

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SALINIMLI ve TİTREŞİMLİ GÖTÜRÜCÜLER ve  
BUNLARIN TAŞARIM KRİTERLERİ**

**Makine Müh. Hakan KENDİMİZ**

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

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ**

**İSTANBUL, 2007**

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
ŞEKİL LİSTESİ .....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ .....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET .....	xi
ABSTRACT .....	xii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Kesikli Taşıyıcılar.....	4
1.2 Sürekli Taşıyıcılar.....	4
2. SALINIMLI GÖTÜRÜCÜLER .....	7
3. SABİT YÜK BASINÇLI GÖTÜRÜCÜLER.....	10
3.1 Sabit Yük Basınçlı Götürücülerin Çalışma İlkesi.....	10
3.2 Sabit Yük Basınçlı Götürücülerde Hareketin Dinamiği .....	11
3.3 Mekanizmanın Geometrisi .....	15
3.4 Sabit Yük Basınçlı Götürücülerin Bilgisayar Yardımı ile Dinamik Analizi .....	22
3.5 Sabit Yük Basınçlı Götürücülerin Hesap Yöntemi.....	27
3.5.1 Gerçek İletim Hızının Bulunması .....	27
3.5.2 İletme Kapasitesi .....	28
3.5.3 Tahrik Gücü .....	29
4. DEĞİŞKEN YÜK BASINÇLI GÖTÜRÜCÜLER .....	31
4.1 Sarsak Götürücüler .....	31
4.1.1 Sarsak Götürücülerin Çalışma İlkesi .....	31
4.1.2 Sarsak Götürücülerde Hareketin Dinamiği.....	33
4.1.3 Sarsak Götürücülerin Bilgisayar Yardımı ile Dinamik Analizi.....	35
4.2 Titreşimli Götürücüler .....	40
4.2.1 Titreşimli Götürücülerin Sınıflandırılması .....	42
4.2.1.1 Tahrik Frekanslarına Göre Titreşimli Götürücüler.....	43
4.2.1.1.1 Rezonans Götürücüler .....	43
4.2.1.1.2 Rezonans Üstü Götürücüler .....	43
4.2.1.2 Titreşimli Götürücülerin Tahrik Türlerine Göre Sınıflandırılması.....	44
4.2.1.2.1 Krank-biyel Mekanizması ile Tahrik Edilen Titreşimli Götürücüler .....	44
4.2.1.2.2 Elektromanyetik Tahrikli Titreşimli Götürücüler.....	46
4.2.1.2.3 Dengelenmemiş Kütle Tahrikli Titreşimli Götürücüler .....	46
4.2.1.3 Yük Taşıyıcı Elemanın Bağlantı Yöntemine Göre Titreşimli Götürücüler.....	49
4.2.1.3.1 Asılı Götürücüler .....	49

4.2.1.3.2	Desteklenen (Mesnetli) Titreşimli Götürücüler.....	53
4.2.2	Titreşimli Götürücülerin Elemanları.....	58
4.2.2.1	Yük Taşıyıcı Eleman .....	58
4.2.2.2	Çalıştırma (Tahrik) Birimi.....	58
4.2.2.3	Elastik Elemanlar ve Bağlantılar .....	63
4.2.3	Dengelenmemiş Dönen Kütle Tahrikli Titreşimli Götürücülerin Güç İhtiyaçları.....	64
4.2.3.1	Boş Götürücünün Çalıştırılma Durumu.....	64
4.2.3.2	Sabit Olmayan Güç.....	65
4.2.3.3	Motor Seçim Yöntemi .....	66
4.2.3.4	Çalıştırılma Esnasında Malzeme Yükleminin Yararlı Etkisi.....	69
4.2.3.4.1	Sistem Davranışı Üzerine Gözlemler .....	69
4.2.4	Titreşimli Götürücülerin Dinamiği .....	72
4.2.5	Atış Karakteristik Sayısının Malzeme Taşınmasına Etkisi .....	75
4.2.6	Titreşimli Götürücülerde Hareket Safhaları .....	78
4.2.6.1	Durma Safhası .....	79
4.2.6.2	Kayma Safhası .....	80
4.2.6.2.1	Pozitif Kayma Safhası .....	80
4.2.6.2.2	Negatif Kayma Safhası .....	81
4.2.6.3	Uçuş Safhası .....	81
4.2.6.4	Çarpma Safhası.....	82
4.2.7	Ortalama Taşıma Hızı ve Hız Etkinliği .....	84
4.2.8	Teknenin Eğim Açısı $\alpha$ ve Titreşimlerin Doğrultu Açısı $\beta$ .....	89
4.2.9	Dökme Malzemelerin Özelliklerinin Titreşimli Götürücülerin Verimine Etkisi ..	90
4.2.10	Titreşimli Götürücülerin Hesap Yöntemi .....	93
4.2.10.1	Titreşimli Götürücülerin Gerçek İletim Hızı .....	93
4.2.10.2	Titreşimli Götürücülerde İletme Kapasitesi.....	95
4.2.10.2.1	Hacimsel İletme Kapasitesi .....	95
4.2.10.2.2	Kütlesel İletme Kapasitesi .....	96
4.2.10.3	Titreşimli Götürücülerin Tahrik Gücü.....	96
5.	SONUÇLAR.....	98
	KAYNAKLAR.....	100
	ÖZGEÇMİŞ.....	101

## SİMGE LİSTESİ

$a$	Götürücü teknesinin titreşim/salınım genliği
$a_m$	Sabit yük basınçlı götürücülerde malın ivmesi
$a_t$	Sabit yük basınçlı götürücülerde tekne ivmesi
$b$	Titreşimli sistemin sönüm katsayısı
$c$	Titreşimli sistemin yay sabiti
$d$	Sabit yük basınçlı götürücülerde krank milleri arasındaki uzaklık, $OO_1$ mesafesi
$F_i$	Tahrik kuvveti
$F_{df}$	Zemindeki dinamik yük
$F_s$	Sürtünme kuvveti
$F_{sf}$	Zemindeki statik yük
$g$	Yerçekimi ivmesi
$H$	Eğik götürücülerde yükün kaldırılacağı yükseklik
$I_m$	Tahrik motorunun atalet momenti
$I_p$	Sistemdeki diğer dönen parçaların atalet momenti
$I_s$	Sistemin toplam atalet momenti
$I_u$	Dengelenmemiş dönen kütlelerin atalet momenti
$j'$	Sarsak götürücülerde tekne ivmesi
$j_y$	Titreşimli götürücülerde teknenin Y-eksenindeki ivme bileşeni
$k$	Elastik elemanların sertliği
$K$	Makine karakteristik sayısı
$L$	Sabit yük basınçlı götürücülerde 1. biyelin uzunluğu Götürücü uzunluğu veya yük iletim uzunluğunun yatay izdüşümü
$L_1$	Sabit yük basınçlı götürücülerde 2. biyelin uzunluğu
$m$	Yük kütlesi de dahil olmak üzere götürücünün titreşim yapan elemanlarının toplam kütlesi
$m_d$	Dengeleme kütlesi
$m_e$	Etkin tekne kütlesi
$m_{ex}$	Titreşim oluşturan tahrik edicinin kütlesi
$m_m$	Götürücü teknesinde taşınan malın kütlesi
$m_t$	Götürücünün tekne kütlesi
$m_{tr}$	Tekneye eklenen bütün elemanların kütlelerinin de dahil olduğu tekne (veya boru) kütlesi
$m_u$	Tekneyi tahrik eden toplam dengelenmemiş kütle
$m_0$	Dengelenmemiş dönen kütlelerden sadece bir tanesinin kütlesi
$N$	Tekne (tabla) üzerindeki parçacığın normal basıncı
$N_e$	Efektif güç
$N_t$	Tahrik gücü
$p$	Uçuş süresinin periyodik zamana oranı
$P$	Dengelenmemiş dönen kütlelerin sadece bir tanesinin oluşturduğu merkezkaç kuvveti
$Q_m$	Kütlesel iletim kapasitesi

$Q_v$	Hacimsel iletim kapasitesi
$r$	Krank yarıçapı
	Sabit yük basınçlı götürücülerde 1. krankın uzunluğu
$r_1$	Sabit yük basınçlı götürücülerde 2. krankın uzunluğu
	Sarsak götürücülerde eğimli kolların uzunluğu
$r_e$	Etkin kütlelerin titreşim genliği
$r_0$	Dengelenmemiş dönen kütlelerin eksantrisitesi
$s$	Asenkron motorun ani kayma değeri
$s_{cr}$	Maksimum torkta asenkron motorun kritik kayma değeri
$S_m$	Yükün tam bir çevrimdeki yer değiştirmesi
$S'_m$	Tekrar temas anına kadar ( $t_2$ ) tekneye dik doğrultuda nokta-kütle tarafından alınan yol
$S'_t$	$t_2$ anına kadar düşey eksen boyunca tekne tarafından alınan yol
$S'_1$	Nokta-kütlenin tekneden ayrıldığı ana kadar birlikte hareket ettikleri süre içinde düşey doğrultuda aldıkları yol
$t$	Zaman
$t_f$	Uçuş süresi
$t_1$	Parçanın tekneden ayrıldığı an (sıçrama zamanı)
$t_2$	Parçanın tekne ile tekrar temas anı
$T$	Dengelenmemiş kütleleri taşıyan millerdeki ani tahrik torku
$T_m$	Tahrik motorunun ani torku
$T_n$	Rezonans hızdaki tahrik torku
$V_m$	Malın gerçek hızı
$V_t$	Tekne hızı
$V_{th}$	Malın teorik hızı
$V_{imp}$	Nokta-kütlenin tekneye çarpma hızı
$v_a$	Ortalama taşıma hızı
$w$	Açısal hız (dairesel frekans)
$w_n$	Boş götürücü için titreşimlerin doğal açısal hızı (dairesel frekansı)
$w_s$	Asenkron motorun açısal senkron hızı
$W_d$	Dengeleme kütlelerinin ağırlığı
$W_m$	Teknedeki malzemenin ağırlığı
$W_t$	Teknenin ağırlığı
$W_u$	Dengelenmemiş kütlelerin ağırlığı
$x_t$	Teknenin X-eksenindeki konumu
$\dot{x}_t$	Teknenin X-eksenindeki hızı
$\ddot{x}_t$	Teknenin X-eksenindeki ivmesi
$y_t$	Teknenin Y-eksenindeki konumu
$\dot{y}_t$	Teknenin Y-eksenindeki hızı
$\ddot{y}_t$	Teknenin Y-eksenindeki ivmesi
$Z$	Titreşimli ani yer değiştirme

$\alpha$	Sarsak götürücülerde destek çubuklarının dikeyle yaptığı açı Götürücü teknesinin yatayla yaptığı açı, teknenin/götürücünün eğim açısı
$\alpha_n$	Tahrik karakteristik sayısı
$\alpha_{n_{crit}}$	Sistemin kritik tahrik karakteristik sayısı
$\beta$	Titreşimlerin doğrultu açısı, atış açısı
$\Gamma$	Atış karakteristik sayısı
$\eta$	Hız etkinliği
$\omega$	Titreşim frekansı
$\omega_n$	Doğal frekans
$\gamma$	Taşınacak malzemenin yoğunluğu
$\mu_s$	Yük ile tekne arasındaki statik sürtünme katsayısı
$\mu_k$	Kinetik kayma sürtünme katsayısı
$\psi$	Doldurma katsayısı, kütle ilave faktörü
$\varepsilon$	Kütle-atalet oranı
$\zeta$	Sönüm oranı
$\Omega_s$	Hız oranı
$\rho$	Teknenin boyutsuz yer değiştirmesi
$\rho_a$	$\rho$ 'nun genliği
$\sigma$	Yük-kütle oranı
$\theta$	Sabit yük basınçlı götürücülerde 1. krankın $OO_1$ doğrusu ile yaptığı açı Dengelenmemiş kütle taşıyan milin dönme açısı

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Kontrol listesi örneği .....	3
Şekil 1.2 Kesikli çalışan transport makinelerinin çalışma süresi .....	4
Şekil 1.3 Sürekli çalışan transport makinelerinin çalışma süresi .....	5
Şekil 1.4 Sürekli taşıma makinelerinin sınıflandırılması .....	6
Şekil 2.1 Salınımlı götürücü çeşitleri .....	8
Şekil 3.1 Sabit yük basınçlı götürücü .....	10
Şekil 3.2 Sabit yük basınçlı götürücünün kinematik diyagramı .....	15
Şekil 3.3 Tekneye salınım hareketi yaptıran 4 çubuk mekanizmasının geometrik parametreleri .....	15
Şekil 3.4 Dört çubuk mekanizmasının 1. konum ve 1. bölge için şematik gösterilimi .....	16
Şekil 3.5 Dört çubuk mekanizmasının 2. konum ve 2. bölge için şematik gösterilimi .....	17
Şekil 3.6 Dört çubuk mekanizmasının 3. konum ve 3. bölge için şematik gösterilimi .....	18
Şekil 3.7 Dört çubuk mekanizmasının 4. konum ve 4. bölge için şematik gösterilimi .....	19
Şekil 3.8 Tekne ve hareket mekanizmasının şematik gösterilimi .....	20
Şekil 3.9 Tekne, en geri konumda iken dört çubuk mekanizması .....	21
Şekil 3.10 Tekne, en ileri konumda iken dört çubuk mekanizması .....	22
Şekil 3.11 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun 1. krankın dönüş hızına göre değişimi .....	23
Şekil 3.12 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun statik sürtünme katsayısına göre değişimi .....	24
Şekil 3.13 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun sürtünme katsayısı oranına göre değişimi .....	24
Şekil 3.14 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun $\lambda_1 = r/L$ oranına göre değişimi .....	25
Şekil 3.15 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun $\lambda_2 = r/r_1$ oranına göre değişimi .....	25
Şekil 3.16 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun $\lambda_3 = r_1/L_1$ oranına göre değişimi .....	26
Şekil 3.17 Çeşitli statik sürtünme katsayılarında, krankın dönme hızına göre malın bir saniyede aldığı yol .....	26
Şekil 3.18 Çeşitli statik sürtünme katsayılarında, tekne ile $OO_1$ arasındaki açığa göre malın bir saniyede aldığı yol .....	27
Şekil 4.1 Krank-biyel çalıştırma düzenli sarsak götürücü .....	31
Şekil 4.2 Sarsak götürücülerin kinematik şeması .....	33
Şekil 4.3 Krank biyel tahrikli sarsak götürücü için geometrik parametreler .....	36
Şekil 4.4 Çeşitli $\lambda_1 = r_1/r$ değerlerine göre teknenin düşey ivme-zaman grafiği .....	36
Şekil 4.5 $\lambda_1 = r_1/r$ katsayısına göre çeşitli sürtünme katsayılarında malın ilerleme hızı .....	37
Şekil 4.6 $\lambda_1 = r_1/r$ katsayısına göre çeşitli devir sayılarında malın bir saniyede aldığı yol .....	37
Şekil 4.7 Krankın dönme hızına göre çeşitli sürtünme katsayılarında malın bir saniyede aldığı yol .....	38
Şekil 4.8 Eğimli kolların başlangıç açısına göre çeşitli sürtünme katsayılarında malın bir saniyede aldığı yol .....	38
Şekil 4.9 Eğimli kolların başlangıç açısına göre çeşitli devir sayılarında malın bir saniyede aldığı yol .....	39
Şekil 4.10 Eğimli kolların başlangıç açısına göre çeşitli genlik değerlerinde malın bir saniyede aldığı yol .....	39
Şekil 4.11 İletim yolu boru şeklinde olan titreşimli götürücü .....	41
Şekil 4.12 Rezonansa dengelenmemiş krank-biyel tahrikli götürücü .....	44
Şekil 4.13 Karşı ağırlık ile rezonansa dengelenmiş krank-biyel tahrikli götürücü .....	45
Şekil 4.14 Dengelenmemiş kütle tahrikli titreşimli götürücü .....	47
Şekil 4.15 Dengesizlik motoru .....	47

Şekil 4.16 Dengesizlik disklerinin farklı konumları.....	49
Şekil 4.17 Merkezkaç titreşimli tahrik ile serbest salınım yapan tek kütleli titreşimli götürücüler .....	50
Şekil 4.18 Atış karakteristik sayısına ( $\Gamma$ ) bağlı $\lambda$ katsayısının deneysel eğrisi.....	52
Şekil 4.19 Elektromanyetik tahrikli asılı titreşimli götürücüler .....	52
Şekil 4.20 Desteklenen (mesnetli) titreşimli götürücüler .....	54
Şekil 4.21 Çift borulu dengelenmiş titreşimli götürücü .....	56
Şekil 4.22 Çift borulu titreşimli götürücü.....	57
Şekil 4.23 Tek stroklu elektromanyetik titreşim uyarıcısı.....	59
Şekil 4.24 Çift stroklu elektromanyetik titreşim uyarıcısı.....	60
Şekil 4.25 Titreşimli götürücülerin tahrik birimleri .....	61
Şekil 4.26 Titreşimli götürücülerin elastik elemanları .....	64
Şekil 4.27 Titreşimli götürücünün modellenmesi .....	65
Şekil 4.28 Farklı yüklemeler altında sabit olmayan genliğin yanıtı .....	71
Şekil 4.29 Farklı yüklemeler altında rotor hızının yanıtı.....	71
Şekil 4.30 Farklı yüklemeler altında maksimum titreşim genliğinin yanıtı .....	72
Şekil 4.31 Tekne üzerindeki yükün basıncını hesaplama diyagramı.....	73
Şekil 4.32 Parçacıkların (malın) titreşimli götürücülerde izlediği yol .....	74
Şekil 4.33 Malzeme parçacıklarının titreşimli götürücülerde $\Gamma$ atış karakteristik sayısının işleyişinin çeşitli katsayılarında izlediği yol .....	75
Şekil 4.34 Çarpma frekansının atış karakteristik sayısı ile ilişkisi .....	77
Şekil 4.35 Değişik titreşim açısı ve biçimlerinde kritik atış karakteristik sayısı.....	78
Şekil 4.36 Aşağı eğimli taşıma için art arda gelen safhaların biçim diyagramı .....	85
Şekil 4.37 $\Gamma$ atış karakteristik sayısının ve $\mu \tan \beta$ 'nın fonksiyonu olan hız etkinliği.....	86
Şekil 4.38 $\alpha$ eğim açısı ve $\Gamma$ atış karakteristik sayısının fonksiyonu olarak hız etkinliğinin eş eğrileri.....	87
Şekil 4.39 PVC taneleri için malzeme yüksekliğinin taşıma verimine ( $\eta$ ) etkisi.....	87
Şekil 4.40 $v_a$ 'nın, hala $\mu \tan \beta$ 'nın monoton (tekdüze) artan bir fonksiyonu olduğu $\Gamma$ değerleri .....	88
Şekil 4.41 $w^2 a / g$ ifadesinin ve sürtünme katsayısının ( $\mu$ ) farklı değerleri için $\beta$ 'ya bağlı olan $v_a / (w.a)$ ifadesinin değişimi .....	88
Şekil 4.42 Teknenin eğim açısı $\alpha$ ve titreşimlerin doğrultu açısı $\beta$ .....	89
Şekil 4.43 Yatay ve eğik ( $\alpha = 10^\circ$ ) titreşimli götürücülerle iletimde çeşitli malzemelerin hızlarının ( $V_i$ ) kum hızına ( $V_s$ ) oranı .....	91
Şekil 4.44 Çift borulu titreşimli götürücülerde üretilen işin deneysel eğrileri .....	92
Şekil 4.45 Malzeme tabakası yüksekliğine bağlı olarak $K_2$ katsayısı.....	94
Şekil 4.46 Eğik iletimde $K_\alpha$ eğim katsayısı .....	95



## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 $K_\alpha$ eğim faktörü .....	28
Çizelge 4.1 Titreşimli götürücülerde üç ayrı tahrik düzeneğinin karşılaştırılması .....	48
Çizelge 4.2 Titreşimli götürücüler için tavsiye edilen atış sayıları .....	76
Çizelge 4.3 Atış karakteristik sayısının çarpma frekansına olan etkisi .....	77
Çizelge 4.4 Çeşitli malzemelerden yapılmış küçük parçalar için sınır çarpma hız değerleri...	84
Çizelge 4.5 V. K. Dyachkov'a göre deneysel $K_1$ katsayısı .....	94
Çizelge 4.6 $K_3$ ve $K_4$ katsayılarının ortalama değerleri .....	97

## **ÖNSÖZ**

Bu tezi hazırlayabilmem için bana bilgi ve moral açısından en uygun çalışma olanaklarını sunan, çalışmamın her aşamasında desteğini ve güler yüzünü hiç eksik etmeyen çok değerli danışman hocam Sayın Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ'ye ve değerli görüş, öneri ve yönlendirmelerinden dolayı Sayın Yrd. Doç. Dr. Füsun ALIŞVERİŞÇİ'ye en içten duygularıyla teşekkür ederim.

Hakan KENDİMİZ

## ÖZET

Titreşimler, daima mühendisler için etkileyici veya ilgi çekici bir konu olmuştur. Mühendisler, ihtiyaçlara bağlı olarak ya titreşimlerden kurtulmaya ya da titreşimleri kullanmaya çalışmaktadırlar. Bantlı götürücüler, vidalı götürücüler, kovalı yükselticiler gibi dökme malzeme taşıma ekipmanlarının büyük çoğunluğu için mühendisler, titreşimlerin oluşumunu büyük ölçüde azaltmaya veya yok etmeye çalışırlar. Diğer taraftan titreşimler, titreşim prensibiyle çalışan salınımlı ve titreşimli götürücülerin dizaynında etkili bir şekilde kullanılırlar.

Salınımlı ve titreşimli götürücüler; basit konstrüksiyonları, iri parçalı ve yüksek sıcaklıktaki malları iletmeye elverişli olmaları nedeniyle sanayide geniş kullanım alanlarına sahiptirler. Titreşimli ve salınımlı götürücüler, endüstrinin birçok dalında dökme malzemeleri daha çok boşaltma, taşıma, besleme ve dağıtma için kullanılırlar. Nispeten kısa götürücü uzunluğu, sınırlı kapasite ve malzemenin bozulması bu gibi götürücülerin bazı dezavantajlarıdır.

Bu çalışmada, dökme malzemelerin titreşimli bir tabla üzerindeki hareketi ve bu hareketin safhaları teorik olarak incelenmiştir. Burada, titreşimli götürücülerin geniş bir sınıflandırılması yapılmış ve konstrüksiyonları hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca, bir titreşimli götürücünün ilk hareketine ve rezonansı geçişine malzeme yüklemenin etkisi analiz edilmiştir. Bunlara ek olarak; sabit yük basınçlı götürücülerin, bir periyottaki mal ileleme miktarının i) krank hızına, ii) sürtünme katsayısına, iii) sürtünme katsayıları oranına, iv) mekanizmadaki parçaların uzunluklarının oranına bağlı olarak değişimi, mathematica programında oluşturulan yazılım yardımı ile grafiklerle gösterilmiştir. İletilecek çeşitli malzeme ve iletim hızları için en uygun parametreler, bu grafikler yardımı ile seçilebilir.

**Anahtar kelimeler:** salınımlı götürücüler, titreşimli götürücüler, titreşimli tabla, dökme malzeme, tekne.

## **ABSTRACT**

Vibrations have always been a fascinating or intriguing subject to engineers. They have traditionally been trying to either avoid or apply them, depending on the requirements. For the majority of bulk materials handling equipment, such as belt conveyors, screw conveyors, bucket elevators etc. engineers try to strongly reduce or eliminate the occurrence of vibrations. On the other hand vibrations can be used effectively in the design of oscillating and vibrating conveyors which are driven using vibration principles.

Oscillating and vibrating conveyors have a wide usage range in the industry because they have a simple construction and are suitable for transmitting big pieces and high heated materials. Oscillating and vibratory conveyors are highly used for discharging, conveying, feeding, dosing and distributing bulk materials in many branches of industry. Some of the disadvantages of such conveyors are the relatively short conveyor lengths, the limited capacities and the material degradation.

In this study, the motion of the bulk materials on the vibrating table and phases of this motion have been analysed theoretically. Here, vibrating conveyors have been classified widely and general knowledge related to their constructions have been presented. Furthermore, the effect of material loading on the starting and transition over resonance of a vibratory conveyor have been researched. In addition to these, for conveyors with a constant pressure of the load on the trough bottom, alteration of material advancement amount in one period according to following parameters is presented by graphics provided by mathematica software; i) crankshaft speed, ii) friction coefficient, iii) ratio of friction coefficients, iv) ratio of lengths of pieces in the mechanism. Most suitable parameters for several materials and transfer speeds can be selected by means of these graphics.

**Keywords:** oscillating conveyors, vibratory conveyors, vibrating table, bulk material, trough.

## 1. GİRİŞ

Materyal transportu, Materyal Transport Enstitüsü (MHI) tarafından şöyle tanımlanmıştır. Materyal transportu; materyal ve ürünlerin üretimi, dağıtımı, tüketimi ve tanzimi sırasında taşınması, depolanması, kontrolü ve korunmasıdır. Materyal transportunun beş dikkat çekici unsuru şunlardır:

- a) Hareket: Materyaller ve bitmiş parçalar, en etkili yöntemle ve en ucuza bir yerden bir yere taşınmalıdır.
- b) Zaman: O an için materyallere nerede ihtiyaç varsa o anda orada olmalıdır.
- c) Yer: Materyaller, kullanım için en uygun yerde ve pozisyonda olmalıdır.
- d) Sıklık (Yoğunluk): İhtiyaç düzeyi, gerçekleştirilmekte olan işlemlerin kademelerine göre değişmektedir. Materyaller; işlemler için doğru ağırlık, hacim veya sayıda temin veya tahliye edilmelidir.
- e) Kullanım Alanı: Depolama yeri ve etkin kullanım, tüm işlemler ve operasyonların anahtar faktörüdür.

Taşınacak malların hangi maddelerden oluştuğu önemlidir. Endüstride maddelerin taşınma ve depolanmasını, maddelerin tabiatı etkiler. Maddelerin miktarları, ancak maddelerin hal ve karakteristikleri ile birlikte göz önüne alınınca söz konusu olabilir. Bu yüzden maddeleri; hal, karakteristik özellikler ve miktar olmak üzere üç grup altında toplamak gerekir. Maddeler hal olarak; gazlar, sıvılar, yarı sıvılar ve katılar olmak üzere dört kısma ayrılırlar.

Katı mallar; parça veya birim mal ve dökme mal olarak iki gruba ayrılır. Parça veya birim mallar; biçimleri, ağırlıkları ve boyut ölçülerinin büyüklükleri sebebiyle sayı ile belirtilen mallardır. Parça mallar; birbirinden ayrı, belli şekilleri olan, boyutları farklılık gösterebilen mallardır. Örnek olarak; civatalar ve somunlar, otomobil gövdesi ve uçak kanatları gibi makine parçaları, döküm kalıpları, daralı mallar (kutular, sandıklar, ambalajlı mallar vb.) parçalı mallardır.

Dökme mallar; maden cevheri, kömür, gübre, tuz, şeker, un, kum, çimento gibi dökülebilen taneli veya pudra şeklinde (toz halindeki) mallardır. Dökme mallar; hacimsel ve belli bir şekil verilmemiş, paketlenmemiş olarak taşınan ve depolanan mallardır. Bunlar, belli bir şekli olmayan irili-ufaklı parçalardan oluştuğu gibi, sıvı hallerde de bulunabilirler. Fakat sıvılar; genellikle şişeleme, depolama, ambalajlama veya tüplere doldurulmak suretiyle kullanıldıklarından parça veya birim mal kategorisine de girerler.

Taşınacak malların çeşidi ve fiziksel özellikleri, kurulacak transport tesisinin konstrüktif

özelliklerinin saptanmasında ve yapısının belirlenmesinde en önemli etkidir. Bu nedenle, tesisin projelendirilmesinde ilk bilinmesi gereken veri taşınacak malın cinsidir.

Malzeme taşınması, endüstriyel ekonomide büyük rol oynar. Bir mal veya ürünün bir yerden diğer bir yere taşınmasında veya kaldırılmasında kullanılan makinelere “kaldırma ve iletme makineleri” veya kısaca “transport makineleri” denir. Taşınacak mal veya yükün cinsi, birim ağırlığı, miktarı ve taşıma uzaklığı ile fiziksel ve mekanik özellikleri transport makinelerinin seçiminde önemli rol oynar.

Oldukça çeşitleri bulunan taşıma makinelerinin her biri, birbirilerine göre önemli farklılıklar gösteren malların taşınmasında aynı derecede uygunluk göstermez. Bu bakımdan taşıma düzeninin seçilmesinde dikkatli davranmak gerekir. İsaletli yapılan taşıma makinesi seçimi zamandan ve iş gücünden tasarruf sağlar. Seçimi geniş ölçüde etkileyen hususlar şunlardır:

- a) Malzeme taşıma debisi
- b) Taşıma yolu ve uzunluğu
- c) Yükleme ve boşaltma düzenleri

Şekil 1.1’de maddelerin özellikleri göz önüne alınarak hazırlanan bir kontrol listesi örneği verilmiştir.

Kaldırma ve taşıma makinelerinin çalışma ilkeleri, tasarım özellikleri ile taşınacak malzeme veya malların fiziksel ve kimyasal özelliklerinin büyük çeşitlilikler göstermeleri “kaldırma ve taşıma makinelerinin” genel bir sınıflandırılmasının yapılmasını hemen hemen olanaksızlaştırır.

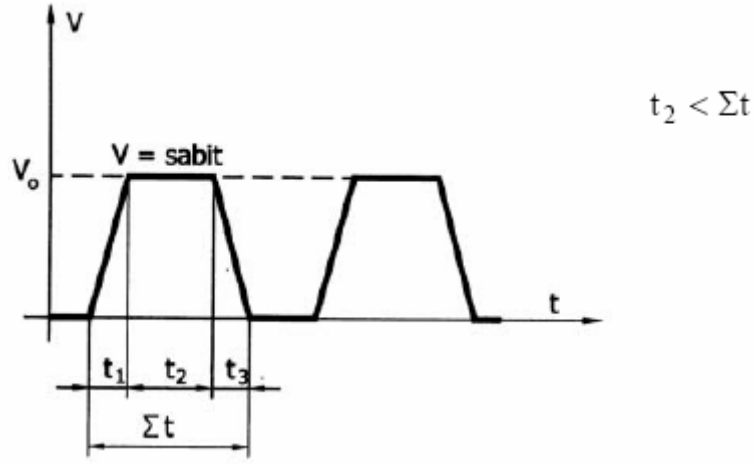
Ağır bir parçanın kaldırılarak belirli mesafeler içerisinde taşınması veya dökme bir malın örneğin tahılın silolara doldurulması çok ayrı özellikler gösterir. Ayrıca teleferik, asansör gibi taşıyıcılarla yük ve insan taşınması da göz önüne alındığında kaldırma ve taşıma makinelerinin çeşitliliği ve bunların da sınıflandırılmasının zorluğu ortaya çıkar. Ancak, karmaşık bir bütünü daha basit ana bölümlere ayırma yoluyla transport makineleri, ana ayırt edici niteliklerine göre sınıflandırılabilir. Çalışma ilkeleri bakımından transport makineleri, “kesikli taşıyıcılar” ile “sürekli taşıyıcılar” olarak iki büyük grupta toplamak mümkündür. Kesikli taşıyıcılar, genellikle “kaldırma makineleri” olarak adlandırılmakta; sürekli taşıyıcılar ise, “konveyörler veya götürücüler” olarak adlandırılmaktadır.

Mallar İçin Kontrol Listesi			
Problem _____	Mevcut Durum _____	Yeni Plan _____	Tarih _____
			Yer _____
			Departman _____
			Bölüm _____
			Çizim No _____
<b>FORM</b>		<b>MİKTAR</b>	
1. Yüksek Basıncılı Gaz	6.Dökme Katılar	Adet	
2. Alçak Basıncılı Gaz	7.Parça Katılar	Adet / Zaman	
3. Kararsız Sıvılar	8 Canlılar		
4. Kararlı Sıvılar	9.Digerleri	Toplam Miktar	
5. Yarı Sıvılar			
<b>ÖZELLİKLER</b>			
Y=Yüksek O=Orta A=Alçak			
<b>A.Kimyasal Özellikler</b>	<b>D.Elektriksel Özellikler</b>	<b>G. Hacim ve Şekil</b>	
1)Asit	1)Etkenlik	1)Toz	
2)Alkalin	2)Direnç	2)Macun	
3)Korozif	3)Magnetik	3)Granül	
4)Çözülür	4)Kapasite	4)Toprak	
5)Patlayıcı	5)Radyoaktif	5)Karışık Boyutlar	
6)Zehirli	6)Statik Etkilenme	6)Tane Benzerliği	
7)Kokulu		7)Tane Farklılığı	
8)Işığa Duyarlılık		8)Biçim Farklılığı	
9) Bozulabilirlik		9)Biçim Karşılığı	
10) Uçuculuk			
<b>B.Fiziksel Özellikler</b>	<b>E.Termal Özellikler</b>	<b>H.Boyut ve Ağırlık</b>	
1)Sertlik – (Rockwell)	1)Isı iletkenliği	1) Uzunluk	
2)Yoğunluk	2)Genleşme Katsayısı	2)Genişlik	
3)Özgül Çekim	3)Özgül Isı	3)Yükseklik	
4)Sıkıştırılabilirlik	4)Kaynama Noktası	4)Çap	
5)Elastisite	5)Erime Noktası	5)Kesit Alanı	
6)Yumuşaklık	6)Kaynama Özgül Isısı	6)Yüzey Alanı	
7)Gözeneklilik	7)Erime Özgül Isısı	7)Hacim	
8)Geçirgenlik	8)Isı ile Bozunum	8)Ağırlık	
	9)Issız Bozunum		
<b>C. Mekanik Özellikler</b>	<b>F. Durum – Süreklilik</b>	<b>I. Diğer Özellikler</b>	
1)Abrasif	1) Ömür	1) Benzerlik	
2)Kaygan	2) Yorulma	2) İtme Kuvveti	
3)Yapışkan		3) Katalitik Hareket	
4)Pürüzlü			
5)Gevrek			
6)Ağdalık			
7)Yuvarlanma – Yığılma Açısı			
8)Basınç			
9)Bağıl Nem			

Şekil 1.1 Kontrol listesi örneği

### 1.1 Kesikli Taşıyıcılar

Kesikli taşıyıcılar, bir periyot içinde (örneğin bir çalışma günü) devamlı çalıştırılmadan malların veya yüklerin taşınmasında ve kaldırılmasında kullanılan makinelerdir. Kesikli taşıyıcılar, “kaldırma makineleri” olarak da tanımlanırlar. Bu makineler, kaldırma ve taşıma işlemini tamamladıktan sonra durur ve bir sonraki işlem tekrarlanana kadar çalışmazlar. Asansör, vinç ve kren gibi kesikli çalışan transport makinelerinin çalışma süresi, Şekil 1.2’de görüldüğü gibi kalkış süresi  $t_1$ , sabit rejim hızında çalışma  $t_2$  ve durma süresi  $t_3$  sürelerinden oluşur.



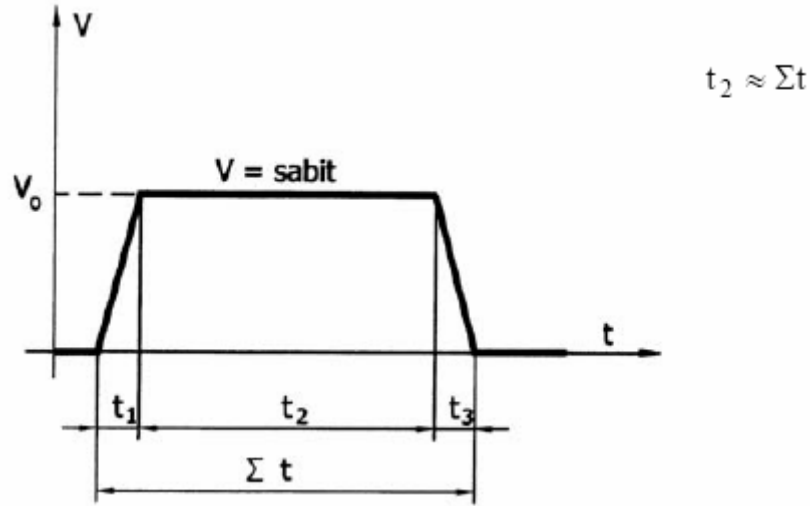
Şekil 1.2 Kesikli çalışan transport makinelerinin çalışma süresi

Kesikli taşıyıcılarda yük, genellikle duruşlar sırasında yüklenip boşaltılır. Kesikli taşıyıcılar; krikolar, palangalar, vinçler, krenler ve asansörlerdir.

### 1.2 Sürekli Taşıyıcılar

Sürekli transport makineleri; bir periyot içinde sürekli olarak çalışan, malların ve insanların bir yerden başka bir yere kısa veya uzun mesafede naklinde kullanılan makinelerdir. Sürekli taşıyıcılar, “konveyörler veya götürücüler” adı ile de anılmaktadırlar. Bu makineler, taşıma ve iletme işlemini tamamladıktan sonra çalışmaya devam ederler. Yürüyen merdiven, bantlı konveyör gibi sürekli çalışan transport makinelerinin çalışma süresi, Şekil 1.3’de görüldüğü gibi kalkış süresi  $t_1$ , sabit rejim hızında çalışma  $t_2$  ve durma süresi  $t_3$  sürelerinden oluşur.





Şekil 1.3 Sürekli çalışan transport makinelerinin çalışma süresi

Dökme ve parça malların iletiminde yaygın bir şekilde kullanılan taşıma makineleri, işletme prensibine göre, sürekli (kesintisiz) çalışan transport makineleridir. Süreklilikten amaç, çalışmanın ve mal iletiminin aynı yönde devamlı olması ve periyodik bir hareketin bulunmasıdır.

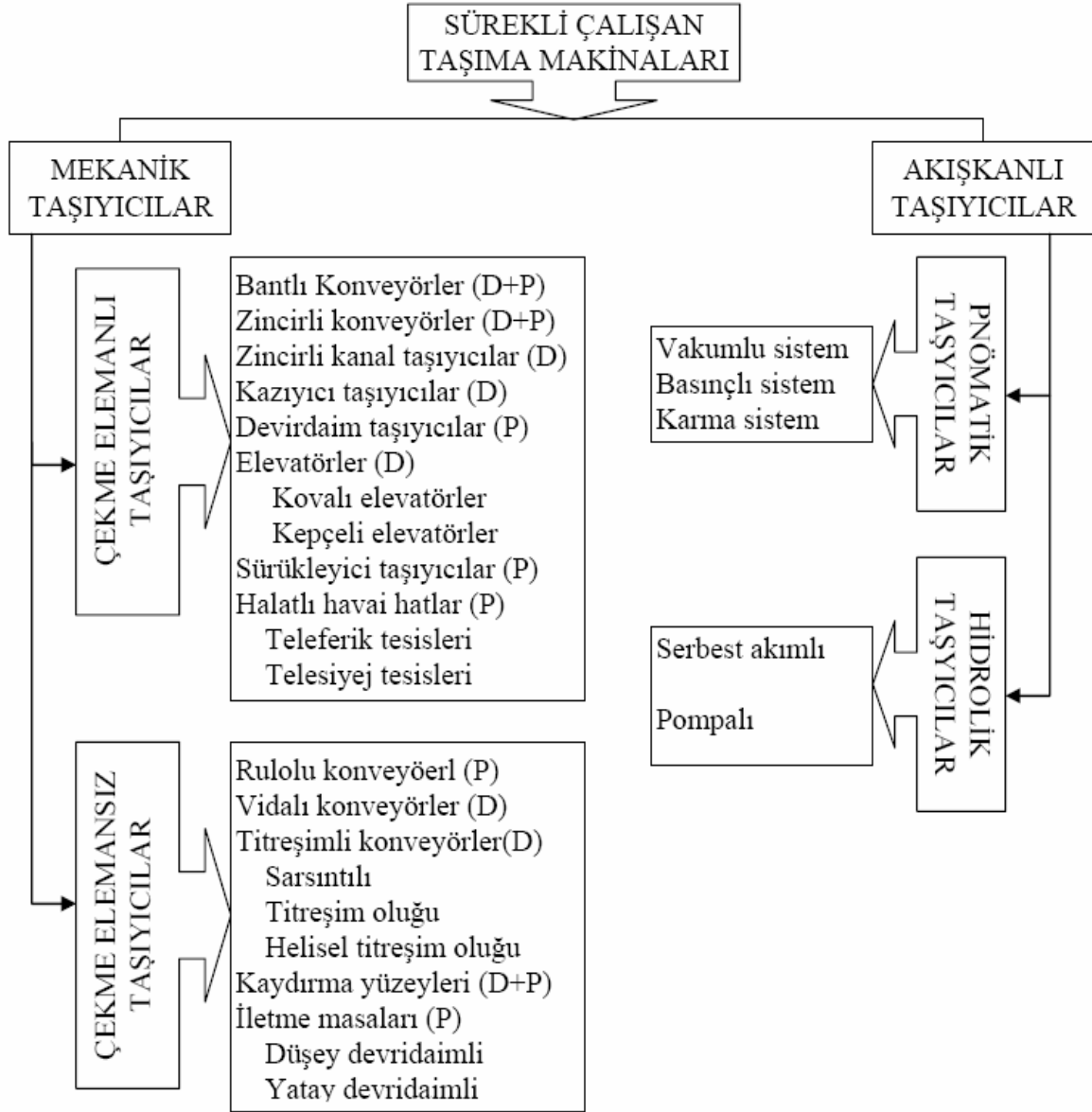
Sürekli transport makinelerine özgü bir nitelik; bunların yük taşıyıcı elemanlarının, yükü pratik olarak kesiksiz bir akışla veya ard arda ve toplam debiye göre küçük miktarlarda ve kesin bir biçimde belirlenmiş bir yörünge üzerinde taşımalarıdır. Bu tarz sürekli transport sistemlerinde, birim mallar da birbirini izler biçimde iletilebilir ve yük taşıyıcı elemanlar, hareket halinde yüklenip boşalabilirler.

Sürekli taşıyıcılar, endüstrinin her safhasında taşıma problemlerine çözüm getirmek amacıyla sıkça kullanılmaktadır. Özellikle fabrika içindeki taşıma işlerinde, yarı mamul veya mamul parçaların bir yerden bir yere taşınmasında kullanılırlar. Daha çok seri imalatta otomasyonu sağlamak amacıyla sağladıkları yararlar kaçınılmazdır. Taşıma işleminin uyum içinde yapılabilmesi için, daha önceden taşıma yolunun belirlenmesi gerekir.

DIN 15201'e göre sürekli taşıyıcıları, mekanik ve akışkan taşıyıcılar olmak üzere iki ana grupta toplayabiliriz. Tasarım şekline göre sürekli taşıyıcılar, "çekme elemanlı" ve "çekme elemansız taşıyıcılar olarak ikiye ayrılır. Çekme elemanlı taşıyıcılar; bantlı, zincirli götürücüler, elevatörlerdir. Çekme elemansız taşıyıcılar ise; rulolu, vidalı, salınlı götürücülerdir.

Konstrüktif özelliklere göre yapılan sınıflandırma, DIN 15201 normu esas alındığında Şekil

1.4'te görülen detaylı bir sınıflandırma şeklinde özetlenmektedir. Bu sınıflandırmada; dökme mallar için (D), parça mallar için (P) işaretleri kullanılmıştır.



Şekil 1.4 Sürekli taşıma makinelerinin sınıflandırılması

## 2. SALINIMLI GÖTÜRÜCÜLER

Bir salınımlı götürücü, esas olarak tabandan elastik destekli veya tepeden asılı açık yada kapalı bir tekne veya borudan oluşur. Bir titreşim kaynağı, tekne içindeki malın art arda küçük hareketlerle, belirli bir hızda ilerlemesi için tekne veya boruya salınım hareketleri verir. Malın hareket biçimi, çalıştırma karakteristikleri ve mesnet tasarımının etkili olduğu, tekne hareketine bağlıdır.

Salınımlı götürücüler, genellikle kısa mesafe ve düşük ya da orta kapasiteler için kullanılırlar. Bu tür götürücülerin üstünlüğü, basit oluşlarıdır. Götürücünün kendisi, herhangi bir mekanik parçası olmayan bir teknedir.

