

## BÖLÜM 6.

### ÇELİK KONSTRÜKSİYONLARIN DİNAMIĞI

#### 6.1. GENEL KAVRAMLAR

Krenin her çalışma devrinde, her hareket sırasında hızlanma ve yavaşlama olmaktadır. Bu hızlanma ve yavaşlama sonucunda krene dinamik yükler etkimektedir. Ayrıca krenin sabit çalışma koşullarında bile dış etkilere kaynaklanan düzensizlikler görülecektir. Sıkça görülebilecek düzensizlikler olarak; yükün kopması, yükün çok hızlı kaldırılması, kren taşıyıcı tekerleklerin raylar üzerindeki herhangi bir engelin üzerinden geçmesi ve yükün veya yük tutma elemanının krenin sabit bir parçasına çarpması gözlenebilir. Elbette ki bu tip düzensizlikler, hızlanma ve yavaşlama etkisine göre çok daha az görülmektedir ama yine de bu etkiler pratik olarak önlenemeyeceklerinden hesaba katılması gerekmektedir.

Tüm bu etkiler kısa tepkilerin doğasındadır ve tüm krenlere etkimektedirler. Uzun süreçte ortaya çıkan dengesizlik ve kren mekanizmalarındaki dönen parçaların sallanması kaynaklı periyodik düzensizlik kuvvetleri, düzgün kurulmuş krenler için önemsizdir.

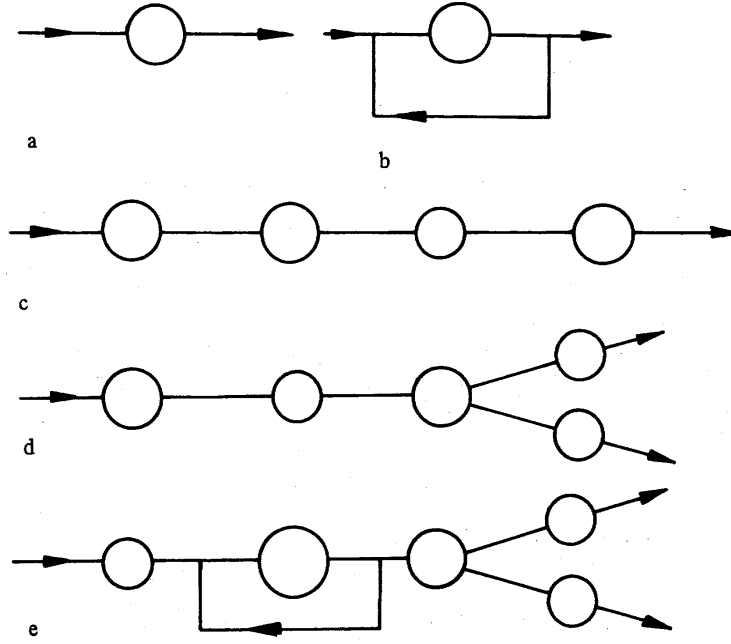
Krenlerin dinamik davranışı hakkındaki ilk incelemelerde tüm hareketli kren parçaları rijit olarak düşünülmekteydi. Pfeleiderer, bu parçaların elastikliğinin incelenmesi gerektiğini ilk kez ortaya atmıştır. Daha sonra kren çok-kütleli elastik bir sistem olarak göz önüne alınmıştır.

Tüm araştırmalara rağmen dinamik yüklerin hesabı için kullanılan belirli bir prosedür yoktur; ancak bazı problemler çözülebilmektedir. Ve bu tür problemlerin çözümünün temeli incelenebilmektedir.

#### 6.2. Matematik Modelin Temeli

'Kren-yük' dinamik sistemi, şekil 6.1 deki gibi gösterilebilir. Burada sistem dış bir düzensizliğin etkisi altındadır ve bir giriş sinyali olarak düşünülebilir. Ayrıca bu giriş sinyalinin cevabı da çıkış olarak düşünülür. Genel olarak çıkış sinyali, girdiyi etkiler (şekil 6.1.b). Bu tür sistemler, geri beslemeli sistemlerdir.

Kren-yük sistemi, bağımsız elemanlardan (alt sistemler) oluşmaktadır; bunlar birbirlerine seri veya paralel olarak bağlı olabilirler. Ayrıca değişik düzenlemeler de olabilir (şekil 6.1.d). Ve geri besleme yalnızca son elemanın çıktısı ile girdi arasında olmak zorunda değil; şekil 6.1.e de görüldüğü gibi aradaki noktalarda da olabilir.

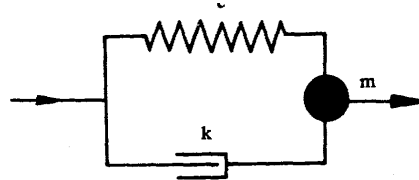


**Şekil 6.1** Dinamik kren-yük sisteminin şematığı

a) genel sistem; b) geri beslemeli sistem; c) seri bağlı durumda elastik elemanlar; d) değişik düzenlemeler halinde sistem; e) ara beslemeli farklı düzenli sistem

Pratik olarak, sadece sınırlı sayıdaki noktadaki dinamik yükün bilinmesi gereklidir.

