

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİNAMİK YÜKLER ALTINDAKİ TEMELLERİN
TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
İnş.Müh. Ergun İŞKODRA**

Anabilim Dalı : İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ

Programı : YAPI MÜHENDİSLİĞİ

HAZİRAN 2008

**DİNAMİK YÜKLER ALTINDAKİ TEMELLERİN
TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
İnş. Müh. Ergun İŞKODRA
(501051045)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 MAYIS 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 10 HAZİRAN 2008**

**Tez Danışmanı : Doç.Dr. Turgut ÖZTÜRK
Diğer Jüri Üyeleri Doç.Dr. Alper İLKİ(İ.T.Ü.)
Yrd.Doç.Dr. Nilgün AKTAN (Y.T.Ü.)**

HAZİRAN 2008

ÖNSÖZ

Bu çalışma içerisinde, titreşim tekniğine uygun temel sisteminin nasıl seçileceği, seçilen temel tipinin projelendirilmesinde göz önünde bulundurulması gereken hususlar, makineden kaynaklanan zararlı titreşimlerin sönümlendirilmesi ve yalıtımı ayrıca makine temellerinin simetriden uzaklaşması konuları araştırılmıştır.

Tezimi yöneten ve çalışmalarım boyunca ilgi, teşvik ve bilgilerinden yararlandığım tez danışmanım ve Sayın Hocam Doç. Dr. Turgut ÖZTÜRK' e içten teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2008

Ergun İŞKODRA

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Makine Temellerinin Önemi	2
1.2 Amaç Ve Kapsam	3
2. MAKİNE TEMELLERİNİN TASARIMI	5
2.1 Makine Temelleri İle İlgili Bazı Hususlar	5
2.2 Makine Temelleri İle İlgili Göz Önüne Alınacak Hususlar	6
2.2.1 Düşey Oturmaya Mukavemet	6
2.2.2 Farklı Oturmalar	6
2.2.3 Devrilme	7
2.2.4 Betonarme Özellikleri	7
2.2.5 Aksesuarların Gerekleri	8
2.2.6 Genleşme	8
2.2.7 Koruma	8
2.2.8 Titreşimler	9
2.3 Makine Temellerinin Tipleri	13
2.4 Temel Tipinin Seçimi	16
2.5 Projelendirmede Esaslar	17
2.6 Projelendirme ile ilgili Veriler	19
2.7 Makinelerin Uyguladıkları Dinamik Kuvvetler	20
2.8 Kabul Edilebilecek Titreşim Genlikleri	20
2.9 Projelendirmede Kullanılacak Parametrelerin Belirlenmesi	21
3. YAPI DİNAMİĞİ İLE İLGİLİ ÖZET BİLGİLER	24
3.1 Temel kavramlar	24
3.2 Bir Serbestlik Dereceli Sistemler	27
3.2.1 Serbest Titreşimler	29
3.2.2 Zorlanmış Titreşimler	34
3.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler	43
3.3.1 Zorlanmış titreşime ait diferansiyel denklem	45
3.3.2 Çok serbestlik dereceli sistemlerin serbest titreşimleri	46
3.3.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Zorlanmış Titreşimler	48
3.4 İki Serbestlik Dereceli Sistemler	49
4. BLOK TİPİ MAKİNA TEMELLERİ	54
4.1 Düşey Titreşimler	58

4.2	Düşey Eksen Etrafında Dönme Hareketi	58
4.3	Kayma ve Sallanma Hareketi	59
5.	PİSTONLU MAKİNALARIN TEMELLERİ	61
5.1	Temele Etkiyen Kuvvetler	62
6.	DARBE YÜKÜ TAŞIYAN TEMELLER	64
6.1	Zemin Üzerine Oturan Temellerin Hesabı	65
7.	YÜKSEK HIZLI MAKİNALAR İÇİN ÇERÇEVE TEMELLER	73
7.1	Dinamik Analiz	75
8.	MAKİNA TEMELLERİNDE KULLANILAN YAPI ELEMANLARI	77
8.1	İnşaat Malzemesinin Değişen Yükler altındaki Davranışı	77
8.2	Yapılarda Yükleri Alan veya Nakleden Yapı Malzemeleri	79
8.3	Titreşim Sönümleyen Malzemeler	81
9.	TİTREŞİMLERİN SÖNÜMLENMESİ VE YALITIMI	82
9.1	Titreşimler niçin yalıtılmalıdır?	82
9.2	Titreşimlerin Zeminden İletilmesi	83
9.3	Temelin Zeminden Yalıtımı :	85
9.3.1	Konum Yalıtımı	85
9.3.2	Bariyerlerle Yalıtım	85
9.4	Yalıtım Elemanları Ve Çeşitli Uygulamalar	93
9.4.1	Madeni Yaylar	93
9.4.2	Kauçuk Elemanlar	96
9.4.3	Pnömatik Sönümleyici	97
9.4.4	Mantar	98
9.4.5	Keçe	99
9.4.6	Ahşap	99
9.4.7	Doku Lastik Plakalar	100
9.4.8	Örgülü, hasır plakalar	100
9.5	Sönümleyiciler Üzerindeki Temel İçin Tasarım Prosedürü	100
9.6	Makine Temellerinin Korunmasında Kullanılan Malzemeler	101
10.	MAKİNA TEMELLERİNİN YAPIM DETAYLARI	102
10.1	Temel Betonunun Dökülmesi	102
10.2	Donatı Düzenlemesi	102
10.3	Birleşim Elemanları	104
11.	SİMETRİK OLMAYAN MAKİNE TEMELLERİ	107
11.1	Düşey Yük Yaratan Makine Temeli	109
11.1.1	Bir Doğrultuda Simetriden Sapmaların Titreşime Etkisi	115
11.2	Yatay Yük Yaratan Makine Temeli	120
11.2.1	Bir Doğrultuda Simetriden Sapmaların Titreşime Etkisi	126
12.	SONUÇLAR VE TARTIŞMA	129
	KAYNAKLAR	133
	ÖZGEÇMİŞ	134

KISALTMALAR

DBF	: Dinamik Büyütme Faktörü
GAF	: Genlik Azalması Faktörü
BEST3D	: Banerjee ve Ahmad (1985) ve Ahmad (1986) tarafından raporlanan Üç Boyutlu Sınır Elemanlar Metodu Kodu

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1 Düşey Titreşimler Halinde Müsaade Edilebilen Sınırlar F.E. Richard Ar'a Göre	19
Tablo 2.2 Makine tiplerine göre sınır titreşim genlikleri	21
Tablo 2.3 Zemin Cinsi Ve Zemin Emniyet Gerilmelerine Göre Yatak Katsayısı C_z Değerleri	23
Tablo 6.1 Minimum Temel Kalınlığı	66
Tablo 9.1 Test Sahasında Rayleigh Dalgası Uzunlukları ve Hızları	88
Tablo 11.1 Makinenin Ötelenmeleri Ve Bunlara Karşılık Gelen Simetriden Sapmalar	119
Tablo 11.2 Makinenin Ötelenmeleri Ve Bunlara Karşılık Gelen Simetriden Sapmalar	127

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	: Makine Temellerinin Tipleri: a)Blok Tipi b)Sandık Tipi c)Duvar Tipi d)Çerçeve Tipi.....	11
Şekil 2.2	: 500 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Blok Temele Oturtuluşu 1.Türbin 2.Transmisyon 3.Jeneratör 4.Kondansatör ..	11
Şekil 2.3	: 15000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Blok Temele Oturtuluşu.....	11
Şekil 2.4	: 4000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Blok Temele Oturtuluşu 1.Türbin 2.Transmisyon 3.Jeneratör 4.Kondansatör...	12
Şekil 2.5	: 300 Hp Gücünde 428 Devir/Dak Hızında Düşey Bir Buhar Makinesinin Yaylardan Oluşan Absorberli Blok Temeli.	12
Şekil 2.6	: 1500 Devir/Dak Hızında İki Silindirli Ve Bir Aşamalı Kompresör.....	13
Şekil 2.7	: 12000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Duvar Tipi Temeli Andıran Bir Blok Temele Oturtuluşu.....	13
Şekil 2.8	: 250 Hp Gücünde 300 Devir/Dak Hızında Bir Silindirli Yatay Buhar Makinesinin Keson Temeli.....	14
Şekil 2.9	: 13 Atm Basıncıta Ve 122 Devir/Dak Hızda 500000m ³ /Saat Debili Üç Aşamalı Kompresör.....	14
Şekil 2.10	: 20000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Duvar Tipi Bir Temele Oturtulması.....	15
Şekil 2.11	: 12000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Duvar Tipi Bir Temele Oturtulması.....	15
Şekil 2.12	: 12000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Duvar Tipi Bir Temele Oturtulması.....	15
Şekil 2.13	: 6000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Çerçeve Tipi Temele Oturtulması.....	16
Şekil 3.1	: Dinamik zorlayıcı kuvvetler.....	25
Şekil 3.2	: Bir Serbestlik Dereceli Sönümlü Sistemin Dış Kuvvet Ve Mesnet Hareketi İle Zorlanması.....	28
Şekil 3.3	: Serbest Titreşimler Halinde Sönüm Eğrisi (Demir ve Öztürk, 1992).....	33
Şekil 3.4	: Kritik Sönüm Altı Hareket (Celep ve Kumbasar,2001).....	34
Şekil 3.5	: Başlangıç Yer değiştirmesi İle Sistemin Üç Sönüm Hali İçin Davranışı (Celep ve Kumbasar, 2001).....	34
Şekil 3.6	: Sinüzoidal Kuvvet Halinde Dinamik Yük Çarpanı.....	37
Şekil 3.7	: Bir Serbestlik Dereceli Sönümlü Sistemin Mukabelesi a) Sabit Kuvvet Hali ve Dönen Kütle Hali.....	40
Şekil 3.8	: Sönümsüz Sistemde Rezonans.....	41
Şekil 3.9	: Dönme Hareketinde Eksantrik Kütleden Oluşan Kuvvet.....	42
Şekil 3.10	: Dönme Hareketinde DinamikYük Çarpanı.....	42
Şekil 3.11	: Sönümsüz İki Serbestlik Dereceli Sistem.....	49

Şekil 3.12	: Sönümsüz İki Serbestlik Dereceli Bir Sistem İçin $k_2 / m_2 = k_1 / m_1$ ve $m_2 / m_1 = 0.2$ Olması Hali İçin $\chi_1(\eta)$ ve $\chi_2(\eta)$ Değişim Eğrisi.....	53
Şekil 4.1	: Makine Temelinin Hareket Modları.....	54
Şekil 4.2	: Titreşen Kuvvetlere Maruz Temelin xz Düzleminde Deplasmanları	55
Şekil 4.3	: Çeşitli Mesnetler Üzerine Oturan Temel İçin s Değerleri a) Zemin Üzerine b) Elastik Yatak Üzerine c) Yaylar Üzerine d) Kazıklar Üzerine.....	57
Şekil 5.1	: Atalet Kuvvetlerinin Dağılımı.....	62
Şekil 6.1	: Tipik Şahmerdan Temeli a)Elastik mesnetler üzerinde b) Zemin üzerinde 1.Şahmerdan koçu 2. Örs 3. Temel 4. Çerçeve 5. Betonarme tekne.	64
Şekil 6.2	: Örsün Temel Tabanına a)Rijit Olarak b) Arada Elastik Tabaka Olmak Üzere Oturması.....	65
Şekil 6.3	: Dinamik Analiz İçin Örs ve Temelin Teşkil Ettiği Model Sistemi.....	67
Şekil 6.4	: Yaylar Üzerine Oturan Şahmerdan Temeli a)Koç b) Örs c) Üst Temel Bloğu d) Yay Tabakası e) Alt Temel Bloğu f) Zeminin Teşkil Ettiği Yay Tabakası.....	70
Şekil 6.5	: Bir Şahmerdan Temelinde Donatım Şekli a)Örs Bloğu b) Betonarme.....	71
Şekil 6.6	: Bir Şahmerdan Temeline Etkiyen Kuvvetler a)A-A Kesiti b) Plan.....	71
Şekil 6.7	: Kutuları İçinde Yaylardan Oluşan Sönümleyiciler.....	72
Şekil 6.8	: Yaylar Üzerine Oturan 3, 4 Tonluk Şahmerdanın Temeli a) y-y Kesiti b) B-B Seviyesinde Plan.....	72
Şekil 7.1	: Tipik Çerçeve Temel a) Alt Döşeme b) Kolon c) Üst Döşeme	73
Şekil 7.2	:Türbo Jeneratörlerin makine Holünde Yerleştirilmesi a) Boyuna Düzenleme b) Enine Düzen 1. makine Holü 2. Kazan Dairesi 3. Besleme ve Transmisyon Odası 4. Türbo Jeneratör.....	74
Şekil 7.3	: Türbo Jeneratör İçin Çerçeve Temel a) Türbin b) Jeneratör c) Çerçeve Temel.....	75
Şekil 8.1	: Yük-Şekil değiştirme diyagramı.....	77
Şekil 8.2	: Yük tekrar sayısı ile kırılma yükü arasındaki bağlantı (x = kırılmaya kadar olan yük tekrar sayısı y = gerilme).....	78
Şekil 8.3	: Dinamik ve statik gerilme oranlarının statik mukavemetle bağlantısı (x-dinamik ve statik gerilmelerin oranı y-statik yüklemdeki mukavemet sınırı.).....	80
Şekil 9.1	: R dalgalarının yatay ve düşey doğrultuda ki bileşenlerinin derinlikle değişimi.....	84
Şekil 9.2	: Titreşim Kaynağı Çevresine Dairesel Hendek Kullanarak Titreşim yalıtımı - Aktif yalıtım.....	86
Şekil 9.3	: Pasif yalıtım.....	86
Şekil 9.4	: Aktif yalıtım İçin Genlik Azalması Faktörü Diyagramları a) Tam Daire Hendek b) Daire Parçası Hendek.....	89
Şekil 9.5	: Pasif yalıtım Testleri İçin Test Sahasının Şematik Gösterimi.....	90
Şekil 9.6	: Pasif yalıtım İçin Genlik Azalması Faktörü Diyagramları.....	90

Şekil 9.7	: Silindirik Boş Bariyerler İçin Parametreler.....	92
Şekil 9.8	: Kazık Çapı ve Kazıklar Arası Boşluğun Fonksiyonu Olarak yalıtım Etkinliği.....	92
Şekil 9.9	: Yay kutusu içerisinde spiral çelik yaylarla titreşimin sönümleşmesi.....	94
Şekil 9.10	: Yay Kutusu İçerisindeki Spiral Çelik Yaylarla Titreşimin sönümlemesi.....	95
Şekil 9.11	: a) Yaya Asılı Temel b) Asılı Temelin Yay Muhafazası.....	95
Şekil 9.12	: Asılmış Tip Sönümleyici İle makine Temeli.....	95
Şekil 9.13	: Kauçuk Elemanlarla Titreşimlerin Sönümlemesi.....	96
Şekil 9.14	: Pnömatik Sönümleyicinin Çalışma Prensibi.....	98
Şekil 9.15	: Tipik Mantar Sönümleyici Kullanımı a) Hafif makineler İçin Yükün Mantara Aktarılması İçin Kanallar Kullanımı b) Ağır makine ve Temeller İçin Mantarın Sürekli Tabakası c) Tabanın Altındaki Beton Temel Üzerinde İzolasyon İçin Mantar.....	99
Şekil 9.16	: Multi Tabakalı Ahşap Yastıklar a) İki Tabakalı b) Üç Tabakalı.....	100
Şekil 10.1	: Çerçeve Temelin Taban Döşemesinde Tipik Donatı Detayı.....	103
Şekil 10.2	: Boşluğu Çevresinde Tipik Donatı Detayı.....	103
Şekil 10.3	: Çerçeve Temel İçin Tipik Kiriş Donatı Detayı.....	103
Şekil 10.4	: Boyuna Kiriş Tipik Donatı Detayı.....	104
Şekil 10.5	: Tipik Kolon Donatı Detayı.....	104
Şekil 10.6	: Kolon-Kiriş Birleşim Detayı.....	104
Şekil 10.7	: Ankraj Bulonu Yerleşim Detayı.....	105
Şekil 10.8	: Köşeye Yakın Ankraj Bulonu Deliği Detayı.....	105
Şekil 10.9	: Tipik Ankraj Bulonu Bağlantı Detayı a) y-y Kesiti b) x-x de Plan Temel köşeleri çelik köşebentler ile korunmalıdır.....	106
Şekil 10.10	: Tipik Bir Köşe Detayı a) Köşebent b) Kanca.....	106
Şekil 11.1	: Dizel Makine Temeli.....	110
Şekil 11.2	: Bir Doğrultuda Simetrik Olmayan Dizel Makine Temeli.....	117
Şekil 11.3	: Zorlanmış Titreşim Genliklerinin Simetriden Sapma İle Değişimi.....	120
Şekil 11.4	: Simetrik Cevher Kırıcı Temeli.....	121
Şekil 11.5	: Mesnet Elemanlarının Elastik Merkezinin Yeri.....	123
Şekil 11.6	: Bir Doğrultuda Simetrik Olmayan Cevher Kırıcı Temeli.....	126
Şekil 11.7	: Zorlanmış Titreşim Genliklerinin Simetriden Sapma İle Değişimi.....	128

SEMBOL LİSTESİ

a_n	: Sönümleyicilerin hareket genlikleri
a_x	: Yatay doğrultuda genlik
a_{0y}	: Dönme hareketinde genlik
a_z	: Düşey doğrultuda genlik
A_f	: Temel taban alanı
A_j, a_j	: j. moddaki genlik değeri
A_{min}	: Temel alanının en küçük değeri
A_n	: Kütlelerin genlikleri
A_{rr}	: Genlik Azalması oranı
B_f	: Hendek genişliği
B_j	: Birinci mertebe çözüm katsayısı
c	: Sönüm katsayısı
c_c	: Kritik sönüm değeri
c_t	: Kayma dalgası hızı
C_τ	: Zeminin elastik üniform kayma tasman katsayısı
C_θ	: Üniform olmayan basınç tasman katsayısı
C_w	: Üniform olmayan kayma tasman katsayısı
C_z	: Zeminin elastik üniform basınç tasman katsayısı
D	: Hendek derinliği
e	: Atalet merkezi ile elastik merkezi arasındaki uzaklık
e_1	: Dönen kütlelerin eksantrikliği
e_2	: Tokmaklarda darbe eksantrikliği
E	: Elastisite modülü
E_2	: Elastik tabanın elastisite modülü
E_0	: Şahmerdan darbe enerjisi
f	: Frekans
$F_n(t)$	: Çeşitli doğrultularda etkiyen dinamik zorlayıcı kuvvet
H	: Yükseklik
G	: Ağırlık merkezi
G_s	: Kayma modülü
I_{mn}	: Çeşitli doğrultularda etkiyen kütle atalet momenti
k_j	: Yayılan modda dalga numarası
k_n	: Yay katsayıları
k_0	: Sinüzoidal mesnet hareketinin sabit katsayısı
k_s	: Hendeklerin dalga numarası
L	: Hendek uzunluğu
n_x, n_z	: Birim vektör bileşenleri
m_n	: Kütleler
M_R	: Katı cismin kütlesi
$M_n(t)$	: Çeşitli doğrultularda etkiyen dinamik zorlayıcı moment
n	: Saniyedeki devir sayısı

N	: Dakikadaki devir sayısı
O	: Mesnet elemanlarının bulundukları yatay düzlem içindeki elastik merkezi, aynı zamanda temel tabanının ağırlık merkezi.
P	: Basınç
r	: Frekans oranları
S	: Katı cismin ağırlık merkezi
S_{xyz}	: S noktasından geçen eksen takımı
δ_x, δ_y, s	: S ağırlık merkezi ile O elastik merkezi arasındaki sırasıyla x, y, z eksenleri yönündeki mesafeler.
t	: zaman
T	: Periyot
T_D	: Dairesel periyot
u_n, v_n, w_n	: Sistemin bir N noktasının sırasıyla x,y ve z eksenleri doğrultusundaki yerdeğiştirmeleri
φ_{xn}, φ_{yn}, φ_{zn}	: Sistemin bir N noktasının sırasıyla x,y ve z eksenleri etrafında dönmeleri
x_n, y_n, z_n	: Sistemin bir N noktasının Sxyz eksen takımına göre koordinatları
x_{on}, y_{on}, z_{on}	: Sistemin bir N noktasının o _x o _y o _z eksen takımına göre koordinatları
v	: Hız
V	: Hacim
w	: Açısal frekans
w_D	: Dairesel frekans
w_m	: Kuvvetin açısal frekansı
w_n	: Özel açısal frekanslar
W_a	: Örsün ağırlığı
W_{st}	: Şahmardan standının ağırlığı
W_t	: Düşen koçun ağırlığı
x(t)	:Kütlenin yaya göre göreceli zamana bağlı deplasmanı, mesnet hareketi
z(t)	: Yayın zamanla değişen uzaması
Z(t)	: Yay kuvveti
z	: Düşey doğrultuda yer değiştirme
Z	: Zemine geçen kuvvet
α	: Kütleler oranı
β	: Absorbsiyon derecesi
β_s	: Malzeme sönüm katsayısı
δ	: Logaritmik azalım katsayısı
γ	: Birim ağırlık
λ	: Sistemin özel açısl frekansı
ε	: Boyutsuz küçük parametre
μ	: Rijitlik modülü
ρ	: Özkütle
Φ_n	: Birinci mertebe çözüm katsayısı
ζ	: Sönüm oranı
ξ	: Kuvvet ile sistemin özel açısal frekansları oranı
σ	: Gerilme
σ_p	: Müsaade edilen gerilme
φ	: Dönme
ν_s	: Poisson oranı
χ	: Dinamik büyütme çarpanı

DİNAMİK YÜKLER ALTINDAKİ TEMELLERİN TASARIMI

ÖZET

Bu çalışma, yapı dinamiği temel prensipleri, makine ve makine temellerinin tipleri, makine temellerinde kullanılan yapı malzemeleri ile temelin statik ve dinamik kuvvet tesirlerine göre en doğru şekilde projelendirilmesi, makineden kaynaklanan istenmeyen titreşimleri engellemek için temel altında sönümleyici kullanılması ve hendekler ile titreşimlerin yalıtımı konularını içermektedir.

Çok küçük olanlar hariç bütün makine temelleri önemli bir mühendislik problemi olarak ele alınmalıdır. Makine temellerinin projelendirilmesinde statik yükler altında göçme ve fazla oturma olmaması ve işletme frekansındaki titreşimlerin genliğinin tespit edilen belli bir limiti aşmaması kriterlerine dikkat çekilmiştir. Bu kriterler sağlandığı takdirde titreşimler çalışan insanları rahatsız etmeyeceği gibi, gerek makinelerin içinde bulunduğu yapı ve gerekse de civardaki yapılar zarar uğramayacaktır.

Temel tasarımı yapılırken, eğer komşu yapı ve ekipmana zarar verebilecek titreşimler öngörülmüş ise bu titreşimlerden korunmak için uygun sönümleyici kullanmak gerekir. Bunun için kauçuk, neopren, çelik yay, ahşap, pnömatik sönümleyici vs. gibi malzemeler kullanılabilir.

Makine temelinin maliyeti , tesise nazaran çok küçük bir rakam tutar fakat temel doğru inşa edilmezse makinede meydana gelebilecek arıza veya tesisin oturması çok büyük zararların doğmasına sebep olur. Bu bakımdan makine temellerinin projelendirilmesinde gerekli titizliğin gösterilmesi makine, temel ve dolaylı olarak tüm yapı için önemlidir.

DESIGN OF THE FOUNDATIONS SUBJECTED TO DYNAMIC LOADS

SUMMARY

This thesis covering the theoretical principles of structural dynamics, the building materials of machine foundations, analysis of machine foundations, also the various types of machines subjected to dynamic forces, the structurally correct design of their foundation, using absorber under foundations and vibration isolation by using trenches to avoid disturbance of vibration generated by machine foundations.

All machine foundations, except very small ones, should be regarded as serious engineering problems. The basic principle of the design of a machine foundation is to assure that amplitudes of the foundation which come into being during the operation of the machine do not pass over the permissible limits. On the other hand the foundation has to be designed in a way that it should have an adequate strength to resist to the static and dynamic loads of the system. In the design of machine, if probable disturbance of vibrations to near structures or equipment is understood during design, absorbers must be used in the design to avoid harmful effect of vibrations. Rubber, neoprene, springs, pneumatic absorbers, timber can be used for this purpose.

The cost of machine foundations is but a small fraction of that of the engineering equipment and inadequately constructed foundations may result in failures and shutdowns exceeding many times the cost of the capital investment required for properly designed and built foundations. It is clear, therefore that the proper design of machine foundations is of the greatest importance for the entire solution.

1. GİRİŞ

Yapılar bir takım tesirlere dayanmak üzere projelendirilirler. Bu tesirlerin bir kısmı kuvvet cinsinden tesirlerdir. Diğer cins tesirlere misal olarak boy değişimleri (üniform olan veya olmayan ısınma veya soğuma, rötre), mesnet çökmeleri verilebilir.

Kuvvetlerle ilgili olan geciken deformasyonlar ve kuvvet boşalmaları da söz konusu olabilir. Bunlara örnek olarak sünme ve gevşeme gösterilebilir.

Kuvvet cinsi tesirlerin birçok çeşitleri vardır. Bu tesirler

1. Statik kuvvetler
2. Dinamik kuvvetler

olarak ikiye ayrılırlar.

Statik kuvvetler sistemde dinamik etkiler oluşturmayan kuvvetlerdir. Dolayısıyla zamanla değişmeyen tesirlerdir.

Dinamik kuvvetler ise zamanla değişen kuvvetler olup zamanla değişen deformasyonlara ve deplasmanlara sebep olurlar. Bu ise taşıyıcı sisteme bağlı olan kütlelerde atalet kuvvetlerinin oluşmasına ve sisteme bu kuvvetlerin de etkimesine neden olur. Bu durumda atalet kuvvetlerini de projelendirmede göz önüne almak gerekir. Atalet kuvvetlerinin büyüklüğü sisteme etkiyen dış kuvvetlerin büyüklük, zamanla değişim şekli ve hızı gibi karakteristiklerine bağlıdır.

Dinamik kuvvetler bazı kere yavaş değişen veya maksimum değerine nispeten uzun bir sürede varan karakterde olurlar. Bu takdirde önemli atalet kuvvetleri oluşmaz ve değişken olan kuvvet maksimum değeri ile bir statik kuvvet gibi göz önüne alınabilir. Bu yeterince uzun olarak nitelenen süre taşıyıcı sistemin özel titreşim periyodu ile ilgili olup bazı yükleme durumları için bu periyodun birkaç katı kadar bir sürede yükün maksimum değerine ulaşması durumunda yükleme statik kabul edilebilir veya böyle bir kabulde yapılan hata pratik için kabul edilebilir mertebede olur.

Makine temelleri de dinamik yüklere maruz kalan yapılar olup bu dinamik tesirler dönen kütlelerden, gidip gelen pistonlardan, düşen kütlelerden ileri gelebilirler.

1.1 Makine Temellerinin Önemi

Sanayileşme, ülke ekonomisini oluşturan en önemli faktörlerden birisidir. Makine temelleri ise, sanayi komplekslerinin önemli bir kısmını oluşturur. Gelişmekte olan bütün ülkelerde sanayi kompleksleri, bunların temelleri ve binanın emniyetini tehdit etmeyecek şekilde projelendirilmesi söz konusudur.

Çok küçük olanlarının dışında bütün makine temelleri ciddi bir mühendislik problemi olarak ele alınmalıdır. Makine temelleri, üzerinde bulunan makineden intikal eden zaman bağılı olarak değişen dinamik kuvvetlerin etkisine maruz bulunduğundan diğer yapı elemanlarına göre daha fazla öneme sahiptirler. Makinelerin çalışmasından oluşan dinamik kuvvetler makineden temele, oradan da zemine geçer. Bu geçiş sırasında birtakım ara elemanlar da kullanılmış olabilir. Buna göre makine temellerinin projelendirilmesi bu elemanlardan, etkilerin akışından ve karşılıklı etkileşimlerden oluşan elemanlar ve olaylar sisteminin etüdünü gerektirir. Makine temelleri hem teknik hem de ekonomik açıdan en iyi çözümü verecek şekilde projelendirilmelidirler. Mesele, titreşim tekniğine uygun temel sisteminin seçilmesi ve temelin tesir eden statik ve dinamik kuvvetlere göre teçhiz edilmesidir. Makine ve inşaat mühendisinin ortak çalışması, temelin gerektirdiği şekilde projelendirilmesi açısından önemlidir. Bu işbirliği, hem hesaplarla ilgili hem de makinenin montajının nasıl yapılacağı hususunda olacaktır.

Makine tekniğinde kaydedilen gelişmelerle, günümüzdeki makineler eskilere nazaran yüzlerce misli büyük güç ve ağırlıkta olup büyük gerilmelere sebep olurlar. Bu da titreşim tekniği ve zemin mekaniği bakımından bazı problemlerin çözümünü gerektirir.

Makine temellerindeki titreşim, farklı oturmalar, deformasyonlara ve çatlamalara sebebiyet vererek makinenin çalışmasını etkilemektedir. Temelde boruların bulunması halinde meydana gelen oturmalar, izolasyonun hasar görmesi dolayısıyla gaz kaçaqlarına hatta çok büyük hasarlara sebep olacak patlamalara yol açarlar.

Makine temelleri civarında hassas aletlerin bulunduğu laboratuvarlar mevcut veya plânlanmış ise aletlerin hassasiyeti titreşimlerden etkilenmeyecek şekilde çözüme

gidilmelidir. Silo ve baca gibi yapılarda periyodik kuvvetler oldukça tehlikeli titreşimler doğururlar. Daimi açıdan titreşime maruz olan insanlarda sıhhi bakımdan etkilenirler. İnsanların tahammül edebileceği frekans ve amplitüd sınırlarına dikkat edilmelidir.

İstenen frekansı elde etmek için, makine yüklerini azaltmak veya makinenin hızını değiştirmek mümkün değildir Zararlı titreşimlerden kurtulmanın bir yolu, önceden makine içinde daimi bir iç denge temin etmektir. Bu da aynı büyüklükte fakat ters istikamette dönen kütleler teşkil etmekle gerçekleştirilebilir. Bu ise ya temelin çok pahalı veya inşası çok zor olduğu hallerde nadir tercih edilen bir yoldur. Titreşimler genellikle titreşim tekniğine uygun teşkil edilen kuvvetlerle istenilen ölçüye getirilmelidirler.

Birçok durumlarda, titreşim tekniğine uygun olarak plânlanan yaylar, titreşimleri sönmölemek maksadıyla kullanılırlar, hatta hareketli yüklerin yapacağı hasarı da önlerler.

Makine temelinin maliyeti, tesise nazaran çok küçük bir rakam tutar. Fakat temel doğru inşa edilmezse makinede meydana gelecek arıza ve tesisin oturması çok büyük zararların doğmasına sebep olur. Bu bakımdan makine temelinin projelendirilmesinde gerekli titizliğin gösterilmesi makine, temel ve dolaylı olarak tüm yapı için önemlidir.

1.2 Amaç Ve Kapsam

Ülkemizin ekonomik ve endüstriyel gelişmesi ile beraber makina temellerinin projelendirilmesi de gittikçe önem kazanmaktadır. Dinamik yüklere maruz olan makina temelleri, sadece statik yükler taşıyan temellerin davranışına nazaran oldukça farklı bir davranışa sahiptir. Dinamik yükler taşıyan temellerin, hem statik yüklere göre, hem de dinamik etkilere göre hesap edilmesi gerekmektedir. Dinamik etkilerin göz önüne alınabilmesi için makine - temel - zemin sisteminin dinamik davranışının bilinmesi gerekmektedir. Bunun için de, en azından basit titreşim sistemleri ile bunların harmonik zorlamalar altındaki tepkilerinin bilinmesi, basit anlamda da olsa yapı dinamiği ile ilgili ana kavramlara vakıf olunması gerekmektedir.

İnşaat, mühendisliğinde her geçen gün daha fazla önem kazanmakta olan bir konu, dinamik yükler altında temel zemininin davranışı ve yapı-zemin sisteminin karşılıklı

davranışlarıdır. Dinamik yüklere maruz yapıların temelleri ve bu bağlamda makine temellerinin projelendirilmesinin daha rasyonel ve ilmi metotlar ile yapılmasının gereği ortaya çıkmaktadır.

Makine temellerinin projelendirilmesinde statik yükler altında göçme ve fazla oturma olmaması gerektiğine ve dinamik yükler açısından ise rezonans olmaması ve işletme frekansındaki titreşimlerin genliğinin imalatçısının tespit ettiği belli bir limiti aşmaması kriterlerine dikkat çekilmiştir. Bu kriterler sağlandığı takdirde titreşimler, çalışan insanları rahatsız etmeyeceği gibi, gerek makinelerin içinde bulunduğu yapı ve gerekse civardaki yapılar bir zarara uğramayacaktır.

Bu tez çalışmasında, önce dinamik yükler altındaki temellerin yani makine temellerinin önemi, yapı dinamiği konusunun temel kavramları, makine ve temel tipleri, makineden kaynaklanan titreşimlerin sönümlendirilmesi ve yalıtım yöntemleri, bazı uygulamalar ve makine temellerinin yapım detayları anlatılmıştır.

Bu tez çalışmasının amacı, titreşim tekniğine göre uygun makine temellerinin seçimi ve projelendirilmesi konularının yanı sıra makineden kaynaklanan zararlı titreşimlerin sönümlenmesi ve yalıtım yöntemleri konularının anlaşılmasıdır.

2. MAKİNE TEMELLERİNİN TASARIMI

2.1 Makine Temelleri İle İlgili Bazı Hususlar

Makinelerin temelleri genellikle ekipmanın sonradan kendilerinin üzerine yerleştirilebileceği şekilde hazırlanırlar. Bu temeller, makineler (ekseriya krenlerle) monte edilebilecek ve düzecine getirilebilecek, kavramalar bağlanabilecek motorlarla ve yardımcı parçalarla ilgili bütün ekipman hassas şekilde dizilebilecek ve iyi çalışma düzenine konulabilecek şekilde projelendirilmelidirler. Düzenleme ayrıca, makine gerektiğinde kısmen veya tamamen kaldırılabilir veya çıkarılabilir, tamir edilecek ve yeniden monte edilebilecek şekilde olmalıdır.

Betonarme makine temelleri genellikle ağırdırlar. Mümkünse sağlam, dokunulmamış zemin üzerine inşaa edilmelidirler. Aksi halde birbirine bağlanmış makine ve kısımlardan oluşan bir grup, oturmalar söz konusu olması halinde bu oturmaların bir bütün olarak meydana geleceği şekilde kuvvetli ve rijid bir ortak taban planı üzerine konulmalı ve ekipmanda hasara sebep olan farklı oturmalar ve kaykılmalar önlenmelidir.

Temeller doğrudan doğruya zemin yüzeyi üzerine pek istisnai olarak oturtulurlar ve aslında bundan kaçınmak gerekir. Temelleri zemin içerisine yeter derecede gömmek düşey ve yatay istinat temin etmek bakımından gerekir.

Genellikle betonarme makine temellerini bitişikteki döşemelerden dolgu maddeleri vasıtasıyla tecrit etmek uygun olur. Bu suretle temellerin titreşimlerinin döşeme vasıtasıyla yapının başka kısımlarına geçmesi önlenmiş olur. Ayrıca döşemenin genleşme veya rötresi sebebiyle döşemede çatlaklar ve temelde zorlamalar oluşmasının önüne geçilmiş olur. Döşemede çatlaklar oluşmasını önleyecek şekilde derzler bırakılmalıdır.

Hafif makineler, iletim bantlarının mesnetleri ve küçük ekipman doğrudan doğruya yer döşemeleri üzerine oturtulur. Böyle bir durumda döşemenin makinenin altına rastlayan kısmının bazı kere kalınlaştırıldığı da olur.

2.2 Makine Temelleri İle İlgili Göz Önüne Alınacak Hususlar

Makine temellerinin projelendirilmesinde iki temel kriterin sağlanması gerekir : (i) işletme frekansı ile (makine-temel-zemin) sisteminin tabii frekansı arasında rezonans durumu olmamalıdır, (ii) işletme sırasında oluşacak titreşimlerin genliği belli sınırları aşmamalıdır. Bu iki kriter, içice olmakla birlikte, proje mühendisi tarafından ayrı ayrı ele alınıp, yapılacak temelin bu kriterleri sağlayıp, sağlamadığı irdelenebilir.

Makine temelleri için bazı ülkelerde mevcut standartlar veya şartnamelerle, birçok firma ve kuruluşun tecrübelerle elde ettiği bilgiler ışığında, yukarıda bahsedilen kriterleri sağlamak amacı ile geliştirilen tavsiyeler proje mühendisine özellikle dizaynın başlangıç safhasında yardımcı olmaktadır. Bunlara ek olarak, bazı ulusal şartnamelerle tecrübelerden derlenen önemli bazı pratik tavsiyeler, aşağıda verilmektedir.

2.2.1 Düşey Oturmaya Mukavemet

Birçok mühendisler zemin emniyetli değerinin %40-%60 ı kadar bir taban basıncına maruz bırakmayı uygun bulurlar. Böylelikle hareketli yükler, şoklar ve impuls kuvvetleri tarafından meydana getirilecek deformasyonlar asgariye indirilmiş olur. Zayıf killere ve siltlere güvenilemez. Ancak makine temellerinin yükü çok küçük zemin gerilmeleri meydana gelecek şekilde büyük alanlara yayması halinde bu kuralın dışına çıkılabilir. Aksi halde temelin kazıklar üzerine oturtulması zorunlu olur.

Temelin tabii frekansı ile işletme frekansının rezonans durumu doğurması ve bunu önlemek için temel boyutlarında ekonomik olmayacak değerler çıkması halinde, kazıklı temel sistemine gidilebilir. Kazıklı temeller, zemin taşıma gücünün çok düşük olduğu, ve zemin gerilmelerinin taşıma gücünü aştığı hallerde; temel deplasmanlarının büyük olması veya farklı oturma ihtimali doğması durumunda; yeraltı suyu yüzeye yakınsa ve temelin hemen altında (temel genişliğinin yarısı kadar temelden aşağıda) rijit bir tabaka olması hallerinde de kullanılabilirler.

2.2.2 Farklı Oturmalar

Makine temellerinde farklı oturmaların ortaya çıkması shaftları tahrip eder. Buna karşı fleksibl kavramalar kullanılır. Farklı oturmalar distorsiyonun yeter büyüklükte

olması halinde makine çerçevelerini de kırabilir. Genel kural olarak temelin oturduğu alanın ağırlık merkezi temelin kendi ağırlığını, hareketli yükleri ve impakt kuvvetlerini de kapsayan uygulanan kuvvetler sisteminin bileşkesi ile karşılaştırılmalı veya mümkün olduğu kadar yakın düşürülmelidir. Makine temeli gerekli rijidliğe sahip olmalı ve farklı oturmaların hareketleri cinsinden hareketler doğuracak şekilde temel tabanı ile üstü arasında farklı deformasyonlara sebep olacak rutubet ve sıcaklık değişikliklerinden ileri gelen çarpılmaları önleyecek derecede kalın olmalıdır. Genel olarak temel kütlesi, makine ve aksesuarlarının toplam kütesinden daha büyük olur. Temelin üniform bir şekilde oturmasını temin etmek için, temel ve makinenin ortak ağırlık merkezi, temel alanının ağırlık merkezinden geçen düşey doğruya mümkün mertebe yakın olmalı, eğer varsa, eksantrisine, temel-zemin temas yüzeyinin kenar uzunluğunun %5'ini geçmemelidir.

2.2.3 Devrilme

Birçok makine temelleri devrilme kuvvetlerine maruz kalırlar. Bantlı ileticiler buna bir misaldir. Yük asansörleri ve maden kuyularının asansörleri de örnek olarak verilebilir. Kasnaklı ekipmanda baş ve son kasnakları ve muharrik makineler de örnekler arasındadır. Normal motorlarda da harekete başlama hatta normal işleme sırasında da büyük torklar ortaya çıkabilir. Temelin boyutunu bu momentin tesir ettiği doğrultuda arttırmak büyük yarar sağlar. Temel tabanının kenarındaki basınç şaft merkezinin önemli bir hareket yapmasını önlemek için küçük tutulmalıdır ya da fleksibl kavramalar kullanılmalıdır.

2.2.4 Betonarme Özellikleri

Kullanılacak betonun 28 günlük mukavemeti 22,5 N/mm² (225 kg/cm²)'den küçük olmamalı, betonun hazırlanmasında, ilgili standartlara uyulmalıdır. Betonarme demirleri temelin her yüzeyine konmalı, betonun rötresinden doğacak gerilmeleri taşıdığı kontrol edilmelidir. Betonarme donatısı, mekanik kaideleri uygulanarak ve beton ve demirin elastik sınırlar içinde kalması sağlanacak şekilde hesaplanmalıdır. Uygun bir yük faktörü kullanılarak dinamik etkileri ve kapsayacak bir şekilde, taşıma gücü metodu da kullanılabilir. Bütün delik ve boşlukların civarına, en az boşluk alanının %0,5-0.75'i kadar donatı konmalıdır. Temel kalınlığı 1 m yi geçerse, rötre gerilmelerini almak üzere, en az 16 mm. çapında betonarme demirlerinden her üç yönde donatı konmalı, bu demirlerin arası 60 cm yi geçmemelidir. Blok temellerde

kullanılacak minimum donatı 25 – 30 kg/m³ olmalıdır. Basınca veya çekmeye çalışsın, bütün demirlerin ucuna kanca yapılmalı temel tabanında en az 7,5 cm yan yüzeylerde ve üstte en az 5 cm. pas payı bırakılmalıdır.

