



**T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**TİTREŞİM OLUŞTURAN MAKİNE TEMELLERİNİN
TİTREŞİM ANALİZİ VE TASARIMI**

Hakmatullah GHANİ

**Kasım - 2024
BATMAN**

**T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**TİTREŞİM OLUŞTURAN MAKİNE TEMELLERİNİN
TİTREŞİM ANALİZİ VE TASARIMI**

Hakmatullah GHANİ

**Danışman
Prof. Dr. Ziraddin MAMMADOV**

Diğer Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Recep Kadir PEKGÖKGÖZ Dr. Öğr. Üyesi Zeynep ÜNSAL ASLAN

**Kasım-2024
BATMAN**

TEZ KABUL VE ONAYI

Hakmatullah GHANİ tarafından hazırlanan “Titreşim Oluşturan Makine Temellerinin Titreşim Analizi ve Tasarımı” adlı tez çalışması 26/11/2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü İnşaat Mühendisliği Ana Bilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Doç. Dr. Recep Kadir PEKGÖKGÖZ

Danışman

Prof. Dr. Ziraddin MAMMADOV

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Zeynep ÜNSAL ASLAN

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Ömer Murat ÖTER
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYANI

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan eder, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sorumluluğu kabullendiğimi bildiririm.

ETHICAL DECLARATION

I declare that all the information in this thesis has been obtained within the framework of ethical behavior and academic rules, and that the source of any statements and information that do not belong to me in this study prepared in accordance with the thesis writing rules has been fully cited, and I declare that I accept all kinds of legal responsibility in case of any contrary situation.

Hakmatullah GHANİ

26.11.2024

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TİTREŞİM OLUŞTURAN MAKİNE TEMELLERİNİN TİTREŞİM ANALİZİ VE TASARIMI

Hakmatullah GHANİ

Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ziraddin MAMMADOV

2024, 145 Sayfa

Bu tez, yapı dinamiğiyle ilgili temel bilgileri, dinamik yüklü makine temellerinin tasarım sürecini ve uygun temel tipinin seçilmesini ayrıntılı olarak ele almaktadır. Makine temellerinin doğru şekilde tasarlanabilmesi için inşaat mühendisliği, zemin mühendisliği ve makine tasarımı disiplinlerinin entegrasyonu gerekmektedir. Bu disiplinlerin birleşimi hem temelin yapısal güvenliği hem de makine performansı açısından kritik bir rol oynamaktadır.

Temel tasarımında, uygun temel seçimi için frekans ve genlik analizleri karşılaştırılır. Rezonans riskini önlemek için, makine ve temel sisteminin özel frekansının doğru seçilmesi ve izin verilen genlik değerlerinin aşılmaması tasarımın temel prensibini oluşturur. Ayrıca, komşu yapı veya ekipmanlara zarar verebilecek titreşimler öngörüldüğünde, bu titreşimlerden korunmak için uygun sönümleyici malzemelerin kullanılması gerekebilir. Bu malzemeler arasında kauçuk, neopren, çelik yay, ahşap, pnömotik sönümleyiciler gibi seçenekler bulunur. Ancak, sönümleyici kullanılmasına rağmen istenen titreşim genliklerine ulaşılamıyorsa, hendek bariyer gibi titreşim yalıtım yöntemleri de tercih edilebilir.

Makine temellerinin şekli genellikle zemin mühendisi ve makine üreticisi tarafından belirlenirken, tasarım mühendisi titreşim analizi teorisi, modelleme teknikleri ve zemin dinamiği gibi araçları kullanarak tasarım kriterlerini karşılamak durumundadır. Bu tez, endüstride yaygın olarak kullanılan İleri Geri (pistonlu) ve Döner Makinelerin titreşimine karşı temelin tepkisini incelemektedir. Seçilen temeller, birçok endüstriyel tesislerde tipik olarak kullanılan ve yaygın olan iki farklı blok tipi temeldir. Temel örnekleri, temel tasarımının eksiksiz bir şekilde yapılmasını sağlamak için adımlar serisi içeren standart bir formatta sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Modelleme teknikleri, Rezonans, Sönümleyici, Titreşim yalıtım

ABSTRACT
MASTER THESIS
THE VIBRATION ANALYSIS AND DESIGN OF MACHINE
FOUNDATIONS GENERATING VIBRATIONS

Hakmatullah GHANI

Batman University Graduate Education Institute

Civil Engineering Department of Science

Advisor: Prof. Dr. Ziraddin MAMMADOV

2024, 145 Pages

This thesis comprehensively addresses the fundamental concepts of structural dynamics, the design process of machine foundations under dynamic loads, and the selection of the appropriate foundation type. The proper design of machine foundations requires the integration of civil engineering, geotechnical engineering, and machine design disciplines. The combination of these disciplines plays a critical role in both the structural safety of the foundation and the performance of the machine.

In foundation design, frequency and amplitude analyses are compared to select the appropriate foundation. To prevent the risk of resonance, the correct selection of the natural frequency of the machine and foundation system and ensuring that permissible amplitude values are not exceeded form the fundamental principle of the design. Additionally, if vibrations that could damage neighboring structures or equipment are anticipated, suitable damping materials may need to be used to mitigate these vibrations. These materials include options such as rubber, neoprene, steel springs, wood, and pneumatic dampers. However, if the desired vibration amplitudes cannot be achieved despite using dampers, vibration isolation methods such as trench barriers can also be preferred.

While the shape of machine foundations is generally determined by the geotechnical engineer and the machine manufacturer, the design engineer must meet design criteria using tools such as vibration analysis theory, modeling techniques, and soil dynamics. This thesis examines the response of the foundation to the vibrations of commonly used industrial machines, specifically reciprocating (piston) and rotary machines. The selected foundations are two different types of block foundations that are typically used in many industrial facilities. The foundation examples are presented in a standard format that includes a series of steps to ensure a complete foundation design.

Keywords: Modeling Techniques, Resonance, Damping, Vibration Isolation

ÖNSÖZ

Makine temellerinin dinamik davranışları, mühendislik dünyasında hem teorik hem de pratik açıdan büyük önem taşımaktadır. Endüstriyel makinelerin çalışma sırasında ürettiği titreşimler ve dinamik yükler, temellerin yapısal bütünlüğünü ve makine performansını doğrudan etkiler. Bu nedenle, bu konuda yapılacak araştırmalar ve geliştirilecek çözümler, mühendislik pratikleri için kritik öneme sahiptir.

Bu tez, dinamik yükler altındaki makine temellerinin davranışını ve bu temellerin tasarım süreçlerini detaylı bir şekilde incelemeyi amaçlamaktadır. Çalışmada, rezonans riskinin önlenmesi, izin verilen genlik değerlerinin aşılması ve uygun sönümleyici malzemeler ile titreşim yalıtım yöntemlerinin kullanılması gibi temel prensipler üzerinde durulmuştur. Ayrıca, çeşitli modelleme teknikleri kullanılarak, farklı makine türlerinin titreşimlerine karşı temel tepkileri analiz edilmiştir.

Bu çalışmanın her aşamasında bilgi ve rehberlikleriyle bana destek olan değerli danışman hocam Prof. Dr. Ziraddin MAMMADOV'a ve Arş. Gör. Dr. Erhan BUDAK hocama en içten teşekkürlerimi sunarım. Özellikle, danışmanım Prof. Dr. Ziraddin MAMMADOV'un sağladığı değerli yönlendirmeler ve Arş. Gör. Dr. Erhan Budak hocamın sunduğu anlayış ve destek benim için büyük önem taşımaktadır. Ayrıca, bu süreç boyunca gösterdikleri sonsuz sabır ve verdikleri cesaret dolu teşvikleri için ailem ve arkadaşlarıma da içten teşekkür ederim. Bu tezin, makine temellerinin dinamik analizi ve tasarımı konusunda mühendislik literatürüne katkılar sağlamasını ve bu alanda çalışan diğer profesyonellere ve araştırmacılara da fayda sağlamasını temenni ediyorum.

Hakmatullah GHANİ
BATMAN-2024

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
TABLolar LİSTESİ.....	xii
SEMBOL LİSTESİ.....	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Tasarım Koşulları.....	1
1.2. Modelleme Teknikleri.....	2
1.3. Elastik Yarı-Uzay Teorisi	2
1.4. Tasarım Prosedürleri	3
1.5. Zemin Özellikleri	3
1.6. Tasarım Örnekleri	3
1.7. Tezin Amacı	3
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	14
3.1. Titreşimli Makineler İçin Temel Tasarımı	14
3.1.1. Rijit blok temelin serbestlik dereceleri.....	15
3.1.2. Dinamik sistemler için modelleme tekniği.....	18
3.1.2.1. Kütlenin toplanması (birleştirilmesi)	19
3.1.2.2. Elastik yay sabiti	19
3.1.2.3. Sönümleme oranı	19
3.1.2.4. Zorlayıcı fonksiyon.....	20
3.1.3. Blok tipi temel ile desteklenen titreşim makinesinin matematiksel modeli ..	20
3.1.4. Blok tipi temelin titreşimleri	23
3.1.5. Yay-kütle sisteminin serbest titreşimi	25
3.1.6. Elastik zemin üzerindeki temellerin titreşimi.....	31
3.1.6.1. Elastik yarı uzay teorisi.....	31

3.1.6.2. Elastik yarı uzay teorisine göre temellerin dikey titreşimleri	32
3.1.6.3. Elastik yarı uzay teorisine göre dikdörtgen rijit temelin dikey titreşimleri	42
3.1.6.4. Elastik yarı uzay üzerindeki daire temellerin dönme titreşimi	45
3.1.6.5. Elastik yarı uzay üzerindeki temellerin sallanma titreşimi	48
3.1.6.6. Elastik yarı uzay teorisine göre kayma titreşimleri	51
3.1.6.7. Rijit dairesel temelin elastik yarı uzayda birleşik sallanma ve kayması	54
3.1.6.8. Elastik yarı uzay üzerindeki rijit daire temellerin titreşimlerine bağlı geometrik sönümlenme	58
3.2. Tasarım Şartları	60
3.2.1. Makine özellikleri ve gereksinimleri	61
3.2.2. Zemin parametreleri	63
3.2.3. Çevresel gereksinimler	64
3.3. Blok Tipi Temelin Deneme Boyutlandırması	65
3.4. Tasarım Kontrol Listesi	66
3.5. Tasarım Prosedürü	67
3.5.1. Statik tasarım koşulları	67
3.5.2. Dinamik tasarım koşulları	68
3.5.3. Olası titreşim modları	78
3.5.4. Dayanıklılık arızaları	80
3.5.5. Çevresel gereksinimler	81
3.5.6. Kabul edilebilecek titreşim genlikleri	85
3.6. Tasarım İçin Uygun Zemin Özelliklerinin Belirlenmesi	86
3.6.1. Zeminin dinamik tepkisi	87
3.6.2. Toplu parametrelili titreşimli sistemler	90
3.6.3. Eşdeğer toplanmış sistemler için kütle seçimi	93
3.6.4. Eşdeğer toplanmış sistemler için sönümlenme seçimi	93
3.6.5. Eşdeğer toplanmış sistemler için yay sabiti seçimi	96
3.6.5.1. Yay sabitleri için formüller	97
4. TEMELLERİN TASARIMI VE SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	100
4.1. Pistonlu Kompresörler İçin Temel Tasarımı	100
4.1.1. Pistonlu makinelerin tanımı	102
4.1.2. Titreşim modları	102
4.1.3. Çevresel koşullar	103
4.1.4. Tasarım prosedürü	103
4.1.4.1. Makine parametreleri	104
4.1.4.2. Zemin parametreleri	104

4.1.4.3. Temel konfigürasyonunun (yapısının) seçimi	106
4.1.4.4. Temel parametreleri	109
4.1.5. Dinamik analiz.....	109
4.1.6. Statik koşullar için tasarım kriterleri kontrolü.....	121
4.1.7. Sınırlayıcı dinamik koşullar	123
4.1.8. Olası titreşim modları	124
4.1.9. Çevresel gereksinimler	125
4.1.10. Analiz sonucu	125
4.2. Bir Santrifüj Makinesi İçin Temel Bloğunun Tasarımı	126
4.2.1. Makine parametreleri.....	126
4.2.2. Zemin parametreleri	128
4.2.3. Temel konfigürasyonunun seçimi	129
4.2.4. Temel parametreleri.....	133
4.2.5. Dinamik analiz.....	133
4.2.6. Tasarım kriterlerinin kontrolü	139
4.2.6.1. Statik koşullar	139
4.2.6.2. Sınırlayıcı dinamik koşullar.....	140
4.2.6.3. Olası titreşim modları	141
4.2.6.4. Yorgunluk kaynaklı arızalar	141
4.2.6.5. Çevresel talepler	142
4.2.6.6. Analiz Sonucu.....	142
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	143
5.1. Sonuçlar.....	143
5.2. Öneriler	145
KAYNAKLAR	146

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Temel için altı titreşim modu	15
Şekil 3.2. Bir toplu parametrelili titreşen sistem (Das ve Ramana, 1993).....	17
Şekil 3.3. Blok tipi temel ile desteklenen titreşim makinesi (Arya vd., 1984).....	20
Şekil 3.4. Dikey mod	21
Şekil 3.5. Yatay mod	22
Şekil 3.6. Sallanma mod	22
Şekil 3.7. Titreşen sistem için serbestlik derecesi (Das ve Ramana, 1993)	24
Şekil 3.8. Kütle-yay sisteminin serbest titreşimi (Das ve Ramana, 1993)	25
Şekil 3.9. Bir kütle-yay sisteminin serbest titreşimi için yer değiştirme, hız ve ivme grafiği (Das ve Ramana, 1993).....	29
Şekil 3.10. Yarı sonsuz elastik gövde üzerine oturan dairesel tabanlı döner kütleli osilatör	34
Şekil 3.11. Poisson oranının bileşenlerinin F ile değişimi (Richart vd., 1970).....	36
Şekil 3.12. Sabit kuvvet uyarımı ile gelişen dikey kuvvete karşı rijit dairesel temelin tepkisi.....	38
Şekil 3.13. Döner kütle uyarıcısı ile gelişen dikey kuvvete karşı rijit dairesel temelin tepkisi.....	38
Şekil 3.14. Elastik yarı uzay üzerinde rijit dairesel temelin dikey salınımı. (a) Rezonansta kütle oranı ve boyutsuz frekans. (b) Rezonansta kütle oranı ve büyütme faktörü (Richart vd., 1970)	39
Şekil 3.15. Sonsuz uzunluktaki rijit şeridin dikey titreşimi için kütle oranı ile boyutsuz frekans arasındaki ilişki (Richart vd., 1970).....	43
Şekil 3.16. Rijit dikdörtgen ve rijit daire temellerin dikey titreşimi için yer değiştirme fonksiyonu	44
Şekil 3.17. Elastik yarı uzayda rijit dairesel temelin dönme titreşimi (a) Rezonansta kütle oranı ve boyutsuz frekans arasındaki ilişki; (b) Rezonansta kütle oranı ve büyütme faktörü arasındaki ilişki (Richart vd., 1970).....	47
Şekil 3.18. Elastik yarı uzay üzerinde rijit dairesel temelin titreşimi. (a) Rezonansta kütle oranı ve boyutsuz frekans arasındaki ilişki; (b) Rezonansta kütle oranı ve büyütme faktörü arasındaki ilişki (Richart vd., 1970).....	50
Şekil 3.19. Rijit dairesel temel tabanının elastik yarı uzay üzerinde kayma durumunda büyütme faktörü boyutsuz frekans ilişkileri (Richart vd., 1970).....	52
Şekil 3.20. Sallanma ve kayma titreşim modları için gösterim (Richart vd., 1970).....	55
Şekil 3.21. Elastik yarı uzayda rijit dairesel temelin salınımı için eşdeğer sönüm oranı (Richart vd., 1970)	60
Şekil 3.22. Döner tip makinelerin titreşim performansı. (Öztürk ve Demir, 1992)	70
Şekil 3.23. Titreşim modları (Arya vd., 1984)	79
Şekil 3.24. Değişik titreşim frekansları için limit deplasman değerleri (Demir ve Öztürk, 1992)	82
Şekil 3.25. Tesiste izin verilen titreşim için tepki aralıkları (Arya vd., 1984)	83
Şekil 3.26. Yüksek hızlı makinelerin titreşim standartları (Arya vd., 1984).....	84
Şekil 3.27. Türbo makine rulman titreşim sınırları (Arya vd., 1984).....	84
Şekil 3.28. Zeminin dinamik tepkisini sağlamak için, zemin desteğinin yerine geçen yaylar	87
Şekil 3.29. Tipik eşdeğer toplanmış sistemler (Richart vd., 1970)	92
Şekil 3.30. Rijit dairesel temelin elastik yarı uzay üzerindeki titreşimi için eşdeğer sönüm oranı	94
Şekil 3.31. Dikdörtgen temel için βx , βz ve $\beta \psi$ katsayıları (Richart vd., 1970).....	98

Şekil 3.32. Dikdörtgen temeller için katsayı β_z , β_x ve β_ψ (Arya vd., 1984)	98
Şekil 3.33. Dikey yüklü dairesel temel için yay sabiti üzerindeki gömülme derinliğinin etkisi	99
Şekil 4.1. Tipik bir pistonlu hava kompresörünün kesit görünüşü	101
Şekil 4.2. Blok tipi bir temelin altı titreşim modu (Arya vd., 1984)	102
Şekil 4.3. Temel deneme taslağı (Arya vd., 1984)	108
Şekil 4.4. Santrifüj makinesi için temel düzeni (Arya vd., 1984)	132

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Sönümsüz doğal titreşim frekansı (Das ve Ramana, 1993).....	30
Tablo 3.2. Çeşitli $\beta\psi$ Değerleri için $n\psi$ Değerleri (Richart vd., 1970).....	51
Tablo 3.3. Tek serbestlik dereceli sistem için türetilmiş ifadelerin özeti (Arya vd., 1984)	69
Tablo 3.4. Genel makine-titreşim-şiddet verileri. (Arya vd., 1984)	71
Tablo 3.5. Gömme derinliğinin sönümlleme oranına etkisi (Arya vd., 1984)	74
Tablo 3.6. Rijit dairesel ve dikdörtgen temeller için eşdeğer sönüm oranı (Arya vd., 1984)	75
Tablo 3.7. Topraklardaki dahili sönümün tipik değerleri (Whitman ve Richart, 1967) 75	
Tablo 3.8. Rijit dairesel ve dikdörtgen temeller için eşdeğer yay sabiti (Arya vd., 1984)	75
Tablo 3.9. Yay sabiti için gömme katsayıları (Arya vd., 1984).....	76
Tablo 3.10. Sinüzoidal yükler için rezonans frekansı ve dinamik büyütme faktörü formülleri	76
Tablo 3.11. Sinüzoidal yükler için aktarılabirlik faktörü formülleri	77
Tablo 3.12. Makine tiplerine göre sınır titreşim genlikleri (Barkan, 1962).....	86
Tablo 3.13. Zemin yatak katsayısı kz' için önerilen tasarım değerleri (Richart vd., 1970)	90
Tablo 3.14. Rijit dairesel temeller için eşdeğer sönümlleme oranı (Arya vd., 1984)	95
Tablo 3.15. Bazı zeminlerin iç sönümüne ilişkin tipik değerler (Richart vd., 1970).....	96
Tablo 3.16. Elastik yarım uzayda rijit dairesel temeller için yay sabitleri (Richart vd., 1970).....	97
Tablo 3.17. Elastik yarı uzayda rijit dikdörtgen temel için yay sabitleri (Richart vd., 1970)	97
Tablo 4.1. Zemin tabakaları için elde edilen dinamik ve statik parametrelerin ortalama değerleri ve sınıfları	105
Tablo 4.2. Yaygın geometrik şekillerin kütle atalet momentleri (Arya vd., 1984).....	111
Tablo 4.3. Zemin Tabakaları için elde edilen dinamik ve statik parametrelerin ortalama değerleri ve sınıfları	128

SEMBOL LİSTESİ

A	: Temel temas alanı, m^2
A_m	: Serbest genlik
A_1, A_2	: İntegrasyon sabiti
$A_{\theta m}$	: Uyarımda hareketin pik (tepe) genliği
$a_z, a_x, a_\psi, a_\theta$	: Gömme faktörü dikey, yatay, sallanma ve dönme titreşim modları
a_i	: Kesit genişliği, cm
a_0	: Boyutsuz frekans
B	: Dikdörtgen temel bloğunun genişliği, cm
$B_z, B_x, B_\psi, B_\theta$	: Kütle oranı; dikey, yatay, sallanma ve burulma titreşim modları.
b_i	: Kesit derinliği, cm
B	: Reissner tarafından belirlenen kütle oranı olarak adlandırılan ikinci boyutsuz terim
C	: Sönümleme katsayısı
C_{Cr}	: Kritik sönümleme katsayısı
$C_z, C_x, C_\psi, C_\theta$	: Sönümleme katsayıları: Dikey, yatay, sallanma ve dönme modları
D	: Sönümleme oranı
$D_z, D_x, D_\psi, D_\theta$	: Toplam sönümleme oranı: dikey, yatay, sallanma ve dönme modları
$D_{zg}, D_{xg}, D_{\psi g}, D_{\theta g}$	: Geometrik sönümleme oranı, dikey, yatay, sallanma ve dönme modları
D_i	: İç sönümleme oranı
$D_{zi}, D_{xi}, D_{\psi i}, D_{\theta i}$	: İç sönümleme oranı; dikey, yatay, sallanma ve dönme modları
E	: Elastisite modülü
e	: Çalışma hızında dengesiz kütlenin dönme eksenine etrafındaki eksantrikliği, cm
$\bar{e}$	: Makinenin dengesiz kütlesinin eksantrikliği, cm
F	: Uyarıcı kuvvet, tahrik edici kuvvet, titreşim kuvveti kN
F_0	: Titreşim kuvvetinin genliği, kN
F_x, F_z	: Maksimum yatay, dikey kuvvet, kN
f	: Makinenin çalışma hızı, devir/sn
f_n	: Doğal frekans, devir/sn
f_m	: Sabit kuvvet şiddeti altında rezonans frekansı, devir/sn
f_{mr}	: Döner kütleyle bağlı uyarım için rezonans frekansı, devir/sn
$f_{mx}, f_{mz}, f_{m\psi}, f_{m\theta}$	: Yatay, dikey, sallanma ve dönme yönündeki rezonans frekansı, devir/sn
$f_{nx}, f_{nz}, f_{n\psi}, f_{n\theta}$	: Yatay, dikey, sallanma ve dönme yönündeki doğal frekans, devir/sn
f_1, f_2	: Reissner'in deplasman (Yer değiştirme) fonksiyonları
G	: Kayma modülü, kgf/m^2
H_0	: Dinamik yatay kuvvet, kN
H	: Etkili temel gömülü derinliği, cm
I	: Atalet momenti

I'	: Merkezden geçen yatay bir eksen etrafındaki sallanma düzlemine dik olan yatay eksene göre temas alanının ikinci momenti
I''	: Merkezden geçen dikey bir eksen etrafındaki temas alanının ikinci momenti
I_ψ, I_θ	: Sallanma ve dönme titreşimleri için kütle atalet momenti, $\text{kNm} \cdot \text{sn}^2$
i	: Bölümler: bir bütünün belirli parçalara ayrılması (1, 2, 3, ...)
k	: Yay sabiti, kN/m
k'	: Birim deplasman (yer değiştirme) basınç, N/m^3
k_i	: Bölümün kütle merkezinden temel tabanına uzaklığı, cm
$k_z, k_x, k_\psi, k_\theta$	: Eşdeğer yay sabitleri: dikey, yatay, sallanma ve dönme modları
$k'_z, k'_x, k'_\psi, k'_\theta$	: Alt zemin reaksiyon katsayısı
L	: Makine temel bloğunun taban uzunluğu, cm
M_{m0}	: Makinenin ve temel dönme eksenini etrafında kütle momenti
M	: Sabit kuvvet uyarımı için büyütme faktörü
M_r	: Döner kütle tipi uyarımı için büyütme faktörü
$M_{\theta m}$	: Dinamik büyütme faktörü
$M_{\psi m}$	: Sallanma da maksimum büyütme faktörü
M	: Kütle, $\text{kN} \cdot \text{sn}^2/\text{m}$
m_c	: Dengesiz kütle
m_i	: Bölümün kütlesi
n_ψ, n_θ	: Geometrik sönümleme için salınım ve dönme kütle oran faktörleri
P_0	: Yay montajları aracılığıyla iletilen kuvvet
P_H, P_V	: Yatay ve dikey yönde iletilen kuvvet, kN
$P_{T\psi}, P_{T\theta}$	: Aktarılan sallama, dönme momenti, kNm
P_{bdyn}	: Aktarılan dinamik kuvvet, kN/m^2
$P_{Siz.}$	: İzin verilen zemin basıncı, kN/m^2
Q	: Dış kuvvet
Q_0	: Dış titreşimli kuvvet genliği
$Q(t)$	: Zamana bağlı uyarıcı kuvveti veya zorlama fonksiyonu
R_{hx}, R_{hy}	: X ve Y yönündeki temel bloğunun kenarına merkezden olan yatay uzaklık, m
R_v	: Rotor ekseninin merkezinden tabana olan dikey uzaklık, m
r	: İşletme frekansının doğal frekansa oranı, $\bar{f}/f = \bar{\omega}/\omega$
r_0	: Dikdörtgen temel bloğu için eşdeğer yarıçapı ve Dairesel temel bloğu için yarıçap, cm, m
T_0	: Dengesiz tork, kNm
T_θ	: Tork, kNm
T_ψ, T_θ	: Dengesiz sallanma ve dönme momenti, kNm
T_r	: Geçirgenlik faktörü
$T_r(P)$	: Birincil çalışma frekansı için geçirgenlik faktörü
$T_r(S)$	: İkincil makine frekansı için geçirgenlik faktörü
V	: Hız, cm/sn
W	: Makine ve temel toplam ağırlığı, N, kN
W_B, W_C, W_R, W_T, W_F	: Taban plakası, kompresör, rotor, türbin ve temel ağırlığı, kN

W_m	: Toplam makine ağırlığı kN
X	: Yatay yönde yer değiştirme tepkisi, cm
X_t	: Yatay yönde toplam yer değiştirme tepkisi, cm
X	: Yer değiştirme, cm
$\dot{X}$	: Hız, cm/sn
$\ddot{X}$	: İvme, cm/sn ²
Y	: Yer değiştirme genliği, cm
$Y_z, Y_x, Y_\psi, Y_\theta$	: Yer değiştirme tepkisi: dikey, yatay, sallanma, dönme modlar
Y_t	: Y eksenindeki toplam yer değiştirme tepkisi, cm
Z	: Z eksenindeki yer değiştirme tepkisi, cm
$\dot{Z}$	: Hız, cm/sn
$\ddot{Z}$	: İvme, cm/sn ²
z_t	: Z eksenindeki toplam yer değiştirme tepkisi, cm
Z_0	: Periyodik dikey yer değiştirme, cm
$\alpha_z, \alpha_x, \alpha_\psi, \alpha_\theta$	: Sönümleme oranı gömme faktörü, dikey, yatay sallanma ve dönme modları
β	: Yay sabiti katsayıları
$\beta_z, \beta_x, \beta_\psi, \beta_\theta$	: Yay sabiti katsayıları; dikey, yatay, sallanma ve dönme modları
$\eta_z, \eta_x, \eta_\psi, \eta_\theta$	: Yay katsayısı gömülme faktörleri; dikey, yatay, sallanma ve dönme modları.
$\mu = m_i/m$	: Dengesiz kütlenin topla m kütleyle oranı
ν	: Poisson oranı
$\nu_s = \sqrt{g/\rho}$	: Elastik bir cisimde kayma dalgasının yayılma hızı
γ	: Yoğunluk kg/cm ³
ω, ω_n	: Doğal açısal frekans, rad/sn
$\bar{\omega}$	: Dış kuvvetin açısal frekansı, rad/sn
φ	: Dış kuvvet ile yerdeğiştirme arasındaki faz açısı
$\tau_{z\theta}$	: Kayma gerilimi
ξ	: Sönüm oranı

1. GİRİŞ

Bu tez, pistonlu ve döner makineler tarafından üretilen farklı titreşimlerin betonarme temeller üzerindeki etkilerini incelemek ve bu dinamik yükler etkisi altında oluşan etkileri karşılamak için uygun temel tasarımı yapmayı amaçlamaktadır. Pratikte özellikle küçük boyutlu makinelerde, titreşim tasarım kriterlerinin sıkı bir şekilde uygulanması yerine eşdeğer statik yükler için temel tasarımı daha uygun olabilir. Ancak, tasarım mühendisi bir titreşim analizi gerekliliği belirlediğinde, analiz ve tasarımı etkileyen faktörlerin net bir şekilde tanımlanması gerekmektedir. Bu faktörlerin dikkate alınması, uygun temel tasarımının başarılmaya yardımcı olacaktır.

Tezin ilk kısmında titreşim oluşturan makinelerin temel tasarımı ile alakalı kısa bir özet yapıldıktan sonra ikinci kısımda bu konu ile alakalı daha önce yapılan çalışmalar irdelenmiştir. Daha sonra “Materyal ve Yöntem” başlığı altında, dinamik yüklü sistemler için kullanılan modelleme teknikleri detaylı olarak açıklanmış ve çeşitli dinamik yüklemeler altında betonarme temellerin tepkisi analiz edilmiştir. Bu başlık altında, pistonlu ve döner makineler tarafından üretilen farklı titreşimlerin temel yapıları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca, tasarım süreci için gerekli bilgi ve prosedürler sistematik bir şekilde açıklanmıştır. Dinamik yükler altında yapılan temel tasarımının ayrıntıları ve bu süreçte dikkate alınan faktörler detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Daha sonra, iki farklı dinamik yüklü temel örneğinin tasarımı sunulmuştur. Bu kısımda, çeşitli dinamik yüklere maruz kalmış bir temelin nasıl tepki verdiğini ve bu tepkilerin tasarımda nasıl değerlendirilmesi gerektiği yapılan uygulama örnekleriyle açıklanmıştır. Son bölümde ise, yapılan bu çalışmanın sonuçları irdelenmiştir.

1.1. Tasarım Koşulları

Dinamik makinelerin temel tasarımı sürecinde, başlangıç tasarım boyutlandırması tamamlanmadan önce belirli bilgilere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu tasarım bilgisi, desteklenecek makinenin geometrik kısıtlamalarını içermekle kalmaz, aynı zamanda yapısal desteklerin ve çevresel gereksinimlerin detaylı bilgisini de içermesi gerekmektedir. Dolayısıyla, temel tasarımı, belirli özelliklere sahip bir makine için uygun destek sağlayacak şekilde planlanmalıdır. Makinenin geometrik özellikleri (boyutları, ağırlığı vb.), yapısal desteklerin (kolonlar, kirişler vb.) ve çevresel gereksinimlerin

(sıcaklık, nem vb.) doğru bir şekilde bilinmesi, tasarım sürecinin başarılı bir şekilde ilerlemesi için kritik öneme sahiptir. Bu nedenle, materyal ve yöntem başlığı altında, tasarımın doğru bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için gerekli koşullar ve gereksinimler hakkında detaylı bir açıklama sunulmaktadır.

1.2. Modelleme Teknikleri

Bu Tezde, yapı sistemlerinde yaygın olarak kullanılan yaylar ve kütlelerden oluşan matematiksel modelleme teknikleri ele alınmaktadır. Ayrıca, blok tipi temel tarafından desteklenen titreşen bir makinenin matematiksel modeli incelenmiş, dikey, yatay ve salınımlı modları içeren dinamik modeller oluşturulmuştur. Bu bulgular, temel tasarım problemlerinin çözümünde kullanılacaktır.

1.3. Elastik Yarı-Uzay Teorisi

Dinamik yüklerin etkilerini tahmin etmek için yaygın olarak kullanılan model, elastik yarı-uzay modelidir. Bu teori, elastik malzemelerin davranışını inceleyen bir teoridir ve zemin mühendisliği ile yapısal analizde önemli bir yer tutar. Özellikle titreşim analizi ve dinamik yüklerin etkilerinin değerlendirilmesinde kullanılır. Elastik yarı-uzay modeli, bir elastik malzemenin sonsuz bir uzayda bulunduğunu ve malzemeye uygulanan yüklerin oluşturduğu deformasyonların nasıl yayıldığını analiz eder (Richart vd., 1970).

Bu teori, homojen ve izotropik bir elastik yarı-uzay üzerinde bulunan bir daire şeklindeki temelin dinamik tepkisini inceler. Bu temel varsayım, zeminin gerilme-deformasyon özelliklerini, kayma modülü (G) ve Poisson oranı (ν) olarak tanımlayan parametrelerle birlikte ele alır.

Geometrik değişkenlerin ve uygulanan kuvvetlerin tiplerinin önemini vurgulayan çeşitli çözümler, tasarım prosedürlerinin temelini oluşturur. Bu çözümler, dinamik tepkiyi matematiksel olarak modellemek ve analiz etmek için geliştirilmiştir. Özellikle, makine temellerinin tasarımında, temelin üzerine etki eden dinamik yüklerin ve bu yüklerin temelin altındaki zemine yayılma şeklinin belirlenmesinde kullanılır (Richart vd., 1970).

1.4. Tasarım Prosedürleri

Makine temellerinin veya diğer dinamik yük altındaki temellerin tasarımında, sonraki düzeltmeler genellikle nihai fiziksel sisteme ulaşmak için kullanılır. Bu süreçte belirli fiziksel parametreler varsayılır ve tasarım koşullarının karşılanıp karşılanmadığı değerlendirilir. Eğer tasarım koşulları karşılanmıyorsa, fiziksel parametrelerde değişiklik yapılır ve süreç tekrarlanır. Bu tezde ele alınan tasarım prosedürleri, özellikle sürekli titreşimlere veya geçici yüklemelere maruz kalan temellerin dinamik tepkisiyle ilgilidir. Bu tezdeki temel vurgu, tasarım koşulları belirlendikten sonra dinamik analizlerin nasıl gerçekleştirileceği ve değerlendirileceği üzerinedir.

1.5. Zemin Özellikleri

Doğru bir temel tasarımı için zeminin özelliklerinin ve karakteristiklerinin uygun bir şekilde değerlendirilmesi son derece önemlidir. Her inşaat alanı için zemin özellikleri farklılık gösterebilir. Ele alınan bir zeminin dinamik tepkisi, zemin kütlelerinde gelişen yükleme koşulları ve gerilme dağılımlarına bağlıdır. Bu tezdeki zemin özelliklerinin temel vurgusu, zeminlerin titreşimli gerilmelere nasıl tepki gösterdiğidir.

1.6. Tasarım Örnekleri

Temelin dinamik davranışını belirlemek için kullanılan analitik prosedürler, uygulanan kuvvetleri, zemin özelliklerini, temel ağırlığını ve geometrisini temelin tepkisiyle ilişkilendirir. Tasarım sürecinde, bu prosedürler tasarım parametrelerini optimize ederek temelin dinamik tepkisini en iyi şekilde ayarlamak için kullanılır. Tezin sonunda bu prosedürlerin nasıl uygulandığını göstermek amacıyla iki temel tasarım problemi ele alınmıştır.

1.7. Tezin Amacı

Bu tez çalışması, dinamik yükler altında çalışan makine temellerinin önemini vurgulamakta ve yapı dinamiği alanının temel kavramlarını incelemektedir. Ayrıca, çeşitli makine ve temel tipleri ile makineden kaynaklanan titreşimlerin sönümlenmesi ve makine temellerinin yapı detayları ele alınmaktadır. Tezin temel amacı, titreşim analizi

teknikleri çerçevesinde uygun makine temellerinin seçimi ve projelendirilmesi konularını kapsamakta ve aynı zamanda makineden kaynaklanan zararlı titreşimlerin doğru bir şekilde anlaşılmasını hedeflemektedir.

Bu tez çalışması, mühendislik topluluğunda titreşimlerin etkileri hakkında farkındalık yaratılmasına ve mühendislerin bu alanda daha iyi eğitilmesine katkı sağlamayı amaçlamaktadır. Sonuç olarak, farklı disiplinlerin, makine mühendisliği, yapı mühendisliği ve çevre mühendisliği, yapacağı çalışmalar ve bu çalışmaların sağlayacağı katkılar, endüstriyel uygulamalarda kullanılan makinelerin performansını artırarak ve güvenliğini sağlayarak geniş bir mühendislik alanına katkıda bulunabilir.

Son olarak, bu tez çalışmasında yapılan kapsamlı literatür taraması sonucunda, makine temellerinin tasarımına yönelik yakın tarihlerde herhangi bir yönetmelik veya yayımlanmış özgün bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu nedenle, söz konusu temellerin tasarımında, literatürdeki mevcut makale ve tezlerde yer alan kaynaklar göz önünde bulundurulmuştur.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Makine temellerinin dinamik analizi ve tasarımı, endüstriyel makinelerin güvenliği, verimliliği ve uzun ömürlü kullanımı için hayati önem taşımaktadır. Bu tez, makine temellerinin dinamik yükler altındaki tepkilerini anlamak ve bu tepkileri etkileyen faktörleri belirlemek amacıyla yapılmış bir araştırmayı sunmaktadır. Makine temelleri, çeşitli mühendislik disiplinlerinin birleşimi olan yapısal mühendislik, zemin mekaniği ve dinamik sistemler teorisi açısından kritik bir rol oynamaktadır. Bu çalışma, temel tasarımında kullanılan frekans analizleri, rezonans riskinin önlenmesi için alınan tedbirler, uygun sönümlleme malzemeleri ve titreşim izolasyon yöntemleri gibi konular üzerinde derinlemesine bir şekilde durmaktadır.

Bu tez çalışmasında, endüstriyel makinelerin çeşitli operasyon koşullarında oluşturduğu dinamik yüklerin temel üzerindeki etkileri incelenirken, makinelerin çalışma performansını optimize etmek ve çevresel titreşim etkilerini minimize etmek için güncel mühendislik çözümleri de araştırılmaktadır. Bu bağlamda, yapılan literatür taraması ve analizler, mühendislik uygulamalarında kullanılan en son teknolojiler ve yöntemler hakkında kapsamlı bir bilgi sağlamayı amaçlamaktadır. Tezin temel amacı, makinelerin güvenliği ve stabilitesi için uygun temel tasarımı ilkelerini vurgulamak ve bu alandaki bilgi boşluklarını doldurmaktır.

Richart vd. (1970), Dinamik yüklerin zemin üzerindeki etkileri ve bu yüklerin temel tasarımı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Zeminlerde ve temellerde meydana gelen titreşimlerle ilgili teorik yöntemler, saha ve laboratuvar teknikleri ile saha ölçümlerini kapsamlı bir şekilde incelemişlerdir. Çalışma, titreşimli sistemlerin temel ilkelerinden başlayarak, dalga yayılımının farklı ortamlar üzerindeki etkilerine ve dinamik yükler altında zeminlerin davranışlarına kadar geniş bir yelpazede bilgi sunmaktadır. Ayrıca, saha ve laboratuvar çalışmalarında kullanılan ölçüm teknikleri ve cihazları hakkında da detaylı bilgiler içermektedir. Dinamik olarak yüklü temellerin tasarımında kullanılan prosedürler, çalışmanın önemli bir bölümünü oluşturarak, mühendislik tasarım süreçlerine ışık tutmaktadır. Temellerin elastik yarı-uzay üzerine oturtulduğunda, zeminlerin küçük gerilme genliklerinde elastik davranış sergileyebileceği ve bu özelliklerin laboratuvar ve saha çalışmalarında belirlenebileceği vurgulanmıştır. Elde edilen elastik zemin sabitleri, belirli bir temelin dinamik tepkisinin tahmin edilmesinde kullanılabilmektedir. Ayrıca, elastik bir ortam tarafından desteklenen

temellerin dinamik davranışı için çeşitli çözümler sunulmakta ve tartışılmaktadır. Temel elastik ortam genellikle homojen, izotropik, elastik yarı sonsuz bir cisim olarak kabul edilir. Bu varsayımlar doğrultusunda, desteklenen temellerin dinamik tepkisinin matematiksel çözümleri geliştirilebilir hale gelmiştir. Geometrik değişkenlerin ve etkileyici kuvvet türlerinin önemini gösteren birkaç çözüm ele alınmış ve tasarım prosedürlerinin temelini oluşturmak üzere sunulmuştur. Son olarak, bu çalışma, mühendislik uygulamalarında ve akademik çalışmalarda, zeminlerin ve temellerin titreşim davranışlarını anlamak ve analiz etmek isteyen araştırmacılar ve uygulayıcılar için kapsamlı bir kaynak niteliğindedir.

Arya vd. (1984), temellerin yapısal sistemi, teorik yaklaşım, titreşim teorisinin temel ilkeleri, tek serbestlik dereceli sistem, matematik model için parametre hesaplama, eşdeğer kütle, eşdeğer yay sabiti, eşdeğer zorlayıcı fonksiyon, matematik modelin formülasyonu, geçici veya serbest titreşimler, zorlanmış titreşimlerin çözümü, döner kütle türü uyarılma etkisi altındaki dinamik sistem, genlik (yer değiştirme, titreşim), koşullar (sınır, kısıtlama, başlangıç), sönümleme, frekanslar, büyütme veya kuvvetlendirme faktörü, titreşim modları ve aktarılabilirlik faktörü gibi önemli başlıkları incelemiştir. Bu çalışma sonucunda, santrifüj ve pistonlu makineler için üç blok temel tasarımı sunmuşlardır. Bu örneklerde, belirtilen teori, bilgiler ve formüller kullanılmaktadır. Seçilen temeller, birçok endüstriyel tesiste yaygın olarak kullanılan temellerdir. Temel örnekleri, temel tasarımının eksiksiz bir şekilde yapılmasını sağlamak amacıyla standart bir formatta adım adım sunulmuştur. Makine temellerinin tasarımı, endüstriyel ve ağır makine kurulumlarının kritik bir bileşeni olarak kabul edilir. Bu tasarım süreci, makinenin işleyişini desteklemek, titreşimleri minimize etmek ve hem ekipmanın hem de personelin güvenliğini sağlamak amacıyla gerçekleştirilir. Uygun temel türünün seçimi, makinenin özelliklerine, titreşim davranışlarına ve kurulum alanının zemin koşullarına bağlı olarak belirlenir.

Said vd., kazıklı ve blok tipi temeller için belirtilen kuralları detaylı bir şekilde incelemiştir. Bu kurallar, temel prensiplerin uygulanması ile pratik deneyimin birleşimine dayanmaktadır. Çalışmada vurgulanan ana nokta, bu prensiplerin doğrudan birer kural olarak uygulanmaktan ziyade, uygun kullanımlarıyla zenginleştirilmeleri gerektiğidir. Ayrıca, cevapların makul olup olmadığının değerlendirilmesi, geçerli varsayımların hızla belirlenmesi ve karmaşık sistemlerin ve durumların daha iyi anlaşılmasına olanak tanır. Bu, genel tahminlerin sağlanması açısından da önemlidir. Çalışma, ağır makinelerin titreşen, pistonlu veya döner kütleleri için dinamik kuvvetlere

dayanabilecek bir destek sistemine ihtiyaç duyulduğunu vurgulamaktadır. Aksi takdirde, bu tür titreşimlerin makineye, destek sistemine ve işletme personeline zarar verebileceği belirtilmiştir.

Valliappan ve Hakam (2001) çalışmalarında, dinamik yükler altında temel tasarımının optimize edilmesi için sonlu eleman analizi kullanmışlardır. Bu çalışmayı, temellerin dinamik yükler altında nasıl davrandığını anlamak ve optimize etmek amacıyla gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, sonlu eleman yöntemi kullanılarak farklı temel yapılarının dinamik yük altındaki performansı simüle edilmiştir. Özellikle, çeşitli malzemeler, geometriler ve yük koşulları altında temel yapılarının titreşim tepkileri incelenmiştir. Analizler, temel yapılarının doğruluk, dayanıklılık ve titreşim izolasyonu gibi kritik faktörlerinin tasarımında sonlu eleman analizinin önemini vurgulamıştır. Sonuçlar, bu yöntemin temel yapılarının dinamik yükler altındaki davranışını anlamak ve optimize etmek için güçlü bir araç olduğunu göstermektedir. Özellikle, farklı tasarım parametrelerinin ve malzeme seçimlerinin temel yapılarının performansına nasıl etki ettiği detaylı bir şekilde incelenmiştir. Çalışma, mühendislerin dinamik yükler altında güvenli ve verimli temel yapıları tasarlamak için analitik ve sayısal yöntemlerin kullanımına dair önemli içgörüler sunmaktadır.

T. Öztürk ve Z. Öztürk (2008) çalışmalarında, dinamik olarak yüklenmiş temelerde titreşim emilimi ve izolasyonu üzerine kapsamlı analizler gerçekleştirmişler. Sonuçlar, yaygın titreşim emicilerin ve tasarım süreçlerinin başarılı bir şekilde uygulandığını, dalga bariyerleri ile titreşim izolasyonunun etkin olduğunu ve mevcut makine temellerindeki titreşim genliklerinin azaltılma yöntemlerinin etkili olduğunu göstermektedir. Bu bulgular, dinamik yükler altındaki temel tasarımı için önemli katkılar sağlamaktadır.

Avcı (2008), sıvılaştan zeminlerde inşa edilen yüzen kazık gruplarına dinamik yüklerin statik yükler cinsinden uygulanabilirliğini incelemiştir. Çalışmada, Plaxis paket programının dinamik modülü kullanılarak kazık grupları dinamik etki altında deformasyonları belirlenmiş ve bu deformasyonlardan geriye dönük olarak hesaplanarak, kazık gruplarına eşdeğer statik yükler belirlenmiştir. Bu çalışmanın sonucunda, dinamik etkilerin hesaba katılamadığı durumlarda, üst yapı yüklerine dayalı olarak sıvılaştan zeminlerde kazık temel tasarımı için dinamik kuvvetlerin statik yükler cinsinden uygulanabilirliği ortaya konmuştur. Özellikle 6.0 şiddetine kadar olan depremler için kazık temelde etkiyen düşey statik yükler %100 artırılarak, 6.0 ile 8.0 arasındaki depremler için ise %200 artırılarak dinamik etkiler statik yükler olarak dikkate alınmıştır.

İşkodra (2008), yapı dinamiğinin temel prensiplerini, çeşitli makine temellerinin tiplerini, yapı malzemelerinin kullanımını, temeldeki statik ve dinamik kuvvetlerin doğru şekilde projelendirilmesini, makineden kaynaklanan istenmeyen titreşimlerin önlenmesi için temel altında sönümleyici kullanımını ve titreşim yalıtımı için temellerin etkisini detaylı bir şekilde incelemiştir. Bu kapsamda, statik yükler altında göçme veya aşırı oturmanın engellenmesi ve işletme frekansındaki titreşim genliğinin belirli sınırlar içinde tutulması gerektiğini vurgulamıştır. Bu önlemler sayesinde titreşimlerin çalışanları rahatsız etmeyeceği ve makinenin bulunduğu yapı ile çevredeki yapıların zarar görmeyeceğini belirtmiştir. İşkodra, temel tasarımı sürecinde, komşu yapı ve ekipmanlara potansiyel zarar verebilecek titreşimlerin öngörülmesi halinde uygun sönümleyici malzemelerin kullanılmasının önemine dikkat çekmiştir. Bu malzemeler arasında kauçuk, neopren, çelik yay, ahşap ve pnömatik sönümleyici gibi seçenekler önermiştir. Son olarak, makine temelinin maliyetinin genel tesis maliyetine kıyasla küçük olsa da yanlış yapıldığında makine arızalarına veya tesisin zarar görmesine neden olabileceğini ve bu nedenle makine temellerinin titizlikle projelendirilmesinin hem makine için hem de tesisin genel sağlığı için hayati önem taşıdığını vurgulamıştır.

Aşılıoğlu (2009), dinamik yüklere maruz kalan temellerde simetriden sapmaların etkilerini kapsamlı bir şekilde incelemiştir. Çalışmasında, makineler ve bunların temel yapı elemanları olan makine temellerinin tasarım ve inşaat süreçlerinin, tesislerin verimliliği ve dayanıklılığı açısından kritik bir rol oynadığı vurgulanmıştır. Araştırma, blok tipi makine temelleri, yüksek hızlı çerçeve temelleri, pistonlu makinelerin temelleri ve darbeli yüklere maruz kalan makine temelleri gibi çeşitli temel tiplerini detaylı bir şekilde incelemiştir. Makine temellerinde kullanılan yapı malzemeleri ve inşaat sürecindeki donatı düzenlemeleri de ayrıntılı bir biçimde ele alınmıştır. Ayrıca, simetriden sapmaların sistem üzerindeki etkilerini değerlendirmek amacıyla, bir makine için simetrik ve simetrik olmayan durumlar için serbest titreşim analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar grafiklerle görselleştirilmiştir. Makinenin çalışma frekanslarının simetrik olmayan durumlarda nasıl değiştiği ve bu değişikliklerin sistem üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Son olarak, makine temel sisteminin simetrik olmayan durumlarında serbest titreşim frekansları ve genlikleri titizlikle analiz edilmiş ve bulgular grafiklerle sunulmuştur. Bu çalışma, dinamik yüklere maruz kalan makine temellerinin tasarımında simetriden sapmaların dikkate alınmasının önemini vurgulamaktadır.

Karabulut vd. (2011), tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik modellemesini yaparak, motorun hızlanma sürecinde yüklü ve yüksüz koşullarda sergilediği davranışları, motor bloğunun titreşimleri ve krank milinin açısal hızındaki değişimleri incelemiştir. Dinamik model, piston, krank mili, motor bloğu ve biyelin hareket denklemlerinden oluşmaktadır. Motor bloğunun hareketi, silindir eksenine doğrultusundaki öteleme hareketi ve krank eksenine etrafındaki dönme hareketi olmak üzere iki serbestlik derecesine sahiptir. Bu çalışmada, gaz basıncı değişimi deneysel yöntemle elde edilmiştir. Simülasyonlarda, farklı sertlik ve sönümleme sabitleri için bağlantı takozlarında oluşan kuvvetler ve motor parçalarının titreşim karakteristikleri grafiksel olarak sunulmuştur. Sonuç olarak, motor parçalarının dinamik davranışları ve titreşimleri detaylı bir şekilde analiz edilmiştir.

Görgün (2014), suya doymuş kil ve gevşek kum zeminlerde inşa edilen yüzen kazık gruplarına dinamik yüklerin etkilerini, statik yükler açısından incelemiştir. Araştırmada, Plaxis ve SAP2000 gibi yazılımların dinamik modülleri kullanılarak, dinamik ortamlarda kazık gruplarının deformasyonları belirlenmiş ve bu deformasyonlardan hareketle kazık gruplarına eşdeğer statik yükler geriye dönük olarak hesaplanmıştır. Bu çalışma, suya doymuş kil zeminlerde kazık temel tasarımının, özellikle deprem gibi dinamik yük etkilerinin statik yükler cinsinden nasıl değerlendirilebileceğini ortaya koymaktadır.

Al-Helo (2015), iki katmanlı doymuş kum tabakasının üst yüzeyine yerleştirilen şerit makine temelini dinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, temel gevşek, orta ve yoğun zemin koşullarında yerleştirilmiş ve dikey harmonik uyarılarla incelenmiştir. Temel üzerine, 25 kPa amplitüdünde ve 5 Hz frekansında harmonik bir yük uygulanmıştır. Sayısal analizler, PLAXIS 2D sonlu eleman yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Zemin, Mohr-Coulomb akma kriterine göre elastik mükemmel plastik bir malzeme olarak kabul edilmiştir. Analizde, temel üzerindeki etkileri değerlendirmek amacıyla değişkenlik analizi yapılmıştır. Özellikle, zemin katmanlarının modüler oranının (E_1/E_2) temel üzerindeki etkisi incelenmiştir. Elde edilen bulgular, E_1 (üst zemin tabakasının elastik modülü) E_2 'ye (alt zemin tabakasının elastik modülü) göre 2-4 kat artırıldığında, temeldeki deplasmanın belirgin bir şekilde azaldığını ve bu artışın ardından düşüş gösterdiğini ortaya koymuştur. Benzer şekilde, E_1 'in E_2 'ye yaklaşık 5 katına çıkarılmasıyla gözenek suyu basıncının önemli ölçüde arttığı, ancak daha sonra etkinin azaldığı saptanmıştır. Çalışmanın bir diğer bulgusu, sıvılaşma potansiyel

bölgesinin yükleme yüzeyine yakın, sığ derinliklerde başladığı ve tüm frekanslar için birkaç metre genişliğinde yayıldığıdır.

