(t)=-0.15e-3*\cos(157.08*t)+0.36e-4*\sin(157.08*t)+0.1e-2*\cos(2.61*t)+0.55e-36*\sin(2.61*t)-0.2e-3*\sin(28.801*t)-0.163e-2*\cos(28.801*t)$$

olmaktadır. (Şekil 3.37)



Şekil 3.37 Titreşim genliği fonksiyonu

Rezonans kontrolü:

Zorlayıcı frekans ise (3.25) denkleminde

$$\nu_1 = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 1500}{30} = 157.08 \text{ rd/s ve}$$

(3.23) denkleminde

$$\nu_2 = 2 * \pi * 0.83 = 2.61 \text{ rd/s}$$

bulunmuştur.

5 kattaki doğal frekans ise

$$w_n = \sqrt{\frac{639330}{776.26}} = 28.7 \text{ rd/s}$$

olur.

$$\frac{\nu}{w_n} = \frac{157.08}{28.7} = 5.47 \quad , \quad \frac{\nu_2}{w_n} = \frac{2.61}{28.7} = 0.09$$

Son katta rezonans yoktur

4. SONUÇLAR

Asansörlerde iki farklı ana sebepten ötürü titreşim problemleri oluşmaktadır. Bunlar tahrik grubu ve kuvvet iletimi ile kılavuzlanmayı sağlayan asansör ekipmanlarının yarattığı titreşimlerdir. Kuvvet iletimini sağlayan asansör ekipmanları ve kabin kılavuzlanmasını sağlayan ekipmanların yaratacağı titreşimler, halatların düşey ekseninde açılmal sapmalar yapılarak montajı, ray montajının hatalı olması, patenlerdeki sürtünme farklılıklarıdır. Asansör tahrik grubundan dolayı oluşacak titreşim sebepleri, tahrik kasnağını döndüren dişli çarkın dişlerinin aşınması, volanın ağırlık merkezi ile dönme eksenini arasındaki eksen kaçıklığı, iki mili birbirine bağlayan kaplından dolayı millerin aynı ekseninde bulunmamasıdır.

Bu sebeplerden kuvvet iletimini veya kılavuzlanmayı sağlayan ekipmanların yaratacağı dinamik problemler, yukarıda incelenmiş, montaj hatalarından doğacak titreşim problemlerinin sonuçlarında da zorlayıcı kuvvet grafikleri ve genlik grafikleri elde edilmiştir.

Titreşimlere neden olabilecek başlıklarda toplanan montaj ve ekipman hatalarından kaynaklanan titreşim frekansları ve genlik miktarları aynı bölüm başlıklarında simule edilmiştir.

Bulunan titreşim frekanslarının tümünde sonuçlar rezonans altı bölgede çıkmıştır. Bu durumdan anlaşılacağı gibi sistemdeki titreşim tehlikeli boyutta olmamasına karşın sürekli titreşim durumu olduğundan zamanla asansör parçalarının yorulmasına ve çeşitli problemlere yol açmasına sebebiyet verir.

Herhangi bir sistemde ölçümler ile tespit edilecek montaj ve sistem hataları sunulan formüller ve yazılmış programlar kullanılarak test için uygun hesaplamalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

Bozacı Atilla, (2003), “Triboloji Notları” , Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul

Dipl-Ing . M. Ten Bosch , Çeviri İleri Hilmi,(1961), “Makine Elemanları Hesabı” ,İstanbul Teknik Üniversitesi, Ankara Matbaası

İmrak C. Erdem,(2000), “Asansörler ve yürüyen merdivenler” , İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, İstanbul

Kan İbrahim G,(1995),. “ Asansör Tekniği” , İstanbul

Tahralı Necati ve Kaya Faris,(1999), “Makine Dinamiği”, Yıldız Teknik ÜniversitesiYayınları, İstanbul

Tavaslıoğlu Serdar,(2003), “ Asansörde Pratik Bilgiler” , Emo yayınları

Soyer Barbaros,(2003), “ Autocad 2003 i” , İstanbul

Uzunoğlu Mehmet ve Kızıl Ali,(2002), “Matlab 6.0 – 6.5” , İstanbul

William W. Seto , Çeviri Toprak Tuncer ,(1998),“Mekanik Titreşimler”, İstanbul

Zeren Adalet,(2002), “ Yüzey Geometrisi” , Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli

İNTERNET KAYNAKLARI

[1] www.aceasansör.com

[2] www.akarmakina.com

[3] www.google.com

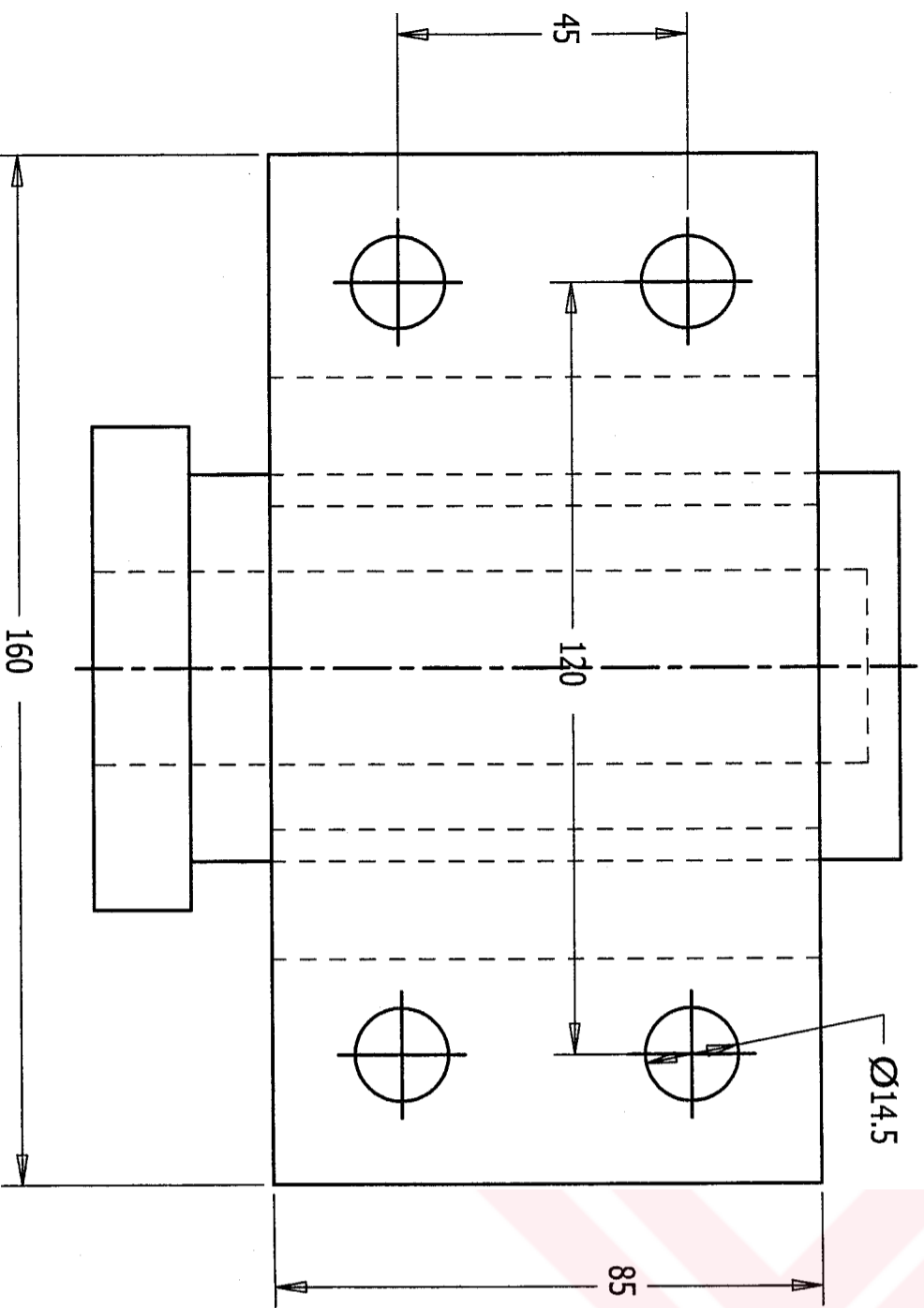
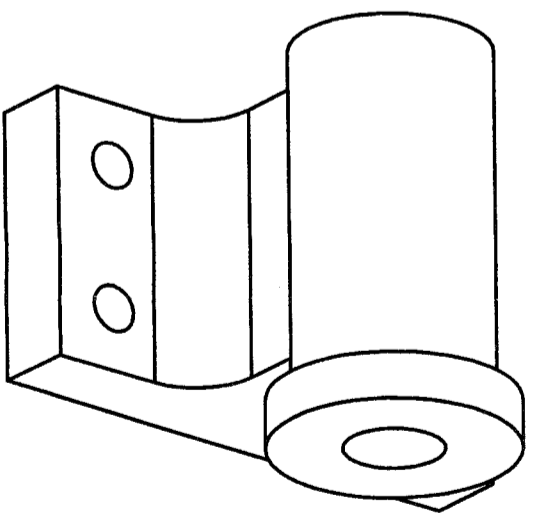