Betonlama sırasında, beton yatay tabakalar halinde dökülmeli, önceden dökülen kısmın yüzeyi dişli bırakılarak, yeni dökülen kısım ile kaynaşması temin edilmelidir.

2.2.5 Aksesuarların Gerekleri

Birçok kere bir makine temelinin, çeşitli aksesuarlarının yerleştirileceği şekilde projelendirilmesi gerekir. Bunlardan biri motorların tabii yollardan veya vantilatör- lere bağlı borular vasıtası ile havalandırılmasıdır. Diğer i ise ileride yapılması gerekebilecek değişiklikler için erişilmesi mümkün olacak kanalların konulmasıdır. Her halükarda döşeme altında veya beton içerisine gömülü bırakılan boruları ileride yapılacak değişikliklerde kolayca bulmak için yerlerini işaretlemelidir. Boru, boru şeklinde delik ve kanalet gibi düzenlemeler temel bloğunun derinlik ve diğer boyutlarına etki edebilir. Raflara, tezgâhlara, makineye malzeme getiren ve götüren ileticilere ve daha başka birçok yardımcı düzenlere ihtiyaç olabilir.

2.2.6 Genleşme

Isı kaynakları varsa bunlar temelin, üzerindeki ekipmanın veya her ikisinin deformasyonlarına sebep olurlar. Bir makinenin çerçevesi temelinden çok daha fazla ısınır, ikisinden birisi kırılabilir. Her ne kadar fırınlar ve soğutma yerleri normal anlamda makine değillerse de, onların temellerinin projelendirilmesinde bu önemli sıcaklık farkının göz önüne alınması ve temellerin havalandırılması veya ekipmanın genleşebilme imkanının sağlanması gerektiğine burada işaret etmek isteriz. Makinenin temele montesi için yapılan ankraj çubuklarının dinamik ve ısı değişiminden doğacak yükleri emniyetli bir şekilde taşıyacak şekilde hazırlanması gerekir. Ankraj delikleri çok büyük olmamalı ve deliğin en yakın temel kenarına uzaklığı en az 7,5 cm. olmalıdır. (15 X 15 cm lik bir ankraj deliği genellikle yeterlidir.)

2.2.7 Koruma

Tedbir alınması gereken hususlardan birisi makine çerçevelerinin ve ankraj cıvatalarının korozyonudur. Buna karşı tedbirlerden birisi beton kütleinin zeminden yükseltilmesidir. Böylece yıkama suyunun ve damlaların metal kısımları ıslatması

önlenir. Kapalı yerler dışındaki makineler halinde beton, suyun toplanma ve göllenme seviyesinin üzerine yükseltilmelidir. Bazı hallerde betonarme temel, bağlantılar için hava şartlarından koruyucu yuvalar teşkil etmek üzere uzatılmalıdır.

Personeli makinelerden korumak için koruma çerçeveleri yapılmalıdır.

2.2.8 Titreşimler

Makine temellerinde zararlı titreşimler genellikle yüksek hızlı pistonlu veya döner makineler halinde ortaya çıkar. Her ne kadar pistonlu pompalar ve tulumbalar gibi makineler, kuvvetler birbirlerini dengeleyecek şekilde projelendirilirse de bu uygulamada tamamen gerçekleştirilemez. Proje mühendisinin ayrıca taşıyıcı sistemin, taşıdığı makinenin frekansına yakın bir frekansı olmamasını temin etmesi ve rezonansı önlemesi gerekir.

Makinenin frekansının çok yüksek olması, muhtemelen 1000 devir/dak üstünde bulunması halinde taşıyıcı sistemin makineninkinin çok altında bir frekansa sahip olması ve rezonans oluşması durumu vardır. Muhtemelen tehlikeli olan frekans bölgesi 200–500 devir/dak arasında olmasıdır. Bir yandan makinenin, diğer yandan temelin frekansları söz konusudur. Her ne kadar birincisi makinenin imalatçısı tarafından verilirse de ikincisinin doğru olarak belirlenmesi en azından zor bir iştir. Makineyi taşıyan temel veya taşıyıcının frekansının, makinenin frekansından uygun derecede uzak olması gerekir. Uygunluk deyiminin sayıya dökülmesi gerektiğinde makinenin frekansının %80 ninden az veya 1,25 katından fazla olmasını düşünenler olduğu gibi daha emniyetli davranıp %30-%50 sini geçmemesi veya %200-%300 altına inmemesi şartını koyanlar da vardır. Bu oranlar biraz da duruma bağlı olacaktır. Makinenin frekansının taşıyıcının frekansından yüksek olması halinde makine işlemeye başlayıp da hızlanma safhasındayken bir an makinenin frekansı taşıyıcının frekansına eşit olacaktır. Fakat bu geçici ve bir an içindir. Bu bakımdan etkisinin ihmal edilebilecek derecede küçük olması söz konusudur. Fakat değişken hızlı motorlar bazı kere yavaş hızla işleyebilirler ve bu sorun olacak titreşimlere sebep olabilir. O halde bu türlü makinelerin temelleri daha elverişsiz durum olan yavaş hızla çalışmaları hali için projelendirilmelidir.

Titreşen bir temelin sebep olduğu titreşimler ekseriya makine yataklarının performansının bozulmasına, bunun sonucu bu yatakların ısınmasına ve dissimetrik olarak aşınmalarına sebep olur.

Yüksek hızla çalışan makinelerin temellerinin titreşimleri makine parçalarında yorulmaya neden olur.

Titreşimler ve darbeler bizzat temeller üzerine de zararlı tesirler meydana getirirler. Her ne kadar makine temellerinin kendi titreşimleri dolayısıyla tahrip olduğu hususunda pek az olay kayıtlara geçmişse de temellerde farklı tasmanlar gibi sebepler dolayısıyla meydana gelen çatlakların titreşimler ve darbeler sebebiyle süratle genişlediğine dair olaylar bilinmektedir. Bu çatlakların bu sebepten genişlemesi temellerin tahrip olmasına kadar gitmiştir.

Yapılar üzerinde ve de özellikle bu yapılar içerisindeki teknolojik prosesler üzerinde zararlı tesirler kararlı bir çalışma rejiminde çalışan düşük frekanslı makine temellerinden yayılan dalgalarla ortaya çıkar.

Buna örnek olarak kompresörler, dizeller ve bıçkı makineleri gösterilebilir. Bu makinelerin hızları genellikle düşüktür ve yapıların Fundamentals titreşimlerinin hızı mertebesinde. Bu durumda rezonans veya rezonansa yakın durum söz konusu olması dolayısıyla büyük titreşimler ortaya çıkar.

Eğer bir binada önemli genlikte titreşimler ortaya çıkarsa bu bina içerisinde birçok teknolojik prosesler zor, hatta imkansız bir durum alır. Böyle titreşimler burası insanlar için konut durumundaysa onlar üzerinde zararlı tesirler oluşturur. Böyle titreşime maruz bir binada yaşayan kişiler gece, gündüz titreşimlere maruz kalmaları dolayısıyla baş ağrısı, uykusuzluk, sinir bozukluğu gibi sağlık bozukluklarına müptela olurlar.

Titreşimlerin böyle pek çeşitli etkilerinin önlenebilmesi için makine temelleri dinamiği esaslı bir etüdü gerektirir.

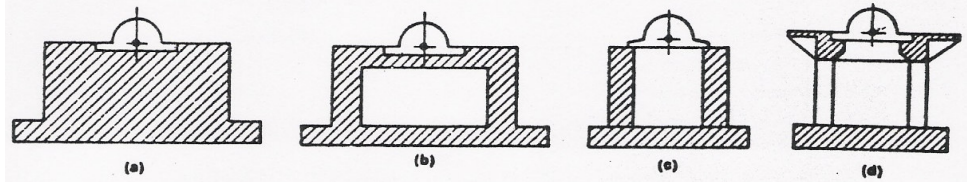
Son zamanlara kadar makine kütlelerinin artırılmasıyla titreşimlerin genliğinin küçüleceği kanaati vardı. Bu sebepten makineler altındaki temeller binlerce ton ağırlıkta ve 10–12 metreye varan derinliklerde masif bloklar olarak teşkil ediliyordu.

Yukarıda sözü edilen şekilde büyük temellerin yapılması büyük masrafları, malzeme ve zaman sarfını gerektirir.

Makine temellerinin rasyonel dizaynının olması gerektiği hususunda her durum için yapılan etüt bazı kere dinamik stabilite bakımından bazı kere temelleri hafif yapmak gerektiğini gösterir ve böyle durumlarda endüstriyel projelerin maliyetinde önemli

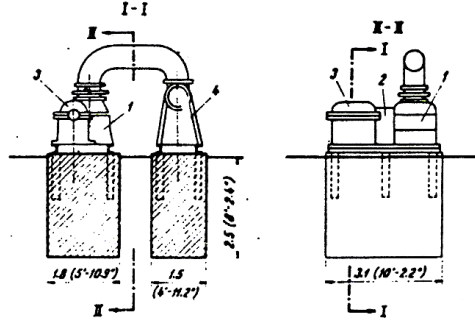
tasarruflar olur. Mesela, güçlü yatay kompresörler altındaki temeller. Evvelce 2000–2500 tonluk kütleler halinde oluyordu. Şimdi ise bu kütleler yarı mertebesine inmiştir. Temellerin dinamik hesap metotlarındaki gelişmeler sonucu büyük güçlü bir kompresör altındaki temelin maliyeti şimdi eskisinden bir kaç yüz bin lira daha ucuzdur.

Her yıl pek çok sayıda yeni kullanıma giren makinenin temelinin ve bunlara ilaveten gene çok sayıda bir yerden diğer bir yere taşınan makinenin temelinin söz konusu olması bunlara yatırılan kapitalin büyüklüğünü ve bunlarda yapılacak belirli yüzdedeki israf ve tasarrufun önemini gösterir. Bu bakımdan projelendirmede gerekli etüt yapılmalı ve gerekli titizlik gösterilmelidir.

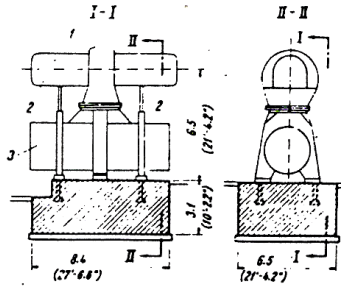


Şekil 2.1. Makine Temellerinin Tipleri: a)Blok Tipi b)Sandık Tipi c)Duvar Tipi d)Çerçeve Tipi

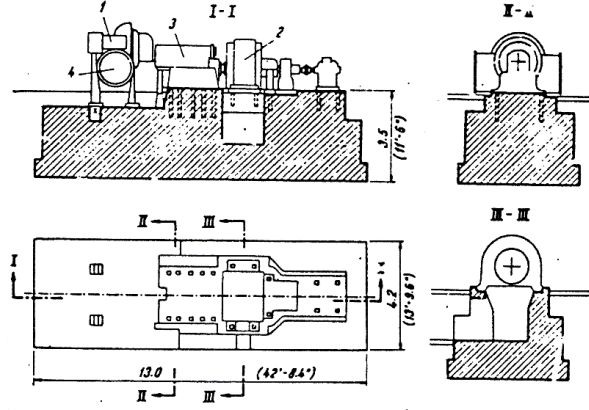
Aşağıda çeşitli temel tipleri hakkında fikir vermek amacı ile bazı şekil ve resimler verilmiştir.



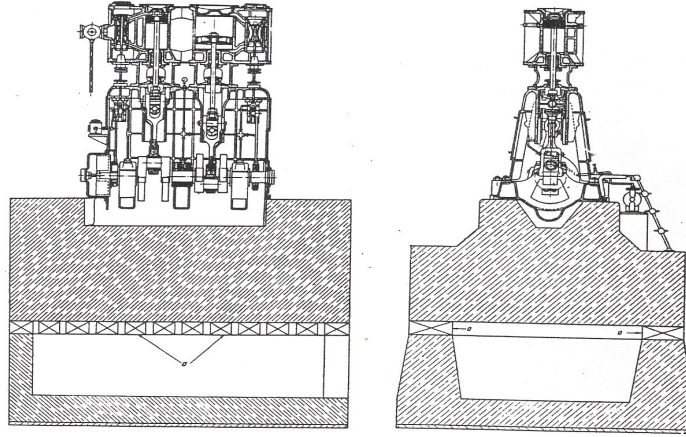
Şekil 2.2. 500 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Blok Temele Oturtuluşu 1.Türbin 2.Transmisyon 3.Jeneratör 4.Kondansatör



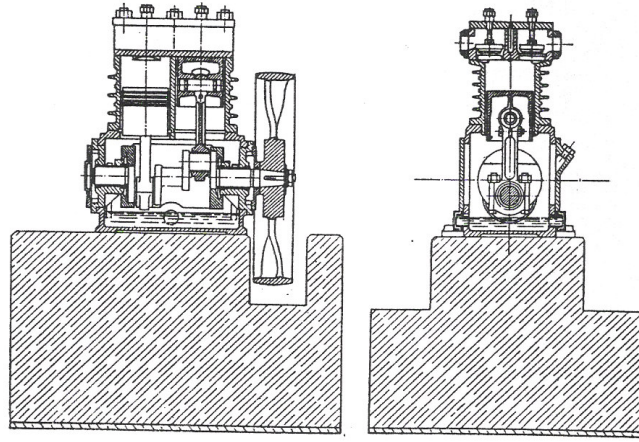
Şekil 2.3. 15000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Blok Temele Oturtuluşu



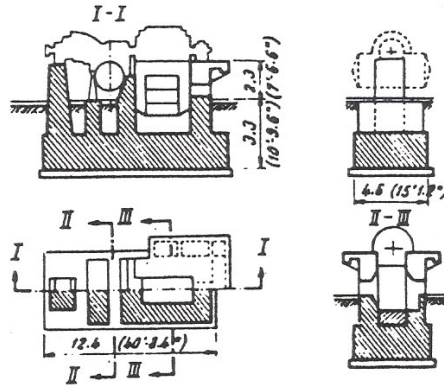
Şekil 2.4. 4000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Blok Temele Oturtuluşu
1.Türbin 2.Transmisyon 3.Jeneratör 4.Kondansatör



Şekil 2.5. 300 Hp Gücünde 428 Devir/Dak Hızında Düşey Bir Buhar Makinesinin
Yaylardan Oluşan Absorberli Blok Temeli. Yay Kutularına Bakım Ve Tamirat
Amacıyla Alt Temel Bloğu İçerisindeki Bir Galeriden Erişilebilir.



Şekil 2.6. 1500 Devir/Dak Hızında İki Silindirli Ve Bir Aşamalı Kompresör.



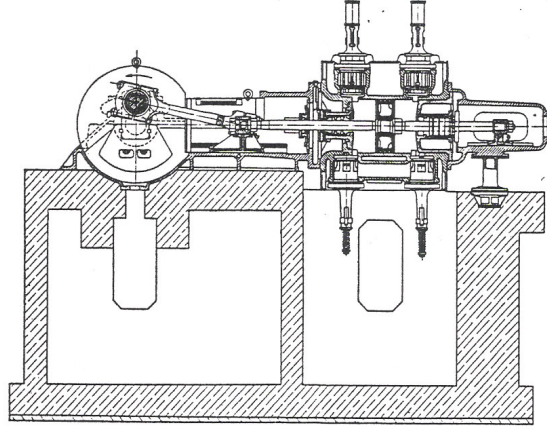
Şekil 2.7. 12000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Duvar Tipi Temeli Andıran Bir Blok Temele Oturtuluşu

2.3 Makine Temellerinin Tipleri

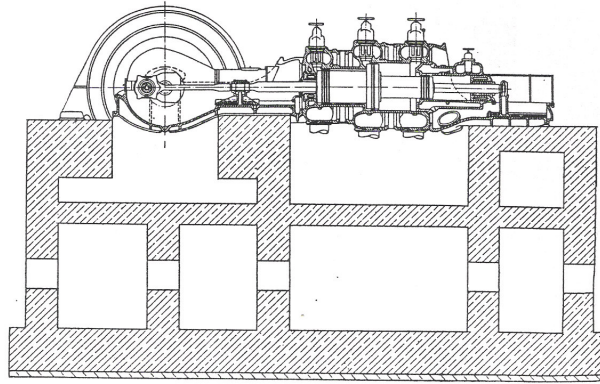
Makinelerin yukarıda belirtilen tiplerine, etkilerinin büyüklüğüne, mahiyetine ve zemin durumuna göre uygun bir temel tipi seçilir. Söz konusu olabilecek temel tipleri dört grupta toplanabilir.

1. Blok veya masif tip temeller. Bunlar bir masif kütleden ibarettir ve üzerine makine oturur. (Şekil 2.1a)
2. Sandık veya keson tipi temeller. Bunlar içi boş beton bloktan ibarettir ve makine üzerlerine oturur. (şekil 2.1b)

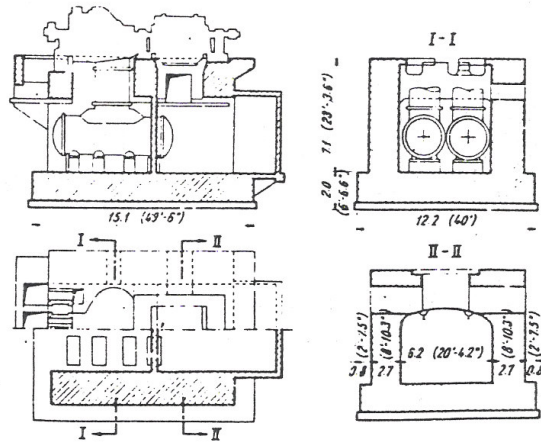
3. Duvar tipi temeller. Bunlar bir çift duvardan oluşur ve makine üzerlerine oturtulur. (şekil 2.1c)
4. Çerçeve tipi temeller. Bunlar kolonlar ve onların taşıdığı kirişlerden oluşan bir yatay ızgara sisteminden meydana gelir, esas makine bu ızgaranın üzerine oturur. (şekil 2.1d)



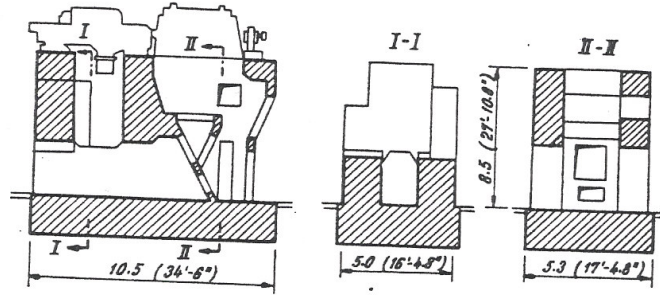
Şekil 2.8. 250 Hp Gücünde 300 Devir/Dak Hızında Bir Silindirli Yatay Buhar Makinesinin Keson Temeli



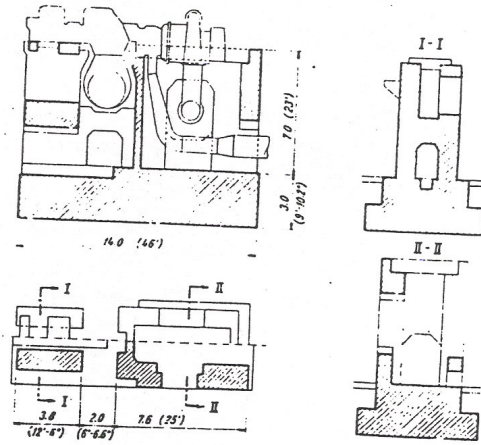
Şekil 2.9. 13 Atm Basıncıta Ve 122 Devir/Dak Hızda 500000m³/Saat Debili Üç Aşamalı Kompresör



Şekil 2.10. 20000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Duvar Tipi Bir Temele Oturtulması



Şekil 2.11. 12000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Duvar Tipi Bir Temele Oturtulması



Şekil 2.12. 12000 Kw Gücünde Bir Turbo Jeneratörün Duvar Tipi Bir Temele Oturtulması

makineler için oturma alanı geniş blok tipi temeller seçilir. Temel taban alanı büyüdükçe buna bağlı olarak temelin zati titreşim sayısı da büyür. Böyle durumlarda frekansı, temel frekansından küçük olur.

Çok yavaş çalışan makinelerde bu gruba girer. Bunlarda temel zati titreşim sayıları hesaplanmaz. Yükün tekrarı dolayısıyla yorulma dikkate alınır.

İkinci grupta pistonlu orta büyüklükte dizel ve benzin makineleri vardır. Bu gruptaki makineler için yaylar veya elastik altlıklar üzerine oturan blok tipi temeller uygun olur. Böylece temelin özel titreşim frekansı makinenin frekansının epey altına indirilmiş olur. Çevresinde titreşim intikali istenmeyen hallerde muhakkak yay elemanları kullanılır. Yay elemanları özellikle devir sayıları büyük sınırlar içinde değişen makinelerde uygun çözüm sağlamaktadır.

Üçüncü gruba patırlı makineler, elektrik motorları ve türbo jeneratör takımları grupları girer. Masif blok temellerin kullanılması halinde özel frekanslarını düşürmek için oturma alanlarının küçük tutulması ve uygun tecrit altlıklarının kullanılması yoluna gidilir. Türbo makineler kolonlar arasında yardımcı ekipmanın yerleştirilebilmesi bakımından çerçeve tipi temeller gerektirir.

2.5 Projelendirmede Esaslar

Makine temelleri ile ilgili olarak göz önüne alınacak hususlar iki gruba ayrılabilir.

1. Proje hesapları ile ilgili olanlar
2. Temelin yapımı ile ilgili olanlar

Bunların her ikisi de aslında proje aşamasında göz önüne alınması gereken hususlardır.

1. Proje hesapları ile ilgili olarak göz önünde tutulacak hususlar:
 - a. Temel maruz kalacağı kuvvetlere dayanacak mukavemette olmalıdır. Ezilme veya kayma kırılmaları olmamalıdır.
 - b. Oturmalar müsaade elden sınırlar içinde olmalıdır.
 - c. Makine ve temel grubunun temel tabanının ağırlık merkezi aynı kan nispetinde böyle olmalıdır.
 - d. Rezonans önemlidir. Bunun için zemin-temel sisteminin özel frekansı

makinenin işleme frekansından uzak olmalıdır. Yavaş işleyen makineler halinde ise zemin temel sisteminin frekansı yeterince küçük gerçekleştirilmelidir.

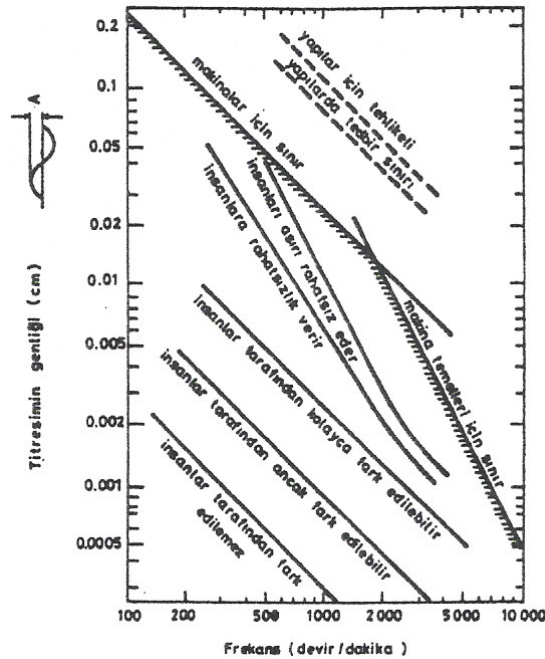
- e. İşletme durumunda genlikler müsaade edilen sınırlar içinde olmalıdır. Bu limitler genellikle makinenin imalatçısı tarafından verilir veya bazı yönetmeliklerde ve literatürde bulunabilir.
- f. Makinelerin dengelenmemiş kuvvetlerin oluşmasına sebep olan krank biyel mekanizmaları ve dönen kısımları, dengelenmemiş kuvvetlerin ve momentlerin mümkün olduğu kadar küçük olması için mümkün mertebe iyi dengelenmelidir. Bunun gerçekleştirilmesi makine mühendislerine düşer.
- g. Her ihtimale karşı makine temeli ileride, oturduğu alanı veya kütlesini veya her ikisini değiştirmek suretiyle özel frekansını düzeltmeye imkan verecek şekilde planlanmalıdır.

2. Yapımla ilgili olarak göz önüne alınacak hususlar:

- a. Yeraltı suyu tablası mümkün olduğu kadar alçak ve su seviyesi temel tabanından en az temel genişliğinin dörtte biri kadar daha derinde olmalıdır. Böylelikle iletkenliği yüksek olan yeraltı suyu ile titreşim dalgalarının yayılması önlenir.
- b. Makinenin işlemesine mani bir durum olmamalıdır.
- c. Makine temelleri bitişikteki yapı kısımlarından genleşme derzleri ile ayrılmalıdır.
- d. Temel içine yerleştirilen buhar veya sıcak hava boruları varsa bunlar uygun şekilde tecrit edilmelidir.
- e. Makine yağlarının temele zarar vermesini önleyici tedbirler alınmalıdır. Bunun için aside dayanıklı bir tabaka ile örtülebilir veya uygun başka bir kimyasal işlem yapılabilir.
- f. Makine temelleri komşu yapıların temellerinden uygun bir miktar daha aşağı indirilmelidir.

Rica hart V.D (1970) daha önce yapılan çalışmaları birleştirerek makine temellerinin limit deplasmanları için Tablo 2.1 de görülen değerleri önermiştir. Bu şekilden görülebileceği gibi, insanların konforu açısından beş bölge gösterilmektedir. Bunlar “hissedilemez” dereceden “şiddetli” dereceye kadar sıralanmaktadır. “Makineler için sınır” diye gösterilen taralı çizgi, makinenin normal çalışması ile ilgili bir sınır olmayıp, bir “emniyet sınırı” olarak anlaşılmalıdır. Bu çizgi iki doğrudan ibarettir ve 2000 dev/dak’nın altında 2,5 cm/sn lik bir maksimum hıza, 2000 dev/dak üzerinde ise, 0,5 g ($g = 9.81 \text{ m/sn}^2$) lik bir maksimum ivmeye tekabül etmektedir.

Tablo 2.1.Düşey Titreşimler Halinde Müsaade Edilebilen Sınırlar, F.E. Richard Ar’a Göre



2.6 Projelendirme ile ilgili Veriler

Bu türlü veriler iki grup olarak düşünülebilir. Birisi genellikle her cins makine için söz konusu olan genel veriler, diğeri ise makinenin özelliğine ve cinsine bağlı olan veriler. Her cins makine için söz konusu olan veriler başlıca şunlardır:

1. Makinenin temele uyguladığı statik ve dinamik yüklerin pozisyon ve büyüklüğünü gösteren yükleme diyagramı,
2. Makinenin gücü ve işleme hızı,

3. Gömülü parçaları ve kısımları, boşlukları, delikleri, cıvata yuvalarını ve benzeri şeyleri gösteren diyagram,
4. Zemin cinsi ve proje hesaplarında kullanılacak olan statik ve dinamik karakteristikleri

2.7 Makinelerin Uyguladıkları Dinamik Kuvvetler

Bir makine temelinin tatminkâr şekilde projelendirilmesi için göz önüne alınması gereken dinamik yüklerin büyüklük ve diğer karakteristikleri hakkında tam bilgi bulunması gerekir.

Makine temellerine etkileyen dinamik yükler iki grupta sınıflandırılabilirler:

1. Aralıklarla etkileyen darbe ve impuls şeklinde kuvvetler.(Mesela şahmerdan ve preslerin etkileri.)
2. Zamanla sinüzoidal olarak değişen devamlı kuvvetler. Mesela pistonlu ve döner makinelerin etkileri

Makine imalatçıları genellikle dengelenmemiş kuvvetlerle ilgili bilgiyi verirler. Bununla beraber bazı ekipman için dengelenmemiş kuvvetler hesaplanabilir.

2.8 Kabul Edilebilecek Titreşim Genlikleri

Makine temellerinde yatay ve düşey titreşimler için, makinelerin çalışmaları üzerinde yapılan gözlemlerle sınır titreşim genlikleri tespit edilmiştir. Bu sınır değerlerin tespitinde ayrıca çevre yapıların titreşime olan hassasiyetleri de göz önünde bulundurulmuştur. Makine temeli projelendirilmesinde dinamik kuvvetten dolayı temelde meydana gelen titreşim genliklerinin sınır titreşim genlik değerlerini aşmaması gerekir.

D.D. Barkan' ın çalışmaları sonucu tavsiye edilen sınır titreşim genlikleri aşağıdaki gibidir.

Tablo 2.2.Makine tiplerine göre sınır titreşim genlikleri

Makine Tipi (cm)	Müsaade edilen genlikler
1. Düşük hızlı makineler(500 devir/dak)	0.02-0.025
2. Şahmerdan temelleri	0,1-0.12
3. Yüksek hızlı makineler	
a. 3000 devir/dak	
i. Düşey titreşimler	0.002-0.003
ii. Yatay titreşimler	0.004-0.005
b. 1500 devir/dak	
i. Düşey titreşimler	0.004-0.006
ii. Yatay titreşimler	0.007-0.009

2.9 Projelendirmede Kullanılacak Parametrelerin Belirlenmesi

Makine temellerinin projelendirilmesinde kullanılacak parametreler

1. Geometrik parametreler
 - a. Kütle merkezi
 - b. Temel tabanının atalet momenti
 - c. Kütle atalet momenti
2. Fiziksel parametreler
 - a. Temel tabanının efektif rijidliği
 - b. Sönüm

olarak sıralanabilir.

Makine temellerinde üst kısmın ağırlık merkezinin temel tabanının ağırlık merkeziyle aynı düşey üzerinde bulunması veya buna mümkün mertebe yakın olması çok önemlidir. Aksi halde çeşitli titreşim modlarının bir arada bulunmasına sebep olur ve projelendirme işini güçleştirir. İkisi aynı düşey üzerine getirilemiyorsa, eksantrisine müsaade edilen sınırlar içerisinde kalmalıdır.

Temel tabanının atalet momenti ve sistemin kütle atalet momenti temel sisteminin sallanma ve düşey eksen etrafında dönme titreşimlerinde etkindirler.

Sistemin temel taban tarafıyla ilgili efektif rijidliği ve sönümü temel altındaki temel zemini, elastik yastıklar gibi elemanlarla ilgilidir.

Zemin Ve Zemin Yay Katsayıları

Zeminler, maruz kaldıkları yüklere karşı cinslerine göre farklı mukavemetler gösterirler. Eğer zemin bir temel kütlelerinin aktardığı yükü taşımaya maruz kalmışsa, zemin gerilmeleri hem kendi karakteristiğine ve hem de temel büyüklüğüne bağlı olarak derinlere ve yanlara doğru gittikçe değişir. Bunun dışında titreşim, sırasında temel altına rastlayan zeminin de hareketi ve bundan oluşan atalet kuvvetleri söz konusudur. Zeminin üzerindeki temel kütlesi bakımından yay katsayısını hesap ederken hemen hemen daima temel tabanın büyüklüğünü ve zeminin tasman katsayısını hesaba katmakla yetinilir.

Rijid temel tabanı altındaki basınç gerilmesinin bu gerilmenin sebep olduğu tasmanın elastik kısmına oranı zeminin üniform basınç tasman katsayısı olarak adlandırılır.

Bu C_z ile gösterilecektir. Birimi N/m^3 veya kgf/cm^3 tir. Böyle bir orantılılık uygulama bakımından zemin gerilmesinin belirli sınırlar içinde olması halinde vardır. Benzer şekilde elastik üniform kayma tasman katsayısı C_τ söz konusu olur. Bu temel altındaki ortalama kayma gerilmesinin temelin kayma hareketinin elastik kısmına oranıdır. Bunun da birimi N/cm^3 veya kgf/cm^3 dir. Bunlardan başka temel kütlelerinin sallanma titreşimleri bakımından C_0 tasman katsayısı vardır. Bu katsayı üniform olmayan basınç tasman katsayısı adını alır. Birde temel kütlelerinin düşey bir eksen etrafında dönme titreşimleri söz konusu olabilir. Bu durumda kayma gerilmeleri işe karışır ve üniform olmayan kayma tasman katsayısı C_ψ söz konusu olur.

Bu katsayılar aslında zemin cinsinin yanında temel tabanının büyüklük ve şekline de bağlıdır. Fakat uygulamada sadece zemin cinsine bağlı oldukları kabul edilerek hesap yapılır.

Aşağıdaki tabloda zemin cinsi ve zemin emniyet gerilmelerine göre proje için tavsiye edilen yatak katsayısı C_z değerleri verilmiştir.

Tablo 2.3. Zemin Cinsi Ve Zemin Emniyet Gerilmelerine Göre Yatak Katsayısı C_z Değerleri.

Tavsiye edilen C_z değerleri:		
Zemin cinsi	zemin emniyet gerilmesi (N/cm ²)	üniform basınç tasman katsayısı C_z (N/cm ³)
Zayıf zeminler	10-20	20-40
Orta zeminler	30-40	50-60
Sağlam zeminler	50	70
Kayalar	>50	>70

Bu tabloda verilen değerler taban alanı 10 m² veya daha büyük olan temeller için kullanılabilir. Taban alanının daha küçük olması halinde $\sqrt{10/F}$ çarpanı ile büyütülmelidirler. Burada F makine temelinin taban alanını m² olarak göstermektedir.

3. YAPI DİNAMİĞİ İLE İLGİLİ ÖZET BİLGİLER

Makine "temellerinin projelendirilmesi, yapı dinamiği ile ilgili birtakım bilgilere dayandığından bu bölümde titreşim prensipleri kısaca anlatılacaktır. Makine temellerine etkiyen hareketli, periyodik veya impakt tesirlerine dinamik yükler denir. Dinamik yükler genel olarak büyüklükleri zamanla değişen ve belirli zaman aralıklarında etkiyen tesirlerdir. Dolayısıyla sistemin deformasyonları zamanla değişmekte ve kütlelerin birer ivmeli hareket yapmalarına sebep olmaktadır. Bu hareketler ise atalet kuvvetlerinin oluşmasına ve sistemin dış kuvvetlere ilâveten bu kuvvetlere de maruz kalmasına sebep olmaktadır. Bu durumda ortaya çıkan deformasyonları ve zorlamaları belirtmek için dış kuvvetlerle birlikte atalet kuvvetlerini de hesaba katmak gerekir.

Bu bölümde, dinamik kuvvet tesirleri anlatımından sonra, bir serbestlik dereceli sistemlerin sönümsüz ve sönümlü olmaları haline ait serbest ve zorlanmış titreşimler, zorlayıcının sinüzoidal kuvvet olması halinde incelenmiştir. Çok serbestlik dereceli sistemler de, serbest ve zorlanmış titreşim hal durumu için incelenmiştir.

3.1 Temel kavramlar

Daha önce de söylenildiği üzere bir sistem zamanla değişen kuvvetlerle yüklenirse deformasyonları zamanla değişecektir. Bunun sonucu sistemin kütleleri ivmeli birer hareket yapacaktır. Bu hareketler ise atalet kuvvetlerinin oluşmasına ve sistemin dış kuvvetlere ilaveten bu kuvvetlere de maruz kalmasına sebep olacaktır. Dolayısıyla sistemde ortaya çıkan deformasyonları ve zorlamaları belirtmek için dış kuvvetleri ve atalet kuvvetlerini birlikte göz önüne almak, hesaba katmak gerekir. Bu durumda bir dinamik durum ve dinamik problem söz konusudur deriz.

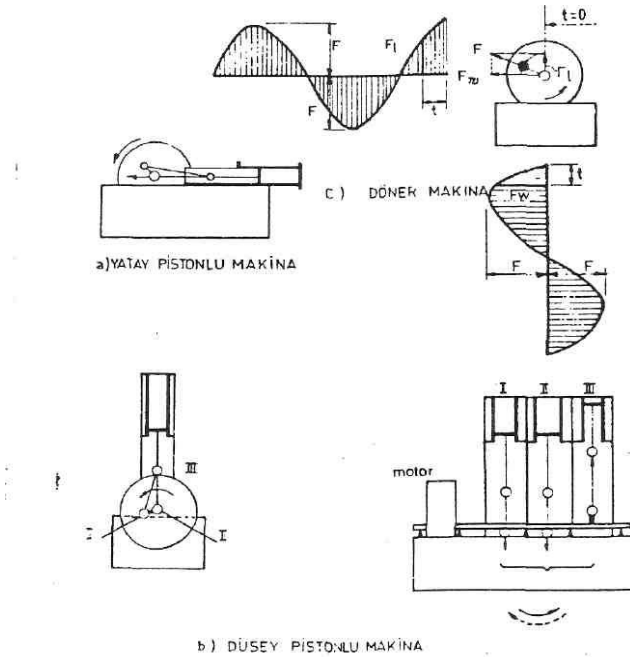
Zamanla değişken belirli aynı bir yük, açıklık, yükseklik gibi boyutları aynı fakat kütle dağılışı, mesnetlerinin ve kendisinin deformabilitesi farklı sistemlerin her birine ayrı ayrı tesir etse sistemlerde oluşan deformasyonlar ve zorlamalar birbirinden farklı

olur. Yani oluşan bu tesirler sadece dış yüklere değil ayrıca sistemin kütle ve deformabilite, hatta sönüm karakteristiklerine bağlıdır.

Şimdi bazı temel kavramlar hatırlatılacaktır

Zorlayıcı Tesir - Dinamik Kuvvet Tesirleri

Dinamik kuvvet tesirleri, sistemde titreşim hareketinin oluşmasına sebep olan tesirlerdir. Kuvvetlerin şiddeti zamana bağlı olarak değişkendir veya en azından böyle bir aşaması vardır. İleri-geri giden pistonlu makinelerin kuvvetleri 1. ve 2.mertebe momentleri, döner kütleli makinelerin merkezkaç kuvvetleri veya birbirine dik olarak titreşen iki kuvvetin titreşim bileşenleri zorlanmış titreşimler meydana getirirler.



Şekil 3.1. Dinamik zorlayıcı kuvvetler

Makineler, tiplerine göre farklı şekillerde, büyüklükte veya hızda titreşim kuvvetleri yaratırlar. Fakat herhangi bir yapıda dinamik tesir olması veya belirli zamanlarda titreşime maruz kalması sadece makinelerin varlığıyla değildir. Dışardan etkiyen herhangi bir kuvvet, mesela rüzgâr tesiri veya herhangi bir şeyin gelip yapıya çarpması yine yapının titreşimine sebep olacaktır. Ayrıca bir sistemin, hareketli başka bir sistem üzerine kurulmuş olması sistemin aynı hareketi yapmaya mecbur olması demektir ki sistem dolaylı olarak yine dinamik tesir altındadır. Örneğin,

deprem, dolayısıyla yapı temelinin deprem hareketini yapmaya mecbur olması durumu.

Dinamik tesir yaratan bazı yüklemeler, matematiksel olarak basit ifadelerle verilebilen cinstendirler. Fakat zorlayıcı tesirler depremdeki gibi, rasgele karakterde de olabilirler. Bu durum matematiksel bir ifade ile verilemezler. Bunlar ya alınan kayıtlar analog olarak, ya da bunların sayısala çevrilmiş olarak dijital şekilde verilir.

Kütle

Bir maddesel nokta (bileşke olarak) bir kuvvetle zorlanırsa bu kuvvetle orantılı bir ivmeli hareket yapar. Kuvvet ile ivme arasındaki orantı katsayısı o maddesel noktanın kütlesi adını alır. Demek ki F kuvveti,

$$F = m.a \quad (3.1)$$

bağıntısı vardır. Bu, göz önünde tutulacak bir temel bağıntıdır. Kütle için temel birim kg dır.

Yay

Taşıyıcı sistemde kuvvetlerle zorlama halinde deformasyonlar meydana gelir. Deformasyonların bulunması bir etkinin bulunduğunu gösterir. Sistem lineer elastik ise deformasyonlarla yükler arasında lineer bağıntı vardır ve yükler kalkınca deformasyonlar kaybolur.

Bir serbestlik dereceli sistem halinde etkiyen F kuvveti sebebiyle δ deformasyonu meydana geliyorsa lineer elastik yay halinde bunlar orantılıdır ve

$$F = k.\delta \quad (3.2)$$

bağıntısı vardır. Burada (k) ya yay katsayısı veya yay sabiti denir ve birim deformasyon için gereken kuvveti gösterir. Yay katsayısı için temel birim N/m dir.