Güney (2016), dinamik yüklü temellerde simetriden sapma ve deprem etkisini kapsamlı bir şekilde incelemiştir. Bu çalışmasında, simetri, simetriden sapma, etki eden yer hareketi ve yeni makine kurulumu gibi durumlar için dinamik yüklü temellerin açısallık serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşim genliklerinin hesaplanması detaylı bir şekilde ele alınmaktadır. Güney, dinamik yüklere maruz kalan temellere etki eden kuvvetlerin, statik ve dinamik yüklerin bir kombinasyonu olduğunu ve bu nedenle tasarım sürecinde sistem dayanımının yanı sıra titreşimlerin de analiz edilmesi gerektiğini vurgulamaktadır. Çalışmada, titreşimlerin kontrolünün, rezonansın önlenmesi ve genliklerin kabul edilebilir sınırlar içinde tutulması ile sağlandığı belirtilmektedir. Simetrik sistemlerde düşey titreşimlerin analizi için tek bir hareket denkleminin yeterli olduğunu, ancak asimetrik sistemlerde diğer titreşim modlarının da dikkate alınması gerektiğini açıklamaktadır. Bu sebeple, hesaplamaların kolaylığı açısından tasarımlarda genellikle simetrik sistemlerin tercih edildiği, ancak tasarım aşamasında planlanan simetri durumunun, imalat ve kullanım aşamalarında her zaman korunamayabileceği belirtilmektedir. Örneğin, makinenin yerinin planlanandan farklı olması veya mesnet elemanlarının hasar görmesi gibi durumlar, kütle ve rijitlik merkezlerinin konumunu değiştirerek simetriden sapmaya neden olabilir. Güney, dinamik yüklü temellerin tasarımında, statik ve dinamik yüklerin yanı sıra deprem kaynaklı yüklerin de dikkate alınması gerektiğini vurgulamaktadır. Güçlü yer hareketleri ile birleşen makine titreşimlerinin, yapısal hasara ve hatta yıkılmalara yol açabileceğini, dünya genelinde birçok depremin makine temellerinde ciddi hasarlara neden olduğunu ve bu hasarların temellerin yanı sıra, titreşimlerin makinaya geçişi sebebiyle makine ve ekipmanlarda da gözlemlendiğini belirtmektedir. Son olarak, üretimde yapılan değişiklikler ve makinelerin yerlerinin değiştirilmesi gibi sebeplerle mevcut bir temele yeni bir makine kurulumu yapılabildiği ve bu durumda makinenin ağırlığı, zorlayıcı kuvvetin genliği ve açısallık frekansının öncekinden farklı olabileceği ifade edilmektedir.

Ulgun vd. (2016), yüksek hassasiyetli bir enstrüman için yeraltı titreşimlerinin ölçümü üzerinde çalışmışlardır. Çalışmalarında, özel bir metodoloji kullanarak temel tasarımı ve titreşim izolasyonunu etkileyen faktörleri incelemiş ve enstrümanın performansını artırmak için uygun izolasyon tekniklerini önermişlerdir. Yaptıkları ölçümler ve analizler, temel tasarımında dikkate alınması gereken titreşim sınırlarını belirlemede önemli bir rol oynamıştır, bu da çalışmanın temel bulgularından biridir.

Unsever vd. (2017) çalışmalarında, doymuş kum içindeki model kazık temellerin dinamik yükler altındaki davranışını incelemişlerdir. Laboratuvar deneyleri yoluyla kazık temellerin dinamik yükler altındaki performansını değerlendirmişlerdir. Özellikle, doymuş kum tabakalarında bulunan kazık temellerin yatay ve dikey titreşimlere verdiği tepkiyi araştırmışlardır. Çalışmalarında, farklı yükleme koşulları ve frekanslar altında kazık temellerin hareketleri ile zemin-kazık etkileşimini analiz etmişlerdir. Deneyler sırasında, kazık temellerin dinamik yüklemeye karşı gösterdiği deformasyonlar ve yer değiştirmeler detaylı bir şekilde ölçülmüştür. Ayrıca, zemin sıvılaşmasının ve dinamik yüklemenin kazık temeller üzerindeki etkileri de değerlendirilmiştir. Sonuçlar, doymuş kum tabakasındaki kazık temellerin dinamik yükler altında önemli yer değiştirmeler ve deformasyonlar yaşayabileceğini göstermektedir. Ayrıca, kazık temellerin performansının yükleme frekansına ve zemin özelliklerine bağlı olarak önemli ölçüde değişebileceği bulunmuştur. Çalışmalarında, kazık temellerin tasarımında dinamik yüklerin ve zemin koşullarının dikkate alınması gerektiğini vurgulamaktadırlar.

Sümbül vd. (2018), yüzeysel temelli bir yapı grubunun dinamik davranışı detaylı bir şekilde incelemişlerdir. Çalışmada, çeşitli temel genişliklerine sahip bu yapı grubunun dinamik tepkileri, 2 boyutlu sonlu elemanlar yöntemiyle ayrıntılı bir şekilde çözümlenmiştir. Özellikle Mw:7.1 büyüklüğündeki bir deprem senaryosunda, yerel zemin koşullarına bağlı olarak ağır hasar gören yapı grupları simüle edilmiş ve çeşitli senaryolar altında değerlendirilmiştir. Araştırmanın odak noktası, doğu-batı doğrultusundaki fay sistemlerinin etkisi altındaki yapıların dinamik performansı üzerindedir. Analiz sonuçları, doğu-batı uzanımlı binaların diğer yönlerde göre benzer yapı özelliklerine sahip binalara kıyasla daha az zarar gördüğünü göstermektedir.

Bhaduri ve Choudhury (2021), esnek birleşik kazık-radye temel (EBKRT) sistemlerinin dinamik yükler altındaki kararlı durum tepkisini incelemişlerdir. Araştırmasında, EBKRT sistemini elastik bir ortamda modelleyerek analitik çözümler sunar ve kazık ile radye temel bileşenlerini sırasıyla kiriş ve plaka olarak değerlendirir. Yatay harmonik yükleme altındaki bileşenlerin temel diferansiyel denklemleri formüle edilmiştir ve Fourier dönüşüm tekniği kullanılarak bu denklemlerin analitik çözümleri elde edilmiştir. İki eşzamanlı analiz yapılmış ve bileşenlerin birleşim noktasında yer değiştirme uyumluluğu sağlanmıştır. Önerilen yöntem, literatürde mevcut olan dinamik santrifüj test sonuçları ile doğrulanmıştır. İleriye dönük parametre çalışmaları kapsamında, yükleme frekansının EBKRT'nin dinamik yer değiştirme tepkisi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca, radye temel esnekliğindeki %60'lık bir artışın, radye temelin

yatay yük paylaşım oranını gevşekten yoğun kumlara doğru sırasıyla %75 - %65 oranında azalttığı gözlemlenmiştir. Bu bulgular, EBKRT sistemlerinin dinamik davranışını anlamada ve tasarım süreçlerinde önemli bilgiler sağlamaktadır.

Köken ve Karabulut (2022), takım tezgahları özellikle freze tezgâhı işlerken ortaya çıkan titreşimleri azaltmak için ele almıştır. Çalışmasında, elastomer titreşim takozlarının freze tezgâhının titreşim problemlerini azaltmak için uygunluğu incelemiştir. Gerekli rijitlik ve sönüm oranlarına sahip titreşim takozları belirlenerek, tezgâhın titreşim seviyeleri önce yalıtımsız ve ardından yalıtımlı olarak ölçülmüştür. Makine tabanı ile zemin arasına yerleştirilen titreşim takozlarının zemine geçen titreşim üzerindeki etkisi deneysel olarak değerlendirilmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda, yalıtım uygulamalarıyla zeminde titreşim azalması sağlanmıştır. Aynı koşullar altında yapılan tekrarlı titreşim ölçümleri ve analizler, tezgâh zemin titreşimlerinin azaltılabileceğini göstermiştir. Bu sonuçlar, önerilen titreşim yalıtım sisteminin istenmeyen titreşim etkilerini azaltmak için etkili bir çözüm olduğunu göstermektedir.

Bapir vd. (2023), zemin-yapı etkileşimi, yapı modelleri ve bina yapılarının deprem tepkisi üzerine yapılan çalışmalarının güncel incelemesini yapmışlardır. Bu çalışmanın amacı, dinamik zemin-yapı etkileşiminin bina yapıları üzerindeki etkilerini genel bir değerlendirme sunmaktır. Çalışmada, zemin-yapı etkileşimi problemlerini çözmek için mevcut modelleme teknikleri ele alınmaktadır. Genel olarak, zemin-yapı etkileşiminin yapı tepkisine olumlu katkıda bulunduğu kabul edilmiştir. Ancak, çağdaş çalışmalar ve geçmiş depremlerden elde edilen kanıtlar, belirli koşullarda zemin-yapı etkileşiminin olumsuz etkilerini ortaya koymuştur. Bu incelemede, ilgili araştırmalar ve bulgular genel olarak özetlenmekte ve tartışılmaktadır. Ayrıca, deprem etkisi altındaki zemin-yapı etkileşimi problemlerini değerlendirmek için yaygın olarak kullanılan modelleme teknikleri ve hesaplama yöntemleri detaylı bir şekilde incelenmektedir. Her bir modelin güçlü yanları, sınırlamaları ve uygulama alanları karşılaştırmalı olarak tartışılmaktadır. Zemin-yapı etkileşiminin çeşitli tasarım kodları ve küresel yönergelerdeki rolü de özetlenmiştir. Son olarak, farklı yapısal sistemler ve temel türlerine sahip binaların deprem tepkisi üzerindeki zemin-yapı etkileşimi etkilerine dair son bulgular ve ilerlemeler sunulmaktadır.

Bildik ve Tanrıöver (2023), yığma temellerin deprem yükleri altındaki davranışlarını sayısal yöntemlerle analiz etmişlerdir. Çalışmalarında, tabakalı zemin, yeraltı suyu seviyesi, kazık sertliği ve deprem ivmesi gibi çeşitli parametrelerin etkilerini incelemiştir. Araştırmanın bulguları, deprem büyüklüğünün kinematik etkileşim

analizlerinde en önemli parametre olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca, zayıf zemin koşullarında kazık uzunluğunun %75'inin zayıf zeminde yer almasının en olumsuz durumu yarattığı belirlenmiştir.

Bu tez çalışması, literatüre makinelerin ürettiği titreşimlerin doğru analiz edilmesi ve temel tasarımının buna göre optimize edilmesi yoluyla endüstriyel uygulamalarda önemli katkılarda bulunabilir. Titreşim analizi, makinelerin performansını artırmak için kritik bir araç olarak değerlendirilmekte olup, doğru temel tasarımı ve sönümleme yöntemleri kullanılarak dayanıklılık ve güvenlik sorunlarının azaltılması hedeflenmektedir. Ayrıca, çevresel etkilerin minimize edilmesi ve yasal düzenlemelere uyum sağlanması gibi konular da çalışmanın önemli odak noktaları arasında yer almaktadır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, titreşim üreten makineler için blok tipi temel tasarımı detaylı bir şekilde incelenmiştir. Temel tasarımı sürecinde dikkate alınması gereken önemli şartlar ve modelleme teknikleri öncelikle ele alınmış, ardından bir titreşim makinesinin blok tipi temel üzerindeki matematiksel modellemesi detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Elastik yarı uzay teorisi kullanılarak, blok tipi temelin çeşitli titreşim modları üzerindeki etkileri ayrıntılı olarak tartışılmıştır; bu modlar arasında dikey, yatay, dönme, sallanma, kayma, birleşik sallanma-kayma ve geometrik sönümlenme bulunmaktadır. Son olarak, blok tipi temelin deneme boyutlandırması için gerekli olan bilgiler kapsamlı bir şekilde sunulmuştur. Bu çalışma, makinelerin sağlam ve verimli bir şekilde çalışabilmesi için temel tasarımının kritik önemini vurgulamaktadır, aynı zamanda temel üzerindeki titreşim etkilerinin nasıl minimize edilebileceği konusunda mühendislere pratik bilgiler sunmaktadır.

3.1. Titreşimli Makineler İçin Temel Tasarımı

Titreşimli ekipmanlar için tatmin edici temel tasarımı, çoğunlukla yer değiştirme kriterlerine dayanır. Titreşimli yükleme nedeniyle meydana gelen yer değiştirme, iki ana başlık altında sınıflandırılabilir (Das ve Ramana, 1993).

1. Titreşimli yüklemeye karşı zemin-temel sisteminin elastik tepkisi nedeniyle meydana gelen periyodik yer değiştirme
2. Temel altındaki zeminin sıkışması nedeniyle meydana gelen kalıcı yer değiştirme

Yukarıda listelenen ilk yükleme koşuluna bağlı yer değiştirmeyi tahmin edebilmek için, bir temelde dengesiz kuvvetlerin doğasını bilmek esastır.

Tam anlamıyla, temel kelimesi zemini de içine alacak şekilde kullanılmaktadır. Bu nedenle, tatmin edici bir temel aşağıdaki üç gereksinimi karşılamalıdır:

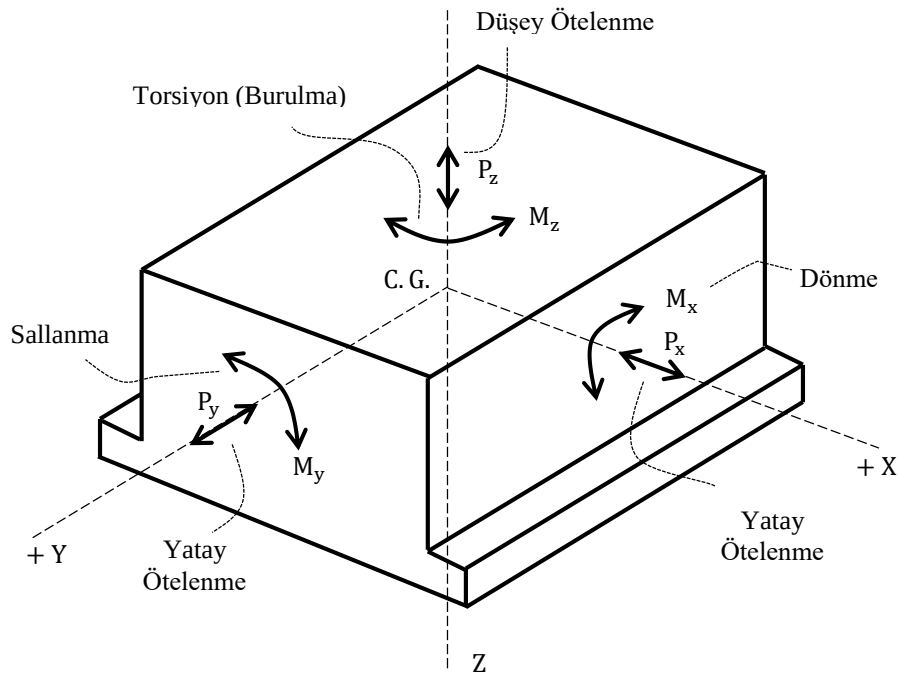
1. Don hasarını önlemek, erozyon tarafından çökertilmek veya yakın gelecekteki inşaat faaliyetlerinden kaynaklanan hasarlardan korunmak için yeterli derinliğe sahip olmalıdır.
2. Zemin çökmesine karşı güvenli olmalıdır.
3. Yapıyı bozacak veya zarar verecek kadar oturmamalıdır.

Makine temelleri üzerinde yapılan tasarımlarda, statik yüklerin yanı sıra dinamik yükler de önemli bir rol oynamaktadır. Tipik olarak, temel ağırlığı, üzerine yerleştirilen makinenin ağırlığından birkaç kat daha fazladır. Makinenin hareketli parçalarıyla ilişkili dinamik yük genellikle statik yükünden daha düşüktür. Makine temellerinde, genellikle düşük büyüklükte ancak uzun süre boyunca tekrarlanan dinamik yükler etkilidir. Ancak zeminin elastik davranış göstermesi önemlidir; aksi takdirde, her yükleme döngüsünde deformasyonlar birikebilir ve zemin uzun süreli kullanıma uygun olmayabilir.

Makine temelini tasarımı, temel ve zemin sisteminin doğal frekansı belirlenirken, makinenin çalışma frekansındaki hareket genliği de kritik bir parametredir. Bu tasarım sürecinde hem temelin stabilitesi hem de zeminin dinamik tepkisi dikkate alınarak optimal bir çözüm bulunması önem arz etmektedir (Das ve Ramana, 1993).

3.1.1. Rijit blok temelin serbestlik dereceleri

Beton bloğun, altındaki zeminle kıyaslandığında, rijit olduğu kabul edilir (Prakash ve Puri, 2006). Bu sebeple, sadece rijit cisimlerin yer değiştirmeleri ve dönme hareketleri geçirebileceği varsayılır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Temel için altı titreşim modu

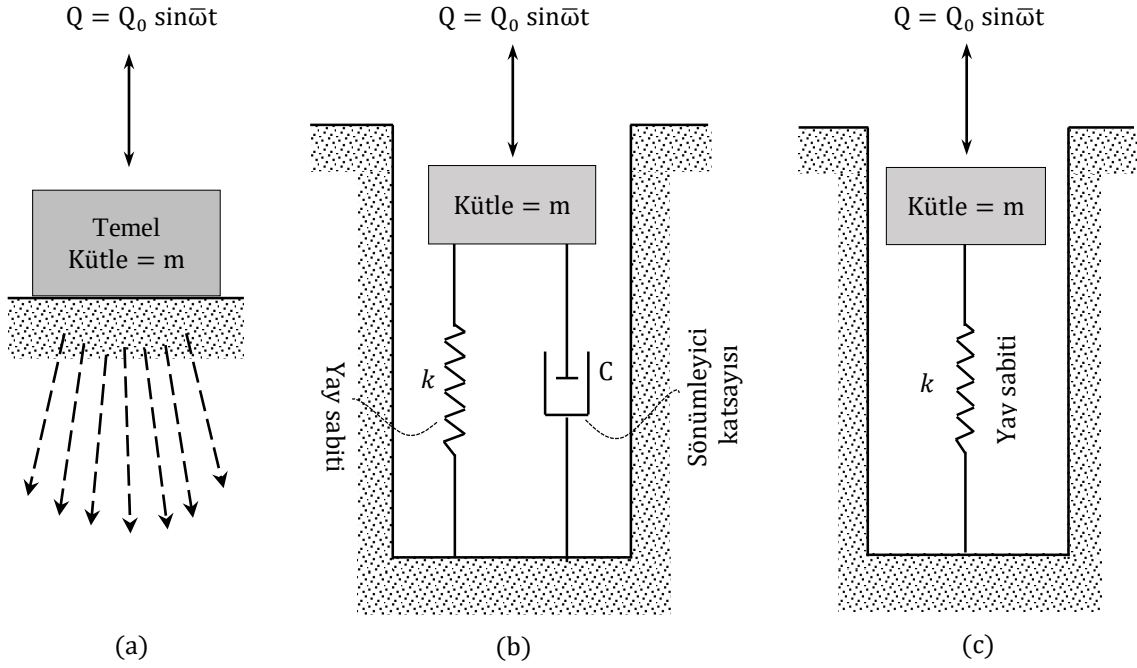
Dengesiz kuvvetlerin etkisi altında, rijit blok aşağıdaki yer değiştirmeleri ve titreşimleri yapabilir.

- Z eksenini boyunca yer değiştirme
- X eksenini boyunca yer değiştirme
- Y eksenini boyunca yer değiştirme
- Z eksenini etrafında dönme
- X eksenini etrafında dönme
- Y eksenini etrafında dönme

Bloğun herhangi bir rijit cisim yer değiştirmesi, bu altı bağımsız harekete ayrılabilir. Dolayısıyla, rijit bloğun altı serbestlik derecesi ve altı doğal frekansı bulunur.

Altı hareket türünden, Z eksenini boyunca yer değiştirme ve Z eksenini etrafındaki dönme diğer hareketlerden bağımsız olarak gerçekleşebilir. Ancak X eksenini etrafındaki yer değiştirme (veya Y eksenini) ve Y eksenini etrafındaki dönme (veya X eksenini) birbirlerine bağlı hareketlerdir. Dolayısıyla, bir bloğun analizinde dört tür hareketle ilgilenmek gereklidir. İki hareket bağımsızken, diğer ikisi bağımlıdır. Doğal frekansların belirlenmesi için bağımlı modlarda, sistemde tam yer değiştirme ve tam titreşim doğal frekansları belirlenmelidir. Ayrıca, bloğun altında dört titreşim modunda gerilme durumları oldukça farklı olabilir. Bu sebeple, temel analizine başlamadan önce ilgili zemin-yay sabitlerinin tanımlanması gerekmektedir.

Zemin yüzeyinde dinlenen rijit blok temel durumu (Şekil 3.2a), Şekil 3.2b’de gösterilen yay-kütle-sönümleyici sistemle uygun şekilde temsil edilebilir. Bu yapıdaki yay, temel tabanının altındaki zeminin elastik direncini simgeleyen eşdeğer zemin yayı olarak işlev görür. Sönümleme etkisi veya enerji kaybı sönümleyici tarafından temsil edilmektedir. Şekil 3.2b’deki kütle, temel bloğunun ve makinenin kütlesini ifade etmektedir. Eğer sönümleme ihmal edilirse, Şekil 3.2a’da tanımlanan durum, Şekil 3.2c’de gösterilen bir yay-kütle sistemi olarak temsil edilebilir. Şekil 3.2b ve 3.2c’deki tek serbestlik dereceli modeller, uygun eşdeğer zemin yayı ve sönümleme sabitlerinin kullanılmasıyla herhangi bir titreşim modunda makine temel titreşimi durumunu temsil etmek için kullanılabilir.



Şekil 3.2. Bir toplu parametrelili titreşen sistem (Das ve Ramana, 1993)

Bir temel, altı farklı titreşim modunda veya hepsinde titreşebilir. Analiz sürecini kolaylaştırmak için her bir mod ayrı ayrı ele alınır ve tasarım, her modun neden olduğu yer değiştirmeler göz önünde bulundurularak yapılır. Dinamik yükler altında temelin yer değiştirmesini hesaplamak için yaklaşık matematiksel modeller geliştirilebilir, zeminin viskoelastik bir malzeme olarak ele alındığı durumlar da bu modeller içinde yer alabilir. Şekil 3.2a, dikey yönde titreşimli bir yüke maruz kalan bir temeli göstermektedir. Temelin titreşim parametreleri, zeminin özellikleri, temeli destekleyen yaylar ve sönümleyici unsurlar gibi elemanlarla eşdeğer olarak değerlendirilir; bu durum Şekil 3.2b’de gösterilmiştir. Bu tür sistemler genellikle yığılmış parametrelili titreşim sistemleri olarak adlandırılır.

Yığılmış parametrelili sistemlerin titreşim problemlerini çözmek için yapısal dinamikler alanında sağlam bir temel bilgi gereklidir. Bu sebeple, basit titreşim problemlerinin matematiksel çözümleri bölüm 3.1.2’de detaylı bir şekilde sunulmaktadır. Ayrıca, temel titreşim problemlerini çözmek için alternatif yaklaşımlar ve yay sabiti ile sönümleme katsayısı gibi önemli parametrelerin değerlendirilmesine yönelik daha kapsamlı tartışmalar da aşağıda yer almaktadır.

3.1.2. Dinamik sistemler için modelleme tekniği

Dinamik yükler altındaki yapıların modellemesinde kullanılan teknikler hala gelişme aşamasındadır. Basit sistemlerin modellemesinde kullanılan yaklaşım, örneğın bir kirişin titreşen bir yükü desteklemesi veya bir makineyi taşıyan rijit blok tipi bir temelin modellemesi, oldukça doğrudur. Ancak, zemin üzerinde oturan ve karmaşık dinamik kuvvetlere maruz kalan belirsiz tipte yapılar söz konusu olduğunda, modelleme yaklaşımını analistin tercihinine göre değışiklik gösterir. Bu farklılıklar, temel ilkelerde anlaşmazlık değil, daha çok çözümin doğruluğu ve verimliliğıyle ilgilidir.

Yapı dinamiğı alanında, 1960'lerden bu yana uzay keşifleri ve daha yakın zamanda nükleer enerji santralleri ile deniz üstü yapılarında kullanılan sistemlerin incelenmesi, yapısal dinamik alanının gelişimine önemli katkılar yapmıştır (Arya vd., 1984). Bu ilerlemelerde, sayısal bilgisayarlar ve sonlu elemanlar analiz tekniklerinin rolü büyüktür. Bu nedenle, yapısal problemleri çözmek isteyen tasarımcılar için bu analitik araçlara hakim olmak önemlidir.

Herhangi bir yapısal sistemin modellemesi, çözüml gereksinimlerine bağılı olarak belirlenir. İstenilen çözüml, tek bir temel frekans için olabilir veya tüm modların bir frekans spektrumunda analiz edilmesini gerektirebilir. Bazı durumlarda, ilgi noktalarındaki titreşim tepkisini belirlemek önemli olabilir.

Yapısal sistemlerin idealize edilmiş modellerinde, gerçek yapı ile aynı şekilde hareket eden yaylar ve kütleler bulunur. Sistem parametrelerinin uygun seçimi, prototip yapıda ilgili noktalarda eşdeğer yer değıştirmelere yol açacak modeldeki idealize yaylar, sönümleyici elemanlar ve kütlelerin eşdeğerliğinin belirlenmesinde önemlidir.

Makine temelleri, statik yüklerin yanı sıra dinamik yüklerin etkisi altında da deformasyona uğrarlar. Bu dinamik etkileri hesaba katarak sistemde oluşan deformasyonları ve zorlamaları belirlemek önemlidir. Temel özellikler arasında kütle durumu, yay durumu ve sönüm durumu yer alır. Bu nedenle, makina temellerinin dinamik davranışını anlamak için bu faktörler göz önünde bulundurulmalıdır (Arya vd., 1984). Tüm model temsillerinde ortak olarak kullanılan bazı pratik fikirler bulunmaktadır. Bunlar şunlardır:

1. Kütlenin toplanması (birleştirilmesi)
2. Elastik Yay Sabiti
3. Sönümleme Oranı
4. Zorlayıcı Fonksiyon

3.1.2.1. Kütlenin toplanması (birleştirilmesi)

Bir yapı modelinde eşdeğer toplanmış kütlelerin uygun konumu şunlardan biri olmalıdır:

- a) Dinamik kuvvetin veya yükün etki ettiği nokta
- b) Titreşim tepkisinin istendiği nokta
- c) Maksimum statik deformasyonun oluşacağı nokta
- d) Bir kirişin ve bir kolonun kesişim noktası
- e) Sürekli bir sistemdeki sonlu elemanların düğüm noktası
- f) Tek serbestlik dereceli sistem kullanıldığında tüm kütlelerin ağırlık merkezi noktası

Bu faktörler, modeldeki eşdeğer toplu kütlenin doğru bir şekilde belirlenmesi için dikkate alınması gereken pratik hususlardır (Arya vd., 1984).

3.1.2.2. Elastik yay sabiti

Yay sabiti, uygulanan yük ile kütle hareketi arasındaki lineer ilişkiyi ifade eder. Bu sabit, titreşen kütleler arasındaki veya bir kütle ile sonsuz derecede rijit bir destek arasındaki elastik ortamın yapısal rijitliğini belirleyerek elde edilir (Arya vd., 1984). Özellikle şu durumlar için elastik özellikler kullanılır.

- a) Prizmatik bir eleman, üç lineer yay ve üç döner yayla temsil edilebilir.
- b) İnce bir levha, levhanın düzlemi boyunca gerçekleşen gerilme ve bükülmeyi temsil eden iki lineer yay ve iki döner yayla eşdeğerdir
- c) Büyük bir beton blok, sonsuz derecede rijitlik sağlar
- d) Zemin reaksiyonları, temel yüklerine karşı gerilme ve basınçta etkili olan elastik yaylarla gösterilebilir.

3.1.2.3. Sönümleme oranı

Toplu sistemlerdeki sürtünme önleyici, dinamik sistemlerde sönümlemeyi temsil eder. Sönümleme, çeşitli faktörlerden kaynaklanabilir; örneğin, temas birleşim yerlerindeki sürtünmeli direnç, elastik yayın moleküler yapısındaki kayma olayı gibi etmenler etkilidir. Yapısal sistemlerde varsayılan sönümleme genellikle viskoz tipte olup, aşağıdaki ek varsayımları içermektedir (Arya vd., 1984):

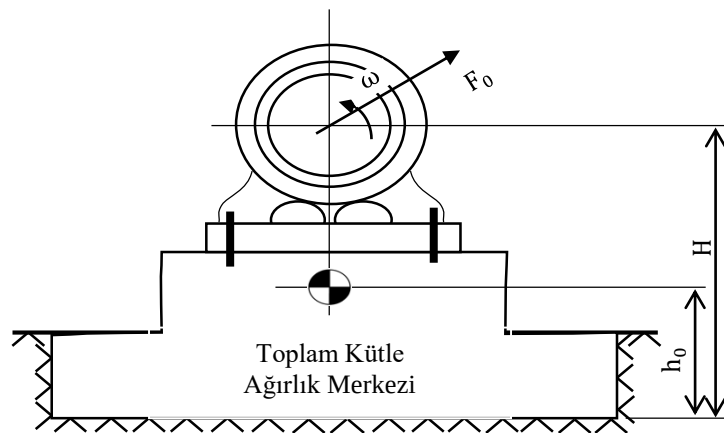
- a) Beton ve çelik yapıların iç sönümlemesi standarttır. Beton yapılar için sönüm oranı genellikle %2.0 ile %5.0 arasında, çelik yapılar için ise %1.0 ile %7.0 arasında değişir ve genellikle göz ardı edilir.
- b) Zeminle ilişkili sönümleyici, iç sönümleme ve geometrik sönümleme olarak bilinir. İç sönümleme, sallanma modu dışında tüm titreşim modlarında küçük büyüklüktedir. Geometrik sönümleme ise sistemin dinamik tepkisi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir ve genellikle modelleme sürecinde yer alır.

3.1.2.4. Zorlayıcı fonksiyon

Zorlayıcı fonksiyon genellikle kütlelerin noktasal olarak uygulandığı noktalarda eşdeğer konsantre bir kuvvet olarak ele alınır. Torklar ya konsantre bir formda ya da eşdeğer bir kuvvet çift olarak uygulanır (Arya vd., 1984). Deprem kuvvetlerinin etkisi, kütle noktalarında zamana bağlı değişen ivme uygulanarak elde edilebilir. Ayrıca, deprem yükleri için destek noktalarına uygulanan zamana bağlı değişen bir deplasman da bir tür zorlayıcı fonksiyon olarak kullanılabilir.

3.1.3. Blok tipi temel ile desteklenen titreşim makinesinin matematiksel modeli

Blok tipi temeller genellikle endüstriyel tesislerde, özellikle büyük sanayi tesislerinde tasarım mühendisleri tarafından sıkça kullanılan bir yapısal sistemdir (şekil 3.3).



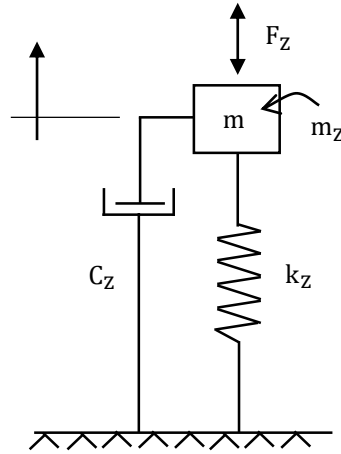
Şekil 3.3. Blok tipi temel ile desteklenen titreşim makinesi (Arya vd., 1984)

Arya vd. (1984) tarafından geliştirilen modellerden, bu tür temeller için üç farklı dinamik mod şekli mümkündür ve bu mod formları detaylı olarak incelenmelidir. Dikey ve yatay modlar, lineer diferansiyel denklemlerle tanımlanır ve doğal frekansların ve titreşim tepkisinin çözümü oldukça basittir.

Dikey mod (Şekil 3.4) normalde diğer modlardan bağımsız olarak davranır. Makine ve temel kütleleri (m), dikey ekseninde yoğunlaştırılmış olarak kabul edilir. Zemin yay sabiti (k_z), zemindeki sönümleme katsayısı (c_z), kütle ataleti (m_z) ve makinenin zorlayıcı fonksiyonu (F_z) da dikey ekseninde etkilidir.

Hareket denklemi:

$$m \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_z z = F_z(t) \quad (3.1)$$



Şekil 3.4. Dikey mod

Yatay mod (Şekil 3.5) için yapılan tasarımda bir yaklaşım bulunmaktadır. Bu modda, dikey modun aksine kütleler aynı yatay ekseninde yer almaz ve kuvvetlerin etki hatları da aynı hizada değildir. Bu nedenlerden dolayı, bu mod genellikle salınım moduyla bağlantılıdır.

Hareket denklemi:

$$m \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = F_y(t) \quad (3.2)$$

Sallanma modunda, çok sığ temeller için yatay modun bağlantı etkisi genellikle ihmal edilebilir düzeydedir. Bu durumda, h_0 sifıra yakın olduğundan, yatay modun bağlantı etkisi göz ardı edilir ve bu sayede (3.4) Denklemi, (3.2) Denklemine indirgenir. Benzer şekilde, (3.5) Denklemi de azaltılmış (bağılantısız) hale gelir ve hareketi ψ koordinatında tanımlar ve aşağıdaki gibi yazılır.

$$I_\psi \ddot{\psi} + c_\psi \dot{\psi} + k_\psi \psi = F_\psi(t) \quad H = T_\psi \cos \bar{\omega}t \quad (3.6)$$

Eğer (3.4) denklemi ile (3.5) Denklemi için bağlı modların titreşim tepkisi isteniyorsa, çözüm, aşağıdaki denklemleri yerine konmasıyla bulunabilir.

$$y = A_{y1} \sin \bar{\omega}t + A_{y1} \cos \bar{\omega}t \quad (3.7)$$

$$\psi = A_{\psi1} \sin \bar{\omega}t + A_{\psi1} \cos \bar{\omega}t \quad (3.8)$$

(3.4) denklemi ile (3.5) denklemindeki sinüs veya kosinüs terimlerini çıkararak yapılan bu prosedür, dört bilinmeyenli dört eş zamanlı denkleme yol açar. Bu tür denklemlerin tam çözümü (Arya vd., 1984) literatürde mevcuttur.

3.1.4. Blok tipi temelin titreşimleri

Titreşim teorilerinin geliştirilmesinde temel tanımlamalar şunlardır.

Serbest Titreşim, bir sistemin kendi içsel kuvvetleri tarafından etkilenen ve dışarıdan uygulanan kuvvetlerin olmadığı durumda gerçekleşen titreşimidir. Bir sistemin serbest titreşimi, başlangıçta dengeli bir konumda olduğu ve dış bir kuvvet tarafından etkilenmediği bir durumda harekete geçirildiğinde ve ardından bu hareketin durdurularak sistemin serbest bırakıldığı bir durumu ifade eder.

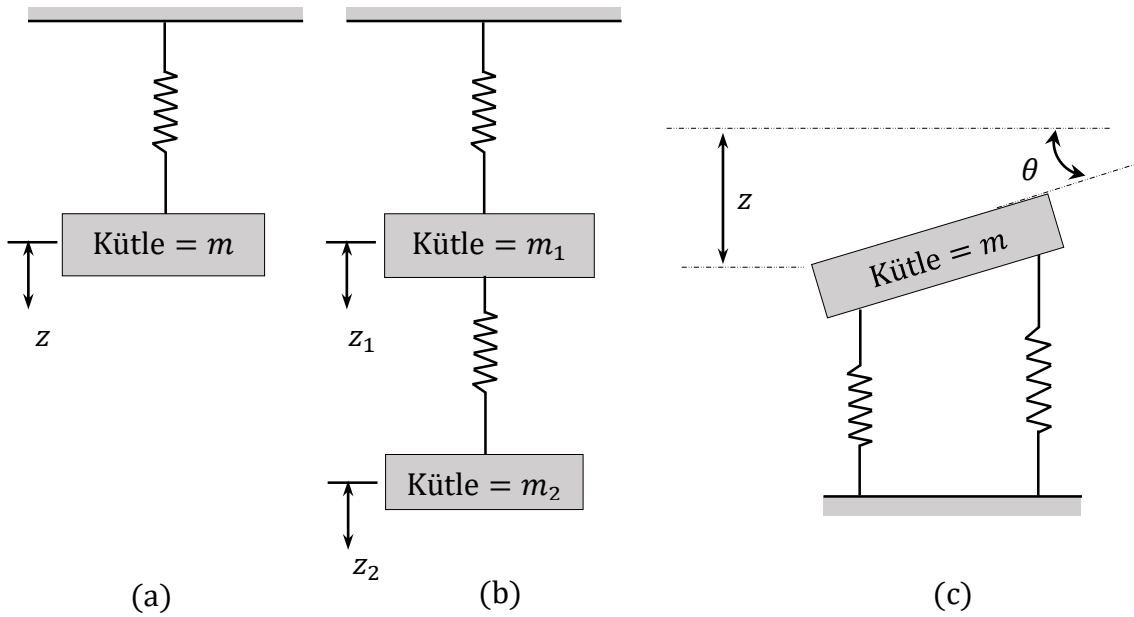
Zorlanmış Titreşim, bir sistemin dış bir kuvvet tarafından neden olunan titreşimidir. Düzenli ve düzensiz uyarıcı etkenlerden kaynaklanan titreşimler de zorlanmış titreşim olarak adlandırılır. Bu tür titreşimler, sistemin doğal titreşim frekansına uygun bir şekilde devam edebilir veya farklı frekanslarda olabilir. Zorlanmış titreşimler, sisteme dış kaynaklardan gelen kuvvetler tarafından iletilir ve bu nedenle serbest titreşimlerden farklıdır.

Serbestlik Derecesi, titreşen bir sistemin çözümünü açıklamak için gereken bağımsız koordinatların sayısıdır.

Çok serbestlik dereceli sistemler, bir sistemin hareket halinde bulunduğu konum, eğer birden fazla parametrenin verilmesi ile belirlenebiliyorsa, bu tür sistem çok serbestlik dereceli olarak isimlendirilir.

Çok serbestlik dereceli sistemler ise, bir sistemin hareketinin belirlenebilmesi için birden fazla parametreye ihtiyaç duyulan sistemlerdir. Bu tür sistemlerde, hareketi tanımlamak için birden fazla serbestlik derecesine sahip olunur.

Örneğin, Şekil 3.7.a'daki kütle pozisyonu tek bir koordinat z ile tanımlanabilir, bu nedenle bu sistem tek serbestlik derecesine sahiptir. Şekil 3.7.b'de ise sistem hareketini tanımlamak için iki koordinat (z_1 ve z_2) gereklidir; bu nedenle bu sistem iki serbestlik derecesine sahiptir. Benzer şekilde, Şekil 3.7.c'de iki koordinat (z ve θ) gereklidir ve serbestlik derecesi iki olarak hesaplanır. Bir rijit cismin toplam altı serbestlik derecesi vardır: üç dönme ve üç yer değiştirme.



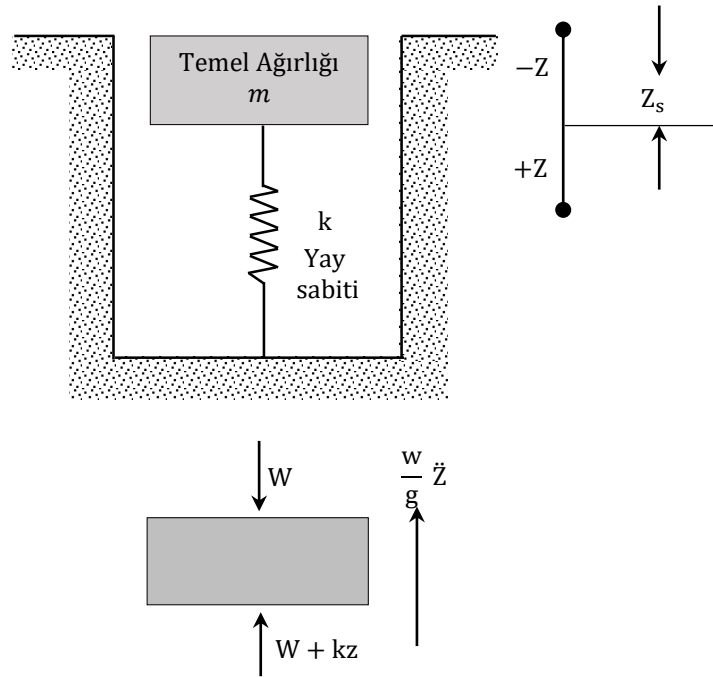
Şekil 3.7. Titreşen sistem için serbestlik derecesi (Das ve Ramana, 1993)

Makine temellerinin analizinde sıkça kullanılacak matematiksel modelleri anlamak için, tek serbestlik dereceli sistemlerin fizik ve matematik yönlerinin derinlemesine anlaşılması gereklidir. Tek serbestlik dereceli sistemlerin matematiği ve fiziksel yapısı net bir şekilde anlaşıldığında, bu bilgi çoklu serbestlik dereceli sistemlerin ve karmaşık fiziksel sistemlerin modal analizine kolayca genişletilebilir. Ayrıca, yapı

mühendisleri tarafından sıkça kullanılan tepki spektrumu kavramı da tek serbestlik dereceli sistemine dayanmaktadır. Titreşim ölçüm cihazlarının uygun seçimi, titreşim izolasyonunun tasarımı ve kuvvet izolasyonu da doğal frekans, sönüm oranı gibi kavramların iyi anlaşılmasını gerektirir, bu da tek serbestlik dereceli sistemlerinden kolayca anlaşılabilir.

3.1.5. Yay-kütle sisteminin serbest titreşimi

Şekil 3.8’de, bir yay üzerine oturan bir temeli göstermektedir. Yay, zeminin elastik özelliklerini temsil etmektedir. W yükü, temelin ağırlığını ve temel tarafından desteklenen makineye ait yükü temsil etmektedir.



Şekil 3.8. Kütle-yay sisteminin serbest titreşimi (Das ve Ramana, 1993)

Eğer temelin alanı A 'ya eşit ise, alt tabakaya iletilen gerilme şu şekilde ifade edilir:

$$q = \frac{W}{A} \quad (3.9)$$

W yükünün etkisiyle, bir statik sapma Z_s gelişecektir. Tanım gereği,

$$k = \frac{W}{Z_s} \quad (3.10)$$

$$k_s = \frac{q}{Z_s} \quad (3.11)$$

Burada;

k : Elastik desteğin yay sabiti

k_s : Alt tabaka reaksiyon katsayısı

Eğer temel statik denge konumundan çıkarılırsa, sistem titreşecektir. Temelin z mesafesiyle hareket ettirildiğinde, temelin hareket denklemi Newton'un hareketin ikinci yasasından yazılabilir.

$$\left(\frac{W}{g}\right)\ddot{z} + kz = 0 \quad \text{yada} \quad \ddot{z} + \left(\frac{k}{m}\right)z = 0 \quad (3.12)$$

Burada;

g : Yerçekimi ivmesi

$\ddot{z}$: İvme = d^2z/dt^2

k : Elastik desteğin yay sabiti.

m : Kütle = W/g

(3.12) Denklemini çözmek için,

$$Z = A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t \quad (3.13)$$

Burada;

A_1 ve A_2 : Sabitler

ω : Doğal dairesel frekans

(3.13) Denklemini (3.12) Denkleminde yerine koyarsak, o zaman (3.12) Denklemi şu şekilde dönüşür.

$$-\omega^2 (A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t) + \left(\frac{k}{m}\right) (A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t) = 0 \quad (3.14)$$

(3.14) Denkleminin sadeleşmesi sonucu (3.15) Denklemi elde edilir.

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.15)$$

ω 'nin birimi saniyedeki radyan cinsinden (rad/sn) olduğuna göre,

$$Z = A_1 \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right) + A_2 \sin\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right) \quad (3.16)$$

A_1 ve A_2 değerlerini belirlemek için uygun sınır koşulları yerine konulmalıdır. Zaman $t = 0$ iken, varsayalım ki:

Yer değiştirme $z = z_0$, ve Hız $\dot{z} = \dot{z}_0$ olsun;

(3.16) Denkleminde ilk sınır koşulunu yerine koyarsak, o zaman

$$Z_0 = A_1 \quad (3.17)$$

elde edilir. Tekrar, (3.16) denkleminde;

$$\dot{z} = -A_1 \sqrt{\frac{k}{m}} \sin\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right) + A_2 \sqrt{\frac{k}{m}} \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right) \quad (3.18)$$

Elde edilir. (3.18) Denkleminde ikinci sınır koşulunu yerine koyarsak o zaman,

$$\dot{z} = \dot{z}_0 = A_2 \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{ya da} \quad A_2 = \frac{\dot{z}_0}{\sqrt{k/m}} \quad (3.19)$$

elde edilir. (3.16) Denklemi, (3.17) Denklemi ve (3.19) Denkleminin birleşimi şu şekilde dönüşür.

$$z = z_0 \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right) + \frac{\dot{z}_0}{\sqrt{k/m}} \sin\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right) \quad (3.20)$$

Şimdi varsayalım ki:

$$z_0 = Z \cos \alpha \quad (3.21)$$

veya şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{\dot{z}_0}{\sqrt{k/m}} = Z \sin \alpha \quad (3.22)$$

Olsun. O zaman (3.21) Denklemi ve (3.22) Denklemi (3.20) Denkleminde yerine konmasıyla şu elde edilir.

$$z = Z \cos(\omega t - \alpha) \quad (3.23)$$

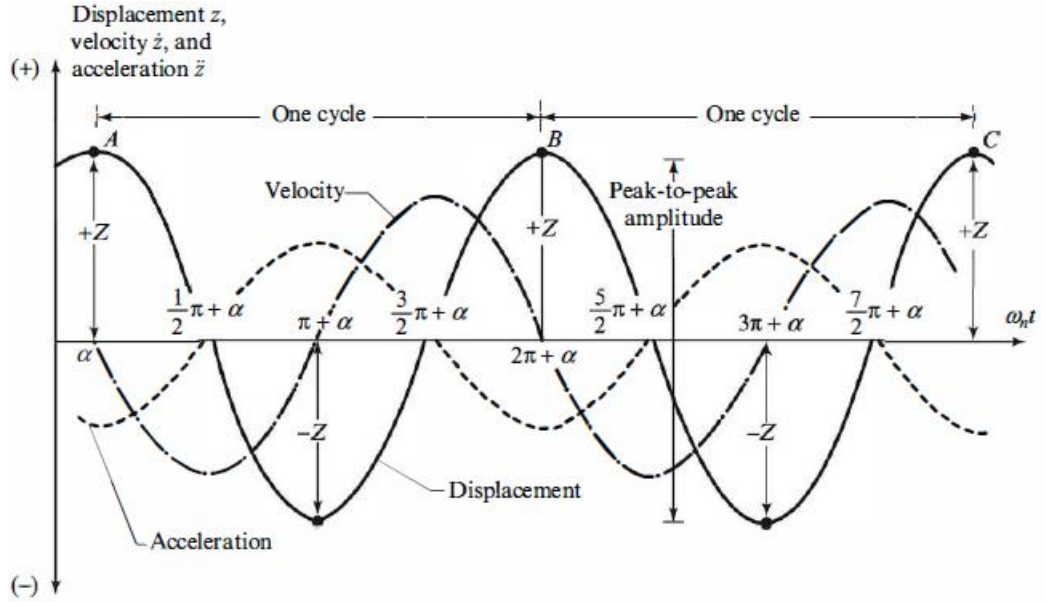
Burada α faz acısıdır ve şu şekilde elde edilir.

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{\dot{z}_0}{z_0 \sqrt{k/m}}\right) \quad (3.24)$$

Ve genlik $Z = \sqrt{A_1^2 + A_2^2}$ dır ve bunu da şu şekilde ifade edebiliriz.

$$Z = \sqrt{z_0^2 + \left(\frac{\dot{z}_0}{\sqrt{k/m}}\right)^2} = \sqrt{z_0^2 + \left(\frac{m}{k}\right) v_0^2} \quad (3.25)$$

Aşağıdaki şekil 3.9’da görüldüğü üzere, temelin yer değiştirme doğası dalga formundadır. Maksimum yer değiştirme büyüklüğü Z ’ye eşittir. Bu genellikle tek genlik olarak adlandırılır. Tepe noktadan tepe noktaya yer değiştirme genliği ise $2Z$ ’ye eşittir ve bazen çift genlik olarak adlandırılır. Hareketin kendini tekrar etmesi için gereken süreye titreşim periyodu denir.



Şekil 3.9. Bir kütle-yay sisteminin serbest titreşimi için yer değiştirme, hız ve ivme grafiği (Das ve Ramana, 1993)

(3.23) Denkleminde verilen temelin yer değiştirme ilişkisi, Şekil 3.9’da gösterildiği gibi grafiksel olarak temsil edilebilir. O zaman

$$\begin{aligned}
 t = 0 & \rightarrow z = Z \cos(-\alpha) = Z \cos \alpha \\
 t = \frac{\alpha}{\omega} & \rightarrow z = Z \cos\left(\omega \frac{\alpha}{\omega} - \alpha\right) = Z \\
 t = \frac{\frac{1}{2}\pi + \alpha}{\omega} & \rightarrow z = Z \cos\left(\omega \frac{\frac{1}{2}\pi + \alpha}{\omega} - \alpha\right) = 0 \\
 t = \frac{\pi + \alpha}{\omega} & \rightarrow z = Z \cos\left(\omega \frac{\pi + \alpha}{\omega} - \alpha\right) = -Z \\
 t = \frac{\frac{3}{2}\pi + \alpha}{\omega} & \rightarrow z = Z \cos\left(\omega \frac{\frac{3}{2}\pi + \alpha}{\omega} - \alpha\right) = 0 \\
 t = \frac{2\pi + \alpha}{\omega} & \rightarrow z = Z \cos\left(\omega \frac{2\pi + \alpha}{\omega} - \alpha\right) = Z
 \end{aligned}$$

Şekil 3.9’da hareketin A, B ve C noktalarında kendini tekrar ettiğine dikkat edilmelidir. Bu hareketin periyodu T şu şekilde ifade edilebilir:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (3.26)$$

Titreşim frekansı f birim zamanda gerçekleşen döngü sayısı olarak tanımlanır ve aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3.27)$$

ω Doğal açısal frekanstır. Bu sistem için $\omega = \sqrt{k/m}$ dir. Bu durumda;

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.28)$$

f Terimi genellikle sönmemiş doğal frekans olarak adlandırılır. Ayrıca $k = W/z_s$ ve $m = W/g$ olduğundan, (3.28) Denklemi şu şekilde ifade edilebilir.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{z_s}} \quad (3.29)$$

Tablo 3.1, farklı z_s değerleri için f değerlerini vermektedir.