Salınımlı götürücüler; basit konstrüksiyonları, iri parçalı ve yüksek sıcaklıklardaki malları iletmeye elverişli olmaları nedeniyle, bilhassa gıda üretimi ve madencilikte, ürünlerin hazırlanma, taşınarak kurutulma veya depolanma bölgelerine götürülmesi aşamalarında kullanıldığı gibi, ayrıca eleme etkisinden de yararlanılır. Salınımlı götürücülerin uygulama alanları çok geniş ve yaygındır. Laboratuvarlarda kullanılan birkaç gram kapasitelilerden binlerce ton kapasiteli ağır endüstriyel uygulamalarda da kullanılabilir. Bu özelliklerinden dolayı, diğer götürücülerin başında ve sonunda ara eleman ve besleyici olarak da kullanılırlar.

Salınımlı götürücülerde yükün ileri doğru hareketi; ancak gidip gelen teknenin malzeme üzerinde doğurduğu sürtünme kuvvetlerinin, teknenin ileri geri hareketinde daha yüksek olduğu zaman mümkündür. Bu, bir ya da iki yolla gerçekleştirilebilir:

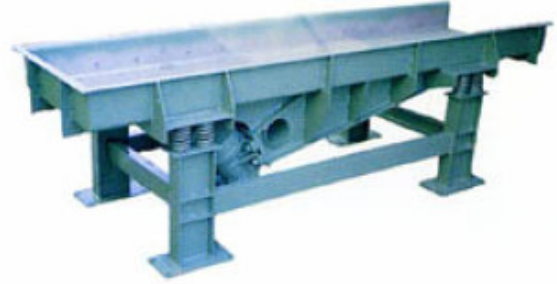
- Tekne, uzun ekseni doğrultusunda üzerindeki yük basıncı sabit kalacak, ancak kinematik kuvvetler ileri ve geri hareketler için farklı olacak biçimde hareket eder (Şekil 2.1a). Bu durum; sürtünme kuvvetini, teknenin ileri geri stoklarında değişik olmasına neden olur.
- Tekne düşey düzlemde, götürücünün boyuna ekseni ile çakışmayan bir parabolik yörünge boyunca hareket edecek biçimde yapılır (Şekil 2.1b). Kinematik kuvvetler, her iki yöndeki hareket için eşit iken; tekne üzerindeki yük basıncı ve dolayısıyla sürtünme kuvvetlerinin yük üzerindeki etkisi, ileri-geri stroklar için değişik olur.

Boyuna bileşen, yükün bir doğrultudaki hareketini kolaylaştırılıp öbür doğrultudaki hareketini engellediğinden; tekneye bir eğim verilerek yük, tek doğrultuda hareket ettirilir. Ancak, eğimli götürücüler yatay olanlardan daha az kullanılırlar. Böylece tekne yörüngesinin boyuna eksenle çakışıp çakışmadığına bağlı olarak; salınımlı götürücüler, tekne üzerindeki yük basıncının “sabit veya değişken” olmasına göre sınıflandırılır. Tekne yörüngesi, ileticinin

boyuna eksenini ile çakışiyorsa sabit yük basınçlı götürücü adı verilir. Tekne, düşey düzlemde götürücünün boyuna eksenini ile çakışmayan bir parabolik bir yörünge boyunca hareket ediyorsa değişken yük basınçlı götürücü adı verilir. Değişken yük basınçlı götürücüler, sarsak ve titreşimli götürücülerdir.



(a)



(b)

Şekil 2.1 Salınlı götürücü çeşitleri

Yük ve teknenin hareket şekline göre salınlı götürücüler, iki ana tipe ayrılabilir:

- a) Atalet-tipi (tekne tabanındaki sabit veya değişken yük basınçlı)
- b) Titreşimli götürücüler

Atalet kuvvetlerinden dolayı sabit yük basınçlı veya sarsak bir götürücüde yük, tekneye göre göreceli hareket eder (tekne ivmesinin düşey bileşeni, yerçekimi ivmesinden daha küçüktür). Bir titreşimli götürücüde yük, periyodik olarak teknedeki yukarı yükselir (sıçrar) ve küçük sarsıntılı hareketlerle ilerler (tekne ivmesinin düşey bileşeni, yerçekimi ivmesinden daha büyüktür). Malın hareket biçimindeki bu temel ayrımlar, götürücü teknesindeki farklı aşınma miktarlarını ve salınım hareketine katılan mal kütlesini tanımlar.

Sabit yük basınçlı ve sarsak götürücüler, kömür madenlerinde kömürün yeraltından iletilmesinde yaygın olarak kullanılırdı, fakat günümüzde bu amaçla pek kullanılmamaktadırlar. Titreşimli götürücüleri ise, endüstride çeşitli uygulamalarda görmek mümkündür.

İletilen malın yörünge şekline göre salınlı götürücüler; yatay, hafif eğik (aşağı veya yukarı 15°) ve dikey (burada yük, helisel bir tekne boyunca yukarı doğru hareket eder) olarak sınıflandırılabilir.

Salınlı götürücüler, aşağıdaki gibi avantajlara sahiptirler: dizaynlarının oldukça basit

olması; tozlu, zehirli ve sıcak yüklerin taşınmasında mükemmel bir sızdırmazlık sağlamaları; taşıma ile birlikte çeşitli işlem süreçlerinin (besleme, eleme, kurulama, soğutma, pişirme gibi...) yapılabilmesi; aşındırıcı yükler tarafından teknenin (titreşimli götürücülerde) az aşınması ve sürekli iletimde oldukça düşük güç tüketimi.

Bu götürücülerin dezavantajları ise, eğimli yolda yukarıya doğru mal iletiminde düşük performans (verim) vermeleri; yapışkan malzemelerin iletilmesinde kullanılamamaları; ince dağıtılmış toz halindeki malzemelerde iletim hızının ve iletim kapasitesinin düşük olması; dengelenmemiş kütleler nedeniyle taşıyıcı yapıların darbeli yüklere maruz kalması ve elastik elemanlar ile tahrik yataklarının ömürlerinin oldukça az olmasıdır. Ayrıca sabit yük basınçlı ve sarsak götürücülerin tekneleri, aşındırıcı yükler tarafından çabuk aşınırlar.

Salınımlı götürücüler, yatay veya hafif eğimli yol üzerinde nispeten kısa mesafelerde (50 – 100m) 400 m<sup>3</sup>/h iletim kapasitesine kadar dökme yüklerin ya da daha seyrek olarak birim yüklerin iletilmesinde kullanılırlar. Bir helisel tekneli dikey salınımlı götürücüler, dökme yükleri 12m yüksekliğe kadar iletebilirler. Bunların iletim kapasitesi 20 m<sup>3</sup>/h kadardır.

Salınımlı götürücülerin (özellikle titreşimli götürücüler) en iyi uygulama alanı; tozlu, sıcak, gaz içeren, zehirli ve zararlı kimyasal dökme yüklerin kimya ve metalürji sanayinde çevreden tamamen izole edilmiş bir halde iletilmesidir.

Yatay salınımlı götürücüler, makine atölyelerinde demir ve çelik talaşlarının iletilmesinde; dökümhanelerde çıkan sıcak kumun, döküm hurdalarının (atıklarının) ve küçük döküm parçalarının iletilmesinde ve metalürji endüstrisinde sıcaklığı 600 °C'ye kadar olan malzemelerin iletilmesinde kullanılır. Dikey sarsak götürücülerin özel tipleri, makine yapım atölyelerinde küçük makine parçalarının (vidalar, perçinler, alet parçaları vb.) makinede işleme ve montaj hatlarına dağıtım için toplama siloları ve besleyiciler olarak da kullanılır.

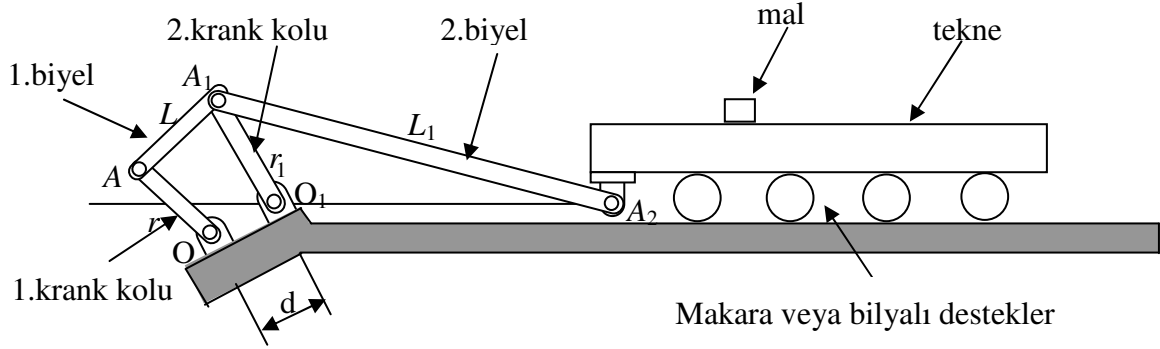
Salınımlı götürücülerin tamamı ıslak kil gibi yapışkan malzemelerin iletilmesinde kullanılmaz. Çimento gibi ince dağıtılmış toz halindeki malzemelerin iletilmesinde ise nadiren kullanılmaktadırlar.

Günümüzde kum, çakıl, mıcır, kömür, tahıl gibi dökme malların bantlı götürücülerde daha verimli bir şekilde iletilmesinden sonra bu malların salınımlı götürücüler ile iletilmesi pek uygun olmamaktadır. Salınımlı götürücülerin güç tüketimi, bantlı ve helezon götürücülerden birkaç kez daha büyüktür. Yükün mekanik etkilerle parçalanması bakımından bu götürücüler, bantlı ve helezon götürücü türlerinin arasında sayılırlar.

### 3. SABİT YÜK BASINÇLI GÖTÜRÜCÜLER

#### 3.1 Sabit Yük Basınçlı Götürücülerin Çalışma İlkesi

Sabit yük basınçlı götürücü; çubuk, sabit makara veya bilyalı destekler ile desteklenen bir tekneden, döndürme sisteminden ve tekne ile döndürme sistemini birbirine bağlayan bir çift-krank mekanizmasından (dört çubuk mekanizmasından) oluşur (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 Sabit yük basınçlı götürücü (Alışverişçi, 2006)

Sabit yük basınçlı götürücülerde, döndürme sistemi ile tekneye gidiş geliş hareketi verilir. Tekne, gidip geldikçe; mal istenilen noktada doldurulur. Mal, burada sürtünme yolu ile teknedeki kinetik enerji alır ve tekne, her strokunda bir taşıma hareketi yapar. Böylece yük, boşaltma ucuna doğru adım adım ilerler.

Tekne, yatay düzlemde doğrusal git-gel hareketleri yapar. Teknenin hız ve ivmesi, ileri ve geri dönüş stroklarında farklıdır. İleri stroğun kayda değer bir bölümünde (hareketin başlangıcında) tekne hızı, yavaş yavaş artar ve iletilen mala bir ivme verir. Daha sonra aniden sıfıra düşer ve yönü değişir. Geri dönüş stroğunda ise tekne hızı, ilk önce aniden artar ve daha sonra düzgün olarak azalır. Tekne ivmesi, ilk önce yavaş yavaş artar. Daha sonra aniden azalır, yön değiştirir, en büyük negatif değerine ulaşır ve son olarak aniden artar. Bu tekne hareketleri, çift-krank veya çubuk kol tahrik tarafından gerçekleştirilir.

İleri strokta belirli bir zaman aralığında; yük, tekne üzerinde kayma yapmaksızın kinetik enerji toplayarak tekne ile birlikte hareket eder. Tekne hızı aniden değiştiğinde meydana gelen hız azalmasından oluşan atalet ile yük, ileriye doğru hareket etmeye devam eder. Daha sonra ivme, belli bir değere ulaştığında yük, tekne üzerinde ileriye doğru kaymaya başlar. Yük, ileri ve geri dönüş strokunun belli bir bölümünde tekne üzerinde ileriye doğru kayar. Geri dönüş strokunun belirli bir anında, yükün tekne üzerinde kayması durur. Böylece yük, teknenin ileri ve geri dönüş stroklarının önemli bir bölümünde değişken bir hız ile ileriye doğru hareket

eder ve salınımın tam çevriminde sadece çok kısa bir zaman aralığında tekne üzerinde geriye doğru hareket eder. Götürücünün çalışma biçimi, yükün geriye doğru hareketini en aza indirecek şekilde seçilir.

Sabit yük basınçlı götürücüler, ivmelendirme prensibine göre çalışırlar. Her bir salınım çevriminde teknenin tabanındaki yükün basınç kuvveti, daima aynıdır ve yükün yerçekimi kuvvetine (ağırlığına) eşittir. Ancak kinematik kuvvetler ileri ve geri hareketler için farklı olacaktır. Ayrıca tekne üzerindeki yükün sürtünme kuvveti de sabittir. Yük, daima tekne ile temas halindedir ve teknedeki yükselmez. Yükün devamlı sürtünmesi, teknenin aşınmasına neden olur (Alışverişçi, 2006).

Sabit yük basınçlı götürücüler, şu özelliklere sahiptirler: krank yarıçapı tarafından belirlenen 50 – 150 mm teknenin salınım genliği, 40 – 85 1/d salınım frekansı, 200 – 1200 mm tekne genişliği, 50 m'ye kadar (bazen de 100 m) tekne uzunluğu. Ayrıca yatay götürücüde yükün hızı, genellikle 0,2 m/s'den daha büyük olmamaktadır (Spivakovsky, 1985).

### 3.2 Sabit Yük Basınçlı Götürücülerde Hareketin Dinamiği

Bu tür götürücüler için kullanılan döndürücülere ilişkin bir şema, Şekil 3.1'de görülmektedir. Döndürme mekanizması, krank-biyel mekanizması olup dört mafsallı bir çubuk sisteminden meydana gelir.  $OA$  krankı, bir elektrik motoru tarafından düzgün bir hızla tahrik edilir.  $AA_1$  mafsalı yardımıyla birinci kranka bağlanmış olan ikinci  $O_1A_1$  krankı ise düzgün olmayan bir hızla döner ve  $A_1A_2$  çubuğu aracılığıyla titreşimli gidiş-geliş hareketini, bilye ya da masura destekleri üzerine yerleştirilmiş olan tekneye iletir. Tekne, uzun (boyuna) ekseni boyunca hareket eder.

Yatay teknenin hareketinin bir kinematik şeması Şekil 3.2'de verilmiştir. Tekne hareketinin  $t$  çevrim zamanı  $x$  ekseninde; teknenin  $V_t$  hızı ve  $a_t$  ivmesi ise  $y$  ekseninde gösterilmiştir. Teknenin  $V_t$  hızı,  $OABCDE$  çizgisi ile gösterilmektedir.  $OC$  periyodu ileri hareketi,  $CF$  ise geri hareketi temsil etmektedir.

Tekne, artan bir hızla hareket ederken ivme de artıdır ( $OA$  bölümü); fakat hız,  $A$  noktasında maksimum değerine ulaştığında ivme sıfır olur. Bu noktadan sonra hız azalmaya başlayarak  $C$  noktasında sıfır olur. Hız, daha sonra eksi olur ve  $D$  noktasına kadar mutlak değeri artar. İvme, bütün bu periyot boyunca eksi kalır ve hız eğrisinin yatayla en büyük eğimini yaptığı anda maksimum değerine varır.  $D$  noktasından itibaren hız mutlak değerce azalır (değeri eksidir), ivme de tekrar artı değer kazanır.

Bir yükün yatay bir konveyör boyunca hareketi incelenirse, eğer  $G$  yükün tekne üzerindeki basıncı (ağırlığı),  $\mu_s$  yük ile tekne arasındaki statik sürtünme katsayısı ise yük ile tekne arasındaki sürtünme kuvveti,

$$F_{\max} = G\mu_s \quad (3.1)$$

olacaktır. Teknenin yük ile birlikte hareketleri sırasında yüke iletildiği maksimum ivme ise,

$$a_{\max} = \frac{F_{\max}}{m} = \frac{G\mu_s}{m} = \frac{mg\mu_s}{m} = g\mu_s \quad (3.2)$$

olacaktır. Burada  $g$ , yerçekimi ivmesi [ $m/s^2$ ]’dir.

İletilen malzemenin tekne üzerinde hareket edebilmesi için, malzemenin atalet kuvvetinin sürtünme kuvvetinin değerini aşması gerekir. Atalet kuvveti, sistemin ivmesine ters yönde ve kütlelenin büyüklüğüyle orantılıdır.

(3.2) nolu denklem, yük ve teknenin birlikte hareket edebilmeleri için  $a \leq g\mu_s$  olması gerektiğini gösterir. Buradan tekne ivmesinde, yukarıdaki değer üzerinde bir kazanç olduğu zaman yükün kayacağı anlaşılır. İleri hareketin başlangıcında tekne ivmesi pozitif olduğundan ivmenin tersi yönde atalet kuvveti etkisiyle malzemenin kayması arzu edilmez. Ancak ileri hareketin 1/4’lük kısmından sonra ivmenin yönü ani olarak değişir ki; malzeme, iletim yönünde hareket etmeye zorlanır. Malzeme, tekne üzerinde kaymaya başladığında iletim olayı gerçekleşir. Bu durum, atalet kuvvetinin mutlak değerinin sürtünme kuvvetinin altına düşmesine kadar devam eder ve malzeme yine tekneyle birlikte hareket eder.

$y$  ekseninin artı ve eksi bölümlerinde  $g\mu_s$  değeri, ivme ölçeği ile işaretlendiğinde;  $OB$  periyodu için, tekne ivmesinin  $g\mu_s$  değerinden küçük olduğu görülür (Şekil 3.2). Bu durum, tekne ve yükün birlikte hareket ettiklerini ve  $OB$  eğrisinin sadece teknenin  $V_t$  hızını değil aynı zamanda yükün  $V_m$  hızını da temsil ettiğini gösterir.  $B_2$  noktasında teknenin  $a_t$  ivmesinin değeri, negatif olup mutlak değer bakımından  $g\mu_s$  değerini aşar. Böylece yük, ivmenin tersi yönünde yani ileri doğru kaymaya başlar. Bu periyot süresince mal, tekneye göre hareket ettiği için; negatif değerli sabit bir  $G\mu_k$  sürtünme kuvveti, yükü tekne arasına etki yapar. Burada  $\mu_k$ , kinetik kayma sürtünmesi katsayısıdır. Bundan dolayı yükün ivmesi,

$$a_m = -\frac{G\mu_k}{m} = -\frac{mg\mu_k}{m} = -g\mu_k = \text{sabit} \quad (3.3)$$



olacaktır.

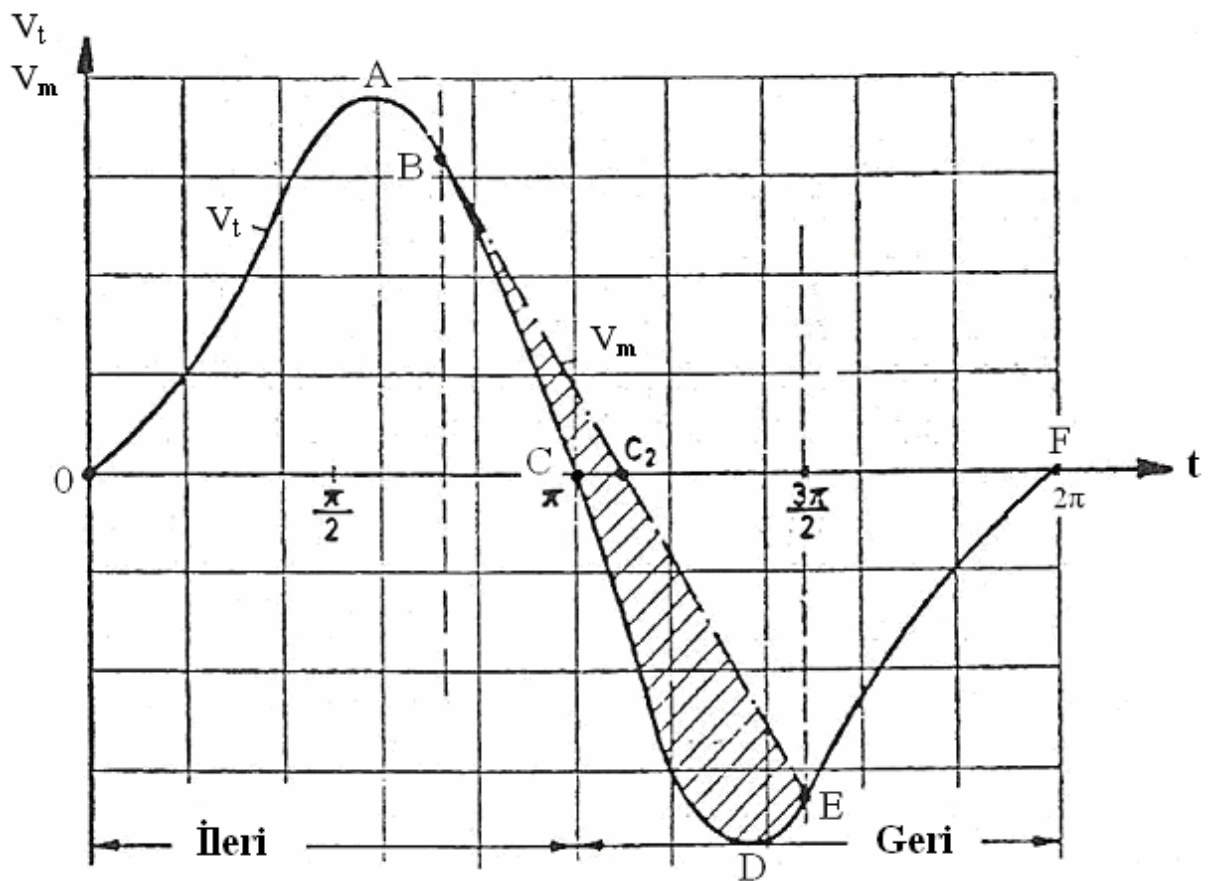
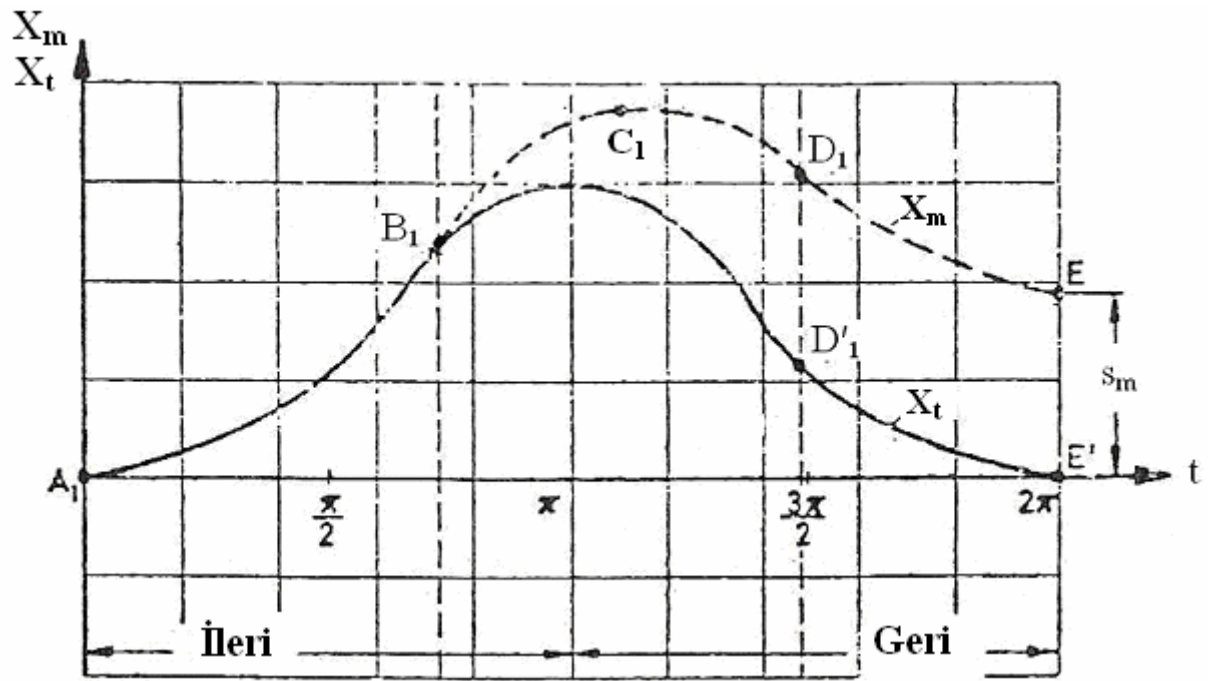
İletilen mal; tekneden ayrıldığı anda  $V_m$  hızı ile hareket ederken tekne yolu  $X_t$  ile mal yolu  $X_m$ ,  $B_1$  noktasında birbirinden ayrılırlar.  $B$  noktasından itibaren mal hızı  $V_m$  ile tekne hızı  $V_t$ , birbirlerinden farklı değerler alacaklardır. Sürtünme, hareket esnasında devamlı vardır. Bu nedenle mal hızı  $V_m$ ,  $B$  noktasından itibaren  $g\mu_k$  oranı ile azalır. Hız, doğrusal olarak azalır. Bu nedenle  $B_1$  ve  $C_1$  noktaları arasında malın kat ettiği yol bir parabolüdür.  $C_2$  noktasında malın hızı  $V_m$  sıfırdır ve iletilen mal yön değiştirmiştir. Bununla birlikte pozitif olarak  $D_1(E)$  noktasına kadar iletilen mal, tekneden ayrı hareket eder. İletim malının parabolü,  $B_1$ 'den  $D_1$ 'e kadar uzanır.

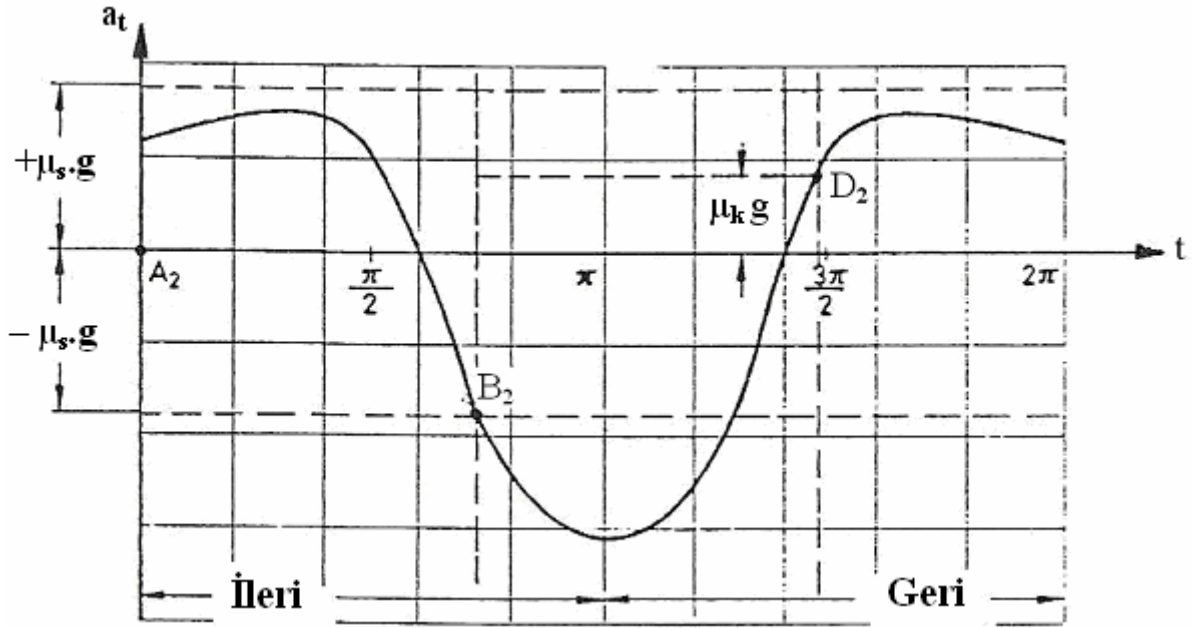
Diyagramda  $BE$  eğik çizgisi yük hızını temsil eder ve  $E$  noktasında tekne ile yükün hızları birbirine eşit olur. Bu andaki tekne ivmesinin değeri,  $g\mu_s$  değerinden daha küçük olduğundan tekne ile yük birlikte hareket etmeye başlar. Bir periyotta gerçekleştirilen bu hareket tekrarlanır.

$D_1E$  eğrisi,  $D_1E'$  eğrisine uymaktadır ve  $E - E'$  noktaları arasındaki mesafe, teknenin ileri-geri hareketi sonucunda malın aldığı yoldur. Bu mesafe, ayrıca Şekil 3.2'deki  $V-t$  diyagramında  $BDE$  alanı olarak da gösterilmiştir. Bu alan, yükün tekneye göre bağıl hareketi temsil eder. Bu alanı önceden saptanmış ölçekte ve planimetre ile ölçerek yükün tam bir çevrimdeki  $S_m$  yer değiştirmesini [m] ve ortalama işletme hızı,

$$V_{m_{ort}} = \frac{S_m \cdot n}{60} \quad [\text{m/s}] \quad (3.4)$$

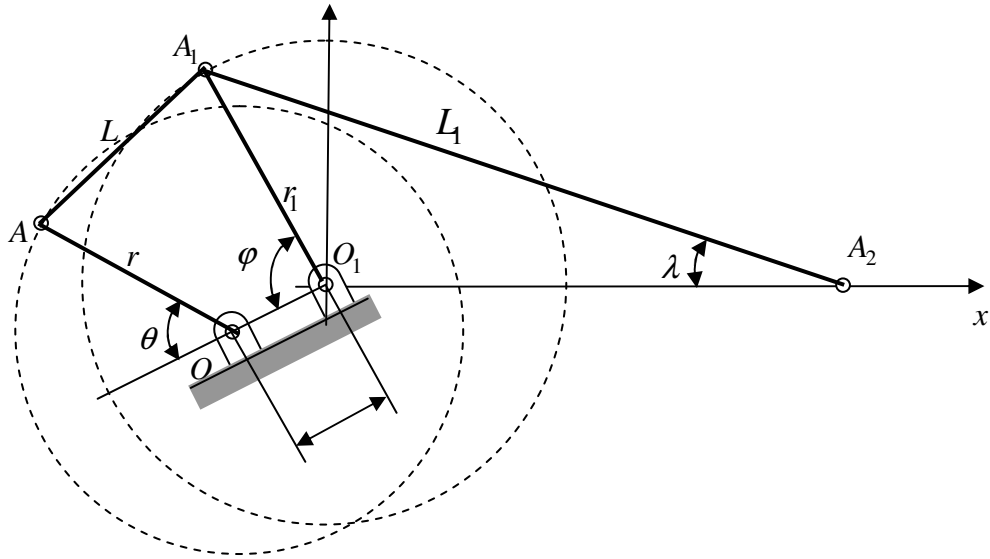
olarak hesaplanır. Burada  $n$ , teknenin dakikada salınım çevrimi sayısıdır.





Şekil 3.2 Sabit yük basınçlı götürücünün kinematik diyagramı (yol, hız ve ivme-zaman diyagramları)

### 3.3 Mekanizmanın Geometrisi



Şekil 3.3 Tekneye salınım hareketi yaptıran 4 çubuk mekanizmasının geometrik parametreleri

Şekil 3.3'teki mekanizmadan,  $x$  eksenine doğrultusunda doğrusal ötelenme hareketi yapan teknenin konum, hız ve ivme değerlerinin  $A_2$  noktası ile aynı olduğu görülür.  $A_2$  noktasının, 1. Krank'ın  $OO_1$  doğrusu ile yaptığı  $\theta$  açısına göre konumunu bulmak için, önce  $\theta$  ile  $\varphi$  ve  $\lambda$

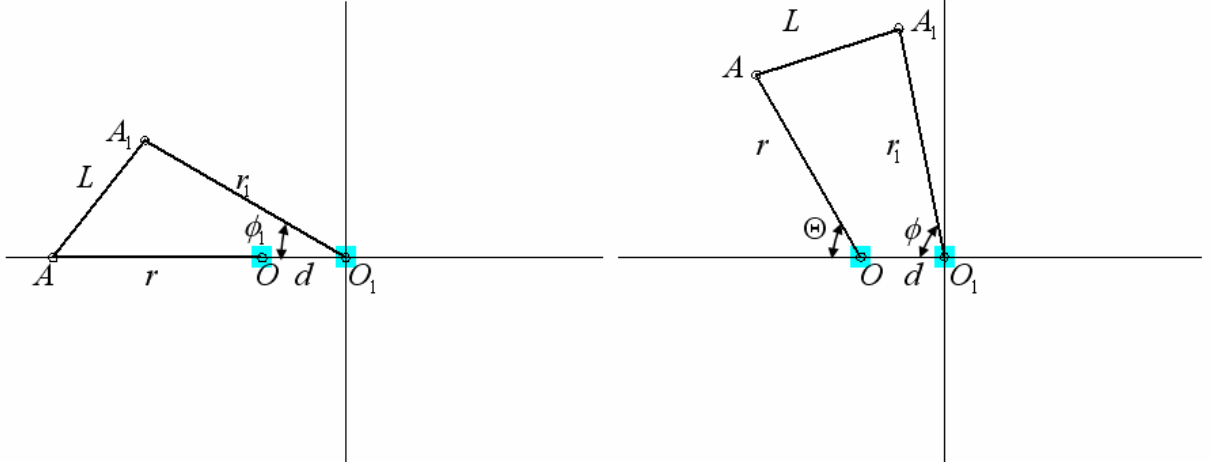
ile  $\varphi$  arasındaki bağıntının elde edilmesi gerekir.

$\theta$  ve  $\varphi$  arasındaki bağıntı,  $L$  uzunluğundaki  $AA_1$  doğrusu ve bunun  $OO_1$  doğrusuna paralel ve dik doğrulardaki izdüşümleri ile oluşturulan dik üçgene, “Pisagor Teoremi” uygulanarak elde edilir. Bu bağıntıdan  $\varphi$ 'yi doğrudan çözmek için sayısal yöntemler uygulanır. Bu bağıntıyı, sayısal yöntemlere uygun hale getirmek için; bir periyotluk hareket, 4 konum ve 4 bölgede incelenmiştir.

Aşağıdaki şekillerde kullanılan  $\Theta$  ve  $\phi$  açıları, sadece bahsedilen konum ve bölgelerde geçerli olan açılardır.  $\theta$  ve  $\varphi$  ise, yatay eksenin sol tarafında sıfırdan başlayıp sürekli artan açılardır. Buradaki hesaplarda  $\theta$ ,  $(0 - 2\pi)$ ;  $\varphi$  ise,  $(\phi_1 - \phi_1 + 2\pi)$  aralıklarında alınmıştır.

1. Konum:  $\theta_1 = \Theta_1$ ,  $\Theta_1 = 0$

1. Bölge:  $\theta = \Theta$ ,  $0 < \Theta < \pi - \Theta_2$



Şekil 3.4 Dört çubuk mekanizmasının 1. konum ve 1. bölge için şematik gösterilimi

### 1. Konum için:

$A_1AO_1$  üçgeninde kosinüs teoremi uygulanırsa,

$$L^2 = r_1^2 + (r + d)^2 - 2r_1(r + d)\cos\phi_1 \quad (3.5)$$

denklemini elde edilir. Buradan  $\phi_1$  açısı,

$$\cos\phi_1 = \frac{r_1^2 + (r + d)^2 - L^2}{2r_1(r + d)} \quad (3.6)$$

bulunur.



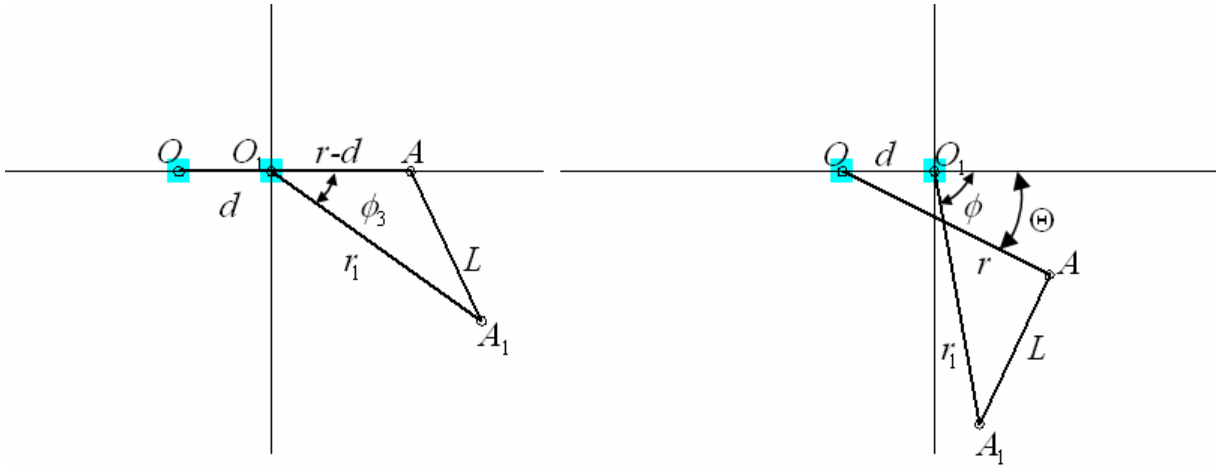
$$L^2 = (d + r_1 \cos \phi - r \cos \Theta)^2 + (r \sin \Theta + r_1 \sin \phi)^2 \quad (3.11)$$

Bu eşitlikte gerekli düzenlemeler yapılırsa,  $0 < \Theta < \Theta_2$  aralığında geçerli olan

$$f_2(\Theta, \phi) = d^2 + r^2 + r_1^2 - L^2 + 2d(r \cos \Theta - r_1 \cos \phi) - 2rr_1(\cos \Theta \cos \phi - \sin \Theta \sin \phi) = 0 \quad (3.12)$$

bağıntısı elde edilir. Bu bölgede  $\theta = \pi - \Theta$  ve  $\varphi = \pi + \phi$ 'dir.

3. Konum:  $\theta_3 = \pi$ ,  $\Theta_3 = 0$ ,  $\varphi_3 = \pi + \phi_3$       3: Bölge:  $\theta = \pi + \Theta$ ,  $\varphi = \pi + \phi$   $0 < \Theta < \pi - \Theta_4$



Şekil 3.6 Dört çubuk mekanizmasının 3. konum ve 3. bölge için şematik gösterilimi

**3. Konum için:**  $\theta_3 = \pi$ ,  $\Theta_3 = 0$ ,  $\varphi_3 = \pi + \phi_3$

$AO_1A_1$  üçgenine kosinüs teoremi uygulanırsa,

$$L^2 = r_1^2 + (r - d)^2 - 2r_1(r - d)\cos \phi_3 \quad (3.13)$$

denklemini elde edilir. Buradan  $\phi_3$  açısı,

$$\cos \phi_3 = \frac{r_1^2 + (r - d)^2 - L^2}{2r_1(r - d)} \quad (3.14)$$

olarak bulunur.

**3. Bölge için:**

$\Theta$  ve  $\phi$  arasındaki bağıntı;  $L$  uzunluğundaki  $AA_1$  çubuğunun uzunluğunun karesini, yatay ve düşey doğrultudaki izdüşümlerinin karelerinin toplamına eşitleyerek elde edilir.

$$L^2 = [r \cos \Theta - (d + r_1 \cos \phi)]^2 + (r_1 \sin \phi - r \sin \Theta)^2 \quad (3.15)$$

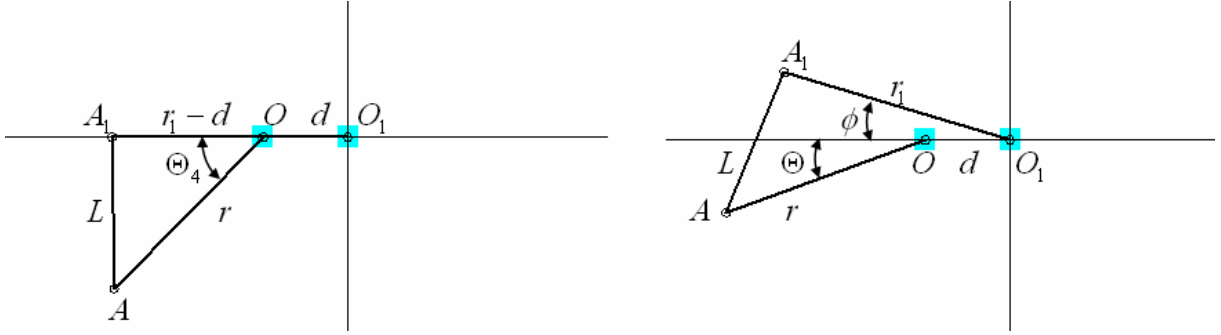
Bu eşitlikte gerekli düzenlemeler yapılırsa,  $0 < \Theta < \pi - \Theta_4$  aralığında geçerli olan

$$f_3(\Theta, \phi) = d^2 + r^2 + r_1^2 - L^2 - 2d(r \cos \Theta - r_1 \cos \phi) - 2rr_1(\cos \Theta \cos \phi + \sin \Theta \sin \phi) = 0 \quad (3.16)$$

bağıntısı elde edilir. Bu bölgede  $\theta = \pi + \Theta$  ve  $\varphi = \pi + \phi$ 'dir.

4. Konum:  $\theta_4 = 2\pi - \Theta_4$ ,  $\varphi_4 = 2\pi$ ,  $\phi_4 = 0$

4. Bölge:  $\theta = 2\pi - \Theta$ ,  $\varphi = \phi$ ,  $0 < \Theta < \Theta_4$



Şekil 3.7 Dört çubuk mekanizmasının 4. konum ve 4. bölge için şematik gösterilimi

**4. Konum için:**  $\theta_4 = 2\pi - \Theta_4$ ,  $\varphi_4 = 2\pi$ ,  $\phi_4 = 0$

$AOA_1$  üçgenine kosinüs teoremi uygulanırsa,

$$L^2 = r^2 + (r_1 - d)^2 - 2r(r_1 - d) \cos \Theta_4 \quad (3.17)$$

denklemini elde edilir. Buradan  $\Theta_4$  açısı,

$$\cos \Theta_4 = \frac{r^2 + (r_1 - d)^2 - L^2}{2r(r_1 - d)} \quad (3.18)$$

olarak bulunur.

**4. Bölge için:**

$\Theta$  ve  $\phi$  arasındaki bağıntı;  $L$  uzunluğundaki  $AA_1$  çubuğunun uzunluğunun karesini, yatay ve düşey doğrultudaki izdüşümlerinin karelerinin toplamına eşitleyerek elde edilir.

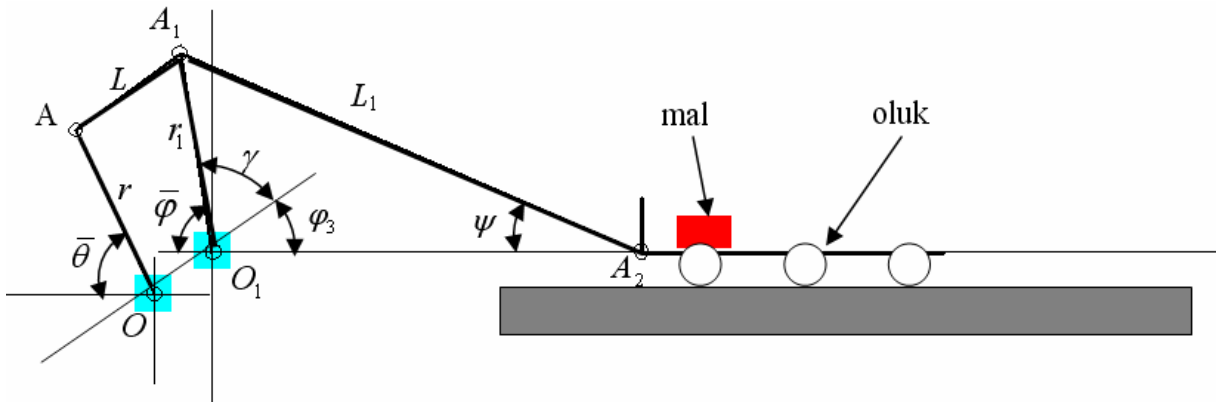
$$L^2 = (d + r \cos \Theta - r_1 \cos \phi)^2 + (r \sin \Theta + r_1 \sin \phi)^2 \quad (3.19)$$

Bu eşitlikte gerekli düzenlemeler yapılırsa,  $0 < \Theta < \Theta_4$  aralığında geçerli olan

$$f_4(\Theta, \phi) = d^2 + r^2 + r_1^2 - L^2 + 2d(r \cos \Theta - r_1 \cos \phi) - 2rr_1(\cos \Theta \cos \phi - \sin \Theta \sin \phi) = 0 \quad (3.20)$$

bağıntısı elde edilir. Bu bölgede  $\theta = 2\pi - \Theta$  ve  $\varphi = \phi$ 'dir.

