

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİNAMİK YÜKLER ALTINDA
TEMELLERİN İRDELENMESİ**

34803

İnşaat Müh. Mustafa KUTANIS

**F.B.E. İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı Yapı Programında
hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Altay GÜNDÜZ

İSTANBUL, 1994

İÇİNDEKİLER

Teşekkür	iv
Türkçe Özet	v
Yabancı Dilde Özet	vi
1. Giriş	1
1.1. Makina Tipleri ve temelleri	2
1.2. Tasarım Kriterleri	7
1.3. İlgili Yönetmelikler	10
1.4. Tararım İçin Gerekli Bilgiler	10
1.5. Zemin Parametrelerinin Önemi	11
2. Makina Temel Tasarımı İçin Dengelenmemiş Kuvvetler	12
2.1. Krank Mekanizmalı Makinalarda Dengelenmemiş Kuvvetler	12
2.2. Dönen Makinalarda Dengelenmemiş Kuvvetler	27
2.3. Darbe Yükleri Sebebiyle Oluşan Dengelenmemiş Kuvvetler	30
3. Krank Mekanizmalı Makinalar İçin Temeller	31
3.1. Tasarım İçin Kriterler	31
3.2. Rijit Blok Temelin Titreşim Modları	33
3.3. Çözümleme Yöntemleri	34
3.4. Elastik Yarı Uzay Metodu	34
3.5. Temel Şeklinin Temel Titreşimine Etkisi	53
3.6. Doğrusal Elastik Ağırılıksız Yay Metodu	55
3.7. Blok Tipi Temeller İçin Tasarım Aşamaları	78
3.8. Örnekler	82
4. Tartışma ve Sonuç	93
Kaynakça	99
Özgeçmiş	

TEŐEKKÖR

"Dinamik Y¼kler Altında Temellerin İrdelenmesi" konulu Yüksek Lisans tezimin hazırlanmasında her türlü maddi ve manevi desteğini esirgemeyen,

Sayın Prof. Altay GÖNDÖZ ' e

teőekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

Makina temeli, Makinanın çalıştırılması ile ortaya çıkan dengelenmemiş dinamik yüklerin çevreye, insanlara, bitişik makinalara veya yapılara zarar vermesini önlemek ve makinaları verimli bir biçimde çalıştırabilmek için tasarımı yapılan bir temel çeşididir.

Aşağıda sunulan yüksek lisans tezinde özellikle krank mekanizmalı makinalar için çözümlenme ve tasarım yöntemlerinden en çok kullanılan ve pratik değeri olan "Elastik Yarı-Uzay " ve " Doğrusal Elastik Ağırlıksız Yay " yöntemleri tartışılmış ve karşılaştırma yapılmıştır.

Tezde; çözümlenme ve tasarım yöntemlerine geçmeden önce, makinaların çalıştırılması ile oluşan dengelenmemiş kuvvetler üzerinde irdelenmeler yapılmış ve hesap yöntemleri açıklanmıştır.

Daha sonra, krank mekanizmalı makinalar hakkında ve titreşim modları ile ilgili bilgi verilmiştir. Bundan sonraki aşamada, elastik yarı-uzay ve, doğrusal elastik ağırlıksız yay yöntemleri üzerinde incelemeler yapılmıştır. Sırasıyla düşey titreşimler, yatay titreşimler, sallanma titreşimleri, burulma titreşimleri ve eşzamanlı titreşimlerin frekans ve genlik hesaplarının aşamaları anlatılmıştır.

Ayrıca, aynı örnekler üzerinde elastik yarı-uzay ve, doğrusal elastik ağırlıksız yay yöntemleri kullanılarak çözümlenmeler yapılmıştır.

Son bölümde, sönümün genlik üzerinde etkisi, zemin parametrelerinin doğru seçiminin önemi, zeminin doğrusal elastik olmayan davranışının ihmal edilebileceği ve zemin kütlelerinin hesaplara etkisi üzerinde tartışma yapılmış ve sonuçlar özetlenmiştir.

SUMMARY

Machine foundation is a type of support that transmits the dynamic forces and moments occasioned by the operation of a machine, to the soil below in order to prevent to be annoying to persons or be harmful to other precision equipment or machines in the vicinity or to adjoining structures and have it operated efficiently.

In this master thesis, especially reciprocating machines have been studied and among their analysis and design methods, the elastic half-space and the linear elastic weightless spring methods that are used in practice very often, have been compared and discussed.

The steps are as follows: Before their analysis and design methods have been examined, the dynamic loads occasioned by the operation of the machine, is investigated and their calculations are studied in detail.

Then, the characteristics of reciprocating machines and vibration modes are studied. After that, the information on the elastic half-space and the linear elastic weightless spring methods are provided. Later on, the natural frequencies and amplitudes of vertical vibrations, horizontal (sliding) vibrations, rocking vibrations, torsion vibrations and coupled vibrations are examined and related equations are formed, respectively.

In addition, on the same examples, solutions are performed by using both methods.

In the last section, it is stressed that conducting suitable in situ dynamic soil investigations and properly interpreting the test data are very important to arrive at a satisfied design. And effect of damping ratio on determining of the vibration amplitudes, the consideration of the soil mass in the analysis and non linearity of soil are discussed.

1. GİRİŞ

Makina temellerinin tasarımı, vibrasyon teorisi; zemin dinamiği ve temel mühendisliği ilkelerinin çok yakından anlaşılmasını ve sistematik olarak uygulanmasını gerektirir.

Makinanın çalıştırılması sırasında ortaya çıkan dengelenmemiş (unbalanced) dinamik kuvvetler ve momentler, makinanın ve temelin kendi ağırlığının yanı sıra, temele aktarılır. Sözü edilen dinamik kuvvetler, makina temellerini, tipik temellerden farklı kılar ve özel tasarım süreci gerektirir. Makina temellerinin, bu sebeple, statik ve dinamik yük düzenlerinin etkisi altında, stabilitesi sağlanacak şekilde tasarımı yapılır. Genellikle temel, makinadan birkaç kez daha ağırdır ve hatta dinamik yüklerin büyüklüğünün küçük olmasına karşın, periyodik olarak, uzun zaman aralığı boyunca tekrarlanan bir kuvvet olduğu için önemlidir.

Temelin üzerinde bulunduğu zeminin davranışının elastik olduğu düşünülür. Makinanın normal işletme koşullarında, vibrasyon genliği ve doğal frekansı, makina-temel-zemin üçlüsünün titreşim tepkisini (mukabelesi, responsu) tanımlar. Bu iki parametre, herhangi bir makina temelinin tasarımında kullanılacak en önemli parametrelerdir. Ayrıca, titreşen temelden zemine aktarılan "dalga enerjisi" nin civardaki diğer makinalara, yapılara veya insanlara zarar vermemesi sağlanmalıdır. Bütün bu kriterler, temel titreşim genliğinin çok küçük değerlerle sınırlandırılmasını gerektirir.

Makina temeli inşaat maliyeti, makina fiyatına oranlandığında ulaşılan değer azdır. Oysa temelin zarar görmesi durumunda makinanın çalıştırılması mümkün olmadığı gibi, maddi zararlar sözkonusudur. Bu nedenle, uzun süreli ve güvenilir bir performans isteniyorsa, zemin bilgilerinin toplanması, tasarımın yapılması ve inşaat aşamalarında büyük bir özen gösterilmesi gerekir.

Makinaların pekçok tipi vardır ve herbiri kandise özgü belirli bir temel inşasını gerektirir. Farklı tipteki makinalar, özellikleri ve temel tipleri aşağıda kısaca tanımlanacaktır. Bu temellerin tasarımında kullanılan kriterler, ilgili yönetmelik kuralları ve tasarımı için gerekli bilgiler aşağıda verilecektir.

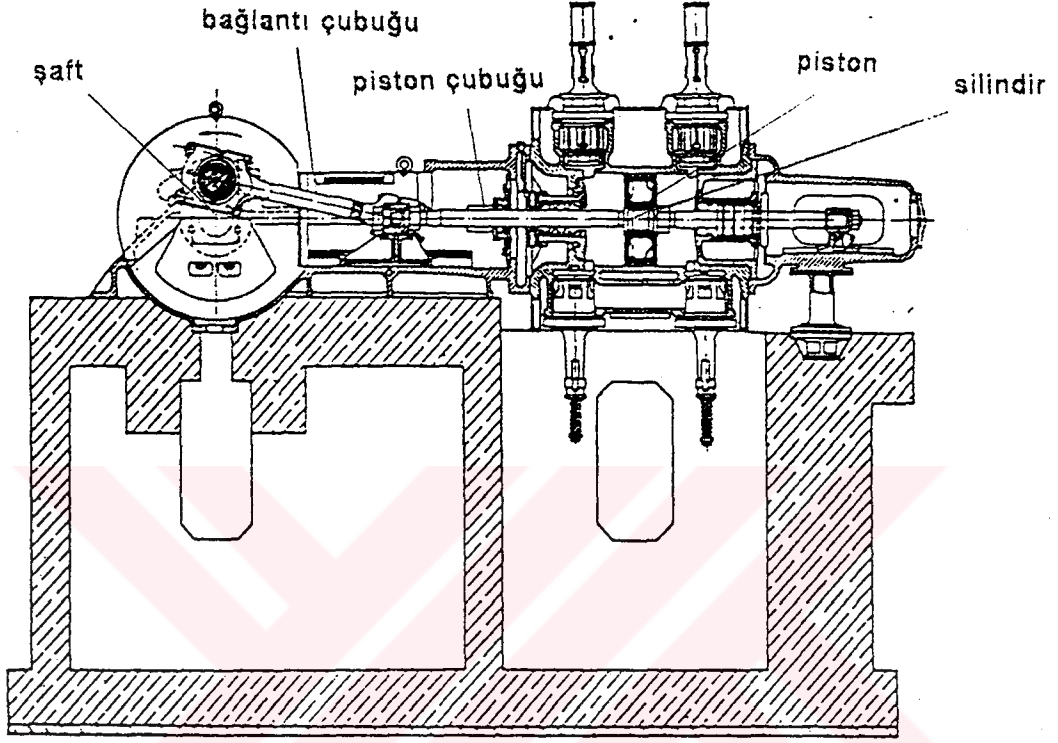
1.1. MAKİNA TIPLERİ VE TEMELLERİ

Çok sayıda makina tipi vardır. Hepsini dengelenmemiş kuvvetler üretirler. Genellikle, çeşitli makinalar, üç sınıfa ayrılabilir.

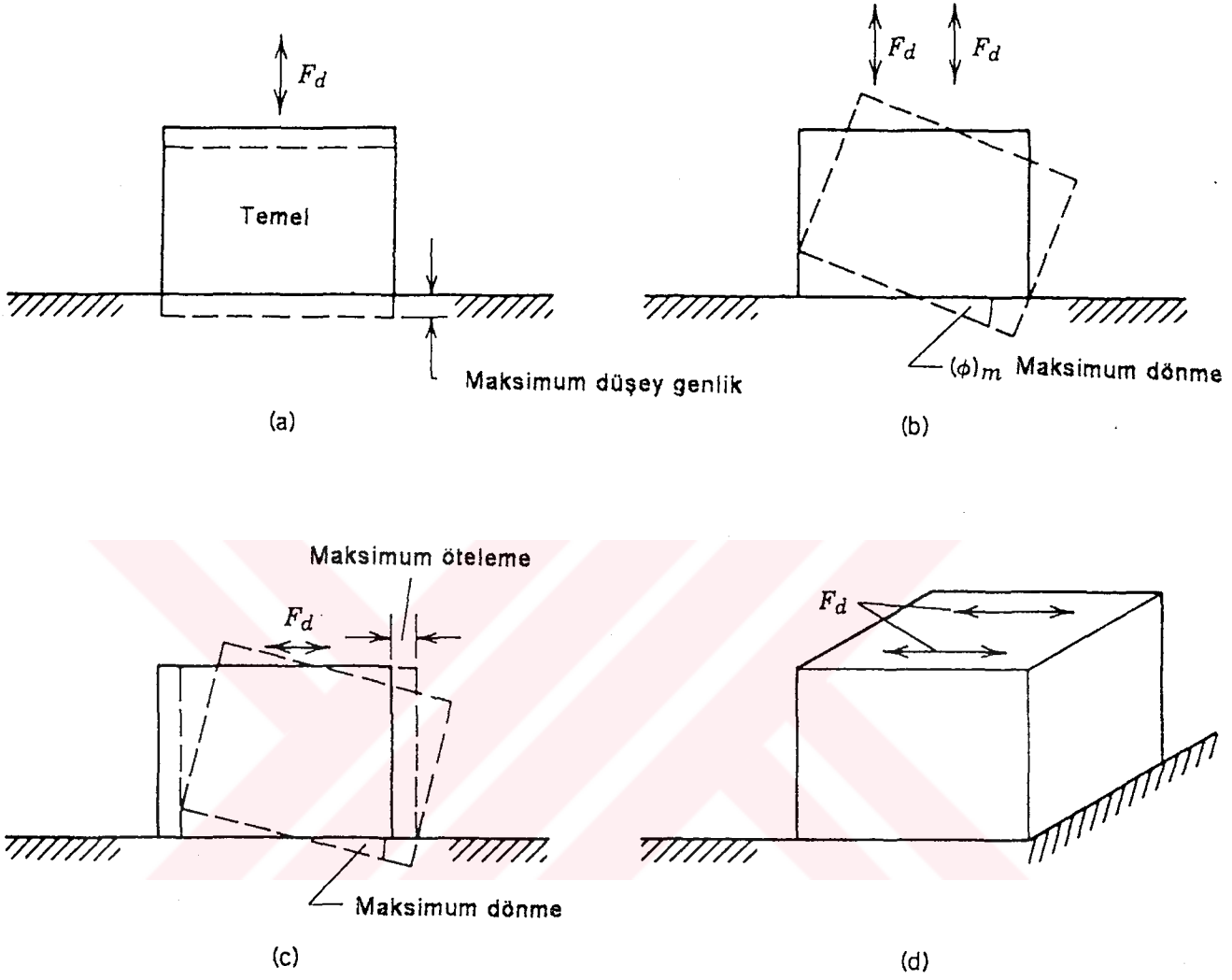
1. Krank Mekanizmalı Makinalar: Bu sınıftaki makinalar içten yanmalı motorlar, buharlı çalışan makinalar, pistonlu çalışan pompalar ve kompresörler ve diğer krank mekanizmalı makinaları içerir. Krank mekanizmalı makinaların ana elemanları; silindir içinde hareket eden bir piston, bir bağlantı çubuğu ve bir kranktan oluşur (Şekil 1.1.) . Krank, sabit açısal hızla döner. Krank mekanizması, ileri-geri hareketi, döner harekete çevirir. Krank mekanizmalı makinaların işletim hızları, genellikle 1200 rpm'den düşüktür.

Krank mekanizmasını hareketi, dengelenmemiş kuvvetlerin oluşumuna neden olur. Bu, hem piston hareketi doğrultusunda, hem de piston hareketine dik doğrultuda olur. Kuvvetlerin ve momentlerin büyüklüğü, makinadaki silindirlerin sayısına, boyutuna, piston deplasmanına ve montaj doğrultusuna bağlıdır.

Eğer dengelenmemiş kuvvetler, rijit temel üzerine merkezi olarak montaj edilmiş tek silindirli bir makinadaki piston hareketi doğrultusunda ise, temel hareketi, sadece öteleme titreşimi yapacaktır (Şekil 1.2a). Aynı koşullar iki silindirli bir makinada salınım titreşimi yapacak, fakat öteleme titreşimi yapmayacaktır (Şekil 1.2b). Aynı şekilde eğer tek silindirli bir makinada piston yatay doğrultuda yerleştirilirse, dengelenmemiş kuvvet ve momentler hem öteleme hem de dönme hareketine neden olacaktır (Şekil 1.2c). İki silindirli makinanın yatay doğrultuda montajı durumunda ise dengelenmemiş



Şekil 1.1. Krank mekanizmalı makinaların ana elemanları



Şekil 1.2. Krank mekanizmalı makinaların dengelenmemiş kuvvetleri nedeni ile oluşan rijit blok temelinin hareket tipleri: (a) salt düşey öteleme; (b) salt sallanma; (c) eşzamanlı kayma ve sallanma; ve (d) salt burulma titreşimleri

kuvvetler, temel düzlemine paralel olarak bir kuvvet çifti yaratacaktır (Şekil 1.2d). Bu, dairesel hareketi yapan sarkaçın hareketine benzer. Buraya kadar yapılan açıklamalar, temellerin titreşim hareketinin, makinalar tarafından yaratılan dengelenmemiş kuvvet ve momentlere bağlı olduğunu belirtir.

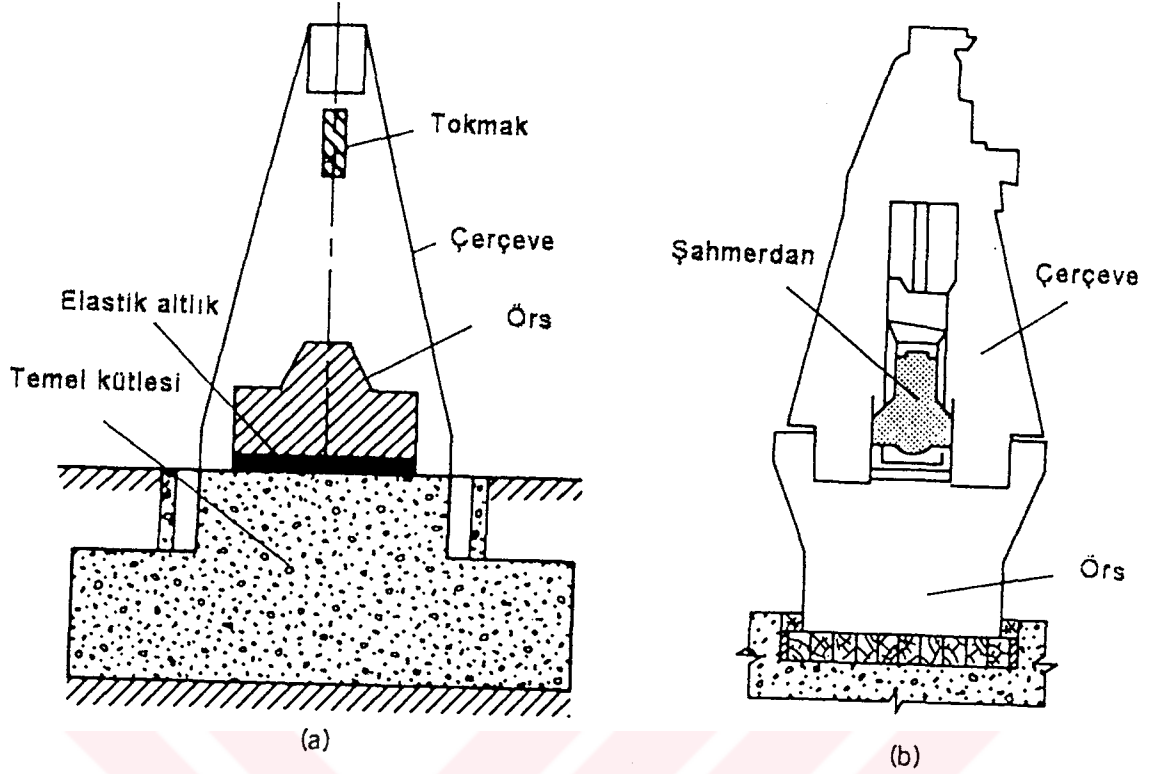
Krank mekanizmalı makinalar için önerilen temel tipi, rijit blok temelleridir. Böyle bir temelin titreşimlerini, zemindeki dinamik deformasyonlar oluşturur.

2. Darbelli Makinalar: Bu sınıfta demir döven çekiçler, presler, malzeme kırıcı-ufalayıcı makinalar gibi darbe kuvvetinin kullanıldığı makinalar vardır. Bu makinalar, bir şahmerdan, bir örs ve bir çerçeveden oluşur (Şekil 1.3).

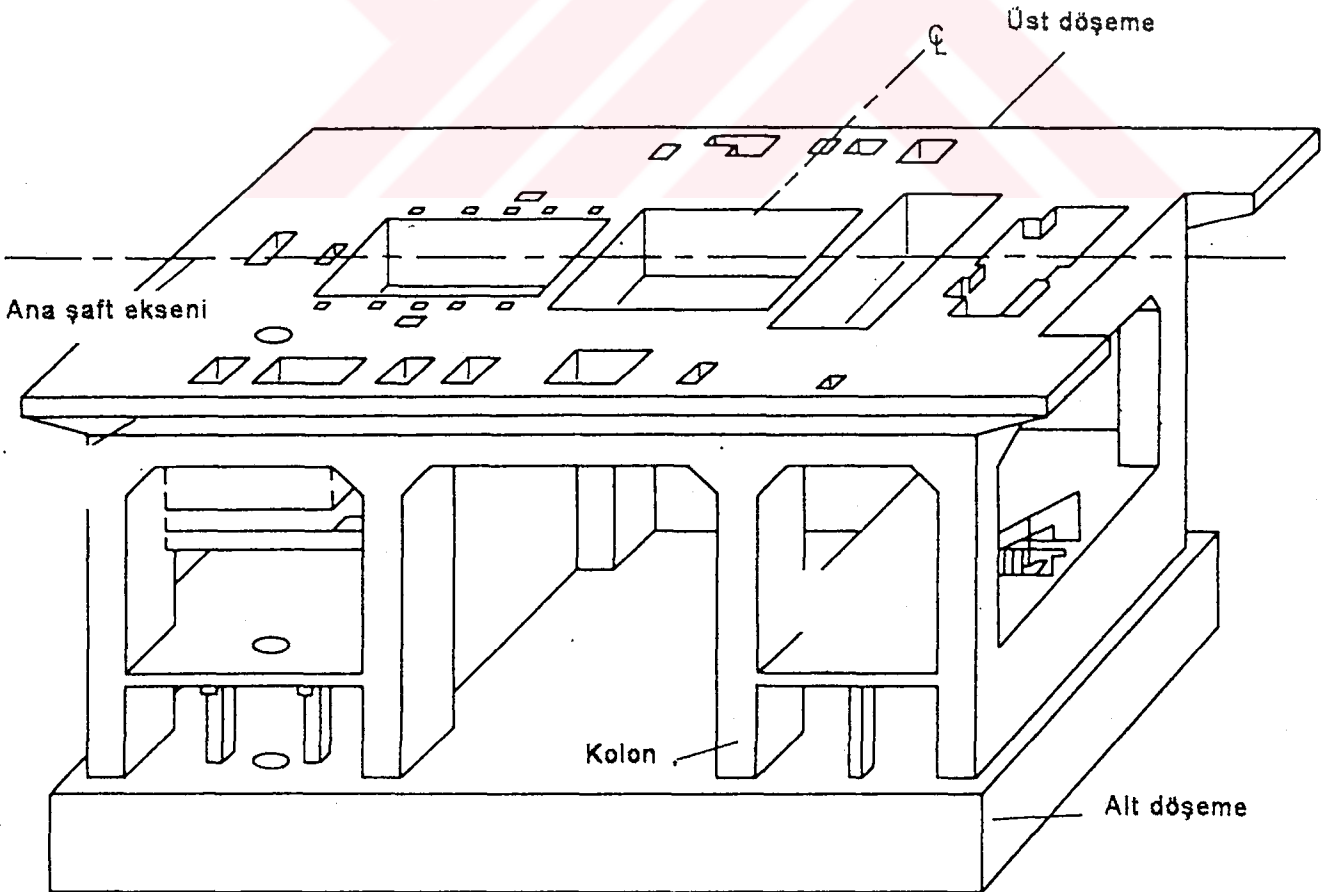
Çalışma hızı genellikle düşüktür (dakikada 60 ile 150 vuruş arasındadır). Dinamik kuvvetleri çok kısa bir zaman periyodunda oluşup hemen söner. Dengesiz kuvvetler, bir saniyeden daha az bir zamanda sönümlenir. Artarda iki vuruş arasında temel ve örs, serbestçe titreşirler. Bu tip makinalar için, masif temeller öngörülür. Vibrasyon emci yastıklar, temel ve örs arasında, titreşimin belli bir miktarını emmesi için yerleştirilir.

3. Döner Parçalı Makinalar: Çok yüksek devirli makinalar, mesela turbo jeneratörler, türbinler ve döner kompresörler bu sınıfa girerler ve hızları 3000 rpm. ile 10000 rpm. arasındadır.

Buhar türbinleri için tasarlanan temel, çerçeve tipi bir temeldir (Şekil 1.4).



Şekil 1.3. Tipik şahmerdan temelleri



Şekil 1.4. Tipik bir turbo-jeneratör çerçeve tipi temeli

1.2. TASARIM KRİTERLERİ

Bir makina temelinde, aşağıdaki koşulların gerçekleşmesi istenir:

Statik yükler için:

- 1) Temel kesme kırılmasına karşı güvenli olmalı
- 2) Temel, aşırı oturma yapmamalı

Dinamik yükler için:

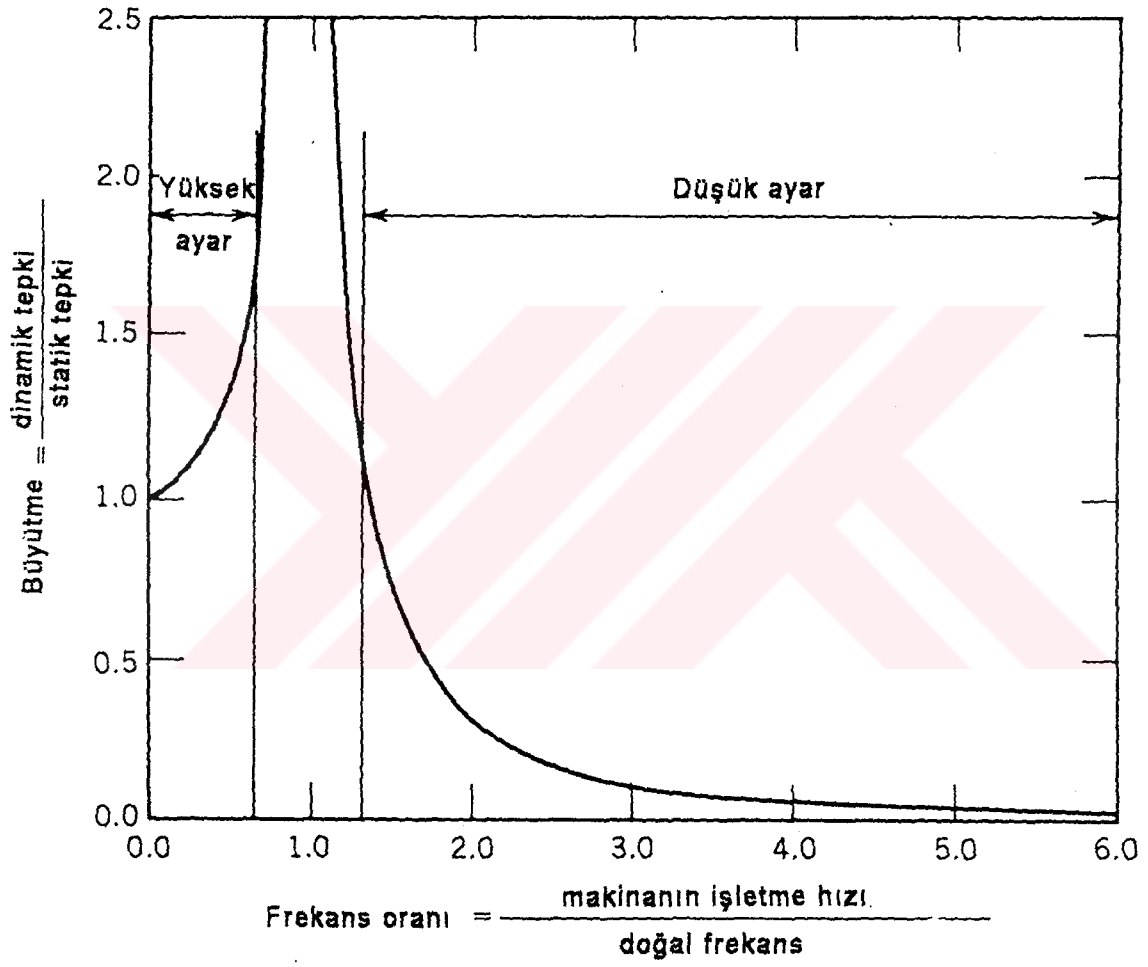
1) Rezonans olmamalı. Daha açık anlatımla, makina-temel zemin sisteminin doğal frekansı, makinanın işletim frekansı ile rezonans yapmamalı. Bunun için bir rezonans bölgesi tanımlanır ve zemin temel sisteminin doğal frekansının bu bölgenin dışında olması sağlanır (Şekil 1.5). Bu nedenle doğal frekans, işletim frekansından küçükse, temel "yüksek ayarlı" (high tuned), küçükse "düşük ayarlı" (low tuned) olarak adlandırılır (Şekil 1.5).