Tablo 3.1. Sönümsüz doğal titreşim frekansı (Das ve Ramana, 1993)

z_s mm	Sönümsüz doğal titreşim frekansı (Hz)
0.02	111
0.05	71
0.10	50
0.20	35
0.50	22
1.0	16
2	11
5	7
10	5

Hareketin hız ve ivmesinin zamana bağlı değişimi de grafiksel olarak temsil edilebilir. (3.23) denkleminde hız ve ivme ifadeleri şu şekilde elde edilebilir.

$$\dot{z} = -(Z\omega) \sin(\omega t - \alpha) = Z\omega \cos\left(\omega t - \alpha + \frac{1}{2}\pi\right) \quad (3.30)$$

$$\ddot{z} = -Z\omega^2 \cos(\omega t - \alpha) = Z\omega^2 \cos(\omega t - \alpha + \pi) \quad (3.31)$$

3.1.6. Elastik zemin üzerindeki temellerin titreşimi

Bu başlık altında, çeşitli modlarda desteklenen elastik bir zemin üzerindeki temellerin dinamik davranışına ilişkin çeşitli çözümler sunulmakta ve tartışılmaktadır. Elastik zemin, genellikle “elastik yarı-uzay” olarak adlandırılan homojen, izotropik, elastik yarı-sonsuz bir yapıdır (Richart vd., 1970). Elastik yarı-uzay üzerindeki bir temeli göz önünde bulunduran varsayımlar kabul edildikten sonra, bu şekilde desteklenen temellerin dinamik tepkisi için matematiksel çözümler geliştirilebilir. Geometrik değişkenlerin ve uyarıcı kuvvet türlerinin önemini gösteren çeşitli çözümler, tasarım prosedürlerine temel oluşturmak amacıyla sunulmaktadır.

Zeminler, küçük gerilme büyüklükleri altında elastik malzemeler gibi davranabilirler. Bu, zeminin uygulanan küçük gerilmelerden sonra orijinal şekline geri dönebilmesi anlamına gelir. Zeminlerin elastik sabitlerini belirlemek için hem laboratuvar hem de saha testleri kullanılır. Laboratuvar da tek eksenli, üç eksenli ve kesme kutusu testleri yapılırken, sahada sismik testler, SPT, CPT ve presiyometre testleri gibi yöntemler kullanılır. Bu testler, mühendislerin zeminlerin elastik modüllerini, Poisson oranlarını ve diğer elastik özelliklerini belirlemelerine yardımcı olur, bu da yapı temellerinin tasarımı ve analizi için kritiktir.

3.1.6.1. Elastik yarı uzay teorisi

Elastik yarı uzay teorisi, temel oturduğu zeminin sonsuz büyüklükte, homojen ve mükemmel elastik bir malzemedan oluştuğunu varsayar. Bu model, Boussinesque toprak modeli olarak da bilinir (Tvrdá, 2017). Model, deneysel olarak belirlenen iki fiziksel sabit olan elastisite modülü (E) ve Poisson oranı (ν) ile tanımlanır. Temel ile elastik yarı uzay arasındaki etkileşim problemlerini çözmek için, farklı sınır koşulları altında zemin-yapı

etkileşim özelliklerini daha gerçekçi bir şekilde modellemek amacıyla analitik çözümler genişletilir ve bu süreçte sayısal yöntemler kullanılır.

Elastik temeller, üç boyutlu sonlu elemanlar kullanılarak modellenir (Tvrdá, 2017). Elastik yarı uzayın modellenmesi için, destekleme ve sınır koşullarına bağlı olarak yeterince geniş bir zemin hacmi oluşturmak gereklidir. Temelin zeminle iletişiminin analizi için, iki temel modele ayrılır: çift taraflı bağlantılı programlama modeli (sürekli model) ve tek taraflı bağlantılı programlama modeli (ayrık model).

Başarılı bir temel tasarımı için, sürekli titreşimlere veya geçici yüklemelere maruz kalan bu tür temellerin dinamik tepkilerinin özenle analiz edilmesi gerekmektedir (Richart vd., 1970). Bu bölümde, elastik bir ortam tarafından desteklenen temellerin dinamik davranışı sunulacak ve tartışılacak; ardından belirli bir temelin dinamik tepkisinin tahmini için geliştirilmiş uygun teoriler ve laboratuvar ile saha testleri tanıtılacaktır.

3.1.6.2. Elastik yarı uzay teorisine göre temellerin dikey titreşimleri

Zemin, homojen, izotropik ve elastik olarak kabul edilir ve kayma modülü G ve Poisson oranı ν ile karakterize edilir.

Reissner (1936, 1937), bir elastik yarı uzay tarafından desteklenen bir temelin tepki analizinin teorik temelini oluşturmuştur. Dairesel bir temel tabanının altında dikey titreşimler için basınç dağılımının düzgün olduğu kabul edilmiştir. Elastik yarı uzayı matematiksel model olarak kabul eden Reissner, Dairesel temeli elastik yarı uzay yüzeyine uygulayarak daireSEL alanın merkezindeki periyodik dikey yer değiştirme (Z_0) için analitik bir çözüm geliştirdi. Bu çözümü, daire şeklindeki bir alana Lamb'ın (1904) çözümünü entegre ederek elde etmiştir (Richart vd., 1970).

Ayrıca temelin altında dikey olarak salınan temas basıncının etkileri Sung (1953) ve Quinlan (1953) tarafından da incelenmiştir. Bycroft (1956), dört modda ince, rijit, daireSEL bir disk için titreşim çözümleri sunmuştur. Elastik yarı uzay teorilerinin titreşen temel tabanlarının analizi ve tasarımında kullanımı Richart vd. (1970) tarafından açıklanmıştır. Burada kısa bir açıklaması sunulacaktır.

$$Z_0 = \frac{P_0 e^{i\omega t}}{G r_0} (f_1 + i f_2) \quad (3.32)$$

Burada;

P_0 : Dairesel temas alanına uygulanan toplam kuvvetin genliği,

$\bar{\omega}$: Dış kuvvetin dairesel frekansı,

G : Yarı uzayın kayma modülü,

r_0 : Dairesel temas alanının yarıçapı, $= \sqrt{A/\pi}$

A : Temel ile zemin arasındaki temas alanı

f_1, f_2 : Reissner'in deplasman (yer değiştirme) fonksiyonları

(3.32) denkleminde hem yer değiştirme hem de kuvvet, aşağı yönde pozitiftir. f_1 ve f_2 terimleri, Poisson oranı ve boyutsuz frekans terimi a_0 ile ilişkilendirilen karmaşık fonksiyonlardır.

$$a_0 = \bar{\omega} r_0 \sqrt{\frac{\rho}{G}} = \frac{\bar{\omega} r_0}{v_s} \quad (3.33)$$

Burada;

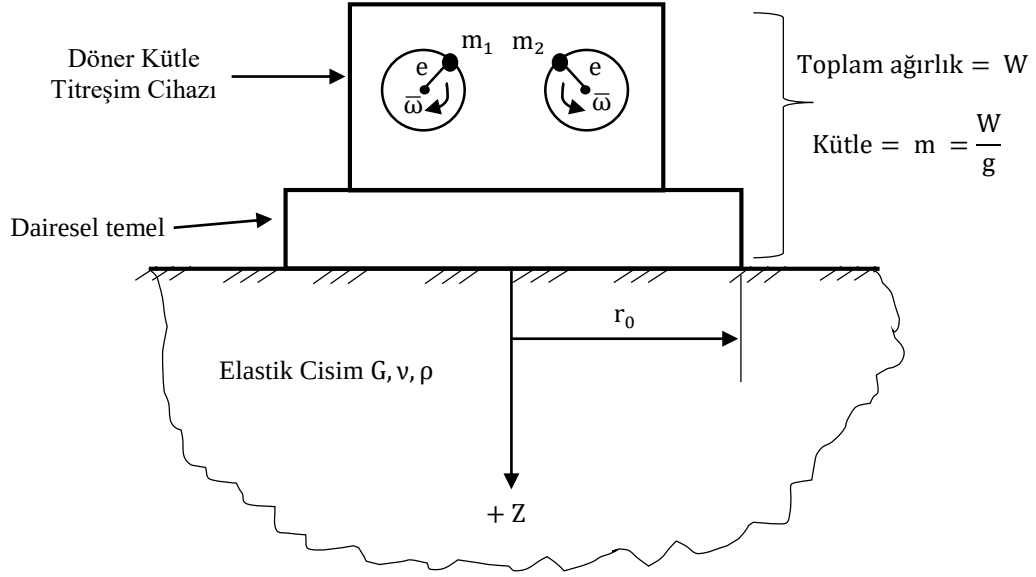
a_0 : Boyutsuz frekans

v_s : Elastik bir cisimde kayma dalgasının yayılma hızı $= \sqrt{G/\rho}$

Reissner, kütle oranı olarak adlandırılan ikinci boyutsuz terimi b olarak tanımlamıştır.

$$b = \frac{m}{\rho r_0^3} \quad (3.34)$$

Şekil 3.10'da gösterilen elastik yarı uzayın yüzeyinde dinamik olarak yüklenen temel ve titreşim mekanizmanın toplam kütlesi m 'dir. Denklem (3.34), dikey hareket eden rijit cismin kütlesi ile elastik cismin belirli bir kütlesi arasındaki ilişkiyi tanımlar.



Şekil 3.10. Yarı sonsuz elastik gövde üzerine oturan dairesel tabanlı döner kütleli osilatör
(Richart vd., 1970)

Reissener, osilatör hareketinin genlik ifadelerini şu şekilde bulmuştur.

$$A_z = \frac{Q_0}{G r_0} \sqrt{\frac{f_1^2 + f_2^2}{(1 - b a_0^2 f_1)^2 + (b a_0^2 f_2)^2}} \quad (3.35)$$

Dış kuvvet $Q = Q_0 e^{i\bar{\omega}t}$ ile yer değiştirme Z_0 arasındaki faz açısı φ olarak ifade edilmiştir.

$$\tan \varphi = \frac{f_2}{-f_1 + b a_0^2 (f_1^2 + f_2^2)} \quad (3.36)$$

Ve gerekli giriş gücü olarak ifade edilmiştir. Gerekli giriş gücü aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$PR = \frac{Q_0^2}{r_0^2 \sqrt{G r_0}} \frac{a_0 f_1}{(1 - b a_0^2 f_1)^2 + (b a_0^2 f_2)^2} \quad (3.37)$$

Dış titreşim kuvveti genliği Q_0 sabit olabilir veya titreşim frekansının bir fonksiyonu olabilir. Toplam kütlesi m_e olan ve eksantriklik e olarak belirtilen bir yarıçapta etkili olan döner kütle tipi titreşim üretici için, bu kuvvet şu şekilde ifade edilir.

$$Q_0 = m_e e \bar{\omega}^2 \quad (3.38)$$

Şekil 3.10’de gösterilen iki kütleli osilatör için toplam eksantrik kütle m_e , $2m_1$ ’e eşittir. Bu bir döner kütle uyarıcısı için geçerlidir.

Reissner’ın teorisi, yarı-uzay üzerinde duran osilatörlerin neredeyse tüm ileri analitik çalışmalarının temelini oluşturmuştur. Ancak teorik sonuçları, saha testlerinin sonuçlarıyla tamamen örtüşmediği için zemin dinamiği alanında çalışan mühendisler tarafından hemen benimsenmemiştir (Richart vd., 1970). Bunun birkaç nedeni vardı bunlar:

1. Birçok test sırasında kalıcı oturmalar gelişmiş ve bu da elastik bir ortam için varsayılan koşulları ihlal etmiştir.
2. O dönemde mevcut olan duyarsız kayıt cihazları için gerekli olan model saha vibratörlerinin hareket genlikleri o kadar büyük olmuştur ki ivmeler genellikle $2g$ ile $3g$ arasında olmuş ve bu da vibratörün yerden sıçrayarak bir çekiç gibi hareket etmesine neden olmuştur.
3. Osilatör zemin temas bölgesinde eşit dağıtılmış bir basınç varsayımı gerçekçi değildi.
4. Sonuçların sayısal değerini etkileyen f_2 hesaplamasında bir hata vardı.

Bununla birlikte, Reissner’ın çalışması bu alandaki klasik çalışma olarak kabul edilmektedir.

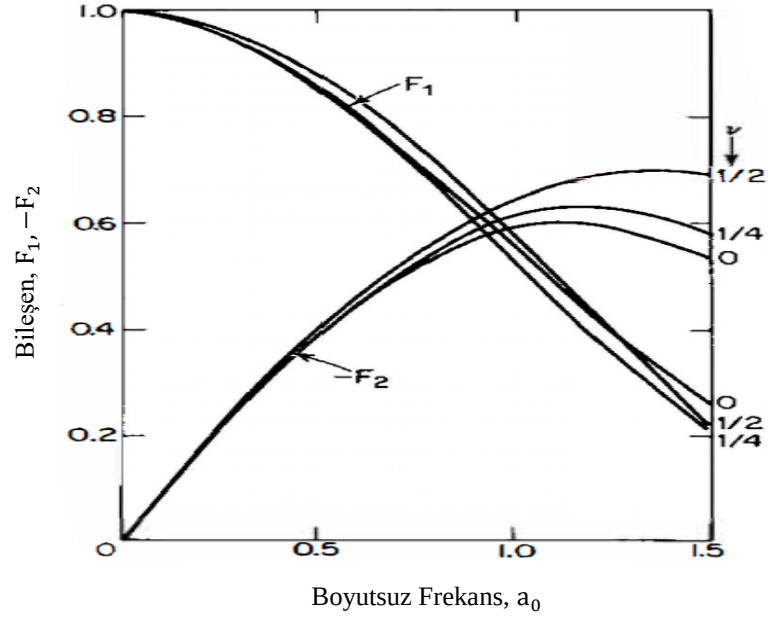
Lysmer’in analitik modeli, rijit bir dairesel temelin dikey harekete karşı dinamik tepkisini yaklaşık olarak hesaplamak için Lysmer (1965), bir dizi konsantrik halkadan oluşan bir temel düşündü. Her halkaya farklı büyüklükte uniform basınçlar uygulayarak, temelin altında sabit bir deformasyon geliştirmeyi ve temelin periyodik bir titreşim kuvvetine karşı dinamik tepkisini değerlendirmeyi başardı. Çözüm sürecinde, Lysmer basitleştirilmiş ifade için birkaç matematiksel gösterim geliştirdi (Richart vd., 1970). Deplasman fonksiyonu

$$f = f_1 + if_2 \quad (3.39)$$

Poisson oranını içerir, ancak $4/(1 - 4\nu)$ faktörü ile çarpıldığında, yeni bir yer değiştirme fonksiyonu elde edilir.

$$F = \frac{4}{1 - \nu} f = F_1 + iF_2 \quad (3.40)$$

Bu sembolizasyon kullanılarak, (3.40) Denklemi ile modifiye edilmiş Bycroft'un yer değiştirme fonksiyonlarının neredeyse ortak bir eğriye donuştuğu gosterilmiştir (şekil 3.11).



şekil 3.11. Poisson oranının bileşenlerinin F ile değişimi (Richart vd., 1970)

Bu, ozunde Poisson oranından bağımsız olarak elde edilen bir yer değiştirme fonksiyonu sağlar. Lysmer, frekans oranı ($0 < a_0 < 8.0$) aralığında F_1 ve F_2 değerlerini hesaplamış ve $a_0 \rightarrow \infty$ limiti için bir yaklaşım kullanmıştır. şekil 3.11'deki eğriler, ($0 < a_0 < 8.0$) aralığında F_1 ve F_2 eğrilerini gostermektedir. oneki analitik ozumler, yer değiştirme fonksiyonlarını yalnızca a_0 değerini 1.5 kadar değerlendirmiş ve F_2 eğrisinin zirvesini belirgin bir şekilde tanımlamamıştır.

Deplasman fonksiyonu F , (3.40) Denkleminde belirtildiği gibi, P kuvvetinin pozitif yonlendirilmeleri ve deplasman Z , aşağı yonde (+) olarak belirtilmiştir. Denklem (3.32) şoye olur:

$$Z = \frac{P}{k_z} F \quad (3.41)$$

Uygulanan P kuvvetinin yönü ve sonuçta meydana gelen deplasman, statik yüklemeler için aynıdır.

Lysmer daha ileri bir şekilde, modifiye edilmiş boyutsuz kütle oranını bulmuştur ve B_z ile ifade etmiştir (Richart vd., 1970).

$$B_z = \frac{1 - \nu}{4} b = \frac{1 - \nu}{4} \frac{m}{\rho r_0^3} \quad (3.42)$$

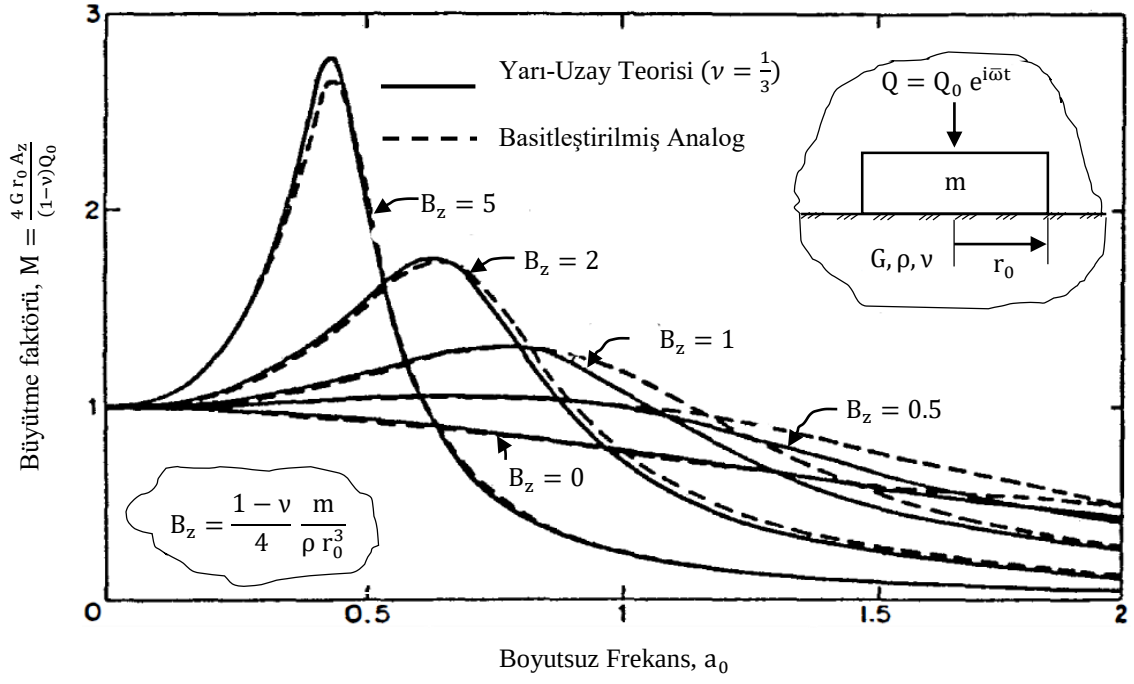
Rijit dairesel temelin dikey titreşimi için, Poisson oranının etkisi esasen ortadan kaldırılmıştır. Daha sonra, değiştirilmiş F ve B_z denklemlerini (3.35) Denklemine yerleştirerek tepki eğrileri geliştirmiştir. Bu değişiklikler yapıldıktan sonra, (3.35) Denklemi şu şekilde ifade edilmiştir:

$$A_z = \frac{(1 - \nu)Q_0}{4 G r_0} M \quad (3.43)$$

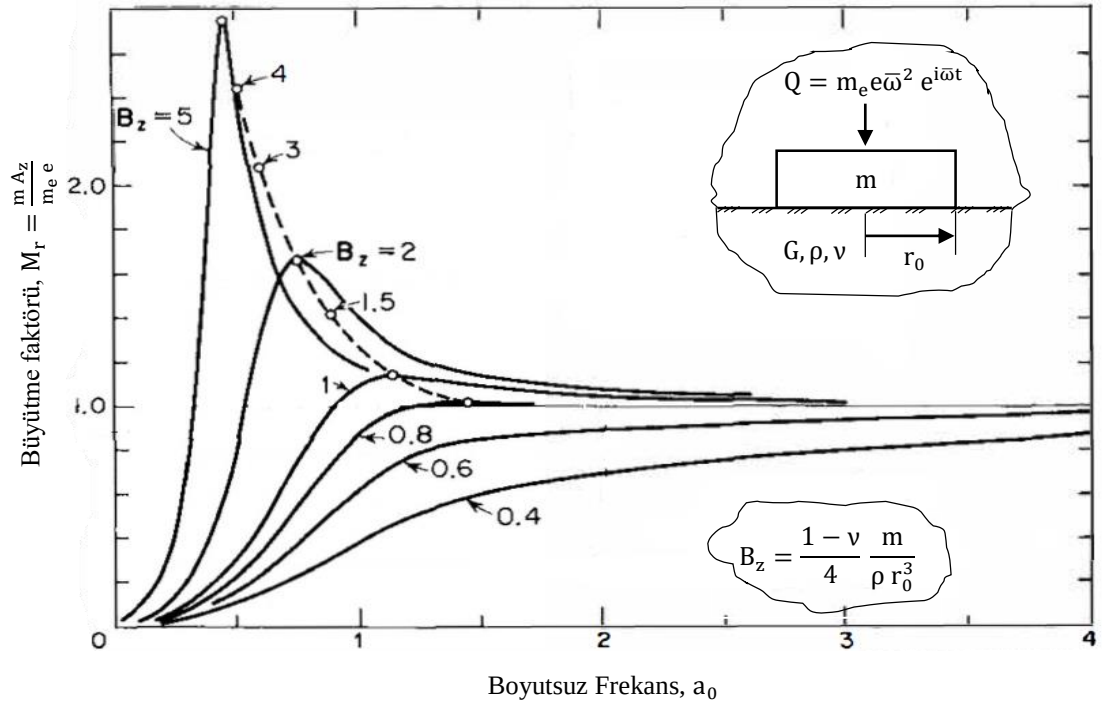
Sabit kuvvet uyarımı Q_0 'a karşılık gelen tepki eğrileri, birkaç B_z değeri için rijit eğriler olarak Şekil 3.12'de gösterilmiştir. Şekil 3.13'te ise döner kütle uyarımı tarafından üretilen tepki eğrilerini içermektedir. Bu denklemi ($Q_0 = m_e e \bar{\omega}^2$) (3.42) Denkleminde yerine koyduktan ve basitleştirdikten sonra şu denklem elde edilir.

$$A_z = \frac{m_e e}{m} M a_0^2 \quad B_z = \frac{m_e e}{m} M_r \quad (3.44)$$

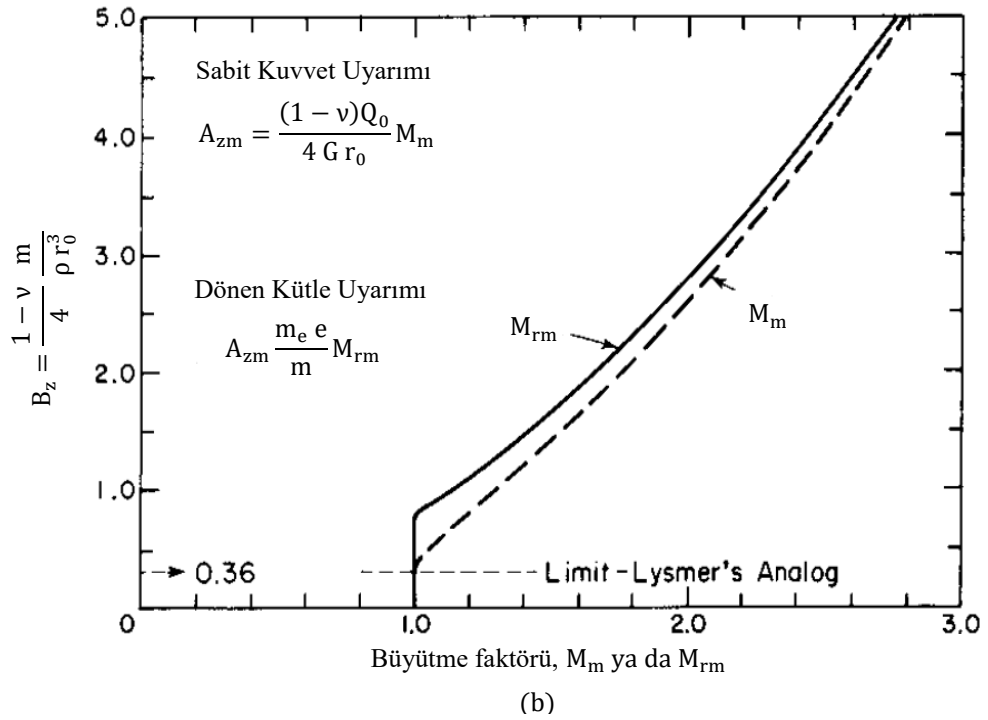
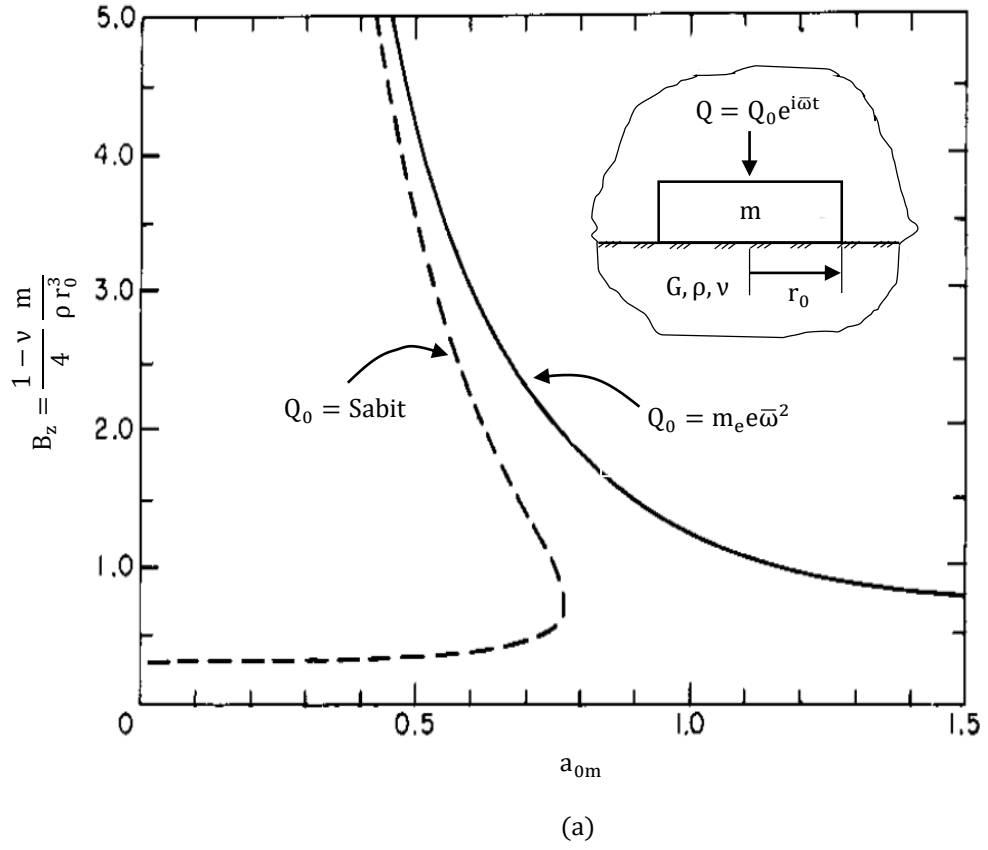
Burada M_r büyütme faktörüdür. Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'den elde edilen verilere göre, her tepki eğrisinin zirvesinde M ve M_r değerleri ile a_0 değeri belirlenebilir. Bu değerler daha sonra B_z ile a_{0m} (Şekil 3.14a) veya B_z ile M_m veya M_{rm} (Şekil 3.14b) olarak çizilebilir. Şekil 3.14a ve 3.14b, hem sabit kuvvetli hem de döner kütle uyarımları için rijit dairesel temelin dikey hareketinin maksimum genlik değerini ve bu değerlerin gerçekleştiği frekansı değerlendirmek için basit bir yöntem sunmaktadır.



Şekil 3.12. Sabit kuvvet uyarımı ile gelişen dikey kuvvete karşı rijit dairesel temelin tepkisi
(Richart vd., 1970)



Şekil 3.13. Döner kütle uyarıcısı ile gelişen dikey kuvvete karşı rijit dairesel temelin tepkisi
(Richart vd., 1970)



Şekil 3.14. Elastik yarı uzay üzerinde rijit dairesel temelin dikey salınımı. (a) Rezonansta kütle oranı ve boyutsuz frekans. (b) Rezonansta kütle oranı ve büyütme faktörü (Richart vd., 1970)

Elastik yarı uzay teorisinden elde edilen frekans (a_0) ile etkin sönümleme ve yay faktörlerinin değişimlerini inceledikten sonra, Lysmer sabit değerlerin (yani a_0 dan bağımsız) kullanılabileceğini keşfetti. Yay sabitini statik değere eşit olarak seçti.

$$k_z = \frac{4 G r_0}{1 - \nu} \quad (3.45)$$

Ve sönüm terimi için en iyi uyumun ($0 < a_0 < 1.0$) aralığında bulunduğunu gördü.

$$C_z = \frac{3.4 r_0^2}{1 - \nu} \sqrt{\rho G} \quad (3.46)$$

Bu yay ve sönüm sabitlerinin denklemleri yerine konduğunda, Şekil 3.12’de kesikli eğriler olarak gösterilen kararlı durum tepki eğrileri elde edilmiştir. Uyum o kadar dikkat çekicidir ki, rijit dairesel temelin elastik yarı uzay üzerinde dikey salınımının denge denklemi ($Q = Q_0 e^{i\bar{\omega}t}$) için verilen yaklaşık ifadelerin ((3.45) ve (3.46) Denklemleri) kullanılması, tüm pratik amaçlar için yeterlidir. Lysmer’in analogunun hareket denklemi şu şekilde ifade edilir.

$$m\ddot{z} + \frac{3.4 r_0^2}{(1 - \nu)} \sqrt{G \rho} \dot{z} + \frac{4Gr_0}{(1 - \nu)} z = Q \quad (3.47)$$

Yay sabiti k_z ve sönüm sabiti C_z kullanılarak, tek serbestlik dereceli sisteme karşılık gelen fonksiyonlar elde edilebilir. Rezonans frekanslarına ait ifadeler, sönüm sabiti C_z kritik sönüm C_c ile bölünerek elde edilen sönüm oranına (D) bağlıdır. Rijit dairesel temelin dikey salınımı için kritik sönümleme aşağıdaki denklem ile elde edilir.

$$C_{cr} = 2\sqrt{k_z m} = 2\sqrt{\frac{4 G r_0 m}{1 - \nu}} \quad (3.48)$$

O zaman sönümleme oranı şu şekilde olur.

$$D = \frac{C_z}{C_{cr}} = \frac{0.425}{\sqrt{B_z}} \quad (3.49)$$

$$D = \frac{0.85}{\sqrt{1-\nu}} \frac{1}{\sqrt{b}} \quad (3.50)$$

(3.42) Denkleminde belirtilen ifadeler yerine B_z konulduktan sonra, sabit genlikli bir kuvvet Q_0 tarafından uyarıldığında rezonans frekansı şu şekildedir:

$$f_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_z}{m}} \sqrt{1 - 2D^2} = \frac{1}{2\pi} \frac{v_s}{r_0} \frac{\sqrt{B_z - 0.36}}{B_z} \quad (3.51)$$

Uyarıcı kuvvet frekansın bir fonksiyonu olduğunda, Lysmer'in rezonans frekansı için ifadesi şu şekildedir.

$$f_{mr} = \frac{v_s}{2\pi r_0} \sqrt{\frac{0.9}{B_z - 0.45}} \quad (3.52)$$

Bu yaklaşımlar yalnızca $B_z \geq 1$ için iyi sonuçlar verir.

(3.49) Denkleminde D 'nin değerinin maksimum titreşim genliği için ifade aşağıdaki gibi bulunur.

$$A_{zm} = \frac{Q_0(1-\nu)}{4Gr_0} \frac{B_z}{0.85\sqrt{B_z - 0.18}} \quad (3.53)$$

Sabit kuvvet uyarımı için

$$A_{zm} = \frac{m_e}{m} \frac{B_z}{0.85\sqrt{B_z - 0.18}} \quad (3.54)$$

Döner kütle uyarımı için. Faz açısı φ şu şekilde belirlenir.

$$\tan \varphi = \frac{0.85 a_0}{B_z a_0^2 - 1} \quad (3.55)$$

Lysmer'in çalışmasının en önemli sonucu, elastik yarı uzay teorisi ile kütle yay sönüm sistemi arasında köprü kurması ve sönümleme ile yay sabitleri için değerler sağlamasıydı. Şimdi, rijit yüklenmiş temelin dikey olarak yüklenmiş sonuçları (3.47) Denklemi ile ifade edilebildiğine göre, bu sistemin hem periyodik hem de geçici uyarımlara tepkisini değerlendirebiliriz.

Yukarıdaki analizler dairesel bir temel için düşünülmüştür. Temel, plan üzerinde $a \times b$ boyutlarında dikdörtgen ise, eşdeğer yarıçap aşağıdaki ilişki kullanılarak belirlenir (Prakash, 1981).

$$r_0 = \sqrt{\frac{a \times b}{\pi}} \quad (3.56)$$

3.1.6.3. Elastik yarı uzay teorisine göre dikdörtgen rijit temelin dikey titreşimleri

Elorduy ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen bir araştırmada, elastik yarı uzay üzerinde yer alan boyu $2c$ ve eni $2d$ olan rijit bir dikdörtgen temel tabanın dikey titreşimlerine yönelik çözümler sunulmuştur (Richart vd., 1970). Bu çalışmada, düzgün şekilde dağıtılmış kare temeldeki yüklerin, düzgün deplasmanlara neden olması gerektiği varsayımı yapılmıştır. Bu varsayım altında, düzgün deplasmanları sağlamak için gerekli basıncın titreşim frekansı ile orantılı olduğu öne sürülmüştür.

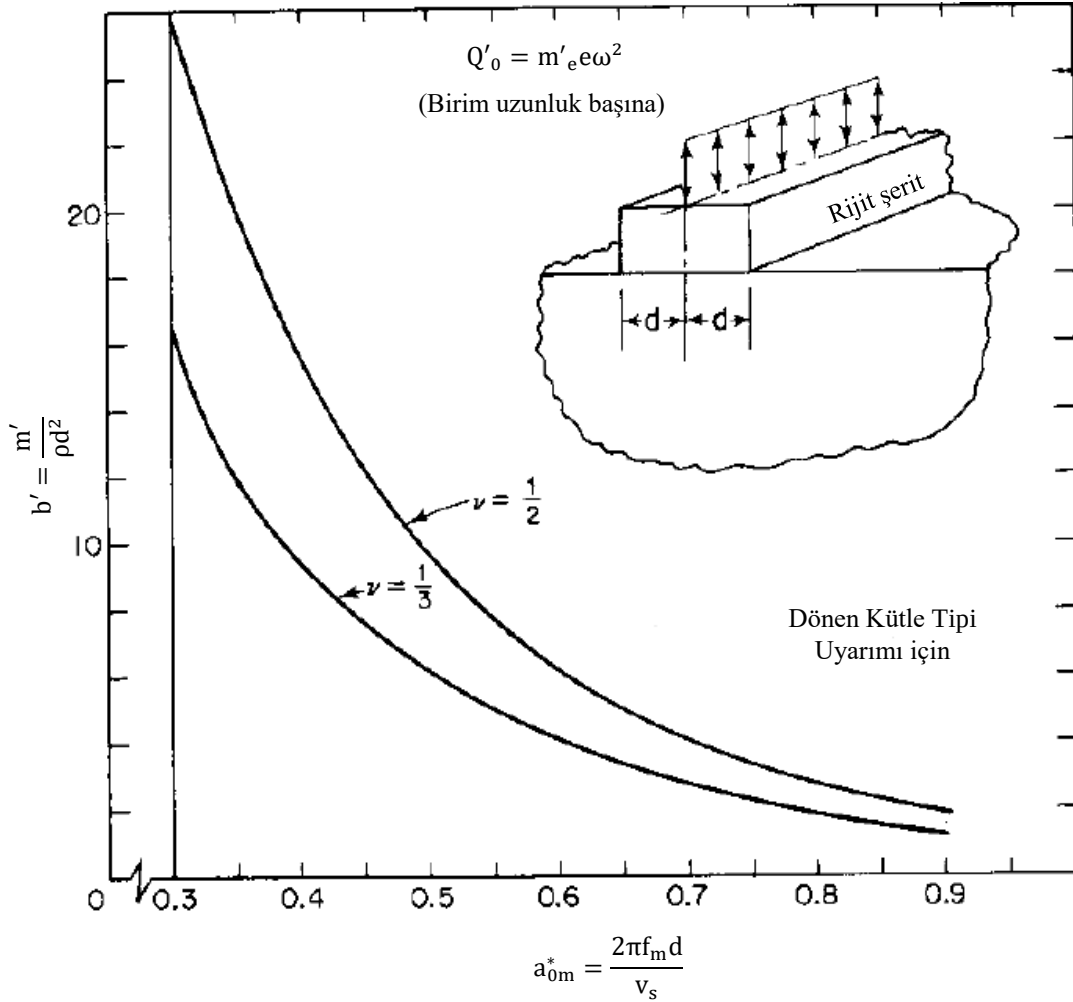
Dikdörtgen bir temelin sınır durumu, titreşim yapan cismin sonsuz uzunlukta rijit bir şerit olarak kabul edilmesi durumunda ortaya çıkar. Quinlan (1953), genişliği $2d$ olan böyle bir şerit temelin dönen kütle tipi uyarıma tepki olarak dikey titreşiminin rezonans frekansını belirlemek için bir çözüm sunmuştur. Bu iki boyutlu durumda kütle oranı aşağıdaki gibi ifade etmiştir.

$$b' = \frac{m'}{\rho d^2} \quad (3.57)$$

m' Temel genişliğinin birim uzunluğundaki kütlesi ve d toplam genişliğin yarısı olarak ifade edilir.

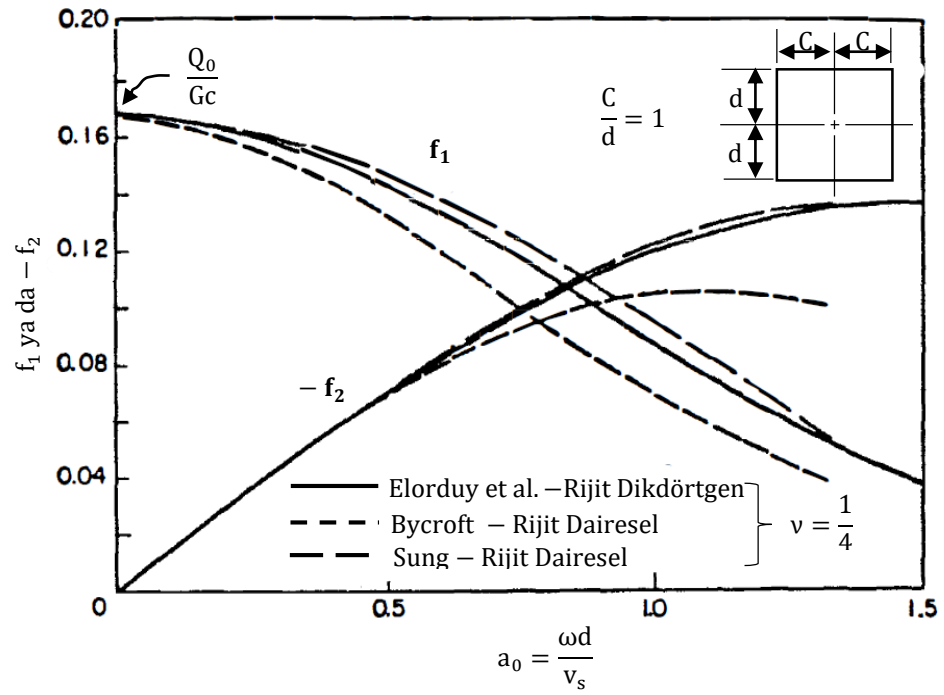
Şekil 3.15'de, elastik yarı uzay yüzeyinde genişliği $2d$ olan rijit bir şeridin dönen kütle tipi uyarıma tepki olarak dikey titreşimini gösteren grafikler yer almaktadır. Grafik,

kütle oranı (b') ile boyutsuz frekans (a_{0m}^*) arasındaki ilişkileri $\nu=1/2$ ve $\nu=1/3$ için göstermektedir. Ayrıca, rijit şeridin üzerindeki basınç dağılımı, birim uzunluk başına $Q_0 = m_0 e \omega^2$ olarak ifade edilmiştir.

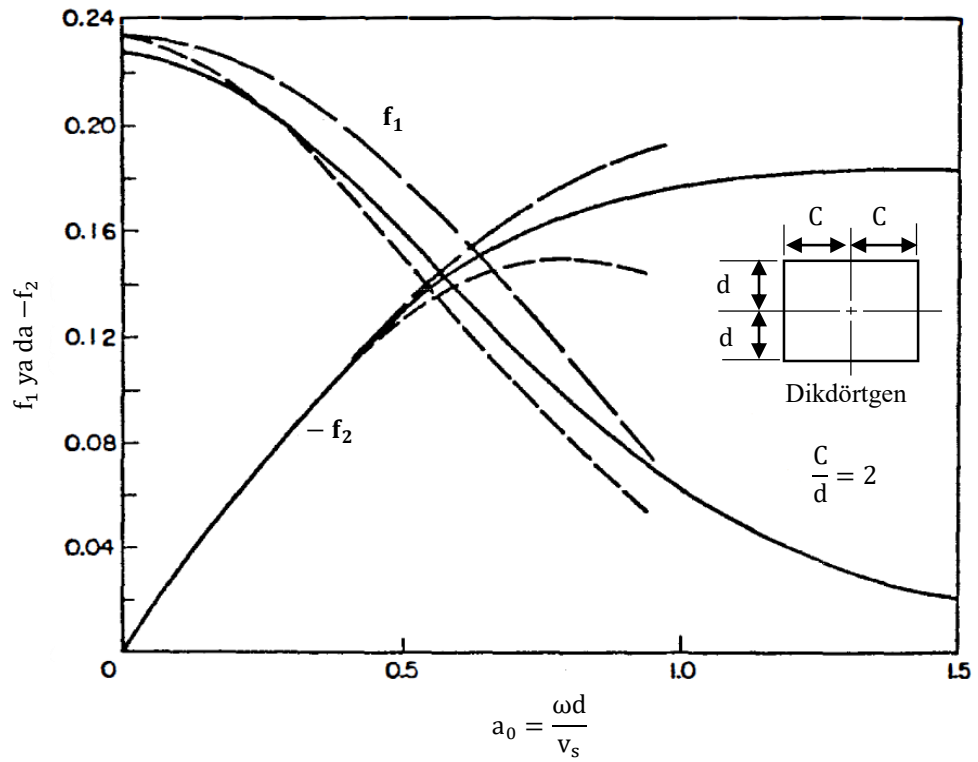


Şekil 3.15. Sonsuz uzunluktaki rijit şeridin dikey titreşimi için kütle oranı ile boyutsuz frekans arasındaki ilişki (Richart vd., 1970)

Şekil 3.16'de ise, Poisson oranı $1/4$ olan elastik yarı uzaya sahip kare ve dikdörtgen yük dağılım alanları için basınç dağılımı ve yer değiştirme fonksiyonları (f_1, f_2) gösterilmektedir. Ayrıca, daire, kare ve dikdörtgen temeller için aynı alanı sağlamak amacıyla belirlenen yarıçaplar gösterilmiştir. Sung ve Bycroft tarafından geliştirilen karşılık gelen eğriler de bu şekilde görülebilir (Richart vd., 1970). Tüm bu eğriler birbirine çok yakın olduğundan, dikdörtgen temsilleri için aynı alana sahip daire şeklindeki rijit bir tabanın c/d oranı 2.0 'ye kadar benimsenmiştir.



(a)



(b)

Şekil 3.16. Rijit dikdörtgen ve rijit daire temellerin dikey titreşimi için yer değiştirme fonksiyonu (Richart vd., 1970)

3.1.6.4. Elastik yarı uzay üzerindeki daire temellerin dönme titreşimi

Bu başlık altında, elastik yarı uzay üzerinde yer alan daire temellerin dönme hareketi incelenmiştir. Dönme hareketi, daire temellerin dinamik yükler altında nasıl hareket ettiğini ve temelin üzerine uygulanan momentlerin etkisiyle nasıl deforme olduğunu matematiksel olarak açıklar. Bu çalışma, temel mekaniği ve zemin dinamiği açısından önemli bir analiz sunmakta olup, mühendislik uygulamalarında temel tasarımı ve performans değerlendirmesi için değerli bilgiler sağlamaktadır.

Reissner ve Sagoci (1944), elastik yarı uzayın yüzeyinde yer alan bir daire temelin dönme titreşimi için analitik çözümler sunmuşlardır (Richart vd., 1970). İlk yaklaşımda Reissner, yüklü bölgeyi sınırlayan r_0 yarıçapında merkezden sıfıra doğru değişen bir kesme gerilimi varyasyonunu ele almıştır, bu da esnek bir temeli temsil etmektedir. İkinci yaklaşımda ise Reissner ve Sagoci, dairenin merkezinden çeperine doğru lineer bir deplasman varyasyonunu ele almışlardır. Bu, temelin temas alanının merkezi boyunca dönen bir rijit daire temeli hareketini temsil eder. Statik koşullar altında uygulanan tork T_θ tarafından geliştirilen dairesel kesme gerilimi $T_{z\theta}$ ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$T_{z\theta} = \frac{3}{4\pi} \frac{T_\theta r}{r_0^3 \sqrt{r_0^2 - r^2}} \quad 0 < r < r_0 \text{ için} \quad (3.58)$$

(3.58) Denklemi temel tabanında kayma geriliminin merkezde sıfır olduğunu ve kenara doğru sonsuza gittiğini göstermektedir. Pratik durumlarda, zeminler tarafından sonsuz kayma gerilmeleri oluşturulamaz. Bu nedenle, hesaplanan frekans değerleri gerçek temel tabanları için gözlemlenenlerden daha yüksek olabilir ve hareket genlikleri daha düşük olabilir. Uygulanan tork T_θ ve statik koşullar altında ortaya çıkan dönüş açısı θ_s arasındaki ilişki, statik yay sabitini belirler.

$$k_{\theta s} = \frac{T_\theta}{\theta_s} = \frac{16}{3} G r_0^3 \quad (3.59)$$

Dönme titreşimler için kütle oranı, Reissner ve Sagoci'nin dinamik çözümlerinde tekrar boyutsuz frekans a_0 (Denklem 3.33) ve kütle oranını kullandılar. Dönme titreşimleri için kütle oranı aşağıdaki gibidir.

$$B_{\theta} = \frac{I_{\theta}}{\rho r_0^5} \quad (3.60)$$

Burada: I_{θ} dairesel temelin dönme eksenine etrafındaki kütle atalet momentidir.

Sabit tork uygulaması için dinamik büyütme faktörü B_{θ} , tepe genlikte boyutsuz frekans a_{0m} ve dinamik büyütme faktörü arasındaki ilişkiler, genlik-frekans tepki eğrileri olarak basitleştirilmiş bir şekilde sunulabilir. Sabit tork uygulaması için dinamik büyütme faktörü aşağıdaki gibidir.

$$M_{\theta m} = \frac{A_{\theta m}}{\theta_s} \quad (3.61)$$

Döner kütle sistemine uygulanan uyarım durumunda, uyarıcı tork şöyledir.

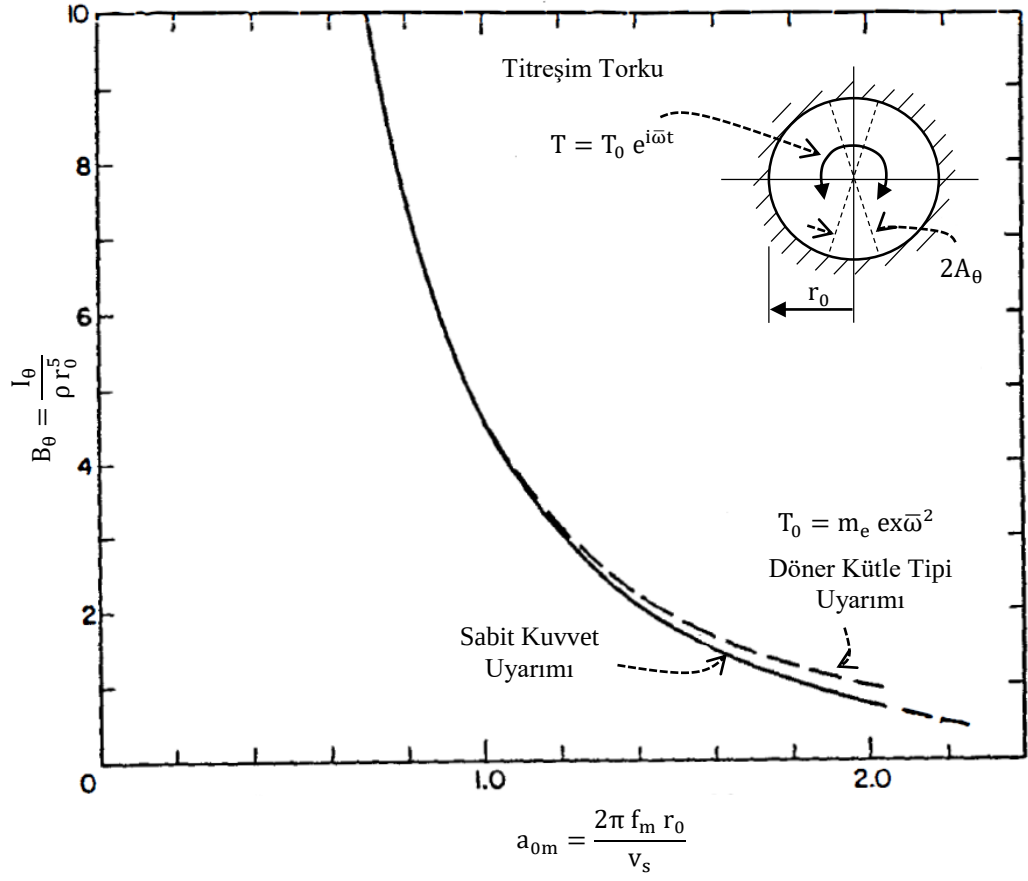
$$T_{\theta} = m_e \omega^2 \quad (3.62)$$

Bu durumda, x dengesiz ağırlıkların dönme merkezinden yatay moment koludur. Bu uyarım altında hareketin pik (tepe) genliği şu şekildedir.

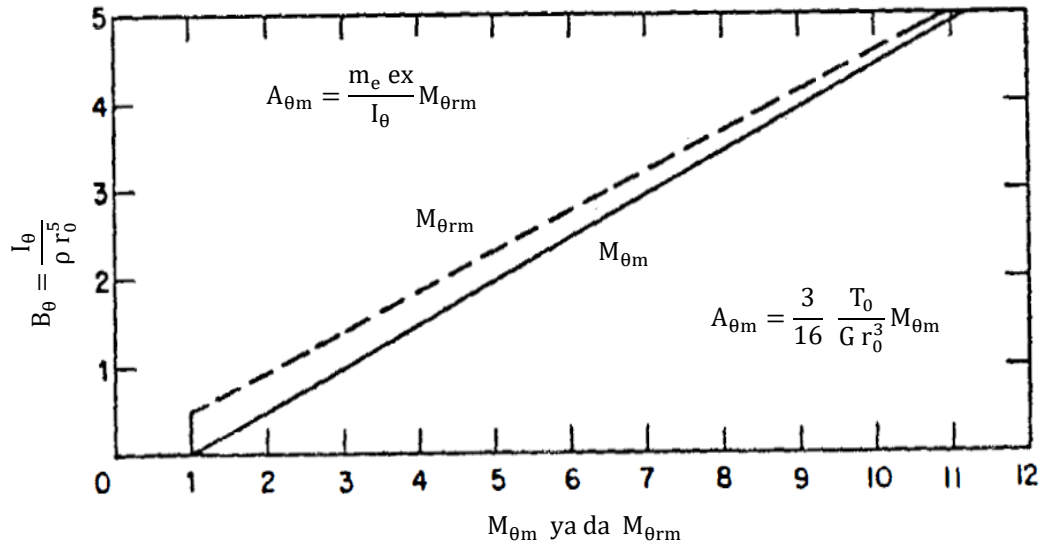
$$A_{\theta m} = \frac{m_e \omega^2}{I_{\theta}} M_{\theta rm} \quad (3.63)$$

$M_{\theta m}$, $M_{\theta rm}$ ve $a_{\theta m}$ değerleri, B_{θ} fonksiyonu olarak Şekil 3.17 de verilmiştir.