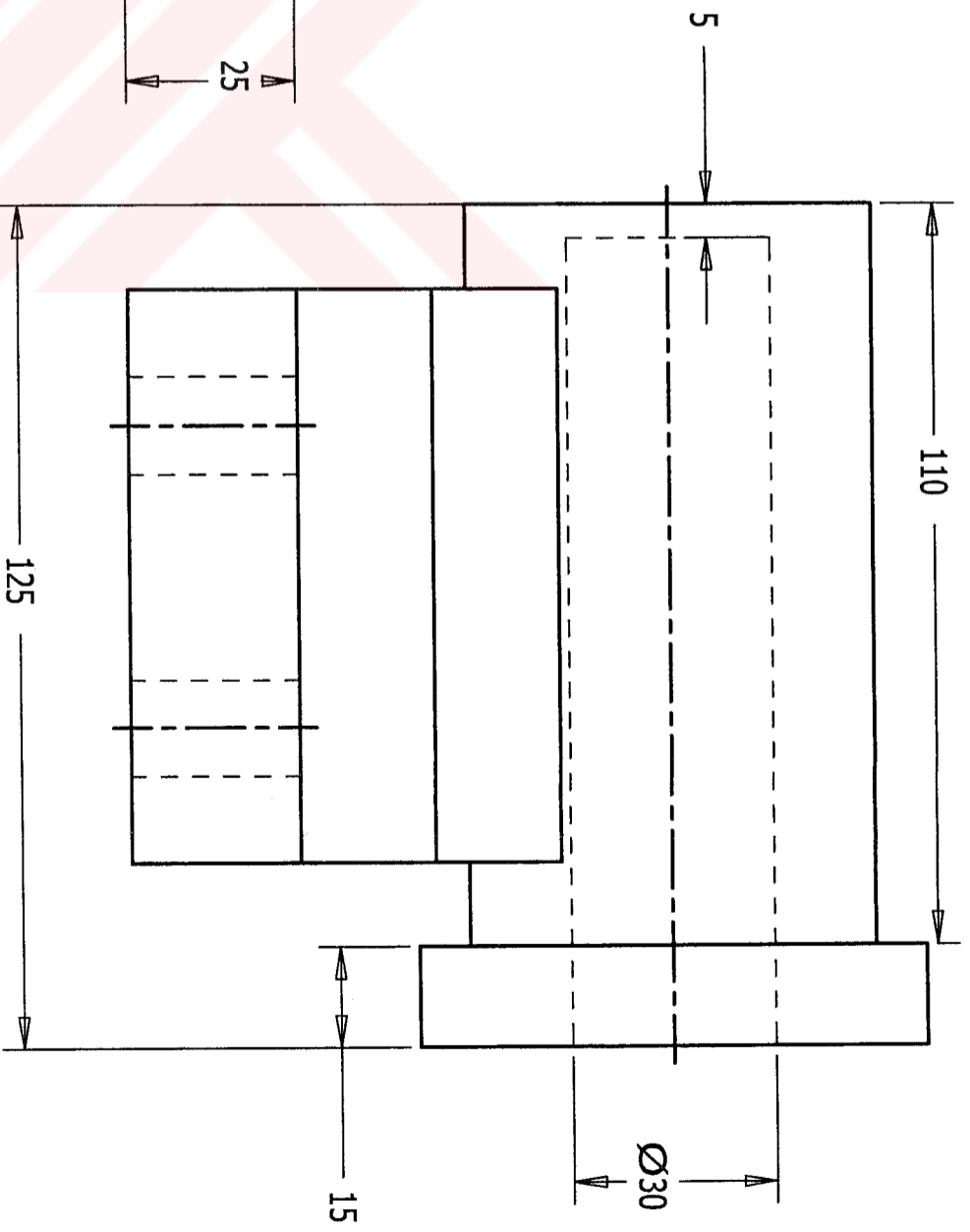
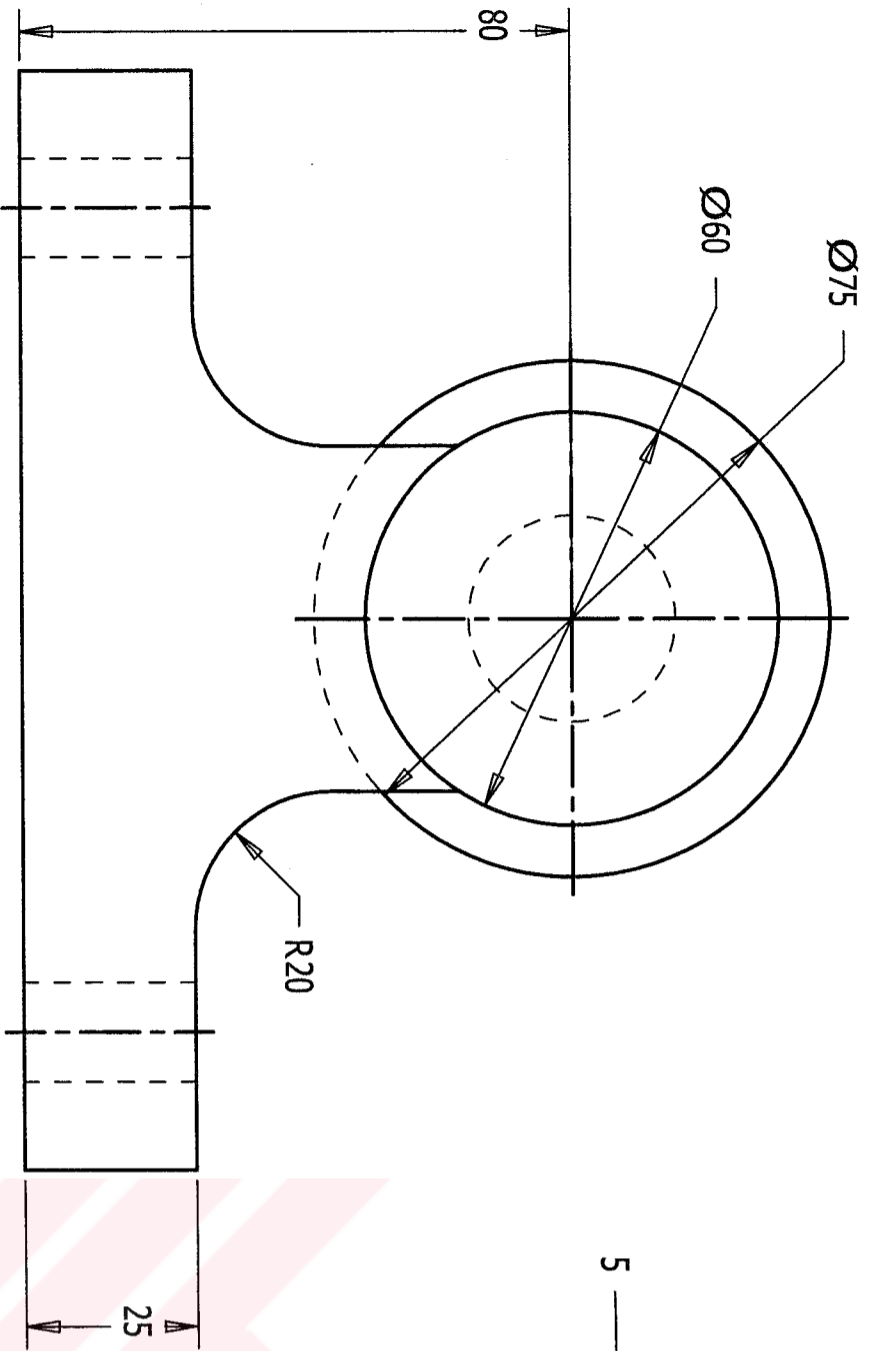
[4] www.matlab.com