Genel sistemlerdeki her elemanın; bir  $m$  kütesinden, katılığı  $c$  olan bir elastik bağlantıdan (yay) ve bir  $k$  direncinden oluştuğu kabul edilir (şekil 6.2). Yayın katılığı pratik olarak sabit olarak kabul edilir, direncin ise viskoz olduğu ve sistemin hızıyla orantılı olduğu düşünülür.



**Şekil 6.2** Dinamik sistem elemanı

Doğal titreşimlerin denklemi:

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + c = 0 \quad \text{dir.}$$

Çözümü ise:

$$x = A \exp(-kt) \sin(\sqrt{(w^2 - n^2)}t + \alpha) \quad (6.1)$$

$A$ , ilk titreşimlerin genliği;  $\alpha$ , faz gecikmesi;  $n = k/2m$ ;  $w = \sqrt{c/m}$  dir. Son büyüklük direncin olmadığı ( $k=0$ ) olma halindeki titreşimlerin doğal frekansıdır.  $w_1 = \sqrt{w^2 - n^2}$  terimi, sistemin sönümlü titreşimlerinin frekansıdır.

Genellikle  $n \ll w$  dir; bu nedenle  $w_1 \approx w$  olarak kabul edilir. Yani direncin titreşimlerin frekansını etkilemediği düşünülür.

$t$  nin küçük değerleri için  $e^{-kt}$  büyüklüğü bire eşittir. Yani sönümlemenin,  $A_1$  genliğine önemli bir etkisi yoktur ve daha sonraki titreşimlerin genliği derece derece azalır. Birbirini takip eden titreşim genliklerinin oranları sabittir. Aşağıdaki denklemde  $T$  titreşim periyodudur;

$$T = 2\pi/w$$

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{A_2}{A_3} = \exp(-kt)$$

**6.2.1.**  $kT$  büyüklüğüne logaritmik azalma oranı denir.

$$\delta = kT = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}$$

Değişik tipteki krenler ve ekipmanları için  $\delta$  değerleri Abramovich tarafından oluşturulmuştur. Bu değerlerden bazıları tablo 6.1 de görülebilir.

**Tablo 6.1** Logaritmik azalma oranı  $\delta$  değerleri

Kren tipi veya kren parçası	Deformasyon cinsi	$\delta$
Köprülü krenler	Bel vermek	0,35
Kuleli veya portal krenler	Düşey yük etkisiyle burkulma	0,25
Rijit raylar üzerinde hareket eden köprülü krenler	Düşey yük etkisiyle burkulma	0,08
Esnek yapı üzerindeki aynı tip krenler	Düşey yük etkisiyle burkulma	0,12
Dişli transmisyonu	Burkulma	0,12
Çift sarımlı çelik halatlar	Çekme ve burkulma	0,25
Çelik yapı	Her türlü	0,01

Gokhberg, köprülü krenlerin metal yapısı için logaritmik azalma oranı ile titreşim periyodu arasında ampirik bir bağıntı bulmuştur.

$$\delta = 5,5 \cdot 10^{-3} \frac{1}{T^2} \quad (6.2)$$

Bugüne kadar diğer tipteki krenler için buna benzer bir bağıntı elde edilememiştir.

Frekans ve logaritmik azalma oranını bilinmesi durumunda bazı ek bilgiler elde edilebilir; örneğin titreşim genliğinin ilk genliğinin %5 i kadar olması arası için gerekli zaman hesaplanabilir.

$$t_e = \frac{T}{\delta} \ln \frac{1}{0,05} \approx 3 \frac{T}{\delta} \quad (6.3)$$

Tablo 6.1 deki veriler, yapıların sönümlenmesi için gereken zamanın bulunması için kullanılabilir. Bu tür hesaplamaların sonucu tablo 6.2 de görülmektedir.

**Tablo 6.2** Denklem (6.3) e göre titreşimlerin sönümlenmesi için gereken süre  $t_e$ 

Titreşimin tipi	Periyot T	Logaritmik azalma oranı $\delta$			Örnekler
		0,1	0,2 – 0,5	0,6	
Yüksek frekans	0,02	0,6	0,3 – 0,12	0,1	Kren mekanizması
Orta frekans	0,2 – 2	6 – 60	3 – 30	1 – 10	Metal yapı
Alçak frekans	> 3	90	45 – 18	15	Esnek bağlanmış yükün titreşimi

Köprülülük krenler üzerinde yapılan incelemelere göre; düşey titreşimin 15 saniyeden fazla devam etmesi halinde, krenin işletilmesi çok zor olmaktadır. Diğer kren tipleri için belirli bir veri bulunmamaktadır. Portal bir krende yük tutma kolunun uzun olması halinde oluşan titreşimin sönümlenmesi 15 saniyeden fazla sürmektedir.

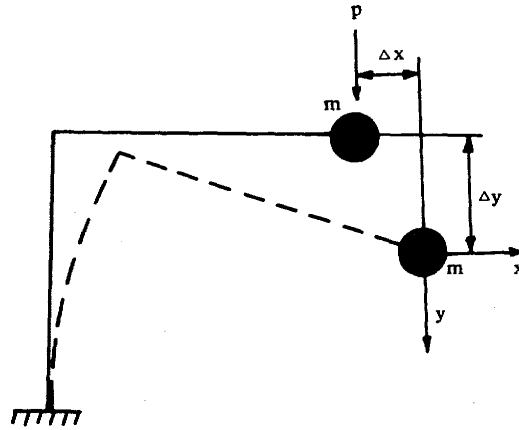
Tablo 6.2 deki veriler yardımıyla aşağıdaki ortalama zaman değerleri elde edilebilir:

Ekipman grubu	Mekanizma	Metal yapı	Esnek yük bağlantısı
Sönümlenme için gerekli ortalama $t_e$ süresi	1	15	30

**6.2.2.** Eğer kütle ve onun elastik bağlantısı arasında bir boşluk varsa hareket kesintilidir. Boşluk açık olduğu zaman elastik bağlantı işlevsizdir.

Dış düzensizlikler, bir veya birkaç peş peşe tepki yaratırlar. Bu tepkilerin büyüklükleri ve uzunlukları bağımsız olabileceği gibi; bunlar birbirleriyle ilgili de olabilirler. Eğer sistemde geri besleme varsa, hareket eden kütlelerin yer değiştirmeleri ve hızları dış düzensizlikleri etkiler.

Elemanlar tek boyutta yer değiştirebilir (şekil 6.3)

**Şekil 6.3** Basit bir dinamik sistem

Burada: p, dış düzensizliğin yönü; x ve y, titreşimin yönü

Bu durumda kesin hesaplama yapmak son derece sıkıcıdır ve zaten son zamana kadar da tam olarak yapılamamaktadır. Bu yüzden genellikle çok basit modeller oluşturulur; ancak bu durumda da çözümün doğru olması beklenmez.

Analog ve dijital bilgisayarların gelişmesi sayesinde, son yıllarda bu hesaplar kesin olarak yapılabilmektedir.

Yalnız bu bile tasarımcının tüm sorununu ortadan kaldırmamaktadır. Tüm dinamik hesapları, ancak tüm sistem parametreleri ve dış düzensizlikler hesaba katılabildiğinde net bir cevap verebilmektedir. Bu nedenle elde edilen sonuçlar parametrelerin değişim göstermediği belirli bir zaman aralığı içinde geçerlidir. Parametrelerde zaman içinde her an değiştiğinden istatistiksel yaklaşım önemini kaybetmemiştir.

Yinede dinamik hesabı bize sistem parametrelerinin ve dış düzensizliklerin sistemin dinamiği üzerine etkisini göstermesi bakımından ve böylece tasarımda iyileştirme yapılabilmesi açısından çok önemlidir.

**6.2.3.** Tasarımcının her zaman göz önünde bulundurması gereken krene etkileyen dinamik yüklerin doğası ve büyüklüğü istatistiksel tahminler dışında tam olarak bilinemez. Dış düzensizliklere bağlı tepkilerin akışı ve kren parçalarına etki eden dinamik yükler rasgele işlemler olarak düşünülebilir. Uzun bir süreç içinde dış düzensizliklerin bilgisayarlı takibi ve kaydı sonucunda dinamik yüklerin değişimi elde edilebilir.

Braude, rasgele yükleri eşdeğer yükler olarak düşünmüş ve böylece hesaplamıştır. Bu yaklaşım sayesinde ve bilgisayar kullanımıyla tasarımcı sonucu hemen görebilmektedir; ancak farkı faktörlerin etkisini bilememektedir ki bu da bu yaklaşımın mahsurudur. Farklı faktörlerin etkisinin bilinmesi çoğu zaman sonucun bilinmesinden önemlidir. Bu nedenle hesaplama ve istatistiksel verilerin birleştirilmesi için krenlerin ve parçalarının teorik modelinin oluşturulması gereklidir.

Her bir alt sistem tekil bir kütleyle sahip sistem gibi düşünülebilir. İki veya üç kütleli sistemler dahi, biri hariç bütün elastik elamanlar büyük ölçüde rijit olması halinde tekil kütleli sistemlere çevrilebilirler. Tekil kütleli sistemlerin hareket denklemleri Bölüm 6.2’de verildi. Bu nedenle Bölüm 6.5’teki düşünceleri ve yukarıda verilenleri temel alan aşağıdaki pratik tavsiyeleri verebiliriz.

### **6.8.1. Tekil kütleli sistemler**

(6.1)’i kullanarak ve ilk titreşimin şiddetine karar verirken sönümlemeyi ihmal eden denklemi tekil kütleli sistem için elde ederiz.

$$k_d = 1 \pm \cos 2\pi \frac{t_0}{T} \quad (6.18)$$

Burada;  $t_0$ , ivmelenme (frenleme) süresidir.

Mekanizmanın dönen parçaları. Titreşimlerin T periyodu, ivmenin  $t_0$  süresinden daima çok kısadır.yüksek hız iletimlerindeki aralıklara bağlı olarak önlenemeyen şoklar bu işlemlere eşlik eder. Bazı durumlarda  $k_d=2$  olarak almalıyız. Dinamik yükler, mekanizmanın değişik elemanları arasında şekil 6.10’da görüldüğü gibi yayılmıştır.

Esnek süspansiyonlar üzerindeki yük. Yükün yanal salınım periyodunun, süspansiyonun sabit noktası ile ilişkisi;

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{h}{g}} \approx 2\sqrt{h} \quad \text{sn} \quad (6.19)$$

burada;  $g=9,81 \text{ kg/sn}^2$  yerçekimi ivmesi;  $h$ , süspansiyon uzunluđu  $m$ .

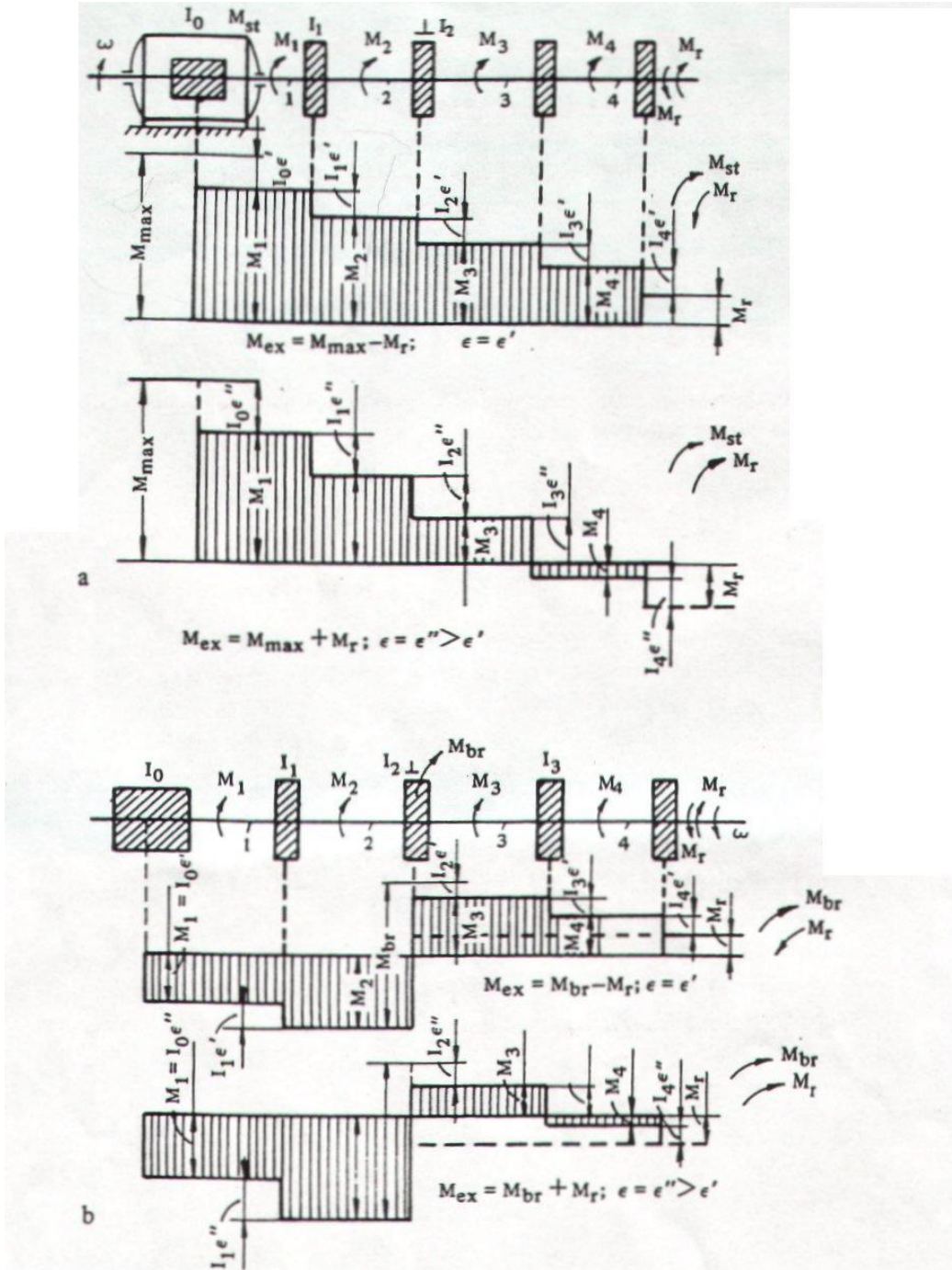
Yükün boyuna salınım periyodunun süspansiyonun sabit noktası ile ilişkisi;

$$T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{\sigma}{g}} \sqrt{\frac{h}{g}} \quad (6.20)$$

burada;  $\sigma$ , kablodaki gerilim;  $E$ , kablonun elastisite modülü.  $\sigma = 2,700-3,200 \text{ kg/cm}^2$  ve  $E = (0.8-1)10^6 \text{ kg/cm}^2$  (yüksek gerilime bağlı elastisite modülünün en yüksek deđeri) için;

$$T_2 \approx 0.11\sqrt{h}$$

olarak elde ederiz.  $T_1$  ve  $T_2$ 'nin bazı değerleri, sırasıyla (6.19) ve (6.20) denklemlerinin yardımıyla hesaplanır. Bunlar sayfa 189'da gösterildi.