Doğrusal öteleme hareketi yapan teknenin konumu, Şekil 3.8'den görüldüğü gibi  $A_2$  noktasının konumu ile aynı olduğu için;  $r_1$  uzunluğundaki  $O_1A_1$  krankının yatay doğrultu ile yaptığı  $\varphi$  açısına bağlı olarak yazılabilir (Şekil 3.3). En hızlı mal iletimini, geniş bir sürtünme aralığı içinde uygulayabilmek için; teknenin hareket doğrultusunun, 4 çubuk mekanizmasının  $OO_1$  doğrultusu ile  $30^\circ$ - $35^\circ$ lik bir açı yapması gerekir. Bu açı  $\phi_3$  açısına eşit alınabilir (Şekil 3.6). Bu durumda teknenin  $\varphi$ 'ye bağlı konumu olan  $O_1A_2$  uzunluğu aşağıdaki gibi elde edilir.



Şekil 3.8 Tekne ve hareket mekanizmasının şematik gösterilimi

$$O_1A_2 = L_1 \cos \psi - r_1 \cos \bar{\varphi} \quad (3.21)$$

$$L_1 \sin \psi = r_1 \sin \bar{\varphi} \Rightarrow \sin \psi = \frac{r_1}{L_1} \sin \bar{\varphi} \Rightarrow \cos \psi = \sqrt{1 - \left(\frac{r_1}{L_1}\right)^2 \sin^2 \bar{\varphi}} \quad (3.22)$$

$$O_1A_2 = L_1 \sqrt{1 - \left(\frac{r_1}{L_1}\right)^2 \sin^2 \bar{\varphi}} - r_1 \cos \bar{\varphi} \quad (3.23)$$

(3.23) nolu denklemde görülen  $\bar{\varphi}$  yerine,  $\bar{\varphi} = \varphi - \phi_3$  ifadesi yazılırsa;

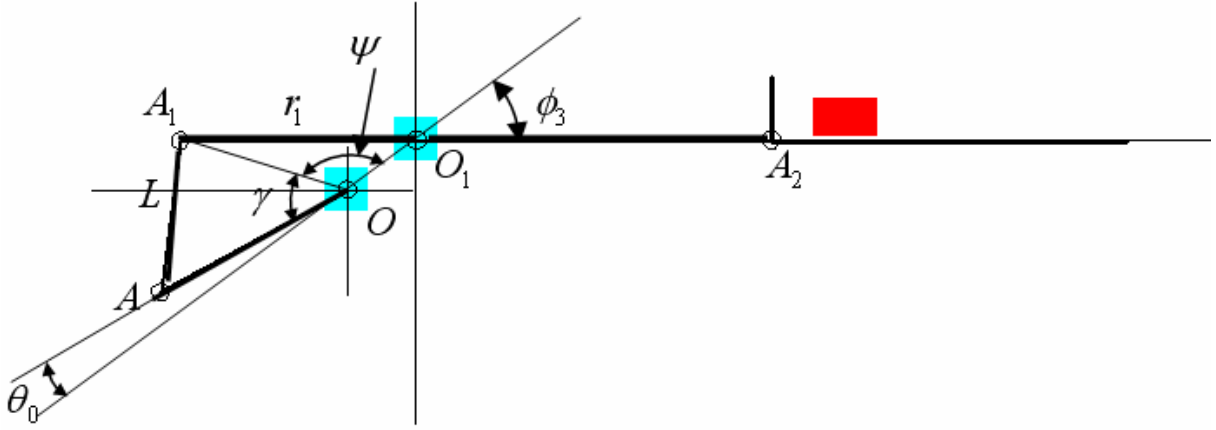
$$O_1A_2 = L_1 \sqrt{1 - \left(\frac{r_1}{L_1}\right)^2 \sin^2 (\varphi - \phi_3)} - r_1 \cos (\varphi - \phi_3) \quad (3.24)$$

$\varphi$ 'ye bağlı bağıntılar elde edilir. Bu elde edilen (3.24) nolu denkleminin zamana göre 1. türevi teknenin hızını, 2. türevi ise teknenin ivmesini verir. Serbest değişken olarak verilen  $\theta$



değerlerini; (3.8), (3.12), (3.16) ve (3.20) nolu denklemlerde yerine koyup bulunan  $\varphi$  değerleri (3.24) nolu denklemde yerine konulursa;  $O_1A_2$ 'nin çeşitli noktadaki değerleri elde edilir. Bu elde edilen değerler ve bunların sayısal türevleri ile teknenin konum, hız ve ivme grafikleri çizilebilir.

Teknenin en gerideki konumunu, başlangıç noktası olarak almak için;  $\theta$  krank açısının, bu konumdaki  $\theta_0$  değerinin hesaplanması gerekir. Bu  $\theta_0$  değeri, Şekil 3.9 yardımı ile hesaplanabilir.



Şekil 3.9 Tekne, en geri konumda iken dört çubuk mekanizması

$$\theta_0 = \pi - (\psi + \gamma) \quad (3.25)$$

Buradaki  $\psi$  açısı,  $AOO_1$  üçgenine kosinüs teoremi uygulanarak hesaplanır. Bunun için önce  $OA_1$  uzunluğu hesaplanmalıdır.

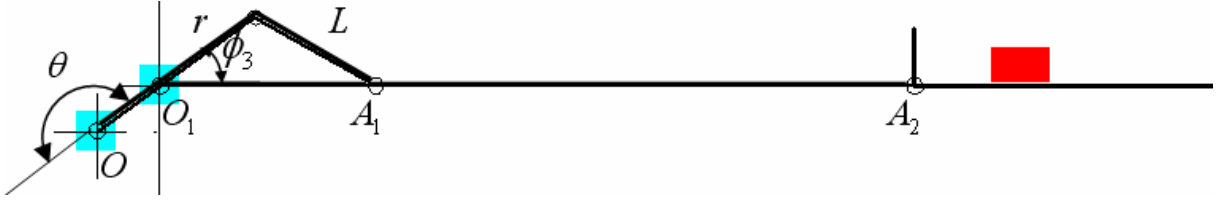
$$OA_1 = \sqrt{r_1^2 + d^2 - 2r_1d \cos \phi_3} \quad (3.25)$$

$$r_1^2 = d^2 + (OA_1)^2 - 2(OA_1)d \cos \psi \Rightarrow \cos \psi = \frac{d^2 + (OA_1)^2 - r_1^2}{2(OA_1)d} \quad (3.26)$$

Aynı şekilde  $\gamma$  açısı da,  $A_1AO$  üçgeninden hesaplanır.

$$L^2 = r^2 + (OA_1)^2 - 2(OA_1)r \cos \gamma \Rightarrow \cos \gamma = \frac{r^2 + (OA_1)^2 - r_1^2}{2(OA_1)d} \quad (3.27)$$

Şekil 3.10'dan görüldüğü üzere; teknenin en ileri konumunda  $\theta$  açısı,  $\pi$ 'ye eşittir.



Şekil 3.10 Tekne, en ileri konumda iken dört çubuk mekanizması

### 3.4 Sabit Yük Basıncılı Götürücülerin Bilgisayar Yardımı ile Dinamik Analizi

Burada, teknenin bir periyotluk hareketinde malın aldığı yolun krank hızına, statik sürtünme katsayısına, sürtünme katsayıları oranına ve 4 çubuk mekanizmasını oluşturan çubukların uzunluklarının oranına bağlı olarak değişimi, “Mathematica” programında oluşturulan yazılım yardımıyla çizilen grafikler ile gösterilmiştir. Ayrıca çeşitli sürtünme katsayılarında; krankın dönme hızına göre malın bir saniyede aldığı yol ve çeşitli sürtünme katsayılarında, tekne yolu ile  $OO_1$  arasındaki açıya göre, malın bir saniyede aldığı yolu gösteren şekiller çizilmiştir (Alışverişçi, 2006).

Aşağıdaki grafiklerin çiziminde kullanılan sabit yük basınçlı götürücü ve iletilen malzemeye ait geometrik, dinamik, statik parametreler ve sayısal değerler:

$r$  : 1. krank uzunluğu (m)

$r_1$  : 2. krank uzunluğu (m)

$L$  : 1. biyel uzunluğu (m)

$L_1$  : 2. biyel uzunluğu (m)

$d$  : Krank mil eksenleri arasındaki uzaklık,  $OO_1$  mesafesi (m)

$\lambda_1 = r/L$  : Birinci krank uzunluğunun birinci biyel uzunluğuna oranı

$\lambda_2 = r/r_1$  : Birinci krank uzunluğunun ikinci krank uzunluğuna oranı

$\lambda_3 = r_1/L_1$  : İkinci krank uzunluğunun ikinci biyel uzunluğuna oranı

$\mu_s$  : Statik sürtünme katsayısı

$\mu_k$  : Kinetik sürtünme katsayısı

$\mu_k / \mu_s$  : Sürtünme katsayıları oranı

$n_1$  : 1. krankın dönme hızı (d/d)

$r = 0.06$  m,  $\lambda_1 = 1.4$ ,  $\lambda_2 = 0.9$ ,  $\lambda_3 = 0.4$ ,  $d = 4r$ ,  $\mu_s = 0.4$ ,  $\mu_k = 0.3$ ,  $\mu_k / \mu_s = 0.75$ ,

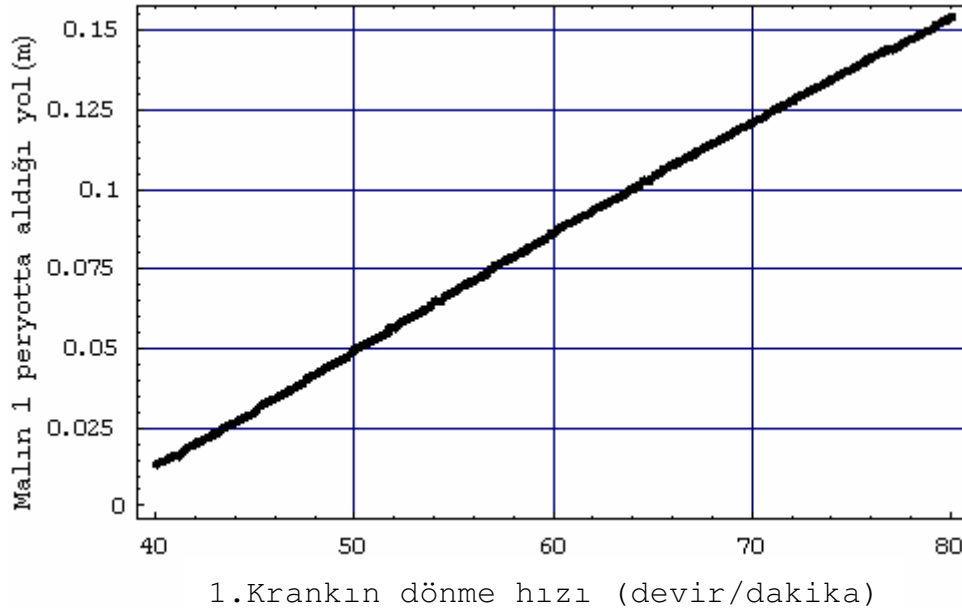
$\mu_s g = 3.924$  m/s<sup>2</sup>,  $\mu_k g = 2.943$  m/s<sup>2</sup>,  $n_1 = 60$  d/d

Şekil 3.14, 3.15 ve 3.16'daki grafiklerin her birinde, sayısal değerleri verilen parametrelerden sadece bir tanesi değiştirilip, malın bir periyotluk hareketteki ilerleme miktarı izlenmiştir.

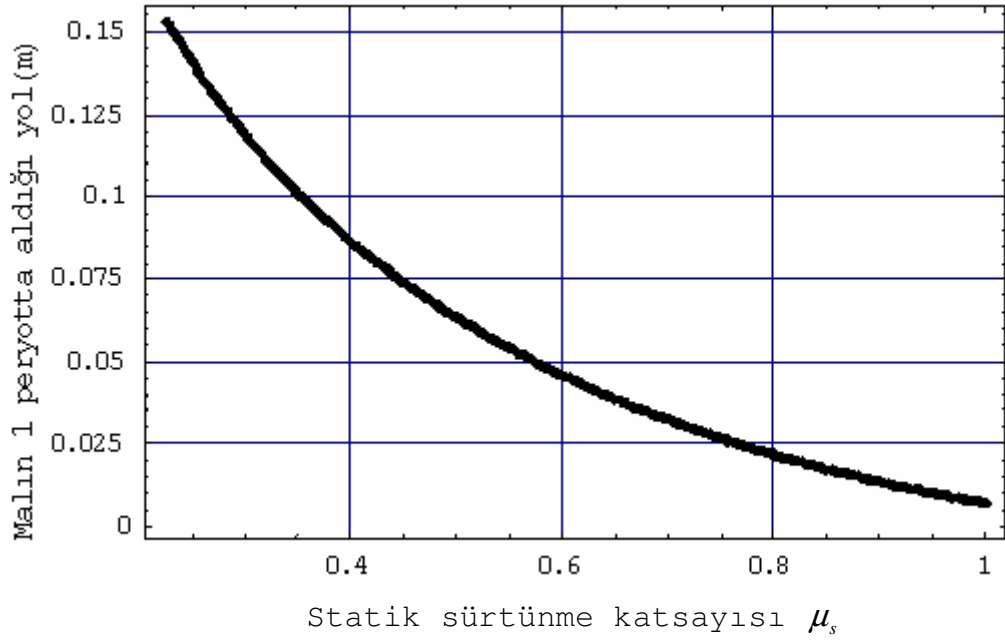
Sabit açısal hız ile dönen 1. krankın devir sayısı ile malın bir periyotta aldığı yolu gösteren Şekil 3.11'den görüldüğü gibi; krankın devir dönme hızı arttıkça, malın aldığı yol doğrusal biçimde artar. Ancak teknenin ileri hareketindeki ivmesi,  $\mu_s g$ 'den büyük olmamalıdır. Bundan dolayı, daha yüksek sürtünme katsayılarında devir hızı daha fazla olabilir.

Tekne yüzeyi ile iletilen mal arasında oluşan statik sürtünme katsayısına göre bir periyotta malın ilerleme miktarı, sürtünme katsayısı arttıkça, Şekil 3.12'den görüldüğü gibi azalmaktadır. Statik sürtünme katsayısının kinetik sürtünme katsayısına olan oran arttıkça, malın bir periyotluk harekette ilerleme miktarı, Şekil 3.13'den görüldüğü gibi azalmaktadır.

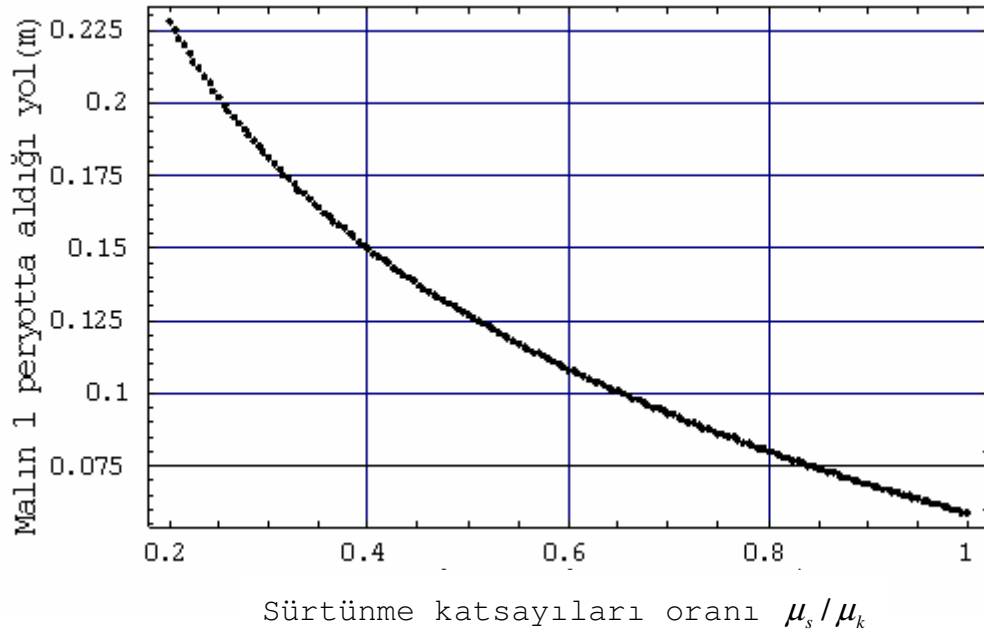
1. krank kolunun 1. biyele oranı olan  $\lambda_1 = r/L$  değeri arttıkça, malın bir periyotluk harekette ilerleme miktarı, Şekil 3.14'ten görüldüğü gibi azalmaktadır. Krank kolları oranı olan  $\lambda_2 = r/r_1$  değeri arttıkça, malın bir periyotluk harekette ilerleme miktarı, Şekil 3.15'ten görüldüğü gibi azalmaktadır. Buna karşılık Şekil 3.16'dan görüldüğü gibi 2. krank kolunun 2. biyele oranı olan  $\lambda_3 = r_1/L_1$  değeri arttıkça, malın ilerleme miktarı artmaktadır.



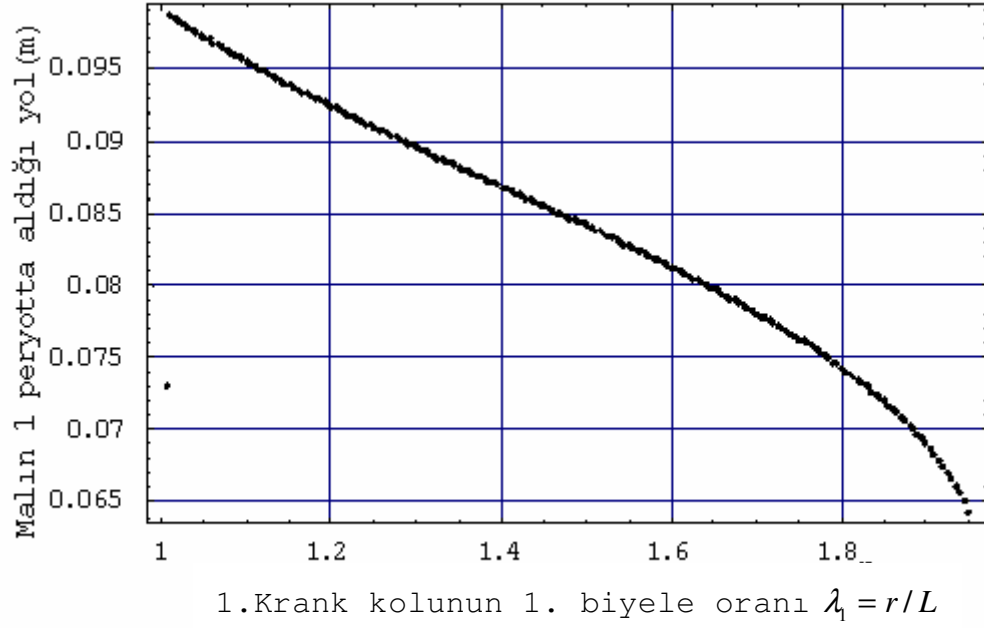
Şekil 3.11 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun 1. krankın dönüş hızına göre değişimi



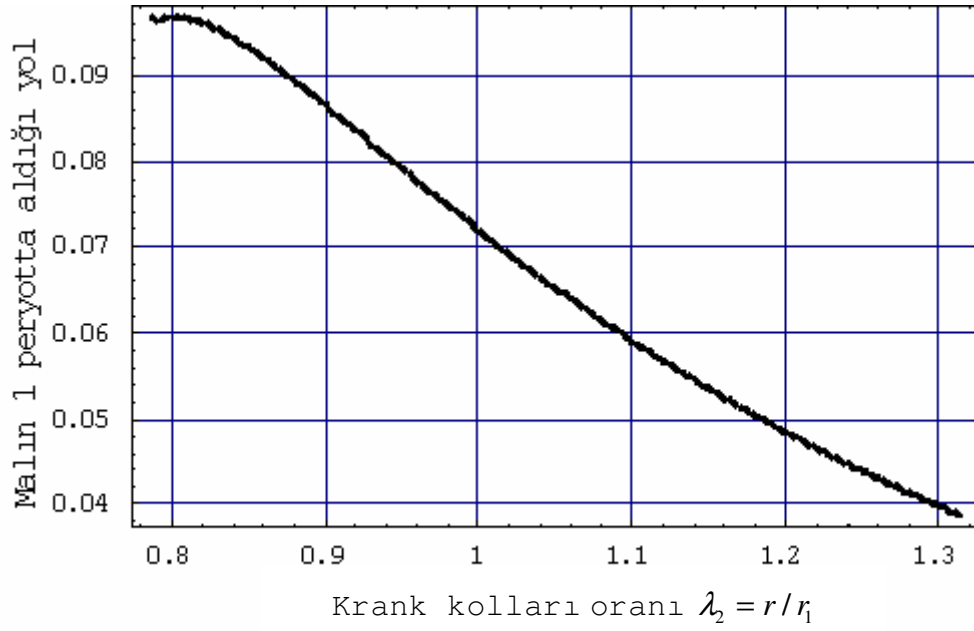
Şekil 3.12 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun statik sürtünme katsayısına göre değişimi



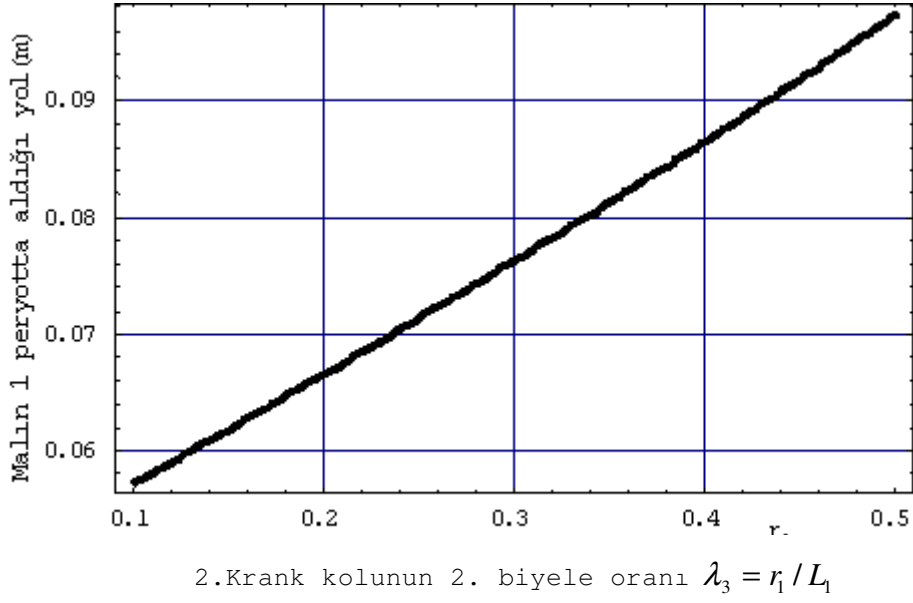
Şekil 3.13 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun sürtünme katsayısı oranına göre değişimi



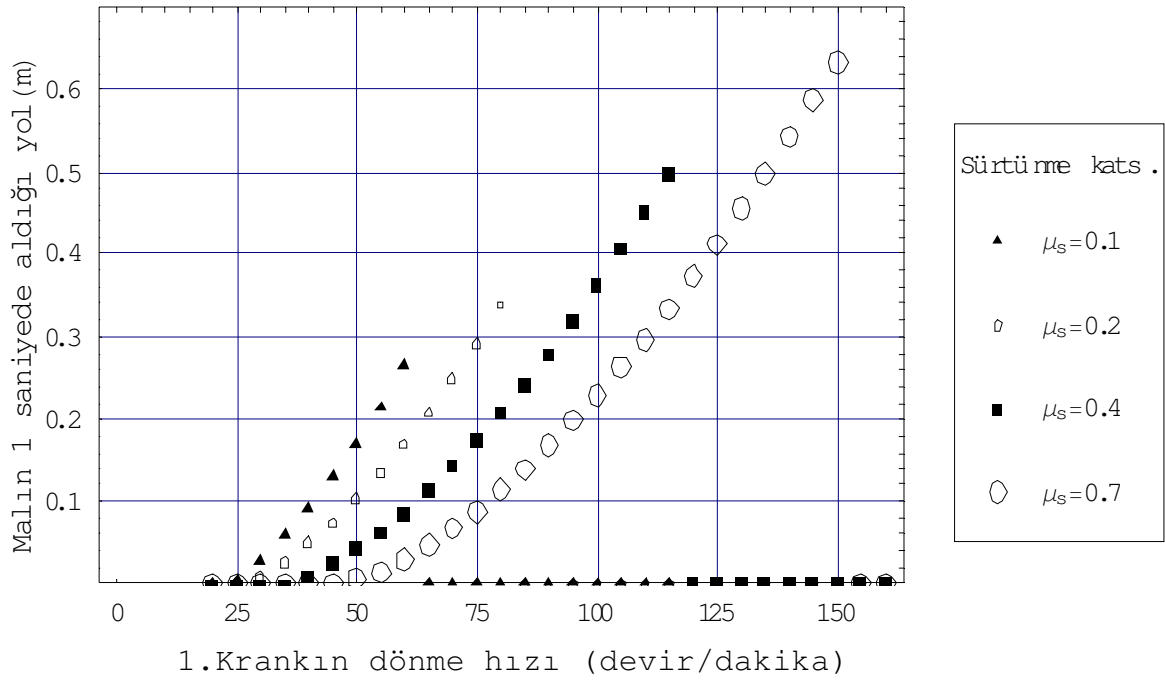
Şekil 3.14 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun  $\lambda_1 = r/L$  oranına göre değişimi



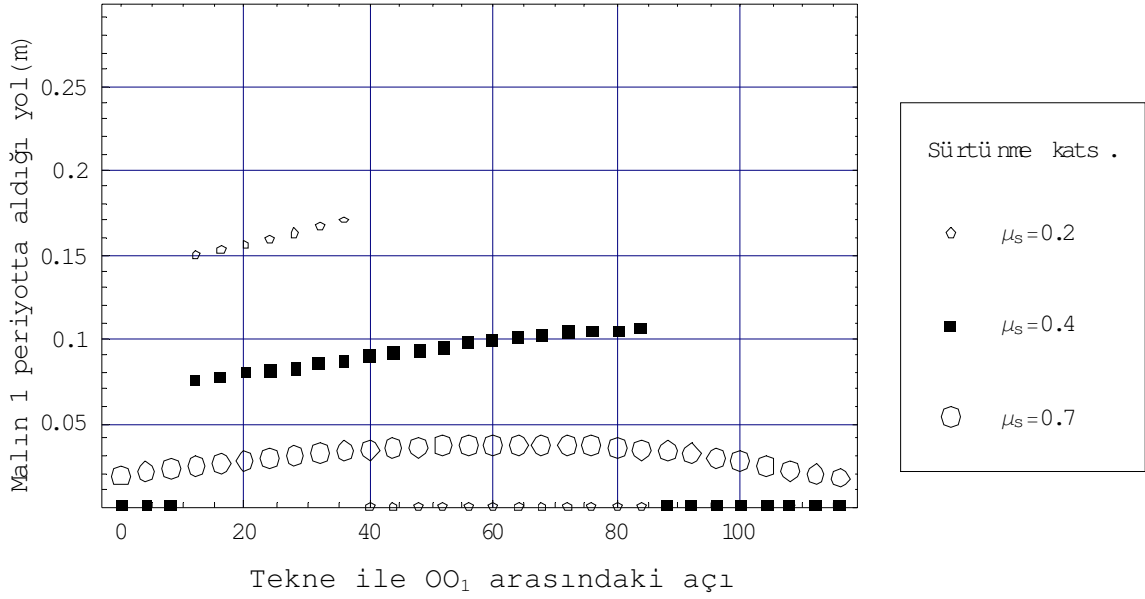
Şekil 3.15 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun  $\lambda_2 = r/r_1$  oranına göre değişimi



Şekil 3.16 Bir periyotluk harekette malın aldığı yolun  $\lambda_3 = r_1 / L_1$  oranına göre değişimi



Şekil 3.17 Çeşitli statik sürtünme katsayılarında, krankın dönme hızına göre malın bir saniyede aldığı yol



Şekil 3.18 Çeşitli statik sürtünme katsayılarında, tekne ile  $OO_1$  arasındaki açığa göre malın bir saniyede aldığı yol

Bu sistemde mal iletiminde, özellikle sürtünme katsayısı ile tekne ivmesi iyi ayarlanmalıdır. İvmenin pozitif değeri, statik sürtünme katsayısının yerçekimi ivmesi ile çarpımı olan  $\mu_s g$  'den fazla; negatif değeri,  $-\mu_s g$  'den az olmamalıdır. Teknenin ivmesi, krank hızına ve mekanizmadaki geometrik değerlere bağlıdır. Sistemin geometrik ölçüleri sabitlenirse, krankın dönüş hızı arttıkça teknenin de ivmesi artar. Sürtünme katsayısı arttıkça, teknenin ivmesi artırılmalı; azaldıkça azaltılmalıdır (Şekil 3.17). Eğer sürtünme katsayısı, düşük iken ivme artırılırsa; teknenin ileri hareketinde de mal kayacağından, malın iletimi sağlanamaz. Tekne yolu ile  $OO_1$  arasındaki açının, çeşitli sürtünme katsayılarında uygunluğunu sağlamak için  $30^\circ$ - $35^\circ$  civarında alınması gerekir (Şekil 3.18). Eğer düşük sürtünme katsayılarında bu açı artırılırsa, mal iletimi sağlanamaz. Bu açı artımı, yüksek sürtünme katsayılarında mal iletiminde çok fazla bir artım sağlamaz (Şekil 3.18).

### 3.5 Sabit Yük Basıncılı Götürücülerin Hesap Yöntemi

#### 3.5.1 Gerçek İletim Hızının Bulunması

Ortalama mal hızı  $V_{m_{ort}}$  :

$$V_{m_{ort}} = \frac{S_m \cdot n}{60} \quad [\text{m/s}] \quad (3.28)$$

$S_m$  : Teknenin ileri-geri hareketi sırasında malın kat ettiği yol, m

$n$  : Devir sayısı, 1/dak

Yukarıda bulunan bu hız, teorik olup teknede bulunan ince bir iletim malı tabakası için geçerlidir. Malın gerçek hızı ise, teorik hızdan daha küçüktür ( $V_m < V_{th}$ ).

Bulunabilen teorik hızla iletim malının gerçek hızı arasındaki bağıntı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$V_m = V_{th} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_\alpha \quad (3.29)$$

Burada :

$K_1$  : İletilen mala bağlı bir faktördür. Birkaç cm veya mm tabaka yüksekliğindeki (tane büyüklüğüne bağlı olmak koşuluyla) iletim malının  $V_m/V_{th}$  bağıntısından ve denemeyle elde edilir. Tesir durumu tane büyüklüğü, nem, yığın mal yapışması durumundaki atış faktörüdür. Taneli kuma mallarda  $\gamma = 1,5 \text{ t/m}^3$  için  $K_1 = 0,8 - 0,9$  arasındadır.

$K_2$  : İnce mal payı ile bağlantılı bir faktördür ( $a < 0,3\text{m}$ ). İnce mal payı %25 için  $K_2 = 0,8 - 1,0$  arasındadır.

$K_3$  : Tekne içindeki malın tabaka yüksekliğine bağlı olan bir faktördür.  $K_3 = 0,7 - 1,0$  arasındadır.

$K_\alpha$  : Eğim faktörü.  $\alpha$  eğim açısına bağlı olarak Çizelge 3.1'den alınır.

Çizelge 3.1  $K_\alpha$  eğim faktörü

$\alpha$	0°	5°	10°	15°
$K_\alpha$	1,0	0,9	0,8	0,7

### 3.5.2 İletme Kapasitesi

Hacimsel iletm kapasitesi  $Q_v$  :

$$Q_v = 3600 \cdot V_m \cdot A \cdot \psi \text{ (m}^3/\text{h)} \quad (3.30)$$

Burada,

$Q_v$  : Hacimsel iletm kapasitesi,  $\text{m}^3/\text{h}$

$V_m$  : İletilen malın gerçek hızı,  $\text{m/s}$



$A$  : İletilen malın kesit alanı,  $m^2$

$\psi$  : Doldurma katsayısı

İletilen malın kesit alanı ise aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$A = h \cdot w \quad (3.31)$$

$h$  : Teknedeki malzeme yüksekliği, m

$w$  : Tekne eni, m

Kütleli iletim kapasitesi  $Q_m$  :

$$Q_m = Q_v \cdot \gamma \Rightarrow Q_m = 3600 \cdot V_m \cdot \gamma \cdot A \cdot \psi \quad (3.32)$$

Burada,

$Q_m$  : Kütleli iletim kapasitesi, kg/h

$\gamma$  : Taşınacak malzeme yoğunluğu,  $kg/m^3$

### 3.5.3 Tahrik Gücü

(ton) yükünü,  $H(m)$  yüksekliğine çıkarmak için gerekli efektif güç,

$$N_e = \frac{Q \cdot H}{h} \Rightarrow N_e = \frac{9,81 \cdot 1000}{3600} \cdot Q_m \cdot H \quad (Nm/s) \quad (3.33)$$

$$Q_m = \frac{Q}{h} \quad (ton/h) \quad 1(Mp/h) = 1000 \frac{kgf}{h} \cdot \frac{1h}{3600} = \frac{1000}{3600} \left( \frac{kgf}{s} \right)$$

$$1kgf = 9,81 \text{ kgm/s}^2 = 9,81N \text{ için } 1(Mp/h) = \frac{9,81 \cdot 1000}{3600} \text{ N/s}$$

1 Nm/s = 1 Watt ve 1000 Watt = 1 kW olduğundan efektif güç aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$N_e = \frac{9,81}{3600} \cdot Q_m \cdot H \quad (kW) \quad (3.34)$$

Sürekli ileticiler, genellikle yatay olarak çalıştılarından  $H = 0$  olur ve bu durumda efektif güç  $N_e$  de sıfır olacaktır. Yükü kaldırmak için bir iş yapılmadığından yatay ileticilerde motor gücü yukarıdaki formüllerle bulunamaz.

Eğer yük, yatay olarak iletiliyorsa sürtünme direncini yenmek için gerekli güç aşağıdaki gibi

bulunur.

$q$  : Yükün birim uzunluğunun ağırlığı, kgf/m

$L$  : Yüğü taşıma mesafesi, m

$\mu$  : Sürtünme katsayısı (1,0...1,5). Genelde 1,5 alınır.

Sürtünmeden oluşan kuvvet,

$$F_s = q \cdot L \cdot \mu \quad (\text{kgf}) \quad (3.35)$$

Sürtünmeyi yenmek için gerekli güç,

$$N_{sür} = \frac{F_s \cdot V_m}{1000} = \frac{q \cdot L \cdot \mu \cdot V_m}{1000} \quad (3.36)$$

(1.28) nolu ifade düzenlenerek;

$$Q_m = \frac{3600}{1000} q V_m \quad (\text{ton/h}) \quad \text{veya} \quad q V_m = \frac{1000}{3600} \cdot Q_m \quad \text{şeklinde yazılabilir ve } 1 \text{kgf} = 9,81 \text{N}$$

olduğundan,

$$N_{sür} = \frac{9.81 \cdot Q_m \cdot L \cdot \mu}{3600} \quad (\text{kW}) \quad (3.37)$$

olarak elde edilir. Bu bağıntılardan yükün yükseltilmesi için, yatay ve düşey olarak götürülmesi gibi karışık iletim şekillerinde toplam güç tüketimi ise (1.26) ve (1.29) nolu ifadeler yardımıyla bulunur.

$$N = N_e \pm N_{sür} \Rightarrow N = \left[ \frac{9.81}{3600} Q_m \cdot H \pm \frac{9.81}{3600} Q_m \cdot L \cdot \mu \right] \quad (\text{kW}) \quad (3.38)$$

Burada,

$Q_m$  : Kütlesel iletime kapasitesi, ton/h

$L$  : Taşıma mesafesi, m

$H$  : Taşıma yüksekliği, m

Yukarı taşımada (+), aşağı taşımada ise (-) alınır. Sistem için gerekli tahrik (motor) gücü,

$$N_t = \frac{N}{\eta_{top}} \quad (\text{kW}) \quad (3.39)$$

şeklinde yazılır. Burada  $\eta_{top}$ , toplam tahrik verimidir.

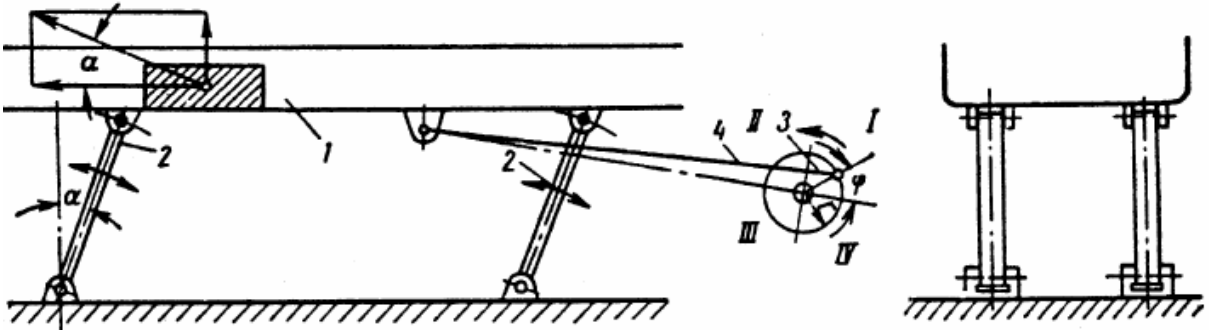
## 4. DEĞİŞKEN YÜK BASINÇLI GÖTÜRÜCÜLER

### 4.1 Sarsak Götürücüler

#### 4.1.1 Sarsak Götürücülerin Çalışma İlkesi

Sarsak götürecüler, üzerindeki malzemeyi kaydırarak taşımaktadırlar. Tekne üzerindeki yük basıncı değişkendir. Bir sarsak götürecü, tekneye rijit olarak bağlanmış elastik destek çubukları (yaylı ya da mafsallı) (2) üzerinde taşınan bir tekne (1) ve bir taşıyıcı şasiden oluşmaktadır. Ayaklar (destek çubukları), dikeyden 20-30° eğiktir (Şekil 4.1). Tekne, bir krank (3) ile tahrik edilerek destek çubuklarının taban mafsallarına göre salınım yapar. Krank, sabit bir açısal hız ile döner ve böylece oluşan dönme hareketi, krank-biyel aracılığıyla doğrusal harekete çevrilerek tekneye iletilir. Hem ileri hem de geri dönüş stroklarında tekne, taşıyıcı desteklere dik doğrultuda aynı gidip-gelme hareketleri yapar.

Krankının yarıçapı, biyelin (4) boyuna göre çok küçüktür. Bu nedenle, teknenin  $V_t$  hız değişimi, sinüzoidal sayılabilecek bir eğri gösterir. Krankın yarıçapı, destek çubuklarının boyuna nazaran da küçüktür. Bundan dolayı da, teknenin hareketi, virtüel olarak doğrusaldır ve yatayla yaptığı açı, çubukların meydana getirdiği  $\alpha$  açısına eşittir (Spivakovsky, 1985).



Şekil 4.1 Krank-biyel çalıştırma düzenli sarsak götürecü

Elastik ayaklar (destekler), 60C2 veya 55C2 yay çeliğinden yapılır ve enerji toplayıcıları olarak görev yaparlar. Teknenin ileri stroğunda elastik ayaklar (destekler), eğilirler; kinetik enerji depolarlar ve bu kinetik enerjiyi esneme kuvvetlerinin potansiyel enerjisine dönüştürürler. Geri dönüş stroğunda ise elastik ayaklar (destekler), doğrulurlar ve depolanmış enerjiyi tekneye geri verirler.

Teknenin hız ve ivmesi, taşıyıcı desteklere dik doğrultudadır. Teknenin ileri hareketinde, hız ve ivmenin düşey bileşeni yukarı doğru; teknenin tabanına dik doğrultuda ve geri hareketinde

ise aşağı doğrudur. Tekne, ileriye doğru hareket ederken ve destekler üzerinden kalkarken (yükselirken); tekne üzerindeki yük parçacığına dikey yerçekimi kuvveti, atalet kuvvetinin düşey bileşeni, yatay sürtünme kuvveti ve atalet kuvvetinin yatay bileşeni etki eder. Tekne tabanındaki basınç kuvveti, yerçekimi kuvveti ile atalet kuvvetinin düşey bileşeninin toplamıdır.

Teknenin ileri stroğunda, yük parçacığının ileriye doğru hareket edebilmesi için; tekne tabanındaki sürtünme kuvveti, atalet kuvvetinin yatay bileşeninden daha büyük olmalıdır. Geri dönüş stroğunda, tekne geriye ve aşağıya doğru hareket ettiğinde atalet kuvvetinin düşey bileşeni yukarı, yerçekimi kuvveti de aşağıya doğrudur. Böylece, bu kuvvetlerin yönlerinin farklı olmasından dolayı teknedeki yük basıncı ve yükün sürtünme kuvveti azalır. Tekne, geriye doğru hareket ettiğinde yükün ileriye doğru hareket edebilmesi için atalet kuvvetinin yatay bileşeni, sürtünme kuvvetinden daha büyük olmalıdır. Bu da yükün basıncının ve sürtünme kuvvetinin o anda azalmasıyla mümkündür. Böylece tekne tabanındaki yük basıncı, ileri ve geri dönüş stroklarında farklı olacaktır. Bu şekilde yük, tekne boyunca sürekli olarak ilerler.

Teknenin ileri ve geri dönüş stroklarında, yükün ileriye doğru hareket edebilmesi için; yük, daima tekne ile temas halinde olmalı ve teknenin hızının yavaşlaması esnasındaki atalet kuvveti, tekne üzerindeki yükün sürtünme kuvvetinden daha büyük olmalıdır. İlk şart; tekne ivmesinin düşey bileşeni, yerçekimi ivmesinden daha küçük olursa sağlanır. Böylece yük, asla tekneden yükselmez (ayrılmaz); fakat belirli bir değişken hız ile tekne üzerinde kayar. İkinci şart ise uygun bir tekne ivmesi seçilmesiyle sağlanır (Spivakovsky, 1985).

$$j' = n^2 a / 90 > \mu_s g / (\cos \alpha - \mu_s \sin \alpha) \quad (4.1)$$

Burada  $n$  krank milinin dönme hızı,  $a$  salınım genliği (krank yarıçapına eşittir),  $\mu_s$  tekne üzerindeki yükün sürtünme katsayısı ve  $\alpha$  dikey ile taşıyıcı destekler (ayaklar) arasındaki eğim açısıdır.

Sarsak götürücüler, her zaman yatay iletimde kullanılmazlar. Bazen de eğik iletimde kullanılırlar. Genellikle tekneye bir eğim verilir. Bu eğim ile yük, tek doğrultuda hareket ettirilebilir. Bu eğim, yükün bir doğrudaki hareketini kolaylaştırırken, diğer doğrultudaki hareketini engeller. Bunlara rağmen eğimli götürücüler, yatay olanlardan daha az kullanılırlar. Aşağı eğimli teknede mal hareketi kolaylaştırırken, yukarı eğimli de zorlaşmaktadır.