Dönme hareketinin söz konusu olması halinde

$$M = k.\theta \quad (3.3)$$

bağıntısı vardır. k nın birimi N.m/rad dır

Çok sayıda kuvvetin ve onların tatbik edildikleri noktalarda deplasmanların söz konusu olması halinde bu kuvvetler $\{F\}$, deplasmanlar $\{\delta\}$ ve rijitlik sayıları $[k]$ matrisi ile gösterilirse

$$\{F\} = [k] \{ \delta \} \quad (3.4)$$

bağıntısı vardır. Bu durumla çok serbestlik dereceli sistemlerde karşılaşılır.

Sönüm

Bir sistem nötr durumundan bir miktar saptırılıp serbest bırakılırsa sistem nötr durum etrafında salınır fakat bu salınım sonsuz süre devam etmez, bir süre sonra söner. Bu, sistemde sönüm bulunduğunu gösterir. Sönüm sistemin iç bünyesindeki, mesnet ve mafsallarındaki ve içinde bulunduğu ortamdan gördüğü sürtünmeden ileri gelir

Sönümün büyüklüğü çeşitli faktörlere bağlıdır. Bunlardan en önemlisi sistem içindeki izafi hızlardır. Sönüm kuvvetinin doğrudan doğruya izafi hızla orantılı olması haline viskos sönüm denir. Bu halde hıza karşı yönde olan direnimsel kuvveti

$$D = c \cdot \dot{x}(t) \quad (3.5)$$

ile belirir. Burada c sönüm katsayısıdır ve sönüm tesirinin büyüklüğünün bir ölçüsüdür. c nin birimi (kg/s) dir. Dönme hareketi söz konusu ise (N.m.s/rad) dır.

Sönüm tesirinin çok sayıda noktada kendini göstermesi ve buralardaki izafi hızlarla lineer olarak bağıntılı olması halinde

$$\{D\} = [c] \left\{ \begin{matrix} \dot{x} \\ x \end{matrix} \right\} \quad (3.6)$$

olur.

Serbestlik derecesi

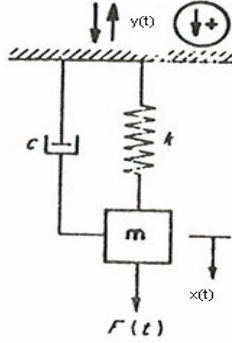
Bir sistemin konfigürasyonunun tamamen belirmesi için bilinmesi gereken parametrelerin, büyüklüklerin sayısına o sistemin serbestlik derecesi denir.

Aşağıda sıra ile bir ve çok serbestlik dereceli sistemler ele alınmıştır.

3.2 Bir Serbestlik Dereceli Sistemler

Bu türlü sistemin kütle, yay ve sönüm olmak üzere üç karakteristiği vardır. Genel durumda da bir $F(t)$ kuvveti ile $y(t)$ mesnet hareketinin etkisi altındadır. Böyle bir sistem Şekil 3.2.de gösterilmiştir. Sistem sönümünün viskoz olduğu, yani hızla orantılı bir sönüm kuvvetinin bulunduğu kabul edilmiştir. Burada hız sistemin iç

bünyesindeki izafi hızdır. Sönüm viskoz değilse, eşdeğer viskoz bir sönüm tesbit edilerek hesap yapılırsa gerçeğe yatar derecede yakın olur.



Şekil 3.2. Bir Serbestlik Dereceli Sönümlü Sistemin Dış Kuvvet Ve Mesnet Hareketi İle Zorlanması.

$x(t)$: Yayın zamanla değişen uzaması

$[y(t) + x(t)]$: Kütlenin deplasmanı

$[y(t) + x(t)]''$: Kütlenin ivmesi

$c \cdot \dot{x}(t)$: sönüm kuvveti

$k \cdot x(t)$: yay kuvveti

Hareket denklemini yazarken $F(t)$ kuvvetinin bir kısmının kütleye ivme verdimiye, bir kısmının sönüm kuvvetini karşılamaya, bir kısmının da yayı germeye gittiğini düşünerek

$$m [y(t) + x(t)]'' + c \dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (3.7)$$

veya

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) - m\ddot{y}(t) \quad (3.8)$$

şeklinde olur. Bu sönümlü sistemin zorlanmış titreşimlerine ait diferansiyel denklemdir. Bu denklemden $y(t)$ fonksiyonu ve deplasmanının bilinmesi gerekiyor. Dış kuvvet var, fakat mesnet hareketi yok ise

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (3.9)$$

mesnet hareketi var, fakat dış kuvvet yok ise

$$\ddot{m}x + \dot{c}x + kx = -m\ddot{y}(t) \quad (3.10)$$

formülleri elde edilir. 3.9 ve 3.10 mukayesesinden mesnet hareketi ile zorlama ve dış kuvvet ile zorlamanın özdeş olduğu anlaşılır. 3.8 diferansiyel denkleminde sönümlü sistemin zorlanmış titreşimine ait olup sistem sönümsüz ise

$$\ddot{m}x + kx = F(t) - m\ddot{y}(t) \quad (3.11)$$

elde edilir. Dış etkinin bulunmaması halindeki titreşimler serbest titreşimler, tabii titreşimler veya özel titreşimler adını alırlar. Bu hal için sönümlü sisteme ait diferansiyel denklem

$$\ddot{m}x + \dot{c}x + kx = 0 \quad (3.12)$$

aynı hal için sönümsüz sisteme ait diferansiyel denklem de

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (3.13)$$

olur. 3.12 ve 3.13 diferansiyel denklemleri serbest titreşimlerin sönümlü ve sönümsüz hal durumunu göstermektedir. Serbest titreşimlerin olabilmesi için sistemin ondan önce zorlanması gerekmektedir.

3.2.1 Serbest Titreşimler

Sönümsüz Sistemin Serbest Titreşimi

Yukarıda sönümsüz sistem için elde edilen 3.13. diferansiyel denklemdir.

$$\ddot{m}x + kx = 0 \quad (3.13)$$

Buradan

$$\omega^2 = k/m, \quad \omega = \sqrt{k/m} \quad (3.14)$$

olmak üzere

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0 \quad (3.15)$$

bulunur. Muayyen bir maddeden yapılmış her cisim, kendisini titreşime getiren kuvvete bağlı olmayan muayyen ve belirli bir frekansı vardır. Sadece amplitüd, başlangıç şartı veya kuvvetin tesir şekline bağlıdır. 3.15 denklemi ikinci dereceden homojen lineer bir diferansiyel denklem olup genel çözümü aşağıdaki gibidir.

Bunun genel çözümü

$$\omega x = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (3.16)$$

$$\dot{x} = \omega (-A \sin \omega t + B \cos \omega t) \quad (3.17)$$

dir. Bu sistemin zati frekansını elde etmek için özel çözümü ile çalışılabilir.

$$t=0 \text{ anında } x(0)=x_0, \dot{x}(0)=\dot{x}_0 \text{ ise}$$

$$x(t) = x_0 \cos \omega t + (\dot{x}_0 / \omega) \sin \omega t \quad (3.18)$$

$$\dot{x}(t) = -\omega x_0 \sin \omega t + \dot{x}_0 \cos \omega t \quad (3.19)$$

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 x(t) \quad (3.20)$$

bulunur.

Oluşan ve (3.18) ile beliren titreşim hareketi sinüzoidal bir harekettir, periyodiktir. (3.14) ile beliren, ω açısal veya sirküler frekans adını alır. Periyodu ve frekansı

$$t = 2\pi / \omega = 2\pi \sqrt{m/k}, f = (1/2\pi) \sqrt{k/m} \quad (3.21)$$

den belirirler.

ω nın birimi rad/s veya s^{-1} , T nin s, f nin ise Hz (Hertz) veya devir/s yahut c.p.s (cycles per second) dır.

Böyle bir harekette her an için sistemin yaydaki potansiyel enerji (deformasyon enerjisi) ile kütlenin kinetik enerjisinden ibaret olan mekanik enerjisi sabit kalır.

Kütlenin W ağırlığı yaya statik olarak etkise idi

$$\delta_{st} = W / K = mg / K = g / \omega^2 \quad (3.22)$$

deformasyonuna sebep olurdu. Demek ki

$$\omega = \sqrt{g / \delta_{st}}, T = 2\pi \sqrt{\delta_{st} / g}, f = (1/2\pi) \sqrt{g / \delta_{st}} \quad (3.23)$$

yazılabilir. Buna göre sistemin kendi ağırlığı altında deformasyonu belli ise periyod ve frekansları belirtilebilecektir.

Sönümlü Sistemin Serbest Titreşimi

Pratikte her zaman titreşim sönümleyici bazı şeyler mevcuttur. Mesela, sürtünme, hava direnci malzemenin dahili sürtünmesi gibi. Titreşimi engelleyen bu etkenler titreşim enerjisinin bir kısmını ısıya çevirip titreşimi sönümler ve neticede titreşimin durmasına sebep olur. Sönümlü serbest titreşim haline ait denklem 3.16 da verilmiştir.

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = 0 \quad (3.16)$$

dır. Sabit katsayılı homojen diferansiyel denklemdir.

$$q = c / 2m, \omega^2 = k / m, \omega = \sqrt{k / m} \quad (3.24)$$

yazılırsa

$$\ddot{x} + 2q\dot{x} + \omega^2 x = 0 \quad (3.25)$$

bulunur.

$$y = Ge^{at} \quad (3.26)$$

dönüşümü yapılırsa

$$a^2 + \frac{c}{m}a + \omega^2 = 0, \quad a = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \omega^2} \quad (3.27)$$

karakteristik denklemi elde edilir. bu denklemde, kök içindeki ifadenin pozitif, negatif ve sıfır olması durumuna göre üç türlü sönümlü hareket ortaya çıkar.

Kritik Sönümlü Hareket

Bu durumda, (3.27) deki kök içindeki ifade sıfırdır. Böylece bulunan sönüm değerine kritik sönüm adı verilir.

$$\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \omega^2} = 0, \quad c = c_c = 2m\omega \text{ (kritik sönüm değeri)} \quad (3.28)$$

Diferansiyel denklemin çözümünde,

$$y = (A + Bt)e^{-\omega t} \quad (3.29)$$

olarak bulunur. Sistemin, $t = 0$ anında $y(0)$ yer değiştirmesi ve $\dot{y}(0)$ hızına sahip olduğunu düşünülürse çözüm,

$$y = [y(0)(1 + \alpha t) + \dot{y}(0)t]e^{-\alpha t} \quad (3.30)$$

olarak elde edilir. Burada, yer değiştirmenin zamanla değişiminden, hareketin bir titreşim hareketi olmamakla beraber, başlangıç durumundan denge konumuna asimptotik olarak gelmesi şeklinde sönümlü bir hareket olduğu ortaya çıkar. Bu tür harekete eşit sönüm hali de denir.

Kritik Sönüm Üstü Hareket

Bu halde, (3.27) deki kök içindeki ifade sıfırdan büyüktür. Bir başka değişle sönüm kritik sönüm değerinden büyüktür.

$$c > c_c = 2m\omega, \quad \xi = \frac{c}{c_c} \text{ (sönüm oranı)} \quad (3.31)$$

$$\bar{\omega} = \omega\sqrt{\xi^2 - 1} \quad (3.32)$$

(3.32)denklemleri ile karakteristik denklemin kökleri,

$$a = -\xi\omega \pm \bar{\omega} \quad (3.33)$$

ve hareket denkleminin çözümü de

$$y = e^{-\xi\omega t} (A \sinh \bar{\omega} t + B \cosh \bar{\omega} t) \quad (3.34)$$

olarak bulunur. Burada A ve B değerleri başlangıç şartlarından bulunabilir. Bu tür hareket de, kritik sönümlü harekete benzer. Titreşim hareketi yoktur. Bununla birlikte, sistem denge konumuna asimptotik olarak yaklaşır. Bu harekete kuvvetli sönüm hali de denir.

Kritik Sönüm Altı Hareket

İnşaat mühendisliğinde karşılaşılan haldir. Bu halde, sönüm kritik sönüm değerinden küçüktür. Zayıf sönüm hali de denir.

$$c < c_c = 2m\omega, \quad \omega_D = \omega\sqrt{1 - \xi^2} \text{ (sönümlü titreşim frekansı)} \quad (3.35)$$

Bu denklemlerden, karakteristik denklemin çözümü ve hareket denklemleri,

$$a = -\xi\omega \pm i\omega_D \quad (3.36)$$

Ve hareket denkleminin çözümü de

$$y = e^{-\xi\omega t} (A \sinh \omega_D t + B \cos \omega_D t) \quad (3.37)$$

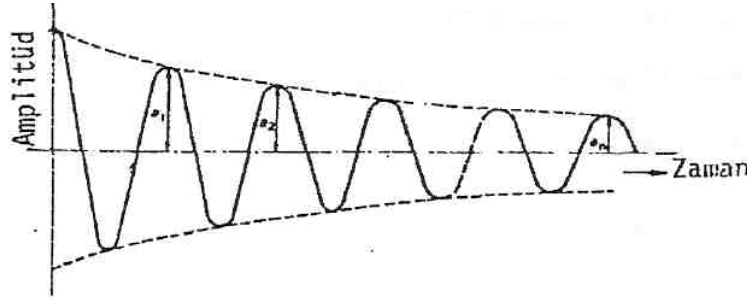
olarak yazılır. Başlangıç şartlarını kullanarak da, A ve B sabitleri bulunur.

$$y = e^{-\xi\omega t} (y(0) \cos \omega_D t + \frac{\dot{y}(0) + y(0)\xi\omega}{\omega_D} \sin \omega_D t) \quad (3.38)$$

Verilen şekilde de görüldüğü gibi sistem, denge konumu etrafında sabit ω_D dairesel frekansı ile, genliği azalarak, fakat sabit bir periyot ile titreşir. Birbirini izleyen iki genliğin oranı sabit olup, bunun doğal logaritmasına logaritmik azalım denir.

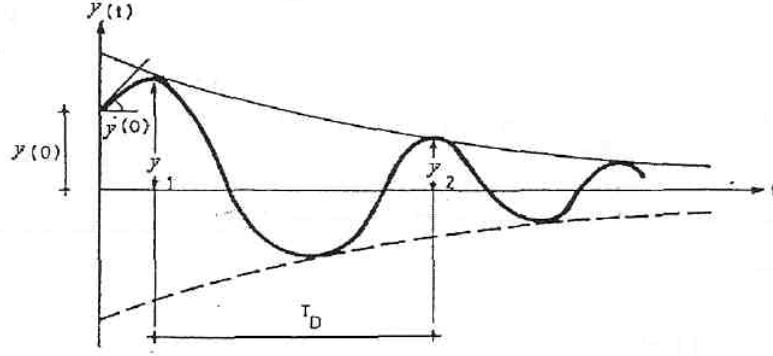
$$\delta = \ln\left(\frac{y_n}{y_{n+1}}\right) = \frac{2\pi\xi\omega}{\omega_D} = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (3.39)$$

Sönümün küçük değerleri için kök içindeki ifade 1 olarak kabul edilebilir. (3.39) formülü kullanılarak sönüm oranı tespit edilebilir. Örnek olarak, bir makine temel bloğunda bir tokmakla impakt etkisi verilip, serbest titreşimler oluşturulup ve temelin titreşimleri kaydedilirse, hareketin sönümlü bir titreşim hareketi olduğu görülür. Bulunan eğri üzerinde birbirini izleyen iki genliğin oranının doğal logaritması alınarak logaritmik azalım değeri, bu da 2π ye bölünürse sönüm oranı bulunmuş olur.



Şekil 3.3. Serbest Titreşimler Halinde Sönüm Eğrisi (Demir ve Öztürk, 1992)

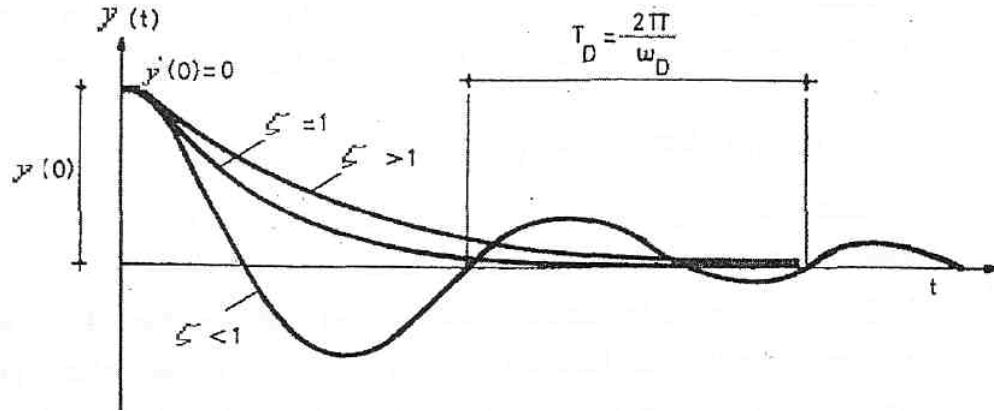
Aşağıda kritik sönüm altı harekete ait şekil verilmiştir.



Şekil.3.4. Kritik Sönüm Altı Hareket (Celep ve Kumbasar, 2001)

Görüldüğü gibi hareket azalan genliklere sahip bir titreşim hareketidir.

Aşağıdaki şekilde, her üç hal için ortak olarak, mukayeseli yer değiştirme- zaman grafiği verilmiştir. Buradan kritik sönümlü hareketin titreşim hareketini ortaya çıkarmayan en küçük sönüm değeri olduğu ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3.5. Başlangıç Yer değiştirmesi İle Sistemin Üç Sönüm Hali İçin Davranışı (Celep ve Kumbasar, 2001)

3.2.2 Zorlanmış Titreşimler

Yukarıda incelenmiş olan serbest titreşimlerde, titreşim hareketinin anlık bir zaman sürecinde tatbik edilen herhangi bir dış kuvvetle gerçekleştiği durumu incelenmişti. Tabiatta çok kere bu titreşimle sönümlü olduğundan serbest titreşimlerin önemi çok büyüktür.

Bu bölümde, anlık bir kuvvet tatbikinde hasıl olan titreşimler değil, sürekli etki eden bir dış periyodik kuvvetin yarattığı titreşimler incelenecektir. Böyle titreşimlere zorlanmış titreşimler denir ve yine iki ana bölümde yani sönümsüz ve sönümlü olarak ele alınacaktır.

Sönümsüz Sistemin Zorlanmış Titreşimi

Sönümsüz zorlanmış bir titreşimde kütle kuvveti, yay kuvveti ve zorlayan kuvvetten dolayı sistem sürekli denge halindedir. Sönümsüz zorlanmış titreşim hali için

$$m \ddot{x} + kx = F(t) \quad (3.40)$$

denklemini yazabiliriz. Burada $F(t)$ zorlayıcı kuvveti olarak düşünülecektir. m ile bölerek ve (3.24) ü göz önünde tutarak

$$\ddot{x} + \omega^2 x = F(t) / m \quad (3.41)$$

yazılabilir.

Bu diferansiyel denklemin genel çözümü

$$x = A \cos \omega t + B \sin \omega t + (1/m\omega) \int_0^t F(\tau) \sin \omega(t - \tau) d\tau \quad (3.42)$$

dur. Burada sonuncu terim (3.29) a ait bir özel çözümdür ve bu özel çözüm ve türevi başlangıç anında sıfır olurlar yani başlangıç şartları sıfır olan bir özel çözümdür. Diğer iki terim ise homojen denkleme denkleme ait özel çözümdür. Başlangıç deplasmanı $x(0) = x_0$, hızı $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ olmak üzere

$$x = x_0 \cos \omega t + (\dot{x}_0 / \omega) \sin \omega t + (1/m\omega) \int_0^t F(\tau) \sin \omega(t - \tau) d\tau \quad (3.43)$$

bulunur.

Verilen her $F(t)$ zorlaması ve başlangıç şartları için (3.43) den titreşim hareketi belirtilebilir.

Makine temellerine sinüzoidal kuvvet etkimesi çok rastlanan bir durum olduğundan aşağıda bu problem ele alınmıştır.

Burada $F(t)$ zorlayıcı kuvveti olarak sinüzoidal bir kuvvet olarak düşünülüp, şiddeti F_0 , açısal frekansı ω dir.

$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (3.44)$$

Diferansiyel denklem 3.41 den

$$\ddot{x} + \omega^2 x = \frac{F_0 \sin \omega t}{m} \quad (3.45)$$

Yukarıdaki denklemin çözümü, homojen denklemin genel çözümü ile homojen olmayan bir çözümün toplanmasından ibarettir. Homojen olanın özel çözümü yukarıda verilmiş olup, homojen olmayan özel çözümü için

$$X_p = D \sin \omega t \quad (3.46)$$

Şeklinde düşünülür ve yerine konursa ve ayrıca tahmin edilir ve yerine konursa $F_0 = m \omega^2 x_{st}$ alınırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$D = \frac{x_{st}}{1 - (\omega/\omega)^2} \quad (3.47)$$

ve genel çözüm

$$x = A \cos \omega t + B \sin \omega t + \frac{x_{st}}{1 - (\omega/\omega)^2} \sin \omega t \quad (3.48)$$

olarak yazılabilir. Başlangıç deplasmanı $x(0) = x_0$, hızı $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ olmak üzere A ve B belirtilirse aşağıdaki çözüm elde edilir.

$$x = x_0 \cos \omega t + (\dot{x}_0/\omega) \sin \omega t - x_{st} \frac{\omega/\omega}{1 - (\omega/\omega)^2} \sin \omega t + x_{st} \frac{1}{1 - (\omega/\omega)^2} \sin \omega t \quad (3.49)$$

Burada birinci ve ikinci terim başlangıç şartlarına üçüncü ve dördüncü terim dış tesire tekabül eder. Frekans bakımından ilk üç terim sistemin özel frekansına, dördüncü terim ise dış etki frekansına bağlıdır. Burada sistemin sönümsüz olduğu kabul edilmiştir. Gerçekte, sistemler az veya çok sönümlüdürler. Dördüncü terim dış etki tarafından beslendiği halde, ilk üç terim beslenemezler. Bu bakımdan gerçekte sönümlü olan sistemlerde ilk üç terim 15-20 salınım gibi kısa bir süre sonra söner. Dördüncü terim ise küçük sönümler için rezonans durumuna yakın durumlar dışında pek az bir farkla sürekli devam eder. Buna göre

$$x = x_{st} \frac{1}{1 - (\omega/\omega)^2} \sin \omega t \quad (3.50)$$

olur. Burada $x_{st} = \frac{F_0}{K}$

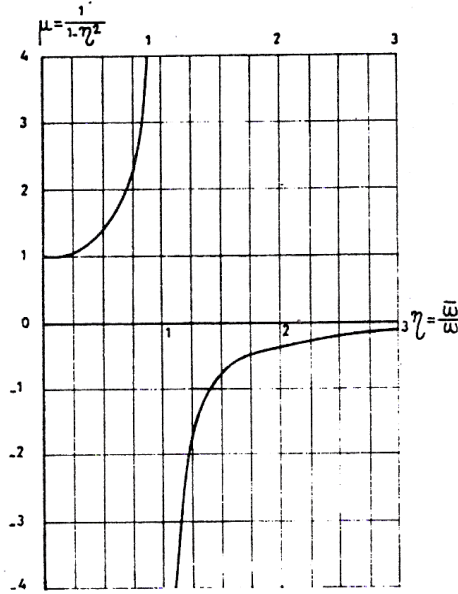
$$x(t) = \frac{1}{K} * \frac{1}{1 - (\bar{\omega} / \omega)^2} F(t) \quad (3.51)$$

Buradan

$$DYÇ = \nu = \frac{1}{1 - (\bar{\omega} / \omega)^2} \quad (3.52)$$

olduğu görülür. Dinamik yük çarpanı adını alan bu faktör statik deplasmanın ω açısal frekansı ile dinamik olarak tesir eden F_0 kuvvetiyle artışını gösterir. Dinamik yük

çarpanı $\eta = \frac{\bar{\omega}}{\omega}$ oranına bağlıdır. Bu orana bağımlı olarak DYÇ'nin değişimi şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Sinüzoidal Kuvvet Halinde Dinamik Yük Çarpanı

$\bar{\omega} < \omega$ halinde $\nu=1$ dir. $\bar{\omega}, \omega$ dan oldukça küçük ise, dış etki yavaş değişiyorsa dış kuvvet statik tesir gibidir.

$\bar{\omega} > \omega$ halinde $\nu=0$ dır. $\bar{\omega}, \omega$ göre de çok büyük ise sistemde zorlamalar ve deformasyonlar çok küçük olur. Fakat dış frekansın yüksek olması büyük titreşimlere sebep olur.

$\bar{\omega} = \omega$ halinde $\nu \rightarrow \infty$ a gider. B halde titreşimlerin şiddeti zamanla artarak sonsuz büyük olur. Böyle bir durum geçerli bir çözüm değildir. Çünkü sistem zorlamaların belirli bir noktasında kalır.

Sönümlü Sistemin Zorlanmış Titreşimi

Sönümlü zorlanmış titreşimde kütle kuvveti, yay kuvveti ve zorlayan kuvvetler sürekli birbirleriyle denge halindedirler. Sönümlü zorlanmış titreşim için aşağıdaki denklemi

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F(t) \quad (3.9)$$

veya

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F(t)}{m} \quad (3.53)$$

Yazılabilir. $F(t)$ için yine makine temellerinde çok rastlanan sinüzoidal kuvvet etkimesi hali ele alınacaktır.

Böylece

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F_0 \sin \bar{\omega} t \quad (3.54)$$

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \omega_n^2 x_{st} \sin \bar{\omega} t \quad (3.55)$$

olur. Bu denklemin çözümü, homojen denklemin genel çözümü ile homojen olmayan özel çözümlerinin toplamından ibarettir. Genel çözüm önceki bölümlerde verilmiş olup özel çözüm için aşağıdaki ifade kullanılır.

$$x_p = D \cos \bar{\omega} t + E \sin \bar{\omega} t \quad (3.56)$$

Şeklinde tahmin edilip yukarıdaki denklemde yerine koyup D ve E yi belirtmek, sonra da homojene ait genel çözümü katmak ve bundaki iki integrasyon sabitini başlangıç şartlarından belirtmek suretiyle çözüm daha kolay elde edilebilir. Bu takdirde

$$\begin{aligned}
z = e^{-\xi\omega t} (x_0 \cos \omega_D t + \frac{\dot{x}_0 + \xi\omega x_0}{\omega_D} \sin \omega_D t) + \\
+ x_{st} e^{-\xi\omega t} \frac{2\xi\eta \cos \omega_D t + \eta \frac{\omega}{\omega_D} [2\xi^2 - (1-\eta^2)] \sin \omega_D t}{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2} \\
+ x_{st} \frac{(1-\eta^2) \sin \bar{\omega} t - 2\xi\eta \cos \bar{\omega} t}{(1-\eta^2) + (2\xi\eta)^2}
\end{aligned} \tag{3.57}$$

bulunur.

Bu ifadede birinci ve ikinci satır, sistemin özel frekansına aittir fakat beslenmediği için zamanla söner. Üçüncü satır ise dış etkinin frekansındadır, sönücü değildir, devamlıdır. Sonuncu satırdaki kesir, devamlı dinamik etkiyi gösterir.

$$x_{st} \frac{(1-\eta^2) \sin \bar{\omega} t - 2\xi\eta \cos \bar{\omega} t}{(1-\eta^2) + (2\xi\eta)^2} = \frac{\sin(\bar{\omega} t - \psi)}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2}} \tag{3.58}$$

Burada

$$\cos \psi = \frac{1-\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2}}, \quad \sin \psi = \frac{2\xi\eta}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2}} \tag{3.59}$$

dinamik yük çarpanı aşağıdaki gibi olur.

$$DYÇ = \nu = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2}} \tag{3.60}$$

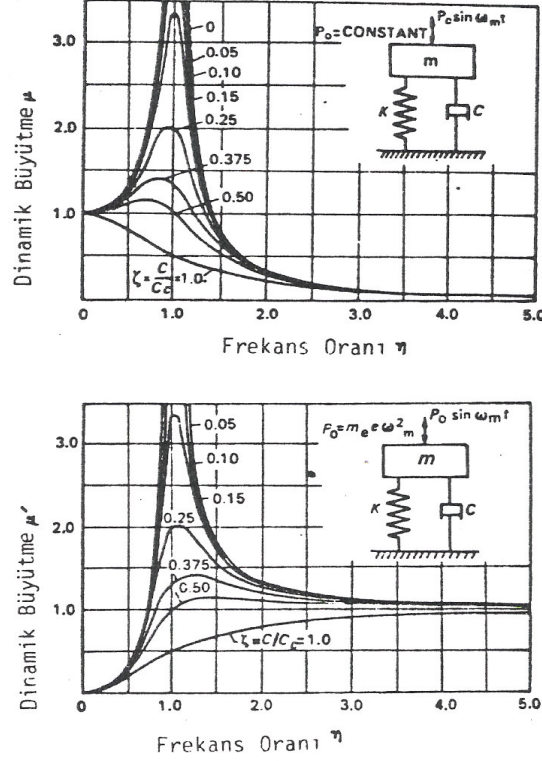
Sinüzoidal kuvvetin $\bar{\omega}$ açısal hızı ile dönen, m büyüklüğünde, e eksantrisiteli kütleden ileri geliyorsa sisteme gelen maksimum kuvvet

$$x_{\max} = \nu m e \bar{\omega}^2 = \nu \left(\frac{\omega}{\omega^2} \right) m e \omega^2 = \eta^2 \nu m e \omega^2 = \nu' m e \omega^2 \tag{3.61}$$

olur. Burada

$$\nu' = \eta^2 \nu = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2}} \tag{3.62}$$

dır. $\xi = \frac{k}{k_c}$ ve $\eta = \frac{\omega}{\omega_c}$ oranına bağlı olan ν ve ν' nin değişimleri şekil 3.7. deki grafiklerde verilmiştir.



Şekil 3.7. Bir Serbestlik Dereceli Sönümlü Sistemin Mukabelesi a) Sabit Kuvvet Hali ve Dönen Kütle Hali

Rezonans hali

Bu kısımda $\bar{\omega} = \omega$ durumu incelenecektir. Bir önceki kısımdaki çözüm $\bar{\omega} = \omega$ durumu için geçerli olmasa bile, birbirine yakın değerler alınarak, limit hesabı yapılabilir. Çözümde $0 / 0$ belirsizliği için L'Hospital kuralı uygulanır. Pay ve paydanın $\bar{\omega}$ ya göre türevi alınır, $\bar{\omega} = \omega$ konur.

$$x = x_0 \cos \omega t + (x_0 / \omega) \sin \omega t - x_{st} (\sin \omega t + \omega t \cos \omega t) \quad (3.63)$$

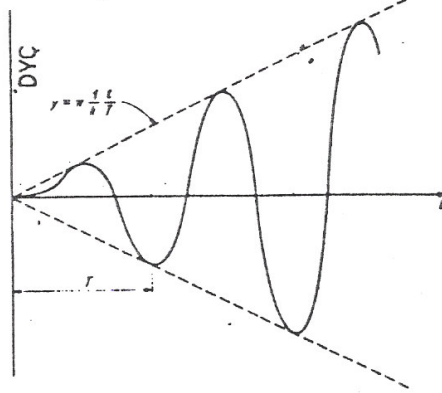
Hareketsiz, sönümsüz bir sisteme $\bar{\omega} = \omega$ olan bir etki gelirse,

$$x = \frac{x_{st}}{2} (\sin \omega t + \omega t \cos \omega t) \quad (3.64)$$

$$\ddot{x} = \frac{x_{st}}{2} \omega^2 t \sin \omega t \quad (3.65)$$

Olur. Buradan deplasmanların ve hızın birden sonsuz olmayacağı fakat zamanla artacağı anlaşılır.

Böyle bir durumda, gerçekte sistem hareketini sonsuz süre devam ettiremez ve kesit zorları kırılma değerine ulaştığında kırılır.



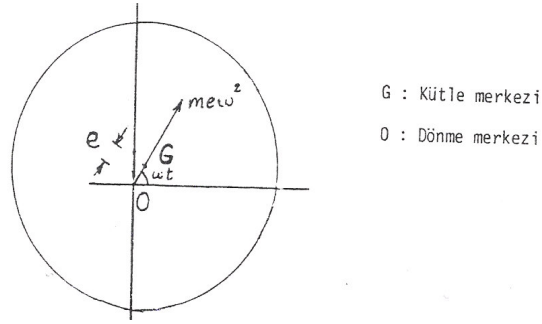
Şekil 3.8 Sönümsüz Sistemde Rezonans

Pratikte, dönen kısımlara sahip makineler temellerine sinüzoidal kuvvet etkirler. Pistonlu makinelerin de etkisi bu türdendir. Dönen kısımları olan makinelerde, makinelerin m kütlesi ve e eksantrisitesi söz konusudur. Makinenin ω açısal hızı ile dönmesi durumunda $me\omega^2$ merkez kaç kuvveti ortaya çıkar ve bir eksen doğrultusunda bileşeni sinüzoidal olarak değişir. Bu durumda (3.43) ten,

$$x(t) = \frac{1}{1 - (\omega/\omega)^2} m.e.\omega^2 \sin \omega t = \frac{(\omega/\omega)^2}{1 - (\omega/\omega)^2} \omega^2 .m.e.\sin \omega t \quad (3.66)$$

$$x(t) = \frac{(\omega/\omega)^2}{1 - (\omega/\omega)^2} m.e.\sin \omega t \quad (3.67)$$

olarak yazılır.



Şekil 3.9 Dönme Hareketinde Eksantrik Kütleden Oluşan Kuvvet

Dış etkenin frekansının taşıyıcı sistemin frekansına oranı

$$\eta = \bar{\omega} / \omega \quad (3.68)$$

ile gösterilirse

$$\mu = 1/(1 - \eta^2) \quad (3.69)$$

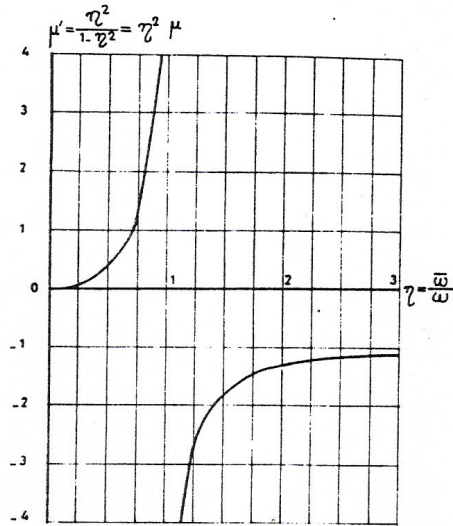
$$\mu^1 = \eta^2 \mu = \eta^2 / (1 - \eta^2) \quad (3.70)$$

olur ve

$$x_{\max} = \mu^1 . m . e . \omega^2 \quad (3.71)$$

$$x_{\max} = \mu^1 . e \quad (3.72)$$

yazılabilir. Bu değerlerin değişimi grafikteki gibidir.



Şekil 3.10.Dönme Hareketinde DinamikYük Çarpanı

3.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler

Bir sistemin hareket halinde bulunduğu konum, eğer birden fazla parametrenin verilmesi yolu ile belirlenebiliyorsa, bu tür bir sistem çok serbestlik dereceli bir sistemdir. Sistemin serbestlik derecesi, hareket halindeki konumu tam olarak belirlemek için gerek ve yeter sayıdaki bağımsız parametre sayısına eşittir. Bu tür bir sistem, serbestlik derecesi kadar bağımsız hareket türüne sahiptir. Bir serbestlik dereceli sistemlerde, hareket tek diferansiyel denklemle ifade edilebilir. Fakat çok serbestlik dereceli sistemlerde birden fazla serbest yer değiştirme parametresi olduğu için aynı sayıda da diferansiyel denklem elde edilir.

$$[\delta] = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{2n} \\ \delta_{n1} & \delta_{n2} & \delta_{nn} \end{bmatrix} \text{ fleksibilite matrisi}$$

$$\delta_{ij} = \delta_{ji} \text{ Maxwell bağıntısı } [\delta]^T = [\delta]$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{2n} \\ k_{n1} & k_{n2} & k_{nn} \end{bmatrix} \text{ rijidlik matrisi}$$

Serbestlik derecesi sistemin durumunun belli olması için bilinmesi gereken büyüklüklerin sayısıdır. n serbestlik derecesi söz konusu ise n tane deplasmanın

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_n \end{Bmatrix} \text{ veya n tane kuvvetin } \{X\} = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_n \end{Bmatrix} \text{ bilinmesi ile durum belirir (lineer}$$

elastik göz önüne alıyoruz.)

Bunlar arasında şu bağıntılar vardır:

$$\{x\} = [\delta]\{X\} \quad (3.73)$$

$$\{X\} = [k]\{x\} \quad (3.74)$$

(3.73) i (3.74) da koyarak

$$\{X\} = [k][\delta]\{X\} \quad (3.75)$$

(3.74) ü (3.73) de koyarak

$$\{x\} = [\delta][k][x] \quad (3.76)$$

elde edilir. (3.75) ve (3.76) dan

$$[k][\delta] = [\delta][k] = [I] \quad (3.77)$$

sonucu çıkar. [I] çarpımda idantite matrisi, birim matris (3.77) un transpozu alınarak

$$[\delta]^T [k]^T = [k]^T [\delta]^T = [I]^T \quad (3.78)$$

[δ] ve [I] nin simetrik olması dolayısıyla

$$[\delta][k]^T = [k]^T [\delta] = [I] \quad (3.79)$$

(3.77) ile (3.79) karşılaştırılarak

$$[k][\delta] = [k]^T [\delta] \quad (3.80)$$

$$[\delta][k] = [\delta][k]^T \quad (3.81)$$

$$\{[k] - [k]^T\}[\delta] = [0] \quad (3.80')$$

$$[\delta]\{[k] - [k]^T\} = [0] \quad (3.81')$$

ve bunların her ikisinden de

$$[k] - [k]^T = 0$$

Veya

$$[k] = [k]^T \quad (3.82)$$

elde edilir ve [k] nın da [δ] gibi simetrik olduğu yani

$$k_{ij} = k_{ji} \quad (3.83)$$

sonucu çıkarılır. Bu bağıntı iş bağıntısından doğrudan doğruya da elde edilebilir.

$$\text{Kütle matrisi } [m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_n \end{bmatrix} \text{ Diyagonal matris}$$

Bu suretle sistemin karakteristikleri olan [δ] fleksibilite matrisini, [k] rijidlik matrisini, kütle durumunu belirten [m] matrisini, deformasyon durumunun

karakteristiği olan $\{x\}$ matrisini ve sisteme etkiyen yüklemenin karakteristiği olan $\{X\}$ matrisini tanıdık.

3.3.1 Zorlanmış titreşime ait diferansiyel denklem

Sisteme etkiyen dış kuvvet $\{F(t)\} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_n(t) \end{Bmatrix}$ olsun. Bunu sistemin deformasyonuna

sebebi olan $\{X\} = \begin{Bmatrix} X_1(t) \\ X_2(t) \\ X_n(t) \end{Bmatrix}$ kuvveti ile karıştırmamalıdır. Dış kuvvetin bir kısmı bir

kısmı kütlelere ivme verilmeye, bir kısmı da sistemin deformasyon yapmasına gider.

Deformasyonlar ve kuvvetler zamanla değiştiği için

$$\begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_n(t) \end{Bmatrix} = \{x(t)\} \quad , \quad \begin{Bmatrix} X_1(t) \\ X_2(t) \\ X_n(t) \end{Bmatrix} = \{X(t)\} \text{ dir fakat } \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_n \end{Bmatrix} = \{x\} \quad ,$$

$$\begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_n \end{Bmatrix} = \{X\} \text{ ile gösterilecektir.}$$

Sistemin deformasyonu ile ilgili olarak sisteme etkiyen kuvvetler

$$\{x\} = [k]\{x\} \quad (3.84)$$

kütlelere etkiyen kuvvetler dış kuvvetlerden geriye kalan

$$\{F(t)\} - \{X\} = \{F(t)\} - [k]\{x\} \quad (3.85)$$

kuvvetleridir. İvmeler

$$\{\ddot{x}\}$$

olup hareket denklemleri

$$[m]\{\ddot{x}\} = \{F(t)\} - [k]\{x\} \quad (3.86)$$

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = \{F(t)\} \quad (3.87)$$

olur. Bu denklem zorlanmış titreşimlere ait diferansiyel denklemdir.

Serbest titreşime ait diferansiyel denklem

$$[m] \ddot{x} + [k]x = 0 \quad (3.88)$$

olur.