2) Hareketin genliği, işletim frekansında, izin verilen maksimum değeri aşmamalıdır. Bu değerler genellikle imalatçı firma tarafından verilir.

3) Temel-zemin sistemi doğal frekansı, makinanın işletme frekansının bir tamsayı katları olacak şekilde tasarım yapılmalı. Bu, daha yüksek harmoniklerde rezonanstan kaçınmak içindir.

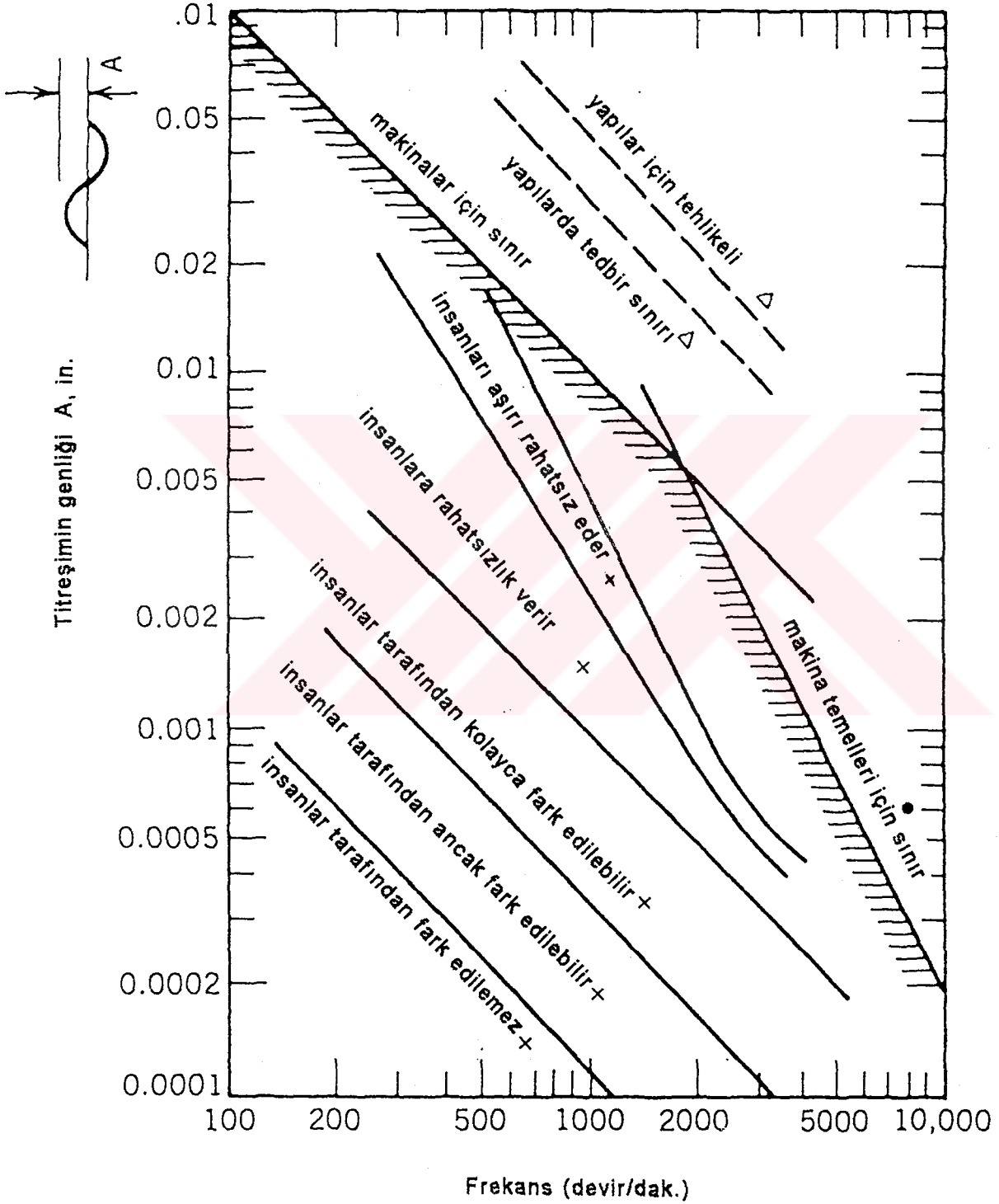
4) Makinanın çalışmasından kaynaklanan titreşim, insanları rahatsız edici veya hassas ekipmanlara veya çevredeki makinalara veya bitişik makinalara zarar verici olmamalı.

Titreşim hareketinin, belirli bir limit değeri geçmesi durumunda, makina durdurulur. Bu limit değer, hız veya ivme ile ifade edilir. Bu tanımlanan, kararlı titreşimler için, belli bir frekanstaki maksimum izin verilen deplasmanlardır (Şekil 1.6). Şekil 1.3'te beş adet eğri, titreşim bölgelerini sınırlar. Bu bölgede insanlar, işletim halindeki makinanın yakınında durdukları zaman, duyarlı olabilmektedirler. Bu bölgeler,



Şekil 1.5. Temelin frekans ayar sınırları

- + Reiher & Meister 'dan (1931)-(kararlı titreşimler için)
- Rausch 'dan (1943)-(kararlı titreşimler için)
- △ Crandell 'dan (1949)-(patlama sebebiyle)



Şekil 1.6. Titreşim genlik ve frekansına bağlı olarak verilen genel sınırlar

"insanlar tarafından fark edilemez" ile "insanları aşırı rahatsız eder" eğrileri arasında kalan bölgedir. "Fark edilemez" ve "ancak fark edilebilir" eğrileri arasında kalan bölgede maksimum hız 0.25 mm/sn., "kolayca fark edilir" ve "rahatsızlık verir" eğrileri arasında maksimum hız 2.5 mm/sn. 'dir. Taralı alanın anlamı, "makinalar ve makina temelleri için limit" tir. 2000 cpm.'in altındaki durumda maksimum hız 25.5 mm/sn. ve 2000 cpm.'in üstünde de 0.5g 'lik maksimum ivme oluşur. Bu limit, güvenlik açısından belirlenmiştir; makinanın uygun işletimi için bir limit değildir.

Makinanın önemi, işletim şartlarına duyarlılığı, montaj masrafı ve makinanın çalışmaması esnasındaki kayıplar gözönüne alınarak makina temelinin genliğinin limiti belirlenir.

1.3. İLGİLİ YÖNETMELİKLER

Almanya	DIN 4024, 4025
Rusya	CH-18-58
Macaristan	MSZ 15009-64
Hindistan	ISI 1966,1967,1968,1969,1970

1.4 TASARIM İÇİN GEREKLİ BİLBİLER

Makina temellerinin ideal bir tasarımını yapabilmek için, bütün ilgili verilerin toplanması gerekir. Bu veriler; makinanın yerleştirme yönü, işletim hızı, makinanın çalışması esnasında açığa çıkan dengelenmemiş kuvvetler, bunların uygulama noktaları ve izin verilen maksimum titreşim genlikleri şeklinde sıralanabilir.

Bunların yanısıra zeminin statik ve dinamik özellikleri de saptanmalıdır.

1.5. ZEMİN PARAMETRELERİNİN ÖNEMİ

Makina temellerinin tasarını, özellikle makina-temel-zemin sisteminin titreşim karakteristiklerinin (doğal frekans ve titreşim genliği) saptanmasını içerir. Makina ve temel bilgilerinin yanında zemin özellikleri de oldukça büyük öneme sahip, hesaplarda önemli ölçüde değişiklik yapabilen özelliklerdir.

Zemin parametreleri, bir dizi arazi ve laboratuvar testlerinden sonra, gerçekçi yollarla özenli bir şekilde belirlenmelidir.



2. MAKİNA TEMELİ TASARIMI İÇİN DENGELENMEMİŞ KUVVETLER

Yeterli bir makina temeli tasarımı için önemli olan, işletme koşullarında titreşim genliklerinin öngörülen değerleri aşmamasıdır. Titreşim genlikleri, titreşen sistemin doğal frekanslarına, işletim frekansına ve uygulanan dinamik yüklerin büyüklüklerine bağlıdır. Temel üzerindeki makina tarafından uygulanan dinamik yüklerin karakteristikleri ve büyüklüğü hakkında veriler, makina-temel sistemi tasarımı için, bu bakımdan çok gereklidir. Bu veriler genellikle makina imalatçısı tarafından sağlanır. Fakat makina imalatçısı için bazen büyük ölçüde "dengelenmemiş kuvvet" bir makinanın satışı sorun olacağı için, dengelenmemiş kuvvetleri düşük gösterebilir.

Bu bölümde krank mekanizmalı ve döner parçalı makinaların çalıştırılması esnasında açığa çıkan dengelenmemiş kuvvetlerin hesap işlemleri irdelenecektir.

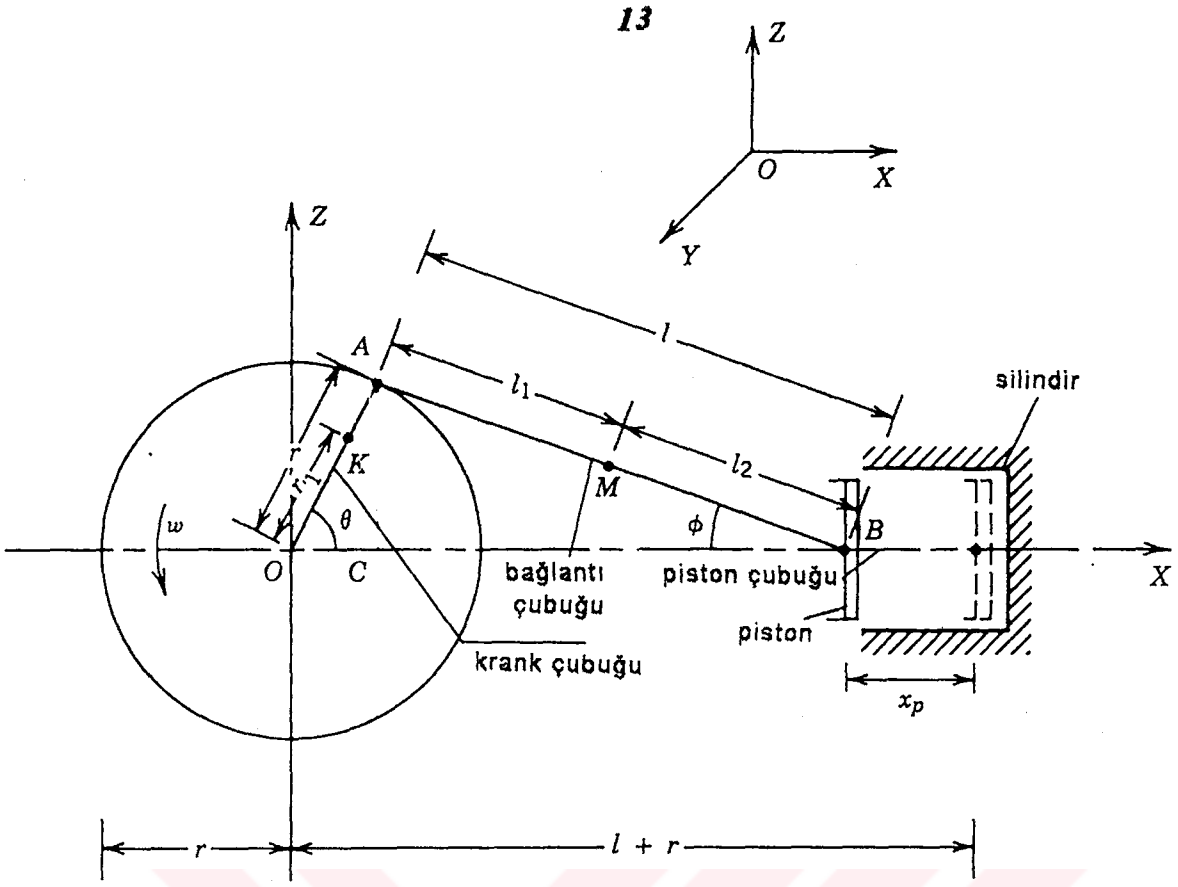
2.1. KRANK MEKANİZMALI MAKİNALARDA DENGELENMEMİŞ KUVVETLER

En basit krank mekanizmalı makina örneği Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Krank mekanizması, ileri-geri hareketi döner harekete çevirmek için kullanılır ve içten yanmalı motorlarda, buharlı çalışan motorlarda, pompalarda ve kompresörlerde kullanılırlar. Krank mekanizmalı makinalar tek silindirli veya ortak bir krank şaftı üzerine dizili çok silindirlerden oluşabilirler. Önce tek silindirli makinaları inceleyelim.

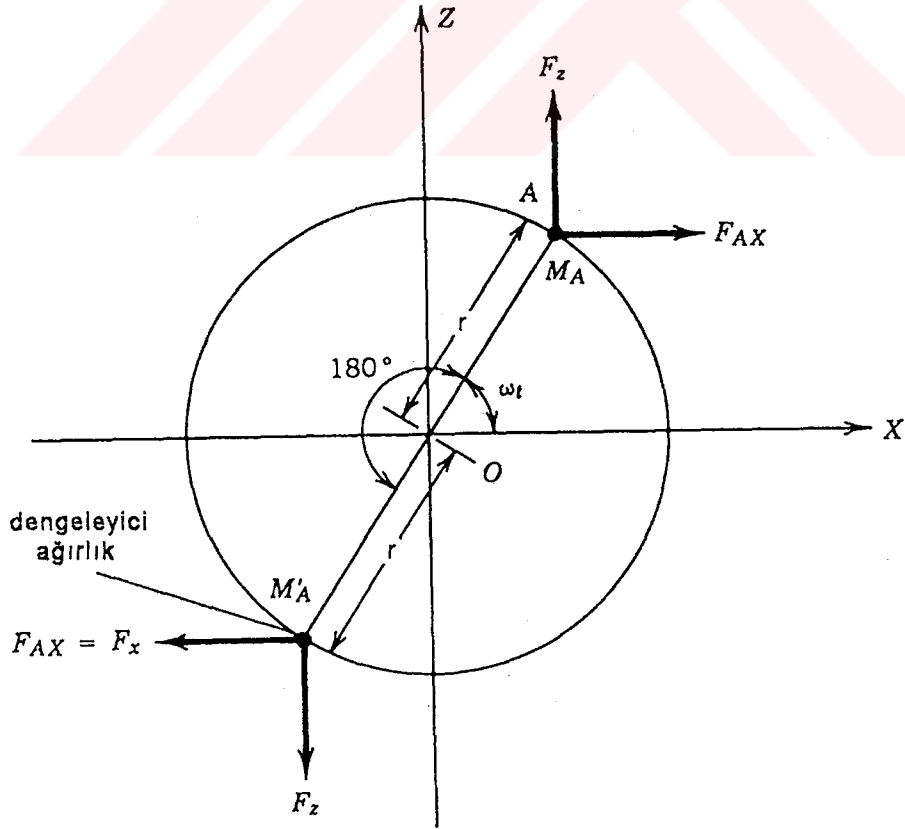
Tek Silindirli Makinalar

Krank mekanizmasının farklı elemanlarının hareket karakteristikleri aşağıda sıralanmıştır:

a). Piston ve piston çubuğu X eksenini boyunca bir salınım yapar.



Şekil 2.1. Krank mekanizmasının hareketi



Şekil 2.2. Dengeleyici kütlelerin yerleştirilmesi

b). Krank çubuğu üzerinde farklı noktalar O dönme eksenini etrafında dönme hareketi yapar.

c). Bağlantı çubuğu AB karmaşık bir hareket etkisinde kalır. A ucu dairesel hareket, B ucu doğrusal hareket yapar, A ve B arasındaki noktalar elips yörünge izler.

Dengelenmemiş kuvvetler, krank mekanizması elemanlarının her birinin hareketi ile bağlantılı olarak ortaya çıkar.

Piston Hareketi Nedeni İle Oluşan Kuvvetler : Krank, sabit açısal bir hızla w dönsün. Bu dönme nedeniyle piston x_p deplasmanı yapar. Yarıçap r ve bağlantı çubuğu uzunluğu l olsun. Piston deplasmanı:

$$x_p = (r + l) - OB \quad (2.1)$$

OB denklem (2.2)'den hesaplanır.

$$OB = OC + CB = r \cos \theta + l \cos \phi \quad (2.2)$$

Burada ki ϕ açısı bağlantı çubuğu ve x-ekseni arasındaki ve θ açısı krank çubuğu ve x-ekseni arasındaki açılardır.

Denklem (2.2), (2.1)'de OB için yerine konulursa;

$$x_p = r(1 - \cos \theta) + l(1 - \cos \phi) \quad (2.3)$$

veya

$$x_p = r(1 - \cos \omega t) + l(1 - \cos \phi)$$

$\theta = \omega t$ için, AOC ve ACB üçgenlerinden :

$$AC = r \sin \theta = l \sin \phi$$

$$\text{Sin}\phi = \frac{r}{\ell} \text{Sin}\omega t \quad (2.4)$$

$$\text{Cos}\phi = \left(1 - \text{Sin}^2\phi\right)^{1/2} = \left(1 - \left(\frac{r}{\ell} \text{Sin}\omega t\right)^2\right)^{1/2} \quad (2.5)$$

r/ℓ değeri genellikle küçük bir sayıdır (0.25 civarında) ve denklem (2.5) seri açılımı formunda yazılırsa :

$$\text{Cos}\phi = \left(1 - \frac{r^2}{2\ell^2} \text{Sin}^2\omega t - \frac{1}{8} \frac{r^4}{\ell^4} \text{Sin}^4\omega t + \dots\right) \quad (2.6)$$

r/ℓ 'nin yüksek mertebeden değerleri ihmal edilirse :

$$\text{Cos}\phi = \left(1 - \frac{r^2}{2\ell^2} \text{Sin}^2\omega t\right) \quad (2.7)$$

$\text{Cos}\phi$ 'nin değeri denkl. (2.3)'te yerine konursa :

$$x_p = r(1 - \text{Cos}\omega t) + \frac{r^2}{2\ell^2} \text{Sin}^2\omega t \quad (2.8)$$

Denklem (2.8) aşağıdaki şekilde de yazılabilir:

$$x_p = r(1 - \text{Cos}\omega t) + \frac{r^2}{4\ell} (1 - \text{Cos}2\omega t) \quad (2.9)$$

veya

$$x_p = r\left(1 + \frac{r}{4\ell}\right) - r\left(\text{Cos}\omega t + \frac{r}{4\ell} \text{Cos}2\omega t\right)$$

Denklem (2.8); piston hareketinin periyodik olduğu, fakat harmonik olmadığını gösterir. Eğer r kısa, ℓ uzun tutulursa denklem

(2.9)'un son terimi ihmal edilir ve denklem harmonik olur. Denklem (2.9)'un türevi alınır, piston hızı ve ivmesi elde edilir:

$$\dot{x}_p = r\omega \left(\sin\omega t + \frac{r}{2\ell} \sin 2\omega t \right) \quad (2.10)$$

veya

$$\ddot{x}_p = r\omega^2 \left(\cos\omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\omega t \right) \quad (2.11)$$

Piston ve piston çubuğunun öteleme hareketi nedeniyle oluşan iç kuvvet denklem (2.12)'de verilmiştir:

$$F_p = M_p \ddot{x} = M_p r\omega^2 \left(\cos\omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\omega t \right) \quad (2.12)$$

Burada M_p = piston , piston çubuğu ve piston başının kütlesidir.

Krank Çubuğu Hareketi Nedeniyle Oluşan Kuvvetler: Şimdi krankın dairesel hareketi dolayısıyla oluşan dengelenmemiş kuvvetler tanımlanacaktır. Krank şaftındaki dengesizlik krank pini A'da eşdeğer bir kütle yerleştirerek karşılanabilir. Krank çubuğundaki bütün noktalar dairesel hareket ettiklerinden dolayı, eşdeğer kütle denklem (2.13)'ten saptanabilir:

$$M_{a1} = M_c \frac{r_1}{r} \quad (2.13)$$

Burada M_{a1} = A'da toplanmış, Krank çubuğunun eşdeğer kütlesi

M_c = Krank çubuğu kütlesi (K ağırlık merkezinde etkili oluyor.)

r = Krank yarıçapı

r_1 = O merkezi ile krank çubuğu ağırlık merkezi arasındaki uzaklık .

M_{a1} kütesinin dönmesiyle oluşan iç (merkezkaç) kuvvet F_c , denklem (2.14) ile verilmiştir.

$$F_c = M_{a1}r\omega^2 \quad (2.14)$$

F_c 'nin yönü OA yarıçapı doğrultusu boyuncadır.

Bağlantı Çubuğunun Hareketi Dolayısı ile Oluşan Kuvvetler: Bağlantı çubuğunun karmaşık hareketi sebebiyle oluşan dengelenmemiş kuvvetler mantıksal bir duyarlılıkla hesaplanabilir. Bunun için bağlantı çubuğu kütesi M_c 'nin yerine, A'da yoğunlaşmış yük M_{a2} , B'de de yoğunlaşmış yük M_b 'nin kullanılması ile gerçekleştirilir.

M_{a2} ve M_b kütlelerinin hareketleri nedeniyle oluşan kuvvetlerin bileşkesi, bağlantı çubuğunun hareketi sonucu oluşan kuvvete denk olacak şekilde saptanmalıdır. M_{a2} ve M_b 'nin büyüklükleri denklem (2.15) ve (2.16) ile bulunabilir.

$$\frac{M_{a2}}{M_b} = \frac{l_2}{l_1} \quad (2.15)$$

ve

$$M_{cr} = M_b + M_{a2} \quad (2.16)$$

Burada $l_1, l_2 =$ bağlantı çubuğunun kütle merkezi M 'den, sırasıyla, B ve B 'ye olan mesafelerdir.

M_{a2} Kütesi A 'da döner harekete maruzdur ve krank kütesi M_{a1} ile toplanır. A 'daki dönen kütleler dolayısı ile oluşan dengelenmemiş kuvvet F_A , denklem (2.14) 'ün yeniden düzenlenmesi ile elde edilir:

$$F_A = (M_{a1} + M_{a2})r\omega^2 = M_A r\omega^2 \quad (2.17)$$

Aynı yolla, M_b kütlesi, piston kütlesine eklenir ve denklem (2.12) 'de yerine konarak yeniden yazılırsa:

$$F_B = (M_b + M_p)r\omega^2 \left(\cos\omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\omega t \right) = M_B r \omega^2 \left(\cos\omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\omega t \right) \dots\dots\dots(2.18)$$

F_A Kuvveti her zaman yatay ve düşey bileşenlerine ayrılabilir.

$$F_{AX} = M_A r \omega^2 \cos\omega t \quad (2.19a)$$

ve

$$F_Z = M_A r \omega^2 \sin\omega t \quad (2.19b)$$

X-yönünde bileşke kuvvet yazılırsa:

$$\begin{aligned} F_x &= F_{AX} + F_B = M_A r \omega^2 \cos\omega t + M_B r \omega^2 \left(\cos\omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\omega t \right) \\ &= M_A r \omega^2 \cos\omega t + M_B r \omega^2 \cos\omega t + M_B \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \cos 2\omega t \quad \dots(2.20) \end{aligned}$$

Denklem (2.19a) ve (2.19b) 'den görüleceği gibi, bir tek krank mekanizmasının çalışması, piston hareketi yönünde ve piston hareketi yönüne dik doğrultuda dengelenmemiş kuvvetler açığa çıkarır. Piston hareketi yönündeki kuvvet ω 'ya bağlı birincil ve 2ω 'ya bağlı ikincil elemanlar içerir. Bunlar ayrılırsa :

$$F'_x = M_A r \omega^2 \cos\omega t \quad (2.21)$$

ve

$$F''_x = M_B \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \cos 2\omega t \quad (2.22)$$

Burada F'_x birincil ve F''_x ikincil F_x elemanlarıdır.

MA 'nın dönmesi ile oluşan dengelenmemiş kuvvet, OA yarıçapı yönü ile 180 derece bir açıda, bir M'_A kütlesinin yerleştirilmesi ile dengelenir (Şekil 2.2). M'_A kütlesinin büyüklüğü ve O'dan uzaklığı öyle seçilmeli ki her zaman MA 'ya zıt ve eşit merkezkaç bir kuvvet yaratacak şekilde olmalıdır. Bu yöntem vibrasyon azaltılmasında kullanılır. Karşı dengeleme yapıldığı zaman :

$$M_A = 0$$

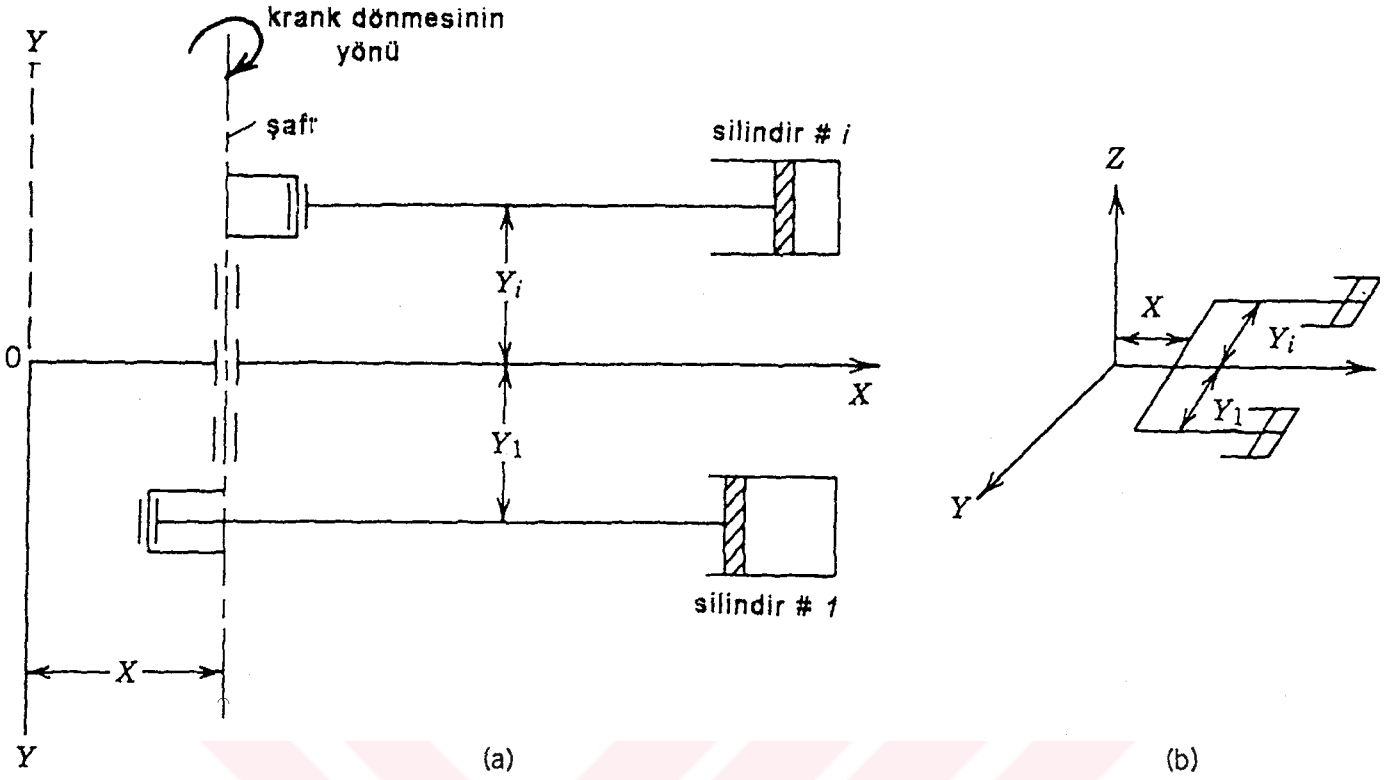
$$F_x = M_B r \omega^2 \cos \omega t + M_B \frac{r^2 \omega^2}{l} \cos 2\omega t \quad (2.23)$$

$$F'_x = M_B r \omega^2 \cos \omega t \quad (2.24)$$

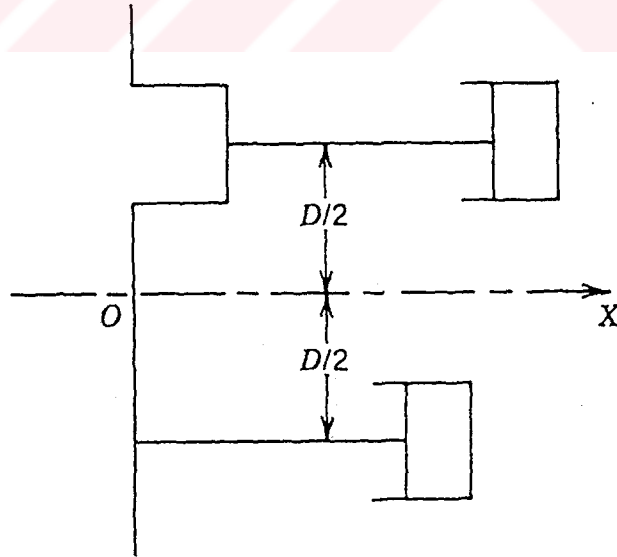
Çok Silindirli Motorlar

Şekil 2.3a 'da çok silindirli bir motorun şematik planı gösterilmiştir. Silindirler xy düzleminde yerleştirilmiş ve doğrusal bir sıralama yapılmıştır. Silindirler birbirlerine paraleldir. Krank shaftı y-eksenine paraleldir ve krank dönmesi xz düzleminde, koordinatlarının orijini, temel ve motorun kütle ağırlık merkezi olan "O" noktasında olmak üzere düzenlenir.