Şekil 6.10. Rijit bağlantılı mekanizmanın moment dağılımı:

a) ivmelenme esnasında; b) frenleme esnasında:  $M_1, M_2, M_3, M_4$ ) farklı bölgelere etkiyen momentler;  $M_{st}$ ) başlangıç momenti;  $M_{br}$ ) frenleme momenti;  $M_r$ ) direnç momenti;  $M_{ex}$ ) fazla moment;  $I$ ) atalet momenti;  $\varepsilon$ ) devir ivmesi;  $w$ ) devir hızı.

h,m	3	5	10	15	25	40	100
$T_1$ ,sn	3.4	4.4	6.3	7.8	10	12.5	20
$T_2$ ,sn	0.19	0.25	0.35	0.43	0.55	0.7	1.1

Sonlu elemanlar yöntemi, ivmelenme süresinin ( $t_0$ ) 2,5 ile 9sn arasında değiştiğinin kabul edilmesini tavsiye eder. Bu zaman, manuel kontroller halinde daha kısalabilir.

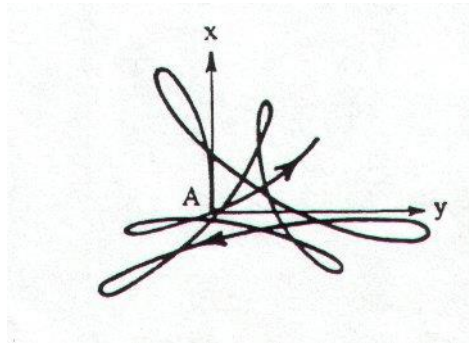
Tablo 6.10, yükün yanal salınımı için  $k_d$  değerlerini içerir. Bu değerler denklem (6.18)'in yardımıyla  $t_0=0,5$  ile 9sn aralığında hesaplanmıştır.

Tablo 6.10. esnek süspansiyonlardaki yükün yan salınımı için  $k_d$  değerleri

T,sn	İvmelenme (frenleme) süresince,sn						
	0.5	1	2.5	3.2	5	7.5	9
3.4	-	1.39	-	-	-	-	-
4.4	-	-	-	-	-	-	-
6.3	-	-	1.4	-	-	2	-
7.8	-	-	1.87	1.85	-	-	-
10	-	~1	1.70	1.84	-	-	-
12.5	-	-	1.60	1.70	1.94	-	-
20	-	-	1.38	1.48	1.7	1.93	1.98

$k_d=2$ , kablunun boyuna vibrasyonlarına ait bütün durumlar için kullanılabilir.

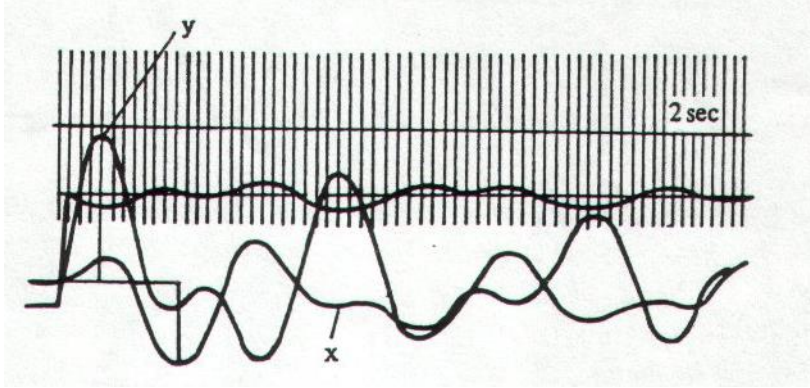
Süspansiyon noktası etrafındaki dairesel hareket esnasında oluşan yükün yanal salınımları, salınım düzleminin dönmesiyle üç boyutlu olur (Şekil 6.11).



Şekil 6.11. ivmelenme esnasında (xy) düzleminde yükün çekim merkezinin hareketi:

A) ilk pozisyon; oklar hareketin yönünü gösterir.

Salınımlar süspansiyon düzlemine diktir ve bu düzlemde salınımlar genellikle ayrı düşünülür. Bu iki yöndeki maksimum sehim açıkça görüldüğü gibi, çakışmaz. Tanjantsal sehim maksimum olduğunda, radyal sehim sıfırdır (şekil 6.12).



Şekil 6.12. Kule krenin döndürülmesi esnasında salınım yüklerinin osilogramı:  
x)yük süspansiyon düzleminde; y)yük süspansiyon düzlemine dik

geçici olarak durdurulan yüklü, vinç kolunun yüksek yapısal rijitliğe sahip olduğunu düşünelim. Bu nedenle, süspansiyon noktası pratik olarak durgundur. Bundan sonra, yükün maksimum radyal ve tanjantsal sehimlerinin eşit olduğunu kabul edebiliriz.

Süspansiyon çok uzun ve vinç kolunun yapısı esnek olduğunda da bu doğrudur. Süspansiyon kısaysa, süspansiyon noktasının yer değiştirmesi önemlidir.

Zaretskii /6.10/, yükün radyal sehimi ile tetiklenen kuvvet için sabit  $k_{dr}$  katsayısı aşağıdaki şekilde ifade etmiştir:

$$k_{dr} = k_d \left( \frac{w_t}{w_r} \right)^2 \quad (6.21)$$

burada;  $k_d$ , tanjantsal yöndeki salınımlar hesaba katılmak için gerekli katsayıdır;  $w_t$ , yükün tanjantsal salınımlarının frekansıdır, süspansiyon noktalarının elastik yer değiştirmelerine bu yönde izin verilmesi için kararlaştırılmıştır;  $w_r$ , yükün radyal salınımları için karşılık gelen şiddettir.

Çalışma şartları altındaki portatif kollu krenlerde asılı kalan (geçici olarak durdurulan) yüklerin devrilme açılarını ölçmek için, testler yapılmadan önce bu olay araştırılmıştır /6.96/.

Krenin metal yapısı. Kablolarda asılı kalan yük (geçici olarak durdurulan) için kullanılan denklem (6.18) ile aynı yöntemle göre iletimsel veya dairesel titreşimleri meydana getiren metal yapıları parçaları için  $k_d$  katsayısı kararlaştırılmıştır.

Titreşimlerin periyodu:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m_{red}}{c}} \quad (6.22)$$

Burada;

$c$ , bahsedilen yapının rijitliği;  $m_{red}$ , bu yapının indirgenmiş kütlesi.

Metal yapının durgun parçalarını etkileyen bu dış ağıdırma tesiri, yük tarafından iletilen atalet kuvvetidir:  $P_1 = m_1 \gamma$ . Bu ağıdırma tesiri, yapının indirgenmiş kütlesinin titreşimlerine neden olur. Bu durumda, dinamik yüklerde  $P_1$  kuvveti kadar uzun etkir:



$$P = P_1 \left( 1 \pm \cos \frac{2\pi t_0}{T} \right) \quad (6.23)$$

Burada;

T, yapının titreşim periyodudur; (6.22) eşitliği ile verilmiştir.

(6.17) denkleminde gösterilen dinamik yükler, gerekli dönüşümler yapılarak yerlerine konulur.

$$k_d = \frac{m_1}{m_{red}} \left( 1 \pm \cos \frac{2\pi t_0}{T} \right) \quad (6.24)$$

yapının durgun elastik parçaları için  $k_d$ 'nin şiddeti,  $m_1/m_{red}$  kere, hareketli parçaları  $k_d$ 'sinden küçüktür.

Dinamik yükler, titreşen kütlelerin hareketi yönünde etkir. Bu yön dış ağıdırma tesiri uygun düşmek zorunda değildir (Şekil 6.3).

Dış ağıdırma tesiri yönünde ve buna dik yönde etkiyen parçaların, ayrı ayrı düşünülmesi bu durumda daha uygundur. Bu dış ağıdırma tesirine dik yönde etkiyen yatay dinamik yük, kütlelerin bu yönde  $\delta_x$  yer değiştirmesine karşılık olarak kabul edilebilir.

$$P_x = P_y \frac{\delta_x}{\delta_y} \quad (6.25)$$

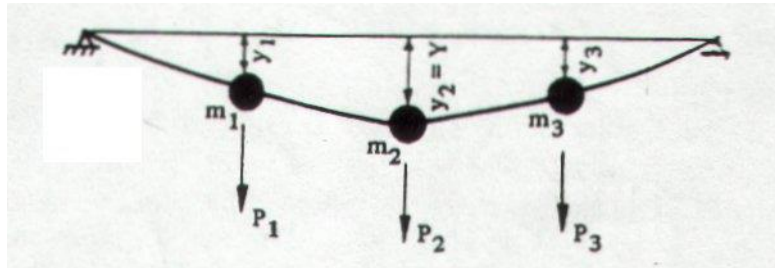
tekil kütle sistemleri için 1 serbestlik derecesiyle tanımlanan, metal yapıya etkiyen dinamik yüklerin, indirgenmiş kütleyle uygulanması kabul edilebilir. Fakat, eğer çok çeşitli parçalardaki yükler ve gerilmelerin çok daha hassas olarak kararlaştırılması önemliyse, dinamik yükler yapının boyu doğrultusunda yapılabilir. Bir mekanizmanın parçaları için gösterildiği üzere, elastik çizginin temelinde yapılıır.

Sonra, indirgenmiş kütle gerçek yayılı kütle ile veya birkaç tekil kütleler ile değiştirilir. Dinamik yükün uygulandığı her nokta için  $k_d$  katsayısı, tekil indirgenmiş kütlelerin yer aldığı noktaya uygulanan birim yükün neden olduğu statik sehimin karesine karşılık olarak kabul edilir. Bu nedenle, indirgenmenin tersi olan işlemi çalıştırırız.

Yapının herhangi bir noktasındaki dinamik yük (şekil 6.13);

$$P_i = m_i \gamma k_{di} = m_i \gamma k_d \left( \frac{y_i}{y} \right)^2 \quad (6.26)$$

Şekil 6.13, 3 nokta üzerinde kütle dağılımının örneğini gösterir.



Şekil 6.13. Dinamik yükler

Tüm kütlelerin toplamı, yapının toplam kütlelerine eşittir:

$$m = \sum m_i$$

yükler toplamını indirgenmiş kütleyle eşitlersek:

$$P = \sum P_i$$

### 6.8.2. İki kütleli sistem

Sabit dış ağıdırma tesiri durumunda yükün  $k_d$  katsayısı iken, (6.6)'da verilen sistemin titreşim frekansı:

$$k_{d1} = \frac{c_{12}}{(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)(w_2^2 - w_1^2)} \left[ \left( 1 - \frac{a_{12}}{c_{12}} w_1^2 \right) \cos w_1 t - \left( 1 - \frac{a_{12}}{c_{12}} w_2^2 \right) \cos w_2 t \right];$$

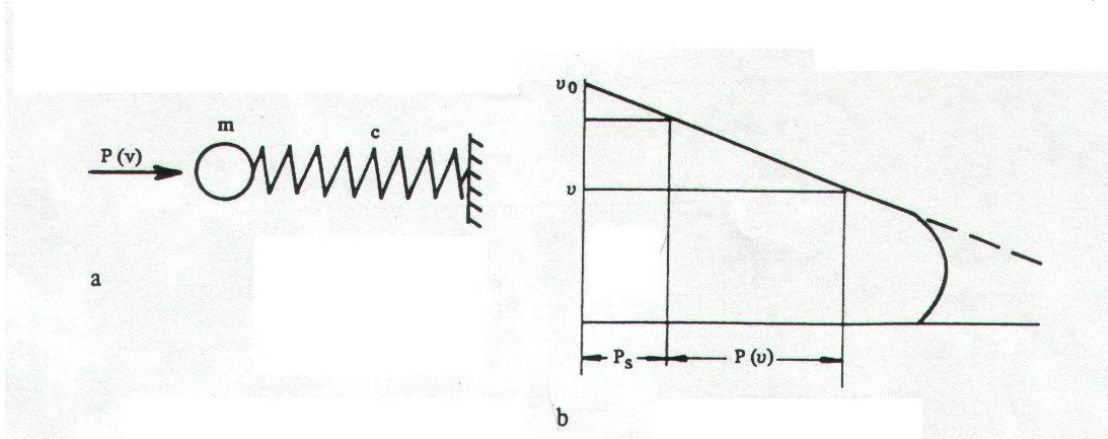
$$k_{d2} = \frac{c_{11}}{(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)(w_2^2 - w_1^2)} \left[ \left( 1 - \frac{a_{11}}{c_{11}} w_1^2 \right) \cos w_1 t - \left( 1 - \frac{a_{11}}{c_{11}} w_2^2 \right) \cos w_2 t \right]; \quad (6.27)$$

Bu açıklamalar, Zaretskii tarafından gösterildi ve dik direkli, dönebilen kuleli kule krenlerin dizaynı için USSR'de kullanıldı. Daha sonradan oluşturulan bir metotla, kulenin eğilmesine gerek kalmadı. Bu da, bir frekansın yok edilen titreşimleri ve bir tekil kütle sistemi olarak krenin analiz edilmesini mümkün kıldı /6.128/. Bu nedenle, tekil kütleli basit analizinin çalıştırılması için karşılaşılan bütün şartlar pratik olarak mümkün olmaya başladı.

### 6.8.3. Durma esnasındaki yükler

Kaymanın etkisi ile krenin kinetik enerjisi biter ve potansiyel enerjiye dönüşür (şekil 6.14a). Maksimum dinamik yük:

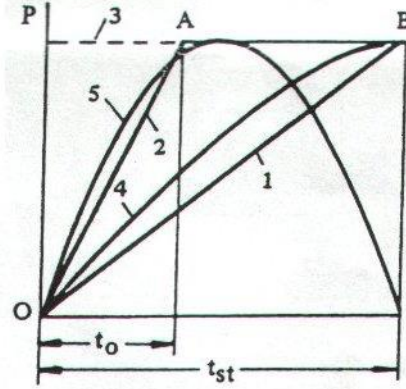
$$P = \frac{vcT}{2\pi} \quad (6.28)$$



Şekil 6.14. krenin durması esnasındaki yükler  
a)tekil kütleli sistem; b)moment değişimi;  $P_s$ )statik direnç;  $v_0$ ) senkrotron hızı

Güç sağlayıcı çalışırken kren durdurulursa, güç sağlayıcının fazla kuvveti ek olarak etkir. Bu kuvvet hareketin hızına göre değişiktir. Şekil 6.14b, üç fazlı motor için fazla momentin değişimini gösterir.