3.3.2 Çok serbestlik dereceli sistemlerin serbest titreşimleri

$$[m] \ddot{x} + [k]x = 0 \quad (3.89)$$

denkleminin çözüm veya çözümleri aranıyor. Birden fazla çözümü olduğunu kabul edelim. Kaç çözüm olduğu sonra ortaya çıkacaktır. Bu çözümlerden i numaralısını

$$\{x_i\} = \{x_i(t)\} = \begin{Bmatrix} x_{1i}(t) \\ x_{2i}(t) \\ x_{ni}(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a_{1i} \\ a_{2i} \\ a_{ni} \end{Bmatrix} f_i(t) \quad (3.90)$$

yani

$$\{x_i\} = \{a_i\} f_i(t) \quad (3.90')$$

Olarak tahmin edelim. Burada $\{a_i\}$ ve $f_i(t)$ henüz belli değildir fakat (3.89) denklemini sağlamak üzere belirleneceklerdir. (3.90') den

$$\{x_i\} = \{a_i\} f_i(t) \quad (3.91)$$

elde edilir. (3.90') ve (3.91) değerleri (3.89) de konarak

$$[m] \{a_i\} \ddot{f}_i(t) + [k] \{a_i\} f_i(t) = \{0\}$$

Veya

$$[m] \{a_i\} \frac{\ddot{f}_i(t)}{f_i(t)} + [k] \{a_i\} f_i(t) = \{0\}$$

elde edilir. Bu bağıntının her t değeri için sağlanması gerektiğinden

$$[m] \{a_i\} \frac{\ddot{f}_i(t)}{f_i(t)} + [k] \{a_i\} = \{0\} \quad (3.92)$$

ve gene aynı sebepten

$$\frac{\ddot{f}_i(t)}{f_i(t)} = -\omega_i^2 \quad (3.93)$$

$$\ddot{f}_i(t) + \omega_i^2 f_i(t) = 0 \quad (3.94)$$

olması gerekir ve

$$f_i(t) = A_i \cos \omega_i t + B_i \sin \omega_i t \quad (3.95)$$

Sonucu çıkar. Burada ω_i , A_i , B_i henüz belli değildirler. (3.90') deki zaman fonksiyonunun periyodik, sinüzoidal olduğu anlaşılmaktadır. (3.93) göz önüne alınarak (3.92) den

$$[K] \{a_i\} = \omega_i^2 [m] \{a_i\} \quad (3.96)$$

elde edilir ve önemli bir bağıntıdır. (3.92)den veya (3.96) dan

$$([K] - \omega_i^2 [m]) \{a_i\} = 0 \quad (3.97)$$

yazılır. Sıfır çözümden farklı $\{a_i\}$ çözümü bulunması için katsayılar matrisi determinanı

$$\Delta = ([K] - \omega_i^2 [m]) = 0 \quad (3.98)$$

olmalıdır. Δ , ω_i^2 cinsinden n inci dereceden bir polinomdur ve bu denklemden pozitif ve birbirinden farklı n tane reel kök elde edilir. Demek ki bu denklemden n tane ω_i değeri belirtilir. Bu ω_i lerden her biri için (3.97) den cebirsel lineer denklem çözülerek sıfırdan farklı

$$\{a_i\} = \begin{Bmatrix} a_{1i} \\ a_{2i} \\ a_{ni} \end{Bmatrix}$$

çözümü elde edilir. Buna göre sistem (3.90) dan anlaşılaçağı üzere

$$\begin{Bmatrix} x_{1i}(t) \\ x_{2i}(t) \\ x_{ni}(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a_{1i} \\ a_{2i} \\ a_{ni} \end{Bmatrix} (A_i \cos \omega_i t + B_i \sin \omega_i t) \quad (3.99)$$

ile beliren hareketlerden her birini yapabilir. Bunların her biri çok serbestlik dereceli sistemin bir modu olarak adlandırılır.

3.3.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Zorlanmış Titreşimler

Çok serbestlik dereceli sistemlerin zorlanmış titreşimleri için diferansiyel denklem

$$[m] \{\ddot{x}\} + [k] \{x\} = \{F(t)\} \quad (3.100)$$

idi. Burada sistemin karakteristikleri olarak $[m]$ ve $[k]$, dış yüklemenin karakteristikleri olarak $\{F(t)\}$ belli olup zamanın fonksiyonu olan deformasyon durumu $\{x\} = \{x(t)\}$ belirtilecektir. Hatırlanacağı üzere her vektör $\{a_i\}$ vektörleri cinsinden ifade edilebilir. O halde $\{x(t)\}$ de ifade edilebilir ve

$$\{x\} = [a] \{\phi(t)\} \quad (3.101)$$

yazılabilir. Bundan

$$\{\ddot{x}\} = [a] \{\ddot{\phi}(t)\} \quad (3.102)$$

elde edilir ve (3.123) ve (3.124) ifadeleri (3.122) de konularak

$$[m] [a] \{\ddot{\phi}\} + [k] [a] \{\phi\} = \{F(t)\} \quad (3.103)$$

bulunur. İki tarafı $[a]^T$ ile çarpılır ve serbest titreşimler bahsindeki (3.112) ve (3.118) göz önünde tutularak

$$[L^2] \{\ddot{\phi}\} + [L^2 \omega^2] \{\phi\} = [a]^T \{F(t)\} \quad (3.104)$$

yazılabilir. Bu

$$L_i^2 \ddot{\phi}_i + L_i^2 \omega_i^2 \phi_i = \{a_i\}^T \{F(t)\} \quad (3.105)$$

veya

$$\ddot{\phi}_i + \omega_i^2 \phi_i = \{a_i\}^T \{F(t)\} / L_i^2 \quad (3.105')$$

verir. Hatırlanacağı üzere bunun başlangıç şartları sıfır olan özel çözümü

$$\phi_i = \frac{1}{\omega_i} \frac{1}{L_i^2} \int_0^t \{a_i\}^T \{F(\tau)\} \sin \omega_i(t - \tau) d\tau \quad (3.106)$$

genel çözüm ise

$$\phi_i = A_i \cos \omega_i t + B_i \sin \omega_i t + \frac{1}{\omega_i} \frac{1}{L_i^2} \int_0^t \{a_i\}^T \{F(\tau)\} \sin \omega_i(t - \tau) d\tau \quad (3.107)$$

$$\phi_{i0} = \phi_i(0) = A_i \quad (3.107')$$

$$\dot{\phi}_i = \omega_i (-A_i \sin \omega_i t + B_i \cos \omega_i t) + \frac{1}{L_i^2} \int_0^t \{a_i\}^T \{F(\tau)\} \cos \omega_i(t - \tau) d\tau \quad (3.108)$$

$$\dot{\phi}_{i0} = \dot{\phi}_i(0) = \omega_i B_i \quad (3.108')$$

dır. Bu şekilde ϕ_i genel değerleri ile

$$\{x\} = [a] \{\phi\} = \sum_{i=1}^n \{a_i\} \phi_i \quad (3.109)$$

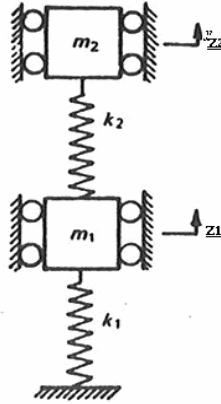
$$\{\dot{x}\} = [a] \{\dot{\phi}\} = \sum_{i=1}^n \{a_i\} \dot{\phi}_i \quad (3.110)$$

olacaktır.

3.4 İki Serbestlik Dereceli Sistemler

Burada iki serbestlik dereceli sistemlerin özel olarak ele alınmasının sebebi, makine temellerinin projelendirilmesinde çeşitli durumlarda karşılaşılmıştır. Mesela, şahmerdan temelleri, sönümleyiciler üzerine oturan blok temeller, çerçeve temeller, temellerin titreşimlerinin nötralize edilmesi durumları örnek olarak verilebilir.

İki serbestlik dereceli bir sistem aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Sönümsüz İki Serbestlik Dereceli Sistem

Serbest Titreşim Durumu

Sistemin hareket denklemleri,

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 + k_2 (z_1 - z_2) = 0 \quad (3.111)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2 (z_2 - z_1) = 0 \quad (3.112)$$

olarak yazılır. Sistemin rijitlik matrisini yazmak istersek,

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \quad (3.113)$$

olarak yazılabilir. Buradan denklemi matrisler kullanılarak da, doğrudan yazılabileceği görülmektedir.

Sistemin özel frekanslarına ait karakteristik denklem,

$$[\Delta] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 - m_1 w_n^2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - m_2 w_n^2 \end{bmatrix} \quad (3.114)$$

denklemdir. Bu denklemden özel açısal frekanslar $[w_1 \ w_2]$ bulunur.

$t=0$ anında deplasmanlar sıfır, m_1 kütesinin hızı sıfır ve m_2 kütesinin hızı v olsun.

Bu durumda,

$$y_1 = \frac{(w_{n2}^2 - w_2^2)(w_{n2}^2 - w_1^2)}{w_{n2}^2(w_1^2 - w_2^2)} v \left[\frac{\sin w_1 t}{w_1} - \frac{\sin w_2 t}{w_2} \right] \quad (3.115)$$

$$y_2 = \frac{v}{w_1^2 - w_2^2} \left[\frac{w_{n2}^2 - w_2^2}{w_1} \sin w_1 t - \frac{(w_{n2}^2 - w_1^2)}{w_2} \sin w_2 t \right] \quad (3.116)$$

olarak bulunur. Zati titreşim sayısı küçük olan modun genellikle genliği büyüktür.

Yani açısal frekansı büyük olan daha etkilidir. $w_1 > w_2$ olduğu kabul edilip, büyük

olan w_n ye ait olan kısım ihmal edilirse genlikler,

$$A_1 = \frac{(w_{n2}^2 - w_2^2)(w_{n2}^2 - w_1^2)}{w_{n2}^2(w_1^2 - w_2^2)w_2} v \sin w_2 t \quad (3.117)$$

$$A_2 = \frac{(w_{n2}^2 - w_1^2)}{w_2(w_1^2 - w_2^2)} v \sin w_2 t \quad (3.118)$$

olarak belirlenmiş olur. Bu inceleme şahmerdan temellerinin hesabında kullanılır. Bu temellerde tokmağın çarpması ile çarpmadan önce sükûnette olan m_2 ye tekabül eden örs ani olarak v hızı kazanır. Örs k_2 ye tekabül eden yaylı elemanlarla m_1 e tekabül eden ve hızı sıfır olan temel kütesine oturmaktadır. Temel kütesi de yay katsayısı k_1 e tekabül eden zemine istinat etmektedir.

Zorlanmış Titreşim Durumu

Kuvvetin m_2 Kütesine Etkimesi Hali

Sisteme ait hareket denklemleri yazılırsa,

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 + k_2 (z_1 - z_2) = 0 \quad (3.119)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2 (z_2 - z_1) = P_0 \sin w_m t \quad (3.120)$$

elde edilir.

$$M = m_2 / m_1 \quad (3.121)$$

denilirse, m_1 ve m_2 kütlelerinin genlikleri,

$$A_1 = \frac{w_{n2}^2}{m_1 f(w_m^2)} P_0 \quad (3.122)$$

$$A_2 = \frac{(1+M)w_{n1}^2 + Mw_{n2}^2 - w_m^2}{m_2 f(w_m^2)} P_0 \quad (3.123)$$

olur. Burada,

$$f(w_m^2) = w_m^4 - [w_{n1}^2 + w_{n2}^2][1+M]w_m^2 + [1+M]w_{n1}^2 w_{n2}^2 = 0 \quad (3.124)$$

dir. Bu problem uygulamada düşey pistonlu makinelerin sönümleyiciler üzerine oturan blok temellerine tekabül eder. Ayrıca çerçeve temellerin genlik metodu ile hesabında kullanılır.

Kuvvetin m_1 Kütesine Etkimesi Hali

Sisteme ait hareket denklemleri yazılırsa,

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 + k_2 (z_1 - z_2) = P_0 \sin w_m t \quad (3.125)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2 (z_2 - z_1) = 0 \quad (3.126)$$

elde edilir. Genlikler de,

$$A_1 = \frac{w_{n2}^2 - w_m^2}{m_1 f(w_m^2)} P_0 \quad (3.127)$$

$$A_2 = \frac{w_{n2}^2}{m_1 f(w_m^2)} P_0 \quad (3.128)$$

olmuş olur. Buradan dinamik çarpanlar elde edilir.

$$A_{st} = P_0 / k_1, \quad \eta_1 = w_m / \sqrt{k_1 / m_1}, \quad \eta_2 = w_m / \sqrt{k_2 / m_2} \quad (3.129)$$

Olmak üzere dinamik çarpanlar,

$$\chi_1 = |A_1| / A_{st}, \quad \chi_2 = |A_2| / A_{st} \quad (3.130)$$

olarak belirlenir.

$$\eta_1 = \eta_2 = \eta \quad (3.131)$$

ise,

$$\chi_1 = \frac{1 - \eta^2}{(1 - \eta^2)(1 + M - \eta^2) - M}, \quad \chi_2 = \frac{1}{(1 - \eta^2)(1 + M - \eta^2) - M} \quad (3.132)$$

olur.

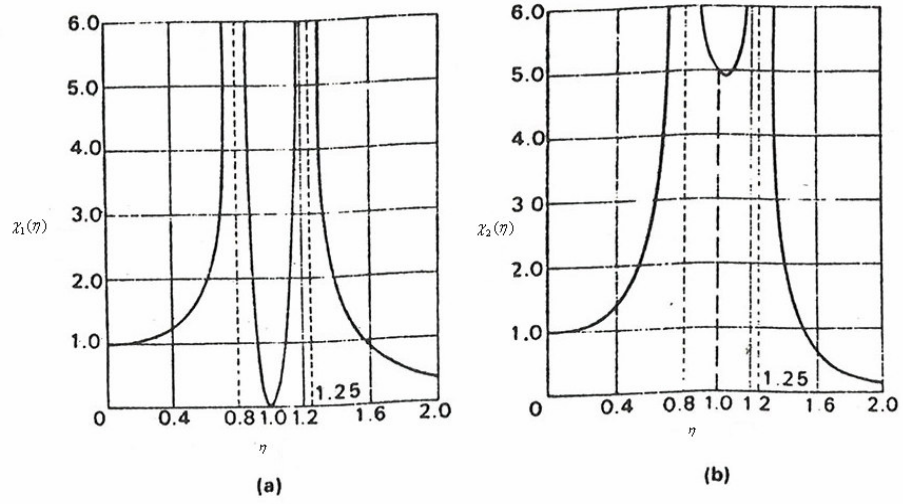
(2.107) denkleminden anlaşılacağı üzere, $\chi_1 = 0$ için $\eta_2 = 1$ dir. Yani,

$$w_m = \sqrt{k_2 / m_2} \quad (3.133)$$

olmalıdır. Bu takdirde, $\eta_1 = 0$ olacak ve m_1 kütlesi $P_0 \sin w_m t$ kuvvetine maruz olmasına rağmen hareket etmeyecektir. Bu husus, titreşim izolasyonunda kullanılır. $P_0 \sin w_m t$ kuvvetine maruz olan ve k_1 e oturan m_1 kütlesi normal titreşim hareketi yapacaktır. Herhangi bir sebeple bu hareket giderilmek istenirse (k_1, m_1) sistemine

$w_m = \sqrt{k_2 / m_2}$ olacak (k_2, m_2) sistemi eklenirse bu gerçekleşebilir. Bu durum titreşimlerin izolasyonunda kullanılır.

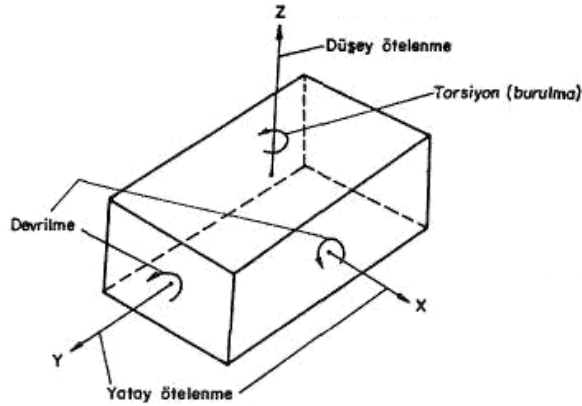
$k_2 / m_2 = k_1 / m_1$ ve $m_2 / m_1 = 0.2$ olması halinde $\chi_1(\eta)$ ve $\chi_2(\eta)$ artış fonksiyonları aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Sönümsüz İki Serbestlik Dereceli Bir Sistem İçin $k_2 / m_2 = k_1 / m_1$ ve $m_2 / m_1 = 0.2$ Olması Hali İçin $\chi_1(\eta)$ ve $\chi_2(\eta)$ Değişim Eğrisi

4. BLOK TİPİ MAKİNA TEMELLERİ

Genel olarak, dinamik yüklere maruz bir makine temeli, serbestlik derecesi altı olan bir sistem olarak düşünülebilir. Bunlar sırası ile x, y, z eksenleri yönlerinde ötelenme ve bu eksenler etrafındaki dönme hareketleridir(şekil 4.1.). Her serbestlik derecesi için bir denklem yazılarak altı adet hareket denklemi yazmak mümkündür. Makine temelinin kütle merkezi ile taban alanının ağırlık merkezinin birbirine göre durumu bazı modların diğer modlardan bağımsız olmasına veya olmamasına sebep olur. Dinamik analiz için çeşitli çalışmalar yapılmış ve hesap metodları ortaya konmuştur.



Şekil 4.1. Makine Temelinin Hareket Modları

Makine temellerini dinamik analizlerini yapmak için iki metod mevcuttur. Birisi Barkan (1962) tarafından geliştirilen ve zemini ağırlıksız lineer yaylar olarak idealize eden yaklaşımdır. Diğerisi ise, zemini elastik yarı ortam kabul eden yöntemdir. Birinci metod, daha basit ve daha pratiktir. İkinci metod daha rasyonel ancak daha karışıktır. Burada, D.D. Barkan' ın önerdiği ve pratikte yeter doğrulukta sonuç veren ele alınmıştır.

Barkan' a göre, sistemin özel frekansında sönümün etkisi azdır ve sistemin özel frekansı ile makinenin frekansı birbirinden yeterince uzakta sönümün titreşim genliği üzerindeki etkisi daha da küçük olur, ihmal edilebilir.

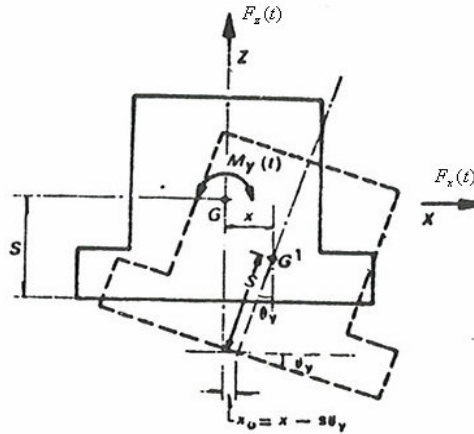
Eğer makine-temel ortak ağırlık merkezi ile temel taban alanının ağırlık merkezi temelin asal düzlemlerinden biri ile aynı düşey üzerinde bulunuyorlarsa, temelin düşey doğrultudaki öteleme hareketleri ve kütle merkezi ile taban alanının ağırlık merkezinin üzerinde bulunduğu düşey eksen etrafındaki dönme hareketleri birbirinden ve diğerlerinden bağımsız hareketler olarak ortaya çıkar. Diğer taraftan yatay doğrultuda kayma hareketi ile bu hareketin oluştuğu düzlem içerisindeki sallanma hareketi aralarında bağımlıdır. Dolayısı ile z eksenini düşey eksen olduğuna göre xz ve yz düzlemlerinin her birinde birbirine bağlı öteleme ve dönme hareketi şeklinde ikişer serbestlik dereceli ikişer hareket söz konusudur.

Yukarıda yapılan açıklamalar doğrultusunda şu üç problemin ele alınması gerekliliği sonucuna ulaşılır.

1. z eksenini doğrultusunda diğerlerinden bağımsız öteleme hareketi
2. xz düzleminde eşlenmiş kayma ve sallanma hareketi(yz düzlemindeki hareketin etüdü ile aynıdır.)
3. z eksenini etrafında diğerlerinden bağımsız dönme hareketi.

Bu kısımda D.D. Barkan tarafından önerilen hesap metodu anlatılacaktır.

Makine ile temelin ortak ağırlık merkezinin aynı düşey üzerinde bulundukları kabul edilmiştir. Bu durumda, düşey eksenindeki öteleme ve dönme modları birbirinden ve geriye kalan modlardan bağımsız , z eksenini düşey eksen olmak üzere, xz ve yz düzlemlerinden her birinde öteleme ve dönme hareketleri kendi aralarında bağımlıdır.



Şekil 4.2 Titreşen Kuvvetlere Maruz Temelin xz Düzleminde Deplasmanları

m	: Temel Sisteminin kütlesi
W	: Temel Sisteminin ağırlığı
A_f	: Temel Taban Alanı
$F_z(t)$	: z Eksenine Doğrultusunda Etkiyen Zamanla Değişen Kuvvet
$F_x(t)$	: x Eksenine Doğrultusunda Etkiyen Zamanla Değişen Kuvvet
$M_y(t)$	: y Eksenine Doğrultusunda Etkiyen Zamanla Değişen Moment
I_{my}	: y Eksenine Göre Kütle Atalet Momenti
I_{mz}	: z Eksenine Göre Kütle Atalet Momenti
G	: makine ile Temelin Ortak Ağırlık Merkezi
s	: G nin Temel Tabanının Elastik Merkezinden Yüksekliği
$K_z(t)$	: z Eksenine Doğrultusundaki Ötellenme Yay Katsayısı
$K_x(t)$	: x Eksenine Doğrultusundaki Ötellenme Yay Katsayısı
$K_{\theta_y}(t)$	: y Eksenine Etrafında Dönme Yay Katsayısı
$K_{\varphi}(t)$	: z Eksenine Etrafında Dönme Yay Katsayısı
x	: x Eksenine Doğrultusundaki Ötellenme
z	: z Eksenine Doğrultusundaki Ötellenme
θ_y	: y Eksenine Etrafında Dönme Açısı
φ	: z Eksenine Etrafında Dönme Açısı

Buna göre hareket denklemleri yazılacak olursa,

Düşey doğrultu için

$$m\ddot{z} + K_z z = F_z(t) \quad (4.1)$$

Yatay doğrultu için

$$m\ddot{x} + K_x(x - s\theta_y) = F_x(t) \quad (4.2)$$

Sallanma hareketi (dönme hareketi) için

$$I_{my} \ddot{\theta}_y - K_x s_x + (K_{\theta y} - Ws + K_x s^2) \theta_y = M_y(t) \quad (4.3)$$

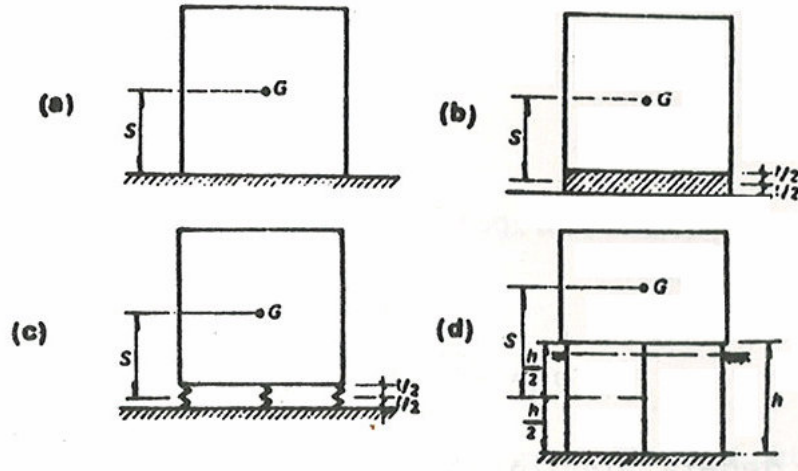
Görüldüğü gibi $z(t)$ birinci denklemden doğrudan elde edilir. $x(t)$ ve $\theta_y(t)$ ise ikinci ve üçüncü denklemleri beraber kullanarak bulunur.

Yukarıda elde edilmiş olan xz düzlemindeki hareket denklemlerinde x ile y aralarında değiştirilerek yz düzlemindeki hareket denklemi elde edilir.

Sinüzoidal bir $F_0 \sin wt$ moment etkisi altında ortaya çıkacak burulma yani z eksenindeki dönme hareketine ait denklem

$$I_{mz} \ddot{\varphi} + K_{\varphi} \varphi = F_0 \sin wt \quad (4.4)$$

dir. Burulma titreşimine ait bu diferansiyel denklemde düşey doğrultudaki titreşime ait diferansiyel denklem gibi diğer modlardan bağımsızdır ve bir serbestlik dereceli sistem gibi rahatça çözülebilir.



Şekil 4.3. Çeşitli Mesnetler Üzerine Oturan Temel İçin s Değerleri
a) Zemin Üzerine b) Elastik Yatak Üzerine c) Yaylar Üzerine d) Kazıklar Üzerine

Yukarıdaki şekilde çeşitli mesnetleme durumları için G nin temel tabanının elastik merkezinden yüksekliği olan s'nin hesaplarda kullanılacak değerleri gösterilmiştir.

Önceki kısımlarda bahsedilmiş olan çeşitli modlara ait diferansiyel denklemlerin çözümü aşağıdaki gibidir.

4.1 Düşey Titreşimler

Açısal frekans ve makinenin temele uyguladığı tesir,

$$w_z = \sqrt{\frac{K_z}{m}} \quad (4.5)$$

$$F_z(t) = F_0 \sin w_m t \quad (4.6)$$

ile gösterilirse, F_0 kuvvetinin statik halde sebep olacağı deplasman,

$$z_{st} = \frac{F_0}{K_z} \quad (4.7)$$

olup, deplasmanın ve zemine geçen kuvvetin z_{maz} ve Z_{max} değerleri

$$z_{max} = \frac{1}{1 - (w_m / w_z)^2} z_{st} \quad (4.8)$$

$$Z_{max} = \frac{1}{1 - (w_m / w_z)^2} F_0 \quad (4.9)$$

olarak bulunur. Buradan, frekansların birbirine yakın olması durumunda hem titreşim genliğinin hem de zemine geçen kuvvetin büyüyeceği anlaşılır.

4.2 Düşey Eksen Etrafında Dönme Hareketi

Çözüm şekli düşey doğrultudaki titreşim çözümü ile aynıdır.

$$w_\varphi = \sqrt{\frac{K_\varphi}{I_{mz}}} \quad (4.10)$$

$$\varphi_{st} = \frac{F_0}{K_\varphi} \quad (4.11)$$

Maksimum dönme ve zemine geçen moment,

$$\varphi_{max} = \frac{1}{1 - (w_m / w_\varphi)^2} \varphi_{st} \quad (4.12)$$

$$M_{max} = \frac{1}{1 - (w_m / w_\varphi)^2} F_0 \quad (4.13)$$

olur.

4.3 Kayma ve Sallanma Hareketi

xz düzlemi içerisindeki kayma ve sallanma hareketi incelenecektir.

Doğal Frekanslar

x eksenini doğrultusundaki kayma ve y eksenini etrafındaki sallanma hareketinden oluşan kuple hareketin doğal frekansları için karakteristik denklem,

$$w_n^4 - \frac{w_{\theta_y}^2 + w_x^2}{\alpha_y} w_n^2 + \frac{w_{\theta_y}^2 w_x^2}{\alpha_y} = 0 \quad (4.14)$$

denklemdir. Burada, α_y ağırlık merkezinden geçen y eksenine göre kütle atalet momentinin (I_{my}), temel tabanının elastik merkezinden geçen ve y eksenine paralel olan eksen etrafındaki kütle atalet momentine (I_{m0y}) oranıdır.

$$\alpha_y = I_{my} / I_{m0y} \quad (4.15)$$

$$w_{\theta_y}^2 = K_{\theta_y} - Ws / I_{m0y} \quad (4.16)$$

$$w_x^2 = K_x / m \quad (4.17)$$

Frekans karakteristik denkleminde,

$$w_1^2 = \frac{1}{2\alpha_y} \left[w_{\theta_y}^2 + w_x^2 + \sqrt{(w_{\theta_y}^2 + w_x^2)^2 - 4\alpha_y w_{\theta_y}^2 w_x^2} \right] \quad (4.18)$$

$$w_2^2 = \frac{1}{2\alpha_y} \left[w_{\theta_y}^2 + w_x^2 - \sqrt{(w_{\theta_y}^2 + w_x^2)^2 - 4\alpha_y w_{\theta_y}^2 w_x^2} \right] \quad (4.19)$$

elde edilir.

Genlikler

Sisteme $F_x \sin w_m t$ kuvveti ile $m_y \sin w_m t$ momentinin birlikte etkimesi halinde yatay hareketin a_x genliğinin ve dönme hareketinin a_{θ_y} genliğinin değerleri,

$$a_x = \left[(K_{\theta_y} - Ws + K_x \rho^2 - I_{my} w_m^2) F_x - K_x s M_y \right] / \left[m I_{my} (w_1^2 - w_m^2)(w_2^2 - w_m^2) \right] \quad (4.20)$$

$$a_{\theta_y} = \left[(K_x s F_x + (K_x - m w_m^2) M_y) \right] / \left[m I_{my} (w_1^2 - w_m^2) (w_2^2 - w_m^2) \right] \quad (4.21)$$

olur. Ayrıca temel yüksekliği H olmak üzere, temelin üst kenarının x doğrultusundaki yatay deplasmanı,

$$a_x + (H - s) a_{\theta_y} \quad (4.22)$$

olur.

5. PİSTONLU MAKİNALARIN TEMELLERİ

Pistonlu makineler; buhar makineleri, dizel makineleri, iletim kompresörleri ve iletim pompaları gibi makine gruplarını kapsar. Pistonlu makinelerin temelleri genellikle fonksiyonel sebeplerden dolayı boşluklar bırakılmış blok tipi temellerdir.

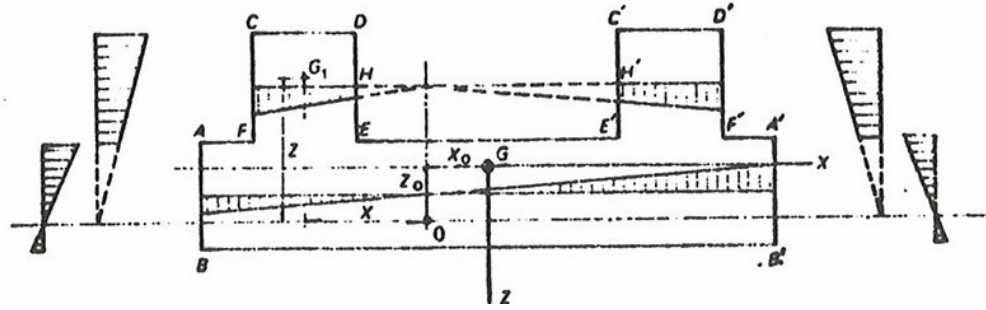
Pistonlu makinelerin temelleri planlanırken şu noktalar göz önüne alınmalıdır.

- a) Makine temellerinin boyutlarının tespitinde makinenin dönüş hızı yavaş ise doğal frekansı yüksek olan bir temel elde edilecek şekilde hareket edilir. Eğer makinenin dönüş hızı yüksek ise temelin doğal frekansı düşük olacak şekilde bir boyutlandırma yapılır. Temelin doğal frekansı makinenin çalışma frekansından en az %30 farklı olmalıdır.
- b) Makine temeli doğal frekansının yüksek olması için oturduğu alanın büyük ve kendi ağırlığının küçük olması gerekir. Sandık veya keson tipi temeller uygun olur. Doğal frekansı düşük bir temel elde etmek için ise temel yeter derecede masif olmalı ve yaylar veya uygun başka malzeme üzerine oturtulmalıdır.
- c) Makine ve temelin ağırlık merkezinin temel tabanının ağırlık merkezine göre eksantrisitesi temelin tekabül eden doğrultusundaki boyutunun %5'ini geçmemelidir.
- d) Yatay genlikleri azaltmak için temelin yüksekliği mümkün olduğu kadar küçük seçilmelidir. Temel hareketinin genliği normal olarak 0,2 mm yi geçmemelidir.
- e) Temele etkiyen ve sallanma hareketine sebep olacak bir moment varsa bu momentin etkidiği düzlem doğrultusunda temel boyutu büyük tutulmalıdır.
- f) Statik ve dinamik yüklerden ileri gelen temel zeminindeki ve varsa mantar, çelik yay gibi elastik altlıklardaki gerilmeler bunlar için müsaade edilen değerleri geçmemelidir.

5.1 Temele Etkiyen Kuvvetler

Projelendirme statik ve dinamik yükler için yapılır. Statik yükler için temelin, makinenin ağırlıkları ve diğer statik yükler ele alınır. Dinamik hesapta, etkiyen dinamik yükler bir yorulma katsayısı ile büyütülür. Bu katsayısı 3 olarak kabul edilir. Temele etkiyen kuvvetler büyütüldüğü için bunların neden olduğu atalet ve reaksiyon kuvvetleri de bu büyütme çarpanı ile büyütülmüş olur.

Temele etkiyen atalet kuvvetleri yayılı kuvvetlerdir. Bunların kuvvet ve moment olarak çeşitli doğrultulardaki değerleri bileşke olarak bulunabilir. Kesit tesirlerinin belirlenebilmesi için yayılı olan atalet kuvvetlerinin doğru bir biçimde dağıtılması gerekir. Örnek olarak, Şekil 5.1 de gösterilen temel dikdörtgenlerden oluşmaktadır. Bu dikdörtgenlerden CDEF parçasının xz düzlemindeki titreşimleri ele alınsın.



Şekil 5.1 Atalet Kuvvetlerinin Dağılımı

Temel titreşimlerinin düşey ve yatay doğrultudaki genlikleri a_x ve a_z , xz düzlemi içerisindeki dönme hareketinin genliği de a_{θ_y} ile gösterilsin. x_0 , z_0 ise temel ve makinenin ortak ağırlık merkezinden geçen asal eksenlere göre 0 dönme merkezinin koordinatları olarak gösterilirse,

$$x_0 = -a_z / a_{\theta_y}, \quad z_0 = -a_x / a_{\theta_y} \quad (5.1)$$

olur. CDEF kısmına düşen atalet kuvvetleri aşağıdaki formüllerle bulunur.

$$(P_{mz})_{CDEF} = W_{CDEF} \left[\frac{(P_m)_z}{W} \pm \frac{(M_m)_y}{I_{my}} \cdot \frac{x}{g} \right] \quad (5.2)$$

$$(P_{mx})_{CDEF} = W_{CDEF} \left[\frac{(P_m)_x}{W} \pm \frac{(M_m)_y}{I_{my}} \cdot \frac{z}{g} \right] \quad (5.3)$$

Burada, $(P_m)_z$ ve $(P_m)_x$ toplam atalet kuvvetlerini, $(M_m)_y$ ataletten ileri gelen toplam momenti, W_{CDEF} CDEF parçasının ağırlığı, x ve z G_1 'in yani CDEF parçasının ağırlık merkezinin koordinatlarını, W temelin ağırlığını, I_{my} dönme eksenine göre kütle atalet momentini göstermektedir.

Atalet momenti dağıtım diyagramı dönme merkezinin yerine bağlı olarak üçgenler veya trapezlerden oluşur. X ve Z , G_1 ağırlık merkezinin 0 merkezi orijin alındığında, görelî koordinatlar olarak tanımlanırsa,

$$X = x - x_0, \quad Z = z - z_0 \quad (5.4)$$

$$(P_{mz})_{CDEF} = \left[W_{CDEF} \frac{(M_m)_y}{I_{my}} \cdot \frac{x}{g} \right] \quad (5.5)$$

$$(P_{mx})_{CDEF} = \left[W_{CDEF} \frac{(M_m)_y}{I_{my}} \cdot \frac{z}{g} \right] \quad (5.6)$$

olarak yazılabilir. Üniform bir kütle dağılımı var ise, temelin her dikdörtgen kısmı için atalet kuvvetleri dağılımı şu şekilde elde edilir.

- Düşey atalet kuvvetlerinin uç ordinatlarını birleştiren doğru yatay taban çizgisini, dönme merkezinden düşey doğrunun bu yatay çizgiyi kestiği yerde keser.
- Yatay atalet kuvvetinin uç ordinatlarını birleştiren doğru bu hal için düşey olan taban çizgisini dönme merkezinden geçen yatay çizginin bu çizgiyi kestiği noktada keser.
- Atalet kuvveti dağılım diyagramının net alanı yukarıdaki denklemlerden hesap edilene eşit olur.

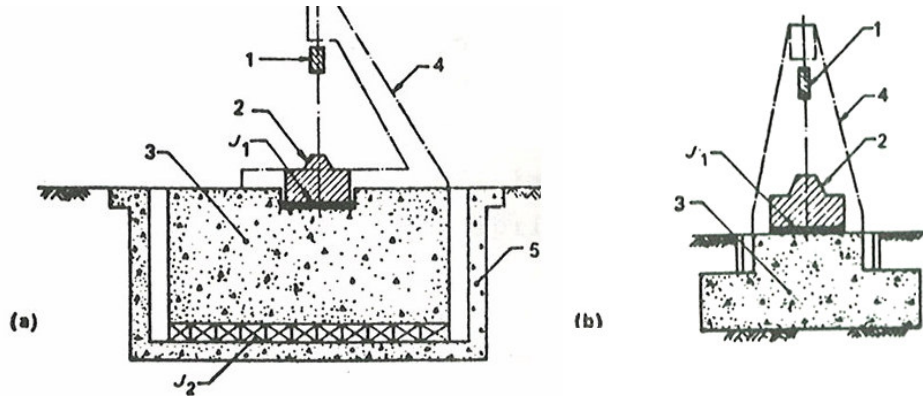
Eğer temelin özel frekansı makinenin çalışma frekansına göre çok büyükse, atalet kuvvetlerinin değerleri çok küçük olacağından hesaplamaya gerek kalmaz. Veya sistemin özel frekansı makineninkine göre çok küçükse, temel altına geçen kuvvetler ihmal edilebilir.

6. DARBE YÜKÜ TAŞIYAN TEMELLER

Darbeli makineler, temele darbe ileten genellikle şekil 6.1.'de görüldüğü gibi çekicinin örsüne düşmesi ile dinamik yük yaratan makinelerdir. Darbe sırasında örs üzerine konan bir metale şekil verilir. Örs ile temel arasında elastik bir yastık bulunur. Bu nedenle örs, yastık ve zeminden oluşan sistem, ikinci dereceden elastik bir titreşim sistemine benzetilebilir.

Şahmerdanlar darbe tipi makinelerin en tipik örneklerinden biridir. İki çeşit şahmerdan vardır. Bunlardan birinde örs sabit, diğerinde o da düşen koç gibi hareket eder ve bu hareketleri birbirine doğrudur. Buna karşı darbeli şahmerdan da denir.

Şahmerdanlar için genellikle blok tipi temeller kullanılır. Şekil 6.1 de blok temel üzerine oturan bir şahmerdan görülmektedir. Burada, örs bir elastik altlık (J_1) üzerine oturtulmuş olup, koç bunun üzerine düşer. Temel ise ya doğrudan zemine ya da başka bir elastik altlık (J_2) üzerine oturtulur. Temel altına konan elastik altlıklar, izolasyonu sağlar.



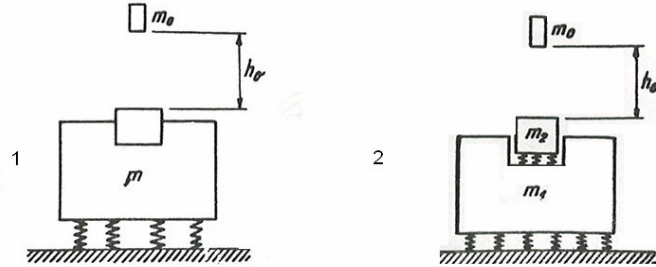
Şekil 6.1 Tipik Şahmerdan Temeli

a)Elastik mesnetler üzerinde b) Zemin üzerinde

1.Şahmerdan koçu 2. Örs 3. Temel 4. Çerçeve 5. Betonarme tekne

Darbeli makinelerin temelleri planlanırken şu noktalar göz önüne alınmalıdır.

- Örsün merkezi, temel-makine kütle merkezi ve temel tabanının ağırlık merkezi aynı düşey doğrultu üzerinde bulunmalıdırlar.
- Örsün ve temelin altındaki elastik altlıklar kullanılması durumunda yüklemenin üniform dağılmasına ve bu altlık malzemesinin korunmasına (su,yağ vs.)dikkat edilmelidir.
- Örsün altında elastik bir mesnet görevinde ahşap kullanılırsa, ahşap kirişler bir ızgara teşkil edecek şekilde düzenlenmelidir.
- Komşu iki temel farklı kotlarda oturtulduğu takdirde iki temelin yakın kenarlarını birleştiren doğru yatayla 25° den daha büyük bir açı olmamalıdır. ($\alpha > 25^\circ$)
- Eğer temeller birbirine çok yakınsa aynı derinliğe inilip ortak bir altlık veya radye yapılabilir.



Şekil 6.2. Örsün Temel Tabanına a)Rijit Olarak b) Arada Elastik Tabaka Olmak Üzere Oturması.

6.1 Zemin Üzerine Oturan Temellerin Hesabı

Temelin minimum ağırlığı

$$W_{\min} = W_t \left[8(1+k)v - \frac{W_a + W_{st}}{W_t} \right] \quad (6.1)$$

denklemini ile bulunabilir. Bu denklemin çıkış noktası temelin genliğinin düşey titreşimlerde 1 mm den küçük olması şartıdır. Bu kaide kullanılarak temelin

minimum ağırlığının hesabı yapılır. Sonuç ton olarak elde edilir. Formüldeki diğer parametreler ise,

W_t : Düşen Koçun Ağırlığı

W_a : Örsün Ağırlığı

W_{st} : Şahmerdan Standının Ağırlığı

k : Çarpma Katsayısı (Istampa şahmerdanlarda 0.5; dövme şahmerdanlarda 0.25 olarak alınır.)

v : Başlangıç Hızı (m/s olarak alınır.)

Temel taban alanının minimum değeri

$$A_{\min} = \frac{20(1+k)}{\sigma_p} v.W_t \quad (6.2)$$

olarak, zemin gerilmesinin σ_p müsaade edilen değerini geçmemesi şartı kullanılarak, bulunur.

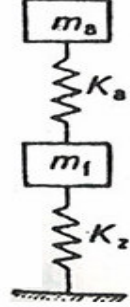
Aşağıdaki tabloda çeşitli şahmerdan kafa ağırlıkları için örs altındaki temel kalınlıklarının minimum değerleri gösterilmiştir.

Tablo 6.1: Minimum Temel Kalınlığı

Şahmerdan kafasının ağırlığı (ton)	Örs altındaki temelin min.kalınlığı (m)
< 1,0	1,0
2,0	1,25
4,0	1,75
6,0	2,25
> 6,0	> 2,25

Düşey Titreşimlerin Hesabı

Şahmerdan temelleri esas olarak düşey titreşim için hesap edilirler.



Şekil 6.3. Dinamik Analiz İçin Örs ve Temelin Teşkil Ettiği Model Sistemi

Düşey titreşimlerin hesabı için şekilde görülen iki kütleli sistem göz önüne alınır.

Kütleler,

$$m_f = (W_f + W_{st}) / g \quad (6.3)$$

$$m_a = W_a / g \quad (6.4)$$

olarak belirlenir. Burada, m_a örsün kütlesi, m_f ise temelin kütlesidir.

Düşey titreşimler için zeminin yay katsayısı,

$$C'_z = \alpha \cdot C_z, \quad K_z = C'_z \cdot A_f \quad (6.5)$$

dır. Burada, C_z zeminin gerçek temel alanına tekabül etmek üzere üniform basınç tasman katsayısıdır. α deneysel olarak tayin edilmekle birlikte şahmerdanlar halinde $\alpha=3$ olarak alınabilir.

Örs altındaki yatağın yay katsayısı K_a

$$K_a = \frac{E_a A_a}{t_a} \quad (6.6)$$

Sınır frekansları hesap edilecek olursa örse ait sınır frekansı,

$$w_a = \sqrt{K_a / m_a} \quad (6.7)$$

şeklinde hesap edilir. Diğer sınır frekans w_z ise örse bitişik yayın rijitliğini sonsuz farz ederek hesaplanır.

$$w_z = \sqrt{K_z / (m_a + m_f + m_{st})} \quad (6.8)$$

Burada, m_{st} temel üzerine oturan şahmerdan standının kütlesidir.

Doğal frekanslar,

$$f(w_m^2) = w_m^4 - (1 + \alpha)(\varpi_1^2 + \varpi_2^2)w_m^2 + (1 + \alpha)\varpi_1^2\varpi_2^2 = 0 \quad (6.9)$$

denkleminde belirtileceklerdir. Burada,

$$\alpha = \frac{m_a}{m_f + m_{st}} \quad (6.10)$$

denkleminde bulunacak iki pozitif kök alınır.

Koçun darbeden hemen önceki hızı, serbest düşümlü şahmerdan ve çift tesirli şahmerdan için,

$$v = \alpha \sqrt{2gh_0} \quad (6.11)$$

olarak serbest düşümlü şahmerdan için belirlenir. Burada, h_0 düşme yüksekliği, α ise egzoz buharının direnimidir. Çift tesirli şahmerdan halinde ise,

$$v = \alpha \frac{2g(W_t + PA)l}{W_t} \quad (6.12)$$

olarak bulunur. Burada, P ortalama piston basıncı, A piston alanı, l ise strok uzunluğudur. α katsayısı 0.65 olarak alınabilir.

Darbeden hemen sonraki hız,

$$V = \frac{1 + k}{1 + W / W_t} v \quad (6.13)$$

şeklinde hesaplanır. W darbeye maruz sistemin kütlesidir. $W = W_a$

Eksantrik çarpma halinde çarpmadan hemen sonraki hız ve açısal hız,

$$V = \frac{1+k}{1+W/W_t + e^2/i^2} v \quad (6.14)$$

$$\theta = \frac{(1+k)e}{i^2(1+W/W_t) + e^2} v \quad (6.15)$$

olarak bulunur. Burada, e darbenin eksantrisitesi, i hareket eden sistemin dönme eksenine göre atalet yarıçapıdır.

Temelin titreşim genliği,

$$a_f = \frac{-(w_a^2 - w_2^2)(w_a^2 - w_1^2)V}{w_a^2(w_1^2 - w_2^2)w_2} \quad (6.16)$$

şeklindedir. Örsün genliği ise,

$$a_a = \frac{-(w_a^2 - w_1^2)V}{(w_1^2 - w_2^2)w_2} \quad (6.17)$$

olarak belirlenir.

Dinamik reaksiyonlar hesap edilecek olursa,

$$(F_d)_f = \lambda K_z a_f \quad (6.18)$$

denklemi ile temel altındaki $(F_d)_f$ reaksiyonu bulunur. Burada, λ yorulma çarpanı olup 3 olarak alınabilir.

$$(F_d)_a = \lambda K_a (a_f - a_a) \quad (6.19)$$

Denklemi ile de, örs altında oluşan reaksiyon bulunur.

Genliklerin yukarıda verilen müsaade edilen değerleri geçmemesi için bir kontrol yapılabilir.

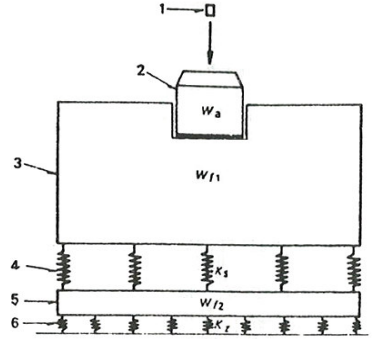
Üniform bir gerilme yayılımı kabul edilerek zemin gerilmesi,

$$\sigma_s = \frac{W + (F_d)_s}{A_f} \quad (6.20)$$

denklemi ile hesaplanır. Burada W makine ve temelin toplam ağırlığıdır. Örs altındaki elastik yastıktaki gerilme ise,

$$\sigma_a = \frac{W_a + (F_d)_a}{A_a} \quad (6.21)$$

ile bulunur. σ_s ve σ_a nın zemin ve altlık malzemesinin müsaade edilen gerilmelerini geçmemesi gerekir.



Şekil 6.4. Yaylar Üzerine Oturan Şahmerdan Temeli

a) Koç b) Örs c) Üst Temel Bloğu d) Yay Tabakası e) Alt Temel Bloğu f) Zeminin Teşkil Ettiği Yay Tabakası

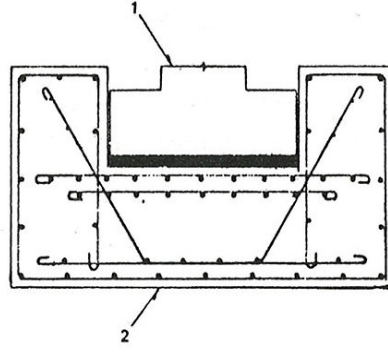
Kesit Hesapları

Sisteme örs ve zeminden gelecek kuvvetler ile toplam atalet kuvveti denge içindedir. Bu toplam atalet kuvveti sistemi oluşturan kütlelere aşağıdaki formülle dağıtılır.

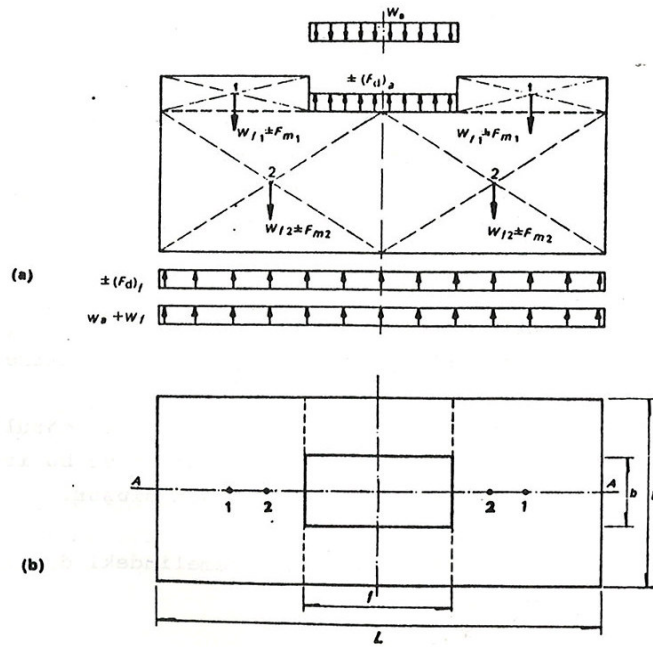
$$(F_m)_i = \frac{W_i}{\sum W_i} F_m \quad (6.22)$$

Burada F_m toplam atalet kuvvetini göstermektedir. Bundan sonra kesit tesirleri elde edilir. Daha sonra ise, dinamik yüklemeden elde edilen sonuçlar ile statik yüklemeden elde edilen sonuçlar süperpoze edilerek esas alınacak tesirler bulunur.

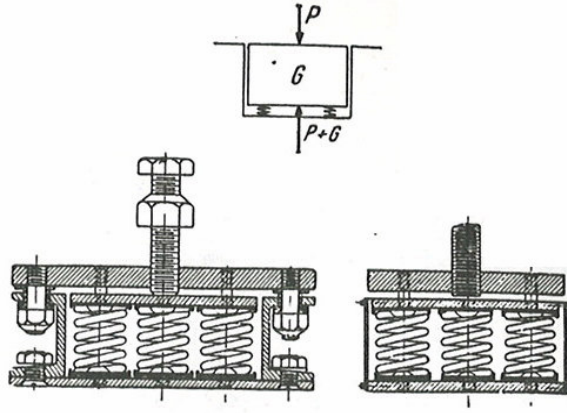
Aşağıdaki şekilde bir şahmerdan temelinde donatı düzenlemesi görülmektedir.



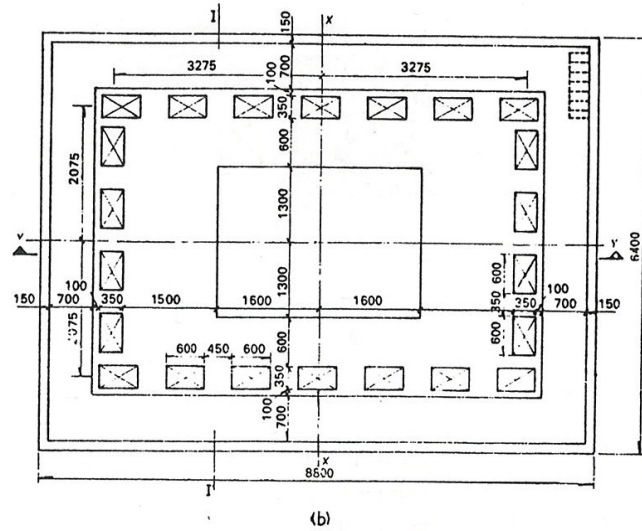
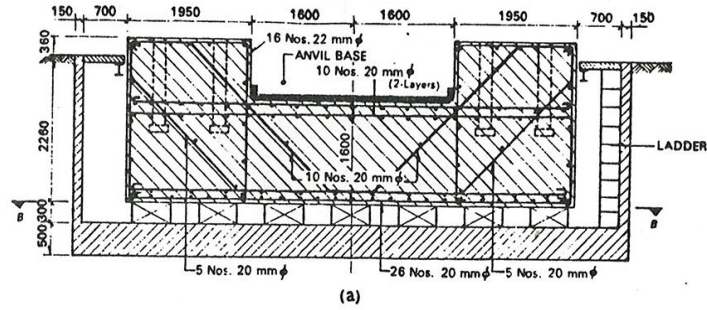
Şekil 6.5. Bir Şahmerdan Temelinde Donatım Şekli a)Örs Bloğu b) Betonarme Temel



Şekil 6.6 Bir Şahmerdan Temeline Etkiyen Kuvvetler a)A-A Kesiti b) Plan



Şekil 6.7 Kutuları İçinde Yaylardan Oluşan Sönümleyiciler

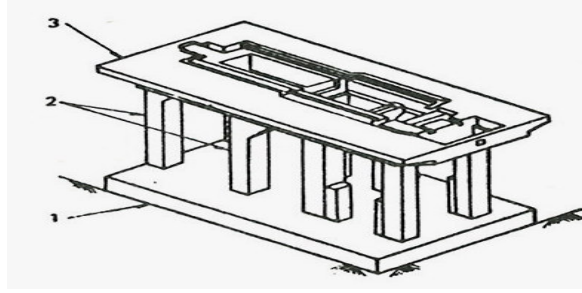


Şekil 6.8 Yaylar Üzerine Oturan 3, 4 Tonluk Şahmerdanın Temeli

a) y-y Kesiti b) B-B Seviyesinde Plan

7. YÜKSEK HIZLI MAKİNALAR İÇİN ÇERÇEVE TEMELLER

Yüksek hızlı makineler genellikle çerçeve temeller üzerine oturtulur. Bunlara türbo jeneratörler örnek olarak gösterilebilir. Bu tür temellerin hacimden ve malzemedan tasarruf, bakım, onarım gibi nedenlerle bütün parçalara erişebilme imkanı, oturmalar ve sıcaklık değişimleri gibi sebeplerle çatlamaya daha az müsait olma gibi avantajları vardır.



Şekil 7.1 Tipik Çerçeve Temel a) Alt Döşeme b) Kolon c) Üst Döşeme

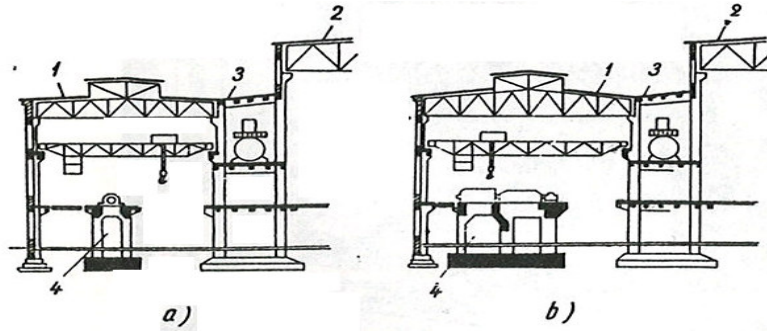
Tipik bir çerçeve temel Şekil 7.1 de görüldüğü gibi bir taban plağı, bu plağın üzerine oturtulan kolonlar ve bu kolonları üst uçlarında bağlayan boyuna ve enine kirişlerden oluşur. Bu boyuna ve enine kirişler üst plak denilen bir tablayı oluştururlar. Bu tablanın üzerine makine yerleştirilir.

Yüksek hızlı makinelerin temelleri planlanırken şu noktalar göz önüne alınmalıdır.

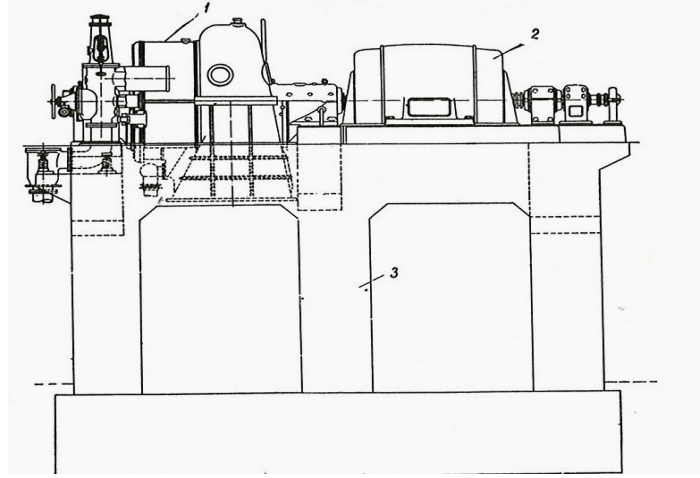
- Temel ana binadan ve diğer yakın temellerden bütün çevresince bırakılacak bir aralıkla ayrılmalıdır. Bu suretle titreşimlerin çevreye yayılması önlenir.
- Temelin bütün kolon ve kirişlerinde düğüm noktalarında rijidliği temin etmek için guseler teşkil edilmelidir. Bu suretle gerilme konsantrasyonları önlenmiş olur.

- c) İmkan nispetinde çıkmalardan kaçınılmalıdır. Bunun mümkün olmadığı durumlarda titreşimlere karşı uygun rijitlikte yapılmalıdır.
- d) Döşemenin efektif kalınlığının, uzunluğunun onda birinden ve kolonun minimum genişliğinden az alınmaması uygun olur.
- e) Taban plağının ağırlığı temelin geriye kalan kısmı ile makinenin toplam ağırlığından az olmamalıdır. Temel tabanının kalınlığı en az 2 m olmalıdır.
- f) Mümkün olduğunca enine çerçeveler yatakların altına yerleştirilmeli ve enine kirişlere eksantrik yüklemelerin gelmesi önlenmelidir.
- g) makinenin, üst tablanın varsa ara döşemelerin, taban döşemesinin ve kolonların ağırlığından oluşan kuvvetler sisteminin bileşkesi temel tabanının oturma yüzeyinin ağırlık merkezinden veya yakınından geçmelidir.

Türbo jeneratörlerden oluşan bir grubun bir makine holünde boyuna ve enine yerleştirilmesi durumu aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 7.2 Türbo Jeneratörlerin makine Holünde Yerleştirilmesi a) Boyuna Düzenleme b) Enine Düzen 1. makine Holü 2. Kazan Dairesi 3. Besleme ve Transmisyon Odası 4. Türbo Jeneratör



Şekil 7.3 Türbo Jeneratör İçin Çerçeve Temel a) Türbin b) Jeneratör c) Çerçeve Temel

7.1 Dinamik Analiz

Çerçeve temellerin dinamik hesabı için üç metot kullanılmaktadır.

1. Rausch tarafından geliştirilen “Rezonans Metodu”.
2. Barkan’ ın “Genlik Metodu”.
3. Major’ un teklif ettiği “Kombine Metod”.

Rezonans metodunda en önemli şart makine ile temelin rezonans halinde olmamasını sağlamaktır. Bunun için temelin doğal frekansı makinenin doğal frekansından %20 fark etmelidir. Ancak bu yöntemin bazı dezavantajları vardır. Bunları sıralamak istenirse

- a) Rezonans olmayacağının görülmesi yapılan projenin uygun olduğunu her zaman göstermez. Mesela temelin doğal titreşim frekansı makinenin çalışma frekansından çok uzak olsa bile makinenin harekete geçip hızlanması ve yavaşlaması sırasında aşırı titreşimler olur.
- b) Ayrıca, temelin doğal titreşim frekansı makinenin çalışma frekansına yakın olsa bile yani rezonans olsa dahi ortaya çıkan genliklerin küçük olması nedeni ile temele zarar gelmez.
- c) Bu yöntemde hesap için esas alınan tek yay-kütle sisteminin basitliği de sistemin dezavantajlarındanıdır.

- d) Esas itiraz temele gelecek hasarın büyüklüğünü vermemesi dolayısıyla yapılmaktadır. Çünkü titreşim genliklerinin hesabı yapılmamaktadır. Bu sebepten dolayı Barkan genlik metodu geliştirmiştir.

Genlik metodunda asıl şart temelin zorlanmış titreşimlerde titreşim genliğinin belli bir değeri geçmemesidir. İki serbestlik dereceli sistem metotta esas alınır. Ancak metotta düşük akortlu temeller halinde, yani temelin doğal frekansının makinenin çalışma frekansından düşük olması durumunda, hızlanma ve yavaşlama safhalarında genliklerdeki artış ihmal edilmektedir.

Gerçekte rezonans metodu ve genlik metodu birbirlerini tamamlarlar. İşte bu sebepten “kombine” metot olarak bilinen metot doğmuştur. Bu metoda “genişletilmiş rezonans metodu” veya “temsil edilmiş rezonans metodu”da denilir.

Metotların hepsinde de, çerçeveler teker teker ele alınabilir. Yapılan gözlemler sonucu birinci modda rezonans bölgesinin geniş olduğu, yüksek modlara gidildikçe daraldığı görülmüştür. Yani, yüksek frekanslarda rezonans tehlikesi daha azdır.

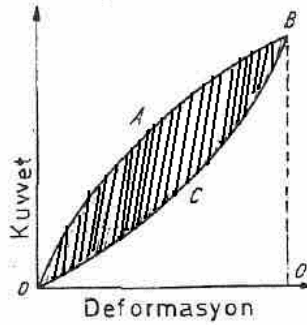
8. MAKİNA TEMELLERİNDE KULLANILAN YAPI ELEMANLARI

makine temellerinde kullanılan yapı elemanları genel olarak iki gruba ayrılır.

1. Birinci gruptaki elemanlar, temelde kullanılan ve dinamik yükü alıp nakledenlerdir.
2. İkinci gruptakiler ise titreşim sönümleyen ve absorbe eden elemanlardır.

8.1 İnşaat Malzemesinin Değişen Yükler altındaki Davranışı

Hook Kanunu'na göre statik olarak yüklenen bütün yapıların sadece elastik deformasyonlar yaptığı kabul edilir. Periyodik tesir eden dinamik yüklerde ise, plastik deformasyonlar elastik olanlara nazaran daha büyük bir anlam ifade eder.



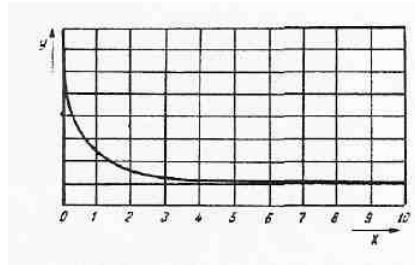
Şekil 8.1. Yük-Şekil değiştirme diyagramı

Değişen yükler altında meydana gelen kuvvet deformasyon eğrisi Şekil 8.1.de görülmektedir. Burada x eksenini deformasyonları y eksenini de kuvveti göstermektedir. OABD alanı, dış kuvvetlerin yükleme esnasında yaptığı işi, OCBD alanı da boşaltma esnasında serbest kalan işi göstermektedir. Bu iki işin farkı, denenen malzemenin yükleme ve boşaltma sırasında absorbe ettiği işi gösterir (Şekildeki taralı alan). Bu iş, kısmen ısıya çevrilir kısmen de malzemenin iç yapısını değiştirir. Elastik deformasyonların daimi olarak artması yüzünden, malzemenin tahrip olduğu deneylerde kırılmadan evvel, malzemede bir sıcaklık artışı görülür.

Dinamik tesire maruz kalmış yapı elemanlarının ekonomik olarak boyutlandırılabilmesi, ancak kullanılan malzemenin sınırsız sayıda değişik yüklerin tesir etmesi halinde, hangi en yüksek gerilmeye dayanabileceği bilindiği takdirde mümkün olur. Bu gerilme, yorulma konusunun incelenmesiyle tayin edilebilir.

Yorulma

Basınç ve çekme gerilmelerine dayanıklı olan bir malzeme, eğer tekrar eden bir yüke maruz kalır ki bu yük maksimum statik yükten daha küçüktür, malzeme yine de belirli bir yük tekrarından sonra kırılır. Bu kuvvet büyütülür veya küçültülürse kırılma, yüklemenin başka bir tekrar sayısında meydana gelir. Tekrar sayıları yükün büyümesi ile küçülür, küçülmesiyle büyür. Neticede kuvvet küçültülerek öyle bir değere varılır ki tekrar sayısı istenildiği kadar arttırıldığında bile kırılma olmaz.



Şekil 8.2. Yük tekrar sayısı ile kırılma yükü arasındaki bağlantı (x = kırılmaya kadar olan yük tekrar sayısı y = gerilme)

Bu olay Şekil 8.2. de grafik olarak gösterilmiştir y -ekseni kırılmaya kadar olan yükün tekrar adedini, x -ekseni de gerilmeleri ifade etmektedir. Görüldüğü gibi yük tekrarının artmasıyla gerilmeler azalmakta ve asimptotik bir değere varmaktadır. Burdan da anlaşılabileceği gibi yükün birkaç kere tesir etmesi, malzemenin maksimum gerilme sınırını büyük ölçüde azaltacaktır. Yorulma sınırı, yükün sonsuz olarak alternatif tesir etmesi halinde maddenin kırılmadan tahammül edebileceği gerilme olarak tarif edilebilir.

Malzemenin Elastik Özellikleri

Yapı malzemesinin dinamik yükler altındaki davranışının incelenebilmesi için, yorulma sınırının yanı sıra bütün elastik ve sönümleyen özelliklerinin bilinmesi gerekir. Malzeme elastik özellikleri, dinamik yükler altında statik yüklerdekinden farklı olduğundan sadece E elastisite modülünün bilinmesi yeterli değildir.

Her yapı malzemesinin elastik özelliklerinin tespitinden sonra periyodik tesir eden kuvvetlerde bunların ne şekilde değiştiği de bilinmelidir.

Titreşim teorisine göre serbest veya harmonik titreşimlerin sönümlenmesi, rezonans durumunu ve zorlanmış titreşime maruz kalmış sistemin amplitüd büyüklüğü yapı malzemesinin iç mukavemetine bağlıdır. Bu iç mukavemet, bir nevi içsel sürtünme açısı veya enerji absorbe etme kabiliyetine tekabül eder ki buna dinamik yüklemde elastik olmayan deformasyon denir.

8.2 Yapılarda Yükleri Alan veya Nakleden Yapı Malzemeleri

Tuğla

Tuğladan yapılan temeller, basınç mukavemetine sahip olmalarına rağmen, çekme ve kesme kuvvetlerine karşı mukavemetleri çok az olması sebebiyle tavsiye edilmezler. Ayrıca dinamik yükler altında ufalanma tehlikesi de gösterirler. Sadece statik yük gibi kabul edilen küçük makinelerin temelleri, portland çimentosuyla yapılan harçla örülmek şartıyla tuğladan yapılabilirler. Bu tip temellerin elastibite modülleri 10×10^4 – 10×10^5 N/cm² sınırları arasında değişir ve genel olarak statik yükün meydana getirdiği basınç gerilmelerinin büyümesiyle artar. Bu durum, bilhassa rezonans hali için önemli olup her iki sınır değer de dikkate alınmalıdır.

Taş

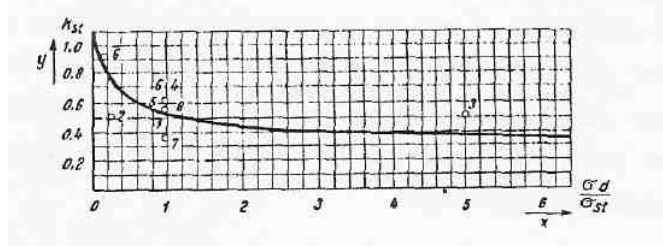
Tuğla temeller için anlatılanların çoğu taş temeller için de geçerlidir. Bütün aralıkların harçla doldurulmasına özen gösterilmelidir. Taşlar birbirine esaslı bağlanmalıdır.

Beton

Beton, blok tipi makine temellerinde kullanılır. Bu durumda betonun iyice sıkıştırılması gerekir. Beton, betonarme betonu ile birlikte, gerilmelerin küçük oluşu yüzünden kullanılabilir. Statik yüklemde bulunan elastisite modülü, genel olarak dinamik yükleme için de geçerli ise de % 20 - % 30 oranında bir fark meydana gelebilir.

Betonarme Betonu

Makine temelleri için en uygun yapı elemanlarıdır. Hem basınç hem de çekme kuvvetlerine karşı mukavemetlidir. Betonarme betonunun dinamik yükler altındaki davranışı da sıklıkça incelenmiştir. Şekil 8.3 te dinamik ve statik gerilme oranlarının statik mukavemetle bağlantısı görülmektedir.



Şekil 8.3. Dinamik ve statik gerilme oranlarının statik mukavemetle bağlantısı (x-dinamik ve statik gerilmelerin oranı y-statik yüklemedeki mukavemet sınırı.)

Betonarme kirişler üzerinde yapılmış titreşim deneyleri, dinamik yük altındaki deplasmanın, aynı büyüklükteki statik yükün meydana getirdiği deplasmanın iki katı kadar olduğunu göstermiştir. Dinamik gerilmelerin, ayrıca kirişin zati titreşim frekansını azalttığı, yani kirişin rijiditesinin düştüğü izlenmiştir. Yükün muayyen bir tekrarından sonra E değeri sabit kalmaktadır. Dinamik yüklerde E, statik yüklemede bulunandan $\pm\% 30$ kadar farklı olabilir. BS25 için dinamik elastisite modülü $E=3000000 \text{ N/cm}^2$ dir.

Metaller

Makine temelleri için en çok kullanılan dökme demiri, dış etkenlerin tesiriyle meydana gelecek olan aşınmanın önlenmesi için boyanmalıdır. Statik ve dinamik zorlama sınır gerilmeleri yaklaşık olarak birbirlerine eşittirler. Kaynaklı sistemlerde ise yorulma oldukça önemli bir rol oynar. Statik ile dinamik elastisite modülleri arasındaki fark $\% 5$ civarındadır.

Ahşap

Ahşabın, makine temeli malzemesi olarak kullanılabilmesi için temel, ya sürekli kuru hava şartlarının hüküm sürdüğü bir ortamda bulunmalı, ya da su içerisinde inşa edilmelidir. Bu kriterler, ahşabın çürümesini önlemek maksadıyla gerçekleştirilmelidir. Ahşap malzemesinin basınç ve çekme mukavemetinin yaklaşık olarak aynı olması yüzünden makine temellerinde kullanılabilirler. Yapılan deneyler

sonunda ahşabın dinamik yüklemde mukavemetinin, statik yüklemdeki mukavemetinin %24 - %33 ü kadar olduğu görülmüştür.

8.3 Titreşim Sönümleyen Malzemeler

Titreşim meydana getiren makineler, altlarındaki yapıdan veya temelden titreşim sönümleyici özelliği olan bir tabakayla ayrılmalıdırlar. Bu tabaka ayrıca, makinenin elastik olarak mesnetlenmesini de sağlar. Titreşimin sönümlenmesi, malzemenin plastik karakterinden dolayı titreşimi absorbe etmesiyle mümkün olmaktadır. Titreşim sönümleyici malzemeler makine ile alt yapısı veya temeli arasına konulduğu gibi, titreşimlerin civara yayılmasından korkulduğu hallerde temelle zemin arasına da yerleştirilirler. Titreşimlerin sönümleşmesi ve izolasyonu geniş kapsamlı bir konu olduğundan dolayı bir ana başlık halinde incelenmesi daha uygun olmaktadır.

9. TİTREŞİMLERİN SÖNÜMLENMESİ VE YALITIMI

9.1 Titreşimler niçin yalıtılmalıdır?

İnsan organizması titreşimlere, özellikle amplitüd ve frekansı yüksek olanlara karşı çok hassastır. Başlangıçta insanı sadece rahatsız eden bu titreşimler sonunda sinirlere tesir ederek çekilmez bir hal alırlar.

Titreşim kapabilme bakımından oldukça karışık bir sistem teşkil eden insan, ivmelerden başka diğer faktörlerin tesirine karşı da tepki gösterir. Özet olarak denilebilir ki insana tesir eden düşey (bel kemiği doğrultusundaki) titreşimler, yatay (bel kemiğine dik doğrultudaki) titreşimlere göre daha müsaittir. Bundan şu önemli netice çıkar ki, özellikle taşıtların, sadece amplitüd ve frekansların göz önünde tutulmasının yeterli olmadığının ayrıca bel kemiğine dik olan hareketlerinde önüne geçilecek şekilde taşıtı inşa etmek gerektiğini bilmelidirler. Vasıta nispeten alçak hızlarda taşlı yollarda giderken, dingiller rezonansa girebilir. Yaylar ve hidrolik amortisörler yerleştirmek suretiyle hem seyir konforu elde edilir hemde rezonanstaki tehlikeler bertaraf edilmiş olur.

Makine elemanlarındaki birçok kırılmaların sebebi titreşimlerdir. Rezonans halini doğuran kritik devir sayılarında amplitüdlere aşırı derecede büyüdüğü için, bu durumlarda titreşimlere mutlaka hakim olmak zorunluluğu doğar. Bunun için (rezonans bölgesinde uzun müddet çalışacak sistemler) bir takım izolasyon elemanlarıyla titreşim absorbe edilmelidir.

Hem makinede hem de makine haricinde uyarılan titreşimler sarsıntı, gürültü, ses vs. meydana getirmektedir. Değişken titreşim ivmeleri bağlamaların gevşemesine, münferit parçaların gürültülü titremelerine sebep olabilir. Bu esnada frekansın sadece şu rolü vardır ki birim zaman esnasında muayyen ivme değerlerine sık sık erişilirse parçalarda meydana gelen tahripler de buna bağlı olarak daha kısa zaman zarfında meydana gelir. Titreşimli olarak çalışan fonksiyon elemanları hassas olarak fonksiyonlarını yerine getiremezler. Çok defa zamanla gevşemeler, düzensizlikler

meydana gelmektedir. Ayrıca, makine haricindeki bir sisteme doğal frekanslar titreşim kaynağının frekansına yakın ise “rezonans çınlaması” meydana gelmektedir. Bu problemlerin çözümü ancak izolasyon ile mümkündür.

Titreşimli hallerde, bilhassa rezonans esnasında enerji kaybı olmaktadır. GEİGER tarafından bir diesel jeneratörünün güç eğrisi tesbit edilmiştir. Esas olarak, sistemin vereceği güç, devir sayılarıyla orantılıdır. Rezonans bölgelerinde devir sayıları arttığı halde ölçülen güç aynı kalmaktadır. Gücün bir kısmı, titreşimlerin beslenmesine sarf edildiği için, enerji kaybı ortaya çıkmaktadır. Rezonans halinde titreşimlere sarf edilen güç, motorun efektif gücünün yaklaşık %10 unu teşkil edebilir.

Netice olarak diyebiliriz ki hızların gittikçe artırıldığı ve makinelerin hafif yapı olarak inşa edildiği bugünkü şartlarda, istenilmeyen titreşimlerle mücadele etmek kaçınılmaz bir mecburiyettir. Fakat birçok hallerde titreşimleri (istenmediği halde) ortadan kaldırmak mümkün olmamaktadır. Ama yalıtma gerçekleştirilerek titreşimlerin zararları kısmen veya tamamen önlenabilmektedir.

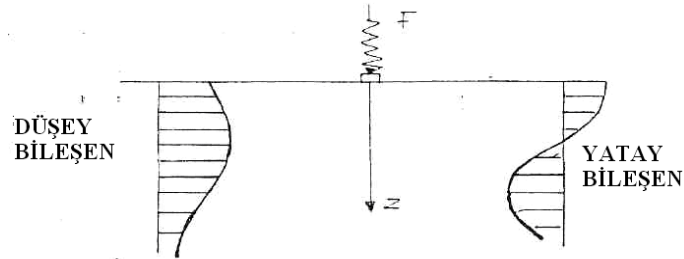
Makine titreşimlerinin zararlı etkilerinden absorber ya da hendek veya kazık bariyerler kullanarak temelin titreşim genliğinin sınırlandırılması ile korunabilir. Hendek bariyerler dalgaların perdelenmesi için titreşim kaynağı yakınına (aktif izolasyon) ya da korunacak makine ya da yapının çevresine (pasif izolasyon) yerleştirilebilir. Sismograflar gibi hassas ekipmanlar hendek bariyerler ile trafik ya da makine işletmesinden doğan titreşimlere karşı izole edilirler. Bazı durumlarda, efektif izolasyon sağlamak için hendek derinlikleri çok büyük olabilir ve yapım ve onarım problemleri ile sonuçlanabilir. Böyle durumlarda kazık bariyerler titreşim izolasyonu için kullanılırlar.

9.2 Titreşimlerin Zeminden İletilmesi

Zeminin yarı-sonsuz, homojen ve izotropik bir elastik ortam olduğu varsayılır, Ortamı karakterize eden fiziksel değerleri yoğunluk (ρ), elastisite modülü (E), ve Poisson katsayısı (ν)'dır. Burada teoremin ayrıntılarına girilmeyecek ve bazı temel kavramların tanıtılması ve izolasyon açısından önemli sonuçların belirtilmesiyle yetinilecektir.

Yarı-sonsuz ortamda titreşimlerin iletimi, hacimsel ve düzlemsel olarak gerçekleşir. Hacimsel dalga hareketleri iki türde ortaya çıkar: Rotasyonel ve İrrotasyonel dalga iletimi. Rotasyonel dalga iletimi sırasında hacim derişiklikleri gözlenemez. Bunlara “S dalgaları” adı verilir. İrrotasyonel dalga iletimine ise ortamın bir parçacığında dönme hareketleri gözlenemez. Bunlara da “P dalgaları” adı verilir. Eğer orijin olarak dalga kaynağı (noktasal bir kaynak) alınır; yarı-sonsuz ortama ait bir maddesel noktanın yarıçap vektörü doğrultusundaki hareketi P dalgalarını, bu vektöre dik doğrultuda ki hareketi ise S dalgaları oluşturur.

Bir sonsuz elastik ortam (ortamın bir sınır yüzeyi yok) göz önüne alıyorsa sadece P ve S dalgaları gözlenebilir. Ancak yarı-sonsuz elastik ortam söz konusu olduğunda üçüncü tipte bir dalga hareketi daha ortaya çıkar. Bu durumda P ve S dalgalarının sınır yüzeyde yansıtılmaları sırasında girişime uğramaları sonucu ortaya çıkan bu dalga hareketine "Rayleigh dalgaları" veya kısaca "R dalgaları" adı verilir. R dalgaları sadece sınır yüzeyde ve bu yüzeye komşu olan çok dar bir bölge de gözlenebilirler. Yüzeyden olan uzaklık arttıkça, dalga hareketinin etkisi üstem olarak azalır. Ayrıca kaynaktan yatay doğrultudaki uzaklık arttıkça da hızla azalır.



Şekil 9.1.R dalgalarının yatay ve düşey doğrultuda ki bileşenlerinin derinlikle değişimi

Yapılan çalışmaların gösterdiğine göre, olay enerji iletimi açısından incelenirse toplam enerjinin %67' sinin R, %26'sının S ve %7'sinin P dalgaları tarafından iletildiği görülmektedir. Bu anlamda makine ve yapıların temel dizaynında öncelikle R dalgalarının etkileri göz önünde bulundurulmalıdır.

R, S, ve P dalgaları yayılma hızlarıyla da birbirinden ayırt edilebilir. Yayılma hızları sırasıyla:

$$V_P > V_S > V_R$$

9.3 Temelin Zeminden Yalıtımı :

Yaylar vs. gibi izolatörler elemanların kullanılmasından başka, temelin zeminden yalıtımı başlıca iki yolla sağlanabilir; Titreşim kaynağı ve korunmak istenen makine veya yapının birbirinden yeteri kadar uzağa yerleştirilmesi ve titreşim kaynağı veya korunmak istenen kütlenin etrafının, dalga iletimini engelleyen bariyerlerle çevrilmesi. Bunlardan birincisine "konum izolasyonu" ve ikincisine ise "bariyerlerle izolasyon" adı verilebilir. Eğer doğrudan doğruya titreşim kaynağı izole ediliyorsa "aktif" korunmak istenen makine veya yapı izole ediliyorsa "pasif" izolasyon söz konusudur.

9.3.1 Konum Yalıtımı

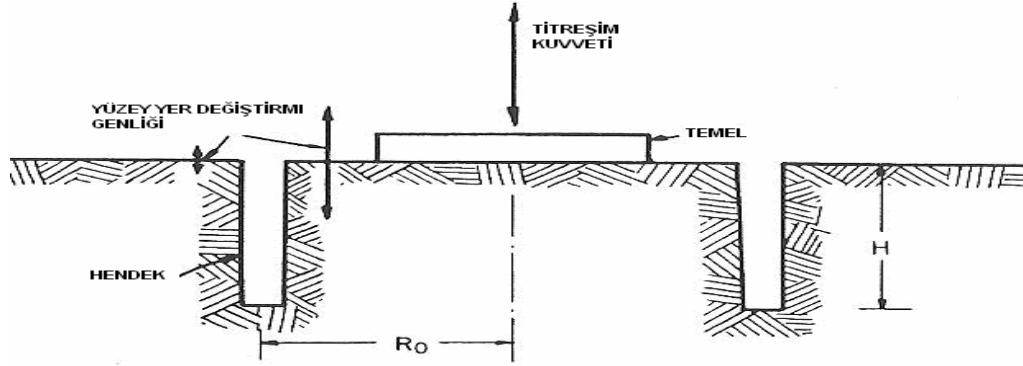
Rayleigh dalgalarıyla S ve P dalgalarının etkisi kaynaktan olan uzaklıkla azalmaktadır. R dalgalarının şiddetindeki azalma daha az olduğundan özellikle bu tip dalgaların izole edilmesine özen gösterilmelidir. Geometrik sönümün yanında, zemini oluşturan maddenin iç sönümünde titreşim genliğindeki azalmayı artırıcı yönde etki eder. Geometrik sönüm ve malzeme sönümü bir arada ele alınabilir. Böylelikle izole edilecek kütleyi titreşim kaynağından yeteri kadar uzağa yerleştirerek etkili bir biçimde yalıtım sağlanabilir. R dalgalarının uzaklıkla sönümlenmesi yanında, yüzeyden olan derinlikle de sönümlenmesi söz konusudur, Bu nedenle makine temeli zemin yüzeyinden olabildiğince derine yerleştirilmelidir.