Dönme titreşim için teorik çözüm, dikey titreşim durumundan önemli farklılıklar gösterir: (1) Bu titreşim, Poisson oranından etkilenmez; (2) Bu, bağımsız bir harekettir ve olabilir. Temel tabanının olası dikey hareketinden bağımsız olarak ele alınabilir ve (3) enerji, sadece elastik kayma dalgalarının temelden yayılmasıyla tüketilir; herhangi bir sıkışma veya Rayleigh dalgaları geliştirilmez. Ayrıca, bu bir dönme tipi titreşim olduğu için, geometrik sönüm etkisi dikey titreşim için olduğundan daha küçüktür, çünkü elastik dalgaların yayılmasıyla katkıda bulunmaz. Şekil 3.17b de B_{θ} arttıkça büyütme faktörlerinin hızla arttığına dikkat edilmelidir.



(a)



(b)

Şekil 3.17. Elastik yarı uzayda rijit dairesel temelin dönme titreşimi (a) Rezonansta kütle oranı ve boyutsuz frekans arasındaki ilişki; (b) Rezonansta kütle oranı ve büyütme faktörü arasındaki ilişki (Richart vd., 1970)

3.1.6.5. Elastik yarı uzay üzerindeki temellerin sallanma titreşimi

Hsieh (1962), elastik bir yarı uzay üzerine dinlenen rijit dairesel bir temel tabanının tüm titreşim modlarının, titreşim frekansının bir fonksiyonu olarak ifade edilebilecek sönümleme ve yay faktörleri formunda olduğunu göstermiştir (Richart vd., 1970). Lysmer, yarı uzay üzerine oturan bir temel tabanının dikey titreşimine yönelik kütle-yay-sönümleyici benzetimi geliştirmede başarılı olduğu için, Hall (1967) bu yaklaşımı titreşim problemi üzerinde kullanmıştır (Richart vd., 1970). Bu, hareket denkleminde kullanılmak üzere sönümleme ve yay sabitlerinin değerlendirilmesini gerektirmiştir.

$$I_{\psi} \ddot{\psi} + C_{\psi} \dot{\psi} + k_{\psi} \psi = T_{\psi} e^{i\bar{\omega}t} \quad (3.64)$$

(3.64) Denkleminde temel tabanının dönme merkezi etrafındaki kütle atalet momenti I_{ψ} ile gösterilir. Yarıçapı r_0 ve yüksekliği h olan bir silindirik temel tabanı için, homojen olarak dağılmış kütleyle sahip olan I_{ψ} ifadesi şu şekildedir:

$$I_{\psi} = \frac{\pi r_0^2 h \gamma}{g} \left(\frac{r_0^2}{4} + \frac{h^2}{3} \right) \quad (3.65)$$

Burada:

I_{ψ} : Temel plakasının dönme merkezi etrafındaki kütle atalet momenti

r_0 : Silindirik temel yarıçapı

h : Silindirik temel yüksekliği

(3.64) Denkleminde statik yay sabitini $K_{\psi s}$ olarak tanımlamıştır, burada Yay sabiti $K_{\psi s}$ şu şekildedir.

$$K_{\psi s} = \frac{T_{\psi}}{\psi_s} \quad (3.66)$$

ve dönme eksenindeki yer değiştirme ψ_s aşağıdaki gibidir.

$$\psi_s = \frac{3(1 - \nu)}{8} \frac{T_{\psi}}{G r_0^3} \quad (3.67)$$

(3.67) Denklemine (3.66) Denkleminde yerine koyarsak o zaman statik yay sabiti $K_{\psi s}$ aşağıdaki şekli alır.

$$K_{\psi s} = \frac{T_{\psi}}{\psi_s} = \frac{8 G r_0^3}{3 (1 - \nu)} \quad (3.68)$$

ardından bir sönümlenme sabiti sağlamak gerekiyordu, bunu da şu şekilde ifade etmiştir.

$$C_{\psi} = \frac{0.80 r_0^4 \sqrt{G \rho}}{(1 - \nu)(1 + B_{\psi})} \quad (3.69)$$

(3.69) Denklemi ve Şekil 3.18b aracılığıyla elde edilen sönümlenme terimi, sallanma hareketinin maksimum genliği veya maksimum dinamik büyütme faktörünü belirlemek için yeterlidir. Bu terim, sallanma hareketinin maksimum genliğini veya dinamik büyütme faktörünü belirlemek için kullanılabilir, Şekil 3.18b de gösterildiği gibi. Bu ifade, kütle-yay-sönümleyici sistemin kritik sönümlemesi için kontrol edilebilir. Kütle- yay- sönümlenme katsayısı sistemi için kritik sönümlenme şu şekilde ifade edilmiştir.

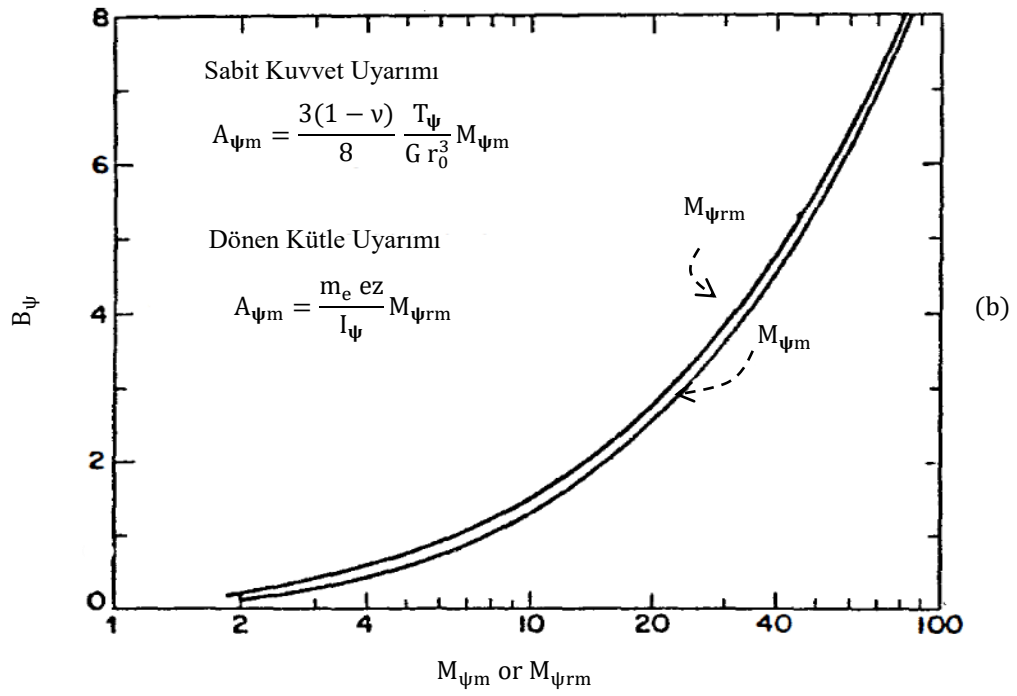
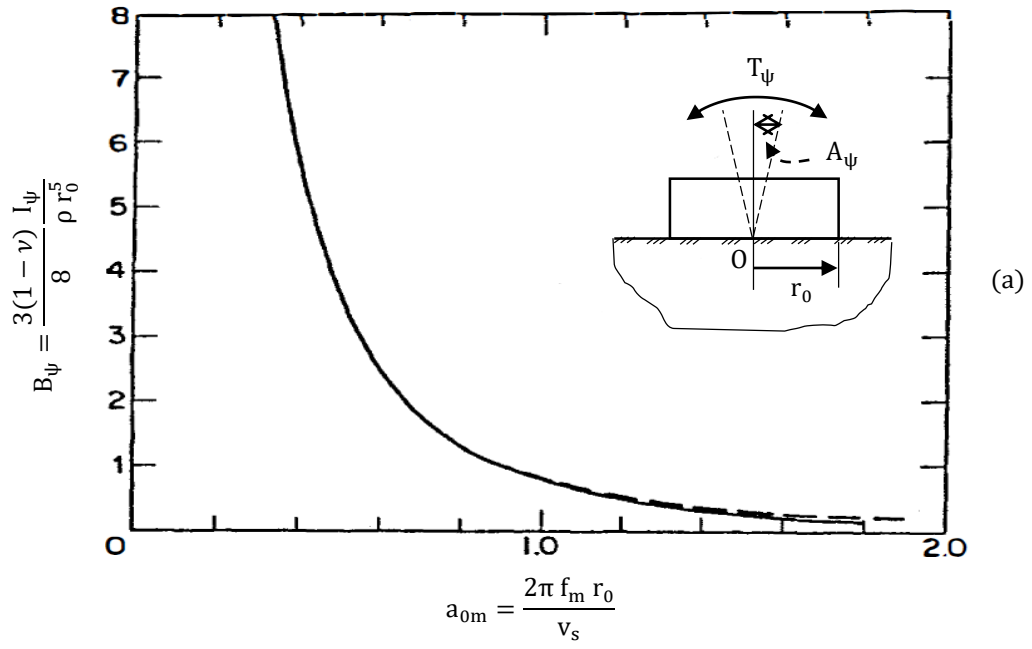
$$C_{\psi Cr} = 2 \sqrt{K_{\psi} I_{\psi}} \quad (3.70)$$

Sönümlenme oranı hesaplama

$$D_{\psi} = \frac{C_{\psi}}{C_{\psi Cr}} = \frac{0.15}{(1 + B_{\psi}) \sqrt{B_{\psi}}} \quad (3.71)$$

Küçük sönümlemeler için sallanma hareketinde maksimum büyütme faktörünün olduğunu belirterek, bu durumda maksimum büyütme faktörü şu şekildedir.

$$M_{\psi m} \approx \frac{1}{2D_{\psi}} \quad (3.72)$$



Şekil 3.18. Elastik yarı uzay üzerinde rijit dairesel temelin titreşimi. (a) Rezonansta kütle oranı ve boyutsuz frekans arasındaki ilişki; (b) Rezonansta kütle oranı ve büyütme faktörü arasındaki ilişki (Richart vd., 1970)

Kütle-yay-sönümleyici sisteminde, rezonansa hareket genliği sönümleme tarafından kontrol edilir. Ancak maksimum genlik frekansı veya “rezonans frekansı” atalet terimi ve yay sabiti tarafından belirlenir. Ancak bu özel durumda, Hall, en basit çözüm olarak rezonans frekansını yarı uzay teorisinden elde edilen değerle uyumlu hale getirmek için, titreşen temel tabanına ek bir kütle momenti eklenmesi gerektiğini öne sürmüştür (Richart vd., 1970). Bunuda, B_ψ (veya I_ψ) nin $B_{\psi\text{eff}}$ (veya $I_{\psi\text{eff}}$) ile çarpılmasıyla ifade etmiştir.

$$B_{\psi\text{eff}} = n_\psi B_\psi \quad (3.73)$$

Buradaki n_ψ ’nin değeri Tablo 3.2’de verilmiştir.

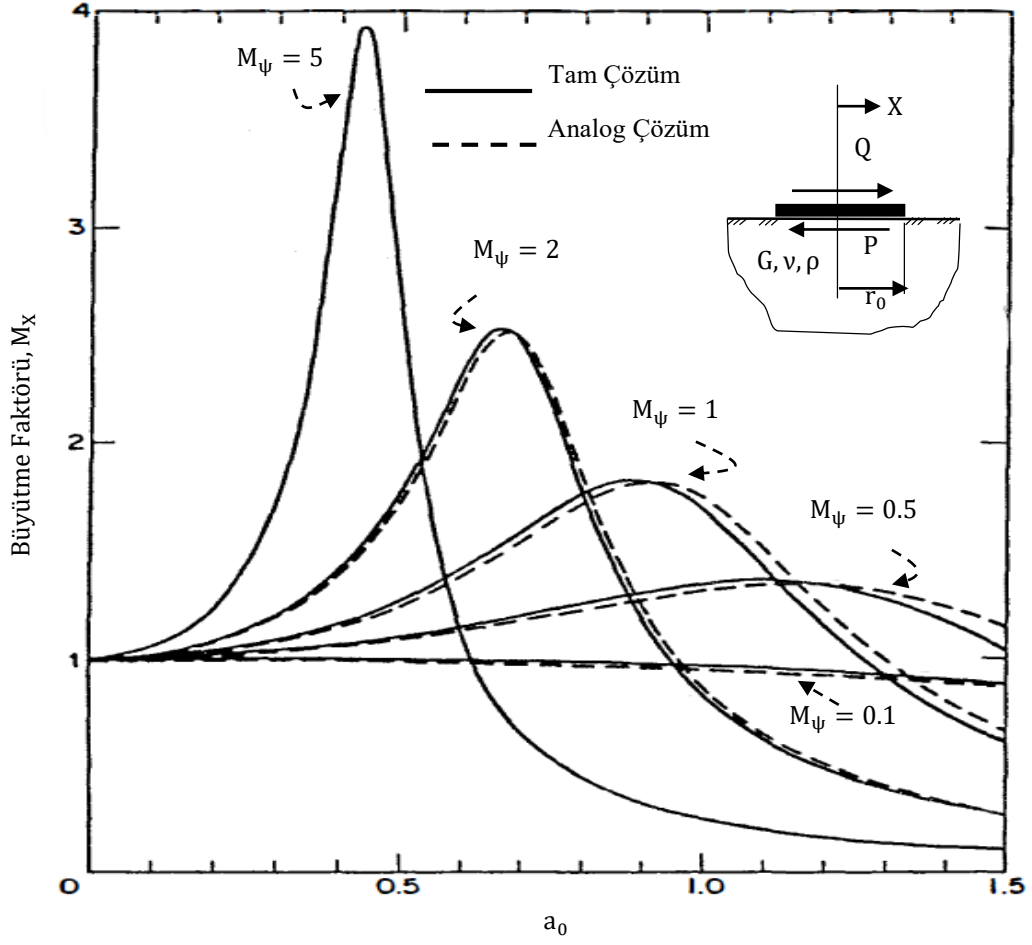
Tablo 3.2. Çeşitli β_ψ değerleri için n_ψ değerleri (Richart vd., 1970)

β_ψ	5	3	2	1	0.8	0.5	0.2
n_ψ	1.079	1.110	1.143	1.219	1.251	1.378	1.600

3.1.6.6. Elastik yarı uzay teorisine göre kayma titreşimleri

Bu durum yalnızca teorik olarak mümkündür, çünkü diskin yatay yönde sallanmadan hareket etmesi gerekmektedir. Fiziksel olarak, bu şart diskin kütlelerinin elastik yarı uzay üzerinde duran sonsuz ince bir tabaka içinde yoğunlaştırılmasını gerektirir. Diskin kütlesi bu ince tabakada toplandığında, diskin ağırlık merkezi, yarı uzayın diskin alt yüzeyine uyguladığı tutma kuvveti P ’nin etki hattı üzerinde konumlandırılabilir. Şekil 3.19 da uyarıcı kuvvet Q , ince disk ve tutma kuvveti P ’nin gösterildiği çizim bulunmaktadır.

Şekil 3.19 deki kesikli eğriler, analog model için tepki eğrilerinin yarı-uzay modeli ile ne kadar iyi uyum gösterdiğini göstermektedir. Bu şekil temelin yalnızca kayma kuvveti altında yatay hareketinin tepki eğrilerini sunmaktadır.



Şekil 3.19. Rijit dairesel temel tabanının elastik yarı uzay üzerinde kayma durumunda büyütme faktörü boyutsuz frekans ilişkileri (Richart vd., 1970)

Matematiksel işlemlerde diskin sadece yatay hareket etmesini ve dönmemesini gerektiren titreşim sınır koşullarını belirtmek oldukça kolaydır. Rijit dairesel disk için analitik çözüm, Arnold vd. (1955) tarafından sunulmuş olup, sonuçlar boyutsuz frekans (a_0) ve kütle oranı (b) terimleriyle ifade edilmiştir (Richart vd., 1970). Hall (1967), değiştirilmiş kütle oranını (B_x) ve boyutsuz frekans (a_0) faktörünü aşağıdaki şekilde tanımlamıştır.

$$B_x = \frac{7 - 8\nu}{32(1 - \nu)} \frac{m}{\rho r_0^3} \quad (3.74)$$

$$a_0 = \omega r_0 \sqrt{\frac{\rho}{G}} \quad (3.75)$$

Bycroft (1956), bir rijit dairesel levhanın elastik bir yarı uzayın yüzeyindeki hareketi için bir çözüm sunmuştur. Kayma hareketi için, çözüm, Poisson oranının (ν) tüm değerleri için geçerlidir. Hall (1967), yukarıdaki çözüm ile elastik doğrusal ağırlıksız yaylara dayalı olan arasında bir benzerlik geliştirmiştir. Eşdeğer yay ve sönümle ile ilgili ifadeler aşağıdaki gibidir.

$$K_{xs} = \frac{32 (1 - \nu)}{7 - 8 \nu} G r_0 \quad (3.76)$$

Model için tatmin edici dinamik tepki sağlamak üzere gerekli olan sönümleme sabiti şu şekilde bulunmuştur.

$$C_x = \frac{18.4 (1 - \nu)}{7 - 8 \nu} r_0^2 \sqrt{\rho G} \quad (3.77)$$

Şimdi kritik sönümleme şu şekilde olur.

$$C_{Cr} = 2 \sqrt{m k} \quad (3.78)$$

Ya da

$$C_{Cr} = 2 \sqrt{\frac{32 (1 - \nu)}{7 - 8 \nu} m G r_0} \quad (3.79)$$

ve sönüm oranı ξ , şu şekilde tanımlanır.

$$\xi = \frac{C}{C_{Cr}} \quad \text{yada} \quad \xi = \frac{C}{2 \sqrt{m k}} \quad (3.80)$$

$$\xi = \frac{0.2875}{\sqrt{B_x}} \quad (3.81)$$

Taban, dairesel olmadığı durumlarda, eşdeğer yarıçap r_0 aşağıdaki denklem kullanılarak belirlenebilir (Prakash, 1981).

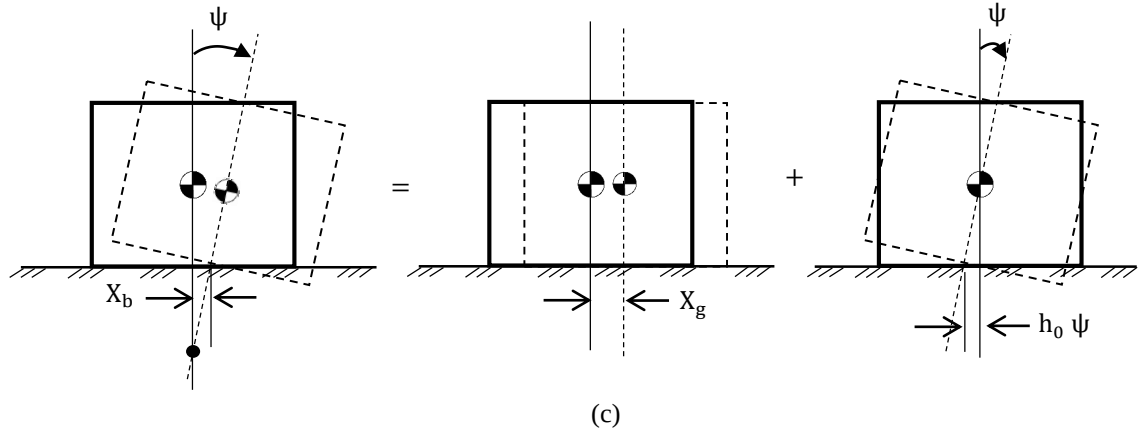
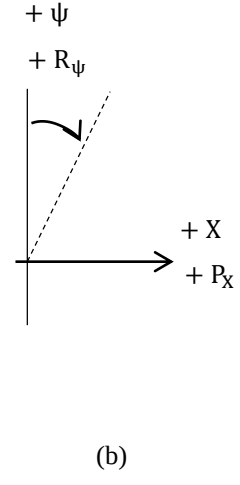
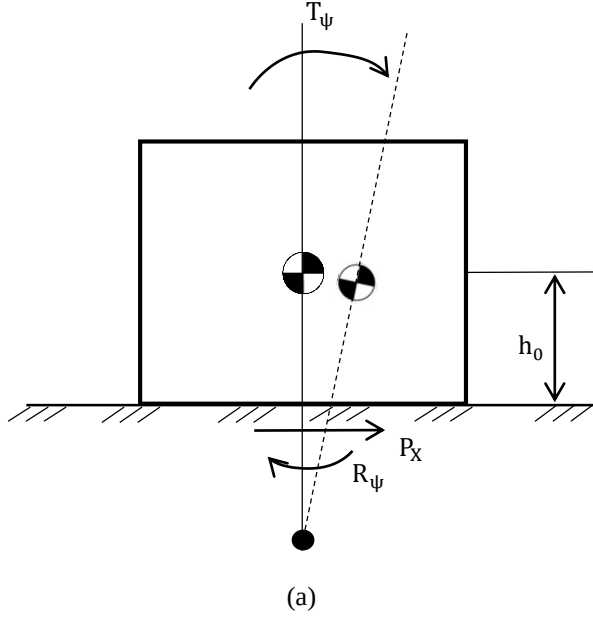
$$r_0 = \sqrt{\frac{a \times b}{\pi}} \quad (3.82)$$

3.1.6.7. Rijit dairesel temelin elastik yarı uzayda birleşik sallanma ve kayması

Bu başlık altında, bir rijit cismin hareketi altı serbestlik derecesine sahip olarak ele alınabilir: x, y, z doğrultularında hareketler ve her eksen etrafındaki dönüşler. Ancak genellikle, hareket denklemlerini tesis etmek mümkün olmayabilir çünkü uyarıcı kuvvetler veya zemin parametreleri hakkında yeterli bilgi olmayabilir. Dikey salınım modu, torksal mod veya her ikisi de bağımsız hareketler olarak ortaya çıkabilir. Bağlı hareket genellikle makine temellerinin tasarımında sallanma ve kayma şeklinde karşımıza çıkar. Bu nedenle, sönümlleme ile bağlantılı titreşimlerin tartışması, özellikle sallanma ve kayma kombinasyonu durumuna odaklanmaktadır.

Şekil 3.20a, elastik yarı uzay üzerinde rijit dairesel bir temeli göstermektedir. Ağırlık merkezi, dairenin merkezi üzerinden geçen dikey eksen ve yarı uzayın yüzeyinden h_0 uzaklıktadır.

Şekil 3.20c'de cismin hareketi, ağırlık merkezinin yatay yer değiştirmesi x_g ve ağırlık merkezinin etrafındaki dönüşü ψ ile ifade edilir. Şekil 3.20b de, $+X$ ve $+P_x$ nin sağa doğru etki ettiği ve $+\psi$ ve $+R_\psi$ nin saat yönünde olduğu belirtilmiştir. P_x Kuvveti ve R_ψ momenti, temelin tabanına zemin tepkisi tarafından oluşturulur. Şekil 3.20c de, temelin hareketi, x_g ve ψ nin birleşimiyle ifade edilir. Her iki hareketin de $+$ (aynı fazda) olduğu diyagramda, dönme merkezi ağırlık merkezinin altında yer alır; bu birinci titreşim modu olarak tanımlanır. Yer değiştirme $+$ iken dönme $-$ (farklı fazlarda) ise, dönme merkezi ağırlık merkezinin üstünde yer alır ve ikinci titreşim modunu tanımlar. Bu modların belirlenmesi, birinci titreşim modundaki rezonansın ikinci moddaki rezonanstaki daha düşük bir frekansta gerçekleşmesinden kaynaklanmaktadır.



(d)

$$X_b = X_g - h_0 \psi$$

$$P_x = -C_x \frac{d X_b}{dt} - k_x X_b$$

$$R_\psi = -C_\psi \frac{d \psi}{dt} - k_\psi \psi$$

Şekil 3.20. Sallanma ve kayma titreşim modları için gösterim (Richart vd., 1970)

Makine temellerinde yaygın olarak görülen durumlar arasında, makine hareketinden kaynaklanan kayma ve salınım hareketlerinin birlikte gerçekleşmesi yer alır.

Hareket denklemlerini oluşturmak ve bu denklemlerden hareket genlikleri ile maksimum genlikteki frekansları (rezonans frekansları) hesaplamak için, temelin tabanının yer değiştirmesini belirtmek faydalıdır. Temelin tabanının yer değiştirmesini aşağıdaki gibi bulunur.

$$X_b = X_g - h_0 \psi \quad (3.83)$$

Şekil 3.20d de belirtildiği gibi, temelin tabanına etki eden yatay kuvvet, bu tabanın yer değiştirmesi ve hızı cinsinden ifade edilir. Temelin tabanına etki eden yatay kuvvet şu şekildedir.

$$P_x = -C_x \dot{X}_b - k_x X_b \quad (3.84)$$

Temelin sallanmasına karşı yarı uzayın direncinin ifadesi şu şekildedir.

$$R_\psi = -C_\psi \dot{\psi} - k_\psi \psi \quad (3.85)$$

Temel tabanının ağırlık merkezinin yatay hareketi için hareket denklemi;

$$m \ddot{X}_g = P_x = -C_x \dot{X}_b - k_x X_b \quad (3.86)$$

(3.83) Denklemi yerine konup terimler yeniden düzenlendiğinde, (3.86) Denklemi şu hale gelir.

$$m \ddot{X}_g + C_x \dot{X}_g + k_x X_g - h_0 C_x \dot{\psi} - h_0 k_x \psi = 0 \quad (3.87)$$

Ağırlık merkezi etrafındaki dönme hareketi için hareket denklemi

$$I_g \ddot{\psi} = T_\psi + R_\psi - h_0 P_x \quad (3.88)$$

Burada;

I_g : Temel tabanının ağırlık merkezi etrafındaki atalet momentidir.

R_ψ , P_x ve X_b Yerine konulduğunda, (3.88) Denklemi şu şekle dönüşür;

$$I_g \ddot{\psi} + (C_\psi + h_0^2 C_x) \dot{\psi} + (k_\psi + h_0^2 k_x) \psi - h_0 C_x \dot{X}_g - h_0 k_x X_g = T_\psi \quad (3.89)$$

Yerine koyma yapıldığında

$$X_g = A_{x1} \sin \bar{\omega}t + A_{x2} \cos \bar{\omega}t \quad (3.90)$$

$$\psi = A_{\psi1} \sin \bar{\omega}t + A_{\psi2} \cos \bar{\omega}t \quad (3.91)$$

$$T_\psi = T_{\psi0} \sin \bar{\omega}t \quad (3.92)$$

(3.87) Denklemi ve (3.89) denklemi kullanıldığında, dört bilinmeyenli dört denklem elde edilir. Titreşen sistem, kütle-yay-sönümlleme modeli ile temsil edildiğinde, yay ve sönümlleme katsayıları sabittir ve her frekans değeri için dört eşzamanlı denklemin çözümü, sistem yanıtının değerlendirilmesini sağlar. Temel-zemin sistemi, elastik yarı uzay üzerindeki temel olarak modellendiğinde, sönümlleme ve yay katsayıları frekansa bağlıdır ve bu katsayıların değerleri, dört eşzamanlı denklemlerin belirli bir frekans değeri için çözülmesinden önce hesaplanmalıdır. Her iki durumda da hesaplamalar genellikle yüksek hızlı dijital bilgisayarlar kullanılarak en uygun şekilde gerçekleştirilir. Hall (1967), rijit dairesel bir temel için, kütle-yay-sönümlleme modelinin kullanıldığı analoğunun, kesin çözümle çok iyi bir uyum gösterdiğini tespit etmiştir (Richart vd., 1970).

(3.87) Denklemi ve (3.89) denklemi, bu problemin içinde bağlantı olasılığını gösterir çünkü temel tabanının ağırlık merkezinin dikey konumu, temelin tabanında yarı uzayın yatay kuvveti P_x 'in etki çizgisinin üstünde yer almaktadır. Eğer h_0 sıfırsa, bağlantı meydana gelmez çünkü bu durumda (3.87) Denklemi, sadece x_g koordinatıyla ilgili hareketi içerirken, (3.89) Denklemi yalnızca ψ koordinatıyla ilgili hareketi içermektedir.

Sönümlleme ve yay katsayıları frekansa bağlı olduğundan, bu katsayıların değerleri herhangi bir verilen frekans için önceden hesaplanmalıdır. Temel tabanının ağırlık merkezinin dikey koordinatı, yarı uzayın yatay kuvveti P_x 'in etki çizgisinin üzerindeyken sadece bağlantı oluşturduğu sonucuna varılabilir. Şekil 3.20'deki h_0 sıfır olduğunda, hiçbir bağlantı meydana gelmez (Richart vd., 1970).

3.1.6.8. Elastik yarı uzay üzerindeki rijit daire temellerin titreşimlerine bağlı geometrik sönümleme

Elastik yarı uzay tarafından desteklenen rijit dairesel temelin tek serbestlik dereceli titreşimini yukarıda inceledik. Bu başlık altında, dikey ve yatay yer değiştirmeler ile merkezden geçen dikey dönme ve tabanın çapı boyunca dönme hareketlerini kapsamaktadır. Bu dört hareket serbestlik derecesini temsil eder, çünkü x ekseninde etrafında olan yer değiştirmeler ve dönüşler, y ekseninde olanlarla aynıdır.

Sönümleme, titreşen sistemde enerji kaybının olduğunu gösterir ve temellerin yarı sonsuz elastik bir cismin veya yarı uzayın yüzeyinde salınması durumunda, enerji kaybı temellerden sonsuzluğa doğru elastik dalga enerjisinin iletimi yoluyla gerçekleşir. Bu elastik dalga enerjisinin geometrik dağılımı, geometrik sönümleme olarak adlandırılır (Richart vd., 1970).

Yarı uzay üzerindeki temelin titreşimi için her iki yöntemden eşdeğer sönüm oranı D 'nin bir değeri belirlenebilir ve ardından kütle-yay-sönüm parametre analizinde kullanılabilir. D 'nin değerlendirilmesi için uygun bir yöntem, yarı uzay çözümünden elde edilen tepe hareket genliğinin kütle-yay-sönüm sistemiyle elde edilen genlik ile eşitleyip D için çözüm yapmaktır. Bu prosedür, Şekil 3.21'de gösterilen eğrilerin hazırlanmasında izlenmiştir. Yaklaşık olarak aynı sonuçlar, analog çözümlerden elde edilen sönümleme sabitleri ve kritik sönümleme için ifade edilen ifadeler kullanılarak D 'nin hesaplanmasıyla elde edilebilir.

Kritik sönüm:

$$C_{cr} = 2\sqrt{km} \quad (3.93)$$

Bu yaklaşımla sönüm oranı D , şu şekilde tanımlanır.

$$D = \frac{C}{C_{cr}} \quad (3.94)$$

Sönüm oranı için ifadeler:

Dikey titreşim için;

$$D_z = \frac{0.425}{\sqrt{B_z}} \quad (3.95)$$

Yatay titreşim için;

$$D_x = \frac{0.288}{\sqrt{B_x}} \quad (3.96)$$

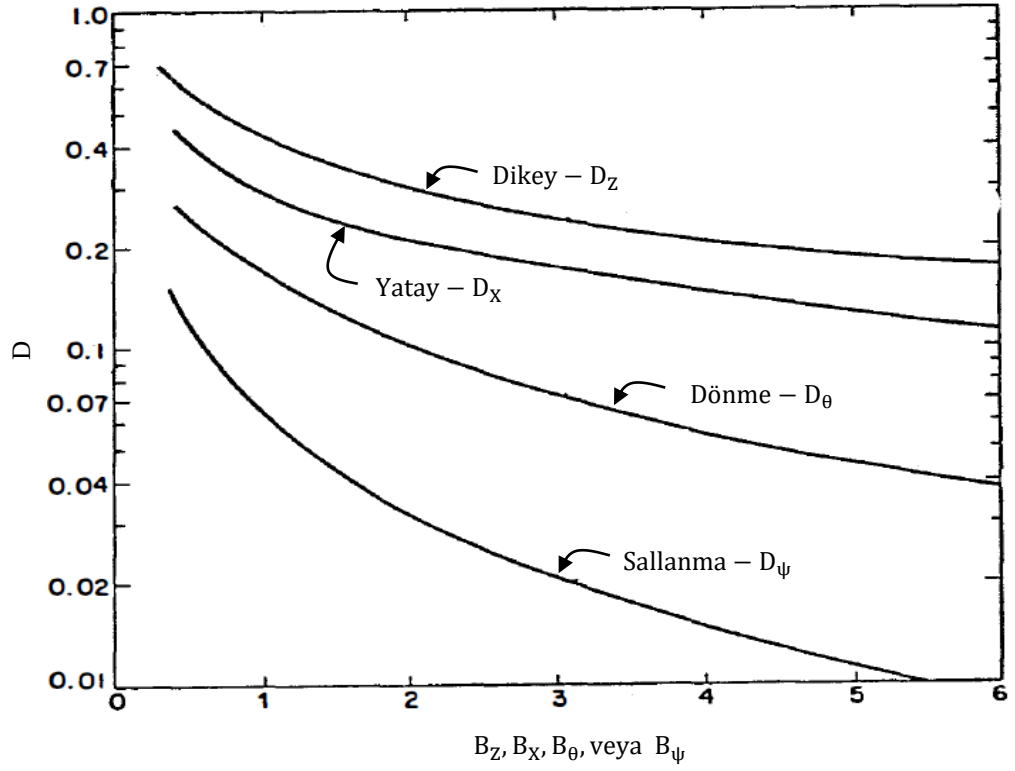
Sallanma titreşimi için;

$$D_\psi = \frac{0.15}{(1 + B_\psi)\sqrt{B_\psi}} \quad (3.97)$$

Dönme titreşimi için;

$$D_\theta = \frac{0.50}{1 + 2B_\theta} \quad (3.98)$$

Etkili sönüm oranının B için çeşitli titreşim modlarıyla değişimi Şekil 3.21 de gösterilmiştir. Şekil 3.21 de görüldüğü üzere, periyodik titreşim modları için geniş bir B aralığında önemli derecede sönümleme bulunmaktadır. Diğer yandan, döner titreşim modları için sönüm oldukça düşüktür, özellikle dönme titreşimi için $B_\theta > 2$ ve sallanma titreşimi için $B_\psi > 1$ değerleri için. Çoğu makine temeli bazı devirme kuvvetlerine maruz kalır, bu nedenle sallanma modunda bazı titreşim olasılığı yüksektir. Dolayısıyla, Şekil 3.21 de gösterilen sonuçlar, tasarımcının makine temeli için sallanma hareketini en aza indirmek için mümkün olan en düşük B_ψ değerini sağlaması gerektiğini göstermelidir.



Şekil 3.21. Elastik yarı uzayda rijit dairesel temelin salınımı için eşdeğer sönüm oranı (Richart vd., 1970)

3.2. Tasarım Şartları

Dinamik yüklü temel tasarımı için, temelin ön tasarım boyutlandırmasını tamamlayabilmek için belirli yer ve yükleme parametrelerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu tasarım koşulları ve gereksinimler genellikle aşağıdaki üç ana grupta toplanabilir:

1. Makine özellikleri ve gereksinimleri
2. Zemin parametreleri
3. Çevresel gereksinimleri

Dolayısıyla, tasarım için gerekli bilgiler, sadece desteklenmesi gereken makinenin geometrik sınırlamalarını değil, aynı zamanda yapısal desteklerin detaylı bilgisini de içermektedir.

3.2.1. Makine özellikleri ve gereksinimleri

Yapılara dinamik yükler oluşturan makineler çeşitli tiplerde olabilir, ancak genellikle üç büyük gruba ayrılabilirler:

1. Pistonlu makineler
2. Santrifüj makineleri
3. Darbe oluşturan makineler

Her üç durumda da yapıya periyodik ve zaman bağımlı bir yük fonksiyonu iletilir ve bu yükler temele aktarılır. Yapının tasarımı için, bir dizi makine geometrik ve performans faktörü gereklidir. Bu faktörler genellikle makine üreticisi tarafından sağlanabilir veya satış katalogları ve mühendislik el kitaplarından elde edilebilir. Bilgiler bazen mevcut olmayabilir, bu durumda tasarımcı ön hesaplamalar yapmak veya bazı varsayımlar kullanmak zorunda kalabilir. Arya vd. (1984) göre gerekli makine özellikleri ve parametreleri şunları içerir:

- a) Makine montajının taslak çizimi, yapının fiziksel boyutu, makinenin gereken taban boyutlarına bağlıdır. Sıklıkla, platformlar ve boru destekleri gibi aksesuarlar, taban boyutlarında artış gerektirir. Makine tabanının taslağı genellikle minimum boyutları belirtir ve makineye bağlantılar için belirli bölgelerin açık bırakılması gerektiği yerleri belirler. Örneğin, türbinlerde, makinenin altında ve üstünde kondenserler ve boru hatları için belirli bölgelerin açık bırakılması gerekmektedir.
- b) Makinenin işlevleri, makine işlevi, makinenin genel amaç ve kritik doğası hakkında bilgi içerir. Eğer makine, genel operasyonlar için son derece önemliyse, daha muhafazakar bir tasarım yaklaşımı önerilir. Örneğin, küçük bir pompanın kapanması tesis üretimini etkileyebilir. Ancak büyük bir santrifüj kompresörün kapatılması durumunda, milyonlarca liralık bir operasyon etkilenebilir. Tasarımcı, muhafazakarlık düzeyini gereksiz masraflarla dengelemelidir.
- c) Makine ve rotor bileşenlerinin ağırlığı, makinenin ve bileşenlerinin ağırlıkları üretici tarafından sağlanır ve bu bilgi, temel tasarımının başlangıçta uygun olup olmadığını değerlendirmede önemlidir. Santrifüj makinelerde rotorların ağırlığı ve hızı, potansiyel makine dengesiz kuvvetlerinin büyüklüğünü belirler.
- d) Makinenin Ağırlık Merkezinin Koordinatları, makinenin ağırlık merkezi genellikle yatay ve dikey düzlemlerde belirtilir. Bu bilgi genellikle makine

belgelerinden veya teknik şartnamelerinden sağlanır. Eğer bu bilgi mevcut değilse, hesaplamalar veya varsayımlar yapılabilir. Makine genellikle, tüm yüklerin merkezi direnç noktası ile temel merkezi arasında eksantriklik oluşturmamak için uygun bir şekilde temele yerleştirilir. Kazık destekli bir temel kullanılıyorsa, kazık grubunun merkezi belirlenir; zemin destekli ise zeminin direnç merkezi göz önünde bulundurulur. Makinenin yanlış yerleştirilmesi, yüklerin merkezi direnç noktası ile temel merkezi arasında uyumsuzluk oluşturabilir ve bu da makinenin titreşimlere veya hasara yol açabilir. Bu nedenle, makine temelinin doğru bir şekilde hazırlanması ve makinenin uygun yerleştirilmesi, makinenin stabilitesi, güvenliği ve verimliliği için kritik öneme sahiptir.

- e) Makine ve bileşenlerinin hız aralıkları veya dengesiz birincil ve ikincil kuvvetlerin frekansı, Dinamik analizde olası rezonansı kontrol etmek için birinci ve ikinci dereceden kuvvetlerin hız aralığı ve frekansları gereklidir. Tasarımcı genellikle yalnızca işletme frekanslarıyla ilgilenir, ancak birçok makinede, başlatma veya kapanma sırasında montajın makine frekansı ile rezonansa girebileceği belirli hızlar olabilir. Özellikle önemli bir sönümleme mevcut olduğunda, bu tür durumlarda geçici bir rezonans koşulu tolere edilebilir.
- f) Dikey ve yatay olarak dengesiz kuvvetlerin büyüklüğü, yönü ve etki noktaları, dengesiz kuvvetlerin büyüklüğü ve yönü genellikle makine üreticisinden temin edilemez. Bazıları, santrifüj makinelerinin başlangıçta üretim tesisinde mükemmel bir şekilde dengelendiğini iddia eder; bu koşul üretim tesisinde başlangıçta yaklaşılabılır. Ancak zamanla, normal aşınma sonucu bazı eksantriklikler ortaya çıkabilir, başlangıçta makinenin ve montajın titizliğine rağmen. Santrifüj makineleri destekleyen yapıların tasarımında kullanışlı olan eksantriklik kriterleri, (Arya vd., 1984) de Tablo 3.1 ve Şekil 3.1’de verilmiştir. Salınlı makineler için ise genellikle oldukça büyük olan dengesiz kuvvetler, makine üreticisi tarafından sağlanmaktadır.
- g) Temel üzerinde plan alanındaki noktalar arası diferansiyel sarkma sınırları, temel noktalar arasındaki izin verilen diferansiyel eğilme limitleri, makineye bağlı boru hatları ve diğer bağlantı parçalarında olası hasarları önlemek amacıyla belirlenmiştir. Bu boru hatları genellikle yüksek basınç altında olduğundan ve çok sert bir şekilde bağlı olduklarından, makinedeki hareket

veya titreşimlerin neden olduğu diferansiyel eğilme, boru hatlarına zarar verebilir. Bu nedenle, diferansiyel eğilme limitlerinin belirli bir sınırlama içinde tutulması önemlidir. Örneğin, bazı yüksek basınçlı (345 MPa) borularda, diferansiyel eğilme limitleri genellikle yaklaşık olarak 0.00254 mm veya daha az olacak şekilde belirlenir. Bu sayede, makine çalıştığı sürece, boru hatlarında oluşabilecek hasar ve deformasyon minimum seviyede tutulabilir. Bu durum genellikle çok sert (kalın) bağlı boru hatlarına sahip makineler için geçerlidir.

- h) Temel gereksinimleri, şişen zeminler, don etkisi, dalgalı su tablosu, boru hatlarından uzaklık veya döşeme yüksekliği gibi faktörler tarafından dikte edilen minimum temel derinliği ile ilgilidir. Hava koşullarına maruz kalmış zemin tabakası, genellikle temel tasarımı için önerilmez çünkü fırınlanmış, bozulmamış zemin gereklidir. Ayrıca, zemin destekli yapılar için temelin alt kısmının daha derin bir seviyeye yerleştirilmesi, zeminlerin taşıma dayanımı tarafından belirlenebilir. Jeoteknik danışmanın önerileri, tasarım sürecine entegre edilmelidir.

3.2.2. Zemin parametreleri

Zemin oluşumu ve temsil edici özelliklerinin bilgisi, statik ve dinamik analizler için gereklidir. Kum veya kil oluşumu durumunda, bilgiler genellikle saha sondajları ve laboratuvar testleri yoluyla elde edilir. Bu işlemler genellikle jeoteknik danışmanlar tarafından gerçekleştirilir (Arya vd., 1984). Genellikle aşağıdaki parametreler gereklidir:

- a) Zeminin yoğunluğu γ ve poisson oranı ν , zemin yoğunluğu γ ve Poisson oranı ν genellikle jeoteknik danışman tarafından rapor edilir. Çoğu zaman, kütsel yoğunluk ρ zemin yoğunluğu γ olarak bildirilir, ancak biri verildiğinde diğeri $\rho = \gamma/g$ denkleminde bulunur. Burada g , yerçekimi sabitidir.
- b) Zeminin kayma modülü G , (çeşitli gerilme düzeylerinde veya taşıma basıncı büyüklüklerinde), zemin kayma modülü G genellikle özel olarak talep edilmediği sürece rapor edilmez. Zira bu parametre, zeminin aldığı gerilme düzeyine veya yük basıncının büyüklüğüne bağlı olarak değişir. Bu parametre, yarı-uzay yay sabitlerinin hesaplanmasında kritik bir faktördür ve bu nedenle en güvenilir değerin sağlanması önem arz eder. Bu genellikle, yanlış değerlerin analizde geçersiz sonuçlar doğurabileceği anlamına gelir, bu yüzden saha testleri genellikle gereklidir. Zemin gerilme seviyesi, zemin kayma modülünün değerini önemli

ölçüde etkiler ve bu nedenle hesaplamalarda bu faktör göz önünde bulundurulmalıdır.

- c) Zeminin alt taban reaksiyon katsayısı (yukarıdaki parametreler doğru bir şekilde bilinmiyorsa), alt taban reaksiyon katsayısı, kayma modülü G yerine veya doğrudan Barkan analizinde (Barkan, 1962) kullanılabilir. Ancak burada elastik yarı uzay teorisi önerildiğinden (Richart vd., 1970), bu teorisin sağlanabilirliği, yarı uzay teorisi kullanılarak hesaplanan zemin modüllerinin büyüklük sırasının doğruluğunu kontrol etmek için kullanılabilir.
- d) Temel derinliği ve yukarıdaki parametrelerin geçerli olduğu taşıma basıncı, yukarıda tartışılan zemin parametreleri genellikle derinlik ve etkin taşıma basıncıyla değişir. Bu nedenle, tasarımda kullanılacak özel değerler, gerçek taşıma basıncı ve temel derinliğiyle uyumlu olmalıdır. Özellikle, kayma modülü gerilme seviyesine duyarlıdır ve dinamik yükler genellikle düşük gerilme seviyeleri ürettiğinden, analizde kullanılan kayma modülü beklenen gerçek dinamik gerilme seviyesine karşılık gelmelidir.
- e) Temelin statik tasarımı için gereken diğer bilgiler, yukarıda listelenen bilgilere ek olarak, tasarım mühendisi, jeoteknik danışmanın yardımıyla veya tek başına, temel tasarımı için düzeni belirlemelidir. Genellikle kullanılan iki yaygın temel tipi vardır: doğrudan zemine veya kaya üzerine yerleştirilen beton blok temel veya kazık ve konsollarla desteklenmiş beton temel. Bir sistem tercih edilirken dikkate alınması gereken faktörler şunlardır: Ekonomik verimlilik, yer değiştirme, zeminin taşıma kapasitesi, titreşim izolasyonu ve yeraltı su seviyesi. Kazık veya konsollarla desteklenmiş temeller nadirdir ve yalnızca zayıf zemin koşullarının bulunduğu yerlerde kullanılır.

3.2.3. Çevresel gereksinimler

Makine montajının yakınında kaya ocağı patlamaları, araç trafiği, inşaat kazık çakma işlemleri gibi titreşim kaynakları bulunabilir veya konum, deprem riski olan bir kıtasal bölgede olabilir. Tasarım mühendisi, bu durumların ciddiyetini değerlendirmeli ve gerektiğinde titreşim ölçüm danışmanından destek almalıdır. İstenilen bilgiler arasında, titreşimin özelliği ve montaj yerindeki sönümleme düzeyi yer almalıdır.

Diğer titreşim kaynakları arasında, diğer makineler veya ekipmanlar, hava kompresörleri, motorlar, jeneratörler, fanlar, pompalar, vibrasyonlu ekipmanlar vb.

bulunabilir. Bu kaynaklar, montaj yerindeki makinenin titreşim özelliklerini etkileyebilir ve bu nedenle titreşim ölçümlerinin yapılmasını gerektirebilir.

Titreşim ölçüm danışmanı, montaj yerindeki titreşim özelliklerinin (titreşim frekansı, genlik ve hız gibi faktörler) belirlenmesine yardımcı olabilir. Titreşim özellikleri, makine tasarımında kullanılan malzemelerin seçiminde, montaj yerinin hazırlanmasında ve titreşim kontrol önlemlerinin alınmasında kritik bir rol oynamaktadır.

Elde edilen titreşim ölçüm sonuçlarına dayanarak, uygun titreşim izolasyon malzemeleri seçilebilir. Bunlar arasında Lastik yalıtım elemanları, yaylı yalıtım elemanları, havalı yalıtım elemanları gibi çözümler bulunabilir (Arya vd., 1984). Bu yalıtım elemanları, makineden yayılan titreşimin çevreye iletilmesini azaltarak, makine performansını ve ömrünü artırabilir ve çevresel etkileri minimize edebilir.

3.3. Blok Tipi Temelin Deneme Boyutlandırması

Santrifüj veya pistonlu makineleri için blok temel tasarımı, bloğun ön boyutlandırılması ile başlar. Bu ilk boyutlandırma aşaması, kısmen ampirik ve pratik deneyim kaynaklarından türetilen çeşitli yönergelerle dayanmaktadır (Arya vd., 1984). İlk boyutlandırma yalnızca öncül niteliğindedir ve nihai tasarımı oluşturmaz. Bir blok temel tasarımı, ancak dinamik bir analiz yapıldığında ve temelin kabul edilebilir bir şekilde davranacağı öngörüldüğünde tamamlanmış olarak kabul edilebilir. Bununla birlikte, aşağıdaki yönergeler, başlangıç deneme boyutlandırması için kabul edilebilir yapıların ortaya çıkmasını sağlamıştır.

- 1) Bloğun temel tabanı mümkün olduğunca su seviyesinin üzerinde olmalıdır. Daha önce dolgu yapılmış zeminin üzerine veya özellikle titreşime duyarlı bir zemin üzerine oturmamalıdır. Dinamik veya titreşimli makineleri destekleyen yapıların derinliği genellikle jeoteknik danışmanın önerileri doğrultusunda belirlenir. Bazı durumlarda, zemin kalitesi düşük olabilir ve jeoteknik danışman kazık veya direk kullanılmasını önerebilir.
- 2) Arya vd. (1984) tarafından önerilen zemin üzerine oturan blok tipi temeller için aşağıdaki maddeler sağlanmalıdır.
 - a. Zemine oturan rijit bir blok tipi temelin, santrifüj makineler için desteklenen makinenin kütlesinin iki ile üç katı olmalıdır ($M_{\text{Temel}} = 3 \times M_{\text{Makine}}$).
Ancak, makine pistonlu olduğunda, temel kütlesi makinenin kütlesinin üç ile beş katı olmalıdır ($M_{\text{Temel}} = 5 \times M_{\text{Makine}}$).

- b. Bloğun üst kısmı genellikle yüzey suyunun akışından kaynaklanan hasarı önlemek için bitmiş zemin veya kaldırım seviyesinden 30 cm yukarıda tutulmalıdır.
- c. Bloğun dikey kalınlığı, kullanılan ankraj cıvatası uzunluğu tarafından belirlenen en az 60 cm olmalıdır. Dikey kalınlık, temelin rijit kabul edilmesi için bloğun diğer boyutları tarafından da belirlenebilir. Kalınlık genellikle en küçük boyutun beşte biri ($1/5 B$) veya en büyük boyutun onda birinden ($1/10 L$) az olmamalıdır.
- d. Temel, titreşim modunda sönümlemeyi artırmak için geniş olmalıdır. Genişlik, taban ile makine merkez hattı arasındaki dikey mesafenin en az 1 ile 1.5 katı olmalıdır.
- e. Kalınlık ve genişlik seçildikten sonra, uzunluk (L), yukarıdaki (a) maddeye göre belirlenir; bununla birlikte, bakım amaçları için makine tabanının kenarından blok kenarına kadar 30 cm boşluk sağlamak için yeterli plan alanı mevcut olmalıdır.
- f. Temelin uzunluğu (L) ve genişliği (B), makine ve ekipmanın ağırlık merkezinin temel ağırlık merkeziyle örtüştüğü şekilde ayarlanır. Birleşik ağırlık merkezi, zeminin direnç merkeziyle örtüşmelidir.
- g. Büyük çaplı pistonlu makineler için, zemine gömülü derinliği artırarak %50 ile %80'ini zemine gömen bir derinlik istenilebilir. Bu, tüm titreşim modları için yanal kısıtlamayı ve sönümleme oranlarını artıracaktır.
- h. Dinamik analiz, uygulanan frekans ile rezonans öngörüyorsa, genellikle, değiştirilmiş yapı pistonlu makineler için devrilmiş, santrifüj makineler için ise altüst edilmiş olacak şekilde, temel kütlesi artırılır veya azaltılır.