[5] www.turkcadcam.com

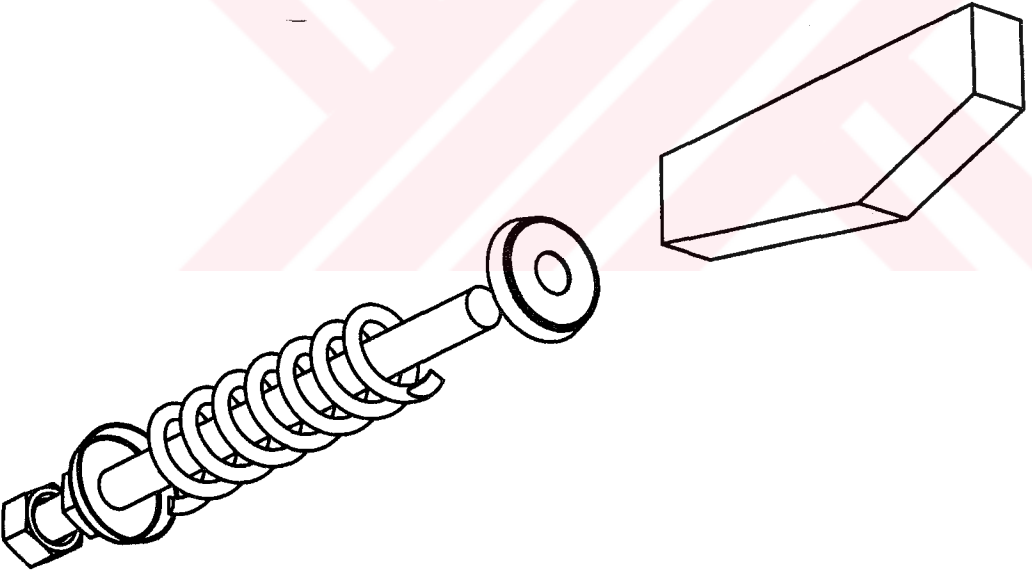
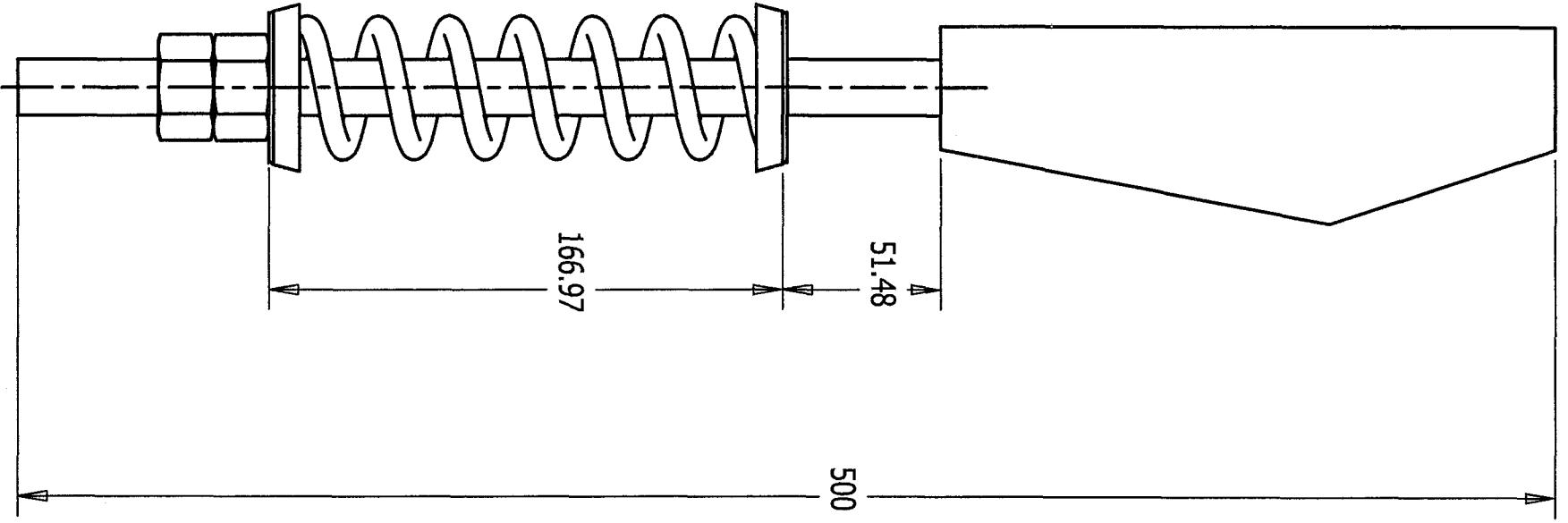
EKLER