Volkov/1.15/ tarafından bahsedilmiştir ki, krenin hareket eşitliğinin kesin çözümü kullanışsızdır. Volkov'un testlerle göstermiş olduğu bilgilerle, durma boyunca yaklaşık karakteristik  $P(t)$  kullanabiliriz (Şekil 6.15). 3 no'lu düz çizgi, pratik olarak hızdan bağımsız momentli sürtünmeli kavrama ile sürüşü gösterir. 5 no'lu eğri, sürüş için rijit kavramalı



Şekil 6.15. durma esnasında güç sağlayıcının yaklaşık karakteristikleri  
P) Fazla moment;  $t_{st}$ ) durma süresi.

asenكرون motor için kullanılabilir. 4 no'lu eğri, d.c. motor kadar iyi olan hidrolik ve elektromagnetik kavramalar için geçerlidir. 1 no'lu düz çizgi, hidrolik moment dönüştürücülü sürüşü gösterir. Tekil kütleli sistem hareketinin diferansiyel eşitliklerinin çözümü Volkov tarafından verilmiştir. Bu nedenle, ek dinamik yükler Tablo 6.11'de gösterilmiştir. (6.28)'in anlamı ile kararlaştırılan bu değerler, krenin kayarken durması durumu için eklenmiş olmalıdır.

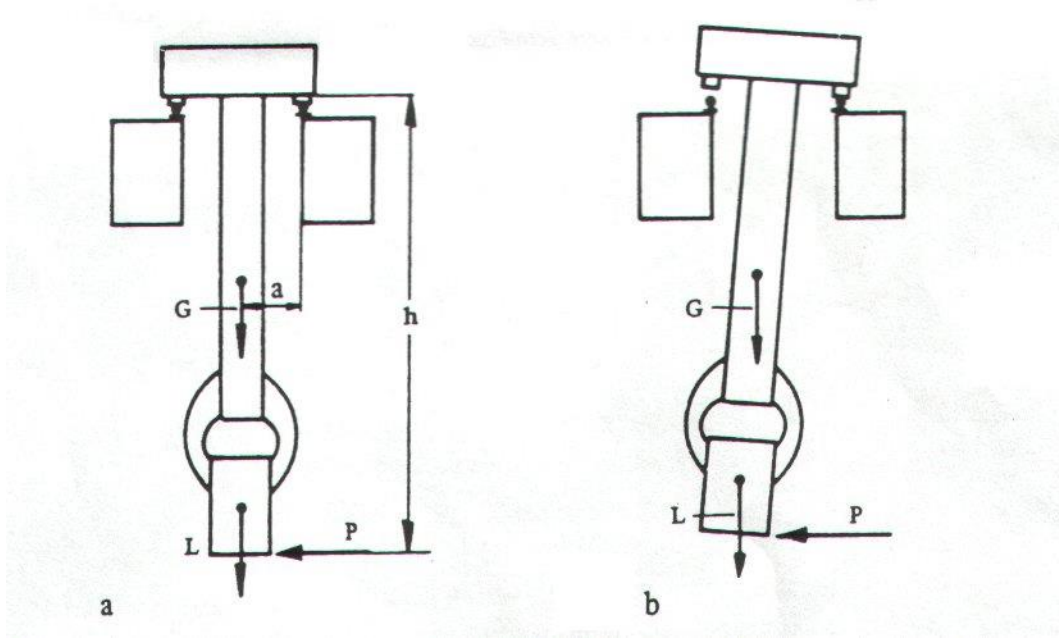
Tablo 6.11. güç sağlayıcı çalışırken, durma esnasındaki ek dinamik yükler  $\Delta P$

Sürüşün fazla yükünün değişim kanunu (şekil 6.15)	Teorik değer $\Delta P$	Formül numarası
Kırık çizgi OAB	$P_{max}$	(6.29)
Sinüs Eğrisi 5	$0.75 P_{max}$	(6.30)
Sinüs Eğrisi 4	$0.5 P_{max}$	(6.31)
Düz çizgi 1	$0.4 P_{max}$	(6.32)

Durma esnasındaki dinamik yükleri azaltmak elastik bağlantılar tanımlanır. Bu c şiddetini azaltır. Eğer kren parçaları daima bir diğeri ile bağlantılıysa, Tablo 6.11'deki formüller geçerlidir. Fakat, eğer durma esnasında, bazı parçalar birbirinden ayrılmaya başlarsa, maksimum yüke, durma ile çarpışan kren parçalarının şartlarının denkleğinden karar verilir. Bu, kazıyıcı (stripper) krenler durumunda olur (Şekil 6.16b). Normal pozisyonda, kren arabasının tekerleği raylar üzerinde hareketsiz kalır. Sınırlı pozisyonda raylardan ayrılırlarsa (şekil 6.16b), mümkün olan maksimum durma kuvveti  $P_{lim}$  denk şartlardan karar verilir (cf., DIN15018):

$$P_{lim}h = (G+L)a$$

(6.33)



Şekil 6.16. Kazıyıcı (stripper) krenin kısıkaçlarının pozisyonu:  
a)normal pozisyon; b)sınırlandırılmış pozisyon