3.4. Tasarım Kontrol Listesi

Önerilen yapı modellenip deneme boyutları seçildikten ve analiz yapıldıktan sonra, önerilen yapının öngörülen davranışı belirli tasarım gereksinimlerine karşı kontrol edilir veya karşılaştırılır (Arya vd., 1984). Bu tasarım gereksinimleri şunları içerir:

1. Zemin, yapısal arızalar ve aşırı deformasyonlara karşı olağan statik dayanıklılık kontrolleri
2. Maksimum titreşim genliği, maksimum hız ve ivme, maksimum büyütme faktörü, maksimum dinamik yük faktörü, olası rezonans koşulları ve maksimum iletim faktörü dahil olmak üzere sınırlayıcı dinamik koşullarla karşılaştırma
3. Tüm salınım modlarının, bağlanmış modlar dahil, incelenmesi

4. Makine, yapı veya bağlantılarda olası yorgunluk arızalarının değerlendirilmesi
5. İnsanların fizyolojik ve psikolojik etkileri, yanındaki hassas ekipmanlar üzerindeki etkiler, yapıya olası zararlar ve bireysel yapısal bileşenlerin olası rezonansı gibi çevresel taleplerin dikkate alınması.

Şekil 3.22, Şekil 3.24, Şekil 3.25, Şekil 3.26 ve Şekil 3.27, önerilen yapının dinamik davranışını kontrol etmek için kullanılır. Bu şekillerde, çalışma frekansının fonksiyonları olan uygun titreşim genliği, hız ve ivme sınırları verilmiştir. Tablo 3.4'te belirli makine işletim kategorileri için uygun maksimum hız sınırlarını verilmiştir.

3.5. Tasarım Prosedürü

Titreşen makinelere destek olacak tüm temeller hem statik hem de dinamik yük durumları altında değerlendirilmelidir (Arya vd., 1984). Dinamik yüklü makine temellerinin tasarımında izlenmesi gereken prosedürler aşağıdaki adımlarla özetlenebilir:

1. Statik tasarım koşulları
2. Dinamik tasarım koşulları
3. Mümkün titreşim modları
4. Dayanıklılık arızaları
5. Çevresel gereksinimler
6. Makine bileşenleri

Bu prosedürlerin her biri, mühendislik bilgi birikimi ve saha deneyimi gerektirir. Ayrıca, temelin tasarımında kullanılan tüm parametreler ve analizler, yerel ve uluslararası standartlara uygun olmalıdır.

3.5.1. Statik tasarım koşulları

Statik tasarım koşulları şunları içerir:

1. Statik yük taşıma kapasitesi: oturma alanına göre izin verilen zemin basıncının %50'si nispetinde olmalıdır.
2. Statik Oturma: Statik oturma eşit olmalıdır. Temel ve makine yüklerinin ağırlık merkezi, herhangi bir doğrusal boyutun %5'i içinde olmalıdır.
3. Taşıma kapasitesi: Statik artı modifiye edilmiş dinamik yüklerin toplamı, zemin raporunda belirtilen izin verilen zemin basıncının %75'inden daha büyük bir taşıma basıncı oluşturmamalıdır.

4. Toplam oturma: Dinamik yüklerin ve statik yüklerin toplam ağırlık merkezi, temel ağırlık merkezinden uzaklığın %5'i içinde olmalıdır. Sallanma hareketi durumunda, sallanma eksenini temelin ana eksenine denk gelmelidir. Oluşan oturma büyüklüğü, bağlı boru sisteminin izin verilen eğilme kapasitesinden daha az olmalıdır.

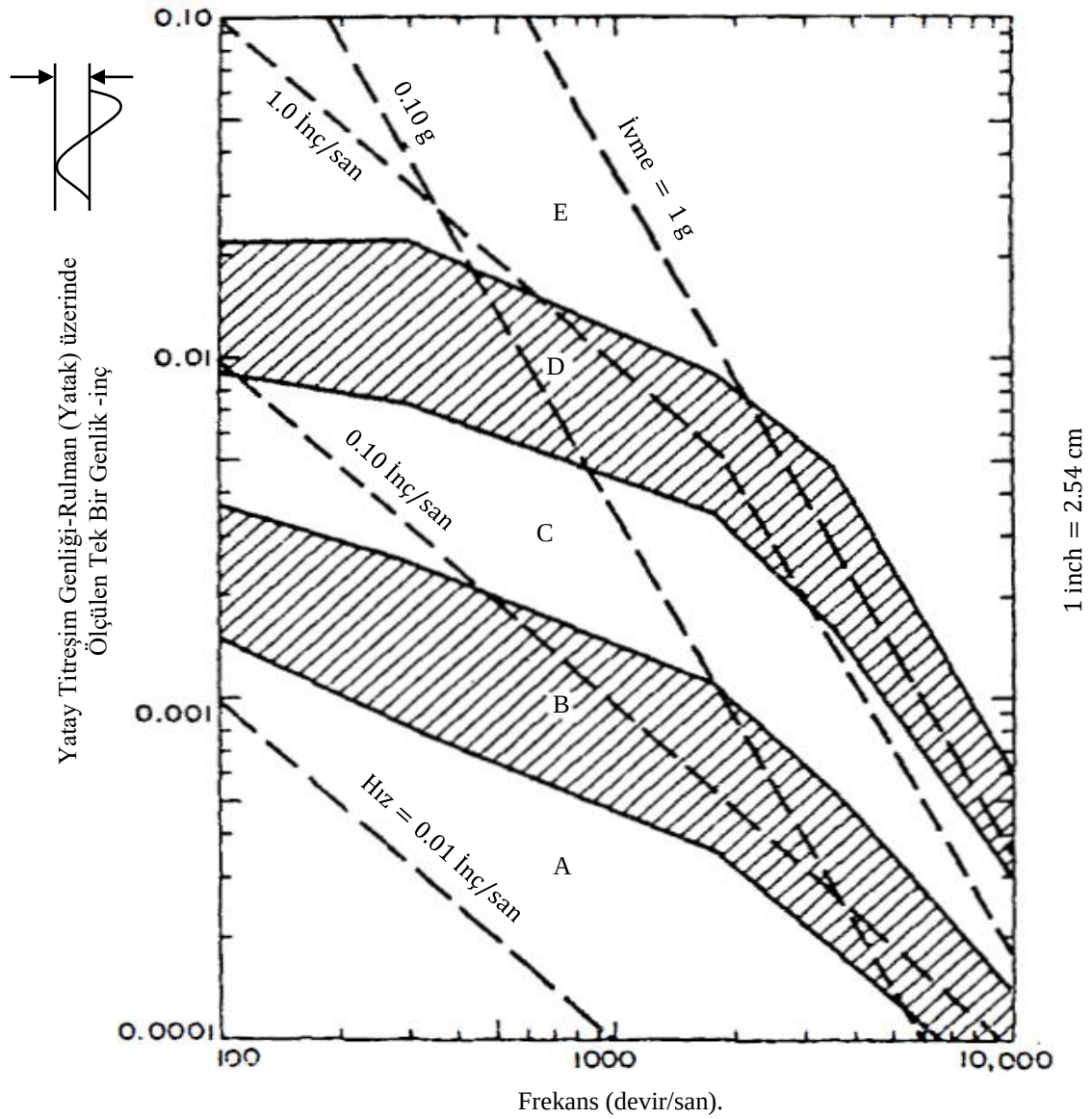
3.5.2. Dinamik tasarım koşulları

Dinamik tasarım koşulları, makine temellerinin dinamik yükler altında nasıl performans göstereceğini belirlemek için dikkate alınması gereken çeşitli kriterler ve parametreleri kapsamaktadır. Bu koşullar, temel sisteminin güvenli ve etkin bir şekilde çalışmasını sağlamak amacıyla değerlendirilmelidir (Arya vd., 1984). İşte dinamik tasarım koşulları şunları içerir:

1. Çalışma frekansında titreşim genliği, Tablo 3.3'ten hesaplanan temel sistem hareketinin maksimum tek genliği, verilen çalışma frekansı için Şekil 3.22'nin A veya B bölgesinde olmalıdır. Makinelerin farklı frekanslarda çalışmasından kaynaklanan dengesiz kuvvetler varsa, düşük frekansta etkili olan toplam yer değiştirme genlikleri, tüm yer değiştirme genliklerinin toplamı olarak alınır.

Tablo 3.3. Tek serbestlik dereceli sistem için türetilmiş ifadelerin özeti (Arya vd., 1984)

İfade	Sabit Kuvvet Uyarımı F_0 Sabit	Döner, Kütle Tipi Uyarıma $F_0 = m_i e \bar{\omega}^2$
Büyütme faktörü	$M = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2Dr)^2}}$	$M_r = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2Dr)^2}}$
f Frekansındaki titreşim genliği	$Y = M \left(\frac{F_0}{k} \right)$	$Y = M_r \left(\frac{m_i e}{m} \right)$
Rezonans frekansı	$f_{mr} = f_n \sqrt{1 - 2D^2}$	$f_{mr} = \frac{f_n}{\sqrt{1 - 2D^2}}$
Rezonans frekansındaki titreşim genlik f_x	$Y_{max} = \frac{\frac{f_0}{k}}{2D\sqrt{1-D^2}}$	$Y_{max} = \frac{\left(\frac{m_i e}{m} \right)}{2D\sqrt{1-D^2}}$
Geçirgenlik faktörü	$T_r = \frac{\sqrt{1 + (2Dr)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2Dr)^2}}$	$\bar{T}_r = \frac{r^2 \sqrt{1 + (2Dr)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2Dr)^2}}$
$r = \bar{\omega}/\omega$ $\omega = \sqrt{k/m}$ (Doğal dairesel frekans) $D = C/C_{cr}$ (Sönümlleme oranı) $C_{cr} = 2\sqrt{km}$ (Kritik sönümlleme) $T_r = \frac{\text{İletilen kuvvet}}{F_0}$ $\bar{T}_r = \frac{\text{İletilen kuvvet}}{m_i e \bar{\omega}_n^2}$		



Yukarıdaki durumların açıklanması:

- E → Tehlikeli. Tehlikeden kaçınmak için hemen kapatın.
- D → Arıza yakındır. Bozulmayı önlemek için iki gün içinde düzeltin.
- C → Arızalı. Bakım masraflarından tasarruf etmek için iki gün içinde düzeltin.
- B → Küçük hatalar. Düzeltme masrafı gerektirir.
- A → Hata yok. Tipik yeni ekipman.

Şekil 3.22. Döner tip makinelerin titreşim performansı. (Öztürk ve Demir, 1992)

2. Hız, dinamik analizlerde, makine temellerinin hız tepkilerinin değerlendirilmesi önemlidir. Makinenin titreşim hızının hesaplanması ve bu hızın kabul edilebilir sınırlar içinde olup olmadığının belirlenmesi, sistemin sağlıklı çalışması açısından kritik bir adımdır. Titreşim hızını hesaplamak için aşağıdaki formül kullanılır.

$$\text{Hız} = 2\pi f \times \text{Genlik} \quad (3.99)$$

Burada:

f : Makinenin titreşim frekansı (devir/sn)

Genlik: Sistemin titreşim genliği

Bu formül, makinenin dinamik yükler altındaki hız tepkisini belirlemek için kullanılır.

Hesaplanan hız değeri, makinenin sağlıklı ve güvenli bir şekilde çalışması için belirlenmiş sınır değerlerle karşılaştırılmalıdır. Bu karşılaştırma, Tablo 3.4 ve Şekil 3.22’de verilen sınır değerler kullanılarak yapılmalıdır.

Hesaplanan hız değeri, Tablo 3.4 ve Şekil 3.22’deki “iyi” durumu temsil eden sınır değerler içinde olmalıdır ve bu hız değeri “iyi” durumu sınırları içinde olduğunda, makinenin sağlıklı ve güvenli bir şekilde çalıştığı kabul edilir.

Tablo 3.4. Genel makine-titreşim-şiddet verileri. (Arya vd., 1984)

Yatay Tepe Hızı (cm/sn.)	Yatay Tepe Hızı (in./sn.)	Makine Çalışması
< 0.0127	< 0.005	Son derece pürüzsüz
0.0127 – 0.0254	0.005 – 0.010	Çok pürüzsüz
0.0254 – 0.0508	0.010 – 0.020	Pürüzsüz
0.0508 – 0.1016	0.020 – 0.040	Çok iyi
0.1016 – 0.2032	0.040 – 0.080	İyi
0.2032 – 0.4064	0.080 – 0.160	Orta
0.4064 – 0.8001	0.160 – 0.315	Hafifçe pürüzlü
0.8001 – 1.6002	0.315 – 0.630	Pürüzlü
> 1.6002	> 0.630	Çok pürüzlü

Bu değerlendirmeler, makine temellerinin dinamik performansını ve sistemin genel güvenliğini sağlamak için yapılır. Doğru hız hesaplamaları ve bu hızların kabul edilebilir sınırlar içinde olup olmadığının kontrol edilmesi, dinamik analizlerin önemli bir parçasıdır. Bu sayede, makinenin uzun ömürlü ve güvenilir bir şekilde çalışması sağlanabilir.

Farklı frekansta çalışan iki makine için elde edilen hız, RMS (kök ortalama kare) yöntemiyle hesaplanır, buda şu şekildedir;

$$V = [(\bar{\omega}_1 A_1)^2 + (\bar{\omega}_2 A_2)^2]^{0.5} \quad (3.100)$$

Burada:

V : Sonuçta oluşan hız, cm/sn

$\bar{\omega}_1, \bar{\omega}_2$: Sırasıyla makine 1 ve 2'nin çalışma frekansları, rad/sn

A_1, A_2 : Sırasıyla makine 1 ve 2'nin titreşim yer değiştirme genlikleri, mm, cm

3. İvme, dinamik analizlerde, makine temellerinin titreşim tepkilerinin değerlendirilmesi önemlidir. Bu bağlamda, titreşim genliği ve buna bağlı olarak ivme hesaplamaları yapılmalıdır. Titreşim analizlerinde ivme şu şekilde hesaplanır.

$$\text{İvme} = 4\pi^2 \bar{f}^2 \times \text{Genlik} \quad (3.101)$$

Burada:

$\bar{f}$: Titreşim frekansı (devir/sn)

Genlik: Sistemin titreşim genliği

Titreşim analiz sonuçları, Şekil 3.22'de belirtilen bölgelerle karşılaştırılmalıdır. Bu şekil, sistemin dinamik performansını değerlendirmek için kullanılan bir referans grafikidir. Şekil 3.22'deki "A" ve "B" bölgeleri, kabul edilebilir titreşim ve ivme değerlerini gösteren alanlardır. Hesaplanan ivme ve genlik değerleri, Şekil 3.22'de gösterilen "A" veya "B" bölgeleri içinde yer almalıdır. Bu durumda, sistemin dinamik performansının kabul edilebilir sınırlar içinde olduğu sonucuna varılabilir. (Not: Yukarıdaki iki koşul sağlanıyorsa gerekli değildir).

Bu açıklamalar, dinamik analizde elde edilen verilerin değerlendirilmesi ve sistemin performans kriterlerine uygunluğunun kontrol edilmesi açısından önemlidir. Titreşim genliği ve ivme hesaplamaları, temel tasarımının güvenli ve etkin bir şekilde yapılabilmesi için gereklidir. Bu nedenle, dinamik analiz sonuçlarının ilgili standartlara ve yönetmeliklere uygunluğunun sağlanması kritik bir adımdır.

4. Büyütme faktörü, M veya M_r 'in hesaplanan değerleri (Tablo 3.3), rezonans frekansında 1.5'ten küçük olmalıdır (Not: Dengesiz kuvvet üreten makineler için geçerlidir).

M , belirli bir frekansta kütlenin dinamik genliği, uygulanan dinamik kuvvetin statik yük olarak artırılma eğilimine oranını ifade eder. Bu oran, kütlenin yapısına, malzemesine, boyutlarına ve uygulanan kuvvetin frekansına bağlı olarak değişkenlik gösterir. Dinamik yüklerin neden olduğu titreşimlerin ve eğilimlerin ölçümü ve analizi için önemli bir kavram olarak kabul edilir. $F = F_0 \sin \bar{\omega} t$ Formülü, sabit genlik ve frekansta tahrik kuvveti için geçerlidir.

$$M = \frac{A}{\frac{F_0}{k}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega}\right)^2\right]^2 + \left[2D \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega}\right)\right]^2}} \quad (3.102)$$

Ya da

$$M = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2Dr)^2}} \quad (3.103)$$

Burada;

A : Dinamik genlik

$\bar{\omega}$: Dış yükün açısal frekansı

ω : Doğal açısal frekans

D : Sönümlleme oranı

k : Yay sabiti

$r = \bar{\omega}/\omega$: Dış yükün açısal frekansı ile doğal açısal frekans oranı

Dengesiz kütlelerle dönen bir eleman tarafından oluşturulan uyarı kuvvetinin etkisi altındaki dinamik bir sistemde, kuvvetin genliği frekansa bağlı olarak değişir ve şu şekilde ifade edilir:

$$F = m_i e \bar{\omega}^2 \sin \bar{\omega} t \quad (3.104)$$

Bu ifadede, $m_i e \bar{\omega}^2$, m_i dengesiz kütlenin santrifüj (merkezkaç) kuvvetidir ve $m_i e \bar{\omega}^2 \sin \bar{\omega} t$ bu kuvvetin hareket yönündeki bileşenidir. Bu tür uyarı kuvvetleri için büyütme faktörü şu şekildedir:

$$M_r = \frac{A_m}{\mu e} = \frac{(\bar{\omega}/\omega)^2}{\sqrt{[1 - (\bar{\omega}/\omega)^2 + 2D(\bar{\omega}/\omega)]^2}} \quad (3.105)$$

Ya da

$$M_r = \frac{r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2Dr)^2}} \quad (3.106)$$

Burada;

A_m : Serbest genlik,

μ : Dengesiz kütlenin toplam kütleyle oranı,

e : Dengesiz kütlenin dönme eksenine göre eksantrikliği (dışmerkezliği),

M_r : Sabit kuvvet genliği durumu için dinamik büyütme faktörü.

Tablo 3.5. Gömme derinliğinin sönümleme oranına etkisi (Arya vd., 1984)

Titreşim Modu	Sönüm Oranı Gömülme Faktörü
Dikey	$\alpha_z = \frac{1 + 1.9(1 - \nu) \frac{h}{r_0}}{\sqrt{\eta_z}}$
Yatay	$\alpha_x = \frac{1 + 1.9(2 - \nu) \frac{h}{r_0}}{\sqrt{\eta_x}}$
Burulma	$\alpha_\psi = \frac{1 + 0.7(1 - \nu) \frac{h}{r_0} + 0.6(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_0}\right)^3}{\sqrt{\eta_\psi}}$

Tablo 3.6. Rijit dairesel ve dikdörtgen temeller için eşdeğer sönüm oranı (Arya vd., 1984)

Titreşim Modu	Kütle (veya Atalet) Oranı	Sönümleme Oranı D
Dikey	$B_z = \frac{(1 - \nu)}{4} \frac{W}{\gamma r_0^3}$	$D_z = \frac{0.425}{\sqrt{B_z}} \alpha_z$
Yatay	$B_x = \frac{7 - 8\nu}{32(1 - \nu)} \frac{W}{\gamma r_0^3}$	$D_x = \frac{0.288}{\sqrt{B_x}} \alpha_x$
Sallanma	$B_\psi = \frac{3(1 - \nu)}{8} \frac{I_\psi}{\rho r_0^5}$	$D_\psi = \frac{0.15 \alpha_\psi}{(1 + n_\psi B_\psi) \sqrt{n_\psi B_\psi}}$
Burulma	$B_\theta = \frac{I_\theta}{\rho r_0^5}$	$D_\theta = \frac{0.50}{1 + 2 B_\theta}$

Tablo 3.7. Topraklardaki dahili sönümün tipik değerleri (Whitman ve Richart, 1967)

Zemin tipi	Eşdeğer D
Kuru kum ve çakıl	0.03 – 0.07
Kuru ve doymuş kum	0.01 – 0.03
Kuru kum	0.03
Kuru ve doymuş kum ve çakıllar	0.05 – 0.06
Kil	0.02 – 0.05
Siltli kum	0.03 – 0.10
Kuru kum	0.01 – 0.03

Tablo 3.8. Rijit dairesel ve dikdörtgen temeller için eşdeğer yay sabiti (Arya vd., 1984)

Titreşim Modu	Dairesel Temel	Dikdörtgen Temel
Dikey	$k_z = \frac{4 Gr_0}{1 - \nu} \eta_z$	$k_z = \frac{G}{1 - \nu} \beta_z \sqrt{BL} \eta_z$
Yatay	$k_x = \frac{32(1 - \nu)Gr_0}{7 - 8\nu} \eta_x$	$k_x = 2(1 + \nu)G\beta_x \sqrt{BL} \eta_x$
Sallanma	$k_\psi = \frac{8Gr_0^3}{3(1 - \nu)} \eta_\psi$	$k_\psi = \frac{G}{1 - \nu} \beta_\psi BL^2 \eta_\psi$
Burulma	$k_\theta = \frac{16 Gr_0^3}{3}$	Çözüm mevcut değil

Tablo 3.9. Yay sabiti için gömme katsayıları (Arya vd., 1984)

Titreşim Modu	Dikdörtgen Temel için r_0	Katsayı
Dikey	$\sqrt{\frac{BL}{\pi}}$	$\eta_z = 1 + 0.6(1 - \nu) \left(\frac{h}{r_0}\right)$
Yatay	$\sqrt{\frac{BL}{\pi}}$	$\eta_x = 1 + 0.55(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_0}\right)$
Sallanma	$\sqrt[4]{\frac{BL^3}{3\pi}}$	$\eta_\psi = 1 + 1.2(1 - \nu) \left(\frac{h}{r_0}\right) + 0.2(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_0}\right)^3$
Burulma	$\sqrt[4]{\frac{BL(B^2 + L^2)}{6\pi}}$	Yok

Not
h: kot altındaki temel gömme derinliğidir
L: sallanma eksenine dik yatay boyuttur
B: kalan yatay boyuttur

- Dinamik yük faktörü (DYF), DYF değeri, (Richart vd., 1970) den elde edilebilir. Şok dalgasının süresi genellikle 0.1 ile 0.5 saniye olarak kabul edilebilir (Arya vd., 1984) (Not: Kırma patlamalarına veya deprem şok dalgalarına maruz kalan temeller için geçerlidir.).
- Rezonans frekansı f_{mr} , rezonans frekansı bir sönüm sistemi üzerinde sinüzoidal bir kuvvet etki ettiğinde kullanılır. Maksimum genliğin meydana geldiği frekans olarak tanımlanır ve sabit-kuvvet-genliği durumunda tabanın sönmemiş doğal frekansından daha az ve dengesiz kütlelerin oluşturduğu uyarı tipi için daha fazladır (Arya vd., 1984). Bu tür kuvvetler için rezonans frekansı (f_{mr}) ve dinamik büyütme faktörü formülleri Tablo 3.10’da verilmiştir.

Tablo 3.10. Sinüzoidal yükler için rezonans frekansı ve dinamik büyütme faktörü formülleri

Dinamik kuvvet	Rezonans frekansı	Dinamik büyütme faktörü
$F = F_0 \sin \bar{\omega}t$	$f_{mr} = f_n \sqrt{1 - 2D^2}$	$M_{\max} = \frac{1}{2D\sqrt{1 - D^2}}$
$F = m_e e \bar{\omega}^2 \sin \bar{\omega}t$	$f_{mr} = \frac{f_n}{\sqrt{1 - 2D^2}}$	$M_{\max} = \frac{1}{2D\sqrt{1 - D^2}}$

Makinenin çalışma frekansları, rezonans frekanslarından en az $\pm\%20$ farklı olmalıdır. Yani $f < 0.8 \times f_m$ veya $f > 1.2 \times f_m$ olmalıdır. Bu kuralın amacı, makinenin titreşimlerinin rezonans frekansı ile örtüşmesini önlemek ve cihazın hasar görmesini veya arızalanmasını engellemektir.

7. Aktarılabilirlik faktörü, T_r , aktarılabilirlik faktörü değeri, Tablo 3.3'den elde edilmelidir ve %3'ten az olmalıdır (Not: Genellikle yüksek frekanslı yay monteli makineler için uygulanır).

Makinalar, kuvvetlerin temel zeminine iletilmesini en aza indirmek için genellikle yaylar üzerinde monte edilirler. Temel zeminine iletilen kuvvet, yay kuvvetlerinin ve sürtünme kuvvetinin toplamıdır. İletilen kuvvetin genliklerini oranlanarak, etkin kuvvetin aktarılabilirlik faktörü denilen oranı sinüzoidal yükler için Tablo 3.11'de verilmiştir.

Tablo 3.11. Sinüzoidal yükler için aktarılabilirlik faktörü formülleri

Kuvvet tipi	Aktarılabilirlik faktörü, T_r
$F = F_0 \sin \bar{\omega} t$	$T_r = \frac{F_r}{F_0} = \frac{\sqrt{1 + (2 D r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2 D r)^2}}$
$F = m_i e \bar{\omega}^2 \sin \bar{\omega} t$	$\bar{T}_r = \frac{F_0}{m_i \omega^2} = T_r (r^2)$

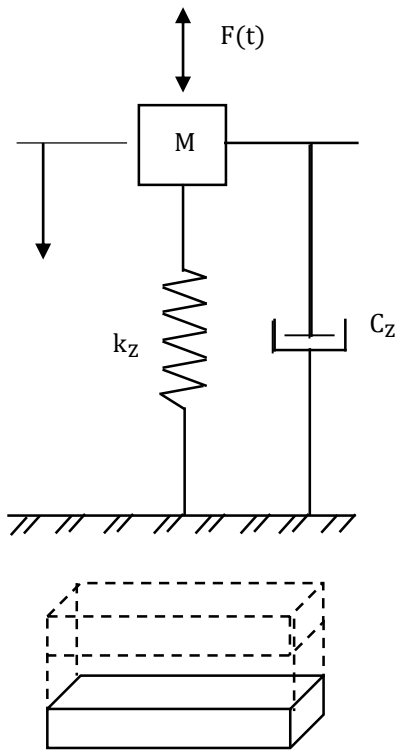
Burada F_0 , yaylar aracılığıyla aktarılan kuvvettir ve $r = \bar{\omega}/\omega$ dir.

8. Bireysel yapısal bileşenlerin rezonansı (Temelsiz süper yapı), en düşük doğal frekansla olan rezonans durumu, frekans oranını 0.5'in altında veya 1.5'in üzerinde tutarak önlenmelidir.

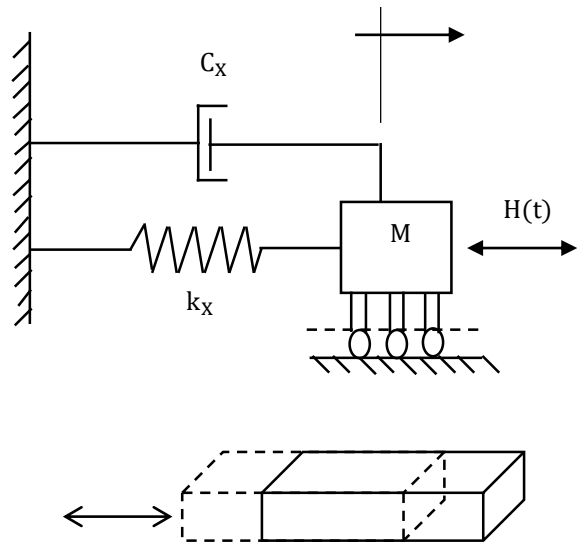
3.5.3. Olası titreşim modları

Tüm titreşim modları, makinenin çalışma frekansı ve kritik hızları ile olası rezonans açısından kontrol edilmelidir (Arya vd., 1984).

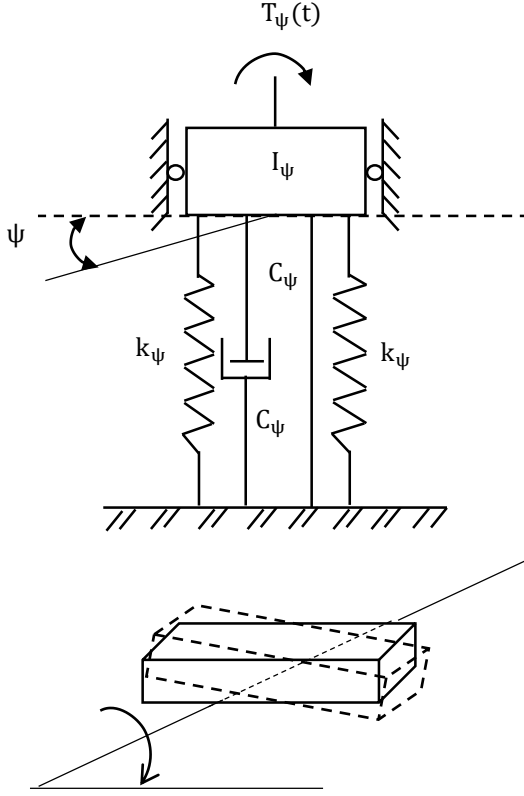
- a) Dikey titreşim, bu mod, kuvvetin bu yönde etki ettiği durumlarda mümkündür.
- b) Yatay titreşim, bu mod, kuvvetin bu yönde etki ettiği durumlarda mümkündür.
- c) Sallanma titreşimi, bu mod, yatay kuvvetin uygulama noktasının temel kütle merkezinin üzerinde olduğu durumlarda mümkündür.
- d) Dönme titreşimi, bu mod, yatay kuvvetlerin yatay düzlemde bir çift oluşturduğu durumlarda mümkündür.



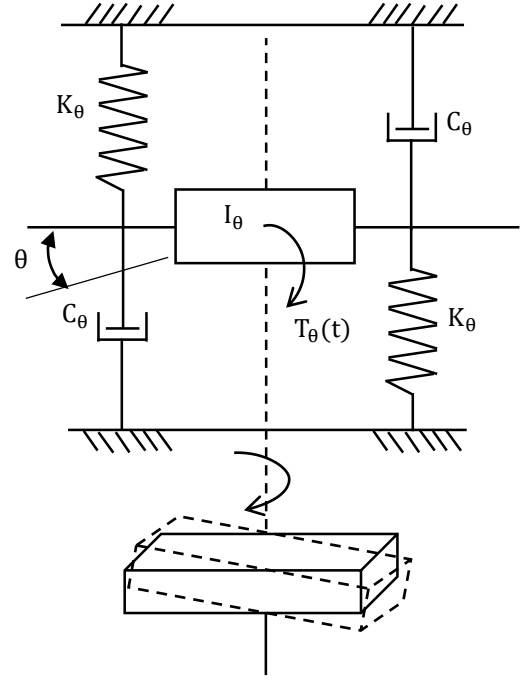
(a) Dikey titreşim



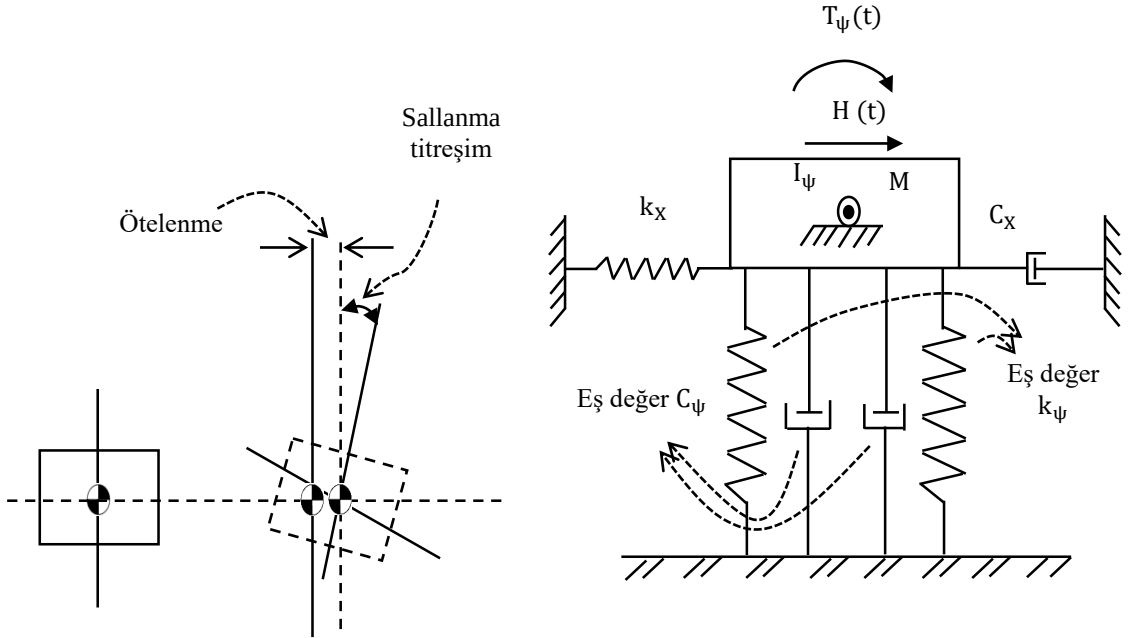
(b) Yatay titreşim



(c) Sallanma titreşimi



(d) Dönme titreşimi



(e) Birleşik yatay ötelenme ve sallanma titreşimi

Şekil 3.23. Titreşim modları (Arya vd., 1984)

e) Bağlantılı mod, yatay hareket ve sallanma hareketi genellikle birbirine bağlıdır. Eğer;

$$\frac{\sqrt{f_{nx}^2 + f_{ny}^2}}{f_{nx} \times f_{ny}} \leq \frac{2}{3f} \quad (3.107)$$

ise, bağlantı etkisi ihmal edilebilir; yatay hareket ve sallanma hareket modları ayrı ayrı ele alınabilir ve sonuçları birleştirebilir.

Makine temelinin dinamik tasarımı, makine bileşenleri, bağlantıları ve destekleyici yapının herhangi bir olası yorgunluk başarısızlığını da dikkate almalıdır.

3.5.4. Dayanıklılık arızaları

1. Makine bileşenleri, Richard (1970), makinelerin işletme frekansında meydana gelebilecek deplasmanların genliği için belirli limitler önermiştir. Ayrıca, makinenin oluşturduğu titreşimlerin insan sağlığını ve konforunu olumsuz etkilememesi, çevrede bulunan yapılara zarar vermemesi gerektiğini vurgulamıştır.

Şekil 3.24'deki değerler, ön projelendirme aşamasında referans alınabilecek standart değerlerdir. Bu değerler, makinenin çalışma frekansında ortaya çıkabilecek titreşimlerin kabul edilebilir seviyelerde olmasını sağlamak için önerilmiştir ve mühendisler ile tasarımcılar tarafından makinelerin tasarımı ve işletilmesi sırasında rehber olarak kullanılmaktadır.

Richard'ın önerdiği standartlar, makinelerin tasarımı ve işletilmesi sırasında dikkate alınması gereken önemli faktörleri vurgulamaktadır. Bu faktörler, hem insan sağlığını ve konforunu korumayı hem de çevredeki yapıları korumayı amaçlamaktadır. Makinelerin titreşimlerinin kontrol altında tutulması, işletme verimliliğini artırabilir ve çevresel etkileri minimize edebilir.

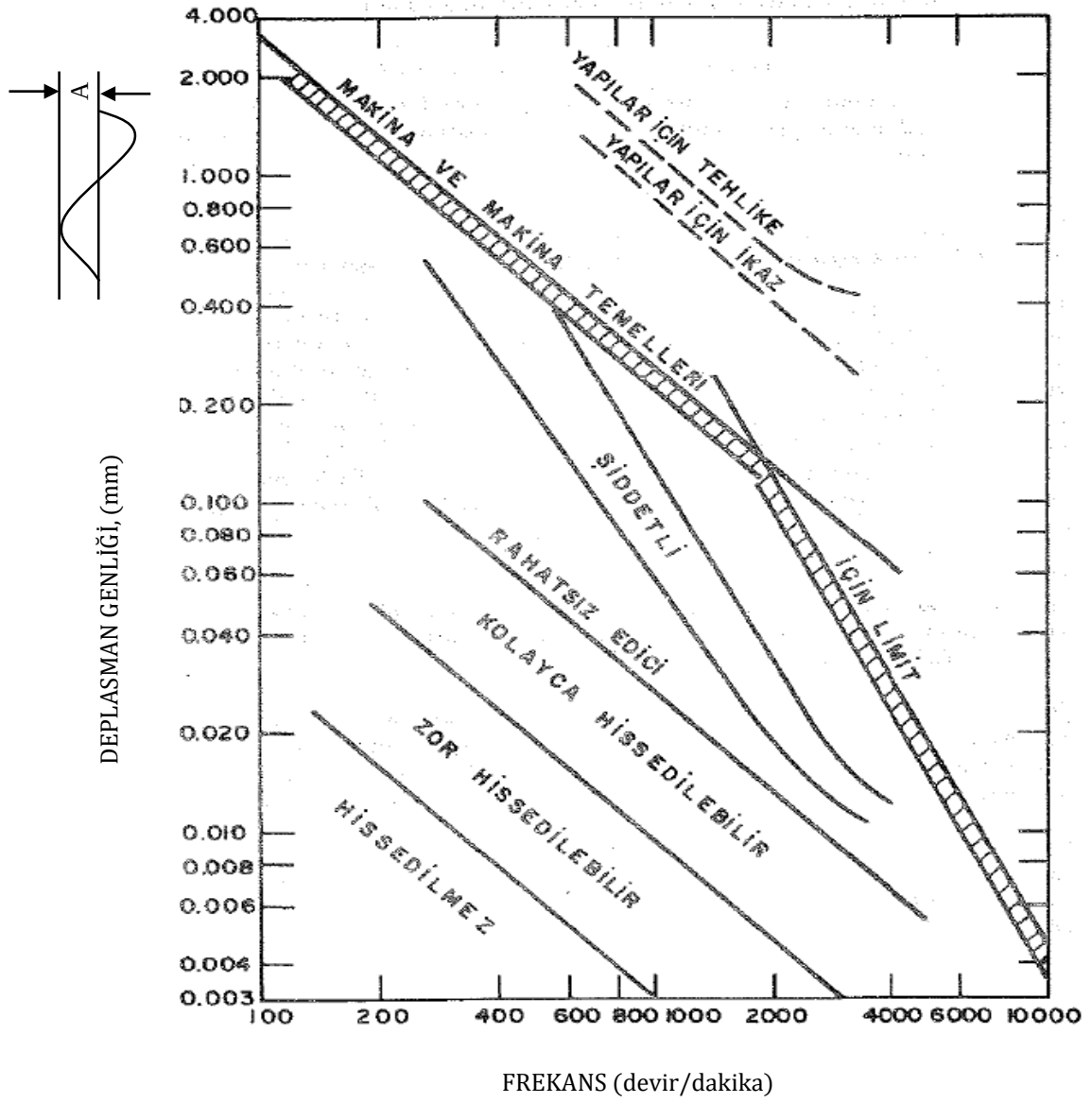
Bu değerler, makinelerin tasarımı ve işletilmesi sürecinde önemli bir rehberlik sağlar; ancak her durumda özel koşullar ve gereksinimler göz önünde bulundurulmalıdır. Tasarım sürecinde yerel düzenlemelere, endüstri standartlarına ve özel uygulama gereksinimlerine uyulması önemlidir.

Şekil 3.24 ve Tablo 3.4'de belirtilen sınırlara uyulmalıdır. Makine bileşenleri çok hassas ise, makine, temel tabanındaki titreşim genliğini çok daha düşük değerlere sınırlayabilen atalet bloğu eklenmiş yaylar üzerine monte edilmelidir.

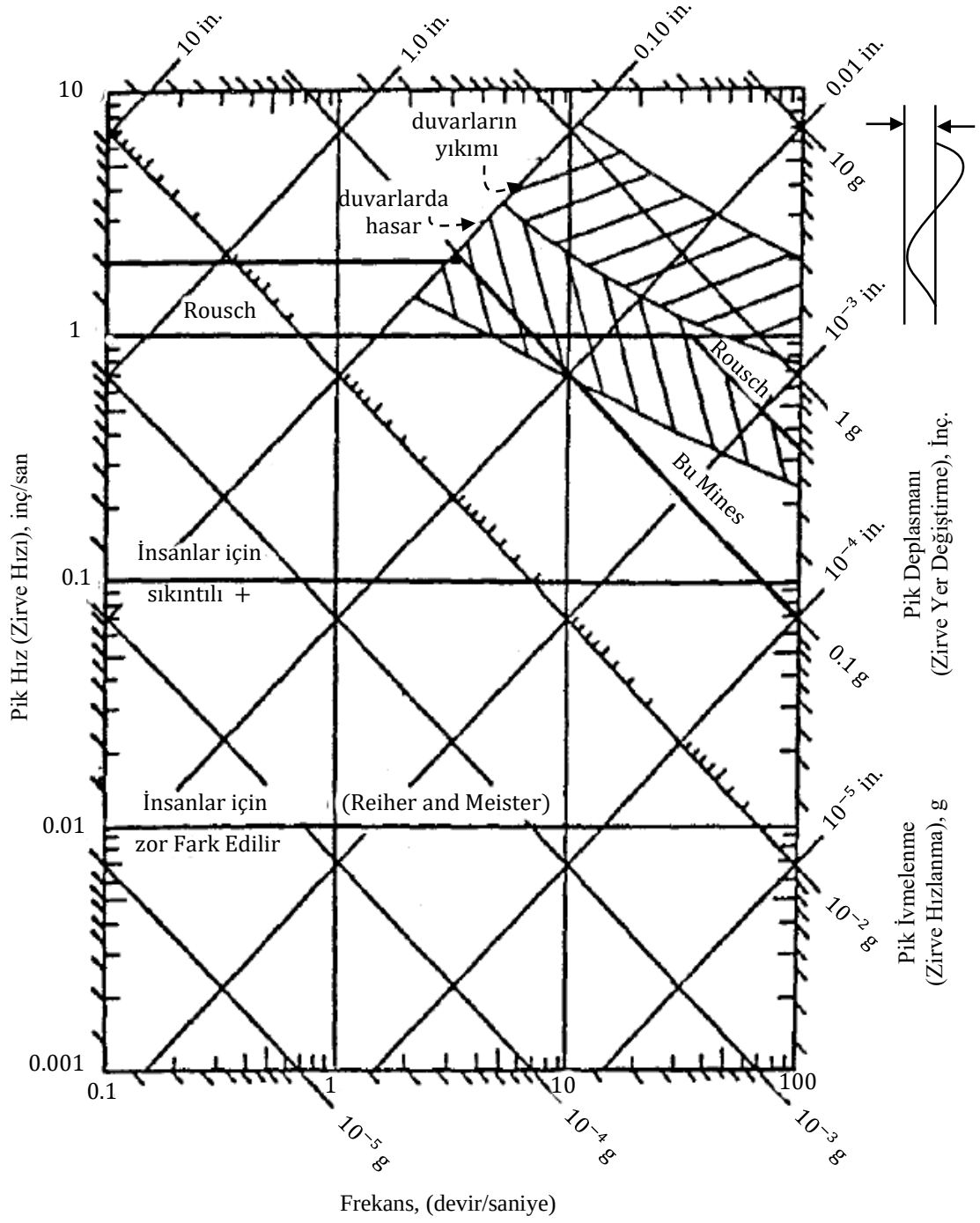
2. Bağlantılar, makine bileşenleri durumuyla aynıdır ve bağlayıcılar cıvata veya kaynaklar ise, gerilmeler AISC kodu kullanılarak kontrol edilmelidir (Arya vd., 1984).
3. Destekleyici Yapı, çelik yapılar için yukarıdaki bağlantı koşulu kullanılmalıdır. Beton temeller için, gerilmelerin tersine dönmesi durumunda ve genlik çok yüksek olduğunda, en büyük gerilme tersine dönüşünün izin verilen gerilmenin %50'sinden fazla olduğu durumlarda, ana ve gerekirse kesme donatısı bu tersine dönüş koşulu için tasarlanmalıdır (Arya vd., 1984).

3.5.5. Çevresel gereksinimler

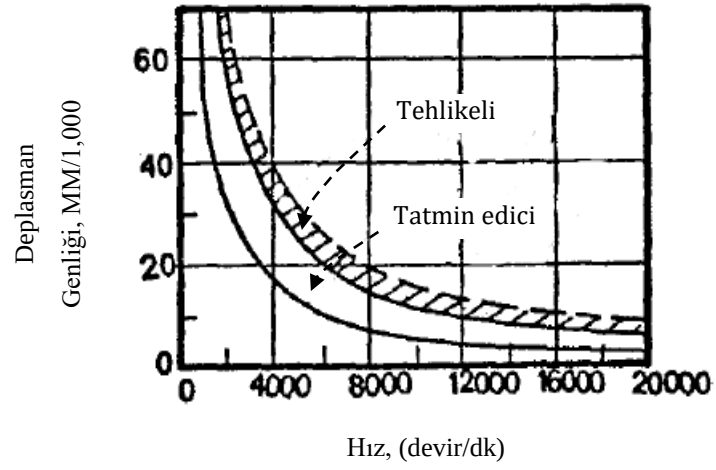
1. Kişiler üzerindeki fizyolojik etkiler, eğer makine bir binanın içinde bulunuyorsa, yukarıda verilen aktarılabilirlik faktörü koşulunu kullanın ve Şekil 3.24 ile Şekil 3.27 arasında belirtilen sınırları uygulayın. Destekleyici yapının fiziksel izolasyonu kavramı da başka bir alternatiftir. Herhangi bir yöndeki titreşim genliği, belirli bir çalışma frekansı için Şekil 3.24' ten belirlenen “insanlar için rahatsız edici” bölgeden aşağıda olmalıdır (Arya vd., 1984).
2. Kişiler üzerindeki psikolojik etkiler, yukarıda belirtilen koşullardaki prosedürleri kullanılır. Eğer tesis, makine işletmeleriyle ilgili olmayan insanlara çok yakınsa, akustik bariyerler kullanılmalıdır (Arya vd., 1984).
3. Yakındaki hassas ekipmana yapısal hasar, hassas ekipmandan destek sistemi fiziksel olarak izole edilmelidir. Yapısal hasarı önlemek için Şekil 3.24 ve Şekil 3.25'te belirtilen sınırlar kullanılmalıdır (Arya vd., 1984).



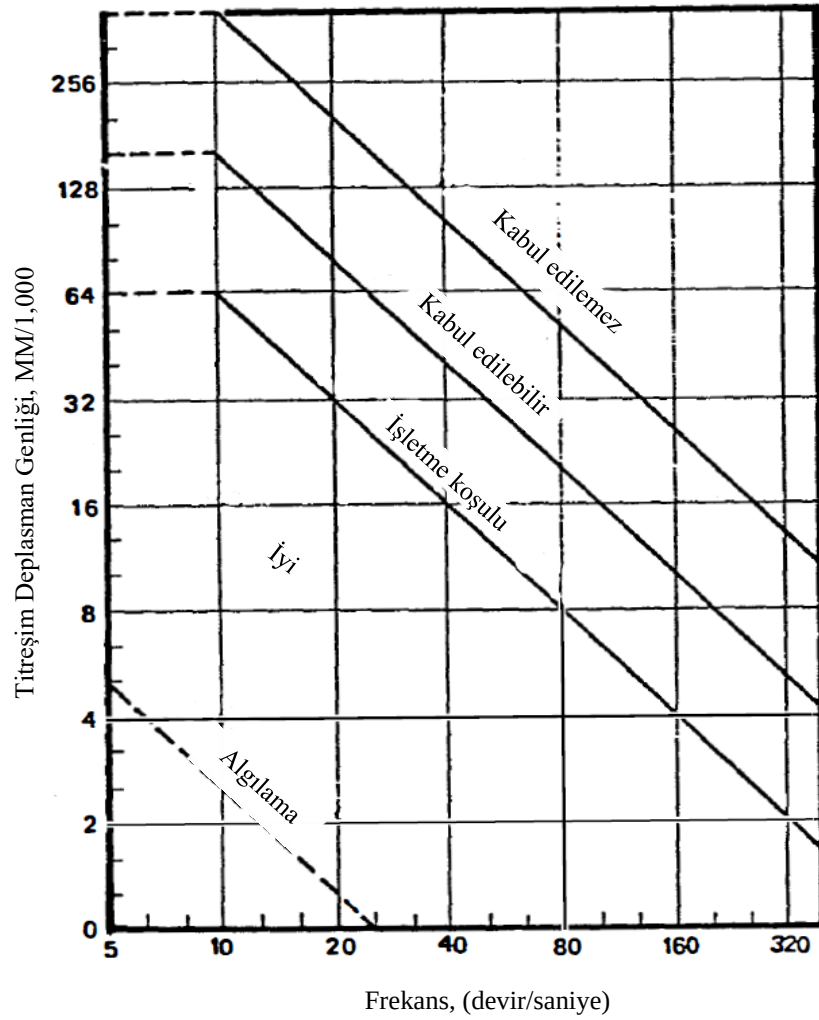
Şekil 3.24. Değişik titreşim frekansları için limit deplasman değerleri (Demir ve Öztürk, 1992)



Şekil 3.25. Tesiste izin verilen titreşim için tepki aralıkları (Arya vd., 1984)



Şekil 3.26. Yüksek hızlı makinelerin titreşim standartları (Arya vd., 1984)



Şekil 3.27. Türbo makine rulman titreşim sınırları (Arya vd., 1984)

Türbo makine rulman titreşim limitleri, bir türbo makinelerdeki rulmanların titreşim düzeyleri için belirlenmiş olan limitleri ifade eder. Bu limitler, rulmanların normal çalışması için kabul edilebilir düzeyde titreşimlerle sınırlarını belirler. Rulmanların titreşim limitleri, türbo makinelerin tasarımı ve performansı için önemlidir ve normal işletme sırasında aşılması halinde rulman hasarı veya sistem arızası oluşabilir.

3.5.6. Kabul edilebilecek titreşim genlikleri

Barkan (1962), makine temellerinde yatay ve düşey titreşimlerin kontrol altında tutulmasının önemini vurgulamaktadır. Makinelerin çalışması sırasında ortaya çıkan titreşimler, çevredeki yapılar üzerinde olumsuz etkilere yol açabilir. Bu nedenle, makine temeli projelendirilirken, titreşim genlikleri belirli sınır değerler içinde tutulmalıdır. Bu sınır değerler, makinelerin çalışması üzerine yapılan gözlemlerle belirlenmiştir.

Barkan'a göre, çevredeki yapıların titreşime olan hassasiyetleri de göz önünde bulundurulmalıdır. Çevredeki yapılar, titreşimlerden kaynaklı hasar veya rahatsızlık açısından dikkate alınmalı ve makine temeli tasarlanırken bu yapıların korunması sağlanmalıdır.

Dinamik kuvvetlerin etkisiyle temelde meydana gelen titreşim genlikleri, belirlenen sınır değerleri aşmamalıdır. Bu hem çevredeki yapıların korunması hem de işletme verimliliğinin sağlanması açısından kritiktir. Makine temeli tasarımında, titreşim kontrolü için uygun izolasyon ve sönümleme tekniklerinin kullanılması gerekebilir. Bu teknikler, temelde meydana gelen titreşimleri sönümleyerek çevreye yayılmasını engeller, böylece çevredeki yapıları ve insanları korur.

Sonuç olarak, makine temeli projelendirilirken, titreşim kontrolü büyük önem taşır. Makinenin çalışması sırasında temelde meydana gelen titreşimlerin belirlenen sınır değerleri içinde kalması sağlanmalı ve çevredeki yapıların korunması göz önünde bulundurulmalıdır. Barkan'ın çalışmaları sonucu tavsiye edilen sınır titreşim genlikleri Tablo 3.12'de verilmiştir.