- Ek 1 3D Mekanik Asansör
- Ek 2 Paten Bloğu
- Ek 3 3D Mekanik Asansör
- Ek 4 Halat Şişesi
- Ek 5 Paten

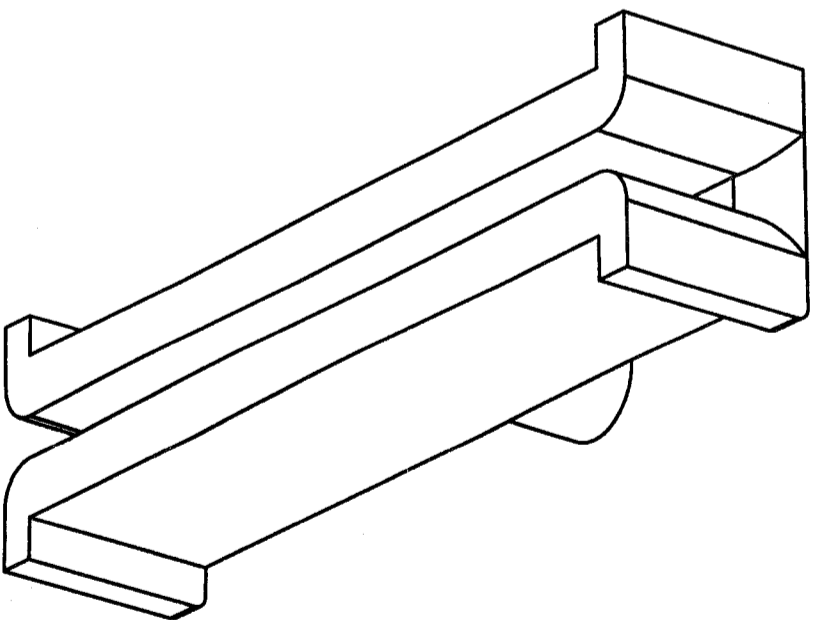
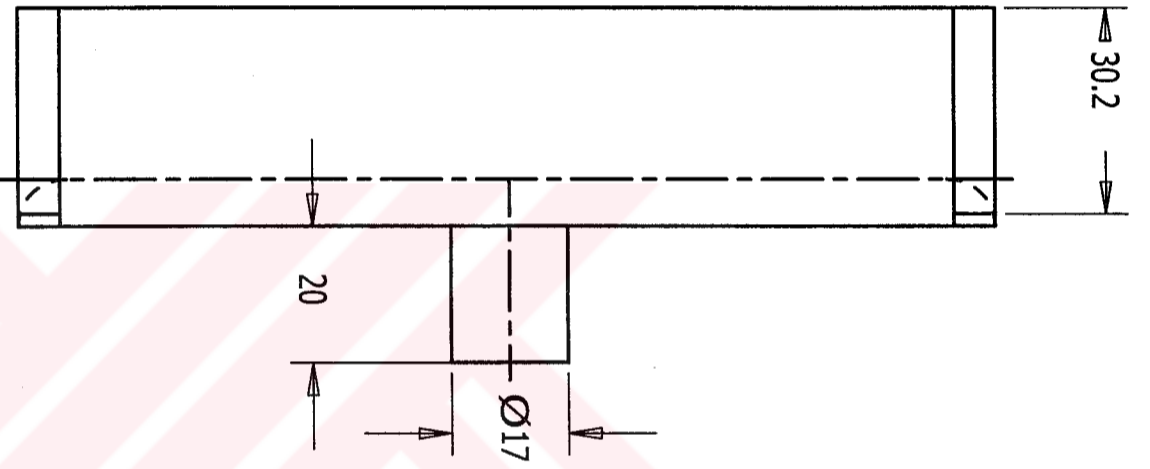
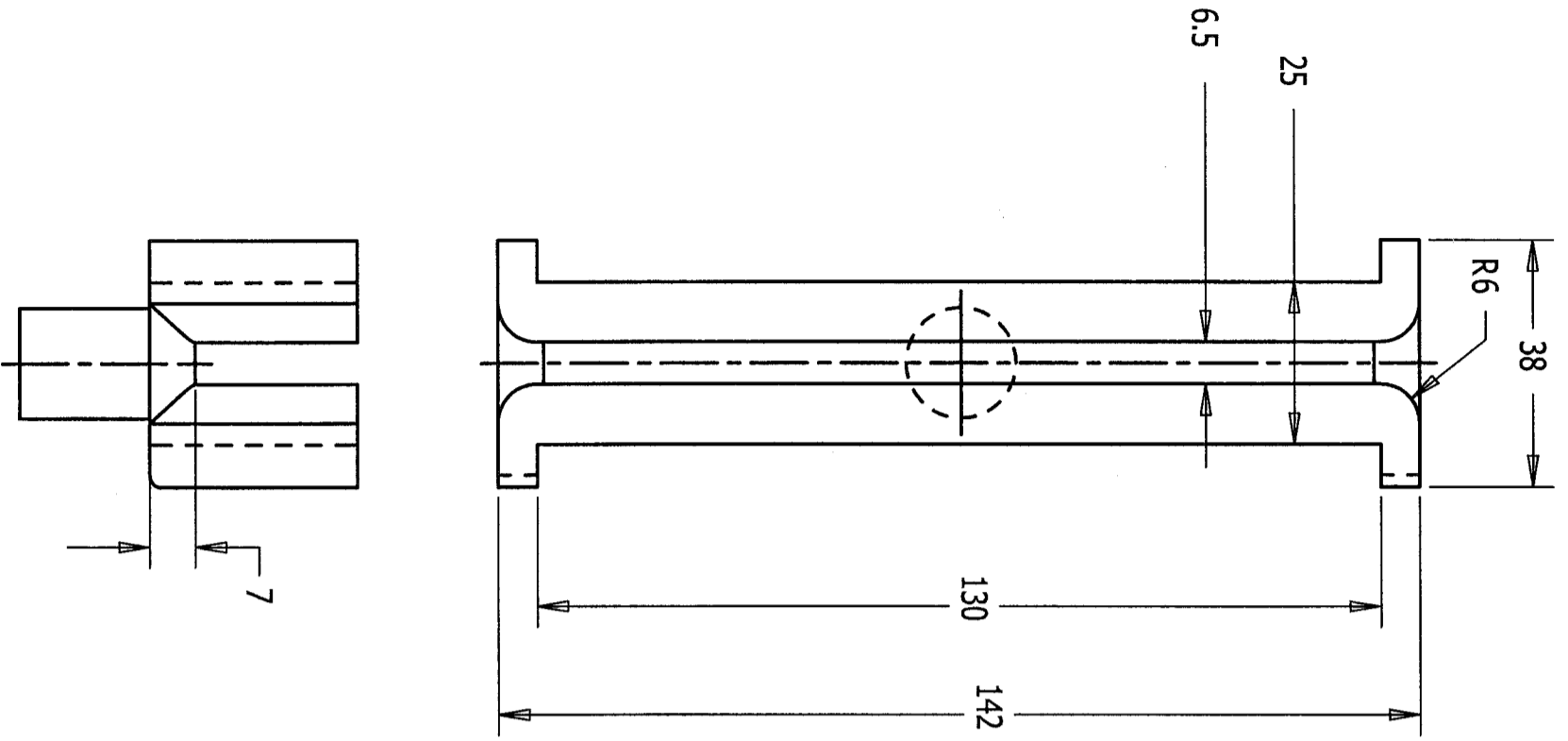




Öğek	Tarih	Adı Soyadı	Okul No	Parça Adı: Paken Bloğu
1/2	12/01/2004	Sinan Davastığıl	02524011	Resim No
		Yıldız Teknik Üniversitesi		Malzeme
				GG-25
				EK 2



Ölçek	Tarih	Adı Soyadı	Okul No	Parça Adı : Halat Şişesi	
1/2	12/01/2004	Sinan Davaslıgil	02524011	Malzeme	Resim No
		Yıldız Teknik Üniversitesi		St-52	EK 4



Ölçek	Tarih	Adı Soyadı	Okul No	Parça Adı: Paten
1/1	12/01/2004	Şhan Davaslıgil	02524011	Malzeme
		Yıldız Teknik Üniversitesi		Plastik
				Resim No
				EK 5

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	12.07.1979	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1990-1997	Üsküdar Anadolu Lisesi
Lisans	1997-2002	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2002-	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