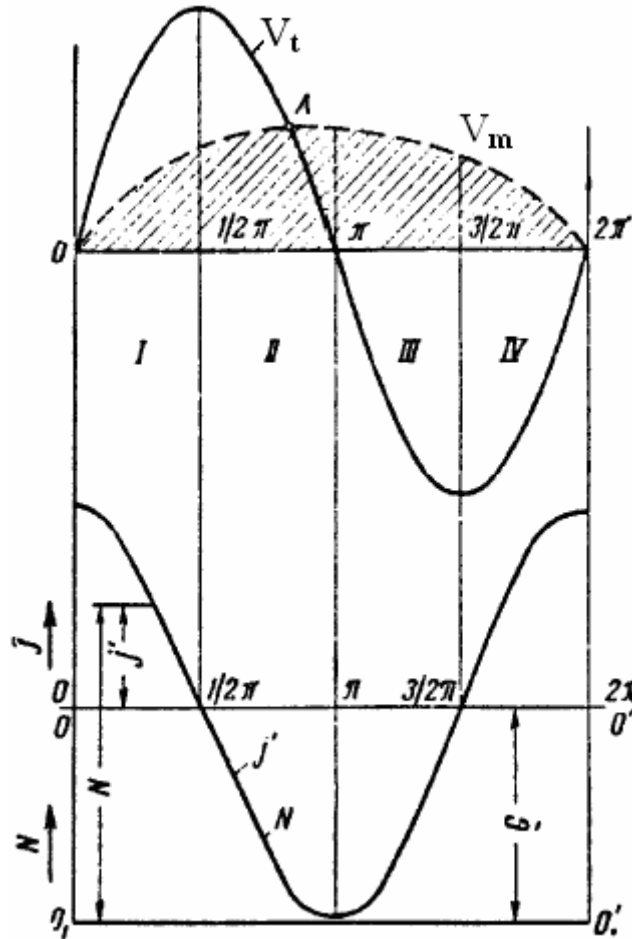
Sarsak götürücüler, şu özelliklere sahiptirler: 10 – 20 mm salınım genliği (krank yarıçapı

tarafından belirlenir), 300 – 400 1/d salınım frekansı, 200 – 1000 mm tekne genişliği, yatay götürücülerde ortalama yük hızı 0,15 – 0,2 m/s'dir. Eğimli götürücülerde ise genellikle 10-15°'yi aşmayan eğim açısı ile yük hızı azalır.

Sarsak götürücü, gerçekte atalet – tipi ve titreşimli götürücü arasında bir ara (orta) yer teşkil eder. Bunların engel ve sakıncalarından dolayı artık popüler değildirlir.

#### 4.1.2 Sarsak Götürücülerde Hareketin Dinamiği

Sarsak götürücülerin kinematik şeması, Şekil 4.2'de görülmektedir. Diyagramın üst bölümünde, teknenin  $V_t$  hızı ile iletilen malın  $V_m$  hızı görülmektedir. Diyagramın alt bölümünde ise, hızın ilk türevi olan  $j'$  ivmesini temsil eden kosinüs eğrisi görülmektedir. Şekil 4.2'deki değerler, krankın çeşitli konumlarındaki (I, II, III, IV) hallerine bağlıdır.



Şekil 4.2 Sarsak götürücülerin kinematik şeması

Teknenin  $j'$  ivmesi, yatay ve düşey bileşenlerine ayrıldığında,  $G$  ağırlığındaki bir yükün tekne üzerindeki dikey basıncını ( $N$ ) hesaplamaya yarayan  $j' \sin \alpha$  düşey bileşeni elde edilir.

Bu basınç  $N$ ;

$$N = G + \frac{G}{g} j' \sin \alpha \quad (4.2)$$

(4.2) nolu denklemin ikinci tarafı, yükün dikey basıncının değişken bileşenini (ağırlığını) ve  $j'$  ile orantılı olan değişmelerini ifade etmektedir. Yani bu basınç ( $N$ ), kuvvetler ölçeğinde aynı eğri ile gösterilir ve burada  $(G \sin \alpha)/g$  ise sabit çarpandır.

Yük ağırlığı olan  $G$  değeri, aynı kuvvetler ölçeğinde  $OO'$  çizgisinin altına taşındığında, tekne üzerinde  $G$  ağırlığındaki bir yükün  $N$  normal basıncını elde edebiliriz. Bunun için  $O_1O_1'$  çizgisinden başlayarak aynı eğri izlenir.

Yükün sıçramasını önlemek gerekir. Yükün sıçramasını önlemek için  $N$  değeri hiçbir zaman sıfır olmayacak şekilde teknenin hızı ve ivmesi ayarlanmalıdır. En küçük  $N$  değerinde sıfıra yaklaşır. Böyle bir ayarlamamanın temel koşulu;

$$G - \frac{G}{g} j'_{\max} \sin \alpha > 0 \quad (4.3)$$

veya

$$j'_{\max} < \frac{g}{\sin \alpha} \quad (4.4)$$

olmalıdır.

Tekne ve malın hız-zaman grafiğinden, başlangıçta her ikisinin de hızlarının aynı doğrultuda olduğu; fakat sabit yük basınçlı götürücülerden farklı olarak burada hareket başlar başlamaz malın teknedeki farklı hareket ettiği, bu iki hız eğrisinin malın ve teknenin hızlarının eşit olduğu tek noktada (A) kesiştikleri gözlenir (Şekil 4.2). Yük (mal), ileri strok başlangıcında;

$$N\mu_s < \frac{G}{g} j'_{\max} \cos \alpha \quad (4.5)$$

olduğundan teknedeki farklı hareket edecektir. Burada  $\mu_s$ , yük ile tekne arasındaki statik kayma sürtünme katsayısıdır.

(4.5) nolu denklemden  $j'_{\max}$  değerinde  $N$  değerini ortadan kaldırarak,

$$j'_{\max} > \frac{g\mu_s}{\cos \alpha - \mu_s \sin \alpha} \quad (4.6)$$

olarak elde edilir.

Bu koşul sağlandığında yük, derhal tekneden farklı olarak hareket edecektir. Yükün tekne tarafından taşınması sırasında etkiyen  $N\mu_s$  sürtünme kuvveti, tekne üzerinde artan yüksek basınç nedeniyle ( $N > G$ ) oransal olarak yüksektir. Yükün I. dörtte birindeki  $V_m$  mutlak hızı, Şekil 4.2'de gösterildiği gibi hızla artar. II. dörtte birindeki sürtünme kuvveti azalır ( $N < G$ ) ve hız, daha yavaş olarak artar. A noktasında yükün hızı, teknenin hızına eşit olur. Ancak bu noktadan başlayarak teknenin hızı, yükün (malın) hızından daha düşük olmaya başlar. Sürtünme kuvveti, yükün hareketine karşı koyar ve dolayısıyla yükün hızı düşmeye başlar. Ancak III. dörtte birinde, tekne üzerindeki yük basıncı düşük olduğundan; yük ivmesinin düşmesi yavaş olur. IV. bölümde normal basınç yükselir; hız, hızla düşer ve  $O'$  noktasında sıfır olur.

Şekil 4.2'deki hız-zaman grafiğinde; mal hızını gösteren eğrinin x eksenine ile sınırlandığı alan, bize bu süre içinde malın aldığı toplam yolu verir. Yükün ortalama hızı  $V_{\text{ort}}$ , bu alana göre aynı sabit yük basınçlı götürücülerde olduğu gibi (3.4) nolu denklemden hesaplanır.

#### 4.1.3 Sarsak Götürücülerin Bilgisayar Yardımı ile Dinamik Analizi

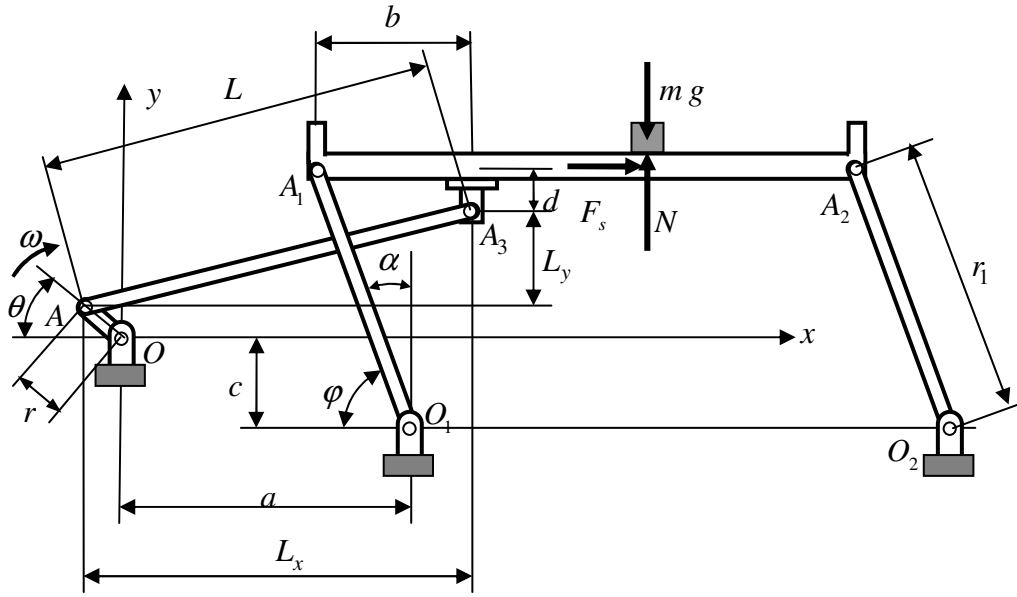
Burada, malın bir saniyede aldığı yolun krank hızına, statik sürtünme katsayısına, eğimli kolların uzunluklarının krank yarıçapına oranına ( $\lambda_1 = r_1 / r$ ) ve eğimli kolların başlangıç açısına bağlı olarak değişimi, "Mathematica" programında oluşturulan yazılım yardımıyla çizilen grafikler ile gösterilmiştir (Bayıroğlu, 2006).

$\lambda_1 = r_1 / r$  oranı, tekne ivmesinin düşey bileşeninin değişimini etkilemektedir.  $\lambda_1 = 5$  için ivmenin düşey bileşeninin değişimi, daha düzensiz iken;  $\lambda_1 = 20$  için değişim daha düzenli olmaktadır (Şekil 4.4).

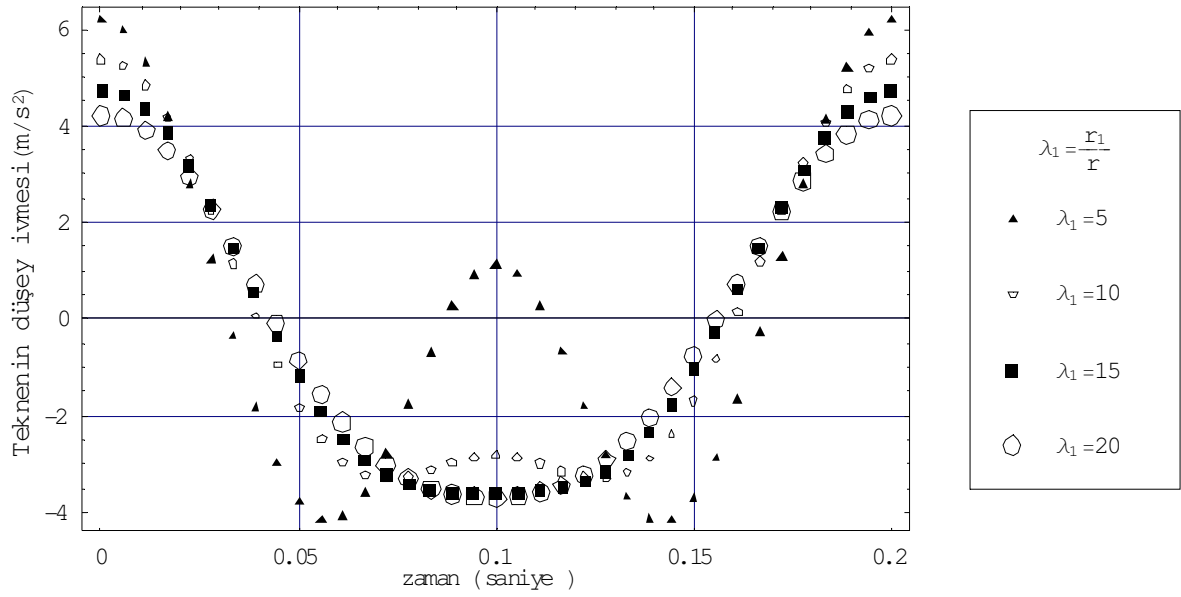
$\lambda_1 = r_1 / r$  oranının, sürtünme katsayısı değişimi ile malın bir saniyede aldığı yola etkisi incelenmiştir.  $\lambda_1 < 5$  için hızın biraz etkilendiği,  $5 \leq \lambda_1 \leq 20$  arasında değişmediği, sürtünme katsayısı arttıkça malın bir saniyede aldığı yolun arttığı görülmüştür (Şekil 4.5).

$\lambda_1 = r_1 / r$  oranının malın bir saniyede aldığı yola etkisi, Şekil 4.6'daki grafikte gösterilmektedir. Bu grafikten en uygun çalışma aralığının  $5 \leq \lambda_1 \leq 15$  aralığı olduğu ve devir

sayısının değişiminin, malın bir saniyede aldığı yolu etkilediği görölmüştür.

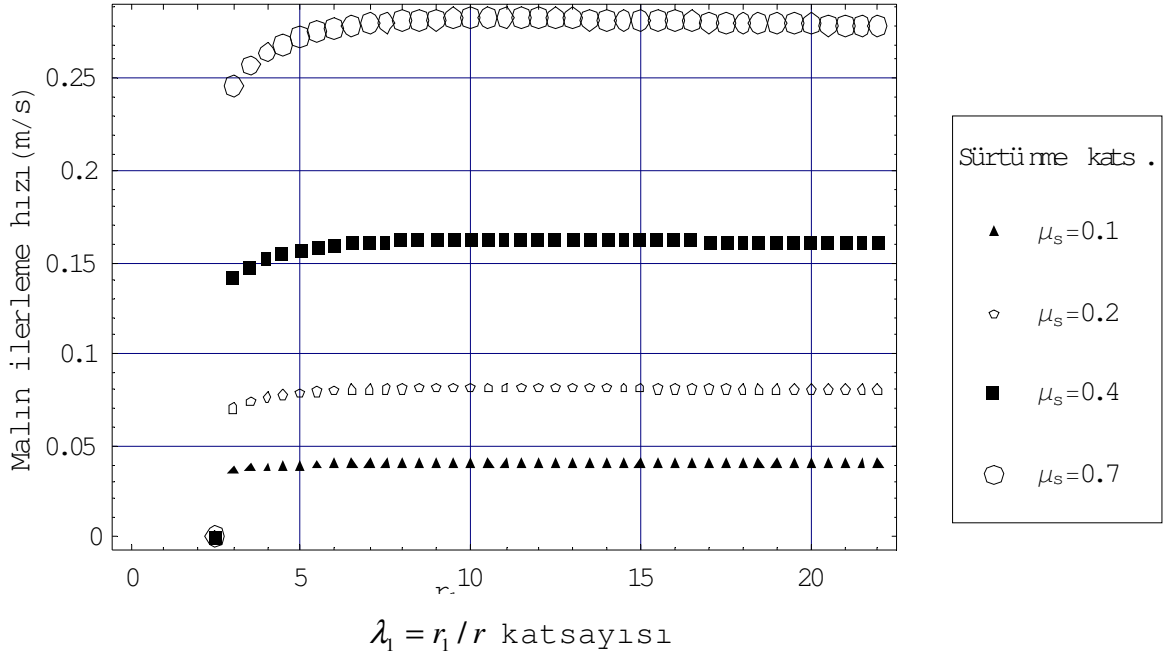


Şekil 4.3 Krank biyel tahrikli sarsak götürücü için geometrik parametreler (Bayıroğlu, 2006)

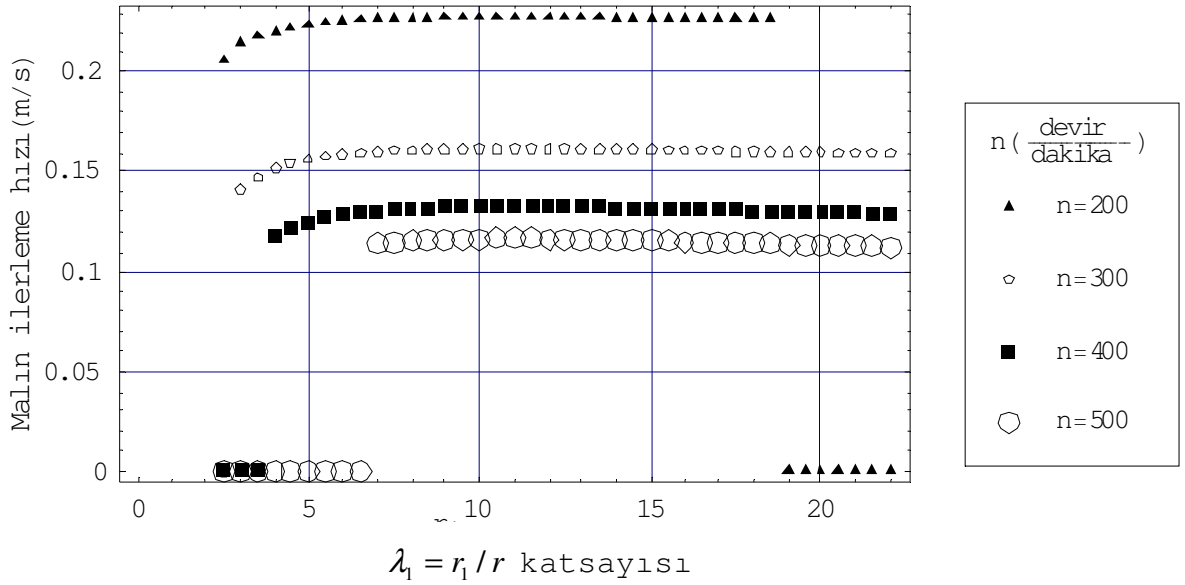


Şekil 4.4 Çeşitli  $\lambda_1 = r_1 / r$  değerlerine göre teknenin düşey ivme-zaman grafiği



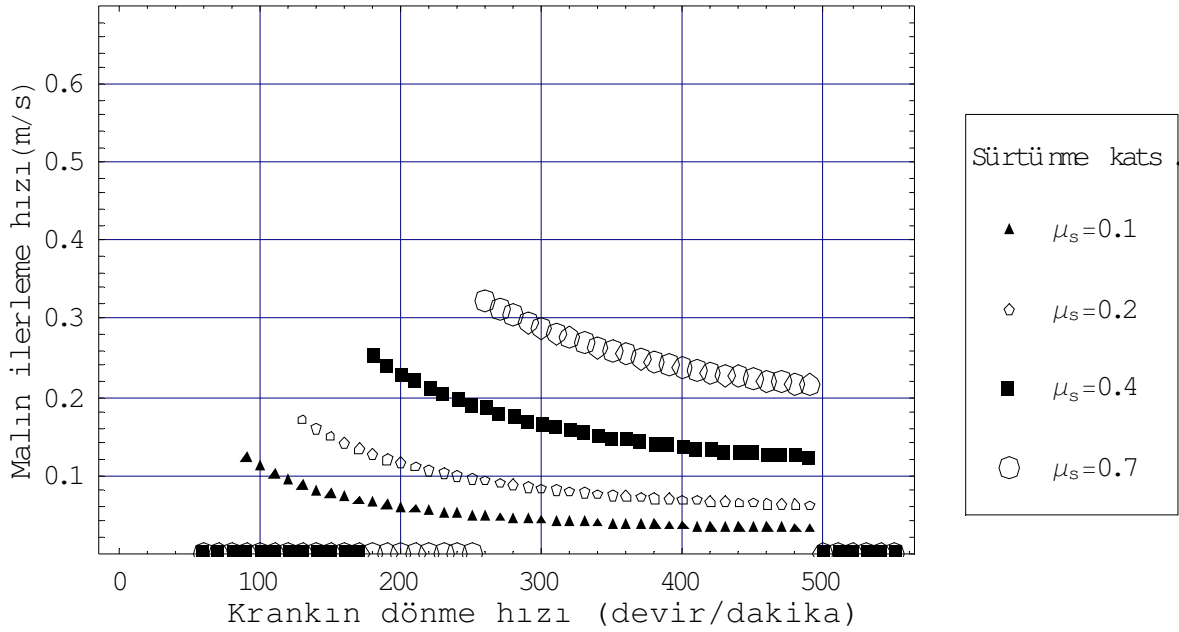


Şekil 4.5  $\lambda_1 = r_1 / r$  katsayısına göre çeşitli sürtünme katsayılarında malın ilerleme hızı



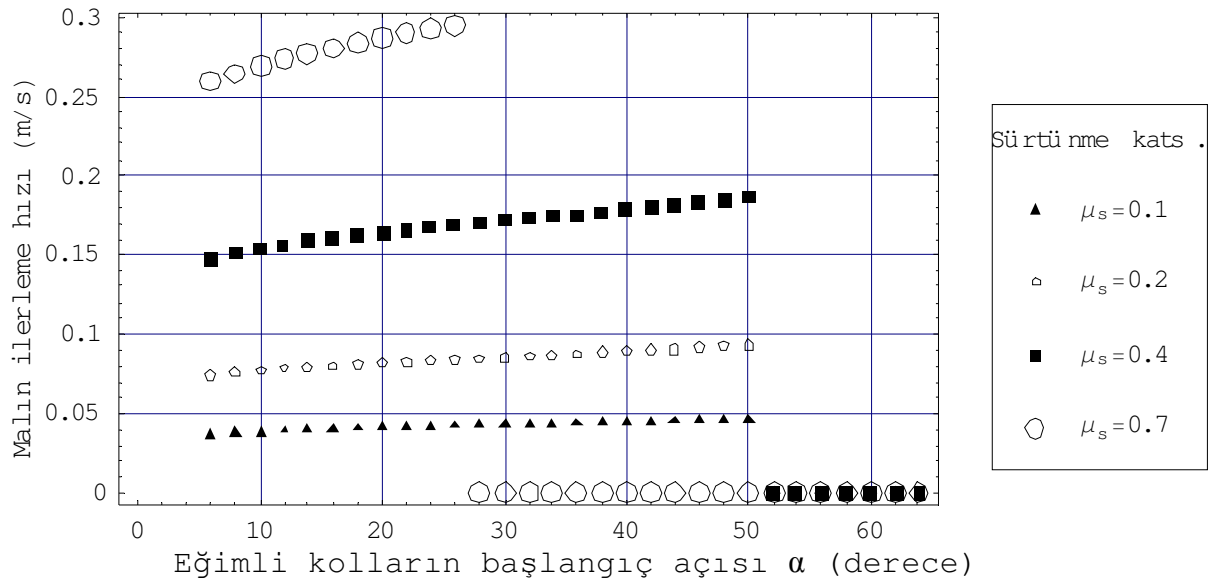
Şekil 4.6  $\lambda_1 = r_1 / r$  katsayısına göre çeşitli devir sayılarında malın bir saniyede aldığı yol

Krankın dönme hızına bağlı olarak sürtünme katsayıları değiştiğinde, malın bir saniyede aldığı yol değişmektedir.  $300 \leq n \leq 400$  d/d aralığının en uygun olduğu, sürtünme katsayısı arttıkça malın bir saniyede aldığı yolun arttığı görülmektedir. 500 d/d'dan sonra  $N > 0$  şartı sağlanmamaktadır. Sürtünme katsayısı arttıkça mal, tekneden daha yüksek devirde ayrılmaktadır.  $\mu_s = 0.4$  için  $n = 180$  d/d,  $\mu_s = 0.7$  için  $n = 260$  d/d (Şekil 4.7).

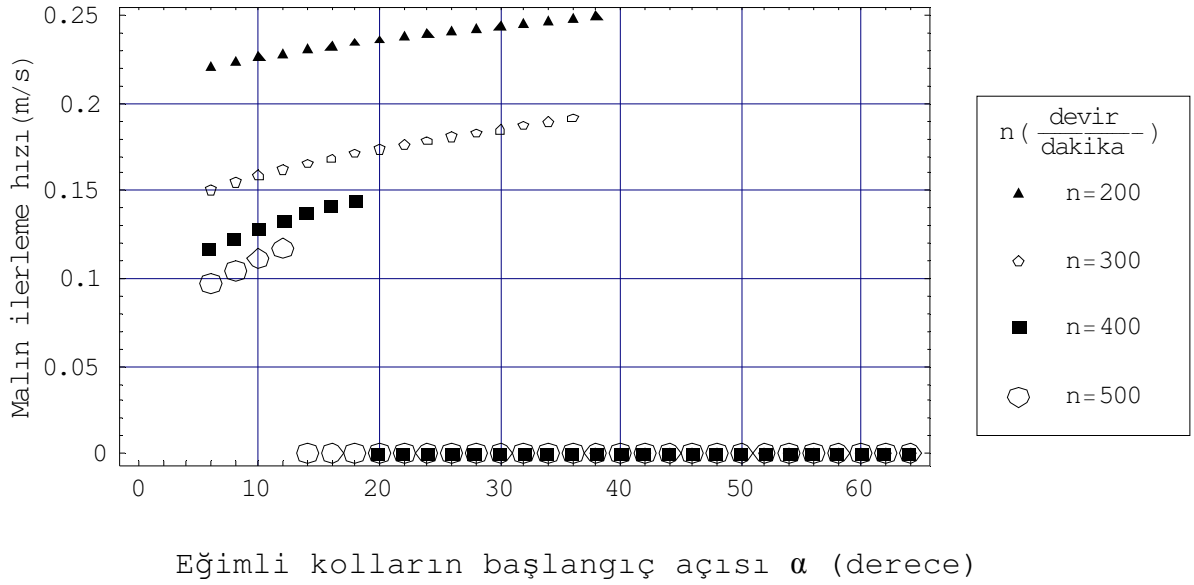


Şekil 4.7 Krankın dönme hızına göre çeşitli sürtünme katsayılarında malın bir saniyede aldığı yol

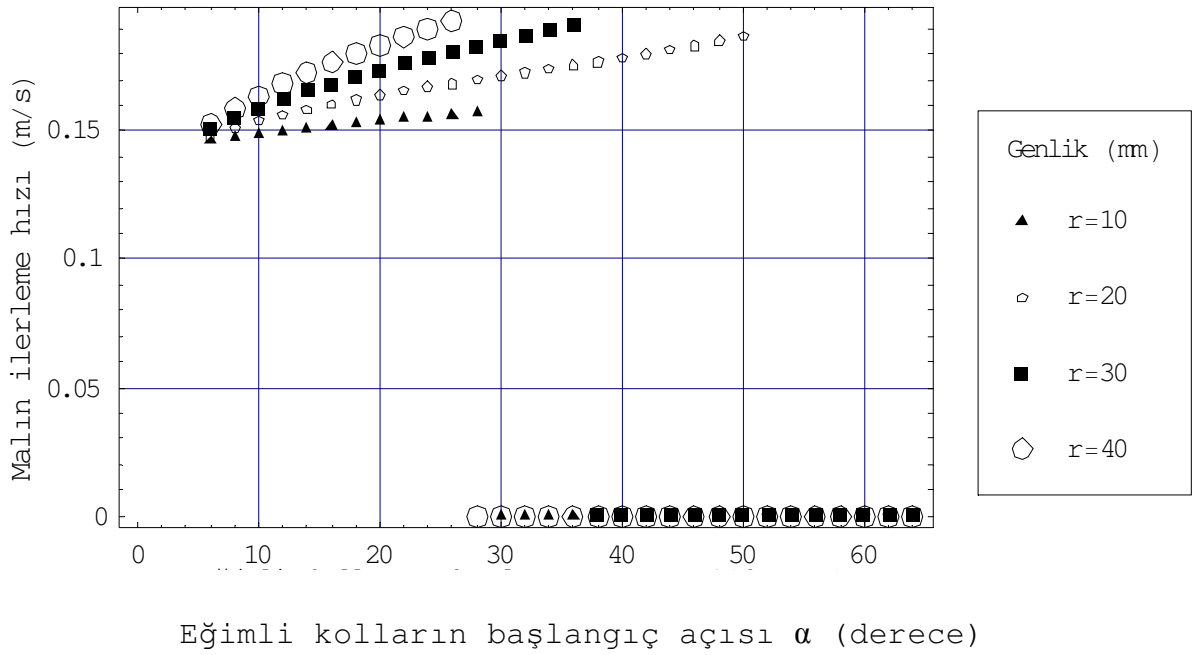
Eğimli kolların başlangıç açısı, malın bir saniyede aldığı yolu etkilemektedir. Çeşitli sürtünme katsayıları için en uygun eğim açısı,  $5^\circ \leq \alpha \leq 25^\circ$  arasında olmalıdır. Büyük sürtünme katsayılarında, açı daha büyük alınmalıdır. Küçük sürtünme katsayılarında eğim açısının belirlenen aralıkta değiştirilmesi, malın bir saniyede aldığı yolu fazla etkilememektedir (Şekil 4.8).



Şekil 4.8 Eğimli kolların başlangıç açısına göre çeşitli sürtünme katsayılarında malın bir saniyede aldığı yol



Şekil 4.9 Eğimli kolların başlangıç açısına göre çeşitli devir sayılarında malın bir saniyede aldığı yol



Şekil 4.10 Eğimli kolların başlangıç açısına göre çeşitli genlik değerlerinde malın bir saniyede aldığı yol

Eğimli kolların başlangıç açısı ve devir sayısı değiştiğinde, malın ilerleme miktarı da değişmektedir. Grafikten uygun aralığın,  $15^\circ \leq \alpha \leq 20^\circ$  için  $200 \leq n \leq 400$  d/d olduğu; küçük devirlerde eğim açısını arttırmanın daha iyi olacağı görülmektedir (Şekil 4.9).

Eğimli kolların başlangıç açısına göre çeşitli genlik değerlerinde; malın ilerleme miktarı,

Şekil 4.10'da gösterilmektedir. Genliğin ve eğim açısının, büyük değerlerinde malın ilerlemediği;  $r = 20$  mm için  $5^\circ \leq \alpha \leq 35^\circ$  aralığında malın iletildiği gözlemlenmiştir.

## 4.2 Titreşimli Götürücüler

Titreşim, daima mühendisler için etkileyici ve ilgi çekici bir konu olmuştur. Mühendisler, ihtiyaçlara bağlı olarak ya titreşimleri yok etmeye, azaltmaya ya da titreşimleri kullanmaya çalışmaktadırlar. Bantlı götürücülerin, vidalı götürücülerin, kovalı yükselticilerin tahrik sistemleri gibi dökme malzeme taşıma ekipmanlarının büyük çoğunluğu için mühendisler, titreşimleri büyük ölçüde azaltmaya veya yok etmeye çalışırlar. Ancak silolarda olduğu gibi durgun veya yetersiz malzeme akışının olduğu durumlarda titreşimler, malzeme akışı oluşturmak için kullanılabilirler. Titreşim, çoğunlukla yatay veya aşağı veya yukarı hafif eğimli olarak düzenlenen titreşimli götürücülerin dünyasında daha uygun uygulama alanları bulmaktadır.

Titreşimli götürücüler, tasarım ve işletme görevleri bakımından sarsak götürücülerden ayrılırlar. Sarsak götürücülerde; yük taşıyıcı elemanın hareketi, çalıştırma (tahrik) düzeneğinin kinematiğince belirlenir. Titreşimli götürücülerde ise bu hareket; titreşen kütlelerin ağırlığına, yaylanma mafsallarının karakteristiklerine, tahrik kuvvetinin dirençlerin değerine bağlıdır.

Sarsak götürücülerde malzemenin tekneyle ilişkisi kesilmez; malzeme sürekli tabla üzerinde kalır. Malzemenin ilerlemesi, tablanın ileri-geri hareketlerinde malzemeye değişik ivmelerin verilmesiyle sağlanır. Titreşimli götürücüler ise, harmonik olarak titreşen (salınım yapan) tekne (tabla) üzerindeki malzemeyi sıçratarak ileten götürücülerdir. Sarsak götürücülerden farkı, malzemeyi kaydırarak değil sıçratarak götürmeleridir. Sarsak götürücülerde; malzeme, tabla üzerinde sürekli kaydığı için tablanın aşınmasına neden olur. Ayrıca bu tip götürücülerin güç gereksinimi, titreşimli götürücülere göre daha fazladır. Bu nedenlerden dolayı titreşimli götürücüler, sarsak götürücülere göre daha çok kullanılırlar. İletilen malzeme, yol boyunca geçen sürenin büyük bir kısmını havada geçirdiğinden, özellikle aşındırıcı ya da çok sıcak malzemenin taşınmasında, titreşimli götürücüler yaygın olarak kullanılırlar (Özgüven, 1980).

Yatay bir titreşimli götürücünün yük taşıyıcı elemanı; tahrik (uyarıcı) kuvvetinin sinüzoidal değişimi ile doğrusal, bazen dairesel veya eliptik bir harmonik salınım gerçekleştirir. Ancak dairesel veya eliptik strok biçimleri, dökme malzemelerin götürülmesi için çok verimli değildir. Bu nedenle; bu strok biçimlerini kullanan götürücüler, aşırı eğimli aşağı inişlerde kullanılırlar. Fakat doğrusal stroklar, oldukça verimlidir. Bu doğrusal strok biçimine, tek

yönlü titreşimli etki de denir ve yatay, hatta yukarı çıkışlı bir yüzey üzerinde dökme malzemenin taşınmasını sağlar (Lim, 1997).

Titreşimli götürücüler endüstride; kuru toz halindeki veya taneli malzemelerden ağır blok halindeki döküm malzemelerine kadar geniş bir malzeme aralığını iletme, eleme, besleme, soğutma, kurutma, pişirme, ayırma (boyut sınıflandırması), karıştırma, nemlendirme, taşınan malzemenin suyunu giderme vb. işlemler için yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Uygulamada bu götürücülerin uzunlukları 100 metreyi, iletme kapasiteleri ise 600 ton/saat'i geçebilmektedir.

Ayrıca titreşimli götürücüler, gıda sanayinde de kullanılabilirler. Çünkü, paslanmaz çelik tekneler kullanılarak kolaylıkla hijyenik koşullar sağlanabilir. Bu götürücüler, taşınan malzemeyi veya çevreyi korumak için tamamen kapalı olabilirler. Ayrıca bu götürücülerde iletim yolu, kullanım amacına göre boru şeklinde de olabilir (Şekil 4.11).



Şekil 4.11 İletim yolu boru şeklinde olan titreşimli götürücü

Titreşimli götürücüler; basit konstrüksiyona sahip olmaları; sıcak ve aşındırıcı malzemeleri taşıyabilmeleri; tozlu veya zehirli yüklerin taşınmasında mükemmel bir sızdırmazlık sağlamaları; çeşitli işlem süreçlerinin (eleme, kurulama, soğutma gibi...) birlikte gerçekleşmesine imkan sağlamaları; götürücüye ara noktalarda yükleme ve boşaltılma yapılabilmesi; aşındırıcı yükler tarafından teknenin az aşınması ve sarsak götürücülere göre sürekli iletimde oldukça düşük güç tüketimi gibi avantajlara sahiptirler.

Gürültülü çalışmaları, çevresindeki yapılar üzerinde titreşimlere neden olmaları, dengelenmemiş kütleler nedeniyle taşıyıcı yapıların darbeli yüklere maruz kalması ve elastik elemanlar ile tahrik yataklarının ömürlerinin oldukça az olması, nispeten kısa götürücü uzunluğuna ve sınırlı kapasiteye sahip olmaları, tekneye dik olacak şekilde çok büyük ivmelere maruz kaldığında malzemenin zarar görebilmesi, 7°-8°den daha büyük eğimlerde malzemeleri etkin bir şekilde iletememeleri, yapışkan malzemeleri iletememeleri, genellikle düşük taşıma hızlarına sahip olmaları ise titreşimli götürücülerin dezavantajlarıdır.

Titreşimli götürücüler, oldukça düşük salınım genliklerine (genellikle 1 – 15 mm) ve yüksek frekanslara (400 – 3000 1/d) sahiptirler. Modern titreşimli götürücüler aşağıdaki koşulları karşılamalıdır:

1. Götürücüyü ara katlarda uygulayabilmek için dinamik yüklerin taşıyıcı yapılara iletimi en aza indirilmelidir.
2. Ara ve son yükleme ve boşaltma noktalarında, götürücülerde taşınan malzemenin sızdırmazlığı sağlanmalıdır.
3. Ara noktalarda, götürücüye yükleme ve boşaltma yapılabilmesi ve bu işlemler otomatik olarak kontrol edilebilmelidir.
4. Götürücünün toplam kütlesi ve salınım yapan elemanların kütlesi, mümkün olduğu kadar düşük olmalıdır.
5. Götürücü, aşırı yükleme yapmaksızın yükleri kayda değer mesafelere taşınmalıdır.
6. Götürücü, yüksek olmamalıdır.
7. Elastik elemanlar ve tahrik, yüksek bir güvenilirliğe sahip olmalı; kullanılabilirlik faktörü 0,98'den daha az ve ilk bakım zamanı 8000 saatten daha az olmamalıdır.
8. Götürücünün gürültü seviyesi, 80 – 85 dB'den daha fazla olmamalıdır.

#### **4.2.1 Titreşimli Götürücülerin Sınıflandırılması**

Çeşitli özelliklere göre sınıflandırılabilen titreşimli götürücülerin bir çok tipi vardır. Yük hareketinin yönüne göre yatay, hafif eğimli (eğik) ve dikey olarak sınıflara ayrılabilir.

Yük taşıyıcı elemanın (tekne veya boru) bağlantı yöntemine göre titreşimli götürücüler, asılı veya desteklenen (mesnetli) götürücüler olarak ayrılır. Desteklenen (mesnetli) tip götürücülerde eğik elastik ayaklar, sadece yük taşıyıcı elemanı taşımazlar; aynı zamanda bu elemanın (teknenin) istenilen doğrultularda salınım yapmasını sağlarlar.

Titreşimli götürücüler, sistemde eşzamanlı salınım yapan kütlelerin sayısına göre tek, çift ve çok kütleli götürücüler olarak ayrılabilir.

Dinamik dengeye göre titreşimli götürücüler, dengelenmiş veya dengelenmemiş olarak ayrılabilir.

Yük taşıyıcı elemanların sayısına göre titreşimli götürücüler, tek elemanlı götürücü (tek tekne veya boru) ve çift elemanlı götürücü (iki tekneli veya borulu) olarak ikiye ayrılır. Tek elemanlı götürücüler, bir veya iki taşıyıcı elemana sahip olabilirler. Son durumda götürücü, birbirine rijit olarak bağlanmış ve tek parça halinde salınım yapan iki paralel borudan oluşmaktadır. Bu tip götürücüler, değişik türdeki yüklerin birlikte iletilmesinde kullanılırlar.

Titreşimli götürücüler, tahrik frekanslarına göre rezonans götürücüler ve rezonans üstü götürücüler olarak sınıflandırılırlar.

Titreşimli götürücüler; tahrikin cinsine göre krank-biyel tahrikli, dengelenmemiş kütle veya bu ilkeye göre yapılmış titreştirici (vibratör) tahrikli ve elektromanyetik tahrikli olabilirler. Ayrıca hidrolik ve pnömatik tahrik ise, atmosferde patlama tehlikesi olabileceğinden nadiren kullanılır.

#### **4.2.1.1 Tahrik Frekanslarına Göre Titreşimli Götürücüler**

##### **4.2.1.1.1 Rezonans Götürücüler**

Rezonans götürücüleri, tahrik frekansının ( $\omega$ ) doğal frekans ( $\omega_n$ ) yakınında tutulduğu götürücülerdir. Bunlar da, rezonans noktasının hemen altında veya hemen üzerinde çalışanlar olmak üzere ikiye ayrılırlar. Doğal frekans ( $\omega_n$ ), dış tahrik kuvvetleri kalktığı zaman bile bir titreşimli gövdenin doğal olarak salınım yapmaya devam ettiği frekanstır. Pratikte, sürekli işlemler için  $0,85 < \omega / \omega_n < 1,1$  kabul edilir (Spivakovsky, 1985; Colijn, 1991).

Rezonans götürücülerin en önemli üstünlüğü, sürekli iletimde tahrik için gereken gücün az olmasıdır. Dolayısıyla bu götürücüler, düşük güç tüketimi sağlarlar. Fakat elastik sistemin yüksek sertliğinden dolayı, başlamada (ilk harekette) büyük tahrik kuvvetleri gerekir. Rezonans götürücülerin başlıca dezavantajı, yük taşıyıcı elemanın genliğinin özellikle besleme akımının düzgün olmadığı zamanlarda azalmasıdır. Sistemin toplam kütleindeki küçük değişiklikler ve malzeme hareketinden doğan sönümleme, tabla hareketini önemli ölçüde etkileyebilir. Bu da düzensiz çalışmaya neden olabilir (Özgüven, 1982).

Geri getirme mafsalsal sistemi rijit olduğundan, rezonans götürücüleri, taşıyıcı yapı üzerinde önemli dinamik yükler doğururlar. Bu nedenle, bu tür götürücülerin özel bir titreşim yalıtımıyla donatılmaları gerekmektedir. Bu da genellikle karmaşık bir tasarım sonucunu verir.

Rezonans elastik sistemler, orta ve ağır kapasiteli götürücülerde tercih edilirler. Rezonans olarak dizayn edilen götürücü, taşıyıcı yapıda dengeli olması için bir tepki kuvvetine sahip olacaktır. Bu tepki kuvveti, yer değiştirme ile toplam yay sabitinin çarpımına eşittir.

##### **4.2.1.1.2 Rezonans Üstü Götürücüler**

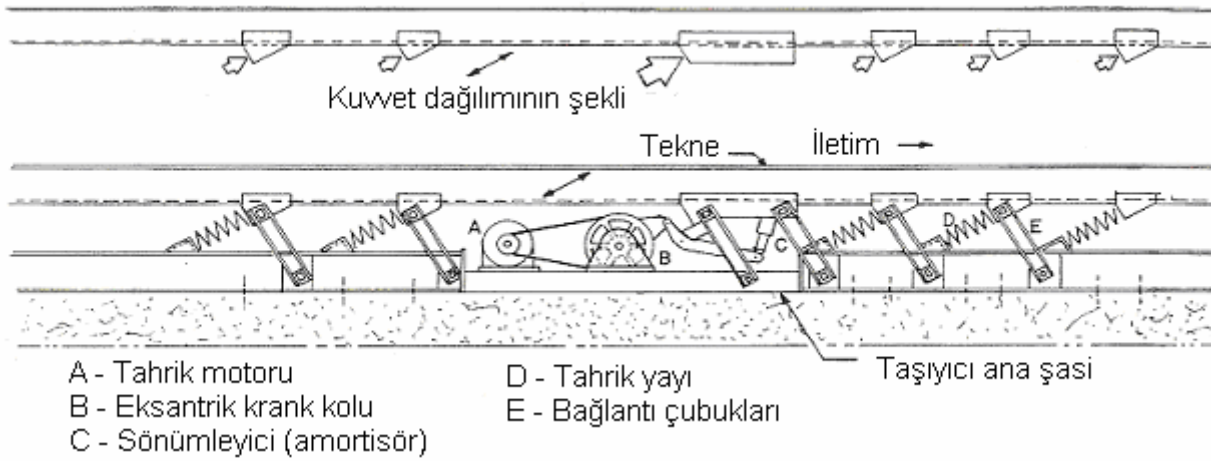
Rezonans üstü götürücülerde tahrik frekansı ( $\omega$ ), doğal frekansın ( $\omega_n$ ) en az 2-3 katıdır. Rezonans üstü götürücüler, düşük sertlikte elastik sisteme sahiptirler ve başlamada daha küçük kuvvetlere gereksinim duyarlar, fakat sürekli iletimde daha fazla güç tüketirler. Elastik

sistemin sertliği düşük olduğundan; taşıyıcı yapıya etki eden dinamik yükler önemsizdir. Bu sistemler, durmadan değişken yüklerle uzun zaman çalışabilirler. Götürücünün çalışması ve çoğunlukla durması esnasında rezonans bölgesi içinden geçerken, salınım genliği kısa bir zaman için artar. Böylece elastik elemanlardaki gerilmeler, önemli ölçüde artar ve çalıştırma düzeneği, yüksek dinamik yüklerle maruz kalır. Bu durum rezonans üstü götürücülerin dezavantajıdır. Bir başka dezavantaj ise, elastik elemanların düşük sertlikte olmalarından dolayı yerçekimi kuvveti altında önemli derecede deforme olmalarıdır. Bu nedenle rezonans üstü sistemler, çoğunlukla hafif kapasiteli götürücülerde kullanılmaktadır. Buna karşılık, sistemin çalışma koşullarındaki değişikliklerin malzeme ilerleme hızına etkisi azdır.

#### 4.2.1.2 Titreşimli Götürücülerin Tahrik Türlerine Göre Sınıflandırılması

##### 4.2.1.2.1 Krank-biyel Mekanizması ile Tahrik Edilen Titreşimli Götürücüler

Krank-biyel mekanizmasıyla tahrik, yüksek iletme hızı gereken durumlarda kullanılır. Bu tip götürücülerde tekne titreşimlerinin frekansı düşük (genellikle 20-25 Hz'den küçük), genliği ise büyüktür. Teknenin yer değiştirmesi, dolayısıyla malzeme ilerleme hızı sabittir. Hız değişimi, elektrik motoruna bağlı hız ayarlayıcıların kullanılmasıyla sağlanabilir. Bununla birlikte bu tip titreşimli götürücü ve elekler yaygın olarak kullanılırlar, özellikle yüksek tahrik kuvveti gerektiren eleme işlemleri için uygundurlar.