Yukarıda sözü edilen şekilde düzenlenen çok silindirli motor x ve z doğrultularında dengelenmemiş kuvvetler üretirler. Herhangi bir silindirden kaynaklanan dengelenmemiş kuvvetin büyüklüğü Krank açısı (α) 'ya bağlıdır. Krank açısı herhangi bir anda farklı silindirlerin pistonlarının bağıl durumlarını tanımlar. Mesela $\alpha=180$ derece için iki silindirli bir motorda, silindirin biri diğerinin en sağında ve en solunda yer alır. Çok silindirli bir motorun işletimi nedeniyle oluşan dengelenmemiş kuvvetler, tek silindirli makina hesabında kullanılan bir yöntemle hesaplanır ve daha sonra, verilen doğrultudaki bileşke kuvvet hesaplanır. Bileşke kuvvet, o yöndeki kuvvet bileşenlerinin



Şekil 2.3. (a) xy -düzleminde çoksilindirli yatay motor şeması (piston hareketinin yönü X , motor şaftının yönü Y eksenine paraleldir) (b) eksenlerin durumu



Şekil 2.4. $\alpha = 90^\circ$ 'de iki krank

cebirsel toplamından oluşur. Çok silindirli motorda farklı silindirlerin yerleştirilmelerine bağlı olarak, dengelenmemiş kuvvetler veya dengelenmemiş momentler veya her ikisi de oluşabilir.

Çok silindirli makinanın silindir sayısı "n" olsun "i"nci silindirin çalışması esnasında oluşan dengelenmemiş kuvvetler denklem (2.19b) ve (2.20) 'den; M_A yerine M_{Ai} , M_B yerine M_{Bi} , r yerine r_i ve ω yerine $(\omega t + \alpha_i)$ konularak elde edilirler.

$$F_{zi} = M_{Ai} r_i \omega \sin(\omega t + \alpha_i) \quad (2.25)$$

$$F_{xi} = (M_{Ai} + M_{Bi}) r_i \omega^2 \cos(\omega t + \alpha_i) + M_{Bi} \frac{r_i^2 \omega^2}{\ell} \cos 2(\omega t + \alpha_i) \quad (2.26)$$

Böylece "n" silindirli bir motordan temele aktarılan zorlayıcı kuvvetlerin bileşkesi:

$$F_z = \omega^2 \sum_{i=1}^n r_i M_{Ai} \sin(\omega t + \alpha_i) \quad (2.27a)$$

$$F_x = \omega^2 \sum_{i=1}^n r_i \left[(M_{Ai} + M_{Bi}) \cos(\omega t + \alpha_i) + \frac{r_i}{\ell} M_{Bi} \cos 2(\omega t + \alpha_i) \right] \quad (2.27b)$$

Eğer tüm silindirler benzer ise denklem (2.27) aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$F_z = \omega^2 r M_A \sum_{i=1}^n \sin(\omega t + \alpha_i) \quad (2.28a)$$

$$F_x = r \omega^2 \left[(M_A + M_B) \sum_{i=1}^n \cos(\omega t + \alpha_i) + \frac{r}{\ell} M_B \sum_{i=1}^n \cos 2(\omega t + \alpha_i) \right] \quad (2.28b)$$

Bu dengelenmemiş kuvvetler nedeniyle oluşan zorlayıcı momentler:

$$M_x = \sum_{i=1}^n F_{zi} Y_i \quad (2.29a)$$

$$M_y = \sum_{i=1}^n F_{zi} X_i \quad (2.29b)$$

$$M_z = \sum_{i=1}^n F_{xi} Y_i \quad (2.29c)$$

Burada M_x = x-ekseni çevresinde zorlayıcı moment.

M_y = y-ekseni çevresinde zorlayıcı moment.

M_z = z-ekseni çevresinde zorlayıcı moment.

Zorlayıcı momentlerin, makina tarafından üretilen dengelenmemiş kuvvetlere bağlı olarak birincil ve ikincil bileşenleri vardır.

Yatay olarak yerleştirilen çok silindri motorun çalıştırılması ile oluşan kuvvetleri ve momentleri dengelemek için koşullar, denklem (2.28) ve (2. 29) 'dan türetilmiştir. Birincil zorlayıcı kuvvet bileşeninin dengelenmesi için koşul :

$$\sum_{i=1}^n \sin(\omega t + \alpha_i) = 0 \quad (2.30a)$$

$$\sum_{i=1}^n \cos(\omega t + \alpha_i) = 0 \quad (2.30b)$$

İkincil için koşul :

$$\sum_{i=1}^n \cos 2(\omega t + \alpha_i) = 0 \quad (2.30c)$$

Zorlayıcı momentlerin birincil bileşenlerinin dengelenmesi :

$$\sum_{i=1}^n X_i \sin(\omega t + \alpha_i) = 0 \quad (2.31a)$$

$$\sum_{i=1}^n Y_i \cos(\omega t + \alpha_i) = 0 \quad (2.31b)$$

$$\sum_{i=1}^n Y_i \sin(\omega t + \alpha_i) = 0 \quad (2.31c)$$

İkincil bileşenin dengelenmesi :

$$\sum_{i=1}^n Y_i \cos 2(\omega t + \alpha_i) = 0 \quad (2.32)$$

Krank mekanizmalı makinaların çalıştırılmasıyla oluşan dengelenmemiş zorlayıcı yükler, krank açısının ve ekipmanın geometrik olarak yerleştirilmesine bağlı olarak dengelenebilir.

Buraya dek yatay olarak yerleştirilmiş tek veya çok silindirli motorların işletiminden kaynaklanan dengelenmemiş zorlayıcı yükler incelenmiştir. Düşey olarak montaj yapılan tek silindirli motorlar için (piston hareketi z-ekseni boyuncadır) zorlayıcı yükler, denklem (2.19)-(2.24) 'te x ve z'nin karşılıklı yerdeğiştirmesi ile hesaplanabilir. Çok silindirli motorlar için ise denklem (2.28) ve (2.29) 'da X ve Z yer değiştirilir. Piston hareketinin y-ekseni boyunca olması öngörölmüşse yukarıdaki denklemlerde x, y ile yer değiştirir. Dengelenmemiş kuvvetler ve momentler, herhangi özel bir durumda, silindirlerin yerleştirilme detaylarına ve krank açısına bakarak hesaplanabilirler. Bütün silindirlerin benzer ve krank ve bağlantı çubuğunun sabit kesitli olmaları durumunda hesaplar bir ölçüde basitleşir. Dengeleyici ağırlıkların (counterweights) kullanılması, dönen MA kütesinden

kaynaklanan zorlayıcı kuvveti dengelemek için, denklem (2.28) aşağıdaki durumu alır :

$$F_z=0 \quad (2.33a)$$

$$F_x = r\omega^2 \sum_{i=1}^n \left[M_B \cos(\omega t + \alpha_i) + \frac{r}{\ell} M_B \cos 2(\omega t + \alpha_i) \right] \quad (2.33b)$$

F_x 'in birincil ve ikincil elemanları aşağıdaki şekilde verilebilir:

$$F'_x = r\omega^2 M_B \sum_{i=1}^n \cos(\omega t + \alpha_i) \quad (2.33c)$$

$$F''_x = \frac{r^2 \omega^2}{\ell} M_B \sum_{i=1}^n \cos 2(\omega t + \alpha_i) \quad (2.33d)$$

Denklem (2.33a) 'dan F_z 'nin değeri, denklem (2.29a,b) 'de yerine konulursa :

$$M_x=0$$

$$M_y=0$$

Ayrıca

$$M_z = M'_z + M''_z$$

olur.

Denklem (2.33c,d) 'den F'_x ve F''_x in değerleri denklem (2.29c) 'de yerine yazılırsa:

$$M'_z = \sum_{i=1}^n F'_{xi} Y_i \quad (2.35a)$$

$$M_z'' = \sum_{i=1}^n F_{xi}'' Y_i \quad (2.35b)$$

Burada $M_z' = M_z$ 'nin birincil elemanı

$M_z'' = M_z$ 'nin ikincil elemanı

Denklem (2.33) ve (2.34) 'ten görüleceği gibi, döner kütlesi dengelenmiş çok silindirli motorlarda, aşağıda verilen zorlayıcı kuvvetler ve momentler rol oynar:

1. Piston hareketi boyunca oluşan zorlayıcı kuvvet (hem birincil hem de ikincil elemanlar var).
2. Motor düzlemine dik eksende oluşan zorlayıcı moment (hem birincil hem de ikincil elemanlar var).

Ayrıca denklem (2.33c) ve (2.33d) 'den görüleceği gibi maksimum ikincil kuvvet, $\{r/l\} \times \{\text{aynı yönde maks. birincil kuvvet}\}$ 'e eşittir.

Zorlayıcı Kuvvet ve momentin mutlak değerleri krank açısına bağlıdır. Mesela, krank açısı $\alpha=90$ derece olan ve dönen dengeleyici ağırlıklı iki silindirli bir motor ele alınır, (Şekil 2.34), denklem (2.33) 'ten :

$$F_z = 0$$

$$\begin{aligned} F_x' &= r\omega^2 M_B \cos\omega t + \cos(\omega t + 90^\circ) \\ &= r\omega^2 M_B \cos\omega t - \sin\omega t \\ &= 2r\omega^2 M_B \cos(\omega t + 45^\circ) \\ &= 2x(\text{tek silindir sebebiyle birincil kuvvet}) \end{aligned} \quad (2.36a)$$

$$\begin{aligned}
F_x'' &= \frac{r^2 \omega^2}{\ell} M_B \cos 2\omega t + \cos 2(\omega t + 90^\circ) \\
&= \frac{r^2 \omega^2}{\ell} M_B (\cos 2\omega t - \cos 2\omega t) = 0
\end{aligned} \tag{2.36b}$$

Benzer şekilde

$$M_z' = (1.41)x(\text{tek silindir sebebiyle oluşan birincil kuvvet})x(D) \tag{2.36c}$$

Burada D=piston ların merkez çizgileri arasındaki uzaklık.

$$\begin{aligned}
M_z'' &= \frac{r^2 \omega^2}{\ell} M_B \left[\frac{D}{2} \cos 2\omega t - \frac{D}{2} \cos 2\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \right] \\
M_z'' &= \frac{r^2 \omega^2}{\ell} M_B D \cos 2\omega t \\
&= (\text{tek silindir nedeniyle ikincil kuvvet})x(D)
\end{aligned} \tag{2.36d}$$

Çok silindirli motorların silindirlerin tümünün aynı olmaması durumunda zorlayıcı kuvvetler denklem (2.27) ve (2.29) 'dan hesaplanmalıdır. Motorun çalıştırılmasından kaynaklanan zorlayıcı kuvvetlerin yanında, motorun çalıştırdığı makineler tarafından da ilave dinamik yükler söz konusudur. Bileşke kuvvet temele etkimektedir. Motorun işletilmesi nedeniyle oluşacak yatay kuvvetler, ayrıca temel-makina sisteminin ağırlık merkezinde moment oluşturacaktır.

2.2. DÖNEN MAKİNALARDA DENGELENMEMİŞ KUVVETLER

Dengelenmemiş şaftın dönmesi ile oluşan zorlayıcı kuvvet (Şekil 2.5a) :

$$F = me\omega^2$$

Burada m=rotor kütlesi

e=etkilli dışmerkezlilik, yani,kütle merkezinin, dönme ekseninden uzaklığıdır.

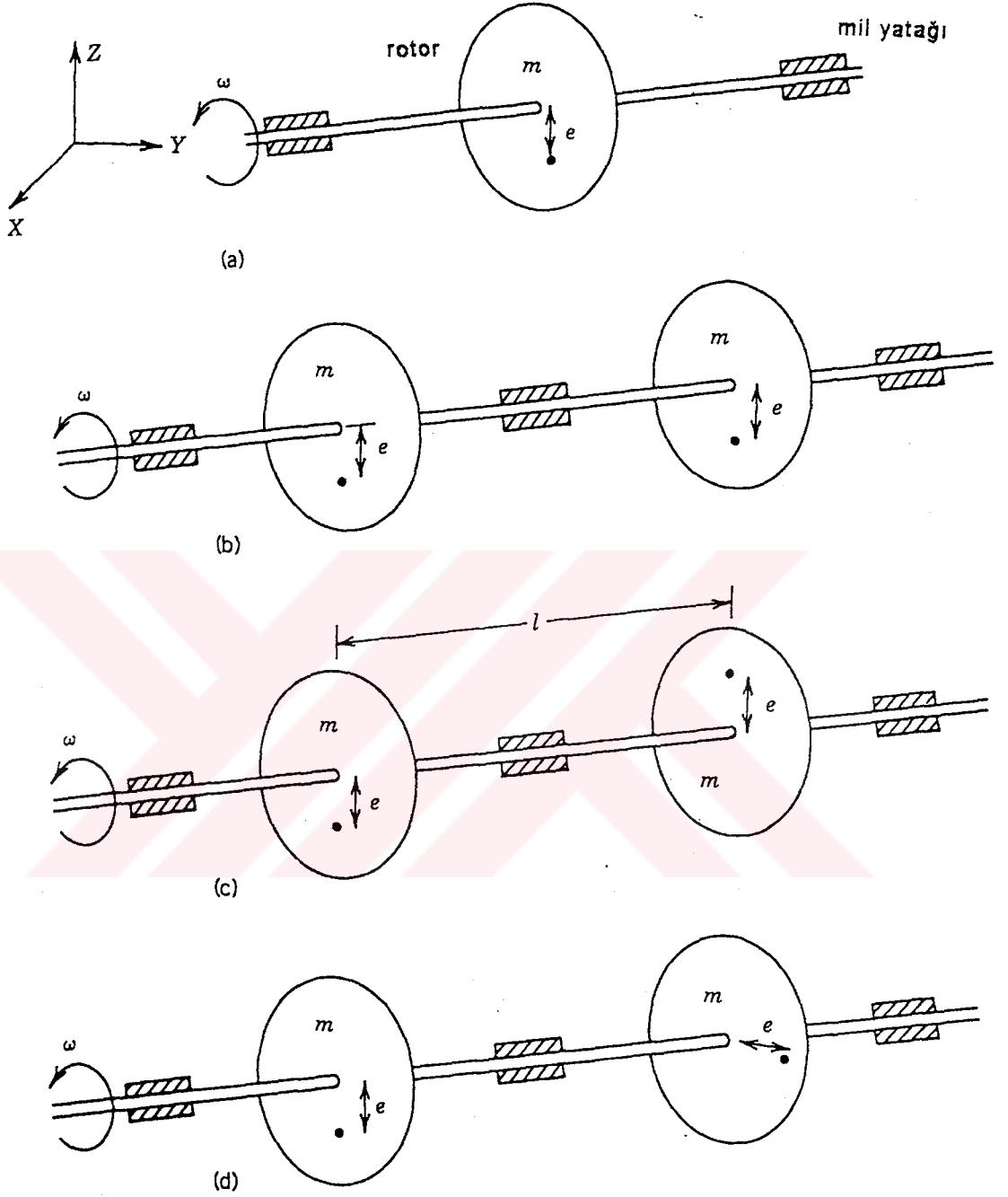
Dengelenmemiş kuvvetlerin yatay ve düşey bileşenleri:

$$F_x = me\omega^2 \cos\omega t \quad (2.38a)$$

ve

$$F_y = me\omega^2 \sin\omega t \quad (2.38b)$$

Yüksek devirli, döner parçalı makinalar çok iyi dengelenir ve dış merkezlik, e, genellikle çok küçüktür. Fakat çok yüksek hızla dönme etkisi dolayısı ile zorlayıcı yüklerin büyüklüğü önemli olabilmektedir. Bunun yanısıra, etkili dış merkezlik, yıpranma ve aşınma yüzünden artabilir; ve dengelenmemişliği izin verilen sınırlarda tutmak için dengeleme yapmak gerekli olabilir. Aynı kapasiteye sahip iki döner parçalı makina söz konusu olduğu zaman ve aynı dengelenmemiş kuvvet çiftine sahip oldukları zaman, her birindeki dengelenmemiş kütle aynı fazda (Şekil 2.5b), 180 derece fazda (Şekil 2.5c), veya herhangi bir fazda (Şekil 2.5d) olabilirler. Şekil 2.5b 'de dengelenmemiş kuvvet:



Şekil 2.5. Döner parçalı makinalarda dengelenmemiş kuvvetler
 (a) tek rotorlu
 (b) iki rotorlu, eşit dengelenmemiş aynı fazda
 (c) iki rotorlu, eşit dengelenmemiş 180° fazda
 (d) iki rotorlu, eşit dengelenmemiş herhangi bir fazda

$$F=2m\epsilon\omega^2 \quad (2.39a)$$

Dengelenmemiş kuvvet bileşenleri :

$$F_x = 2m\epsilon\omega^2 \text{Cos}\omega t \quad (2.39b)$$

$$F_z = 2m\epsilon\omega^2 \text{Sin}\omega t \quad (2.39c)$$

Rotorların Şekil 2.5c 'de gösterilen biçimde olması durumunda, bileşke dengelenmemiş kuvvet sıfır olur. Fakat nihayi moment M hesaplanabilir :

$$M = m\epsilon\omega^2 (\ell) \quad (2.39d)$$

Burada ℓ = rotorların kütle ağırlık merkezleri arasındaki uzaklıktır (Şekil 2.5c).

Momentin yatay ve düşey bileşenleri :

$$M_x = m\epsilon\omega^2 (\ell) \text{Cos}\omega t \quad (2.39e)$$

$$M_z = m\epsilon\omega^2 (\ell) \text{Sin}\omega t \quad (2.39f)$$

Kütlelerin, Şekil 2.5d 'de gösterilen şekilde yöneltilmesi halinde, makinanın çalıştırılması hem dengelenmemiş kuvvet hem de momente neden olacaktır. Tasarım için, en olumsuz yük kombinasyonlarının temele etkidiği varsayılmalıdır. Denk. (2.39a) 'da verilen

dengelenmemiş kuvvet ve (2.39d) 'de verilen dengelenmemiş moment bu kombinasyonu oluşturur. Bir şaft üzerinde ikiden fazla rotor olduğu durumlarda, toplam dengelenmemiş kuvvet ve momentler aynı yolla hesaplanırlar.

2.3. DARBE YÜKLERİ SEBEBİYLE OLUŞAN DENGELENMEMİŞ KUVVETLER

Demirdövenler, zimbalama presleri, damgalama makinaları gibi makinalar darbe (çarpma, impact) yükü üretirler. Darbe yükleri nedeniyle temele uygulanan kuvvetleri ve bu kuvvetlerin zamanla değişimini verebilecek bir yöntem halen mevcut değildir (Prakash, 1988). Bu bilgiler ancak deneysel olarak elde edilebilir. Drnevich ve Hall (1966) ve Lysmer ve Richart (1966) medelledikleri 30cm çaplı temele uyguladıkları darbe testleri göstermiştir ki darbe yükünün biçimi ve süresi, darbe enerjisi ile ve mesnetlenme durumunun (mesela elastik kauçuk) enerji emme karakteristiği ile değişir. Bu tipte bir prototip, temel üzerinde deneysel veri sağlamak için gerekli koşul prototipe aşırı gerilme uygulanamayacağıdır.

3. KRANK MEKANİZMALI MAKİNALAR İÇİN TEMELLER

Krank mekanizmalı makineler muhtemelen dünyanın en eski tip makineleridir. Şekil 2.1 'de görüldüğü gibi, ileri-geri hareketi döner harekete çevirirler. Bu tip makineler örnek olarak, buharlı çalışan makineler, içten yanmalı motorlar, pompalar ve kompresörler verilebilirler. Bu makineler silindir sayılarına göre, tek silindirli veya çok silindirli olabilirler.

Piston hareketinin yönü yatay veya düşey olabilir. Krank mekanizmalı makinelerin çoğunun hızı 1200-1500 rpm.' den azdır.

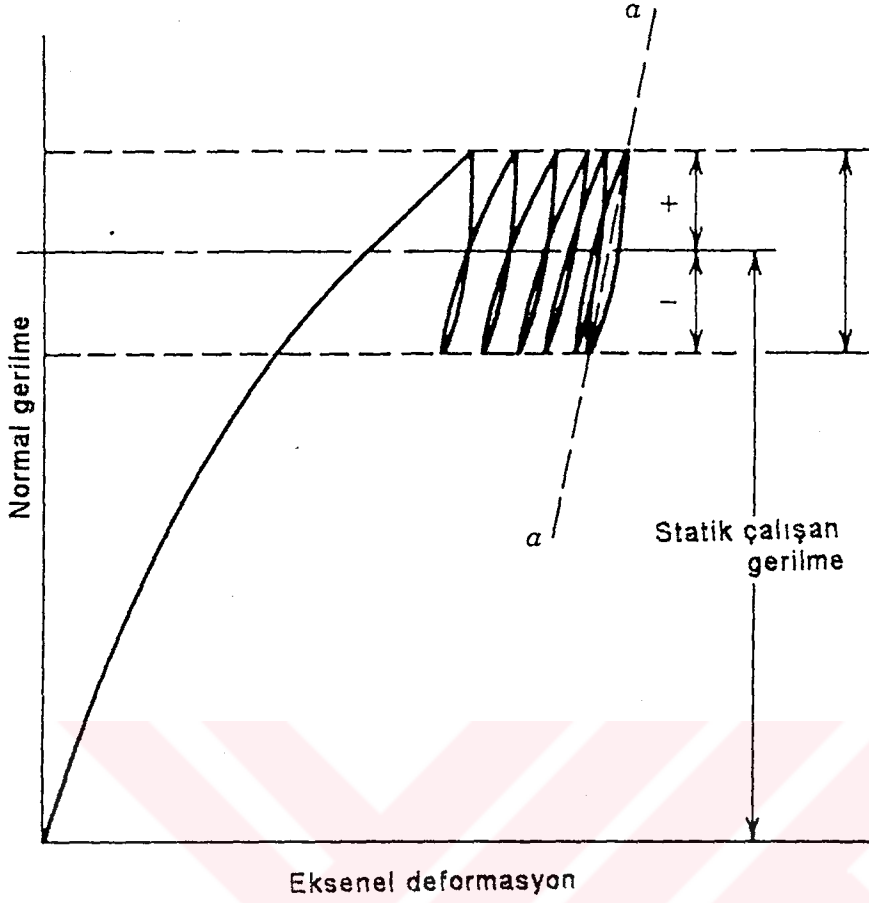
Krank mekanizmalı makineler için temeller, genellikle, rijit betonarme kütlelerden ibarettir. Gerekli yerlerinde makinenin montajına imkan verecek düzenlemeler yapılır. Makina ya doğrudan beton kütleye yada beton kütle üzerindeki elastik malzemeler üzerine monte edilirler. Kimi zaman beton kütlelerinin yaylar üzerine oturtulduğu da rastlanmaktadır.

3.1. TASARIM İÇİN KRİTERLER

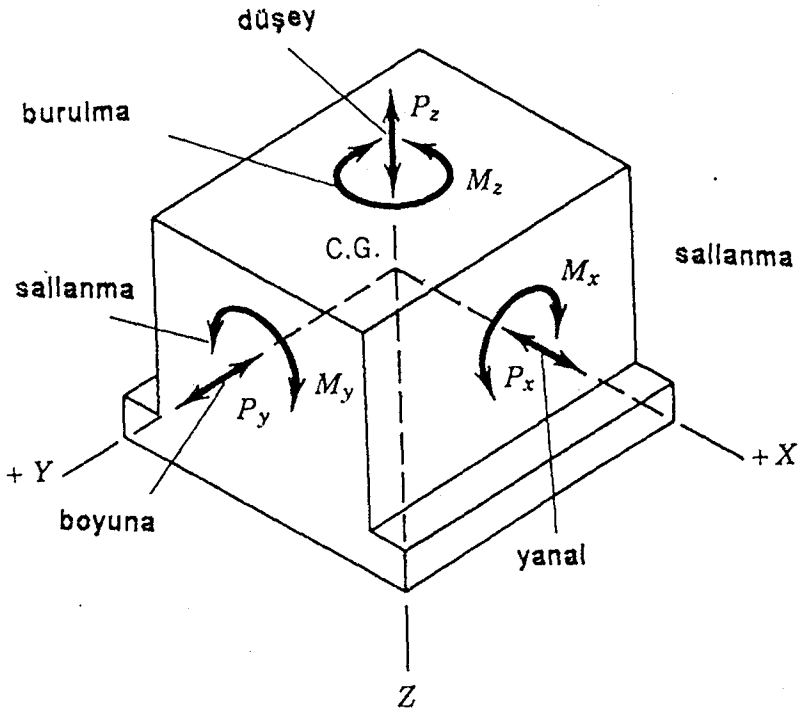
Makineden uzun süre iyi bir performans alınabilmesi için daha önce verilen kriterlerin yanısıra, krank mekanizmalı makinelerle ilgili dinamik yükler için birkaç ek kriter daha verilebilir.

1. Makinenin işletim hızı ile zemin-temel sisteminin doğal frekansı birbirinden en az %30 farklı olmalıdır.
2. Titreşim genliği, izin verilen değerlerin altında olmalıdır.
3. Zeminde, dinamik ve statik yüklerden doğan gerilmelerin bileşkesi limitleri aşmamalıdır.

Temel-zemin sisteminin doğal frekansı temelin zemine oturan alanına, temelin geometrisine, kütlelerine, derinliğine ve zeminin sönüm



Şekil 3.1. Tekrarlanan statik yükleme uygulanarak elde edilen gerilme-deformasyon ilişkisi



Şekil 3.2. Titreşim Modları

özelliklerine ve rijitliğine önemli ölçüde bağlıdır. Bu faktörlerle birlikte, makina işletimine bağlı olarak ortaya çıkan dengelenmemiş kuvvetler ve momentler; vibrasyon genliklerini etkilerler. Dinamik ve statik yük kombinasyonuna maruz kalan zeminde gerilme artışı gözlenir; fakat dinamik yükün statik yüke göre daha küçük olduğu durumlarda, dinamik yükün birkaç kez uygulanmasından sonra uygulanmasında sonra oluşan gerilme artışı ihmal edilebilir (Şekil 3.1). Bu nedenle anılan yükleme koşullarında, zeminin elastik davrandığı kabul edilebilir. Gerçekte, makina temelinin altında oluşan, izin verilebilen statik basınç gerilmesi genellikle sıradan temellere ilişkin gerilmelerden daha küçüktür. Bu bakımdan makina temelinin plastik oturması genellikle ihmal edilebilir.

3.2. RIJİT BLOK TEMELİN TİTREŞİM MODLARI

Temelin rijit olduğu kabul edilirse, temele uygulanan kuvvetlerin ve momentlerin etkisi ile, rijit beton blok altı farklı moda titreşim yapabilir (Şekil 3.2).

1. x-ekseni boyunca öteleme
2. y-ekseni boyunca öteleme
3. z-ekseni boyunca öteleme
4. x-ekseni etrafında dönme (pitching)
5. y-ekseni etrafında dönme (rocking)
6. z-ekseni etrafında dönme (yawing)

Kütlenin herhangi bir hareketi, birbirinden bağımsız bu altı deplasmanlarına ayrılabilir. Bu nedenle, temel kütlesi altı hareket serbestisine veya titreşim moduna ve frekansına sahiptir. Bu altı modtan z-ekseni boyunca öteleme ve z-ekseni etrafında dönme diğer modlardan bağımsız olarak oluşur. Fakat x veya y-ekseni boyunca öteleme ve x-veya y-ekseni etrafında dönme, daima birlikte oluşur ve bunlara kuvvet çifti (coupled) modları denir. Bu bakımdan, rijit kütle temelleri çözümlenirken aşağıdaki hareket tipleri gözönüne alınır:

1. z-ekseni boyunca öteleme
2. z-ekseni etrafında dönme
3. x-ekseni boyunca öteleme ve y-ekseni etrafında dönme
4. y-ekseni boyunca öteleme ve x-ekseni etrafında dönme.