9.3.2 Bariyerlerle Yalıtım

Bu yöntem esas olarak, titreşim dalgalarının yansıtılması ve kırılması ilkelerine dayanır, Zemin içinde farklı yapıdaki iki ortamı ayıran yüzey bir dalga bariyeri oluşturur, Söz konusu yüzey bir katı-katı, katı-sıvı, veya katı-boşluk ara yüzeyi olabilir, Katı-katı ara yüzeyinde P ve S dalgaları olduğu gibi iletilir. Katı-sıvı ara yüzeyinde ise yalnız P dalgaları iletilir. Katı-boşluk ara yüzeyinde dalga iletimi söz konusu değildir.

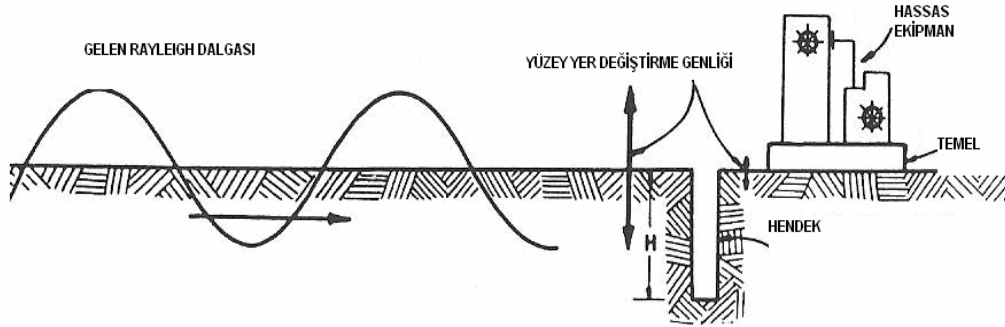
Buna göre en etkili bariyerler katı-boşluk ara yüzeyleri oluşturarak elde edilir. Bu amaçla titreşim kaynağının ya da izole edilmek istenen kütlenin çevresine üstü açık kanallar kazılabilir. Sekil 9.2 de açık kanallarla aktif ve pasif yalıtım uygulamaları şematik olarak gösterilmiştir.

Aktif yalıtım: Bu türlü yalıtım titreşim kaynağında sağlanır. Bir hendek bariyer kaynağın yakınına ya da Şekil 9.2.de gösterildiği gibi kaynağın çevresine R_0 yarıçapında ve H derinliğinde dairesel hendekler ile sağlanır.



Şekil 9.2. Titreşim Kaynağı Çevresine Dairesel Hendek Kullanarak Titreşim yalıtımı - Aktif yalıtım.

Pasif Yalıtım: Bu türlü yalıtım gelen dalgalardan yapıyı korumak üzere yapının yakınında yapılan yalıttır. Böylece dalga bariyerleri kaynaktan uzağa titreşim genliğinin azalmasını istendiği yerde uygulanır. Şekil 9.3. H derinliğinde ve L uzunluğunda açık hendekler kullanarak dalgaların zararlı etkilerinden hassas enstrümanı korumak için bir pasif yalıtım uygulamasını göstermektedir.



Şekil 9.3. Pasif yalıtım

Titreşim yalıtımında “transmisibilite” terimi geçer. Bu aktif yalıtım halinde temel zeminine geçen kuvvetin, dönme dolayısıyla makinenin uyguladığı kuvvete oranıdır. Pasif yalıtım halinde ise hassas alete geçen titreşimin, tabanın titreşimine oranıdır.

$$T = \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2 \varepsilon^2}{(1 - \zeta^2)^2 + 4\zeta^2 \varepsilon^2}} \quad (9.1)$$

Burada ζ , dış tesirin frekansının temel tabii frekansına oranı, ε ise sönüm oranıdır. Transmisibilite yalıtımın derecesini gösterdiğinden küçük olmalıdır. ε nun her değeri için $\zeta < \sqrt{2}$ olması halinde transmisibilitenin 1 den büyük olduğu görülür. Yani aktif yalıtım halinde temel zeminine makinenin temele uyguladığından daha büyük bir kuvvet geçer. Pasif yalıtım halinde ise hassas makineye o makineye dışardan etkiyen titreşimden daha büyük bir titreşim geçer. Dolayısıyla, titreşimlerin yalıtımı söz konusu ise $\zeta < \sqrt{2}$ olmamalıdır.

Efektif yalıtım için hendek ve kazık bariyerlerin tasarımı bu kısımda açıklanmıştır. Hendek bariyerler durumunda genlik azalması faktörü aşağıdaki şekilde tanımlanır (Woods, 1968)

$$GAF = \frac{\text{Hendekler Ile Dik Titresim Genligi}}{\text{Hendekler Kullanmadan Dik Titresim Genligi}} \quad (9.2)$$

Hendek Bariyerler

Geçmişte titreşim yalıtımı için hendek bariyerlerin başarılı ve başarısız birçok uygulaması olmuştur. Efektif titreşim yalıtımı için hendek bariyerlerin tasarımı problemi için çeşitli deneysel ve analitik araştırmalar yapılmıştır. Bir dizi saha testi sonucuna dayalı olarak, Barkan (1962) kullanılan hendek ve kazık bariyerlerin sonucu olarak titreşim genliğinde azalmanın üzerinde durmuştur ve bunun titreşim kaynağı tarafından üretilen yüzey dalgaları ile karşılaştırıldığında önemli ölçüde büyük boyutlara sahip hendekler ile başarılabileceğini belirtmiştir. Dolling (1966) titreşim yalıtımına hendek boyutu ve şeklinin etkisini çalışmıştır.

Woods ve Richard (1967) ve Woods (1968) hendeklerin perdeleme etkisini hesaplamak için bir dizi saha testi yapmışlardır. Aktif ve pasif yalıtım durumları araştırılmıştır. Hendek boyutları, kaynaktan uzaklık gibi parametrelerin efektif perdeleme üzerindeki etkileri çalışılmıştır. Bu testler hazırlanmış sahada yürütülmüştür. Test sahasındaki zemin yüzeyden 4 ft derinliğe kadar $\gamma_d = 104 \text{ lb/ft}^3$, $w = \%7$, $e = 0.61$ ve yüzeyde $V_c = 940 \text{ ft/s}$ ile üniform silt ve ince kum tabakası; 4 ft den 14 ft derinliğe kadar $\gamma_d = 91 \text{ lb/ft}^3$, $w = \%23$, $e = 0.68$ ve üst tabakada $V_c = 1750 \text{ ft/s}$ ile kumlu siltten oluşmaktaydı. Küçük bir titreşim kaynağı dik titreşim kaynağı

olarak kullanılmıştır ve test sahasının merkezine yerleştirilmiştir. Hendek kurulmadan önce ve sonra test sahasında seçilen noktalarda dik zemin hareketinin genlikleri ölçülmüştür. Hendekler varken ve yokken ölçülen genlikler karşılaştırılmıştır ve bariyerlerin etkinliğinin hesabında kullanılmıştır. Genlik azalması faktörü ölçüm noktasında hendek bariyerin etkinliğinin miktarsal hesabını verir.

Testlerde kullanılan hendeklerin kritik boyutları testte kullanılan titreşim frekansı için Rayleigh dalgası uzunluğuna göre normalleştirilmiştir. Bu testte kullanılan değişik frekanslarda Rayleigh dalgası uzunluğu ve hızı Tablo 9.1 de verilmiştir.

Tablo 9.1: Test Sahasında Rayleigh Dalgası Uzunlukları ve Hızları

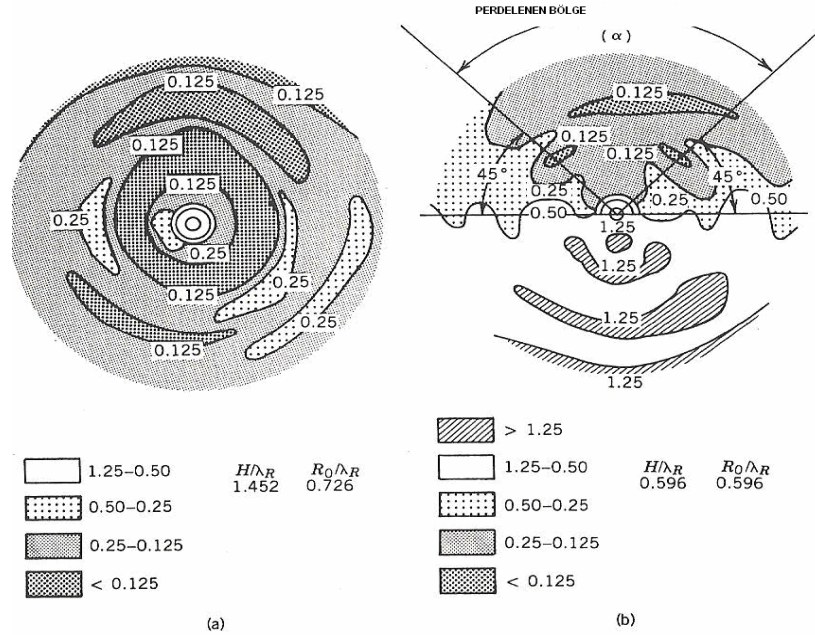
Frequency, Hz	λ_R ft	V_R , ft/sec
200	2.25	450
250	1.68	420
300	1.38	415
350	1.10	385

Aktif yalıtım testlerinde, hendek derinlikleri 0.5 ft ile 2 ft arasında, hendek yarıçapı ise 0.5 ft ile 1 ft arasında, titreşim kaynağı çevresinde açısız boyutlar ise 90° ile 360° arasında değiştirilmiştir. 200 den 350 Hz e frekans aralığı kullanılmıştır. Normalleştirilmiş derinlik 0.222 den 1.82 ye ve normalleştirilmiş yarıçap 0.222 den 0.910 a kadar değiştirilmiştir. Woods (1968) tarafından yapılan araştırmaların bazı tipik sonuçları Şekil 9.4 de genlik azalması faktörü diyagramları formunda gösterilmiştir. Şekilden de anlaşıldığı gibi, bu testlerde kullanılan hendek boyutları için 0.25 ya da daha az GAF elde edilmiştir. 0.25 değerinde GAF elde edilen testlerle edilemeyen testlerin sonuçlarının karşılaştırılmasıyla aktif yalıtım için aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

1. Tam daire hendekler için, 0.25 e eşit ya da daha küçük GAF elde edilmesi için normalleştirilmiş derinliğin 0.6 olması gerekir.
2. Tam daire hendek ile perdelenen bölge kaynaktan en az 10 dalga boyu uzaklığa kadar gelmiştir.
3. Daire parçası hendekler için, hendeğin dışında kaynaktan en az 10 dalga boyu mesafede yukarıdaki şekilde gösterilen kaynak merkezinden çıkan 45° lik

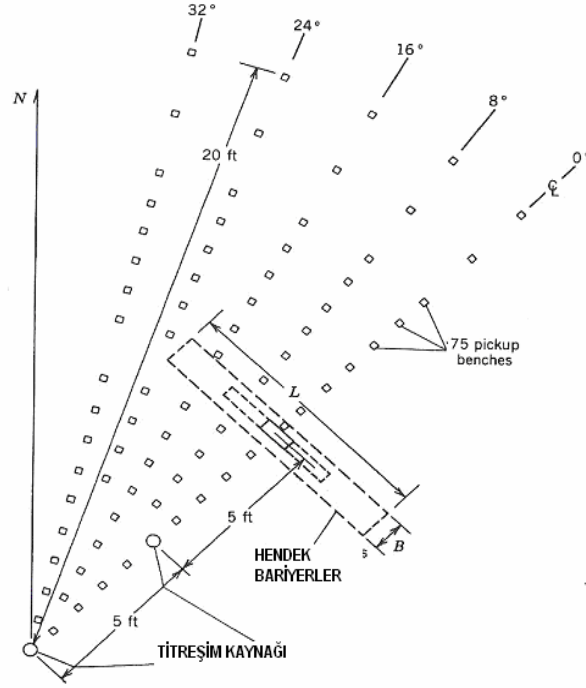
radyal çizgiler ile sınırlı bölge olarak tanımlanır. Minimum normalleştirilmiş yarıçap hendeğin efektifliği için 0.6 olmalıdır.

4. 90° den küçük açisal uzunluğa sahip daire parçası hendekler etkin yalıtım sağlamazlar.
5. Hendek genişliği önemli bir parametre değildir.

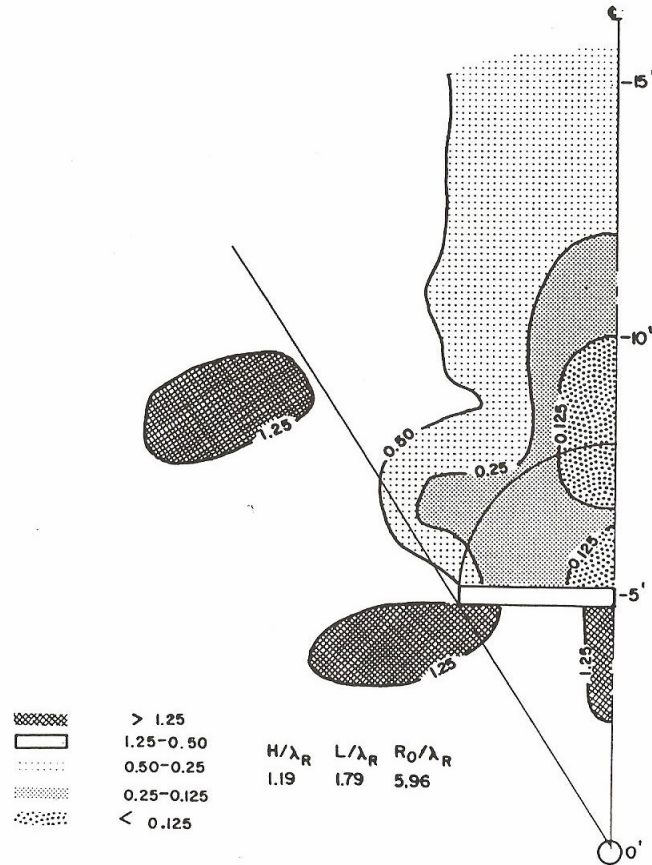


Şekil 9.4. Aktif yalıtım için Genlik Azalması Faktörü Diyagramları a) Tam Daire Hendek b) Daire Parçası Hendek.

Woods (1968) buna ek olarak, dikdörtgen şekilli hendekler kullanarak pasif yalıtım testleri de yapmıştır ve hendek uzunluğunun L , genişliğinin B , derinliğinin H ve kaynaktan uzaklığının R_0 etkisini araştırmıştır. Test sahasının şematik gösterimi Şekil 9.5 de verilmiştir. Hendek boyutları 1.0 ft derinlik, 1.0 ft uzunluk ve 0.33 ft genişlikten 4.0 ft derinlik, 8.0 ft uzunluk ve 10 ft genişliğe kadar bir aralıktadır. Testte kullanılan titreşim frekansı 200 den 350 Hz e kadardır. Normalleştirilmiş derinlik 0.444 den 3.64 e kadar ve normalleştirilmiş yarıçap 2.22 den 9.20 ye kadardır. Bu testlerde hendeklerle perdelenen bölgenin 0° çizgisi etrafında simetrik olduğu varsayılmıştır. Efektif izolasyon için, hendek arkasında $0.5 L$ yarıçapında yarı daire bir bölgede GAF değerleri 0.25 e eşit ya da küçük olmalıdır. Bu testlerden biri için tipik genlik azalması diyagramları Şekil 9.6 da gösterilmiştir.



Şekil 9.5. Pasif yalıtım Testleri İçin Test Sahasının Şematik Gösterimi



Şekil 9.6. Pasif yalıtım İçin Genlik Azalması Faktörü Diyagramları

Bu çalışmadan elde edilen önemli sonuçlar aşağıdaki gibidir.

1. Efektif pasif yalıtım için, λ_R Rayleigh dalgası uzunluğu olmak üzere ($R_0 = 2\lambda_R$ den $7\lambda_R$ ye), hendek derinliği H en az $1.33\lambda_R$ olmalıdır.
2. Kaynaktan büyük uzaklıklarda daha büyük hendeklere ihtiyaç duyulur. Aynı GAF değerini korumak için, hendeklerin normalleştirilmiş alanı (HL/λ_R^2) artan uzaklık R_0/λ_R nedeniyle artırılmalıdır. $R_0 = 2\lambda_R$ de düşey doğrultuda hendeğin alanı en az $2.5\lambda_R^2$ ve $R_0 = 7$ de en az $6\lambda_R^2$ olmalıdır.
3. Hendek genişliğinin açık hendek efektifliği üzerinde pratikte bir etkisi yoktur (B/λ_R in 0.13 den 0.91 e kadar olan değerleri için).

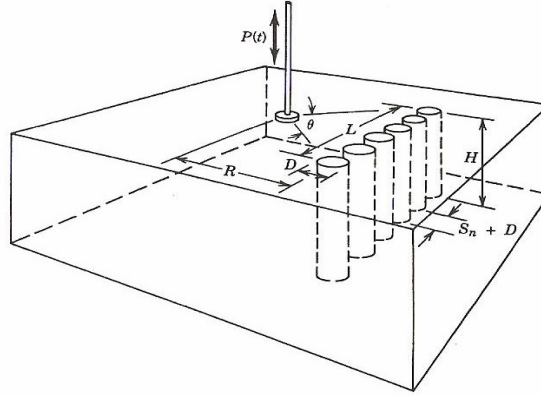
Kazık Bariyerler

Düşük frekansta çalışan bir kaynağın neden olduğu titreşimler söz konusu olduğu zaman, Rayleigh dalgası uzunluğu büyük olacaktır ve değer aralığı 50 m ve yukarısı olabilir. Böyle bir durumda hendeğin efektif olabilmesi için, hendek derinliği aktif yalıtım için $0.6\lambda_R$ ve pasif yalıtım için $1.33\lambda_R$ olmalıdır. Rayleigh dalgası uzunluğu fazla olduğu zaman, hendek derinliğinin bu büyük değerleri nedeniyle hendek uygulaması pratikte kolay olmaz. Böyle durumlarda, her derinliğe yerleştirilebilen kazıklar kullanılabilir. Pasif yalıtım bariyeri olarak kazık dizisini kullanma alternatifi Woods (1974) tarafından araştırılmıştır. Bu çalışmada holografi prensibi kullanılmıştır ve boş silindirik engellerin genlik azalmasına etkisini hesaplamak için titreşimler elde edilmiştir. 100 cm x 100 cm x 300 cm kutu içinde ince kum ile model oluşturulmuştur. Problem geometrisini gösteren testin şematik gösterimi Şekil 9.7 de gösterilmiştir. Bu şekilde, D boş silindirik engellerin çapı, S_n birbirini izleyen iki kazık arasındaki net boşluktur. Bariyerin efektifliği, bariyere dik ve kaynaktan $\pm 15^\circ$ her iki tarafa aksların oluşturduğu alanda bariyer ötesinde birkaç çizgiden elde edilen ortalama etkilerin (GAF) elde edilmesi ile numerik olarak hesaplanır. H/λ_R ve L/λ_R değerleri bütün testlerde 1.4 ve 2.5 olarak alınmıştır. Bu testler için yalıtım etkinliği aşağıdaki gibidir.

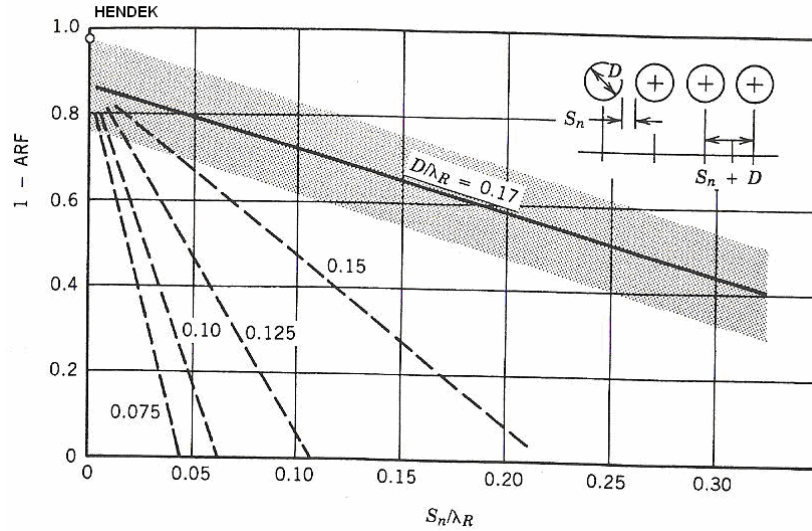
$$Etkinlik = 1 - GAF \quad (9.3)$$

Değişik testlerden elde edilen veriler, S_n / λ_R ile değişen boyutsuz etkinlik ile Şekil 9.8 de gösterilmiştir. Bu sonuçlardan, Woods (1974) aşağıdaki koşullar sağlandığı takdirde silindir bariyerlerin yalıtım bariyeri olarak davranacağını belirtmiştir.

$$D / \lambda_R \geq 1/6 \text{ ve } S_n / \lambda_R < 1/4 \quad (9.4)$$



Şekil 9.7. Silindirik Boş Bariyerler İçin Parametreler



Şekil 9.8. Kazık Çapı ve Kazıklar Arası Boşluğun Fonksiyonu Olarak yalıtım Etkinliği

İki sıra engelin daha efektif olduğu bulunmuştur ve derinlik optimal olmadığı zaman veya yakın yerleştirilmiş tek sıra engel uygulaması mümkün olmadığı zaman çift sıra engeller kullanılabilirler. Sıvı dolgulu bariyerlerin sıvının donması engellendiği takdirde daha etkin oldukları bulunmuştur ancak bu konudaki araştırmalar henüz yetersizdir.

9.4 Yalıtım Elemanları Ve Çeşitli Uygulamalar

Makinelerde ki titreşimlerin zararlarını önleyen hatta titreşimleri ortadan kaldıran elemanlara "İZOLASYON ELEMANLARI veya İZOLATÖRLER" adı verilir.

Makine konstrüksiyonunda kullanılan izolatörleri iki prensip etrafında toplamak mümkündür. Birincisi "Enerji dağıtımı"(veya enerjinin yutulması) Dissipasyon prensibine göre çalışan izolatörler, ikincisi titreşim yapan sistemin "Titreşim akordunu bozan izolatörler.(Veya buna titreşim yapan sistemin dinamik strüktürünü değiştiren izolatörler de diyebiliriz.)

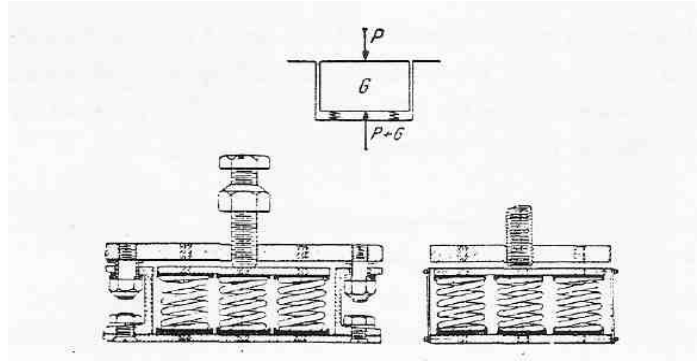
Birincisinde titreşim enerjisi, izolatör tarafından sönmülenererek yok edilmektedir. DAMPERLER prensibine göre çalışmaktadır. Titreşim akordunu bozan izolatörlerde; titreşim enerjisi söndürülmeksizin, esas titreşim yapan bir sistemden yardımcı bir sisteme aktarılmaktadır. Yani titreşim enerjisi yardımcı sistem tarafından sönmülenererek, böylece yardımcı sistemin titreşimleri beslenmekte ve esas sistemde düzgünlük sağlanmaktadır. Bu prensibe göre çalışan izolatörlere "ABSORBER" adı verilir..

İzolatörlerin konstrüksiyonunda kullanılan yaylar, lastikler, sentetik ve tabii kauçuklar, mantar ve keçeler pratikte yalnız olarak izolatör gibi kullanılmamaktadırlar. Ayrıca bir makinede fonksiyon elemanları içine yerleştirilen bu malzemeler lokal olarak yahut tüm makinede ki titreşimleri kısmen veya tamamen izole ederler. Bu elemanlar iki sistem arasına yerleştirildikten sonra sönmüleme ve dissipasyon şartlarını gerçekleştirmektedirler. Mesela bir elastik kavrama (BİBEY kavramasını) burulma titreşimlerini ve moment darbelerini söndüren iyi bir izolatördür. Kavrama içindeki elastik elemanlar, mil sistemleri arasındaki moment ve hız darbelerine karşı amortisörlük yaparak bağlanan miller arasında bir dinamik dengeleme meydana getirir. Bundan dolayı elastik kavramalar darbe momenti çok olan tesislerde kullanılmalıdır. Mesela hadde tesislerinde ve diesel motoru ile iş makinelerinin bağlanmasında geniş ölçüde tatbik edilebilir.

9.4.1 Madeni Yaylar

Makinelerin madeni yaylar üzerine oturtulması, titreşim yalıtımında üniversal bir çözüm teşkil eder. Yayların boyutlarını ve malzemesini değiştirerek, çok değişik yay karakteristikleri (yaylanma rijitliği) elde edilebilir.

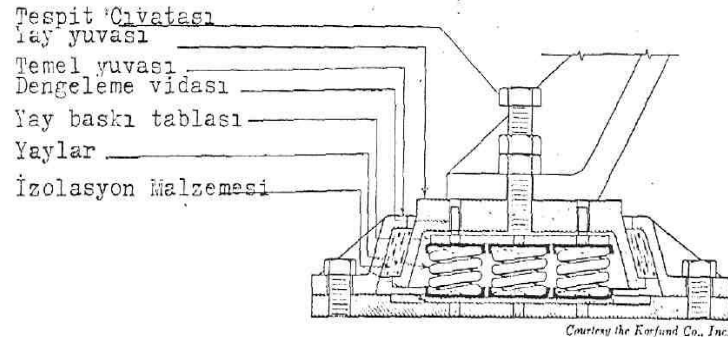
Madeni yaylar yardımıyla, pratikte rastlanan titreşimlerin çoğu izole edilebilir. Yay özelliğinin kati şekilde belirgin olması, makine işleme frekansı ile taşıyıcı sistemin (makine temelinin) zati frekansları arasında gerekli farkın temin edilmesine imkân sağladığından uygulamada çok sık kullanılırlar. Ayrıca, temelde zorlayıcı kuvvet titreşim amplitüdleri, yaylar sayesinde oldukça küçültüleceği gibi titreşim enerjisi de kısmen sönümlenir. Spiral çelik yayların diğer bir avantajı da, titreşimlerin etrafa yayılmasını büyük ölçüde önleyebilmeleridir.



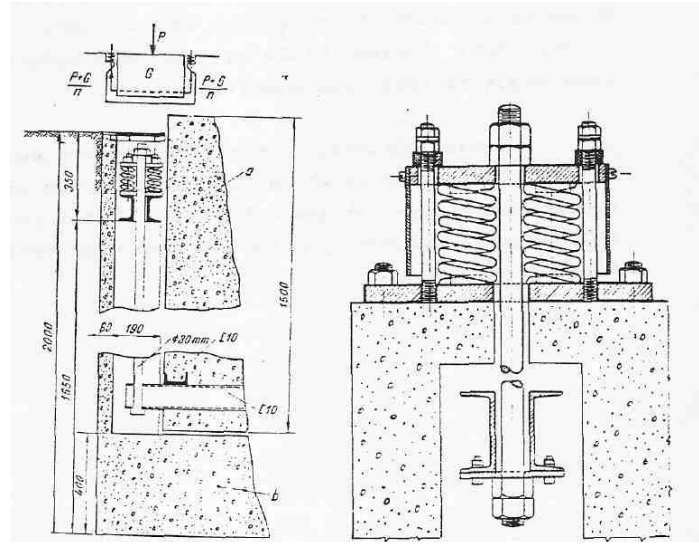
Şekil 9.9 Yay kutusu içerisinde spiral çelik yaylarla titreşimin sönümleşmesi.

Daha ağır makineleri bir zemin üzerine oturturken, titreşim yalıtımı için grup şeklinde toplanmış yay üniteleri kullanılmalıdır.(Şekil 9.9) Yaylar çok küçük sönüm katsayısına sahiptirler ve çok az enerji dağıtabilmektedirler. Bu sebepten dolayı, kritik frekans bölgelerinde uzun müddet çalışacak olan makinelerin yalnız yaylarla izole edilmesi hatalıdır. Bundan dolayı rezonans durumunda uzun müddet çalışacak fonksiyon elemanlarında amplitüdlerin fazla büyümesine engel olmak için, mutlaka hareketi sınırlayan sönümleyici elemanların sisteme yerleştirilmesi gereklidir.

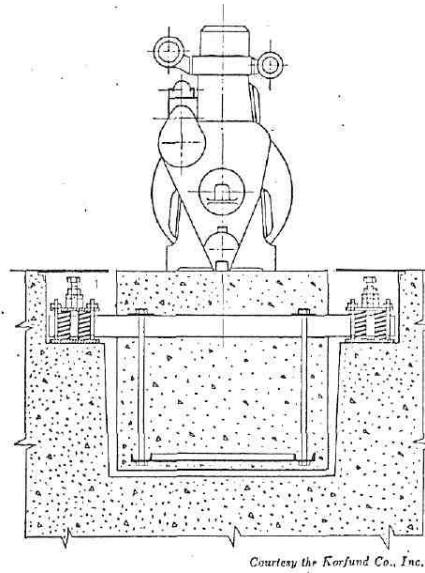
Çelik yaylar üzerine gelen makine ve temelin ağırlıkları büyük olduğundan, yay elemanlarının üst ve alttan ankre edilmelerine gerek yoktur. Fakat kendi muhafazası içinde kaymaya karşı emniyetli olarak teşkil edilmeli ve civara gürültü iletilmemesi için muhafazanın altına ve üstüne taşıyıcı özelliği olan yalıtım plakaları konulmalıdır. Ayrıca yaylar gerektiğinde kontrol edilebilecek şekilde yerleştirilmelidirler. Yay sönümleyiciler çevre şartlarından etkilenir ve korozyona karşı korunmalıdır.



Şekil 9.10. Yay Kutusu İçerisindeki Spiral Çelik Yaylarla Titreşimin sönümlenmesi.



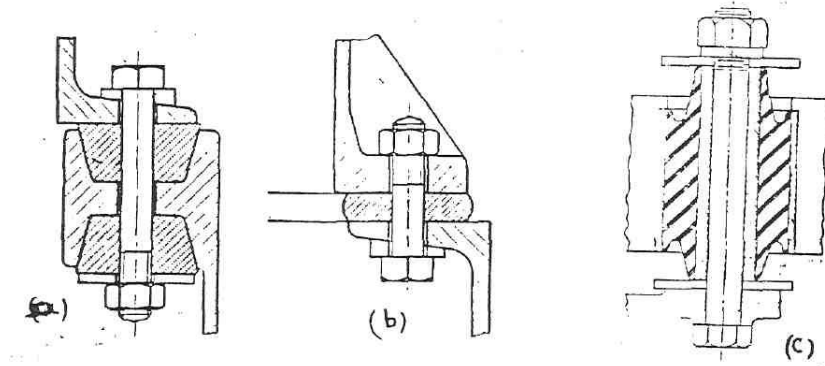
Şekil 9.11. a) Yaya Asılı Temel b) Asılı Temelin Yay Muhafazası



Şekil 9.12. Asılmış Tip Sönümleyici İle makine Temeli

9.4.2 Kauçuk Elemanlar

Kauçuk, titreşimlerin ve gürültünün söndürülmesi bakımından iyi bir tecrit malzemesidir. Fazla ağır olmayan makineler çok iyi bir şekilde lastik yaylar yardımıyla temelden izole edilebilirler. Kauçuk elemanlarla yapılan yalıtım işleminde, kauçuğun gereken fonksiyonu yapabilmesi için konstrüksiyonun doğru olması şarttır. Mesela konstrüksiyonda kauçuk elemana, üzerine kuvvet geldiği takdirde "yana kaçma" imkanı bırakılmalıdır. Bu imkan verilmezse sıkışan kauçuk sönümleyici özelliklerini kaybederek rijit bir elemandan farksız olur. Şekil 9.13. (a) ve (b) de hatalı iki konstrüksiyon gösterilmiştir, (a) da madeni kontakt olduğu için kauçuk yayın hiç bir fonksiyonu yoktur (b) de ise, deformasyon imkanından mahrum lastik yay titreşim yalıtımı yönünden tamamen tesirsizdir. Şekil 9.13.(c) de değişik bir konstrüksiyon gösterilmiştir. Elastik eleman doğru olarak yerleştirilmiştir.



Şekil 9.13. Kauçuk Elemanlarla Titreşimlerin Sönümlenmesi.

Başka bir misal olarak, ön gergili bir sistemde lastik eleman önceden fazlaca sıkıştırılmış olursa titreşim yalıtımı bakımından hiçbir faydası olmaz. Çünkü elastik sınırı aşan zorlamalarda, lastiğin yaylanma kabiliyeti azalmakta ve ilave dinamik tesirlerde lastik eleman herhangi bir yaylanma yapamamaktadır. Şu husus unutulmamalıdır ki, en yumuşak lastik çeşitleri bile gayri müsait şartlarda tamamen rijit olurlar. Ağır makineler, büyük fakat ince lastik levhalarla izole edilecek olurlarsa bu hatalıdır. Çünkü ezilen lastik levhalar tamamen madeni kontakta sebep olurlar. Ayrıca lastik elemanın ömrü, yüklenme durumuna da tabidir.

Sabit bir yüklemenin tesirine maruz kalan lastiğin deformasyonu sabit olmayıp yüklenme devam ettiği takdirde artmaktadır. Yani bir "creep" sünme olayı mevcuttur. Eğer lastik yayın boyutları kafi derecede büyük ise "creep" olayı pek önemli

değildir. Daimi yük altında müsaade edilen gerilme $\sigma_z = 120 \text{ N/cm}^2$ yi aşmamalıdır. Kauçuk 25°C nin altında ve 60°C nin üstündeki sıcaklıkta daimi bir harekete tahammül edemez. Elastisite modülü $100\text{--}900 \text{ N/cm}^2$ arasında olup, 16 mm kalınlığındaki suni kauçuk üzerinde yapılan deneylerde müsaade edilen basınç $\sigma_z = 5.0 \text{ N/cm}^2$ elastisite modülü $E = 650 \text{ N/cm}^2$ ve sönümleme katsayısı 0.36 bulunmuştur. Tabii ve sentetik kauçuklar ve diğer plastik malzemeler lastiğin mekanik özelliğine sahiptirler. Makine konstrüksiyonunda tek başına lastik yaylarla yapılmış tertiplere çok az rastlanır. Çok defa çelik yaylara ilaveten kullanılır.

9.4.3 Pnömatik Sönümleyici

Pnömatik sönümleyicilerde esneklik malzemesi olarak gaz ya da hava kullanılır. Pnömatik bir yayın rijitliği adyabatik basıncı yöneten gaz kuralları ile elde edilir. V_1 hacminde ve p_1 basıncında hava bulunan bir piston sistemi düşünölsün (Şekil 9.14). P kuvveti pistonu etkisin ve δ yer değıştirmesi elde edilsin. Piston alanı A ve elde P/A ile elde edilen yeni basınç p_2 ise Boyle kanununa göre,

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \text{ dir.} \quad (9.5)$$

n burada bir indekstir. Ayrıca,

$$V_2 = V_1 - \delta A \quad (9.6)$$

$$\frac{P}{A} (V_1 - \delta A)^n = p_1 V_1^n \text{ dir.} \quad (9.7)$$

Ya da,

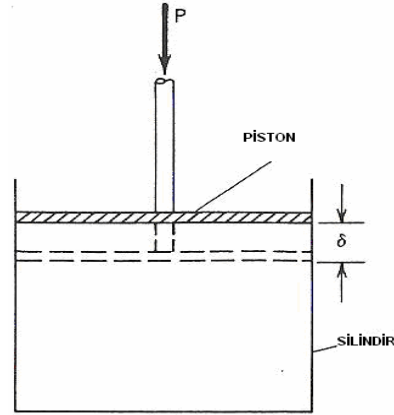
$$P = p_1 A \left(\frac{1}{1 - \frac{A}{V_1} \delta} \right)^n \text{ olur.} \quad (9.8)$$

Bu denklemin δ ya göre adi türevi alınırsa,

$$k = \frac{dP}{d\delta} = \frac{n p_1 A^2}{V_1} \left(\frac{1}{1 - \frac{A}{V_1} \delta} \right)^{n+1} \text{ elde edilir.} \quad (9.9)$$

Eğer hacimdeki değışiklik küçükse, yukarıdaki denklem aşağıdaki gibi olur.

$$k = \frac{np_1 A^2}{V_1} \quad (9.10)$$

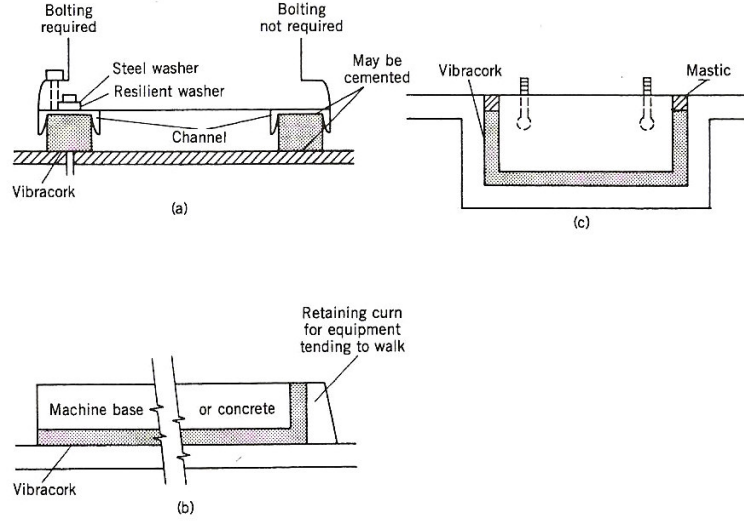


Şekil 9.14. Pnömatik Sönümleyicinin Çalışma Prensibi

9.4.4 Mantar

Mantar, yoğunluğunun az oluşu, gaz ve sıvıları geçirmeyişi , ısı nakli katsayısının düşüklüğü ve toplam hacminin % 25'ine kadar deforme olabilmesi açısından çok iyi bir sönümleyicidir. Bu nedenle, kullanma alanı oldukça fazladır. İnce bir şekilde öğütülen mantar, suda erimeyen bir madde ile karıştırılıp plakalar halinde sıkıştırılır.

Bu yolla elde edilen plakalar çok iyi birer titreşim sönümleyicisi olup 150 N/cm^2 'ye kadar gerilme yaratan yüksek devirli makinelerin temelleri için uygundur. Kırılma mukavemetleri 500 N/cm^2 'dir. Yüksek devirli makinelerin temellerinde 12 cm 'ye kadar üst üste konur ve kaymamaları için çelik bir çerçeveye yerleştirilirler. Bu çerçeve ayrıca yanıl genleşmeyi önlediğinden düşey yaylamada mantarın daha iyi çalışmasını sağlar. Elastisite modülü $800\text{--}2500 \text{ N/cm}^2$ arasında değişir. Tabii mantarın, müsaade edilen 20 N/cm^2 'lik basınçta elastisite modülü $750\text{--}2000 \text{ N/cm}^2$ arasında değişir. Sönümleme katsayısı 0.008 'dir. Yatay deformasyonu önlemek için, mantar yastıkları tabakalandırılmalı ya da Şekil 9.15 deki sistem uygulanmalıdır.



Şekil 9.15. Tipik Mantar Sönümleyici Kullanımı a) Hafif makineler İçin Yükün Mantara Aktarılması İçin Kanallar Kullanımı b) Ağır makine ve Temeller İçin Mantarın Sürekli Tabakası c) Tabanın Altındaki Beton Temel Üzerinde İzolasyon İçin Mantar.

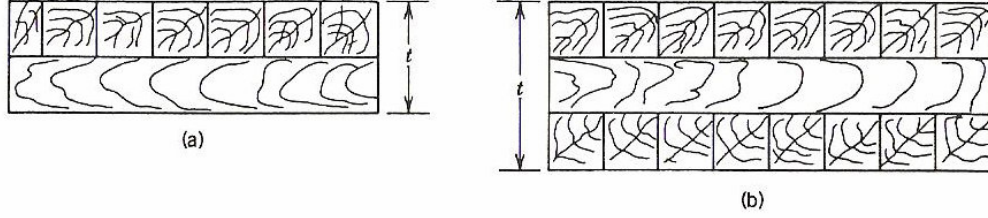
9.4.5 Keçe

Keçe, yünün buharlı makine altında belirli bir hazırlamadan sonra sıkıştırılmasıyla elde edilir. Nem ve kuru hava ile uzun süre temasta elâstik özelliklerini kaybedip katılaştığından dinamik tesirlerin sönümleyicisi olarak daimi bir yapı malzemesi değildir. Sesin yayılmasını önleyici etkisi olduğundan genellikle örs temellerinde tercih edilir. Kalınlıkları 2-4 cm arasında değişir. Levhalar üst üste konularak daha kalın levhalar halinde de bulunabilir. Keçenin basınç mukavemeti 600 N/cm^2 arasında değişir.

9.4.6 Ahşap

Ahşap, genellikle örs temelleri altında, tabakalar halinde kullanılır. Meşe en iyi sönümleyici olup çam diğer sert ahşabın bulunmadığı yerlerde kullanılır. Tecrübelerden edinilen bilgiye göre ahşap sadece 2 tonluk bir şahmerdana kadar sönümleyici olarak kullanılabilir.

Orta kaliteli ahşabın basınç ve çekme mukavemeti 1000 N/cm^2 (liflere paralel) elastisite modülü de $10 \times 10^5 - 18 \times 10^5$ arasında değişir.



Şekil 9.16. Multi Tabakalı Ahşap Yastıklar a) İki Tabakalı b) Üç Tabakalı.

9.4.7 Doku Lastik Plakalar

İçinde ipler bulunan 25/25 cm lik levhalardır. Kalınlıkları 2,5 ile 12 cm arasında değişir. Müsaade edilen basınç mukavemetleri $\sigma_z = 400 \text{ N/cm}$ elastisite modülleri 2500-5000 N/cm^2 arasında değişir.

9.4.8 Örgülü, hasır plakalar

Kalınlıkları 0.3 ile 2 cm arasında değişir. Tavsiye amacıyla, yay elemanları ile temel betonu arasında gözenekleri yok etmek, uygun bir yük dağılımı sağlamak maksadıyla kullanılır. Müsaade edilen basınç mukavemetleri $\sigma_z = 800 \text{ N/cm}^2$ ve elastisite modülleri 50000 - 100000 N/cm^2 arasında değişir.

9.5 Sönümleyiciler Üzerindeki Temel İçin Tasarım Prosedürü

Dik doğrultuda dengelenmemiş kuvvet bileşeni olan makineleri destekleyen ve sönümleyiciler üzerine oturan bir temel için tasarım prosedürü aşağıda verilmiştir.

1. Tasarım Verileri: makine ve zemin hakkındaki ve genlik limitleri ile ilgili verilerin toplanması.
2. Birinci Deneme: Genlik limitlerini sağlayacak sönümleyici kullanmadan temelin tasarımını denemesi.
3. İkinci Deneme: makine ve mevcut boşluk için minimum temel boyutu ihtiyacına bağlı olarak, zeminle temasta olacak temel alanının ve ağırlığının seçilmesi.
4. Zeminin eşdeğer yay katsayısının bulunması.
5. Zemin üzerinde bütün sistemin doğal frekansının bulunması.
6. Frekans oranlarının bulunması. r_1

7. Zemin üzerindeki sistemin genliğinin bulunması.
8. Sönümleme derecesinin bulunması.
9. Frekans oranlarının bulunması. r_2
10. w_2^2 nin bulunması.
11. Sönümleyicinin toplam dik dijitalığının bulunması.
12. Sönümleyici tipinin seçilmesi.
13. Sönümleyiciler üzerindeki sistemin titreşim genliğinin bulunması.
14. Her bir yaya gelen gerçek kuvvetin bulunması.
15. Yayda güvenliğin kontrol edilmesi.

9.6 Makine Temellerinin Korunmasında Kullanılan Malzemeler

Makine temel betonu, kimyasal maddelerin zararlı etkilerine karşı uygun bir kaplama maddesi vasıtasıyla korunmalıdır. Diğer beton yapılarda kullanılan metodlar, makine temeli betonu için de geçerlidir. Bitüm, temel betonunu en iyi koruyan kaplama malzemesidir. Bu malzeme, sıcaklık değişimine ve neme karşı yeterince dirençlidir. Ayrıca, bitüm karışımından dolayı, sıcak veya soğuk haliyle uygulanabilir.

Ahşabın çürümesini engellemek için alkali, çinko, bakır, civa, demir ve alüminyum tuzları veya yağlı akışkanlar kullanılır. Ahşabın fazla rutubetli yerlerde kullanılması halinde, yapılan kaplama kısa zamanda fonksiyonunu yitirir.

10. MAKİNA TEMELLERİNİN YAPIM DETAYLARI

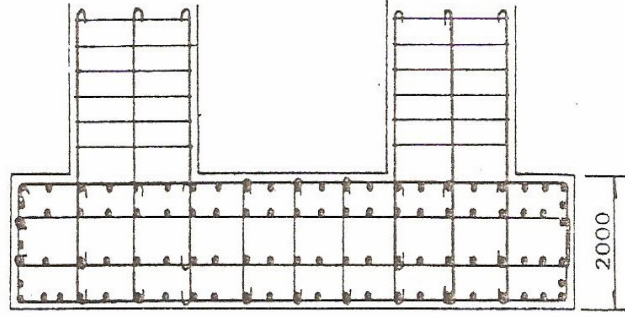
Bu bölümde tasarımcı kadar sahadaki mühendisi de ilgilendiren makine temellerinin yapım detayları genel hatlarıyla anlatılmıştır.

10.1 Temel Betonunun Dökülmesi

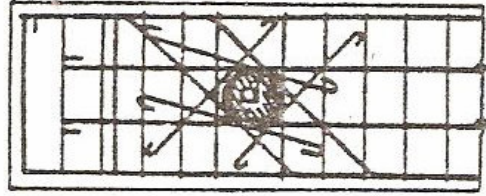
Temel betonu yatay tabakalarda dökülmelidir. Beton dökülmesi işlemi tek bir operasyonda bitirilmelidir ve temel gövdesinde soğuk birleşimler oluşmamasına dikkat edilmelidir. Çerçeve temeller halinde, önce taban döşemesinin betonu dökülmelidir ve üst yapının betonunun dökülmesi bir süre ertelenebilir. Birleşim noktalarının yerleri tasarımcı tarafından dikkatlice seçilmelidir ve yapının performansı açısından da uygulama mühendisi tarafından gereken önem verilmelidir. Eski beton üzerine beton dökülmeden önce, üst yüzey tel fırça ile fırçalandıktan sonra yeni beton dökülmeden önce ince bir çimento şerbeti tabakası eski yüzey üzerine uygulanmalıdır.

10.2 Donatı Düzenlemesi

Donatı düzenlemesi bütün yüzeyler üzerinde, boşluklar çevresinde uygulanmalıdır. Blok tip temellerde ve çerçeve temellerin taban döşemelerinde üç doğrultuda donatı kullanılır. Blok temellerde beton hacmine göre minimum donatı $25 \text{ kg} / \text{m}^3$ olmalıdır. 16 – 25 mm çapında donatılar genellikle kullanılır. Donatının korunması için beton tabakası altta en az 75 mm, yanlarda ve üstte ise en az 50 mm olmalıdır. Çerçeve temellerin alt döşemelerinde donatı yoğunluğu $50 \text{ kg} / \text{m}^3$ civarında olmalıdır. Dairesel boşluklar için, donatılar daire çapının 50 katı bir uzunlukta üst üste bindirilmeli ya da kesişim noktalarının ötesinde çapın 40 katı kadar uzatılmalıdır. Bütün boşluklar çevresinde çelik donatı boşluğun kesit alanının yüzde 0.5 – 0.75 i kadar olmalıdır. Bu bir kafes formu şeklinde sağlanır (Şekil 10.2). Şekil 10.1 de çerçeve temeller için taban döşemesi donatı detayı için tipik bir örnek görülmektedir.

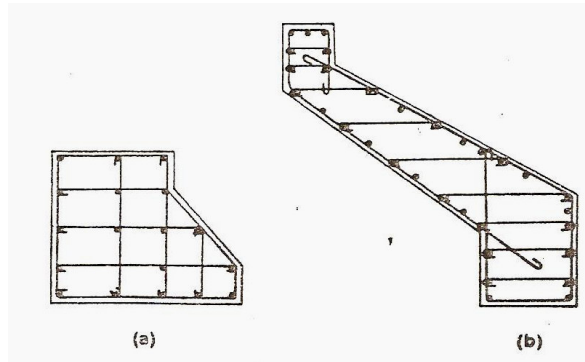


Şekil 10.1 Çerçeve Temelin Taban Döşemesinde Tipik Donatı Detayı

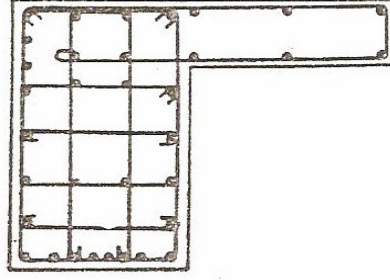


Şekil 10.2 a Boşluğu Çevresinde Tipik Donatı Detayı

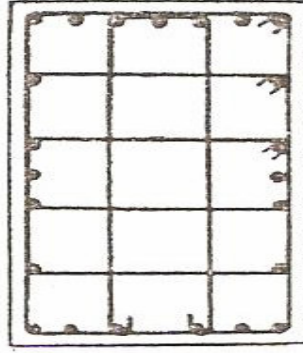
Şekil 10.3 – 10.5 de çerçeve temeller için tipik detaylar gösterilmiştir. Şekil 10.6 ise tipik bir kolon kiriş birleşim bölgesi detayını göstermektedir.



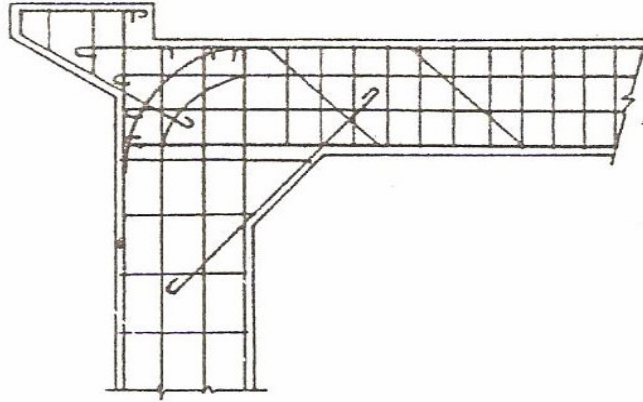
Şekil 10.3 Çerçeve Temel İçin Tipik Kiriş Donatı Detayı



Şekil 10.4 Boyuna Kiriş Tipik Donatı Detayı



Şekil 10.5 Tipik Kolon Donatı Detayı

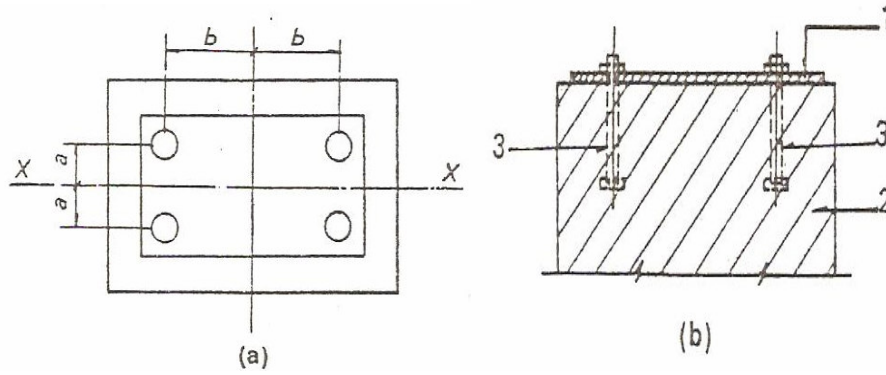


Şekil 10.6 Kolon-Kiriş Birleşim Detayı

10.3 Birleşim Elemanları

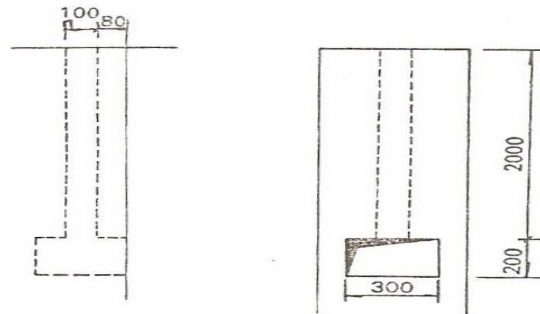
Makineler genellikle temele taban plakaları ve ankraj bulonları ile sabitlenirler. Bu amaçla, temel betonu dökülmesi taban plakası seviyesinde durdurulmalıdır. Bu boşluk çimento şerbetiyle doldurulmalıdır. 20–30 cm genişliğinde taban plakaları için, 2–3 cm kalınlık idealdir. Daha geniş plakalar için kalınlık 5 cm ye kadar çıkabilir.

Taban plakları temele ankraj bulonları ile sabitlenir. Bunun için bulonlar taban plakasındaki deliklere uygun şekilde yerleştirilmelidir. Bu bir şablon kullanılarak yapılabilir. Bütün bulonlar şablona doğru pozisyonunda vida somunları ile yerleştirilir ve betonun prizinden sonra çıkarılır. Ankraj bulonları için betonda uygun boşluklar bırakmakta uygundur. Bu boşluklar daha sonra çimento şerbeti ile doldurulur. Şekil 10.8 de bir ankraj bulonu deliği detayı görülmektedir. Cıvata delikleri tabanda yatay bir tüp şeklinde boşluk içine açık şekilde olmalıdır. Böylece deliklerin beton dökülmeden önce temizlenmesi sağlanır. Bulon delikleri çok fazla olmamalıdır. 15x15 cm boyutlarında bir delik yeterlidir. Bulon deliği köşesinden temelin en yakın köşesine 8 cm uzaklık sağlanmalıdır. Cıvata boyu çapın 30–40 katı kadar olmalıdır. Şekil 10.7 de ankraj bulonu yerleşim detayı görülmektedir. Tipik bir ankraj bulonu bağlantısı Şekil 10.9 da görülmektedir.

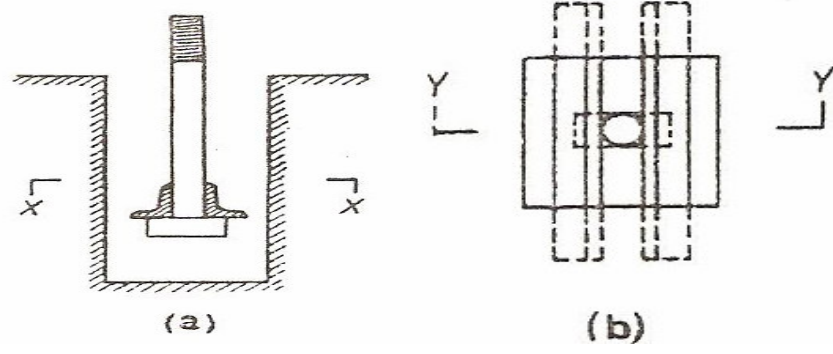


Şekil 10.7 Ankraj Bulonu Yerleşim Detayı

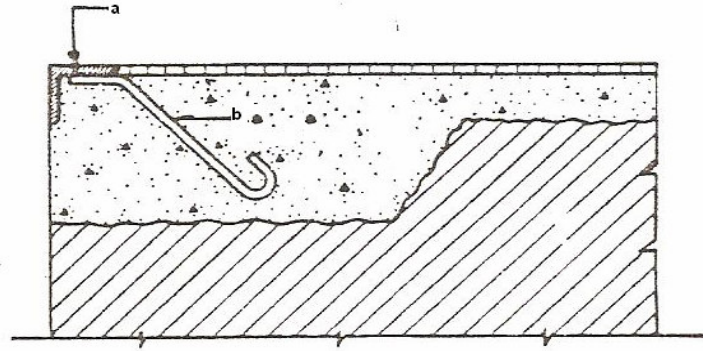
a) Plan b) x-x Kesiti, 1)Şablon, 2) Temel, 3) Ankraj Bulonu



Şekil 10.8 Köşeye Yakın Ankraj Bulonu Deliği Detayı



Şekil 10.9 Tipik Ankraj Bulonu Bağlantı Detayı a) y-y Kesiti b) x-x de Plan Temel köşeleri çelik köşebentler ile korunmalıdır (Şekil 10.10). Bunlar genellikle 75x75x8 mm boyutundadır.



Şekil 10.10 Tipik Bir Köşe Detayı a) Köşebent b) Kanca

11. SİMETRİK OLMAYAN MAKİNE TEMELLERİ

Makine temellerine statik yüklerin yanında dinamik yüklemelerde etkimekte ve sonuçta atalet kuvvetleri oluşmaktadır. Sistemin dayanımının yanında işletme esnasında oluşacak titreşim genliklerinin sınırlandırılması, makine temellerinin boyutlandırılmasının esasını teşkil etmektedir.

Bu bölümde, makine temellerinin boyutlandırılmasında, temel-makine ve mesnetlenmenin planda birbirine dik iki eksene göre simetrik olarak yapımına itina edildiği ancak

- a) Bazı zamanlarda temelin kendisinin veya mesnet durumunun tam simetrik olmaması,
- b) Makinenin simetrik durumu oluşturacak şekilde temele yerleştirilmemesi,
- c) Hasara uğramış, zayıflamış ve yeterince görev yapamaz hale gelmiş temellerin takviyesinin tam simetrik yapılamaması,
- d) Bir başka binada konfor titreşimlerinin dışında zararlı titreşimler yaratması sebebiyle temelin onarımının gerekmesi ve bunun tam simetrik olarak yapılamaması

gibi durumlarda ister istemez belirli bir ölçüde simetriden uzaklaşıldığı göz önüne alınmış ve bu simetriden sapmaların temellerinin davranışına etkisi incelenmiştir.

Makine-temel-mesnet sisteminin planda birbirine dik iki düzleme göre simetrik olmaması durumunda, sistemin özel ve zorlanmış titreşimleri incelenmiş, bu titreşimlerin periyot ve genliklerinin hesabı ile zorlanmış titreşimler durumunda titreşim genliklerinin sınırlı kalmasının nasıl temin edileceği gösterilmeye çalışılmıştır.

Sistem ile ilgili olarak şu kabuller yapılmıştır.

- a) Makine-temel sistemi, planda birbirine dik iki düzleme göre simetrik değildir. Temel tabanının ağırlık merkezi ile mesnet elemanlarının elastik merkezi aynı düşey eksen üzerindedir.
- b) Sistemin mesnet elemanları aynı yatay düzlemde ve sistemin ağırlık merkezinden “s” mesafededir.
- c) Malzeme lineer elastiktir, yerdeğiştirme ve dönmeler yeterince küçüktür. Simetriden sapma değerleri (δ_x ve δ_y) küçüktür.
- d) Sönümün etkisi dikkate alınmamıştır.

Makine ile beraber bazen temel kütlelerinin tamamı ve bazen de ancak bir kısmı katı cisim olarak kabul edilebilir. Bu ikinci durumda temel sistemi iki alt sistemden oluşmaktadır. Katı cisimden oluşan sistem A, elastik kısımdan oluşan sistem B.

Sistem A'nın mesnet elemanlarının birbirinden bağımsız, kütsesiz, lineer elastik oldukları ve aynı bir yatay düzlemde (x_0y_0 düzlemi) bulundukları kabul edilmiştir. Bu nedenle hareket denklemlerine, bu mesnet elemanlarının sadece yay sabitlerinin gireceği bilinmektedir.

Sistem B, genel olarak x ve y eksenleri doğrultusunda birbirinden bağımsız kabul edilebilen kiriş veya çerçevelerden oluşmaktadır. Bunlar arasında bir döşemenin bulunması halinde bu kısım yatay düzlem içindeki hareketler için katı cisim gibi kabul edilebilir. Sistem B'nin böyle ayrık kütlelerden oluşması halinde bu kısmın katı cismin hareketine etkisinin, bu ayrık kısımların birbirinden bağımsız etkilerinin toplamı şeklinde olacağı açıktır.

S, M : Katı cismin ağırlık merkezini ve kütlelerini,

O : Sistem A'daki mesnet elemanlarının bulundukları yatay düzlem içindeki elastik merkezini ve aynı zamanda temel tabanının geometrik merkezini,

$k_x, k_y, k_z - d_x, d_y, d_z$: Mesnet elemanlarının, sırasıyla x, y, z eksenleri doğrultularında ötelenme ve etrafında dönme rijitlik değerlerini,

u_n, v_n, w_n : Sistemin bir N noktasındaki, sırasıyla x, y, z eksenleri yönünde pozitif kabul edilen yerdeğiştirmelerini,

$\phi_{xn}, \phi_{yn}, \phi_{zn}$: Sistemin bir N noktasında, sırasıyla x, y, z eksenleri etrafında sağ el kaidesine göre pozitif olarak kabul edilen dönmeleri,

δ_x, δ_y, s : Katı cismin S ağırlık merkezi ile O elastik merkezi arasındaki, sırasıyla x, y, z eksenleri yönündeki mesafeleri (δ_x ve δ_y ilgili eksenin pozitif bölgesinde iken (-), negatif bölgesinde iken (+) işareti alınacaktır)

11.1 Düşey Yük Yaratan Makine Temeli

Düşey doğrultuda dinamik yük yaratan, dört silindirli dizel bir makine için uygun bir temel yapılacaktır. Öngörülen temel şekli aşağıdaki gibidir.

Veriler:

Makinenin ağırlığı ve kütlesi $W_1 = 40 \text{ kN}$ $M_1 = 4,08 \text{ kNs}^2/\text{m}$

Motorun ağırlığı ve kütlesi $W_2 = 20 \text{ kN}$ $M_2 = 2,04 \text{ kNs}^2/\text{m}$

Temelin ağırlığı ve kütlesi $W_3 = 594 \text{ kN}$ $M_3 = 60,55 \text{ kNs}^2/\text{m}$

Sistemin ağırlığı ve kütlesi $W = 654 \text{ kN}$ $M_R = 66,67 \text{ kNs}^2/\text{m}$

Makinenin çalışma hızı $\omega = 125,66 \text{ s}^{-1}$

Harmonik olan düşey zorlayıcı kuvvetin genliği $P_z \pm 15 \text{ kN}$

Temel üst seviyesinde müsaade edilen genlik $0,04 \text{ mm}$

Zemin cinsi katı kil

Müsaade edilen genlik çok küçük olduğundan, temel bloğunun altına yaylardan oluşan mesnet elemanları konulacaktır. Yaylar rijit bir tabana yerleştirilir ve temel bloku bunların üzerine oturtulur.

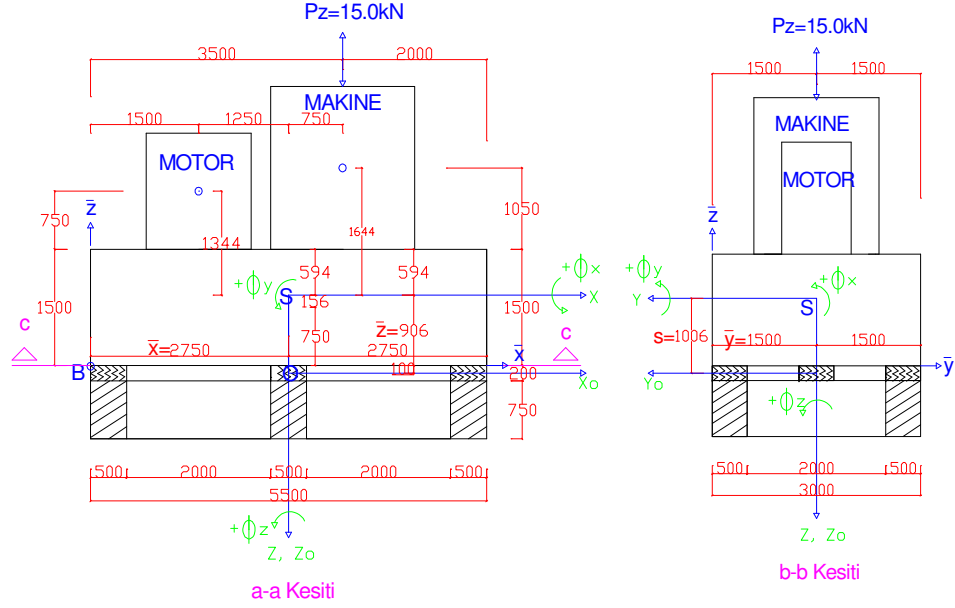
Zemin sert ve yayların oturduğu taban küçük ve rijit olduğundan, hesaplarda zemin etkisinin önemi yoktur. Rijit bir tabana oturan yaylara mesnetli temel sisteminin serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşim genlikleri hesaplanacaktır.

a) Sistemin ağırlık merkezinin tayini:

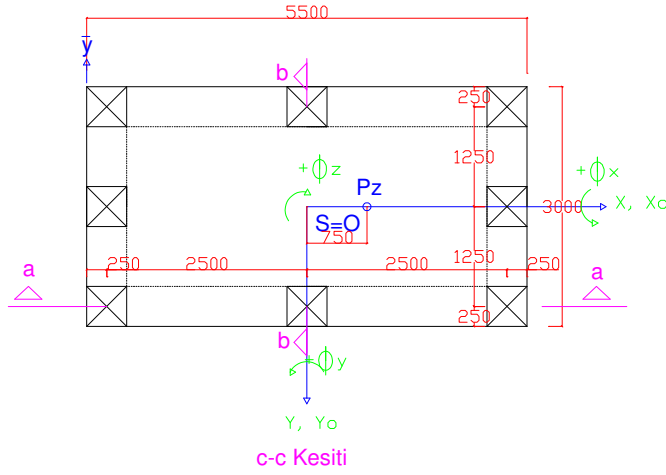
Sistemimiz xz düzlemine göre simetriktir. Ağırlık merkezinin tayini için bir Bxyz koordinat sistemi seçelim.

$$\bar{x} = \frac{\sum W_i \bar{x}_i}{\sum W_i} = \frac{40 * 3,50 + 20 * 1,50 + 594 * 2,75}{654} = 2,757 \text{ m}$$

$$\bar{z} = \frac{\sum W_i \bar{z}_i}{\sum W_i} = \frac{40 * 2,55 + 20 * 2,55 + 594 * 0,75}{654} = 0,906m$$



Ölçüler mm dir.



Şekil 11.1. Dizel Makine Temeli

b) Kütle atalet momentleri

Sistemin ağırlık merkezinden geçen eksenlere göre kütle atalet momentleri

$$I_{sox} = 4,08 * (1,644)^2 + 2,04 * (1,344)^2 + 60,55 \left[\frac{1}{12} * (3,00^2 + 1,50^2) + (0,156)^2 \right]$$

$$= 72,95 kNms^2$$

$$I_{soy} = 4,08 * (1,644)^2 + 2,04 * (1,344)^2 + 60,55 \left[\frac{1}{12} * (5,50^2 + 1,50^2) + (0,156)^2 \right]$$

$$= 180,20 kNms^2$$

$$I_{soz} = 4,08 * (0,75)^2 + 2,04 * (1,25)^2 + 60,55 \left[\frac{1}{12} * (3,00^2 + 5,50^2) + 0^2 \right]$$

$$= 203,54 kNms^2$$

c) Mesnet elemanlarının elastik merkezinin yeri

Temelin oturduğu yaylar, planda her iki eksene göre simetrik ve yay rijitlikleri de eşit olduğundan temel tabanının merkezindedir.

O ve S merkezleri aynı düşey çizgi üzerindedir.

$$s = 0,906 + 0,20/2 = 1,006 \text{ m} \quad \delta_x=0, \quad \delta_y=0$$

d) Hareket denklemlerindeki katsayıların hesabı:

Mesnet elemanı olarak sadece yaylar söz konusu olduğundan zemin ile ilgili terimler ortadan kalkar.

Mesnet elemanları, her biri 9 adet spiral yaydan ibaret olan 8 adet yay kutusundan oluşmaktadır. Bir yay kutusu ve tüm mesnet elemanları için öteleme rijitlikleri

$$k_{xn}=1269 \text{ kN/m} \quad , \quad K_x= K_{xa}=\sum k_{xn} = 8*1269 = 10152 \text{ kN/m}$$

$$k_{yn}=1269 \text{ kN/m} \quad , \quad K_y= K_{ya}=\sum k_{yn} = 8*1269 = 10152 \text{ kN/m}$$

$$k_{zn}=1735,2 \text{ kN/m} \quad , \quad K_z= K_{za}=\sum k_{zn} = 8*1735,2 = 13881,6 \text{ kN/m}$$

şeklinde belirlenmiştir. Dönme rijitlikleri ise ihmal edilmiştir.

$$d_{nx} = d_{ny} = d_{nz} = 0$$

$$D_{\phi_{ox}} = \sum y_{on}^2 k_{zn} + s^2 K_{ya} - sW$$

$$=3*1,25^2*1735,2*2 + 1,006^2*10152 - 1,006*654 = 25883,6 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oy}} = \sum x_{on}^2 k_{zn} + s^2 K_{xa} - sW$$

$$=3*2,50^2*1735,2*2 + 1,006^2*10152 - 1,006*654 = 74686,3 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oz}} = \sum x_{on}^2 k_{yn} + \sum y_{on}^2 k_{xn}$$

$$=3*2,50^2*1269*2 + 3*1,25^2*1269*2 = 59484,4 \text{ kNm}$$

e) Serbest titreşim frekansları :

Düşey titreşim ve düşey eksen etrafında dönme hareketi için tabii açısal frekanslar

$$\lambda_z = \sqrt{\frac{K_{za}}{M_R}} = \sqrt{\frac{13881,6}{66,67}} = 14,43 s^{-1} \quad \text{düşey tabii frekans}$$

$$\lambda_z = \sqrt{\frac{D_{\phi_{oz}}}{I_{soz}}} = \sqrt{\frac{59484,4}{203,54}} = 17,10 s^{-1} \quad \text{dönme tabii frekans}$$

şeklinde hesaplanır.

x ve y eksenleri doğrultusunda sadece öteleme halinde tabii açısal frekanslar

$$\lambda_x^2 = \frac{K_{xa}}{M_R} = \frac{10152}{66,67} = 152,27 s^{-2}$$

$$\lambda_y^2 = \frac{K_{ya}}{M_R} = \frac{10152}{66,67} = 152,27 s^{-2}$$

olarak bulunur.

$$D'_{\phi_{oy}} = D_{\phi_{oy}} - s^2 K_{xa} = 74686,3 - 1,006^2 * 10152 = 64412,1 \text{ Knm}$$

$$D'_{\phi_{ox}} = D_{\phi_{ox}} - s^2 K_{ya} = 25883,8 - 1,006^2 * 10152 = 15609,6 \text{ Knm}$$

$$I'_{soy} = I_{soy} + s^2 M_R = 180,2 + 1,006^2 * 66,67 = 247,7 \text{ Knms}^2$$

$$I'_{sox} = I_{sox} + s^2 M_R = 72,95 + 1,006^2 * 66,67 = 140,4 \text{ Knms}^2$$

elde edilir.

O'dan geçen x_0 ve y_0 eksenleri etrafında dönme hareketlerinin açısal frekansları

$$\lambda_{\psi_{ox}}^2 = \frac{D'_{\phi_{ox}}}{I'_{sox}} = \frac{15609,6}{140,4} = 111,18 s^{-2}$$

$$\lambda_{\psi_{ox}} = 10,54 s^{-1}$$

$$\lambda_{\psi y}^2 = \frac{D'_{\phi y}}{I'_{soy}} = \frac{64412,1}{247,7} = 260,04 s^{-2}$$

$$\lambda_{\psi y} = 16,13 s^{-1}$$

olarak hesaplanır.

Kütle atalet momentlerinin oranları

$$\mu_x = \frac{I_{sox}}{I'_{sox}} = \frac{72,95}{140,4} = 0,52$$

$$\mu_y = \frac{I_{soy}}{I'_{soy}} = \frac{180,2}{247,7} = 0,728$$

dir.

Öteleme ve dönme hareketleri için frekans denklemleri

$$\lambda^4 - \left(\frac{\lambda_{\psi y}^2 + \lambda_x^2}{\mu_y} \right) * \lambda^2 + \left(\frac{\lambda_{\psi y}^2 * \lambda_x^2}{\mu_y} \right) = 0$$

$$\lambda^4 - \left(\frac{260,04 + 152,27}{0,728} \right) * \lambda^2 + \left(\frac{260,04 * 152,27}{0,728} \right) = 0$$

$$\lambda^4 - 566,36 * \lambda^2 + 54390,51 = 0$$

ve

$$p^4 - \left(\frac{\lambda_{\psi x}^2 + \lambda_y^2}{\mu_x} \right) * p^2 + \left(\frac{\lambda_{\psi x}^2 * \lambda_y^2}{\mu_x} \right) = 0$$

$$p^4 - \left(\frac{111,18 + 152,27}{0,52} \right) * p^2 + \left(\frac{111,18 * 152,27}{0,52} \right) = 0$$

$$p^4 - 506,36 * p^2 + 32556,5 = 0$$

Şeklinde elde edilir. Frekanslar bulunmak istenirse

$$\lambda^2 = \frac{1}{2 * 0,728} \left[(260,04 + 152,27) \pm \sqrt{(260,04 + 152,27)^2 - (4 * 0,728 * 260,04 * 152,27)} \right]$$

$$\lambda^2 = 443,79 s^{-2} \quad ; 122,55 s^{-2}$$

$$\lambda_1 = 21,07s^{-1} \text{ ve } \lambda_2 = 11,07s^{-1}$$

$$p^2 = \frac{1}{2 * 0,52} \left[(111,18 + 152,27) \pm \sqrt{(111,18 + 152,27)^2 - (4 * 111,18 * 152,27 * 0,52)} \right]$$

$$p^2 = 431,10s^{-2} \quad ; 75,52s^{-2}$$

$$p_1 = 20,76s^{-1} \text{ ve } p_2 = 8,69s^{-1}$$

olarak elde edilir. Bu şekilde tüm serbest titreşim frekansları hesaplanmış olmaktadır. Bu frekansların, makinenin çalışma frekansına göre çok küçük oldukları ve rezonans durumunun söz konusu olmadığı görülmektedir.

f) Zorlanmış Titreşim Genlikleri

xz düşey düzleminde olup S ve O'dan geçmeyen düşey harmonik zorlayıcı kuvvet vardır.

$$H_{3m} = 15,0 \text{ kN} , \quad H_{5m} = -0,75 * 15,0 = -11,25 \text{ kNm}, \quad H_{1m} = H_{2m} = H_{4m} = H_{6m} = 0$$

şeklindedir.

Buna göre ϕ_{zm} , V_m ve ϕ_{xm} genlikleri sıfırdır.

Düşey genlik

$$W_m = \frac{H_{3m}}{(K_{za} - \omega^2 * M_R)} = \frac{15}{(13881,6 - 125,66^2 * 66,67)}$$

$$= -0,0000144m = 0,0144mm < 0,04mm \text{ (müsaade edilen)}$$

olarak hesaplanır.

$$f_1(\omega^2) = M_R * I_{soy2} * (\lambda_1^2 - \omega^2)(\lambda_2^2 - \omega^2)$$

$$= 66,67 * 180,2 * (443,79 - 125,66^2)(122,55 - 125,66^2) = 28887 * 10^8$$

Yatay genlik

$$u_m = \frac{1}{f_1(\omega^2)} [H_{1m}(D_{\phi y} - \omega^2 I_{soy}) - H_{5m}(s * K_{xa})]$$

$$= \frac{1}{28887 * 10^8} [0 + 11,25(1,006 - 10152)] = 3,977 * 10^{-8} m$$

y ekseninde dönme genliği ise

$$\phi_{ym} = \frac{1}{f_1(\omega^2)} [H_{5m}(K_{xa} - \omega^2 M_R) - H_{1m}(s * K_{xa})]$$

$$= \frac{1}{28887 * 10^8} [-11,25(10152 - 125,66^2 * 66,67) - 0] = -0,406 * 10^{-5}$$

Çok küçük olan u_m değeri ihmal edilerek, temelin üst yüzündeki toplam yatay genlik

$$u_{m,t} = u_m + (h_t - s) * \phi_{ym} = 0 + (1,50 - 1,006) * (-0,406 * 10^{-5})$$

$$= -0,002 \text{ mm} < 0,04 \text{ mm (müsaade edilen) olarak hesaplanır.}$$

Hesaplanan genliklerin, müsaade edilen genlikten küçük olduğu gösterilmiştir.

11.1.1 Bir Doğrultuda Simetriden Sapmaların Titreşime Etkisi

Simetriden sapmaların sistemin titreşimine etkileri araştırılacaktır. Makine ile motor sisteminin hatalı olarak yerleştirildiği düşünülüp aralarındaki mesafe sabit kalacak şekilde x ekseninin pozitif yönünde öteleneceklerdir. Bu esnada temel ile mesnetler sabit kaldığından tüm sistemin simetrisinde x ekseninde doğrultusunda bir bozulma olacaktır.

Bu durumda hareket denklemleri üç denklemlilikli iki sisteme ayrılabilir. Serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşim genlikleri her iki denklem sistemi için ayrı ayrı hesaplanacaktır.

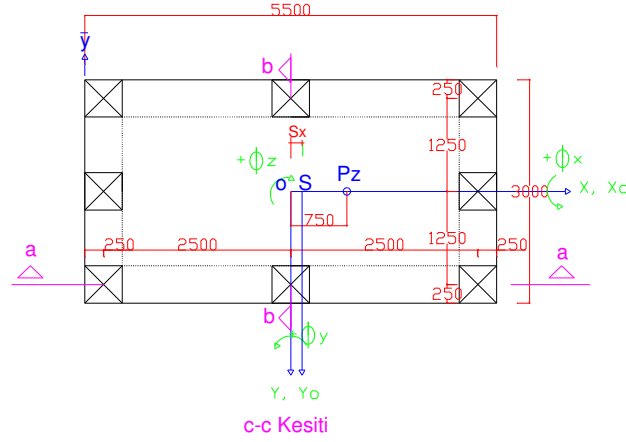
Serbest titreşimler için hareket denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

1.denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} (K_{xa} - \lambda^2 M_R) & 0 & s.K_{xa} \\ 0 & (K_{za} - \lambda^2 M_R) & -\delta_x.K_{za} \\ s.K_{xa} & -\delta_x.K_{za} & (D_{\phi y} + \delta_x^2.K_{za}) - \lambda^2 (I_{soy} + 2\delta_x \int_{\Omega} x_{on} dm + \delta_x^2 M_R) \end{bmatrix} *$$

$$\begin{bmatrix} u_0 \\ w_0 \\ \phi_{yo} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$* \begin{bmatrix} (K_{ya} - p^2.M_R - s.K_{ya} - s.K_{ya} - p^2.I_{sox}) \\ \delta_x.K_{ya} \\ (\delta_x.K_{ya} - p^2 \int_{\Omega} x_{on} z_n dm) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -s.K_{ya} \\ (D_{\phi ox} - p^2.I_{sox}) \\ (\delta_x.K_{ya} - p^2 \int_{\Omega} x_{on} z_n dm) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_x.K_{ya} \\ \delta_x.s.K_{ya} - p^2 \int_{\Omega} x_{on} z_n dm \\ (D_{\phi oz} + \delta_x^2.K_{ya}) - p^2 (I_{soz} + 2\delta_x \int_{\Omega} x_{on} dm + \delta_x^2.M_R) \end{bmatrix}$$



Ölçüler mm dir.

Şekil 11.2. Bir Doğrultuda Simetrik Olmayan Dizel Makine Temeli

Makine ile motorun en fazla ötelendiği 7.durum için hesaplar verilecektir.

$$s.K_{xa} = s.K_{ya} = 1,006 * 10152 = 10212,9kN$$

$$-\delta_x . K_{za} = -0,07 * 13881,6 = -971,7kN$$

$$D_{\phi y} + \delta_x^2 . K_{za} = 74686,3 + (0,07)^2 * 13881,6 = 74754,3kN.m$$

$$I_{soy} + 2\delta_x \int_{\Omega} x_{on} dm + \delta_x^2 . M_R = 185,68 + 2 * 0,07 * (4,08 * 1,35 + 2,04 * 0,65) + (0,07)^2 * 66,67 = 186,97kNms^2$$

$$\delta_x . K_{ya} = 0,07 * 10152 = 710,6kN$$

$$\delta_x . s.K_{ya} = 0,07 * 1,006 * 10152 = 714,9kN$$

$$\int_{\Omega} x_{on} z_n dm = 4,08 * 1,35 * 1,644 + 2,04 * 0,65 * 1,344 = 10,84kNms^2$$

$$D_{\phi z} + \delta_x^2 . K_{ya} = 59484,4 + (0,07)^2 * 10152 = 59534,14kN.m$$

$$I_{soz} + 2\delta_x \int_{\Omega} x_{on} dm + \delta_x^2 . M_R = 204,83kNms^2$$

$$H_{1m} = 0$$

$$H_{3m} = P_z = 15kN$$

$$H_{5m} = -1,35 * 15 - (-0,07) * 15 = -19,2kNm$$

$$H_{2m} = H_{4m} = H_{6m} = 0$$

Bilinen değerlerle serbest titreşim denklemlerine gidilirse

1.denklem sistemi için

$$\begin{bmatrix} (10152 - \lambda^2 . 66,67 & 0 & 10212,9 \\ 0 & (13881,6 - \lambda^2 . 66,67) & -971,7 \\ 10212,9 & -971,7 & (74754,3 - \lambda^2 . 186,97) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_0 \\ w_0 \\ \phi_{yo} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

2.denklem sistemi için

$$\begin{bmatrix} (10152 - p^2 . 66,67 & -10152 & 710,6 \\ -10152 & (25883,8 - p^2 . 72,95) & (714,9 - p^2 . 10,84) \\ 710,6 & (714,9 - p^2 . 10,84) & (59534,14 - p^2 . 204,83) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} v_0 \\ \phi_{xo} \\ \phi_{zo} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

elde edilir. Bu denklem sistemlerinin çözümü ile serbest titreşim frekansları

$$\lambda_1 = 20,743s^{-1} \quad \lambda_2 = 14,422s^{-1} \quad \lambda_3 = 11,048s^{-1}$$

$$P_1 = 21,04s^{-1} \quad P_2 = 17,08s^{-1} \quad P_3 = 8,74s^{-1}$$

olarak bulunur.

Serbest titreşim denklemlerinde λ ve p yerine makinenin çalışma frekansı

$\omega = 125,66s^{-1}$ konularak zorlanmış titreşimlere ait hareket denklemleri elde edilir.

1.denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -10425966 & 0 & 10212,9 \\ 0 & -1038866,7 & -971,7 \\ 10212,9 & -971,7 & -2877583,4 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15,0 \\ -19,2 \end{bmatrix}$$

2.denklem sistemi için

$$\begin{bmatrix} -10425966 & -10152 & 710,6 \\ -10152 & -1126028,47 & -170453,42 \\ 710,6 & -170453,42 & -3174820,78 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} v_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Denklem sistemlerinin çözümünden zorlanmış titreşim genlikleri

Buna göre ϕ_{zm} , V_m ve ϕ_{xm} genlikleri sıfırdır.

Düşey genlik

$$W_m = -1,445 * 10^{-5} m, u_m = 6,54 * 10^{-8} m, \quad \phi_{ym} = 6,68 * 10^{-6} rad$$

Temelin üst yüzündeki toplam yatay genlik

$$\begin{aligned} U_{m,t} &= 6,54.10^{-8} + (1,50-1,006)(-6,68.10^{-6}) \\ &= 3,4.10^{-6} m = 0,0034 mm < 0,04 mm \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.

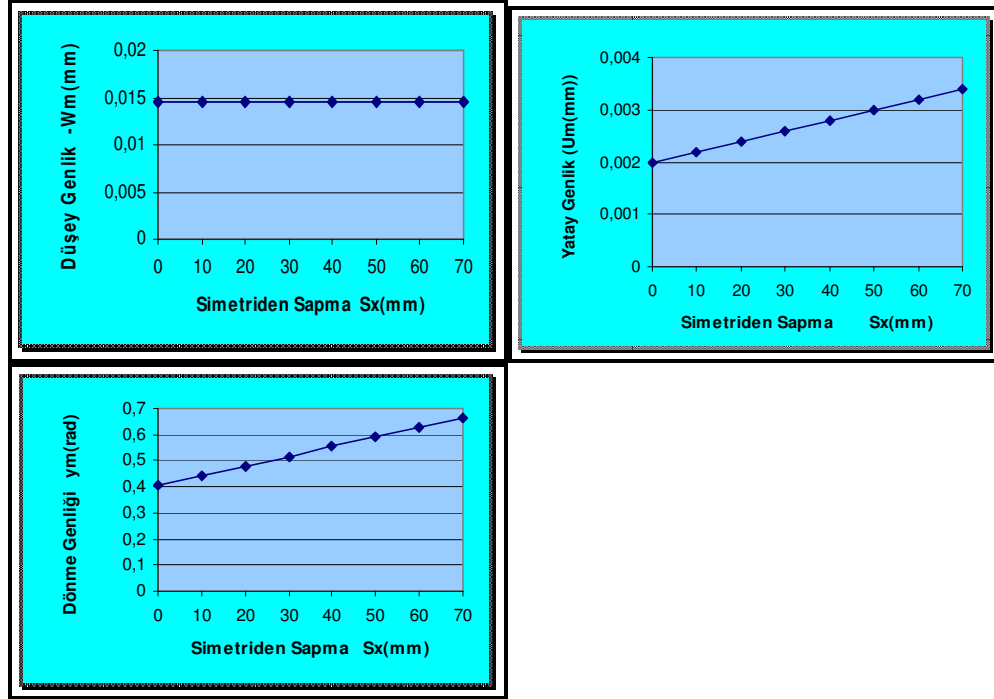
Görüldüğü gibi hesaplanan en büyük genlik, müsaade edilen genlikten küçüktür.

Bütün durumlar için hesaplar yapıp simetriden sapma ile zorlanmış titreşim genlikleri ve serbest titreşim frekansları arasındaki değişim Şekil 11.3 de diyagramlar halinde verilmiştir.

Bu diyagramların incelenmesinden görüleceği gibi, düşey doğrultuda dinamik yük yaratan bir makine için öngörülen böyle bir temelde, simetriden sapmaların sistemin titreşimlerine bir etkisi olmadığı söylenebilir.

Tablo 11.1. Makinenin Ötelenmeleri Ve Bunlara Karşılık Gelen Simetriden Sapmalar

Durum no	Makinenin ötelenmesi	X _{1(m)}	X _{2(m)}	X _{3(m)}	X _{4(m)}	X _{5(m)}	X' = X _{6(m)}	δ _{x(m)}
1	0	3,50	2,00	1,50	1,25	0,75	2,75	0
2	0,10	3,60	1,90	1,60	1,17	0,83	2,77	0,02
3	0,20	3,70	1,80	1,70	1,08	0,92	2,78	0,03
4	0,30	3,80	1,70	1,80	0,99	1,01	2,79	0,04
5	0,40	3,90	1,60	1,90	0,90	1,10	2,80	0,05
6	0,50	4,00	1,50	2,00	0,81	1,19	2,81	0,06
7	0,60	4,10	1,40	2,10	0,72	1,28	2,82	0,07



Şekil 11.3. Zorlanmış Titreşim Genliklerinin Simetriden Sapma İle Değişimi

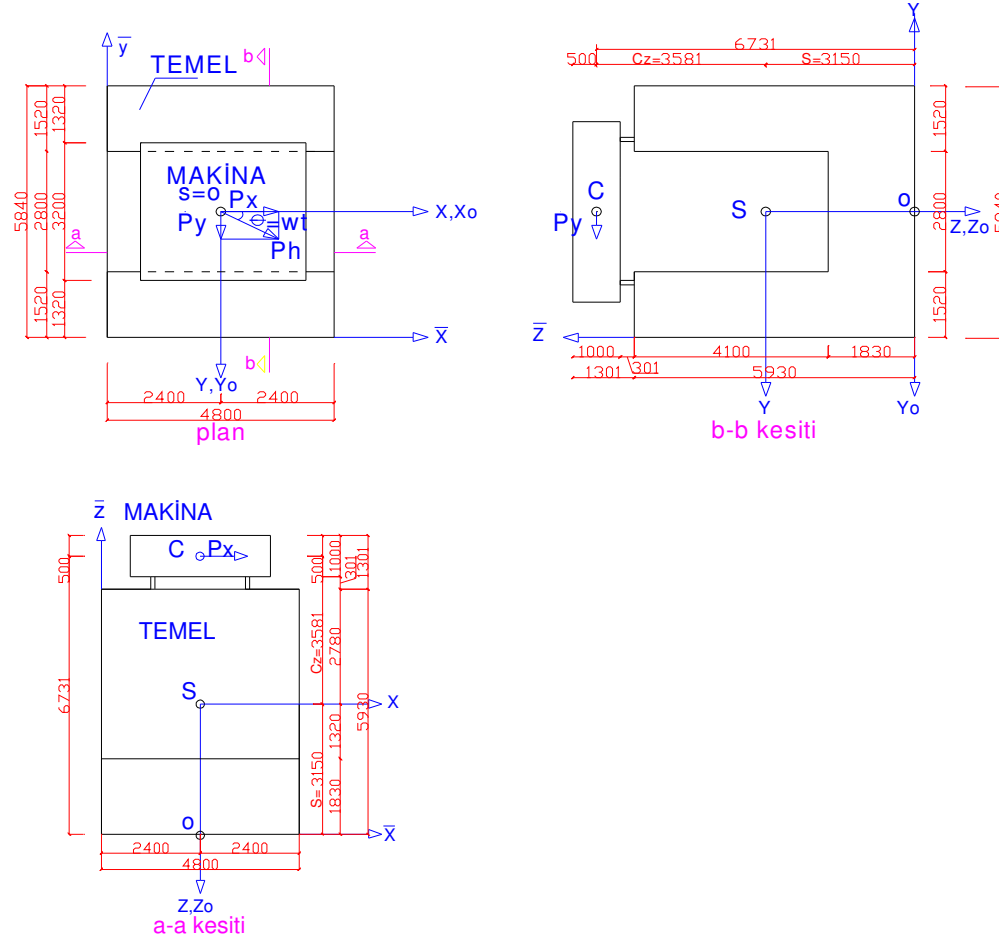
11.2 Yatay Yük Yaratan Makine Temeli

Yatayda her bir doğrultuda dinamik yük yaratan bir cevher kırıcı için uygun bir temel yapılacaktır. Öngörülen temel şekli aşağıdaki gibidir.

Veriler:

Makinenin ağırlığı ve kütlesi	$W_m = 500 \text{ kN}$	$M_m = 51,0 \text{ kNs}^2/\text{m}$
Temelin ağırlığı ve kütlesi	$W_t = 2778,14 \text{ kN}$	$M_t = 283,19 \text{ kNs}^2/\text{m}$
Sistemin ağırlığı ve kütlesi	$W = 3278,14 \text{ kN}$	$M_R = 334,19 \text{ kNs}^2/\text{m}$
Makinenin çalışma hızı	$\omega = 20,96 \text{ s}^{-1}$	
Harmonik olan düşey zorlayıcı kuvvetin genliği	$P_H = 36 \text{ kN}$	
Temel üst seviyesinde müsaade edilen genlik	$0,60 \text{ mm}$	

Kazıklara oturması planlanan sistemin serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşim genlikleri hesaplanacaktır.



Şekil 11.4. Simetrik Cevher Kırıcı Temeli

a) Sistemin ağırlık merkezinin tayini:

Makine- temel sistemi planda xz ve yz düzlemlerine göre simetridir. Seçilen bir Bxyz koordinat sistemine göre sistemin S ağırlık merkezinin koordinatları

$$\bar{x} = \frac{\sum W_i \bar{x}_i}{\sum W_i} = 2,40m$$

$$\bar{y} = \frac{\sum W_i \bar{y}_i}{\sum W_i} = 2,92m$$

$$\bar{z} = \frac{\sum W_i \bar{z}_i}{\sum W_i} = 3,15m$$

olarak hesaplanır. $\delta_x = \delta_y = 0$

b) Kütle atalet momentleri

Sistemin S ağırlık merkezinden geçen eksenlere göre kütle atalet momentleri

$$I_{sox} = 51 \left[\frac{1}{12} * (3,20^2 + 1,0^2) + (3,58^2 + 0) \right] + 423,62 \left[\frac{1}{12} (5,84^2 + 5,93^2) + \left(\frac{5,93}{2} - 3,15 \right)^2 + 0 \right] - 140,43 \left[\frac{1}{12} (2,80^2 + 4,10^2) + \left(\frac{4,10}{2} + 1,83 - 3,15 \right)^2 + 0 \right] = 2797,97 kNms^2$$

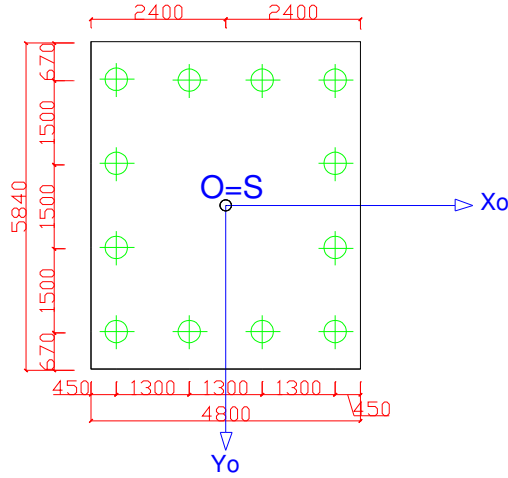
$$I_{soy} = 51 \left[\frac{1}{12} * (3,20^2 + 1,0^2) + (3,58^2 + 0) \right] + 423,62 \left[\frac{1}{12} (4,80^2 + 5,93^2) + \left(\frac{5,93}{2} - 3,15 \right)^2 + 0 \right] - 140,43 \left[\frac{1}{12} (4,80^2 + 4,10^2) + \left(\frac{4,10}{2} + 1,83 - 3,15 \right)^2 + 0 \right] = 2229,46 kNms^2$$

$$I_{soz} = 51 \left[\frac{1}{12} * (3,20^2 + 3,20^2) + 0 \right] + 423,62 \left[\frac{1}{12} (4,80^2 + 5,84^2) + 0 \right] - 140,43 \left[\frac{1}{12} (4,80^2 + 2,80^2) + 0 \right] = 1743 kNms^2$$

c) Mesnet elemanlarının elastik merkezinin yeri

Temelin oturduğu kazıklar , planda her iki eksene göre simetrik ve yay rijitlikleri de eşit olduğundan O elastik merkezi temel tabanının merkezindedir.(şekil 11.5)

O ve S merkezleri aynı düşey çizgi üzerindedir. $s = 3,15 \text{ m}$ $\delta_x=0$, $\delta_y=0$



Şekil 11.5. Mesnet Elemanlarının Elastik Merkezinin Yeri

Temel, toplam 12 adet kazık üzerine oturmaktadır.

Her bir kazık için

$$k_x = k_y = 5000 \text{ kN/m}$$

$$k_z = 43000 \text{ kN/m}$$

d) Hareket denklemlerindeki katsayıların hesabı

$$K_x = K_{xa} = \sum k_{xn} = 12 \cdot 5000 = 60000 \text{ kN/m}$$

$$K_y = K_{ya} = \sum k_{yn} = 12 \cdot 5000 = 60000 \text{ kN/m}$$

$$K_z = K_{za} = \sum k_{zn} = 12 \cdot 43000 = 516000 \text{ kN/m}$$

şeklinde belirlenmiştir. Dönme rijitlikleri ise ihmal edilmiştir.

$$d_{nx} = d_{ny} = d_{nz} = 0$$

$$\begin{aligned} D_{\phi_{ox}} &= \sum y_{on}^2 k_{zn} + s^2 K_{ya} - sW \\ &= (8 \cdot 2,25^2 + 4 \cdot 0,75^2) \cdot 43000 + 3,15^2 \cdot 60000 - 3,15 \cdot 3278,14 = 2423280 \text{ kNm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{\phi_{oy}} &= \sum x_{on}^2 k_{zn} + s^2 K_{xa} - sW \\ &= (8 \cdot 1,95^2 + 4 \cdot 0,65^2) \cdot 43000 + 3,15^2 \cdot 60000 - 3,15 \cdot 3278,14 = 1965760 \text{ kNm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{\phi_{oz}} &= \sum x_{on}^2 k_{yn} + \sum y_{on}^2 k_{xn} \\ &= (8 \cdot 1,95^2 + 4 \cdot 0,65^2) \cdot 5000 + (8 \cdot 2,25^2 + 4 \cdot 0,75^2) \cdot 5000 = 374300 \text{ kNm} \end{aligned}$$

e) Serbest titreşimlerin hesabı

$$\lambda_z = \sqrt{\frac{K_{za}}{M_R}} = \sqrt{\frac{516000}{334,19}} = 39,294s^{-1}$$

$$\lambda_{z\phi} = \sqrt{\frac{D_{\phi oz}}{I_{soz}}} = \sqrt{\frac{374300}{1743}} = 14,654s^{-1}$$

şeklinde hesaplanır.

$$\lambda_x^2 = \lambda_y^2 = \frac{60000}{334,19} = 179,54s^{-2}$$

$$D'_{\phi oy} = D_{\phi oy} - s^2 K_{xa} = 1965760 - 3,15^2 * 60000 = 1370410Kn$$

$$D'_{\phi ox} = D_{\phi ox} - s^2 K_{ya} = 2423280 - 3,15^2 * 60000 = 1827930Kn$$

$$I'_{soy} = I_{soy} + s^2 M_R = 2229,46 + 3,15^2 * 334,19 = 5545,46Knms^2$$

$$I'_{sox} = I_{sox} + s^2 M_R = 2797,97 + 3,15^2 * 334,19 = 6113,97Knms^2$$

$$\lambda_{\psi\alpha}^2 = \frac{D'_{\phi ox}}{I'_{sox}} = \frac{1827930}{6113,97} = 298,98s^{-2}$$

$$\lambda_{\psi y}^2 = \frac{D'_{\phi oy}}{I'_{soy}} = \frac{1370410}{5545,46} = 247,12s^{-2}$$

$$\mu_x = \frac{I_{sox}}{I'_{sox}} = \frac{2797,97}{6113,97} = 0,4576$$

$$\mu_y = \frac{I_{soy}}{I'_{soy}} = \frac{2229,46}{5545,46} = 0,4020$$

öteleme ve dönme hareketleri için frekans denklemleri

$$\lambda^4 - \left(\frac{\lambda_{\psi y}^2 + \lambda_x^2}{\mu_y} \right) * \lambda^2 + \left(\frac{\lambda_{\psi y}^2 * \lambda_x^2}{\mu_y} \right) = 0$$

$$\lambda^4 - \left(\frac{247,12 + 179,54}{0,4020} \right) * \lambda^2 + \left(\frac{247,12 * 179,54}{0,4020} \right) = 0$$

$$\lambda_1 = 30,733s^{-1} \text{ ve } \lambda_2 = 10,81s^{-1}$$

ve

$$p^4 - \left(\frac{\lambda_{\psi\alpha}^2 + \lambda_y^2}{\mu_x} \right) * p^2 + \left(\frac{\lambda_{\psi\alpha}^2 * \lambda_y^2}{\mu_x} \right) = 0$$

$$p^4 - \left(\frac{298,98 + 179,54}{0,4576}\right) * p^2 + \left(\frac{298,98 * 179,54}{0,4576}\right) = 0$$

$$p_1 = 30,297 s^{-1} \text{ ve } p_2 = 11,305 s^{-1}$$

olarak elde edilir. Bu frekansların, makinenin çalışma frekansından uzak olduğu ve dolayısı ile rezonans durumunun söz konusu olmadığı görülmektedir.

f) Zorlanmış titreşimler

Makinenin eksantrisitesinden doğan yatay kuvvetin etki ettiği nokta C dir. Bu noktanın, sistemin ağırlık merkezi olan S noktasına göre koordinatları c_x , c_y , c_z dir.

Burada $c_x = c_y = 0$, $c_z = 3,58$ m dir.

C noktasında düşey eksen etrafında $\omega = 20,96 s^{-1}$ açısal hızı ile dönen P_H kuvveti bilinmektedir. Buna göre

$$P_x = P_H * \cos \omega t \quad , \quad P_y = P_H * \sin \omega t \quad , \quad P_z = 0 \quad , \quad P_H = 36 \text{ kN}$$

olur. Dış momentler , şekilden

$$M_x = c_z * P_H * \sin \omega t = 3,58 * 36 \sin \omega t = 128,88 \text{ kNm}$$

$$M_y = -c_z * P_H * \cos \omega t = 3,58 * 36 \cos \omega t = -128,88 \text{ kNm}$$

$$M_z = -c_{x;y} * P_H * \sin \omega t = 0$$

olarak ifade edilebilir.

$$v_m = \phi_{zm} = 0$$

$$u_m = -49,3 * 10^{-5} m = -0,493 mm \quad , \quad v_m = -48,3 * 10^{-5} m = -0,483 mm$$

$$\phi_{xm} = 3,15 * 10^{-5} rad$$

olarak hesaplanır. Temel üstündeki genlikler ise

$$\begin{aligned} U_{m,t} &= -49,3 * 10^{-5} + (5,93 - 3,15)(-3,61 * 10^{-5}) \\ &= -59,3 * 10^{-5} m = -0,593 mm < 0,60 mm (\text{müsaade edilen}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{m,t} &= -48,3 * 10^{-5} + (2,78)(3,15 * 10^{-5}) \\ &= -39,6 * 10^{-5} m = -396 mm < 0,60 mm \end{aligned}$$

şeklinde bulunur.

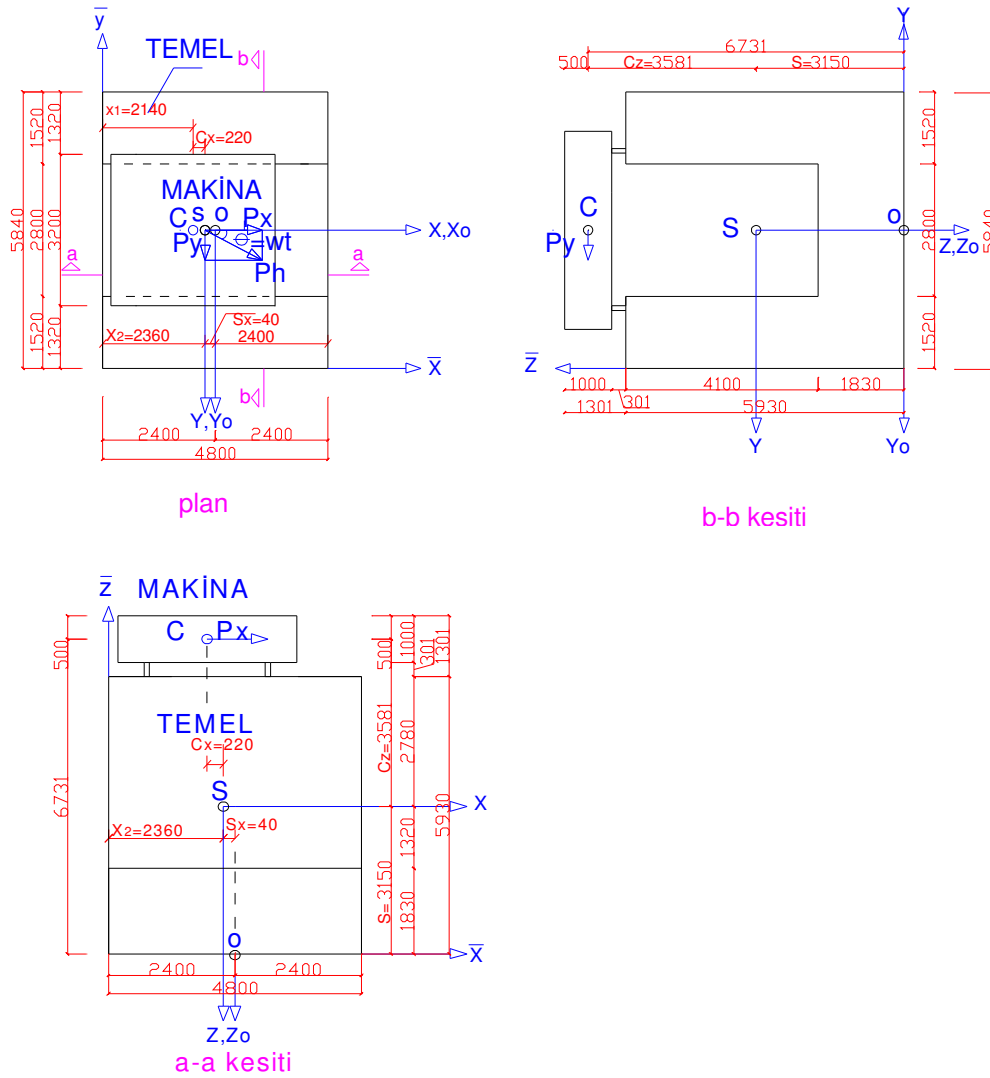
Görüldüğü gibi hesaplanan genlikler, müsaade edilen genlikten daha küçüktür ve epeyce yakındır.

11.2.1 Bir Doğrultuda Simetriden Sapmaların Titreşime Etkisi

Makinenin hatalı yerleştirilmesinden dolayı simetriden sapma olduğu göz önüne alınmış ve bunun, sistemin titreşimine etkisi araştırılmıştır. Bu amaca uygun olarak makine x ekseninin negatif yönünde ötelenecektir. Temel ile mesnetler sabit kaldığından sistemin simetrisinde x eksenı doğrultusunda simetriden sapma olacaktır.

Sistem xz düzlemine göre simetriktir.

Makinenin ötelenmeleri ve bunlara karşılık gelen simetriden sapmalar aşağıda tablo halinde verilmiştir. Birinci durum simetrik sistemdir.

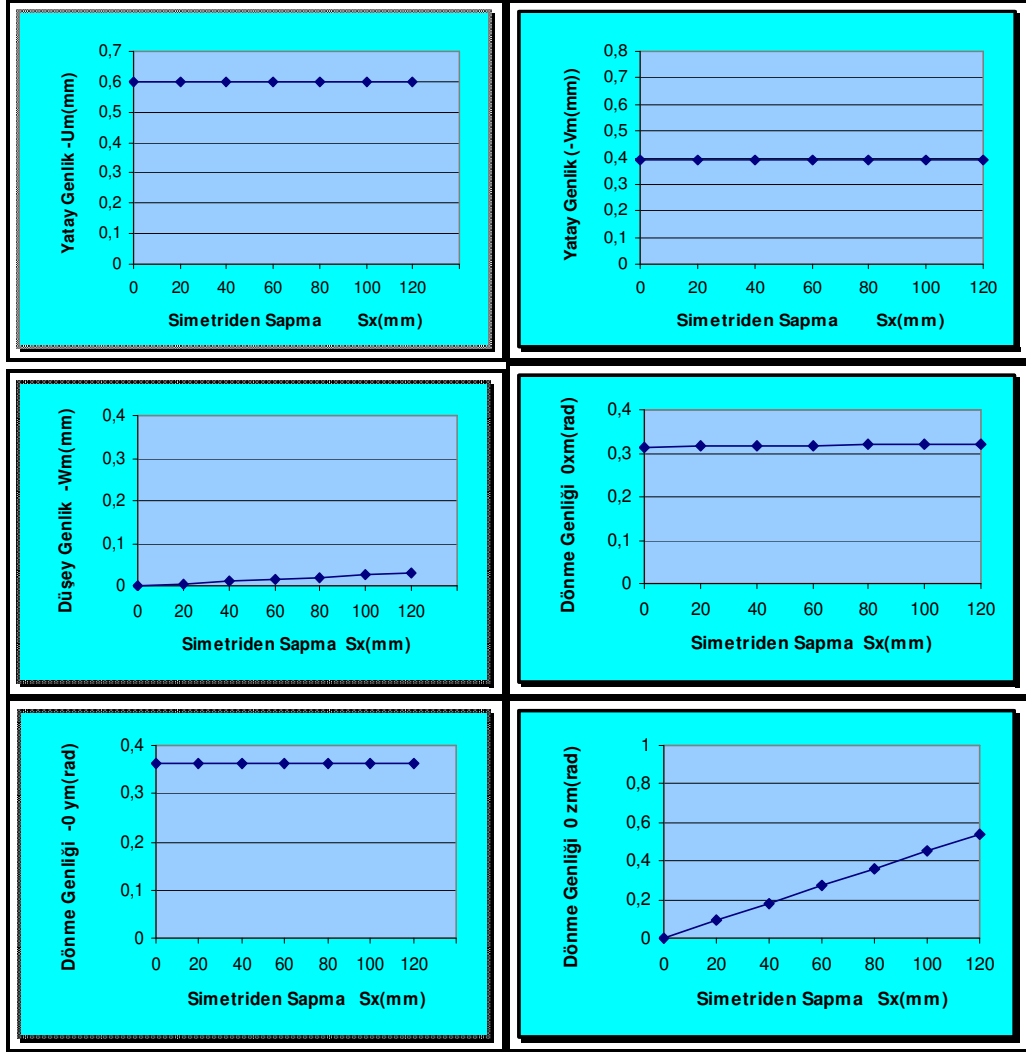


Şekil 11.6. Bir Doğrultuda Simetrik Olmayan Cevher Kırıcı Temeli

Tablo 11.2. Makinenin Ötelenmeleri Ve Bunlara Karşılık Gelen Simetriden Sapmalar

Durum no	Makinenin ötelenmesi	$x_{1(m)}$	$x_{2(m)}$	$Cx_{(m)}$	$\delta_{x(m)}$
1	0	2,40	2,40	0	0
2	0,13	2,27	2,38	0,11	0,02
3	0,26	2,14	2,36	0,22	0,04
4	0,39	2,01	2,34	0,38	0,06
5	0,52	1,88	2,32	0,44	0,08
6	0,66	1,74	2,30	0,56	0,10
7	0,79	1,61	2,28	0,67	0,12

Yapılan hesaplar sonucunda, simetriden sapmalar ile zorlanmış titreşim genlikleri ve serbest titreşim frekansları arasındaki ilişkiler diyagramlar şeklinde verilmiştir. Simetriden sapmanın bir etkisi olmadığı sadece ϕ_{zm} genliğinin oluşmasına sebep olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 11.7. Zorlanmış Titreşim Genliklerinin Simetriden Sapma İle Değişimi

12. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Makine temellerinin projelendirilmesinde iki temel kriterin sağlanması gerekir

1. İşletme frekansı ile (makine-temel-zemin) sisteminin tabii frekansı arasında rezonans durumu olmamalıdır,
2. İşletme sırasında oluşacak titreşimlerin genliği belli sınırları aşmamalıdır.

Rezonans önlenmelidir. Bunun için zemin-temel sisteminin özel frekansı makinenin işleme frekansından uzak olmalıdır. Yavaş işleyen makineler halinde ise zemin-temel sisteminin frekansı yeterince küçük gerçekleştirilmelidir.

Makine temelleri farklı oturma ve devrilmelere karşı kuvvetli ve rijid bir zemin üzerine oturtulmalıdır.

Atalet kuvvetlerinin meydana getirdiği dengesizlikler sonucu ortaya çıkan titreşimlerin küçük olmasını sağlayacak yeterlikte kütleye sahip olmalıdır. Farklı oturmaları önlemek için temelin oturduğu alanın ağırlık merkezi temelin kendi ağırlığını, hareketli yükleri ve impakt kuvvetlerini de kapsayan uygulanan kuvvetler sisteminin bileşkesi ile çakıştırılmalı veya mümkün olduğu kadar yakın düşürülmelidir.

Yatay genlikleri azaltmak için temelin yüksekliği mümkün olduğunca küçük seçilmelidir. Devrilmeye karşı temelin boyutunu momentin tesir ettiği doğrultuda artırılmalıdır.

Temeller dinamiği ile ilgili olarak yapılan etüdlerin ışığında, geçmişte temel altındaki zemin gerilmesi olarak statik yüklere tekabül eden %50-%60 olan oran şu an %80-%90 lara çıkmıştır. Bu artış geçmişte yapılan binlerce ton ağırlığındaki temellerin yerine yarı mertebesi büyüklüğündeki temellerin yapılmasına sebep olmuştur. Bu küçülme büyük masrafların, malzeme ve zaman israfının önüne geçmiştir.

Düşük frekansta periyodik kuvvetler uygulayan makineler ve impulsif kuvvet oluşturan makineler blok tipi temellere oturtulmalıdır. Yüksek hızda çalışanlar ve

döner makineler için çerçeve tipi temeller kullanılır. Frekansı 0-500 devir/dak arasında olan pistonlu büyük makineler, kompresörler ve büyük üfleyiciler için oturma alanı geniş blok tipi temeller seçilir. Frekansı 300–1000 devir/dak arasında olan orta büyüklükteki dizel ve benzin makineleri için yaylar veya elastik altlıklar üzerine oturmuş blok tipi temeller seçilir. Frekansı 1000 devir/dak dan fazla olan patırlı makineler, elektrik motorları ve turbo jeneratörlerde özel frekanslarını düşürmek amacıyla oturma alanları küçük olan masif blok temeller seçilir.

Makinenin çalışmasından ileri gelen aşırı titreşimleri önlemek için planlama aşamasında inşaat mahallinin seçimi, dinamik yüklerin dengelenmesi, uygun temel seçimi, yalıtım yapılması konuları göz önünde tutulmalıdır. Dövmeli presleri, şahmerdanlar, kompresörler gibi titreşim yaratan makineler presizyon işlerinin yapıldığı yerlerden uzağa yerleştirilmelidir. Makineler, onların işlemlerinden doğan dengelenmemiş kuvvetleri küçültmek için dinamik dengelemeye tabi tutulmalıdır. Zemin sabitleri gibi projelendirmede, özellikle şahmerdan ve kompresör gibi titreşim yaratan makine temellerinin projelendirilmesinde, kullanılacak parametreler makine temelinin inşa edileceği yerde yapılacak deneylerle belirtilmelidir.

Bir makine projelendirilirken titreşim ve yalıtım problemi de göz önünde bulundurulmalıdır, yalıtım probleminin halledilmesinde esas olarak şu iki husus nazarı dikkate alınmalıdır.

Birincisi, sistemin (makinenin) kütleleri, rijitlikleri, sehimleri, devir sayıları. vs. verilerin o tarzda kombinasyon düşünülmelidir ki makinede önemli (tehlikeli) titreşimler ortaya çıkmasın. Yani makinede "doğrudan yalıtım" mümkün olsun. İkincisi; eğer yapı esnasında sistemi titreşim yapmayacak şekilde inşa etmemiz mümkün olmuyorsa, yani her halükarda mutlaka titreşimler ortaya çıkıyorsa, o zaman bu titreşimlerin zararlı olmasını önlemek için, nasıl bir yalıtım" yapayım. Yani "dolaylı yalıtım" ne şekilde gerçekleşebilsin.

Tabii ki bir makinede titreşim yalıtımı, hem direkt hem de endirekt çareler bir arada düşünülüp gerçekleştirilebilir. Böylesi de (icap eden şartlarda) en iyi çözüm yolu olsa gerektir.

Elastik elemanlar üzerine yerleştirilmiş bir sistem genel olarak altı serbestlik derecesine sahiptir. Yani sistemin üç dönme ve üç öteleme serbestisi vardır. Böylece bu sistemin altı ayrı titreşim frekansı bulunmaktadır, işte bu altı titreşim frekansını

bir birine mümkün olduğu kadar eşit yapmak gerekir ve bu sistemin rezonans durumuna girmemesi için sistemin bütün doğal frekanslarının uyarıcı frekanstan uzak tutulması gerekir.

Dönme hareketi yapan kitlelerden dolayı mesnetlerde (yataklarda) meydana gelecek zorlanmış titreşimlerin önlemek için dönen kitleleri ağırlık merkezinden geçen asal eksenlerinden biri etrafında dönecek şekilde yerleştirmek gerekir.(yani çarpım atalet momentlerinin sıfır olduğu dik eksenlerden biri etrafında dönme hareketi olmalı.) Böylece periyodik zorlayıcı santrifüj kuvvetler önlenmiş olur.

Yay, lastik, mantar gibi elastik elemanlarla izole edilmiş sistemlerde, mesnetlerin ağırlık merkezine göre simetrik yerleştirilmesi gerekir eğer bu mümkün değilse, o zaman mesnetlerdeki elastik elemanların her biri, aynı sehimli verecek şekilde seçilmelidir. Ayrıca bütün konstrüksiyonun stabilitesi, sistemin ağırlık merkezinin mesnetlere olan yüksekliğine bağlıdır. Bu yüksekliğin büyümesiyle stabilite azalır. Sistemi kararlı yapmak maksadıyla ağırlık merkezinin mesnetlerden bulunduğu düzlemde aşağı bulundurmak faydalıdır. Mesela büyük şahmerdan ve benzeri makinelerde, makineye büyük bir beton kitle bağlanarak ağırlık merkezinin yeri mesnete yakın, hatta mesnetlerin bulunduğu düzlemde aşağıda yapılmaktadır.

Burulma titreşimlerinde tehlikeli rezonans ihtimali bertaraf edilmiyorsa (bu durum bilhassa muhtelif devir sayısı aralıklarında çalışan tesislerde çok görölmektedir) tesisat, en uygun bir sönümleyici konulmalıdır. Sönümleyiciler sistemde titreşim amplitüdünün maksimum olduğu yere monte edilmelidirler. Çünkü monte edildiği yerde amplitüdlere sıfıra yaklaşmaktadır. Böylece titreşimler önlenir; kırılmalar ve diğer mahzurlar giderilmiş olur. Mesela, içten yanmalı motorlarda maksimum genlik, motorun serbest ucunda olduğu için, konstrüktif düşüncelerde göz önünde tutularak, damperler ekseriyetle motorun serbest ucuna konulurlar.

Sönümleyicilerde "sönümleme şartı" göz önünde buldurulmalı ve sistemdeki boyutlandırma bu esasa göre yapılmalıdır. Madeni yaylar yardımıyla pratikte rastlanan titreşimlerin pek çoğu izole edilebilir. Yani yaylar evrensel bir yalıtım elemanıdır.

Ağır makineleri bir zemin üzerine oturturken, yalıtım için gruplar halinde yaylar kullanılmalıdır. Fakat şu husus hatırdan tutulmalıdır ki, yaylar çok küçük sönüme sahiptirler ve çok az enerji yutabilmektedirler. Bundan dolayı "kritik frekans"

bölgelerinde uzun müddet çalışacak olan makinelerin (sistemlerin) yalnız yaylarla izole edilmeleri hatalıdır.

Makine temellerinin boyutlandırılması ile ilgili yayınlarda, temel ile beraber makine ve mesnetlenme durumu plana birbirine dik iki düzleme göre simetrik olarak göz önüne alınmıştır. Bu durumda sistemin ağırlık merkezi, temel tabanının ağırlık merkezi ve mesnet elemanlarının elastik merkezi aynı düşey çizgi üzerindedir.

Ancak bazı durumlarda bu simetri bozulabilmektedir. Dışarıdan eklenen elastik kısımları olan ve planda her iki doğrultuda da simetrisi olmayan bir sistem göz önüne alınıp hareket denklemleri çıkarıldığında genlikleri aşırı büyük olan makine temellerinin genliklerinin küçültülüp kabul edilebilir sınırlar içine çekilebileceği görülmüştür.

Simetriden uzaklaşmanın etkisini göstermek üzere, planda simetriden uzaklaşma doğrultusundaki temel kütlesi boyutunun çeşitli oranları kadar simetriden uzaklaşma alınarak (makine bu doğrultuda kaydırılarak temin edilmiştir) özel frekanslar ve genlikler hesaplanmış, bunların δ_x 'e göre değişimleri diyagramlarla gösterilmiştir. δ_x 'in varlığı nedeni ile rezonans oluşabilmektedir.

KAYNAKLAR

- Demir, H. ve Öztürk, T.**, 1992. Makina Temellerinin Tasarım ve Hesabı, İ.T.Ü İnşaat Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- Celep, Z. ve Kumbasar, N.**, 2001. Yapı Dinamiği, Rehber Matbaacılık, İstanbul.
- Kahyaoglu, Ö.**, 1978. “Makine Temelleri”, Ankara
- Srinivasulu, P. and Vaidyanathan, C.V.**, 1976. Handbook Of Machine Foundations, Structural Engineering Research Centre, Madras.
- Prakash, S. and Vijay, K.P.**, 1988. Foundations For Machines: Analysis And Design., Wiley, New York.
- Al-Hussaini, T.M., Ahmad, S. and Fishman, K.L.**, 1996. Investigation On Active Isolation Of Machine Foundations By Open Trenches, *Journal Of Geotechnical Engineering*, **122.6**, 454-461.
- Al-Hussaini, T.M., Ahmad, S. and Fishman, K.L.**, 1996. Active Isolation Of Machine Foundations By In-Filled Trench Barriers , *Journal Of Geotechnical Engineering*, **122.4**, 288-294.
- Hawwa, M.A.**, 1998. Vibration Isolation Of Machine Foundations By Periodic Trenches, *Journal Of Engineering Mechanics*, **124.4**, 422-427.
- Barkan, D.D.**, 1962. Dynamics Of Bases And Foundations., McGraw-Hill, New York
- Major , A.**, 1962. Vibration Analysis and Design of Foundations for Machines and Turbines, *Journal Of The American Concrete Institute, Detroit, USA*, **72.45**,.

ÖZGEÇMİŞ

1982 yılında, Kocaeli' de doğdu. İlk Öğrenimini İzmit Zafer İlk Okulu'nda 1993 yılında, orta öğrenimini İzmit Seka Orta Okulu'nda 1996 yılında ve lise öğrenimini İzmit Lisesi'nde 2000 yılında tamamladı. 2000-2001 öğretim yılında kaydolduğu Dokuz Eylül Üniversitesi İnşaat Mühendisliği Bölümü'nden 2005 yılında mezun oldu. Aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Yapı Mühendisliği Yüksek Lisans öğrenimine başladı.