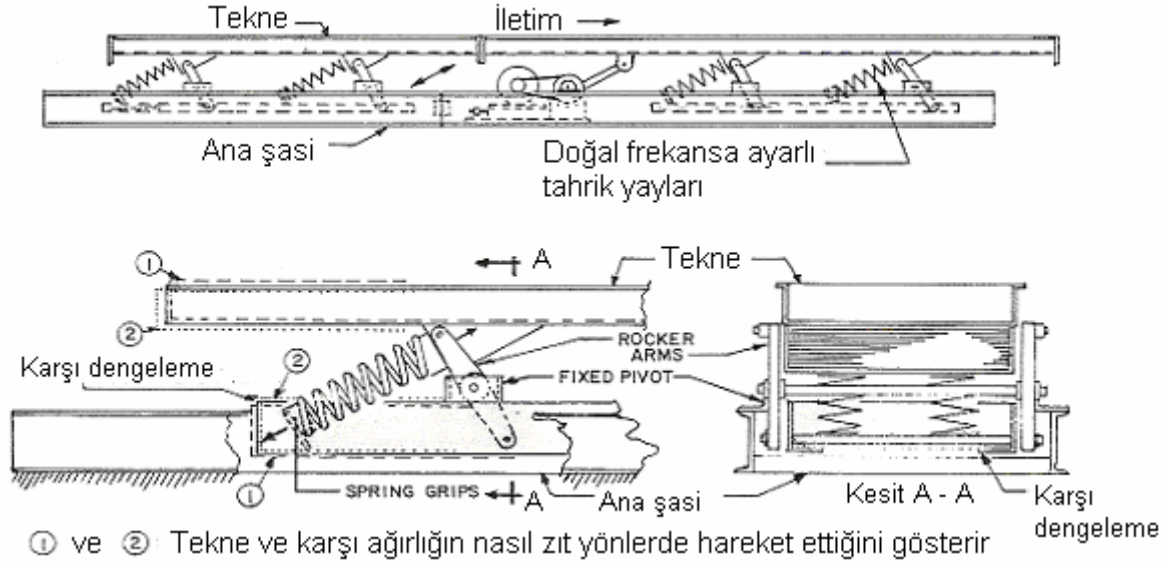


Şekil 4.12 Rezonansa dengelenmemiş krank-biyel tahrikli götürücü (Dumbaugh, 1984)

Krank-biyel tahrikli götürücüler, orta ve büyük taşıma güçleri için uygundurlar. Taşıma kapasiteleri, 20-200 m<sup>3</sup>/h olmaktadır. İletme (taşıma) hızlarının yüksek olmasından dolayı, belli bir taşıma kapasitesi için gerekli kesit küçüleceğinden; taşıma hızı yüksek olan götürücülerde, götürücünün ana boyutları küçük olmaktadır. Bu da, bir ekonomi sağlar. Strok hareketi doğrusaldır (Özgüven, 1982; Dumbaugh, 1984).



Götürücü, taşıyıcı bir yapıya (temele) rijit olarak bağlanmıştır (Şekil 4.12). Taşıyıcı yapı, oluşan tüm dinamik kuvvetleri absorbe etmek zorundadır. Sönümleyici (amortisör) (C), doğal olarak oluşan tepki kuvvetlerinin etkilerini azaltmaya yardım eder. Bu tepki kuvvetleri, sert tahrik yayları (işletme yayları) (D) ile başlatma ve durdurmada krank kolu milini döndüren motor arasında meydana gelir.



Şekil 4.13 Karşı ağırlık ile rezonansa dengelenmiş krank-biyel tahrikli götürücü (Dumbaugh, 1984)

Krank-biyel tahrikli titreşimli götürücüler arasında en çok kullanılanlar, rezonansa dengelenmiş olanlardır. Çünkü büyük titreşim genliklerinde, titreşimlerin taşıyıcı yapıya ve çevre yapılara zararlı olabilecek etkileri giderilmelidir. Karşı ağırlık ile dengeleme, kullanılabilir bir basit dizayndır (Şekil 4.13). Burada tepki kuvvetleri, ikinci bir kütle tarafından absorbe edilir. Böylece sistem, iki-kütleli bir sistem gibi davranır. Karşı ağırlık, esas taşıyıcı tekneye göre 4-8 kat daha ağırdır. Sonuç olarak teknenin stroku, tepki kuvvetinin strokundan 4-8 kat daha büyük olacaktır (Colijn, 1991).

Karşı ağırlık ile dengeleme, güç tüketimini azaltır. Çünkü; gerekli tahrik kuvvetinin daha fazlasını üretmek için rezonans ilkelerine ayarlanan sert yaylar kullanılır.

Krank-biyel tahrik sistemi; geniş yük salınımlarına, darbeli yüklere sahip uygulamalarda güvenilir ve başarılı bir şekilde uygulanamaz. Bu nedenle; genellikle bu tahrik sistemi, titreşimli götürücülerde sabit hız ve oldukça kararlı haldeki yükleme uygulamalarında uygulanır.

#### 4.2.1.2.2 Elektromanyetik Tahrikli Titreşimli Götürücüler

Düşük iletme hızlarının yeterli ve iletme yolunun kısa olduğu durumlarda manyetik titreştiricilerle uyarılan götürücüler kullanılır. En önemli üstünlükleri, titreşim frekanslarının gerilim düşürücüler yardımıyla kolaylıkla değişebilir olmasıdır. Bu nedenle taşıma kapasiteleri değişken olabilir. Fakat, iletme hızının düşük olmasından ötürü yüksek taşıma kapasitesi gerektiren uygulamalar için uygun değildirler. Tekne titreşim frekansı yüksek, buna karşılık titreşim genliği düşüktür.

Elektromanyetik tahrik sistemi; tekne ağırlığı, karşı ağırlık ve vibratör ile helezon veya yaprak yaylar beraberce iki kütleli titreşim sistemini meydana getirir. Elektromıknatıslarla rezonansa yakın (daha çok rezonans altında) çalıştırılır.

Bu tahrik türünde iletilen mal, küçük sıçrama yüksekliklerine sahiptir. Bundan dolayı mal korunur. Şebeke gerilimindeki dalgalanmalar, iletim miktarını etkilediğinden; elektromanyetik tahrikli götürücüler, dozaj beslemeler için uygundur. Bu tahrik sistemi, özellikle eleme işleminde kuvvetli bir yüzey etkisi gerektiğinde başarılı bir şekilde uygulanabilir.

Ancak bu tahrik sistemi, yüksek frekansa sahip olduğundan; götürücü ile toz halindeki ve yapışkan malzemelerin taşınması için uygun değildir. Genellikle elektromıknatısın sızdırmazlığı istenir. Ayrıca uygulamalarda, çevreye tehlike arz etmemek için patlamazlığı sağlamak zor olmaktadır.

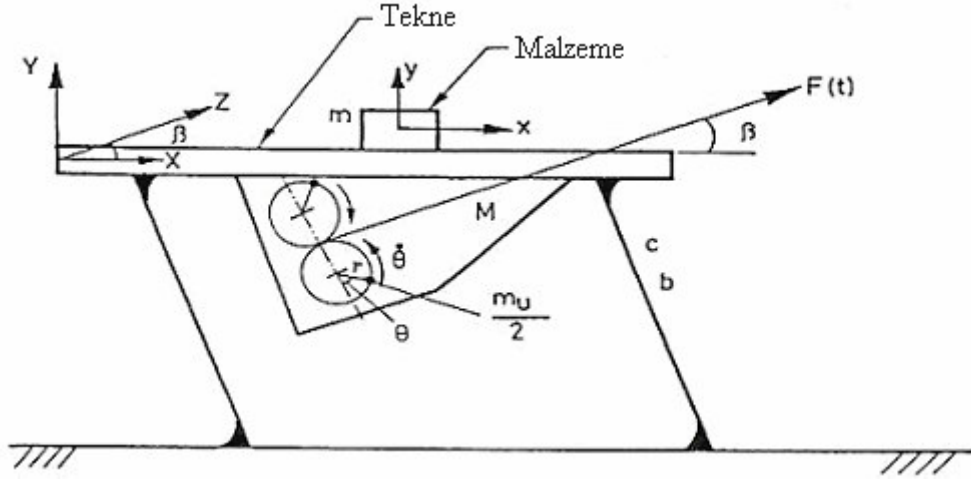
Maliyet ve enerji tüketimi, diğer mevcut tahrik sistemlerinden genellikle daha büyüktür. Teknenin titreşim frekansı yüksek olduğundan, titreşime dayanıklı konstrüksiyonlar gerekmektedir. Bu da götürücünün uzunluğunu sınırlar. Elektromanyetik titreşimli tahrik sistemleri, oldukça kısa uzunluğa ve dar genişliğe sahip titreşimli götürücülerde kullanılırlar.

#### 4.2.1.2.3 Dengelenmemiş Kütle Tahrikli Titreşimli Götürücüler

Dengelenmemiş kütle ile tahrikte ana ilke, eşit büyüklükteki iki ayrı dengelenmemiş kütlelerin birbirlerine zıt yönlerde ve aynı hızda ( $w$ ) dönmeleridir. Bu dönüş nedeniyle her bir kütle, bir merkezkaç kuvveti doğuracaktır.

Merkezkaç kuvvetini elde etmek için, Şekil 4.14'te şematik olarak gösterilen dengelenmemiş kütlelerin etkisini verecek değişik düzenekler kullanılabilir. En yaygın olanları,

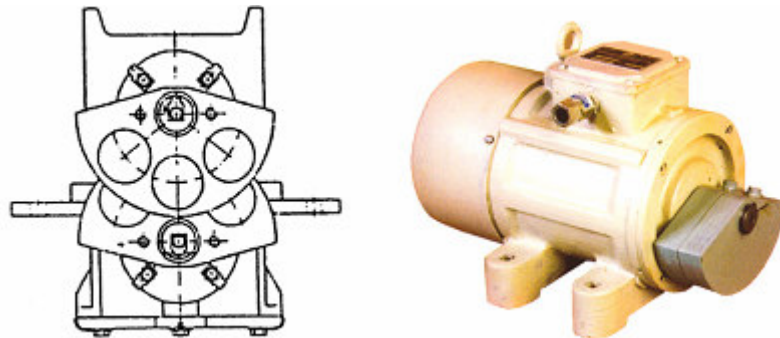
- a) Titreşim diskleri
- b) Eksenden kaçık yataklanmış miller
- c) Dengesizlik motorları



Şekil 4.14 Dengelenmemiş kütle tahrikli titreşimli götürücü (Ganapathy, 1986)

Titreşim diskleri sabit veya ayarlı olabilirler. Sabit olanları, iki ayrı merkezde dönen iki disk diliminden oluşur. Ayarlı olanlarında ise her merkezde iki ayrı yarım disk veya daha küçük disk dilimi bulunur. Bunların birbirleri üzerinde kaydırılmalarıyla disk parçalarından oluşan toplam kütlein ağırlık merkezi, dolayısıyla dengelenmemiş kütle miktarı değişir.

Eksenden kaçık yataklanmış miller ise, Şekil 4.14'te gösterilen dengelenmemiş kütle görevini görürler. Bu tür uygulamalar, özellikle büyük tahrik kuvvetlerinin gerektiği durumlarda, en uygun çözümdür. Uyumu ve zıt yönde dönmeyi sağlamak için miller eşit büyüklükteki dişlilerle bağlanırlar ve hareketi, çoğunlukla hareketli tekne üzerinde bulunmayan bir elektrik motorundan kayışla alırlar. Titreşim genliğinin büyüklüğü, devir sayısı ve eksantrik kütlein büyüklüğüne bağlıdır. Belirli bir sınır içinde, genlik ve iletim kapasitesi değiştirilebilir. Bu değişim için ya eksantrik kütle ayarlanır ya da ilave eksantrik kütle yerleştirilir.



Şekil 4.15 Dengesizlik motoru

Bu tip götürücülerde kullanılan dengesizlik motorları (Şekil 4.15); genellikle 4 kutuplu, ender olarak da 2 veya 6 kutuplu asenkron motorları olup, oldukça kuvvetlendirilmiş yatakları mil

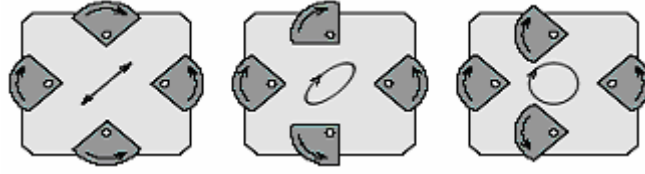
uçlarına yerleştirilmiş dengesizlik disklerinden meydana gelir. Bir titreşimli motor, elastik bir kavrama ile motora bağlanır; ya da birbirlerine ters yönde dönen iki dengesizlik motorları, atış açısı tekneye doğru olacak biçimde düzenlenir.

Çizelge 4.1 Titreşimli götürücülerde üç ayrı tahrik düzeneğinin karşılaştırılması (Ganapathy, 1979)

Tahrik düzeneği	Krank-biyel mekanizması ile tahrik	Dengelenmemiş dönen kütle ile tahrik	Elektromanyetik tahrik
Titreşim frekansı, Hz ( $\omega$ )	5 – 25	10 – 50	50 – 100
Düşey titreşim genliği, mm	1 – 7	0.2 – 3	0.02 – 0.5
Yatay titreşim genliği, mm	2 – 14	0.4 – 5	0.04 – 1
Teknenin yatayla yaptığı açı ( $\alpha$ )	0° – 5°	0° – 15°	0° – 25°
Titreşim/Atış açısı ( $\beta$ )	25° – 35°	20° – 30°	20° – 30°
İletim hızı, m/s	0.3 – 0.7	0.05 – 0.4	0.01 – 0.15
Tekne uzunluğu, m ( $L$ )	2 – 20 (50)	0.5 – 10 (50)	0.5 – 5 (10)
Doğal frekans, Hz ( $\omega_n$ )	$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{\sum k}{m_e}\right)}$	$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{\sum k}{m_e + m_0}\right)}$	$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{k(m_e + m_d)}{m_e m_d}\right)}$
Tahrik kuvveti, kgf ( $F_i$ )	$4\pi^2 m_e \omega^2 r$	$4\pi^2 m_e \omega^2 r_e$	$4\pi^2 m_e \omega^2 r_e \times \left[ \frac{1 - (\omega / \omega_n)^2}{(\omega / \omega_n)} \right]$
Zemindeki statik yük, kgf ( $F_{sf}$ )	$W_t + W_m$	$W_t + W_u + W_m$	$W_t + W_d + W_m$
Zemindeki dinamik yük, kgf ( $F_{df}$ )	$4\pi^2 m_e \omega^2 r + \sum k.r$	$\sum k.r_e$	$\sum k.r_e$

Dengesizlik motoru, titreşimli götürücü teknesinin ağırlık merkezine bağlanırsa; dairesel bir titreşim meydana getirir. Dengesizlik disklerinin farklı konumlarda yerleştirilmesi ve farklı

yönlerde dönmesiyle; doğrusal, eliptik veya dairesel strok biçimleri oluşmaktadır (Şekil 4.16).



Şekil 4.16 Dengesizlik disklerinin farklı konumları (Kruelle, 2004)

### 4.2.1.3 Yük Taşıyıcı Elemanın Bağlantı Yöntemine Göre Titreşimli Götürücüler

#### 4.2.1.3.1 Asılı Götürücüler

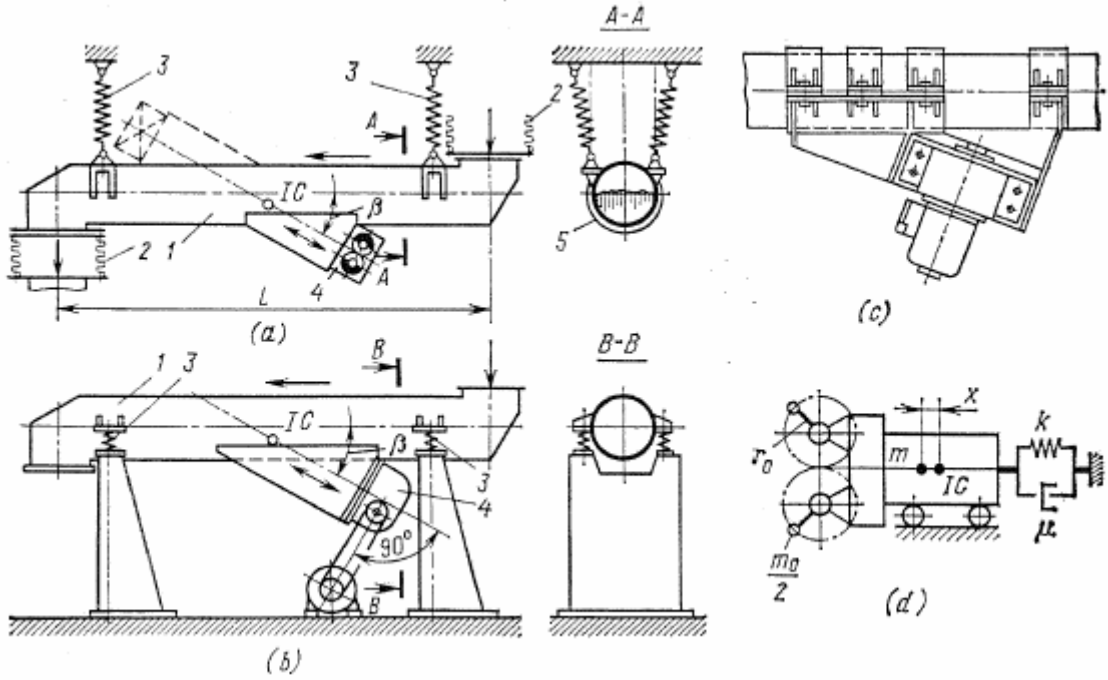
Serbest salınım yapan tek kütle sistemli bir asılı titreşimli götürücü (Şekil 4.17a), sabit bir yapıya bağlı elastik damperler/sönümleyiciler (3) üzerinde serbest asılı (veya taşınan Şekil 4.17b) bir yük taşıyıcı elemanından (boru veya tekne) (1) oluşmaktadır. Yük taşıyıcı elemana bir merkezkaç tahrik elemanı (4) tarafından salınım yaptırılır. Elastik sönümleyicilerin rasgele kopması durumunda tekneyi bir emniyet kemeri/kayıışı (5) ile tutmak için götürücüde önlem alınır.

Yük taşıyıcı elemana uygulanan tahrik, merkezkaç (dengelenmemiş atalet tipi) titreşimli tahrik şeklinde; iki tahrik edicili veya iki senkronize elektrik motorlu titreticili olabilir (Şekil 4.17c). Çalıştırma (tahrik) birimi, yük taşıyıcı elemanın üstüne veya altına yerleştirilebilir. Senkronize motorlu titreticiler, aynı zamanda teknenin yan tarafına koyulabilir (Şekil 4.17c).

Yükü istenilen yönde hareket ettirmek için tahrik kuvvetinin etki çizgisi ile götürücünün boy eksenini arasındaki açı  $\beta = 20 - 30^\circ$  olacak şekilde tahrik uygulanmalıdır. Yük, götürücünün boy ekseninde tahrik kuvvetinin yönünde götürülür. Çünkü yük parçacıkları, teknede küçük sıçramalar yapar (Şekil 4.17).

Yük taşıyıcı elemanın tam anlamıyla yönlü lineer (doğrusal) salınımlar yapması için, tahrik kuvvetinin doğrultusunun tüm salınımlı sistemin atalet merkezinden (IC) geçecek şekilde, götürücü tahriki ayarlanmalıdır (Spivakovsky, 1985).

Kesit alanının tamamen simetrik olduğu bir sistemde atalet merkezi, sistemin ağırlık merkezi ile çakışır. Eğer bu şart gerçekleşmezse tahrik kuvvetinin doğrultusu, sistemin atalet (ağırlık) merkezinden geçmez, kuvvet momenti (statik moment) oluşabilir ve sistemde buna ek olarak yük iletim prosesi için uygun olmayan burulma titreşimleri oluşacaktır.



Şekil 4.17 Merkezkaç titreşimli tahrik ile serbest salınım yapan tek kütleli titreşimli götürücüler (a, b, c: tasarım taslakları; d: hesap diyagramı) (Spivakovsky, 1985)

Sabit titreşim yayılımı için tahrik elemanının, götürücünün yük taşıyıcı elemanına bağlandığı yerlerin yüksek sertlikte olmasını sağlamak gerekir. Bağlantı yerlerinin düşük sertlikte olması durumunda teknenin veya borunun cidarlarında yerel salınımlar oluşabilir. Yükün götürülmesinde uygun olmayan etkiye sahip bu yerel salınımlar, cidarlara ve tahrik elemanının bağlantısına zarar verebilir.

Elektrik motorundan bir merkezkaç tahrik elemanının miline bir V kayış ile aktarma yapılan götürücülerde; kayışlı aktarma eksenine, salınımların yön çizgisine dik olmalıdır (Şekil 4.17b). Sadece bu durumda, götürücünün titreşimleri, aktarma için zararlı olmayacak ve götürücü teknesinin (veya borusunun) titreşimlerinin genliğini engellemeyecektir. Titreşimli götürücülerin elastik süspansiyonları (veya taşıyıcıları), düşük sertliğe sahiptirler ve sadece sönümleyici (damper) olarak hizmet ederler. Elastik süspansiyonlu bir sistemin doğal salınımlarının frekansı, tahrik kuvvetinin frekansından çok daha küçüktür. Bu sebeple, bir serbest salınım sistemli götürücüler, götürücünden taşıyıcı yapılara titreşim gerilmelerinin aktarımının hemen hemen bütünüyle ortadan kalktığı çok rezonanslı moda çalışırlar.

Bir titreşimli götürücünün titreşimli borusunun yükleme ve boşaltma yerleri, depo (bunker) veya doldurma hunileri gibi sabit yapılara bağlanır. Esnek kıvrımlı boru bağlantıları, dayanıklı dokuma, lastik (kauçuk) veya plastikten yapılır ve tam bir sızdırmazlık sağlarlar. Fakat, tekne

veya borunun titreşimlerini engellemezler.

Eğer götürücü, direkt olarak bir deponun (bunkerin) altındaki boşaltma deliğine monte edilirse, depodaki malzeme kolonunun düşey basıncı götürüciye iletilmemelidir fakat bu basınç, götürücüyü yükleyen doldurma hunisinin cidarları tarafında absorbe edilmelidir. Eğer bu imkansızsa, götürücüyü yüklemek için özel bir besleyici kullanılmalıdır. Bu öneriler, titreşimli götürücülerin bütün türleri (tipleri) için geçerlidir.

Serbest titreşim yapan bir götürücünün yük taşıyıcı elemanının titreşim genliği, sistemin atalet merkezinin cebri (zorla) salınımlarının diferansiyel denklemi çözülerek belirlenebilir (Şekil 4.17d).

$$(m + m_0)\ddot{x} + \mu k\dot{x} + kx = m_0 r_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (4.7)$$

Burada  $k$  elastik elemanların sertliği ve  $\mu$  elastik elemanların iç direncidir.

Elastik süspansiyonların dirençlerini ihmal ederek ( $\mu = 0$ ) ve kabul edilebilir bazı kesin varsayımlar yaparak, çok rezonanslı bir sistem için götürücünün titreşim genliği  $a$  (cm), aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.

$$a \approx \frac{m_0 r_0}{m} \quad (4.8)$$

Burada  $m_0$  bir merkezkaç tahrik edicinin toplam dengelenmemiş kütlesi,  $r_0$  dengelenmemiş kütlelerin eksantrisitesi (dengelenmemiş kütlelerin ağırlık merkezinin dönme eksenine olan uzaklığı) ve  $m$  yük kütlesi de dahil olmak üzere götürücünün titreşim yapan elemanlarının toplam kütlesidir.

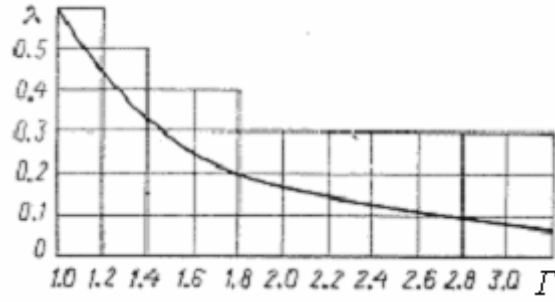
$$m = m_{tr} + m_{ex} + \lambda m_m \quad (4.9)$$

Burada  $m_{tr}$ , tekneye eklenen bütün elemanların kütlelerinin de dahil olduğu tekne (boru) kütlesi;  $m_{ex}$ , titreşim oluşturan tahrik edicinin kütlesi;  $\lambda$ , atış karakteristik sayısına ( $I$ ) bağlı ampirik bir katsayı (Şekil 4.18) ve  $m_m$ , teknedeki (borudaki) yük kütlesidir.

Asılı tip bir titreşimli götürücünün uzunluğu, yük taşıyıcı elemanın sertliğine ve dayanımına (mukavemetine) bağlıdır ve götürücünün uzunluğu, genellikle 6 m'yi aşmaz. Çünkü daha uzun bir tekne, daha ağır bir kütle ve daha küçük titreşim genliklerine sahip olacaktır.

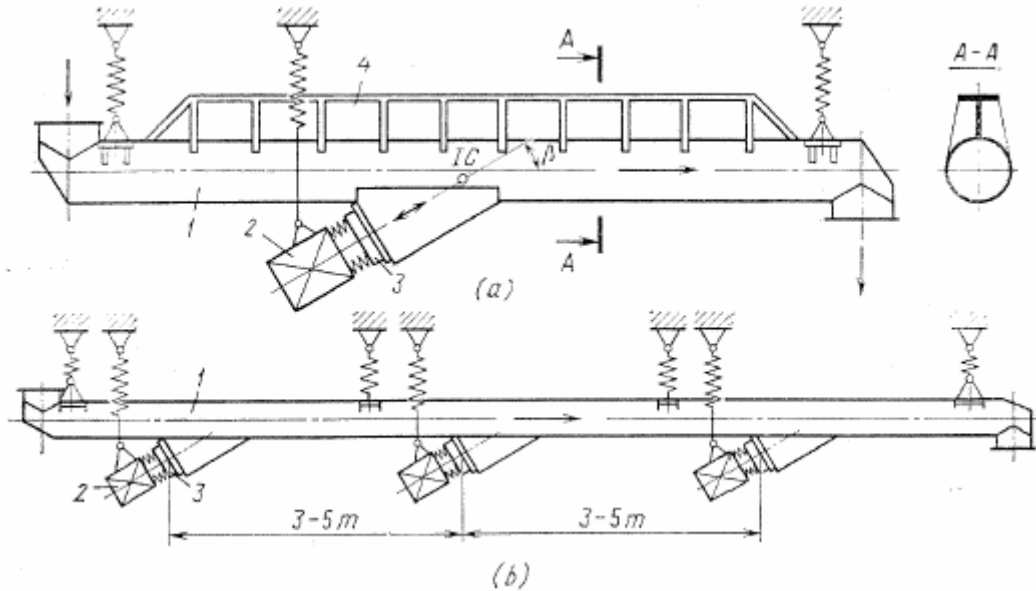
Asılı tip bir titreşimli götürücünün uzunluğu, boru veya tekne boyunca bir tonoz kaburgası

oluşturarak maksimum 8 m'ye kadar artabilir (Şekil 4.19a).



Şekil 4.18 Atış karakteristik sayısına ( $I$ ) bağlı  $\lambda$  katsayısının deneysel eğrisi (Spivakovsky, 1985)

Asılı tip titreşimli götürücülerin avantajları: oldukça basit dizayna ve nispeten düşük kütleye sahip olmaları, ara noktalarda yükleme ve boşaltım yapılabilmesi ve taşıyıcılara (desteklere) düşük dinamik kuvvetlerin iletilmesidir. Bunun yanında dezavantajları ise, uzunluklarının kısa olması ve yük kütlelerinin artmasıyla azalan küçük titreşim genliklerine sahip olmalarıdır. Bu dezavantajlarına rağmen asılı götürücüler, geniş çapta kullanılırlar. Bu götürücülerin ana karakteristik özellikleri: boru çapı 160, 200, 320 veya 400 mm; hacimsel iletim kapasitesi 6-50 m<sup>3</sup>/h ve uzunluk 4-6 m.



Şekil 4.19 Elektromanyetik tahrikli asılı titreşimli götürücüler (a- çift kütleli, b- çok kütleli)

Bir elektromanyetik tahrik edicili asılı bir titreşimli götürücü, çift kütle salınımlı bir sistemi gösterir (Şekil 4.19a). Birinci kütle, elektromanyetik tahrik edicinin aktif bölümünün (3) bağlı



olduğu yük taşıyıcı elemandan (boru veya tekne) (1) oluşur. İkinci kütle ise tahrik edicinin reaktif (aktif olmayan) bölümüdür (2). Diğer bütün elemanlar, merkezkaç tahrikli bir asılı götürücülerle aynıdır.

Asılı götürücüler, tek veya çift stroklu elektromanyetik titreşim oluşturan tahrik edicilerle çalışabilirler. Yük taşıyıcı elemana iki veya dört tane elektromanyetik titreşim oluşturan tahrik edicinin bağlı olduğu çok kütleli asılı titreşimli götürücüler bilinmektedir (Şekil 4.19b). Aynı titreşim oluşturan tahrik edicilerin boruya (veya tekneye) bağlanmasıyla işlemi gerçekleştirmek zorlaşmaktadır. Bu sebeple, çok kütleli titreşimli götürücüler (hem asılı hem de desteklenen), sadece sınırlı bir uygulamaya sahiptir.

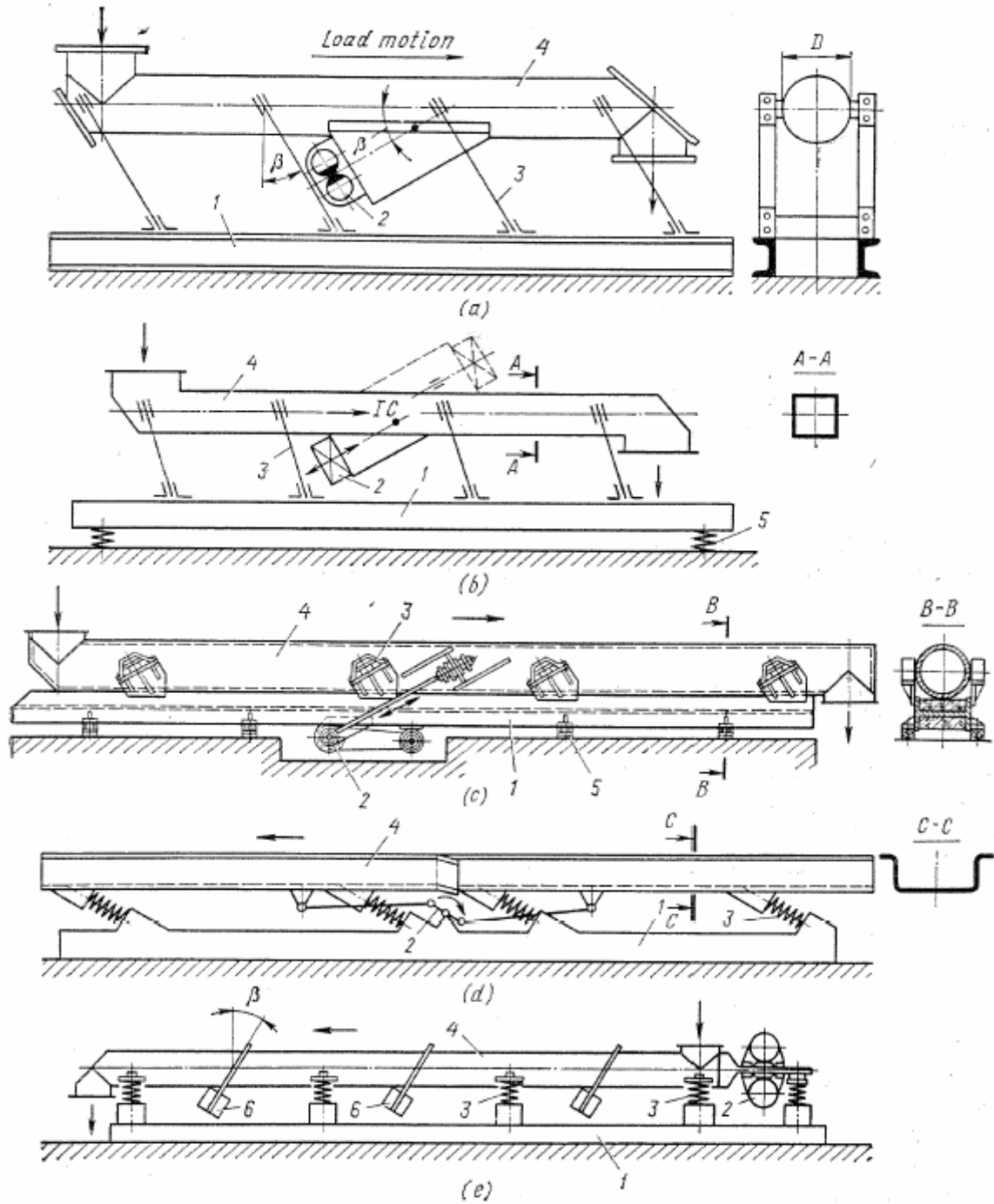
#### 4.2.1.3.2 Desteklenen (Mesnetli) Titreşimli Götürücüler

Eğik esnek (elastik) ayaklı bir titreşimli götürücü, bir yük taşıyıcı elemanı (4), düşeyle  $\beta$  açısı yapan eğik esnek destek elemanları (3), bir titreşim çalıştırma (tahrik) birimi (2) ve bir temel veya esnek damperlerin/sönümleyicilerin (5) üzerine direkt olarak yerleştirilebilen taşıyıcı şasi (1) içerir (Şekil 4.20b). Titreşim tahrik edicileri (uyarıcıları), merkezkaç, elektromanyetik (tek stroklu) veya eksantrik olabilir. Merkezkaç veya elektromanyetik vibratörler, götürücünün üstüne veya altına yerleştirilebilir. Herhangi bir çalıştırma (tahrik) türünde, uyarma (tahrik) kuvveti, salınımların doğrultu açısı  $\beta$  yönünde uygulanmalı ve uyarma kuvvetinin doğrultusu, salınımlı sistemin atalet merkezinden geçmelidir. Çift kütleli desteklenen götürücülerin bazı dizaynlarında, bir merkezkaç çalıştırma (tahrik) birimi, yük taşıyıcı elemanın titreşim genliklerini arttırmak için ağır bir taşıyıcı şasiye monte edilir. Böylece ağır taşıyıcı şasi düşük bir genliğe, yük taşıyıcı eleman ise yüksek bir genliğe sahip olacaktır. Çünkü kapalı bir salınımlı sistemde salınım genlikleri, salınımlı kütleler ile ters orantılıdır.

Asılı titreşimli götürücüler için verilen bütün öneriler, desteklenen (mesnetli) götürücülere de tamamen uygulanabilir.

Merkezkaç tahrikli desteklenen götürücüler, çok rezonanslı bir titreşimli sisteme sahiptirler. Elektromanyetik ve eksantrik tahrikli götürücüler ise rezonanslı bir esnek sisteme sahiptirler.

Desteklenen titreşimli götürücülerin başlıca dezavantajı, ağır bir temel gerektiren taşıyıcı yapılara titreşim gerilmelerinin aktarımı (çoğunlukla elastik destek elemanlarının reaksiyonu olarak) ve dengelenmemiş olmalarıdır. Bu gerilmeleri küçültmek için götürücülerin bazı tiplerine yük taşıyıcı elemanın kütlelerinden 3-5 kat daha büyük kütleli ağır bir şasi konur. Şasi, elastik damperlerin üzerine monte edilir (Şekil 4.20c).



Şekil 4.20 Desteklenen (mesnetli) titreşimli götürücüler (a-tek kütleli, b-çift kütleli ve merkezkaç veya elektromanyetik tahrikli, c-ağır bir taşıyıcı şasiye sahip çift kütleli ve eksantrik tahrikli, d-çift kütleli ve çift eksantrik tahrikli, e-ek olarak dengelenmemiş kütleyle sahip çok kütleli) (Spivakovsky, 1985)

Uzunlamasına kuvvetleri dengelemek için desteklenen (mesnetli) götürücüler, bazen benzer iki bölümden yapılırlar. Çalıştırma (tahrik) birimi, bu benzer iki bölümün arasına monte edilir. Çalıştırma biriminin bağlama çubukları, aralarında  $180^\circ$  faz farkı olacak şekilde her bir bölüme bağlanırlar (Şekil 4.20d). Böylece aktif kuvvetlerin yatay bileşenlerini dengelemek

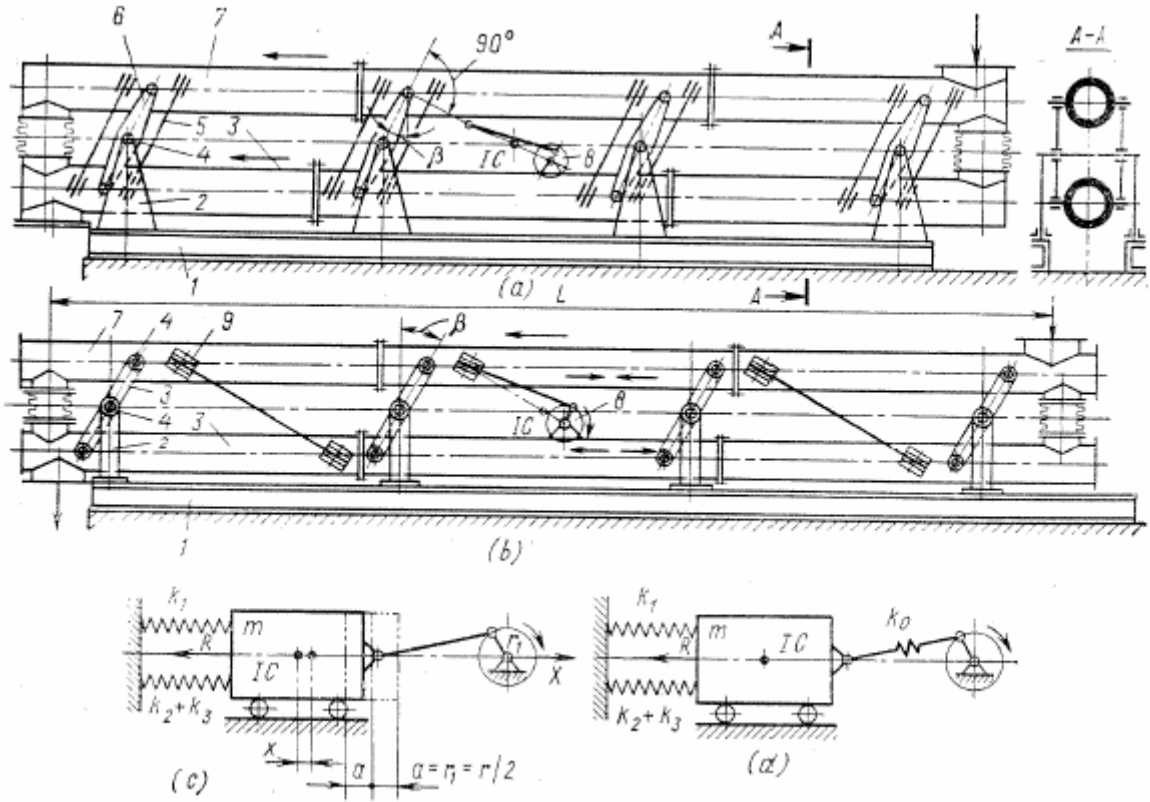
mümkündür. Düşey bileşenler ise dengelenmemiş olarak kalır. Bu nedenle götürücü, bir temel üzerine kurulmalıdır.

Şekil 4.20e'deki gibi bir götürücü; elastik (esnek) desteklerin (3) üzerine monte edilmiş bir yük taşıyıcı boruya (veya tekneye) (4), dengelenmemiş kütlelere sahip iki tane otomatik senkronizasyonlu motor vibratörlerinden oluşan bir merkezkaç çalıştırma (tahrik) birimine (2), bir taşıyıcı şasiye (1) ve titreşimlerin doğrultu açısıyla ( $\beta$ ) elastik (esnek) kollara bağlanmış dengeleme kütlelerine (6) sahiptir. İlave kütlelerin birleşik titreşimleri, boru ve yükün yönlü hareketlerini sağlarlar ve tüm sistemin dengesini oldukça düzeltirler.

Desteklenen titreşimli götürücülerin ana karakteristik özellikleri: boru çapı 152-610 mm, uzunluk 12-27 m, lineer kütle 36-156 kg/m ve her bir motor gücü 1-7.5 kW kadardır.

Çok rezonanslı bir elastik sistemli desteklenen titreşimli götürücülerde, merkezkaç çalıştırma birimi ve taşıyıcı şasi, temele rijit olarak tespit edilirler (Şekil 4.20a). Titreşimlerin genliği, (4.8) nolu formül ile hesaplanabilir. Şekil 4.20b'de gösterilen götürücü için (4.8) nolu formül, sadece yaklaşık bir sonuç verir. Eksantrik çalıştırma birimli götürücülerde, titreşimlerin genliği  $a$ , eksantrik çalıştırma biriminin yarıçapı ile belirlenir ve şasi ile yük taşıyıcı eleman arasında bunların kütleleriyle ters orantılı olarak dağılır (Şekil 4.21,  $a = r/2$ ). Eğer şasi, temele rijit olarak bağlanmış ise yük taşıyıcı elemanın genliği, eksantrik yarıçapına eşit olur ( $a = r$ ). Esnek bağlama koluna sahip olana çalıştırma birimlerinde, titreşimlerin genliği, eksantrik yarıçapından daha küçüktür (Şekil 4.21d).

Desteklenen türden çift borulu (tekneli) dengelenmiş bir titreşimli götürücü (Şekil 4.21 ve 4.22), oynak (mafsallı) salınım çubukları (6) ve yaprak yaylar (5) (Şekil 4.21a) veya kauçuk-metal elemanlar (9) (Şekil 4.21b) ile birbirine bağlanmış iki paralel yük taşıyıcı boruya/tekneye (7 ve 3) sahiptir. Götürücü, boruların üstüne veya arasına direkt olarak monte edilen bir eksantrik çalıştırma birimine (8) sahiptir. Salınım çubukları (6), oynak (mafsallı) olarak kauçuk-metal yataklar üzerinde borulara ve sabit bir şasiye (1) bağlanmış destekler (2) tarafından taşınan destek millerine (4) bağlanırlar. Salınım çubukları ve yaylar, titreşimlerin doğrultu açısında ( $\beta$ ) koyulurlar. Çalıştırma (tahrik) biriminin bağlama çubukları, en yukarıdaki pozisyonda yayların ve salınım çubuklarının boy eksenine diktir ve sistemin atalet merkezinden geçen düzlemde durur.



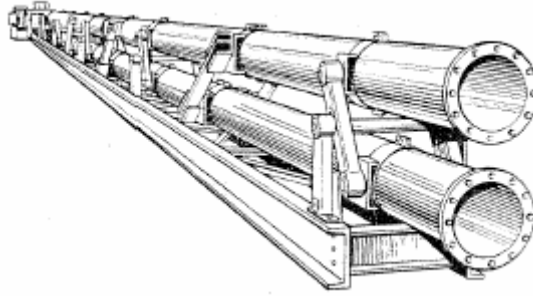
Şekil 4.21 Çift borulu dengelenmiş titreşimli götürücü (Spivakovsky, 1985)

Çift borulu götürücü, esasen dengelenmiş çift kütle salınımlı bir sistemdir. Üst ve alt boru, salınımlı kütleler olarak görev yapar. Her iki boru, eksantrik bir tahrik altında  $180^\circ$  faz farkıyla birbirlerine paralel olarak gidip gelme hareketi yaparlar. Bir boru, ileriye doğru hareket ettiğinde diğer boru, aynı mesafe geriye doğru hareket eder. Çünkü tahrik milinin yatakları, boruların birine ve bağlama çubuklarının uçlarına yerleştirilir. Bu, götürücünün hareket eden kütlelerinin dengelenmesini sağlar. Çünkü boruların kütlesi ve aynı zamanda genlikleri de aynıdır (Şekil 4.21c).

Yük, salınım çubuklarının eğik ayarlanmasından dolayı her iki boru içinde ileriye doğru hareket eder.