3.3. ÇÖZÜMLEME YÖNTEMLERİ

Kütle temellerin titreşim karakteristiklerinin çözümlenmesiyle ilgili çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bunlar:

1. Elastik yarım uzay yöntemi
2. Doğrusal elastik ağırlıksız yay (weightless spring) yöntemi
3. Doğrusal elastik ağırlıklı yay (weighted spring) yöntemi ve
4. Deneysel yöntemler.

Pratikte ilk iki yöntem kullanıldığı için, yalnızca bu yöntemler irdelenecek ve karşılaştırmalar yapılacaktır.

3.4. ELASTİK YARI-UZAY YÖNTEMİ

Elastik yarım-uzay yönteminde, makina temeli, zemine oturan dairesel bir temelin titreşim yapan mekanik bir osilatör gibi davrandığı varsayılarak idealleştirilir. Zemin elastik, homojen izotropik ve yarım-uzay olarak kabul edilir.

Titreşim yapan ve elastik yarım uzay bir zemine oturan, rijit dairesel temeli ilk inceleyenlerden biri, Reissner (1936,1937) olmuştur. Reissner 'in çözümü daha sonra Quinlan (1953) ve Sung (1953) tarafından geliştirilmiştir (Prakash, 1988 'den alınmıştır).

Temelin Düşey Titreşimi

Lysmer 'in benzeşimi : Lysmer ve Richart (1966), Lysmer benzeşimi olarak bilinen basitleştirilmiş bir kütle-yay söndürücü (mass-spring-dashpot) benzeşimi önermişlerdir. Bu benzeşimle, rijit dairesel

bir temelin dūşey titreşimlere olan mukabelesi hesaplanmıştır. Ayrıca bir deplasman fonksiyonu F tanımlanmıştır:

$$F = \frac{4}{1-\nu} f = F_1 + iF_2 \quad (3.1)$$

Burada ν = poisson oranı

f = deplasman fonksiyonu 'dur

F 'in bileşenlerinin pratik olarak poisson oranından bağımsız olduğu Şekil 3.3 'ten görülmüştür. Şekilde kullanılan boyutsuz frekans a_0 :

$$a_0 = \omega r_0 \sqrt{\frac{\rho}{G}} = \frac{\omega r_0}{V_s} = \frac{2\pi f r_0}{V_s} \quad (3.2)$$

Burada a_0 = boyutsuz frekans . (ilk Reissner tarafından tanımlandı.

V_s = kayma dalgası hızı

G = Dinamik kayma modülü

f = periyot

r_0 = temel yarıçapı

ρ = zemin birim ağırlığı

ω = zorlayıcı frekans (rad/sn)

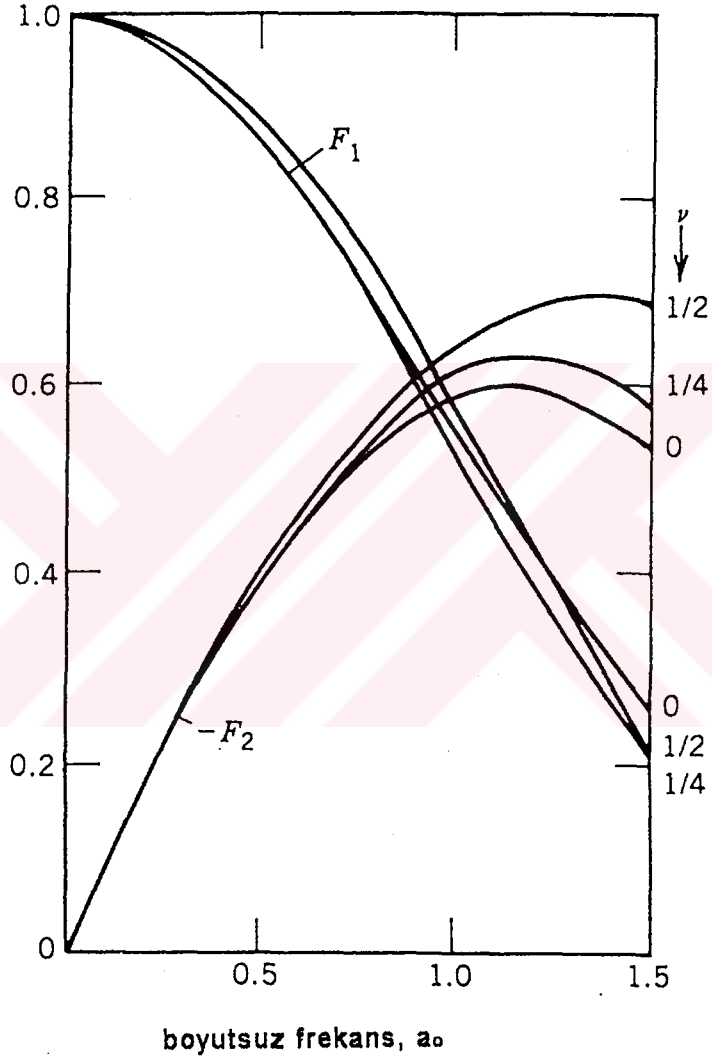
Lysmer ayrıca, bir kütle oranı tanımlamıştır.

$$B_z = \frac{1-\nu}{4} b = \frac{1-\nu}{4} \frac{m}{\rho r_0^3} \quad (3.3)$$

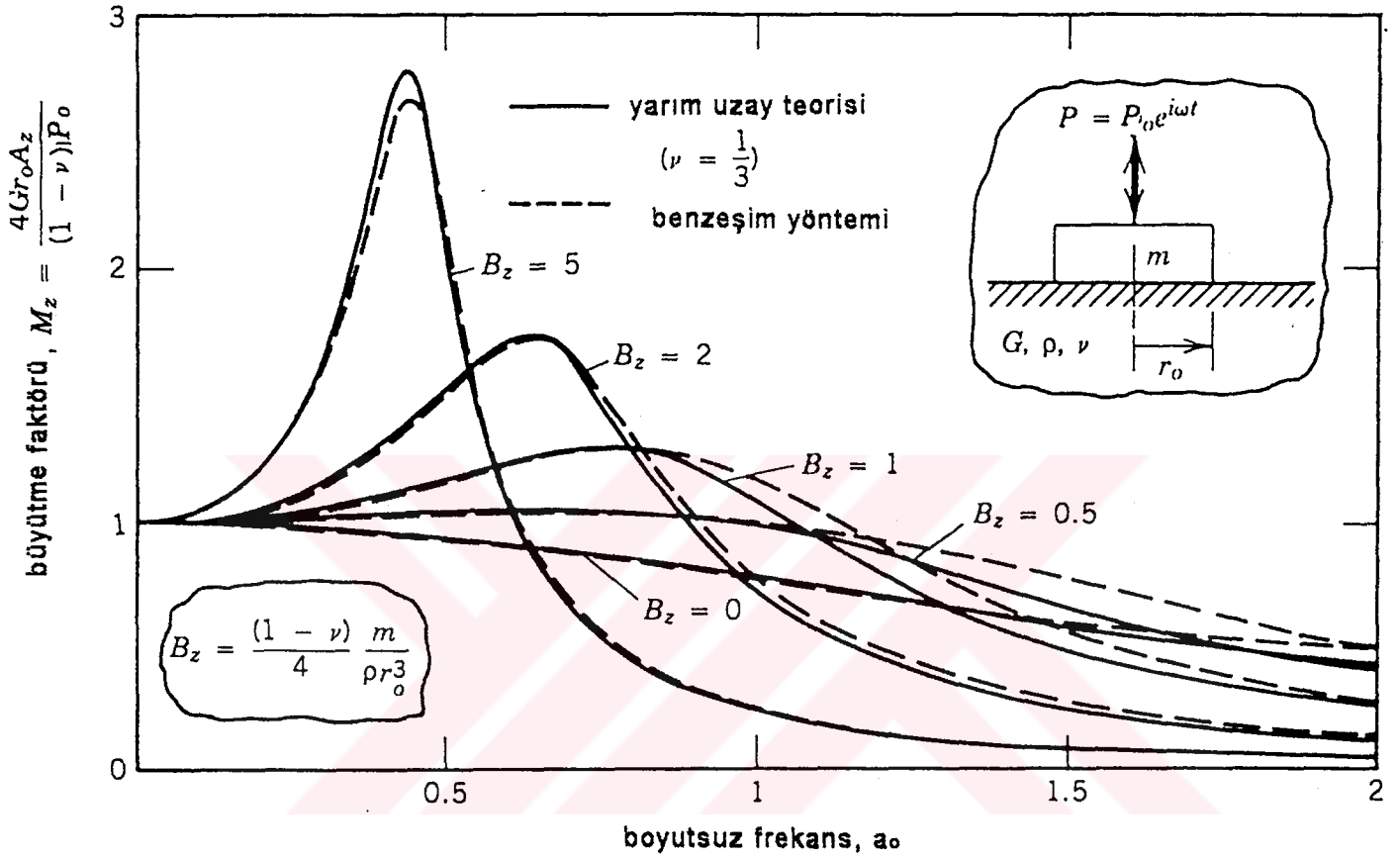
Burada b = kütle oranı (Reissner tarafından tanımlanan)

B_z = Lysmer kütle oranı

F ve B_z 'nin sayısal değerleri kullanılarak, Lysmer ve Richart (1966) Şekil 3.4 'te gösterilen bir mukabele (respons) eğrisi geliştirmişlerdir.



Şekil 3.3. Poisson oranı ile deplasman fonksiyonunun değişimi (Lysmer ve Richart)



Şekil 3.4. Sabit zorlayıcı düşey kuvvet etkisi altında rijit dairesel temelin tepkisi

Frekans oranının sönüme ve yay katsayısına olan etkileri üzerinde de çalışan Lysmer ve Richart, yay katsayısını, statik yay katsayısı olarak alınmasının daha pratik olduğunu ortaya koymuşlardır. Yay katsayısı, k_z :

$$k_z = \frac{4Gr_0}{1-\nu} \quad (3.4)$$

Sönüm, c_z :

$$c_z = \frac{3.4r_0^2}{1-\nu} \sqrt{\rho G} \quad (3.5)$$

Doğal frekans, ω :

$$\omega_{nz} = \sqrt{\frac{k_z}{m}} \quad (3.6)$$

olarak kullanmışlardır.

Büyütme faktörü M_z ve a_0 arasındaki mukabele eğrisi, Şekil 3.4 'te , Lysmer benzeşimi ile elde edilen sonuç ile elastik yarı uzay modelinden elde edilen sonucun hemen hemen aynı olduğunu göstermektedir. Bu nedenden dolayı hareket denklemini aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$m\ddot{z} + \frac{3.4r_0^2}{1-\nu} \sqrt{\rho G} \dot{z} + \frac{4Gr_0}{1-\nu} z = P \quad (3.7)$$

Sönüm oranı ξ :

$$\xi = \frac{c_z}{c_c} = \frac{c_z}{2 k_z m} = \frac{0.425}{\sqrt{B_z}} \quad (3.8)$$

$B_z > 0.3$ olduğu zaman rezonans oluşur ve frekanstan bağımsız zorlayıcı sabit kuvvet durumu için yaklaşı çözümler rezonans bağıntıları :

$$\omega_{nz} = \frac{V_s}{r_0} \frac{\sqrt{B_z - 0.36}}{B_z} \quad (3.9a)$$

ve

$$(A_z)_{max} = \frac{P_0}{k_z} \frac{B_z}{0.85\sqrt{B_z - 0.18}} \quad (3.9b)$$

İşletim frekansında genlik :

$$A_z = \frac{P_z}{k_z \left\{ \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nz}} \right)^2 \right]^2 + \left(2\xi_z \frac{\omega}{\omega_{nz}} \right)^2 \right\}} \quad (3.9c)$$

Frekansa bağımlı zorlayıcı kuvvet (frequency-dependant exciting force) için ki bu durum makina işletiminde söz konusu olan durumdur; rezonans frekansı :

$$\omega_{nz} = \frac{V_s}{r_0} \sqrt{\frac{0.9}{B_z - 0.45}} \quad (3.10a)$$

Maksimum genlik :

$$A_z = \frac{m_e e}{m} \frac{B_z}{0.85\sqrt{B_z - 0.18}} \quad (3.10b)$$

Burada m_e = dengelenmemiş dönen kütle

e = etkili dışmerkezlik (dönme eksenine göre)

m = elastik yarı uzay zemin üzerinde titreşen toplam kütle

Temelin Yatay Titreşimi

3.2.bölümde belirtildiği gibi, yatay öteleme ve y-ekseni etrafında dönme (rocking,sallanma) aynı anda oluşur. Fakat konuyu

basitleştirmek için, ayrı ayrı incelenmesi uygun olur. Tek tek yatay öteleme ve salınımın incelenmesi ile elde edilecek doğal frekans bilgileri, yatay öteleme ve salınımın eşzamanlı olarak oluştuğunda, temelin bu ortak etkiye mukabelesinin hesaplanmasında da kullanılır. Daha sonra, tek başına yatay ötelemenin doğal frekansının, yatay öteleme ve salınımın eşzamanlı olarak oluşmasından kaynaklanan doğal frekansa çok yakın olduğu gösterilecektir.

Hall Benzeşimi : Hall (1967) yatay öteleme için düzenlenmiş kütle oranını şöyle tanımlamıştır:

$$B_z = \frac{7-8\nu}{32(1-\nu)} \frac{m}{\rho r_0^3} = \frac{7-8\nu}{32(1-\nu)} \frac{W}{\gamma_s r_0^3} \quad (3.11)$$

Boyutsuz frekans katsayısı :

$$a_{0x} = \omega r_0 \sqrt{\frac{\rho}{G}} \quad (3.12)$$

Eşdeğer yay katsayısı :

$$k_x = \frac{32(1-\nu)}{7-8\nu} G r_0 \quad (3.13)$$

Eşdeğer sönüm :

$$c_x = \frac{18.4(1-\nu)}{7-8\nu} r_0^2 \sqrt{\rho G} \quad (3.14)$$

Sönüm oranı :

$$\xi_x = \frac{c_x}{c_c} = \frac{0.2875}{\sqrt{B_x}} \quad (3.15)$$

Yatay öteleme için benzeşim denklemi :

$$m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x = P_x \quad (3.16)$$

Doğal frekans :

$$\omega_{nx} = \sqrt{\frac{k_x}{m}} \quad (3.17)$$

Elastik yarı-uzay yöntemi ile elde edilen boyutsuz frekans, a_{ox} , ve büyütme katsayısı M_x arasındaki eğrilerin, benzeşim çözümünden elde edilen eğrilerle karşılaştırmalı grafiği Şekil 3.5 'te gösterilmiştir.

Rijit Dairesel Temelin Sallanma Titreşimi

Salt sallanma titreşimi problemi Arnold et.al. (1955) ve Bycroft (1956) tarafından çözümlenmiştir. Bu araştırmacılar, temelin altındaki gerilme dağılımını aşağıdaki denklemlerle açıklamışlardır:

$$\sigma_z = \frac{3M_y r e^{i\omega t} \cos\phi}{\pi r_0^3 \sqrt{r_0^2 - r^2}} \quad r \leq r_0 \text{ için} \quad (3.18)$$

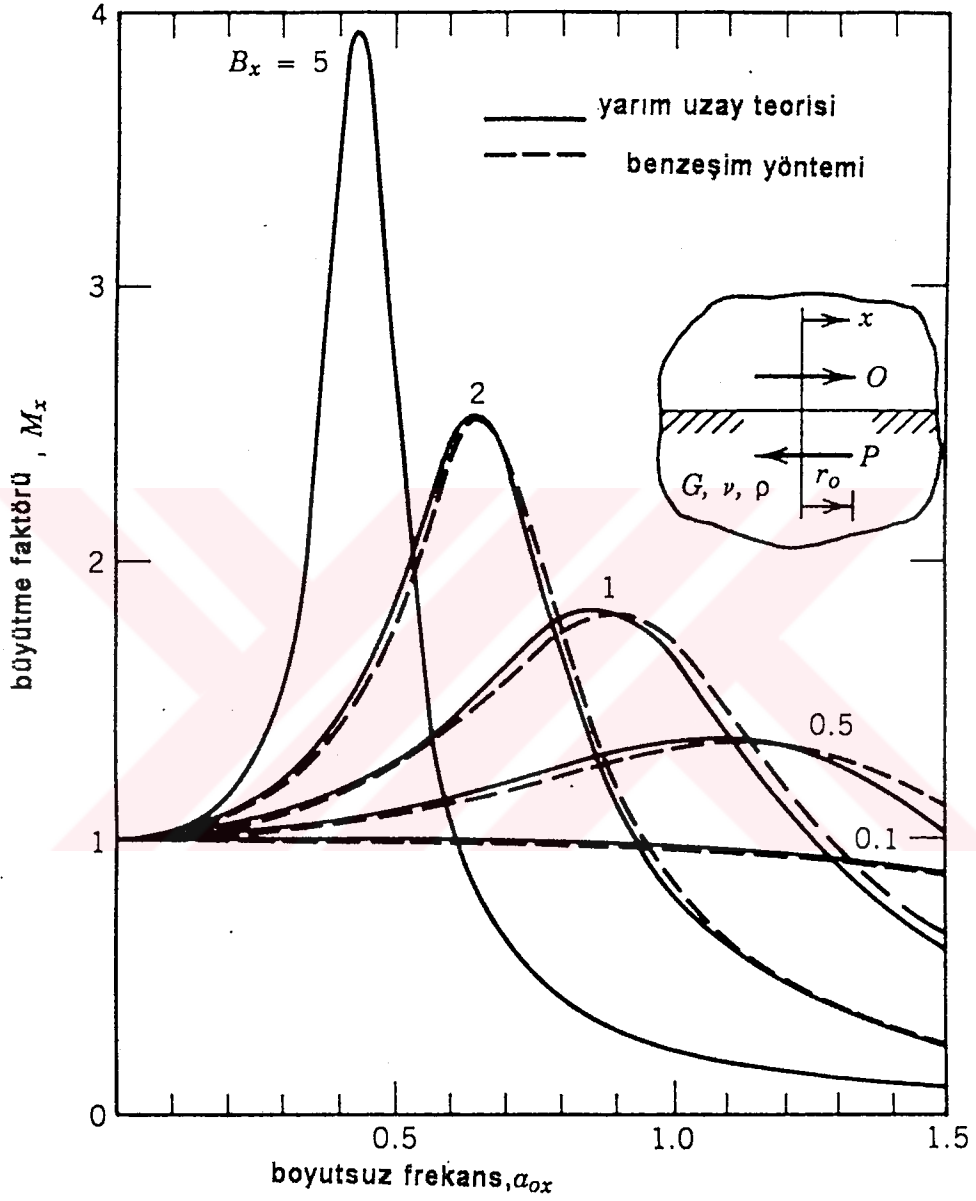
Burada $M_y = z_x$ düzlemindeki zorlayıcı moment (y -ekseni etrafında dönme yapıyor).

$\phi =$ dönme açısı

Şekil 3.6 'da büyütme katsayısı M_ϕ ve boyutsuz frekans $a_{o\phi}$ 'nin farklı eylemsizlik oranları, B_ϕ için grafik ve problemin geometrik tanımı verilmektedir. Eylemsizlik oranı B_ϕ :

$$B_\phi = \frac{3(1-\nu) M_{m0}}{8 \rho r_0^5} \quad (3.19)$$

Burada $M_{m0} =$ dönme eksenine etrafında makina ve temelin kütle atalet momentidir.



Şekil 3.5. Yatay öteleme için elastik yarı-uzay yönteminde rijit dairesel temelin tepkisi (Hall, 1967)

Hall (1967) eşdeğer bir kütle-yay sistemi modelini, elastik yarı uzay zemine oturan rijit temelin sallanma titreşimine cevabını değerlendirmek için önermiştir. Hall 'ın sallanma titreşimine benzeşimi:

$$M_{mo}\ddot{\phi} + c_{\phi}\dot{\phi} + k_{\phi}\phi = M_y e^{i\omega t} \quad (3.20)$$

Burada k_{ϕ} =yay katsayısı

c_{ϕ} =sönüm katsayısı

$$k_{\phi} = \frac{8Gr_0^3}{3(1-\nu)} \quad (3.21a)$$

ve

$$c_{\phi} = \frac{0.8r_0^4 \sqrt{G\rho}}{(1-\nu)(1+B_{\phi})} \quad (3.21b)$$

Kritik sönüm için :

$$c_c = 2\sqrt{k_{\phi}M_{mo}} \quad (3.22)$$

Sönüm oranı :

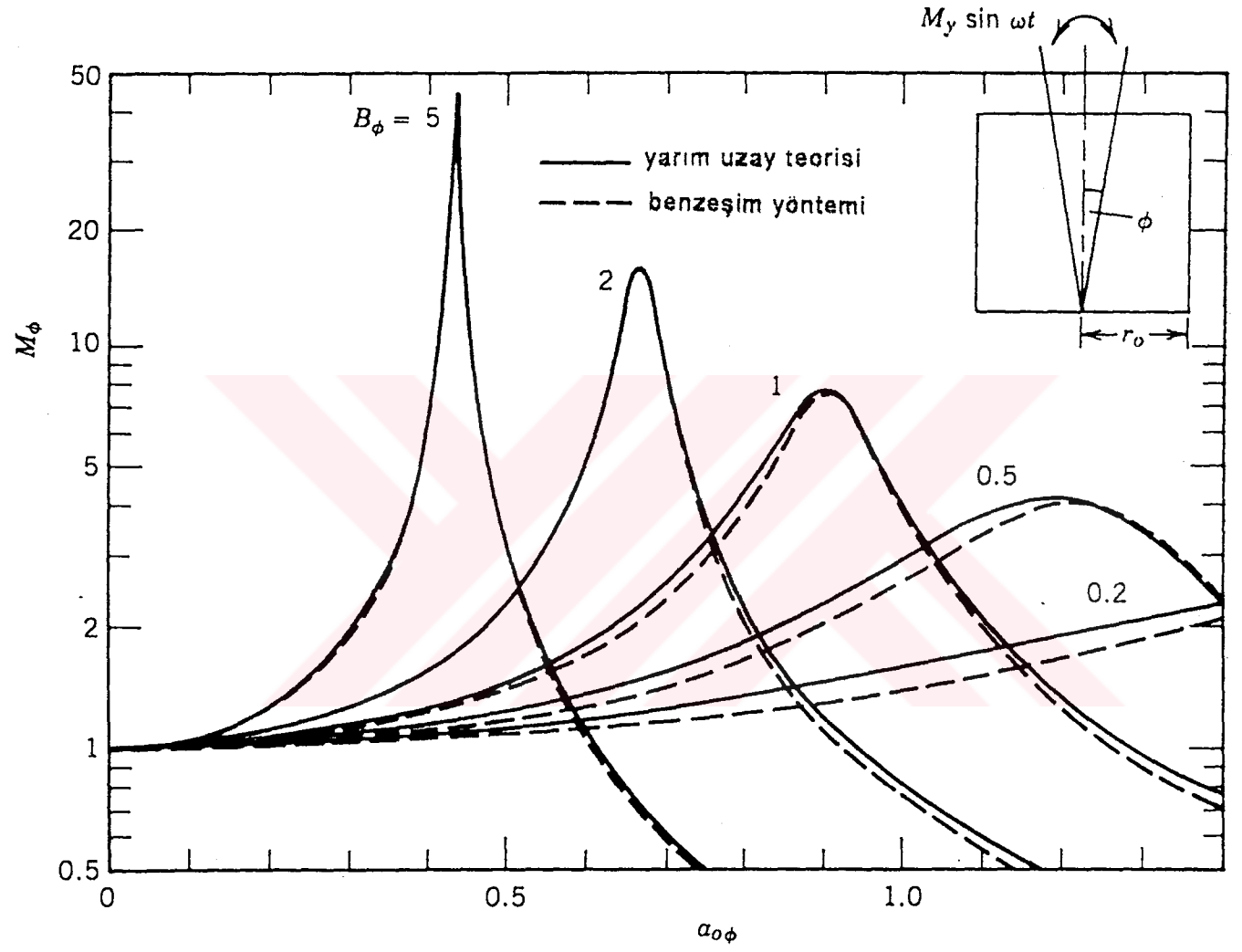
$$\xi = \frac{c_{\phi}}{c_{\phi c}} = \frac{0.15}{(1+B_{\phi})\sqrt{B_{\phi}}} \quad (3.23)$$

Sönümlenmemiş doğal frekans :

$$\omega_{n\phi} = \sqrt{\frac{k_{\phi}}{M_{mo}}} \quad (3.24)$$

Rijit Dairesel Temelin Burulma Titreşimi

Elastik yarı-uzay yüzeye oturan rijit dairesel temelin burulma titreşimleri problemi Reissner (1937) ve Reissner ve Sagoci (1944)



Şekil 3.6. Salınım için elastik yarı-uzay yüzeydeki rijit temelin tepkisi

çözmeye çalışmışlardır. Şekil 3.7 'de gösterildiği gibi rijit temel olması durumunda yatay deplasman, dönme eksenine göre doğrusal değişir.

Burulmalı titreşimlerde eylemsizlik oranı :

$$B_{\psi} = \frac{M_{mz}}{\rho r_0^5} \quad (3.25)$$

Burada M_{mz} =temelin polar kütle eylemsizlik momentidir (dönme eksenini etrafında).

Burulmalı titreşimler için benzeşim çözümü, Richart (1970) tarafından aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir:

$$M_{mz} \ddot{\psi} + c_{\psi} \dot{\psi} + k_{\psi} \psi = M_z e^{i\omega t} \quad (3.26)$$

ψ = temelin dönme eksenini etrafında açısal dönmesi

c_{ψ} = sönüm katsayısı

k_{ψ} = eşdeğer zemin yay katsayısı

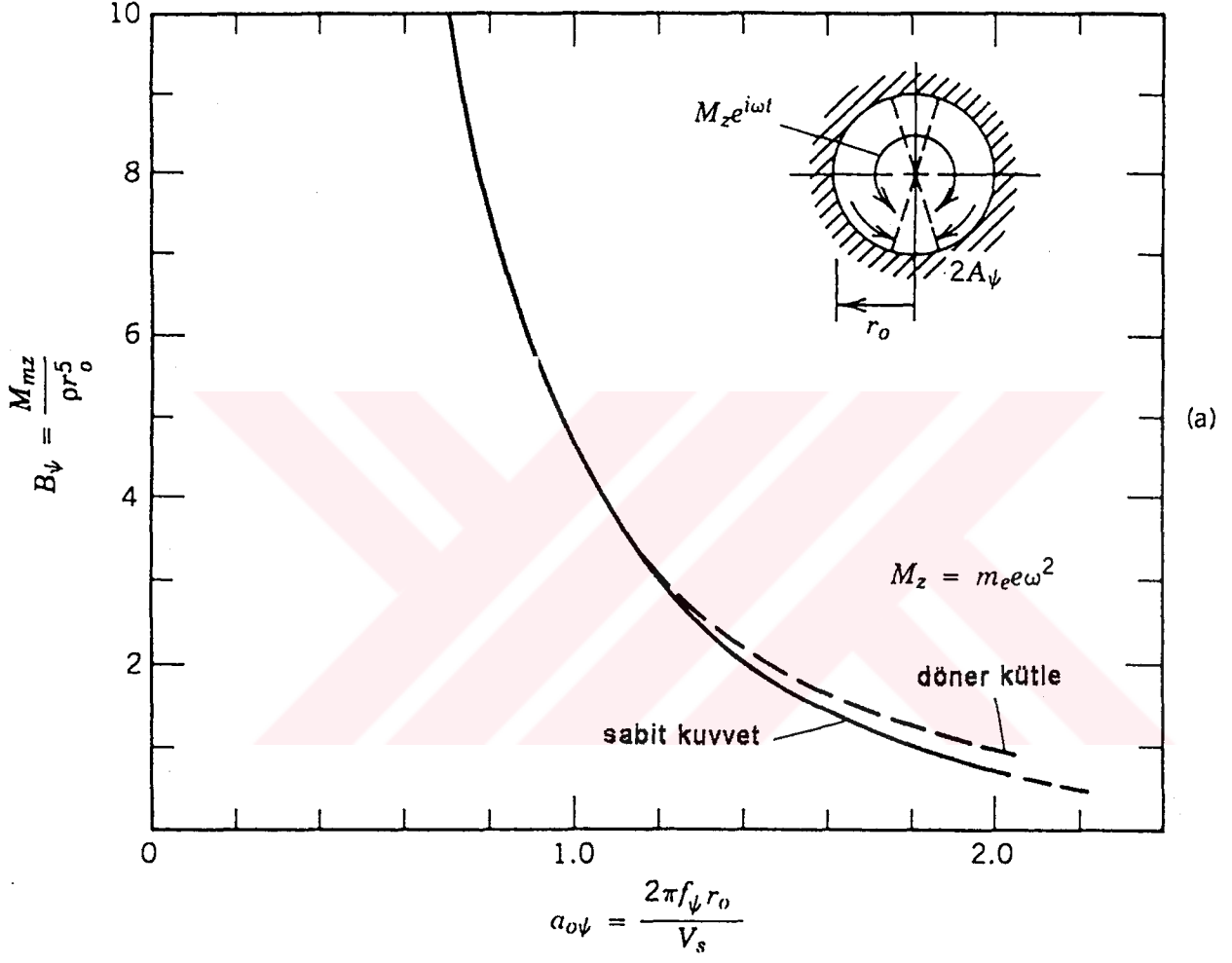
$M_z e^{i\omega t}$ = z-eksenini etrafında yatay zoprlayıcı moment

Yay katsayısı, k_{ψ} , ve sönüm katsayısı, c_{ψ} , Richart (1970) tarafından aşağıdaki şekilde verilmektedir:

$$k_{\psi} = \frac{16}{3} G r_0^3 \quad (3.27a)$$

$$c_{\psi} = \frac{1.6 r_0^4 \sqrt{G\rho}}{1 + B_{\psi}} \quad (3.27b)$$

Sönümlenmemiş doğal frekans $\omega_{n\psi}$:



Şekil 3.7. Burulma titreşimleri için rezonans durumunda boyutsuz frekans-eylemsizlik oranı grafiği (Richart, 1970)

$$\omega_{n\psi} = \sqrt{\frac{k_\psi}{M_{mz}}} \quad \text{rad/sn.} \quad (3.28a)$$

Titreşim genliği A_ψ :

$$A_\psi = \frac{M_z}{k_\psi \sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\psi}}\right)^2\right)^2 + \left(2\xi_\psi \frac{\omega}{\omega_{n\psi}}\right)^2}} \quad (3.28b)$$

Sönüm oranı ξ :

$$\xi = \frac{0.5}{(1+2B_\psi)} \quad (3.29)$$

Rijit Dairesel Temelin Sallanma ve Yatay Titreşimlere Birlikte Etkisi Altında Kalması Hall

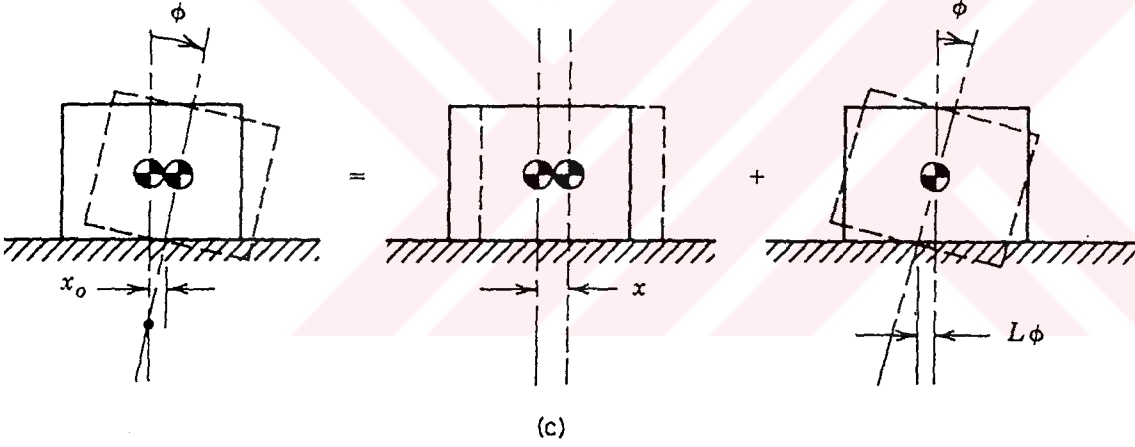
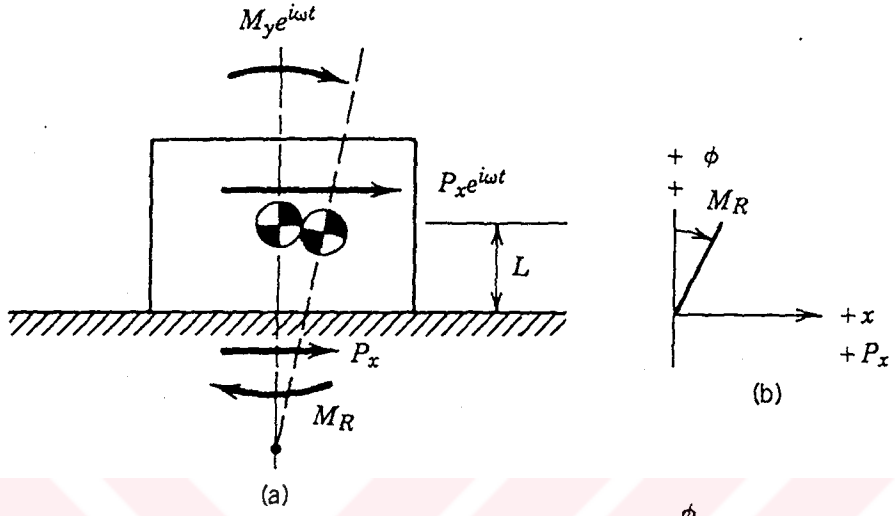
Rijit dairesele temeller, gerçekte, sallanma ve yatay titreşimlerin aynı anda etkisinde kalırlar. $P_x(t) = P_x e^{i\omega t}$ yatay kuvveti ve $M_y(t) = M_y e^{i\omega t}$ momentli etkisinde kalan ve elastik yarı-uzay bir zemine oturan rijit dairesele bir temele ilişkin durumlar, Şekil 3.8 'de gösterilmiştir. Sözü edilen moment ve kuvvetin temelin ağırlık merkezine etkidiği varsayılmıştır. Temelin ağırlık merkezinin düşey eksenle çakıştığı ve zeminden "L" kadar yüksekte olduğu da varsayılırsa, temelin hareketi, "x" ağırlık merkezinin yatay ötelemesi ve "φ" dönme açısı terimleri ile ifade edilebilir. Hareket denklemi Newton'un ikinci yasasından yararlanılarak aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$R_x = c_x \dot{x}_0 + k_x x_0 \quad (3.30)$$

Burada R_x =taban yatay direç kuvveti

x_0 =tabandaki deplasman

$$x_0 = x - L\phi \quad (3.31)$$



Şekil 3.8. Elastik yarı-uzay zemine oturan rijit dairesel temelin titreşimi (Richart, 1967)

Denklem (3.30) tekrar yazılırsa :

$$R_x = c_x \dot{x} + k_x x - Lc_x \dot{\phi} - Lk_x \phi = 0 \quad (3.32)$$

Benzer şekilde M_R yazılırsa :

$$M_R = c_\phi \dot{\phi} + k_\phi \phi \quad (3.33)$$

Yatay öteleme için hareket denklemi :

$$m\ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x - Lc_x \dot{\phi} - Lk_x \phi = P_x e^{i\omega t} \quad (3.34)$$

ve sallanma için

$$M_m \ddot{\phi} = M_y(t) - M_R + LR_x \quad (3.35)$$

Buradaki M_m =temelin, titreşim düzlemine dik ve ağırlık merkezinden geçen eksen etrafında, kütle eylemsizlik momenti.

R_x ve M_r değerlerini denk. (3.35) 'te yerine yazılırsa :

$$M_m \ddot{\phi} + (c_\phi + L^2 c_x) \dot{\phi} + (k_\phi + L^2 k_x) \phi - Lc_x \dot{x} - Lk_x x = M_y e^{i\omega t} \quad (3.36)$$

Denklem (3.34) ve (3.36) gösteriyor ki iki hareketin birleşmesinin, sallanma ve yatay ötelemenin birlikte oluşmasının nedeni, temelin ağırlık merkezi ve elastik yarı uzay-zeminde oluşan yatay tepkisel R_x kuvvetinin uygulama noktasının çakışmamasından kaynaklanmaktadır. Eğer $L=0$ olsaydı, birleşme etkisi olmayacak ve yatay öteleme ve sallanma birbirinden bağımsız olacaktı. Denk. (3.34) ve (3.36) 'nin özel çözümleri,

$$x = Ae^{i\omega_{nd}t} \quad (3.37a)$$

$$\phi = Be^{i\omega_{nd}t} \quad (3.37b)$$

bağıntıları kullanılarak elde edilir. Burada "A" ve "B" keyfi sabitlerdir. ω_{nd} = sönümlü titreşimlerin doğal frekanslarıdır.

Temelin elastik yarı-uzay zemin üzerinde oturduğu kabul edildiği zaman, yukarıdaki denklemleri çözmeye geçmeden önce verilen herhangi bir frekanstaki yay katsayısı ve sönüm katsayılarının hesaplanması gerekir. Çünkü gerçekte bu iki katsayı birbirine frekansla bağımlıdır. Eğer birbirinden frekansla bağımsız değerler olarak kabul edilirlerse, benzeşim çözümlerinde olduğu gibi, denklemleri çözmek kolaylaşır. Zorlayıcı kuvvet $P_x(t)$, denk. (3.34) ve moment $M_y(t)$, denk. (3.36), eğer sıfıra eşitlenirse birleşik sallanma ve yatay öteleme doğal frekansları elde edilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_x x - Lc_x \dot{\phi} - Lk_x \phi = 0 \quad (3.38a)$$

ve

$$M_m \ddot{\phi} + (c_\phi + L^2 c_x) \dot{\phi} + (k_\phi + L^2 k_x) \phi - Lc_x \dot{x} - Lk_x x = 0 \quad (3.38b)$$

Denklem (3.37a,b) 'nin denklem (3.38a,b) 'de yerine konulup yeniden düzenlenmesi ile frekans denklemi aşağıdaki gibi elde edilir (Prakash ve Puri 1980,1981):

$$\left[\omega_{nd}^4 - \omega_{nd}^2 \left(\frac{\omega_{n\phi}^2 + \omega_{nx}^2}{\gamma} - \frac{4\xi_x \xi_\phi \omega_{nx} \omega_{n\phi}}{\gamma} \right) + \frac{\omega_{nx}^2 \omega_{n\phi}^2}{\gamma} \right]^2 + 4 \left[\frac{\xi_x \omega_{nx} \omega_{nd}}{\gamma} (\omega_{n\phi}^2 - \omega_{nd}^2) + \frac{\xi_\phi \omega_{n\phi} \omega_{nd}}{\gamma} (\omega_{nx}^2 - \omega_{nd}^2) \right]^2 = 0 \quad \dots\dots\dots(3.39)$$

$$\text{Burada } \gamma = \frac{M_m}{M_{mo}} \quad (3.40)$$

ω_{nd} =sallanma ve yatay ötelemenin sönümlü doğal frekansı

ξ_x =yatay ötelemenin sönüm oranı

ξ_ϕ =sallanmanın sönüm oranı

Eğer $\xi_x = \xi_\phi = 0$ ise, yani sistem sönümsüz kabul edilirse, denklem (3.39) aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\omega_n^4 - \omega_n^2 \left(\frac{\omega_{n\phi}^2 + \omega_{nx}^2}{\gamma} \right) + \frac{\omega_{nx}^2 \omega_{n\phi}^2}{\gamma} = 0 \quad (3.41a)$$

Burada ω_n = sistemin sönümsüz doğal frekansıdır.

Sönüm etkisinin doğal frekans üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir olması nedeniyle, denklem (3.41a) 'nın çözümü :

$$\omega_{n1,2}^2 = \frac{1}{2\gamma} \left[(\omega_{nx}^2 + \omega_{n\phi}^2) \pm \sqrt{(\omega_{n\phi}^2 + \omega_{nx}^2) - 4\gamma \omega_{n\phi}^2 \omega_{nx}^2} \right] \quad (3.41b)$$

ω_{n1} ve ω_{n2} , zemin-temel sisteminin etkisinde kaldığı titreşimlerin doğal frekanslarıdır. İşletim frekansı, ω , ve iki doğal frekans ω_{n1} ve ω_{n2} 'nin değerlerine bağlı olarak sallanma ve yatay öteleme titreşimleri aynı fazlarda veya farklı fazlarda olabilirler.

Zorlayıcı moment $M_y(t)$ tarafından oluşturulan sallanma ve yatay öteleme birlikte titreşimlerinin sönümlü genlikleri aşağıdaki şekilde elde edilmiştir :

$$A_x = \frac{M_y}{M_m} \left[\frac{(\omega_{nx}^2)^2 + (2\xi_x \omega_{nx} \omega)^2}{\Delta(\omega^2)} \right]^{1/2} \quad (3.42a)$$

$$A_\phi = \frac{M_y}{M_m} \left[\frac{(\omega_{nx}^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_x \omega_{nx} \omega)^2}{\Delta(\omega^2)} \right]^{1/2} \quad (3.42b)$$

$\Delta(\omega^2)$ 'nin değeri denklem (3.43) 'te verilmiştir.

$$\Delta(\omega^2) = \left[\left(\omega^4 - \omega^2 \left\{ \frac{\omega_{n\phi}^2 + \omega_{nx}^2}{\gamma} - \frac{4\xi_x \xi_\phi \omega_{nx} \omega_{n\phi}}{\gamma} \right\} + \frac{\omega_{nx}^2 \omega_{n\phi}^2}{\gamma} \right)^2 + 4 \left\{ \xi_x \frac{\omega_{nx} \omega}{\gamma} (\omega_{n\phi}^2 - \omega^2) + \frac{\xi_\phi \omega_{n\phi} \omega}{\gamma} (\omega_{nx}^2 - \omega^2) \right\}^2 \right]^{1/2} \quad \dots(3.43)$$

Yatay kuvvet P_x tarafından oluşturulan sönümlü genlikler :

$$A_x = \frac{P_x}{mM_m} \frac{\left[\left(-M_m \omega^2 + k_\phi + L^2 k_x \right)^2 + 4\omega^2 \left(\xi_\phi k_\phi M_{m0} + L^2 \xi_x k_x m \right)^2 \right]^{1/2}}{\Delta(\omega^2)} \quad \dots\dots\dots(3.44a)$$

ve

$$A_\phi = \frac{P_x L}{M_m} \frac{\omega_{nx} (\omega_{nx}^2 + 4\xi_x \omega^2)^{1/2}}{\Delta(\omega^2)} \quad (3.44b)$$

Temelin, moment ve yatay kuvvete her ikisinde etkisinde kalması durumunda denklem (3.42) ve (3.44) 'de elde edilen çözümler toplanır.

Buraya kadar ki kısımda temelin dairesel olduğu düşünülerek hesap yapılmıştır. Fakat temeller çoğunlukla kare veya dikdörtgen temellerdir. Şimdi temelin şeklinin temelin dinamik mukabelesine etkisi incelenecektir.

3.5 TEMEL ŞEKLİNİN TEMEL TITREŞİMİNE ETKİSİ

Temelin şekli, temelin doğal frekansını büyük ölçüde etkiler. Elastik yarı-uzay teorisi dairesel bir temel üzerinde geliştirilmiş, fakat dikdörtgen ve kare temellere uygulanabilirliği ayrıca incelenmiştir.

Elorduy et al. (1963) poisson oranı $\nu=1/4$ için elastik yarı uzay bir zemine oturan, düşey olarak titreşen dikdörtgen ($a/b=2$) ve kare ($a/b=1$) temeller için çözümler geliştirmiş ve a/b oranı en fazla 2 için eşdeğer yarıçapın, r_0 , kullanılabileceğini göstermiştir. Eşdeğer yarıçap aşağıdaki şekilde hesaplanabilir :

x, y veya z-eksenleri boyunca ötelemeler için,

$$r_0 = r_{0x} = r_{0y} = r_{0z} = \left(\frac{ab}{\pi} \right)^{1/2} = \frac{A}{\pi} \quad (3.45a)$$

x veya y-ekseni etrafında sallanmalar için,

$$r_0 = r_{0\phi} = \left(\frac{ba^3}{3\pi} \right)^{1/4} \quad (3.45b)$$

z-ekseni etrafında burulma titreşimleri için,

$$r_0 = r_{0\psi} = \left(\frac{ab(a^2 + b^2)}{6\pi} \right)^{1/4} = \left(\frac{2I_z}{\pi} \right)^{1/4} \quad (3.45c)$$

Burada b =temelin genişliği (sallanma eksenine paralel)

a =temelin boyu (sallanma eksenine dik)

a/b oranının 6 'dan büyük olduğu temellerde, Quinlan'ın (1953) yöntemi kullanılabilir. Bu yöntemde temel, iki boyutlu ve şerit temel olarak alınmaktadır.

Farklı temel şekillerine sahip temeller, eşdeğer yarıçapları aynı olsa da farklı davranış gösterirler (Chae ,1969). Tam çözümler için temelin şekli mutlaka hesaba katılmalıdır. Chae (1969), deneysel gözlemlerine dayanarak şu vargıda bulunmuştur : Eşdeğer dairesel alanlar, doğal frekansların tahmininde kullanılabilir; fakat genliklere ilişkin tahminlerde bulunabilmek için temelin geometrik şekil özelliklerinin dikkate alınması gerekir.



3.6 DOĞRUSAL ELASTİK AĞIRLIKSIZ YAY METODU

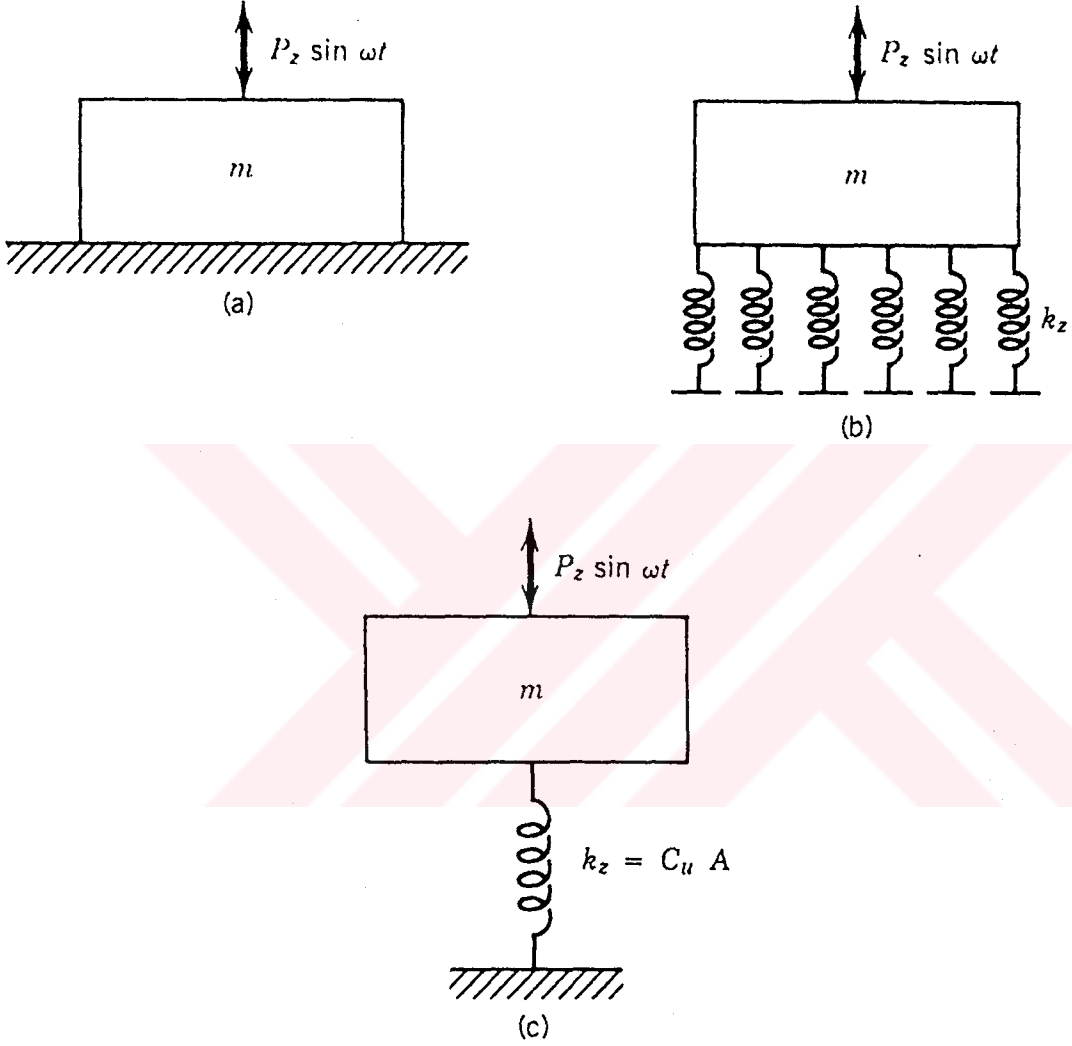
Doğrusal elastik ağırlıksız yay (DEAY) yöntemi, makine temellerinin çözümlenmesi için kimi zaman tercih edilmektedir. Bu yöntem, zemin üzerine oturan ve yük taşıyan temelin, birbirinden bağımsız doğrusal elastik yay takımı ile temsil edilmesi esasına dayanır. Bu teori Hayashi (1921), Heteyni (1946) ve Terzaghi (1943, 1955) tarafından tanımlanan "elastik zemin reaksiyonu teorisi" olarak ta bilinmektedir. Elastik yayları kullanma fikri, kapsamlı olarak Barkan (1962) tarafından, makina temellerinin dinamik mukabelesini tahmin edebilmek amacıyla geliştirmiştir. Barkan (1962) görüşlerini aşağıdaki basitleştirilmiş kabullere dayandırmıştır :

1. Temel kütlesi, zemine oranla sonsuz rijittir.
2. Temelin altındaki zemin ağırlıksızdır.
3. Zemin doğrusal elastik yaylarla temsil edilebilir.
4. Temelin altındaki zeminin sönümü ihmal edilebilir.
5. Temel, zeminin üzerinde oturuyor (yani, gömülü değil).

Bu kabuller temel-zemin sistemini eşdeğer bir kütle-yay sistemi ile temsil edilebilmesini mümkün kılar. Bu sistemde yaylar zeminin elastikliğini ve kütle ise temel ve makine kütlesini temsil eder. Farklı titreşim modları için, elastik zemin yayları ilgili zemin mekaniği yöntemleri ile saptanabilir.

Düşey Titreşimler

Makinanın çalıştırılması ile ortaya çıkan, düşey, dengelenmemiş $P_z(t)$ kuvveti etkisinde kalan ve zeminin üzerine oturan bir temel kütlesi Şekil 3.9a 'da ve bu temelin eşdeğer kütle-yay sistemi ile idealize edilmiş şekli, Şekil 3.9b 'de gösterilmiştir. Eğer temel ve makinanın kütle merkezi ve temelin taban alanı merkezi, zorlayıcı kuvvet $P_z(t)$ 'nin uygulama noktası ile aynı düşey eksen üzerinde rastlıyorsa, temel yalnızca düşey doğrultuda titreşir. Temel kütlesi rijit olarak kabul edildiği için, temelin yerdeğiştirmesi, onun kütle merkezinin



Şekil 3.9. Rijit bir kütle için düşey titreşimleri: (a) gerçek durum; (b) zeminin eşdeğer yaylar ile temsili; (c) eşdeğer model

yerdeğişti rmesi ile tanımlanabilir ve bu bakımdan titreşen kütle, bir noktada yoğunlaşmış kütle olarak düşünölebilir. Bu kabul Şekil 3.9c 'de gösterilen modelli doğrular. Dolayısı ile, düşey ekseninde titreşen bir temel problemi, bir yay üzerinde bulunan yoğunlaştırılmış kütlelerin titreşiminin çözümlenmesine indirgenir ve sönümsüz tek serbest dereceli sistem için vibrasyon teorisi uygulanarak çözülebilir. Sistemin hareket denklemi :

$$m\ddot{z} + k_z z = P_z \sin \omega t \quad (3.46)$$

Burada m =temel ve makinanın toplam kütlesi

z =denge durumuna göre temelin düşey deplasmanı

k_z =düşey titreşimler için zeminin eşdeğer yay

katsayısı

ω =makinanın çalışma frekansı

k_z 'nin değeri aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir.

$$k_z = C_u A \quad (3.47)$$

Burada A =temel ile zeminin etkileşim alanı

C_u =elastik düzgün yayılı basınç tasman katsayısı

$$C_u = \frac{\text{düzgün yayılı basınç (P)}}{\text{elastik oturma (s}_e\text{)}} \quad (3.48)$$

$$k_z = \frac{\text{yük}}{\text{elastik deşormasyon}} = \frac{P \cdot A}{s_e}$$

Denklem (3.46) yeniden yazılırsa :

$$m\ddot{z} + C_u A z = P_z \sin \omega t \quad (3.49)$$

Sisremin sönümsüz doğal frekansı

$$\omega_{nz} = \left(\frac{C_u \cdot A}{m} \right)^{1/2} \text{ rad/sn} \quad (3.50)$$

Sistemin düşey titreşim genliği :

$$A_z = \frac{P_z \sin \omega t}{m(\omega_{nz}^2 - \omega^2)} \quad (3.51a)$$

veya maksimum genliği:

$$A_z = \frac{P_z}{m(\omega_{nz}^2 - \omega^2)} \quad (3.51b)$$

Yatay Titreşimler

Dengelenmemiş kuvvet, $P_x(t) = P_x \sin \omega t$ 'nin rijit bir kütle Şekil 3.10'da gösterildiği gibi uygulandığı düşünülürse, titreşen kütle hareket denklemi :

$$m\ddot{x} + k_x x = P_x \sin \omega t \quad (3.52)$$

Burada x = denge durumu başlangıç olmak üzere, temelin yatay deplasmanı

A = temelin taban alanı

k_x = eşdeğer yay katsayısı

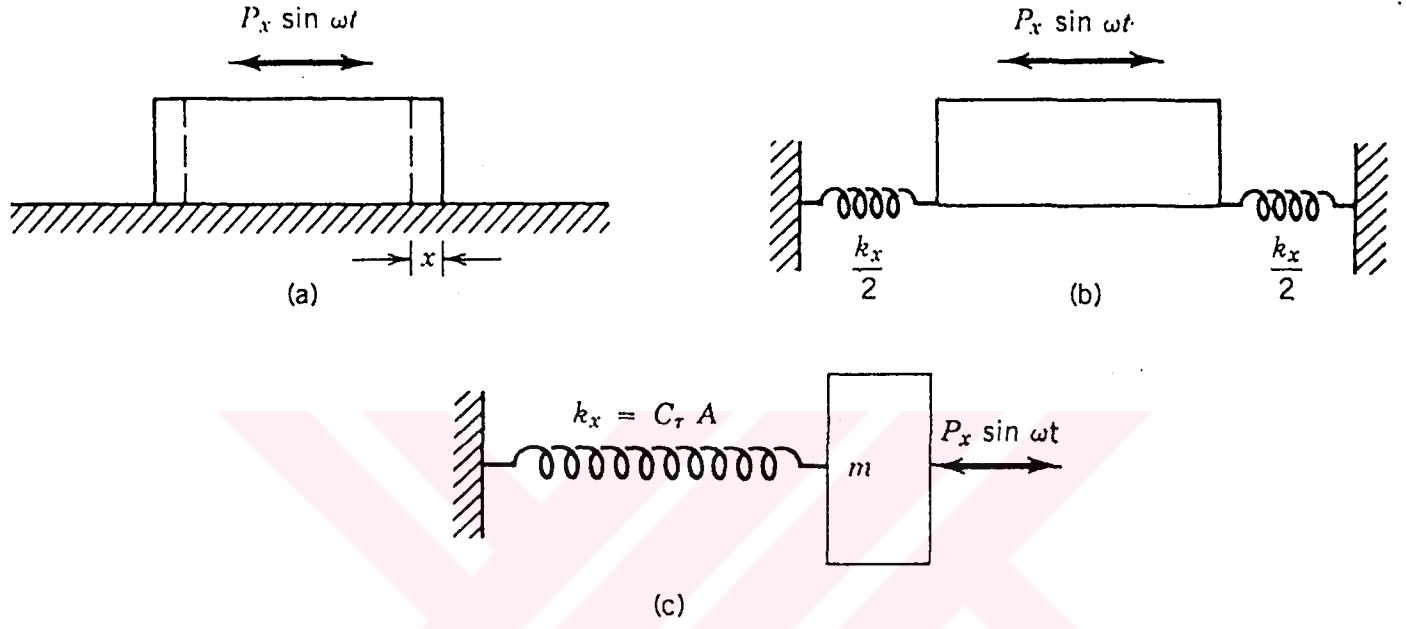
$$k_x = C_\tau A \quad (3.53)$$

Burada C_τ = elastik düzgün yayılı kayma tasman katsayısı

$$C_\tau = \frac{\text{düzgün yayılı kayma tasman katsayısı } (\tau_{av})}{\text{elastik kayma deplasmanı } (s_e)}$$

Denklem (3.52a) yeniden yazılırsa :

$$m\ddot{x} + C_\tau A x = P_x \sin \omega t \quad (3.54)$$



Şekil 3.10. Yatay öteleme yapan temel kütlesi

Sistemin doğal frekansı :

$$\omega_{nx} = \left(\frac{C_r A}{m} \right)^{1/2} \text{ rad/sn.} \quad (3.55a)$$

Sistemin maksimum genliği :

$$A_x = \frac{P_x}{m(\omega_{nx}^2 - \omega^2)} \quad (3.55b)$$

Sallanma Titreşimleri

Zorlayıcı moment $M_y(t) = M_y \sin \omega t$ 'ye maruz bir temel kütlesinin yalnızca sallanma titreşimi yaptığını varsayalım (Şekil 3.11). Burada M_y momenti xz düzleminde, y eksenini etrafında etkiyen momenttir. Temelin y eksenini etrafında simetrik ve temel taban alınının ve makina ve temelin kütle merkezinin, aynı düşey eksen ve aynı moment düzleminde olduğu kabul edilir. Temelin yer değiştirmiş hali Şekil 3.11a 'da gösterilmiştir. Newton 'un ikinci yasasının uygulanması sonucu hareket denklemi, aşağıdaki gibi elde edilir.

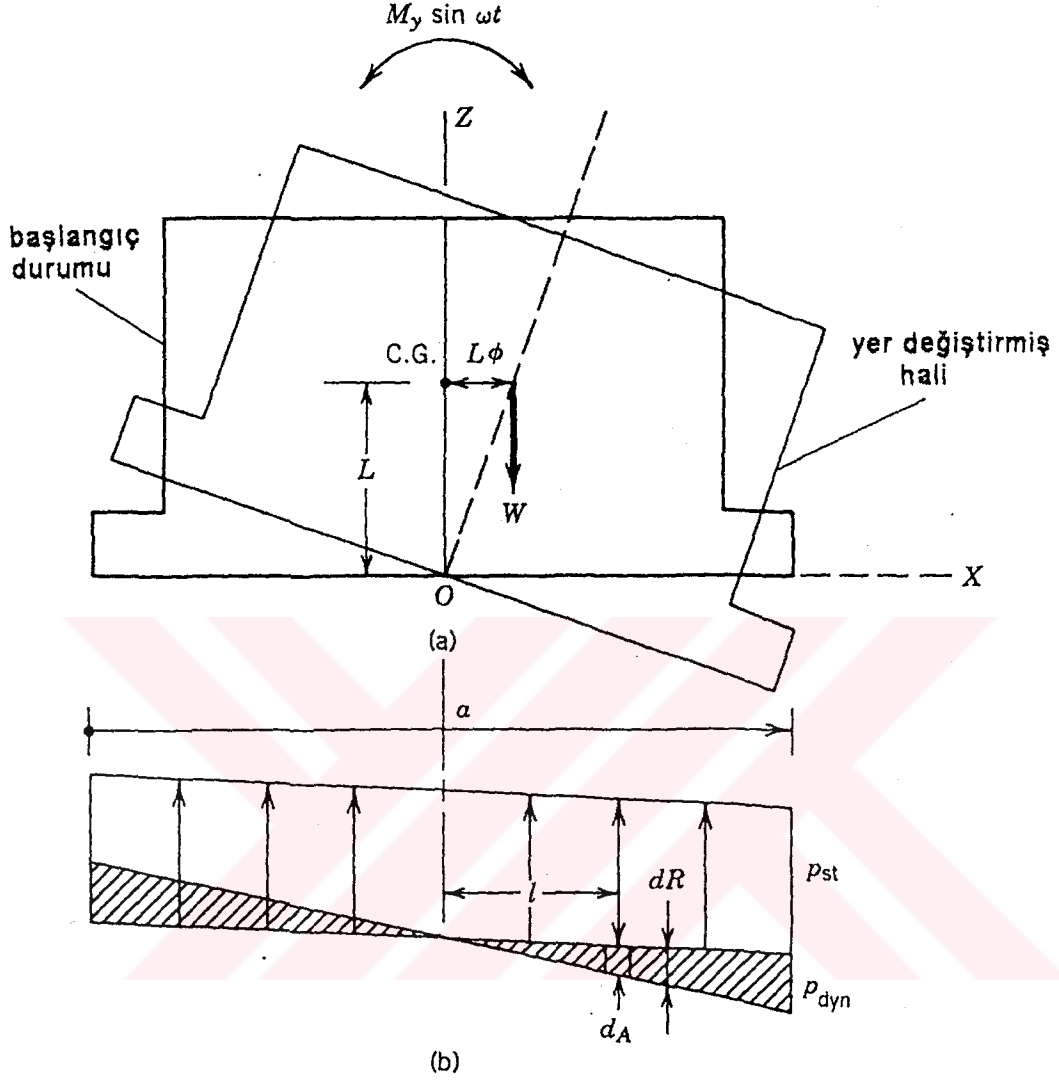
1. Bir temelin eylemsizliği nedeniyle oluşan M_i momenti:

$$M_i = -M_{mo} \ddot{\phi} \quad (3.56)$$

M_{mo} = dönme eksenine göre temel ve makina kütlesinin eylemsizlik momenti

2. Temelin ağırlık merkezinin yer değiştirmesi sebebi ile oluşan M_ω momenti:

$$M_\omega = W L \tan \phi \quad (3.57)$$



Şekil 3.11. Rijit temelin sallınma titreşimi (a) uygulanan moment altında kütleinin durumu (b) tabanda zemin tepkisi

Deplasman açısı ϕ 'nin, çok küçük olduğu düşünülerek $\tan\phi = \phi$ rad. olarak alınır ve denklem (3.57), yeniden yazılırsa:

$$M_{\phi} = WL\phi \quad (3.58)$$

Burada L = Dönme eksenini ve ağırlık merkezi arasındaki uzaklık

W = Temelin ağırlığı

3. Zemin reaksiyonu nedeni ile oluşan M_R momenti.

Şekil 3.11b 'de dönme ekseninden l uzaklığındaki zemin ile temas eden temel taban alanının çok küçük bir parçası, dA 'yı ele alalım. Zemin reaksiyonu, sözü edilen alanın yer değiştirmesine bağlıdır. Dönme ekseninde sıfır ve temelin ucunda da en yüksek değerini alır. dA alanında zemin reaksiyonu:

$$dR = C_{\phi} l \phi dA \quad (3.59)$$

Burada C_{ϕ} = elastik düzgün yayılı olmayan basınç tasman katsayısı

Zemin tepkisi dR tarafından oluşturulan tepki momenti dM_R :

$$dM_R = l dR = -C_{\phi} l^2 \phi dA$$

Zemin tepkisini, Şekil 3.11b 'de gösterildiği gibi sürekli olduğu durumlarda toplam tepki momenti :

$$M_R = -\int_A C_{\phi} l^2 \phi dA = -C_{\phi} \phi \int l^2 dA = C_{\phi} I \phi \quad (3.60)$$

Burada I = zemine temas eden temel alanının dönme eksenini etrafındaki eylemsizlik momenti.

4. Zorlayıcı kuvvet $M_y(t) = M_y \sin \omega t$

Hareket denklemini yazılırsa :

$$M_{mo} \ddot{\phi} + (C_{\phi} I - WL) \phi = M_y \sin \omega t \quad (3.61)$$

Sistemin doğal frekansı :

$$\omega_{n\phi} = \left(\frac{C_{\phi} I - WL}{M_{mo}} \right)^{1/2} \text{ rad / sn.} \quad (3.62a)$$

Denklemlerde WL terimi $C_{\phi} I$ ile karşılaştırılırsa ihmal edilebileceği ortaya çıkar. Bu nedenle ;

$$\omega_{n\phi} = \left(\frac{C_{\phi} I}{M_{mo}} \right)^{1/2} \text{ rad / sn.} \quad (3.62b)$$

Sistemin genliği :

$$A_{\phi} = \frac{M_y}{M_{mo} (\omega_{n\phi}^2 - \omega^2)} \quad (3.63)$$

Sallanma titreşimi düşey ve yatay titreşim genliklerini artırır. Sallanma titreşimi ile ortaya çıkan maksimum düşey titreşim genliği :

$$A_{\phi} = \frac{a}{2} A_{\phi} \quad (3.64)$$

Burada a = temelın dönme eksenine dik boyutu (Şekil 3.10b). Benzer şekilde yatay titreşim genliği:

$$A_{x1} = h A_{\phi} \quad (3.65)$$

Burada h = genliği saptanacak noktanın zemin yüzünden olan yüksekliği.

Boyutları a ve b olan temelin eylemsizlik momenti I :

$$I = \frac{ba^3}{12} \quad (3.66)$$

Temelin sallanma titreşimine tepkisi, dönme eksenini (z -ekseni) 'ne dik olan temel boyutları (a, b) ile ilgilidir. Bu nedenle sallanma titreşimi etkisinde kalacak bir temel boyutlandırılırken bu ilke gözönüne alınmalıdır.

Burulma (yawing) Titreşimleri

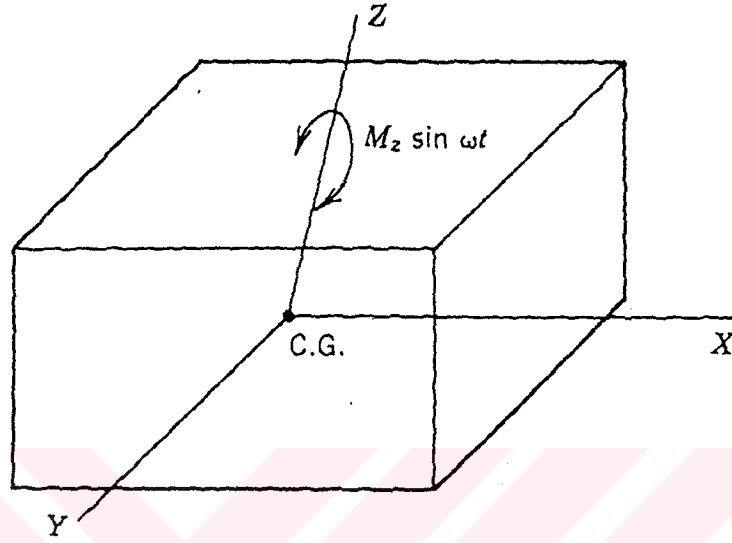
Temelin ağırlık merkezinden geçen düşey eksen etrafında, xy -düzleminde etkiyen $M_z(t) = M_z \sin \omega t$ yatay momentine maruz kalan bir temel, burulma titreşimleri yapar ve temelin herhangi bir zamandaki pozisyonu dönme açısı ψ ile ifade edilir.

Tabanda yatay yerdeğıştirme, düşey dönme ekseninden bir mesafeye göre değişir (Şekil 3.12.), ve zemin direnci buna bağlı olarak üniform olmayan bir kayma basınç dağılımı gösterir. Bu kayma basınç dağılımı, elastik üniform olmayan kayma basınç tasman katsayısı C_ψ ile tanımlanır. Salınım titreşiminde olduğu gibi, burulma titreşimleri hareket denklemi :

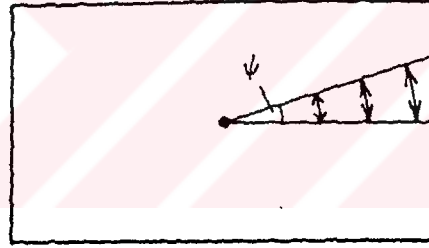
$$M_{mz} \ddot{\psi} + C_\psi J_z \dot{\psi} = M_z \sin \omega t \quad (3.67)$$

Burada M_{mz} = temel ve makinanın, dönme eksenini etrafındaki kütile atalet momenti

J_z = temel taban alanının polar atalet momenti



(a) izometrik görünüş



(b) plan

Şekil 3.12. Rijit temelin burulma titreşimi (a) yatay kuvvete maruz kalan blok (b) üniform olmayan kayma gerilmesi etkisinde temel taban alanı

Burulma titreşimlerinin toğal frekansı :

$$\omega_{n\psi} = \left(\frac{C_{\psi} J_z}{M_{mz}} \right)^{1/2} \quad (3.68)$$

Yay sabiti :

$$k_{\psi} = C_{\psi} J_z \quad (3.69)$$

Maksimum genlik :

$$A_{\psi} = \frac{M_z}{M_{mz} (\omega_{n\psi}^2 - \omega^2)} \quad (3.70)$$

ve yatay deplasman A_h (burulma momenti sebebiyle) :

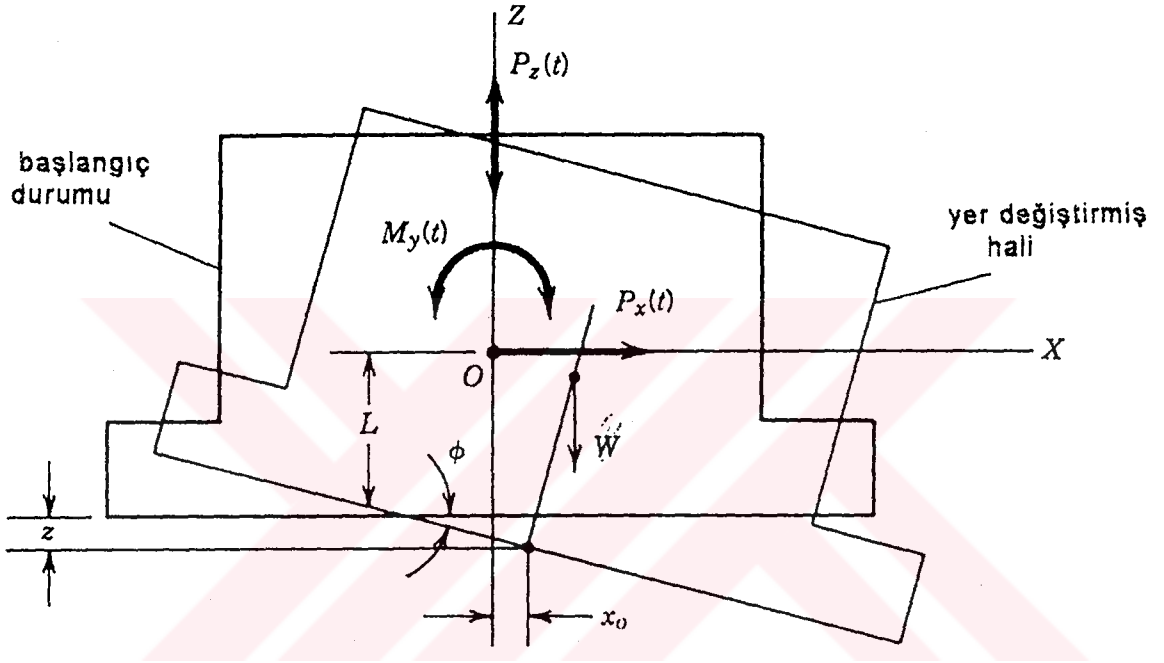
$$A_h = r A_{\psi} \quad (3.71)$$

Burada $r =$ dönme ekseninden temel üzerindeki herhangi bir noktaya yatay mesafedir.

Sallanma, Kayma ve Düşey Titreşimlerinin Eşzamanlı Olarak Oluşması Halli

Birçok durumda, makina temeli salınım, kayma ve düşey titreşimlere aynı anda maruz kalır. Bu durumda da temel taban alanının merkezi ve temel ve makinanın ağırlık merkezinin aynı düşey eksen üzerinde bulunduğu varsayılır. Şekil 3.13 'de temel ve makinanın ortak ağırlık merkezine istinad edilen kuvvetlere ve momentlere maruz bir temel gösteriliyor. Bu kuvvetler ve momentler :

1. Düşey kuvvet $P_z(t) = P_z \sin \omega t$
2. Yatay kuvvet $P_x(t) = P_x \sin \omega t$
3. Moment $M_y(t) = M_y \sin \omega t$



Şekil 3.13. Düşey $P_z(t)$, ve yatay $P_x(t)$ kuvvetlerine ve $M_y(t)$ momentine aynı anda maruz kalan kütle temeli

Eğer koordinat merkezi, ağırlık merkezi de olan "O" da alınırsa aşağıdaki temel deplasmanlarının dikkate alınması gerekir :

1. Düşey doğrultuda z deplasmanı
2. Yatay doğrultuda x₀ deplasmanı ve
3. Tabanda φ, dönme deplasmanı

Ağırlık merkezine istinad edilen hareket denklemleri, d'Alemberts ilkesi uygulanarak yazılabilir.

$$-m\ddot{z} + Z_1 = 0 \quad (3.72)$$

$$-m\ddot{x} + X_1 = 0 \quad (3.73)$$

$$-M_m\ddot{\phi} + M_1 = 0 \quad (3.74)$$

Burada $Z_1 = z$ -ekseni üzerine, temele etkiyen dış kuvvetlerin izdüşümü

$X_1 = x$ -ekseni üzerine, temele etkiyen dış kuvvetlerin izdüşümü

$M_1 =$ temele xz-düzleminde etkiyen tüm dış momentlerin toplamı

$M_m =$ Titreşim düzlemine dik ve makina temel sisteminin ortak ağırlık merkezinden geçen bir eksen etrafında, makina ve temelin ortak kütle atalet momenti.

Herhangi bir t zamanında, temele aşağıdaki kuvvetler etkir :

1. Temel ve makinanın ağırlığı,

$$Z_1 = -W$$

2. Zemin reaksiyonu Z_2 ,

$$Z_2 = C_u A z_{st} \quad (3.75)$$

3. Zemin reaksiyonu Z_3 (herhangi bir t zamanında, denge durumundan ölçülen, temelin z -düşey deplasmanı tarafından oluşturulan),

$$Z_3 = C_u A z \quad (3.76)$$

4. Yatay zemin reaksiyonu X_1 (tabanda),

$$X_1 = -C_\tau A x_0 \quad (3.77)$$

$$x_0 = x - L\phi \quad (3.78)$$

Burada x = ağırlık merkezinin düşey deplasmanıdır.

Denklem (3.78), denklem (3.77) 'de yerine yazılırsa :

$$X_1 = -C_\tau A (x - L\phi) \quad (3.79)$$

5. Makina-temel sisteminin ağırlık merkezinin yerdeğiştirmesi ile oluşan M_1 momenti,

$$M_1 = W L \phi \quad (3.80)$$

6. Yatay zemin reaksiyonu X_1 tarafından oluşturulan M_2 momenti,

$$M_2 = C_\tau A (x - L\phi) L \quad (3.81)$$

7. Zemin direncinin oluşturduğu M_R momenti,

$$M_R = -C_\phi \phi \quad (3.82)$$

Yukarıdaki kuvvetler ve momentler denklem (3.72), (3.73) ve (3.74) 'te yerine yazılırsa :

$$m\ddot{z} + C_u A \cdot z = P_z(t) \quad (3.83)$$

$$m\ddot{x} + C_\tau A \cdot x - C_\tau AL\phi = P_x(t) \quad (3.84)$$

$$M_m \ddot{\phi} - C_\tau AL \cdot x + (C_\phi I - WL + C_\tau AL^2)\phi = M_y(t) \quad (3.85)$$

Denklem (3.83) sadece z terimlerini içeriyor ve hiçbir şekilde denklem (3.84) ve (3.85) 'e bağımlı değildir. Bundan yola çıkarak temelin düşey titreşimlerinin diğer titreşimlerinden bağımsız olduğu söylenebilir. Denklem (3.84) ve (3.85) 'ün ikisi de x ve ϕ 'ye karşılıklı bağılıdır. Bundan dolayı sadece kayma (yatay öteleme) ve sallanma titreşim hareketlerinin eşzamanlı olarak oluştuğu sonucuna varılabilir. Temelin düşey titreşimlerinin diğer titreşimlerden bağımsız olarak oluştuğu ve bu konunun önceki bölümlerde ayrıca incelenmiş olduğundan dolayı, şimdi, eşzamanlı olarak oluşan kayma ve sallanma titreşim hareketlerinin özellikleri şimdi incelenecektir.

Eşzamanlı Kayma ve Sallanma Titreşimlerinin Doğal Frekansları

Eşzamanlı kayma ve sallanma titreşimleri, x ve ϕ değişkenlerine bağlı iki serbestlik dereceli bir sistemdir. Sistemin serbest titreşim yaptığı kabul edilirse, zorlayıcı kuvvet fonksiyonları sıfıra eşitlenir ve doğal frekansları hesaplanır.

$$m\ddot{x} + C_\tau A \cdot x - C_\tau AL\phi = 0 \quad (3.86)$$

ve

$$M_m \ddot{\phi} - C_\tau AL \cdot x + (C_\phi I - WL + C_\tau AL^2)\phi = 0 \quad (3.87)$$

Bu eşitliklerin özel çözümleri :

$$x = X \cdot \sin(\omega_n + \alpha) \quad (3.88)$$

ve

$$\phi = \Phi \cdot \sin(\omega_n + \alpha) \quad (3.89)$$

olduğu varsayılarak çözümler yapılır.

Burada X , Φ ve α başlangıç koşullarına göre değer alan sabitlerdir.

Denklem (3.88) ve (3.89), denklem (3.85) ve (3.87) 'da yerine konur ve $\sin(\omega_n + \alpha)$ 'ya bölünürse,

$$X(C_\tau A - m\omega_n^2) - C_\tau AL\phi = 0 \quad (3.90)$$

ve

$$-C_\tau ALX + \Phi(C_\tau AL^2 + C_\phi I - WL - M_m \omega_n^2) = 0 \quad (3.91)$$

bulunur.

Denklem (3.99) 'dan :

$$X = \frac{C_\tau AL\Phi}{C_\tau A - m\omega_n^2} \quad (3.92)$$

Denklem (3.101), denklem (3.100) 'da yerine yazılır ve yeniden düzenlenirse :

$$\Phi \cdot -C_\tau^2 A^2 L^2 + (C_\phi I - WL + C_\tau AL^2 - M_m \omega_n^2)(C_\tau A - m\omega_n^2) = 0 \quad \dots\dots\dots (3.93)$$

olarak elde edilir. Bu eşitlikte Φ sıfıra eşit olamayacağı için parantez içindeki ifade sıfıra eşitlenir.

$$-C_{\tau}^2 A^2 L^2 + (C_{\phi} I - WL + C_{\tau} A L^2 - M_m \omega_n^2)(C_{\tau} A - m \omega_n^2) = 0 \dots (3.94)$$

Burada ω_n değişkeni, sallanma ve kayma eşzamanlı titreşiminin doğal frekansıdır ve denklem (3.103) 'teki bilinmeyen tek terimdir. Denklem (3.103), ω_n için çözülür ve mM_m 'e terimine bölünürse :

$$\omega_n^4 - \omega_n^2 \left[\left(\frac{C_{\phi} I - WL}{M_m} \right) + \frac{C_{\tau} A (M_m + mL^2)}{mM_m} + \frac{C_{\tau} A}{m} \left(\frac{C_{\phi} I - WL}{M_m} \right) \right] = 0$$

.....(3.95)

$M_m + mL^2$ terimi burada titreşim düzlemine dik olan ve taban alan merkezinden geçen eksen etrafında, makina ve temelin kütle atalet momentidir ve M_{m0} ile gösterilir.

$$M_{m0} = M_m + mL^2 \quad (3.96a)$$

$$\gamma = \frac{M_m}{M_{m0}} \quad 1 > \gamma > 0 \quad \text{için} \quad (3.96b)$$

$$\omega_{nx}^2 = \frac{C_{\tau} A}{m} \quad (3.96c)$$

ve

$$\omega_{n\phi}^2 = \frac{C_{\phi} I - WL}{M_{m0}} \quad (3.96d)$$

terimleri denklem (3.104) 'te yerine konur ve yeniden yazılırsa:

$$\omega_n^4 - \left(\frac{\omega_{nx}^2 + \omega_{n\phi}^2}{\gamma} \right) \omega_n^2 + \frac{\omega_{nx}^2 \omega_{n\phi}^2}{\gamma} = 0 \quad (3.97)$$

Denklem (3.106), sallanma ve kayma eşzamanlı titreşiminin frekans denklemidir. Bu denklemin çözümü :

$$\omega_{n12}^2 = \frac{1}{2\gamma} \left[(\omega_{nx}^2 + \omega_{n\phi}^2) \pm \sqrt{(\omega_{nx}^2 + \omega_{n\phi}^2)^2 - 4\gamma\omega_{n\phi}^2\omega_{nx}^2} \right] \dots(3.98)$$

Eşzamanlı Sallanma ve Kayma Titreşimlerinin Genlikleri

Sistemin doğal frekansları saptandıktan sonra titreşim genlikleri hesaplanabilir. Bunun için üç durum söz konusudur.

1. Durum :Sadece $P_x(t)$ 'nin etki ettiği varsayılırsa :

$$m\ddot{x} + C_\tau A \cdot \dot{x} - C_\tau AL\phi = P_x \sin\omega t \quad (3.99)$$

ve

$$M_m \ddot{\phi} - C_\tau AL \cdot \dot{x} + (C_\phi I - WL + C_\tau AL^2)\phi = 0 \quad (3.100)$$

Denklemlerinin özel çözümleri :

$$x = A_x \sin\omega t$$

$$\phi = A_\phi \sin\omega t$$

Burada A_x ve A_ϕ maksimum kayma ve sallanma genlikleridir. Bu çözümler yukarıdaki denklemlerde yerine konur ve A_x için çözümlürse :

$$A_\phi = \frac{C_\tau AL}{\Delta(\omega^2)} P_x \quad (3.101)$$

ve

$$A_x = \frac{C_\tau AL^2 + C_\phi I - WL - M_m \omega^2}{\Delta(\omega^2)} P_x \quad (3.102)$$

Burada $\Delta(\omega^2) = mM_m(\omega_{n1}^2 - \omega^2)(\omega_{n2}^2 - \omega^2)$ dir.

2. Durum. Sadece $M_y(t)$ 'nin etkidiği düşünülürse :

$$m\ddot{x} + C_r A \cdot \dot{x} - C_r AL\phi = 0 \quad (3.103)$$

ve

$$M_m \ddot{\phi} - C_r AL \cdot \dot{x} + (C_\phi I - WL + C_r AL^2)\phi = M_y \sin \omega t \quad (3.104)$$

Denklem (3.108) ve (3.109) için varsayılan özel çözümler, denklem (3.112) ve (3.113) için de kullanılabilir.

$$A_x = \frac{C_r AL}{\Delta(\omega^2)} M_y \quad (3.105)$$

ve

$$A_\phi = \frac{C_r A - m\omega^2}{\Delta(\omega^2)} M_y \quad (3.106)$$

3. Durum. $M_y(t)$ ve $P_x(t)$ 'nin birlikte etkidiği durumlarda :

$$A_x = \frac{(C_r AL^2 + C_\phi I - WL - M_m \omega^2) P_x + (C_r AL) M_y}{\Delta(\omega^2)} \quad (3.107)$$

ve

$$A_\phi = \frac{(C_r AL) P_x + (C_r A - m\omega^2) M_y}{\Delta(\omega^2)} \quad (3.108)$$

Düşey ve yatay titreşimlerin toplam genlikleri :

$$A_v = A_z + \frac{a}{2} A_\phi \quad (3.109)$$

ve

$$A_h = A_x + hA_\phi \quad (3.110)$$

Temel ve Makina Kütlesinin Dışmerkezli Olması Durumunda Doğal Frekanslara Olan Etkisi

Şimdiye kadar yapılan analizlerde, temel ve makina kütlesinin ağırlık merkezi ile temel taban alanı merkezinin aynı düşey eksen üzerinde bulunduğu varsayılmıştı. Temelin simetrik olmaması veya dışmerkezli olması durumunda, eğer dışmerkezlik temelin asimetrik oluşundan kaynaklanıyorsa, gereken yerlere kütle eklenerek simetri sağlamaya çalışılabilir. Bunun giderilmesinin mümkün olmadığı durumlarda, zemin temel makina sistemi üç serbestlik dereceli bir sistem gibi davranacağından, bu şekilde analiz edilmesi gerekebilir.

Kütle Temellerinin Tepkisi Hesaplanırken Kullanılan Varsayımların Geçerliliği

Doğrusal elastik ağırlıksız yay yöntemi geliştirilirken, bir takım besitleştirici varsayımlarda bulunulmuştu. Bu varsayımların geçerliliği üzerinde şunlar söylenebilir:

1. *Temel Kütlesinin Rijitliği:* Zeminle karşılaştırıldığında temelin sonsuz rijit olduğu varsayımı, uygulamalar ile kanıtlanmıştır.
2. *Ağırlıksız Zemin:* Bu varsayım, gerçekte geçerli değildir. Barkan (1962) zemin kütlesinin, temelin %23'ü olarak hesaplara katılabileceğini savunmuştur. Fakat bu durumda, hesaplanan frekanslarda %10 bir düşüş olacaktır. Günümüzde hesaplar, zemin kütlesinin etkisi ihmal edilerek yapılmaktadır (Prakash, Puri, 1988).
3. *Zeminin Doğrusal Elastik Davranışı:* Makinanın çalıştırılması ile ortaya çıkan dinamik yüklerin büyüklüğü, temel ve makinanın statik ağırlıklarının %10'unu aşmamaktadır (Prakash, Puri, 1969). Bu

yüzden, makinanın çalıştırılması ile oluşan tekrarlanan dinamik yükler, az miktarda oturmalara sebep olur ve bu ilk birkaç tersinir gerçekleşir. Devamında zeminin elatik davrandığı düşünülür.

4. Sönümün İhmal Edilmesi: Sönümün ihmal edilebileceği varsayılmaz, çünkü titreşim yapan bütün zemin-temelsistemleri, sonuçta enerjilerini üzerinde oturdukları ortama verirler. Gerçek sönüm miktarı, titreşim parametrelerine (frekans ve genlik), titreşim modlarına, temelin geometrisine ve zeminin yapısına bağlı olarak değişir.

Sistemin sönüm oranı ξ bilinirse, sönümlü frekans, aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$\omega_{nd} = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (3.111)$$

$$\xi = 10\% \text{ için } \omega_{nd} = 0.995 \omega_n$$

$$\xi = 30\% \text{ için } \omega_{nd} = 0.953 \omega_n$$

Yukarıdaki bağıntıdan da anlaşıldığı gibi, sönümün doğal frekanslar üzerindeki etkisi, çok azdır. Fakat titreşim genlikleri üzerindeki sönüm etkisi, çok önemlidir. Az bir miktarda sönüm miktarı bile, titreşim genliğini azaltır.

5. Temelin Zemin Üzerinde Durması: Bu, çok idealize bir kavramdır. Bütün temeller, belirli bir derinlikte bulunurlar. Temelin gömülme etkisine tepkisi, aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- a) Temel taban seviyesinin üzerinde kalan toprak, temelin tabanında, dinamik zemin parametrelerini etkiler.
- b) Temelin yanıl alanları nedeni ile ayrıca bir zemin direnç kuvveti sözkonusu olur.
- c) Temelin zeminle olan temas alanının (taban ve yanıl alanları) artması durumunda, zemine aktarılan enerji de artacağından, zemin-temel sisteminin sönümü de artar.

d) Titreşime katılan zemin kütlesinde artış olacağından, sistemin genliğini etkiler.

Genellikle, temelin zemine gömülmesi durumunda, zemin-temel sisteminin doğal frekansı büyür ve titreşim genliği küçülür. Gömülü makina temellerinin hesap yöntemler:

1. Elastik Yarı-Uzay Yöntemi (Novak ve Beredugo, 1971,1972).
2. Doğrusal Elastik Ağırksız Yay Yöntemi (Barkan, 1962).



3.7. BLOK TİPİ TEMELLER İÇİN TASARIM AŞAMALARI

Bu kısma kadar olan bölümlerde blok temellerin analiz yöntemleri ve krank mekanizmalı makinaların tasarım kriterleri tartışıldı. Günümüzde krank mekanizmalı makinaların temelleri için kullanılan yöntemler şunlardır:

1. Elastik yarı-uzay yaklaşımı (Richart et. al., 1970)
2. Doğrusal elastik ağırlıksız yayyaklaşımı (Barkan, 1962).

Her iki yöntemin tasarım aşamaları, adım adım aşağıda verilmiştir. Rasyonel bir makina temeli tasarımına geçmeden önce, makina ve zemin ile ilgili verilerin tedarik edilmesi gerekir. İlgili verilerin toplanması işlemi, ilk ve en önemli adımdır.

1) Makina ile ilgili veriler

Aşağıdaki bilgilerin makina imalatçısı tarafından verilmesi gerekir:

a) Makina ile ilgili planlar, detaylar, yükleme diyagramları ve yüklerin uygulama noktaları

b) Temelin üst yüzünden itibaren, makinanın ana shaft ekseninin yüksekliği

c) Makinanın kapasitesi

d) Makinanın çalıştırma hızı

e) Zorlayıcı kuvvet ve momentler ve motorun kısa devre momenti

- f) Makinanın boyuna ve enine kesit planları
- g) İzin verilebilir titreşim genlikleri

2. Zemin verileri:

- a) Zemin tabakaları ile ilgili veriler (kaya tabakasına kadar)
- b) Zeminin dinamik özellikleri (G , ρ , ν)
- c) Yeraltı suyu seviyesi (Senenin farklı zamanları için)

3. Tahmini temel boyutu

Ön tasarım için, uygun bir temel boyutu seçilmelidir. Boyutlar seçilirken aşağıda belirtilen hususlar gözönüne alınır, uygun boyutu seçmede kolaylık sağlayacaktır.

Temel Kütlesi Alanı: Temel kütlesinin alanı, makinanın taban alanından büyük olmalıdır. Mesela, makina taban alanı ile temel kütlesi alanı arasında en az 150 mm. temiz açıklık olmalıdır.

Derinlik: Temel her türlü oturmaya, devrilmeye ve kırılmalara karşı yeterli derinlikte olmalıdır.

Ağırlık Merkezi: Makina ve temelin ağırlık merkezi, olabildiğince temelin ağırlık merkezine yakın olmalıdır.

Dışmerkezlilik: Dışmerkezlilik, en fazla temelin kısa kenarının %5'i kadar olmalı, bunu aşmamalıdır.

Hesapları basitleştirmek için mümkünse basit bir temel şekli seçilmesi ve eğer gerekli değilse asimetrik, boşluklu vb. olmamasına dikkat edilmesi uygun olur.

4. Dengelenmemiş zorlayıcı yüklerin ve momentlerin saptanması

Makina tarafından yaratılan dengelenmemiş yükler ve momentler, temel ve makinanın ortak ağırlık merkezlerini dikkate alarak yeniden hesaplanmalıdır. Dışmerkezliliğin araştırılması gerekmektedir. Dengelenmemiş yüklerin ve momentlerin son durumu, tasarıncıya temelin titreşimi hakkında en doğru bilgiyi verir.

5. Eylemsizlik Momentlerinin ve Kütle Eylemsizlik Momentlerinin Saptanması

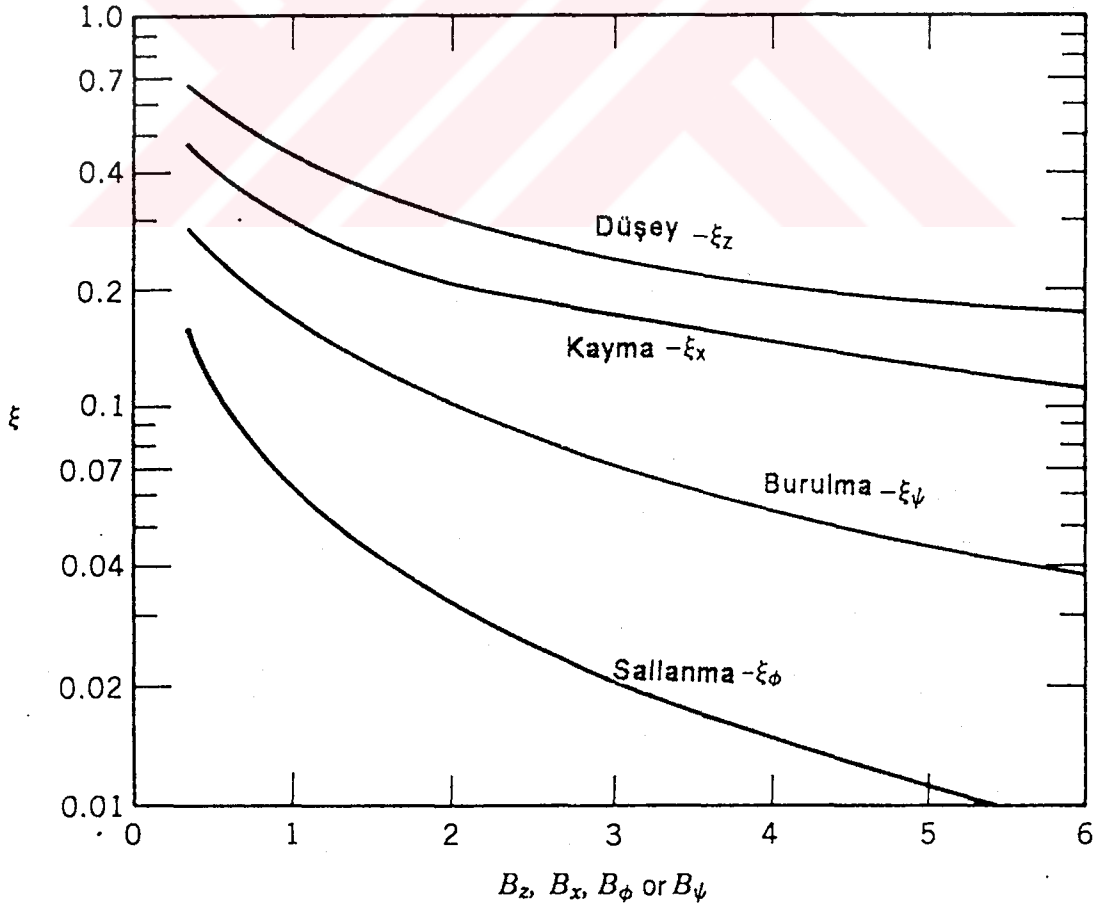
6. Eşdeğer yarıçap, Kütle oranı, Yay sabiti ve Sönüm katsayılarının saptanması. Bu değerler, Tablo 3.1 ve Şekil 3.14'ten hesaplanabilirler.

7A. Elastik Yarı Uzay Yaklaşımı İçin Doğal Frekansların ve Genliklerinin Saptanması

Titreşim Modu (1)	Kütle (atalet) Oranı (2)	Sönüm Katsayısı (3)	Yay Katsayısı (4)*
Düşey	$B_z = \frac{(1-\nu)}{4} \frac{m}{\rho r_o^3}$	$\xi_z = \frac{0.425}{B_z}$	$k_z = \frac{4Gr_o}{1-\nu}$
Kayma	$B_x = \frac{(7-8\nu)}{32(1-\nu)} \frac{m}{\rho r_o^3}$	$\xi_x = \frac{0.2875}{B_x}$	$k_x = \frac{32(1-\nu)}{7-8\nu} Gr$
Sallanma	$B_\phi = \frac{3(1-\nu)}{8} \frac{M_{m0}}{\rho r_o^5}$	$\xi_\phi = \frac{0.15}{(1+B_\phi)\sqrt{B_\phi}}$	$k_\phi = \frac{8Gr_o^3}{3(1-\nu)}$
Burulma	$B_\psi = \frac{M_{mz}}{\rho r_o^5}$	$\xi_\psi = \frac{0.5}{1+2B_\psi}$	$k_\psi = \frac{16}{3} Gr_o^3$

Kaynak: Richart, Hall, and Woods, "Vibrations of Soils and Foundations", 1970.
(*Benzeşim çözümünden)

Tablo 3.1. Elastik yarı-uzay zemine oturan rijit dairesel temel için yay katsayısı k, sönüm katsayısı ξ , atalet veya kütle oranı B.



Şekil 3.14. Elastik yarı-uzay zemine oturan rijit dairesel temelin titreşimi için eşdeğer sönüm oranları

7B. Doğrusal Elastik Ağırlıksız Yay Yaklaşımı İçin Doğal Frekansların ve Genliklerinin Saptanması

8. Tasarımın Kontrol Edilmesi

Yedinci adımda hesaplanan doğal frekanslar makinanın işletme hızı ile; ve titreşim genlikleri de "izin verilebilir genlikler" (Tablo 1.6) ile karşılaştırılır. Böylece, seçilen temel boyutlarınınin yeterliliği, araştırılır. Temel zemin sisteminin doğal frekansı, makina işletme hızından en az %30 farklı olmalıdır. Eğer mümkünse bu oran %50'ye çıkarılmalıdır. Titreşim genliği, limit değerlerinin altında kalmalıdır.

Farklı titreşim modlarında titreşen makinanın bileşke titreşim genliği bulunarak, bunun "izin verilebilir değerleri" aşmaması sağlanır.

3.8. ÖRNEKLER

Örnek 1.

Şekil 3.14'te görülen beton kütlesi, krank mekanizmalı bir makinanın temeli olarak tasarlanmıştır. Makinanın işletme hızı 600 rpm 'dir ve makina temel üzerine simetrik olarak yerleştirilmiştir. Makinanın ağırlığı 1.1 t. 'dur. Makinanın çalışmasından kaynaklanan düşey dengelenmemiş kuvvet $P_z=0.2\sin\omega t$ olarak verilmiştir. Dinamik kesme modülü $G=500 \text{ kg/cm}^2$, $\nu=0.33$, zemin birim ağırlığı $\gamma_s=1.65 \text{ t/m}^3$ ve beton birim ağırlığı 2.4 t/m^3 'tür. Sistemin,

- a. dūşey titreşimlerinin dođal frekansı
- b. titreşim genliğini

EYU ve DEAY yaklaşımlarını kullanarak yapılan tahkikler ve sonuçları aşığıda verilmiştir.

Ortak veriler:

1. Makina ile ilgili veriler:

Makina ağırlığı = 1.1 t.

Makina işletme hızı = 600 rpm = 62.83rad/s

Dūşey dengelenmemiş kuvvet = $P_z = 0.2$ t.

2. Zemin ile ilgili veriler:

$G=500$ kg/cm²

$\nu=0.33$.

$\gamma_s=1.65$ t/m³

3. Temel ile ilgili veriler:

$\gamma_c=2.4$ t/m³

4. Hesaplar :

Temel+makina toplam ağırlığı = 37.1 t.

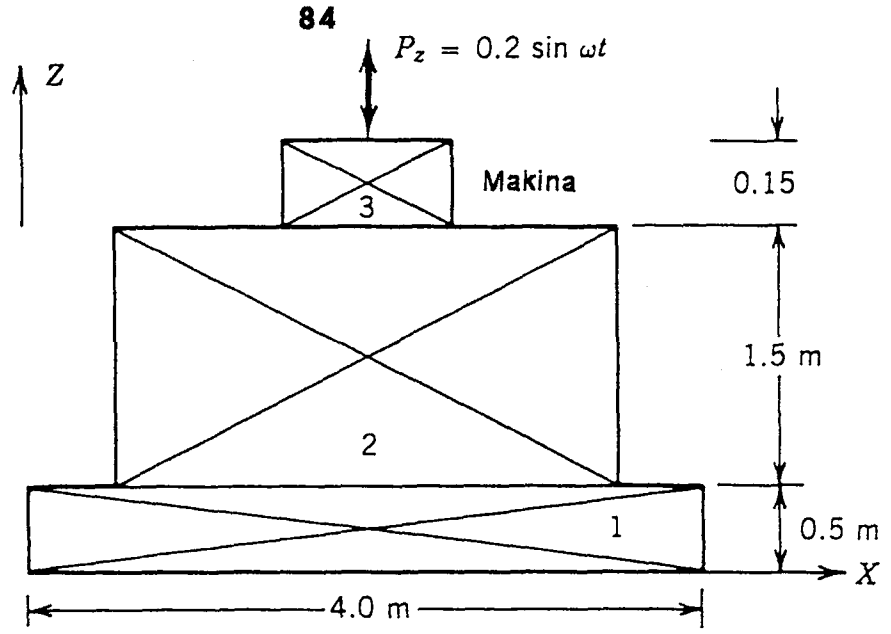
Temel taban alanı =12 m²

Eşdeğer yarıçap, $r_{oz} =1.9544$ m.

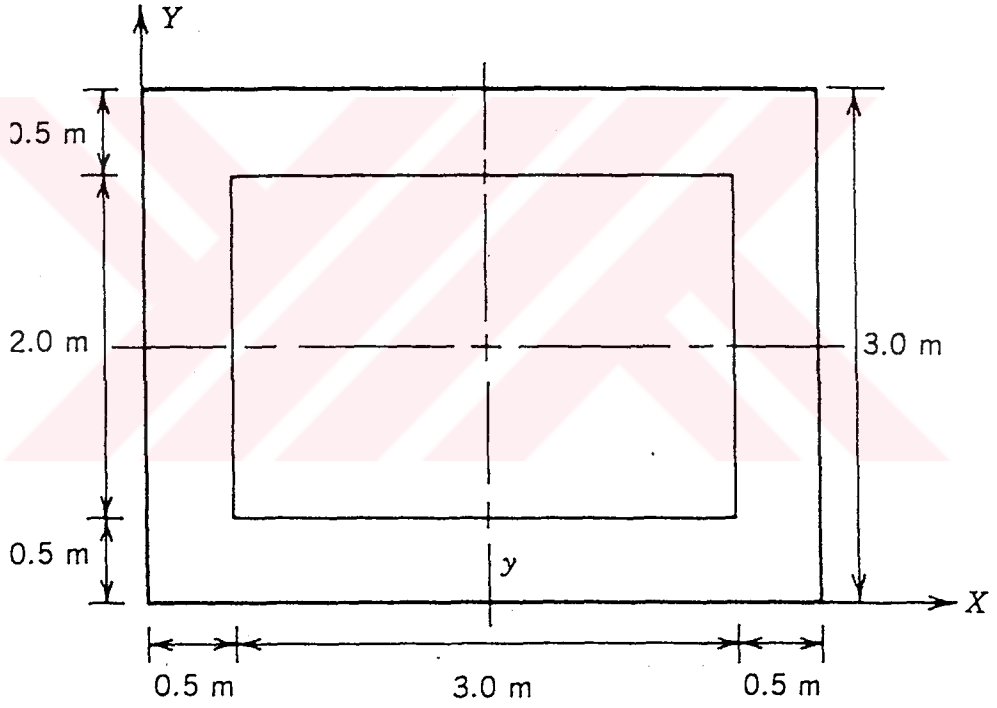
Kütle oranı, $B_z =0.5045$

Yay katsayısı $k_z =58340$ t/m

Sönüm katsayısı $\xi_z =0.598$



(a)



(b)

Şekil 3.15. Örnek 1, 2, 3 'e ilişkin gösterimler. (a) Kesit (b) Plan

A. Elastik yarı-uzay yöntemine göre;

Doğal frekans:

$$\omega_{nz} = \sqrt{\frac{k_z g}{W}} = 124.2 \text{ rad/s}$$

$$f_{nz} = \frac{\omega_{nz}}{2\pi} = 19.76 \text{ Hz}$$

Sönümlü doğal frekans :

$$(\omega_{nz})_d = 99.55 \text{ rad/s.}$$

$$(f_{nz})_d = 15.84 \text{ Hz.}$$

Titreşim genliği: $A_z = 0.0062 \text{ mm.}$

Sönümlü Titreşim genliği: $(A_z)_d = 0.0036 \text{ mm}$

B. Doğrusal elastik ağırlıksız yay yöntemine göre;

Basınç tasman katsayısı $C_u = 5 \text{ kg/cm}^3 = 5000 \text{ t/m}^3$ (10 m² alan için)

Doğal frekans:

$$\omega_{nz} = \sqrt{\frac{C_u A}{m}} = 125.95 \text{ rad/s.}$$

$$f_{nz} = 20 \text{ Hz.}$$

Titreşim genliği:

$$A_z = 0.0044 \text{ mm}$$

Örnek 2.

Şekil 3.14 'te görülen temelin üzerine simetrik olarak bir kompresör yerleştirilmiştir. Kompresörün ağırlığı 2.5 t ve çalışma esnasında zorlayıcı moment $M_y = 0.5 \sin \omega t$ t.m. 'nin oluşmasına neden olmaktadır. İşletme hızı 450 rpm. ve ağırlık merkezi temel seviyesi üzerinden 0.15 m. yukarıdadır. $G=600 \text{ kg/cm}^2$, $\nu=0.33$, zemin birim ağırlığı $\gamma_s=1.65 \text{ t/m}^3$ ve beton birim ağırlığı 2.4 t/m^3 'tür. Sistem,

a. doğal frekanslarını

b. titreşim genliklerini

EYU ve DEAY yaklaşımlarını kullanarak bulunması.

Ortak veriler:

1. Makina ile ilgili veriler:

Makina ağırlığı = 2.5 t.

Makina işletme hızı = 450 rpm = 47.12 rad/s

Zorlayıcı Moment = $M_y = 0.5 \text{ t.m}$

2. Zemin ile ilgili veriler:

$G=600 \text{ kg/cm}^2$

$\nu=0.33$.

$\gamma_s=1.65 \text{ t/m}^3$

3. Temel ile ilgili veriler:

$\gamma_c=2.4 \text{ t/m}^3$

Temel+makina toplam ağırlığı = 38.5 t.

Temel taban alanı = 12 m^2

4. Hesaplar :

Ortak ağırlık merkezi :

$$L = \frac{\sum m_i z_i}{\sum m_i} = 0.9344 \text{ m. (temel taban alanı seviyesinden itibaren)}$$

Makinanın ve temelin düşey eksene göre simetrik oluşundan dolayı $e_x = e_y = 0$

Eylemsizlik momenti $I = 16 \text{ m}^4$ (y-eksenine göre)

Kütle eylemsizlik momenti, $M_m = 4.7051 \text{ t.m.sn}^2$ (ortak ağırlık merkezinden geçen ve y-eksenine paralel bir eksen etrafında)

Kütle eylemsizlik momenti, $M_{m0} = M_m + mL^2 = 8.1316 \text{ t.m.sn}^2$ (taban alanı ağırlık merkezinden geçen, y-ekseni etrafında.)

$$\gamma = \frac{M_m}{M_{m0}} = 0.5786$$

Yatay titreşimler için

Eşdeğer yarıçap, $r_{0x} = 1.9544 \text{ m.}$

Kütle oranı, $B_x = 0.6356$

Yay katsayısı $k_x = 57663 \text{ t/m}$

Sönüm katsayısı $\xi_x = 0.36$

Sallama titreşimleri için

Eşdeğer yarıçap, $r_{0\phi} = 2.1245 \text{ m.}$

Kütle oranı, $B_\phi = 0.2806$

Yay katsayısı $k_\phi = 228990 \text{ t.m./rad.}$

Sönüm katsayısı $\xi_\phi = 0.22$

A. Elastik yarı-uzay yöntemine göre;

Yatay titreşim doğal frekansı : $\omega_{nx} = 121.21 \text{ rad/s.}$

Sallanma titreşimi doğal frekansı $\omega_{n\phi} = 167.81 \text{ rad/s.}$

Sallanma ve kayma (yatay) ortak titreşimleri doğal frekansları
(sönümsüz):

$$\omega_{n1}=250.2 \text{ rad/s.}$$

$$\omega_{n2}=106.8 \text{ rad/s.}$$

$$f_{n1}=39.82 \text{ Hz.}$$

$$f_{n2}=17.0 \text{ Hz.}$$

Sönümlü Titreşim genliği:

$$(A_x)_d=2.45 \times 10^{-6} \text{ m. (yatay titreşim için)}$$

$$(A_\phi)_d=2.19 \times 10^{-6} \text{ rad. (sallanma titreşim için)}$$

Toplam yatay genlik, $A_h=A_x+hA_\phi$ (Şekil 3.15)

$$A_h=0.005112 \text{ mm.}$$

Toplam düşey genlik, $A_v=\frac{a}{2} A_\phi=0.00438 \text{ mm.}$

B. Doğrusal elastik ağırlıksız yay yöntemine göre;

Basınç tasman katsayısı $C_u = 6 \text{ kg/cm}^3$

$$= 6000 \text{ t/m}^3 \text{ (10 m}^2 \text{ alan için)}$$

$$C_\phi = 2C_u \text{ (Barkan, 1962)}$$

Yatay titreşim doğal frekansı : $\omega_{nx}=95.775 \text{ rad/s.}$

Sallanma titreşimi doğal frekansı $\omega_{n\phi}=153.646 \text{ rad/s.}$

Sallanma ve kayma (yatay) ortak titreşimleri doğal frekansları
(sönümsüz):

$$\omega_{n1}=221.40 \text{ rad/s.}$$

$$\omega_{n2}=87.37 \text{ rad/s.}$$

$$f_{n1}=35.23 \text{ Hz.}$$

$$f_{n2}=13.9 \text{ Hz.}$$

Titreşim genlikleri

$$A_x=1.0849 \times 10^{-5} \text{ m.}$$

$$A_\phi=2.8549 \times 10^{-6} \text{ rad.}$$

Toplam yatay genlik, $A_h=A_x+hA_\phi$

$$A_h=1.431 \times 10^{-5} \text{ m.}$$

Toplam düşey genlik, $A_v=\frac{a}{2}A_\phi=5.7 \times 10^{-6} \text{ m.}$

Örnek 3.

Şekil 3.14 'te görülen temel, yatay zorlayıcı moment $M_z(t)=0.5\text{Sin}\omega t$ t.m. 'nin etkisindedir. Moment, sistemin ağırlık merkezinden geçen düşey eksen etrafında etkimektedir. Zorlayıcı momentin frekansı 10 Hz. ise titreşim genliğini EYU ve DEAY yöntemlerini kullanarak hesaplayınız. İlgili veriler: $G=600 \text{ kg/cm}^2$, $\nu=0.33$, $\gamma_s=1.65 \text{ t/m}^3$ ve $\gamma_{\text{beton}}=2.4 \text{ t/m}^3$ 'tür.

Ortak veriler:

1. Makina ile ilgili veriler:

$$\text{Makina işletme hızı} = 10 \text{ Hz.} = 62.83 \text{ rad/s}$$

$$\text{Zorlayıcı Moment} = M_z = 0.5 \text{ t.m.}$$

2. Zemin ile ilgili veriler:

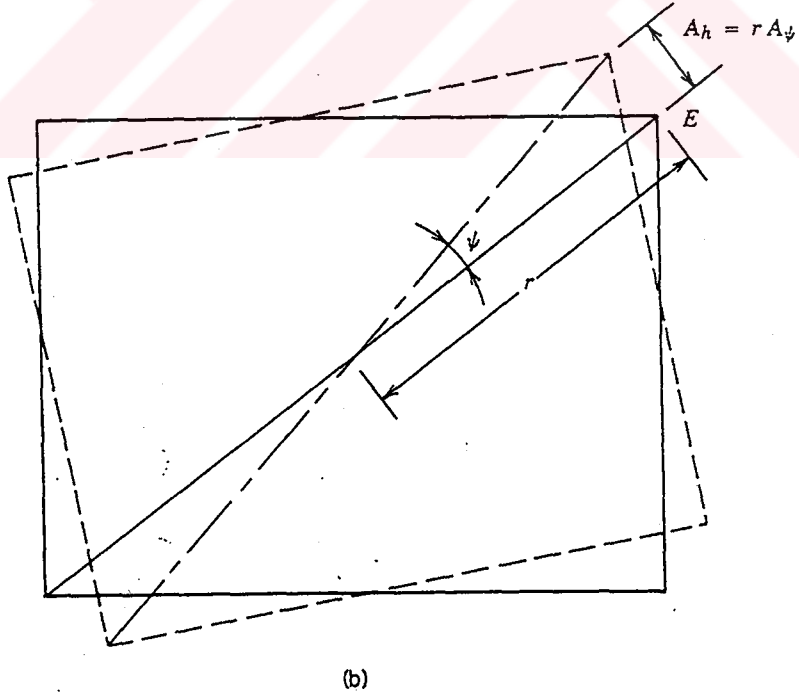
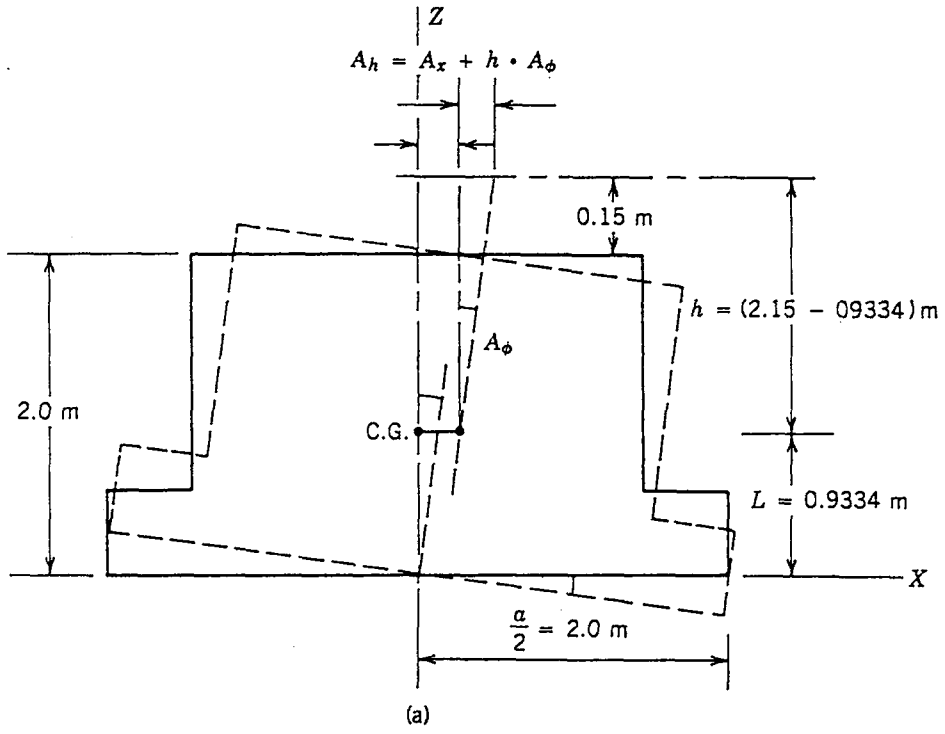
$$G=600 \text{ kg/cm}^2 = 6000 \text{ t/m}^2$$

$$\nu=0.33 .$$

$$\gamma_s=1.65 \text{ t/m}^3$$

3. Temel ile ilgili veriler:

$$\gamma_c=2.4 \text{ t/m}^3$$



Şekil 3.16. Örnek 2 ve 3 'ün titreşim genliklerinin gösterimi.