Tablo 3.12. Makine tiplerine göre sınır titreşim genlikleri (Barkan, 1962)

Makine Tipi	İzin Verilen Genlikler (cm)
1. Düşük Hızlı Makinalar (500 devir/dak.)	0.02 – 0.025
2. Şahmerdan Temelleri	0.1 – 0.12
3. Yüksek Hızlı Makinalar	
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

3.6. Tasarım İçin Uygun Zemin Özelliklerinin Belirlenmesi

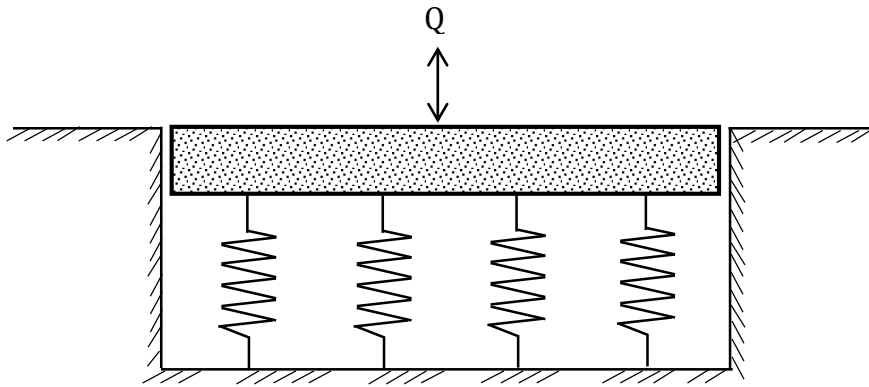
Makine temelleri, endüstriyel makinelerin veya ekipmanların yerleştirildiği beton yapılar veya platformlardır. Bu temeller, makinelerin normal çalışması için sağlam bir platform sağlar ve aynı zamanda çevredeki diğer yapıları koruyarak titreşimleri emer. Ancak, makine temellerinin titreşim genliği, çevredeki yapılar için bir tehlike oluşturabilir.

Makine çalıştığında, titreşimler enerji üretir ve bu titreşimler makine temelinden yayılır. Eğer temel titreşimleri yeterince büyükse, yapıda düzensiz yer değiştirmeler olabilir. Bu durum, temelin stabilitesini tehlikeye atabilir ve makinenin normal çalışmasını engelleyebilir. Ayrıca, tehlikeli titreşimler makine bileşenlerinde hasara yol açabilir ve çevredeki yapıları zarar gösterebilir.

Bu nedenle, makine temellerinin titreşimleri kontrol altında tutmak için tasarlanması ve inşa edilmesi kritik öneme sahiptir. Doğru bir titreşim kontrolü, çevredeki yapıların güvenliğini sağlar ve makinelerin güvenli ve verimli bir şekilde çalışmasına olanak tanır.

3.6.1. Zeminin dinamik tepkisi

Elastik zemin tepkisi yöntemi, bir yapıyı destekleyen zeminin davranışını tahmin etmek için kullanılan bir yöntemdir (Richart vd., 1970). Bu yöntem, üzerine yük binmiş bir yapıyı destekleyen Zemini elastik bir davranış gösterdiği varsayımına dayanır. Zeminin elastik davranışını hesaplamak için, zemini bir dizi bağımsız elastik yaylarla temsil edilir. Her yay, belirli bir kuvvetin zemine etki ettiği bir alanı temsil eder. Üzerine yük binmiş bir yapıya etki eden kuvvetler, zeminin elastik davranışına dayanarak bir dizi elastik yayın ürettiği eşdeğer bir reaktif kuvvete dönüştürülür, Şekil 3.28’de gösterildiği gibi.



Şekil 3.28. Zeminin dinamik tepkisini sağlamak için, zemin desteğinin yerine geçen yaylar (Richart vd., 1970)

Bu yöntem, yapıların zemindeki yer değiştirmelerini ve bu yer değiştirmelere bağlı olarak oluşan deformasyonları tahmin etmek için kullanılır. Yapıların ve zeminlerin özelliklerine bağlı olarak, bu yöntem doğru sonuçlar verir ve yapıların zeminle etkileşimini daha iyi anlamamıza yardımcı olur.

Bu nedenle, yapıların tasarımında, üzerine yük binmiş yapıların zemine nasıl etki ettiğini anlamak için elastik zemin tepkisi yöntemi kullanılır. Bu sayede, yapıların zeminle etkileşimi daha iyi anlaşılır ve uygun bir tasarım sağlanarak, yapıların sağlam ve güvenli bir şekilde inşa edilmesi mümkün olur.

Yaylar, zeminin elastik davranışını temsil eder ve bu sayede yapıların dinamik yükler altındaki tepkilerini daha doğru bir şekilde tahmin etmek mümkün olur. Bu yöntem, özellikle zemin özelliklerinin ve yapı yüklerinin karmaşık olduğu durumlarda, mühendislik tasarımlarında önemli avantajlar sağlar.

Bu teori, sadece sönümlenmemiş doğal titreşim frekansları için faydalı sonuçlar verir. Yukarıda da belirtildiği gibi, zemin reaksiyon katsayısı bir sistem için yay sabiti ile ilişkilidir. Zemin reaksiyon katsayısı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$k = k'A \quad (3.108)$$

Burada;

k : Zemin reaksiyon katsayısı N/m

k' : Birim deplasman (yer değiştirme) başına basınç, N/m³

A : Temel temas alanı, m²

Bu nedenle, uygulanan yük ile yer değiştirme arasındaki ilişkiye dair test bilgilerini elde edebilirsek k değerini değerlendirmiş oluruz ve (3.108) Denkleminde k' elde edebiliriz.

1955 yılında Terzaghi, hem model temeller hem de prototip temellerin benzer zeminlerde eşdeğer gerilmeler ürettiği durumlarda kullanılacak bir prosedür önerdi (Richart vd., 1970). Bu prosedür, özellikle Kohezyonlu zeminler için geçerlidir. Terzaghi'nin önerdiği yaklaşım, model temellerin ve prototip temellerin davranışlarının karşılaştırılabilir olmasını sağlamak amacıyla geliştirilmiştir. Bu yöntem, mühendislik tasarımlarında ve zemin mekaniği çalışmalarında önemli bir referans olarak kabul edilmektedir.

Kohezyonlu zeminler için k'_Z denklemi:

$$k'_Z = k'_{z1} \frac{1}{2d} \quad (3.109)$$

Kohezyonsuz zeminler için k'_Z denklemi:

$$k'_Z = k'_{z1} \left(\frac{2d + 1}{4d} \right)^2 \quad (3.110)$$

Burada;

$2d$: Kiriş genişliği veya temel tabanının en küçük boyutu

k'_Z : En küçük $2d$ boyutlu tabanın dikey alt temel reaksiyonu katsayısı, (N/m)

k'_{z1} : En küçük 30 cm boyutlu tabanın dikey alt temel reaksiyonu katsayısı, (N / m)

Bu nedenle, test verileri birim boyutlar için k_{z1} değerlerini belirleme bilgisini sağlar, ardından (3.109) Denklemi ve (3.110) Denklemi prototip boyutlara karşılık gelen alt taşıma katsayısını ayarlamak için kullanılır. Bu prosedür hem model temel hem de prototip temelin benzer zeminlerde eşdeğer gerilmeler ürettiği durumlarda makul bir şekilde uygulanabilir.

Barkan (1962), sert temellerin çeşitli titreşim modları için yay sabitlerini geniş kapsamlı olarak incelemiş ve bu sabitleri aşağıdaki formda göstermiştir:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Dikey hareket için} & k_z = k'_z A \\ \text{Yatay hareket için} & k_x = k'_x A \\ \text{Sallanma hareketi için} & k_\psi = k'_\psi I' \\ \text{Dönme hareketi için} & k'_\theta = k'_\theta I'' \end{array} \right\} \quad (3.111)$$

Burada;

A : temel ile toprak arasındaki temas alanı

I' : Sallanma düzlemine dik olan yatay bir eksen etrafında, temas alanının merkezi etrafındaki ikinci momenti

I'' : Temas alanının merkezi etrafındaki dikey eksen etrafındaki ikinci momenti.

k'_z , k'_x , k'_ψ ve k'_θ katsayıları, zemin yatak katsayıları olup zemin türüne, temel büyüklüğüne ve şekline bağlı olarak değişen fonksiyonlardır. Ancak, genellikle sadece zemin türüne bağlı fonksiyonlar olarak kabul edilirler. Barkan (1962), Tablo 3.13'de k'_z için veriler sağlamış ve kalan katsayıların şu şekilde değerlendirilebileceğini önermiştir.

$$\left. \begin{array}{ll} k'_x & \approx 0.5 k'_z \\ k'_\psi & \approx 2 k'_z \\ k'_\theta & \approx 1.5 k'_z \end{array} \right\} \quad (3.112)$$

Denklem (3.112) ve Tablo 3.13'e dayanarak hesaplanan yay sabitleri, güvenilir zemin bilgisi bulunmadığında ön tasarım için kullanılabilir. Ancak, nihai tasarım amaçları için 3.5 başlığı altında belirtilen tasarım prosedürlerinin kullanılması önerilmektedir. Bu prosedürler, daha doğru ve güvenilir sonuçlar elde etmek için geliştirilmiştir ve

mühendislik tasarımlarında kritik öneme sahiptir. Farklı türdeki zeminler için k'_z değerleri Tablo 3.13'de gösterilmiştir:

Tablo 3.13. Zemin yatak katsayısı k'_z için önerilen tasarım değerleri (Richart vd., 1970)

Zemin Grubu	İzin verilen statik taşıma gerilmesi (ton/ft ²)	Zemin yatak Katsayı k'_z (ton/ft ³)
Zayıf zeminler (plastik durumda kumlu kil ve siltli killeri; killi ve siltli kumlar)	1.5	95
Orta mukavemetli zeminler (plastik limite yakın kum içeren killeri ve siltli killeri; kum)	1.5-3.5	95-155
Güçlü zeminler (killi ve sert kıvamlı kumlu siltli killeri; çakıllar ve çakıllı kumlar)	3.5-5	155-310
Kayalar	5	310

3.6.2. Toplu parametrelili titreşimli sistemler

Whitman ve Richart (1967), çalışmasında, gerçek temellerin dinamik davranışının elastik yarı uzay teorisi tarafından öngörülebileceği gösterilmiştir. Ayrıca, Lysmer (1965) elastik yarı uzay üzerindeki sert dairesel bir temelin dikey titreşimlerinin uygun bir şekilde seçilen sönümleme sabiti ve yay sabiti ile oldukça başarılı bir şekilde bir kütle-yay-sönümleyici sistemle temsil edilebileceğini göstermiştir (Richart vd., 1970). Bu nedenle, kütle, yay ve sönümleyiciden oluşan bir kütle-parametre sisteminin rijit temellerin hareketini temsil etmek için kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. Kütle-parametre sistemi, sistemin tüm kütlelerini, yaylarını ve sönümleyicilerini, her titreşim modu için tek bir kütle, tek bir yay ve tek bir sönümleme sabiti olarak toplanmış gibi ele alır.

Şekil 3.29, dikey, yatay ve dönme titreşimlere maruz kalan temeller için tipik eşdeğer kütleli sistemleri göstermektedir (Richart vd., 1970). Bu şekilde dikkat edilmesi gereken nokta, dikey ve dönme titreşimleri tek bir serbestlik derecesi ile hareket oluşturduğu ancak yatay titreşimin hem sallanma hem de kayma içeren bağlantılı bir hareketi meydana getirdiğidir.

Tek serbestlik dereceli olan bir sistem için toplanmış parametreler, şu türden bir hareket denklemine yol açar.

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = Q(t) \quad (3.113)$$

Burada;

m : Eşdeğer kütle,

C : Etkili sönümleme sabiti,

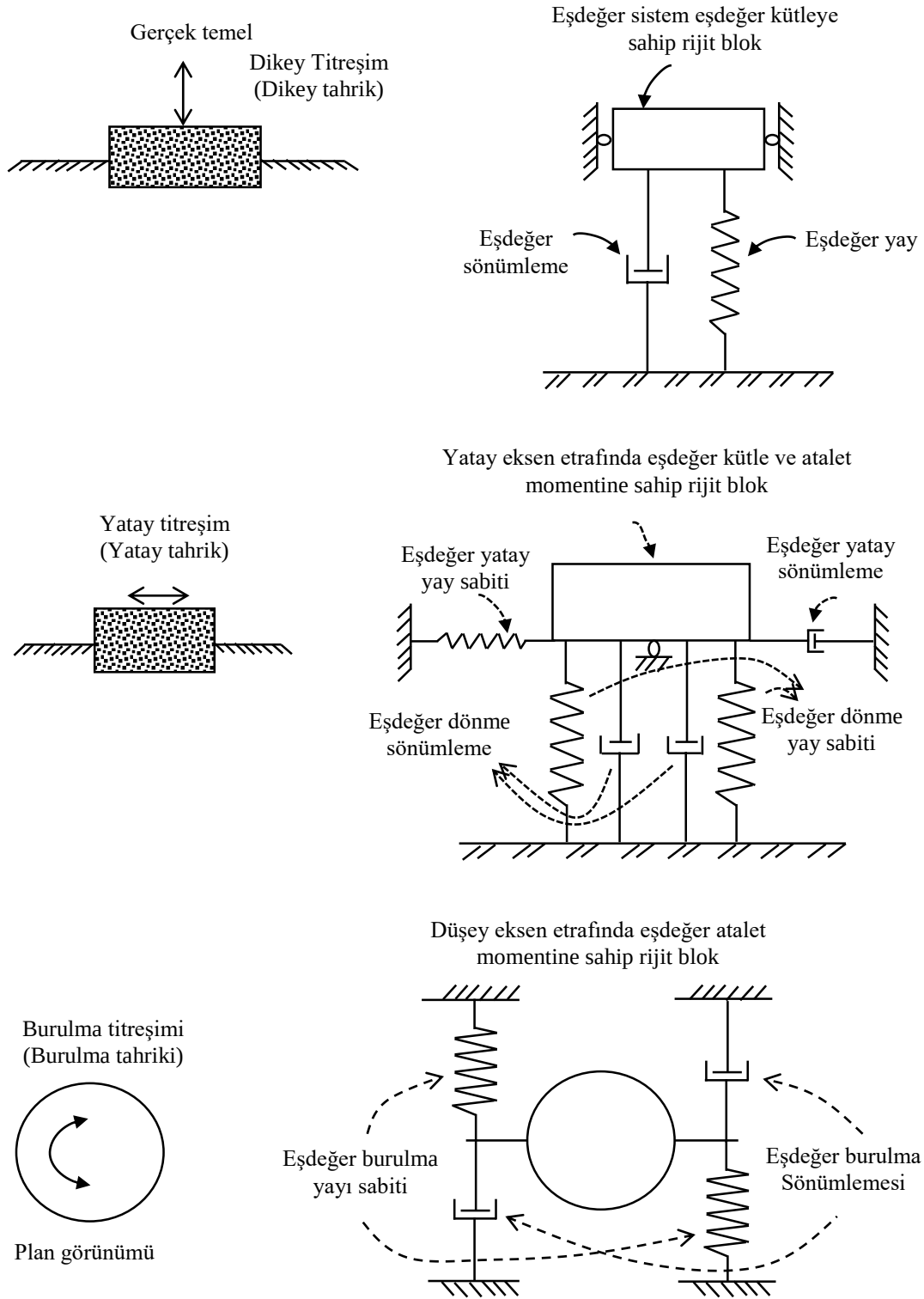
k : Etkili yay sabiti,

$z, \dot{z}, \ddot{z}$: Seçilen koordinat yönünde kütlenin yer değiştirmesi, hızı ve ivmesi,

$Q(t)$: Zamana bağlı titreşim kuvveti veya zorlama fonksiyonu.

Dinamik yüklenmiş bir temelin toplanmış parametrelerle temsil edilmesine izin veren herhangi bir prosedür, temel tepkisinin analizini basitleştirir (Richart vd., 1970). Bu yaklaşım, temelin karmaşık dinamik davranışlarını anlamak ve tahmin etmek için kullanılan etkili bir yöntemdir. Temel parametrelerin bir araya getirilmesi, yapısal analizlerde kullanılan matematiksel modellerin daha sade ve yönetilebilir olmasını sağlar.

Bu prosedürler, mühendislik uygulamalarında temel tasarım ve analiz süreçlerinde önemli rol oynar. Dinamik yüklenmiş temellerin doğru bir şekilde modellenmesi, yapıların dayanıklılığı ve güvenliği açısından kritik öneme sahiptir.



Şekil 3.29. Tipik eşdeğer toplanmış sistemler (Richart vd., 1970)

3.6.3. Eşdeğer toplanmış sistemler için kütle seçimi

Kümelenmiş kütle (Toplanmış kütle) terimi genellikle makinelerin veya sistemlerin toplam kütlelerini ifade etmek için kullanılır. Bu terim özellikle büyük makineler veya kompleks sistemler için önemlidir (Richart vd., 1970), çünkü bir sistemi taşıyan veya destekleyen yapının, cihazların veya temelin sistemin toplam kütlelerine katkısı olabilir.

Burada önerilen yöntem, eşdeğer kütle-yay-sönümleyici sistem için toplanmış parametrelerin belirlenmesinde elastik-yarı uzay teorisine dayanmaktadır. Toplanmış kütle, temel ve desteklenen makine için seçilen kütleyle dayanmaktadır. Sonra sönümlenme ve yay sabitleri teoriye göre geliştirilir ve rijit dairesel temeller için tablo 3.14’de belirtilen formüle sahiptir.

Zeminde “fazda olan kütle” kavramına dayalı yöntem, sistemde doğal frekansın yalnızca bir tahminini sağlar ve rezonansta titreşim genliği ile ilgili bilgi vermez. Bu nedenle, bu yöntem sönümlenme içeren bir titreşimli sistem için toplanmış parametreleri belirlemede yeterli değildir (Richart vd.,1970).

3.6.4. Eşdeğer toplanmış sistemler için sönümlenme seçimi

Toplanmış sistemdeki sönümleyiciler, temel-zemin sistemindeki sönümlemeyi yansıtır. Gerçek sistemde geometrik sönümlenme ve iç sönümlenme olarak iki tür sönümlenme bulunmaktadır (Richart vd., 1970).

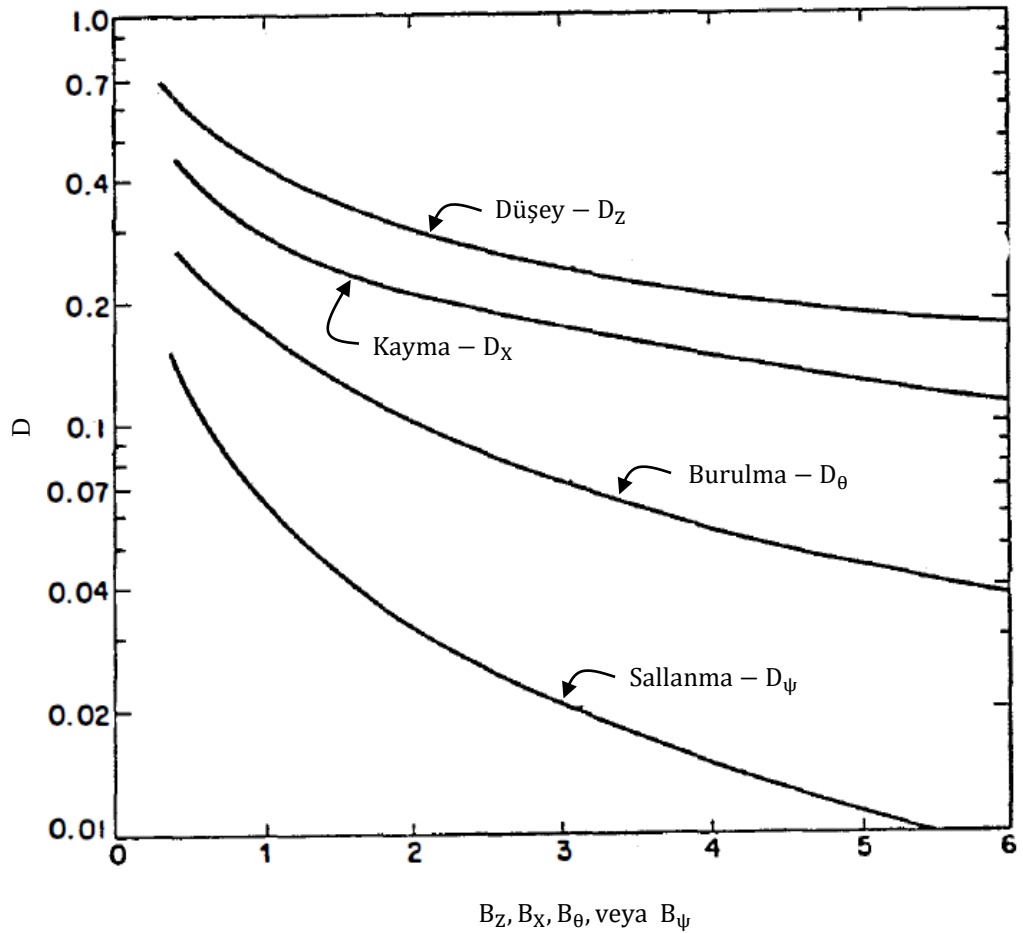
Sönümlenme, bir sistemdeki titreşimlerin veya titreşimin zamanla nasıl azaldığını ifade eden bir terimdir. Sönümlenme genellikle titreşimlerin istenmeyen sonuçlarını azaltmak veya kontrol etmek için kullanılır. Bahsettiğiniz iki tür sönümlenme, geometrik sönümlenme ve iç sönümlenme, farklı fiziksel mekanizmalara dayanır ve farklı koşullar altında etkili olabilir.

1. Geometrik (veya radyasyon) sönümlenme, bu tür sönümlenme, bir yapı veya sistemdeki titreşimlerin enerjisini dış ortama yayarak azaltır. Örneğin, bir yapının temelindeki elastik dalgalar, zeminden uzaklaştıkça yayılır ve enerji yoğunluğu azalır. Bu süreç, titreşimlerin zamanla kaybolmasına ve sönümlenme etkisinin oluşmasına yol açar. (Tablo 3.14) (Şekil 3.30)
2. İç sönümlenme, bu tür sönümlenme, bir yapı veya sistem içindeki malzemelerin veya bileşenlerin deformasyonundan kaynaklanır. Zemin içindeki viskoz etkiler,

bir yapıya etki eden kuvvetlerin sürekli olarak enerjiyi emmesine ve titreşimlerin zamanla azalmasına neden olur. Bu tür sönümlleme genellikle zemin mekaniği veya yapısal dinamiklerde önemlidir. (Tablo 3.15)

Her iki tür sönümlleme de bir yapı veya sistemdeki titreşimlerin kontrol edilmesine ve istenmeyen sonuçların azaltılmasına yardımcı olabilir. Bu sönümlleme türleri, mühendislik uygulamalarında önemlidir ve yapısal analiz, titreşim kontrolü ve yapısal tasarım gibi alanlarda dikkate alınır.

Herhangi bir temel-zemin sistemi için toplu sönümlleme parametresi, yukarıda açıklanan sönümlleme etkilerinin her ikisini de içerecektir. Eğer Tablo (3.15) den belirli bir zemin tipi için tipik bir iç sönüm oranını temsil etmek istiyorsak, bu değer şekil 3.30'deki geometrik sönümlleme ile karşılaştırılmalıdır. Böylece her iki sönümlleme türünün de katkıları anlaşılabilir hale gelir.



Şekil 3.30. Rijit dairesel temelin elastik yarı uzay üzerindeki titreşimi için eşdeğer sönüm oranı (Richart vd., 1970)

Yarım uzay teorisinden elde edilen sönüm oranı D için ifadeler ve rijit dairesel temeller için karşılık gelen analoglar Tablo 3.14’de özetlenmiştir. Bu bilgi ayrıca Şekil 3.30’da grafiksel olarak da gösterilmiştir.

Tablo 3.14. Rijit dairesel temeller için eşdeğer sönümlenme oranı (Arya vd., 1984)

Titreşim Modu	Kütle (veya Atalet) Oranı	Sönümlenme Oranı D
Dikey	$B_z = \frac{(1 - \nu)}{4} \frac{m}{\rho r_0^3}$	$D_z = \frac{0.425}{\sqrt{B_z}}$
Yatay	$B_x = \frac{7 - 8\nu}{32(1 - \nu)} \frac{m}{\rho r_0^3}$	$D_x = \frac{0.288}{\sqrt{B_x}}$
Sallanma	$B_\psi = \frac{3(1 - \nu)}{8} \frac{I_\psi}{\rho r_0^5}$	$D_\psi = \frac{0.15}{(1 + B_\psi)\sqrt{B_\psi}}$
Dönme	$B_\theta = \frac{I_\theta}{\rho r_0^5}$	$D_\theta = \frac{0.50}{1 + 2 B_\theta}$

Elastik yarı uzayda rijit dairesel bir temel tabanının titreşimleri tarafından geliştirilen geometrik sönümlenme için geliştirilen denklemler ve diyagramlar, aynı zamanda dikdörtgen planlı temeller için geliştirilen geometrik sönümlenme tahminlerini sağlamak üzere de kullanılabilir. Bu, boyutları 2c-2d olan dikdörtgen bir tabanın r_0 olarak belirlenen eşdeğer bir daire tabana dönüştürülmesiyle gerçekleştirilir.

$$\left. \begin{aligned}
 \text{Yer değiştirmeler için} \quad r_0 &= \sqrt{\frac{4cd}{\pi}} \\
 \text{Sallanma titreşimi için} \quad r_0 &= \sqrt{\frac{16cd^3}{3\pi}} \\
 \text{Dönme titreşimi için} \quad r_0 &= \sqrt[4]{\frac{16cd(c^2 + d^2)}{6\pi}}
 \end{aligned} \right\} \quad (3.114)$$

Burada;

2c: temelin genişliği (kayma durumunda dönme ekseni boyunca)

2d: temelin uzunluğu (kayma durumu için dönme düzleminde)

Tablo 3.15. Bazı zeminlerin iç sönümüne ilişkin tipik değerler (Richart vd., 1970)

Zemin Türü	Eşdeğer İç Sönümüne (D)
Kuru kum ve çakıl	0.03 – 0.07
Kuru ve doymuş kum	0.01 – 0.03
Kuru kum	0.03
Kuru ve doymuş kum ve çakıllar	0.05 – 0.06
Kil	0.02 – 0.05
Siltli kum	0.03 – 0.10
Kuru kum	0.01 – 0.03

Herhangi bir belirli temel-zemin sistemi için toplanmış sönümleme parametresi, geometrik ve iç sönümleme etkilerini içermektedir. Tipik bir iç sönümleme oranı olarak 0.05'i düşündüğümüzde, geometrik sönümlemenin etkisiyle karşılaştırıldığında her birinin katkısını tahmin edebiliriz. Yapılan incelemeden açıkça görülmektedir ki, yer değiştirme modları (dikey ve yatay modu) için geometrik sönümleme, iç sönümlemeyi o kadar baskın hale getirir ki, iç sönümleme ön analizlerde ihmal edilebilir düzeydedir. Ancak, titreşimli modlar- sallanma ve dönme- için geometrik sönümleme küçüktür ve özellikle dönme durumunda, bu iki sönümleme terimi aynı büyüklük düzeyindedir. Bu bağlamda, iç sönümleme önemlidir ve dikkate alınmalıdır.

3.6.5. Eşdeğer toplanmış sistemler için yay sabiti seçimi

Yay sabiti k , toplanmış parametre analizinde en kritik faktördür. Temelin statik yer değiştirmesini belirler ve bu, dinamik kuvvet Q_0 eşit bir statik kuvvet uygulanmasıyla elde edilir. Bu statik yer değiştirme, dinamik hareketin maksimum genliğini belirlemek için bir büyütme faktörü M ile çarpılır. Büyütme faktörü, kritik sönüm katsayısına C_{cr} ve dolayısıyla sönüm oranı D üzerindeki etkisi nedeniyle k tarafından etkilenir. Ayrıca, k rezonans frekansını belirlemede önemli bir bilinmeyendir. k 'yı belirlemek için kullanılan yöntemler arasında prototip temellerin statik saha testleri, model temellerin statik veya dinamik saha testleri ve teorik yöntemler bulunmaktadır (Richart vd., 1970).

3.6.5.1. Yay sabitleri için formüller

Yay sabiti, temel üzerine uygulanan yük ile yer değiştirme arasındaki lineer ilişkiyi temsil eder, bu da zemin için lineer gerilme-deformasyon ilişkisi anlamına gelir. Dolayısıyla, elastisite teorisi basit şekillerdeki temeller için yay sabitleri için yararlı formüller sağlayabilir. Tablo 3.16 ve Tablo 3.17 elastik yarı uzayın yüzeyinde dinlenen dairesel ve dikdörtgen şekilli temeller için elastisite teorisi ile elde edilen yay sabitlerinin formüllerini içermektedir. Bu formüller, rijit temeller için elde edilmiş olup, yatay hareket durumu hariç tutulmuştur. Burada yay sabiti, temas alanında kayma geriliminin düzenli dağılımını varsayarak ve bu alanın ortalama yatay yer değiştirmesini hesaplayarak elde edilmiştir. Bu hesaplamalar, sıg gömülme koşulları altında bulunan rijit blok veya plak temeller için geçerlidir

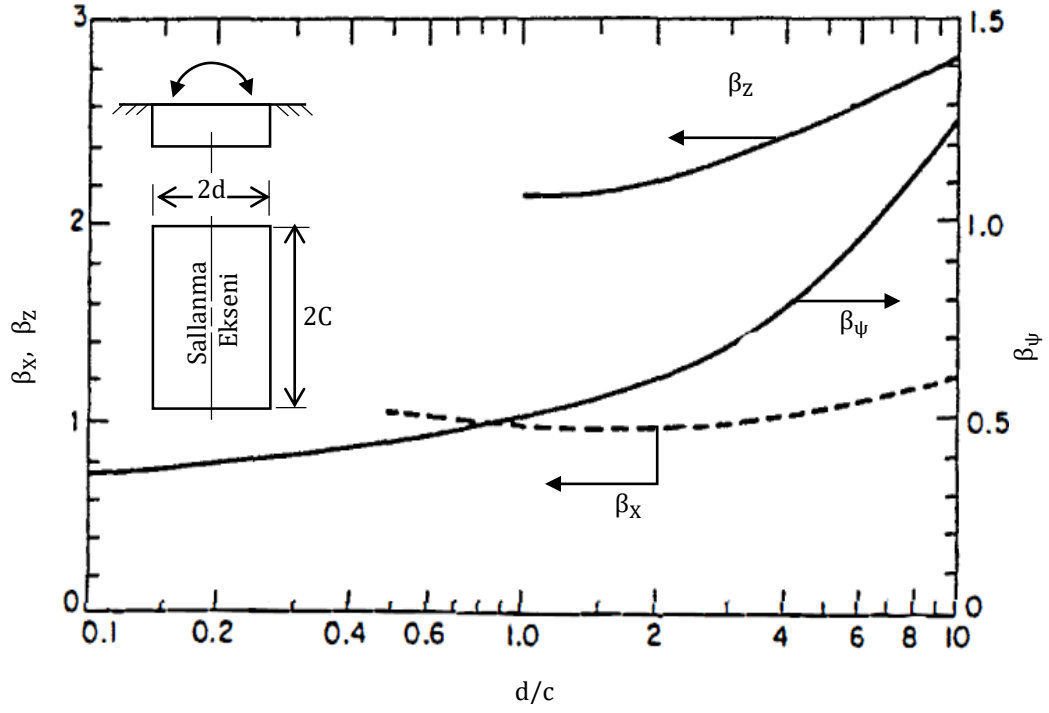
Tablo 3.16. Elastik yarı uzayda rijit dairesel temeller için yay sabitleri (Richart vd., 1970)

Hareket	Yay sabiti
Dikey	$k_z = \frac{4}{1-\nu} Gr_0$
Yatay	$k_x = \frac{32(1-\nu)}{7-8\nu} Gr_0$
Sallanma	$k_\psi = \frac{8}{3(1-\nu)} Gr_0^3$
	$k_\theta = \frac{16}{3} Gr_0^3$
(Not: $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$)	

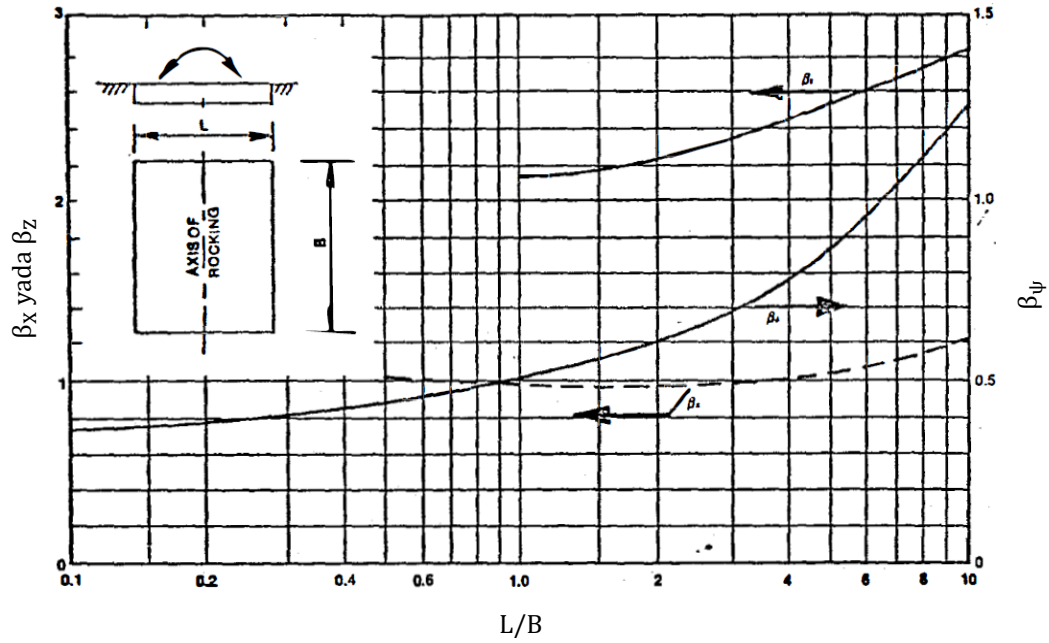
Tablo 3.17. Elastik yarı uzayda rijit dikdörtgen temel için yay sabitleri (Richart vd., 1970)

Hareket	Yay sabiti
Dikey	$k_z = \frac{G}{1-\nu} \beta_x \sqrt{4 c d}$
Yatay	$k_x = 4(1+\nu)G \beta_x \sqrt{c d}$
Sallanma	$k_\psi = \frac{G}{1-\nu} \beta_\psi 8 c d^2$

β_z , β_x ve β_ψ değerleri Şekil 3.31 ve Şekil 3.32’de verilmiştir.

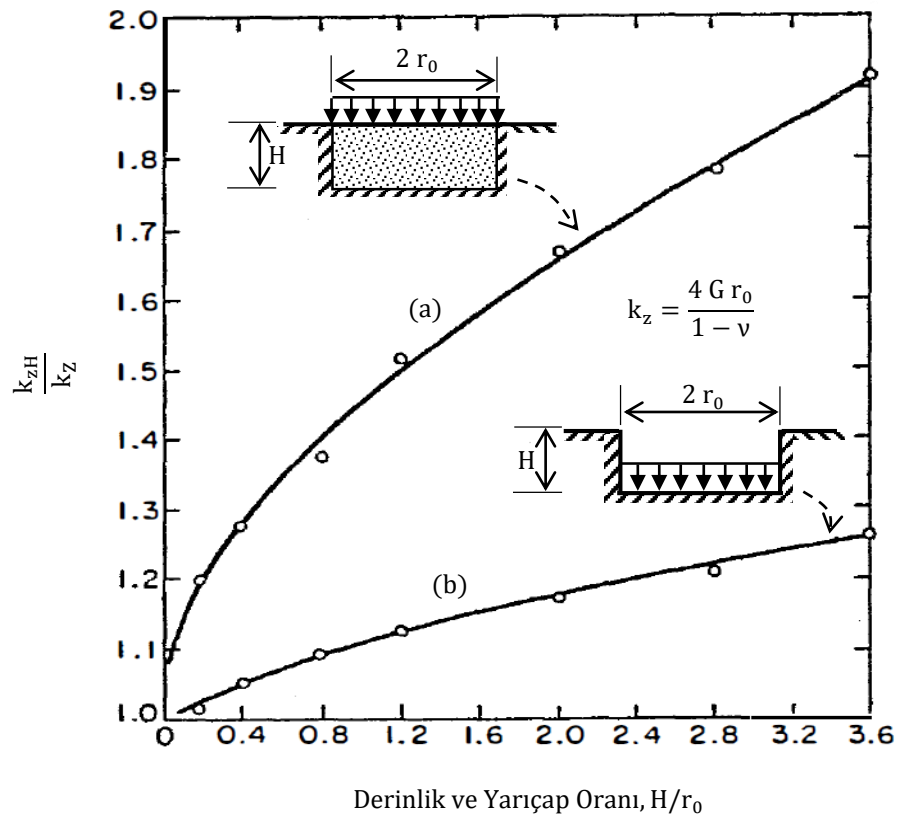


Şekil 3.31. Dikdörtgen temel için β_x , β_z ve β_ψ katsayıları (Richart vd., 1970)



Şekil 3.32. Dikdörtgen temeller için katsayı β_z , β_x ve β_ψ (Arya vd., 1984)

Gömülmenin etkisi, temelin hareketine karşı zemin direncini artırmaktır. Dolayısıyla, etkili yay sabiti artar. Şekil 3.33, gömülme derinliği arttıkça dairesel temeller için dikey yay sabitlerindeki değişimi göstermektedir. Eğri a, dikey yüzey boyunca zemine yapışan ve böylece bloğun dikey hareketine karşı yüzey sürtünme direnci ve tabandaki basınçla direnç geliştiren rijit bir temeli temsil eder. Eğri b, dikey yüzeyler boyunca zeminden izole edilmiş bir gömülü temelin yaklaşık durumunu gösterir. Farklı derinliklerde uygulanan taban basıncı ile gelişen yay sabitindeki artışı göstermek için dahil edilmiştir. Eğri b'ye karşılık gelen yay sabitleri, farklı gömülme derinliklerinde uygulanan düzgün dağıtılmış bir yük tarafından üretilen ortalama oturmadan elde edilmiştir. Eğri a ve eğri b için yay sabitlerini karşılaştırarak, temel taşıma ve yüzey sürtünmesinin etkilerini ayırmak mümkündür. Şekil 3.33'de gösterilen bilgiler, Kaldjian (1969) tarafından sonlu elemanlar yöntemiyle elastisite probleminin çözümünden hazırlanmıştır (Richart vd., 1970).



Şekil 3.33. Dikey yüklü dairesel temel için yay sabiti üzerindeki gömülme derinliğinin etkisi (Richart vd., 1970)

4. TEMELLERİN TASARIMI VE SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu bölümde Santrifüj ve pistonlu makineleri için iki blok temel tasarımı sunulmaktadır. Bu örneklerde, bir önceki bölümlerde geliştirilen teori, bilgiler ve formüller kullanılmaktadır. Seçilen temeller, birçok endüstriyel tesislerde tipik olarak kullanılan ve yaygın olan temellerdir. Temel örnekleri, temel tasarımının eksiksiz bir şekilde yapılmasını sağlamak için adımlar serisi içeren standart bir formatta sunulmuştur.

Makine temellerinin tasarımı, endüstriyel ve ağır makine kurulumlarının kritik bir bileşenidir. Temeller, makinenin çalışmasını desteklemek, titreşimleri minimize etmek ve hem ekipmanın hem de personelin güvenliğini sağlamak amacıyla tasarlanmalıdır. Uygun temel türü, makinenin özelliklerine, titreşim davranışlarına ve kurulum alanının zemin koşullarına bağlı olarak belirlenmelidir.

Makine temellerinin tasarımında dikkate alınması gereken başlıca unsurlar şunlardır:

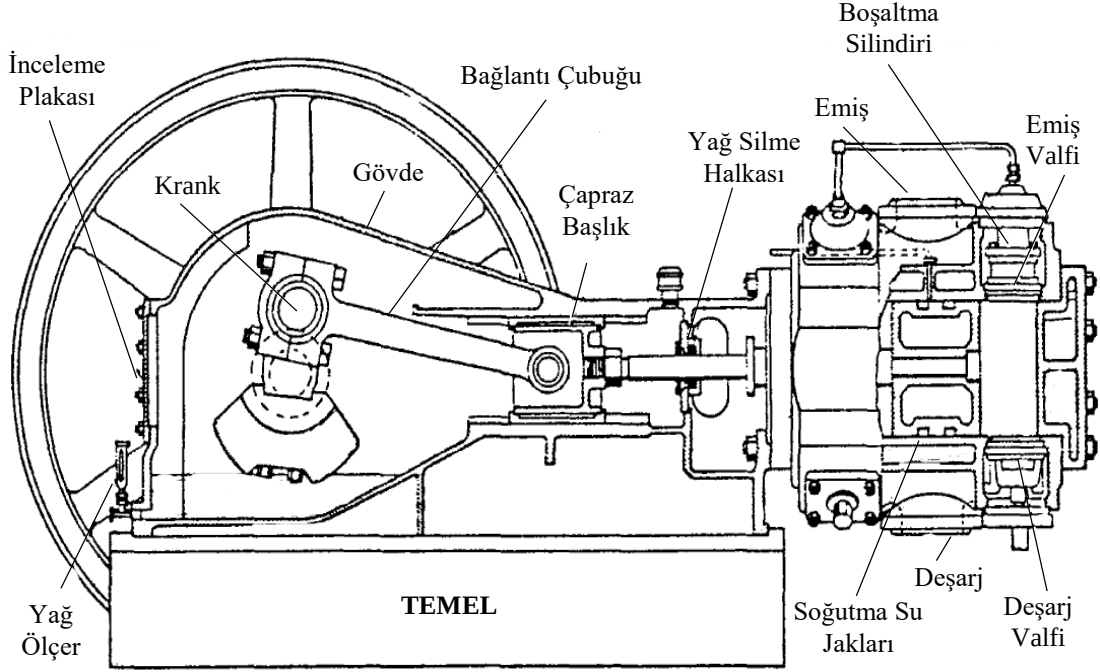
1. Makine tipi: Makinenin boyutu, ağırlığı ve çalışma koşulları temel tasarımını doğrudan etkilemektedir.
2. Titreşim özellikleri: Makinenin titreşim frekansı, ürettiği dinamik yükler ve bu yüklerin çevreye etkisi değerlendirilmelidir.
3. Zemin koşulları: Kurulum alanının zemin yapısı, temel türünü ve boyutlarını belirler. Özellikle zayıf zeminlerde daha özel tasarım gereksinimleri doğabilmektedir.

Bu doğrultuda, makine temellerinin etkin ve güvenli bir şekilde tasarlanabilmesi için mühendislik bilgi ve deneyimine sahip profesyonellerden yardım alınması önerilmektedir. Bu süreç, makine ve zemin etkileşimlerinin detaylı analizini, uygun temel türünün seçimini ve gerekli inşaat önlemlerinin alınmasını kapsamaktadır. Profesyonel destek, kurulumun uzun ömürlü, güvenli ve verimli olmasını sağlamaktadır.

4.1. Pistonlu Kompresörler İçin Temel Tasarımı

Pistonlu kompresörler, nispeten ağır makineler olup, düşük çalışma frekanslarında önemli büyüklükte titreşim kuvvetleri üretirler. Çalışma frekansları genellikle çeşitli titreşim modlarında makine temellerinin doğal frekanslarına çok yakın olup, bu da makine temelinde rezonans koşulları oluşturmaktadır (Arya vd., 1984). Çalışma ve doğal frekansların yakınlığı nedeniyle, rezonans durumunda titreşim genliğinin büyüklüğü

kontrol edici bir kriter haline gelmektedir. Bu nedenle, titreşim sırasında içsel ve geometrik sönümlenme etkilerinin dahil edilmesi önemli bir husus haline gelir ve bu yalnızca elastik yarı-uzay teorisi kullanılarak gerçekleştirilebilmektedir (Arya vd., 1984).



Şekil 4.1. Tipik bir pistonlu hava kompresörünün kesit görünüşü

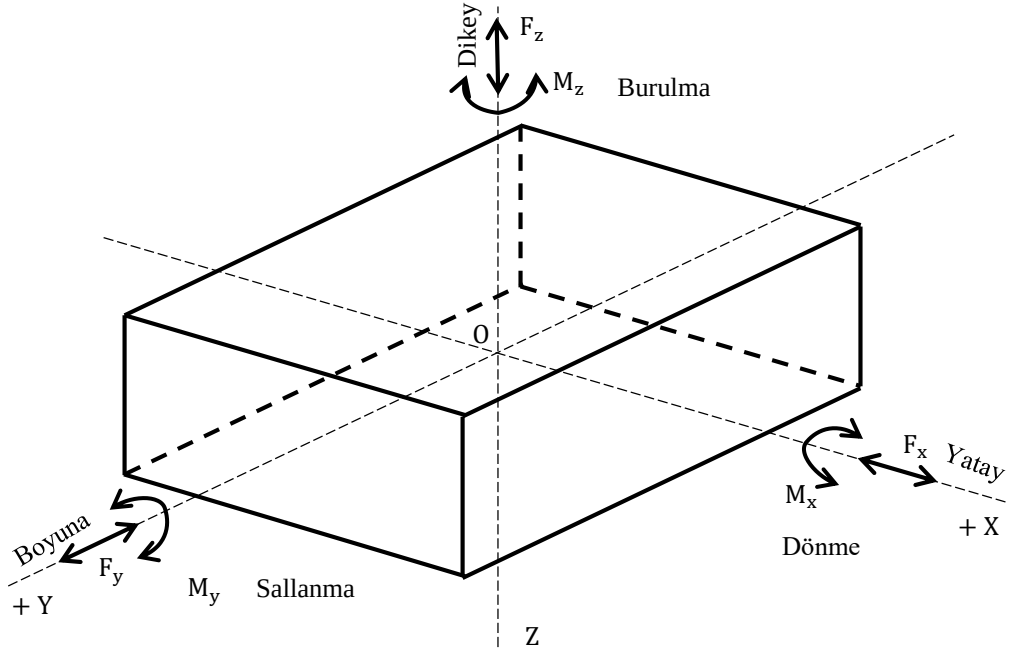
Bu teori, temelin elastik yarı-uzayın yüzeyinde dinlendiği ve genellikle dairesel gibi basit geometrik temas alanlarına sahip olduğu varsayımını içermektedir. Ancak diğer şekiller (örneğin dikdörtgen veya uzun şerit), bazı basitleştirmelerle birlikte ele alınabilir (Arya vd., 1984). Teori, yarı-uzay boyunca enerjinin geometrik sönümlenme yoluyla dağılmasını kapsar ve rezonans frekansında titreşimde sonlu bir genlik hesaplama imkanı sağlamaktadır. Bu metot, kütle-yay-sönümlenme titreşimli sistemler için bahsedilen yay ve sönüm sabitlerini değerlendirme konusunda rasyonel bir yöntem sunmaktadır. Son zamanlarda, temelin gömme derinliğinin yay sabiti ve sönüm oranı üzerindeki etkisini hesaba katmak için bu teori genişletilmiştir. Bölüm 3'te sunulan bilgi, takip eden örneklerde kullanılmaktadır.

4.1.1. Pistonlu makinelerin tanımı

Pistonlu makineler, pistonlu kompresörler, pompalar ve içten yanmalı motorlar gibi mekanizma içeren makinelerdir. Bu makineler, piston veya silindir kolu ileri-geri hareket ettirerek kuvvet üretirler. Tek silindirli motorlar doğal olarak dengesizdir, çünkü hareketleri sırasında titreşim ve dengesiz kuvvetler oluşturabilirler. Ancak, çok silindirli motorlar ve kompresörlerde, silindir boyutları, strok (hareket mesafesi) uzunlukları ve krank düzenlemeleri optimize edilerek bu dengesiz kuvvetler minimize edilebilir (Arya vd., 1984). Ayrıca, makinelerin montaj yönelimine bağlı olarak dikey veya yatay kuvvetler ve çiftler, ana frekansın yanı sıra ikincil bir frekans da üretebilirler, bu da makine performansı ve stabilitesi üzerinde etkili olabilir.

4.1.2. Titreşim modları

Titreşim modları, rijit bir blok temel tarafından desteklenen bir titreşen makine için önemli bir analitik araçtır, Şekil 4.2’de gösterildiği gibi altı farklı mod sergileyebilir. Bu modlar, üç yerdeğiştirme hareketli mod (dikey, yatay ve boyuna) ile üç döner mod (dönme, sallanma ve burulma) şeklinde sınıflandırılabilir.



Şekil 4.2. Blok tipi bir temelin altı titreşim modu (Arya vd., 1984)

Dikey ve dönme titreşim modları genellikle bağımsız olarak değerlendirilir. Ancak, temel üzerindeki dikey ve yatay kuvvetlerin eksantrik konumu nedeniyle sallanma hareketi ortaya çıkabilir. Bu durumda, dikey ve dönme hareketleri sıklıkla sallanma hareketiyle eşleşir. Pratik problemlerde, dikey, yatay ve sallanma modları genellikle sistem üzerinde en belirgin etkiye sahip olan modlardır ve analitik çözümde genellikle ayrı ayrı ele alınır; sonuçlar daha sonra birleştirilir.

Özel durumlarda, temelin ağırlık merkezi ile zemin tarafından sunulan direnç merkezi arasındaki önemli farklar göz önüne alınmalıdır. Bu durumda, eşlenmiş modlar (sallanma ve yanal hareketler) dikkate alınabilir.

Titreşim modlarının temsili Şekil 4.2’de gösterilmektedir, burada farklı hareket türleri ve bunların temel üzerindeki etkileri gösterilmiştir.

4.1.3. Çevresel koşullar

Temel yakınındaki sistemlerde titreşim iletimini sınırlamak için bir yalıtım sistemi entegre edilmelidir. Bu, temelin hareketlerinden kaynaklanan titreşimlerin çevredeki yapılar ve ekipmanlar üzerinde olumsuz etkiler yaratmasını önlemek için önemli bir koruma önlemidir. Özellikle, temelin yakınındaki diğer yapılar, makineler ve hassas ekipmanlar için titreşim yalıtımının kullanılması gereklidir. Bu yalıtım sistemleri, titreşim enerjisini emerek veya yansıtarak çevresel etkileri minimize eder ve böylece yapısal bütünlüğü korur, işlevselliği artırır.

4.1.4. Tasarım prosedürü

Titreşimli makine temellerinin tasarım prosedürü, makinenin dinamik yüklerine ve zeminin mekanik özelliklerine uygun olarak yapıların güvenliğini sağlamak amacıyla dikkatli bir şekilde yürütülmelidir. Aşağıda temel tasarım prosedürünü adım adım çözülmüştür.

4.1.4.1. Makine parametreleri

Makine parametreleri makine satıcısı tarafından sağlanmalıdır ama bu örnek problemdeki bilgiler (Arya vd., 1984) kaynakçadan alınmıştır.

Dikey pistonlu kompresör (dört silindir) ve yardımcı ekipman:

Kompresör ağırlığı:	130	kN
Motor ağırlığı:	80	kN
Gaz soğutucuları ve diğerleri:	50	kN
Toplam makine ağırlığı:	260	kN
Kompresör hızı:	Birincil: 585	devir/dak
	İkincil: 1170	devir/dak
Düşey kuvvet:	F_z Birincil: 6	kN
	F_z İkincil: 2.5	kN
Yatay kuvvet:	F_x Birincil: 3.22	kN
Sallanma:	T_ψ Birincil: 15.33	kNm
Dönme (Pitching):	T_θ Birincil: 46	kNm
	T_θ İkincil: 16.74	kNm
Motor hızı:	585	devir/dak

Motorun dinamik kuvvetleri ihmal edilebilir düzeydedir.

4.1.4.2. Zemin parametreleri

Zemin parametreleri, Dursun vd. (2012) gerçekleştirdiği çalışmalar temel alınarak elde edilmiştir. Bu çalışmada, zemin parametrelerinin belirlenmesinde sismik kırılma yöntemi kullanılmıştır. Sismik kırılma yöntemi, özellikle yol altındaki zeminlerin ayrıntılı incelenmesinde kritik bir araç olarak öne çıkmaktadır. Araştırmada, bir yolun 100 metrelik kesiminde sismik kırılma yöntemiyle 16 metre derinliğe kadar olan zemin tabakaları analiz edilmiştir.

Elde edilen bulgulara göre, zemin tabakalı bir yapı sergilemektedir. Tabakaların özellikleri şu şekilde sınıflandırılmıştır: İlk tabaka, büyük ölçüde ayrılmış kayalardan oluşmakta olup, 3 ila 8 metre kalınlığındadır. İkinci tabaka, yaklaşık 1 metre kalınlığında ve yine ayrılmış kayalardan meydana gelmektedir. Üçüncü tabaka ise sağlam kayalardan oluşan bir yapıya sahiptir. Bu tabakalara ilişkin ayrıntılı bilgiler Tablo 4.1’de sunulmaktadır.

Tesis seviye yüksekliği	= 30 m
Temel üstü seviye yüksekliği	= 30.15 m
Tavsiye edilen temel tabanı seviyesi	= 28.65 m

Tablo 4.1. Zemin tabakaları için elde edilen dinamik ve statik parametrelerin ortalama değerleri ve sınıfları

Parametre	1. tabaka	2. tabaka	3. tabaka
Zemin Grubu	C	B	A
Elastisite Modülü (E) (kN/m ²)	754683.3	1916775.9	7159338
Kayma Modülü (G) (kN/m ²)	295182.9	908504.1	2523818.7
Poisson oranı (ν)	0.27	0.05	0.41
Yoğunluk (ρ) (kg/m ³)	1640	1770	2260
Birim hacim ağırlık (γ) (kN/m ³)	16.09	17.36	22.17
Taşıma gücü (kN/m ²)	381.61	861.32	886.82
Emniyet gerilmesi ($P_{s_{iz}}$) (kN/m ²)	127.53	287.43	295.28
Zemin dahili (içsel) sönümleme oranı ($D_{\psi i}$)	0.05	0.05	0.05
İzin verilen 127.53 kN/m ² lık bir basınçta kalıcı zemin oturması 0.2 mm’dir.			

Bu örnek problemde yukarıda belirlenen makine özelliklerine göre tablo 4.1’deki 3 zemin tabakası için dinamik analiz yapılmıştır. Yapılan dinamik analize göre 3 zemin türü içinde temel inşası uygun bulunmuştur.

4.1.4.3. Temel konfigürasyonunun (yapısının) seçimi

Temelin deneysel boyutlandırması, Bölüm 3.3'te belirtilen 1 ve 2(a) ile 2(g) numaralı yönergelere uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Deney kapsamında, makine kütlelerinin ve temelin birleşik ağırlık merkezinin, temelin temas alanının ağırlık merkeziyle plan üzerinde aynı hizaya getirilmesi amaçlanmıştır. Bu doğrultuda, sığ ve geniş bir temel tasarımı hedeflenmiştir (Şekil 4.3).

- 1) Bloğun temel tabanı mümkün olduğunca su seviyesinin üzerinde olmalıdır. Yani, temel kazıldığında, toprağın altında kalan blok temelin tabanı, yeraltı su seviyesinin üzerinde olmalıdır. Bu, temelin suyun etkisi altında kalma riskini azaltır ve temelin dayanıklılığını artırır. Daha önce dolgu yapılmış zeminin üzerine veya özellikle titreşime duyarlı bir zemin üzerine oturmamalıdır.
- 2) Blok temelin üstü ise genellikle bitmiş zemin veya kaldırım seviyesinin 30 cm yukarısında tutulur. Böylece, yüzeyden gelen yağmur suyu veya diğer su akışı nedeniyle oluşabilecek hasarlar önlenmektedir. Bu ek yükseklik, suyun temelin üzerine doğrudan temas etmesini engellemekte ve temelin yapısal bütünlüğünü korumaktadır.
- 3) Temelin kalınlığının en az %80'i, temelin öteleme hareketini sınırlamak amacıyla zemine gömülmelidir. Eğer gömülü derinlik h olarak tanımlanırsa, efektif temelin gömülü derinliği şu şekilde hesaplanır:

$$(80/100) \times 150 \text{ cm} = 120 \text{ cm}$$

120 cm olarak bulunur. Bu durumda, tam 120 cm'lik gömülü derinlikten üstteki 30 cm'lik tabaka çıkarılarak hesaplanmıştır ve bu değer 90 cm olarak belirlenmiştir.

- 4) Titreşim modunda sönümlemeyi artırmak için genişlik, makine merkezinden tabana olan dikey mesafenin en az 1 ile 1.5 katı olmalıdır. Bu çalışmada makine merkezinden tabana olan dikey mesafe 228 cm'dir.

$$1.5 \times 228 = 342 \text{ cm}$$

Bu nedenle seçilen temel ebatları aşağıdaki şekilde belirlenmiştir.

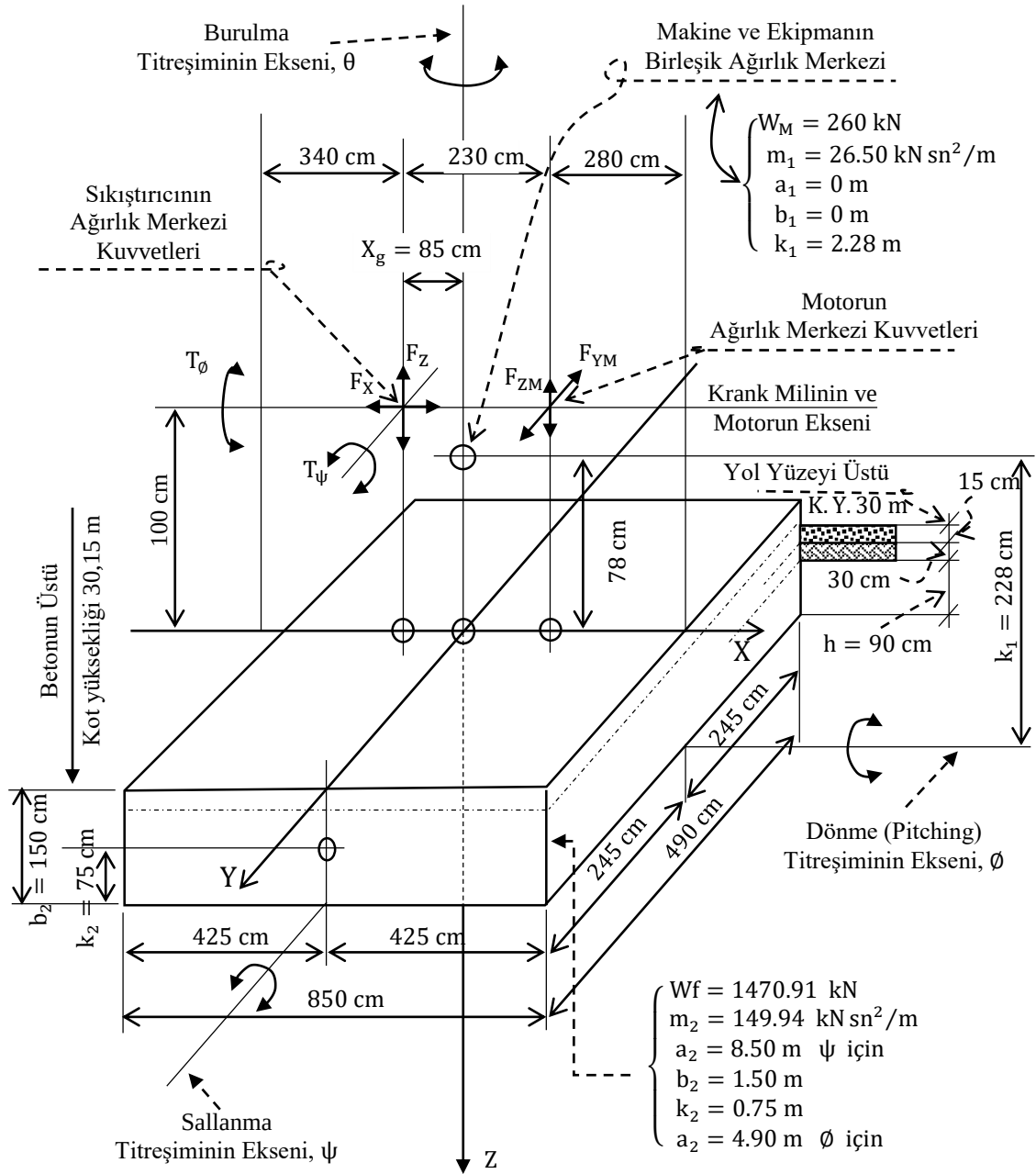
- Temel kalınlığı 150 cm
 - Temel Genişliği 490 cm
 - Temel uzunluğu 850 cm
- 5) Bir pistonlu makinesi için rijit blok temelin ağırlığı desteklenen makinenin ağırlığının iki veya üç katı olmalıdır. Yani, makine ne kadar ağır ise, temel bloğu da o kadar ağır olmalıdır. Bu, temel bloğun stabilitesini ve dayanıklılığını sağlamak için önemlidir. Bu önerilere göre temel ağırlığı

$$260 \times 2 = 520 \text{ kN}$$

$$260 \times 3 = 780 \text{ kN}$$

şeklinde bulunur. Bu çalışmada seçilen temel boyutlarına göre temel ağırlığı 1470.91 kN olarak elde edilmiştir ve bu değer şartları sağlamaktadır.

- 6) Kalınlık 60 cm'den az olmamalıdır.
- Kalınlık, en küçük boyutun 1/5'inden fazla olmalıdır. $1/5 \times 490 = 98 \text{ cm}$
- Kalınlık, en büyük boyutun 1/10'undan fazla olmalıdır. $1/10 \times 850 = 85 \text{ cm}$
- Bu örnekten kalınlık 150 cm'dir. Yani tüm şartları sağlıyor.
- 7) Temelin uzunluğu ve genişliği, makine ve ekipmanın ağırlık merkezinin temel ağırlık merkeziyle çakışması için ayarlanır. Birleşik ağırlık merkezi, toprağın direnç merkeziyle akışmalıdır.
- 8) Beton Temelin deneme taslağı şekil 4.3 de gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Temel deneme taslağı (Arya vd., 1984)

4.1.4.4. Temel parametreleri

Temel ağırlığı: Normal beton, (TS 500'e uygun)

Beton yoğunluğu $\rho_b = 2400 \text{ kg/m}^3$

Betonun birim hacim ağırlığı $\gamma_b = \rho \times g = 2400 \times 9.81/1000$
 $\gamma_b = 23.544 \text{ kN/m}^3$

Temel ağırlığı $W_f = (1.50 \times 4.90 \times 8.50)23.544$
 $W_f = 1470.91 \text{ kN}$

$$\frac{\text{Temel ağırlığı}}{\text{Makine ağırlığı}} = \frac{1470.91}{260} = 5.66 > 5.0$$

Toplam Statik Yük $W = \text{Temel ağırlığı} + \text{Makine ağırlığı}$
 $= 1470.91 + 260$
 $= 1730.91 \text{ kN}$

Gerçek zemin basıncı

$$\frac{W}{A} = \frac{1730.91}{(8.50)(4.90)} = 41.56 \text{ kN/m}^2 < (0.5 \times P_{s_{iz}} = 0.5 \times 127.53 = 63.765 \text{ kN/m}^2)$$

Bu nedenle temel deneme boyutu uygundur.

Deneme boyutlandırması için tüm diğer yönergeler kontrol edildi ve tatmin edici bulundu. Dinamik bir analiz kontrolü, deneme temeli üzerinde aşağıda gerçekleştirilmiştir. Bu prosedürdeki adımlar aşağıda sıralı olarak çözümlenmiş ve incelenmiştir.

4.1.5. Dinamik analiz

Pistonlu kompresörün oluşturduğu kuvvetler (Şekil 4.3), temelin dikey (z), yatay (x), sallanma (ψ) ve dönme (θ) hareketine neden olurken, sadece motor tarafından oluşturulan kuvvetler, temelin dikey (z), boyuna (y), dönme (θ) ve burulma (ϕ) modlarda hareket eğilimindedir. Bununla birlikte, motor tarafından üretilen kuvvetlerin büyüklüğü küçüktür ve sonuç olarak oluşan titreşim tepkisi ihmal edilebilir düzeydedir. Bu nedenle,

dinamik bir analiz yalnızca kompresör kuvvetleri için gerçekleştirilmiştir. Motor kuvvetleri için bir analiz gerektiğinde, sunulan tablolar ve şekiller kullanılabilir.

1. Kütle ve kütle atalet momenti

$$\text{Dikey uyarı} \quad m_z = \frac{W}{g} = \frac{1730.91 \text{ kN}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 176.44 \text{ kN s}^2/\text{m}$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad m_x = \frac{W}{g} = \frac{1730.91 \text{ kN}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 176.44 \text{ kN s}^2/\text{m}$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad I_\psi = I_\psi(\text{makine}) + I_\psi(\text{temel}) \quad (4.1)$$

$$I_\psi = \sum_i^n \left[\frac{m_i}{12} (a_i^2 + b_i^2) + m_i \times k_i^2 \right] \quad (4.2)$$

$$I_\psi(\text{makine}) = \left[\frac{26.50}{12} (0^2 + 0^2) + 26.50 \times 2.28^2 \right] = 137.76 \text{ kNm s}^2$$

$$I_\psi(\text{temel}) = \left[\frac{149.94}{12} (8.5^2 + 1.5^2) + 149.94 \times 0.75^2 \right] = 1015.22 \text{ kNm s}^2$$

$$M_\psi = I_\psi = I_\psi(\text{makine}) + I_\psi(\text{temel}) = 137.76 + 1015.22 = 1153 \text{ kNm s}^2$$

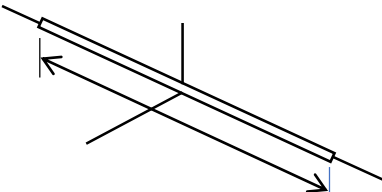
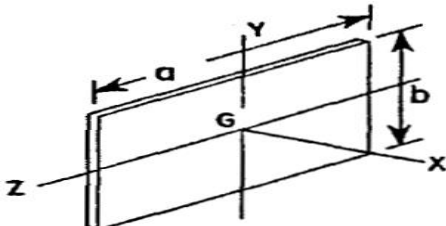
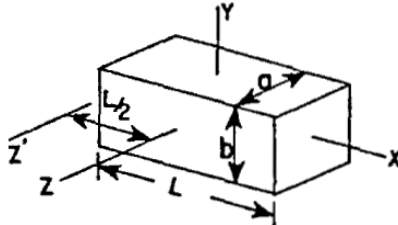
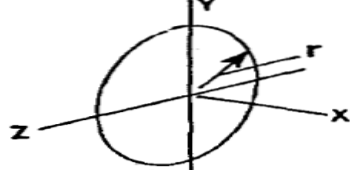
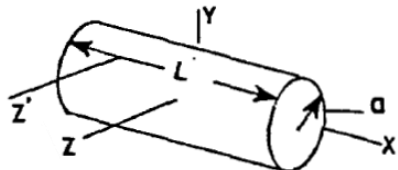
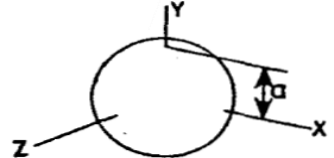
$$\text{Dönme uyarısı} \quad I_\phi = I_\phi(\text{makine}) + I_\phi(\text{temel}) \quad (4.3)$$

$$I_\phi(\text{makine}) = \left[\frac{26.50}{12} (0^2 + 0^2) + 26.50 \times 2.28^2 \right] = 137.76 \text{ kNm s}^2$$

$$I_\phi(\text{temel}) = \left[\frac{149.94}{12} (4.90^2 + 1.5^2) + 149.94 \times 0.75^2 \right] = 412.46 \text{ kNm s}^2$$

$$M_\phi = I_\phi = I_\phi(\text{makine}) + I_\phi(\text{temel}) = 137.76 + 412.46 = 550.22 \text{ kNms}^2$$

Tablo 4.2. Yaygın geometrik şekillerin kütle atalet momentleri (Arya vd., 1984)

Şekil Adı	Şekiller	Formüller
İNCE ÇUBUK		$I_Y = I_Z = \frac{1}{12} mL^2$
İNCE DİKDÖRTGEN TABAK		$I_x = \frac{1}{12} m(a^2 + b^2)$ $I_Y = \frac{1}{12} ma^2$ $I_z = \frac{1}{12} mb^2$
DİKDÖRTGEN PRİZMA		$I_x = \frac{1}{12} m(a^2 + b^2)$ $I_Y = \frac{1}{12} m(a^2 + L^2)$ $I_z = \frac{1}{12} m(b^2 + L^2)$ $I_{z'} = I_z + \frac{mL^2}{4}$
İNCE DİSK		$I_x = \frac{1}{2} mr^2$ $I_Y = I_z = \frac{1}{4} mr^2$
YUVARLAK SİLİNDİR		$I_x = \frac{1}{2} ma^2$ $I_Y = I_z = \frac{1}{12} m(3a^2 + L^2)$ $I_{z'} = I_z = \frac{1}{4} mL^2$
KÜRE		$I_x = I_Y = I_z = \frac{2}{5} ma^2$

2. Yay sabiti

a) Eşdeğer yarıçap (dikdörtgen temel), r_0 :

Gömme yüksekliği dikkate alındığında $h = 90$ cm, (Tablo 3.9)

Dikey uyarı $L = 8.5$ m, $B = 4.9$ m

$$r_z = \sqrt{\frac{BL}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.90 \times 8.50}{\pi}} = 3.64 \text{ m}$$

Yatay uyarı

$$r_x = \sqrt{\frac{BL}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.90 \times 8.50}{\pi}} = 3.64 \text{ m}$$

Sallanma uyarısı

$$r_\psi = \sqrt[4]{\frac{BL^3}{3\pi}} = \sqrt[4]{\frac{4.90 \times 8.50^3}{3\pi}} = 4.23 \text{ m}$$

Dönme uyarısı $L = 4.9$ m, $B = 8.5$ m

$$r_\phi = \sqrt[4]{\frac{BL(B^2 + L^2)}{6\pi}} = \sqrt[4]{\frac{8.5 \times 4.9(8.5^2 + 4.9^2)}{6\pi}} = 3.82 \text{ m}$$

b) Yay sabiti için gömülme faktörü:

Etken yükseklik $h = 90$ cm olarak yukarıda verilmişti. (Tablo 3.9)

Dikey uyarı

$$\eta_z = 1 + 0.6(1 - \nu) \left(\frac{h}{r_z} \right) \quad (4.4)$$

$$\eta_z = 1 + 0.6(1 - 0.27) \left(\frac{0.90}{3.64} \right) = 1.11$$

Yatay uyarı

$$\eta_x = 1 + 0.55(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_x} \right) \quad (4.5)$$

$$\eta_x = 1 + 0.55(2 - 0.27) \left(\frac{0.90}{3.64} \right) = 1.24$$

Sallanma uyarısı

$$\eta_\psi = 1 + 1.2(1 - \nu) \left(\frac{h}{r_\psi} \right) + 0.2(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_\psi} \right)^3 \quad (4.6)$$

$$= 1 + 1.2(1 - 0.27) \left(\frac{0.90}{4.23} \right) + 0.2(2 - 0.27) \left(\frac{0.90}{4.23} \right)^3 = 1.19$$

Dönme uyarısı

$$\eta_\phi = 1 + 1.2(1 - \nu) \left(\frac{h}{r_\phi} \right) + 0.2(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_\phi} \right)^3 \quad (4.7)$$

$$= 1 + 1.2(1 - 0.27) \left(\frac{0.90}{3.82} \right) + 0.2(2 - 0.27) \left(\frac{0.90}{3.82} \right)^3 = 1.21$$

c) Yay sabiti katsayısı (β): Şekil 3.32'den şu değeri elde ederiz.

$$\begin{aligned}
 \text{Dikey uyarı} \quad \frac{L}{B} &= \frac{850}{490} = 1.73 \quad \text{---} \quad \beta_z = 2.2 \\
 \text{Yatay uyarı} \quad \frac{L}{B} &= \frac{850}{490} = 1.73 \quad \text{---} \quad \beta_x = 0.98 \\
 \text{Sallanma uyarısı} \quad \frac{L}{B} &= \frac{850}{490} = 1.73 \quad \text{---} \quad \beta_\psi = 0.57 \\
 \text{Dönme uyarısı} \quad \frac{L}{B} &= \frac{490}{850} = 0.58 \quad \text{---} \quad \beta_\phi = 0.45
 \end{aligned}$$

d) Eşdeğer yay sabiti (Dikdörtgen temel)

Tablo 3.8'den şu değerleri alabiliriz.

$$\begin{aligned}
 \text{Dikey uyarı} \quad k_z &= \frac{G}{1-\nu} \beta_z \sqrt{BL} \eta_z \quad (4.8) \\
 &= \frac{295183}{1-0.27} \times 2.2 \times \sqrt{4.90 \times 8.50} \times 1.11 \\
 &= 6372673 \text{ kN/m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Yatay uyarı} \quad k_x &= 2(1+\nu)G\beta_x \sqrt{BL} \eta_x \quad (4.9) \\
 &= 2(1+0.27) \times 295183 \times 0.98 \times \sqrt{8.50 \times 4.90} \times 1.24 \\
 &= 5880041 \text{ kN/m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Sallanma uyarısı} \quad k_\psi &= \frac{G}{1-\nu} \beta_\psi BL^2 \eta_\psi \quad \rightarrow L = 8.50 \text{ m}, B = 4.90 \text{ m} \quad (4.10) \\
 &= \frac{295183}{1-0.27} \times 0.57 \times 4.90 \times 8.50^2 \times 1.19 \\
 &= 97101118 \text{ kNm/rad}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Dönme uyarısı} \quad k_\phi &= \frac{G}{1-\nu} \beta_\phi B L^2 \eta_\phi \quad \rightarrow L = 4.49 \text{ m}, B = 8.50 \text{ m} \quad (4.11) \\
 &= \frac{295183}{1-0.27} \times 0.45 \times 8.50 \times 4.90^2 \times 1.21 \\
 &= 44934245 \text{ kNm/rad}
 \end{aligned}$$

3. Sönümlleme oranı

a) Gömme faktörü: Tablo 3.5'den

$$\text{Dikey uyarı} \quad \alpha_z = \frac{1 + 1.9(1 - \nu) \frac{h}{r_z}}{\sqrt{\eta_z}} \quad (4.12)$$

$$\alpha_z = \frac{1 + 1.9(1 - 0.27) \frac{0.90}{3.64}}{\sqrt{1.11}} = 1.275$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad \alpha_x = \frac{1 + 1.9(2 - \nu) \frac{h}{r_x}}{\sqrt{\eta_x}} \quad (4.13)$$

$$\alpha_x = \frac{1 + 1.9(2 - 0.27) \frac{0.90}{3.64}}{\sqrt{1.24}} = 1.628$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad \alpha_\psi = \frac{1 + 0.7(1 - \nu) \frac{h}{r_\psi} + 0.6(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_\psi}\right)^3}{\sqrt{\eta_\psi}} \quad (4.14)$$

$$= \frac{1 + 0.7(1 - 0.27) \frac{0.90}{4.23} + 0.6(2 - 0.27) \left(\frac{0.90}{4.23}\right)^3}{\sqrt{1.19}} = 1.026$$

$$\text{Dönme uyarısı} \quad \alpha_\phi = \frac{1 + 0.7(1 - \nu) \frac{h}{r_\phi} + 0.6(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_\phi}\right)^3}{\sqrt{\eta_\phi}} \quad (4.15)$$

$$= \frac{1 + 0.7(1 - 0.27) \frac{0.90}{3.82} + 0.6(2 - 0.27) \left(\frac{0.90}{3.82}\right)^3}{\sqrt{1.21}} = 1.031$$

b) Kütle oranı: Tablo 3.6'dan

$$\text{Dikey uyarı} \quad B_z = \frac{1 - \nu}{4} \frac{W}{\gamma r_z^3} = \frac{1 - 0.27}{4} \frac{1730.91}{16.09 \times 3.64^3} = 0.407$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad B_x = \frac{7 - 8\nu}{32(1 - \nu)} \frac{W}{\gamma r_x^3} = \frac{7 - 8 \times 0.27}{32(1 - 0.27)} \frac{1730.91}{16.09 \times 3.64^3} = 0.462$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad B_\psi = \frac{3(1 - \nu)}{8} \frac{I_\psi}{\rho r_\psi^5} = \frac{3(1 - 0.27)}{8} \frac{1153}{\frac{16.09}{9.81} \times (4.23)^5} = 0.142$$

$$\text{Dönme uyarısı} \quad B_\phi = \frac{I_\phi}{\rho r_\phi^5} = \frac{550.22}{\frac{16.09}{9.81} \times (3.82)^5} = 0.412$$

c) Etkili sönümleme katsayısı: Tablo 3.2'den

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad n_{\psi} = 1.6 \quad B_{\psi} = 0.143$$

$$\text{Dönme uyarısı} \quad n_{\emptyset} = 1.4 \quad B_{\emptyset} = 0.413$$

d) Geometrik sönümleme oranı: Tablo 3.6'dan

$$\text{Dikey uyarı} \quad D_{zg} = \frac{0.425}{\sqrt{B_z}} \alpha_z = \frac{0.425}{\sqrt{0.407}} 1.275 = 0.849$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad D_{xg} = \frac{0.288}{\sqrt{B_x}} \alpha_x = \frac{0.288}{\sqrt{0.462}} 1.628 = 0.690$$

$$\begin{aligned} \text{Sallanma uyarısı} \quad D_{\psi g} &= \frac{0.15 \alpha_{\psi}}{(1 + n_{\psi} B_{\psi}) \sqrt{n_{\psi} B_{\psi}}} = \frac{0.15 \times 1.026}{(1 + 1.6 \times 0.142) \sqrt{1.6 \times 0.142}} \\ &= 0.263 \end{aligned}$$

$$\text{Dönme uyarısı} \quad D_{\emptyset g} = \frac{0.50}{1 + 2 B_{\emptyset}} = \frac{0.50}{1 + 2 \times 0.412} = 0.274$$

e) Dahili sönümleme: Toprak verilerinden, şuna sahibiz.

$$\text{Dikey uyarı} \quad D_{zi} = 0.05$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad D_{xi} = 0.05$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad D_{\psi i} = 0.05$$

$$\text{Dönme uyarısı} \quad D_{\emptyset i} = 0.05$$

f) Toplam sönümleme: Toplam sönümleme eşittir (d) + (e) ya da (Geometrik sönümleme oranı + Dahili sönümleme)

$$\text{Dikey uyarı} \quad D_z = D_{zg} + D_{zi} = 0.849 + 0.05 = 0.899$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad D_x = D_{xg} + D_{xi} = 0.690 + 0.05 = 0.74$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad D_{\psi} = D_{\psi g} + D_{\psi i} = 0.263 + 0.05 = 0.313$$

$$\text{Dönme uyarısı} \quad D_{\emptyset} = D_{\emptyset g} + D_{\emptyset i} = 0.274 + 0.05 = 0.324$$

4. Frekans (devir/sn)

a) Doğal frekans (devir/sn):

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (4.16)$$

Dikey uyarı $f_{nz} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{m_z}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{6372673}{176.44}} = 30.247 \text{ devir/sn}$

Yatay uyarı $f_{nx} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_x}{m_x}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{5880041}{176.44}} = 29.054 \text{ devir/sn}$

Sallanma uyarısı $f_{n\psi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_\psi}{M_\psi}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{97101118}{1153}} = 46.187 \text{ devir/sn}$

Dönme uyarısı $f_{n\phi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_\phi}{M_\phi}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{44934245}{550.22}} = 45.482 \text{ devir/sn}$

b) Rezonans frekansı (devir/sn): Tablo 3.3'den

$$f_{mr} = \frac{f_n}{\sqrt{1 - 2 D^2}} \quad (4.17)$$

Dikey uyarı $f_{mr} = \frac{f_{nz}}{\sqrt{1 - 2 D_z^2}} \rightarrow f_{mr} \times \sqrt{1 - 2 D_z^2} = f_{nz} = 30.247 \text{ devir/sn}$
 $\rightarrow 2 D_z^2 > 1$ rezonans mümkün değildir.

Yatay uyarı $f_{mr} = \frac{f_{nx}}{\sqrt{1 - 2 D_x^2}} \rightarrow f_{mr} \times \sqrt{1 - 2 D_x^2} = f_{nx} = 29.054 \text{ devir/sn}$
 $\rightarrow 2 D_x^2 > 1$ rezonans mümkün değildir.

Sallanma uyarısı $f_{m\psi} = \frac{f_{n\psi}}{\sqrt{1 - 2 D_\psi^2}} = \frac{46.187}{\sqrt{1 - 2 (0.313)^2}} = 51.508 \text{ devir/sn}$

Dönme uyarısı $f_{m\phi} = \frac{f_{n\phi}}{\sqrt{1 - 2 D_\phi^2}} = \frac{45.482}{\sqrt{1 - 2 (0.324)^2}} = 51.170 \text{ devir/sn}$

c) Titreşim kuvveti (Maksimum mutlak genlik): Makine parametrelerinden

Dikey uyarı	$F_{z0}(\text{birincil}) = 6 \text{ kN}$	$\omega t = 0.2n\pi$ için
	$F_{z0}(\text{birincil}) = 0$	$\omega t = (2n + 1)\frac{\pi}{2}$ için
	$F_{z0}(\text{ikincil}) = 2.5 \text{ kN}$	$\omega t = 0. n\frac{\pi}{2}$ için
Yatay uyarı	$F_{x0}(\text{birincil}) = 3.22 \text{ kN}$	$\omega t = (2n + 1)\frac{\pi}{2}$ için
	$F_{x0}(\text{birincil}) = 0$	$\omega t = n \pi$ için
Sallanma uyarısı	$(\text{Birincil})\omega t = (2n + 1)\frac{\pi}{2}$ için	
	$T_{\psi}(\text{Birincil}) = 15.33 \text{ kNm}$	
	$+F_{z0}(\text{birincil}) X_g = 0$	
	$+F_{x0}(\text{birincil}) X_g = 3.22 \times 2.50 = 8.05 \text{ kNm}$	
	23.38 kNm	
	$T_{\psi}(\text{İkincil}) \omega t = (2n + 1)\frac{\pi}{2}$ için	
	$F_{z0}(\text{ikincil}) Z_g = 2.5 \times 0.85 = 2.125 \text{ kNm}$	
Dönme uyarısı	2.125 kNm	
Dönme uyarısı	$T_{\phi 0}(\text{birincil}) = 46 \text{ kNm}$	$\omega t = 0.2n\pi$ için
	$T_{\phi 0}(\text{ikincil}) = 16.74 \text{ kNm}$	$\omega t = 0. n\frac{\pi}{2}$ için

5. Büyütme faktörü:

$$M = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2 D r)^2}} \quad (4.18)$$

Dikey uyarı

$$r_z(\text{birincil}) = \frac{f_p}{f_{nz}} = \frac{585}{30.247 \times 60} = 0.322 \quad D_z = 0.899$$

$$M_z(\text{birincil}) = \frac{1}{\sqrt{(1 - 0.322^2)^2 + (2 \times 0.899 \times 0.322)^2}}$$

$$= 0.937$$

$$r_z(\text{ikincil}) = \frac{f_s}{f_{nz}} = \frac{1170}{30.247 \times 60} = 0.645 \quad D_z = 0.899$$

$$M_z(\text{ikincil}) = \frac{1}{\sqrt{(1 - 0.645^2)^2 + (2 \times 0.899 \times 0.645)^2}} \\ = 0.770$$

Yatay uyarı

$$r_x(\text{birincil}) = \frac{f_p}{f_{nx}} = \frac{585}{29.054 \times 60} = 0.336 \quad D_x = 0.74$$

$$= \frac{1}{\sqrt{(1 - 0.336^2)^2 + (2 \times 0.74 \times 0.336)^2}} = 0.983$$

Sallanma uyarısı

$$r_\psi(\text{birincil}) = \frac{f_\psi}{f_{n\psi}} = \frac{585}{46.187 \times 60} = 0.211 \quad D_\psi = 0.313$$

$$M_\psi(\text{birincil}) = \frac{1}{\sqrt{(1 - 0.211^2)^2 + (2 \times 0.313 \times 0.211)^2}} \\ = 1.037$$

$$r_\psi(\text{ikincil}) = \frac{f_\psi}{f_{n\psi}} = \frac{1170}{46.187 \times 60} = 0.422 \quad D_\psi = 0.313$$

$$M_\psi(\text{ikincil}) = \frac{1}{\sqrt{(1 - 0.422^2)^2 + (2 \times 0.313 \times 0.422)^2}} \\ = 1.158$$

Dönme uyarısı

$$r_\emptyset(\text{birincil}) = \frac{f_\emptyset}{f_{n\emptyset}} = \frac{585}{45.482 \times 60} = 0.214 \quad D_\emptyset = 0.324$$

$$M_\emptyset(\text{birincil}) = \frac{1}{\sqrt{(1 - 0.214^2)^2 + (2 \times 0.324 \times 0.214)^2}} \\ = 1.037$$

$$r_\emptyset(\text{ikincil}) = \frac{f_\emptyset}{f_{n\emptyset}} = \frac{1170}{45.482 \times 60} = 0.429 \quad D_\emptyset = 0.324$$

$$M_\emptyset(\text{ikincil}) = \frac{1}{\sqrt{(1 - 0.429^2)^2 + (2 \times 0.324 \times 0.429)^2}} \\ = 1.160$$

6. Yer değiştirme tepkisi: Tablo 3.3'den $Y = M \left(\frac{F_0}{k} \right)$ ve $\psi = M_\psi \left(\frac{T_\psi}{k_\psi} \right)$ buluruz.

Dikey uyarı $Z = \sum M_z \left(\frac{F_z}{k_z} \right)$ (4.19)

$$Z = \frac{M_z(\text{birincil}) \times F_z(\text{birincil}) + M_z(\text{ikincil}) \times F_z(\text{ikincil})}{k_z}$$

$$= \frac{0.937 \times 6 + 0.770 \times 2.5}{6372673}$$

$$= 1.184 \times 10^{-6} \text{ m} = 0.1184 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

Yatay uyarı $X = \sum M_x \left(\frac{F_x}{k_x} \right)$ (4.20)

$$X = \frac{M_x(\text{birincil}) \times F_x(\text{birincil})}{k_x}$$

$$= \frac{0.983 \times 3.22}{5880041} = 0.538 \times 10^{-6} \text{ m} = 0.0538 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

Sallanma uyarısı $\psi = \sum M_\psi \left(\frac{T_\psi}{k_\psi} \right)$ (4.21)

$$= \frac{M_\psi(\text{birincil}) \times T_\psi(\text{birincil}) + M_\psi(\text{ikincil}) \times T_\psi(\text{ikincil})}{k_\psi}$$

$$\psi = \frac{1.037 \times 23.38 + 1.158 \times 2.125}{97101118} = 0.275 \times 10^{-6} \text{ rad}$$

Dönme uyarısı $\emptyset = \sum M_\emptyset \left(\frac{T_\emptyset}{k_\emptyset} \right)$ (4.22)

$$\emptyset = \frac{M_\emptyset(\text{birincil}) \times T_\emptyset(\text{birincil}) + M_\emptyset(\text{ikincil}) \times T_\emptyset(\text{ikincil})}{k_\emptyset}$$

$$= \frac{1.037 \times 46 + 1.160 \times 16.74}{44934245} = 1.49 \times 10^{-6} \text{ rad}$$

7. Toplam yer değiştirme tepkisi:

Dikey uyarı $Z_t = Z + \psi \times R_{hx} + \emptyset \times R_{hy}$ (4.23)

$$= 0.1184 \times 10^{-3} + 0.275 \times 10^{-6} \times 425 + 1.49 \times 10^{-6} \times 245$$

$$= 0.1184 \times 10^{-3} + 0.117 \times 10^{-3} + 0.365 \times 10^{-3}$$

$$= 0.6 \times 10^{-3} \text{ cm} = 0.0006 \text{ cm}$$

Yatay uyarı $X_t = X + \psi \times R_v$ (4.24)

$$\begin{aligned}
&= 0.0538 \times 10^{-3} + 0.275 \times 10^{-6} \times 228 \\
&= 0.0538 \times 10^{-3} + 0.0627 \times 10^{-3} = 0.116 \times 10^{-3} \text{ cm} \\
&= 0.000116 \text{ cm} \\
Y_t &= \emptyset \times R_v \quad (4.25) \\
&= 1.49 \times 10^{-6} \times 228 = 0.34 \times 10^{-3} \text{ cm} = 0.00034 \text{ cm}
\end{aligned}$$

8. Geçirgenlik faktörü: Tablo 3.3'den aşağıdaki formül ile bulabiliriz.

$$T_r = \frac{\sqrt{1 + (2 D r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2 D r)^2}} \quad (4.26)$$

Dikey uyarı	$D_z = 0.899$	$r_z(\text{birincil}) = 0.322$	$r_z(\text{ikincil}) = 0.645$
	$T_r(\text{birincil}) = \frac{\sqrt{1 + (2 \times 0.899 \times 0.322)^2}}{\sqrt{(1 - 0.322^2)^2 + (2 \times 0.899 \times 0.322)^2}} = 1.083$		
	$T_r(\text{ikincil}) = \frac{\sqrt{1 + (2 \times 0.899 \times 0.645)^2}}{\sqrt{(1 - 0.645^2)^2 + (2 \times 0.899 \times 0.645)^2}} = 1.179$		
Yatay uyarı	$D_x = 0.74$	$r_x(\text{birincil}) = 0.336$	$r_x(\text{ikincil}) = 0$
	$T_r(\text{birincil}) = \frac{\sqrt{1 + (2 \times 0.74 \times 0.336)^2}}{\sqrt{(1 - 0.336^2)^2 + (2 \times 0.74 \times 0.336)^2}} = 1.098$		
	$T_r(\text{ikincil}) = \frac{\sqrt{1 + (2 \times 0.74 \times 0)^2}}{\sqrt{(1 - 0^2)^2 + (2 \times 0.74 \times 0)^2}} = 1$		
Sallanma uyarısı	$D_\psi = 0.313$	$r_\psi(\text{birincil}) = 0.211$	$r_\psi(\text{ikincil}) = 0.422$
	$T_r(\text{birincil}) = \frac{\sqrt{1 + (2 \times 0.313 \times 0.211)^2}}{\sqrt{(1 - 0.211^2)^2 + (2 \times 0.313 \times 0.211)^2}} = 1.046$		
	$T_r(\text{ikincil}) = \frac{\sqrt{1 + (2 \times 0.313 \times 0.422)^2}}{\sqrt{(1 - 0.422^2)^2 + (2 \times 0.313 \times 0.422)^2}} = 1.198$		
Dönme uyarısı	$D_\emptyset = 0.324$	$r_\emptyset(\text{birincil}) = 0.214$	$r_\emptyset(\text{ikincil}) = 0.429$
	$T_r(\text{birincil}) = \frac{\sqrt{1 + (2 \times 0.324 \times 0.214)^2}}{\sqrt{(1 - 0.214^2)^2 + (2 \times 0.324 \times 0.214)^2}} = 1.047$		
	$T_r(\text{ikincil}) = \frac{\sqrt{1 + (2 \times 0.324 \times 0.429)^2}}{\sqrt{(1 - 0.429^2)^2 + (2 \times 0.324 \times 0.429)^2}} = 1.204$		

9. İletilen kuvvet:

$$\text{Dikey uyarı} \quad P_V = \sum T_r F_{z0} \quad (4.27)$$

$$\begin{aligned} &= T_r(\text{birincil}) \times F_z(\text{birincil}) + T_r(\text{ikincil}) \times F_z(\text{ikincil}) \\ &= 1.083 \times 6 + 1.179 \times 2.5 = 9.446 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad P_H = \sum T_r F_{x0} \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} &= T_r(\text{birincil}) \times F_x(\text{birincil}) \\ &= 1.098 \times 3.22 = 3.54 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad P_{T\psi} = \sum T_r T_{\psi 0} \quad (4.29)$$

$$\begin{aligned} &= T_r(\text{birincil}) \times T_{\psi}(\text{birincil}) + T_r(\text{ikincil}) \times T_{\psi}(\text{ikincil}) \\ &= 1.046 \times 23.38 + 1.198 \times 2.125 = 27 \text{ kNm} \end{aligned}$$

$$\text{Dönme uyarısı} \quad P_{T\emptyset} = \sum T_r T_{\emptyset 0} \quad (4.30)$$

$$\begin{aligned} &= T_r(\text{birincil}) \times T_{\emptyset}(\text{birincil}) + T_r(\text{ikincil}) \times T_{\emptyset}(\text{ikincil}) \\ &= 1.047 \times 46 + 1.204 \times 16.74 = 68.317 \text{ kNm} \end{aligned}$$

4.1.6. Statik koşullar için tasarım kriterleri kontrolü

- a) Statik taşıma kapasitesi, temel taban alanının %50 için izin verilen zemin basıncına göre orantılı olarak hesaplanmıştır. Önceden hesaplandığı gibi;

$$41.56 \text{ kN/m}^2 < (0.5 \times P_{S_{iz}} = 0.5 \times 127.53 = 63.765 \text{ kN/m}^2)$$

Yani hesaplanan değer, izin verilen zemin basıncının altında kalmaktadır. Bu durumda, tasarım kriterlerine uygundur.

- b) Statik oturma düzgün (üniform) olmalıdır. Temelin ve makine yüklerinin ağırlık merkezleri her bir lineer boyutun %5 içerisinde olmalıdır. Yani, temel ve makine yüklerinin ağırlık merkezleri birbirlerine çok yakın olmalıdır. Ayrıca, makine yüklerinin ağırlık merkezi, temelin ağırlık merkeziyle örtüşmelidir. Bu durumda, yüklerin ve temelin dengeli bir şekilde dağıldığını ve istikrarlı bir yapı oluşturduğunu söylenebilir.

- c) Taşıma kapasitesi, statik ve dinamik yüklerin toplamı hesaplanmıştır. Büyütme faktörü (M_i) (Tablo 3.3) tercihen 1.5'ten küçük olmalıdır. Örnek probleminde, bu faktör birincil ve ikincil işletme frekansı için 1.5'ten küçüktür. Statik ve modifiye (değiştirilmiş) dinamik yüklerin toplamı, statik yük koşulları için belirtilen izin verilen zemin basıncının %75'inden daha büyük olmamalıdır.

Aktarılan dinamik dikey kuvvet: $P_v = 9.446 \text{ kN}$

$$\begin{aligned} P_{T\psi} &= P_{T\psi} + P_v \times X_g + P_H \times 2.50 \\ &= 27 + 9.446 \times 0.85 + 3.54 \times 2.50 \\ &= 43.88 \text{ kNm} \end{aligned}$$

$$P_{T\emptyset} = 68.317 \text{ kNm}$$

$$P_{bdyn} = \frac{P_v}{A} \pm \frac{P_{T\psi}}{\frac{b h^2}{6}} \pm \frac{P_{T\emptyset}}{\frac{h b^2}{6}} \quad (4.31)$$

$$\begin{aligned} P_{bdyn} &= \frac{9.446}{4.90 \times 8.50} \pm \frac{43.88 \times 6}{4.90 \times 8.50^2} \pm \frac{68.317 \times 6}{8.50 \times 4.90^2} \\ &= 0.227 \pm 0.744 \pm 2.008 \\ &= 2.979 \text{ kN/m}^2 \text{ ve } -2.525 \text{ kN/m}^2 \end{aligned}$$

olarak bulunur. Toplam statik artı dinamik taşıma basıncı $= 41.56 + 2.979 = 44.539 \text{ kN/m}^2$ değerine eşittir.

$$44.539 \text{ kN/m}^2 < 0.75 \times 127.53 = 95.65 \text{ kN/m}^2$$

Toplam statik artı dinamik taşıma basıncının değeri, izin verilen zemin basıncının %75'inden daha düşüktür. Bu durumda, taşıma basıncı kriterlerine uygundur. Ayrıca, $41.56 - 2.525 = 39.035 \text{ kN/m}^2$ değeri de taşıma basıncını etkilemediği için uygundur.

- d) Toplam oturma, Statik artı dinamik yükler göz önüne alındığında, dinamik yüklerin ve statik yüklerin birleşik ağırlık merkezi temel ağırlık merkezinin en fazla 15.24 cm içerisinde olmalıdır. Sallanma ve dönme hareketi için sallanma ve dönme eksenleri, temelin ana eksenleriyle örtüşmelidir. Oluşan oturma miktarı, bağlı boru sisteminin izin verilen eğilme kapasitesinden daha az olmalıdır. Bu örnekte, dinamik kuvvetler, statik yüklerle karşılaştırıldığında küçüktür; bu nedenle, dinamik yüklerden kaynaklanan oturma ihmal edilmiştir.

4.1.7. Sınırlayıcı dinamik koşullar

1. İşletme frekansında titreşim genlikleri, Temel için maksimum hareket genliği, verilen çalışma frekansı için Şekil 3.22'nin A veya B bölgesinde olmalıdır. Maksimum titreşim genlikleri dikey yönde 0.0006 cm (0.000237 inç) ve yatay yönde 0.00034 cm (0.000134 inç) dir. Bu genlikler, 585 devir/dk işletme frekansında Şekil 3.22'nin A bölgesine denk gelir ve dolayısıyla kabul edilebilir niteliktedir.
2. Hız, elde edilen yer değiştirme genliği ile $2\pi \times f$ (devir/sn) olarak belirlenir. Bu hız, en azından “iyi” durum için Tablo 3.4 ve Şekil 3.22'nin sınırlayıcı değerleriyle karşılaştırılmalıdır. O zaman;

$$\begin{aligned} \text{Hız} &= 2\pi \times \text{frekans(devir/sn)} \times \text{Yer değiştirme genliği} \\ &= 2\pi \left(\frac{585}{60} \right) \times 0.0006 = 0.037 \text{ cm/sn buda } 0.0145 \text{ inç/sn} \end{aligned} \quad (4.32)$$

Bu hız, Tablo 3.4'ün “Pürüzsüz” aralığına denk gelir ve dolayısıyla kabul edilebilir niteliktedir.

3. İvme, yukarıdaki paragrafta belirlenen yer değiştirme genliği ile $4\pi^2 \times f^2$ çarpımına eşittir. Bu kontrol, paragraf 1 veya 2'deki koşullar sağlanmadığında gereklidir. İvme, Şekil 3.22'deki A veya B bölgesine düşmelidir.
4. Büyütme faktörü, büyütme faktörleri 1.5'ten küçük olmalıdır. Bu örnekte hem birincil işletme frekansı hem de ikincil işletme frekansı için büyütme faktörleri 1.5'ten küçüktür.
5. Rezonans, makinanın çalışma frekansları, rezonans frekanslarıyla en az ± 20 farka sahip olmalıdır, yani $f < 0.8 f_m$ ya da $f > 1.2 \times f_m$ olmalıdır. Bu örnekte, rezonans dikey ve yatay modlarda (bu yönlerde büyük miktarda sönümleme nedeniyle) meydana gelmemiştir.

Sallanma modunda,

$$0.8 \times f_m = 0.8 (51.508 \times 60) = 2472.38 \text{ devir/dk}$$

$$1.2 \times f_m = 1.2 (51.508 \times 60) = 3708.57 \text{ devir/dk}$$

Birincil ve ikincil makine frekansları 585 ve 1170 devir/dk olduğundan, sallanma modunda rezonans meydana gelmeyecektir. Bu nedenle tasarım kabul edilebilir.

Dönme modunda,

$$0.8 \times f_m = 0.8 (51.170 \times 60) = 2456.16 \text{ devir/dk}$$

$$1.2 \times f_m = 1.2 (51.170 \times 60) = 3684.24 \text{ devir/dk}$$

Birincil ve ikincil makine frekansları da bu aralıkların dışında olduğu için, rezonans koşulları mümkün değildir.

6. Aktarılabirlik (Geçirgenlik) faktörü, genellikle yaylar üzerine monte edilmiş yüksek frekanslı makineler için düşünülür. Genellikle 1'den küçük olmalıdır. Bu örnekte, T_r değeri 1'den büyük olduğu için dinamik kuvvetlerin arttığını göstermektedir.

4.1.8. Olası titreşim modları

- Dikey ve yatay titreşimler, kuvvetin bu yönlerde etki edebileceği için mümkündür.
- Sallanma titreşimi de mümkündür çünkü yatay kuvvetler temelin ağırlık merkezinin üstünde etki eder.
- Döndürme titreşimi, bu örnekte dengesiz momentler makine üreticisi tarafından sağlandığı için döndürme titreşimi de dikkate alınmalıdır. Ancak, yatay kuvvetler yatay düzlemde bir çift oluşturmadığı için dönme veya yalpalama titreşimi dikkate alınmaz.

Eğer yatay öteleme ve sallanma modları birbirine bağlı değilse, şu koşulu sağlamalıdır.

$$\frac{\sqrt{f_{nx}^2 + f_{n\psi}^2}}{f_{nx} \times f_{n\psi}} < \frac{2}{3f} \quad (4.33)$$

Önceki hesaplamalardan elde edilen değerler kullanılarak;

$$f_{nx} = 29.054 \text{ devir/sn}$$

$$f_{n\psi} = 46.187 \text{ devir/sn}$$

$$f \text{ (birincil frekans)} = 585 \text{ devir/dk} = \frac{585}{60} = 9.75 \text{ devir/sn}$$

Ve bu değerleri yukarıda verilmiş ifade de yerine koyarsak, o zaman

$$\frac{\sqrt{29.054^2 + 46.181^2}}{29.054 \times 46.181} = 0.0407 \quad \text{ve} \quad \frac{2}{3 \times 9.75} = 0.068$$

Bu koşul sağlandığı için yatay öteleme ve sallanma modlarının birleştirilmesine gerek yoktur.

4.1.9. Çevresel gereksinimler

1. Kişiler zerindeki fizyolojik etkiler, eğer makine bir binada bulunuyorsa, kurulumun yeterliliğini test etmek için şekil 3.24, şekil 3.25 ve şekil 3.27 kullanılır. rnekte, şekil 3.24, 585 devir/dk işletme frekansında maksimum titreşim genliği 0.0006 cm (0.000237 inç) olduğunda titreşimlerin "hissedilmez" bölgesine düşer ve kabul edilebilir.
2. Kişiler zerindeki psikolojik etkiler, (1) numaralı prosedürlerle aynı şekilde kullanılır. Makine insanlarla ilişkili olmayan bir yerde bulunuyorsa, akustik bir bariyer gerekli olabilir.
3. Yapıda hasar, 0.0006 cm (0.000237 inç) titreşim genliği ve 585 devir/dk işletme frekansı için şekil 3.24’de verilen sınıra göre yapıda hiçbir tehlike olmadığını göstermektedir.
4. Yapısal bileşenlerin rezonansı (temelin üstündeki üstyapı), en düşük doğal frekansla rezonansı önlemek için işletme frekansının doğal frekans ile oranını 0.5’ten küçük veya 1.5’ten büyük tutarak önlemelidir. rnekte başka yapısal bileşenler bulunmamaktadır.

4.1.10. Analiz sonucu

Temelin kabul edilebilir şekilde performans göstereceği öngörülmektedir. Statik ve dinamik analizler, önerilen temel konfigürasyonun yeterliliğini doğrulamaktadır ve dolayısıyla önerilen tasarım kabul edilebilir niteliktedir.

4.2. Bir Santrifüj Makinesi İçin Temel Bloğunun Tasarımı

Santrifüj makineler, yüksek hızlarda dönen bir rotor ile çalışan ve genellikle endüstriyel uygulamalarda kullanılan önemli makinelerdir. Bu makinelerin güvenilir ve doğru bir şekilde çalışabilmesi için uygun bir temel blok tasarımı gereklidir. Temel blok tasarımı, makinenin boyutları, ağırlığı, işlevi ve yerleştirileceği ortam gibi çeşitli faktörlere bağlı olarak belirlenmektedir.