Sistemi dengeleyebilmek için yukarıdaki ve aşağıdaki yük taşıyıcı elemanın kütlelerinin aynı olması ve bütün salınım çubuklarının yukarıdaki ve aşağıdaki kollarının uzunluklarının aynı olması gerekir. Diğer bir şart ise; tüm salınım çubuklarının merkez boy eksenini, yük taşıyıcı elemanların simetri boy ekseninin düzleminde uzanmalıdır. Böylece salınım çubuklarının merkez boy eksenini, tüm sistemin atalet merkezinden geçer. Borular, düzgün olmayan bir şekilde yüklenirse belirli bir dengesizlik oluşabilir.

Çelik yaprak yaylı götürücüler, sıcak yüklerin götürülmesinde kullanılırlar. Çift borulu titreşimli götürücüler, 500-850°C sıcaklıktaki yüklerin götürülmesinde kullanılabilirler.



Şekil 4.22 Çift borulu titreşimli götürücü (Spivakovsky, 1985)

Üst ve alt boru kütlelerinin ve yer değiştirmelerinin tamamen simetrik ve eşit olduğu çift kütleli götürücü bir sistem, tek bir serbestlik derecesinin herhangi bir yarısına sahip olan tek kütleli bir sistem gibi ele alınabilir (Şekil 4.21c). Rijit bir bağlama çubuklu yarı sistemin hareketinin diferansiyel eşitliği aşağıdaki şekilde olacaktır.

$$m\ddot{x} + (k_1 + k_2 + k_3)x + R = P_0 \sin wt \quad (4.10)$$

Burada  $m$ , yük kütlesi de dahil olmak üzere tüm elemanların bağlı olduğu bir yük taşıyıcısının kütlesi (4.9 nolu formül ile hesaplanır);  $x$ , X-ekseni boyunca sistemin atalet merkezinin yer değiştirme miktarı;  $k_1$ ,  $k_2$  ve  $k_3$  yayların veya kauçuk-metal elemanların ( $k_1$ ) ve kauçuk yatak bağlantılarının ( $k_2$  ve  $k_3$ ) sertlik katsayıları;  $R = i\gamma_0 S$  genelleştirilmiş direnç kuvveti (burada  $i = \sqrt{-1}$  sanal birim,  $\gamma_0$  genelleştirilmiş direnç katsayısı ve  $S$  elastik bağlantıların deformasyon kuvveti);  $P_0$  yük taşıyıcı elemanın maksimum genlikte iken götürücü çalıştırma biriminin en büyük uyarma kuvveti ve  $w$  uyarma kuvvetinin açısal frekansıdır.

Bir rezonans sistem için elastik bağlantıların sertliği, (4.11) nolu eşitsizliğe bağlı olarak seçilir.

$$0.85 < w/w_n < 1.1 \quad (4.11)$$

Burada  $w_n = \sqrt{(k_1 + k_2 + k_3)/m}$  sistemin doğal salınımlarının açısal frekansıdır.

Çift borulu götürücüler, ara noktalarda tamburlu veya devrilir kapaklar sayesinde yüklenebilir ve boşaltılabilir. Her iki boru, mümkün olduğu kadar düzgün bir şekilde yüklenmelidir.

Çift borulu titreşimli götürücülerin avantajları olarak titreşimli kütleleri dengelemek için götürücüde ayar yapılabilmesi, münferit tahrik ile 60 m ve hatta 100 m'ye ulaşan büyük bir iletim uzunluğu olması, eksantrik tahrik uygulanmasıyla sabit titreşim genliklerinin oluşması ve düşük güç tüketimi sayılabilir. Dezavantajları ise götürücülerin ve ara yükleme ve boşaltma istasyonlarının oldukça karmaşık yapıda olmaları ve götürücünün toplam boyutunun büyük olmasıdır.

Dengelenmiş çift kütleli bir elastik sistem, aynı kütleli bir dengeleme kirişinin alttaki yük taşıyıcı elemanın yerine geçtiği götürücülerde de kullanılır. Bu tür götürücüler, yüklemenin tüm götürücü boyunca yapıldığı veya yük götürülürken aynı zamanda elemanın de yapıldığı uygulamalar için elverişlidir.

## **4.2.2 Titreşimli Götürücülerin Elemanları**

### **4.2.2.1 Yük Taşıyıcı Eleman**

Titreşimli götürücülerin yük taşıyıcı elemanları; dairesel, kare veya dikdörtgen kesitli borulardan veya çeşitli şekilde açık veya kapalı teknelerden yapılırlar. Tozlu malzemelerin ince bir tabaka halinde en verimli bir şekilde götürülmesi için dikdörtgen kesitli kapalı tekneler kullanılır.

Borular ve tekneler; yüksek kaliteli, düşük karbonlu saclardan veya özel çelikten yapılırlar. Kalınlıkları 3-5 mm kadardır ve çözülmeyi önlemek için sağlam kilitli cıvatalarla bağlanmış 4-6m'lik bölümler şeklinde yapılırlar. Daha yüksek aşınma direnci için, boruların ve teknelerin iç kısmı kauçuk (lastik), plastik (poliüretan) ve benzeri malzemelerle kaplanır. Gıda sektöründe, teknelerin üzeri kapalıdır ve paslanmaz çelik kullanılır. Havayla soğutma, sıcak yüklerin götürülmesinde kullanılır.

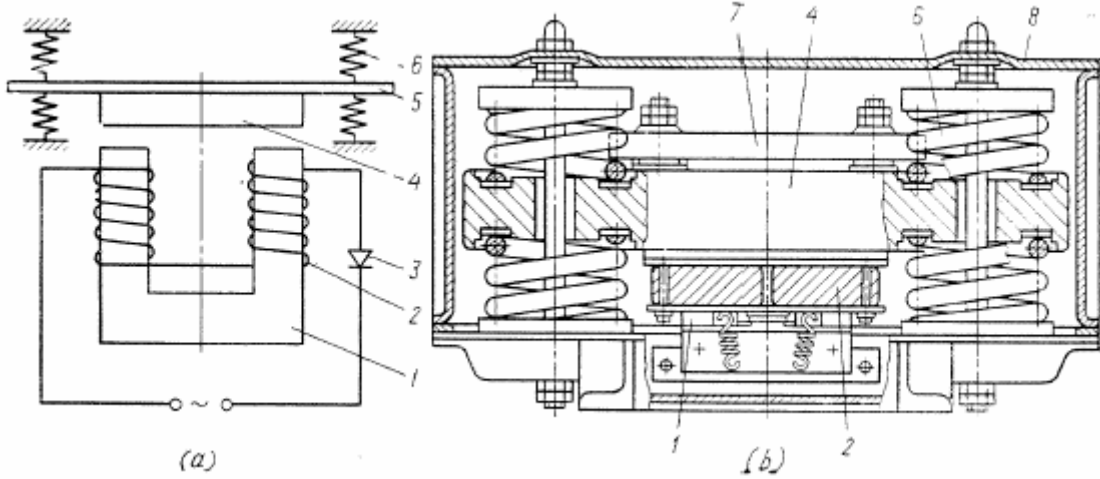
### **4.2.2.2 Çalıştırma (Tahrik) Birimi**

Titreşimli götürücülerin tahrik birimi, bir titreşim uyarıcısından ve elektrik motorundan oluşur. Ancak elektromanyetik titreşimli çalıştırma biriminde elektrik motoru yoktur.

Elektromanyetik titreşim uyarıcıları, tek veya çift stroklu olabilir. Tek stroklu bir elektromanyetik uyarıcı, AC güç kaynağı ve redresöre (doğrultmaç) (3) bağlı sarımlı (2) bir stator (elektromıknatıs) (1), bir armatürden (4), yaylardan (6), regülatör ağırlık setinden (7), bağlama parçası (5) ve gövdeden (8) oluşur (Şekil 4.23). Helisel yaylar veya kauçuk elemanlar, stator ve armatürün karşılıklı pozisyonunda olmalarını, aralarında boşluk kalmasını, regülatör ağırlıkları ile birlikte karşılıklı lineer hareketlerinin kinematiğini sağlarlar.

Stator ve armatür, manyetik çekimin titreşim kuvveti etkisi altında salınım yapar. Manyetik çekim, stator sarımlarının monofaze AC akım ile beslenmesiyle statorda oluşur. Çekim kuvveti, sarımlarda akım ile doğru orantılıdır. Sinüzoidal olarak değişen akımla birlikte, bir çevrim esnasında iki kez maksimum çekim kuvveti oluşur ve bu nedenle armatür, çevrim esnasında iki kez statora çekilir ve yayların tepki kuvveti tarafından statordan uzaklaşır. Bu durumda, eğer sarımlar 50 Hz frekanstaki bir AC akım ile beslenirse armatürün çekim frekansı, statorda 100 Hz olacaktır. Bunun gibi yüksek frekanslar, titreşimli götürücülerde kullanılmazlar. Vibratörün salınım frekansını azaltmak için stator veya sarımlar, bir sinüzoidal akımın yarım dalgalarının birini kesen veya azaltan yarı dalgalı bir redresöre bağlanırlar. Bunun sonucunda armatür, akım değişiminin bir çevrimi esnasında sadece bir kez statora çekilir. Böylece titreşim uyarıcısının (ve götürücünün) salınım frekansı, 50 Hz (veya dakikada 3000 salınım) akım frekansına eşit olacaktır.

Tek stroklu titreşim uyarıcılarının başlıca avantajları, küçük boyutlu ve düşük kütleli olmalarıdır. Dezavantajı ise güçlerinin düşük olmasıdır (genellikle 1 kW'a kadar) ve bu nedenle düşük iletim kapasiteli ( $20 \text{ m}^3/\text{h}$ 'a kadar) olan götürücülerde ve besleyicilerde kullanılırlar.

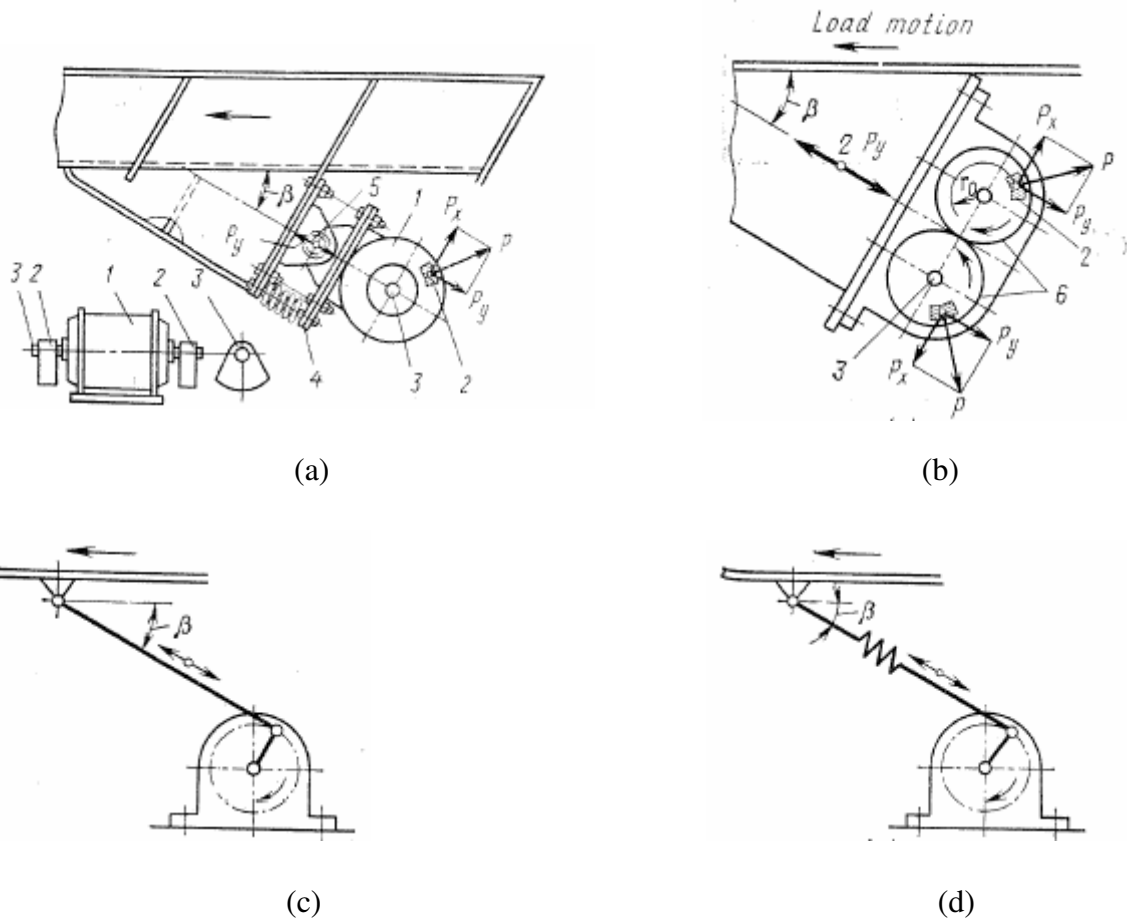


Şekil 4.23 Tek stroklu elektromanyetik titreşim uyarıcısı (a- şematik diyagram, b- dizayn)

Çift stroklu bir elektromanyetik titreşim uyarıcısı (Şekil 4.24a), H şeklinde olan bir stator (1), birbirlerine bir dirsek ile rijit olarak bağlanmış iki armatür (2), AC akım sarımları (3) ve DC akım sarımları (4) ve yaprak yaylar (5) (Şekil 4.24b) içerir. AC ve DC elektrik akımları, armatürlere git-gel hareketi yaptıran sabit ve değişebilir manyetik akıların statorda oluşmasına neden olur. Üstteki armatür, statora çekildiğinde alttaki diğer armatür, geri itilir.







Şekil 4.25 Titreşimli götürücülerin tahrik birimleri (a ve b merkezkaç; c ve d eksantrik)

Dengelenmemiş tek merkezkaç titreşim uyarıcısı, dönme eksenine eksantrik olacak şekilde motor miline monte edilmiş bir dengelenmemiş kütle (ağırlığa) sahip bir elektrik motorundan oluşur. Dengelenmemiş kütle, dönerken bir merkezkaç kuvveti oluşturur.

$$P = m_0 r_0 \omega^2 \quad (4.12)$$

Burada  $m_0$  dengelenmemiş dönen kütlelerden sadece bir tanesinin kütlesi,  $r_0$  dengelenmemiş kütlelerin eksantrisitesi ve  $\omega$  milin açısal hızıdır. Merkezkaç kuvvetinin koordinat eksenindeki iz düşümleri;

$$P_x = P \cos \varphi \quad \text{ve} \quad P_y = P \sin \varphi \quad (4.13)$$

Dengelenmemiş kütlelerin statik momenti ise;

$$M = m_0 r_0 \quad (4.14)$$

olacaktır.

Götürücü borusuna lineer yönlü salınımlar vermek için tek dengelenmemiş çalıştırma (tahrik)

biriminde (Şekil 4.25a), bir destek plakası (4) ve elastik (esnek) mafsal (5) bulunur. Plaka, götürücüye mafsal sayesinde sadece merkezkaç kuvvetinin aksel (boyuna) bileşenlerini ( $P_y$ ) iletir. Oysa elastik mafsal tarafından absorbe edilen enine bileşenler ( $P_x$ ), götürücüye iletilmezler. Bir çift merkezkaç çalıştırma (tahrik) biriminde, iki tane eşit kütleli dengelenmemiş kütle (2), birbirleriyle temas halinde olan iki tane dişli çarkın (6) (veya iki tane milin (3)) üzerine monte edilir (Şekil 4.25b). Dişli çarklar dönerken, merkezkaç kuvvetleri ( $P$ ) oluşur. Merkezkaç kuvvetlerinin aksel (boyuna) bileşenleri ( $P_y$ ), birbirlerine eklenir. Çünkü yönleri aynıdır. Enine bileşenler ( $P_x$ ) ise, birbirlerini dengelerler. Çünkü yönleri birbirine zıttır. En büyük boyuna merkezkaç kuvveti aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$2P_y = 2m_0r_0w^2 \quad (4.15)$$

Merkezkaç çalıştırma (tahrik) birimleri, asılı ve desteklenen titreşimli götürücülerde ve besleyicilerde kullanılır. Merkezkaç çalıştırma (tahrik) birimleri oldukça basit dizayna sahiptirler, düşük gürültü üretirler, güvenilir sızdırmazlık sağlarlar ve büyük bir frekans (750-2800 rpm) ve uyarma (tahrik) kuvveti (100 kN'a kadar) oluştururlar. Bir dezavantajı ise, taşıyıcı yatakların ömrü azdır (1 yıla kadar).

Rijit (Şekil 4.25c), yarı rijit veya esnek (Şekil 4.25d) bağlama çubuklu eksantrik (kranklı) çalıştırma birimleri, tek borulu ve çoğunlukla da dengelenmiş çift borulu bir rezonans elastik sistemli titreşimli götürücülerde kullanılır. Büyük salınım genliklerine (15 mm'ye kadar) ve frekanslarına (400-800 1/d) sahiptirler, fakat taşıyıcı yataklar çabuk aşınır.

Rezonanslı titreşimli götürücülerde elastik sistemin sertliği oldukça yüksektir. Çünkü elastik sistem, yüklü teknenin veya borunun yüksek kinetik enerjisini ileri strokta biriktirmeli ve geri dönüş stroğunda ise bu enerjyi geri vermelidir. Bu nedenle götürücünün ilk harekete başlatılmasında, sert bir sistemin başlangıç deformasyonu için büyük bir kuvvet gerekir. Götürücünün sürekli çalışma halinde gereken enerji, çok daha küçüktür. Çünkü bu enerji, sadece elastik sistemdeki dirençleri yenmek için ve yükün yer değiştirmesi için harcanır.

Büyük başlatma kuvvetleri ile aşağıdaki metotlar kullanılarak başa çıkılır:

- 1) Çalıştırma birimi, başlatma kuvvetlerini yenmek için yeterli bir yüksek güçte veya yüksek başlatma torklu tek bir motora sahiptir.
- 2) Çalıştırma birimi, götürücünün ilk harekete başlatılmasında eşzamanlı olarak çalışan iki motora sahiptir. Daha sonra motorlardan biri sürekli çalışma halinde kapatılır.

- 3) İlk hareket koşullarına yardım etmek için çalıştırma mekanizmasına eklenen elastik bir eleman (Şekil 4.25d), elastik sistemin genliğini düşük bir değerden yavaş yavaş maksimum çalışma genliğine büyütür.

Modern götürücülerde en çok üçüncü yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntem, diğer yöntemler arasında en ekonomik, verimli ve etkin olanıdır. Rijit bağlama çubuklu kranklı tahrike sahip götürücünün (Şekil 4.25c) doğal frekansı, daima çok yüksektir ve pratikte rezonanslı çalışma mümkün değildir. Rijit bağlama çubukları, aynı zamanda götürücünün çalışmaya başlamasını zorlaştırır ve aşırı büyük bir motor kullanılmak zorundadır. Elastik (esnek) bağlama çubuklu kranklı tahrik (Şekil 4.25d) ise, tahrik kuvvetini hemen hemen sabit bir seviyede tutar. Fakat çalışma, rijit tahrik ile daha kararlı ve süreklidir. Çünkü yük değişimleri, çalışma genliğini etkilemezler (Spivakovsky, 1985; Abou-Elnasr, 1997).

Bir elastik elemanlı çalıştırma biriminde, tekne veya borunun titreşimlerinin genliği yakın büyüklüktedir; fakat eksantrik yarıçapına eşit değildir. Çünkü hem ana hem de ilave elastik bağlantılar, salımlı sistemin çalışmasına katılırlar (Şekil 4.21d).

#### 4.2.2.3 Elastik Elemanlar ve Bağlantılar

Ana salımlı sistemin elastik (esnek) bağlantıları, çelik yaprak yaylardan (Şekil 4.26a), silindirik helisel yaylardan veya kauçuk-metal elemanlardan (Şekil 4.26c) yapılıdır. Yaprak ve helisel yaylar; 55C2, 60C2 veya 60C2H2A gibi yüksek kaliteli, tavllanmış yay çeliklerinden yapılıdır. Uzun bir hizmet süresi sağlamak için yaprak yayların indirgenmiş bir kabul edilebilir gerilme (100-120 MPa'a kadar) altında eğilmesi hesaplanır.

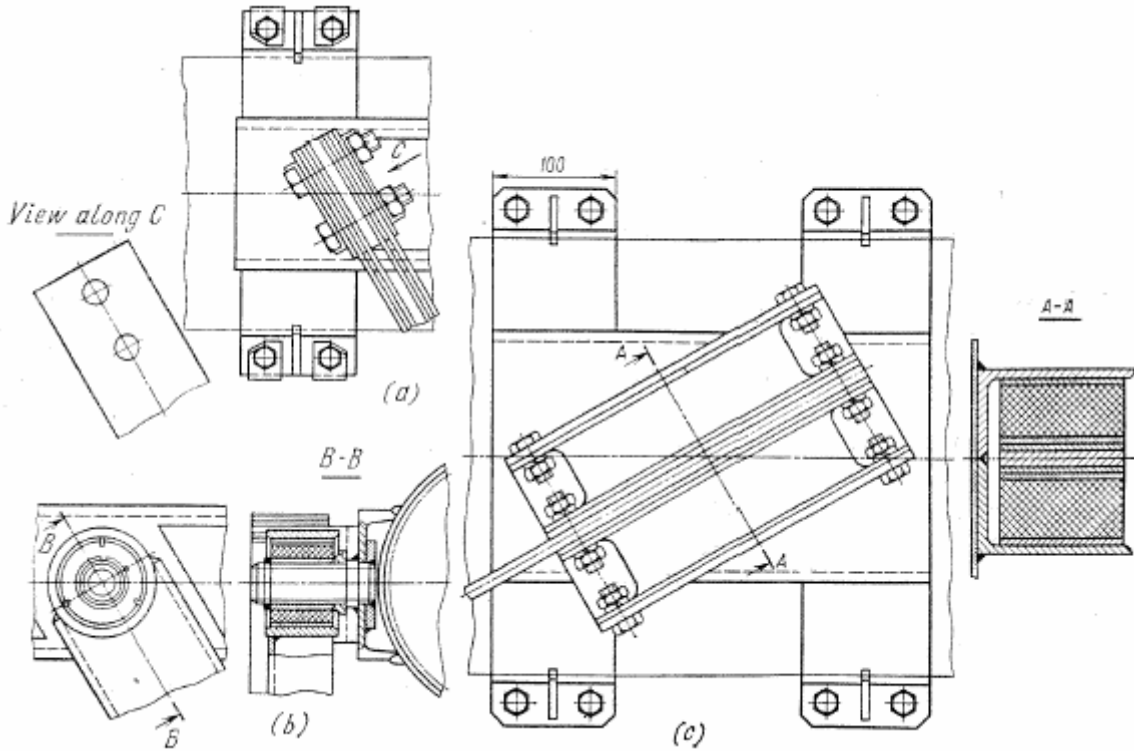
Tüm götürücüyü taşımak için bağlanan yaylar, oluşan dinamik kuvvetlerin taşıyıcı yapıya iletimini en aza indirmek için kullanılırlar. Bunlar, "izolasyon yayları" olarak bilinirler. İmalatçıların en çok kullandıkları dizaynlardan, en azından %80 dinamik kuvvet izolasyonu beklenebilir. Bunun anlamı; gelişen dinamik kuvvetlerin sadece %20'si (veya daha azı), taşıyıcı yapı aracılığıyla sönmülenecektir. Titreşimli birimler, izolasyon yaylarından askı kablosu ile yukarıdan veya bu yayların üstüne bağlanarak alttan taşınabilirler (dengelenmemiş götürücüler hariç).

Yay rezonans ilkesi, götürücünün tahrik sisteminin parçası olarak kullanıldığında; oldukça "sert" yaylar kullanılır ve bunlara "tahrik (işletme) yayları" denir. Çünkü bu yaylar, götürücünün ve malzeme yükünün tahrik edilmesine yardım ederler. Tahrik (işletme) yayları olarak çelik helisel yaylar kullanılır.

Yayların dizaynı ve imalatı basittir, fakat yüksek titreşim genliklerinde yüksek gerilmeler

oluştururlar ve yüksek frekanslı alternatif gerilmeler nedeniyle oldukça düşük bir hizmet süresine (1-2 yıl) sahiptirler. Pnömatik elastik bağlantılar, götürücülerde kullanılabilir ancak karmaşık yapılarından dolayı kullanımları sınırlıdır.

Kauçuk-metal elemanlar (Şekil 4.26c), titreşimli götürücü uygulamalarında en iyi perspektife sahiptirler. Kesme deformasyonludur ve yüksek salınım genlikleri oluştururlar ve hizmet süresi uzundur. Ancak yüksek sıcaklıklarda (100°C ve üzeri) çalışamazlar. Kauçuk-metal elemanlar, bir kural olarak elastik bağlama çubuklarında kullanılırlar.

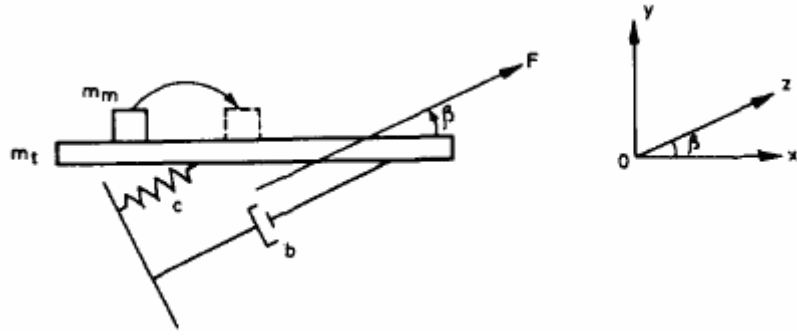


Şekil 4.26 Titreşimli götürücülerin elastik elemanları (a- yaprak yaylar, b- kauçuk-metal mafsalları, c- kauçuk-metal eleman)

### 4.2.3 Dengelenmemiş Dönen Kütle Tahrikli Titreşimli Götürücülerin Güç İhtiyaçları

#### 4.2.3.1 Boş Götürücünün Çalıştırılma Durumu

Dengelenmemiş dönen kütle tahrikli titreşimli götürücü, Şekil 4.27'deki gibi basit bir yay kütle sistemi ile modellenebilir. Kararlı (sürekli) hal altında dengelenmemiş kütleler, sabit bir hızda ( $\dot{\theta} = w$  ve  $\ddot{\theta} = 0$ ) dönerler ve tekneye bir  $F = m_u w^2 . r . \sin wt$  kuvveti uygularlar. Böylece tekneye titreşim (salınım) hareketi yaptırırlar.



Şekil 4.27 Titreşimli götürücünün modellenmesi (Ganapathy, 1987)

Sabit (durağan) olmayan başlama safhası esnasında ( $\dot{\theta} = 0$  ve  $\ddot{\theta} \neq 0$ ), herhangi bir  $t$  zamanında sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri için ifadeler yazarak ve  $\theta$  ve  $Z$  koordinatlarında Langrange eşitliğini kullanarak aşağıdaki hareket eşitlikleri, kolaylıkla elde edilebilir.

$$I_s \ddot{\theta} + m_u \cdot r_0 \cdot \cos \theta (\ddot{Z} + g \sin \beta) = T \quad (4.16)$$

$$m_t \ddot{Z} + b \dot{Z} + cZ = m_u (\dot{\theta})^2 r_0 \sin \theta - m_u \cdot r_0 (\cos \theta) \ddot{\theta} \quad (4.17)$$

Burada  $T \approx T_m(\dot{\theta})$ , tahrik motorunun ani (anlık) torkudur ve tahrik motorunun hız-tork karakteristiğinden elde edilebilir. Üç fazlı bir AC asenkron motor tahriki için;

$$T_m(\dot{\theta}) = \frac{2T_{\max}}{\frac{s}{s_{cr}} + \frac{s_{cr}}{s}} \quad (4.18)$$

$$s = 1 - \left( \frac{\dot{\theta}}{\omega_s} \right) \quad (4.19)$$

eşitlikleri yazılabilir. (4.16) nolu eşitlik, dönen sistemin tork dengelemesidir ve (4.17) nolu eşitlik ise, titreşimli sistemin kütle dengelemesidir.

#### 4.2.3.2 Sabit Olmayan Güç

Titreşimli götürücülerin büyük bir bölümünün çalışma frekansı, rezonans frekansının üzerinde yer alır. Bu nedenle teknenin rezonansı geçiş hızı, götürücü çalıştırılırken gerekli olur. Aynı zamanda götürücüyü boşken (tekne, malzemeyle dolu değil) çalıştırmak alışılmış bir durumdur. Götürücüyü çalıştırmak için ve götürücünün rezonansı geçmesi için gereken güç ile rezonansı geçiş sırasında üretilen maksimum titreşim genliği, tasarımcıları en çok

ilgilendiren konulardır.

Dönen dengelenmemiş kütleler ile tahrik edilen herhangi bir titreşimli sistemin çalıştırılması üzerine yapılan çalışmalar, aşağıdaki beş boyutsuz (birimsiz) parametrenin rezonans bölgesini geçiş olayını etkilediğini göstermektedir (Ganapathy, 1986, 1987). Bu beş boyutsuz parametre:

- a) Tahrik karakteristik sayısı  $\alpha_n = T_n / (I_s \cdot \omega_n^2)$
- b) Kütle-atalet oranı  $\varepsilon = (m_u / m_t) \cdot (I_u / I_s)$
- c) Sönüm oranı  $\zeta = b / (2 \cdot m_m \cdot \omega_n)$
- d) Hız oranı  $\Omega_s = \omega_s / \omega_n$
- e) Sistemin kritik tahrik karakteristik sayısı  $\alpha_{n_{crit}}$

Titreşimli sistemin rezonans hızını geçebilmesi (aşabilmesi) için tahrik motoru, dönen dengelenmemiş kütleleri gereken minimum değerden daha büyük bir değerle (hızla) ivmelendirmelidir ( $\alpha_n \geq \alpha_{n_{crit}}$ ). Bu bakımdan geliştirilmiş olan aşağıdaki eşitliklerle, rezonans bölgesinde durma risksiz titreşimli sistem tahriki için uygun bir motor seçmek mümkündür. Bu kritik ivme, aşağıdaki eşitliklerle hesaplanabilir.

$$\alpha_{n_{crit}} = p \cdot \varepsilon^q \quad (4.20)$$

Burada  $0 \leq \zeta \leq 0.1$  ve  $10^{-4} \leq \varepsilon \leq 10^{-1}$  için,

$$p \approx 1.06 + 1.5\zeta \quad \text{ve} \quad q \approx 0.64 + 2.11\zeta \quad (4.21)$$

Yukarıdaki eşitlikler, çoğunlukla tahrik motoru olarak kullanılan üç fazlı AC asenkron motor için yoğun parametrik çalışmalardan elde edilmiştir. Ayrıca, diğer tip motorlar için de uygulanabilirler.

#### 4.2.3.3 Motor Seçim Yöntemi

Titreşimli götürücünün rezonans bölgesini geçebilmesi için uygun bir tahrik motoru seçmek gerekir. Bu nedenle, uygun bir tahrik motoru seçimi için yukarıdaki eşitlikler kullanılarak bir yöntem kullanılmaktadır. Aşağıdaki götürücü verileri önceden tanımlanır:

- a) Titreşimli ve dengelenmemiş kütleler
- b) Dengelenmemiş kütlelerin eksantrisitesi
- c) Sönüm katsayısı
- d) Doğal frekans ve istenen çalışma frekansı

- e) Sistemin dönen parçalarının atalet momentleri (motorun dönen parçaları hariç çünkü motor seçimi daha yapılmadı)

**Adım 1:**

Motorun atalet momenti  $I_m$  ihmal edilerek,  $\varepsilon_1^*$  kütle – atalet oranının ilk deneme değeri hesaplanır. Başlangıçta  $I_s \approx I_u + I_p$  alınır.

**Adım 2:**

(4.20) ve (4.21) nolu eşitlikler kullanılarak  $\alpha_{n_{crit}}$  kritik tahrik karakteristik sayısının ilk deneme değeri hesaplanır. Aynı zamanda  $\alpha_{n_{crit}}$  değerinin hesaplanmasıyla rezonans hızında gerekli olan minimum motor torku  $T_{n_{crit}}$  hesaplanabilir. Minimum motor torku;

$$T_{n_{crit}} = \alpha_{n_{crit}} \cdot I_s \cdot \omega_n^2 \quad (4.22)$$

**Adım 3:**

Yukarıdaki  $T_{n_{crit}}$  değerinden nominal motor hızında gerekli olan tahrik torku  $T_{rated}$  hesaplanır. Motorun hız – tork karakteristikleri, bu amaç için kullanılabilir.

$$(T_{rated})_{\theta=w} = T_{n_{crit}} \frac{\frac{1-1/\Omega_s}{s_{cr}} + \frac{s_{cr}}{1-1/\Omega_s}}{\frac{1-w/w_s}{s_{cr}} + \frac{s_{cr}}{1-w/w_s}} \quad (4.23)$$

**Adım 4:**

Motor üretim kataloğundan  $T_{rated}$  değerine eşit veya bu değerden daha büyük  $T_{a_{rated}}^{**}$  nominal torka sahip uygun bir motor seçilir. Aynı zamanda motorun rotor atalet momenti  $I_{m_a}$  de okunur.

**Adım 5:**

(4.20) ve (4.21) nolu eşitlikler kullanılarak  $I_{m_a}$  değeri ile sistem için gerekli olan gerçek  $\varepsilon_a$

---

\* Alt indis “1”, ilk denemeyi gösterir.

\*\* Alt indis “a”, parametrelerin gerçek değerlerini gösterir.

ve  $\alpha_{n_{acrit}}$  değerleri hesaplanır. Aynı zamanda, seçilen motor ile gerçek tahrik karakteristik sayısı  $\alpha_{n_a}$  hesaplanır.

$$\alpha_{n_a} = T_{n_a} / (I_s \cdot \omega_n^2) \quad (4.24)$$

$T_{n_a}$ , (4.23) nolu eşitlik kullanılarak  $T_{a_{rated}}$  değerinden bulunur.

Eğer  $\alpha_{n_a} \geq \alpha_{n_{acrit}}$  ise seçilen motor yeterlidir. Eğer değilse;

- katalogtan daha yüksek kapasiteli motor seçilir ve Adım 4 ve 5 tekrarlanır veya
- ikinci deneme için başlangıç değeri  $\alpha_{n_{2crit}} = \alpha_{n_{acrit}}$  alınır ve Adım 2'den 5'e kadar tekrarlanır.

Eğer gerekirse yukarıdaki prosedür (yöntem), motor seçimi yeterli olana kadar birkaç kez tekrarlanabilir.

### Örnek:

Aşağıdaki ayrıntılara sahip bir titreşimli götürücü örneğini, göz önüne alarak Bölüm 4.2.3.3'te tanımlanan prosedür (yöntem) açıklanabilir.

$$m_u = 5.0 \text{ kg}$$

$$I_p = 0.7833 \text{ kg.m}^2$$

$$m_t = 300 \text{ kg}$$

$$\omega = 146.61 \text{ rad/s (1400 devir/dakika)}$$

$$r = 0.1 \text{ m}$$

$$c = 4.63 \times 10^5 \text{ N/m}$$

$$b = 117.81 \text{ Ns/m}$$

Yukarıdaki değerlerden aşağıdaki parametreler hesaplanabilir:

$\omega_n = 39.285 \text{ rad/s}$ ,  $\zeta = 0.005$ ,  $\Omega_s = 4.0$  ve tahrik için 1500 devir/dakika senkron (eşzaman) hızlı, üç fazlı bir AC asenkron motor ( $s_{cr} = 0.2$ ).

Yukarıdaki prosedürü takip edip  $\varepsilon_1 = 0.001$  alarak başlarız. (4.20) ve (4.21) nolu eşitlikleri kullanarak  $\alpha_{n_{1crit}} = 0.012$  bulunur ve bu değer yardımıyla da  $T_{n_{1crit}} = 15.432 \text{ Nm}$  hesaplanır.

Bulunan bu değer vasıtasıyla gerekli nominal tork  $T_{1_{rated}} = 18.6 \text{ Nm}$  bulunur.

Yukarıdaki prosedür takip edilerek motor seçilir (3 fazlı AC 415V 50Hz sincap kafesli asenkron motor).



**Seçim 1:**

2.2 kW nominal güce sahip bir motor (14.715 Nm nominal tork ve  $0.0053 \text{ kg.m}^2$  rotor atalet momenti) seçilir. Bu motor için  $\alpha_{n_a} = 0.011$  değerindedir.

**Seçim 2:**

Sistem için gerekli olan  $\alpha_{n_{1,crit}} = 0.012$  değerindedir. Bu nedenle katalogtan daha büyük kapasiteli bir motor seçmek gerekir. Bu durumda 3.7 kW nominal güce sahip bir motor (24.72 Nm nominal tork ve  $0.0133 \text{ kg.m}^2$  rotor atalet momenti) seçilir. Bu motor için  $\alpha_{n_a} = 0.0189$  değerindedir.

**4.2.3.4 Çalıştırılma Esnasında Malzeme Yüklemenin Yararlı Etkisi**

Titreşimli götürücüler, genellikle tekneleri boşken ( $m_m = 0$ ) çalıştırılırlar. Özellikle düşük sönüm altında çalışırken titreşimli götürücüler; kararlı halde gereken güçten birkaç kat daha büyük güce, rezonans bölgesini geçiş için gereksinim duyarlar. Aynı zamanda geçiş esnasında oluşan titreşimin maksimum geçiş genliği, daha büyük sönümlü götürücülerinkinden daha büyüktür. Bu nedenle titreşimli sistemde artan sönüm, rezonans bölgesini geçiş için daha uygundur.

Sürekli taşımada titreşimli götürücünün teknesinde bulunan malzeme, hareketi esnasında tekneye ataletinden dolayı ve sürtünmeli kaymaya ve tekne ile çarpışmasına (malzeme sönüm etkisi) bağlı olarak meydana gelen enerji kaybından dolayı teknenin titreşim genliğini etkilemektedir.

Götürücü, malzeme yüküyle çalıştırıldığında katkıda bulunan ve yararlı ilave sönüm ve atalet elde edilir. Bunun sonucunda, rezonans bölgesini geçmek için (4.20) nolu eşitlik ile verilen güçten daha az güce gereksinim duyulur. Böylece rezonans titreşiminin durma riski ortadan kalkar. Aynı zamanda geçiş esnasında daha küçük maksimum titreşim genliği oluşur. Bu nedenle titreşimli götürücüyü, teknesi malzeme yüküyle dolu iken çalıştırmak; boşken çalıştırmaya göre daha avantajlıdır. Ancak dizayn aşamasında, götürücü boşken çalıştırılması durumu için motor seçilmesi tavsiye edilir (Ganapathy, 1986, 1987).

**4.2.3.4.1 Sistem Davranışı Üzerine Gözlemler**

Şekil 4.28, üç fazlı bir AC asenkron motor ile çalıştırılan titreşimli götürücüde birimsiz zaman ile birimsiz yer değiştirmenin genliği arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Şekil 4.29, rotor hız karakteristiklerini vermektedir.

A eğrisi, yetersiz bir motor ile götürücünün boşken ( $\sigma = 0$ ) çalıştırıldığı durumu gösterir. Görülmektedir ki rotor hızı, sıfırdadır veya vibratörden olan “etkileşim” (dayanım torku) nedeniyle rezonans hızının ( $\theta' = \dot{\theta} / \omega_n = 1$ ) biraz aşağısındadır. Aynı zamanda titreşim genliğinin zamanla arttığı (genişlediği) görülmektedir. Genişleyen (artan) bu genlik, motorda titreşim tarafından uygulanan etkileşimli torku (4.16 nolu eşitliğin sol tarafındaki 2. terim) artırır ve rotorun ortalama açısal ivmesinin, rezonans bölgesinde sıfır veya hatta negatif olmasını sağlar ( $\ddot{\theta}_{\theta'=1} \leq 0$ ). Bu nedenle bu tür sistemler, motor kararlı (sürekli) hali karşılayabilir güçte olmasına rağmen rezonans frekansını geçemeyebilir.

B ve C eğrileri, aynı motor ve aynı sistemle elde edilen karakteristik özelliklerdir. Fakat burada tekne, malzemeyle doluyken götürücü çalıştırılmıştır (sırasıyla  $\sigma = 1.0$  ve  $0.5$ ). Şimdi görülüyor ki rezonans, çok daha küçük titreşim genlik piki ile oldukça hızlı geçilmiştir. Boşken çalıştırılmayan aynı sistem, malzeme ile doluyken çalıştırıldığında rezonans bölgesi içinde hızlanır ve daha rahat biçimde son sabit çalışma hızına ( $\dot{\theta} = 4.0$ ) ulaşır (Şekil 4.29).

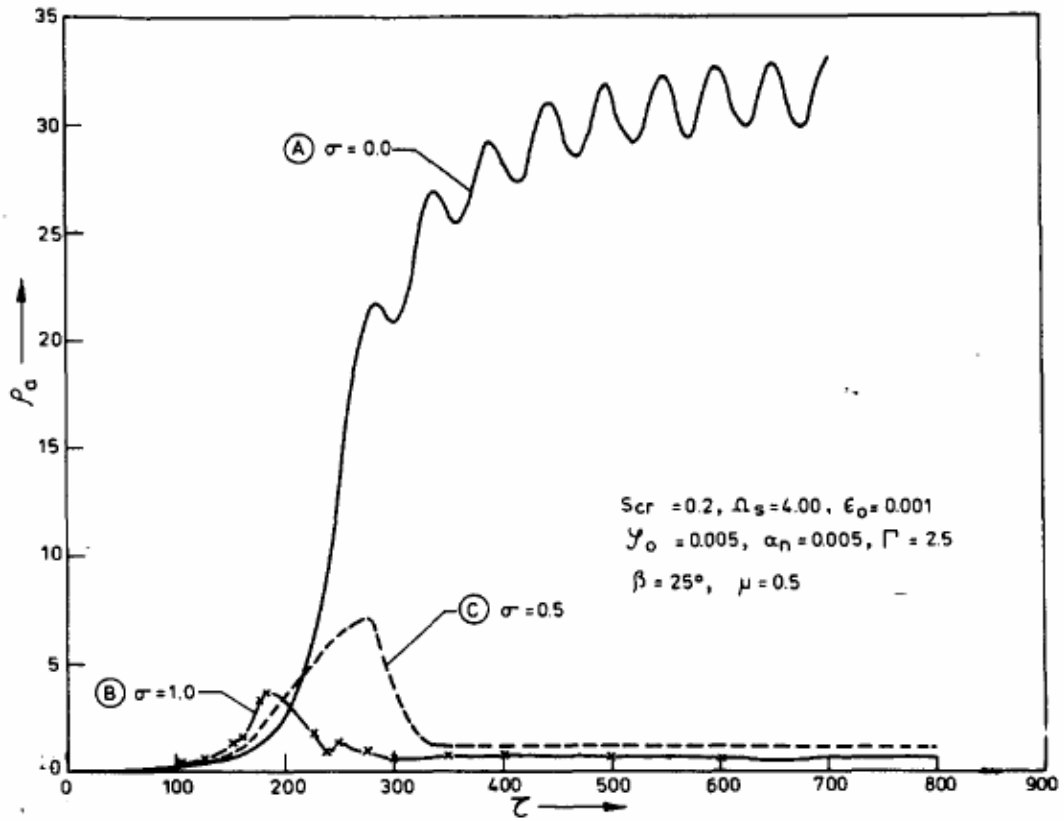
Bu davranışın (hareketin) nedeni, (4.20) nolu eşitliğin yardımıyla açıklanabilir. Malzeme yüklemenin etkisi ikiye ayrılır:

- a) Malzeme yükü, tekneye ilave bir atalet kazandırır. Böylece boşken  $m_t$  olan etkin titreşim kütlesi, doluyken  $m_{t,eff} = m_t(1 + \psi\sigma)^*$  değerine artar. Bu, etkin değerini azaltır. Aynı zamanda sistemin rezonans bölgesini geçmesi için gerekli minimum motor gücü (4.20 nolu eşitlikle verilen  $\alpha_{n,crit}$ ) azalır. Bu nedenle, götürücü boşken ( $\alpha_n < \alpha_{n,crit0}$ ) rezonans bölgesi içinde hızlanamayan aynı motor, şimdi malzemeyle yüklendiğinde ( $\alpha_n > \alpha_{n,crit,eff}$ )\*\* bunu yapabilir.
- b) Malzeme yüklemenin ikinci yararlı etkisi, sönümün teknenin titreşimine olan yardımudur. Teknede çarpışma ve sürtünmeli kaymadan dolayı malzeme parçacığı, enerji kaybeder ve titreşim genliğini genişlemeden küçük değerlere etkin olarak sönümler. Azaltılan genlik, tahrik motorunda sadece azaltılmış bir “etkileşimli dayanım torku” uygular. Bu nedenle, rezonans bölgesini geçerken rotor ivmesi, (4.16 nolu eşitlik), yeteri kadar pozitif kalır ( $\ddot{\theta}_{\dot{\theta}=\omega_{n,eff}} > 0$ ).