Temel+makina toplam ağırlığı = 36. t.

Temel taban alanı =12 m²

Makina ağırlığı ihmal edildi.

4. Hesaplar :

Eylemsizlik momenti $J_z=25 \text{ m}^4$ (z-ekseni etrafında)

Kütle eylemsizlik momenti, $M_{mz}=5.4434 \text{ t.m.sn}^2$

Eşdeğer yarıçap, $r_{o\psi} =1.9973 \text{ m.}$

Kütle oranı, $B_\psi =1.0182$

Yay katsayısı $k_\psi =254965 \text{ tm/rad.}$

Sönüm katsayısı $\xi_\psi =0.165$

A. Elastik yarı-uzay yöntemine göre;

Doğal frekans:

$\omega_{n\psi}=216.0 \text{ rad/s.}$

$f_{n\psi}=34.44 \text{ Hz.}$

Sönümlü Titreşim genliği:

$(A_\psi)_d=2.1 \times 10^{-6} \text{ rad.}$

Şekil 3.15b 'de temelin "E" köşesinin yatay deplasmanı :

$A_h = r \cdot A_\psi =0.00525 \text{ mm.}$

B. Doğrusal elastik ağırlıksız yay yöntemine göre;

Basınç tasman katsayısı $C_u = 6 \text{ kg/cm}^3$

$= 6000 \text{ t/m}^3$ (10 m² alan için)

$C_\psi =0.75 \cdot C_u$ (Barkan, 1962)

$C_\psi =4.5 \times 10^3 \text{ t/m}^3$

Doğal frekans:

$$\omega_{n\psi} = 143.0 \text{ rad/s.}$$

$$f_{n\psi} = 22.88 \text{ Hz.}$$

Titreşim genliği:

$$A_{\psi} = 5.5 \times 10^{-6} \text{ rad.}$$

Şekil 3.15b 'de temelin "E" köşesinin yatay deplasmanı :

$$A_h = r \cdot A_{\psi} = 0.01375 \text{ mm.}$$



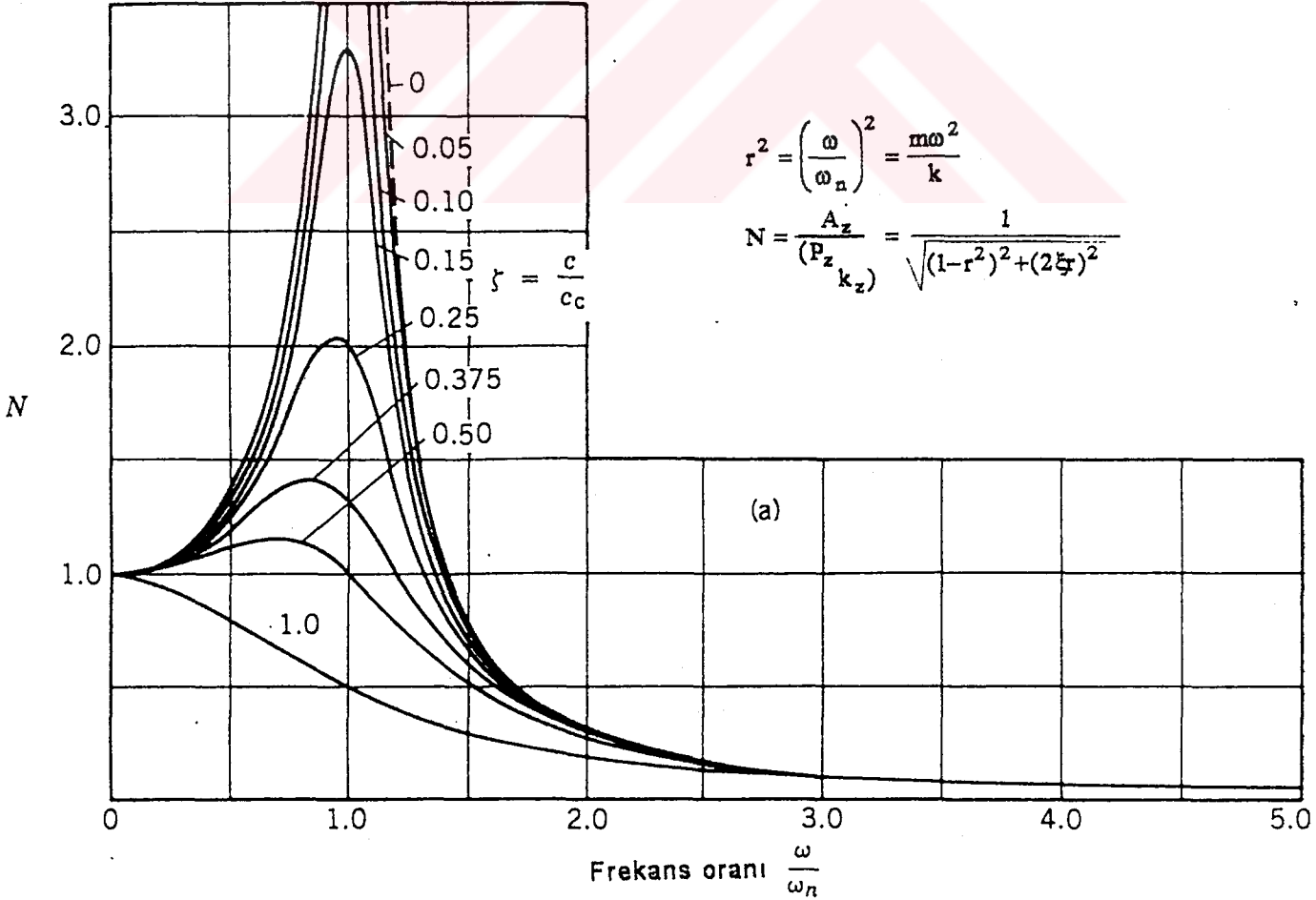
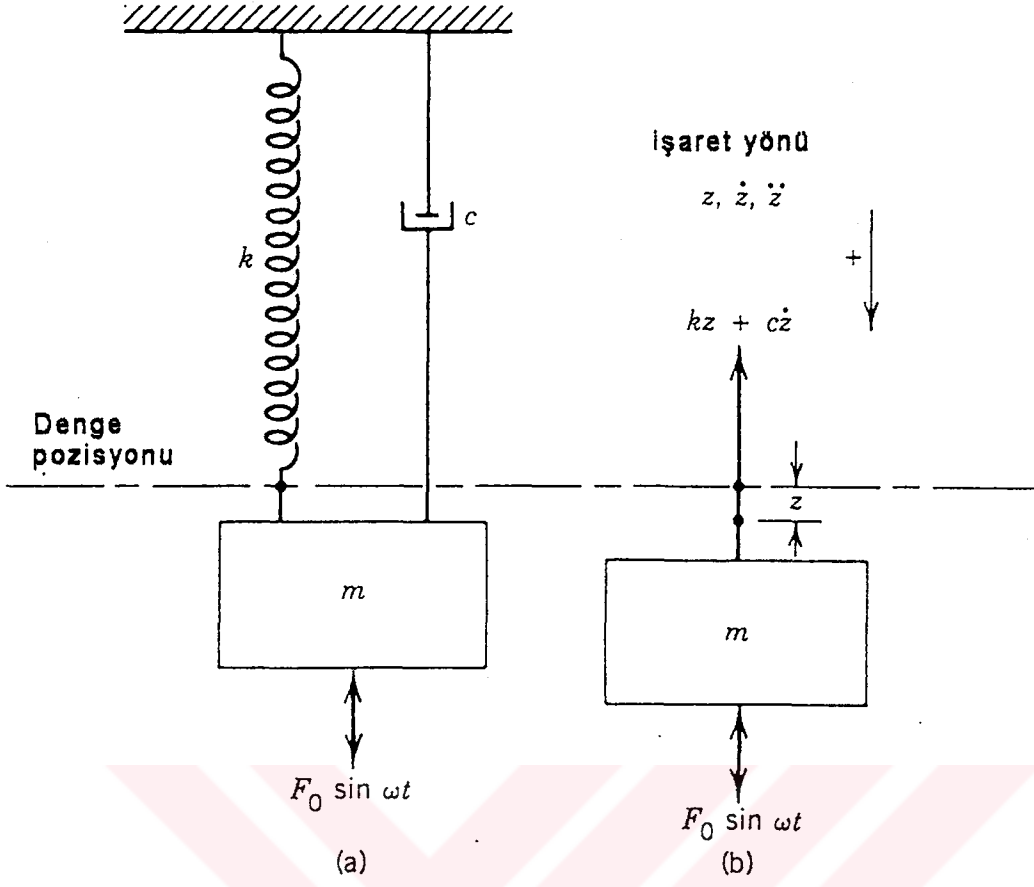
4. TARTIŞMA VE SONUÇ

Krank mekanizmalı makinalar için temellerin tasarımı ve çözümlenmesi üzerine iki yöntem tartışılmıştır: Doğrusal Elastik Ağırlıksız Yay Yöntemi (DEAY) ve Elastik Yarı Uzay Yöntemi (EYU).

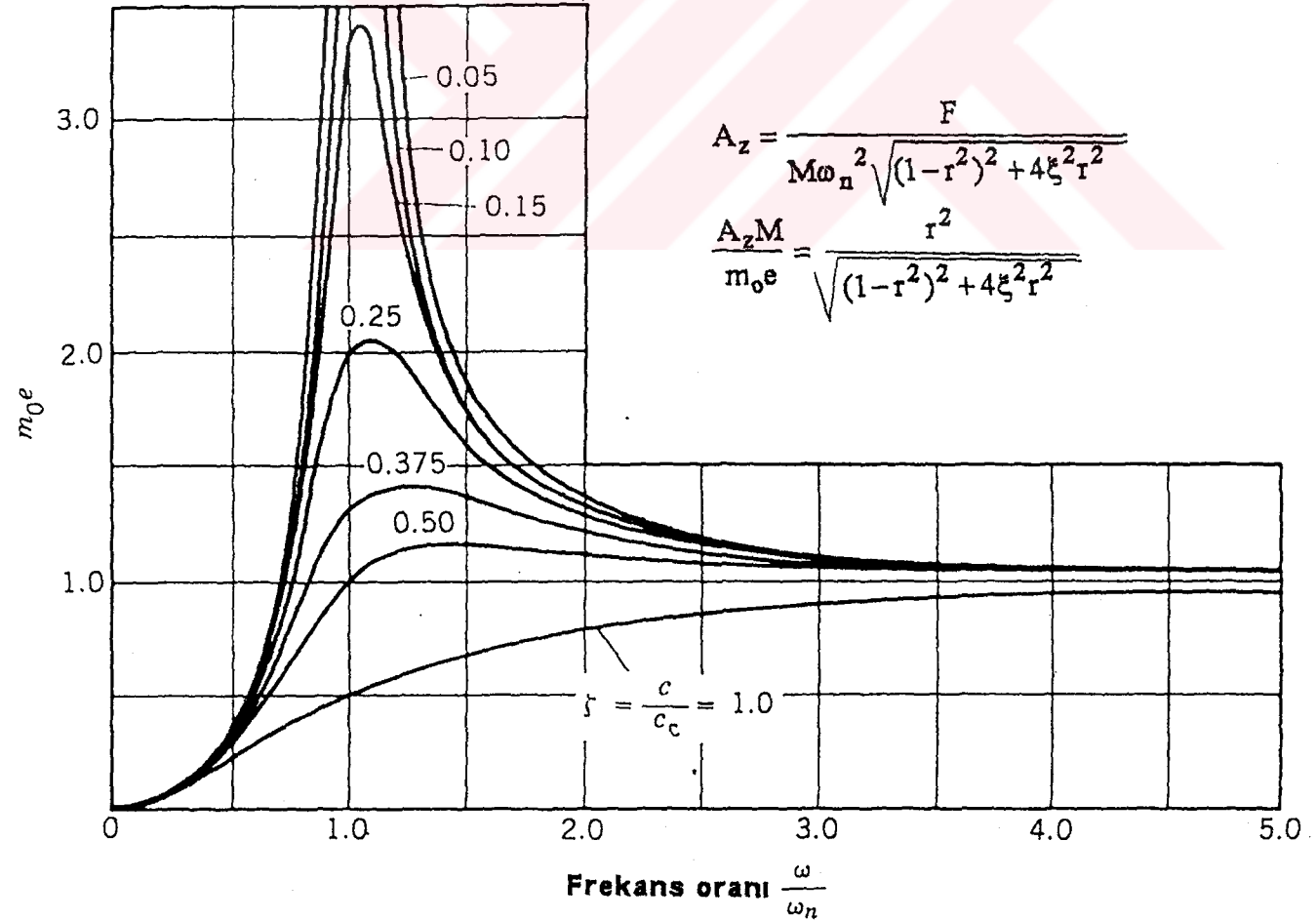
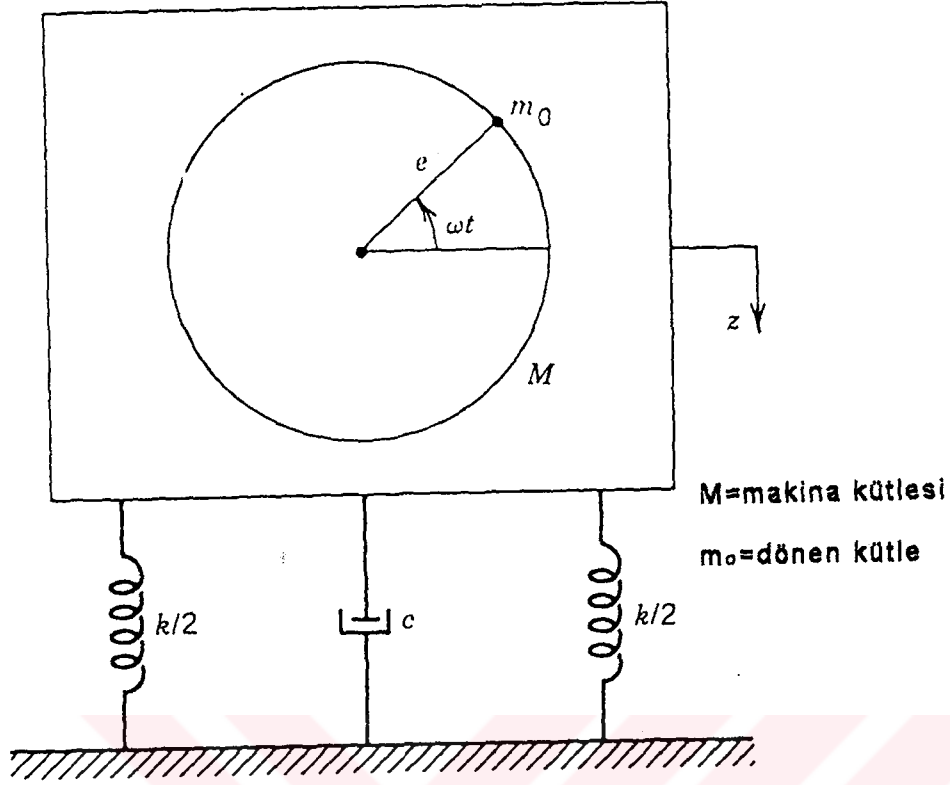
EYU yönteminde temelin düşey, yatay, sallanma ve burulma titreşim modlarından birinin veya birkaçının etkisi altında kalması halinde, oluşan tepkinin hesaplanması için elastisite teorisine dayanan benzeşim çözümleri (Hsich,1962; Lysmer ve Richart, 1966) geliştirilmiştir. DEAY yönteminde ise, zeminin birbirinden bağımsız doğrusal elastik yay takımı ile temsil edilmesi esasına dayanan; elastik zemin teorisi (Terzaghi, 1943, 1955) kullanılarak çözümler yapılmıştır. Her iki yöntemde de dinamik zemin parametrelerinin rasyonel bir biçimde saptanması gerekmektedir. Oysa, güvenilir zemin parametreleri üzerinde yapılan laboratuvar testlerinden elde edilen veri değerlerinin, gerçek değerlerden %50 ve hatta daha fazla hata içermekte olduğu görülmektedir (Bowles, 1988). Ayrıca, uygulanan yükler altında gerçek bir gerilme profili elde etmek imkansızdır.

Yukarıda tartışılan yöntemlerde, titreşime katılan zemin kütlesinin etkisi ve zeminin doğrusal olmayan davranışı gözönüne alınmamıştır. Ayrıca gömülme etkisi de ihmal edilmiş, temelin zemin yüzeyine oturduğu varsayılmıştır.

DEAY yönteminde sönüm gözönüne alınmadığı halde, EYU yönteminde sönüm, doğal frekans hesabında ihmal edilmiş; fakat titreşim genliği hesabında, özellikle rezonans durumu için hesaba katılmıştır. Sönümün rezonans durumuna etkisi, Şekil 4.1 ve 4.2 'den izlenebilir.



Şekil 4.1. Düşey salınımlar yapan kütlelerin sönüm oranları da hesaba katılarak büyütme katsayısı-frekans oranı ilişkisi



(a)

Şekil 4.2. Sistemin dönen dengelenmemiş kütle sebebi ile oluşan zorlayıcı kuvvete tepkisi.

DEAY yönteminde, zeminin yaylar ile temsil edilmesi; ancak, iyi tasarlanmış bir makina temeli, iyileştirilmiş bir zemin ve nispeten küçük titreşim genliği oluşturan makinanın çalıştırılması durumunda geçerli olabilmektedir (Prakash ve Puri, 1988). EYU yönteminde tanımlanan yay ve sönüm katsayıları, zeminin elastik modülleri ve katsayıları kullanılarak saptanabilmektedir. Bu sonuçlar, pratik için yararlıdır.

EYU yöntemi ile hesaplanan, sallınma ve kayma eşzamanlı titreşimlerinin frekansları, ω_{n1} ve ω_{n2} , birbirinin iki katı veya daha fazla ise; iki hareket birbirinden bağımsız olarak hesaplanabilir; dolayısıyla bunlarla ilgili genlikler, süperpoze edilebilir (McNeill, 1969).

Bundan başka zemin-temel sisteminin mukabelesi "Compliance-Impedance Function" yöntemi (Gazetas, 1983) kullanarak da hesaplanabilmektedir. Bu yöntem, temelin titreşime tepkisi üzerinde zeminin katkısını en iyi tanımlayan yaklaşımdır. Fakat yöntem, çok karmaşık olduğu için uygulamada tercih edilmemektedir. Bu bakımdan yalnızca sismik yükler altında zemin-yapı etkileşimi probleminde kullanılmaktadır.

Gerek EYU yönteminde, gerekse DEAY yönteminde zemin yaylarının kütlesi dahil edilmemiştir. Yayın kütlesi gözönüne alındığında doğal frekans tanımı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k \cdot g}{W + \frac{1}{3} w \ell}}$$

Burada

- k= yay katsayısı
- g= yerçekim ivmesi
- W= temel + makina kütlesi
- ℓ = eşdeğer yayın boyu (uzunluğu)
- w= yayın birim boyunun ağırlığı

Denklemden görüleceği gibi, yay kütlesinin yaklaşık üçte biri, titreşim yapan sistemin kütlesine eklenmektedir. Pauw (1953) ve Hsieh (1962), zeminin kütle eylemsizlik momentini hesaplamayı denemişlerdir (Tablo 4.1).

Tablo 4.1. Titreşen temelin altında kalan zemin için kütle eylemsizlik momentleri

Titreşim Modu	Zeminin Kütle Eylemsizlik Momentleri		
	$\nu = 0$	$\nu = 1/4$	$\nu = 1/2$
Düşey Öteleme	$0.5\rho r_0^3$	$1.0\rho r_0^3$	$2.0\rho r_0^3$
Yatay Öteleme	$0.2\rho r_0^3$	$0.2\rho r_0^3$	$0.1\rho r_0^3$
Sallanma	$0.4\rho r_0^5$	hesaplanmadı	hesaplanmadı
Burulma	$0.3\rho r_0^5$	$0.3\rho r_0^5$	$0.3\rho r_0^5$

Kaynak: Hsieh (1962)

Fakat, Richart et al. (1970), kütle eylemsizlik momentlerini yeterli doğruluk derecesinde hesaplanırsa dahi bu verinin, titreşim genliğinin hesaplanmasında önemli bir rol oynamayacağı, önerisinde bulunmuştur.

Zeminin doğrusal elastik olmayan davranışının makina temeli üzerindeki etkilerini Novak (1970), incelemiştir; temel tasarımında önemli bir etki yapmadığı kanısına varmıştır. Çünkü, dinamik yükün birkaç periyodundan sonra, zemin davranışının küçük genlikli titreşimler için doğrusal elastik davranışa çok yaklaştığı anlaşılmıştır. Ancak radar istasyonları inşaatı ve füze rampaları için zeminin doğrusal elastik olmayan davranışı dikkate alınmalıdır.

Makinaların performansı hakkında veriler oldukça yetersizdir. Bu verilerin yeterince toplanabilmesi, tasarımın güvenilirlik düzeyini arttıracaktır.

Barkan (1962), DEAY yöntemi ile hesapladığı ve deneysel olarak gözlemlendiği düşey olarak titreşen temellerin doğal frekanslarının uyuştuğunu belirlemiştir. Fakat hesapladığı genlikler ile gözlemlendiği genlikler arasında benzerlik sağlayamamıştır. Richart ve Whitman (1967), aynı model üzerinde elastik yarı-uzay teorisine göre hesap yapmışlar ve, Barkan 'nın hesapladığı genliklerden %50 fazla veya %50 'den az değerler bulmuşlardır.

Prakash et al. (1981) hesaplanan ve gözlemlenen genlik değerleri arasında karşılıklı bir ilişki kurmayı başarmışlar ve bunun ancak zemin parametrelerinin doğru seçimi ile mümkün olabileceğini belirlemişlerdir.

KAYNAKÇA

- Barkan, D. D. (1962), Dynamics of Base and Foundations, McGraw-Hill, New York.
- Bowles, J. E., (1988), Foundation Analysis and Design, CEB Bulletin D'information No: 209, (1991), Vibration problems in structures, Lausanne
- Chae, Y. S. (1969), Vibrations of non-circular foundations, J. Soil Mech. Found. Div., ASCE 95 (SM-6): 1411-1430.
- Demir, H., Öztürk, T., (1992), Makina Temellerinin Tasarım ve Hesabı, İTÜ Matbaası, İstanbul
- Drenevich, V. P., Hall, J. R., Jr. (1966), Transient loading tests on a circular footing, J. Soil Mech. Found. Div., ASCE 92 (SM-6): 153-157.
- Elorduy, J., Nieto, J. A. & Szekley, E. M. (1967), Dynamic response of basis of arbitrary shape subjected to periodic vertical loading, Proc. Int. Symp. Wave Propag. Dyn. Prop. Earth Mater.:105-121.
- Gazetas, G., (1983), Analysis of machine foundations, State of art, Soil Dyn. E.Q. Eng. 2 / 1: 2-42
- Harris, C. M., Crede, C. E., (1961), Shock and Vibration Handbook, McGraw Hill Book Co. Inc. Newyork
- Hall, J. L. (1967), Coupled rocking and sliding oscillation rigid circular footing, Proc. Int. Symp. Wave Propag. Dyn. Prop. Earth Mater.:139-148.
- Heteyni, M. (1946), Beams on Elastic Foundations, Univ. of Michigan Press., Ann Arbor.
- Hsieh, T. K. (1962), Foundation vibrations, Proc. Inst. Civ. Eng., 22:211-226.
- Kahyaoglu, Ö., (1978), Örneklerle Makina Temelleri, Ankara
- Lysmer, J. & Richart, F. E. Jr. (1966), Dynamic response of footing to vertical loading, J. Soil Mech. Found. Div., ASCE 92 (SM-1):65-91.
- Major, A., (1962), Vibration Analysis and Design of Foundations for Machines and Turbines, Collet's London.
- McNeill, R. L. (1969), Machine foundations, soil dynamics specialty session, Proc. Int. Conf. Soil. Mech. Found. Eng., 7th, Mexico City:67-100.
- Moore, P. J., (1985) Analysis and Design of Foundations for Vibrations, A.A. Balkema Rotterdam
- NAVFAC DM-7.3., (1983), Soil Mechanics and Foundation Design Manuals,
- Novak, M. (1970), Prediction of footing vibrations, J. Soil Mech. Found. Div., ASCE 96 (SM-3):837-861.
- Novak, M. (1985), Experiments with shallow and deep foundations, Proc. Symp. Vib. Prob. Geotech. Eng. ASCE, Annu. Conv., Detroit:1,26.

- Novak, M., Beredugo, Y. O., (1971), Effect of embedment on footing vibrations, Proc. Con. Conf. E.Q. Eng. 1st. Van Couver:111-125
- Novak, M., Beredugo, Y. O., (1972), Vertical vibrations of embedded footings, J. Soil Mech. Found. Div., ASCE 98 (SM-12): 1291-1310.
- Pauw, A. (1953), A dynamic analogy for foundation soil systems, ASTM Spec. Tech. Publ., STP 156:90-112.
- Prakash, S. & Puri, V. K. (1969), Design of a typical machine foundation by different methods, Bull. Indian Soc. EQ. Technology 6 / 3:109-136.
- Prakash, S., Puri, V. K., (1988), Foundations For Machines Analysis and Design, Wiley Series in Geotechnical Engineering
- Prakash, S., Puri, V. K. & Horst, W. D. (1981), Some aspects of machine foundation design, Proc. Int. Conf. Soil Mech. Found.Eng., 10th, Stockholm, 4:868-871.
- Quinlan, P. M. (1953), The elastic theory of soil dynamics, ASTM Spec. Tech. Publ., STP 156:3-34.
- Reissner, E., Sagoci, H. F. (1944), Forced torsional oscillations of an elastic half-space, J. Applied Phys., 15:652-662.
- Richart, F. E., Jr. (1962), Foundation vibrations, Trans. ASCE, 127, Part I:863-898.
- Richart, F. E., Jr., Whitman, R. V. (1967), Comparison of footing vibrations tests with theory, J. Soil Mech. Found. Div., ASCE 93 (SM-6):143-168.
- Richart, F. E., Jr., Hall, J. R., & Woods, R. D. (1970), Vibrations of Soils and Foundations, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.
- Sung, T. Y. (1953a), Vibrations in semi-infinite solids due to periodic surface loading, ASTM Spec. Tech. Publ. STP 156:35-63.
- Sung, T. Y. (1953b), Vibrations in semi-infinite solids due to periodic surface loading, S. D. Thesis, Harvard University, Cambridge, Massachusetts.
- Terzaghi, K. (1943), Theoretical Soil Mechanics, Wiley, New York.
- Terzaghi, K. (1955), Evaluation of coefficients of subgrade reaction, Geotechnique, 5:297-326.
- Whitman, R. V., Richart, F. E., Jr. (1967), Design procedures for dynamically loaded foundations, J. Soil Mech. Found. Div., ASCE 93 (SM-6):169-193.

ÖZGEÇMİŞ

Adı,Soyadı: Mustafa KUTANIS
Doğum tarihi.....: 28.05.1969
Doğum yeri: Ardeşen
Lise: Üsküdar Burhan Felek L.
Üniversite.....: O.D.T.Ü. İnşaat Müh. Böl. (1992)
Bildiği yabancı dil: İngilizce
İş durumu: Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü
Araştırma Görevlisi