Tasarım süreci, mühendislik hesaplamaları, tasarım ilkeleri ve yerel yapı standartlarına uygun olarak gerçekleştirilir. Temel blok, makinenin titreşimini absorbe etmek ve stabiliteyi sağlamak amacıyla uygun şekilde boyutlandırılır ve inşa edilir. Bu amaçla, genellikle beton veya çelik yapı malzemeleri kullanılır. Beton temeller, mukavemeti ve dayanıklılığı nedeniyle yaygın olarak tercih edilmektedir.

Temel bloğun boyutları ve şekli, makinenin boyutları ve ağırlığına göre belirlenir. Ayrıca, temel bloğun altına uygun bir zemin hazırlığı yapılması da büyük önem taşır. Tasarım aşamasında, makinenin titreşim seviyesi dikkate alınarak, temel bloğun titreşimi emmesi ve gürültüyü azaltması için gerekli önlemler alınır. Temel bloğun bakım ve erişim gereksinimleri de göz önünde bulundurulur ve bu amaçla uygun erişim yolları tasarlanır.

4.2.1. Makine parametreleri

Makine parametreleri makine satıcısı tarafından sağlanmalıdır ama bu örnek problemdeki bilgiler (Arya vd., 1984) dan alınmıştır.

Kompresör:

Ağırlık $W_K = 157 \text{ kN}$

Rotor ağırlığı $W_r = 9.34 \text{ kN}$

Çalışma hızı $\bar{f} = 6949 \text{ devir/dak}$

$$\bar{\omega} = \frac{2\pi}{60} \times \bar{f} = \frac{2\pi}{60} \times 6949 = 727.7 \text{ rad/sn}$$

Kritik hız $f_c \text{ (birincil)} = 3400 \text{ devir/dak}$

$f_c \text{ (ikincil)} = 9000 \text{ devir/dak}$

Dengesiz kütlenin eksantrikliği $\bar{e} = 0.00381 \text{ cm}$

(statik durum için üretici tarafından sağlanan)

Çalışma hızında dinamik eksantriklik:

$$e = \frac{\bar{e}}{\left(1 - \left(\frac{\bar{f}}{f_c}\right)^2\right)} = \frac{0.00381}{\left(1 - \left(\frac{6949}{3400}\right)^2\right)} = 0.0012 \text{ cm}$$

Merkezkaç kuvveti:

$$F_0 = m_r e \bar{\omega}^2 = \frac{W_r}{g} e \bar{\omega}^2 = \frac{9.34}{9.81 \times 100} \times 0.0012 \times 727.7^2 = 6.05 \text{ kN}$$

Türbin:

$$\text{Ağırlık} \quad W_T = 71.17 \text{ kN}$$

$$\text{Rotor ağırlığı} \quad W_r = 2.42 \text{ kN}$$

$$\text{Çalışma hızı} \quad \bar{f} = 6949 \text{ devir/dak}$$

$$\bar{\omega} = \frac{2\pi}{60} \times \bar{f} = \frac{2\pi}{60} \times 6949 = 727.7 \text{ rad/sn}$$

$$\text{Kritik hız} \quad f_c (\text{birincil}) = 2000 \text{ devir/dak}$$

$$f_c (\text{ikincil}) = 9020 \text{ devir/dak}$$

$$\text{Dengesiz kütlenin eksantrikliği} \quad \bar{e} = 0.00381 \text{ cm (Üretici tarafından verilen)}$$

Çalışma hızında dinamik eksantriklik:

$$e = \frac{\bar{e}}{\left(1 - \left(\frac{\bar{f}}{f_c}\right)^2\right)} = \frac{0.00381}{\left(1 - \left(\frac{6949}{2000}\right)^2\right)} = 0.00034 \text{ cm}$$

Merkezkaç kuvveti:

$$F_0 = m_r e \bar{\omega}^2 = \frac{W_r}{g} e \bar{\omega}^2 = \frac{2.42}{9.81 \times 100} \times 0.00034 \times 727.7^2 = 0.44 \text{ kN}$$

$$\text{Toplam Merkezkaç kuvveti} = 6.05 + 0.44 = 6.49 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned}
\text{Taban plakası ağırlığı} \quad W_B &= 22.24 \text{ kN} \\
\text{Toplam makine ağırlığı} \quad W_M &= W_k + W_T + W_B \\
&= 157 + 71.17 + 22.24 \\
&= 250.41 \text{ kN}
\end{aligned}$$

4.2.2. Zemin parametreleri

Zemin parametreleri, Dursun vd. (2012) gerçekleştirdiği çalışmalar temel alınarak elde edilmiştir. Araştırmada, bir yolun 100 metrelik kesiminde sismik kırılma yöntemiyle 16 metre derinliğe kadar olan zemin tabakaları analiz edilmiştir.

Elde edilen bulgulara göre, zemin tabakalı bir yapı sergilemektedir. Tabakaların özellikleri şu şekilde sınıflandırılmıştır: İlk tabaka, büyük ölçüde ayrılmış kayalardan oluşmakta olup, 3 ila 8 metre kalınlığındadır. İkinci tabaka, yaklaşık 1 metre kalınlığında ve yine ayrılmış kayalardan meydana gelmektedir. Üçüncü tabaka ise sağlam kayalardan oluşan bir yapıya sahiptir. Bu tabakalara ilişkin ayrıntılı bilgiler Tablo 4.3’de sunulmaktadır.

$$\begin{aligned}
\text{Temel Üstü kot yüksekliği} &= 31.15 \text{ m} \\
\text{Temel Tabanı kot yüksekliği} &= 30.15 \text{ m}
\end{aligned}$$

Tablo 4.3. Zemin Tabakaları için elde edilen dinamik ve statik parametrelerin ortalama değerleri ve sınıfları

Parametre	1. tabaka	2. tabaka	3. tabaka
Zemin Grubu	C	B	A
Elastisite Modülü (E) (kN/m ²)	754683.3	1916775.9	7159338
Kayma Modülü (G) (kN/m ²)	295182.9	908504.1	2523818.7
Poisson oranı (ν)	0.27	0.05	0.41
Yoğunluk (ρ) (kg/m ³)	1640	1770	2260
Birim hacim ağırlık (γ) (kN/m ³)	16.09	17.36	22.17
Taşıma gücü (kN/m ²)	381.61	861.32	886.82
Emniyet gerilmesi ($P_{s_{iz}}$) (kN/m ²)	127.53	287.43	295.28
Zemin dahili (içsel) sönümlenme oranı ($D_{\psi i}$)	0.05	0.05	0.05
İzin verilen 127.53 kN/m ² lık bir basınçta kalıcı zemin oturması 0.2 mm’dir.			

Bu örnek problemde yukarıda belirlenen makine özelliklerine göre tablo 4.3'deki 3 zemin tabakası için dinamik analiz yapılmıştır. Yapılan dinamik analize göre 3 zemin türü içinde temel inşası uygun bulunmuştur.

4.2.3. Temel konfigürasyonunun seçimi

Makine ve temelin bileşik ağırlık merkezi, temel alanının merkeziyle büyük ölçüde örtüşecek şekilde geniş ve sığ bir temel seçilerek optimize edilir. Bu çalışmada, makine ve temel ağırlık merkezlerinin neredeyse aynı noktada olması sağlanarak dengeli bir yapı elde edilmiştir. Bu durumu sağlamak için, temel tabanı geniş ve sığ olacak şekilde tasarlanır (Arya vd., 1984).

Bu tasarım yaklaşımı, makine ve temelin ağırlığının eşit şekilde dağılmasını sağlar ve bu da temelin stabilitesini artırır. Yükün düzgün bir şekilde dağılması, yapısal bütünlük ve uzun ömür için kritiktir. Şekil 4.4'de, bu gereksinimleri karşılayan bir temel blok yapılandırması gösterilmektedir.

Bu şekilde, temel tasarımının ilgili kriterleri karşıladığı ve uygun şekilde yerine getirildiği gösterilmektedir. Geniş ve sığ bir temel, titreşim ve yük dağılımını optimize eder, böylece makine ve temel arasındaki etkileşim minimize edilir ve performans artırılır.

Santrifüj makineler, yüksek hızlarda dönen bir rotor ile çalışan ve genellikle endüstriyel uygulamalarda kullanılan önemli makinelerdir. Bu makinelerin doğru ve güvenilir bir şekilde çalışabilmesi için uygun temel yapılandırması kritik öneme sahiptir.

Temel düzeni, makinenin boyutları ve ağırlığına göre belirlenir. Santrifüj makineler, çalışma sırasında genellikle titreşim ve gürültü üretirler. Bu nedenle, temel yapılandırması, bu titreşimleri absorbe etmek ve gürültüyü azaltmak amacıyla uygun şekilde tasarlanmalıdır.

Temel düzeni, mühendislik hesaplamaları ve tasarım ilkeleri doğrultusunda belirlenir. Genellikle, yeterli mukavemet ve stabilite sağlayan beton veya çelik yapılar kullanılarak inşa edilir. Ayrıca, temeldeki herhangi bir eğim veya sapma, makinenin doğru çalışmasını olumsuz etkileyebileceğinden, bu faktörler de tasarım sürecinde dikkate alınmalıdır.

Deneme Boyutlandırması kapsamında, Bölüm 3 de listelenen yönergeler doğrultusunda bir deneme konfigürasyonu seçilmiştir.

- a) Bir santrifüj makinesi için rijit blok temelin ağırlığı, makine ağırlığının iki veya üç katı olmalıdır. Bu, temel bloğunun stabilitesini ve dayanıklılığını sağlamak için önemlidir. Yani, makine ne kadar ağır ise, temel bloğu da o kadar ağır olmalıdır. Bu durumda, temel ağırlığı

$$250.41 \times 2 = 501 \text{ kN}$$

$$250.41 \times 3 = 751 \text{ kN}$$

Yaklaşık olarak 501 ile 751 kN arasında olmalıdır. Bu çalışmada seçilen temel boyutlarına göre temel ağırlığı 612.14 kN olarak hesaplanmıştır ve bu değer şartı sağlamaktadır.

- b) Bloğun üstü genellikle bitmiş zemin veya kaldırım kotunun 30 cm üzerinde tutulur, böylece yüzey suyu akışından kaynaklanan hasarlar önlenir. Bu çalışmada temelin alt taban kodu zemine sıfırdır.
- c) Kalınlık 60 cm den az olmamalıdır.
- Kalınlık, en küçük boyutun 1/5'inden fazla olmalıdır. $1/5 \times 400 = 80 \text{ cm}$
- Kalınlık, en büyük boyutun 1/10'undan fazla olmalıdır. $1/10 \times 650 = 65 \text{ cm}$
- Bu örnekte kalınlık 100 cm seçilmiştir. Yani tüm şartları sağlıyor.
- d) Temel titreşim modunda sönümlemeyi artırmak için yeterince geniş olmalıdır. Genişlik, tabandan makine ağırlık merkezi hattına olan dikey mesafenin en az 1 ile 1.5 katı olmalıdır.

$$\text{Genişlik} = (200 \times 1.5) + 60 = 360 \text{ cm}$$

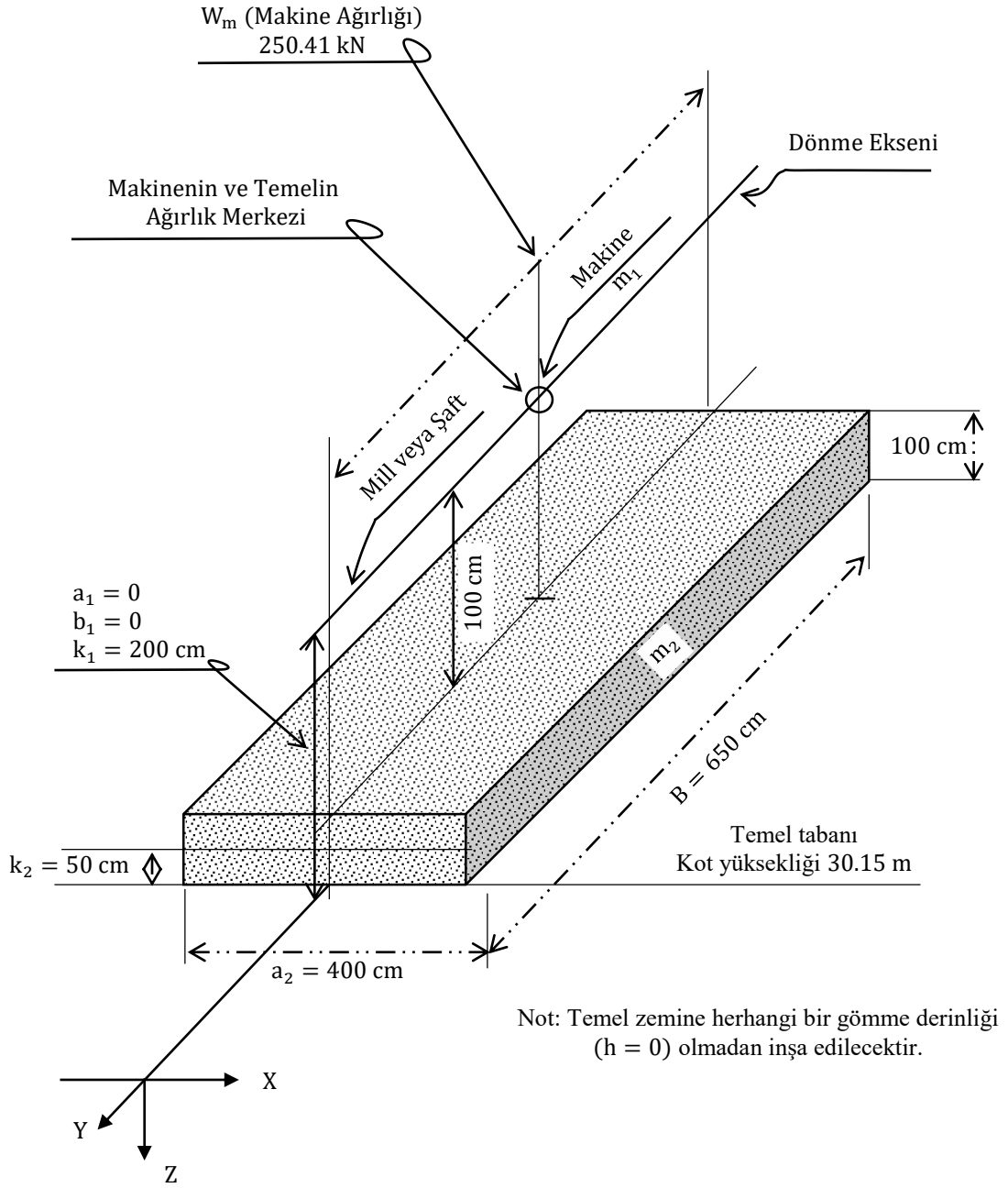
Bu örnekte kullandığımız genişlik 400 cm dir ve uygundur.

- e) Yukarıdaki c) ve d) maddelerinden kalınlık ve genişlik seçildikten sonra, uzunluk, bakım amaçlı makine tabanının kenarından bloğun kenarına 30 cm boşluk eklenerek (a) maddesinden belirlenebilir.

$$((L \times 4 \times 1) + (L \times (0.30 + 0.30) \times 1)) 23.544 = 501 \text{ kN}$$

Sadeleşme sonucu $L = 4.6 \text{ m}$ olarak bulunmuştur. Bu örnekte $L = 650 \text{ cm}$ olarak alınmıştır ve şartı sağlamaktadır.

- f) Temelin uzunluğu ve genişliği, makine ve ekipmanın ağırlık merkezinin temel ağırlık merkeziyle aynı noktada olacak şekilde ayarlanır.
- g) Eğer dinamik analiz rezonansı öngörüyorsa, temel kütlesi, modifiye edilmiş yapı, santrifüj makineleri için artırılır veya azaltılır.
- h) Beton temelin deneme taslağı şekil 4.4’de gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Santrifüj makinesi için temel düzeni (Arya vd., 1984)

4.2.4. Temel parametreleri

Temel ağırlığı: Normal beton, (TS 500'e uygun)

Beton yoğunluğu $\rho_b = 2400 \text{ kg/m}^3$

Betonun birim hacim ağırlığı $\gamma_b = \rho \times g = 2400 \times 9.81/1000$
 $\gamma_b = 23.544 \text{ kN/m}^3$

Temel ağırlığı $W_f = (6.50 \times 4 \times 1)23.544$
 $W_f = 612.14 \text{ kN}$

$\frac{\text{Temel ağırlığı}}{\text{Makine ağırlığı}} = \frac{612.14}{250.41} = 2.44$

Bu da önerilen minimum olan 2.0'ye yakındır ve santrifüj makineler için uygundur.

Toplam Statik Yük $W = \text{Temel ağırlığı} + \text{Makine ağırlığı}$
 $= 612.14 + 250.41$
 $= 862.55 \text{ kN}$

Gerçek zemin basıncı

$$\frac{W}{A} = \frac{862.55}{6.50 \times 4} = 33.18 \text{ kN/m}^2 < 0.5 \times (P_{s_{iz.}}) = 0.5 \times 127.53 = 63.765 \text{ kN/m}^2$$

Bu nedenle temel deneme boyutu uygundur.

Deneme boyutlandırması için tüm diğer yönergeler kontrol edildi ve tatmin edici bulundu. Dinamik bir analiz kontrolü, deneme temeli üzerinde aşağıda gerçekleştirilmiştir. Bu prosedürdeki adımlar aşağıda sıralı olarak çözümlenmiş ve incelenmiştir.

4.2.5. Dinamik analiz

Bu analizde, her bir mod için yapının tepkisi incelenmiş ve ilgili parametreler hesaplanmıştır. Böylece, makinenin çalışması sırasında oluşacak dinamik kuvvetlerin etkisi belirlenmiş ve uygun mühendislik çözümleri geliştirilmiştir. Şaftın dönme eksen, temelin tabanından 2 m yukarıdadır. Şaftın eksen üzerinde etkili dinamik kuvvet, $F = m_e \cdot \bar{\omega}^2 \sin \bar{\omega}t$ formunda olup, bu yapıyı dikey, yatay ve salınım şeklinde üç farklı

modda harekete geçirecektir. Makine sabit bir hızda çalışacağından, durağan durumda, amplitüde $m_e \omega^2$ sabittir. Dolayısıyla, sabit bir amplitüde F_0 sahip sinüzoidal bir kuvvetle ilişkilendirilen formüller, dinamik analizde kullanılır ($F = F_0 \sin \omega t$). Tam bir dinamik kontrol aşağıda gerçekleştirilmiştir.

1. Eşdeğer yarıçap, farklı tipte uyarılmalarda bir yapı veya bileşenin etkili boyutunu ölçen bir değerdir. Eşdeğer yarıçap, belirli bir uyarılma türüne ve yapısal dinamik tepkisine bağlıdır. Üç uyarılma türü için: Tablo (3.9) dan

$$\text{Dikey uyarı} \quad r_z = \sqrt{\frac{B L}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 6.50}{\pi}} = 2.88 \text{ m}$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad r_x = \sqrt{\frac{B L}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 6.50}{\pi}} = 2.88 \text{ m}$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad r_\psi = \sqrt[4]{\frac{B L^3}{3 \pi}} = \sqrt[4]{\frac{4 \times 6.50^3}{3 \pi}} = 3.29 \text{ m}$$

2. Kütle ve kütle atalet momenti

Kütle, bir nesnenin içindeki madde miktarını ölçen temel bir fiziksel niceliktir. Genellikle kilogram (kg) veya gram (g) cinsinden ölçülür. Kütle atalet momenti ise, nesnenin dönme hareketine karşı gösterdiği direncin bir ölçüsüdür (Arya vd., 1984).

$$\text{Dikey uyarı} \quad m_z = \frac{W}{g} = \frac{862.55}{9.81} = 87.93 \quad \text{kN.sn}^2/\text{m}$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad m_x = \frac{W}{g} = \frac{862.55}{9.81} = 87.93 \quad \text{kN.sn}^2/\text{m}$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad I_\psi = I_\psi(\text{Makine}) + I_\psi(\text{Temel}) \quad (4.34)$$

$$I_\psi = \sum_i^n \left[\frac{m_i}{12} (a_i^2 + b_i^2) + m_i k_i^2 \right] \quad (4.35)$$

$$I_\psi(\text{makine}) = \frac{250.41}{9.81} \left[\frac{(0^2 + 0^2)}{12} + 2^2 \right] = 102.1 \text{ kNm sn}^2$$

$$I_\psi(\text{Temel}) = \frac{612.14}{9.81} \left[\frac{4^2 + 1^2}{12} + 0.5^2 \right] = 104 \text{ kNm sn}^2$$

$$I_\psi = I_\psi(\text{Makine}) + I_\psi(\text{Temel}) = 102.1 + 104 = 206.1 \text{ kNm sn}^2$$

3. Kütle oranı: Tablo (3.6) dan

$$\begin{aligned} \text{Dikey uyarı} \quad B_z &= \frac{1 - \nu}{4} \frac{W}{\gamma r_z^3} = \frac{1 - 0.27}{4} \frac{862.55}{16.09 \times 2.88^3} = 0.41 \\ \text{Yatay uyarı} \quad B_x &= \frac{7 - 8\nu}{32(1 - \nu)} \frac{W}{\gamma r_x^3} = \frac{7 - 8 \times 0.27}{32(1 - 0.27)} \frac{862.55}{16.09 \times 2.88^3} = 0.47 \\ \text{Sallanma uyarısı} \quad B_\psi &= \frac{3(1 - \nu)}{8} \frac{I_\psi}{\rho r_\psi^5} = \frac{3(1 - 0.27)}{8} \frac{206.10}{\frac{16.09}{9.81} \times 3.29^5} = 0.09 \end{aligned}$$

4. Geometrik sönümleme oranı ve içsel sönümleme: Tablo (3.6) dan

Gömme derinliği $h = 0$ dir, bu nedenle $\frac{h}{r_0} = 0 \implies \alpha = 1$

$$\begin{aligned} \text{Dikey uyarı} \quad D_z &= \frac{0.425}{\sqrt{B_z}} \alpha_z = \frac{0.425}{\sqrt{0.41}} \times 1 = 0.664 \\ \text{Yatay uyarı} \quad D_x &= \frac{0.288}{\sqrt{B_x}} \alpha_x = \frac{0.288}{\sqrt{0.47}} \times 1 = 0.42 \end{aligned}$$

Dahili sönümleme hem dikey hem de yatay için ihmal edilebilir düzeydedir.

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad D_{\psi g} = \frac{0.15 \alpha_\psi}{(1 + \eta_\psi B_\psi) \sqrt{\eta_\psi B_\psi}} = \frac{0.15 \times 1}{(1 + 0.09) \sqrt{0.09}} = 0.459$$

$$\text{Dahili sönümleme} \quad D_{\psi i} = 0.05$$

$$\text{Toplama sönümleme} \quad D_\psi = D_{\psi g} + D_{\psi i} = 0.459 + 0.05 = 0.509$$

5. Yay katsayısı (β): Şekil 3.32'den bulunmuştur.

$$\begin{aligned} \text{Dikey uyarı} \quad \frac{L}{B} &= \frac{4}{6.5} = 0.62 \quad \text{---} \quad \beta_z = 2.15 \\ \text{Yatay uyarı} \quad \frac{L}{B} &= \frac{4}{6.5} = 0.62 \quad \text{---} \quad \beta_x = 0.95 \\ \text{Sallanma uyarısı} \quad \frac{L}{B} &= \frac{4}{6.5} = 0.62 \quad \text{---} \quad \beta_\psi = 0.46 \end{aligned}$$

6. Eşdeğer yay sabiti: Tablo (3.8) den,

$$\text{Dikey uyarı} \quad k_z = \frac{G}{1-\nu} \beta_z \sqrt{BL} \eta_z \quad (4.36)$$

$$= \frac{295182.9}{1-0.27} \times 2.15 \times \sqrt{4 \times 6.5} \times 1 = 4432956 \text{ kN/m}$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad k_x = 2(1+\nu)G\beta_x \sqrt{BL} \eta_x \quad (4.37)$$

$$= 2(1+0.27) \times 295182.9 \times 0.95 \times \sqrt{4 \times 6.5} \times 1 \\ = 3631911 \text{ kN/m}$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad k_\psi = \frac{G}{1-\nu} \beta_\psi BL^2 \eta_\psi \quad (4.38)$$

$$= \frac{295182.9}{1-0.27} \times 0.46 \times 6.5 \times 4^2 \times 1 = 19344589 \text{ kNm/Rad}$$

7. Doğal frekans (devir/dk):

$$f_n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} = \frac{60}{2\pi} \omega \quad (4.39)$$

$$\text{Dikey uyarı} \quad f_{nz} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{m_z}} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{4432956}{87.93}} = 2144.12 \text{ devir/dk}$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad f_{nx} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{K_x}{m_x}} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{3631911}{87.93}} = 1940.75 \text{ devir/dk}$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad f_{n\psi} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{K_\psi}{I_\psi}} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{19344589}{206.10}} = 2925.58 \text{ devir/dk}$$

8. Rezonans frekansı f_{mr} , (devir/dk): Tablo (3.3) den,

$$\text{Dikey uyarı} \quad f_{mz} = \frac{f_{nz}}{\sqrt{1-2D_z^2}} = \frac{2144.12}{\sqrt{1-2(0.664)^2}} = 6236.28 \text{ devir/dk}$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad f_{mx} = \frac{f_{nx}}{\sqrt{1-2D_x^2}} = \frac{1940.75}{\sqrt{1-2(0.420)^2}} = 2412.4 \text{ devir/dk}$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad f_{m\psi} = \frac{f_{n\psi}}{\sqrt{1-2D_\psi^2}} = \frac{2925.58}{\sqrt{1-2(0.509)^2}} = 4214.65 \text{ devir/dk}$$

9. Büyütme faktörü, M_r : Tablo (3.3) den,

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (4.40)$$

$$r = \frac{\bar{\omega}}{\omega} \quad (4.41)$$

$$M = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2 D r)^2}} \quad (4.42)$$

Dikey uyarı $r_z = \frac{\bar{\omega}}{\omega} = \frac{\bar{\omega}}{\sqrt{\frac{k_z}{m_z}}} = \frac{727.7}{\sqrt{\frac{4432956}{87.93}}} = 3.241$ ve $D_z = 0.664$

$$M_z = \frac{1}{\sqrt{(1 - 3.241^2)^2 + (2 \times 0.664 \times 3.241)^2}} = 0.096$$

Yatay uyarı $r_x = \frac{\bar{\omega}}{\omega} = \frac{727.7}{\sqrt{\frac{k_x}{m_x}}} = 3.581$ ve $D_x = 0.420$

$$M_x = \frac{1}{\sqrt{(1 - 3.581^2)^2 + (2 \times 0.420 \times 3.581)^2}} = 0.082$$

Sallanma yvarısı $r_\psi = \frac{\bar{\omega}}{\omega} = \frac{727.7}{\sqrt{\frac{k_\psi}{I_\psi}}} = 2.375$ ve $D_\psi = 0.509$

$$M_\psi = \frac{1}{\sqrt{(1 - 2.375^2)^2 + (2 \times 0.509 \times 2.375)^2}} = 0.191$$

10. Dinamik kuvvet:

$$V_0 = 6.49 \text{ kN}$$

$$H_0 = 6.49 \text{ kN}$$

$$T_0 = H_0 K_0 = 6.49 \text{ kN} \times 2 \text{ m} = 12.98 \text{ kNm}$$

11. Titreşim genliği: Tablo (3.3) den,

$$Y = \frac{M (m_i e)}{m} = M \left(\frac{m_i e \bar{\omega}^2}{m \bar{\omega}^2} \right) = M \frac{F_0}{k} \quad (4.43)$$

$$\text{Dikey uyarı} \quad Z = M_z \frac{V_0}{k_z} = 0.096 \times \frac{6.49}{4432956} = 0.14 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad X = M_x \frac{H_0}{k_x} = 0.082 \times \frac{6.49}{3631911} = 0.146 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad \psi = M_\psi \frac{T_0}{k_\psi} = 0.191 \times \frac{12.98}{19344589} = 0.128 \times 10^{-6} \text{ rad}$$

12. Sallanan titreşim bileşeni:

$$\text{Temel kenarında} \quad = \psi R_h = 0.128 \times 10^{-6} \times \frac{4}{2} = 0.26 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\text{rulman merkezinde} = \psi R_v = 0.128 \times 10^{-6} (1 + 1) = 0.26 \times 10^{-6} \text{ m}$$

13. Ortaya çıkan titreşim genliği:

11 + 12 = Titreşim genliği+ Sallanan titreşim bileşeni

$$Z_t = 0.14 \times 10^{-6} + 0.26 \times 10^{-6} = 0.4 \times 10^{-6} \text{ m} = 0.00004 \text{ cm}$$

$$X_t = 0.146 \times 10^{-6} + 0.26 \times 10^{-6} = 0.41 \times 10^{-6} \text{ m} = 0.000041 \text{ cm}$$

14. Aktarılabirlik faktörü T_r ve aktarılan kuvvet P_0 : Tablo (3.3) den,

$$T_r = \frac{\sqrt{1 + (2 D r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2 D r)^2}} = M \sqrt{1 + (2 D r)^2} \quad (4.44)$$

$$\text{Dikey uyarı} \quad T_{rz} = 0.096 \sqrt{1 + (2 \times 0.664 \times 3.239)^2} = 0.424$$

$$P_v = T_{rz} \times V_0 = 0.424 \times 6.49 = 2.752 \text{ kN}$$

$$\text{Yatay uyarı} \quad T_{rx} = 0.082 \sqrt{1 + (2 \times 0.420 \times 3.579)^2} = 0.260$$

$$P_H = T_{rx} \times H_0 = 0.260 \times 6.49 = 1.687 \text{ kN}$$

$$\text{Sallanma uyarısı} \quad T_{r\psi} = 0.191 \sqrt{1 + (2 \times 0.509 \times 2.374)^2} = 0.500$$

$$P_M = T_{r\psi} \times T_0 = 0.500 \times 12.98 = 6.49 \text{ kNm}$$

4.2.6. Tasarım kriterlerinin kontrolü

Temel blok, Bölüm 3'te açıklandığı şekilde tasarım kriterleri açısından kontrol edilmiştir.

4.2.6.1. Statik koşullar

- a) Statik taşıma kapasitesi, temel taban alanının, izin verilen zemin basıncının %50 karşılık gelen kısmı $33.18 < 63.765 \text{ kN/m}^2$ iyi durumdadır.

$$\frac{W}{A} = \frac{862.55}{6.50 \times 4} = 33.18 \text{ kN/m}^2 < 0.5 \times (P_{s_{iz.}}) = 0.5 \times 127.53 = 63.765 \text{ kN/m}^2$$

- b) Statik oturma üniform (homojen) olmalıdır. Temel ve makine yüklerinin ağırlık merkezleri, her bir lineer boyuttaki %5 bir sapma payı içinde olmalıdır. Bu örnekte makine yüklerinin ve temelin ağırlık merkezi aynıdır ve uygundur.
- c) Toplam taşıma kapasitesi, statik ve dinamik yüklerin toplamı. Büyütme faktörü (Tablo 3.3) tercihen 1.5'ten küçük olmalıdır. Bu örnekte, büyütme faktörleri tümü 1.5'ten küçüktür. Statik ve modifiye dinamik yüklerin toplamı, Statik yük koşulu için belirlenen izin verilen zemin basıncının %75'den daha büyük olmamalıdır.

$$P_{st} = 862.55 \text{ kN}$$

$$P_v = 2.752 \text{ kN}$$

$$P_M = 6.49 \text{ kNm}$$

$$\frac{P_{st}}{A} + \frac{P_v}{A} \pm \frac{P_M}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{862.55}{6.50 \times 4} + \frac{2.752}{6.50 \times 4} \pm \frac{6.49}{6.50 \times \frac{4^2}{6}}$$

$$\begin{aligned} \text{Toplam statik artı dinamik taşıma basıncı} &= 33.175 + 0.106 \pm 0.374 \\ &= 33.655 \text{ ve } 32.695 \text{ kN/m}^2 \end{aligned}$$

$$33.655 \text{ ve } 32.695 < 0.75 \times 127.53 = 95.65 \text{ kN/m}^2$$

Toplam statik artı dinamik taşıma basıncının değeri, izin verilen zemin basıncının %75'den daha düşüktür. Bu durumda, taşıma basıncı kriterlerine uygundur.

- d) Toplam oturma, statik artı dinamik yükler göz önüne alındığında, dinamik yüklerin ve statik yüklerin bileşke ağırlık merkezi temel ağırlık merkezinin en fazla 15,24 cm içerisinde olmalıdır. Titreşim hareketi için titreşimli eksen, temelin ana eksenleriyle örtüşmelidir. Oluşan oturmanın büyüklüğü, bağlı boru sisteminin izin verilen eğilme kapasitesinden daha az olmalıdır. Bu örnekte, dinamik kuvvetler, statik yüklerle karşılaştırıldığında küçüktür; bu nedenle, dinamik yüklerden kaynaklanan oturma ihmal edilmiştir.

4.2.6.2. Sınırlayıcı dinamik koşullar

- a) İşletme frekansında titreşim genlikleri, temel sisteminin maksimum hareket genliği, verilen etkin frekansı için Şekil 3.22'nin A veya B bölgesinde olmalıdır. Maksimum titreşim genlikleri dikey yönde $Z_t = 0.00004$ cm (0.0000157 inç) ve yatay yönde $X_t = 0.000041$ cm (0.0000161 inç) dir. Bu genlikler, 727.7 rad/sn işletme frekansında Şekil 3.22'nin A bölgesine denk gelir ve dolayısıyla her ikisi de kabul edilebilir niteliktedir.
- b) Hız, yukarıda a paragrafında belirlen yer değiştirme genliği ile $2\pi \times \bar{f}$ (devir/sn) çarpımına eşittir. Bu hız, "iyi" durum için Tablo 3.4 ve Şekil 3.22'nin sınırlayıcı değerleriyle karşılaştırılmalıdır. O zaman;

$$\begin{aligned} \text{Hız} &= 2\pi \times \text{frekans}(\text{devir/sn}) \times \text{Yer değiştirme genliği} \\ &= 2\pi (727.7) \times 0.00004 = 0.183 \text{ cm/sn yada } 0.0718 \text{ inç/sn} \end{aligned} \quad (4.45)$$

Bu hız, Şekil 3.22'nin A bölgesine ve tablo 3.4'ün “ iyi ” aralığına denk gelir ve uygundur.

- c) İvme, $4\pi^2\bar{f}^2 \times (\text{yer değiştirme genliği})$ olarak hesaplanır. Bu kontrol gerekli değildir çünkü a ve b paragraflarındaki koşulların ikisi de sağlanmıştır.
- d) Büyütme faktörü (dengesiz kuvvetler üreten makineler için geçerlidir), hesaplanan M ve M_r değerleri, rezonans frekansında 1.5'ten küçük olmalıdır. Bu örnekte, tüm modlar 1.5'ten küçüktür.
- e) Rezonans, Makinanın çalışma frekansları, rezonans frekanslarıyla en az ± 20 farka sahip olmalıdır, yani $f < 0.8 f_m$ ya da $f > 1.2 \times f_m$ olmalıdır. Bu örnekte, dikey modda rezonans durumu meydana gelmiştir ve şartı sağlamıyor şartı

sağlaması için temel uzunluğunu 6.5 m'den 6 m'ye indirmemiz gerekiyor. Yatay modda ve Sallanma modunda, bir rezonans durumu meydana gelmez.

	$f < 0.8 \times f_m$	yada	$f > 1.2 \times f_m$	
			$\bar{f} =$	6949 Devir/dk
Dikey mod	$0.8 \times f_{mz} =$		4989	Devir/dk
	$1.2 \times f_{mz} =$		7483.5	Devir/dk
Yatay mod	$0.8 \times f_{mx} =$		1929.92	Devir/dk
	$1.2 \times f_{mx} =$		2894.88	Devir/dk
Sallanma modu	$0.8 \times f_{m\psi} =$		3371.72	Devir/dk
	$1.2 \times f_{m\psi} =$		5057.58	Devir/dk

- f) Aktarılabirlik (Geçirgenlik) faktörü, aktarılabirlik faktörü (genellikle yaylar üzerine monte edilmiş yüksek frekanslı makineler için uygulanır). Genellikle 1'den küçük olmalıdır. Bu örnekte Tablo 3.3'ün denklemleriyle hesaplanan aktarım katsayısı (T_r) değeri B ve C zemin türü için 1'den küçüktür, bu da B ve C zemin türü için dinamik kuvvetlerin artmadığını gösterir. Ancak A zemin türü için 1'den büyüktür dolayısıyla A zemini için dinamik kuvveti arttığını göstermektedir.

4.2.6.3. Olası titreşim modları

- Dikey ve yatay titreşimler, kuvvetlerin her iki yönde de etki etmesi nedeniyle mümkündür.
- Sallanma titreşimi de mümkündür çünkü yatay kuvvetler temelin ağırlık merkezinin üstünde etki eder.
- Dönme titreşimleri, yatay kuvvetler yatay düzlemde bir çift oluşturmadığından, bu mod için mümkün değildir.

4.2.6.4. Yorgunluk kaynaklı arızalar

Makine bileşenleri, Tablo 3.4 bakıldığında, 0.183 cm/sn yada 0.0718 inç/sn hızında makinenin düzgün çalıştığı görülmüştür. Bu nedenle, makine bileşenleri için herhangi bir tehlike yoktur.

4.2.6.5. Çevresel talepler

1. Kişiler üzerindeki fizyolojik etkiler, eğer makine bir binada yer alıyorsa, Bölüm 3 de belirtilen tasarım prosedürü kullanılmalıdır ve Şekil 3.24'den sınırları alınır. Bu örnekte, kişilere herhangi bir rahatsızlık vermediğini göstermektedir.
2. Kişiler üzerindeki psikolojik etkiler, (1) ile aynı prosedürleri kullanılır. Eğer tesis, makine işletmeleriyle ilgili olmayan insanlara yakın bir konumdaysa, akustik bariyerler kullanılmalıdır. Bu örnekte, makine yaşam alanlardan uzak bir konumdadır.
3. Yapılara zarar verme, Şekil 3.24 veya 3.25'deki sınırlar kullanılır. Bu örnek, herhangi bir tehlike olmadığını göstermektedir.
4. Yapısal bileşenlerin (temelin üstündeki süper yapılar) rezonansı, en düşük doğal yapısal frekans ile rezonansı önlemek için frekans oranını 0.5'ten küçük veya 1.5'ten büyük tutarak rezonansı önlenir. Bu örnekte, herhangi bir yapısal bileşen bulunmamaktadır.

4.2.6.6. Analiz Sonucu

Temelin kabul edilebilir şekilde performans göstereceği öngörülmektedir. Statik ve dinamik analizler, önerilen temel konfigürasyonun yeterliliğini doğrulamaktadır ve dolayısıyla önerilen tasarım kabul edilebilir niteliktedir. Bu nedenle, deneme tasarımı kabul edilebilir ve makineyi desteklemek için kullanılabilir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez, yapı dinamiğiyle ilgili temel bilgileri, dinamik yüklü makine temellerinin tasarım sürecini, hesap ilkelerini, uygun temel tipinin seçilmesini ve özellikle blok tipi makine temellerinin tasarımı ve analizini incelemektedir. Makine temellerinin doğru şekilde tasarlanabilmesi için inşaat mühendisliği, zemin mühendisliği ve makine tasarımı disiplinlerinin beraber çalışması gerekmektedir. Bu disiplinlerin birleşimi hem temelin yapısal güvenliği hem de makine performansı açısından kritik bir rol oynamaktadır.

Temel tasarımının projelendirme sırasında dikkat edilmesi gereken birincil husus, makine-temel-yay sisteminin doğal frekansı ile makinenin işletme frekansının birbirinden yeterince uzak olmasıdır. Uygun temel seçimi için frekans ve genlik analizlerinin karşılaştırılması önemlidir. Rezonans riskini önlemek için, makine ve temel sisteminin doğal frekansının doğru seçilmesi ve izin verilen genlik değerlerinin aşılmaması tasarımın temel prensibini oluşturmaktadır. Genliklerin büyüklüğü, çevre yapı elemanlarına zarar verebileceği gibi makinenin bulunduğu ortamdaki konforu da doğrudan etkileyebilir. Ayrıca, komşu yapı veya ekipmanlara zarar verebilecek titreşimler öngörüldüğünde, bu titreşimlerden korunmak için uygun sönümleyici malzemelerin kullanılması gerekebilir. Bu malzemeler arasında kauçuk, neopren, çelik yay, ahşap sönümleyiciler gibi seçenekler bulunmaktadır. Ancak, sönümleyici kullanılmasına rağmen istenen titreşim genliklerine ulaşılamıyorsa, hendek bariyer gibi titreşim yalıtım yöntemleri de tercih edilebilir.

Makine temellerinin şekli genellikle zemin mühendisi ve makine üreticisi tarafından belirlenirken, tasarım mühendisi titreşim analizi teorisi, modelleme teknikleri ve zemin dinamiği gibi araçları kullanarak tasarım kriterlerini karşılamak durumundadır. Bu tez, endüstride yaygın olarak kullanılan İleri Geri (pistonlu) ve Döner Makinelerin titreşimine karşı temelin tepkisini incelemektedir. Seçilen temeller, birçok endüstriyel tesiste yaygın olarak kullanılan iki farklı blok tipi temeldir. Temel örnekleri, temel tasarımının eksiksiz bir şekilde yapılmasını sağlamak için adımlar serisi içeren standart bir formatta sunulmuştur.

Diğer bir önemli husus, dengelenmemiş kuvvetlerin oluşmamasına özen gösterilmesidir. Tasarım aşamasında atalet kuvvetlerine özel bir önem verilmelidir. Atalet kuvvetlerinden kaynaklanan dengesizliklerin neden olduğu titreşimleri minimize etmek

amacıyla, temeller yeterli kütleye sahip olmalıdır. Farklı oturmaları önlemek için, makine-temel sisteminin ağırlık merkezi ile temel tabanının ağırlık merkezi aynı ekseninde yer almalıdır. Ayrıca, sisteme etki eden hareketli ve sabit kuvvetlerin bileşkesi bu merkezden geçmelidir.

Makine temel tipinin seçimi, uygun bir projelendirme için kritik bir öneme sahiptir. Düşük hızlı makineler ve şahmerdanlar için geniş alan kaplayan blok tipi temeller tercih edilmelidir. Buna karşılık, yüksek hızlı makineler için çerçeve tipi temeller kullanılmalı ve bu temellere sönümleyici elemanlar eklenmelidir.

Makine temellerinin tasarımında iki ana kriterin sağlanması önemlidir:

1. İşletme frekansı ile makine-temel-zemin sisteminin doğal frekansı arasında rezonans durumu oluşmamalıdır.
2. İşletme sırasında meydana gelecek titreşimlerin genliği kabul edilebilir sınırlar içinde kalmalıdır.

Rezonansı önlemek için zemin-temel sisteminin doğal frekansı, makinenin işletme frekansından uzak tutulmalıdır. Yavaş çalışan makinelerde ise zemin-temel sisteminin frekansı mümkün olduğunca düşük olmalıdır. Makine temelleri, farklı oturma ve devrilmelere karşı dayanıklı ve rijit bir zemine yerleştirilmelidir. Temelin yüksekliği makul ölçülerde tutulmalı, böylece yatay genlikler izin verilen sınırlar içinde kalmalıdır. Devrilme riskine karşı, temel boyutu momentin etkidiği yönde artırılmalıdır. Ayrıca, oturmalara karşı sağlam zeminler tercih edilmeli ve zeminin yeterli mukavemette olmadığı durumlarda mutlaka takviye yapılmalıdır.

Makinenin çalışmasından kaynaklanan aşırı titreşimleri önlemek için planlama aşamasında inşaat sahasının seçimi, dinamik yüklerin dengelenmesi, uygun temel seçimi ve yalıtım yapılması dikkate alınmalıdır. Basınç makineleri, şahmerdanlar ve kompresörler gibi titreşim üreten makineler, hassas işlerin yapıldığı alanlardan uzakta konumlandırılmalıdır. Makineler, dinamik dengeleme ile dengelenmemiş kuvvetlerin minimize edilmesini sağlamalıdır. Makine temellerinin projelendirilmesinde kullanılacak parametreler, temelin inşa edileceği yerde yapılacak deneylerle belirlenmelidir.

Bir makine projelendirilirken titreşim ve yalıtım problemleri de göz önünde bulundurulmalıdır. Yalıtım probleminin çözümünde iki ana husus dikkate alınmalıdır:

- Sistemin kütleleri, rijitlikleri, sehimleri ve devir sayıları tehlikeli titreşimlerin ortaya çıkmasını önleyecek şekilde birleştirilmelidir (doğrudan yalıtım).
- Eğer titreşimler kaçınılmazsa, bu titreşimlerin zararlı etkilerini önlemek için dolaylı yalıtım yöntemleri kullanılmalıdır.

Elastik elemanlar üzerine yerleştirilmiş sistemler altı serbestlik derecesine sahiptir ve bu sistem altı ayrı titreşim frekansına sahiptir. Bu titreşim frekanslarının birbirlerine mümkün olduğunca yakın olması ve uyarıcı frekanslardan uzak olması önemlidir. Dönen kütlelerin zorlanmış titreşimlerini önlemek için, kütleler ağırlık merkezinden geçen bir asal eksen etrafında dönecek şekilde yerleştirilmelidir. Elastik elemanlarla izole edilmiş sistemlerde, mesnetlerin ağırlık merkezine göre simetrik olarak yerleştirilmesi gerekmektedir. Ayrıca, sistemin stabilitesi, ağırlık merkezinin mesnetlerden olan yüksekliğine bağlıdır. Sistemin kararlılığını sağlamak için, ağırlık merkezi mesnetlerin bulunduğu düzlemden aşağıda olmalıdır.

Burulma titreşimlerinde rezonans riski varsa, uygun bir sönümleyici kullanılmalıdır. Sönümleyiciler, sistemde titreşim şiddetinin en yüksek olduğu noktaya monte edilmelidir.

5.2. Öneriler

Titreşim oluşturan makinelerin temel tasarımı yapılırken aşağıda belirtilen hususları tasarımda dikkate almak amaca uygun bir temel tasarımı yapmak için son derece önemlidir. Bu hususlar;

1. Rezonansın önlenmesi, işletme frekansı ile sistemin doğal frekansı arasında rezonansın oluşmaması sağlanmalıdır.
2. Yeterli kütle, temeller, dengesizliklerden kaynaklanan titreşimleri azaltacak yeterli kütleye sahip olmalıdır.
3. Simetri ve merkezileme, temel üzerindeki ağırlık merkezi, uygulanan kuvvetler sisteminin bileşkesi ile örtüşmelidir.
4. Yalıtım ve dengeleme, makine ve temel sistemlerinde titreşim yalıtımı ve dinamik dengeleme dikkate alınmalıdır.
5. Stabilitate, sistemin stabilitesini artırmak için ağırlık merkezinin mesnetlerin bulunduğu düzlemden aşağıda olması sağlanmalıdır.
6. Sönümleyici kullanımı, tehlikeli burulma titreşimlerini önlemek için uygun sönümleyiciler kullanılmalıdır.

Bu öneriler, makine temellerinin daha verimli ve güvenli bir şekilde projelendirilmesine katkı sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- Barkan, D. D. (1962). *Dynamics of Bases and Foundations*. New York: N.Y.: McGraw-Hill.
- Al-Helo, K. I. (2015). *Dynamic behavior of machine foundation on two-layer soil system. Journal of Engineering and Sustainable Development*, 19(1), 87-102.
- Arya, S. C., O'Neill, M. W., & Pincus, G. (1984). *Design of Structures and Foundations for Vibrating Machines*. Houston: TX: Gulf Publishing.
- Aşılıoğlu, A. (2009). *Dinamik Yüklü Temellerin Tasarımı Ve Simetriden Sapmaların Etkisi*.
- Avcı, G. (2008). *Kazıklı temellere etki eden dinamik yüklerin statik yükler cinsinden uygulanabilirliğinin araştırılması (Master's thesis, Anadolu University (Turkey))*.
- Bapir, B., Abrahamczyk, L., Wichtmann, T., & Prada-Sarmiento, L. F. (2023). *Soil-structure interaction: A state-of-the-art review of modeling techniques and studies on seismic response of building structures. Frontiers in Built Environment*, 9, 1120351.
- Bhaduri, A., & Choudhury, D. (2021). *Steady-state response of flexible combined pile-raft foundation under dynamic loading. Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 145, 106664.
- Bildik, S., & Tanrıöver, H. (2023). *Numerical Investigation of the Pile–Soil Interaction Problem under Dynamic Loads. Applied Sciences*, 13(21), 11653.
- Das, B. M., & Ramana, G. V. (1993). *Principles of soil dynamics*. Boston: MA: PWS-Kent Publishing Company.
- Demir, H., & Öztürk, T. (1992). *Makina Temellerinin Tasarımı ve Hesabı*. İ.T.Ü. İnşaat Fak.
- Dursun, E., Ünver, S., & Acar, H. (2012). *Orman Yolu Güzergahlarının Sismik Zemin Etüdü Metodu ile Belirlenmesi Üzerine Bir Çalışma*. Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 16(1).
- Görgün, B. (2014). *Suya doymun kil ve gevşek kum zeminlerde oluşturulan kazıklı temellere etki eden dinamik yüklerin statik yükler cinsinden uygulanabilirliğinin araştırılması (Master's thesis, Anadolu University (Turkey))*.
- Güney, A. (2016). *Dinamik Yüklü Temellerde Simetriden Sapma Ve Deprem Etkisi*.
- İşkodra, E. (2008). *Dinamik yükler altındaki temellerin tasarımı*.

- Karabulut, H., Öztürk, E., & Çınar, C. (2011). *Tek silindirli dört zamanli bir dizel motorunun dinamik modeli ve titreşimlerinin incelenmesi. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 26(1).
- Köken, A., & Karabulut, A. (2022). Takım tezgâhlarında titreşim sönümleyici kullanılarak zemine iletilen kuvvetin azaltılması. *Politeknik Dergisi*, 25(1), 399-404.
- Öztürk, T., & Öztürk, Z. (2008, October). *Vibration absorption and isolation in dynamically loaded foundations*. In The 14th World Conference on Earthquake Engineering (Vol. 128).
- Prakash, S. (1981). *Soil Dynamics*. New York: N.Y.: McGraw-Hill.
- Prakash, S., & Puri, V. K. (2006). *Foundations for vibrating machines*. Journal of structural Engineering, 33(1), 13-29.
- Richart Jr, F. E. (1975). *Some effects of dynamic soil properties on soil-structure interaction*. Journal of the geotechnical engineering division, 101(12), 1197-1240.
- Richart, F. E., Hall, J. R., & Woods, R. D. (1970). *Vibrations of soils and foundations*.
- Said, A. I., & Abdulhameed, A. A. (tarih yok). *Foundations for Vibrating Machine Structural Design; Rule of Thumb*.
- Sünbül, A. B., Gündüz, Z., & Mungan, H. (2018). *YÜZEYSEL TEMELLİ YAPI GRUBUNUN DİNAMİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ*. Beykent Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, 11(1), 137-158.
- Tvrda, K. (2017). *Foundation plate on the elastic half-space, deterministic and probabilistic approach*. In MATEC web of conferences (Vol. 107, p. 00058). EDP Sciences.
- Ulgen, D., Ertugrul, O. L., & Ozkan, M. Y. (2016). *Measurement of ground borne vibrations for foundation design and vibration isolation of a high-precision instrument*. Measurement, 93, 385-396.
- Unsever, Y. S., Matsumoto, T., Esashi, K., & Kobayashi, S. (2017). *Behaviour of model pile foundations under dynamic loads in saturated sand*. Bulletin of Earthquake Engineering, 15, 1355-1373.
- Valliappan, S., & Hakam, A. (2001). *Finite element analysis for optimal design of foundations due to dynamic loading*. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 52(5-6), 605-614.
- Whitman, R. V., & Richart Jr, F. E. (1967). *Design procedures for dynamically loaded foundations*. Journal of the Soil Mechanics and Foundations Division, 93(6), 169-193.