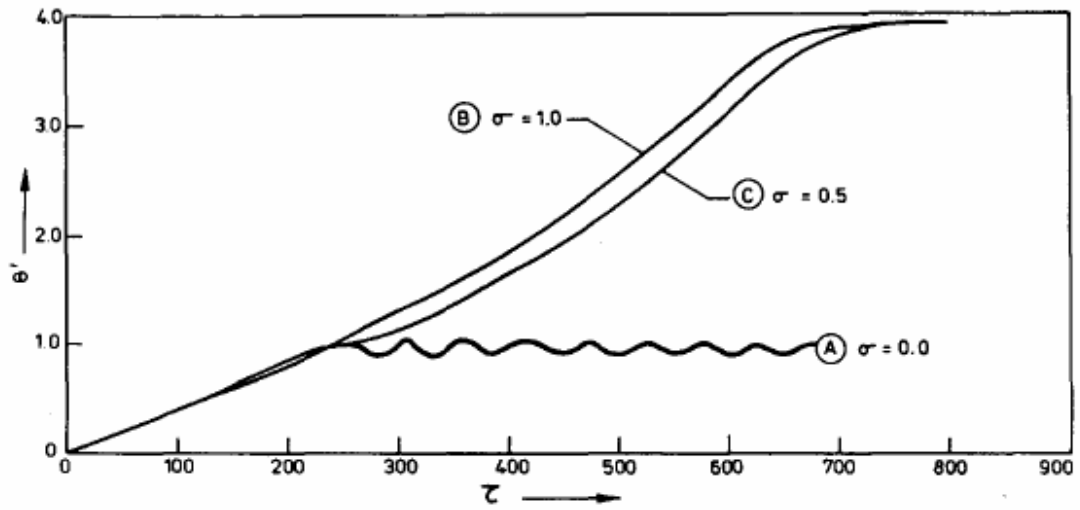
---

\*  $\psi$ , kütle ilave faktörüdür.

\*\* Alt indis “0” ve “eff”, sırasıyla boş ve yüklü götürücü parametrelerini göstermektedir.



Şekil 4.28 Farlı yüklemeler altında sabit olmayan genliğin yanıtı (Ganapathy, 1987)



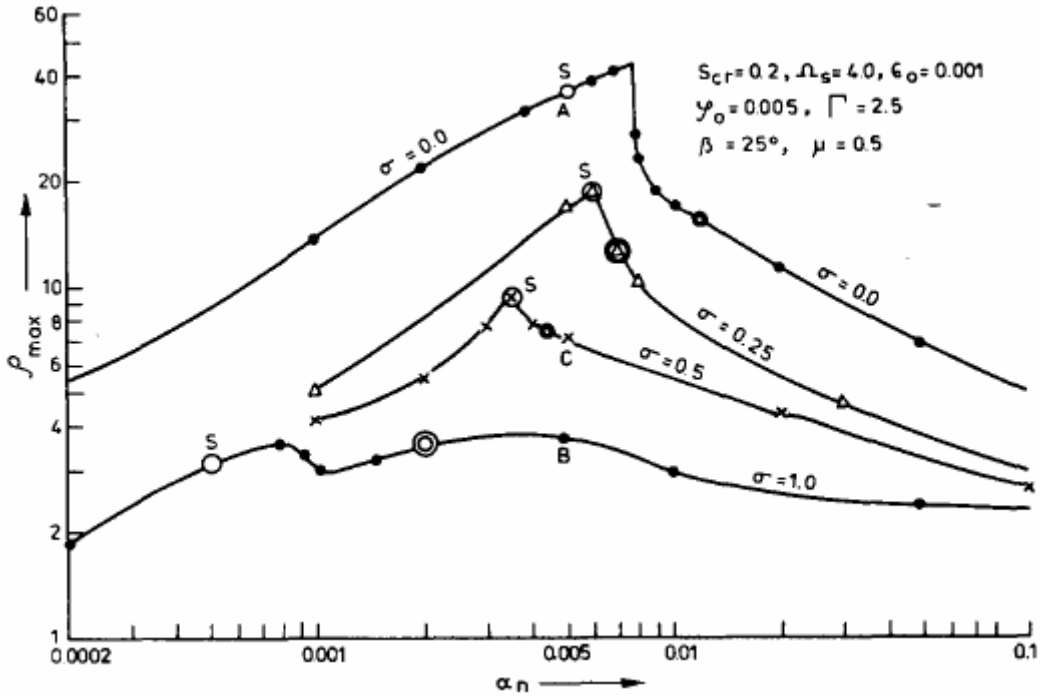
Şekil 4.29 Farlı yüklemeler altında rotor hızının yanıtı (Ganapathy, 1987)

Yukarıda bahsedilen parametreler için hesaplanmış olan cevap karakteristiklerinin ( $\rho_{max}$ ,  $\alpha_n$ ...) özeti, Şekil 4.30'da verilmektedir. Eğrilerdeki her bir noktanın ordinatı, geçiş esnasında üretilen maksimum titreşim genliğini ( $\rho_{max}$ ) verir. Apsis ekseninde ise tahrik

karakteristik sayısı ( $\alpha_n$ ) bulunur. Örneğin; Şekil 4.30'da A, B ve C ile işaretlenen noktaların ordinatları,  $\alpha_n = 0.005$  iken sırasıyla Şekil 4.28'deki A, B ve C eğrilerinin titreşim genliklerinin maksimum değerleridir.

Farklı motorlarla ( $\alpha_n$ ) tahrik edilen götürücünün sabit olmayan davranışına ( $\rho_{\max}$ ) malzeme yüklemenin ( $\sigma$ ) etkisi, Şekil 4.30'dan kolaylıkla görülür. Her bir eğride, "S" ile işaretlenen noktanın sol tarafındaki bölgede rotor, rezonansa durur, çalışır. "S" noktasının sağ tarafında ise rotor, rezonansı geçer (aşar) ve götürücü, son sabit hıza kadar ivmelenir (hızlanır).

Aynı zamanda Şekil 4.30'dan görülmektedir ki; Şekil 4.28 ve 4.30 ile açıklanan götürücü, malzeme yükü bir dereceye kadar ( $\sigma = 0.25$ ) daha küçükse rezonansı geçemez.



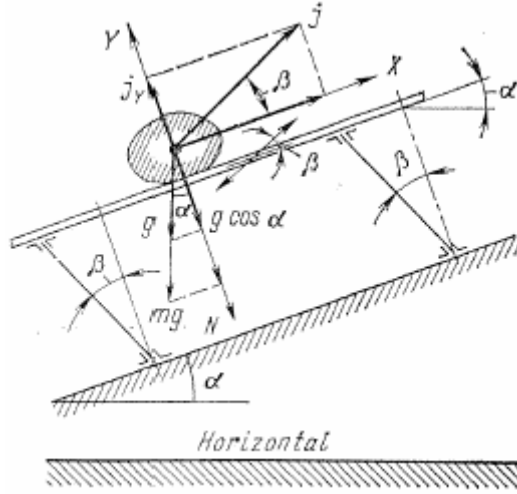
Şekil 4.30 Farklı yüklemeler altında maksimum titreşim genliğinin yanıtı (Ganapathy, 1987)

#### 4.2.4 Titreşimli Götürücülerin Dinamiği

Bir dış güç kaynağı tarafından oluşturulan ve X-ekseni ile  $\beta$  açısı yapan  $j$  ivmesi, yatayla  $\alpha$  açısı yapan bir tekneye gidip gelme hareketi yaptırır, tekne üzerindeki yük parçacığı ileri doğru hareket edecektir (Şekil 4.31). Tekne üzerindeki parçacığın normal basıncı  $N$ , yerçekimi kuvvetinin ve parçacığın atalet kuvvetinin normal bileşenlerinin toplamıdır.

$$N = mg \cos \alpha + mj_y \quad (4.25)$$

Burada  $m$  parçacığın kütlesi,  $g$  yerçekimi ivmesi ve  $j_y$  ise  $j$  ivmesinin Y-eksenindeki bileşenidir.



Şekil 4.31 Tekne üzerindeki yükün basıncını hesaplama diyagramı (Spivakovsky, 1985)

X-ekseni tekneye paralel, Y-ekseni ise tekneye diktir. Bu eksenlerin koordinat merkezi ise parçacın ağırlık merkezinin üzerindedir. Bu durumda ivmenin Y-ekseni üzerindeki düşey bileşeni,

$$\ddot{y}_t = j_y = -j \sin \beta = -aw^2 \sin \beta \sin wt \quad (4.26)$$

ve teknedeki parçacığın basıncı ise,

$$N = mg \cos \alpha - maw^2 \sin \beta \sin wt \Rightarrow N = m(g \cos \alpha - aw^2 \sin \beta \sin wt) \quad (4.27)$$

olacaktır. Burada;  $a$  düzlemin salınım genliği,  $w$  uyarıcının açısal hızıdır.

(4.27) eşitliğindeki parantez içindeki terimlerin aralarındaki ilişki, bize düzlemdeki yüke etkileyen basınç kuvvetinin yönünü göstermektedir. Eğer  $g \cos \alpha$ ,  $aw^2 \sin \beta \sin wt$ 'den daha büyük ise bu durumda basınç kuvvetinin yönü aşağı doğrudur ve böylece yük, daima tekne ile temas halinde kalır. Eğer  $g \cos \alpha$ ,  $aw^2 \sin \beta \sin wt$ 'den daha küçük ise basınç kuvveti yukarı doğrudur ve bu durumda yük, düzlemden ayrılma eğiliminde olur.

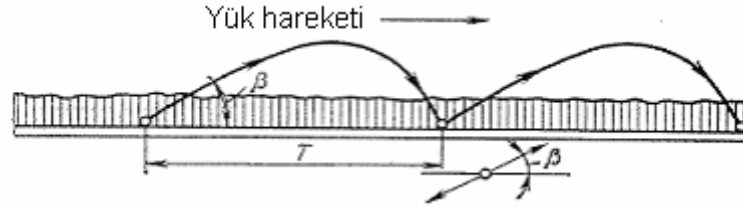
Tekne ivmesinin en büyük normal bileşeninin  $j_{\max} = aw^2 \sin \beta$ , yerçekimi ivmesinin normal bileşenine  $g \cos \alpha$  oranına titreşimli götürücünün “atış karakteristik sayısı ( $\Gamma$ )” denir. Atış karakteristik sayısı  $\Gamma$ , tekneye dik olan boyutsuz maksimum ivme olarak da tanımlanır.

$$\Gamma = \frac{aw^2 \sin \beta}{g \cos \alpha} \quad (4.28)$$

Yatay götürücüde  $\cos \alpha = \cos 0 = 1$  olduğundan atış karakteristik sayısı  $\Gamma$ , aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\Gamma = \frac{aw^2 \sin \beta}{g} \quad (4.29)$$

$\Gamma$  katsayısı, bir titreşimli götürücünün dinamik çalışma koşullarını (dinamik kuvvetlerin götürücünün tahrik ve diğer elemanlarına etkisini) ve yük parçacıklarının hareket şeklini (nasıl hareket ettiklerini) tanımlar. Eğer  $\Gamma < 1$  ise yük, daima götürücünün teknesi ile temas halindedir ve yük tekneden ayrılmaz (sarsak götürücülerin çalışma biçimi). Eğer  $\Gamma > 1$  ise yük, götürücü teknesinden bazı anlarda ayrılır ve daha çok küçük sıçramalar şeklinde hareket eder (titreşimli götürücülerin çalışma biçimi, Şekil 4.32).  $\Gamma = 1$  ise, yük ve teknenin düşey ivmesi birbirine eşittir. Ayrıca yük, bir moddan diğerine geçiş bölgesindedir.  $\Gamma$  katsayısının en uygun değerleri, belirli bir götürücü için (özellikle  $\Gamma > 1$  iken) belirlenmek istenirse; bu ancak yükün en yüksek hızda götürülmesini ve götürücünün tahrik ve diğer elemanlarına en düşük dinamik kuvvetlerin etkimesini sağlamak gibi başlıca problemler için en uygun çözümü bulmakla mümkün olur.

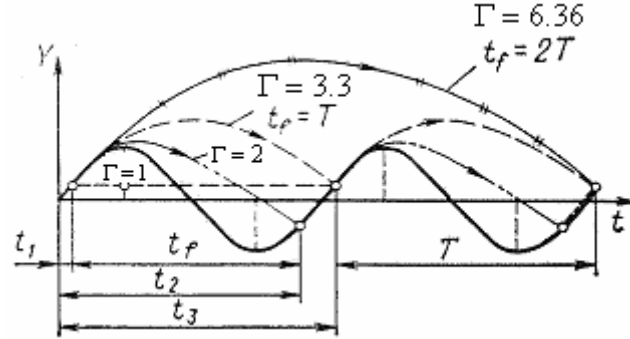


Şekil 4.32 Parçacıkların (malın) titreşimli götürücülerde izlediği yol (Aşağı oklar, teknenin titreşim doğrultusunu gösterir)

$\Gamma = 1$  iken tekne, harmonik salınımlar yaparsa; yük parçacıklarının düşey düzlemdeki yörüngeleri, tekne hareketinin doğrultusu ile çakışacaktır (Şekil 4.33).  $1 < \Gamma \leq 3.3$  aralığında teknenin bir salınım periyodu esnasında; parçacığın hareketi, birbirini takip eden birtakım safhalar içerir.

Belirli bir  $t_1$  zamanına kadar parçacık, tekne ile birlikte hareket eder. Daha sonra faz açısı ( $\varphi = wt$ ) ve atış karakteristik sayısı  $\Gamma$  artarak; parçacık ile tekne arasındaki reaksiyonun sıfır olduğu durumda parçacık,  $t_1$  anında teknedan ayrılır ve  $t_f = t_2 - t_1$  zaman aralığında

parabolik bir yörüngede serbest uçuş yapar. Bunun ardından parçacık,  $t_2$  anında tekrar tekne üzerine düşer ve  $t_3 - t_2$  zaman aralığında birlikte hareket ederler. Daha sonra parçacık hareketinin çevrimi, bu şekilde tekrarlanır.



Şekil 4.33 Malzeme parçacıklarının titreşimli götürücülerde  $\Gamma$  atış karakteristik sayısının işleyişinin çeşitli katsayılarında izlediği yol (Spivakovsky, 1985)

#### 4.2.5 Atış Karakteristik Sayısının Malzeme Taşınmasına Etkisi

Bir titreşimli götürücü ( $\Gamma > 1$ ) üzerindeki yük parçacıklarının en verimli bir şekilde hareket edebilmesi,  $t_2$  zamanının (parçacığın tekne üzerine düştüğü zaman) doğru seçimine bağlıdır. Parçacık, teknenin ileri hareketi esnasında tekne tarafından yakalanmalı ve en kısa zaman içinde tekrar tekneden ayrılana kadar düzlem ile birlikte hareket etmelidir. Yükün en uygun yer değiştirmesi ve iletimin en uygun biçimi,  $t_f$  zamanının götürücünün bir tam salınım periyoduna eşit veya katları şeklinde olmasıyla gerçekleşir.

$$t_f = pT \quad (4.30)$$

Burada  $p$ , uçuş süresinin periyodik zamana oranıdır ve bir tam sayıdır.

Deneysel olarak bulunduğu üzere, yükün atılıp ileri doğru gitmesi için;

$$\Gamma = \sqrt{\pi^2 p + 1} \quad (4.31)$$

veya

$$\Gamma = \sqrt{\left( \frac{\cos(2\pi p) + 2\pi^2 p^2 - 1}{2\pi p - \sin(2\pi p)} \right)^2 + 1} \quad (4.32)$$

olmalıdır.

(4.31) veya (4.32) nolu eşitliklerden de görüleceği üzere  $p = 1$  iken; yük parçacıklarının uçuş süresi  $t_f$ , götürücünün bir tam salınım periyoduna eşit olur. Ayrıca  $\Gamma = 3.3$  olarak bulunur.  $p = 2$  iken  $t_f = 2T$  ve  $\Gamma = 6.36$  olarak elde edilir ve bu şekilde devam eder (Şekil 4.33).  $p$  ile  $\Gamma$  arasındaki ilişki, Şekil 4.34 ve Çizelge 4.3'de gösterilmektedir. Atış karakteristik sayısı  $\Gamma$ , 1'den ne kadar büyük ise; parça, o kadar büyük uçuş mesafesine sahiptir.

Deneysel olarak kanıtlanmıştır ki,  $p > 1$  ve  $\Gamma > 3.3$  olduğu durumda parçacıkların hızının azaldığı kesin alanlar (bölgeler) vardır. Bunun yanında  $\Gamma > 3.3$  iken götürücü; tahrik (çalıştırma) birimine, yataklara ve diğer elemanlarına büyük dinamik yükler etkimesine neden olan büyük ivmelerle ( $\beta = 30^\circ$ 'de  $6.6g$ 'den daha büyük) çalışacaktır. Bu nedenle titreşimli götürücülerin atış karakteristik sayısı, teorik olarak  $1 < \Gamma \leq 3.3$  aralığında olmalıdır. Atış karakteristik sayısının  $\Gamma = 3,3$  olması halinde; malzemenin tekneyi terk ediş anı, malzemenin tekne üzerine düşme anıdır (statik rezonans). Bu durumda iletim hızı, verilen genlik ve atış (titreşim) açısı için maksimum olur. Dinamik yükleri en aza indirgeyebilen, yük iletiminin en iyi koşullarını sağlayabilen tavsiye edilmiş  $\Gamma$  katsayı değerleri, Çizelge 4.2'de verilmiştir.

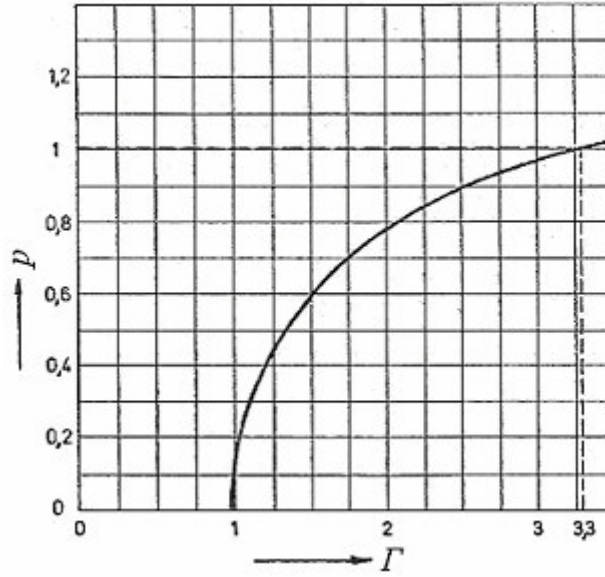
Çizelge 4.2 Titreşimli götürücüler için tavsiye edilen atış sayıları (Spivakovsky, 1985)

Götürücü Tipi	Titreşim Tahrik Tipi	Yükler için $\Gamma$	
		tozlu ve toz halinde	yumrulu
Tek tekneli veya borulu, hafif veya orta kapasiteli ( $Q_m \leq 50$ t/h) asılı veya desteklenen tip	Merkezkaç veya elektromanyetik	3 – 3,3	2,8 – 3
Tek tekneli veya borulu, ağır kapasiteli ( $Q_m > 50$ t/h)	Merkezkaç veya elektromanyetik	2 – 2,5	1,8 – 2,3
Tek tekneli ve çift borulu, dengelenmiş, hafif veya orta kapasiteli ( $Q_m \leq 50$ t/h ve $L \leq 30$ m)	Eksantrik	1,6 – 2,8	1,5 – 2,5
Tek tekneli ve çift borulu, dengelenmiş, ağır kapasiteli ( $Q_m > 50$ t/h ve $L > 30$ m)	Eksantrik	1,3 – 2,5	1,2 - 2



Çizelge 4.3 Atış karakteristik sayısının çarpma frekansına olan etkisi (Ganapathy, 1979)

$p$	$\Gamma$ (sürekli taşıma)	$\Gamma$ (sürekli olmayan taşıma)
0.0 – 1.0	1.0 – 3.3	3.3 – 4.6
1.4 – 2.0	4.6 – 6.36	6.36 – 7.79
2.45 – 3.0	7.79 – 9.48	9.48 – 10.94
3.466 – 4.0	10.94 – 12.61	12.61 – 14.10
4.475 – 5.0	14.10 – 15.74	-



Şekil 4.34 Çarpma frekansının atış karakteristik sayısı ile ilişkisi

Titreşimli götürücülerde bir diğer boyutsuz sayısı, makine karakteristik sayısıdır. Makine karakteristik sayısı,

$$K = \frac{aw^2}{g} \quad (4.33)$$

şeklindedir. Atış karakteristik sayısı ile makine karakteristik sayısı arasındaki ilişki ise,

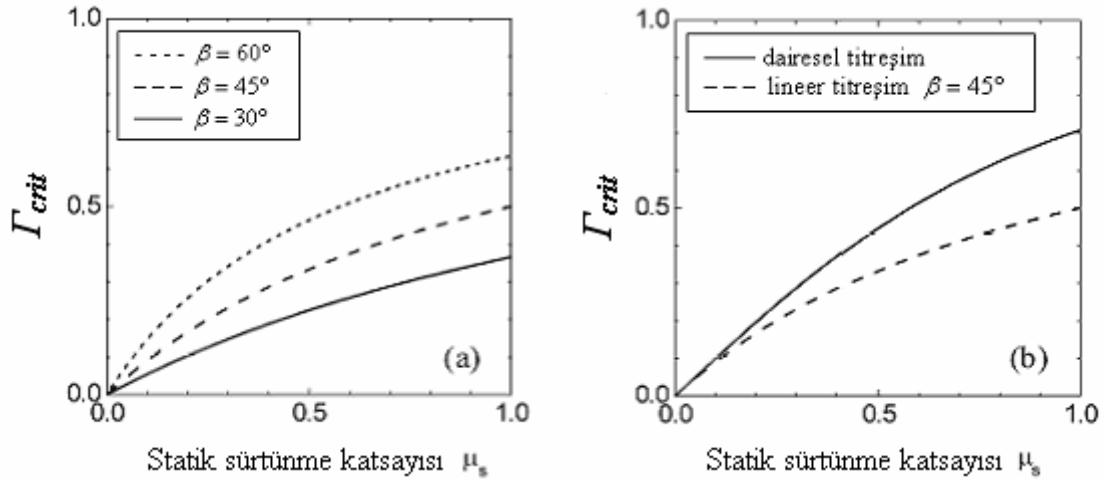
$$\Gamma = \frac{aw^2 \sin \beta}{g \cos \alpha} \Rightarrow \Gamma = K \frac{\sin \beta}{\cos \alpha} \quad (4.34)$$

şeklindedir. Pratikte makine karakteristik sayısı, taşınan malzemeye zarar vermemek için sınırlandırılır. Bunun için  $p$ , pratikte 1'den küçük tutulur veya  $\Gamma \leq 3.3$  alınır.

Malzemenin harekete başlaması için kritik atış karakteristik sayısı  $\Gamma_{crit}$  ;

$$\Gamma_{crit} = \frac{\mu_s \tan \beta}{1 + \mu_s \tan \beta} = \left[ 1 + \frac{1}{\mu_s \tan \beta} \right]^{-1} \quad (4.35)$$

Şekil 4.35a, hem  $\beta$  titreşim açısının hem de  $\mu_s$  statik sürtünme katsayısının bir fonksiyonu olan  $\Gamma_{crit}$ 'a monoton fakat lineer olmayan bağımlılığı gösterir. Lineer ve dairesel titreşim biçimlerinin karşılaştırması, Şekil 4.35b'de yapılmaktadır. Şekil 4.35b, lineer titreşimli teknenin statik sürtünmeyi daha kolay yendiğini gösterir.



Şekil 4.35 Değişik titreşim açısı ve biçimlerinde kritik atış karakteristik sayısı (Kruelle, 2004)

#### 4.2.6 Titreşimli Götürücülerde Hareket Safhaları

Birçok araştırmacı, dökme malzemelerin titreşimli götürücüler tarafından taşınmasını araştırmıştır. Uygulanan teori, meydana gelen hareket safhalarını daha iyi kavrayabilmek için çoğunlukla analitiktir. Bu teorideki temel varsayımlar (Rademacher, 1994; Kruyt, 1996):

- Tekne, tamamen sinüzoidal olarak hareket eder.
- Dökme malzeme, katı bir cisim gibi davranır ve bir nokta-kütle olarak düşünülür.
- Bir uçuş safhasından sonra dökme malzeme tabakasının tekne yüzeyine çarpması, tamamen plastik çarpışma olarak varsayılır.
- Statik ve kinetik sürtünme katsayıları arasındaki fark ihmal edilir.
- Dökme malzeme ile teknenin kenarları arasındaki sürtünme ihmal edilir.
- Havanın aerodinamik direnci ihmal edilir.

Çeşitli hareket safhalarından önce teknenin kendi hareketi ayırt edilebilir ve tekne hareketinin türevleri bilinmelidir. Eğer tekne, düz bir çizgi boyunca pozisyon değiştiriyorsa (Şekil 4.31) teknenin pozisyonu, hızı ve ivmesi:

$$\left. \begin{aligned}
 x_t &= a \cos \beta \sin wt \\
 \dot{x}_t &= wa \cos \beta \cos wt \\
 \ddot{x}_t &= -w^2 a \cos \beta \sin wt \\
 \text{ve} \\
 y_t &= a \sin \beta \sin wt \\
 \dot{y}_t &= wa \sin \beta \cos wt \\
 \ddot{y}_t &= -w^2 a \sin \beta \sin wt
 \end{aligned} \right\} \quad (4.36)$$

Tekne üzerindeki  $m$  nokta-kütlesine etki eden normal basınç  $N$ , (4.27) nolu eşitlik ile bulunmuştur. Bu nokta kütleyle etki eden sürtünme kuvveti ise,

$$F_s = \mu N \Rightarrow F_s = \mu(mg \cos \alpha - maw^2 \sin \beta \sin wt) \quad (4.37)$$

olacaktır.

Tekne hareketinin bir çevrimi esnasında nokta kütle, tekne ve nokta kütlelerin gerçek ivme, hız ve yer değiştirmelerine bağlı olarak durma, kayma (ileri veya geri), uçuş veya çarpma safhasında olabilir.

#### 4.2.6.1 Durma Safhası

Bir durma safhası, izafi teğetsel yer değiştirmenin 0 olması durumunda meydana gelir. Bu safha esnasında nokta-kütle, tekneyle temas halinde kalır. Malzeme, aşağıdaki şart sağlandığı sürece tekneyle temas halinde kalacaktır.

$$aw^2 \sin \beta \sin wt \leq g \cos \alpha \Rightarrow \sin wt \leq \frac{g \cos \alpha}{aw^2 \sin \beta} \Rightarrow \sin wt \leq \frac{1}{\Gamma} \quad (4.38)$$

Durma safhası esnasında, nokta-kütlenin dinamiği açısından aşağıdaki eşitlik yazılabilir. Ayrıca sürtünme kuvveti, pozitif veya negatif  $x$ -doğrultusunda nokta-kütleyle etki edebilir.

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x}_m &= mg \sin \alpha \pm F_s \\
 m\ddot{y}_m &= N - mg \cos \alpha
 \end{aligned} \quad (4.39)$$

Sürtünme kuvveti, negatif  $x$ -doğrultusunda etkiyorsa;

$$m\ddot{x}_m = -F_s - mg \sin \alpha \quad (4.40)$$

şeklinde olacaktır. Ayrıca durma safhasında,  $m$  nokta-kütlenin ivmesi, tekne ivmesine eşit olacaktır.

$$\ddot{x}_m = \ddot{x}_t \Rightarrow -\mu(g \cos \alpha - aw^2 \sin \beta \sin wt) - g \sin \alpha = -aw^2 \cos \beta \sin wt \quad (4.41)$$

(4.41) nolu eşitliğin her iki tarafı,  $\frac{\sin \beta}{g \cos \alpha \cos \beta}$  ifadesi ile çarpılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$\sin wt = \frac{1}{\Gamma} \frac{(\mu + \tan \alpha) \tan \beta}{1 + \mu \tan \beta} \quad (4.42)$$

olacaktır.

Sürtünme kuvveti, pozitif  $x$ -doğrultusunda etkiyorsa;

$$m\ddot{x}_m = F_s - mg \sin \alpha \quad (4.43)$$

$$\ddot{x}_m = \ddot{x}_t \Rightarrow \mu(g \cos \alpha - aw^2 \sin \beta \sin wt) - g \sin \alpha = -aw^2 \cos \beta \sin wt \quad (4.44)$$

(4.44) nolu eşitliğin her iki tarafı,  $\frac{\sin \beta}{g \cos \alpha \cos \beta}$  ifadesi ile çarpılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$\sin wt = -\frac{1}{\Gamma} \frac{(\mu - \tan \alpha) \tan \beta}{1 - \mu \tan \beta} \quad (4.45)$$

olacaktır. Bir durma safhası, bir sonraki safha başlamadan önce bir kayma safhası sona ererse meydana gelir.

#### 4.2.6.2 Kayma Safhası

##### 4.2.6.2.1 Pozitif Kayma Safhası

Bir pozitif kayma safhası için aşağıdaki koşullar gerçekleşmelidir:

$$y = y_t, \sin wt \leq 1/\Gamma \text{ ve } \dot{x}_m > \dot{x}_t \quad (4.46)$$

Pozitif kayma safhası esnasında, nokta-kütlenin dinamiği açısından aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_m &= -F_s - mg \sin \alpha \\ m\ddot{y}_m &= N - mg \cos \alpha \end{aligned} \quad (4.47)$$

$$\ddot{x}_m > \ddot{x}_t \Rightarrow -\mu(g \cos \alpha - aw^2 \sin \beta \sin wt) - g \sin \alpha > -aw^2 \cos \beta \sin wt \quad (4.48)$$

(4.48) nolu eşitliğin her iki tarafı,  $\frac{\sin \beta}{g \cos \alpha \cos \beta}$  ifadesi ile çarpılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$\sin wt > \frac{1}{\Gamma} \frac{(\mu + \tan \alpha) \tan \beta}{1 + \mu \tan \beta} \quad (4.49)$$

olacaktır.

#### 4.2.6.2 Negatif Kayma Safhası

Bir negatif kayma safhası için aşağıdaki koşullar gerçekleşmelidir:

$$y = y_t, \sin wt \leq 1/\Gamma \text{ ve } \dot{x}_m < \dot{x}_t \quad (4.50)$$

Pozitif kayma safhası esnasında, nokta-kütlenin dinamiği açısından aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_m &= F_s - mg \sin \alpha \\ m\ddot{y}_m &= N - mg \cos \alpha \end{aligned} \quad (4.51)$$

$$\ddot{x}_m < \ddot{x}_t \Rightarrow \mu(g \cos \alpha - aw^2 \sin \beta \sin wt) - g \sin \alpha < -aw^2 \cos \beta \sin wt \quad (4.52)$$

(4.52) nolu eşitliğin her iki tarafı,  $\frac{\sin \beta}{g \cos \alpha \cos \beta}$  ifadesi ile çarpılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$\sin wt < -\frac{1}{\Gamma} \frac{(\mu - \tan \alpha) \tan \beta}{1 - \mu \tan \beta} \quad (4.53)$$

olacaktır.

#### 4.2.6.3 Uçuş Safhası

Uçuş safhası, normal kuvvet  $N = 0$  olduğunda meydana gelir. Burada parça atalet kuvveti, yukarı doğru olacaktır ve parça, tekneyi terk edecektir. Uçuş safhasının başlangıcında m nokta-kütle ve tekne, aynı y-koordinatı ve y-hızına sahiptir. Parçanın (nokta-kütle) teknedeki ayrılmaya başladığı  $t_1$  anı,  $N = 0$  iken (4.27) nolu formülden bulunabilir.

$$\begin{aligned} N &= m(g \cos \alpha - aw^2 \sin \beta \sin wt) = 0 \\ g \cos \alpha &= aw^2 \sin \beta \sin wt_1 \Rightarrow t_1 = \frac{1}{w} \arcsin\left(\frac{1}{\Gamma}\right) \end{aligned} \quad (4.54)$$

$\Gamma < 1$  olması durumunda  $\arcsin \frac{1}{\Gamma} = \infty$  olacaktır. Bu durumda (4.54) nolu denklemden de görüleceği üzere  $t_1 = \infty$  olacaktır. Bu durum ise, malın tekneden hiçbir zaman ayrılmayacağı yani mikro atışın mevcut olmadığı anlamına gelir (sarsak götürücülerde olduğu gibi).

Uçuş safhasında;

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_m &= -mg \sin \alpha \Rightarrow \ddot{x}_m = -g \sin \alpha \\ m\ddot{y}_m &= -mg \cos \alpha \Rightarrow \ddot{y}_m = -g \cos \alpha \end{aligned} \quad (4.55)$$

Eğer uçuş safhasının sonunda  $\sin wt \geq (1/\Gamma)$  ise, başka bir uçuş safhası hemen başlayacaktır.

#### 4.2.6.4 Çarpma Safhası

Çarpışmanın plastik olarak sadece çok kısa bir zamanda ( $\Delta t$ ) gerçekleştiği varsayılır. Tekne ile nokta-kütle arasındaki tekrar temas anında; nokta-kütle ve tekne, tekneye dikey doğrultuda aynı ordinata sahip olacaktır.

$$S'_m = S'_t \quad (4.56)$$

$$S'_m = S'_1 + \int_{t_1}^{t_2} V'_m \cdot dt \quad (4.57)$$

$$S'_t = S'_1 + \int_{t_1}^{t_2} V'_t \cdot dt \quad (4.58)$$

Burada  $S'_m$ , tekrar temas anına ( $t_2$ ) kadar tekneye dik doğrultuda nokta-kütle tarafından alınan yoldur.  $S'_t$  ise,  $t_2$  anına kadar düşey eksen boyunca tekne tarafından alınan yoldur.

(4.57) ve (4.58) nolu eşitliklerdeki  $S'_1$ , nokta-kütlenin tekneden ayrıldığı ana kadar birlikte hareket ettikleri süre içinde düşey doğrultuda aldıkları yoldur.  $V'_m$ , nokta-kütle hızının dikey bileşeni;  $V'_t$  ise, tekne hızının dikey bileşenidir.

$$V'_m = V'_1 - g \cos \alpha (t - t_1) \quad (4.59)$$

$$V'_t = aw \sin \beta \sin wt \quad (4.60)$$

Burada  $V'_1$ , nokta-kütlenin tekneden ayrıldığı andaki tekne hızının dikey bileşenidir.

$S'_m$  ve  $S'_t$  değerlerini, (4.56) nolu eşitlikte yerlerine koyarsak; parça ile tekne arasındaki

tekrar temas zamanını ( $t_2$ ) bulmamızı sağlayacak bir eşitlik elde ederiz.

$$\int_{t_1}^{t_2} V'_m dt = \int_{t_1}^{t_2} V'_t dt \quad (4.61)$$

$$V'_1(t_2 - t_1) - \frac{(t_2 - t_1)^2}{2} g \cos \alpha = -a \sin \beta (\cos wt_2 - \cos wt_1) \quad (4.62)$$

$$t_2 = \frac{1}{w} \arccos \left( \frac{1}{\Gamma} + \frac{1}{w} \sqrt{\Gamma^2 - 1} + \frac{1}{w} \sqrt{\Gamma^2 + 1 + \Gamma \cos wt_2} \right) \quad (4.63)$$

Tekne boyunca parça (nokta-kütle) hareketini etkileyen plastik çarpma olayı, parçanın tekne ile temas anındaki ( $t_2$ ) çarpma hızına bağlıdır.  $\Gamma$  atış karakteristik sayısının aynı değerde olduğu koşullar altında; parça ile tekne arasındaki temasta çarpma hızı, teknenin titreşim frekansına bağlıdır ve aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$|V_{imp}| = V'_m - V'_{t_2} \quad (4.64)$$

$t_2$  anında nokta-kütle (parça) hızının dikey bileşeni;

$$V'_m = V'_1 - g \cos \alpha (t_2 - t_1) \Rightarrow V'_m = aw \sin \beta \sin wt_1 - g \cos \alpha (t_2 - t_1) \quad (4.65)$$

$t_2$  anında tekne hızının dikey bileşeni;

$$V'_{t_2} = aw \sin \beta \sin wt_2 \quad (4.66)$$

(4.64), (4.65), (4.66) ve (4.28) nolu eşitlikler birleştirilerek; çeşitli koşullar için, nokta-kütlenin tekneye çarpma hızını belirlemek için bir formül elde edilir.

$$V_{imp} = g \cos \alpha \left[ \frac{\Gamma}{w} (\sin wt_1 - \sin wt_2) - (t_2 - t_1) \right] \quad (4.67)$$

Çarpma hızının büyüklüğü; parça ve tekne malzemelerine, parça boyutuna ve yüzey bitirme işleminin iyiliğine, tekne yüzeyindeki parçanın dengesine ve pürüzlerin (çapakların) varlığına ve boyutuna bağlıdır. Çizelge 4.4, çeşitli malzemelerden yapılmış küçük parçalar için sınır çarpma hızlarının değerlerini verir.

Temiz yüzeyli, dengeli (kararlı) düz parçalar; düz (yassı) zeminli bir tekne boyunca hareket ettiğinde; gerçek çarpma hızı, hesaplanandan daha küçüktür. Bunun nedeni, aerodinamik etkiden dolayı parça ile tekne arasındaki vakum ve aynı zamanda parça ile tekne arasındaki

moleküler birleştirme kuvvetlerinin etkisidir. Bu gibi durumlarda sınır çarpma hızı, Çizelge 4.4'te verilen değerlerden daha büyük olabilir. Diğer yandan deneyler göstermiştir ki; pürüzlü parçaların olması durumunda, Çizelge 4.4'de verilen hızlardan daha düşük çarpma hızlarında karmakarışık hareket meydana gelir (Pavidaylo, 1960).

Çizelge 4.4 Çeşitli malzemelerden yapılmış küçük parçalar için sınır çarpma hız değerleri

Tekne ve parça malzemesi	Sınır (azami) çarpma hız $V_{imp}$ (mm/s)
Çelik üzerinde serleştirilmiş çelik	70 – 90
Çelik üzerinde alüminyum	100 – 120
Çelik üzerinde bronz	60 – 70
Kauçuk üzerinde çelik	140
Çelik üzerinde ebonit, vinil plastikleri	120

#### 4.2.7 Ortalama Taşıma Hızı ve Hız Etkinliği

Ortalama taşıma hızı, tam bir periyot esnasında meydana gelen safhalardaki mal hızlarının ortalaması olarak tanımlanır. Periyot başına alınan mesafe ise, art arda gelen safhalar esnasında alınan mesafelerin toplamına eşittir.

$$S_m = \sum s_i \quad (i = R, P, N \text{ ve } F) \quad (4.68)$$

Burada durma safhası  $R$ , pozitif kayma safhası  $P$ , negatif kayma safhası  $N$ , uçuş safhası  $F$  olarak kısaltılabilir.

$2\pi$  periyodu için taşıma hızı;

$$v_a = w \cdot S_m / (2\pi) \quad (4.69)$$

Hız etkinliği, ortalama taşıma hızının teknenin maksimum yatay hızına oranı olarak ifade edilir. Hız etkinliğinin maksimum değerinde götürücü, optimum çalışma koşullarında çalışacaktır (Rademacher, 1994).

$$\eta = \frac{v_a}{w a \cos \beta} \quad (4.70)$$

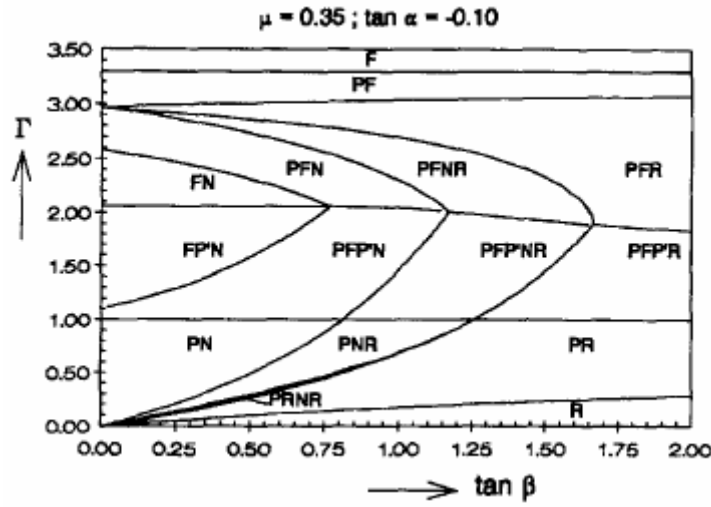
veya (4.69) nolu eşitlik ile;



$$\eta = \frac{S_m}{2\pi a \cos \beta} \quad (4.71)$$

Geliştirilen bir bilgisayar programı, burada geliştirilen denklemlerin yöntemi ile meydana gelen hareket safhalarını, her bir safhanın başlama ve sona erme zamanını, hız etkinliğini, ortalama hızı sayısal olarak hesaplar.

Şekil 4.36'da,  $\tan \alpha = -0,10$  ve  $\mu = 0,35$  iken aşağı eğim için oluşan hareket safhalarının biçimleri görülmektedir. Burada  $P'$  ve  $N'$ , sırasıyla çarpışmadan sonraki pozitif ve negatif kayma safhasıdır.

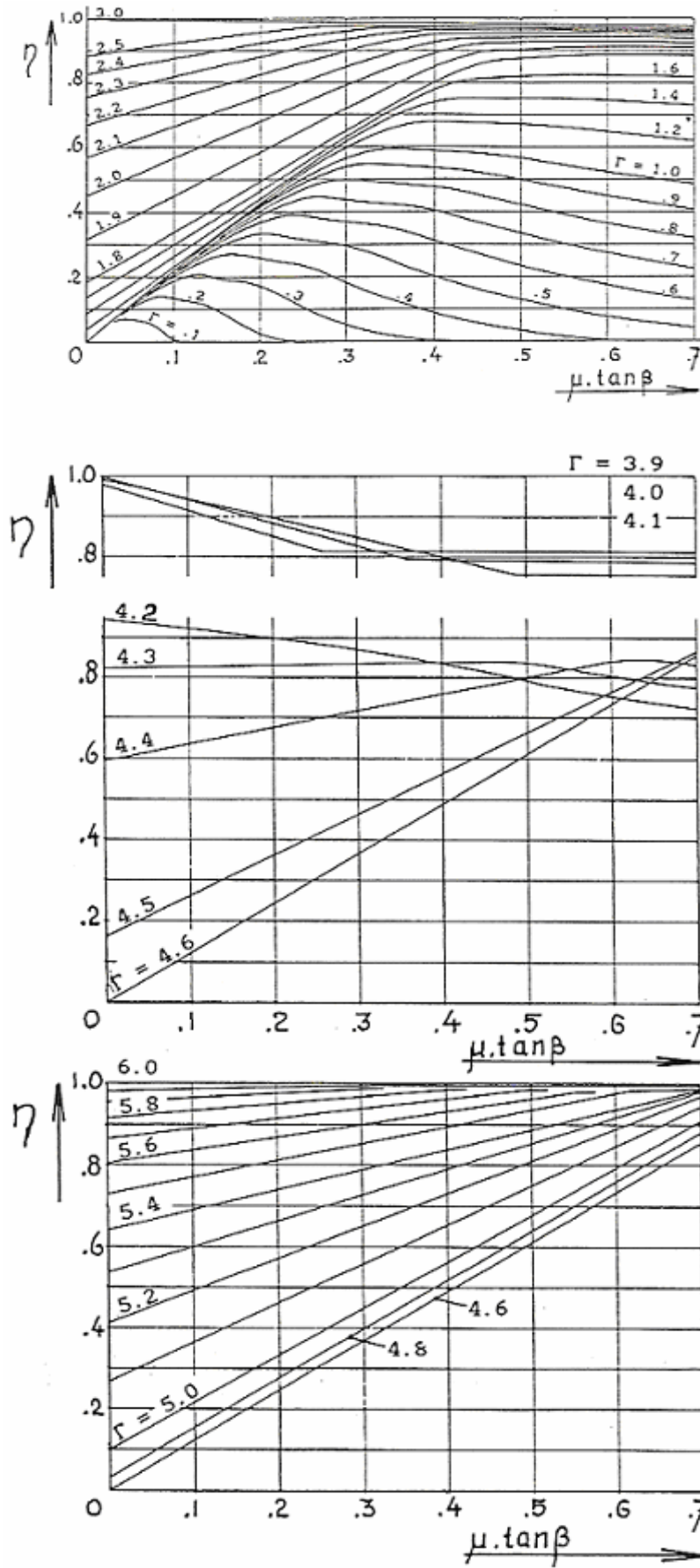


Şekil 4.36 Aşağı eğimli taşıma için art arda gelen safhaların biçim diyagramı (Kruyt, 1996)

Bilgisayar programı; hem hız etkinliğinin hem de hareket safhalarının sırasının,  $\Gamma$  ve  $\mu \tan \beta$ 'nin bir fonksiyonu olduğunu ortaya çıkarmaktadır. Şekil 4.37'de  $\mu \tan \beta$  ve  $\Gamma$  atış karakteristik sayısının fonksiyonu olan hız etkinliği görülmektedir.

Şekil 4.37a'dan hız etkinliğinin, kayma hareketleri esnasında sadece  $\mu \tan \beta = 0$  iken 0 olduğu görülür.  $\Gamma \geq 1$  için bu etkinlik,  $\mu \tan \beta$ 'nin çok küçük değerlerinde 0'dan farklı bir değere yaklaşır.  $\mu \tan \beta = 0$  eşitliği, iki durum için mümkün olabilir. Birinci durumda;  $\mu = 0$  ve  $\tan \beta$ , sonlu bir değere sahiptir. İkinci durumda ise;  $\tan \beta \rightarrow 0$  ve  $\mu$ , sonlu bir değere sahiptir. İkinci durumda  $\beta$ , çok küçüktür ve atış karakteristik sayısı da ( $\Gamma$ ) 0'a yaklaşacaktır.

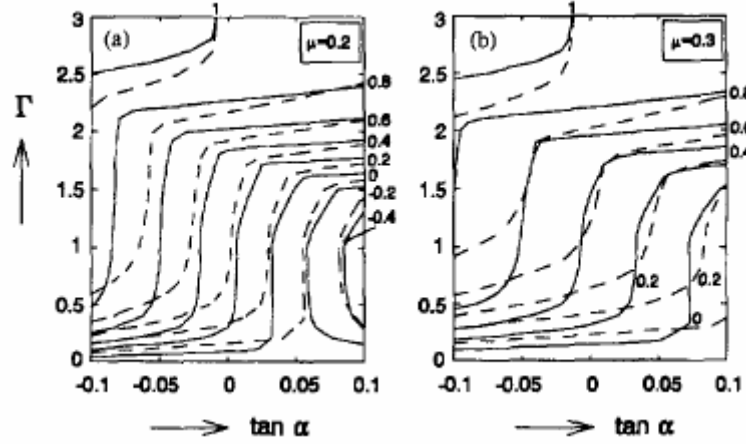
Şekil 4.37'den görüleceği üzere,  $0 < \Gamma < 0.5$  aralığındaki atış sayılarında  $\mu \tan \beta$ 'nin çok kullanılan değerleri için iletim gerçekleşmeyecektir. Ayrıca  $\Gamma \geq 4.4$  için  $\mu \tan \beta$ 'nin hız etkinliğine olan etkisi süreklidir.



Şekil 4.37  $\Gamma$  atış karakteristik sayısının ve  $\mu \tan \beta$ 'nin fonksiyonu olan hız etkinliği

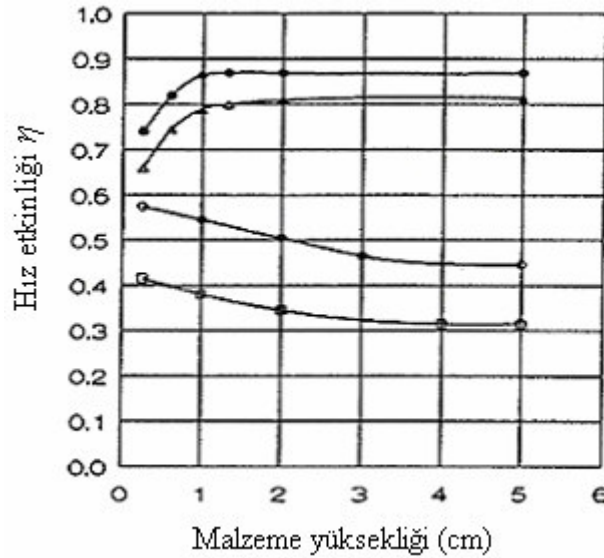
Şekil 4.37'den görüleceği üzere;  $\mu \tan \beta$  değerinin değişmesi, küçük atış karakteristik sayılarında hız etkinliğini büyük ölçüde değiştirirken; büyük atış karakteristik sayılarında ise bu değişim azalmaktadır.

Şekil 4.38, çok kullanılan  $\mu$  ve  $\beta$  değerleri için eğimin hız etkinliğine olan etkisini göstermektedir.



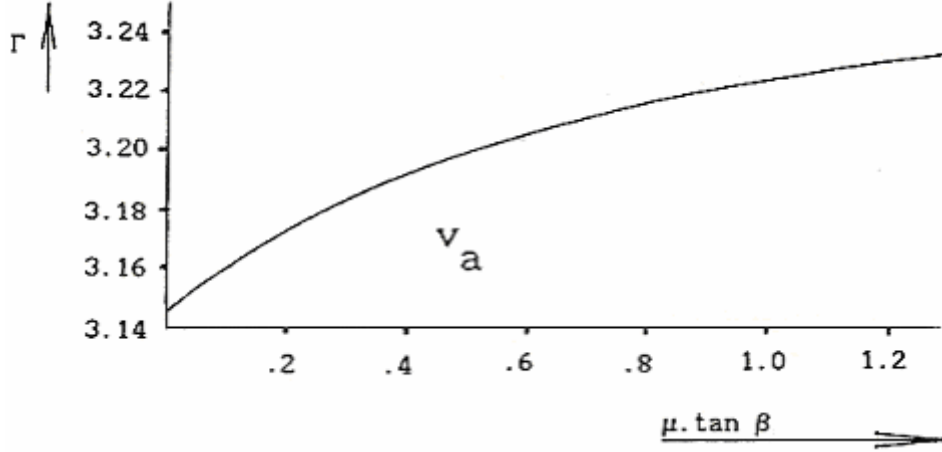
Şekil 4.38  $\alpha$  eğim açısı ve  $\Gamma$  atış karakteristik sayısının fonksiyonu olarak hız etkinliğinin eş eğrileri (—  $\beta = 30^\circ$ , - - - -  $\beta = 45^\circ$ ) (Kruyt, 1996)

Malzeme yüksekliğinin (tabaka kalınlığının) hız etkinliğine olan ihmal edilebilir etkisi, Şekil 4.39'da gösterilmektedir.

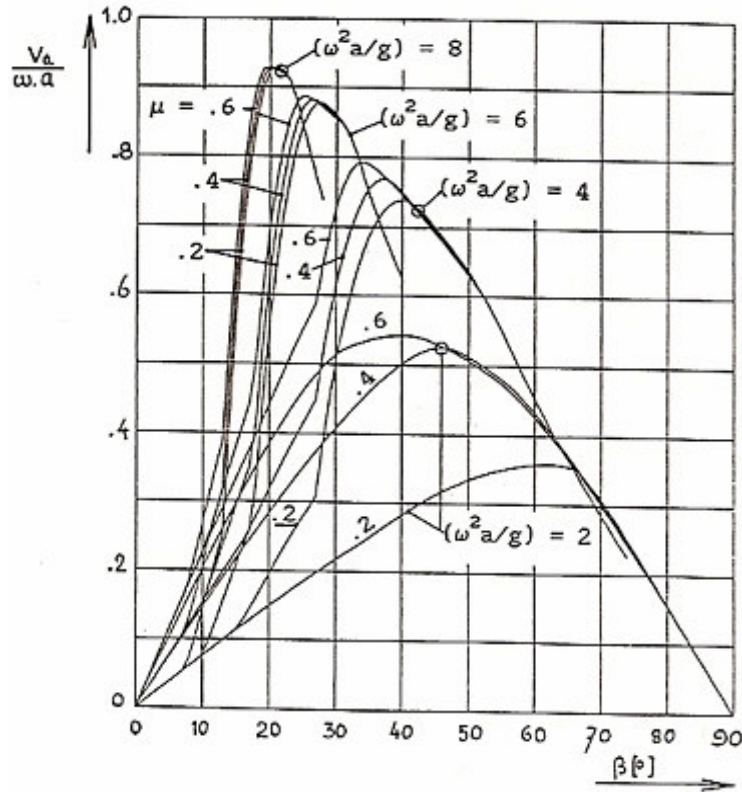


Şekil 4.39 PVC taneleri için malzeme yüksekliğinin taşıma verimine ( $\eta$ ) etkisi ( $\square \approx \Gamma = 0.6$ ;  $\circ \approx \Gamma = 1.1$ ;  $\Delta \approx \Gamma = 2.0$ ;  $\bullet \approx \Gamma = 2.6$ ) (Rademacher, 1994)

$\Gamma = w^2 a \sin \beta / g$  ve (4.70) nolu eşitlikten görüleceği üzere  $w$  veya  $a$ 'nın ( $\beta$ ,  $\mu$  ve  $a$  sabit) bir fonksiyonu olan  $v_a$ , monoton (tekdüze) olarak artacaktır. Ancak bu durum,  $\Gamma$  ve  $\mu \tan \beta$ 'nin tüm değerleri için geçerli değildir. Şekil 4.40,  $v_a$ 'nın monoton olarak arttığı  $\Gamma$  değerlerini gösterir.



Şekil 4.40  $v_a$ 'nın, hala  $\mu \tan \beta$ 'nin monoton (tekdüze) artan bir fonksiyonu olduğu  $\Gamma$  değerleri



Şekil 4.41  $w^2 a / g$  ifadesinin ve sürtünme katsayısının ( $\mu$ ) farklı değerleri için  $\beta$ 'ya bağlı olan  $v_a / (w.a)$  ifadesinin değişimi (Rademacher, 1994)

$v_a$  değerini arttırmak için  $w$  ve  $a$  değerlerinin artması istenir. Ancak tasarımla ilgili pratik sınırlamalar vardır. Bu sınırlamaların en önemlisi, izin verilebilir maksimum tekne ivmesi hakkında olanıdır.  $w^2 a$ ,  $\beta$  ve  $\mu$  değerlerinin bilinmesi durumunda  $v_a$  değerini aşağıdaki gibi ifade etmek uygun olur. Şekil 4.41'de  $v_a$ 'nın  $\beta$  ile nasıl değiştiği gösterilmektedir.

$$v_a = \eta \cdot \cos \beta \cdot w^2 a \frac{1}{w} \quad (4.72)$$

veya

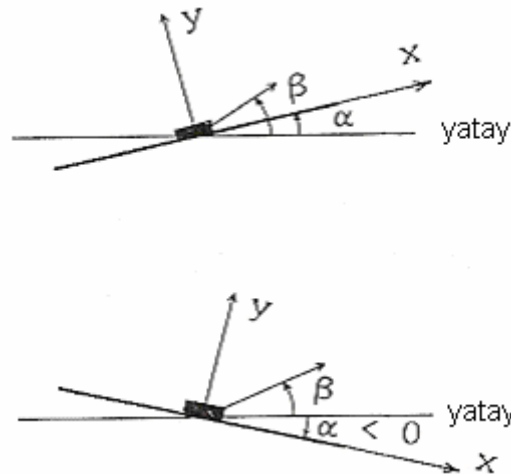
$$v_a = \eta \cdot \cos \beta \cdot \sqrt{w^2 a} \cdot \sqrt{a} \quad (4.73)$$

#### 4.2.8 Teknenin Eğim Açısı $\alpha$ ve Titreşimlerin Doğrultu Açısı $\beta$

Titreşimlerin doğrultu açısı  $\beta$  ve teknenin eğim açısı  $\alpha$ ,  $+90^\circ$  ile  $-90^\circ$  arasında değerlere sahiptirler. Şekil 4.42'den de açıkça görüldüğü gibi sıçrama ve taşıma,  $\beta > \alpha$  olduğu durumda meydana gelir.  $\alpha = \beta$  olduğu durumlarda, titreşimli götürücüler ile çalışılmaz. Bu durum, sarsak götürücüler için geçerlidir. Bu nedenle;

$$-\frac{\pi}{2} < \beta < \frac{\pi}{2} \quad (4.74)$$

$$\alpha < \beta < \frac{\pi}{2} \quad (4.75)$$



Şekil 4.42 Teknenin eğim açısı  $\alpha$  ve titreşimlerin doğrultu açısı  $\beta$

Teknenin eğim açısının değeri, aynı zamanda sürtünme açısı ile sınırlandırılır. Periyodik

hareket için sürekli iletim rejiminde; parçanın yatay hızının, T çevrim periyodunun başlangıcında ve sonunda aynı olması istenir. Böylece parça ağırlığının  $x$ -bileşeni, asla maksimum sürtünme kuvvetinden daha büyük olamaz. Bu nedenle,

$$mg \sin \alpha \leq \mu mg \cos \alpha \quad (4.76)$$

ve

$$\tan \alpha \leq \mu \quad (4.77)$$

olacaktır. Aynı zamanda karşı doğrultu için kayma hareketi dikkate alındığında,  $\alpha$  aralığı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$-\mu \leq \tan \alpha \leq +\mu \quad (4.78)$$

Titreşimlerin doğrultu açısı  $\beta$ , titreşim frekansına bağlı olarak alınır. Eğer  $w \geq 1000$  1/d ise  $\beta = 20 - 25^\circ$ ;  $w < 1000$  1/d ise  $\beta = 30 - 35^\circ$  alınır. Ayrıca titreşim açısı, ortalama olarak  $\beta = 30^\circ$  alınabilir (Spivakovsky, 1985).

Seri üretim nedeniyle  $\beta$  titreşim açısı sabit tutulmakta, işletme şartlarında sistemde optimum koşullar sağlamak için genlik ve frekans ayarına gidilmektedir. Aşındırıcı mallarda ise tekne üzerinde kalma süresi daha küçük olmalıdır. Bunun için büyük atış karakteristiği yani büyük  $\beta$  titreşim açısı seçilmelidir.

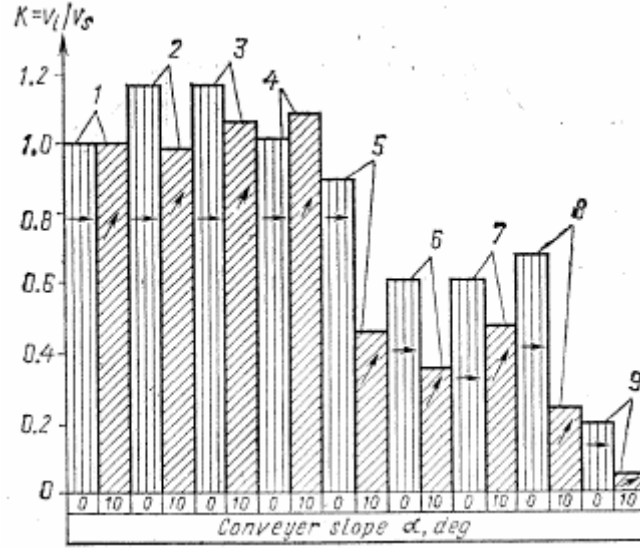
#### 4.2.9 Dökme Malzemelerin Özelliklerinin Titreşimli Götürücülerin Verimine Etkisi

Diğer götürücü tiplerine karşın titreşimli götürücülerin çalışma verimi (iletim kapasitesi, iletim hızı, taşınan tabaka yüksekliği vb.), büyük ölçüde iletilen malzemenin özelliklerine (çoğunlukla tane büyüklüğüne/parça boyutuna) bağlıdır.

Bir götürücüde aynı salınım parametreleri ile çeşitli dökme malzemeler, farklı hızlarla hareket edecek ve teknede farklı yükseklikte tabakalar oluşacaktır. Buna bağlı olarak, götürücünün iletim kapasitesi farklı olacaktır (Şekil 4.43). Titreşimli götürücülerin bu özelliği, uygulamalarda daima dikkate alınmalıdır.

En iyi etki; düzgün ezilmiş, taneli ve ince boyutlu yumrulu malzemelerin (kum, cüruf, kömür vb.) iletilmesinde elde edilir. Bu malzemelerin yatay iletim hızı, 0.3 m/s'ye ve bazen de en iyi salınım koşulları altında 0.6 m/s'ye ulaşır. Titreşimli götürücüler, geniş bir toz tanecikleri yüzdesi içeren düzgün olmayan dökme kitle yükler ile daha az verimlidir. Bu malzemelerin iletim hızı, %50-66 daha küçüktür. 0,05 mm'den daha küçük tane büyüklüğüne sahip tozlu

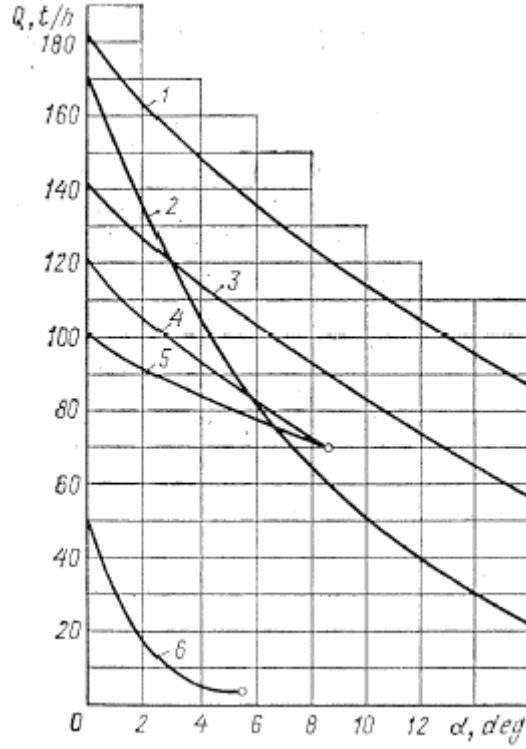
(toz halindeki) malzemeler (çimento gibi) bile, titreşimli götürücülerde iletim için daha az uygundur. Bu malzemelerin yatay iletim hızı, genellikle sadece 0.1-0.15 m/s kadardır ve en büyük salınım genliğinde bile tabaka yüksekliği 50-60 mm'dir.



Şekil 4.43 Yatay ve eğik ( $\alpha = 10^\circ$ ) titreşimli götürücülerle iletimde çeşitli malzemelerin hızlarının ( $V_i$ ) kum hızına ( $V_s$ ) oranı (titreşimlerin genliği  $a = 3.5$  mm, frekans 1000 1/d) (1-kum, 2-küçük boyutlu parça maden cevheri, 3-küçük boyutlu parça cüruf, 4-parça kömür, 5-fosfat ögünü, 6-fosforlu kaya tuzu, 7-toz dolomit, 8-toz ateş kili, 9-çimento)

Bu etki, titreşimli götürücülerin neden ince dağılmış tozlu malzemelerin iletilmesinde verimsiz olduklarını açıklamaktadır. En önemli problem, en uygun titreşim şartlarını bulmak ve tozlu (toz halindeki) malzemelerin verimli iletilmesi için uygun bir titreşimli götürücü geliştirmektir. Bu nedenle bu tür malzemeler, titreşimli götürücülerde daha çok bir eksantrik tahrik ile (salınım genliği 12-15 mm, frekans 400-500 1/d) iletilmektedirler. Düşük genliğe (0,5-1,2 mm) ve yüksek frekansa (3000 1/d) sahip elektromanyetik titreştiricili götürücülerde, tozlu yüklerin iletimi hemen hemen imkansızdır. Yükün eğim çıktığı eğik götürücülerde; hız ve iletim kapasitesi  $Q$ , eğim açısının her bir derece artmasıyla hemen hemen %3-5 azalmaktadır (Şekil 4.44). Bu nedenle, titreşimli götürücülerin eğim açısı genellikle  $10^\circ$ 'yi aşmamaktadır.

Toz halinde (ezilmiş) yüklerin ve %60'tan daha fazla toz tanecikleri içeren ayrılmamış malzemelerin iletilmesinde, götürücülerin eğim açısı genellikle  $5^\circ$ 'den daha büyük değildir. Çünkü daha büyük açılarda, malzemenin eğim tırmanması (çıkması) hemen hemen durmaktadır.



Şekil 4.44 Çift borulu titreşimli götürücülerde üretilen işin deneysel eğrileri

Aşağı eğimli götürücülerde (eğim açısı  $10^\circ$ 'ye kadar), kitle (dökme) malzemelerin bütün çeşitleri daha kolay taşınır. Bunun sebebi, tozlu kitle malzemelerin iletimi için yolun  $5-10^\circ$  aşağı eğimde daha uygun olmasıdır.

Yapışkan ve viskoz olmayan malzemelerdeki (temiz kum, odun talaşı) düşük nem miktarı ( $\%10$ 'a kadar), malzemelerin hareketlerini bozamaz ve bazen hızın artmasında olumlu rol oynar. Ancak, daha yüksek nem miktarında malzemelerin iletim etkinliği, aniden kötüleşir. Yapışkan, ıslak, kohezif malzemeler (kil gibi), güçlükle iletilebilirler. Yapışkan malzemelerin daha iyi iletilmesi için titreşimli götürücülerin tekne içlerinin plastik veya kauçuk (lastik) ile kaplandığı denemeler bilinmektedir. Fakat dikkate değer bir başarı elde edilmemiştir.

Büyük ve orta büyüklükte ayrılmış yumrulu malzemeler, eğer ince parçalar içermemekteyseler titreşimli götürücülerde kolayca taşınırlar. Fakat, tekne tabanına çarparak fazla gürültü oluştururlar ve teknenin aşınmasına neden olurlar. Aynı zamanda yumruların kırılması da mümkündür. Daha yüksek aşınma direnci için tekne duvarları kauçuk ile kaplanabilir.

Ayrılmamış malzemeler, düşük taşıma (iletme) hızları gösterirler. Taşınan bir malzeme, bir götürücüde tamamen küçük parçalara ayrılmaz. Bununla birlikte, daha geniş yumruların daha



ince parçacık tabakalarının üzerinden daha çabuk hareket ettiği gözlenebilir.

Delikli bir tekneye sahip titreşimli sarsıcılarda (titreşimli eleklerde), daha ince parçalar elenerek daha geniş parçalar bırakılır. İletim hızı, düz (sarsıntısız) bir tekneye sahip sıradan titreşimli götürücülerinkinden %10-20 daha azdır. Taşınan malzeme yoğunluğunun iletim hızı üzerinde dikkate değer bir etkisi yoktur. Örnek olarak; odun talaşı ve demir cevheri, yoğunluklarının farklı olmasına rağmen karşılaştırılabilir koşullar altında aynı hızda götürülür.

Düzensiz yumrulu yüklerin iletim hızı, hemen hemen tabaka yüksekliğinden bağımsızdır ve tekne doldurma katsayısına bağlı olarak 0,2 m/s ile 0,8 m/s arasında değerler alır. Kolaylıkla hareket eden tozlu ve kuru taneli malzemeler, ince bir tabaka halinde en yüksek hızda iletilirler. Daha kalın tabakalarda hız, görülür bir şekilde azalır. Bu nedenle tabaka yüksekliği, 50-100 mm'den daha fazla olmamalıdır.

Bu nedenle, götürülen malzemelerin özellikleri, titreşimli götürücülerin uygulamalarında gereği gibi dikkate alınmalıdır.

#### 4.2.10 Titreşimli Götürücülerin Hesap Yöntemi

##### 4.2.10.1 Titreşimli Götürücülerin Gerçek İletim Hızı

Teknenin yatay hız bileşeni;

$$V_{t_x} = aw \cos \beta \cos wt \quad (4.79)$$

$t_1 = t_2$  anında  $V_{t_x} = V_{m_x}$  olduğundan;

$$V_{m_x}(t_1) = aw \cos \beta \cos wt_1 \quad (4.80)$$

olarak yazılabilir.

$\sin^2 wt_1 + \cos^2 wt_1 = 1 \Rightarrow \cos wt_1 = \sqrt{1 - \sin^2 wt_1}$  şeklinde yazılabilir. Ayrıca (4.54) nolu

denkleme göre  $\sin wt_1 = \frac{1}{\Gamma}$  olarak bulunmuştu. Bu durumda;

$$\cos wt_1 = \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}} \quad (4.81)$$

şeklinde yazılabilir. Bu durumda malzemenin teorik iletim hızı,

$$V_{th} = aw \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}} \quad (4.82)$$

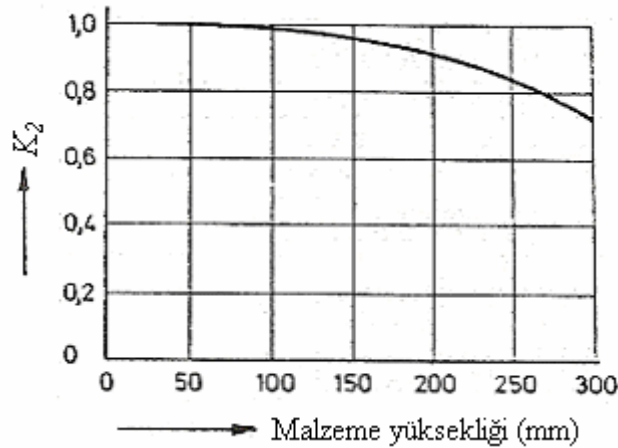
olacaktır. Ancak bulunan bu hız, teorik olup sıçrama hareketi esnasında malın iç sürtünmelerinden dolayı iletilen malın gerçek hızı, teorik hızdan küçük olacaktır. Malın gerçek iletim hızı,

$$V_m = V_{th} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_\alpha \quad (4.83)$$

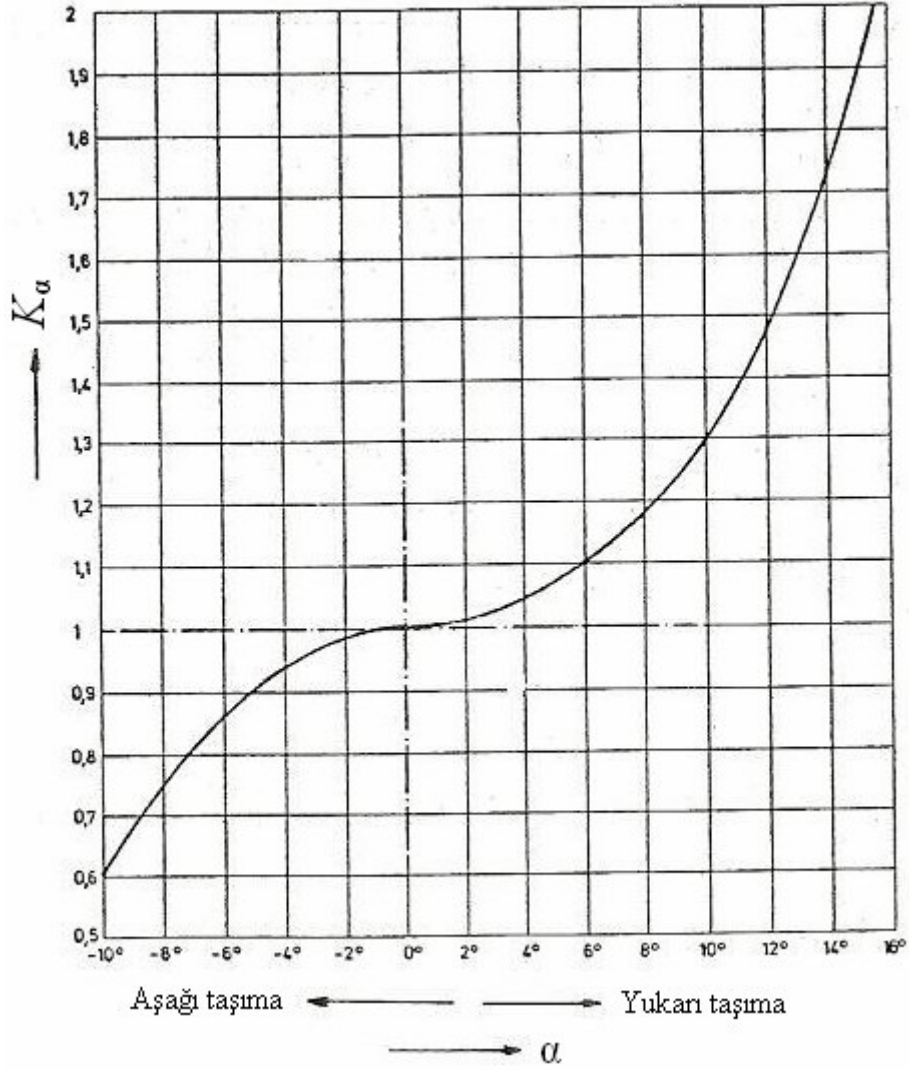
Burada  $V_m$ , iletilen malın gerçek hızı (m/s);  $K_1$ , tane faktörü olup malzemenin tane büyüklüğüne ve nem oranına bağlı olarak Çizelge 4.5'ten alınır.  $K_2$ , yükseklik katsayısı olup tekne üzerinde bulunan malzemenin yüksekliğine bağlı olarak Şekil 4.45'ten alınır.  $K_\alpha$  ise, eğim katsayısıdır ve teknenin yatayla yaptığı açıya göre Şekil 4.46'dan alınır.

Çizelge 4.5 V. K. Dyachkov'a göre deneysel  $K_1$  katsayısı (Spivakovsky, 1985)

Yük türü	Tipik tane büyüklüğü, mm	Nem miktarı, %	$K_1$
Yumrulu	5-200	-	0,9-1,1
Taneli	0,5-5	0,5-10	0,8-1,0
Toz haline getirilmiş	0,1-0,5	0,5-5	0,4-0,5
Tozlu	0,1'e kadar	0,5-5	0,2-0,5



Şekil 4.45 Malzeme tabakası yüksekliğine bağlı olarak  $K_2$  katsayısı



Şekil 4.46 Eğik iletimde  $K_\alpha$  eğim katsayısı

#### 4.2.10.2 Titreşimli Götürücülerde İletme Kapasitesi

##### 4.2.10.2.1 Hacimsel İletme Kapasitesi

Bir titreşimli götürücünün hacimsel iletme kapasitesi;

$$Q_v = 3600 \cdot A \cdot V_m \cdot \psi \quad (4.84)$$

Burada  $Q_v$ , hacimsel iletme kapasitesi ( $m^3/h$ );  $A$  ise, tekne veya borunun kesit alanıdır ( $m^2$ ).

Eğer malzeme iletimi tekne ile gerçekleşiyorsa teknedeki malzeme kesiti,  $A = h \cdot w$  ifadesi ile bulunur. Burada  $h$ , teknedeki malzeme yüksekliği (m);  $w$ , ise tekne enidir (m). Boru ile malzeme iletiminde ise borunun yarısının dolu olduğu farz edilir. Bu durumda borunun kesit alanı,

$$A = \frac{\pi D^2}{8} \text{ (m}^2\text{)} \quad (4.85)$$

ifadesiyle hesaplanır. Burada  $D$  boru çapıdır (m).

#### 4.2.10.2.2 Kütlesel İletme Kapasitesi

Bir titreşimli götürücünün kütlesel iletim kapasitesi,

$$Q_m = 3600 \cdot A \cdot V_m \cdot \gamma \cdot \psi \quad (4.86)$$

Burada  $Q_m$ , kütlesel iletim kapasitesi (t/h);  $\gamma$  yükün yoğunluğu ( $\text{t/m}^3$ ) ve  $\psi$  doldurma katsayısıdır. Açık tekneler için  $\psi = 0.6 - 0.9$ , dikdörtgen kesitli borular için  $\psi = 0.6 - 0.8$  ve dairesel kesitli borular için  $\psi = 0.5 - 0.6$  alınır.

Yukarıdaki ifadelerde  $h$  ve  $w$  istenilen her değeri alamayacağına göre uygun görülen malzeme yüksekliği ve iletim hızı için gerekli tekne eni  $w$  veya boru çapı  $D$  (1.6) veya (1.8) nolu ifadelerden bulunur.

#### 4.2.10.3 Titreşimli Götürücülerin Tahrik Gücü

Uzunluğu 10 m'ye kadar olan kısa götürücüler için;

$$N_t \approx \frac{K_t Q_m}{10^3 \eta} \left( K_3 L + \frac{H}{0,36} \right) \text{ (kW)} \quad (4.87)$$

Uzunluğu  $L > 10$  m olan götürücüler için;

$$N_t \approx \frac{K_t Q_m}{10^3 \eta} \left[ 10K_3 + (L-10)K_4 + \frac{H}{0,36} \right] \quad (4.88)$$

Burada  $K_t$  yükün taşınabilirlik katsayısıdır. Yüksek bir taşınabilirliğe sahip taneli ve yumrulu yükler için  $K_t = 1$ ; toz haline getirilmiş (ezilmiş) ve tozlu yükler (çimento, kül, fosforlu kaya tuzu) için  $K_t = 1,5 - 2$  alınır.  $Q_m$  nominal iletim kapasitesi (t/h);  $K_3$  ve  $K_4$  birim güç tüketim katsayıları;  $L$  yük iletim uzunluğunun yatay izdüşümü (m);  $H$  eğik götürücülerde kaldırma yüksekliği (m) ve  $\eta = 0,95 - 0,97$  tahrik mekanizmasının verimidir.

Çizelge 4.6  $K_3$  ve  $K_4$  katsayılarının ortalama değerleri (Spivakovsky, 1985)

Götürücü türü	Nominal iletim kapasitesi, t/h	$K_3$	$K_4$
Tek kütleli asılı ve merkezkaç tahrikli	5-50	6-7	-
	50 üzeri	5-5.5	-
Tek kütleli taşınan ve merkezkaç tahrikli	5-50	7-10	5-6
	50 üzeri	5-6	3.5-4
Tek ve çift borulu, çift kütleli dengelenmiş ve eksantrik tahrikli	5-50	rijit bağlama çubuklu	
		10-12	8-10
	5-50	elastik bağlama çubuklu	
		4.5-5	3.5-4
	50 üzeri	4-5	3-3.5

## 5. SONUÇLAR

Salınımlı götürücüler, dizaynlarının oldukça basit olması; tozlu, zehirli ve sıcak yüklerin taşınmasında mükemmel bir sızdırmazlık sağlamaları; taşıma ile birlikte çeşitli işlem süreçlerinin (besleme, eleme, kurulama, soğutma, pişirme gibi...) yapılabilmesi; aşındırıcı yükler tarafından teknenin (titreşimli götürücülerde) az aşınması ve sürekli iletimde oldukça düşük güç tüketimi sağlamaları gibi avantajlara sahip olduklarından endüstride yaygın olarak kullanılırlar.

Sabit yük basınçlı götürücülerde; teknenin bir periyotluk hareketinde malın aldığı yola krank hızının, statik sürtünme katsayısının, sürtünme katsayıları oranının ve dört çubuk mekanizmasını oluşturan çubukların uzunluklarının oranının etkisi görülmektedir. Bu götürücülerde mal iletiminde, özellikle sürtünme katsayısı ile tekne ivmesi iyi ayarlanmalıdır.

İvmenin pozitif değeri, statik sürtünme katsayısının yerçekimi ivmesi ile çarpımı olan  $\mu_s g$  'den fazla; negatif değeri,  $-\mu_s g$  'den az olmamalıdır. Teknenin ivmesi, krank hızına ve mekanizmadaki geometrik değerlere bağlıdır. Sistemin geometrik ölçüleri sabitlenirse, krankın dönüş hızı arttıkça teknenin de ivmesi artar. Sürtünme katsayısı arttıkça, teknenin ivmesi arttırılmalı; azaldıkça azaltılmalıdır. Eğer sürtünme katsayısı, düşük iken ivme arttırılırsa; teknenin ileri hareketinde de mal kayacağından, malın iletimi sağlanamaz. Tekne yolu ile  $OO_1$  arasındaki açının, çeşitli sürtünme katsayılarında uygunluğunu sağlamak için  $30^\circ$ - $35^\circ$  civarında alınması gerekir. Eğer düşük sürtünme katsayılarında bu açı artırılırsa, mal iletimi sağlanamaz. Bu açı artımı, yüksek sürtünme katsayılarında mal iletiminde çok fazla bir artım sağlamayacaktır. Sabit yük basınçlı götürücüler için, bu çalışmada verilmiş olan grafikler yardımıyla en uygun parametreler seçilebilir.

Sarsak götürücülerin sabit yük basınçlı götürücülerden farkı, iletim sırasında tekne üzerindeki yük basıncı değişkendir. Sarsak götürücülerde; malın bir saniyedeki ilerleme miktarına krank hızının, sürtünme katsayısının, sistemdeki parçaların uzunluk oranının ve eğimli kolların başlangıç açısının etkisi bulunmaktadır. Bu götürücülerde mal iletiminde; özellikle sürtünme katsayısı, eğimli kolların başlangıç açısı ve tekne ivmesi iyi ayarlanmalıdır.

Sarsak götürücülerde eğimli kolların başlangıç açısı, malın bir saniyede aldığı yolu etkilemektedir. Çeşitli sürtünme katsayıları için en uygun eğim açısı,  $5^\circ \leq \alpha \leq 25^\circ$  arasında olmalıdır. Büyük sürtünme katsayılarında, açı daha büyük alınmalıdır. Küçük sürtünme katsayılarında eğim açısının belirlenen aralıkta değiştirilmesi, malın bir saniyede aldığı yolu fazla etkilemeyecektir. Küçük devir sayılarında ise, eğim açısını arttırmak olumlu sonuçlar

vermektedir.

Titreşimli götürücüler, tasarım ve işletme görevleri bakımından sarsak götürücülerden ayrılırlar. Sarsak götürücülerde; yük taşıyıcı elemanın hareketi, çalıştırma (tahrik) düzeneğinin kinematiğince belirlenir. Titreşimli götürücülerde ise bu hareket; titreşen kütlelerin ağırlığına, yaylanma mafsallarının karakteristiklerine, tahrik kuvvetinin dirençlerin değerine bağlıdır.

Titreşimli götürücülerde tekne ivmesinin en büyük normal bileşeni, yerçekimi ivmesinin normal bileşenine bölüldüğünde titreşimli götürücünün “atış karakteristik sayısı ( $\Gamma$ )” olarak bilinen bir boyutsuz sayı elde edilir. Eğer  $\Gamma < 1$  ise yük, sarsak götürücülerde olduğu gibi daima götürücünün teknesi ile temas halindedir ve yük tekneden ayrılmaz. Eğer  $\Gamma > 1$  ise yük, titreşimli götürücülerde olduğu gibi götürücü teknesinden bazı anlarda ayrılır ve daha çok küçük sıçramalar şeklinde hareket edecektir.  $\Gamma > 3.3$  olduğu durumlarda götürücünün tahrik birimine, yataklara ve diğer elemanlarına büyük dinamik yükler etkiyecektir. Bu nedenle titreşimli götürücülerin atış karakteristik sayısı, teorik olarak  $1 < \Gamma \leq 3.3$  aralığında olmalıdır.

Titreşimli götürücü ve malzemenin birçok karmaşık parametrelerinden dolayı, titreşimli götürücünün performansını teorik olarak öngörmek zordur. Titreşimli götürücü için performansı belirleyen parametreler; titreşim biçimi, frekans ve genlik, götürücünün aşağı veya yukarı eğimi, tekne yüzeyinin düzgünlüğü, tekne kesitinin geometrisi, tekne iç yüzeyinin elastisite modülü vb... Malzeme için parametreler ise; tane biçimi ve büyüklüğü, tanecikler arasındaki sürtünme, tanecikler ile tekne arasındaki sürtünme, malzeme tabaka kalınlığı vb...

Titreşimli götürücülerde; hem hız etkinliği hem de hareket safhalarının sırası,  $\Gamma$  ve  $\mu \tan \beta$ 'nin bir fonksiyonudur.  $\mu \tan \beta$  değerinin değişmesi, küçük atış karakteristik sayılarında hız etkinliğini büyük ölçüde değiştirirken; büyük atış karakteristik sayılarında ise bu değişim azalmaktadır.

Sürekli taşımada titreşimli götürücünün teknesinde bulunan malzeme, hareketi esnasında tekneye ataletinden dolayı ve sürtünmeli kaymaya ve tekne ile çarpışmasına (malzeme sönüm etkisi) bağlı olarak meydana gelen enerji kaybından dolayı teknenin titreşim genliğini etkilemektedir. Bu nedenle titreşimli götürücüyü, teknesi malzeme yüküyle dolu iken çalıştırmak; boşken çalıştırmaya göre daha avantajlıdır. Bunun sonucunda, rezonans bölgesini geçmek için gereken güçten daha az güce gereksinim duyulur.

**KAYNAKLAR**

Abou-Elnasr, R.A., Moustafa, M., (1997), "Performance of an Oscillating Conveyor Driven Through a Spring", *Mech. Mach. Theory*, Vol. 32, No. 7, pp. 835-842.

Alışverişçi, F., Bayıroğlu, H., (2006), "The Dynamical Analysis of Kreiss Conveyor with Using Computer", The 6<sup>th</sup> International Conference of The Balkan Physical Union, 22-26 August 2006, Istanbul.

Bayıroğlu, H., Alışverişçi, F., (2006), "The Dynamical Analysis of Marcus Conveyor with Using Computer", The 6<sup>th</sup> International Conference of The Balkan Physical Union, 22-26 August 2006, Istanbul.

Colijn, H., (1991), "Include Vibratory Conveyors to Meet Bulk-handling Demands", *Chemical Engineering Progress*, pp. 54-59, January 1991.

Dumbaugh, G.D., (1984), "A Comparative Review of Vibratory Drives for Bulk Solids Handling Systems", *Journal of Powder & Bulk Solids Technology*, Vol. 8, No. 2, pp. 1-17.

Ganapathy, S., Parameswaran, M.A., (1979), "Vibratory Conveying – Analysis and Design", *Mech. Mach. Theory*, Vol. 14, pp. 89-97.

Ganapathy, S., Parameswaran, M.A., (1986), "On The Design of The Unbalanced Mass Excited Vibratory Conveyor: Power Requirements and Motor Selection", *Bulk Solids Handling*, Vol. 6, No. 1, pp. 59-63, February 1986.

Ganapathy, S., Parameswaran, M.A., (1987), "Effect of Material Loading on The Starting and Transition Over Resonance of a Vibratory Conveyor", *Mech. Mach. Theory*, Vol. 22, No. 22, pp. 169-176.

Kruelle, C.A., Rouijaa, Mustapha, R., Walzel, P., (2004), "Reversing Granular Flow on a Vibratory Conveyor", *Applied Physics Letters*, Vol. 84, No. 6, pp. 1019-1021, February 2004.

Kruyt, N.P., Slood, E.M., (1996), "Theoretical and Experimental Study of The Transport of Granular Materials by Inclined Vibratory Conveyors", *Powder Technology*, Vol. 87, pp. 203-210.

Lim, G.H., (1997), "On The Conveying Velocity of a Vibratory Feeder", *Computers & Structure*, Vol. 62, No. 1, pp. 197-203.

Özgülven, H.N., (1980), "Titreşimli Götürücü ve Eleklerde Malzeme Hareketinin İncelenmesi", *ODTÜ Uygulamalı Araştırmalar Dergisi*, Cilt 2, No. 7, Sayfa 35-46.

Özgülven, H.N., (1982), "Titreşimli Götürücü ve Eleklerin Dinamik Analizi ve Tasarımı", *Mühendis ve Makina Dergisi*, Cilt 24, Sayı 27b, Sayfa 3-11, Mart 1982.

Pavidaylo, V.A., (1960), "Optimum Vibratory Feeder Operating Conditions", *Machines and Tooling*, Vol. 31, pp. 2-6.

Rademacher, F.J.C., Borg, L., (1994), "On The Theoretical and Experimental Conveying Speed of Granular Bulk Solids on Vibratory Conveyors", *Forschung im Ingenieurwesen – Engineering Research*, Vol. 60, No. 10, pp. 261-283.

Spivakovsky, A., Dyachkov, V., (1985), "Conveying Machines", Vol. 2, Mir Publishers, Moscow, pp. 138-164.



**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	09.06.1982	
Doğum yeri	Kırklareli	
Lise	1996-2000	Babaeski Yabancı Dil Ağırlıklı Lise
Lisans	2000-2004	Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2004-2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı